

Міністерство освіти і науки України
Державний університет інфраструктури та технологій

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ЩЕРБИНА ЮРІЙ ВОЛОДИМИРОВИЧ

УДК 629.4.027

ДИСЕРТАЦІЯ

ПОЛІПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ГІДРАВЛІЧНИХ ДЕМПФЕРІВ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ЇХ КОНСТРУКЦІЇ

Спеціальність 05.22.07 - Рухомий склад залізниць та тяга поїздів
Галузь знань 027 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Ю.В. Щербина

Науковий керівник
Іщенко Вадим Миколайович,
кандидат технічних наук, доцент

Київ-2018

АНОТАЦІЯ

Щербина Ю. В. Поліпшення експлуатаційних показників гідравлічних демпферів пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.07 – Рухомий склад залізниць і тяга поїздів. – Державний університет інфраструктури та технологій, Київ, 2018.

Дисертація присвячена актуальному питанню підвищення ефективності функціонування гідравлічних гасителів візків пасажирських вагонів.

Наукова новизна дисертаційної роботи полягає в наступному:

Вперше:

- отримані значення повздовжніх сил в вузлах кріплення гідравлічних гасителів коливань з урахуванням жорсткості повідка на підставі розроблених методів комп'ютерного моделювання;

- отримані закономірності змін параметрів в'язкого опору від кількості робочої рідини в гасителі коливань, що дозволяє оцінити ступінь працездатності гідравлічного демпфера і його вплив на зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки та запасу стійкості, вертикальні та горизонтальні прискорення, показники плавності руху пасажирських вагонів;

- запропоновано метод оцінювання енергетичної ефективності роботи гідравлічного гасителя коливань, згідно якого визначається величина поглинання енергії за площею робочої діаграми.

Удосконалено:

- математичну модель динаміки пасажирського вагона за рахунок встановлення параметрів варіативних відхилень гідравлічних гасителів коливань в експлуатації.

Подальшого розвитку набули:

- метод розрахунку динамічних показників пасажирського вагону на базі розробленої комп'ютерної моделі динаміки, що дозволяє отримати залежності цих показників від змін параметрів в'язкого опору гідравлічного амортизатора;

- метод дослідження впливу появи несправностей гідравлічного гасителя коливань на його працездатний стан.

Основні результати дисертаційної роботи використані при виконанні науково-дослідної роботи в ДП «ДНДЦ УЗ» ПАТ «Укрзалізниця», у т.ч. в пасажирському вагонному депо ЛВЧД-1 «Київ-Пасажирський» при проведенні науково-дослідної роботи з визначення впливу працездатності гідравлічних гасителів коливань на динамічні показники вагонних конструкцій засобами імітаційного комп'ютерного моделювання (№ держ. реєстр. №0217u003589) та впроваджені у навчальний процес кафедри «Вагони та вагонне господарство» державного університету інфраструктури та технологій ДУІТ (підтверджується актами впровадження).

Відповідно до теми дисертації опубліковано 20 наукових праць та патенти України, з них 5 наукових праць в українських виданнях, які входять до затвердженого МОН України переліку наукових фахових видань, у тому числі 2 без співавторів, 2 наукові праці у фахових закордонних виданнях, 8 – в матеріалах конференцій, 2 патенти на корисні моделі України.

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету і завдання дослідження, їх зв'язок з науковими програмами, визначено наукову новизну отриманих результатів викладених в дисертації, практичне значення, наведено данні про апробацію результатів роботи і публікації.

Перший розділ присвячено огляду наукових публікацій за темою, виконано аналіз існуючих систем демпфірування пасажирських вагонів та методів контролю технічного стану гідравлічних гасителів коливань.

Аналіз огляду літературних джерел свідчить про проведені багаточисленні дослідження з визначення працездатного стану гідравлічного гасителя коливань з використанням сучасних методів контролю та діагностики, побудови математичних моделей процесів, що мають місце при роботі амортизатора, визначення факторів оцінки демпфірувальних характеристик пасажирського вагона. Серед не вирішених залишаються питання пов'язані з конструктивною недосконалістю існуючих амортизаторів систем гасіння коливань пасажирських вагонів, що надає підстави для подальшого поглибленого дослідження та виокремлює напрямки роботи з пошуку раціональних технічних рішень щодо гідравлічних гасителів коливань.

Вдосконалення конструкцій пасажирського рухомого складу, який експлуатується на залізницях України, пов'язані з

безперервним розвитком галузі пасажирських перевезень і пошуком оптимальних технічних рішень, спрямованих на забезпечення високих якісних показників роботи та безпеки руху. До важливих задач належить встановлення раціональних співвідношень жорсткісних характеристик та параметрів демпфірування двоступеневої системи підвішування пасажирських вагонів. В даному розділі дисертаційної роботи виконано огляд конструктивних відмінностей ходових частин стосовно пружно-дисипативних елементів вагонів.

Проведено аналіз контролю працездатності технічного стану гасителів коливань при стендових та стаціонарних випробуваннях. Виконано огляд існуючих стендів випробувань та процедури оцінювання працездатності гідравлічних амортизаторів під час проведення випробувань.

У другому розділі представлений опис побудованої методом підсистем комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ, досліджено вплив змін параметрів опору гідравлічного гасителя коливань на динамічні показники пасажирського вагона за обраними розрахунковими варіантами.

Визначено залежності екстремальних значень динамічних показників пасажирського вагона від швидкості руху, які відповідають різним варіантам розташування на вагоні гідравлічних гасителів коливань в непрацездатному стані, отримані на підставі проведення комп'ютерного експерименту.

За результатами моделювання динаміки руху пасажирського вагона з метою оцінки впливу технічного стану гідравлічних гасителів коливань на показники динаміки пасажирського вагона встановлено, що за показниками стійкості

вагона в рейковій колії в разі працездатного стану всіх гасителів вимоги безпеки руху задовольняються в розглянутому діапазоні швидкостей включно до 160 км/год. У випадку непрацездатності всіх гасителів коливань запас стійкості вагона від сходу колісних пар з рейок вичерпується при швидкості руху 115 км/год. В інших випадках відмов гасителів коливань умови безпеки руху не порушуються. Стосовно впливу відмов гасителів коливань пасажирського вагона на такі важливі характеристики комфортності руху, як показники плавності ходу, слід зауважити, що в разі непрацездатного стану одного з гасителів показник плавності ходу у горизонтальному поперечному напрямку досягає граничного рівня, починаючи зі швидкостей руху 110 і 120 км/год. Якщо ж в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань, то цей показник перевищує граничний рівень, починаючи зі швидкості руху 100 км/год і починаючи з 80 км/год, коли не працюють по одному гасителю коливань на візках. Непрацездатний стан трьох або чотирьох гасителів призводить до наднормативного зростання показника плавності ходу, починаючи зі швидкостей руху в діапазоні 50 – 60 км/год. Максимальні значення показника плавності ходу у вертикальному напрямку перевищують граничний рівень при швидкості руху 130 км/год, коли всі гасителі коливань знаходяться у справному стані. В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань цей показник досягає граничного рівня, починаючи зі швидкості руху 110 км/год. Якщо ж в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань, то максимальні значення показника перевищують граничний рівень при швидкості руху 100 км/год. Непрацездатний стан трьох або чотирьох гасителів коливань вагона призводить до

наднормативного зростання показника плавності ходу у вертикальному напрямку вже при швидкості 90 км/год.

З метою визначення величин повздовжніх сил, що діють на вузли гідравлічного амортизатора в програмному комплексі «Универсальный механизм» виконано дослідження комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ, за яким розрахований діапазон значень середньоквадратичних відхилень повздовжніх зусиль в межах швидкісного руху $V = 20 \div 140$ км/год. Виявлено суттєвий вплив стану колії на зміну повздовжніх сил, що діють на вузли кріплення гідравлічного амортизатора у заданому інтервалі швидкостей. Встановлено низьку чутливість жорсткості повідка до шуканих показників.

У третьому розділі проведено аналіз технічного стану гідравлічних гасителів коливань. Встановлено, що до найбільш поширених несправностей слід віднести:

- втрату робочої рідини за рахунок зниження щільності гідросистеми;
- підвищення зазорів в системі «шток-направляюча», внаслідок чого відбувається зменшення параметра опору від максимального до -25% номінального значення;
- послаблення різьбового з'єднання штока з верхньою головкою гідравлічного гасителя коливань, внаслідок багатократних навантажень згину (при перекосах) і розтягу-стискання;
- зриви різьби штока, при частому розбиранні, зумовленому заміною гумових ущільнюючих манжет;
- знос та руйнування направляючої та «перекал» метала в робочій зоні штока внаслідок температурного перегріву,

викликаних конструктивними особливостями вузлів кріплень гасителя від дії значних бічних сил при перекосах, що призводить до заклинювання в роботі.

За результатами аналізу технічного стану гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-11000 і проведеними дослідженнями, пов'язаними з впливом зміни параметрів опору залежно від рівня робочої рідини та втратою компресії при появі зносів відповідальних частин апарату, обрані переважні напрямки удосконалення конструктивних елементів амортизатора.

В основу вибору напрямків поставлені задачі удосконалення конструкції вузлів кріплення, фрикційної пари тертя «шток-направляюча», зменшення випадків відбракувань направляючої по зносам, забезпечення більш надійної щільності гідросистеми, що призведе до підвищення працездатності гідравлічного гасителя коливань.

Виконані розрахунки з урахуванням дії вертикальних і горизонтальних зусиль, що передаються на вузли кріплення гідравлічного гасителя коливань до і після проведення конструктивних змін. Проведено дослідження міцності вузлів кріплення удосконаленої конструкції гасителя коливань.

Для знаходження розподілу напружень від дії повздовжніх горизонтальних сил за допомогою програмного пакету SolidWorks проведено імітаційне дослідження створеної комп'ютерної моделі гасителя коливань. При виконанні розрахунку прийняті до уваги властивості матеріалів складових одиниць, та витримана точність виконання геометрії елементів, відповідно до креслеників конструкторської документації гідравлічного гасителя коливань НЦ-1100.

У четвертому розділі викладено відомості, щодо проведення стендових випробувань дослідного зразка гідравлічного амортизатора удосконаленої конструкції в умовах вагонного депо на стендовому обладнанні СВД11-0,047. В ході проведення дослідних випробувань виконані три контрольні вимірювання та проведений запис робочих діаграм. За результатами аналізу обробки залежності змін параметрів опору гідравлічного гасителя коливань типу НЦ1100 встановлено, що:

- параметри опору гідравлічного гасителя коливань зміненої конструкції перевищують встановлені нормативні значення, і знаходяться в діапазоні значень при ході стискання:

$$\beta_1 = 151,2 \div 157,7 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}, \quad \text{при ході розтягнення}$$

$$\beta_2 = 145,7 \div 151,6 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}.$$

- відхилення параметрів в'язкого опору від прийнятого номінального значення на ході стискання становить:

$$\Delta_{\min_{80}} = 89 \div 97,12 \% \quad \text{при мінімально допустимому значенні}$$

параметра опору $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\Delta_{\max_{130}} = 16,3 \div 21,3\%$

при максимально допустимому значенні параметра опору

$$\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}.$$

- відхилення параметрів опору від прийнятого номінального значення на ході розтягнення становить:

$$\Delta_{\min_{80}} = 82,12 \div 89,5 \% \quad \text{при мінімально допустимому значенні}$$

параметра в'язкого опору $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$,

$$\Delta_{\max_{130}} = 12,07 \div 16,61\% \quad \text{при максимально допустимому}$$

значенні параметра опору $\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.

Економічний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи у частині проведення модернізації за

запропонованим проектом згідно розрахунку показників ефективності свідчить про те, що чистий дисконтований дохід від ремонту одного гідравлічного гасителя коливань становить 18,6 тис. грн.

Ключові слова: система демпфірування, пасажирський вагон, гідравлічні гасителі коливань, комп'ютерна модель.

ANNOTATION

Scherbina Y. Improving the performance of hydraulic dampers of passenger wagons by improving their design. – Qualification scientific work on the manuscripts copyrights.

Dissertation for obtaining a scientific degree of a candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.22.07 – «Rolling stock of railways and traction of trains». - State University of Infrastructure and Technology, Kyiv, 2018.

The dissertation is devoted to the actual issue of increasing the efficiency of the hydraulic driveshafts of passenger carriages.

The scientific novelty of the dissertation work is as follows: For the first time:

- obtained values of longitudinal forces in the assemblies of attachment of hydraulic oscillation oscillators taking into account the stiffness of the leash based on the developed methods of computer simulation;

- the regularities of changes in the viscous resistance parameters change from the amount of working fluid in the vibration damper, which allows us to estimate the degree of performance of the

hydraulic damper and its effect on changes in the coefficients of vertical dynamics and stability reserve, vertical and horizontal acceleration, and the indicators of smoothness of the passenger carriage;

- the method of estimating the energy efficiency of a hydraulic oscillator is proposed, according to which the amount of energy absorption by the area of the working diagram is determined.

Improved:

- a mathematical model of the dynamics of a passenger car due to the setting of parameters of variational deviations of hydraulic oscillators in operation.

Further development has been achieved:

- method of calculation of dynamic parameters of a passenger car on the basis of developed computer model of dynamics, which allows to get dependence of these parameters on changes of parameters of viscous resistance of a hydraulic shock absorber;

- a method for investigating the effect of failure of a hydraulic damper on its operational state.

The main results of the dissertation work were used in carrying out research work at the State Enterprise "DNDC UZ" of "Ukrzaliznytsia", incl. in the passenger carriage depot of the ЛВЧД-1 "Kyiv-Passenger" during the research work on determining the influence of the performance of hydraulic vibrations on the dynamics of car designs by means of simulation computer simulation (No. State Register 0217u003589) and implemented in the educational process Department "Wagons" of the State University of Infrastructure and Technologies of DUIT (confirmed by implementation acts).

In accordance with the theme of the dissertation, 20 scientific works and patents of Ukraine, including 5 scientific works in Ukrainian editions, which are included in the list of scientific professional editions approved by the Ministry of Education and Science of Ukraine, including 2 without co-authors, 2 scientific works in professional foreign publications, 8 in the materials of conferences, 2 patents on utility models of Ukraine.

The introduction substantiates the relevance of the topic of the dissertation, formulates the purpose and tasks of the research, their connection with scientific programs, determines the scientific novelty of the results obtained in the dissertation, practical significance, provides information on the approbation of the results of work and publication.

The first section is devoted to the review of scientific publications on the topic, an analysis of existing systems for damping passenger wagons and methods for controlling the technical condition of hydraulic oscillation oscillators is performed.

Analysis of the review of literary sources indicates that numerous studies have been conducted on the determination of the working state of a hydraulic shaker, using modern methods of control and diagnostics, the construction of mathematical models of processes taking place during the operation of a shock absorber, and determining the factors for assessing the damping characteristics of a passenger car. Among the outstanding issues remain related to the structural imperfection of the existing shock absorbers of the systems of extinguishing the vibration of passenger cars, which provides the basis for further in-depth research and highlights the direction of work

to find rational technical solutions for hydraulic oscillation oscillators.

Improvement of constructions of the passenger rolling stock operated on the Ukrainian railways is connected with the continuous development of the passenger transportation industry and the search for optimal technical solutions aimed at ensuring high quality performance and traffic safety. Important tasks include the establishment of rational ratios of rigid characteristics and damping parameters of a two-stage hanging system for passenger cars. In this section of the dissertation, an overview of the structural differences between the running gear and the elastic-dissipative elements of the carriages was performed.

The analysis of the performance monitoring of the technical state of oscillation oscillators during bench and stationary tests was carried out. A review of existing test benches and procedures for assessing the performance of hydraulic shock absorbers during the tests was performed.

The second section presents the description of the computer model of the dynamics of a passenger car on the carriage of the type of the KB3-ЦННН, constructed by the subsystems method, and investigates the influence of changes in the parameters of the resistance of the hydraulic shifter to the dynamic parameters of the passenger car on the chosen design variants.

Dependences of extreme values of dynamic parameters of a passenger car on the speed of movement, which correspond to different variants of arrangement on the car of hydraulic vibrations of the vibrations in an unfit condition, are determined on the basis of a

computer experiment.

According to the results of the simulation of the dynamics of the passenger car to assess the impact of the technical state of the hydraulic vibrations on the passenger car dynamics, it has been established that, in terms of the stability of the carriage in the railroad track in the case of an efficient state of all emitters, traffic safety requirements are met in the considered range of speeds up to 160 km/h. In case of failure of all oscillator oscillations, the stock of stability of the car from the oncoming wheelset pairs with rails is exhausted at a speed of 115 km/h. In other cases, the failures of the oscillators of the oscillation traffic safety conditions are not violated. Regarding the influence of the failures of the vibration switches of the passenger car on such important characteristics of the comfort of motion as the indicators of smoothness, it should be noted that in the case of an idle state of one of the extinguishers, the rate of smoothness in the horizontal transverse direction reaches the limiting level, starting with the velocities of 110 and 120 km/h. If in a non-working condition there are two dampers, then this parameter exceeds the limit level, starting at a speed of 100 km/h and starting from 80 km/h, when one oscillator does not operate on wheels. Inoperative state of three or four astronomers leads to an excessive increase in the rate of smoothness, starting at speeds in the range of 50 - 60 km/h. The maximum values of the stroke rate in the vertical direction exceed the limit level at a speed of 130 km / h when all the vibration dampers are in good condition. In the case of an idle state of one of the oscillation oscillators, this indicator reaches the limit level, starting at a speed of 110 km/h. If in a disadvantage there are two dampers of oscillation,

then the maximum values of the indicator exceed the limit level at a speed of 100 km/h. The inoperative state of three or four vibrations of the wagon leads to an excessive increase in the speed of smoothness in the vertical direction already at a speed of 90 km/h.

In order to determine the magnitude of the longitudinal forces acting on the units of the hydraulic shock absorber in the software complex "Universal Mechanism", a computer model of the dynamics of a passenger car on the carriages of the type KB3-ЦНИИ was performed, which calculated the range of values of the mean-square deviations of longitudinal forces within the velocity movement $V = 20 \div 140$ km/h. The significant influence of the gauge state on the change of longitudinal forces acting on the points of attachment of a hydraulic shock absorber in a given velocity interval is revealed. The low sensitivity of the stiffness of the leech to the required indicators is established.

In the third section an analysis of the technical state of the hydraulic oscillation oscillators was carried out. It is found that the most common faults include:

- loss of working fluid by reducing the density of the hydrosystem;
- increase of gaps in the system of "rod-guide", as a result of which there is a decrease of the resistance parameter from the maximum to -25% of the nominal value;
- loosening of the threaded connection of the rod with the upper head of the hydraulic shaker, due to multiple loads of the bend (with skew) and tension-compression;
- breakdowns of the thread of the rod, with frequent

disassembly due to the replacement of rubber sealing cuffs;

- the deterioration and destruction of the guiding and "rehearsing" of the metal in the working zone of the stem due to the temperature overheating caused by the design features of the assemblies of the anchor mounts from the effect of significant lateral forces in the distortion, which leads to jamming in the work.

According to the results of the analysis of the technical condition of the hydraulic damper of the HLQ-1100 type and the studies carried out on the influence of the change in resistance parameters, depending on the level of the working fluid and the loss of compression in the event of wear of critical parts of the apparatus, preferred direction of improvement of the structural elements of the shock absorber.

The basis of the choice of directions is the task of improving the design of the mounting nodes, friction pair of friction "rod-guiding", reducing the cases of rejection of the guide on wear, providing a more reliable density of the hydraulic system, which will increase the efficiency of the hydraulic oscillator.

Performed calculations taking into account the action of vertical and horizontal forces transmitted to the sites of fastening of the hydraulic oscillator before and after carrying out of structural changes. The study of the strength of the mounting nodes of the improved design of the oscillator damper was carried out.

To find the distribution of stresses from the action of longitudinal horizontal forces with SolidWorks software package, an simulation study of the created computer model of the oscillator shaker was conducted. When performing the calculation, the

properties of the materials of the constituent units have been taken into account, and the precision of the geometry of the elements has been met, in accordance with the design documentation of the hydraulic damper HIQ-1100.

The fourth section sets out information on conducting bench tests of a prototype hydraulic shock absorber design improved in terms of rolling stock depot at Stand equipment CBД11-0,047. During the research trials, three control measurements were performed and a record of working diagrams was performed. According to the analysis of the processing of dependence of changes in the parameters of the resistance of the hydraulic damper of the oscillation type HIQ-1100, it was established that:

- the parameters of the resistance of the hydraulic damper of the fluctuations of the modified design exceed the set normative values, and are in the range of values during the compression:

$$\beta_1 = 151,2 \div 157,7 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}, \quad \text{during stretching}$$

$$\beta_2 = 145,7 \div 151,6 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}.$$

- the deviation of the viscous resistance parameters from the accepted nominal value during the compression is:

$$\Delta_{\min_{80}} = 89 \div 97,12 \% , \text{ at the minimum allowable value of the}$$

resistance parameter $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\Delta_{\max_{130}} = 16,3 \div 21,3\%$

at the maximum allowable value of the resistance parameter

$$\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}.$$

the deviation of the resistance parameters from the accepted nominal value during the stretching is: $\Delta_{\min_{80}} = 82,12 \div 89,5 \%$ at

the minimum allowable value of the viscous resistance parameter

$\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\Delta_{\max_130} = 12,07 \div 16,61\%$ at the maximum allowable value of the resistance parameter $\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.

The economic effect of introducing the results of the dissertation work in the part of modernization according to the proposed project according to the calculation of efficiency indicators indicates that the net discounted revenue from the repair of one hydraulic damper of oscillations is 18.6 thousand UAH.

Key words: damping system, passenger car, hydraulic shifter, computer model.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні праці:

1. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Розробка моделі пасажирського вагона для досліджень динаміки в програмному комплексі «Универсальный механизм» // Зб. наук. пр. КУЕТТ. Сер. «Транспортні системи і технології», Т.12. – К.: КУЕТТ, 2007. – С.75-82.
2. Дьомін Р.Ю., Мостович А.В., Щербина Ю.В. До способів оцінювання динамічної взаємодії коліс і рейок. Вісник СХУ ім. В.Даля – №5 (147) – Частина 1 – 2010. – С.27-32.
3. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Базова комп'ютерна модель просторової динаміки пасажирського вагона для швидкісного руху // Залізничний трансп. України. – 2012. – №6. – С.55–58.
4. Дьомін Ю.В., Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Вплив еквівалентної конусності на критичні швидкості пасажирського рухомого складу // Залізничний трансп. України. – 2013. – №1. – С.19-22.

5. Черняк Г.Ю. Принципи побудови комп'ютерних моделей динаміки тягового рухомого складу (на прикладі електровоза серії ЧС7)/ Г.Ю. Черняк, Ю.В. Щербина (стр.47-51) Залізничний транспорт України -2011г., № 6.

6. Щербина Ю.В. Дослідження динамічних якостей пасажирського вагона при зміні конструктивної схеми розміщення системи демпфірування засобами комп'ютерного моделювання // Зб. наук. пр. ДЕТУТ Сер. «Транспортні системи і технології», Вип.29. – К.: ДЕТУТ, 2016. – С.218-227.

7. H.Yu. Cherniak, Yu.V. Shcherbyna Principles of building of computer model of passenger cars dynamics for high-speed movement. (Принципи побудови комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона для швидкісного руху) / H.Yu. Cherniak, Yu.V. Shcherbyna / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2017, №2 – P.38-44. (включений до міжнародних науково-метричних баз).

8. Іщенко В.М., Щербина Ю.В. Підвищення ефективності роботи гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів на візках типу КВЗ-ЦНИИ шляхом конструктивних змін. Вісник СХУ ім. В.Даля – №4 (234) – 2017. – С.106-110.

9. V.N. Ishchenko, Yu.V. Shcherbyna Ways of improving the units construction of hydraulic shock absorbers of passenger cars on the bogie of kvz-snii type (Шляхи удосконалення конструкції вузлів гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів на візках типу КВЗ-ЦНИИ) / V.N. Ishchenko, Yu.V. Shcherbyna Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2017, №3 – P.24-31. (включений до міжнародних науково-метричних баз).

10. Іщенко В.М., Шатаєв В.М., Щербина Ю.В. Підходи з конструктивного удосконалення гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 візків пасажирських вагонів. Вагонний парк №11-12 (128-129) / 2017. – С.38-42.

11. Щербина Ю.В. Розрахунок зносу контактної пари тертя шток-напрямна гідравлічного гасителя коливань з використанням сучасних засобів комп'ютерного моделювання // Зб. наук. пр. ДУІТ Сер. «Транспортні системи і технології», Вип.31. – К.: ДУІТ, 2018. – С.159-168.

12. Іщенко В.М., Щербина Ю.В. Стендові випробування дослідного зразка гідроамортизатора пасажирського вагона удосконаленої конструкції та оцінка енергетичної ефективності його роботи. Вісник СНУ ім. В.Даля – №2 (243) – 2018. – С.108-112.

Праці апробаційного характеру:

13. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Розробка математичної моделі динаміки пасажирського вагона в програмному комплексі «Универсальный механизм» [Текст] / Г.Ю. Черняк, Ю.В. Щербина // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління економіка і технології: Тези доп. IV міжнародна науково-практична конференція. - Київ, 2008р. – С.112.

14. Дьомін Ю.В., Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Еквівалентна конусність і критичні швидкості пасажирського рухомого складу [Текст] / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк, Ю.В. Щербина // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління економіка і технології: Тези доп. VI міжнародна науково-практична конференція. - Київ, 2013р. – С. 47-48.

15. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Комп'ютерні моделі динаміки пасажирських вагонів для швидкісного руху [Текст] / Г.Ю. Черняк, Ю.В. Щербина // Одинадцятий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доп. - Львів, 2013р. – С.94.

16. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Вплив технічного стану гасителів коливань на динамічні показники пасажирських вагонів / Г.Ю. Черняк, Ю.В. Щербина // XV міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія і інженерна освіта». Стендова доп. – НТУУ КПИ, Київ, 2014р.

17. Іщенко В.М., Щербина Ю.В. Щодо удосконалення конструкції вузлів гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів на візках типу КВЗ-ЦНИИ [Текст] / В.М. Іщенко, Ю.В. Щербина // Тези доп. VII міжнародна науково-практична конференція // Зб. наук. пр. «Проблеми розвитку транспорту і логістики». – Одеса, 2017р. – С.91-92.

18. Іщенко В.М., Щербина Ю.В. Дослідження впливу появи зносів пари тертя «шток-направляюча» гідравлічного гасителя коливань на його працездатний стан [Текст] / В.М. Іщенко, Ю.В. Щербина // Тези доп. щорічна науково-практична конференція студентів та молодих вчених // Зб. наук. пр. «Логістичне управління та безпека руху на транспорті». – Северодонецьк, 2017р. – С.61-63.

19. Ищенко В.Н., Щербина Ю.В., Осьмак В.Е. Исследование функционирования гидравлического амортизатора при появлении износов фрикционной пары [Текст] / В.Н. Ищенко, Ю.В. Щербина, Осьмак В.Е. // Тезисы доклада VIII международной научно-практической конференции, посвященной году науки. // Сборник науч. трудов «Проблемы безопасности на транспорте» – Гомель, 2017г. – С. 98-99.

20. Іщенко В.М. Щербина Ю.В. Стендові випробування дослідного зразка гідроамортизатора пасажирського вагона удосконаленої конструкції та оцінка енергетичної ефективності його роботи [Текст] / В.М. Іщенко, Ю.В. Щербина // Тези доп. VIII міжнародна науково-практична конференція // Зб. наук. пр. «Транспорт і логістика: проблеми та рішення». – Одеса, 2018р. – С.78-79.

21. Щербина Ю.В., Іщенко В.М. Забезпечення працездатності гідравлічного гасителя коливань пасажирського вагона [Текст] / Щербина Ю.В., Іщенко В.М. // Тези доп. IV міжнародна наукова конференція // Зб. наукових пр. «Perspectives of science and education». – Нью-Йорк, 2018р. – Р.8-20.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

22. Патент на корисну модель № 118226 від 25.07.2017р. (бюл. № 14/2017) (заявка № у 2017 01949 від 28.02.2017) Гідравлічний гаситель коливань / В.М. Іщенко, Ю.В. Щербина (Україна).

23. Патент на корисну модель № 122169 від 26.12.2017р. (бюл. № 24/2017) (заявка № у 2017 07088 від 05.07.2017) Вузол кріплення гідравлічного гасителя коливань / В.М. Іщенко, В.В. Косарчук, В.М. Шатаєв, Ю.В. Щербина (Україна).

ЗМІСТ

СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	25
ВСТУП.....	26
РОЗДІЛ 1 ВИЗНАЧЕННЯ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	31
1.1 Огляд наукових робіт, пов'язаних з дослідженням характеристик систем демпфірування пасажирських вагонів.....	31
1.2 Аналіз існуючих систем демпфірування пасажирських вагонів.....	35
1.3 Аналіз методів контролю технічного стану систем демпфірування пасажирських вагонів.....	40
1.3.1 Стендові випробування.....	40
1.3.2 Стаціонарні випробування.....	47
1.4 Висновки за розділом 1.....	49
РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДЕМПФІРУВАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ З ЗАСТОСУВАННЯМ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ.....	51
2.1 Моделювання динаміки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ.....	51
2.2 Дослідження впливу змін параметрів опору гідравлічних гасителів коливань на динамічні показники пасажирського вагона.....	71
2.2.1 Вихідні величини моделі.....	71
2.2.2 Розрахункові варіанти та результати дослідження.....	75
2.3 Дослідження динамічних навантажень, що виникають у вузлах кріплення гасителя коливань при експлуатації вагона.....	94
2.4 Висновки за розділом 2.....	100
РОЗДІЛ 3 ПІДХОДИ ДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ.....	102
3.1 Дослідження експлуатаційних несправностей, що приводять до втрати	

працездатності гідравлічних гасителів коливань.....	102
3.1.1 Випробування на стендовому обладнанні.....	103
3.1.2 Випробування пасажирського вагона при «скиданні з клинів».....	109
3.2 Напрямки удосконалення елементів конструкції гідравлічного гасителя коливань на підставі проведених досліджень.....	118
3.3 Дослідження міцності елементів удосконаленої конструкції гасителя коливань.....	124
3.3.1 Розрахунок напружень від дії горизонтальних навантажень вузлів кріплення гідравлічного гасителя коливань.....	125
3.3.2 Розрахунок напружень від дії вертикальних навантажень вузлів кріплення гідравлічного гасителя коливань.....	136
3.4 Висновки за розділом	147
РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З	
УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ	
КОЛИВАНЬ.....	149
4.1 Аналіз та класифікація несправностей гідравлічних гасителів коливань.....	149
4.2 Перевірка працездатності дослідних зразків гідравлічних гасителів коливань на стендовому обладнанні.....	149
4.3 Енергетична ефективність роботи гідравлічного гасителя коливань зміненої конструкції.....	155
4.4 Висновки за розділом 4.....	160
ВИСНОВКИ.....	162
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	166
ДОДАТОК А.....	180
ДОДАТОК Б.....	182
ДОДАТОК В.....	186
ДОДАТОК Д.....	188
ДОДАТОК Е.....	195

СПИСОК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ГГК	Гідравлічний гаситель коливань
КМ	Комп'ютерна модель
РС	Рухомий склад
СКВ	Середньоквадратичне відхилення
ПМ	Програма і методика

ВСТУП

Актуальність теми. Удосконалення конструкції гасителя коливань, покращення його силових характеристик, стабільність роботи, спроможність максимально гасити коливання динамічної системи – є однією з найважливіших задач. Не менш важливим фактором є здемпфірованість системи в цілому.

Відомо, що динамічні показники вагона залежать від ефективності роботи гідравлічних гасителів коливань. Значну роль при цьому відіграють наступні фактори: місце розташування гасителів, особливості встановлення, напрямок дії, технічна справність гасителя.

Дисертаційна робота присвячена дослідженню гідравлічних систем демпфірування візків пасажирських вагонів засобами комп'ютерного імітаційного моделювання механічної системи з використанням програмно орієнтованого комплексу «Универсальный механизм», розглянуті питання покращення в роботі гідравлічного гасителя коливань НЦ – 1100 шляхом проведення конструктивних змін окремих вузлів за розробленим автором проектом. Вирішуються питання поліпшення функціонування гідравлічного гасителя коливань за рахунок проведення комплексу заходів з удосконалення його окремих складових. Проведення теоретичних і експериментальних досліджень, пов'язаних із підвищенням ефективності функціонування гідравлічних гасителів є актуальною задачею динаміки рухомого складу.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана на кафедрі «Вагони та вагонне господарство» Державного економіко-технологічного університету транспорту та Державному науково-дослідному центрі залізничного транспорту України ДП «ДНДЦ УЗ» в період з 2005 по 2017р.р. відповідно до Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки, затвердженою наказом Мінтрансзв'язку

України від 14.10.2008р. №1259 та науково-дослідних робіт за темами: 24-2005Б „Визначення раціональних техніко-експлуатаційних характеристик екіпажних частин високошвидкісного рухомого складу”, „Обґрунтування та визначення вимог щодо взаємодії екіпажної частини та колії для швидкостей 160-200 км/год шляхом імітаційного моделювання” за договором №82/2012-Цтех-214/2012-ЦЮ від 21.09.2012р., „Визначення впливу працездатності гідравлічних гасителів коливань на динамічні показники вагонних конструкцій засобами імітаційного комп’ютерного моделювання” ДР№0116U008469. У виконанні вказаних науково-дослідних робіт автор безпосередньо брав участь як виконавець і співавтор наукових звітів.

Мета та завдання дослідження.

Метою дисертаційної роботи є поліпшення експлуатаційних показників гідравлічних гасителів коливань в системі демпфірування пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції.

Для досягнення зазначеної мети в дисертації поставлені і вирішені наступні задачі:

- аналіз наукових публікацій, що присвячені теоретичним та експериментальним дослідженням експлуатаційних характеристик систем демпфірування пасажирських вагонів;
- аналіз існуючих систем демпфірування пасажирських вагонів;
- аналіз статистичної інформації про несправності гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів в експлуатації;
- проведення досліджень динамічних характеристик пасажирського вагона на підставі розроблених математичних моделей та програмного забезпечення;
- оцінка впливу характеристик демпфірування коливань на динамічні властивості пасажирського рухомого складу при змінах технічного стану гасителів;

- на підставі розробленої математичної моделі виконані теоретичні дослідження з визначення поздовжніх зусиль, що виникають у вузлах з'єднання гасителя коливань з елементами конструкції вагона;
- розробити рекомендації щодо удосконалення конструкції гідравлічного гасителя коливань з метою поліпшення характеристик демпфірування;
- провести експериментальні дослідження ефективності демпфірування гідравлічних гасителів коливань удосконаленої конструкції;
- виконано техніко-економічне обґрунтування розроблених рішень удосконалення конструкції гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів.

Об'єкт дослідження – гідравлічні гасителі коливань системи демпфірування пасажирських вагонів.

Предмет дослідження – закономірності зміни працездатності гідравлічних гасителів коливань впродовж встановленого терміну міжремонтного періоду та їх вплив на коефіцієнти вертикальної динаміки та запасу стійкості, вертикальні та горизонтальні прискорення, показники плавності руху пасажирських вагонів.

Методи дослідження. Поставлені в дисертації задачі вирішені із застосуванням сучасних наукових методів. Результати досліджень отримані методами:

- метод статистики (обробка результатів досліджень);
- метод автоматизованого проектування (побудова елементів конструкцій);
- метод скінчених елементів (аналіз напруженого стану конструкцій);
- метод комп'ютерного моделювання (дослідження показників динаміки пасажирського вагона);
- метод експериментального дослідження (на дійсному обладнанні).

Наукова новизна отриманих результатів

Вперше:

- отримано залежності повздовжніх сил в вузлах кріплення гідравлічних гасителів коливань з урахуванням жорсткості повідка на підставі розроблених методів комп'ютерного моделювання;
- уточнено експериментально залежності параметрів в'язкого опору від кількості робочої рідини в гасителі коливань, що визначає ступінь працездатності гідравлічного демпфера і його вплив на зміни коефіцієнтів вертикальної динаміки та запасу стійкості, вертикальні та горизонтальні прискорення, показники плавності руху пасажирських вагонів.

Удосконалено:

- імітаційну модель динаміки пасажирського вагона з використанням принципу варіативності відхилень параметрів непружного опору за розрахунковий цикл гідравлічних гасителів коливань в експлуатації.

Набули подальшого розвитку:

- метод розрахунку динамічних показників пасажирського вагону на базі розробленої комп'ютерної моделі динаміки, що дозволяє отримати залежності цих показників від змін параметрів в'язкого опору гідравлічного амортизатора;
- запропонований метод дослідження впливу несправностей гідравлічного гасителя коливань на його працездатний стан, який враховує появу зносів відповідальних пар тертя пристрою.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

- удосконалено конструкцію гідравлічного гасителя коливань, що забезпечує стабільність його роботи впродовж встановленого терміну міжремонтного періоду пасажирського вагона;

- запропонована та запатентована удосконалена конструкція вузла кріплення гідравлічного гасителя коливань.
- впроваджено в навчальний процес державного університету інфраструктури та технологій кафедри «Вагони та вагонне господарство» при вивченні дисциплін: «Вагони (конструювання та розрахунки)», «Технологія вагонобудування та ремонту вагонів».

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались на:

- IV, VI міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління економіка і технології» (Київ, 2008, 2013);
- XI міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (Львів, 2013);
- XV міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія і інженерна освіта» (Київ, 2014);
- VII міжнародній науково-практичній конференції (Одеса, 2017).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладені в 20 науково-технічних працях, з них: 5 статей у фахових виданнях України; 2 статті у виданні, що включене до міжнародних науково-метричних баз SCOPUS, Index Copernicus, eLibrary; 8 тез доповідей та матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів, списку використаних джерел і додатків.

Повний обсяг дисертації містить 198 сторінок, у тому числі 144 сторінки основного тексту, 102 рисунки, 24 таблиці, список використаних джерел з 142 найменувань на 14 сторінках, 5 додатків на 19 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Огляд наукових робіт, пов'язаних з дослідженням характеристик систем демпфірування пасажирських вагонів

Ключовим напрямком дисертаційної роботи є дослідження динамічних характеристик пасажирських вагонів з використанням ефективних методів комп'ютерного моделювання, пошук раціональних рішень з удосконалення гідравлічних гасителів коливань. Одним з визначних критеріїв якості руху пасажирського вагона є вплив параметрів опору гідравлічних гасителів коливань на його динамічні показники.

Значний вклад в розвиток динаміки рейкового рухомого складу внесли дослідження вітчизняних та закордонних вчених: Ю.В. Дьоміна, М.Б. Кельріха, Г.Ю. Черняк, С.В. Вершинського, М.Ф. Вериги, В.А. Лазаряна, Л.А. Шадур, Є.П. Блохіна, М.І. Горбунова, П.С. Анісімова, В.Р. Асадченко, І.В. Бірюкова, М.С. Бачурина, Ю.П. Бороненко, В.М. Данілова, В.Д. Дановича, А.О. Камаєва, В.А. Камаєва, О.Я. Когана, А.Д. Кочнова, М.Л. Коротенко, В.М. Котуранова, В.Ф. Лапшина, О.А. Львова, Л.А. Манашкіна, С.В. Мямліна, Д.Ю. Погорєлова, Г.І. Петрова, Ю.С. Ромена, А.М. Савоськіна, М.М. Соколова, О.В. Смольянінова, В.Д. Хусидова, О.О. Хохлова, І.І. Челнокова, Ю.М. Черкашина, В.Ф. Ушкалова, Г.М. Шахунянца, В.К. Гарга, Р.В. Дуккипати, Картера (Carter F.W.), Калкера (Kalker J.J.), В. Шилена (Schiehlen W) та багатьох інших.

В праці [106] автор викладає метод дослідження динаміки пасажирських вагонів за допомогою комп'ютерного моделювання. Розроблені і обґрунтовані математична модель руху пасажирського

вагона, розрахункові методи комп'ютерного моделювання і програмний комплекс. Наданий аналіз комп'ютерного моделювання руху при модернізації візка КВЗ-ЦНИИ, розглянута динаміка пасажирського вагона при різних пружно – демпфірувальних властивостях ресор і стані колії.

В праці [71] автором монографії описано методику та алгоритми розв'язання задач динаміки рейкових екіпажів і наведене їх програмне забезпечення із використанням об'єктно – орієнтованого програмування для моделювання складних нелінійних механічних систем. Розглянуто методи чисельного інтегрування, які застосовуються під час моделювання динаміки.

В праці [110] розглянуті питання функціонування гідравлічних гасителів коливань при русі вагона. Для певної конструкції гідравлічного гасителя отримані залежності коефіцієнта непружного опору, показаний вплив характеристики гасителя на параметри руху вагона. Обґрунтований вибір кількості і місць встановлення гідравлічних гасителів в ресорному підвішуванні вагона та викладений спосіб визначення працездатності гідравлічного гасителя.

В праці [109] оцінений вплив опору гідравлічного гасителя коливань при несиметричному гасінні коливань на динамічні характеристики пасажирського вагона. Виконані висновки про те, що мінімальні прискорення кузова забезпечуються при лінійних залежностях зусиль на штоці в залежності від швидкості. Встановлена рівнозначна ефективність використання гідравлічних гасителів коливань одностороннього і симетричного циклів на підставі спів падіння прискорень кузова при двох способах гасіння.

До найбільш важливих елементів, які входять до конструкції гідравлічного гасителя коливань є його клапанні вузли. В ході проведення експериментальних досліджень в працях [21, 22] встановлено, що для підвищення ефективності циркуляції робочої рідини слід забезпечити

більший переріз дросельного каналу і малий по масі робочий диск. В праці наведені відомості про узагальнені гідравлічні схеми запобіжних клапанів гідравлічних гасителів коливань, розглянуті питання стійкості функціонування запобіжного клапана в існуючих режимах роботи гасителів, а також питання перетікання робочої рідини через дросельні отвори.

Автор праці [23] провів дослідження з виявлення оцінки впливу форми дросельних отворів та геометричних розмірів на параметр непружного опору гідравлічного гасителя коливань. Встановлена можливість отримання характеристик в діапазоні від лінійної до квадратичної при зміні форми дросельного отвору. Визначено ряд переваг щілинних дросельних отворів перед круглими: отримання ламінарного режиму руху робочої рідини, покращення тепловідводу при дисипації робочої рідини.

Дослідженню властивостей робочих рідин присвячені праці [53, 63]. Визначені зміни властивостей робочих рідин в діапазоні температур від -50°C до $+50^{\circ}\text{C}$. Розглянуті питання використання відновлених робочих рідин після циклу регенерації. Встановлено, що відновлені робочі рідини відповідають вимогам, що пред'являються до робочих рідин гідравлічних амортизаторів.

В працях [62, 107] виконано дослідження параметру опору і його зв'язок з появою зазорів і втратою робочої рідини. За результатами експериментальних досліджень встановлено, що розглянуті фактори є найбільш значущими для оцінки характеристик гідравлічного гасителя коливань. Розглянуто вплив ущільнюючих елементів штока на працездатність гасителя коливань.

В працях [11, 111] представлені різноманітні конструкції стендів для оцінки технічного стану гідравлічних гасителів коливань за величиною параметра опору, який розраховується по робочій діаграмі.

Рекомендується використовувати для визначення величини опору спеціальну таблицю, а можливі несправності гідравлічного амортизатора оцінювати візуально по виду робочої діаграми.

В працях [91-96] викладено результати дослідно-конструкторських робіт по розробці, виготовленню та апробації прогресивного стендового обладнання для проведення діагностичних випробувань гідравлічних амортизаторів. Розроблені методи математичного моделювання стохастичних процесів для автономних систем гідроприводів. Запропоновані спеціальні методи обробки результатів випробувань, які базуються на комп'ютерній обробці експериментально визначених характеристик амортизаторів.

Виконані дослідження в області розробки просторових моделей та конструкцій телескопічних гідравлічних амортизаторів викладені в працях [38, 64]. Запропоновано використання удосконалених гідравлічних гасителів в центральній ступені ресорного підвішування.

В патенті [37] представлений електромагнітний гаситель коливань пасажирського вагона, який відноситься до активних систем гасіння коливань, що передбачає зміну характеристик амортизатора залежно від умов руху екіпажу.

В роботі Г.М. Левіта [60], розроблена методика обґрунтування і вибору гідравлічних гасителів коливань на стадії проектування рухомої одиниці. Досліджені горизонтальні гідравлічні гасителі коливань, показані їх основні особливості і характеристики.

Аналіз огляду літературних джерел свідчить про проведені багаточисленні дослідження з визначення працездатного стану гідравлічного гасителя коливань з використанням сучасних методів контролю та діагностики, побудови математичних моделей процесів, що мають місце при роботі амортизатора, визначення факторів оцінки демпфівувальних характеристик пасажирського вагона. Серед не

вирішених залишаються питання пов'язані з конструктивною недосконалістю існуючих амортизаторів систем гасіння коливань пасажирських вагонів, що надає підстави для подальшого поглибленого дослідження та виокремлює напрямки роботи з пошуку раціональних технічних рішень щодо гідравлічних гасителів коливань.

1.2 Аналіз існуючих систем демпфірування пасажирських вагонів

Вдосконалення конструкцій пасажирського рухомого складу, який експлуатується на залізницях України, пов'язані з безперервним розвитком галузі пасажирських перевезень і пошуком оптимальних технічних рішень, спрямованих на забезпечення високих якісних показників роботи та безпеки руху. До важливих задач при проектуванні нових типів конструкцій, пов'язаних з динамічними властивостями рейкових екіпажів, відносять встановлення раціональних співвідношень жорсткісних характеристик та параметрів демпфірування двоступеневої системи підвішування.

Серед основних конструктивних відмінностей ходових частин вагона «Україна-1» («Столичний експрес») мод.61-779в/і, (використовуються візки типу 68-4065/4066), порівняно з «стандартним» пасажирським вагоном моделі «61-817» (в якості екіпажної частини застосовуються візки типу КВЗ-ЦНИИ-М) відзначимо найбільш суттєві, з огляду динаміки. Відтак, в центральному колісковому підвішуванні візків 68-4065/4066 (ТВЗ-ЦНИИ-М) використані пружини більшої жорсткості, на відміну від пружин другого ступеня підвішування візків КВЗ-ЦНИИ-М. Паралельно кожному ресорному комплекту центрального ступеня підвішування на візках встановлені гідравлічні гасителі коливань. Фактичні кути нахилів амортизаторів вагонів «61-817» знаходяться в межах 35 – 40 градусів до горизонтальної площини. У гасителів, розміщених на візках вагона «Україна-1» кут нахилу повздовжньої осі по

відношенню до горизонталі збільшений приблизно на 10 градусів, тобто гасителі більше «працюють» в вертикальній площині (підстрибування, галопування). Окрім того, в конструкції візка 68-4065/4066 передбачене встановлення горизонтального гасителя коливань в центральному підвішуванні. Виконуючи порівняння буксового ступеня підвішування візків ТВЗ-ЦНИИ-М і КВЗ-ЦНИИ-М слід відзначити їх конструктивну подібність, з розходженням в використанні матеріалів для сухарів фрикційного гасителя коливань (марки ОПМ-94 і СЧ відповідно) та наявністю розрізної конусної втулки у шпінтонному вузлі першого візка.

Щодо відмінностей конструкцій візків безколіскового типу (68-7007/7012) з їх попередниками (КВЗ-ЦНИИ-М, ТВЗ-ЦНИИ-М) потрібно взяти до уваги схему передачі сил від кузова вагона на екіпажну частину. Адже передача вертикальних сил від кузова на візки з колісковим підвішуванням виконується через ковзуни надресорного бруса, горизонтальних повздовжніх і поперечних сил – через шворінь. В конструкціях візків передача зусиль від кузова на візок реалізована через гумові амортизатори, встановлені на кошики надресорного бруса, який жорстко поєднаний з шворневою балкою. При цьому зв'язок надресорного бруса з рамою візка в такій конструкції здійснюється за допомогою пружин підвищеної гнучкості типу «Flexi-Coil», котра створює протидіючі моменти при взаємних переміщеннях надресорного бруса і рами візка в усіх напрямках. В коліскових конструкціях таку роботу виконує коліска і пружні повідки, які виконують функцію пружно-шарнірного горизонтального зв'язку між рамою і надресорною балкою та передають виникаючий момент тертя в опорних ковзунах кузова і візка, що знижує вплив інтенсивності коливань при вилянні. Гасіння коливань на візках мод. 68-7007/7012 виконується з використанням двох вертикальних і одного горизонтального гідравлічних гасителів в центральному ступені підвішування, та чотирьох вертикальних гасителів в буксовому ступені, на

відміну від візків-попередників серії КВЗ-ЦНИИ в яких застосовуються два гасителі в центральному ступені підвішування, що розміщуються похило під певним кутом в другому ступені підвішування, а гасіння динамічних коливань буксового ступеня виконується за допомогою фрикційних гасителів коливань.

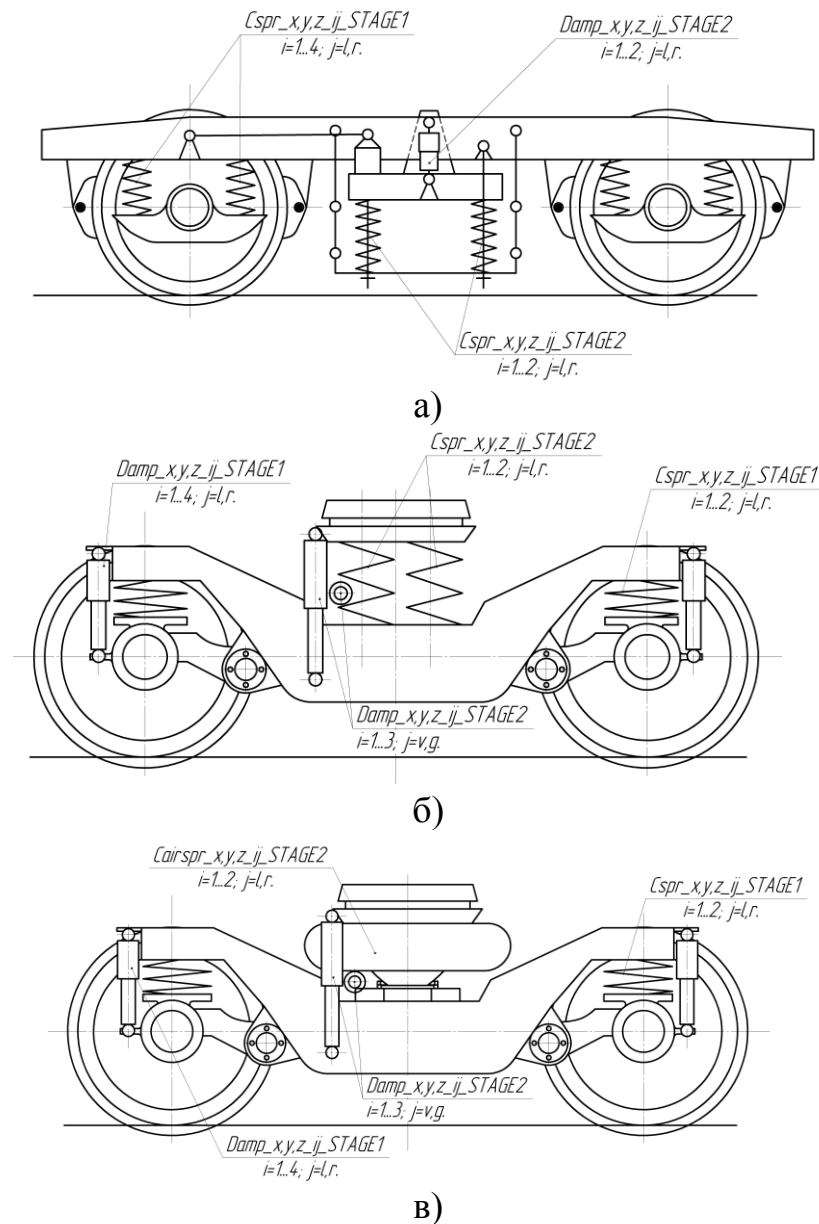


Рисунок 1.1 – Схема розташування пружно-дисипативних елементів візків
а) – КВЗ-ЦНИИ-М і ТВЗ-ЦНИИ-М; б) – 68-7007/7012; в) – 68-7041.

Візки типу 68-7041 та 68-7007/7012 конструктивно не відрізняються, за виключенням застосування замість пружних елементів в центральному ступені підвішування пневматичних ресор, що в значній мірі впливає на показники плавності руху, за рахунок можливості регулювання параметрів жорсткості і рівня геометричної висоти.

Екіпажна частина пасажирського рухомого складу з розміщенням пружних силових і демпфірувальних елементів схематично зображена на рис. 1.1

В таблиці 1.1 наведені параметри пасажирських вагонів на візках різних типів.

Таблиця 1.1

Технічні характеристики, показники	Типи, моделі або індекси вагонів / типи візків			
	<u>61-817</u> КВЗ-ЦНИИ-М	<u>61-779</u> ТВЗ-ЦНИИ-М	<u>61-788</u> 68-7007/7012	<u>61-788</u> 68-7041
Конструкційна швидкість вагона, км/год	160	160	160	160
База вагона, м	17	19	19	19
База візка, м	2,4	2,4	2,56	2,56
Тип ресорного підвішування	Двохступеневе, коліскове	Двохступеневе, коліскове	Безколискове	Безколискове
Сумарний статичний прогин, м	0,221	0,233	0,405	0,4-0,45
Жорсткість ресорного комплексу центрального ступеня підвішування, кН/м				
- вертикальна	751,6	793	419	-
- поздовжня	230	275	348	-
- поперечна	230	160	348	-

Продовж. таблиці 1.1

Технічні характеристики, показники	Типи, моделі або індекси вагонів / типи візків			
	<u>61-817</u> КВЗ-ЦНИИ-М	<u>61-779</u> ТВЗ-ЦНИИ-М	<u>61-788</u> 68-7007/7012	<u>61-788</u> 68-7041
Жорсткість ресорного комплексу буксового ступеня підвішування, кН/м				
- вертикальна	1260	1200	5140	-
- поздовжня	1269	1000	5000	-
- поперечна	1269	1000	9920	-
Жорсткість повідків центрального ступеня підвішування, кН/м	8000	2600-4800	-	-
Коефіцієнт в'язкого опору гідравлічних амортизаторів центрального ступеня підвішування, кН·с/м				
- розташованих вертикально				
Damp_x	-	-	-	-
Damp_y	-	-	-	-
Damp_z	-	-	30	30
- розташованих горизонтально				
Damp_x	-	-	-	-
Damp_y	-	-	140	140
Damp_z	-	-	-	-
- розташованих похило				
Damp_x	0	0	-	-
Damp_y	110	110	-	-
Damp_z	110	110	-	-

Продовж. таблиці 1.1

Технічні характеристики, показники	Типи, моделі або індекси вагонів / типи візків			
	<u>61-817</u> КВЗ-ЦНИИ-М	<u>61-779</u> ТВЗ-ЦНИИ-М	<u>61-788</u> 68-7007/7012	<u>61-788</u> 68-7041
Коефіцієнт в'язкого опору гідравлічних амортизаторів буксового ступеня підвішування, кН·с/м				
- розташованих вертикально				
Damp_x	-	-	-	-
Damp_y	-	-	-	-
Damp_z	-	-	25	25

1.3 Аналіз методів контролю технічного стану систем демпфірування пасажирських вагонів

1.3.1 Стендові випробування

Контроль працездатності технічного стану гасителів коливань проводять на стендах методами гармонічних або затухаючих коливань із записом робочої діаграми. По робочій діаграмі визначається параметр опору гасителя коливань, його відповідність нормативним значенням і можливі дефекти гасителя коливань.

Випробування гідравлічних гасителів коливань методом гармонічних коливань проводять на стендах типу ПКБ ЦВ, ЛИИЖТ, ОЭВРЗ-ЛИИЖТ, СВД 15-1М, СВД-11-0,047П (рисунки 1.2 – 1.5) та аналогічних, що відтворюють гармонійний рух поршня відносно циліндра.

Схема стенду конструкції ПКБ ЦВ наведена на рисунку 1.2. Редуктор 3, що з'єднує електродвигун 1 і маховик 2 через фрикційну

муфту з ексцентриковим механізмом 11, знаходиться у станині станда 12. У станині 12 шарнірно кріпиться плита 6 із поворотним пристроєм 4.

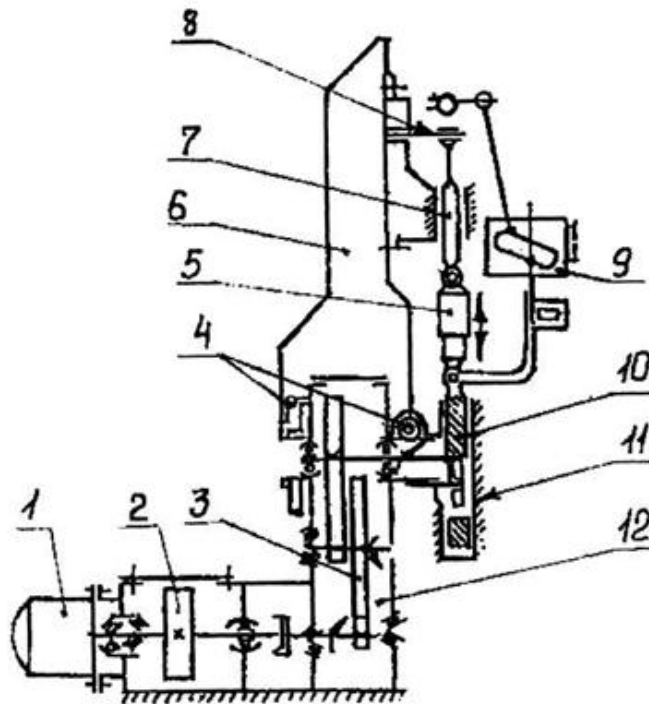


Рисунок 1.2 – Схема станда конструкції ПКБ ЦВ

Гаситель 5 встановлюють в нижній 10 та верхній 7 затискачі станда. Нижній затискач утримує планшет 9, а верхній з'єднаний через листову ресору 8 із реєструючим механізмом.

Під час роботи станда електродвигун 1 приводить нижній затискач 10 і планшет 9 у гармонічний рух із частотою 1 Гц та амплітудою до 30 мм. Пропорційно опору гасителя коливань 5 деформується ресора 8 і повертається стрілка пристрою з олівцем на кінці відносно планшета 9, у результаті чого відбувається запис робочої діаграми, що визначає параметр опору, максимальне зусилля і роботу сил тертя.

Схема станда конструкції ЛИИЖТ наведена на рисунку 1.3.

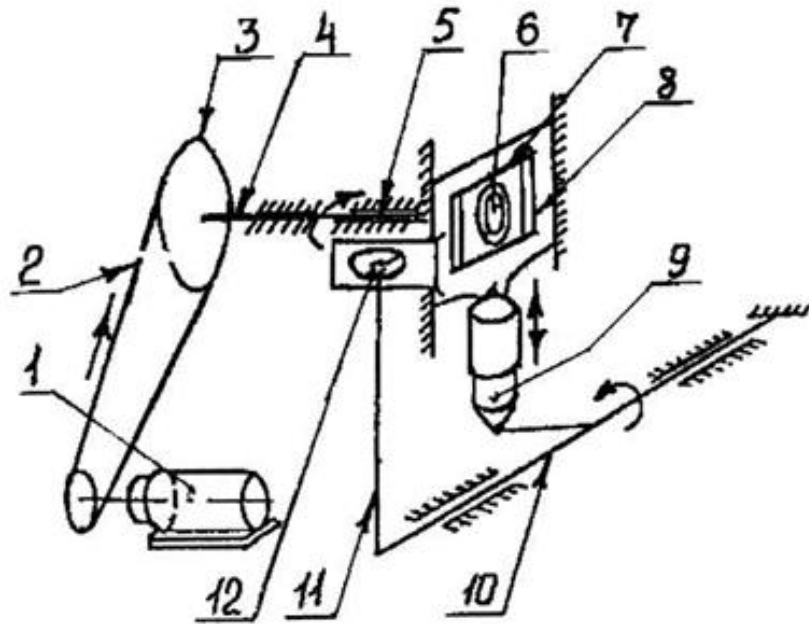


Рисунок 1.3 – Схема станда конструкції ЛІИЖТ

Електродвигун 1 з'єднаний клинопасовою передачею 2 з маховиком 3 і валом 4 з ексцентриком 6 на другому кінці. Горизонтальний 7 і вертикальний 8 повзуни перетворюють обертання ексцентрика у зворотно-поступальний рух штока гасителя 9. Корпусну головку гасителя встановлюють у затискачі реєструючого пристрою 10, а штокову – у затискачі повзуна. При роботі станда повзун 8 здійснює гармонічний рух із регульованою частотою $n = 0.5 - 5$ Гц та амплітудою $a = 7$ мм, 14 мм, 28 мм. Пропорційно опорі гасителя 9 повертається торсіон 10 і стріла 11 реєструючого пристрою відносно планшета 12, з'єднаного з повзуном. Натисненням олівця стріли записують на бланку планшета робочу діаграму гасителя.

Схема станда конструкції ОЭВРЗ-ЛІИЖТ наведена на рисунку 1.4.

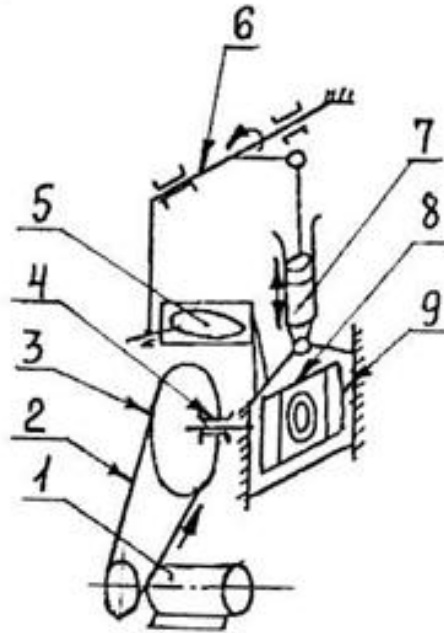


Рисунок 1.4 – Схема стенда конструкції ОЄВРЗ-ЛІІЖТ

Стенд містить електричний привід 1, клинопасову передачу 2, маховик 3, вал 4 з ексцентриком, горизонтальний 8 і вертикальний 9 повзуни. Гаситель 7 встановлюють у затискачі повзуна корпусною головкою, а в затискачі пристрою 6 – штоковою головкою.

При роботі стенда зусиллям опору гасителя 7 повертається торсіон 6 і стріла відносно планшета 5 з'єднаного з повзуном. Олівцем стріли записують на бланку планшета робочу діаграму гасителя.

Стенди типів СВД 15-1М, СВД-11-0,047П для визначення дисипативних характеристик гасителів коливань представлені на рисунку 1.5.

Стенд закріплений на силовій основі 1. Він має траверсу 2, на якій розташовані захвати 3, що приводяться в дію гідроциліндрами 4. Верхні захвати 3 служать для закріплення амортизатора. Переміщення рухомих вузлів амортизатора здійснюється спеціальним електрогідравлічним приводом, який має гідроциліндр 6. Виміри зусилля, яке сприймає

амортизатор, здійснюється пристроєм – вимірювачем зусилля 5, а виміри відносного переміщення рухомих вузлів амортизатора здійснюються пристроєм – вимірювачем переміщення 7.

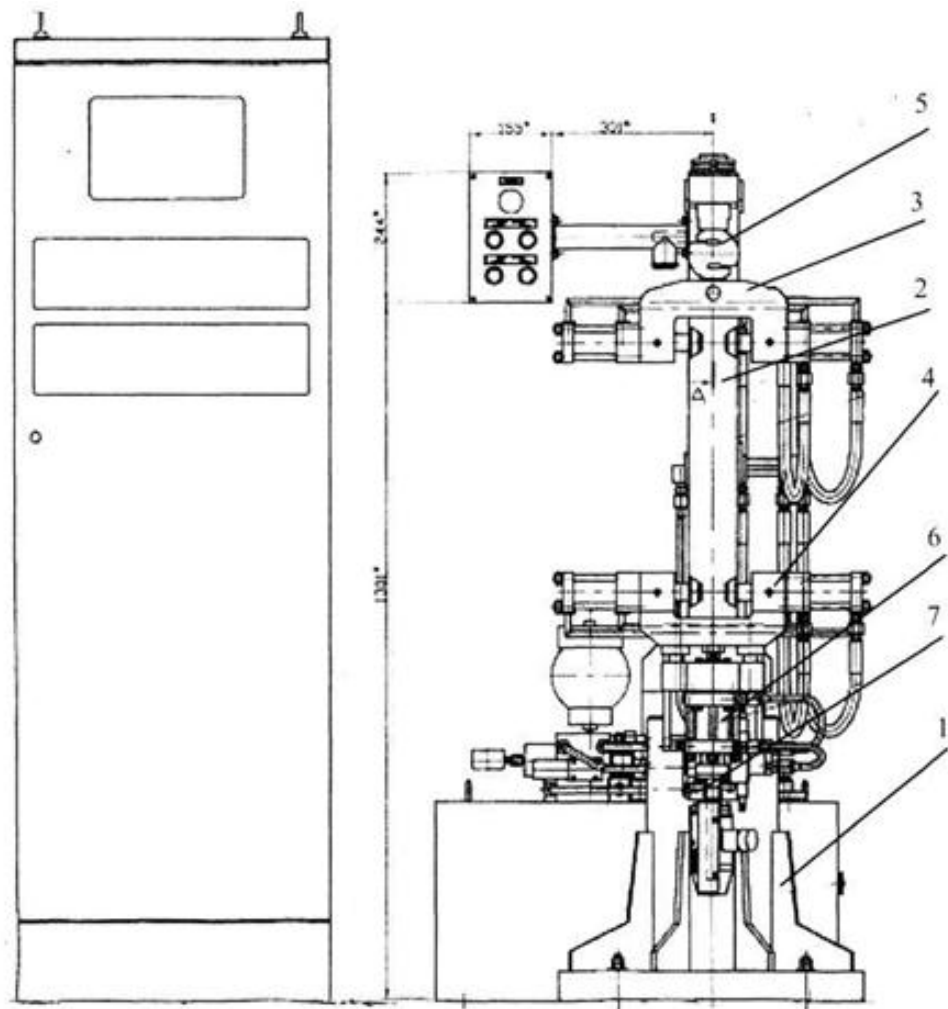


Рисунок 1.5 – Стенд СВД

Траверса може зміщуватись в поперечно-кутовому напрямку на кут 180° , займаючи необхідне, зручне для виконання вимірів положення. Від номінального вертикального положення траверса може відхилитись вправо і вліво на кут 90° .

Випробування гідравлічних гасителів коливань методом затухаючих коливань можна здійснювати на спеціальному стенді, що відтворює початкову амплітудну дію на систему коливань із одним ступенем вільності (рисунок 1.6).

На основі стенда 1 монтуються пружини 2, опора 4, стояк 3, упор 13 і

штатив 12 реєструючого пристрою 6. До стояка 3 шарнірно кріпиться важіль 5 з вантажем 10 на вільному кінці. Записуючий пристрій містить олівець 9, встановлений на штовхачі, що прикріплений до важеля 5 і рухомий планшет 6 в напрямних 7.

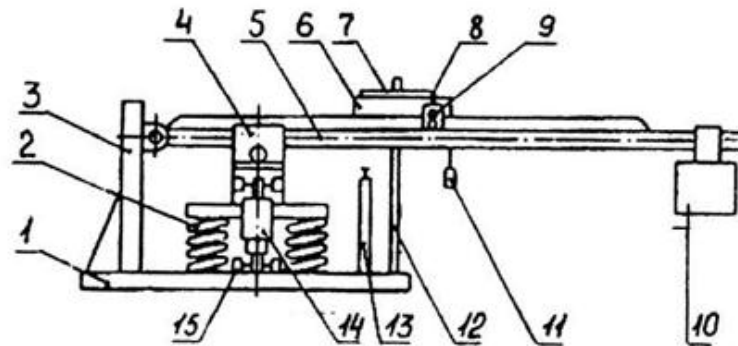


Рисунок 1.6 – Стенд випробування гасителів коливань методом затухаючих коливань

Планшет 6 з'єднаний з вантажем 11. Вихідне положення планшета визначається фіксатором 8, установленим на верхній напрямній. Для завдання вихідного відхилення важеля служить обмежувач 13. Гаситель коливань 14 встановлюють у кронштейнах 15 і проводять силову дію на важіль, опускаючи його до обмежувача 13, що задає початкову амплітуду a_0 затухаючих коливань.

При відхиленні важеля 5 від обмежувача 13 штовхач відкидає фіксатор 8 і планшет 6 під дією сили ваги вантажу 11 переміщується в напрямних 7. При цьому олівець 9 записує на планшеті віброграму затухаючих коливань системи (рисунок 1.7).

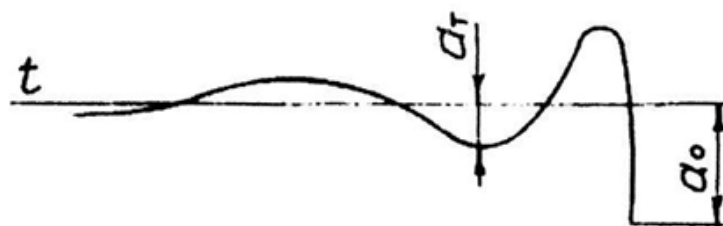


Рисунок 1.7 – Віброграма затухаючих коливань

По отриманому запису і амплітуді a_t кінця періоду коливань

визначають параметр опору

$$\beta = K \frac{a_0 - a_T}{a_T}, \quad (1.1)$$

де K – розрахунковий співмножник постійний для кожного стенда.

$$K = 10^{-3} \frac{\sqrt{CI_0}}{\pi l_0}, \quad (1.2)$$

де C – параметр жорсткості пружини;

I_0 – параметр інертності важеля з вантажем;

l_0 – відстань між осями шарніра і опори важеля.

Під час проведення випробувань гасителя коливань методом затухаючих коливань його встановлюють на стенд за допомогою валиків у кронштейни станини та надресорної опори. Прокачують гаситель 6-8 разів легкими натисканнями на важіль стенда, відводять планшет у крайнє ліве положення, при цьому олівцем прокреслюється нульова лінія. Опускають фіксатор у виріз планшета. Далі опускають важіль із вантажем, долаючи опір пружини, до упора a_0 , і відпускають без надання початкової швидкості. При переміщенні важеля вгору під дією пружних сил штовхач, який розміщений на важелі, виводить фіксатор із вирізу планшета. Під дією сили ваги вантажу планшет переміщується вправо, а олівець записує віброграму затухаючих коливань. По ній визначають технічний стан гасителя коливань. Вимірюють амплітуду коливань після першого періоду a_T та визначають параметр опору гасителя. Якщо форма віброграми відповідає нормальному виду, а параметр опору знаходиться в розрахункових межах, то гаситель коливань визначають придатним до експлуатації.

1.3.2 Стационарні випробування

Процедура оцінювання працездатності гасителів коливань під час проведення стаціонарних випробувань за методом «скидання з клинів» передбачає визначення величин власних частот та коефіцієнтів демпфірування. Під час проведення цих випробувань примусово викликаються коливання підстрибування, галопування й бічної хитавиці з застосуванням спеціальних клинів. Для отримання вільних коливань галопування кузова і підстрибування візків пасажирського вагона клини підкладають спочатку під всі колеса першого по ходу візка, а потім – під всі колеса останнього. Для імітації коливань бічної хитавиці кузова і візка клини підкладають спочатку під всі колеса з однієї сторони вагона, а далі – під всі колеса з іншої сторони.

Для реєстрації власних коливань вагона використовують датчики прискорень, які встановлюють на кузові і візках вагона за схемами визначеними для ходових випробувань згідно вимог ДСТУ UIC 518 і ДСТУ UIC 513 [31, 32].

За отриманими записами прискорень у процесі вільних коливань відповідних видів визначають власні частоти й декременти коливань. При цьому величини частот і декрементів коливань рекомендується розраховувати за першим періодом квазіперіодичного процесу згасаючих коливань.

Для визначення власних частот коливань вагона використовують датчики прискорень, які встановлюють на кузові і візках за схемами визначеними для ходових випробувань. Реєстрацію вимірювальних процесів розпочинають до початку руху і закінчують після зупинки вагона.

За отриманими записами вільних коливань відповідних видів визначають власні частоти екіпажу і декременти його коливань. При цьому величини частот і декрементів коливань рекомендується розраховувати за першими періодами квазіперіодичного процесу згасаючих коливань.

Коефіцієнт демпфірування для кожного виду вільних коливань, що викликається при скиданні локомотива з клинів за певною схемою, розраховуються за логарифмічним декрементом коливань ν , який визначається за виразом:

$$\nu = \ln \frac{z_i}{z_{i+1}} = h\tau_1 = h \frac{2\pi}{v_1} \approx h \frac{2\pi}{v}, \quad (1.3)$$

де z_i і z_{i+1} - послідовні амплітуди коливань;

h - показник демпфірування;

τ_1 і v_1 - період і частота вільних згасаючих коливань;

v - власна частота.

Під час проведення випробувань використовується програмно-апаратний реєстратор на базі контролера NI cRIO, що містить універсальні модулі АЦП 9205, модуль-приймач SEA cRIO Gxxx Mobile, акселерометри та контролер CompactRIO.

Підключення первинних перетворювачів до автоматичного реєстратора на базі контролера CompactRIO здійснено згідно блок-схеми, яка наведена на рисунку 1.1. З'єднання акселерометрів з модулем NI 9205 виконується через узгоджувальний пристрій SU-16K, який забезпечує диференціальне під'єднання.

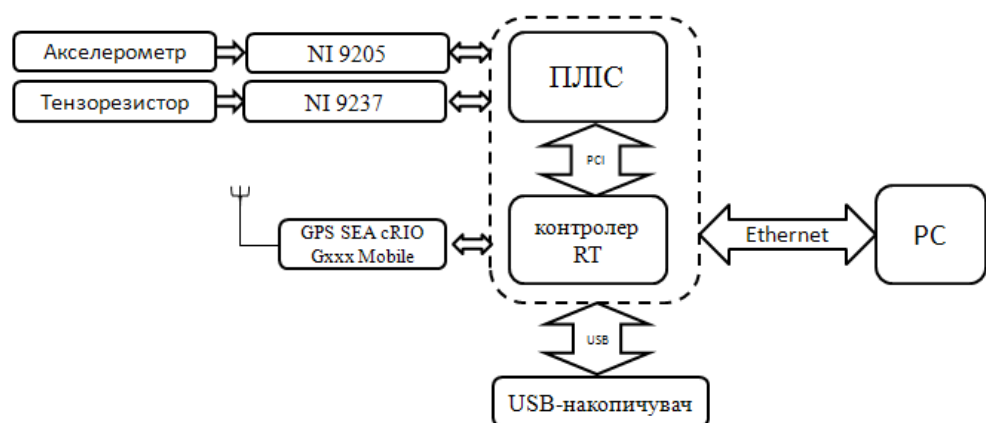


Рисунок 1.8 – Блок-схема підключення засобів реєстрації вимірювань

Оцінка точності вимірних віброприскорень встановлюється шляхом розрахунку похибки згідно ДСТУ ГОСТ 8.207-2008:

$$\mu = k \sqrt{\sum_{i=1}^n \mu_i^2}, \quad (1.4)$$

де k – коефіцієнт, що дорівнює 1,1 при довірчій ймовірності вимірювань $P=0,95$;

μ_i^2 – відносна інструментальна похибка i -го засобу вимірювань.

1.4 Висновки за розділом 1

1. На підставі огляду і аналізу літературних джерел та технічної документації щодо численних досліджень з визначення працездатності гідравлічного гасителя коливань з використанням сучасних методів контролю та діагностики, встановлено що серед не вирішених залишаються питання пов'язані з конструктивною недосконалістю існуючих амортизаторів систем гасіння коливань пасажирських вагонів, що надає підстави для подальшого поглибленого дослідження та виокремлює напрямки роботи з пошуку технічних рішень, спрямованих на підвищення надійності гідравлічних апаратів.
2. За результатами аналізу існуючих систем демпфірування пасажирських вагонів визначено, що від схеми, місця розташування, кількості амортизаційних пристроїв, їх технічної справності, залежить надійність роботи усієї механічної системи вагона, що безпосередньо пов'язано з швидкісним режимом руху. Серед існуючого на сьогоднішній день різноманіття конструктиву екіпажної частини сучасного парку пасажирських вагонів до менш надійних в експлуатації відносяться такі, на яких розміщені гідравлічні амортизатори типу НЦ-1100.
3. Визначення працездатності гідравлічного амортизатора з використанням сучасного обладнання при проведенні стендових випробувань є найбільш прогресивним методом оцінювання його роботи в

умовах підприємства, або депо. До найбільш відомих вітчизняних комплексів технічного діагностування гідравлічних гасителів коливань відносяться стенди типу ИГК-90.1, СВД-11-0047П, на яких можуть бути отримані записи робочих діаграм з визначенням параметру непружного опору при розтягу та стисканні з визначенням розрахункової швидкості руху, ходу штоку та температури корпусу.

4. Оцінювання демпфірувальних характеристик пасажирського вагона під час проведення стаціонарних випробувань, пов'язане з рівнем технічної досконалості вимірювальних приладів та пристроїв. Важливим показником є оцінка точності вимірюваних величин, яка повинна відповідати діючим нормативним стандартам.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДЕМПФІРУВАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ З ЗАСТОСУВАННЯМ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ

2.1 Моделювання динаміки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ

Комп'ютерна модель динаміки стандартного пасажирського вагона, за допомогою якої здійснювалося моделювання, розроблена в програмному комплексі «Универсальный механизм» [81, 114]. Ця модель містить дві підсистеми візків «Тележка_1» і «Тележка_2», кожна з яких включає по дві підсистеми колісних пар («КП1_с буксами» і «КП2_с буксами»), що, в свою чергу, сформовані на підставі використання стандартної підсистеми колісної пари (SubS1), наданої ПК УМ. Структура моделі динаміки пасажирського вагона представлена на рисунку 2.1.

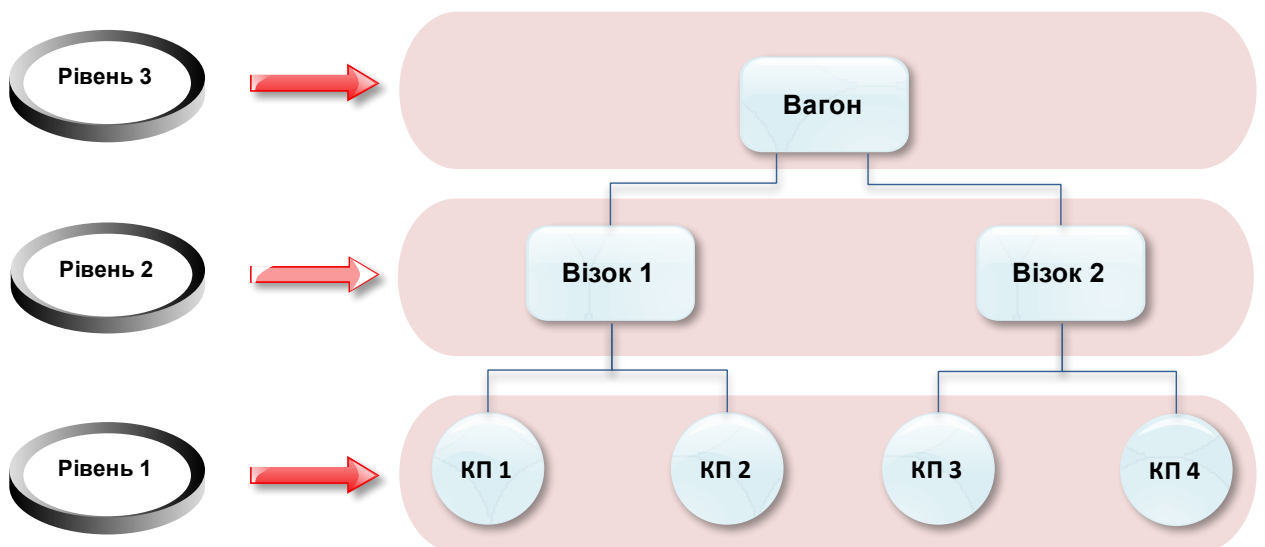


Рисунок 2.1 – Структура моделі динаміки пасажирського вагона

Підсистема «КІП_N_с буксами», де N означає номер колісної пари зі значеннями N=1,2 для кожної підсистеми візків, включає як тверді тіла буксові вузли «Букса_Л» і «Букса_П», з'єднані зі стандартною підсистемою колісної пари обертальними шарнірами щодо поперечної осі. Параметри стандартної підсистеми колісної пари «SubS1» представлено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри підсистеми колісної пари

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса колісної пари, кг	m_kp	1127
Момент інерції відносно поздовжньої вісі, кг·м ²	Ikp_x	634,35
Момент інерції відносно поперечної вісі, кг·м ²	Ikp_y	110,82
Момент інерції відносно вертикальної вісі, кг·м ²	Ikp_z	634,35
Радіус кола кочення колеса, м	r	0,475

Тіла «Букса_Л» і «Букса_П» мають в моделі графічне представлення, показане на рисунку 2.2. Інерційні параметри цих тіл та параметри обертальних шарнірів, якими вони з'єднані з стандартною підсистемою колісної пари, визначено за допомогою закладок ПК УМ, як показано на рисунках 2.3 і 2.4. Інерційні параметри буксового вузла надані в таблиці 2.2.

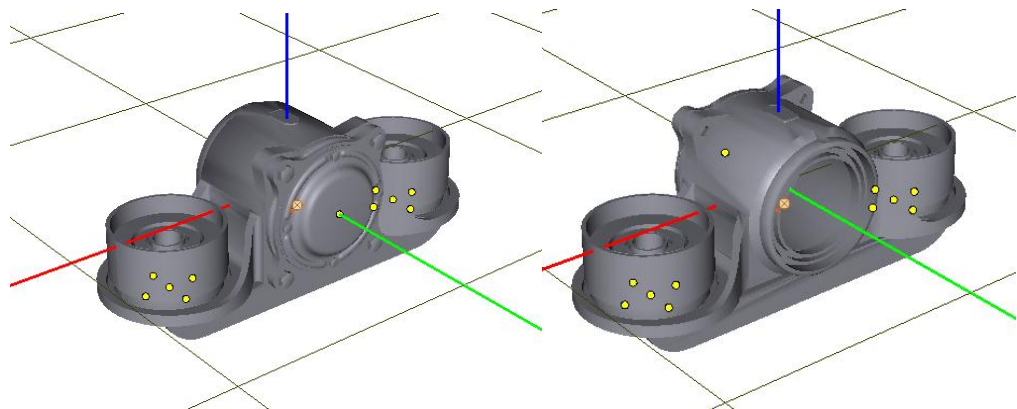


Рисунок 2.2 – Графічне представлення тіл «Букса_Л» і «Букса_П»

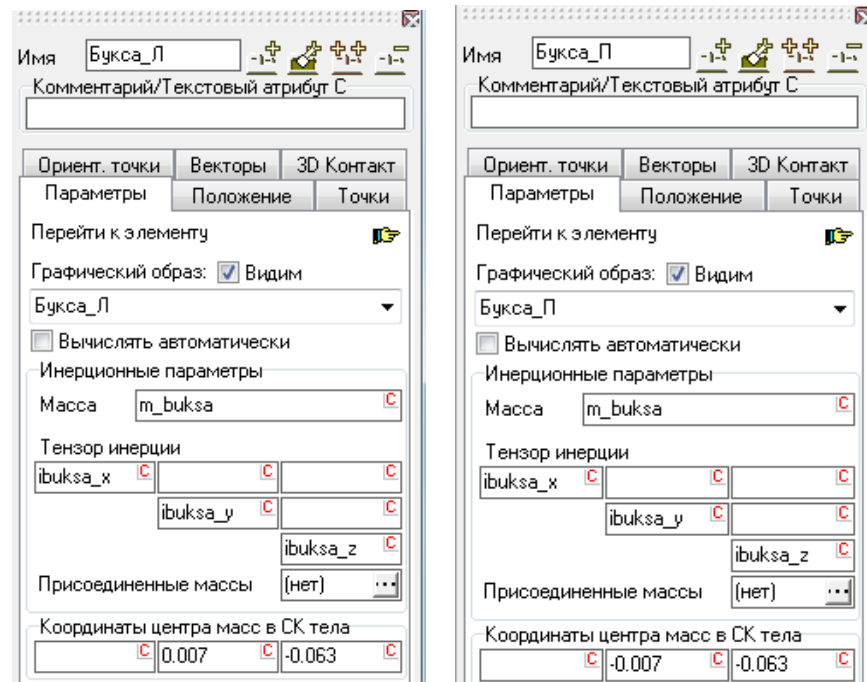


Рисунок 2.3 – Визначення інерційних параметрів тіл «Букса_Л» і «Букса_П»

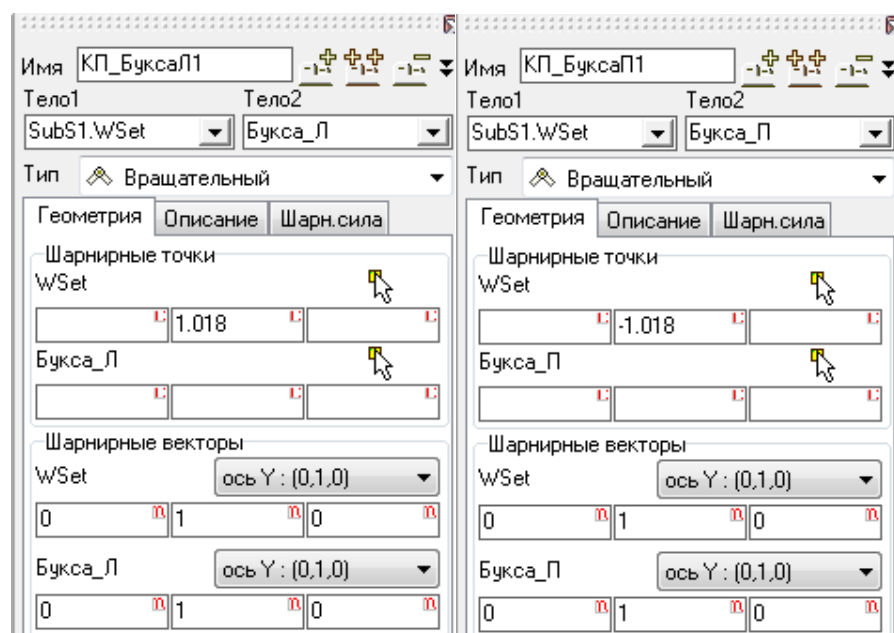


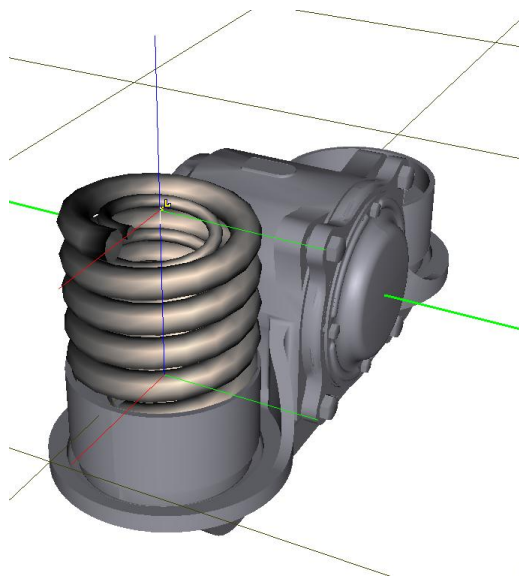
Рисунок 2.4 – Визначення шарнірів «КП_БуксаЛ1» і «КП_БуксаП1»

Таблиця 2.2 – Інерційні параметри буксового вузла

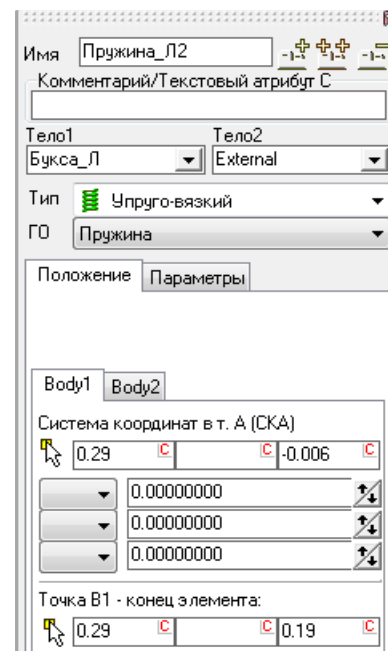
Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса букси, кг	m_buksa	268
Момент інерції відносно поздовжньої вісі, кг·м ²	ibuksa_x	4,29
Момент інерції відносно поперечної вісі, кг·м ²	ibuksa_y	16,46
Момент інерції відносно вертикальної вісі, кг·м ²	ibuksa_z	15,3

Перша (буксова) ступінь підвішування вагона складається з пружинного комплекту буксового вузла – дворядних витих циліндричних пружин. Геометричне положення буксового комплекту пружин в підсистемі «КПН_с буксами» показано на рисунку 2.5.

В моделі буксові комплекти відображені лінійними силовими елементами пружно – в'язкого типу з визначеними параметрами жорсткості, заданими за допомогою ідентифікаторів. Маса і геометричні характеристики пружин буксового ступеня підвішування зведені до табл. 2.3, а параметри жорсткості комплекту – представлені в табл. 2.4.



а) графічний вигляд



б) тип і точки кріплення

Рисунок 2.5 – Кріплення лінійного силового елемента пружно – в'язкого типу «Пружина_Л2» до буксового вузла і рами візка

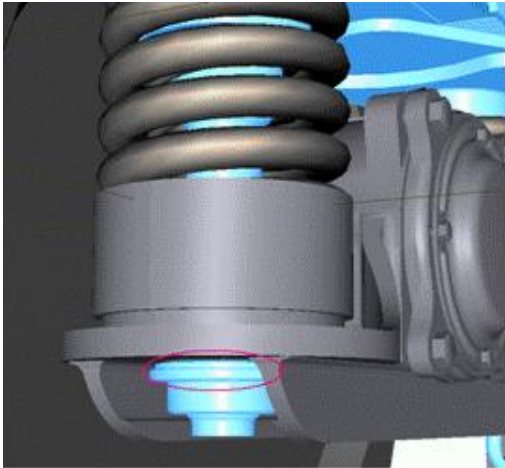
Таблиця 2.3

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Зовнішня пружина		
Маса, кг	m_spring_outside	61
Висота у вільному стані, м	h_spring_outside	430
Кількість робочих витків	np_spring_outside	4,5
Середній діаметр пружини, м	average_d_spring	0,192
Діаметр прутка, м	d_rod_spring	0,036
Внутрішня пружина		
Маса, кг	m_spring_inside	34
Висота у вільному стані, м	h_spring_inside	430
Кількість робочих витків	np_spring_inside	4,4
Середній діаметр пружини, м	average_d_spring	0,124
Діаметр прутка, м	d_rod_spring	0,016

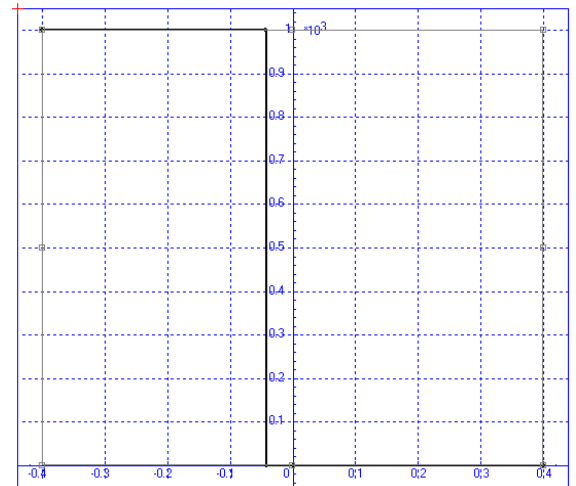
Таблиця 2.4

Жорсткість комплекту,	Позначення	Значення
Жорсткість, Н/м		
- відносно осі X	cбукса_x	$1,287521 \cdot 10^6$
- відносно осі Y	cбукса_y	$1,287521 \cdot 10^6$
- відносно осі Z	cбукса_z	$1,287521 \cdot 10^6$

При русі вагона по рейковій колії між тарілчастими пружинами шпинтонів рами візка і основою крильчатки корпусу буксового вузла може виникати контактна взаємодія. В моделі її відображення (рисунок 2.6, а) здійснюється за рахунок введення біполярних силових елементів. Зазор між контактуючими поверхнями в режимі «брутто» становить 40 мм, після його вичерпання відбувається контакт. Силова характеристика контактної взаємодія описана графічно і приведена на рисунку 2.6, б.



а) графічний вигляд



б) силова характеристика

Рисунок 2.6 – Контакт тарілчастої пружини шпинтона і основи крильчатки корпусу букси

Фрикційні гасителі коливань (рисунок 2.7) задані в моделі біполярними силовими елементами фрикційного типу. Вхідні параметри такого елемента відображені на рисунку 2.8. Параметри фрикційного гасителя коливань приведені в табл. п. 2.5.

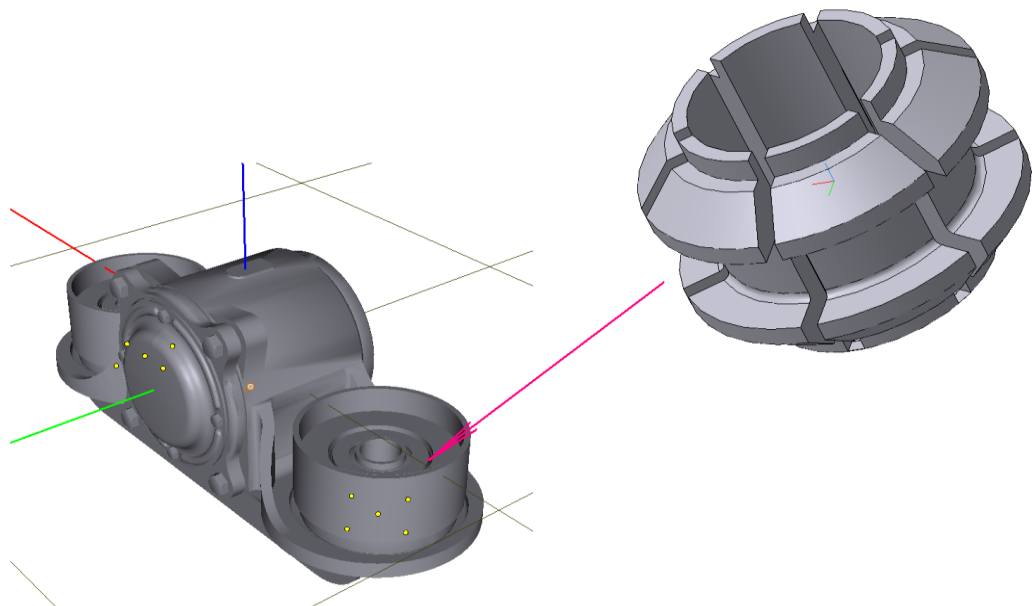


Рисунок 2.7 – Графічний вигляд (ГВ) фрикційного гасителя коливань в поєднанні с ГВ буксового вузла

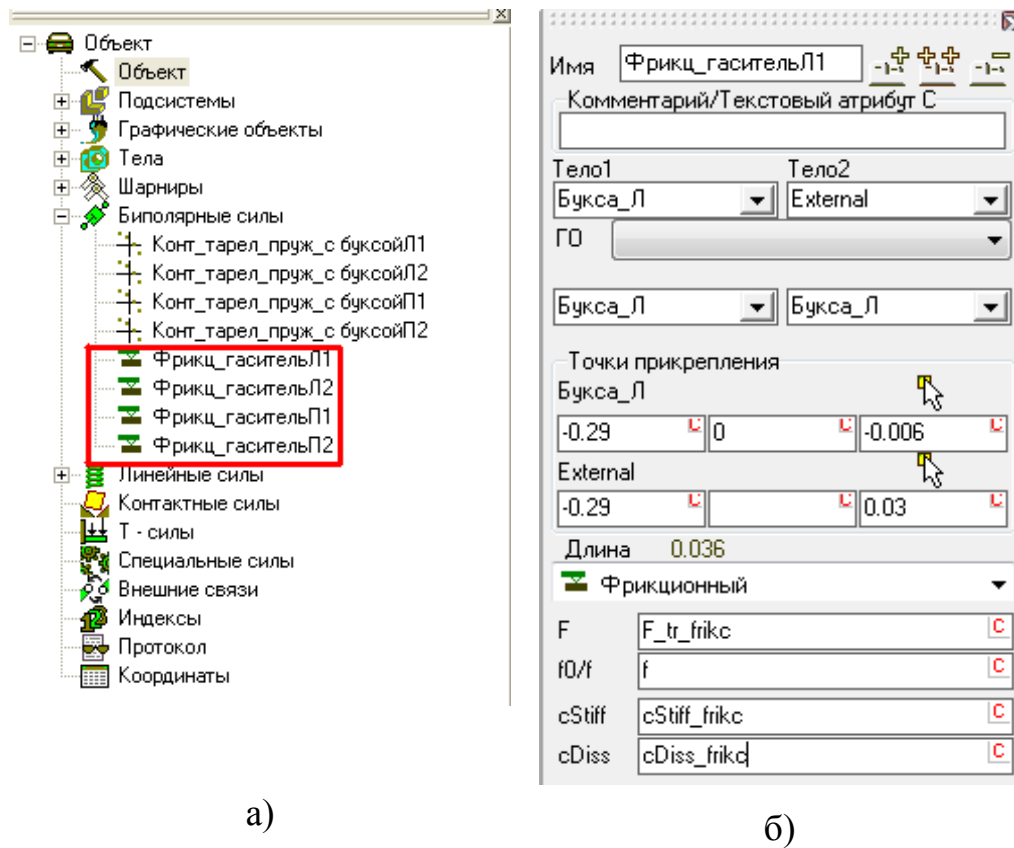


Рисунок 2.8 – Опис фрикційних гасителів коливань як біполярних силових елементів

Таблиця 2.5

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Сила тертя, Н	F_tr_frikc	1000
Відношення коефіцієнта тертя спокою до коефіцієнту тертя ковзання	f	1,2
Коефіцієнт жорсткості в режимі зчеплення, Н/м	cStiff_frikc	1E+6
Коефіцієнт дисипації в режимі зчеплення, Нс/м	cDiss_frikc	1E+4

Загальний графічний вигляд підсистеми «КІПН_с буксами» представлений на рисунку 2.9.

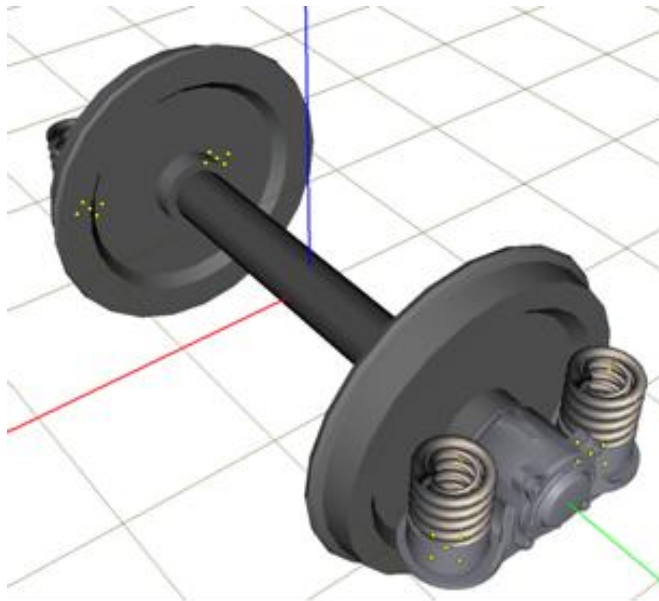


Рисунок 2.9 – Графічний вигляд підсистеми: «КПН_с буксами»

Підсистема «Тележка» складається з двох включених підсистем – колісних пар «КПН_№ с буксами»; твердих тіл – рами візка, підвісів гальмівної важільної передачі, елементів центрального коліскового підвішування; силових елементів – пружин, повідків і упорів.

Тіло «Рама» представлено в моделі графічним образом й інерційними параметрами (масою й тензором інерції), як показано на рисунку 2.10. Значення інерційний параметрів рами візка приведені в табл. 2.6.

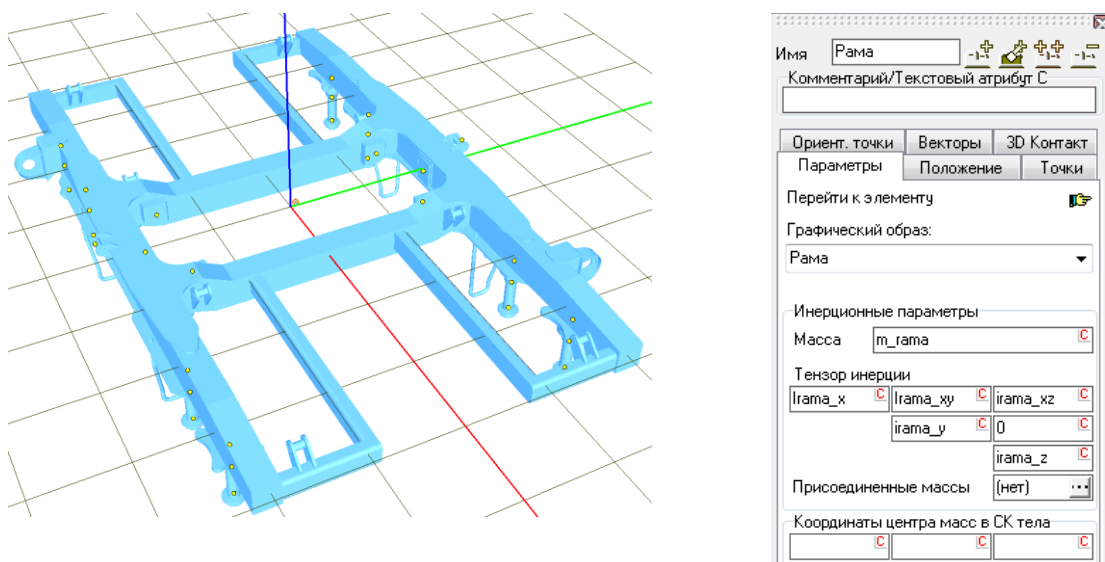
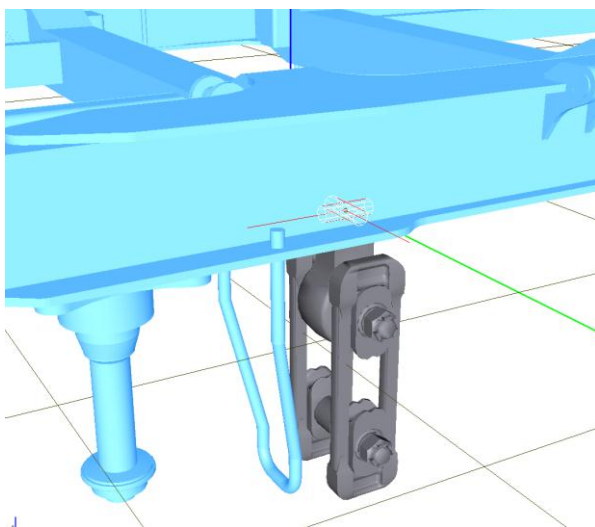


Рисунок 2.10 – Тіло «Рама» з встановленими параметрами

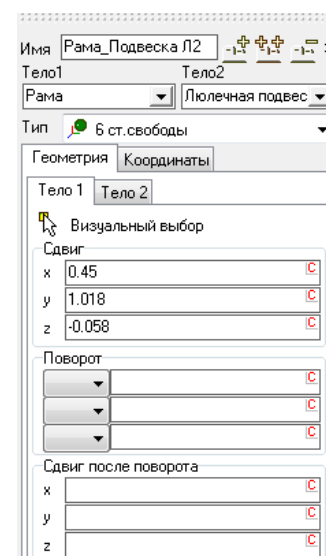
Таблиця 2.6 – Інерційні характеристики рами візка

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса рами візка, кг	m_rama	1484
Момент інерції, кг·м ² :		
- відносно осі X	irama_x	1137,36
- відносно осі Y	irama_y	1602,35
- відносно осі Z	irama_z	2715,17

Тіло «Рама» шарнірно пов'язано з базовою системою координат «Base0». Припускається, що рама візка має 6 ступенів вільності відносно базової системи координат. Також тіло «Рама» шарнірно пов'язано з тягами центрального коліскового підвішування. В якості шарнірів застосовано шарніри з шістьма степенями вільності, що дозволяє встановити місця кріплення тяг і призначити обертові ступені вільності коліскової підвіски відносно рами навколо осей X і Y (рисунок 2.11). З рамою візка такими шарнірами пов'язано 4 тяги підвісок: Рама_ПодвескаЛ1; Рама_ПодвескаЛ2; Рама_ПодвескаП1; Рама_ПодвескаП2.



а) графічний вигляд



б) опис шарніру

«Рама_ПодвескаЛ2»

Рисунок 2.11 – Шарнірний зв'язок підвіски

Друга (центральна) ступінь підвішування візка стандартного пасажирського вагона обладнана коліскою, що складається з двох паралельних комплектів, на яких розташована надресорна балка. Кожний комплект включає дві трирядні пружини, що спираються через прокладку на піддон, підвішений шарнірно до подовжніх балок рами за допомогою сержок і підвісок (тяг). Поперечні коливання люльки здійснюються лише за рахунок сержок. Ресорне підвішування має збільшену поперечну гнучкість для підвищення плавності при звивистому русі вагону. Центральне підвішування забезпечене гідравлічними гасителями коливань, розміщеними з кожного боку візка і шарнірно укріпленими верхніми кінцями до кронштейнів бічних балок рами, а нижніми – до кронштейнів надресорної балки. Графічний вигляд елементів коліскового підвісу підсистеми «Тележка» представлені на рисунку 2.12. Інерційні характеристики елементів коліскового підвішування приведені в табл. 2.7.

У місцях зчленування нижніх валиків підвіски і піддону передбачений обертальний шарнір (рисунок 2.13). В центральному підвішуванні одного візка передбачено чотири однотипних шарнірних зв'язки: Подвеска Л2_ПоддонЛ, Подвеска Л1_ПоддонЛ, Подвеска П2_ПоддонП, Подвеска П1_ПоддонП.

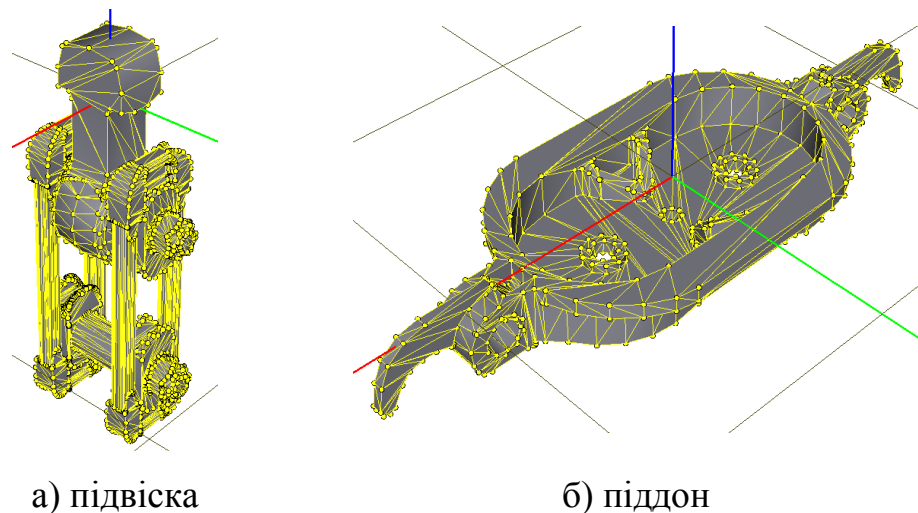


Рисунок 2.12 – Графічний вигляд складових люлечного підвісу

Таблиця 2.7

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Підвіска		
Маса, кг	m_podveska	52
Момент інерції, кг м ² :		
- відносно осі X	ipodveska_x	1,64
- відносно осі Y	ipodveska_y	1,5
- відносно осі Z	ipodveska_z	0,27
Піддон		
Маса, кг	m_poddon	292,8
Момент інерції, кг м ² :		
- відносно осі X	ipoddon_x	5,05
- відносно осі Y	ipoddon_y	24,43
- відносно осі Z	ipoddon_z	28,43

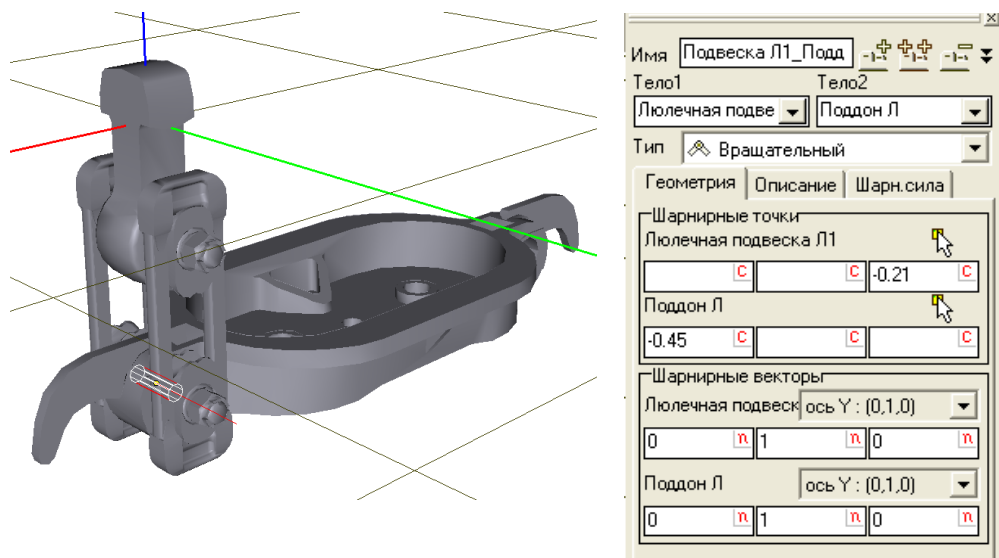


Рисунок 2.13 – Опис обертового шарніра в зв'язку
«ПодвескаЛ1 – ПіддонЛ»

Комплекти пружин центрального колискового підвішування, які є силовими елементами системи, встановлюються на піддонах і пов'язані з

надресорним брусом як показано на рисунку 2.14. Величини геометричних характеристик пружинних комплектів центрального ступеня підвищення приведені в табл. 2.8, а параметри жорсткості пружинних комплектів другого (центрального) ступеня підвищення приведені в табл. 2.9.

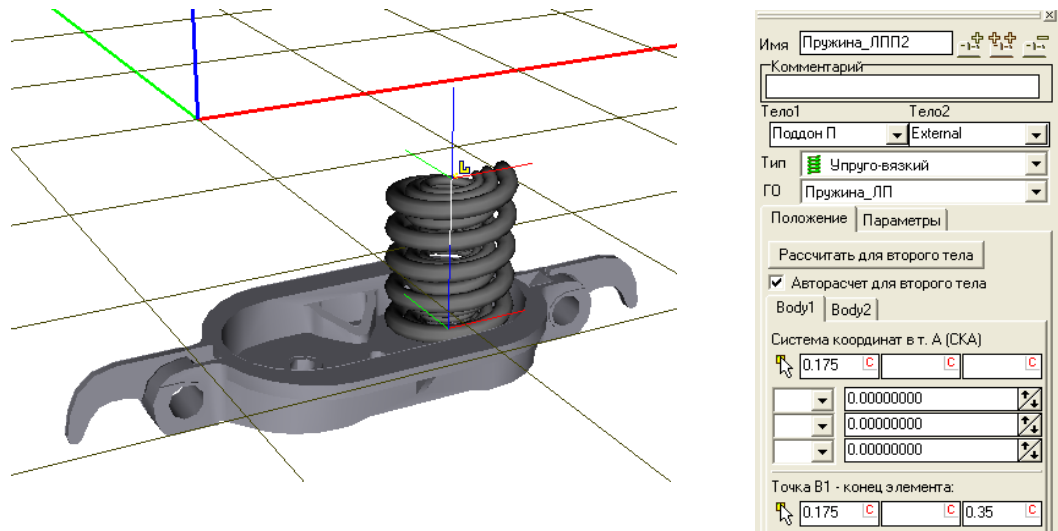


Рисунок 2.14 – Кріплення лінійного силового елемента пружно-в'язкого типу «Пружина_ЛПП2» до піддону і надресорного бруса візка

Між поперечними балками рами візка і надресорним брусом встановлені упори, дію яких відтворено шістьма силовими біполярними елементами з типом «Поточечный (числа)» (рисунок 2.15). Контактна взаємодія цих елементів описана графічною силовою характеристикою, що приведена на рисунку 2.16, де застосовано такі позначення: Л, П – лівий і правий упори; 1,2,3 – нумерація за напрямком руху вагона.

Таблиця 2.8

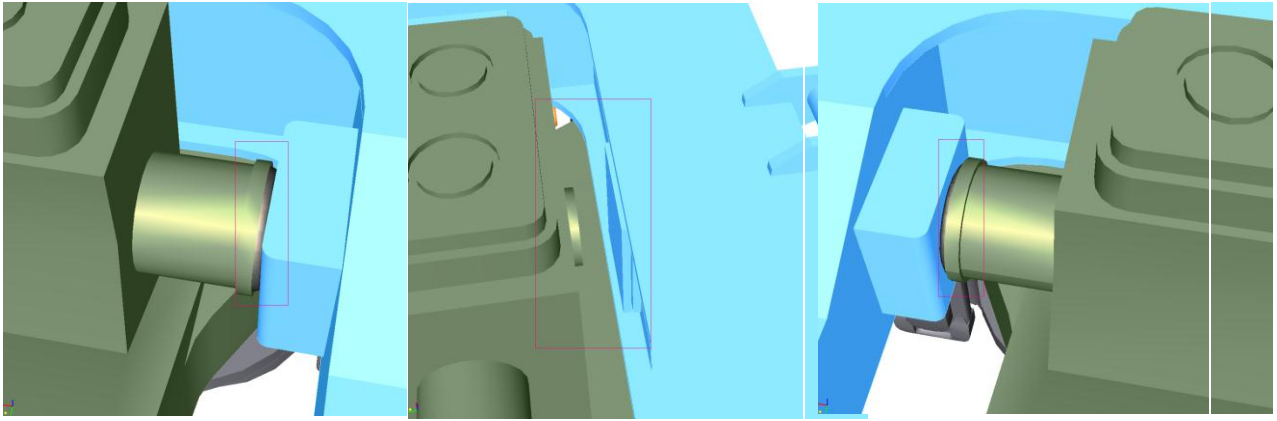
Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Зовнішня пружина		
Маса, кг	m_spring_outside	62
Висота у вільному стані, м	h_spring_outside	0,430
Кількість робочих витків	np_spring_outside	4,5

Продовження таблиці 2.8

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Зовнішня пружина		
Середній діаметр пружини, м	d_spring_outside	0,240
Діаметр прутка, м	d_rod_spring_outside	0,040
Середня пружина		
Маса, кг	m_spring_average	31,4
Висота у вільному стані, м	h_spring_average	0,430
Кількість робочих витків	np_spring_average	6,55
Середній діаметр пружини, м	d_spring_average	0,166
Діаметр прутка, м	d_rod_spring_average	0,030
Внутрішня пружина		
Маса, кг	m_spring_inside	12,8
Висота у вільному стані, м	h_spring_inside	0,430
Кількість робочих витків	np_spring_inside	11
Середній діаметр пружини, м	d_spring_inside	0,115
Діаметр прутка, м	d_rod_spring_inside	0,02

Таблиця 2.9

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Жорсткість комплекту, Н/м:		
- відносно осі X	ccentr_x	$7,52427 \cdot 10^5$
- відносно осі Y	ccentr_y	$7,52427 \cdot 10^5$
- відносно осі Z	ccentr_z	$7,52427 \cdot 10^5$

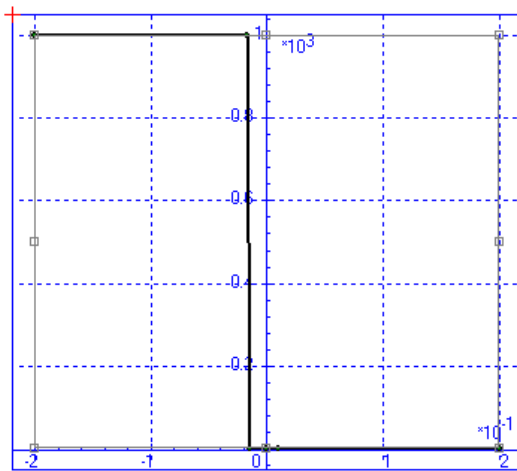


Л1, П1

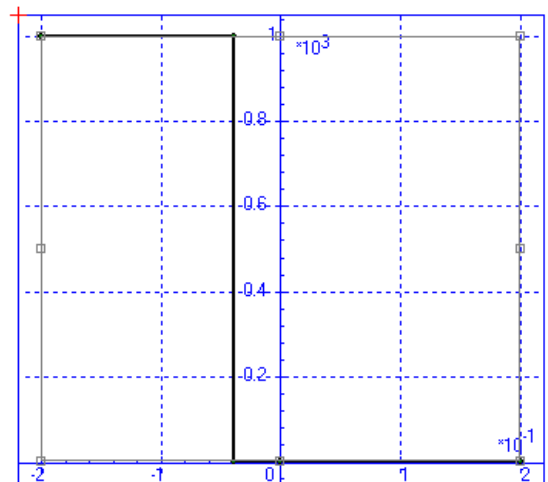
Л2, П2

Л3, П3

Рисунок 2.15 – Графічний вигляд упорів між поперечними балками рами візка і надресорним брусом (права сторона)



Л1, Л2, Л3



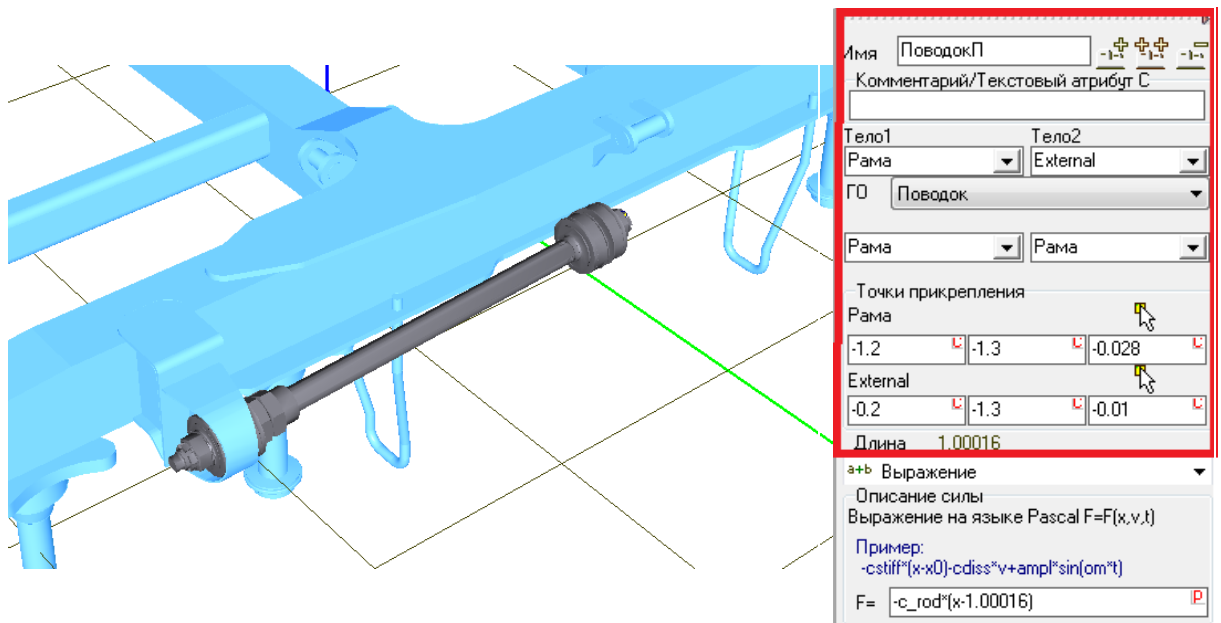
П1, П2, П3

Рисунок 2.16 – Силві характеристики упорів

Тіло «Рама» пов'язано з надресорним брусом (зовнішня підсистема «External») посередництвом двох повідків, які представлені в моделі біполярними силівими елементами («ПоводокЛ» і «ПоводокП», рисунок 2.17). Повідки призначені для обмеження горизонтального переміщення надресорної балки і її повертання в центральне положення. Силова характеристика повідкового елемента задана в вигляді явної функції:

$$F = -c_{rod} \cdot (x - x_0) \quad (2.1)$$

де x_0 – це довжина повідка.



а) графічний вигляд

б) точки кріплення

Рисунок 2.17 – Кріплення силового елемента «ПоводокП» до рами візка

Підвіси важеля гальмівної передачі (ГВП) у вигляді траверс з башмаками і колодками підвішені на кронштейнах рами візка за допомогою шарніру (рисунок 2.18). Інерційні характеристики гальмівного важільного підвісу приведені в табл. 2.11.

Таблиця 2.11

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса ГВП, кг	m_{gvp}	120,25
Момент інерції, кг м ² :		
- відносно осі X	$igvp_x$	35,93
- відносно осі Y	$igvp_y$	0,89
- відносно осі Z	$igvp_z$	35,68

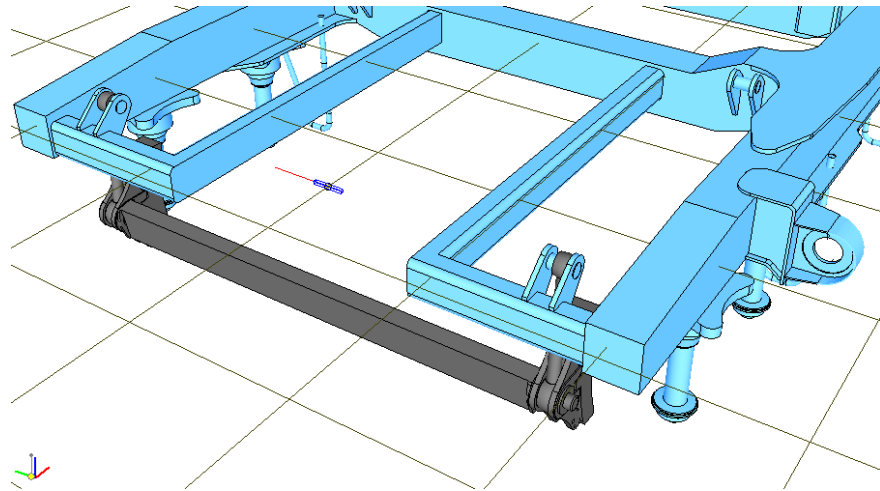


Рисунок 2.18 – Зв'язок ГВП з рамою візка

Загальний графічний вигляд підсистеми «Тележка» представлений на рисунку 2.19.

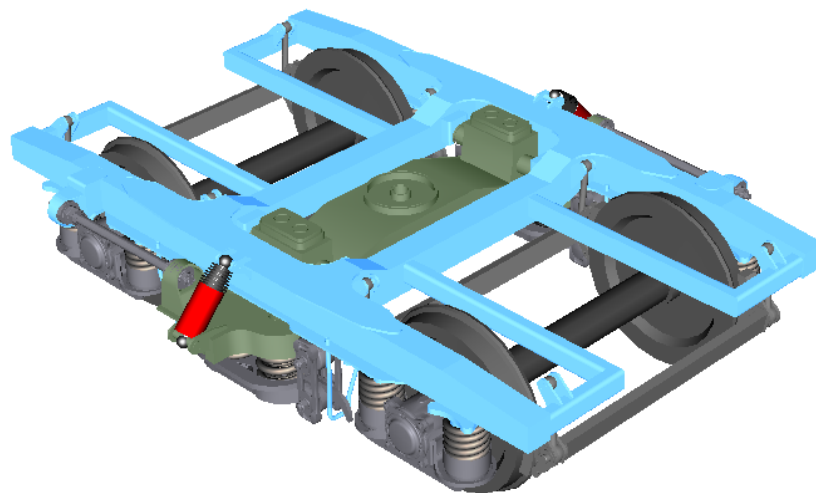


Рисунок 2.19 – Графічний вигляд підсистеми: «Тележка»

Система «Пасажирський вагон» сформована з 41 твердого тіла, 24 лінійних, 4 контактних, 52 біполярних і 4 спеціальних силових елементів. Модель пасажирського вагона складається з двох підсистем візків і трьох твердих тіл: кузова вагона й двох надресорних брусів, а також контактних силових елементів, встановлених в місцях контакту ковзунів надресорних брусів і опор рами кузова, та біполярних силових елементів, які представляють гідравлічні гасителі коливань.

Графічний вигляд тіла «Кузов» є спрощеним і об'єднаним з рамою (рисунок 2.20). Інерційні параметри кузова вагона приведені в таблиці 2.12. Тіло «Кузов» пов'язано з базовою системою координат шарніром (jКузов_Base0) з 6 ступенями вільності.

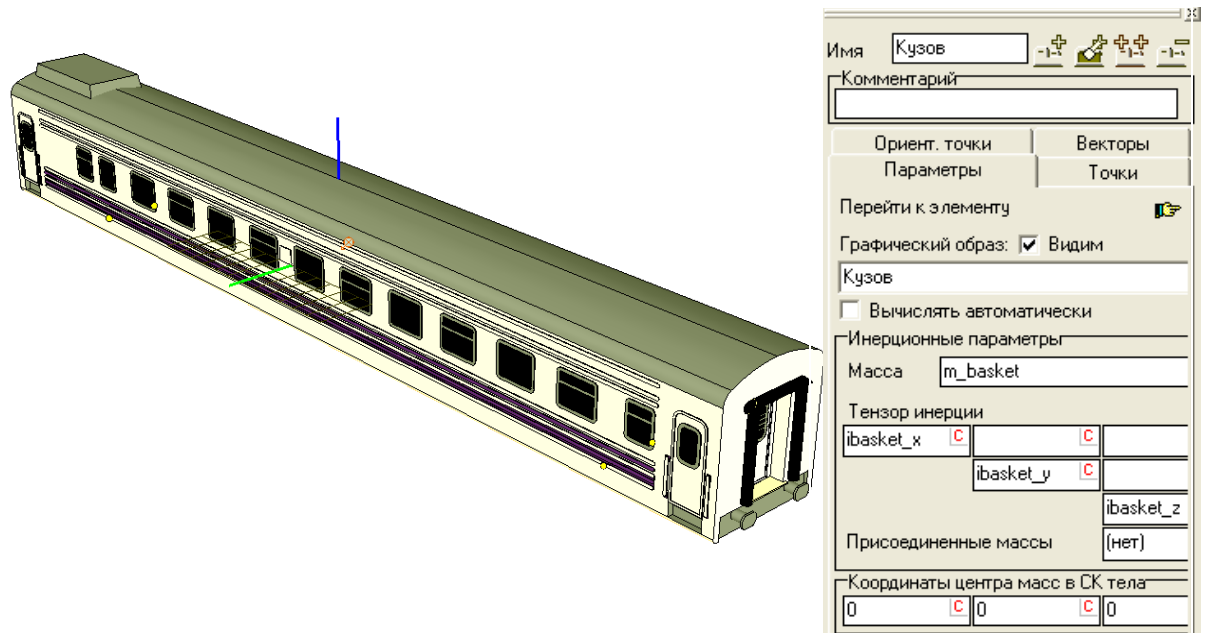


Рисунок 2.20 – Програмне представлення кузова пасажирського вагона

Таблиця 2.12 – Інерційні параметри кузова вагона

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса кузова вагона, кг	mBasket	44900
Момент інерції кузова вагона, кг·м ² :		
- відносно осі X	ibasket_x	9,5·10 ⁴
- відносно осі Y	ibasket_y	2,360·10 ⁶
- відносно осі Z	ibasket_z	2.360·10 ⁶

Тіло «Надр_балка» має інерційні параметри: масу й тензор інерції, що представлені в моделі, як показано на рисунку 2.21. Інерційні характеристики надресорного бруса приведені в табл. 2.13.

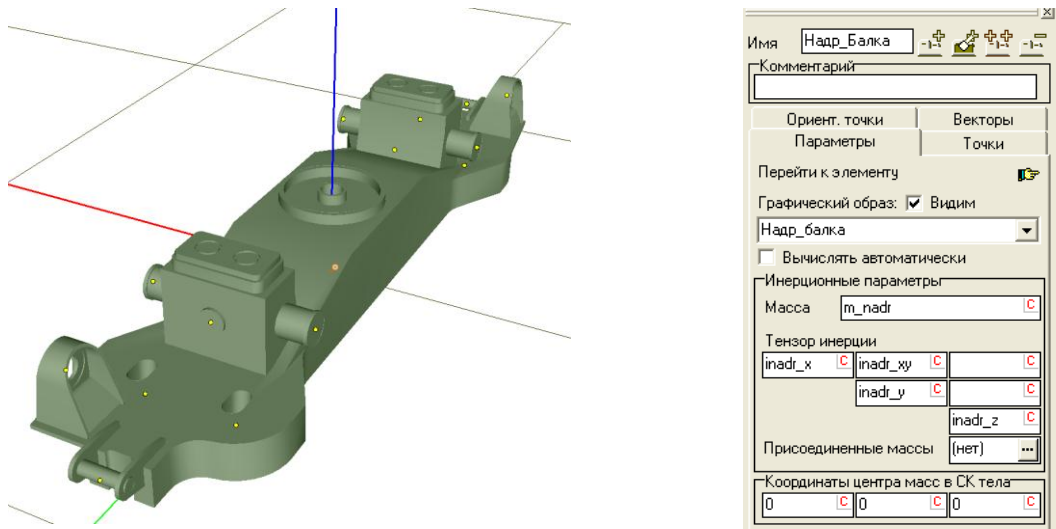


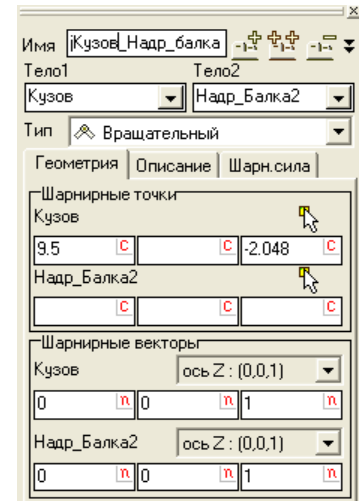
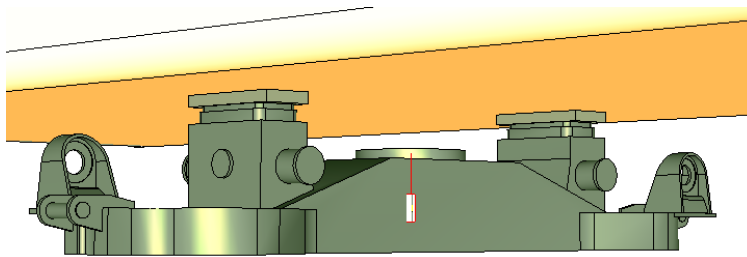
Рисунок 2.21 – Представлення в моделі надресорного бруса

Таблиця 2.13 – Інерційні параметри надресорного бруса

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса надресорної балки, кг	m_nadr	510
Момент інерції, кг м ² :		
- відносно осі X	inadr_x	248,03
- відносно осі Y	inadr_y	17
- відносно осі Z	inadr_z	253,06

Кузов вагона зв'язаний з надресорними балками обертальними шарнірами «jКузов_Надр_балка1» і «jКузов_Надр_балка2». На рисунку 2.22 показано геометричне розташування обертального шарніра «jКузов_Надр_балка1».

В моделі між кузовом вагона і надресорними брусами встановлені силові елементи спеціального типу «Комбинированное трение» (рисунок 2.23), що представляють взаємодію, що здійснюють ковзуни. Місце контакту ковзунів надресорного бруса і опор рами кузова вагона задане площиною з введенням точок спирання. Такий елемент забезпечує силову дію як в дотичному, так і нормальному напрямках (див. рисунок 2.23).



а) графічне відображення

б) геометричний опис

Рисунок 2.22 – Шарнірний зв'язок кузова вагона з надресорною балкою

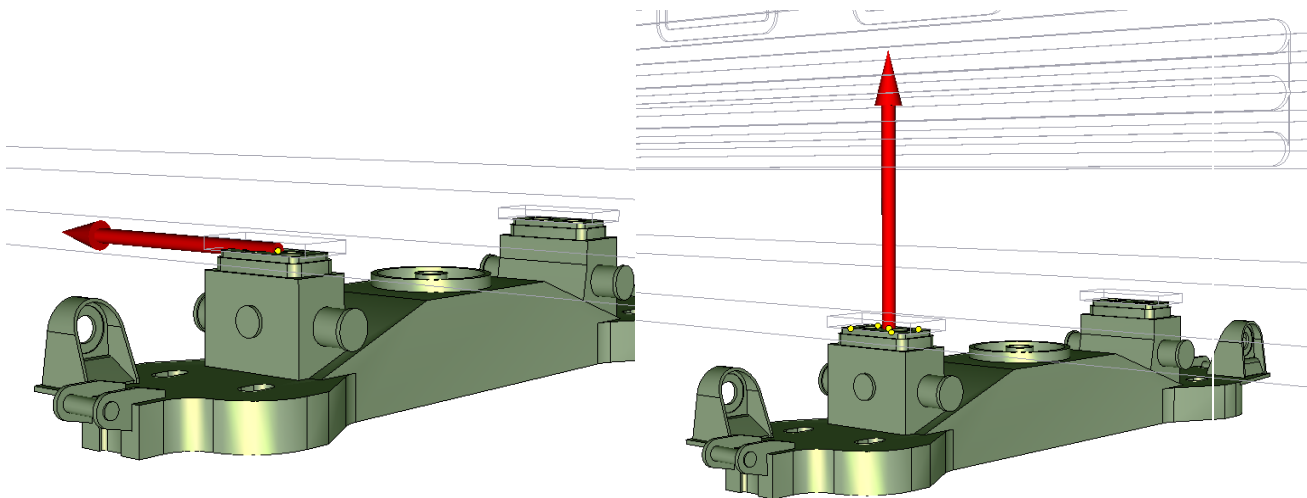


Рисунок 2.23 – Опис параметрів пар тертя «Кузов – надресорна балка»

Кожний надресорний брус пов'язаний з відповідною рамою візка двома гідравлічними гасителями коливань «Демпфер_Л1» і «Демпфер_П1» («Демпфер_Л2» і «Демпфер_П2»). На рисунку 2.24 приведено контекстне меню з вихідними значеннями координат точок кріплення демпфера «Демпфер_Л1» до надресорного бруса і рами візка.

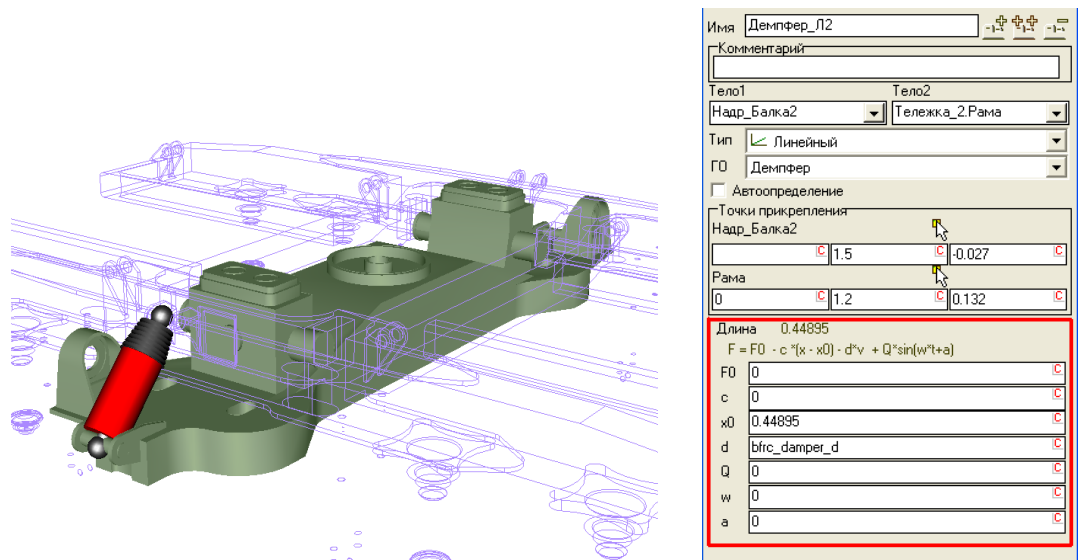


Рисунок 2.24 – Силовой элемент «Демпфер_Л1»

Побудована таким чином комп'ютерна модель динаміки пасажирського вагону в програмному комплексі «Универсальный механизм» показана на рисунку 2.25.

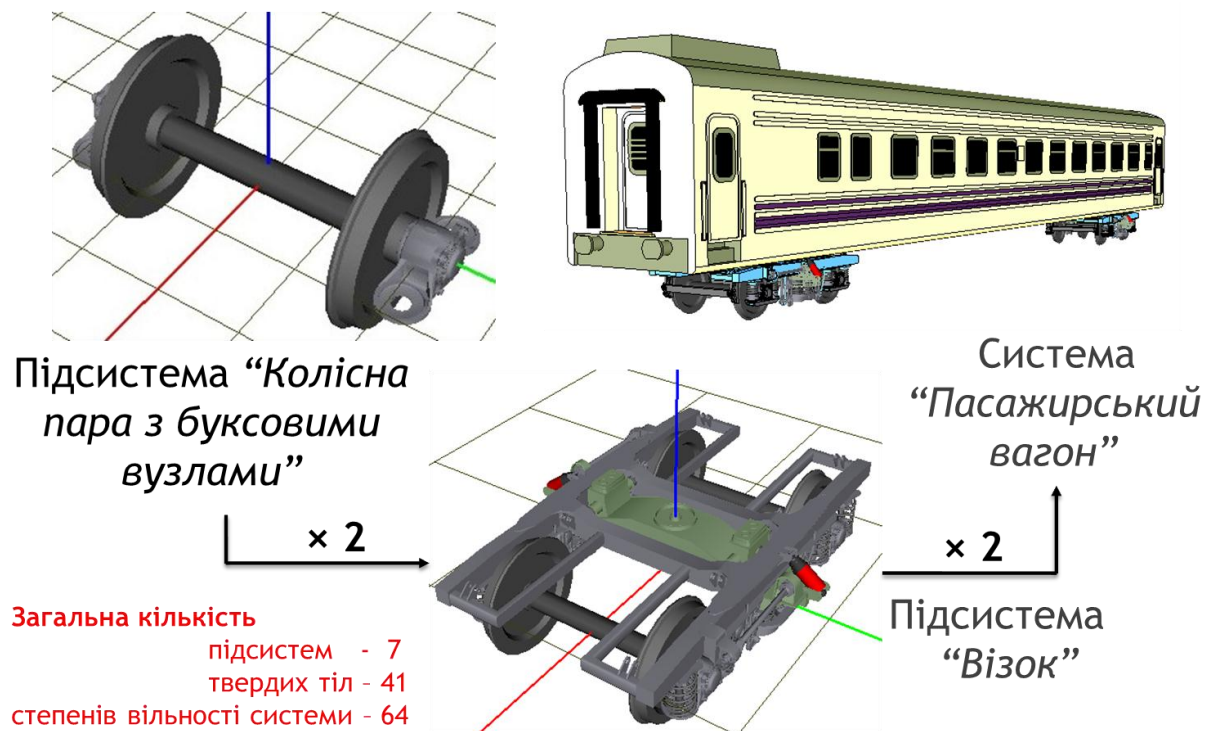


Рисунок 2.25 – Комп'ютерна модель пасажирського вагону

2.2 Дослідження впливу змін параметрів опору гідравлічних гасителів коливань на динамічні показники пасажирського вагона

2.2.1 Вихідні величини моделі

Основним показником, що застосовуються для оцінювання динамічної поведінки пасажирського вагона щодо безпеки руху, є коефіцієнт запасу стійкості колісної пари проти сходу за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки. Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари проти сходу k_{cc} обчислюється за формулою:

$$k_{cc} = \frac{tg\beta - f_{TP}}{1 + f_{TP} \cdot tg\beta} \cdot \frac{P_v}{P_g} \geq [k_{cc}] \quad (2.2)$$

де β – кут нахилу до горизонту твірної конусоподібної поверхні гребеня колеса;

f_{TP} – коефіцієнт тертя ковзання поверхонь коліс і рейок, що взаємодіють;

P_v – вертикальна складова сил, що діють від коліс на рейки;

P_g – горизонтальна складова сил взаємодії колеса з рейкою, яка діє одночасно з силою P_v .

Допустимі значення коефіцієнта запасу стійкості колісної пари проти сходу з рейок $[k_{cc}]$ для пасажирських вагонів прийнято рівними $[k_{cc}]=1,6$.

До показників безпеки руху пасажирських вагонів колії 1520 мм також належать такі величини як рамні сили H_p в частках від статичного навантаження колісної пари на рейки та горизонтальні прискорення рам візків j_{py} . До основних показників ходових якостей вагонів колії 1520 мм належать такі величини як коефіцієнти вертикальної динаміки центрального $k_{\delta vi}$ і буксового $k_{\delta \sigma b}$ ступенів підвішування, вертикальні j_z та горизонтальні j_y прискорення кузова вагона й вертикальні прискорення рам візків j_{pz} . Вертикальні j_z та горизонтальні j_y прискорення кузова

вагона визначаються в п'ятникових зонах, в деяких випадках, в середній частині кузова. Прискорення рам візків j_{py} і j_{pz} вимірюються в точках над колісними парами. Граничні значення динамічних показників наведені в таблиці 2.14 [73].

Найважливішою характеристикою ходових якостей пасажирських вагонів щодо комфортності їзди є плавність ходу W_z і W_y в вертикальному і горизонтальному напрямках, які вимірюються в умовних одиницях.

Таблиця 2.14 – Граничні значення динамічних показників для пасажирських вагонів

Оцінка ходу вагона	Коефіцієнт динаміки $[k_{об}]$	Рамна сила в частках P_0 $[H_p / P_0]$	Прискорення в частках g		Плавність ходу	
			$[j_z]$	$[j_y]$	W_z	W_y
Кузов пасажирського вагона						
Відмінний	0,15	-	0,15	0,07	2,0	2,0
Добрий	0,20	-	0,20	0,12	2,5	2,5
Задовільний	0,25	-	0,25	0,15	3,25	3,25
Рама візка пасажирського вагона						
Відмінний	0,30	0,12	0,30	0,20		
Добрий	0,35	0,17	0,35	0,25		
Задовільний	0,40	0,25	0,40	0,30		

Відповідно до типової методики показники плавності ходу W_i визначаються за середньоквадратичним значенням прискорень u_k на виході «фізіологічного фільтра»

$$w_i^k = (q_k \cdot \sigma_i)^{0,3}, \quad (2.3)$$

де q_k – коефіцієнт, який при дослідженні горизонтальних коливань дорівнює 1,71, а при дослідженні вертикальних коливань – 1,34;

σ_i – стандарт прискорень п'ятника вагона, відкоригований «фізіологічним» фільтром, що враховує реакцію людини на вібрацію, з нормованою частотною характеристикою $q(f)$.

Модуль частотної характеристики фільтра визначається за формулами:

для горизонтальних коливань –

$$q(f) = \frac{2,67f}{(1 + 4f^2)(1 + 0,445f^2)}, \quad (2.4)$$

для вертикальних коливань –

$$q(f) = \frac{1,15f\sqrt{1+0,1f^2}}{\sqrt{(1+4,04f^2)\left((1-0,0364f^2)^2 + 0,045f^2\right)}}, \quad (2.5)$$

де f – частота вимушених коливань в Гц., тоді

$$\sigma_{ni} = \sqrt{2 \int_{f_1}^f q^2(f) S(f) df}, \quad (2.6)$$

де $S(f)$ – спектральна щільність прискорень.

Оцінювання динамічного навантаження вагона на колію рекомендується виконувати за боковою силою Y_6 , що діє від колісних пар на рейки. Задовільний рівень бокової сили визначають за виразом:

$$Y_3 \leq 0,57\left(10 + \frac{P_o}{3}\right), \quad (2.7)$$

гранично допустимий рівень – за виразом:

$$Y_{lim} \leq 0,85\left(10 + \frac{P_o}{3}\right), \quad (2.8)$$

де Y – це бокова сила в кН, P_o – вертикальне статичне навантаження колісної пари на рейки в кН.

Обчислення за формулами (2.7) і (2.8) для стандартного пасажирського вагона, забезпечує такий задовільний і граничний рівні бокових сил: $Y_{63} = 34,2$ кН і $Y_{6lim} = 51$ кН.

Для оцінки показників динаміки в розробленій моделі пасажирського вагона сформовані 9 груп вихідних величин:

- коефіцієнти запасу стійкості k_{ccij} від сходу з рейок, де $i=1-4$ – номер колісної пари; $j=1,2$ – ліве або праве колесо;
- показники k_{Nij} , обчислені за критерієм Надаля, де $i=1-4$ – номер колісної пари; $j=1,2$ – ліве або праве колесо;
- рамні сили в частках статичного навантаження H_{pi} , що діють від рами візка на колісну пару, де i – номер колісної пари, $i=1-4$;
- горизонтальні поперечні прискорення кузова вагона j_{yk} , де $k=1,2,3$ визначає місця встановлення «датчиків» згідно схеми розміщення, показаній на рисунку 2.26 (j_{y1} , j_{y2} і j_{y3} – точки над шворнем першого візка, в центрі кузова і над шворнем другого візка);
- вертикальні прискорення кузова вагона j_{zk} , де $k=1-3$ визначає місця встановлення «датчиків» згідно схеми розміщення, показаній на рисунку 2.26 (j_{z1} , j_{z2} , j_{z3} – точки над шворнем першого візка, в центрі кузова і над шворнем другого візка);
- коефіцієнти вертикальної динаміки центрального ступеню підвішування $k_{\delta\omega_{ui}}$, де $i=1-4$ – номер комплекту пружин центрального підвішування;
- коефіцієнти вертикальної динаміки буксового ступеню підвішування $k_{\delta\omega_{bij}}$, де $i=1-4$ – номер колісної пари, $j=1,2$ – ліве й праве колесо;
- горизонтальні поперечні прискорення рами візка j_{pyij} з урахуванням місць встановлення «датчиків» згідно схеми розміщення, показаній на рисунку 2.26, де $i=1-4$ – номер колісної пари, $j=1,2$ – ліве й праве колесо;
- вертикальні прискорення рами візка j_{pzij} з урахуванням місць встановлення «датчиків» згідно схеми розміщення, показаній на рисунку 2.26, де $i=1-4$ – номер колісної пари, $j=1,2$ – ліве й праве колесо;
- бокові сили Y_{ij} , що діють від коліс на рейкову колію, де $i=1-4$ –

номер колісної пари, $j=1,2$ – ліве й праве колесо;

– вертикальні сили Q_{ij} , що діють від коліс на рейкову колію, де $i=1,4$

– номер колісної пари; $j=1,2$ – ліве й праве колесо колісної пари.

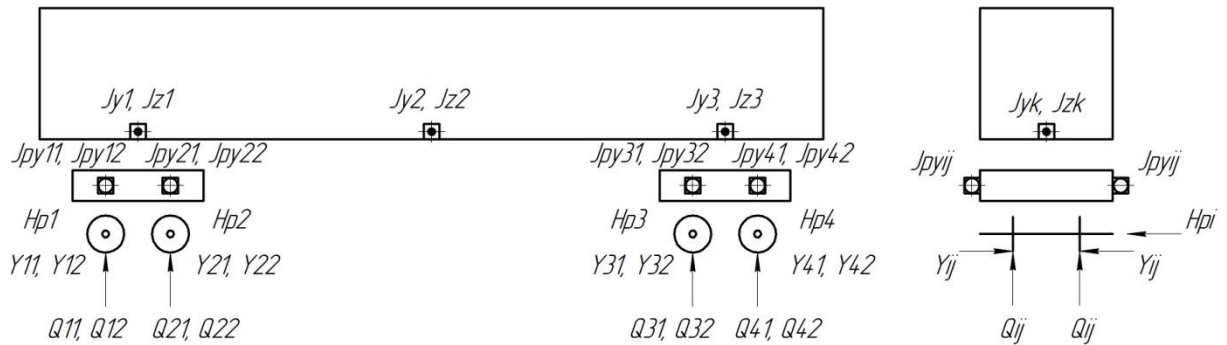


Рисунок 2.26 – Схема розміщення «датчиків» для визначення вихідних величин комп'ютерної моделі пасажирського вагона

2.2.2 Розрахункові варіанти та результати дослідження

Оцінку впливу непрацездатного стану гідравлічних гасителів коливань стандартного пасажирського вагона на динамічні показники проведено на прямих ділянках колії при швидкостях руху в діапазоні від 50 до 160 км/год з кроком 10 км/год. Моделювання виконано при середньо зношених профілях коліс та задовільному стані колії. Кількість варіантів щодо розташування непрацездатних гасителів коливань на вагоні становила 8, крім того як основний розглядався варіант з усіма працюючими гасителями коливань. Значення коефіцієнта демпфірування гідравлічного гасителя коливань в робочому (номінальному) стані прийнято рівним 100 кН·с/м, в непрацездатному стані – 0 кН·с/м. В табл. 2.15 надані значення коефіцієнтів демпфірування β_i кожного з чотирьох гідравлічних гасителів коливань, встановлених на вагоні, для дев'яти розрахункових варіантів. Схема розміщення гасителів коливань на вагоні показана на рисунку 2.27.

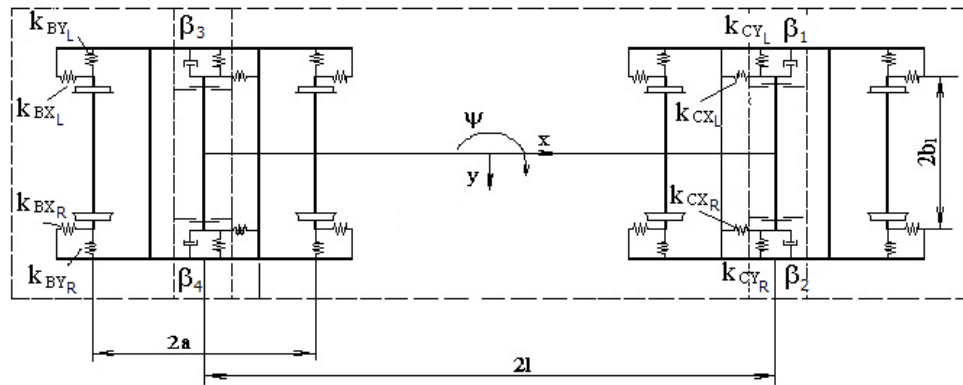


Рисунок 2.27 – Схематичне розміщення гасителів коливань на вагоні

Аналіз динамічних показників виконано за їх статистичними оцінками, обчисленими для кожної реалізації впродовж 20 с. Для кожного розрахункового дослідження визначалися мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості колісних пар проти зйдення з рейок $k_{cc\ min}$ за умови вкочування гребеня колеса на голівку рейки, максимальні значення рамних сил $H_{r\ max}$, бокових сил $Y_{\ max}$, прискорень кузова $j_{\ y\ max}$, $j_{\ z\ max}$, прискорень візків $j_{\ ru\ max}$, $j_{\ rz\ max}$, а також показників плавності ходу кузова вагона $W_{\ z\ max}$, $W_{\ y\ max}$.

Таблиця 2.15 – Розрахункові варіанти

№ варіанту	β_1 , кН·с/м	β_2 , кН·с /м	β_3 , кН·с /м	β_4 , кН·с /м
1	100	100	100	100
2	0	100	100	100
3	100	100	0	100
4	0	100	0	100
5	0	0	100	100
6	0	100	100	0
7	0	0	0	100
8	0	0	100	0
9	0	0	0	0

На рисунках 2.28–2.39 представлені залежності екстремальних значень динамічних показників пасажирського вагона від швидкості руху, які відповідають різним варіантам розташування на вагоні гідравлічних гасителів коливачів в непрацездатному стані, отримані на підставі проведення комп'ютерного експерименту. На всіх графіках номери ліній відповідають номерам розрахункових варіантів 1–9 (див. табл. 2.15).

На рисунку 2.28 представлені залежності мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари проти зйдення з рейок $k_{cc\ min}$ за умов вкочування гребеня колеса на головку рейки від швидкості руху вагона.

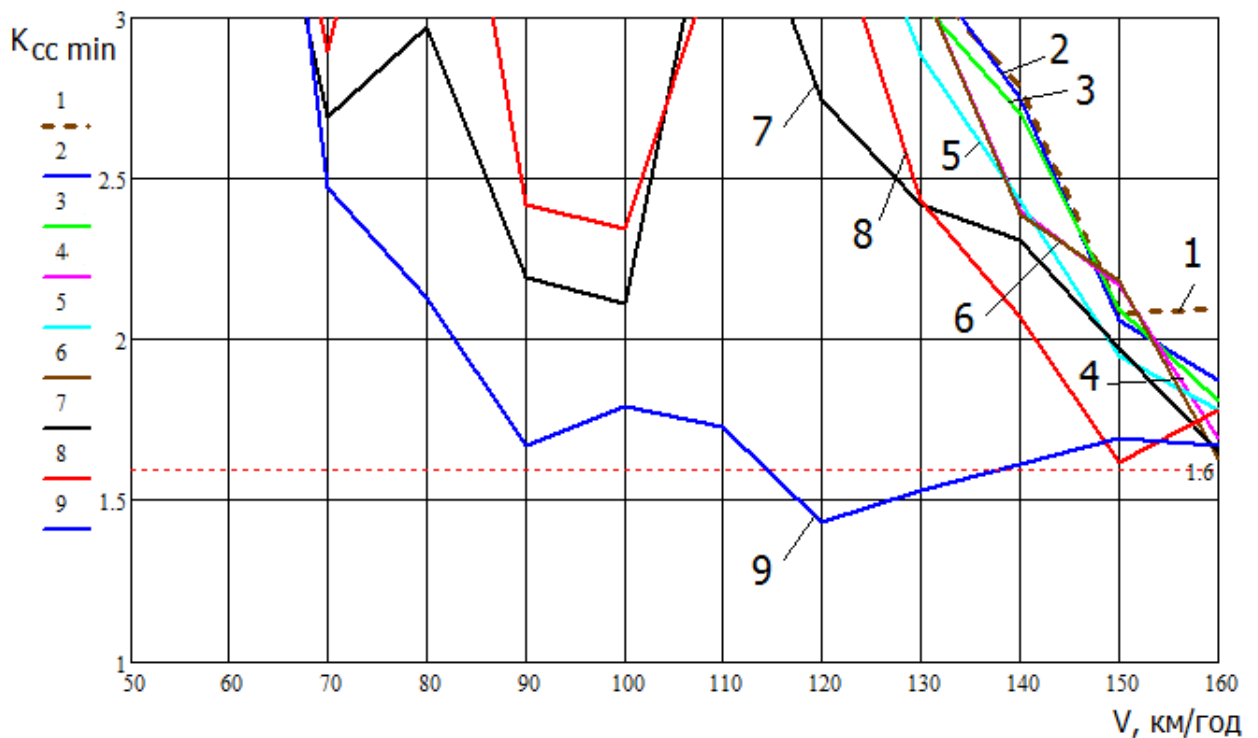


Рисунок 2.28 – Залежність мінімальних значень коефіцієнтів запасу стійкості проти зйдення з рейок $k_{cc\ min}$ від швидкості руху

Мінімальний рівень коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари проти зйдення з рейок $k_{cc\ min}$ за умови вкочування гребеня колеса на

голівку рейки при працездатному стані всіх гідравлічних гасителів коливань вагона становить 2,09 при швидкості руху вагона $v=160$ км/год. Оскільки граничний рівень цього показника для пасажирських вагонів прийнятий $[k_{cc}] = 1,6$, то в разі працездатного стану всіх гасителів коливань стандартний пасажирський вагон задовольняє вимогам безпеки руху в розглянутому діапазоні швидкостей.

Як видно з графіків, наведених на рисунку 2.28, наявність непрацездатних гідравлічних гасителів коливань на вагоні призводить до зниження рівня коефіцієнтів запасу стійкості колісної пари проти зйдення. В разі непрацездатного стану одного гідравлічного гасителя коливань (варіанти 2 і 3) мінімальний коефіцієнт запасу стійкості $k_{cc\ min}$ дещо зменшується при швидкості руху вагона 160 км/год і становить 1,87 і 1,81.

В разі непрацездатного стану двох гідравлічних гасителів коливань (варіанти 4, 5 і 6) коефіцієнт запасу стійкості $k_{cc\ min}$ помітно зменшується у порівнянні з варіантом, коли всі гідравлічні гасителі коливань перебувають у працездатному стані, і при швидкості руху 160 км/год сягає відповідно 1,69, 1,78 і 1,63, таким чином наближуючись до граничного значення. В разі непрацездатного стану трьох (варіанти 7 і 8) і чотирьох (варіант 9) гідравлічних гасителів коливань вагона спостерігається істотне зниження коефіцієнту запасу стійкості проти зйдення $k_{cc\ min}$. Так, для випадку трьох непрацездатних гасителів коливань значення коефіцієнта наближується до граничного при швидкості руху 160 км/год – для варіанту 7 і 150 км/год – для варіанту 8. У випадку непрацездатності всіх чотирьох гасителів коливань (варіант 9) при швидкості руху 120 км/год коефіцієнт запасу стійкості дорівнює 1,43, тобто менше граничного рівня $[k_{cc}] = 1,6$.

На рисунку 2.29 представлено залежності від швидкості руху вагона максимальних значень показників $k_{N\ max}$, обчислених за критерієм Надаля,

для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення показника $k_{N\lim}$ прийнято рівним 1,2. Варто відмітити, що показник k_N , обчислений за критерієм Надаля, є зворотною величиною по відношенню до коефіцієнту запасу стійкості колісної пари проти зйдення k_{cc} за умови вкочування гребеня колеса на головку рейки.

Вплив непрацездатного стану гасителів коливань вагона на максимальні значення показників $k_{N\max}$, обчислених за критерієм Надаля, проілюстровано за допомогою радарної діаграми.

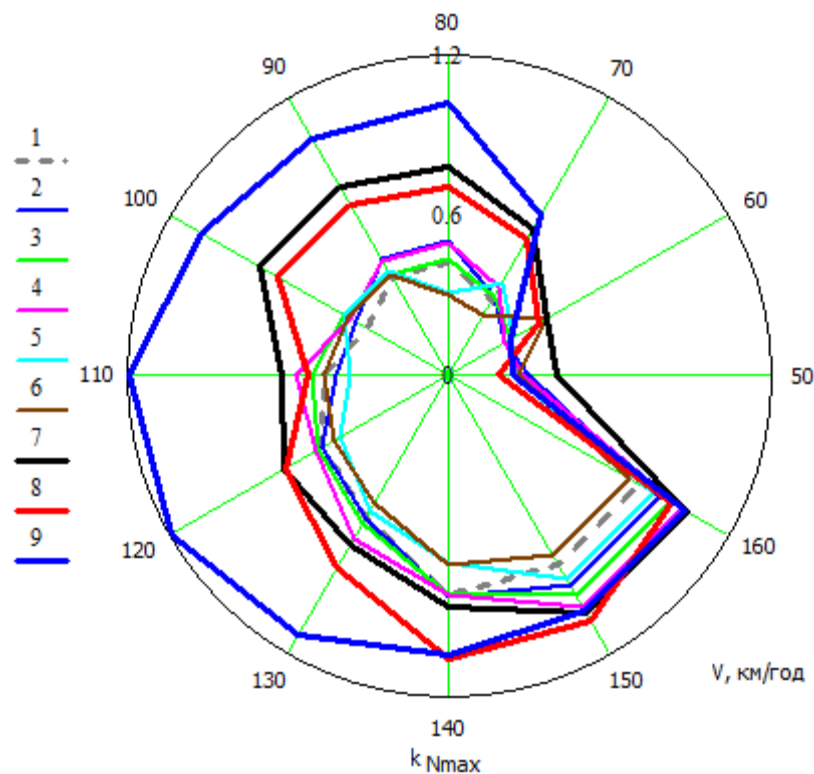


Рисунок 2.29 – Залежності максимальних значень показнику $k_{N\max}$ від швидкості руху вагона

Максимальні значення $k_{N\max}$ відкладені на променях діаграми, кожний з дванадцяти променів відповідає певній швидкості руху вагона. Кожний замкнений дванадцятикутник відповідає окремому

розрахунковому варіанту. Наближення сторін багатокутника до границі діаграми свідчить про наближення показника до граничного рівня зі значенням 1,2. Чим ближче багатокутник знаходиться до центру діаграми, тим кращі показники k_N забезпечує варіант, за яким він побудований. Отже порівнюючи варіанти між собою слід порівнювати площі дванадцятикутників, що відповідають різним варіантам.

Як слідує з графіків, представлених на рисунку 2.29, вплив наявності гідравлічних гасителів коливань в непрацездатному стані на максимальні значення показників k_{Nmax} , обчислених за критерієм Надаля, подібний до впливу на коефіцієнти запасу стійкості колісної пари проти зйдення k_{cc} . Так, максимальний рівень k_{Nmax} дещо збільшується при окремих швидкостях руху в разі непрацездатності одного гідравлічного гасителя коливань на вагоні (варіанти 2 і 3); дещо збільшується при всіх розглянутих швидкостях руху в разі непрацездатності двох гідравлічних гасителів коливань (варіанти 4, 5, 6); помітно збільшується при швидкостях руху від 80 км/год до 160 км/год в разі непрацездатності трьох гідравлічних гасителів коливань і сягає граничного значення (1,2) в разі непрацездатності чотирьох гідравлічних гасителів коливань на вагоні при швидкостях руху 110-120 км/год.

На рисунку 2.30 представлені максимальні значення рамних сил H_{pmax} вагона в долях статичного навантаження, обчислених для всіх розрахункових варіантів.

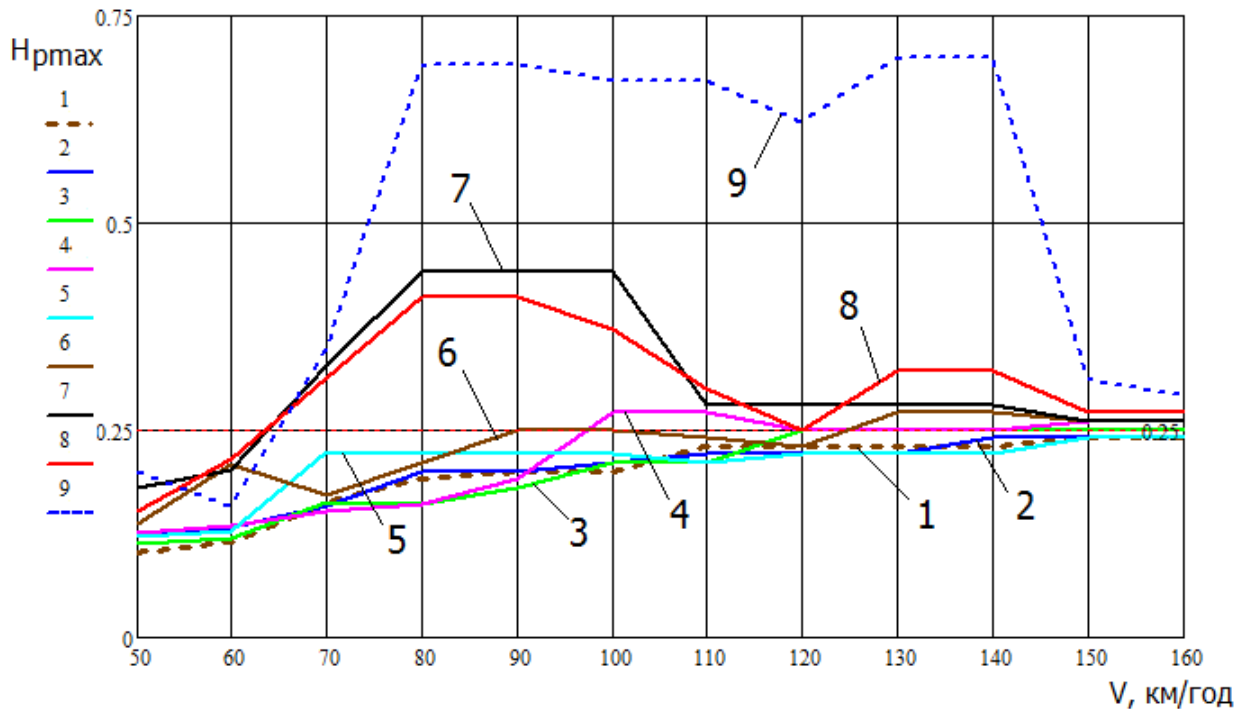


Рисунок 2.30 – Залежності максимальних значень рамних сил в долях статичного навантаження H_{pmax} від швидкості руху вагона

Граничне значення рамної сили в долях статичного навантаження для завантаженого пасажирського вагона становить 0,25 (див. табл. 2.14). Для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань (варіант 1) максимальні рамні сили H_{pmax} не перевищують граничний рівень в швидкісному діапазоні від 50 до 160 км/год, однак при швидкостях руху від 150 до 160 км/год максимальні рамні сили становлять 0,24, тобто наближуються до допустимого рівня.

Якщо не працює гаситель коливань, встановлений на першому візку (варіант 2), максимальні значення рамних сил H_{pmax} наближуються до граничного значення, починаючи зі швидкості руху 140 км/год, не перевищуючи його ($H_{pmax}=0,24$). Якщо не працює гаситель коливань, встановлений на другому по ходу візку (варіант 3), максимальні значення $H_{pmax}=0,25$ досягають граничного рівня при швидкості руху 120 км/год.

Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань

вагона, то максимальні значення рамних сил перевищують граничний рівень, починаючи зі швидкості руху 100 км/год, коли не працюють по одному гасителю коливань на кожному візку з одного боку (варіант 4); починаючи зі швидкості 150 км/год, коли не працюють два гасителі коливань першого візка; починаючи зі швидкості 90 км/год, коли не працюють по одному гасителю коливань кожного візка, розташовані з різних боків (варіант 6). Непрацездатний стан трьох (варіанти 7 і 8) або чотирьох (варіант 9) гасителів коливань вагона призводить до надмірного зростання рамних сил вже при швидкості руху 70 км/год.

На рисунку 2.31 надані залежності максимальних значень прискорень кузова вагона $j_{y \max}$ в горизонтальному напрямку від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника встановлено рівним $1,5 \text{ м/с}^2$ для задовільної оцінки динамічних якостей вагона.

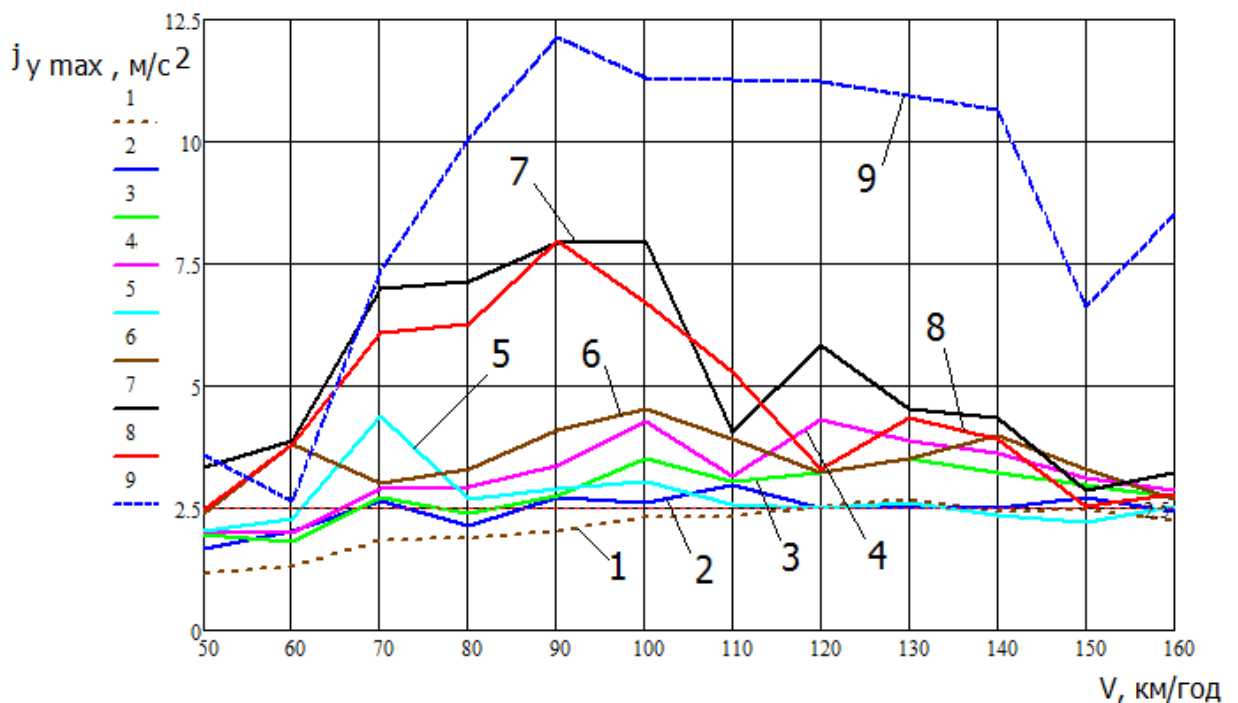


Рисунок 2.31 – Залежність максимальних значень прискорень кузова вагона в горизонтальному напрямку від швидкості руху

Для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань (варіант 1) максимальні значення прискорень кузова вагона $j_{y\max}$ в горизонтальному напрямку перевищують граничний рівень при швидкості руху 130 км/год. В разі непрацездатного стану одного гасителя коливань, максимальні горизонтальні прискорення кузова $j_{y\max}$ перевищують граничний рівень при швидкості руху 110 км/год (варіант 2) і 100 км/год (варіант 3).

Якщо в непрацездатному стані перебувають два гідравлічні гасителі коливань, то максимальні горизонтальні прискорення кузова вагона перевищують граничний рівень при швидкостях руху 90, 100 і 60 км/год для варіантів 4, 5 і 6, відповідно. В разі непрацюючих трьох або чотирьох гасителів коливань вагона горизонтальні прискорення кузова вагона перевищують граничний рівень починаючи зі швидкості руху 50, 60 і 50 км/год для варіантів 7, 8 і 9, відповідно.

На рисунку 2.32 надано залежності максимальних значень прискорень кузова вагона у вертикальному напрямку $j_{z\max}$ від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника становить $2,5 \text{ м/с}^2$ при задовільній оцінці.

Для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань максимальні прискорення кузова вагона $a_{z\max}$ у вертикальному напрямку не перевищують граничний рівень в швидкісному діапазоні від 50 до 160 км/год. В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань вертикальні прискорення кузова вагона перевищують граничне значення і дорівнюють $2,53 \text{ м/с}^2$ при швидкості руху 150 км/год для варіанту 2 та не перевищують граничне значення при всіх розглянутих швидкостях руху для варіанту 3.

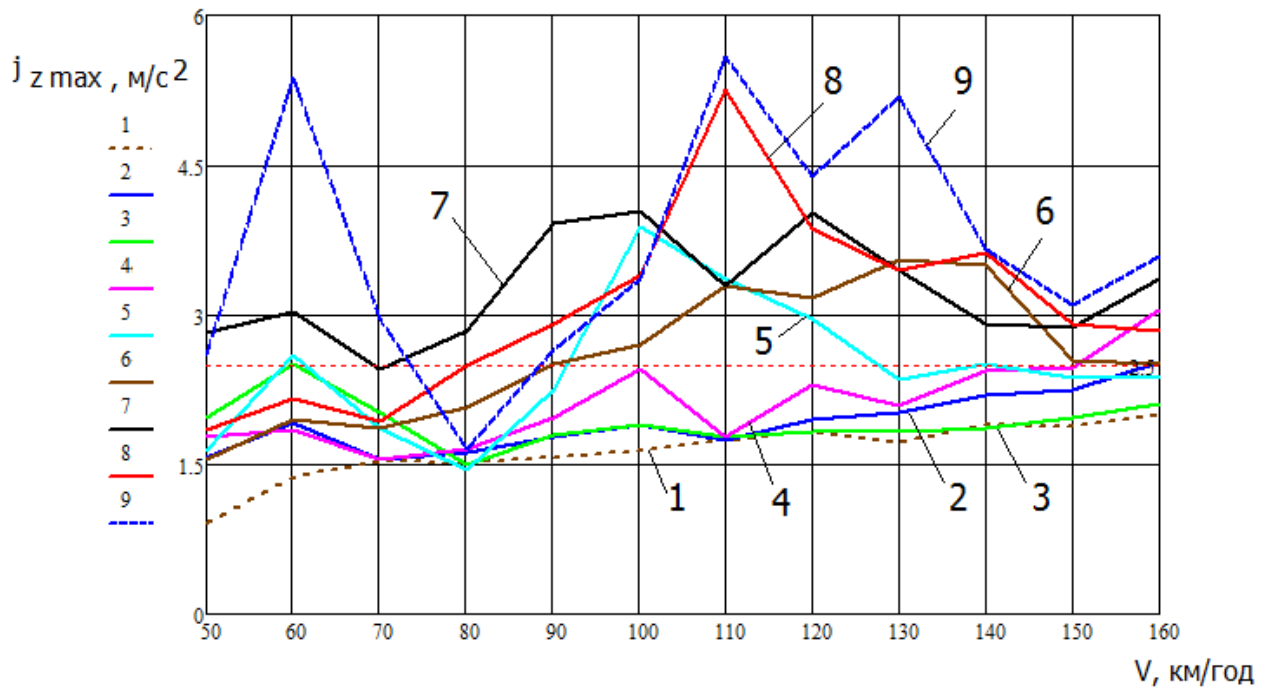


Рисунок 2.32 – Залежність максимальних значень прискорень кузова вагона у вертикальному напрямку від швидкості руху

Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань вагона, то перевищення граничного рівня для максимальних вертикальних прискорень кузова вагона спостерігається при швидкості руху 100 км/год для розрахункових варіантів 4, 5 і 6. В разі трьох або чотирьох непрацюючих гасителів коливань перевищення граничного рівня за максимальними значеннями вертикальних прискорень j_{zmax} відбувається при швидкості руху 50, 80 і 50 км/год, відповідно.

На рисунку 2.33 надано залежності максимальних значень бокових сил Y_{max} від швидкості руху вагона для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника, обчислене за формулою (2.8) становить 51 кН.

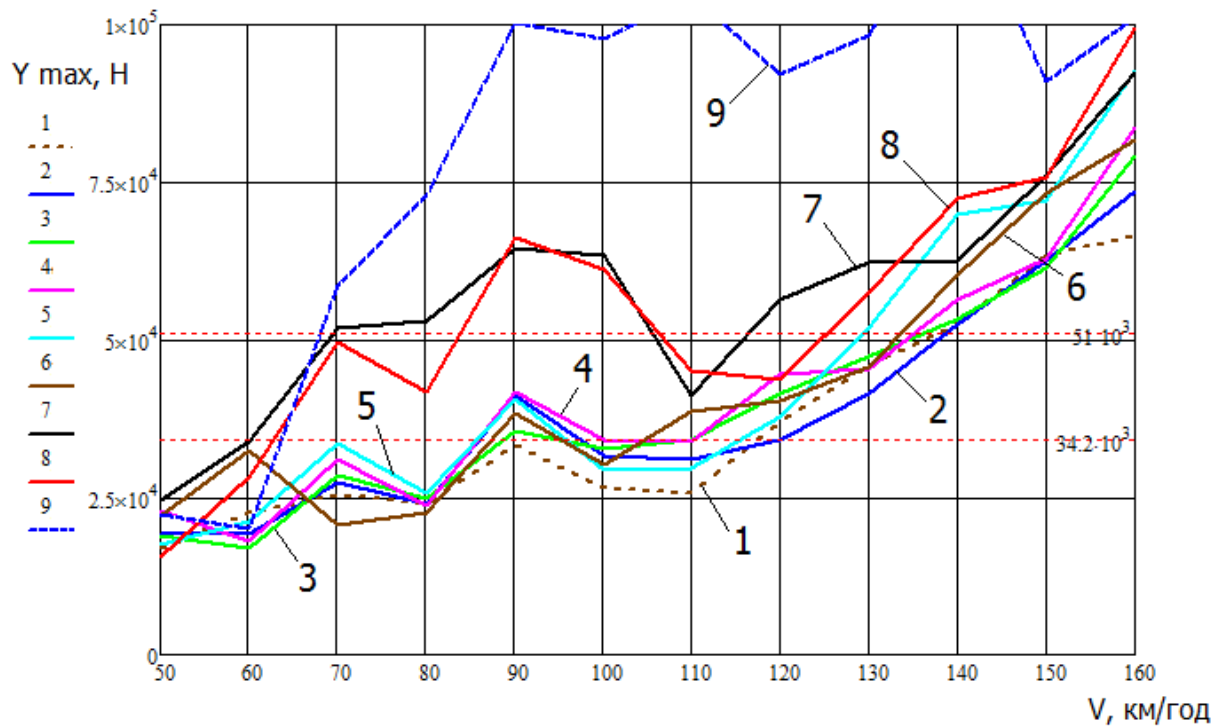


Рисунок 2.33 – Залежності максимальних значень бокових сил від швидкості руху

Як видно з графіків, показаних на рисунку 2.33, для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань максимальні значення Y_{max} перевищують рекомендований граничний рівень при швидкості руху 140 км/год. При такій самій швидкості руху максимальні значення бокових сил Y_{max} досягають рекомендованого граничного рівня в разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань (варіант 2 і 3).

Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань вагона (варіанти 4–6), то максимальні значення Y_{max} перевищують граничний рівень також починаючи зі швидкості руху 140 км/год, коли не працюють два гасителі коливань за варіантами 4 і 6, і починаючи зі швидкості руху 130 км/год, коли не працюють два гасителя коливань на одному візку (варіант 5).

При неробочому стані трьох (варіанти 7 і 8) або чотирьох (варіант 9)

гасителів коливань вагона рекомендований граничний рівень бокових сил перевищується вже при швидкості руху 70, 80 і 70 км/год.

На рисунку 2.34 надано залежності максимальних значень прискорень візків в горизонтальному напрямку $j_{руmax}$ від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів.

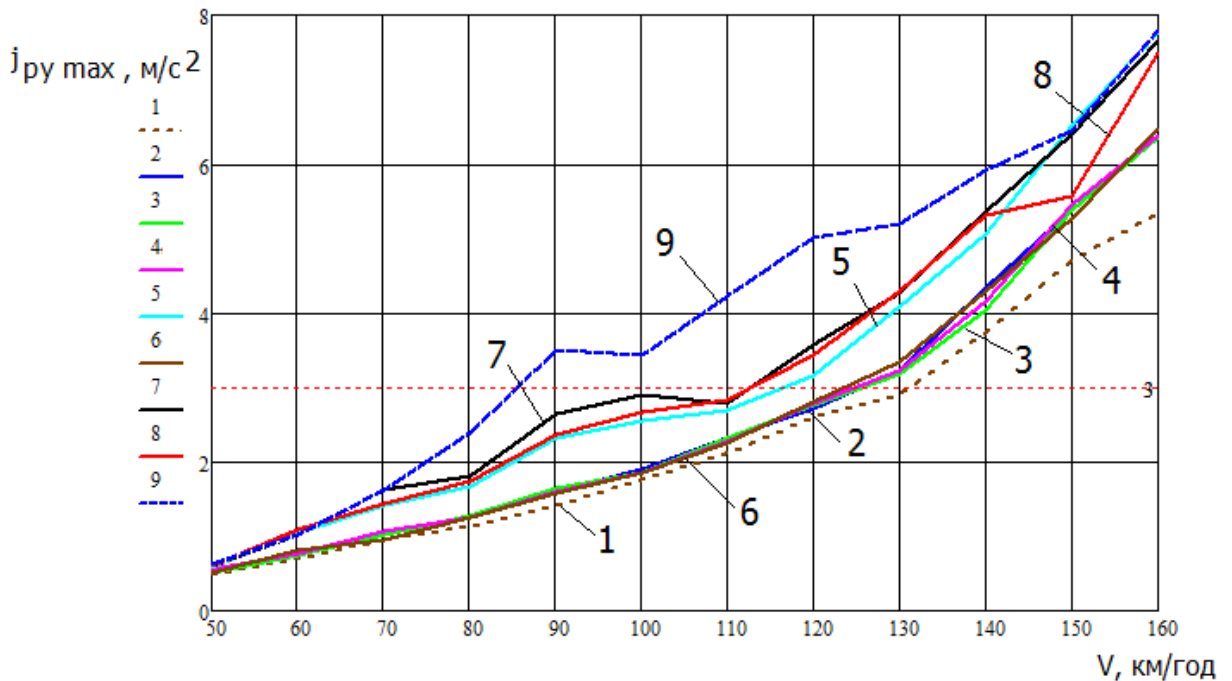


Рисунок 2.34 – Залежність максимальних значень прискорень візків в горизонтальному напрямку від швидкості руху

Граничне значення цього показника становить 3,0 м/с². Як видно з графіків, показаних на рисунку 2.34, для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань максимальні значення $j_{руmax}$ перевищують граничний рівень при швидкості руху 140 км/год.

В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань (варіант 2 і 3) показник $j_{руmax}$ досягає граничного рівня починаючи зі швидкості руху 130 км/год. Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань вагона, то максимальні значення вертикальних прискорень візка $j_{руmax}$ перевищують граничний рівень, починаючи зі швидкості руху 130

км/год для варіантів 4 і 6, та починаючи зі швидкості руху 120 км/год для варіанту 5, коли не працюють два гасителі коливань на одному візку.

Непрацездатний стан трьох або чотирьох гідравлічних гасителів коливань вагона призводить до надмірного зростання прискорень візків в горизонтальному напрямку вже при швидкості руху 120 км/год для варіантів 7 і 8 та 90 км/год для варіанту 9.

На рисунку 2.35 надано залежності максимальних значень прискорень візків в вертикальному напрямку j_{pzmax} від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника для пасажирських вагонів становить $4,0 \text{ м/с}^2$.

З графіків, що приведені на рисунку 2.35, видно, що для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань максимальні значення прискорень візків у вертикальному напрямку j_{pzmax} перевищують граничний рівень при швидкості руху 130 км/год.

В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань (варіанти 2 і 3) максимальні значення прискорень візків у вертикальному напрямку j_{pzmax} перевищують граничний рівень вертикальних прискорень так само, починаючи зі швидкості руху 130 км/год.

Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань вагона, то вертикальні прискорення візків j_{pzmax} перевищують граничний рівень, починаючи зі швидкості руху 120 км/год для варіантів 4 і 6 та 130 км/год для варіанту 5.

Непрацездатний стан трьох (варіанти 7 і 8) або чотирьох (варіант 9) гасителів коливань вагона призводить до перевищення допустимого рівня прискорень візків в вертикальному напрямку при швидкості руху 120 км/год.

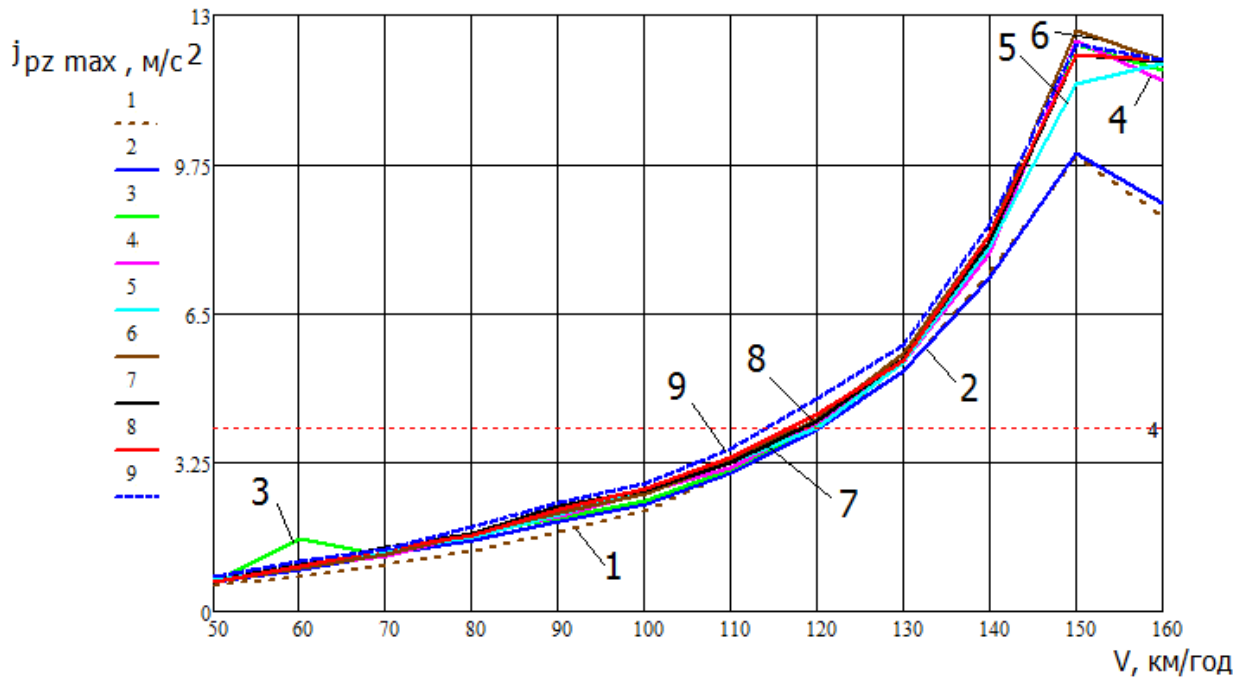


Рисунок 2.35 – Залежність максимальних значень прискорень візків в вертикальному напрямку від швидкості руху

На рисунку 2.36 надано залежності максимальних значень коефіцієнтів вертикальної динаміки центрального підвішування $k_{двцmax}$ від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника для пасажирських вагонів становить 0,25.

Як видно з графіків, показаних на рисунку 2.36, для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань максимальні значення коефіцієнти вертикальної динаміки центрального підвішування $k_{двцmax}$ не перевищують граничний рівень в швидкісному діапазоні від 50 до 160 км/год.

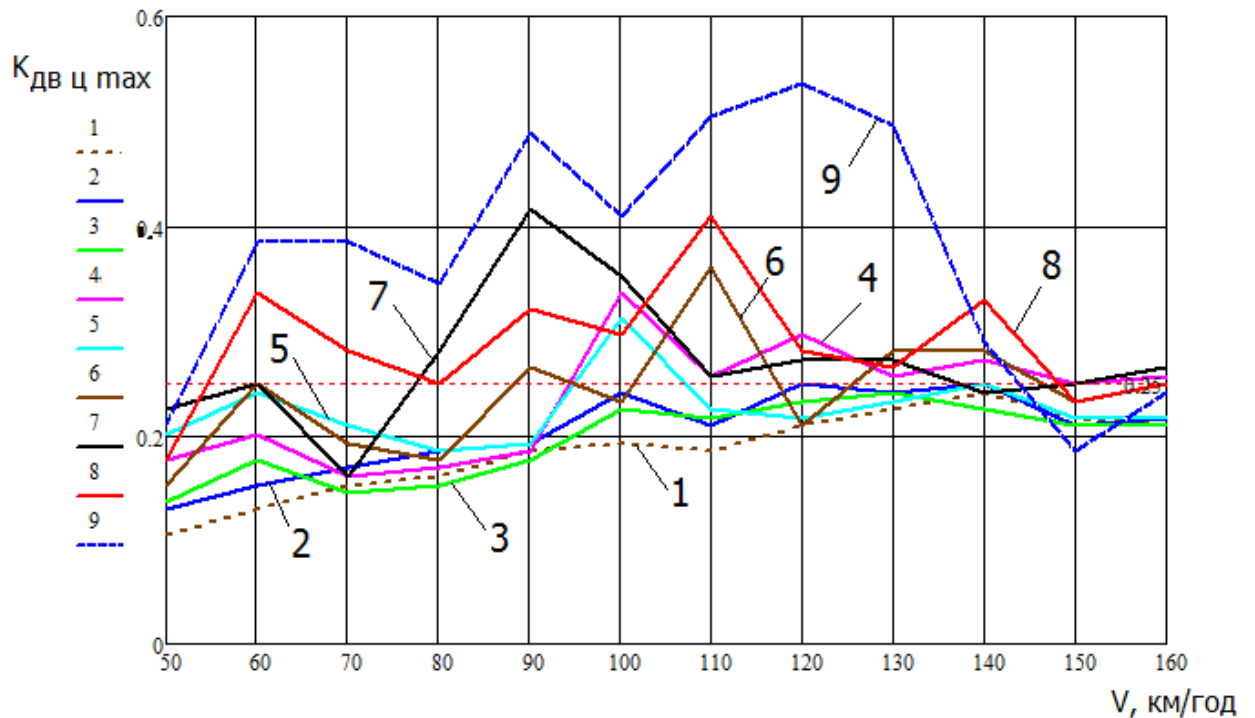


Рисунок 2.36 – Залежність максимальних значень коефіцієнтів вертикальної динаміки центрального ступеня підвішування від швидкості руху

В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань на першому візку (варіант 2) максимальні значення коефіцієнтів $k_{двцmax} = 0,248$ при швидкості руху 120 і 140 км/год, тоді як для варіанту 3 максимальні значення коефіцієнтів не перевищують граничний рівень в усьому діапазоні швидкостей руху. Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань вагона (варіанти 4, 5, 6), то максимальні значення коефіцієнтів центрального підвішування $k_{двцmax}$ перевищують граничний рівень, починаючи зі швидкості руху 100 км/год, коли не працюють два гасителі коливань з одного боку вагона або на одному візку (варіант 4 і 5), і починаючи зі швидкості 90 км/год, коли на кожному візку не працює по одному гасителю коливань, розташованих з різних боків вагона (варіант 6). Непрацездатний стан трьох або чотирьох

гідравлічних гасителів коливань вагона призводить до суттєвого зростання коефіцієнтів вертикальної динаміки центрального підвішування і перевищення граничного рівня при швидкостях руху 80, 90 і 60 км/год для варіантів 7, 8 і 9, відповідно.

На рисунку 2.37 надано залежності максимальних значень коефіцієнтів вертикальної динаміки буксового ступеня підвішування $k_{дв\delta max}$ від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника для пасажирських вагонів становить 0,4.

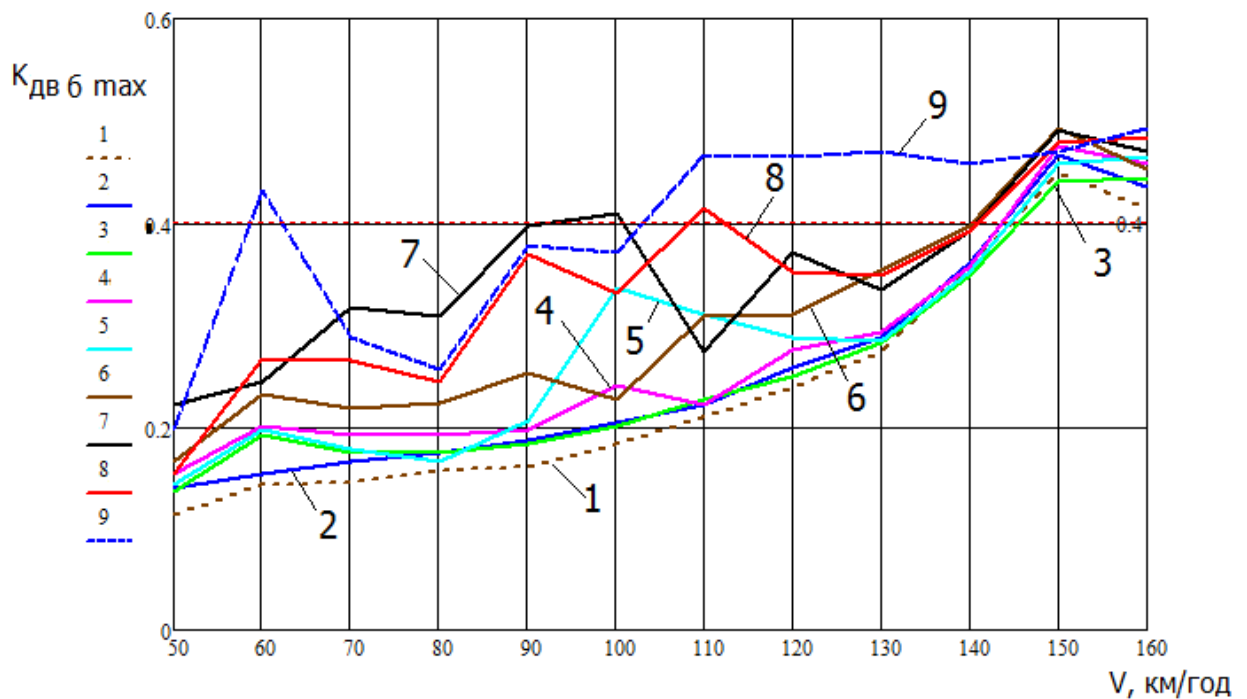


Рисунок 2.37 – Залежність максимальних значень коефіцієнтів вертикальної динаміки буксового ступеня підвішування від швидкості руху

Як видно з графіків, для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань максимальні значення коефіцієнтів динаміки буксового ступеня підвішування $k_{дв\delta max}$ перевищують граничний рівень

при швидкості руху 150 км/год. В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань (варіанти 2 і 3) максимальні значення коефіцієнтів динаміки буксового ступеня підвішування $k_{двб\max}$ наближені до максимальних значень коефіцієнтів динаміки для основного варіанта і так само перевищують граничний рівень при швидкості руху 150 км/год.

Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителя коливань вагона (варіанти 4–6), то максимальні значення коефіцієнтів динаміки буксового ступеня підвішування $k_{двб\max}$ дещо вищі за їх рівень для основного варіанту, коли всі гасителі коливань перебувають в робочому стані, але перевищення граничного рівня відбувається при тій самій швидкості руху 150 км/год.

Непрацездатний стан трьох (варіанти 7 і 8) або чотирьох (варіант 9) гасителів коливань вагона призводить до помітного зростання коефіцієнтів динаміки буксового ступеня підвішування $k_{двб\max}$. Так, при швидкості руху 100, 110 і 60 км/год рівень максимальних значень коефіцієнтів динаміки буксового підвішування перевищує граничне значення для варіантів 7, 8 і 9, відповідно.

На рисунку 2.38 надані залежності максимальних значень плавності ходу кузова пасажирського вагона $W_{y\max}$ в горизонтальному напрямку від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника становить 3,25.

Як видно з графіків, для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань вагона максимальні значення плавності ходу в горизонтальному напрямку $W_{y\max}$ кузова перевищують граничний рівень при швидкості руху 130 км/год, тобто починаючи вже з цієї швидкості руху стандартний пасажирський вагон не задовольняє вимогам щодо комфортності руху.

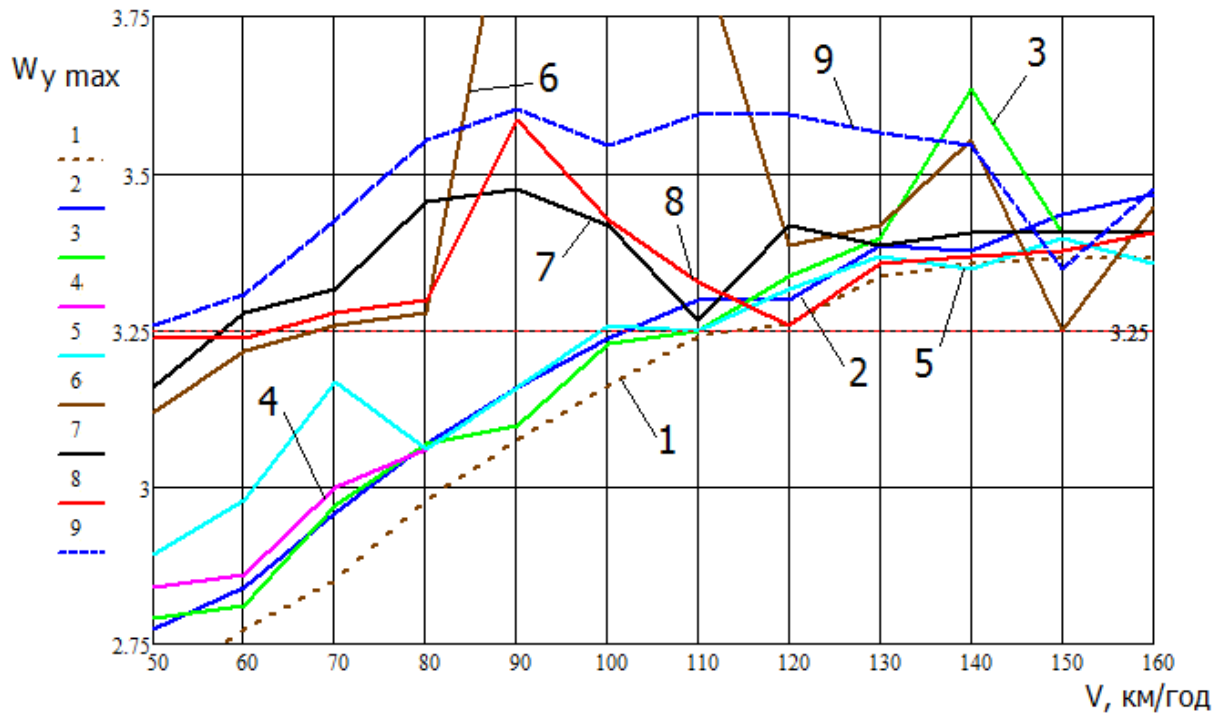


Рисунок 2.38 – Залежність максимальних значень плавності руху кузова вагона в горизонтальному напрямку від швидкості руху

В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань $W_{y \max}$ досягає граничного рівня починаючи зі швидкості руху 110 км/год і 120 км/год для варіанту 2 і 3, відповідно. Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань вагона (варіанти 4–6), то плавність ходу в горизонтальному напрямку перевищує граничний рівень починаючи зі швидкості руху 100 км/год (варіанти 4 і 5) і 80 км/год, коли не працюють по одному гасителю коливань на візках з різних боків (варіант 6).

Непрацездатний стан трьох або чотирьох гасителів коливань вагона призводить до надмірного зростання плавності ходу в горизонтальному напрямку вже при швидкості 60 км/год (варіант 7), 70 км/год (варіант 8) і 50 км/год (варіант 9).

На рисунку 2.39 надано залежності максимальних значень плавності

ходу кузова вагона W_{zmax} в вертикальному напрямку від швидкості руху для всіх розрахункових варіантів. Граничне значення цього показника становить 3,25.

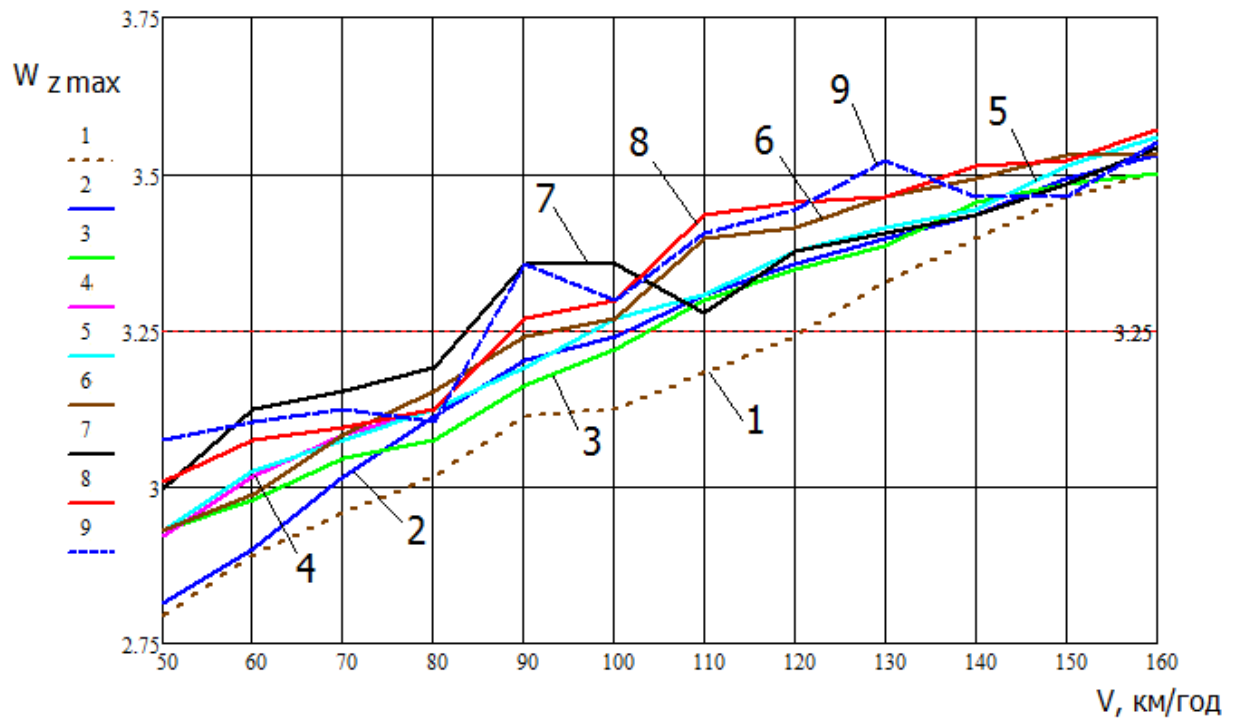


Рисунок 2.39 – Залежність максимальних значень плавності ходу кузова вагона в вертикальному напрямку від швидкості руху

Для варіанту з усіма працюючими гідравлічними гасителями коливань максимальні значення W_{zmax} перевищують граничний рівень при швидкості руху 130 км/год.

В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань (варіант 2 і 3) показник W_{zmax} досягає граничного рівня, починаючи зі швидкості руху 110 км/год. Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань вагона (варіанти 4–6), то максимальні значення показників плавності ходу в вертикальному напрямку W_{zmax} перевищують граничний рівень, починаючи зі швидкості руху 100 км/год. Непрацездатний стан трьох (варіанти 7 і 8) або чотирьох (варіант 9) гасителів коливань вагона

призводить до надмірного зростання плавності ходу кузова вагона у вертикальному напрямку вже при швидкості 90 км/год.

Швидкості руху пасажирського вагона, за якими порушуються умови безпеки руху і ходові якості, для всіх розрахункових варіантів зведено в таблицю 2.16.

Таблиця 2.16 – Швидкості руху вагона (в км/год), за яких порушується граничне значення показника динаміки

№ вар.	Допустима швидкість руху за умови порушення показника										
	k_{cc}	H_p	j_y	j_z	Y	j_{py}	j_{pz}	$k_{двц}$	$k_{двб}$	W_y	W_z
1	160	160	130	160	140	140	130	160	150	130	130
2	160	160	110	150	140	130	130	160	150	110	110
3	160	120	100	160	140	130	130	160	150	120	110
4	160	100	90	100	140	130	130	100	150	100	100
5	160	150	100	100	130	120	120	100	150	100	100
6	160	90	60	100	140	130	130	90	150	80	100
7	160	70	50	50	70	120	120	80	100	60	90
8	150	70	60	80	80	120	120	90	110	70	90
9	120	70	50	50	70	90	120	60	60	50	90

2.3 Дослідження динамічних навантажень, що виникають у вузлах кріплення гасителя коливань при експлуатації вагона

З метою визначення величин бічних сил, що діють на вузли гідравлічного амортизатора в програмному комплексі «Универсальный механизм» виконано дослідження комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ в умовах, наближених до експлуатаційних [43].

Обрано умови розрахунку, за якими проведено дослідження об'єкту, а саме:

- швидкісний режим руху вагона, $V = 20-140$ км/год;
- прямолінійні та криволінійні ділянки колії;
- стан колії – відсутність та наявність горизонтальних та вертикальних нерівностей;
- параметри жорсткості повідка візка, $S_{пов} = 2500 - 4700$ кГ/см;
- перед початком інтегрування система знаходиться в стані статичної рівноваги;
- час проведення інтегрування 12 секунд.

Згідно прийнятих умов чисельного інтегрування отримано результати розрахунку бічних зусиль, що передаються на гідравлічний гаситель коливань (рисунок 2.40).

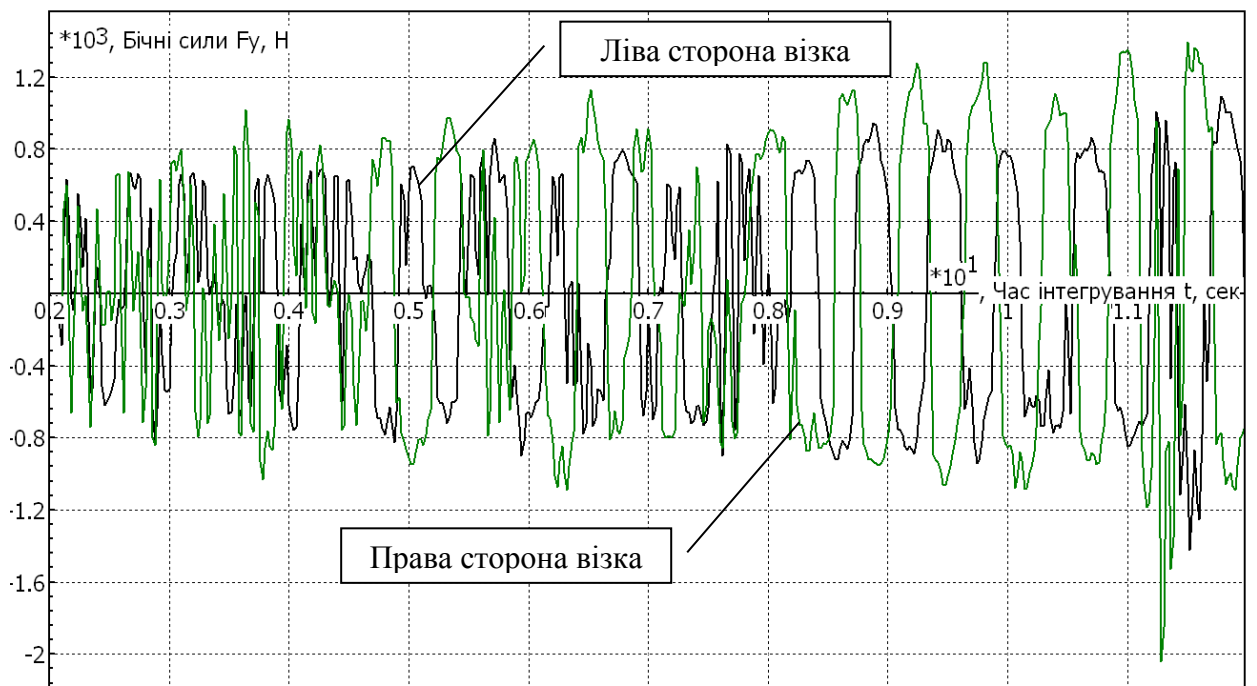


Рисунок 2.40 – Осцилограма бічних зусиль, що передаються на шток гасителя коливань під час руху в прямій ділянці колії при $V = 80$ км/год, отримані методом комп'ютерного моделювання в програмному комплексі «Универсальный механизм»

Для визначення залежності змін повздовжніх навантажень від умов швидкісного руху проведено імітаційне дослідження в динаміці моделі пасажирського вагона з урахуванням параметрів жорсткості повідка візка, як елемента, що сприймає повздовжні зусилля, які діють на центральне ресорне підвішування та обмежує відносні кути поворотів рами візка щодо надресорного бруса, і стану рейкової колії.

Зміна величини бічного зусилля при зростанні швидкості руху показана на рисунках 2.41-2.44.

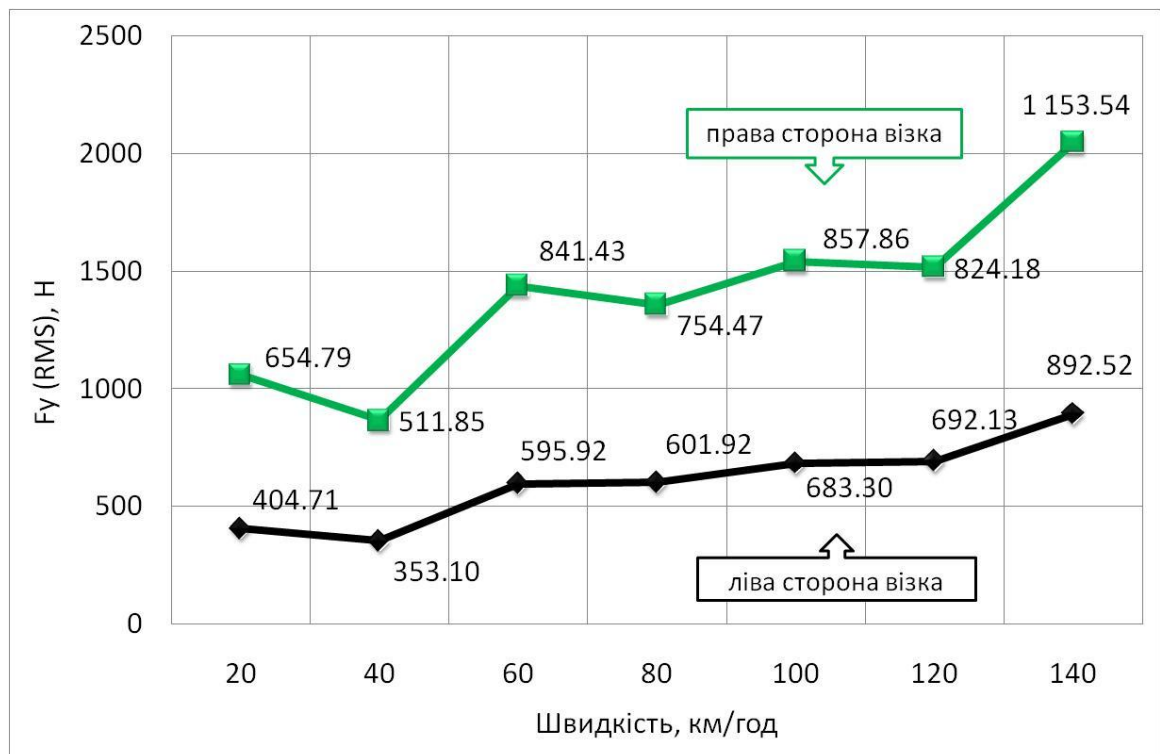


Рисунок 2.41 – Залежність СКВ бічних зусиль, які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора при жорсткості повідка $S_{пов.} = 2500$ кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії

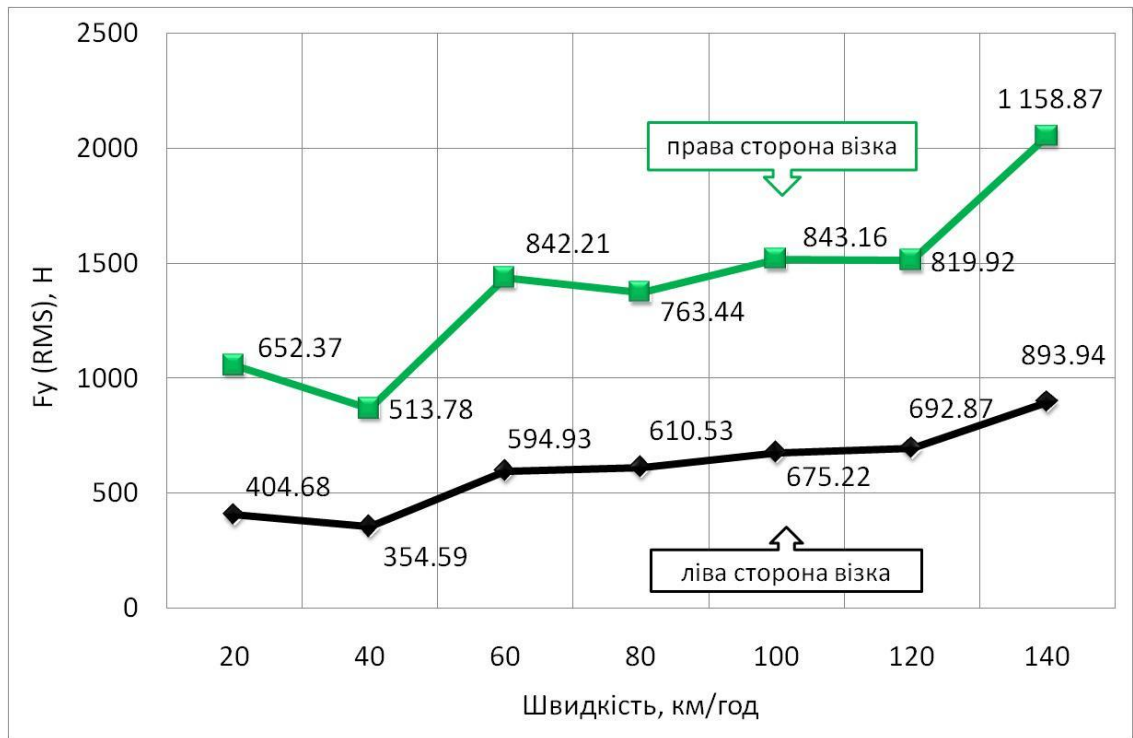


Рисунок 2.42 – Залежність СКВ бічних зусиль, які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора при жорсткості повідка Спов. = 4700 кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії

Відповідно до результатів проведеного модельного розрахунку сформована таблиця 2.17 вихідних даних.

Таблиця 2.17 – Розрахункові значення бічних зусиль

Швидкість руху, км/год	Ділянка колії	Горизонтальні та вертикальні нерівності колії	Жорсткість повідка, Спов, кГ/см	СКВ бічних зусиль, Н
140	Пряма	Відсутні	2500	460,37
140	Пряма	Відсутні	4700	455,02
140	Пряма	Наявні	2500	1151,52
140	Пряма	Наявні	4700	1157,96
120	Крива, R = 600 м	Відсутні	2500	475,21
120	Крива, R = 600 м	Відсутні	4700	469,47

Продовження таблиці 2.17

Швидкість руху, км/год	Ділянка колії	Горизонтальні та вертикальні нерівності колії	Жорсткість повідка, Спов, кГ/см	СКВ бічних зусиль, Н
140	Крива, R = 600 м	Наявні	2500	1089,66
140	Крива, R = 600 м	Наявні	4700	1091,95
140	Крива, R = 1000 м	Відсутні	2500	477,02
120	Крива, R = 1000 м	Відсутні	4700	476,51
140	Крива, R = 1000 м	Наявні	2500	1257,29
140	Крива, R = 1000 м	Наявні	4700	1251,51

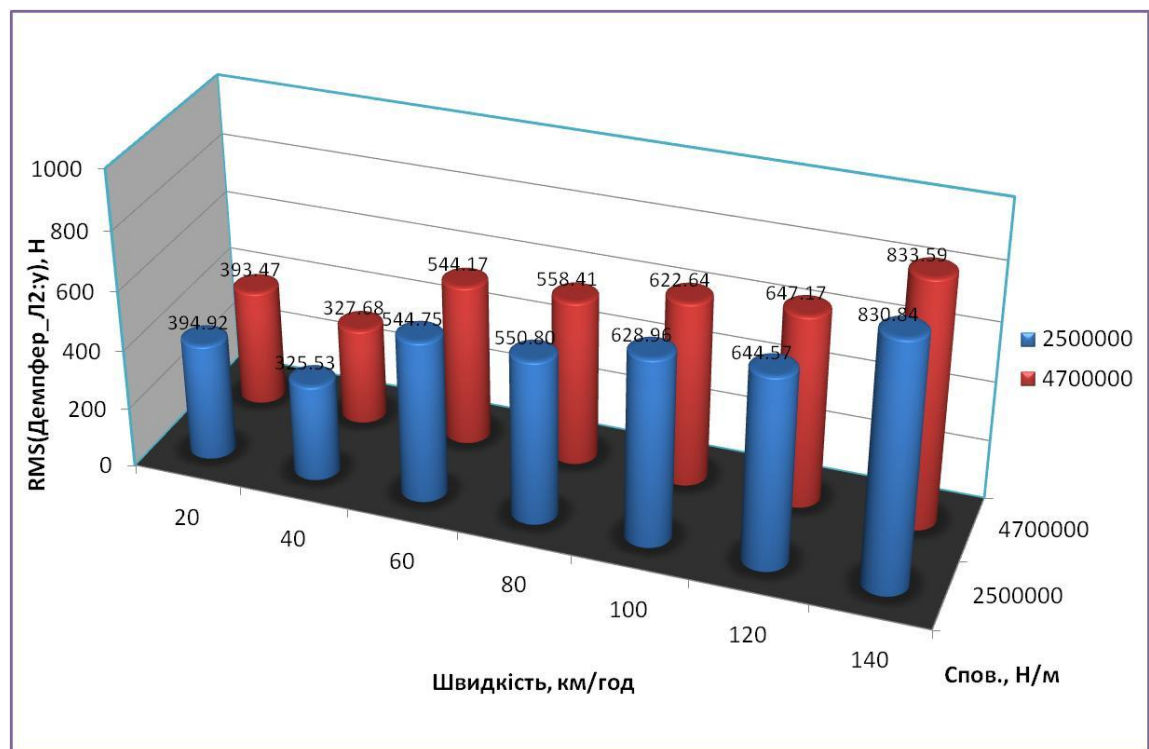


Рисунок 2.43 – Залежність СКВ бічних зусиль, які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора (ліва сторона візка) при жорсткості повідка Спов. = 2500 – 4700 кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії

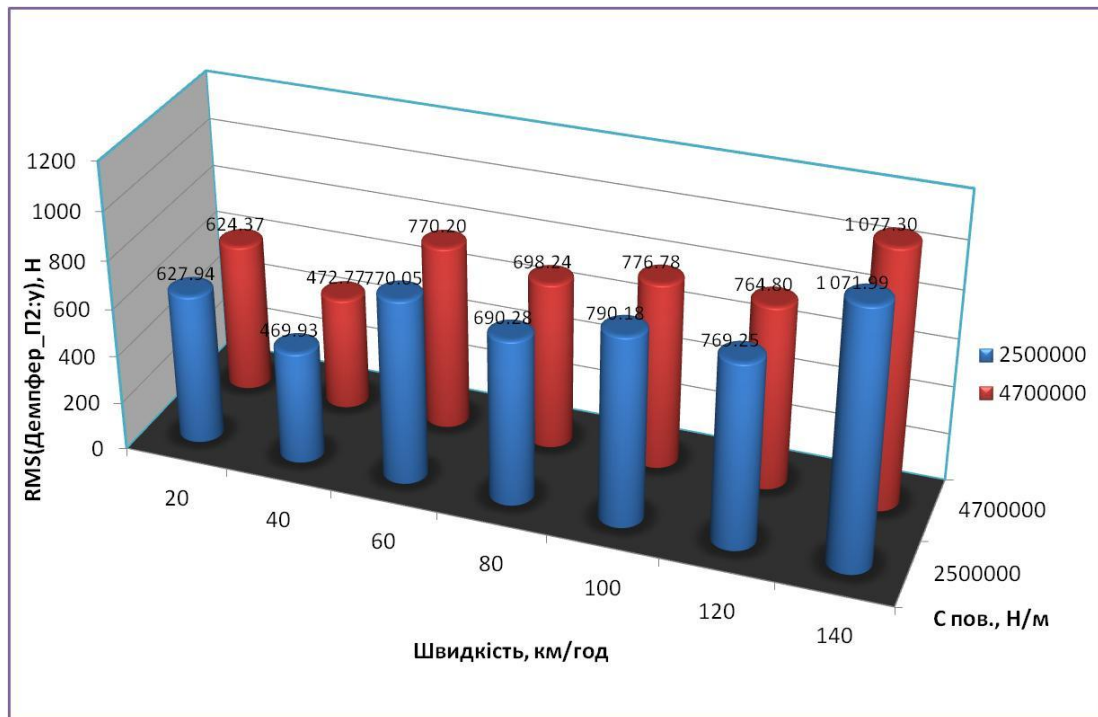


Рисунок 2.44 – Залежність СКВ бічних зусиль, які передаються на вузли кріплення гідравлічного амортизатора (права сторона візка) при жорсткості повідка Спов. = 2500 – 4700 кГ/см в маршрутному діапазоні швидкостей до 140 км/год на прямолінійній ділянці колії

За аналізом результатів розрахунку встановлено:

- при зростанні швидкості руху пасажирського вагона поступово підвищується рівень бічних зусиль, що передаються на гідравлічний гаситель коливань;
- величина параметра жорсткості повідка, яка знаходиться в межах Спов. = 2500-4700 кГ/см не суттєво впливає на отримані значення бічних зусиль. Вони знаходяться практично на одному рівні;
- при врахуванні в розрахунку нерівностей колії більш ніж в 2,5 рази підвищується величина горизонтальних зусиль, що передаються на вузли кріплення амортизатора;
- середньоквадратичні відхилення бічних зусиль можуть досягати більше 1000 Н при маршрутних швидкостях руху $V = 110-130$ км/год.

2.4 Висновки за розділом 2

1. Організація швидкісного руху пасажирських перевезень залежить від технічних характеристик рухомого складу, що значною мірою визначається конструктивними схемами і параметрами ходових частин. З огляду на досягнутий рівень теоретичних досліджень динамічних процесів, які супроводжують рух рейкового рухомого складу, оцінку показників динаміки пасажирських вагонів, та їх взаємодію з колією доцільно виконувати з залученням сучасних засобів комп'ютерного моделювання. Використання спеціалізованого програмного забезпечення у сукупності з впровадженням 3D-CAD/CAE-технологій дозволяє отримувати повний спектр даних, необхідних для аналізу та обґрунтування прийняття запропонованих технічних рішень. Представлена загальна процедура розробки комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона, зорієнтована на програмний комплекс «Универсальный механизм». З застосуванням запропонованої процедури розроблена комп'ютерна модель динаміки пасажирського вагона, що включає 41 твердих тіла, пов'язаних шарнірними й силовими елементами, і має 64 степенів вільності. Модель параметризовано, тобто основні інерційні та геометричні параметри, а також параметри елементів першого й другого ступенів підвішування задані з використанням ідентифікаторів. Це дозволяє визначати нормовані динамічні показники, у тому числі такі, що характеризують умови безпеки руху вагона.

2. Досліджено вплив характеристик демпфірування коливального руху на динамічні властивості пасажирського вагона при змінах технічного стану гасителів. Результати проведених досліджень щодо впливу непрацездатності гідравлічних гасителів коливань на показники динаміки пасажирського вагону складають підґрунтя для розробки нових підходів щодо оцінки технічного стану гасителів коливань у складі ходових частин. У відповідності до результатів математичного моделювання пасажирського вагона на візках типу КВЗ-ЦНИИ у разі виявлення втрати працездатності гідравлічних гасителів коливань з перевищенням нормативних значень показників безпеки руху встановлено, що швидкість руху вагона повинна бути обмежена: при відмові одного гідравлічного гасителя коливань – до 110 км/год; при відмові двох гідравлічних гасителів коливань – до 60 км/год; при відмові трьох, або чотирьох гідравлічних гасителів – до 50 км/год.

3. Запропоноване технічне рішення щодо проведення комплексної модернізації гідравлічного гасителя коливань надасть можливість поліпшити якість його роботи, зменшити ризик втрати працездатності внаслідок «заклинювання» від дії повздовжніх сил, підвищити ресурс роботи. Засобами комп'ютерного моделювання досліджено характер зміни повздовжніх зусиль, які передаються на вузли кріплення амортизатора, та їх вплив на напружений стан елементів гасителя. Встановлений діапазон значень середньоквадратичних відхилень повздовжніх зусиль в межах швидкісного руху $V = 20 \div 140$ км/год.

4. Виявлено суттєвий вплив стану колії на зміну повздовжніх сил, що діють на вузли кріплення гідравлічного амортизатора у заданому інтервалі швидкостей. Встановлено низьку чутливість жорсткості повідка до шуканих показників.

РОЗДІЛ 3
ПІДХОДИ ДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
ФУНКЦІОНУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ
ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

3.1 Дослідження експлуатаційних несправностей, що приводять до втрати працездатності гідравлічних гасителів коливань

Аналіз технічного стану гідравлічних гасителів коливань в експлуатації показує, що до найбільш поширених несправностей слід віднести:

- втрату робочої рідини за рахунок зниження щільності гідросистеми;
- підвищення зазорів в системі «шток-направляюча», внаслідок чого відбувається зменшення параметра опору від максимального до -25% номінального значення;
- послаблення різьбового з'єднання штока з верхньою головкою гідравлічного гасителя коливань, внаслідок багатократних навантажень згину (при перекосах) і розтягу-стискання;
- зриви різьби штока, при частому розбиранні, зумовленому заміною гумових ущільнюючих манжет;
- знос та руйнування направляючої та «перекал» метала в робочій зоні штока внаслідок температурного перегріву, викликаних конструктивними особливостями вузлів кріплень гасителя від дії значних бічних сил при перекосах, що призводить до заклинювання в роботі.

3.1.1 Випробування на стендовому обладнанні

В рамках виконаної НДР [40] в вагонному депо Київ-Пасажирський (ВЧД-1) проведена дослідна робота з визначення впливу на працездатність гасителя коливань поаяв зносів відповідальної пари тертя «шток-направляюча» та зміна рівня робочої рідини за «Програмою і методикою дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100» (ПМ.ДЕТУТ 001-2017).

Відповідно до встановленого порядку проведення робіт за першим етапом досліджень були підготовлені зразки зношених направляючих з відхиленнями від номінального діаметру в межах 0,03 – 0,12 мм. Випробуванню на стенді типу СВД11-0,047 Зав. №022 підлягав гідравлічний гаситель коливань з почергово встановленими зношеними направляючими. Для конкретно встановленої направляючої з вищезазначеними відхиленнями від номінального діаметру визначалась величина параметра опору. Реєстрація показань параметрів опору гасителя коливань виконувалась з записом робочої діаграми і занесенням до Протоколу проведення випробувань (Додаток Б).

Величина кільцевого зазору визначається за формулою:

$$EFK = \frac{d_{\max_i} - d_{\min_i}}{2}, \quad (3.1)$$

де d_{\max_i} - найбільший внутрішній діаметр направляючої, мм

d_{\min_i} - найменший внутрішній діаметр направляючої, мм

i - кількість замірів, $i = 1 \dots 3$

Заміри кільцевих зазорів дослідних зразків направляючих виконуються з використанням електронного штангенциркуля ШЦЦ за методикою вимірювань (рисунок 3.1). Вимірювання геометрії

внутрішнього діаметру зразка направляючої зображено на рисунку 4.1.

Зразки направляючих, які пройшли відбір за встановленими дійсною Програмою і методикою дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 ПМ.ДЕТУТ 001-2017 величинами кільцевих зазорів підлягають монтажу на працездатному гасителі для проведення досліджень.

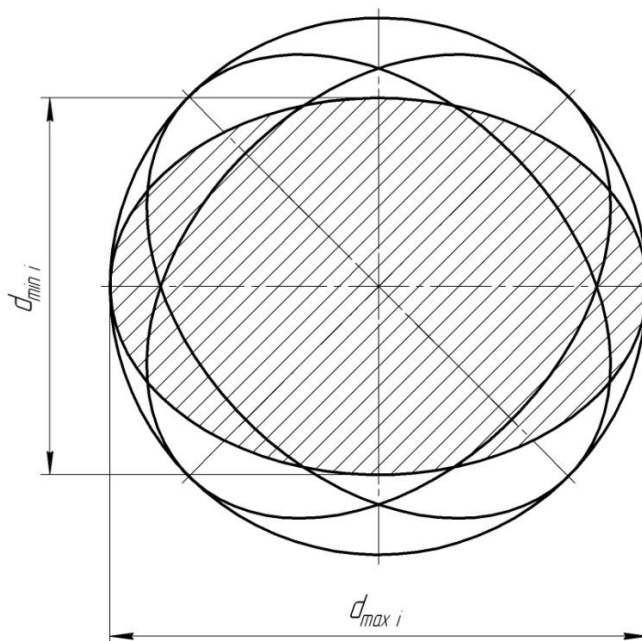


Рисунок 3.1 – Графічне відображення визначення кільцевого зазору внутрішнього діаметру



Рисунок 3.2 – Вимір внутрішнього діаметру направляючої цифровим штангенциркулем

Результати показань вимірювань занесені до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати замірів кільцевих зазорів в направляючій

№ з/п	Замір №1/ кільцевий зазор, мм		Замір №2/ кільцевий зазор, мм		Замір №3/ кільцевий зазор, мм	
	48.03	48,00	48,03	48,01	48,02	47,99
0,015		0,005		0,01		
48,01		48,03	48,02	48,00	48,02	48,03
0,01		0,01		0,005		
48.04	48,02	48,01	48,03	48,01	47,99	48,04
	0,005		0,01		0,025	
	48,02	48,04	48,01	48,02	48,02	48,00
	0,01		0,005		0,01	
48.07	48,04	48,01	48,07	48,00	48,01	48,05
	0,015		0,035		0,02	
	48,03	48,06	48,02	48,00	48,03	48,01
	0,015		0,01		0,01	
48.12	48,03	48,07	48,02	48,08	48,07	48,04
	0,02		0,03		0,015	
	48,02	48,08	48,00	48,12	48,01	48,06
	0,03		0,06		0,025	

Показання параметрів опору робочих діаграм занесені в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Визначені параметри опору гідравлічного гасителя коливань

№ з/п	Величина кільцевого зазору, мм	Параметр опору гідравлічного гасителя коливань при розтягу В1, кН·сек/м	Параметр опору гідравлічного гасителя коливань при стисканні В2, кН·сек/м
1	0,02	42,3	44,9
2	0,03	21,1	6,3
3	0,04	27,0	5,8
4	0,06	33,6	5,2

Графічне відображення результатів досліджень показане на рисунку 3.3

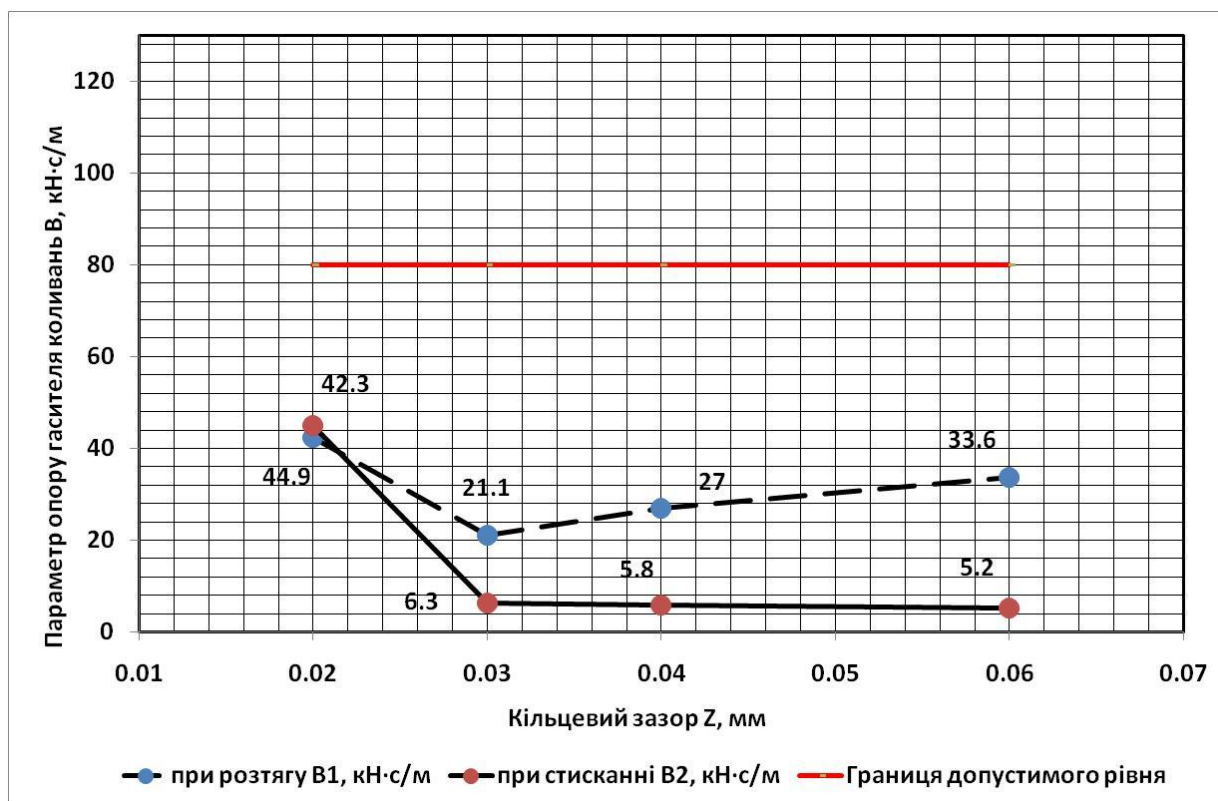


Рисунок 3.3 – Графік змін параметрів опору залежно від зносів направляючої гідравлічного гасителя коливань НЦ-1100

Відповідно до результатів проведених випробувань встановлено, що при кільцевих зносах направляючої 0,02мм, параметр опору гідравлічного гасителя коливань стає вдвічі менше допустимого мінімального нормативного значення і стрімко падає при подальшому збільшенні величин зазорів, що свідчить про істотний вплив на працездатність гасителя коливань, і надає підстави стверджувати про важливість проведених досліджень.

За другим етапом досліджень після перевірки справності гідравлічного гасителя коливань зав.№2512 на стендовому обладнанні при звичайному режимі із записом робочої діаграми відповідно до ПМ.ДЕТУТ 001-2017 виконана послідовність дій з поступового зменшення кількості робочої рідини гідравлічного гасителя коливань від повної кількості (0,9 л.) на 100 мл. Реєстрація вимірювань параметрів опору гідравлічного гасителя коливань при зменшенні кількості робочої рідини занесена до Протоколу проведення випробувань.

Результати показань вимірювань занесені до таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Визначені залежності параметрів опору від кількості робочої рідини

№ з/п	Кількість робочої рідини в гасителі коливань, л	Параметр опору гідравлічного гасителя коливань при розтягу В1, кН·сек/м	Параметр опору гідравлічного гасителя коливань при стисканні В2, кН·сек/м
1	0,9	118	112,3
2	0,8	115,1	101,8
3	0,7	119,1	6,5
4	0,6	10,6	3,7
5	0,5	-*	-
6	0,4	-	-
7	0,3	-	-
8	0,2	-	-

-* - величини параметрів опору не визначені внаслідок неможливості запису робочих діаграм

Графічне відображення результатів досліджень показане на рисунку 3.4.

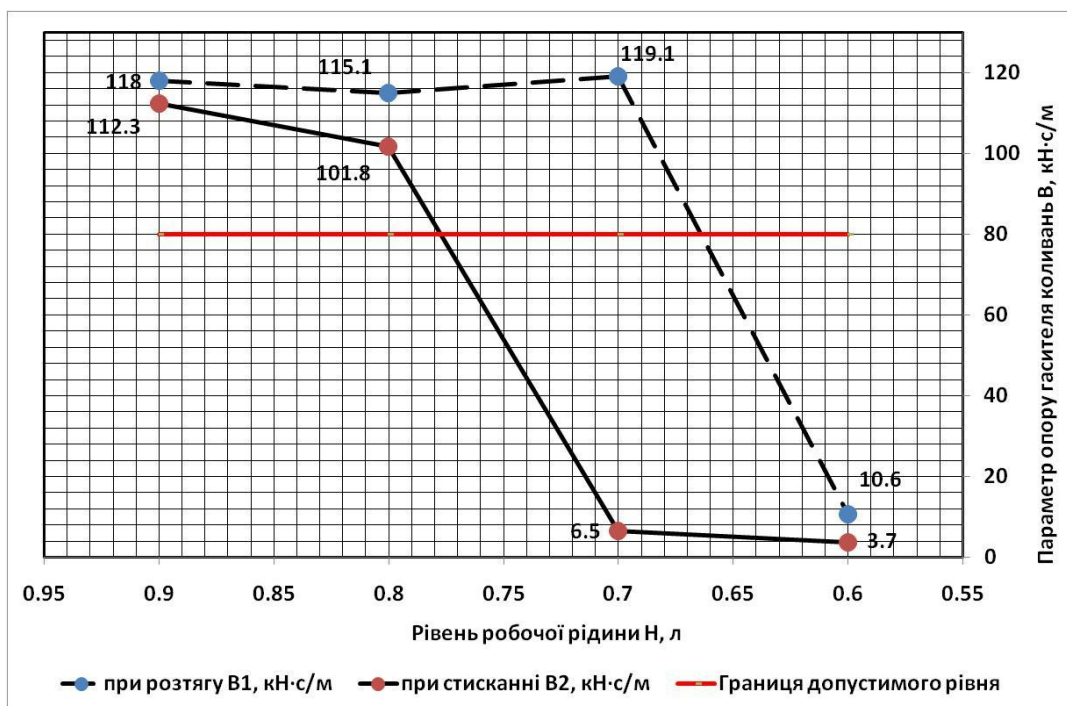


Рисунок 3.4 – Графік змін параметрів опору залежно від кількості робочої рідини в гідравлічному гасителі коливань НЦ-1100

Записи робочих діаграм після проведення випробувань і обробки даних прикріплені до Додатку 1 Протоколу проведення дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100.

Як свідчать результати дослідження втрата працездатності гідравлічного гасителя коливань настає при кількості робочої рідини гасителя коливань 0,7 л.

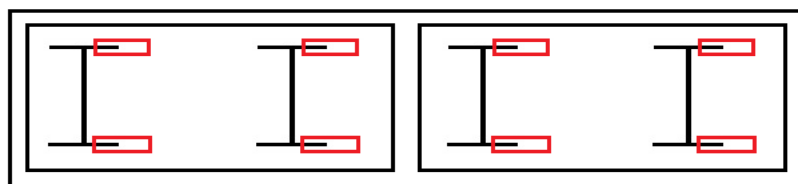
3.1.2 Випробування пасажирського вагона при «скиданні з клинів»

Випробування на скидання з клинів пасажирського вагона проводились за встановленою програмою та методикою випробувань проведеної НДР [39] з метою визначення власних частот коливань і показників демпфірування системи пасажирського вагона. У виконаних випробуваннях на скидання з клинів пасажирського вагона реалізовано два варіанта експерименту: перший – коли всі гасителі у робочому стані; другий – коли всі гасителі відключені.

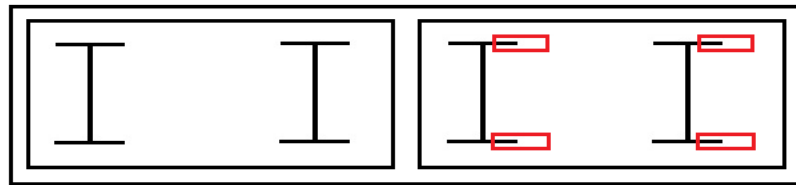
Під час виконання скидання з клинів досліджуваного вагона виконано реєстрацію процесів вільних коливань за допомогою автоматичного реєстратора на базі CompactRIO та їх подальшим аналізом для встановлення власних частот і декрементів коливань. Види коливань, задані певними схемами розміщення клинів, які відтворюють коливання типу підскакування, галопування і бічної хитавиці (рисунок 3.5).

Відтворення певних видів коливань здійснено за наступними схемами розміщення клинів:

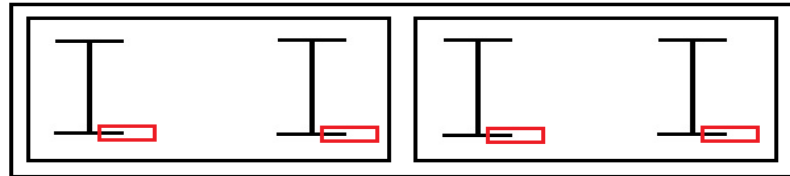
- для відтворення коливань підскакування клини встановлюються під всі колеса вагона (рисунок 3.5, а);
- для відтворення коливань галопування клини встановлюються під колеса одного з візків (рисунок 3.5, б);
- для відтворення коливань бічної хитавиці клини встановлюються під колеса вагона з одного боку (рисунок 3.5, в).



а)



б)



в)

Рисунок 3.5 – Схема розміщення клинів під час проведення випробувань

Геометричні розміри клину, який був використаний при проведенні досліджень з визначення характеристик власних коливань пасажирського вагона становили: довжина – 315 мм, ширина – 48 мм і висота – 20 мм., а його форма має вигляд, представлений на рисунку 3.6.

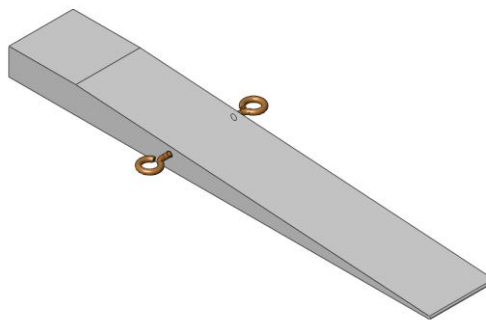


Рисунок 3.6 – Форма клину

Дослідний пасажирський вагон оснащений датчиками прискорень, які були розміщені на кузові вагона та рамах візків за встановленою схемою. На рисунку 3.7 зображено типову схему розміщення датчиків: 1 і 3 – на кузові в зоні шворневого перетину першого візка; 2 і 4 – на кузові в зоні шворневого перетину другого візка; 5 і 6 – на рамі першого візка з обох боків; 7 і 8 – на рамі другого візка з обох боків. У кожній з цих точок є по два напрями для реєстрації даних – вертикальний та поперечний

(канали).

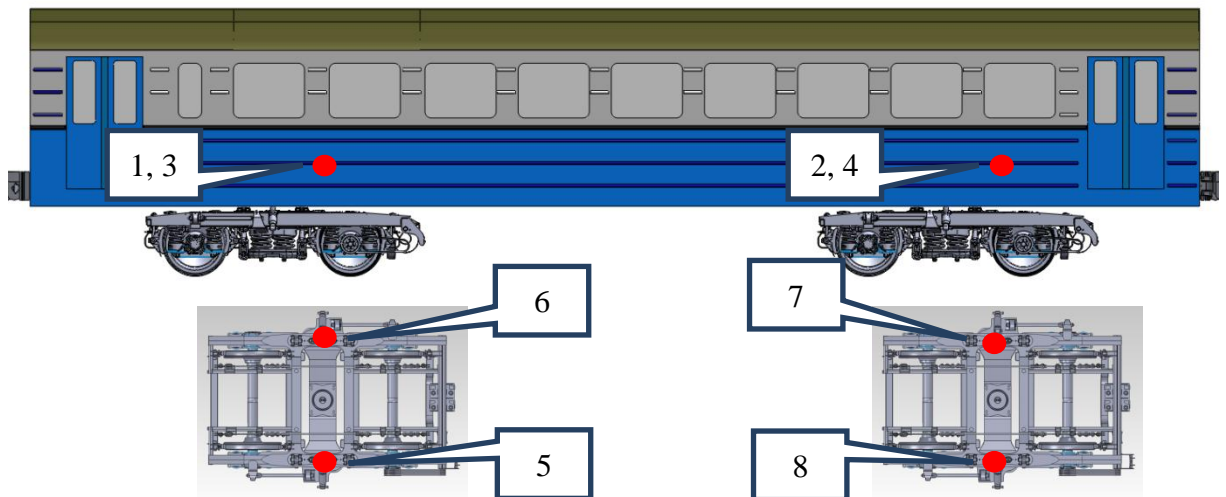


Рисунок 3.7 – Розміщення датчиків на екіпажі

За результатами обробки записів прискорень, отриманих в процесі вільних коливань відповідних видів, визначені основні власні частоти і декременти коливань вагона.

На рисунках 3.8 і 3.9 представлені характерні осцилограми коливань підскакування пасажирського вагона відповідно при наявності і відсутності гідравлічних гасителів коливань. Ці рисунки наглядно ілюструють вплив демпфірування на характеристики коливань.



Рисунок 3.8 – Вертикальні прискорення кузова з працюючими гасителями
(точка 4)

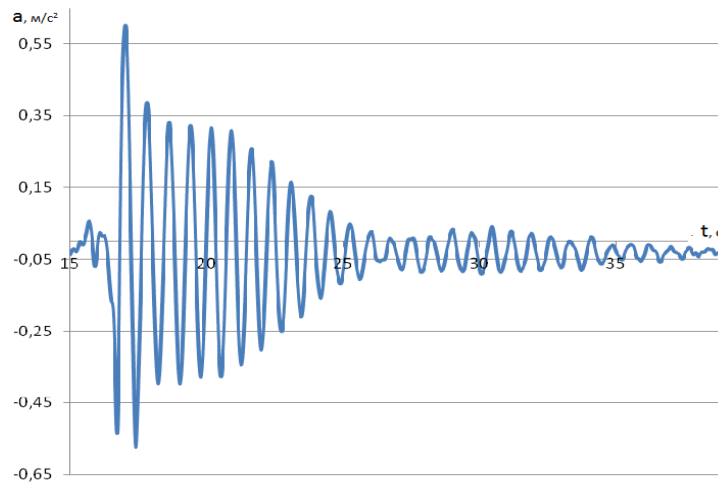


Рисунок 3.9 – Вертикальні прискорення кузова з непрацюючими гасителями (точка 4)

Осцилограми, отримані при відтворенні коливань галопування, представлені на рисунках 3.10 – 3.13. Рисунки 3.10 і 3.11 відповідають випадку, коли клини встановлені під колесами першого по ходу руху візка, а рисунки 3.12 і 3.13 – коли клини встановлені під колесами другого по ходу візка. З наведених рисунків видно, як впливають гідравлічні демпфери на параметри коливальних процесів.

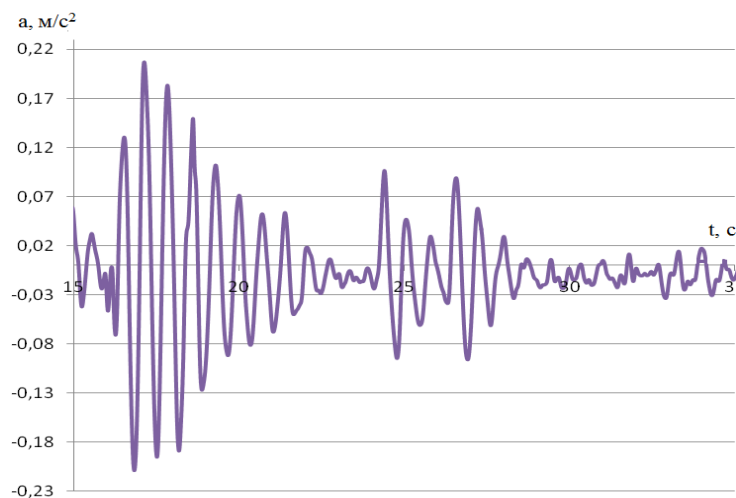


Рисунок 3.10 – Вертикальні прискорення кузова з працюючими гасителями (точка 1, клини під першим візком)

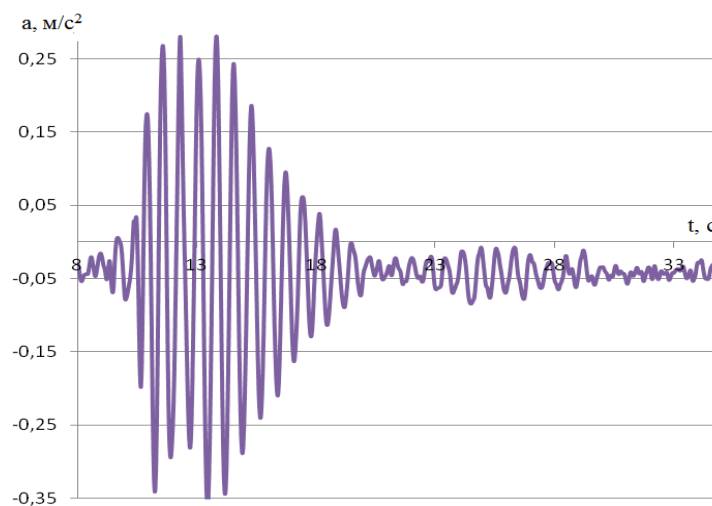


Рисунок 3.11 – Вертикальні прискорення кузова з непрацюючими гасителями (точка 1, клини під першим візком)

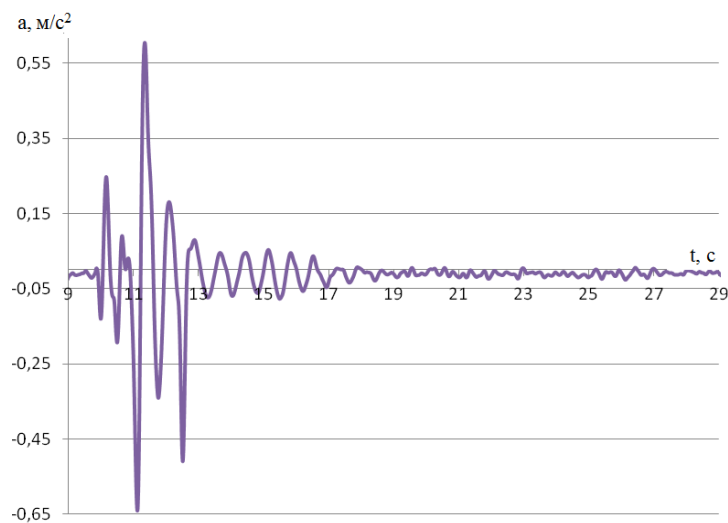


Рисунок 3.12 – Вертикальні прискорення кузова з працюючими гасителями (точка 1, клини під другим візком)

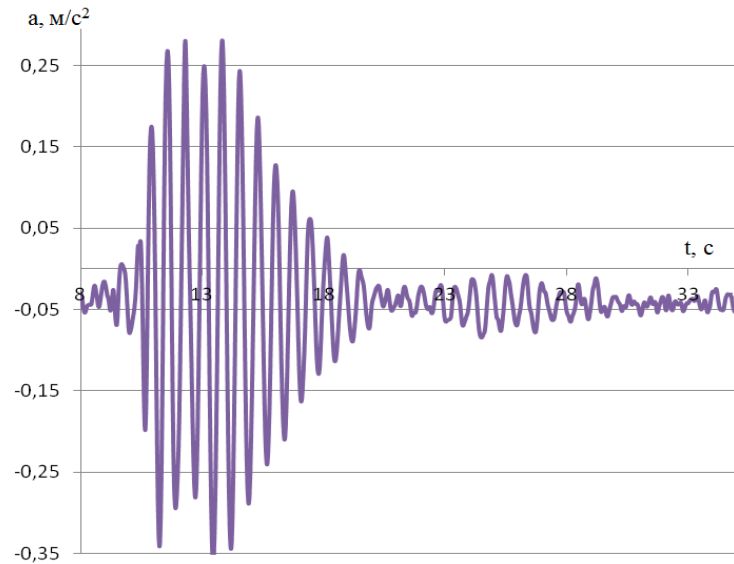


Рисунок 3.13 – Вертикальні прискорення кузова з непрацюючими гасителями (точка 1, клини під другим візком)

Характерні результати при відтворенні коливань бічної хитавиці вагона представлені на рисунках 3.14 – 3.17. На рисунках 3.14 і 3.15 приведено осцилограми вертикальних прискорень кузова у випадку, коли клини встановлені під всі колеса лівої сторони вагона, а на рисунках 3.16 і 3.17 коли клини встановлені під всі колеса правої сторони вагона. Тут, так само, як і у випадках коливань підстрибування і галопування, спостерігається значний вплив гідравлічний гасителів коливань на характеристики коливань.

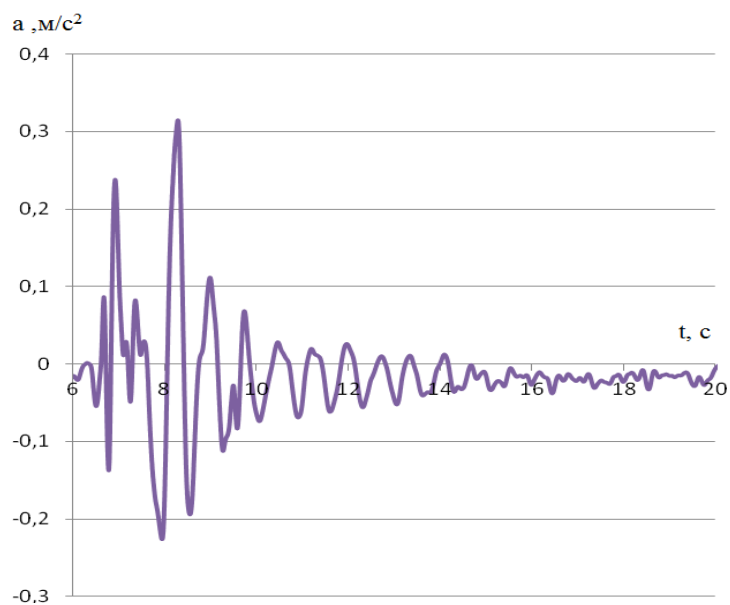


Рисунок 3.14 – Вертикальні прискорення кузова з працюючими гасителями коливань (точка 4, клини розміщені по лівій стороні)

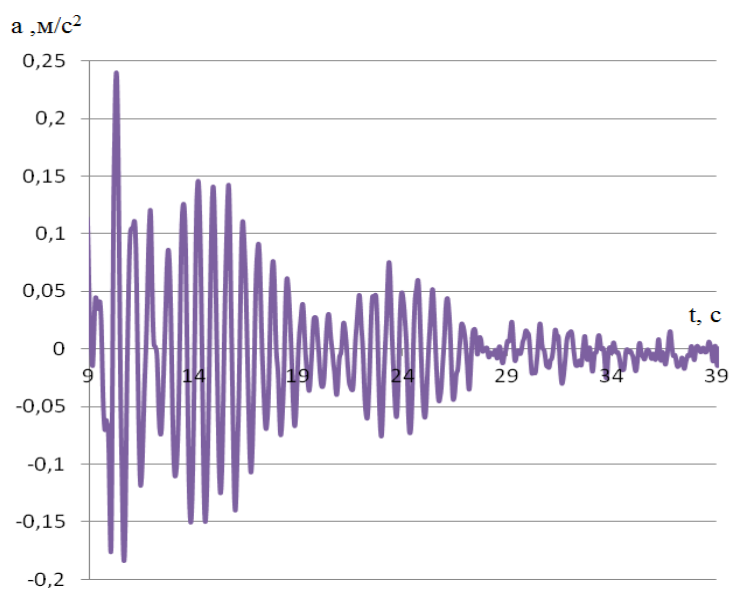


Рисунок 3.15 – Вертикальні прискорення кузова з непрацюючими гасителями (точка 4, клини розміщені по лівій стороні)

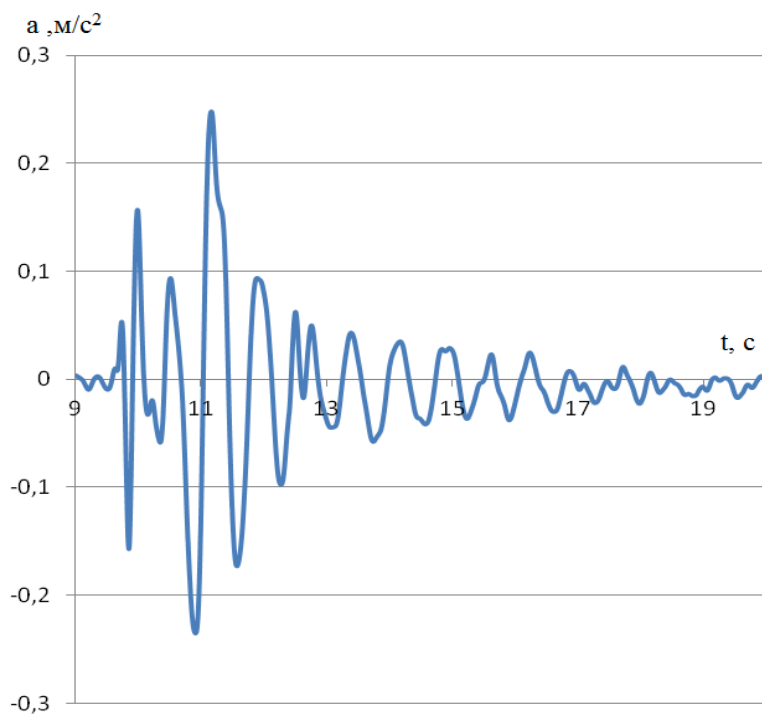


Рисунок 3.16 – Вертикальні прискорення кузова з працюючими гідравлічними гасителями

(точка 4, клини розміщені по правій стороні)

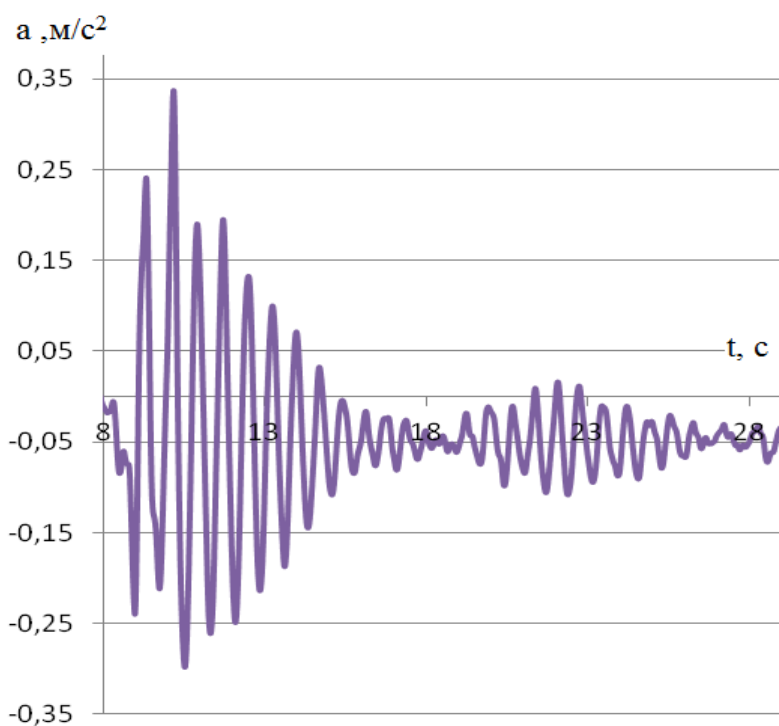


Рисунок 3.17 – Вертикальні прискорення кузова з непрацюючими гасителями

(точка 4, клини розміщені по правій стороні)

В таблиці 3.4 наведені експериментальні дані, а саме: отримані основні власні частоти f , значення логарифмічних декрементів коливань δ , а також розрахункові параметри демпфірування β , визначені за формулами (3.2) та (3.3).

Таблиця 3.4 – Вибірка експериментальних даних за результатами скидання з клинів пасажирського вагона

Параметри	Види коливань					
	підскакування		галопування		бічна хитавиця	
	з демп.	Без демп.	З демп.	Без демп.	З демп.	Без демп.
F, Гц	1,30	1,25	1,38	1,25	1,48	1,43
δ	2,17	0,31	2,25	0,52	0,94	0,34
β , кН·с/м	112,8	15,5	124,2	26	55,65	19,45

Параметри демпфірування β , розраховані за формулами:

$$\beta_{с.г.} = 2 \cdot m \cdot f_{с.г.} \cdot \delta_{с.г.}, \quad (3.2)$$

$$\beta_{б.г.} = 2 \cdot m \cdot f_{б.г.} \cdot \delta_{б.г.}, \quad (3.3)$$

де $\beta_{с.г.}$ і $\beta_{б.г.}$ – параметри демпфірування відповідно при наявності і відсутності гідравлічних гасителів коливань;

m – маса кузова пасажирського вагона;

$\delta_{с.г.}$ і $\delta_{б.г.}$ – логарифмічні декременти відповідно при наявності і відсутності гідравлічних гасителів коливань;

$f_{с.г.}$ і $f_{б.г.}$ – частоти коливань відповідно при наявності і відсутності гідравлічних гасителів коливань.

З табличних даних встановлено, що частоти власних коливань не істотно знижуються при відсутності гідравлічних амортизаторів, тоді як

логарифмічні декременти коливань зменшуються суттєво. Так, для коливань підскакування у разі відключення гідравлічних демпферів величина δ зменшується у 7 разів, для коливань галопування – у 4,32 рази, для коливань бічної хитавиці – приблизно у 2,8 рази.

Розраховані за експериментальними даними значення коефіцієнта демпфірування суттєво знижуються: для коливань підскакування – у 7,27 рази; для коливань галопування – у 4,78 рази, для коливань бічної хитавиці – майже у 2,9 рази.

3.2 Напрямки удосконалення елементів конструкції гідравлічного гасителя коливань на підставі проведених досліджень

За результатами аналізу технічного стану гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 та проведеними дослідженнями, пов'язаними з перевіркою працездатності при визначених критеріях, обрані переважні напрямки удосконалення конструктивних елементів амортизатора.

Відомо, що до недоліків конструкції гідравлічного гасителя коливань зазначеного типу слід віднести:

- 1) неможливість повороту гідравлічного гасителя коливань в фронтальній площині відносно осей шарнірного кріплення вузлів, для виключення появи випадків повного або часткового блокування переміщень робочих частин гасителя, від дії бічних повздовжніх зусиль;
- 2) недостатнє ущільнення сальникових манжет, що призводить до витоків робочої рідини та втраті працездатності гідравлічного гасителя;
- 3) підвищені зноси пари тертя «шток-направляюча», що призводить до часткої заміни направляючої та підвищення

температури при контактній взаємодії, яка веде до перегріву та втрати властивостей робочої рідини;

- 4) послаблення різьбового з'єднання штока з верхнім шарнірним вузлом гідравлічного гасителя коливань, внаслідок багатократних навантажень згину (при перекосах) і розтягу-стискання, та зриви різьби штока, при частому розбиранні, зумовленому заміною гумових ущільнюючих манжет.

В основу вибору напрямків поставлені задачі удосконалення конструкції вузлів кріплення, фрикційної пари тертя «шток-направляюча», зменшення випадків відбракувань направляючої по зносам, забезпечення більш надійної щільності гідросистеми, що призведе до підвищення рівня надійності та працездатності гідравлічного гасителя коливань.

Поставлені задачі вирішуються по прийнятим технічним рішенням, за якими виконується: зміна шарнірних вузлів кріплень гасителя коливань (Рисунок 3.18-3.19, поз. 22); зміна вузла кріплення штока до верхньої головки гасителя (Рисунок 3.20, поз.23); зміна конструктивного виконання направляючої (Рисунок 3.21, поз. 6, 25); заміна ущільнюючих гумових манжет (Рисунок 3.22, поз.5).

Сутність конструктивних змін пояснюється кресленням (рисунок 3.23), де зображений гідравлічний амортизатор центральної підвіски пасажирського вагона.

Гідравлічний амортизатор складається з корпусу, циліндра 8, штоку 3, стакану 13, верхнього і нижнього клапанів 15. Усі деталі пристрою розміщені в корпусі і закріплені через обойму 4 за допомогою гайки 11. Корпус складається з – основи 9, стакану 13 та нижньої головки гідравлічного гасителя коливань 14. Порожнини циліндра 8 і корпусу заповнені робочою рідиною. Шток 3, з'єднаний з верхньою головою гасителя коливань 1 за допомогою шпильки 23. Самовільне відкручування унеможливлене встановлена пружинна шайба 24.

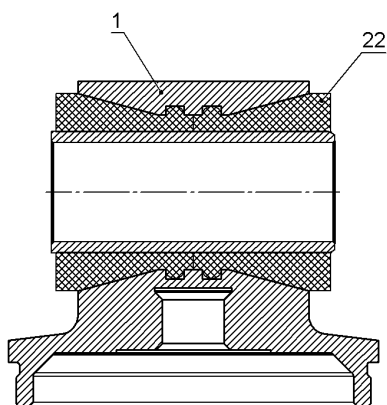


Рисунок 3.18 – Верхній вузол кріплення амортизатора

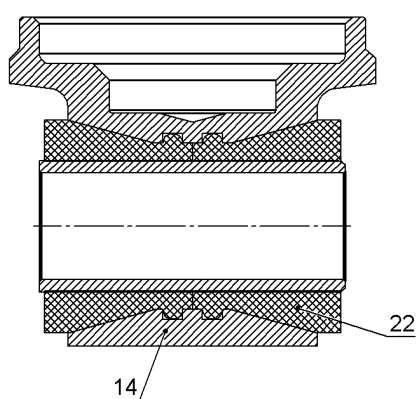


Рисунок 3.19 – Нижній вузол кріплення амортизатора

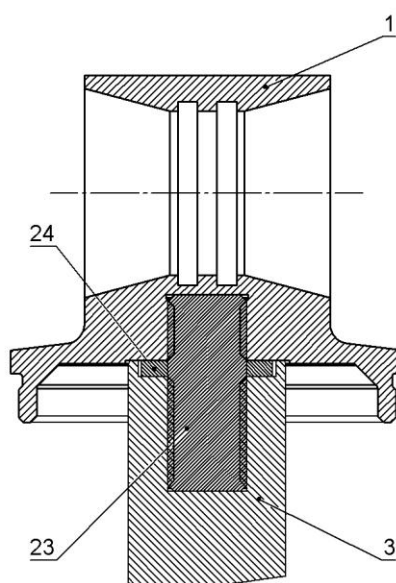


Рисунок 3.20 – Кріплення штока до верхньої головки амортизатора

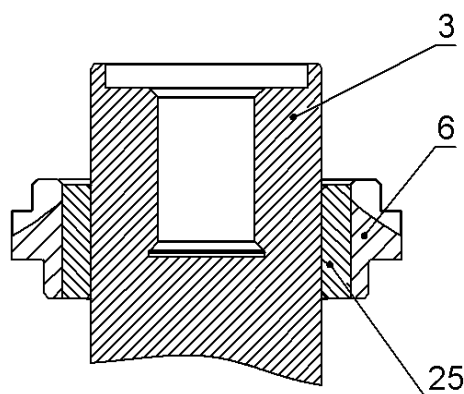


Рисунок 3.21 – Конструктивне виконання направляючої

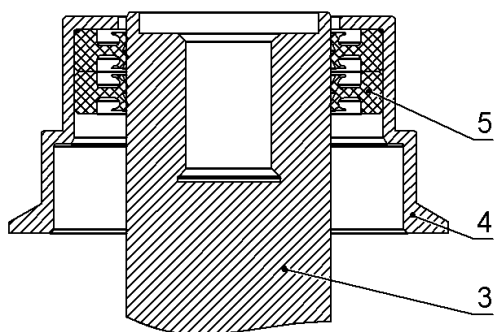


Рисунок 3.22 – Ущільнюючі манжети

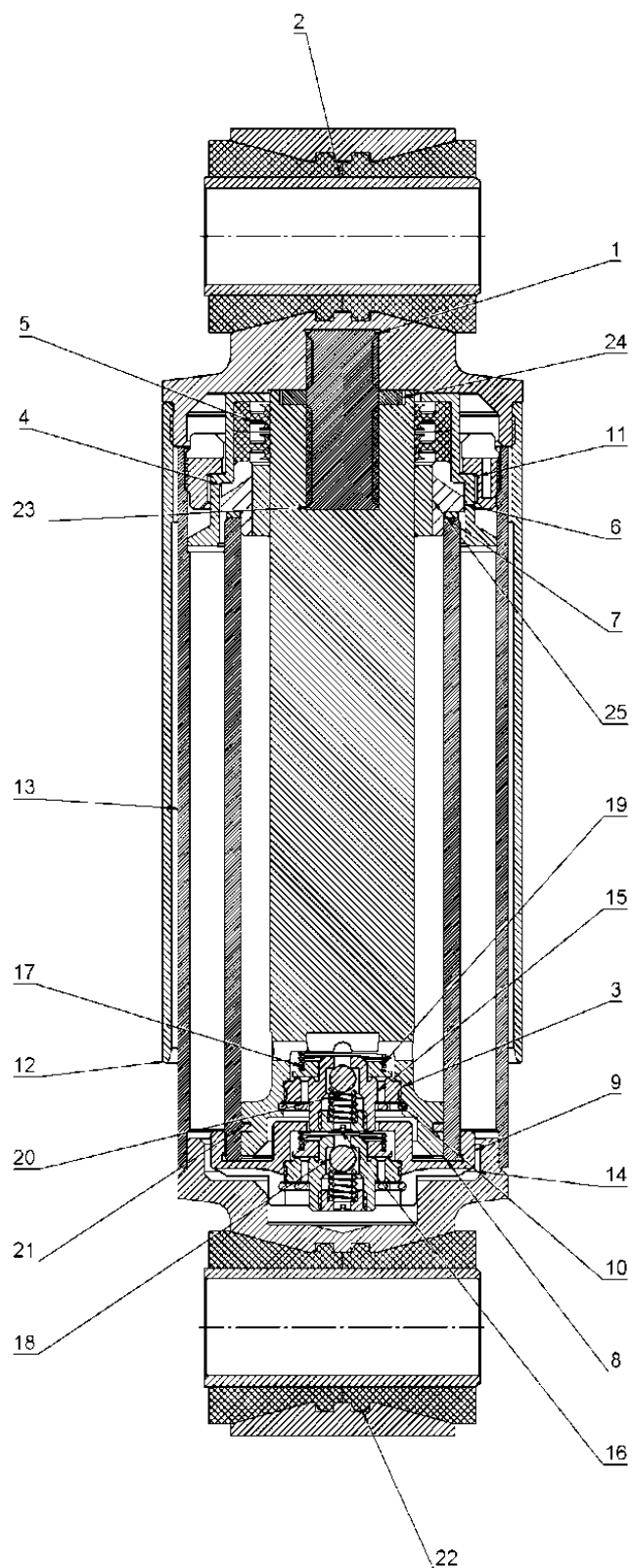


Рисунок 3.23 – Гідралічний амортизатор удосконаленої конструкції

Направляюча 6 розміщена в верхній частині циліндра 8 є складовою одиницею, що має внутрішнє кільце 25, яке взаємодіє з поверхнею штока 3. Ущільнюючими елементами гідравлічного гасителя коливань є ущільнююче гумове кільце 7, манжети 5, поршневе кільце 21.

Клапанна система гасителя коливань розподілена таким чином, що верхній клапан розміщений в нижній частині штока 3, а нижній клапан зафіксований в основі 9 корпусу. Клапани складаються з корпусу 15, пружин 19, 20, диску 17, гвинтів 16, шариків 18 і є взаємозамінними. Кріплення шарнірних вузлів гасителя коливань здійснюється за допомогою втулок 2, які передають навантаження через конусні втулки 22.

Шарнірні вузли кріплення (Рисунок 3.18-3.19) з використанням гумових конусних втулок 22 забезпечують збереження працездатного стану гасителя коливань від дії бічних зусиль, що передаються на них. Виконується умова можливості повороту гідравлічного гасителя коливань в фронтальній площині відносно осей шарнірного кріплення вузлів.

Кріплення штока 3 до верхньої шарнірної частини гасителя коливань 1 (Рисунок 3.20) виконано за допомогою шпильки 23, яка додатково виконує функцію заміної частини у випадку зривів різьбового з'єднання. Тим самим, виконується умова зменшення до мінімуму випадків відбракування штока 3, у зв'язку з значною трудомісткістю робіт, пов'язаних з відновленням його різьбової частини при пошкодженнях.

Направляюча 6 (Рисунок 3.21), що взаємодіє зі штоком 3 конструктивно виконана як складальна одиниця, до якої входить власне сама направляюча 6 і внутрішнє кільце 25. Таке конструктивне виконання дозволяє виконувати заміну внутрішнього кільця 25 при появі зносів і виключає необхідність відбракування усєї направляючої 6.

Манжети 5 (Рисунок 3.22), що розміщені між обоймою 4 і штоком 3 мають геометричну форму, яка перешкоджає витокам робочої рідини і попаданню ззовні частинок пилу і бруду. Забезпечується умова щільності

гідравлічної системи за рахунок звеличення кількості знімачь робочої рідини за один робочий хід.

Таким чином, застосування запропонованої конструкції гідравлічного гасителя коливань дозволяє значно покращити умови його роботи в експлуатації, зменшити негативний вплив від дії бічних зусиль, які призводять до блокування переміщень робочих частин гасителя, за рахунок використання конічних втулок 22, поліпшити знімання робочої рідини за умови використання манжет 5, зменшити кількість відбракувань штоків 3 при зносах різьби, завдяки застосуванню шпильки 23 в з'єднанні штока 3 з верхньою шарнірною частиною гасителя коливань, виключає ймовірність відбракування направляючої 6 при зносах за рахунок використання внутрішнього кільця 25.

3.3 Дослідження міцності елементів удосконаленої конструкції гасителя коливань

З метою визначення міцності елементів удосконаленої конструкції гідравлічного гасителя коливань за рахунок використання конусних втулок, що призвело до зменшення оболонки металу шарнірної частини вузла, проведені розрахунки міцності вузлів кріплення.

Виконані розрахунки з урахуванням дії вертикальних і горизонтальних зусиль, що передаються на вузли кріплення гідравлічного гасителя коливань до і після проведення конструктивних змін.

Для отримання результатів розрахунку напруженого стану досліджуваних елементів використовується метод скінчених елементів з використанням програмного середовища SolidWorks [140]. При визначенні зусиль, що діють на елементи кріплення гасителя коливань в динаміці застосовується програмний комплекс «Универсальный механизм».

3.3.1 Розрахунок напружень від дії горизонтальних навантажень вузлів кріплення гідравлічного гасителя коливань

Для знаходження розподілу напружень від дії бічних горизонтальних сил за допомогою програмного пакету SolidWorks проведено імітаційне дослідження створеної комп'ютерної моделі гасителя коливань. При виконанні розрахунку прийняті до уваги властивості матеріалів складових одиниць, та витримана точність виконання геометрії елементів, відповідно до креслеників конструкторської документації гідравлічного гасителя коливань НЦ-1100.

Перед початком визначення напружень методом кінцевих елементів, на твердому тілі моделей вузлів кріплення гасителя була створена сітка високої якості, без спотворених елементів за Якобіаном (таблиця 3.5).

Методика проведення розрахунку передбачає фіксацію нижніх частин вузлів кріплення з обмеженням усіх ступенів вільності, та прикладення визначених в програмному комплексі «Универсальный механизм» бічних горизонтальних зусиль на елементи верхньої шарнірної частини (рисунок 3.24 – 3.27).

Таблиця 3.5 – Параметри моделей вузлів кріплення гасителя коливань

Параметр	Характеристика
Верхній вузол кріплення до удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	77037
Кількість елементів	49515

Продовження таблиці 3.5

Параметр	Характеристика
Верхній вузол кріплення після удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	56467
Кількість елементів	36095
Нижній вузол кріплення до удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	62197
Кількість елементів	40456
Нижній вузол кріплення після удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	48995
Кількість елементів	31830

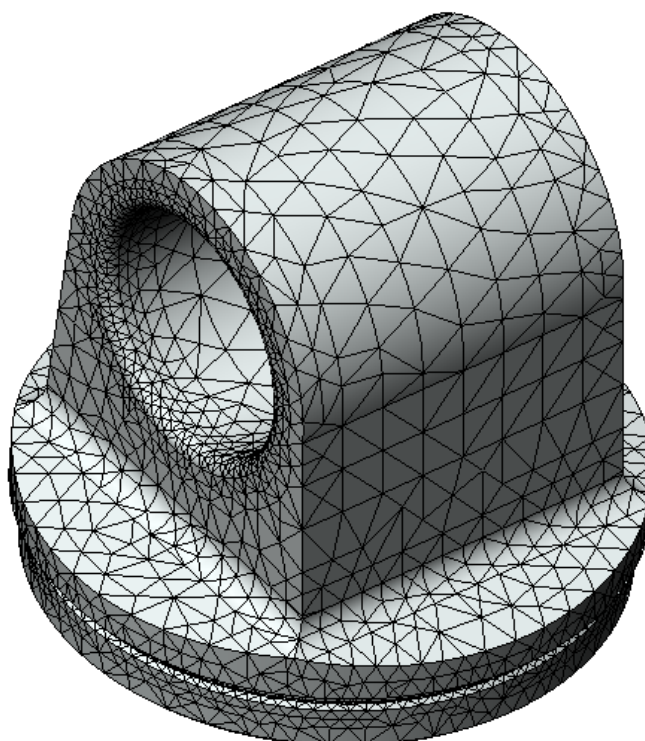
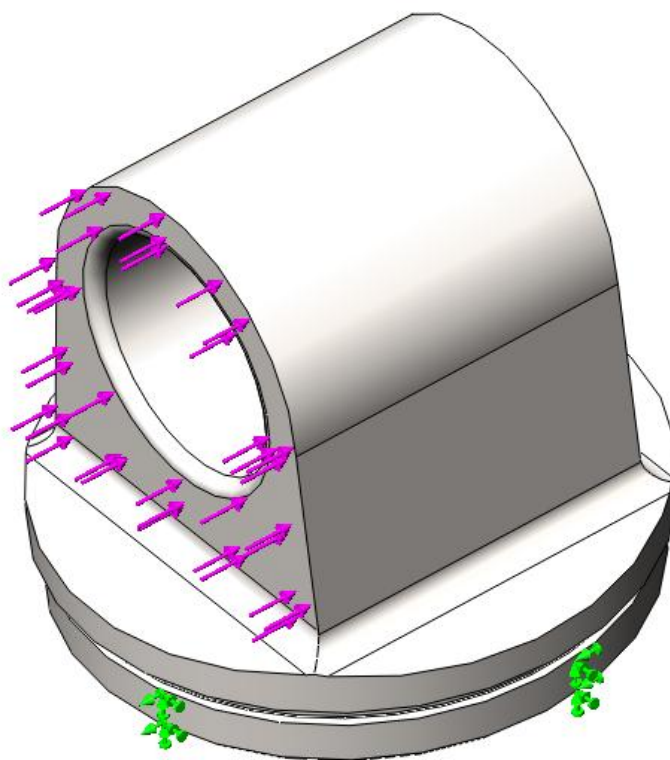


Рисунок 3.24 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки верхнього кріплення гасителя коливань (до удосконалення)

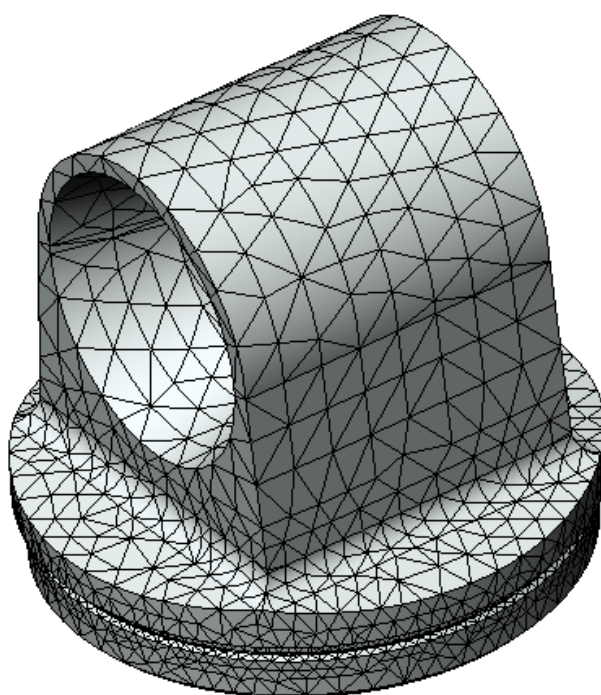
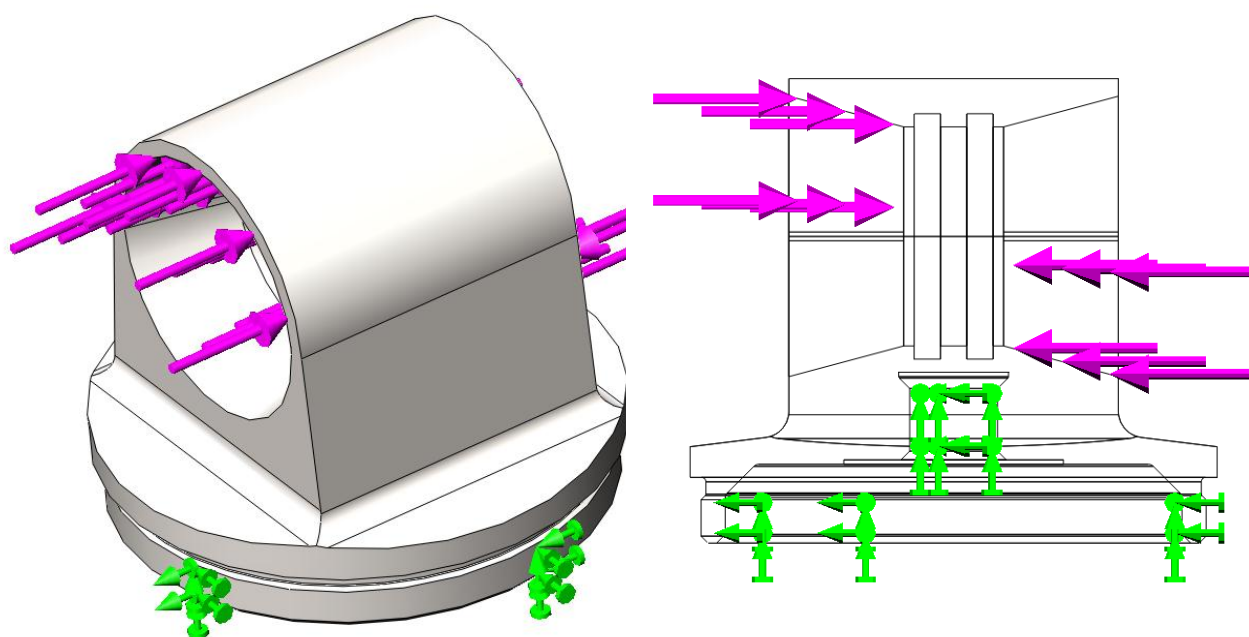


Рисунок 3.25 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки верхнього кріплення (після удосконалення)

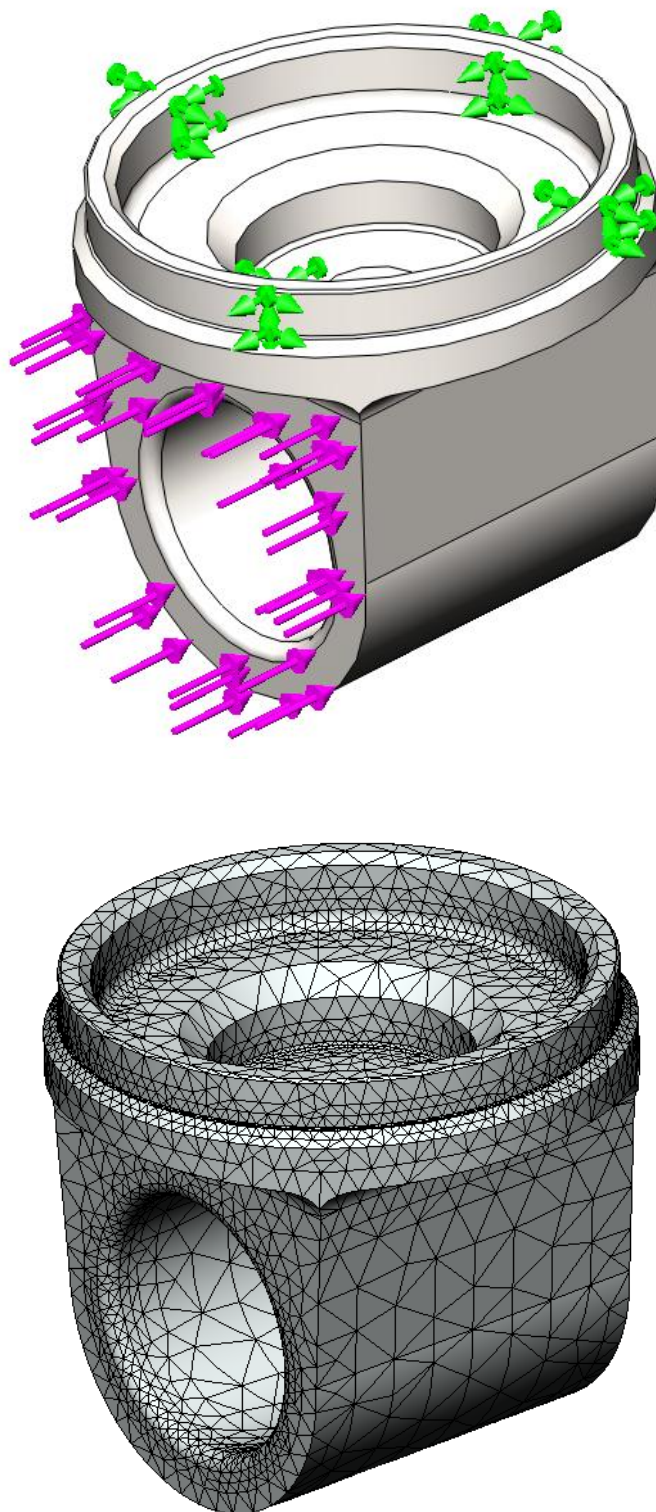


Рисунок 3.26 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки нижнього кріплення (до удосконалення)

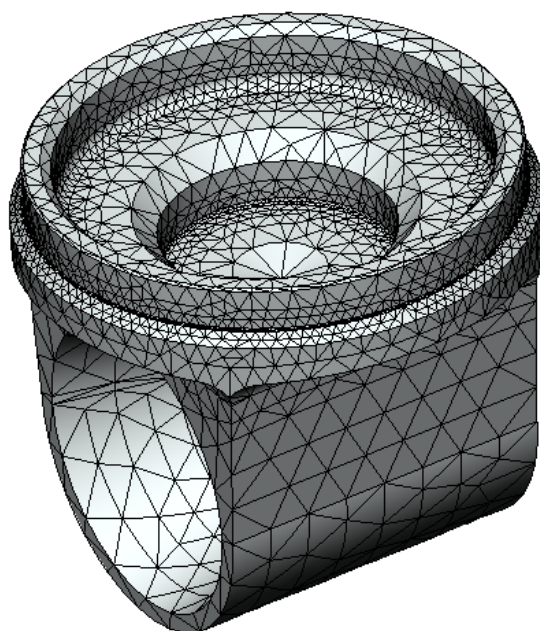
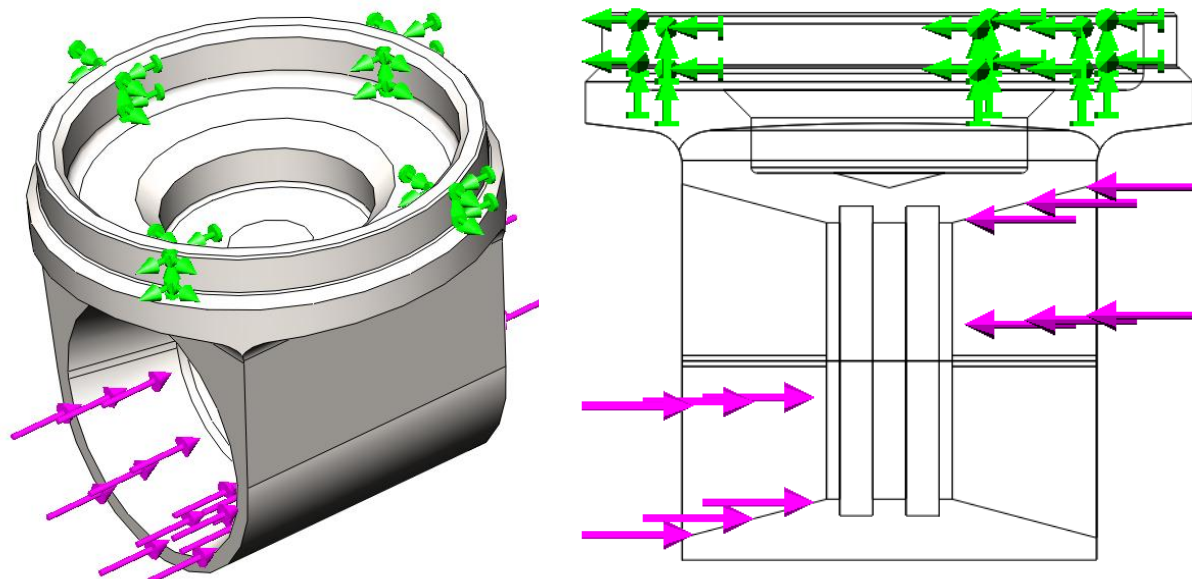


Рисунок 3.27 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки нижнього кріплення (після удосконалення)

Результати напруженого стану вузлів кріплення від дії бічних зусиль показані на рисунках 3.28 – 3.31.

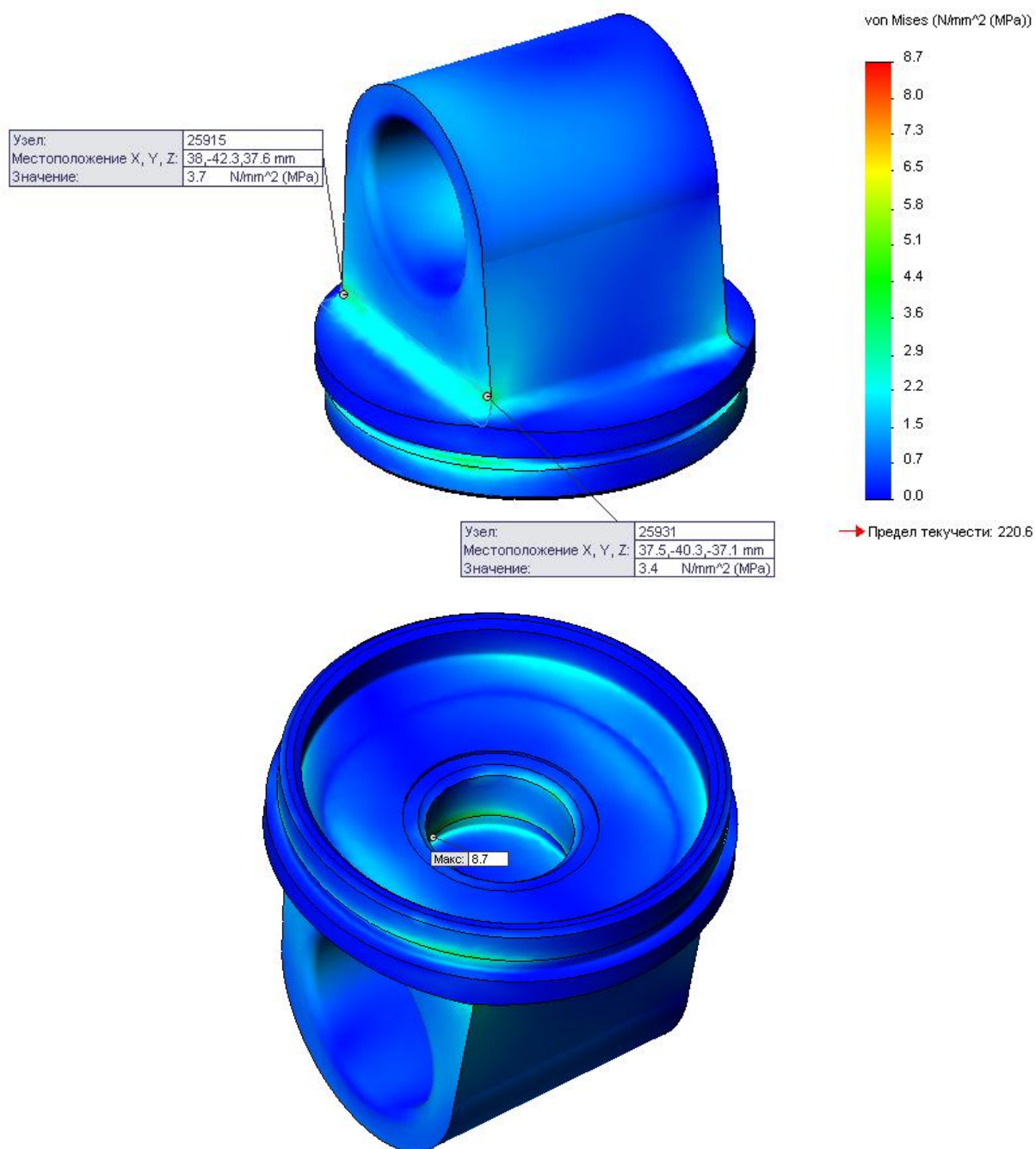


Рисунок 3.28 – Напружений стан верхньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні бічного зусилля $F_y = 2000 \text{ Н}$ (до удосконалення)

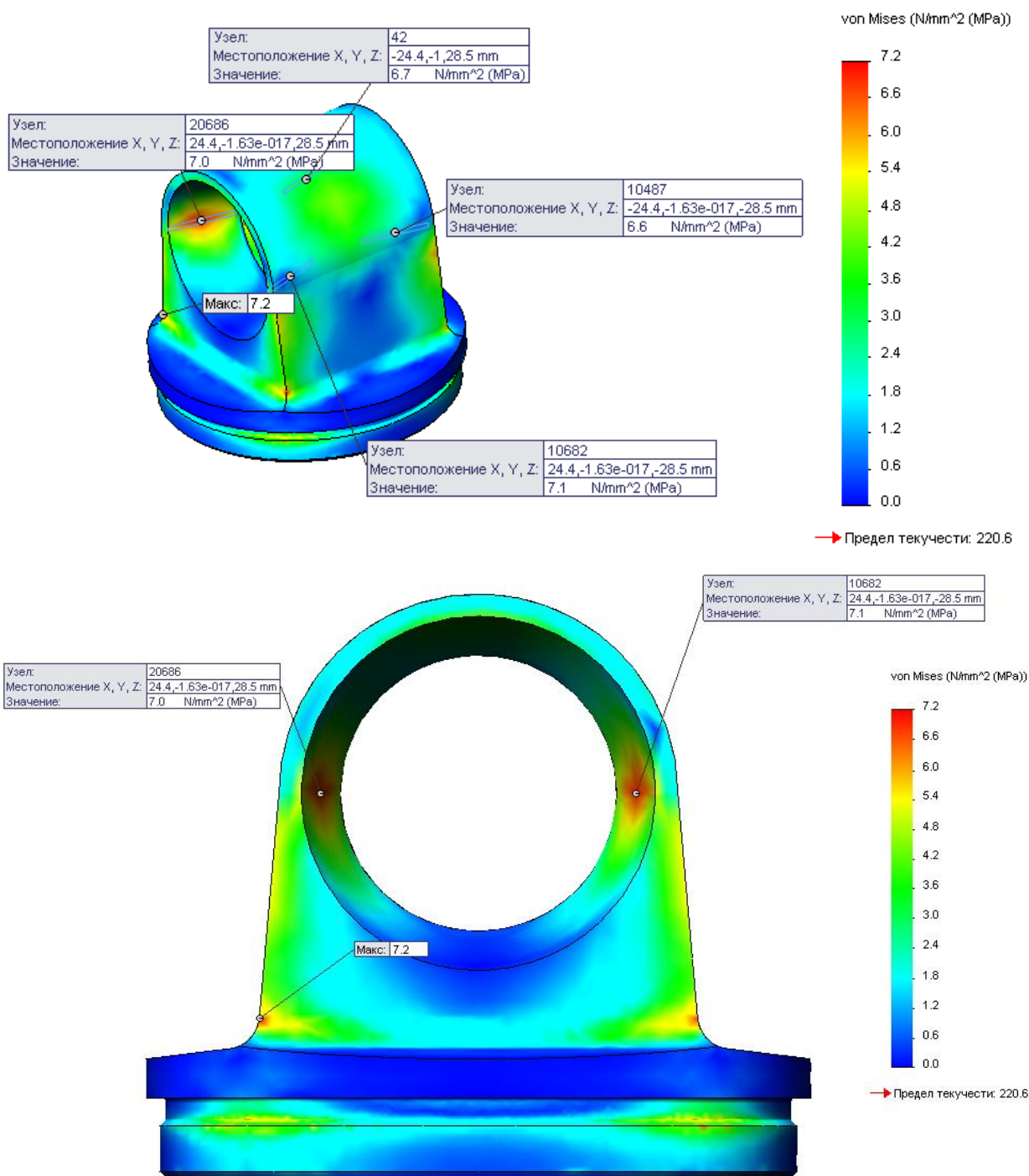


Рисунок 3.29 – Напружений стан верхньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні бічного зусилля $F_y = 2000$ Н (після удосконалення)

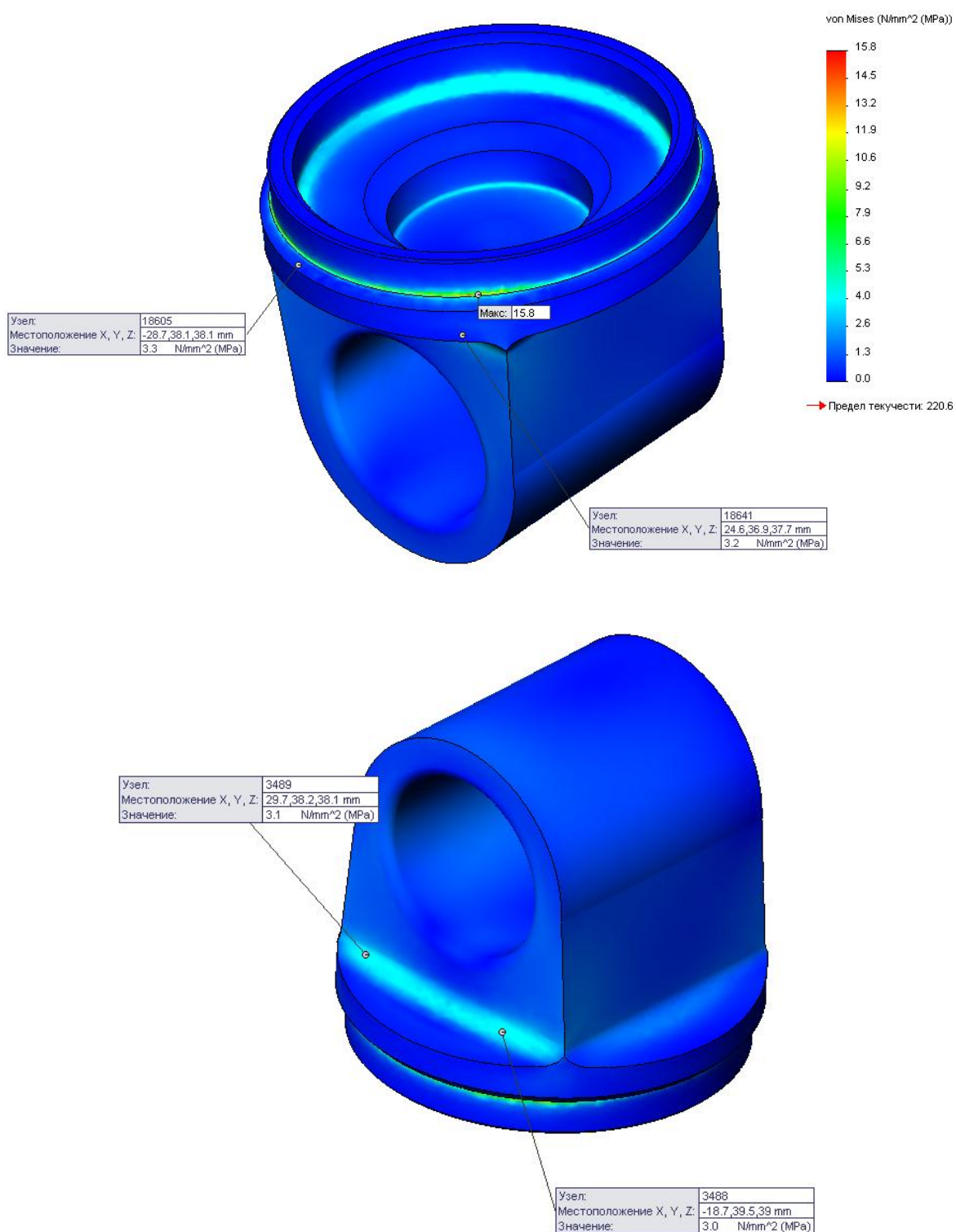


Рисунок 3.30 – Напружений стан нижньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні бічного зусилля $F_y = 2000$ Н (до удосконалення)

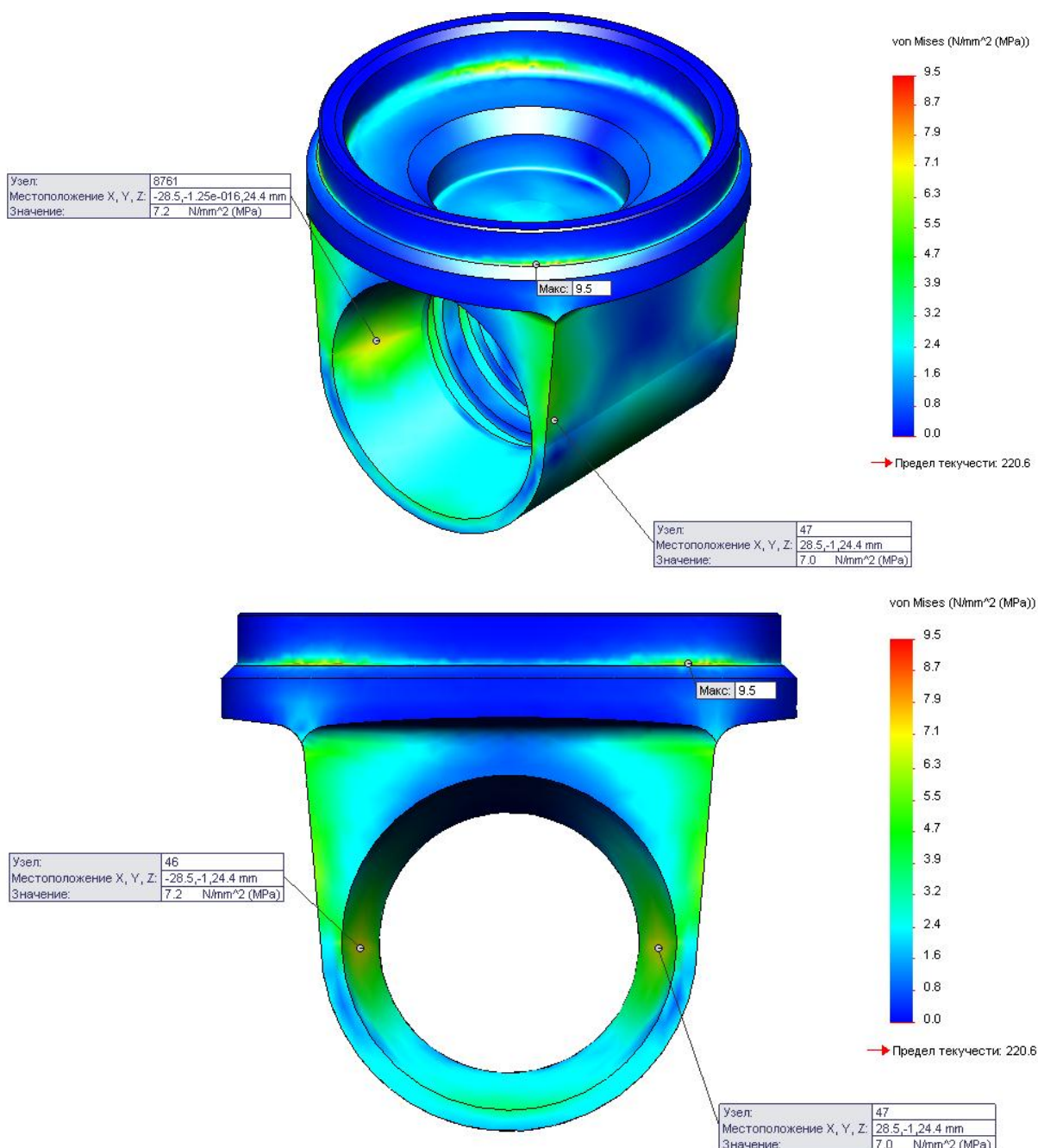


Рисунок 3.31 – Напружений стан нижньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні бічного зусилля $F_y = 2000$ Н (після удосконалення)

За результатами проведених досліджень побудовані графічні залежності змін напруженого стану вузлів гасителя від бічних навантажень (рисунок 3.32-3.33)

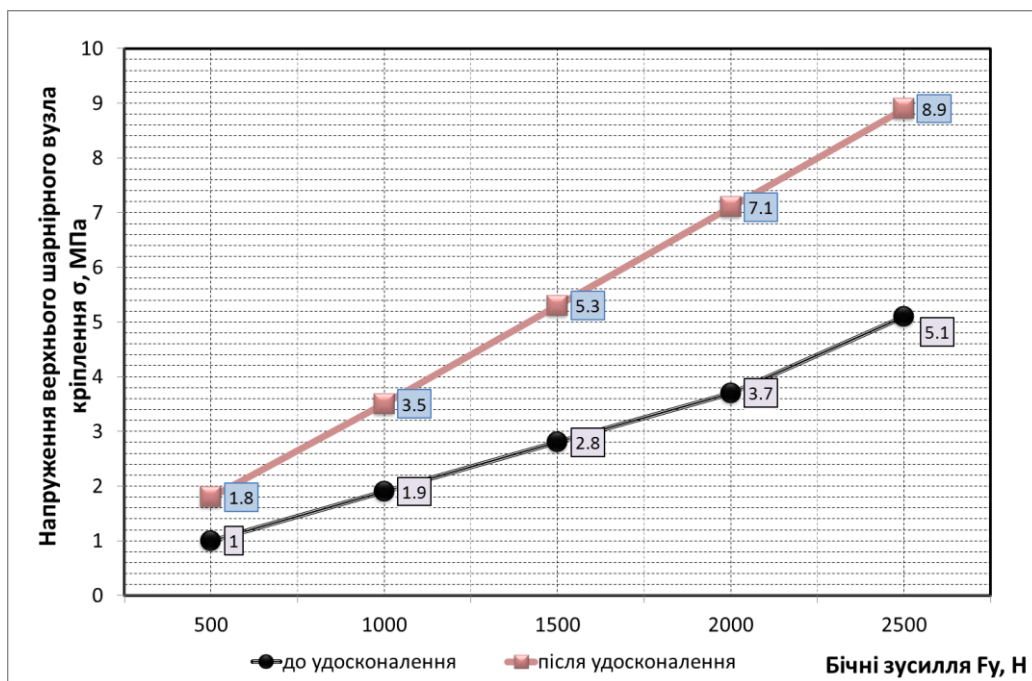


Рисунок 3.32 – Графік зміни напружень верхнього вузла кріплення гідралічного гасителя коливань типу НЦ-1100 залежно від дії бічних зусиль $F_y = 500 \div 2500$ Н

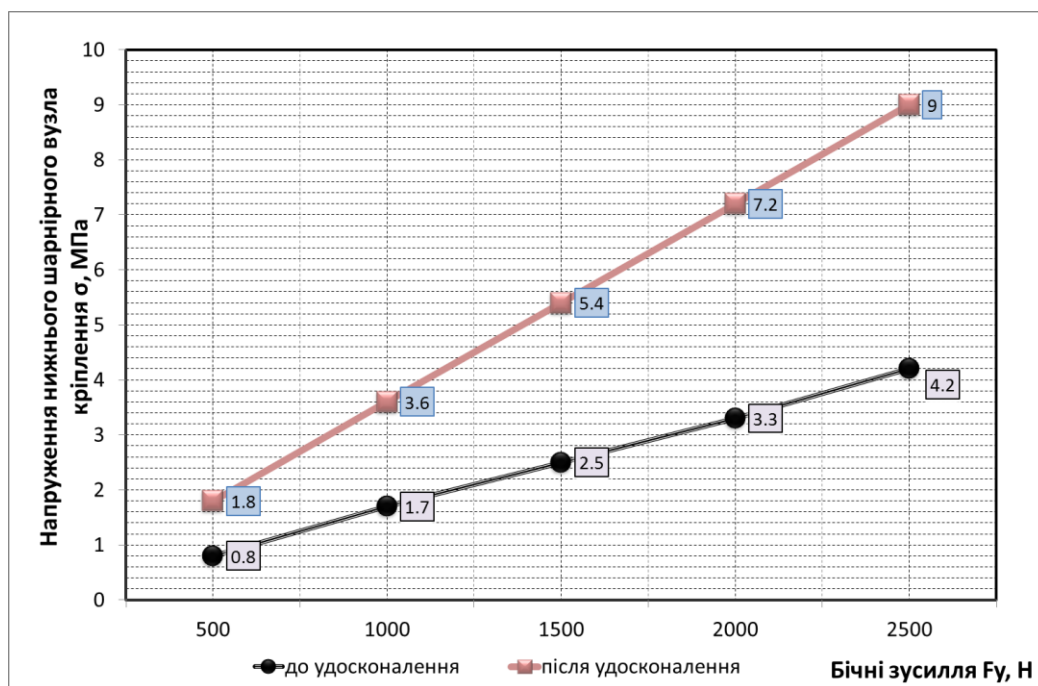


Рисунок 3.33 – Графік зміни напружень нижнього вузла кріплення гідралічного гасителя коливань типу НЦ-1100 залежно від дії бічних зусиль $F_y = 500 \div 2500$ Н

Як свідчать результати проведених досліджень з встановлення напруженого стану вузлів гасителя коливань від дії бічних зусиль до та після проведення конструктивних змін, не зважаючи на зростання напружень удосконаленої конструкції в 2,14 рази не є суттєвими і не перевищують допустимих значень напружень для сталі $3\sigma_T = 220\text{МПа}$.

3.3.2 Розрахунок напружень від дії вертикальних навантажень вузлів кріплення гідравлічного гасителя коливань

За методикою визначення вертикальних навантажень, що передаються на вузли кріплення гасителя коливань в програмному комплексі «Универсальный механизм» отримані значення вертикальних складових зусиль, які згідно розрахунку можуть досягати 6000 кг. Проте до уваги приймається максимальне ймовірне навантаження, що може передаватись на елементи кріплення гідравлічного амортизатора. Так, при масі кузова $m_k = 45000\text{ кг}$ максимально можливе вертикальне навантаження на гідравлічний гаситель коливань без урахування пружних сил протидії елементів ресорного підвішування візка $P_{damp.max} = 11250\text{ кг}$.

Перед початком визначення напружень методом кінцевих елементів, на твердому тілі моделей вузлів кріплення гасителя була створена сітка високої якості, без спотворених елементів за Якобіаном (таблиця 3.6).

Як і у попередньому випадку методика проведення розрахунку передбачає фіксацію нижніх частин вузлів кріплення з обмеженням усіх ступенів вільності, та прикладення вертикальних зусиль на елементи верхньої шарнірної частини (рисунок 3.34 – 3.37).

Таблиця 3.6 – Параметри моделей вузлів кріплення гасителя коливань

Параметр	Характеристика
Верхній вузол кріплення до удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	77037
Кількість елементів	49515
Верхній вузол кріплення після удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	56467
Кількість елементів	36095
Нижній вузол кріплення до удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	62197
Кількість елементів	40456
Нижній вузол кріплення після удосконалення	
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Максимальний розмір елемента	10 мм
Мінімальний розмір елемента	2 мм
Якість сітки	Висока
Кількість вузлів	48995
Кількість елементів	31830

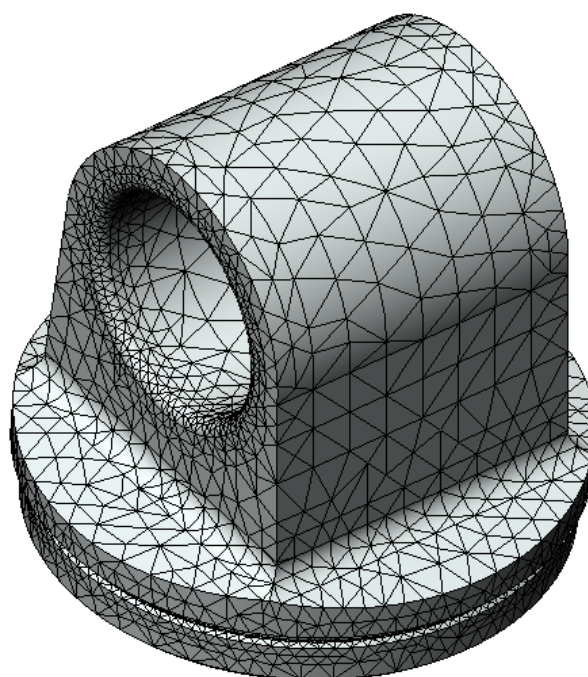
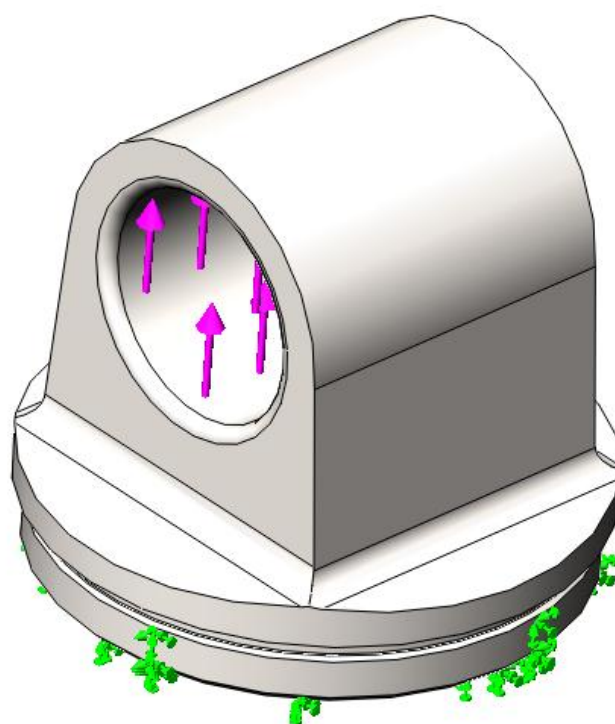


Рисунок 3.34 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки верхнього кріплення (до удосконалення)

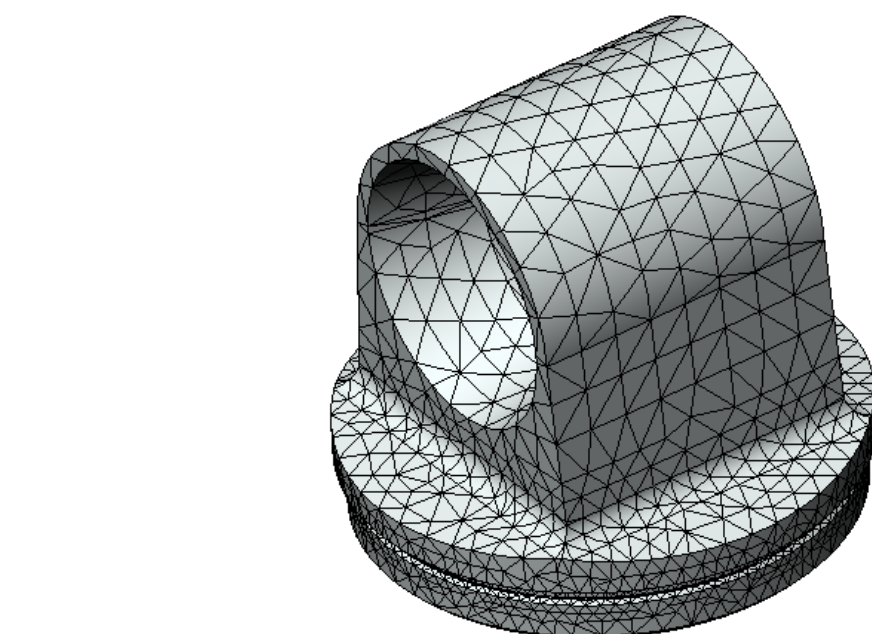
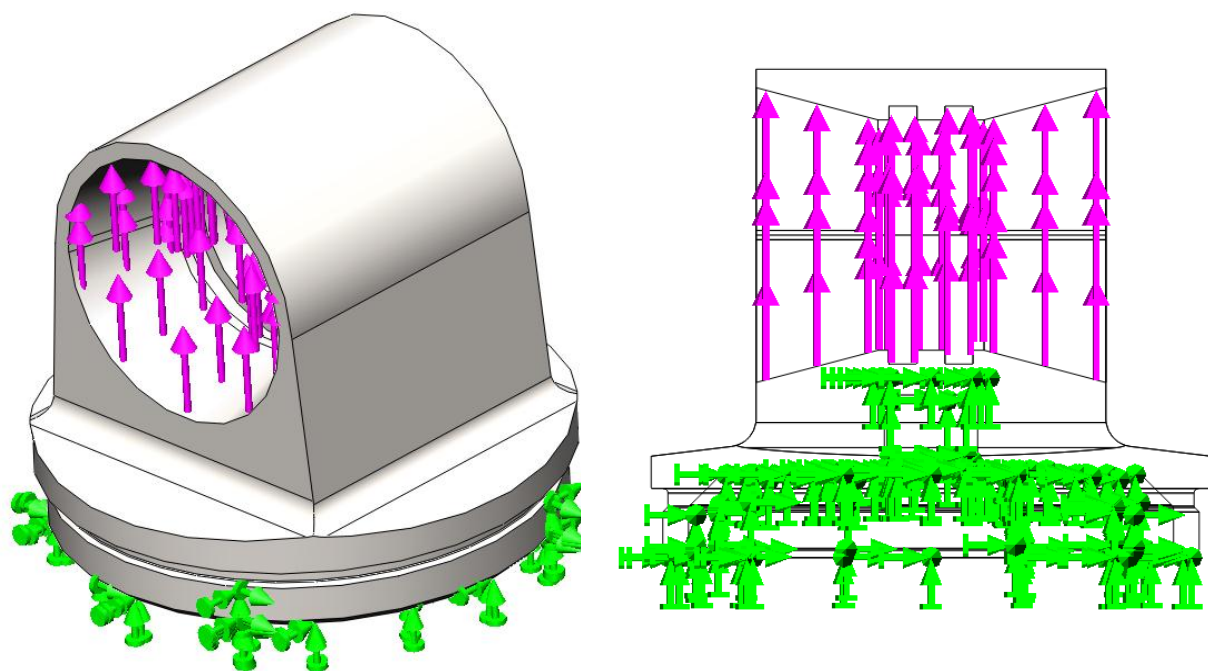


Рисунок 3.35 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки верхнього кріплення (після удосконалення)

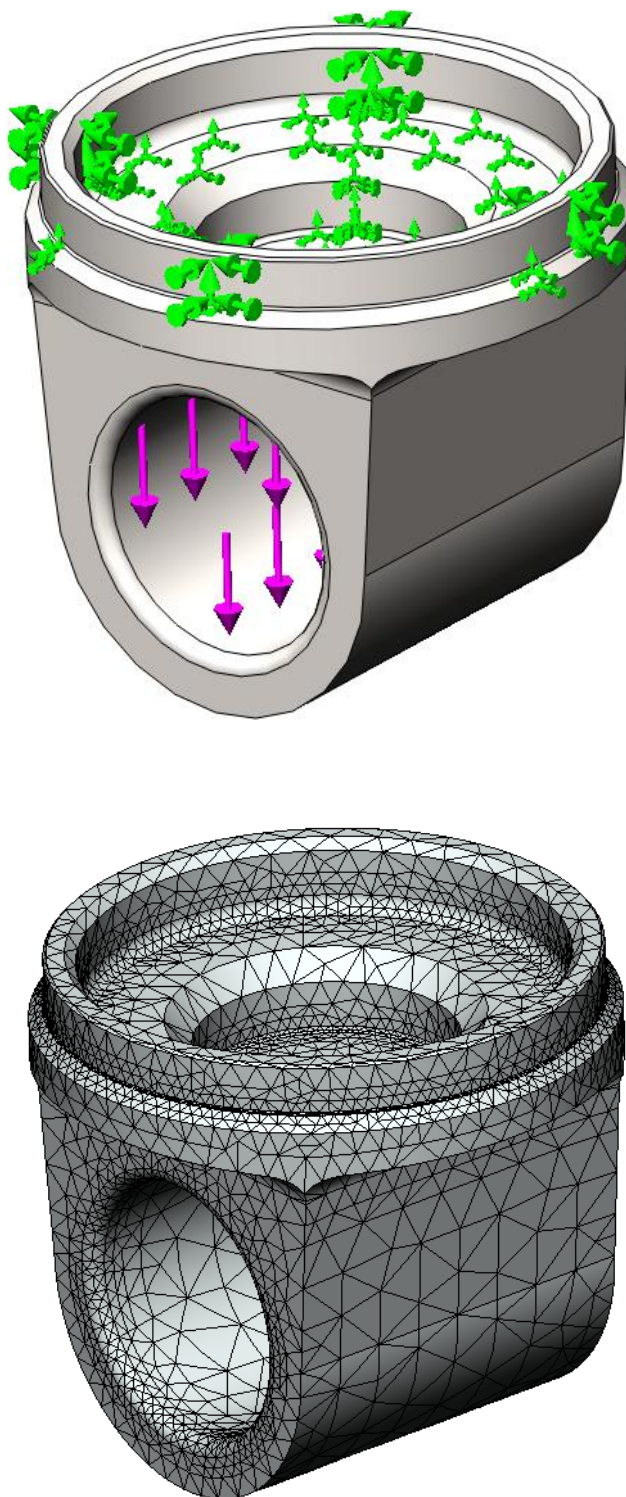


Рисунок 3.36 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки нижнього кріплення (до удосконалення)

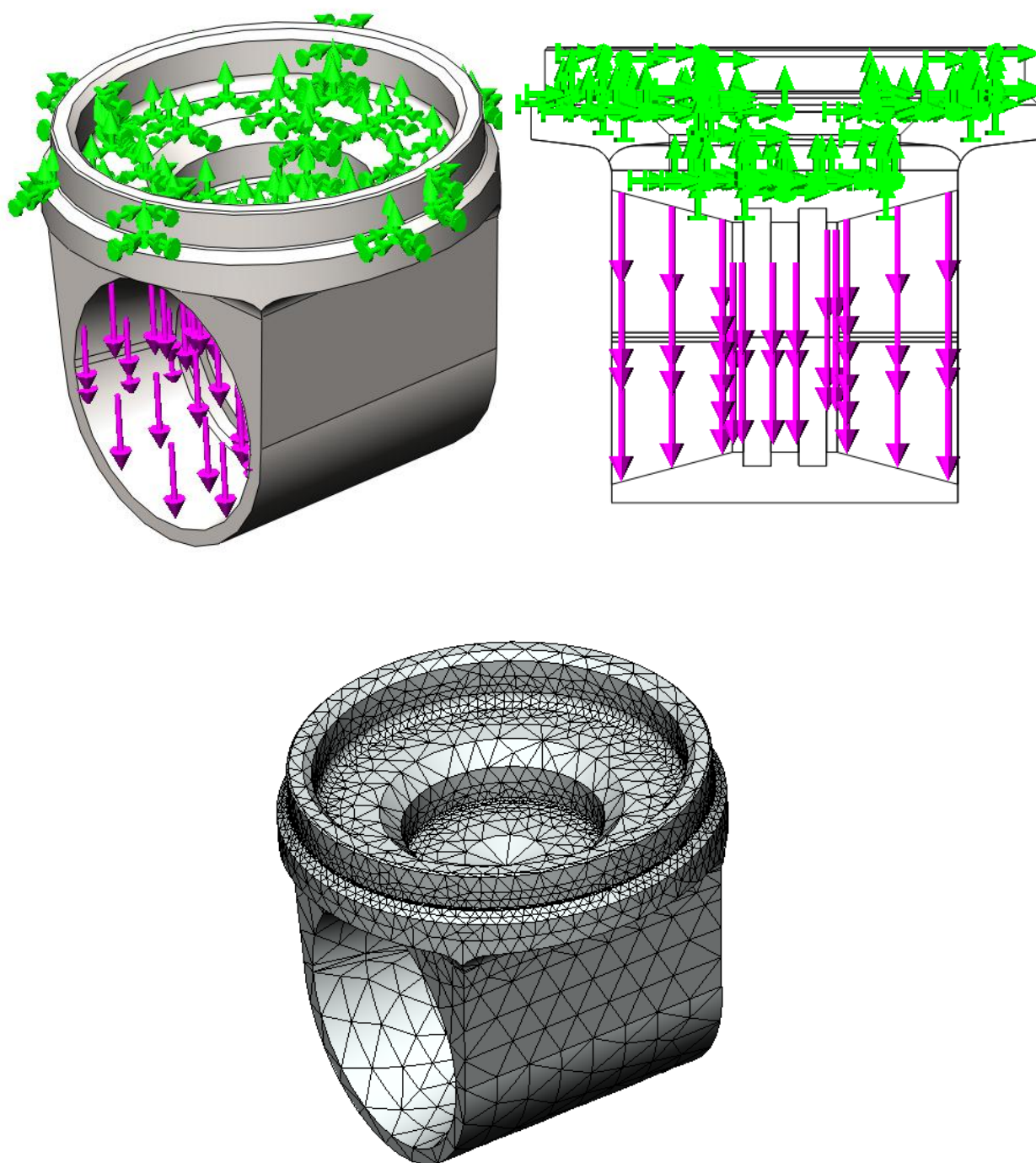


Рисунок 3.37 – Розрахункова схема прикладення зовнішнього навантаження і побудова сітки нижнього кріплення (після удосконалення)

Результати напруженого стану вузлів кріплення від дії бічних зусиль показані на рисунках 3.38 – 3.41.

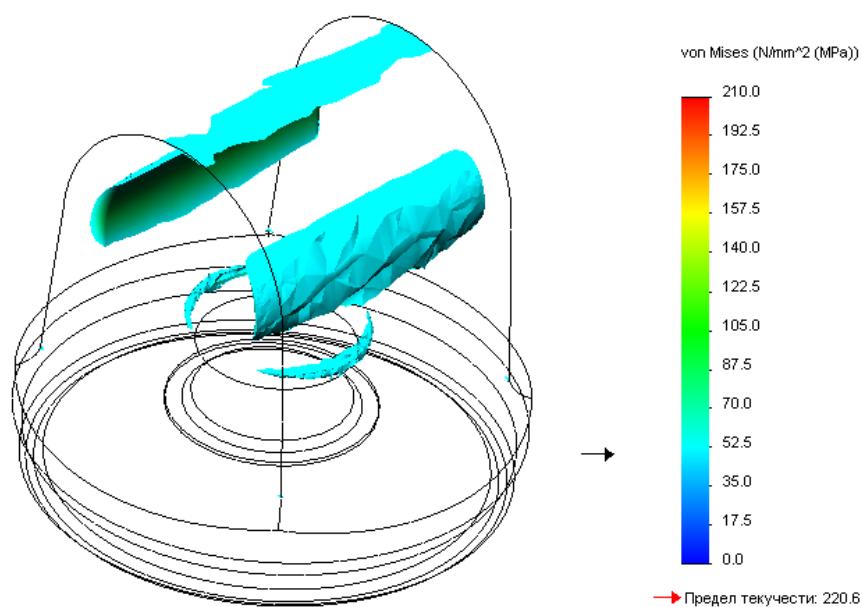
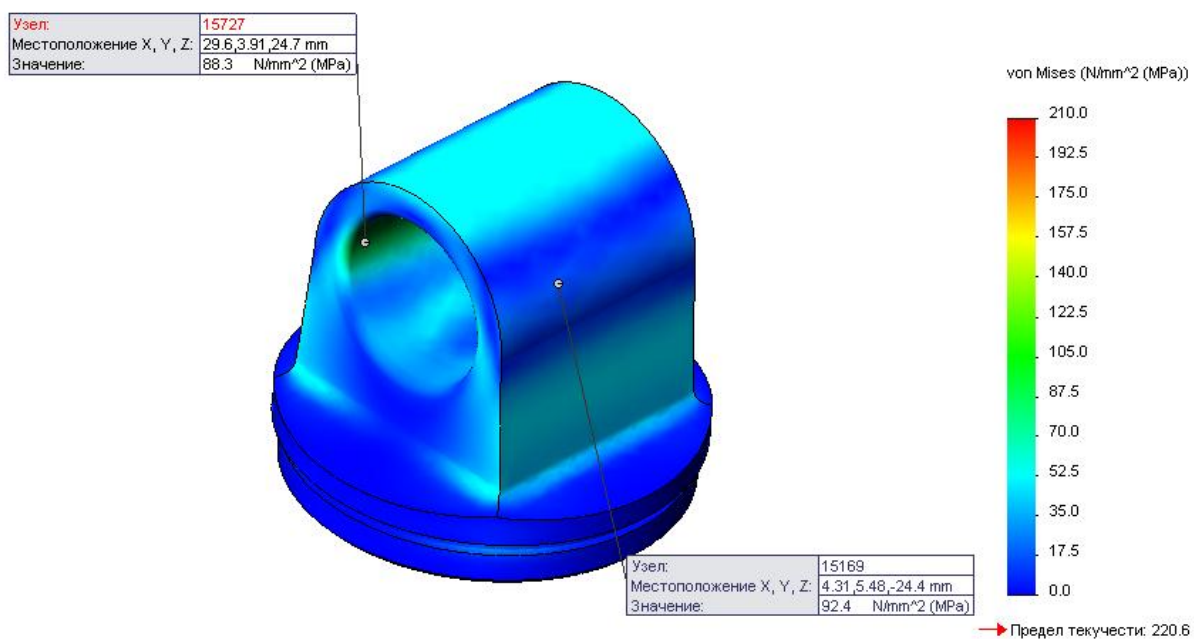


Рисунок 3.38 – Напружений стан верхньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні вертикального зусилля $F_z = 110\,362,5$ Н (до удосконалення)

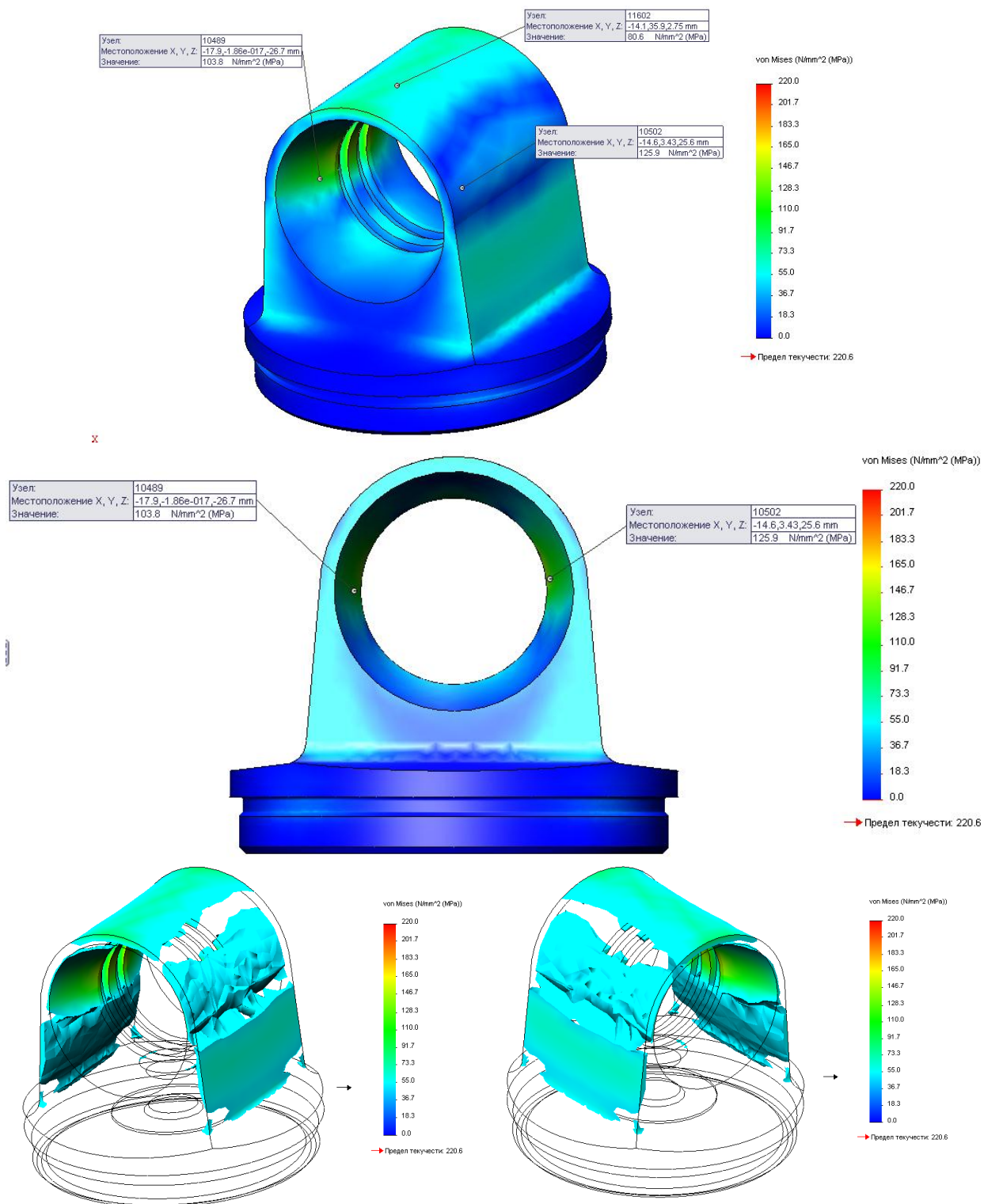


Рисунок 3.39 – Напружений стан верхньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні вертикального зусилля $F_z = 110\,362,5$ Н (після удосконалення)

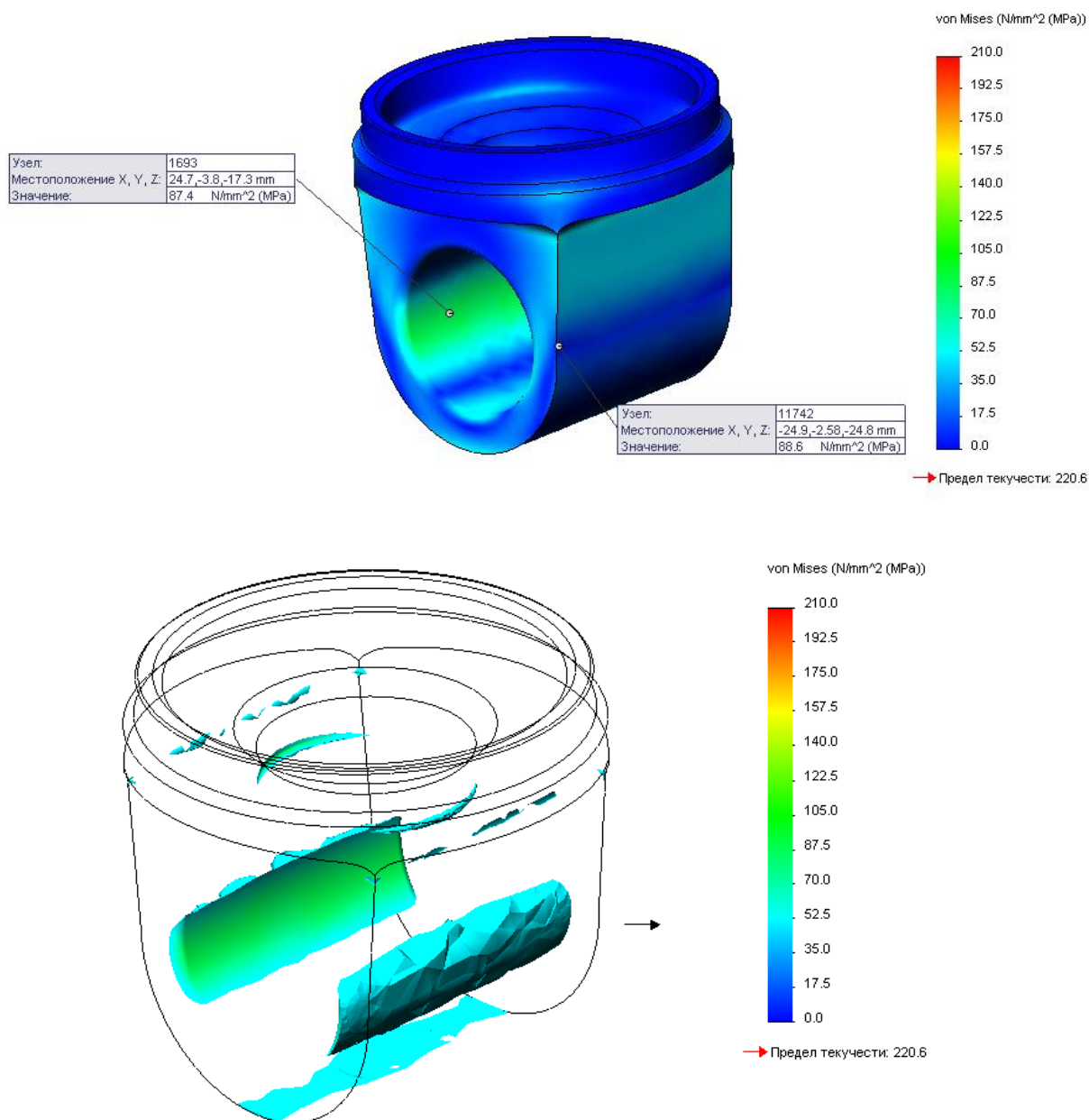


Рисунок 3.40 – Напружений стан нижньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні вертикального зусилля $F_z = 110\,362,5$ Н (до удосконалення)

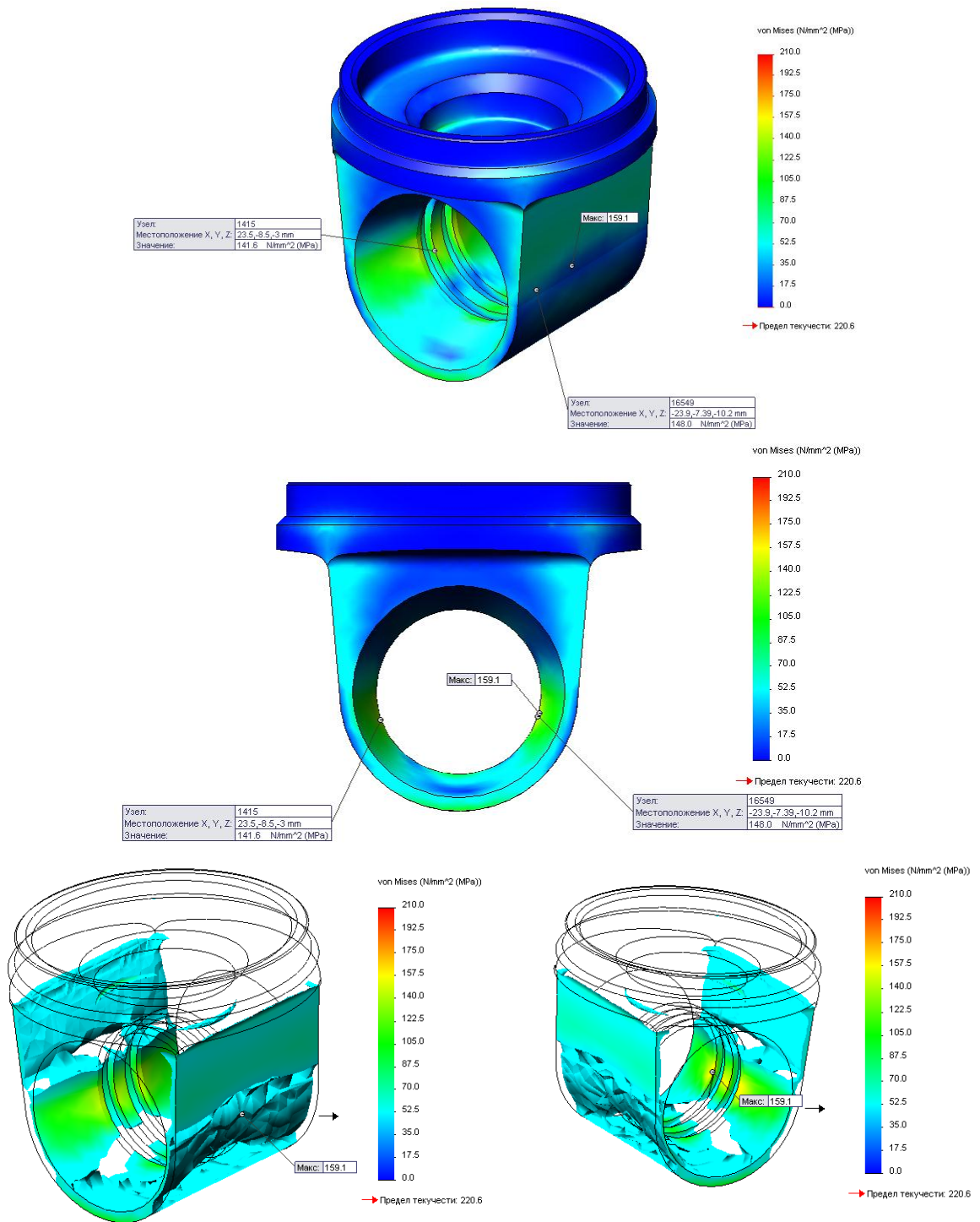


Рисунок 3.41 – Напружений стан нижньої головки гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 при прикладенні вертикального зусилля

$$F_z = 110\,362,5 \text{ Н (після удосконалення)}$$

За результатами проведених досліджень побудовані графічні залежності змін напруженого стану вузлів гасителя від вертикальних навантажень (рисунок 3.42-3.43)

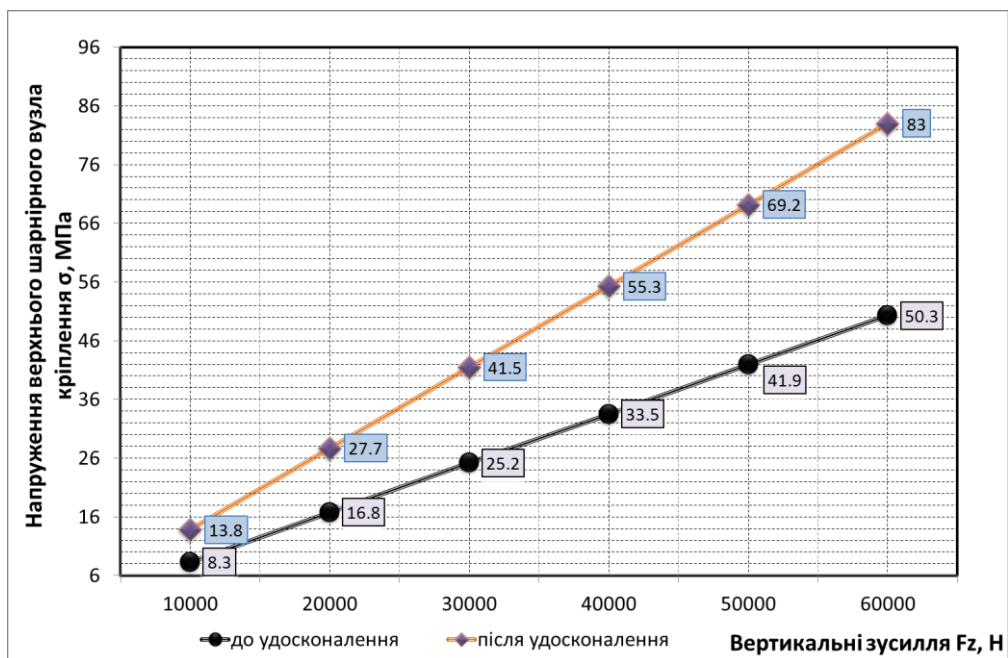


Рисунок 3.42 – Графік зміни напружень верхнього вузла кріплення гідралічного гасителя коливань типу НЦ-1100 залежно від дії вертикальних зусиль $F_z = 10\ 000 \div 60\ 000$ Н

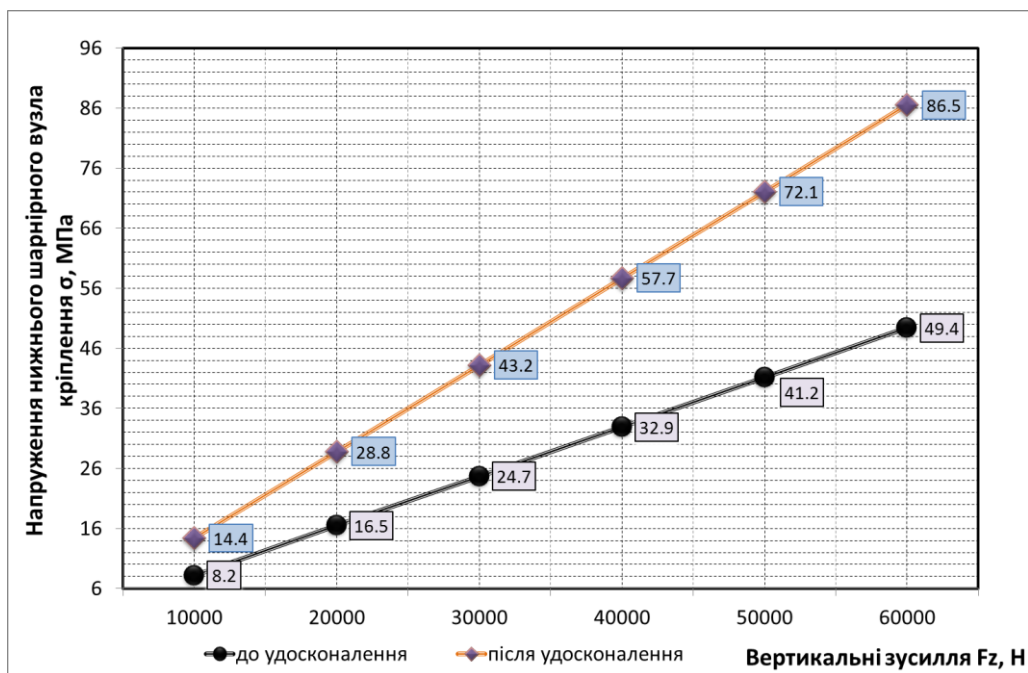


Рисунок 3.43 – Графік зміни напружень нижнього вузла кріплення гідралічного гасителя коливань типу НЦ-1100 залежно від дії вертикальних зусиль $F_z = 10\ 000 \div 60\ 000$ Н

3.4 Висновки за розділом 3

1. При проведенні стаціонарних випробувань встановлено, що частоти власних коливань не істотно знижуються при відсутності гідравлічних амортизаторів, тоді як логарифмічні декременти коливань зменшуються суттєво. Так, для коливань підскакування у разі відключення гідравлічних демпферів величина δ зменшується у 7 разів, для коливань галопування – у 4,32 рази, для коливань бічної хитавиці – приблизно у 2,8 рази. Розраховані за експериментальними даними значення коефіцієнта демпфірування суттєво знижуються: для коливань підскакування – у 7,27 рази; для коливань галопування – у 4,78 рази, для коливань бічної хитавиці – майже у 2,9 рази. Проведені стендові дослідження впливу появи кільцевих зносів та зменшення рівня робочої рідини гідравлічного гасителя коливань на його працездатність свідчать, що при появі кільцевих зносів направляючої понад 0,02 мм спостерігається різке зниження параметру опору, яке вдвічі менше допустимого значення нижньої границі. При зменшенні рівня робочої рідини гідравлічного гасителя понад 0,2 л повністю втрачається його працездатність на ході стиснення.

2. За результатами аналізу технічного стану гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 та проведеними дослідженнями, пов'язаними з перевіркою працездатності при визначених критеріях, обрані переважні напрямки удосконалення конструктивних елементів амортизатора. В основу вибору напрямків поставлені задачі удосконалення конструкції вузлів кріплення, фрикційної пари тертя «шток-направляюча», зменшення випадків відбракувань направляючої по зносам, забезпечення більш надійної щільності гідросистеми, що призведе до підвищення рівня надійності та працездатності гідравлічного гасителя коливань.

3. За результатами проведених досліджень з встановлення напруженого стану вузлів гасителя коливань від дії бічних зусиль до та після проведення конструктивних змін, не зважаючи на зростання напружень удосконаленої конструкції в 2,14 рази не є суттєвими і не перевищують допустимих значень напружень для сталі 3.

4. Як свідчать результати проведених досліджень напруженого стану вузлів гасителя коливань від дії вертикальних зусиль до та після проведення конструктивних змін, встановлено, що максимальні напруження при вертикальному навантаженні $F_z = 110\,362,5 \text{ Н}$

знаходяться в межах допустимих значень і не перевищують рівня напружень для сталі $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$. Так максимальні напруження верхньої частини кріплення гідравлічного гасителя коливань після удосконалення конструкції становлять 126 МПа , а нижньої – 160 МПа . Порівняно з існуючим традиційним кріпленням рівень напружень зростає приблизно в 1,36 разів для верхнього вузла кріплення та в 1,8 рази відповідно для нижнього вузла гасителя коливань.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГІДРАВЛІЧНОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛИВАНЬ

4.1 Аналіз та класифікація несправностей гідравлічних гасителів коливань

В процесі роботи гідравлічного гасителя коливань на вагоні зношуються і пошкоджуються його деталі. Шток і внутрішня поверхня циліндра отримують місцеві вироблення, а спряжені з ними сальникові манжети, направляюча штока і поршневе кільце зношуються по всій поверхні дотику.

По мірі наростання зносів штоку і його направляючої підвищується кільцевий зазор між цими деталями. Тиск робочої рідини в над поршневій порожнині при ході стискання і розтягу є підвищеним, тому вона витісняється з циліндра в резервуар через кільцевий зазор між штоком і його направляючою при обох напрямках ходу. Підвищення кільцевого зазору буде знижувати параметр опору гідравлічного гасителя коливань.

Незначні місцеві вироблення робочої поверхні циліндра суттєвого впливу на працездатність гідравлічного амортизатора не здійснює, за рахунок пружності поршневих кілець, що забезпечує їх притиснення до стінок циліндра, проте у разі їх збільшення внаслідок інтенсивного зносу виходять з ладу поршневі кільця. Крім того, в процесі роботи гідравлічного гасителя коливань поршневі кільця з часом втрачають пружність. Були зафіксовані випадки коли, в них виникали тріщини з подальшим руйнуванням. Ці дефекти зменшують компресію між підпоршневою і надпоршневою порожнинами робочого циліндра.

Порушення технології зборки гідравлічного гасителя коливань призводить до пошкоджень гумових сальникових манжет. Несправний,

або зношений сальник, пошкоджене ущільнююче кільце резервуара, нещільності в з'єднанні, геометричні перекоси – є причинами інтенсивної втрати робочої рідини.

Якщо гайка резервуара при зборці гідравлічного гасителя коливань була загвинчена не повністю, або відбулось її самовільне відгвинчування в процесі роботи, то сила притиснення направляючої штока, а також корпуса нижнього клапана до циліндра зменшується і гумові ущільнюючі кільця циліндра витискаються тиском робочої рідини в циліндрі. З'являються додаткові нещільності для виходу робочої рідини з циліндра в резервуар, внаслідок чого різко знижується працездатність гідравлічного гасителя коливань.

За рахунок переміщення циліндру в осьовому напрямку відносно резервуара при самовільному відгвинчуванні гайки хід поршня відносно циліндра зменшується на величину цього переміщення, тим самим знижується робочий діапазон поглинань енергії колівального процесу.

Шарнірні вузли кріплення гідравлічного гасителя коливань отримують кутові або лінійні переміщення відносно валиків кріплення гідравлічних гасителів коливань на візку при повздовжніх коливаннях надресорної балки відносно рами візка. Значні напруження в гумових втулках виникають у торців шарнірних вузлів внаслідок їх перекосів. Знос металевих та гумових втулок, а також валиків вузлів шарнірних кріплень викликаний їх лінійними переміщеннями та дією бічних зусиль, що передаються на вузли кріплення гідравлічного гасителя коливань.

Графічне відображення відмов в роботі гідравлічного гасителя коливань показано на рисунку 4.1



Рисунок 4.1 – Аналіз несправностей складових частин гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100

4.2 Перевірка працездатності дослідних зразків гідравлічних гасителів коливань на стендовому обладнанні

Відповідно до «Програми і методики дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100» (ПМ.ДУІТ 002-2018) випробуванню підлягав технічно справний гідравлічний гаситель коливань зі зміненою конструкцією направляючої, працездатність якого була перевірена на стендовому обладнанні СВД11-0,047 (рисунок 4.2).



а)



б)

Рисунок 4.2 – Проведення випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 зміненої конструкції:

а) стендові експериментальні дослідження дослідного зразка гідравлічного гасителя коливань; б) дослідний зразок гідравлічного гасителя коливань.

Реєстрація показань параметрів в'язкого опору гідравлічного гасителя коливань виконувалась з записом робочої діаграми і занесенням до Протоколу проведення випробувань.

З метою забезпечення збереження стабільної компресії гідравлічного апарату при використанні понад нормативно зношених направляючих запропоновано застосування полімерних матеріалів за розробленим проектом модернізації. В якості полімерного матеріалу внутрішніх кілець використаний поліоксиметилен POM-C [133].

Конструктивне вирішення поставленої задачі являє собою спосіб, за яким внутрішні кільця розташовуються всередині направляючої під кутом постановки замків на 90° (рисунок 4.3).

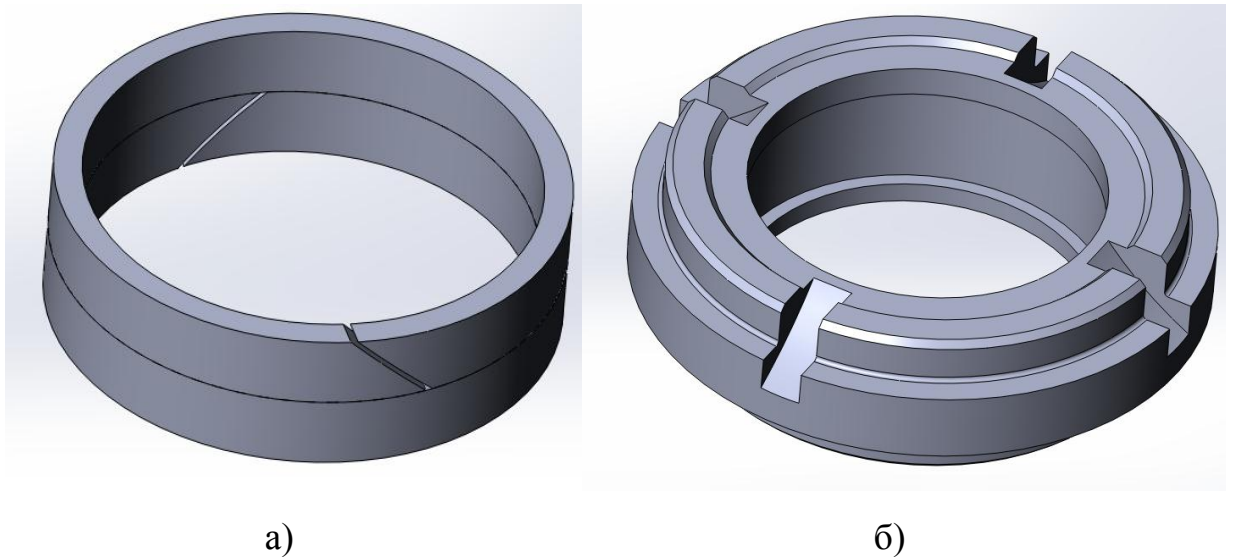


Рисунок 4.3 – Застосування внутрішніх кілець з полімерного матеріалу в направляючій гідравлічного гасителя коливань
а) внутрішні кільця; б) направляюча.

Згідно вимог ПМ.ДУІТ 002-2018 виконано три контрольні дослідження та проведено запис робочих діаграм (рисунок 4.4).

З урахуванням проведення повторних випробувань і огляду на те, що допустимий діапазон параметрів в'язкого опору знаходиться в межах $80-120 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$ побудована діаграма зміни параметрів (рисунок 4.5).

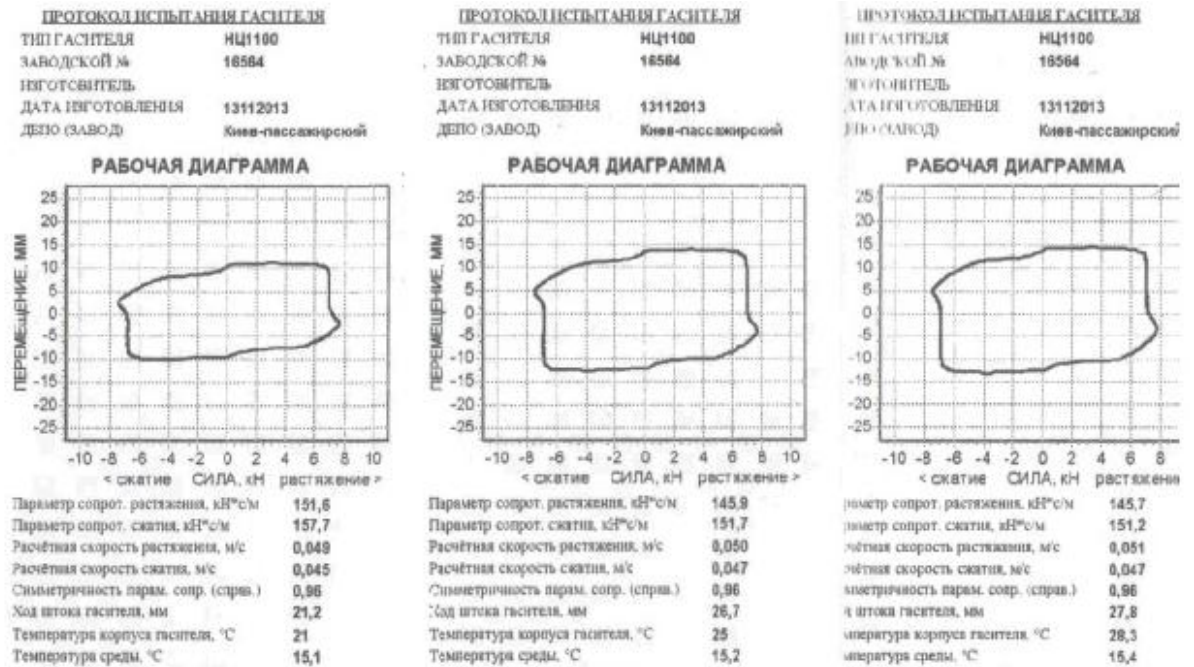


Рисунок 4.4 – Робочі діаграми гідравлічного гасителя коливань зав. № 16564

За результатами аналізу обробки залежності змін параметрів опору гідравлічного гасителя коливань типу НЦ1100 встановлено, що:

- параметри опору гідравлічного гасителя коливань № 16564 перевищують встановлені нормативні значення, і знаходяться в діапазоні значень при ході стискування: $\beta_1 = 151,2 \div 157,7 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, при ході розтягнення $\beta_2 = 145,7 \div 151,6 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.

- відхилення параметрів в'язкого опору від прийнятого номінального значення на ході стискування становить: $\Delta_{\min_{80}} = 89 \div 97,12 \%$ при мінімально допустимому значенні параметра опору $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\Delta_{\max_{130}} = 16,3 \div 21,3\%$ при максимально допустимому значенні параметра опору $\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.

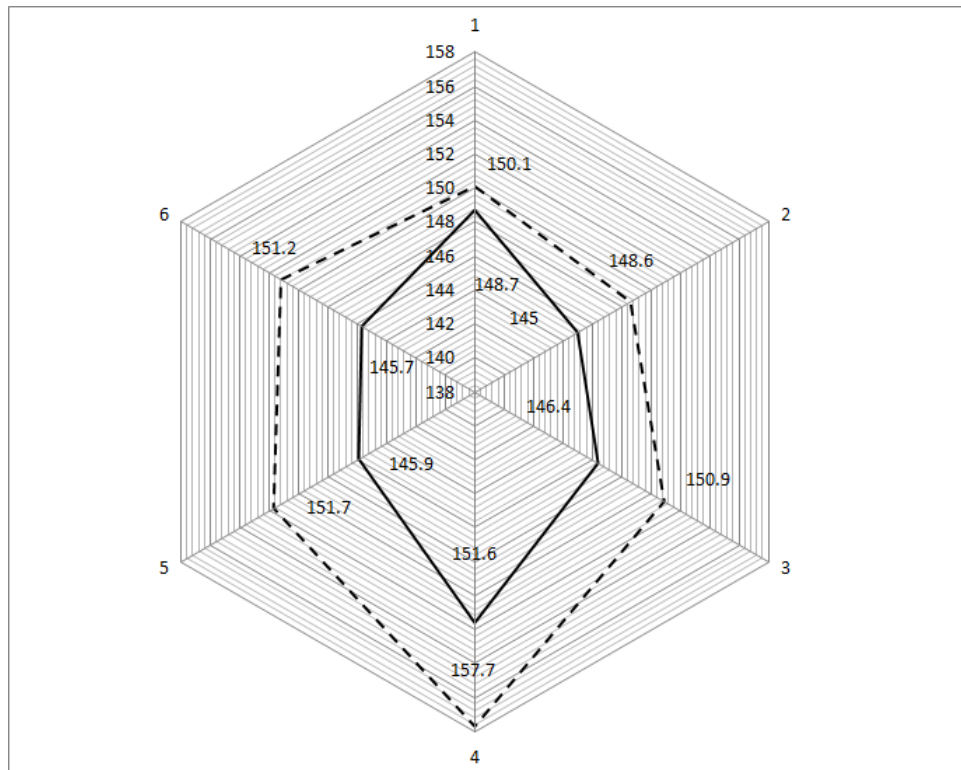


Рисунок 4.5 – Графічна залежність зміни параметрів опору при проведенні 6 експериментальних досліджень

- відхилення параметрів опору від прийнятого номінального значення на ході розтягнення становить: $\Delta_{\min_{80}} = 82,12 \div 89,5\%$ при мінімально допустимому значенні параметра в'язкого опору $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\Delta_{\max_{130}} = 12,07 \div 16,61\%$ при максимально допустимому значенні параметра опору $\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.

4.3 Енергетична ефективність роботи гідравлічного гасителя коливань зміненої конструкції

Енергетична ефективність роботи гідравлічного гасителя коливань визначається площею його робочої діаграми, і може бути визначена методом безпосереднього інтегрування замкнутого контуру (рисунок 4.6).

Серед найбільш поширених математичних методів чисельного інтегрування особливу увагу приділено класу обчислювального методу –

кусково-лінійної апроксимації. Постановкою задачі є визначення функції $F(x)$ на інтервалі $[a, b]$ де задані точки масиву $x_i, i = 0, 1, \dots, N; a \leq x_i \leq b$, яка проходитьимете через вузли інтерполяції і буде приймати значення невідомої функції в цих точках f_i .

На кожному інтервалі $[x_{i-1}, x_i]$ функція є лінійною $F_i(x) = k_i \cdot x + l_i$. Значення коефіцієнтів знаходяться за виконання умови визначення локальної інтерполяції на кінцях відрізка: $F_i(x_{i-1}) = f_{i-1}$, $F_i(x_i) = f_i$. Отримаємо систему рівнянь: $k_i \cdot x_{i-1} + l_i = f_{i-1}$, $k_i \cdot x_i + l_i = f_i$, звідки знайдемо $k_i = \frac{f_i - f_{i-1}}{x_i - x_{i-1}}$, $l_i = f_i - k_i \cdot x_i$.

Отже при умові $x_{i-1} \leq x \leq x_i$ функція може бути записана у вигляді:

$$F(x) = \frac{f_i - f_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} \cdot x + f_i - k_i \cdot x_i, \quad (4.1)$$

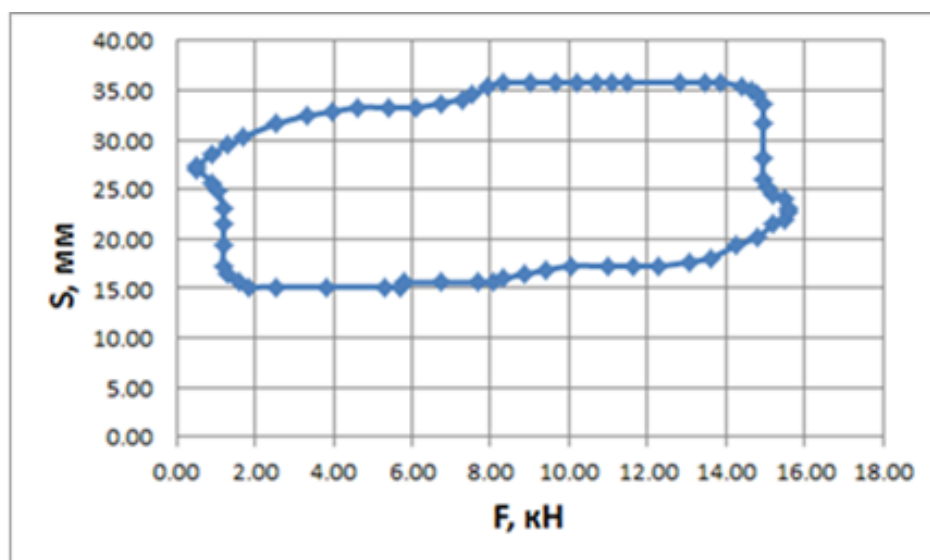
При обробці статистичних даних виникає питання про закон розподілу генеральної сукупності ансамблю опорних точок верхнього і нижнього контурів. Так, для оцінювання узгодження взаємозв'язку між координатами досліджуваних функцій і точок даних за критерієм Пірсона необхідною умовою є відповідність нормальному закону розподілу, при якому щільність нормального розподілу (функція Гауса) визначається за формулою [121]:

$$p(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}, \quad (4.2)$$

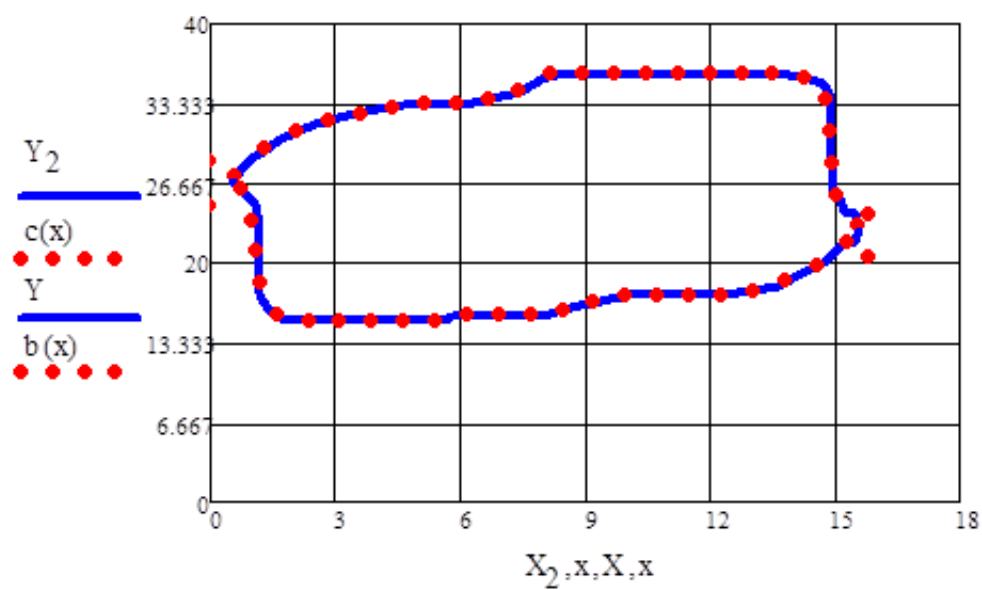
де μ - математичне сподівання;

σ - середньоквадратичне відхилення;

σ^2 - дисперсія розподілу.



а)



б)

Рисунок 4.6 – Визначення площі робочої діаграми гідравлічного амортизатора:

а) побудова по координатах в Декартовій системі; б) кусково-лінійні функції за методом інтерполяції.



а)



б)

Рисунок 4.7 Закономірність розподілу дискретного набору даних:

а) верхнього ряду робочої діаграми;

б) нижнього ряду робочої діаграми.

Коефіцієнт кореляції Пірсона розраховується за наступною формулою [102]:

$$k_{кор.П.} = \frac{\sum (x - x_{серед.}) \cdot (y - y_{серед.})}{\sqrt{\sum (x - x_{серед.})^2 \cdot \sum (y - y_{серед.})^2}} \quad (4.3)$$

де x, y - досліджувані вибіркові дані по координатам точок;

$x_{серед.}, y_{серед.}$ - середні значення вибірових даних по координатам точок.

Для верхнього ряду набору даних коефіцієнт кореляції становить $k_{кор.П.1} = 0,999035$, для нижнього - $k_{кор.П.2} = 0,999998$, що свідчить про прийнятність використання обраного методу (умовою виконання є $k_{кор.П.} = 1$).

Площа контуру робочої діаграми, представленого у вигляді двох обмежувальних функцій, визначається методом чисельного інтегрування за формулою Ньютона – Лейбніца [55]:

$$S_{погл.енергії} = \int_a^b (f_1(x) - f_2(x)) dx \quad (4.4)$$

З урахуванням прийнятих позначень для встановленого інтервалу $[a, b]$ формула прийме вигляд:

$$S_{погл.енергії} = \int_{0.52}^{15.6} (c(x) - b(x)) dx, \quad (4.5)$$

Виконаний в програмному середовищі Mathcad розрахунок площі з використанням адаптивного методу свідчить про те, що площа енергії поглинання становить $S_{погл.енергії} = 247,441 \text{ Дж}$.

Визначений метод, згідно якого для оцінювання енергії поглинання

гідравлічного гасителя коливань за дійсною робочою діаграмою використовується контурний обрис залежності переміщення штока від діючої сили, що може бути заданий окремими функціями. Розрахована площа заданого відрізка, обмежена функціями надає можливість проводити порівняльну оцінку дійсної енергетичної ефективності амортизатора.

4.4 Висновки за розділом 4

1. Проведений аналіз статистичної інформації про несправності гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів в експлуатації. Згідно виконаного збору даних та огляду найбільш характерних несправностей гідравлічних амортизаторів, які призводять до відмов в роботі визначено, що до найбільш поширених відносяться зноси, розриви, залишкова деформація манжет – 65% та зноси циліндричних поверхонь штока, направляючої, робочого циліндра, тріщини ущільнюючого кільця циліндра – 25%.

2. Проведені експериментальні дослідження ефективності демпфірування гідравлічних гасителів коливань удосконаленої конструкції. За результатами проведених в умовах депо стендових випробувань гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів зміненої конструкції встановлено, що параметри в'язкого опору перевищують встановлені нормативні значення на ході стиснення майже на 98% на ході стиснення при мінімально допустимому значенні $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, та практично на 17% на ході розтягнення при максимально допустимому значенні параметра в'язкого опору $\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.

3. Визначений метод, згідно якого для оцінювання енергії поглинання гідравлічного гасителя коливань за дійсною робочою діаграмою використовується контурний обрис залежності переміщення штока від діючої сили, що може бути заданий окремими функціями. Розрахована площа заданого відрізка, обмежена функціями надає можливість проводити порівняльну оцінку дійсної енергетичної ефективності амортизатора.

4. Відповідно до виконаної роботи з визначення впливу несправностей гідравлічного гасителя коливань на його робочі параметри і показники динамічної системи пасажирського вагону встановлені пріоритетні напрямки з забезпечення стабільності його характеристик шляхом проведення конструктивних змін. Запропоновано проведення комплексної модернізації гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 за проектом, передбачає вирішення ряду питань, пов'язаних з технічною недосконалістю амортизатора, зниженням виникнення несправностей, що призводять до втрати працездатності і безпосередньо впливають на динамічні показники пасажирського вагона, забезпеченням більш високої надійності гідромеханічного апарату в умовах експлуатації.

ВИСНОВКИ

У дисертації вирішено важливе наукове завдання – поліпшення експлуатаційних показників гідравлічних демпферів пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції.

В процесі вирішення цього завдання були отримані наступні результати:

1. Проаналізовано наукові публікації, які присвячені теоретичним та експериментальним дослідженням експлуатаційних характеристик систем демпфірування пасажирських вагонів. Визначені напрямки роботи з пошуку технічних рішень з метою забезпечення стабільності функціонування амортизаторів систем гасіння коливань пасажирських вагонів, спрямовані на підвищення надійності гідравлічних пристроїв.
2. Проаналізовано існуючі системи демпфірування пасажирських вагонів, що експлуатуються на залізницях України. Визначено, що від схеми, місця розташування, кількості амортизаційних пристроїв, їх технічної справності, залежить надійна робота усієї механічної системи вагона, що безпосередньо пов'язано з встановленим швидкісним режимом руху. Зібрано уточнені відомості щодо пружно-дисипативних характеристик елементів візків пасажирських вагонів.
3. Виконано огляд та проведено збір даних щодо найбільш характерних несправностей гідравлічних гасителів коливань, які призводять до відмов в роботі. Встановлено, що до найбільш поширених відносяться розриви, залишкова деформація сальникових манжет – приблизно 65%, зноси циліндричних поверхонь штока та направляючої - майже 25%.

4. Засобами комп'ютерного моделювання досліджено характер зміни повздовжніх зусиль, які передаються на вузли кріплення амортизатора, та їх вплив на напружений стан елементів гасителя. Встановлено діапазон значень середньоквадратичних відхилень повздовжніх зусиль в межах швидкостей руху $V = 20 \div 140$ км/год. Виявлено суттєвий вплив стану колії на зміну повздовжніх сил у заданому інтервалі швидкостей. Встановлено низьку чутливість жорсткості повідка до шуканих показників.
5. За результатами моделювання динаміки руху пасажирського вагона з метою оцінки впливу технічного стану гідравлічних гасителів коливань на показники динаміки пасажирського вагона встановлено, що за показниками стійкості вагона в рейковій колії в разі працездатного стану всіх гасителів вимоги безпеки руху задовольняються в розглянутому діапазоні швидкостей включно до 160 км/год. У випадку непрацездатності всіх гасителів коливань запас стійкості вагона від сходу колісних пар з рейок вичерпується при швидкості руху 115 км/год. В інших випадках відмов гасителів коливань умови безпеки руху не порушуються. Стосовно впливу відмов гасителів коливань пасажирського вагона на такі важливі характеристики комфортності руху, як показники плавності ходу, встановлено, що в разі непрацездатного стану одного з гасителів показник плавності ходу у горизонтальному поперечному напрямку досягає граничного рівня, починаючи зі швидкостей руху 110 і 120 км/год. Якщо ж в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань, то цей показник перевищує граничний рівень, починаючи зі швидкості руху 100 км/год і починаючи з 80 км/год., коли не працюють по одному гасителю коливань на візках. Непрацездатний стан трьох або чотирьох гасителів призводить до наднормативного зростання показника плавності ходу, починаючи зі швидкостей руху в

діапазоні 50 – 60 км/год. Максимальні значення показника плавності ходу у вертикальному напрямку перевищують граничний рівень при швидкості руху 130 км/год, коли всі гасителі коливань знаходяться у справному стані. В разі непрацездатного стану одного з гасителів коливань цей показник досягає граничного рівня, починаючи зі швидкості руху 110 км/год. Якщо в непрацездатному стані перебувають два гасителі коливань, то максимальні значення показника перевищують граничний рівень при швидкості руху 100 км/год. Непрацездатний стан трьох або чотирьох гасителів коливань вагона призводить до наднормативного зростання показника плавності ходу у вертикальному напрямку вже при швидкості 90 км/год.

6. За аналізом результатів розрахунку встановлено: при зростанні швидкості руху пасажирського вагона поступово підвищується рівень повздовжніх зусиль, що передаються на гідравлічний гаситель коливань; величина параметра жорсткості повідка, яка знаходиться в межах $S_{пов.} = 2,45 \cdot 10^6 - 4,6 \cdot 10^6$ Н/м не суттєво впливає на отримані значення повздовжніх зусиль. Вони знаходяться практично на одному рівні; при врахуванні в розрахунку нерівностей колії більш ніж в 2,5 рази підвищується величина горизонтальних зусиль, що передаються на вузли кріплення амортизатора; середньоквадратичні відхилення повздовжніх зусиль можуть досягати більше 1000 Н при маршрутних швидкостях руху $V = 110-130$ км/год.
7. Запропоноване технічне рішення з удосконалення гідравлічного гасителя коливань надасть змогу зменшити кількість відмов в роботі гасителя та підвищити міжремонтний експлуатаційний пробіг.
8. За результатами проведених стендових випробувань гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів зміненої конструкції встановлено, що параметри в'язкого опору перевищують встановлені

нормативні значення на ході стиснення майже на 98 % на ході стиснення при мінімально допустимому значенні 80 кН с /м, та практично на 17 % на ході розтягнення при максимально допустимому значенні параметра опору 130 кН с /м. Такі показники свідчать про гарантовану можливість виконання покладених на гідравлічний апарат функцій на більш тривалий експлуатаційний період.

9. Виконано техніко-економічне обґрунтування розроблених рішень удосконалення конструкції гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів. Отримані значення критеріальних показників ефективності капітальних вкладень в проведення модернізації гідравлічного амортизатора. За результатами розрахунку індекс дохідності становить 3,49, окупність інвестицій проекту становитиме менше шести років (5,94 роки), річний дохід в 1,9 рази перевищуватиме попередні доходи підприємства, що загалом свідчить про доцільність реалізації проекту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анисимов П.С. Испытания вагонов: Монография. -М.: Маршрут, 2004. -197 с.
2. Архангельский Ю.А. Аналитическая динамика твердого тела. М., "Наука", 1977, 328 с.
3. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. М.: Стройиздат, 1982. - 520 с.
4. Бахвалов Н.С. Численные методы, т.1. М., "Наука", 1975. - 631 с.
5. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
6. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М., "Наука", 1974, 504 с.
7. Братчев Э.П., Камаев В.А. Оценка динамических качеств железнодорожного подвижного состава в системе автоматизированного проектирования его ходовой части // Проблемы механики железнодорожного транспорта. – Днепропетровск, 1984. – С.97-98.
8. Вагоны: Конструкция, теория и расчет / Под ред. Л.А. Шадура. -М.: Транспорт, 1973. - 440 с.
9. Варава В.И., Левит Г.М. Испытание гидрогасителей методом затухающих колебаний. // Динамика вагонов: Сб. науч. тр. / ПИИТ. Санкт-Петербург, 1993. С. 4.
10. Варава В.И., Левит Г.М. Проблемы демпфирования вагонов и локомотивов. // Железнодорожный транспорт. 1987. №2. С.62 - 64.
11. Варава В.И., Левит Г.М., Хрипунов В.Н. Стендовый контроль гидрогасителей вагонов и локомотивов. // Железнодорожный транспорт. 1992. №2. С. 44 - 45.

12. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху. – К.: Вища шк., 2004. – 525 с.
13. Венцель Е.С. Теория вероятностей – М.: Наука, 1969. – 576с.
14. Вериго М. Ф. Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. Под ред. М. Ф. Вериго. - М.: Транспорт, 1986. - 560 с.
15. Вертинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона / Под ред. С.В. Вертинского. М.: Транспорт, 1991. - 360 с.
16. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Челноков И.И. Динамика вагона. - М.: Транспорт, 1978. - 352 с.
17. Виттенбург И. Динамика систем твердых тел: Пер. с англ. / Под ред. В.В. Румянцева М.: Мир, 1980. - 292 с.
18. Войтов В.О., Яхно О.М., Аби Сааб Ф.Х. Принципы конструктивности износостойкости узлов трения гидромашин: Монография. – К.: 1999, – 192 с.
19. Волкова В.Е. Динамические характеристики нелинейных гасителей колебаний конструкций / В.Е. Волкова // Вісник ДНУЗТ. - Дніпропетровськ, 2004. - Вип.4. - С. 238-242.
20. Волкович В.Л., Волошин А.Ф., Заславский В.А., Ушаков И. А. Модели и алгоритмы оптимизации надежности сложных систем.- Киев: Наукова Думка.-1993. – 312с.
21. Гарбузов В.М. Основы гидромеханики жидкостных гасителей колебаний вагонов // Рессорное подвешивание вагонов. Вып. 215: Сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. Л, 1964. С. 62 - 78.
22. Гарбузов В.М. Оценка работоспособности гидравлических гасителей колебаний вагонов // Рессорное подвешивание вагонов. Вып. 215: Сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. Л, 1964. С. 128 - 141.
23. Гарбузов В.М. Метод расчета и оценки работоспособности гидравлических гасителей колебаний вагонов: Дис... канд. техн. наук. Л., 1963. 140 с.

24. Гарг В. К., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.
25. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей (математические модели): моногр. / Л. А. Манашкин, С. В. Мямлин, В. И. Приходько; Днепропетр. нац. ун-т железнодорож. трансп. им. В. Лазаряна. - Д. : АРТ-ПРЕСС, 2007. - 196 с.
26. Гутер Р.С. Овчинский Б.В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. – М.: Наука, 1970. – 432 с.
27. Данович В.Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. – Д., 1981. – 465 с.
28. Данович В.Д., Мокрый Т.Ф., Трубицкая Е.Ю. Исследование пространственных колебаний пассажирского вагона // Динамика и прочность сложных механических систем. Киев, 1977. - С. 52-59.
29. Демин Ю.В. Математическое моделирование и динамика подвижного состава железных дорог / Ю.В. Демин, А.Ю. Черняк, Р.Ю. Демин // Залізничний трансп. України. – 2007. – № 4. – С. 3-8.
30. Демин Ю.В. Автоколебания и устойчивость движения рельсовых экипажей. Киев: Наукова думка, 1984. - 160 с.
31. ДСТУ UIC 513:2004 Вагони магістральні пасажирські. Настанова з оцінення комфорту пасажирів залежно від вібрації.
32. ДСТУ UIC 518:2009 Рейковий рухомий склад. Ходові та приймальні випробовування щодо динамічних характеристик. Вимоги щодо безпеки, впливу на колію та ходових характеристик.
33. Елисеев С.В., Нерубенко Г.П. Динамические гасители колебаний. – Новосибирск: Наука, 1982. – 142 с.
34. Ермаков С.М., Михайлов Г.А. Статистическое моделирование. – М.: Наука, 1982. – 520 с.

35. Ефимов Г.Б., Климов Д.М., Руденко В.М., Самсонов В.А. Методы исследования сложных механических систем и вычислительная техника // Оптимизация и моделирование в САПР. Горький: Горьковский гос. университет, 1985. – С. 3-33.
36. Ефимов Г.Б., Погорелов Д.Ю. О численных методах моделирования движения системы твердых тел. // Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша; Препринт М.: РАН, 1994. - №12.
37. Електромагнітний гаситель коливань пасажирського вагона: Деклараційний пат. 50393 Україна, МПК7 F16G 15/00 / С.В. Мямлін, Є.М. Герасименко; Дніпропетр. держ. техн. ун-т. залізнич. тр-ту. №2002010019; Заявл. 03.01.2002; Опубл. 15.10.2002; Бюл. №10, 2002.
38. Завт Б.С., Златовратский О.Д., Коваль В.В., Саленик В.В. Новые гасители колебаний. // Железнодорожный транспорт. 1988. №6. С.35 - 36.
39. Звіт з НДР (ДП ДНДЦ УЗ) № держреєстрації №0113U003860, зареєстрований УкрІНТЕІ за обліковим номером ОК №0213u007335 від 02.08.13 - 124 с.
40. Звіт з НДР (ДЕТУТ) № держреєстрації №0116U008469, зареєстрований УкрІНТЕІ за обліковим номером ОК №0217u003589 від 23.05.17 - 127 с.
41. Исследование динамики и прочности вагонов / Под ред. С.И. Соколова.— М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.
42. Іщенко В.М., Шатаєв В.М., Щербина Ю.В. Підходи з конструктивного удосконалення гідравлічного амортизатора типу НЦ-1100 візків пасажирських вагонів. Вагонний парк №11-12 (128-129) / 2017. – С.38-42.
43. Іщенко В.М., Щербина Ю.В. Підвищення ефективності роботи гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів на візках типу

- КВЗ-ЦНИИ шляхом конструктивних змін. Вісник СНУ ім. В.Даля – №4 (234) – 2017. – С.106-110.
44. Іщенко В.М., Щербина Ю.В. Стендові випробування дослідного зразка гідроамортизатора пасажирського вагона удосконаленої конструкції та оцінка енергетичної ефективності його роботи. Вісник СНУ ім. В.Даля – №2 (243) – 2018. – С.108-112.
45. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. М.: Машиностроение, 1980. - 215 с.
46. Карамышкин В.В. Динамические гасители колебаний. – Л.: Машиностроение, 1988. – 108 с.
47. Ковалев Р.В. Разработка и реализация эффективных методик компьютерного исследования динамики и оптимизации параметров ходовых частей железнодорожных экипажей. – Дисс. на соиск. уч. ст. канд. техн. наук. – Брянск. – 2004. – 154 с.
48. Коган А.Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. – М.: Транспорт, 1997. – 326 с.
49. Колмогоров А.Н., Фомин С.В. Элементы теории функций и функционального анализа. – М.: Наука, 1989. – 624 с.
50. Колот О.В. Діагностичні випробування гідравлічних гасителів коливань на спеціальному стендовому обладнанні // Залізн. трансп. України. - 2005. – №3/1. - С. 154-160.
51. Колот О.В. Оцінка впливу зносу основних деталей гідравлічного амортизатора на його характеристики. // Вестник НТУУ «КПІ» серія «Машиностроение», Киев, 2003 – №44. – С.134-137.
52. Колот О.В. Стендове обладнання для діагностичних випробувань гідравлічних амортизаторів. // Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал, Вінниця 2004, №3. - С. 79-83.

53. Кондаков Л.А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1982. – 216 с.
54. Коренев Б.Г., Резников Л.М. Динамические гасители колебаний: теория и технические приложения. – М.: Наука, 1988. – 304 с.
55. Кудрявцев Л.Д. Курс математического анализа. – М.: Высш. школа, 1981. – 687 с.
56. Кудрявцев Н.Н. Исследование динамики необрессоренных масс вагонов // Тр. ВНИИЖТа. М.: Транспорт, 1965. - Вып. 287. - 168 с.
57. Лазарян В.А. Динамика транспортных средств. – К.: Наукова думка, 1985. – 528 с.
58. Лазарян В. А. Колебания железнодорожного состава // Вибрации в технике: Справочник. В 3 т. – М., 1980. – Т. 3. – С. 398-434.
59. Лазарян В.А., Длугач Л.А., Коротенко М.Л. Устойчивость движения рельсовых экипажей. Киев, "Наукова думка", 1972, 200 с.
60. Левит Г.М. Исследования работоспособности горизонтального гидравлического гасителя колебаний пассажирского вагона: Дис... канд. техн. наук. Л., 1981. 133 с.
61. Львов А.А., Грачева Л.О. Современные методы исследования динамики вагонов // Тр. ВНИИЖТ М.: Транспорт, 1972. - Вып. 457. - 160 с.
62. Мальцев А.А. Исследование рабочих жидкостей для гасителей колебаний Калининского вагоностроительного завода // Рессорное подвешивание вагонов. Вып. 215: Сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. Л., 1964. С.79 - 86.
63. Мальцев А.А., Левит Г.М. О рабочей жидкости гасителей колебаний // Динамика вагонов. Вып. 337: Сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. Л., 1972. С.43-47.

64. Манашкин Л.А. Пространственные модели гасителей колебаний тележек вагонов / Л.А. Манашкин, С.В. Мямлин // Залізн. трансп. України. - 2005. – №2. - С. 20-24.
65. Манашкин Л.А., Мямлин С.В. Пространственные модели гасителей колебаний тележек вагонов // Залізнич. трансп. України. – 2005. – №2. – С. 20-24.
66. Марчук Г.И. Методы вычислительной математики. – М.: Наука, 1980. – 537 с.
67. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, В.С. Иккол и др.; Под ред. В. Ф. Ушкалова. – К.: Наук. думка, 1989. – 240 с.
68. Михальченко Г.С., Погорелов Д.Ю., Симонов В.А. Совершенствование динамических качеств подвижного состава железных дорог средствами компьютерного моделирования // Тяжелое машиностроение. – № 12. – 2003. – С.2-6.
69. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. – М.: Машиностроение, 1972. – 368 с.
70. Мямлин С.В. Зависимость между дисперсиями неровностей рельсовых нитей и динамическими показателями экипажа // Залізничний транспорт України, 2001, №5. – С. 27-29.
71. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей : монография / С. В. Мямлин ; Днепропетр. нац. ун-т ж.-д. трансп. им. акад. В. Лазаряна. — Днепропетровск : Новая идеология, 2002. — 238 с.— ISBN 966-8050-04-05.
72. Мямлин С.В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем усовершенствования характеристик рессорного подвешивания: Дис... докт. техн. наук: 05.22.07. – Днепропетровск, 2003. – 455 с.

73. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
74. Оптимізація параметрів конструкційних гасителів коливань / В. Марочка // Збірник наукових праць Київського університету економіки і технологій транспорту. Сер. "Транспортні системи і технології". - К. : КУЕТТ, 2005. - Вип. 7. - С. 74-78.
75. ОСТ 24.050.16-85. Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода.
76. ОСТ 24.050.28–81. Вагоны пассажирские. Методика измерений и оценка вибрации.
77. ОСТ 24.153.01-87. Демпферы гидравлические рельсового подвижного состава. Общие технические условия. – Введ.1987. – М.: Минтяжмаш, 1987.
78. Патент на корисну модель № 118226 від 25.07.2017р. (бюл. № 14/2017) Гідравлічний гаситель коливань / В.М. Іщенко, Ю.В. Щербина (Україна).
79. Патент на корисну модель № 122169 від 26.12.2017р. (бюл. № 24/2017) Вузол кріплення гідравлічного гасителя коливань / В.М. Іщенко, В.В. Косарчук, В.М. Шатаєв, Ю.В. Щербина (Україна).
80. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. – К.: Техніка, 1969. – 524 с.
81. Погорелов Д.Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: Учеб. пособие Брянск: БГТУ, 1997. - 156 с.
82. Погорелов Д.Ю. Моделирование механических систем с большим числом степеней свободы: Численные методы и алгоритмы. – Дисс. докт. физ.-мат. наук. Брянск, 1994. - 262 с.
83. Пшинько А.Н. Оценка динамических качеств пассажирського купейного вагона модели 61-779 / А.Н. Пшинько, С.В. Мямлин, П.А. Ягода, А.В. Донченко, Л.М. Лобойко, В.И. Приходько, Г.С. Игнатов //

- Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. Лазаряна. – Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. тр-ту ім. акад. Лазаряна, 2005, №7. – С.39-46.
84. Раус Э. Динамика системы твердых тел. / Пер. с англ. Ю.А. Архангельского и др.; Под ред. Ю.А. Архангельского, К.Г. Демина. М.: Наука, 1983. - Т. 1. - С. 62-76, 377-414.
85. РД 24.050.37–90. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества.
86. РД 32.68-96 Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. М.: ВНИИЖТ, 1996. - 17 с.
87. Редько С.Ф., Ушкалов В.Ф., Яковлев В.П. Идентификация механических систем. – К.: Наук. думка, 1985. – 216 с.
88. Сигорский В.П. Математический аппарат инженера. – К.: Техніка, 1975. – 768 с.
89. Соколов М.М., Варава В.И., Левит Г.М. Гасители колебаний подвижного состава: Справочник, М., 1985. 216 с.
90. Соколов М.М., Хусидов В.Д., Минкин Ю.Г. Динамическая нагруженность вагона. М.: Транспорт, 1981. - 207 с.
91. Стенд для випробування гасителів коливальних. Колот В.О., Колот О.В., Міхєєнков Ю.С., Тарадай В.О. Патент на винахід №72280, G01M17/04, опубл. Бюл. №2, 2005р.
92. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 616 с.
93. Струтинський В.Б. Тензорні математичні моделі процесів та систем. – Житомир: ЖДТУ, 2005. – 635 с.
94. Струтинський В.Б., Колот О.В. Закономірність зносу основних деталей гідравлічних амортизаторів транспортних засобів // Збірник

- наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. Випуск № 14. Кіровоград 2004. - С.128-137.
95. Струтинський В.Б., Колот О.В. Імітаційне математичне моделювання дисипативних характеристик комплектних гідромеханічних систем // Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал, Випуск № 2. Вінниця 2003. - С.63-68.
96. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. – Краматорськ: ЗАТ «Тираж-51» 2005. – 530с.
97. Теоретическое прогнозирование напряжений в конструкциях проектируемых экипажей / В.А. Лазарян, В.Ф. Ушкалов, В.В. Кулябко, А.К. Шерстюк: Некоторые задачи механики скоростного наземного транспорта. -Киев: Наукова думка, 1974. С. 101-110.
98. Терешкин Л.В., Зеленин И.Г. Механизация и автоматизация производственных процессов при ремонте пассажирских вагонов. – М.: Транспорт, 1984. – 286 с.
99. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1970. - 472 с.
100. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др. / Под общей ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. - М.: Машиностроение, 1986. – 464с.
101. Ушкалов В.Б., Резников Л.М., Редько С.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей. – Киев: Наукова Думка, 1982. – 360с.
102. Харченко М.А. Корреляционный анализ: Учебное пособие для ВУЗов / Л.М. Носилова. - Воронеж.: - 2008. – 31с.
103. Хеминг Р.В. Численные методы. / Пер. с англ. М.: Наука, 1972. - 400 с.
104. Хохлов А.А. Динамика сложных механических систем М.: МИИТ, 2002.- 172 с.

105. Хусидов В.Д., Заславский Л.В., Чан Фу Тхуан, Хусидов В.В. Цифровое моделирование колебаний пассажирского вагона при движении по прямым и криволинейным участкам пути. Вестник ВНИИЖТ, №3, 1995, с.18-25.
106. Хусидов В.В., Хохлов А.А., Петров Г.И., Хусидов В.Д. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ- ЦНИИ / Под ред. А.А. Хохлова. - М.: МИИТ, 2001 г. - 160 с.
107. Челноков И.И. Гидравлические гасители колебаний пассажирских вагонов. М., 1975. 72 с.
108. Челноков И.П., Вишняков Б.П., Гарбузов В.М., Эстлинг А.А. Гасители колебаний вагонов. М., 1963. 176 с.
109. Челноков И.И., Левит Г.М., Левков Г.В. Влияние характера сопротивления гидравлических гасителей колебаний и несимметричности гашения на ходовые качества вагона // Динамика вагонов: Межвуз. темат. сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. Л., 1978. С. 8.
110. Челноков И.П., Эстлинг А.А. Выбор необходимого количества гасителей колебаний и расположение их на тележке пассажирского вагона // Рессорное подвешивание вагонов. Вып. 215: Сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. Л, 1964. С.3-19.
111. Челноков И.И., Варава В.И., Вишняков Б.И. и др. Стенды для испытания гасителей колебаний железнодорожных экипажей // Рессорное подвешивание вагонов. Вып. 215: Сб. науч. тр. / ЛИИЖТ. Л., 1964. С.160- 170.
112. Черняк А.Ю. Моделирование случайных возмущений в системе «рельсовый экипаж - путь» / А.Ю. Черняк // Вісник Східноукраїнського університету ім. В. Даля. Техн. науки. Сер. Транспорт. Ч. 1. – 2003. – №9 (67). – С. 173-177.

113. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Базова комп'ютерна модель просторової динаміки пасажирського вагона для швидкісного руху // Залізничний трансп. України. – 2012. – №6. – С.55–58.
114. Черняк Г.Ю., Щербина Ю.В. Розробка моделі пасажирського вагона для досліджень динаміки в програмному комплексі «Универсальный механизм» // Зб. наук. пр. КУЕТТ. Сер. «Транспортні системи і технології», Т.12. – К.: КУЕТТ, 2007. – С.75-82.
115. Шихлен В.О. Колебания сложных экипажей при движении по пути со случайными возмущениями: Пер. с англ. / Под. ред. Т.А. Тибилова. // Динамика высокоскоростного транспорта. М. Транспорт. - 1988. - С. 110-119.
116. Щербина Ю.В. Дослідження динамічних якостей пасажирського вагона при зміні конструктивної схеми розміщення системи демпфірування засобами комп'ютерного моделювання // Зб. наук. пр. ДЕТУТ Сер. «Транспортні системи і технології», Вип.29. – К.: ДЕТУТ, 2016. – С.218-227.
117. Щербина Ю.В. Розрахунок зносу контактної пари тертя шток-напрямна гідравлічного гасителя коливань з використанням сучасних засобів комп'ютерного моделювання // Зб. наук. пр. ДУІТ Сер. «Транспортні системи і технології», Вип.31. – К.: ДУІТ, 2018. – С.159-168.
118. Arczewski K., Blajer W., Fraczek J., Wojtyra M. Multibody Dynamics: Computational Methods and Applications. Springer Science & Business Media, 2010. – 327 p.
119. Awrejcewicz J. Applied Non-Linear Dynamical Systems. Springer, 2014. – 538 p.
120. Berg M. Modelling of Springs and Dampers for Dynamic Analysis of Rail Vehicles. Railway Technology, Department of Vehicle Engineering, Royal Institute of Technology, 1994. – 41 p.

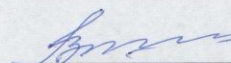
121. Bogachev V.I. Gaussian measures (Mathematical surveys and monographs, ISSN 0076-5376; v.62), 1961. – 436p.
122. Browns D.E., Bonson L.A. Richards C.W. The simulation of hydraulic systems // Proceedings IFAC symposium: Pneumatic and hydraulic components. – Warsaw. 1980. – P.3-9.
123. Cherniak H.Yu., Shcherbyna Yu.V. Principles of building of computer model of passenger cars dynamics for high-speed movement. (Принципи побудови комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона для швидкісного руху) / H.Yu. Cherniak, Yu.V. Shcherbyna / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2017, №2 – P.38-44.
124. Dukkipati Rao V. Engineering System Dynamics. Alpha Science International, 2005. – 818 p.
125. Dukkipati Rao V. Vehicle dynamics. Narosa Publishing House, New Delhi, India, 2000. – 591p.
126. Dukkipati Rao V. Vibrations: Problem Solving Companion. Alpha Science International, 2007. – 535 p.
127. Dukkipati Rao V., Amyot Joseph R. Computer-Aided Simulation in Railway Dynamics. CRC Press, 1987. – 448 p.
128. Garg V. Dynamics of Railway Vehicle Systems. Elsevier, 2012. – 422 p.
129. Ishchenko V.N., Shcherbyna Yu.V. Ways of improving the units construction of hydraulic shock absorbers of passenger cars on the bogie of kvz-cnii type (Шляхи удосконалення конструкції вузлів гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів на візках типу КВЗ-ЦНИИ) / V.N. Ishchenko, Yu.V. Shcherbyna Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2017, №3 – P.24-31.
130. Jáuregui-Correa J., Brambila O. Mechanical Vibrations of Discontinuous Systems. Nova Science Publishers, 2009. – 141 p.

131. Knothe K., Stichel S. Rail vehicle dynamics. Springer International Publishing AG, 2016. – 321p.
132. Kurowski P. Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2016, SDC Publications, 2016. – 500p.
133. Mechanical and Morphological Properties of Polypropylene / Polyoxymethylene Blends [Электронный ресурс] / S. Wacharawichanant, T. Siripattanasak // Thailand. – 2013. Режим доступа: URL: https://file.scirp.org/pdf/ACES_2013071111271821.pdf
134. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software / D.Yu. Pogorelov // Rail vehicle dynamics and associated problems. – Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – P. 13-58.
135. Schiehlen W. Dynamical Analysis of Vehicle Systems: Theoretical Foundations and Advanced Applications, Springer, 2009. – 304 p.
136. Shabana A., Zaazaa K., Sugiyama H. Railroad Vehicle Dynamics: a Computational Approach. CRC Press, 2007. – 360 p.
137. Sonnenburg R., Stretz A. Dynamics of Hydraulic Damper Modules. Nova Science Publishers, Incorporated, 2014. – 130 p.
138. Spiriyagin M. Design and Simulation of Rail Vehicles. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2014. – 312 p.
139. Thompson D. Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control. Elsevier Science, 2009. – 536 p.
140. Tran P. SOLIDWORKS 2016. Advanced Techniques, 2016. – 728p.
141. UIC Code 513 R. Guidelines for evaluating passenger comfort in relation to vibration in railway vehicles International Union of Railways. – 1995.
142. Wickens A.H. Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability. Netherlands, 2003. – 286 p.

ДОДАТОК А

ПРОТОКОЛ ТЕХНІЧНОЇ НАРАДИ

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Начальник Головного
управління розвитку
і технічної політики Укрзалізниці


В.О. Шиш

« ____ » _____ 2013 р.

ПРОТОКОЛ

технічної наради з питань приймання виконаних робіт
за договором № 82/2012-ЦТех – 214/2012 – ЦЮ від 21.09.2012 р.
«Обґрунтування та визначення вимог щодо взаємодії екіпажної частини та
колії для швидкостей 160-200 км/год шляхом імітаційного моделювання»

« ____ » _____ 2013 р.

м. Київ

Присутні:

від Головного управління розвитку і технічної політики:

Чистяк В.Г. – заступник начальника Головного управління -
начальник управління нової техніки;

Блощаневич Ю.В. – заступник начальника управління - начальник
відділу тягового та моторвагонного рухомого складу;

від ДП «ДНДЦ УЗ»:

Дьомін Ю.В. – головний науковий співробітник;

Черняк Г.Ю. – начальник науково-дослідного відділу динаміки та
міцності;

Щербина Ю.В. – провідний інженер.

Слухали:

про виконання науково-дослідної роботи згідно договору № 82/2012-ЦТех –
214/2012 – ЦЮ від 21.09.2012 р. за темою «Обґрунтування та визначення
вимог щодо взаємодії екіпажної частини та колії для швидкостей 160-200
км/год шляхом імітаційного моделювання».

Доповідачі:

керівник НДР – начальник НДВ динаміки та міцності ДП «ДНДЦ УЗ»
Черняк Г.Ю.;

відповідальний виконавець – головний науковий співробітник Дьомін Ю.В.

Зміст доповіді

Результати дослідження засобами комп'ютерного моделювання геометричної та силової взаємодії швидкісного рухомого складу і колії з визначенням вимог до параметрів екіпажної частини та колійної структури для швидкостей руху 160-200 км/год. У відповідності до технічного завдання на виконання НДР у програмному комплексі «Универсальный механизм» розроблено та протестовано базову комп'ютерну модель взаємодії екіпажної частини і колії. За допомогою цієї моделі проведено дослідження впливу конструкційних параметрів екіпажної частини і геометрії профілів поверхонь кочення коліс і рейок на сили взаємодії та ходові якості рухомого складу при швидкостях руху в діапазоні від 80 до 220 км/год, а також оцінено динамічні показники безпеки руху, плавності ходу та взаємодії з колією швидкісного екіпажу залежно від стану колії за геометричними параметрами.

За підсумковими результатами НДР надано рекомендації з вимог до умов взаємодії екіпажної частини рухомого складу та колії, за яких забезпечуються гарантована стійкість руху та висока плавність ходу при швидкостях 160-200 км/год. Зокрема, визначено критерії безпеки руху швидкісного рухомого складу, уточнено програмні завдання щодо стендових, ходових і міцнісних випробувань екіпажів, рекомендовано до розгляду у якості базового варіанту профілю поверхонь кочення коліс для швидкісних екіпажів профіль МІНТЕК (аналог профілю ДМетІ), запропоновано ввести додатковий нормативний параметр «ширина колісної пари», визначено допустимі відхилення колії для швидкісного руху.

Постановили:

1. Науково-дослідну роботу за темою «Обґрунтування та визначення вимог щодо взаємодії екіпажної частини та колії для швидкостей 160-200 км/год шляхом імітаційного моделювання» за договором № 82/2012-ЦТех – 214/2012 – ЦЮ від 21.09.2012 р. вважати виконаною в повному обсязі у термін, передбачений календарним планом.

2. Погодити заключний науково-технічний звіт з НДР «Обґрунтування та визначення вимог щодо взаємодії екіпажної частини та колії для швидкостей 160-200 км/год шляхом імітаційного моделювання».

3. Вважати, що результати, які отримані у виконаній НДР, відповідають сучасному науково-технічному рівню і представляють практичний інтерес щодо розробки та здійснення комплексу заходів з розвитку мережі швидкісного руху пасажирських поїздів за умов підвищення рівня безпеки руху та запровадження європейських стандартів експлуатаційної безпеки й комфорту пасажирів.

Заступник начальника Головного управління -
начальник управління нової техніки



В.Г.Чистяк

ДОДАТОК Б

ПРОТОКОЛИ ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

*Додаток 1
до Акту проведення дослідних стендових випробувань
гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100
ВЧД-1 Київ-Пас. від «24» лютого 2017 г.*

Протокол проведення дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100

Робоча група в складі:
від ВЧД-1 Київ-Пас.:

Добровольський О.Г.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

Куциба С.А.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

від ДЕГУТ

Горлушко Ю.В.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

Щербина Ю.В.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

в період з «20» лютого по «24» лютого 2017 року проводила стендові випробування гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100.

Об'єкт випробувань:

гідравлічний гаситель коливань типу НЦ-1100.

Предмет випробувань:

параметр опору гасителя коливань

Умови випробувань:

стендові випробування повинні проводитись при температурі навколишнього середовища від 14 до 24°C.

Цілі випробувань:

- 1) проведення дослідних стендових випробувань гасителя коливань є перевірка його працездатності, залежно від змін технічного стану, а саме: 1) при втратах робочої рідини; 2) при появі зносів направляючої.
- 2) визначення залежності змін параметрів опору від рівня робочої рідини.
- 3) визначення залежності змін параметрів опору від встановлених величин зносів направляючої гасителя.

Порядок проведення випробувань:

встановлені у відповідності з п.6.2 Програми і методики дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 ПМ.ДЕГУТ 001 – 2017.

Результати випробувань:

Отримані залежності змін параметрів опору гідравлічного гасителя коливань типу НЦ1100 від величини зносів направляючої та кількості робочої рідини. За результатами аналізу обробки результатів встановлено:
1) при появі кільцевих зносів направляючої понад 0,02 мм спостерігається різке зниження параметру опору, яке вдвічі менше допустимого значення нижньої границі рівня; 2) при зменшенні робочої рідини гідравлічного гасителя понад 200 мл втрачається його працездатність

Зауваження:**Висновки:**

Дослідні стендові випробування гідравлічного гасителя коливань типу НЦ1100 виконані в обсязі передбаченому Програмою і методикою ПМ.ДЕТУТ 001 – 2017.

Члени комісії:

Добровольський О.Г. / П.І.Б, підпис/ 

Куциба С.А. / П.І.Б, підпис/ 

Горлушко Ю.В. / П.І.Б, підпис, 

Щербина Ю.В. / П.І.Б, підпис / 

Голова комісії:

Корчевська Л.Г. / П.І.Б, підпис, 

ОЗНАЙОМЛЕНИЙ:

Т.в.о. кафедри «Вагони і вагонне господарство» ДЕТУТ

 /Ліщенко В.М./

«24» лютого 2017 р.

Додаток 1
до Акту проведення дослідних стендових випробувань
гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 удосконаленої конструкції
ВЧД-1 «Київ-Пас» від «21» лютого 2018 г.

**Протокол
проведення дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя
коливань типу НЦ-1100 удосконаленої конструкції**

Робоча група в складі:
від ВЧД-1 Київ-Пас.:

Добровольський О.Г.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

Куциба С.А.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

від ДЕТУТ

Горлушко Ю.В.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

Щербина Ю.В.

(прізвище, ім'я, по-батькові — посада)

в період з «21» лютого по «23» лютого 2018 року проводила стендові випробування гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 удосконаленої конструкції.

Об'єкт випробувань:

гідравлічний гаситель коливань типу НЦ-1100 удосконаленої конструкції № 1207.

Предмет випробувань:

параметр опору гасителя коливань

Умови випробувань:

стендові випробування повинні проводитись при температурі навколишнього середовища від 14 до 24°C.

Цілі випробувань:

- 1) проведення дослідних стендових випробувань гасителя коливань є перевірка його працездатності після проведення модернізації.
- 2) визначення параметрів в'язкого опору гасителя коливань

Порядок проведення випробувань:

встановлені у відповідності з п.6.2 Програми і методики дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100 ПМ.ДУТ 002 – 2018.

Результати випробувань:

Отримані залежності змін параметрів опору гідравлічного гасителя коливань типу НЦ1100 удосконаленої конструкції. За результатами аналізу обробки результатів встановлено:

- 1) параметри опору гідравлічного гасителя коливань № 1207 перевищують встановлені нормативні значення, і знаходяться в діапазоні значень при ході стискання: $\beta_1 = 151,2 \div 157,7 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, при ході розтягнення $\beta_2 = 145,7 \div 151,6 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.
- 2) відхилення параметрів опору від прийнятого номінального значення на ході стискання становить: $\Delta_{\min_{80}} = 89 \div 97,12 \%$ при мінімально допустимому значенні параметра опору $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\Delta_{\max_{130}} = 16,3 \div 21,3\%$ при максимально допустимому значенні параметра опору $\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.
- 3) відхилення параметрів опору від прийнятого номінального значення на ході розтягнення становить: $\Delta_{\min_{80}} = 82,12 \div 89,5 \%$ при мінімально допустимому значенні параметра опору $\beta_{\min} = 80 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$, $\Delta_{\max_{130}} = 12,07 \div 16,61\%$ при максимально допустимому значенні параметра опору $\beta_{\max} = 130 \text{ кН} \cdot \text{с} / \text{м}$.

Зауваження:**Висновки:**

Дослідні стендові випробування гідравлічного гасителя коливань типу НЦ1100 удосконаленої конструкції виконані в обсязі передбаченому Програмою і методикою ПМ,ДУТ 002 – 2018.

ОЗНАЙОМЛЕНИЙ:

Завідувач кафедри
«Вагони та вагонне
господарство» ДУТ



Іщенко В.М.

«23» лютого 2018 р.

Члени комісії:

Добровольський О.Г. / П.І.Б, підпис/



Куциба С.А. / П.І.Б, підпис/



Горлушко Ю.В. / П.І.Б, підпис/



Щербина Ю.В. / П.І.Б, підпис/


Голова комісії:

Корчевська Л.Г. / П.І.Б, підпис/



ДОДАТОК В

АКТИ ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

АКТ проведення дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань типу НЦ-1100

м. Київ «24» лютого 2017 р.

Даний Акт складений в тім, що в період з «20» лютого по «24» лютого 2017 року робочою групою проведено випробування гідравлічних амортизаторів типу НЦ-1100 на предмет встановлення параметру опору гасителя коливань, залежно від факторів, що безпосередньо впливають на його працездатний стан, а саме: втрата робочої рідини та поява зносів направляючої.

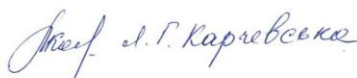
За результатами проведених випробувань встановлені залежності змін небезпечних факторів на величину в'язкого тертя гасителя коливань.

Проведені дослідні стендові випробування свідчать про втрату працездатності гідравлічного гасителя коливань:

- при зниженні робочої рідини понад - 22 %,
- при кільцевих зносах направляючої більш ніж на 0,02 мм.

Результати випробувань приведені в Протоколі (Додаток № 1 до даного Акту). Протокол є невід'ємною частиною Акта проведення дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань, без якої документ не вважається дійсним.

Голова комісії



(підпис)

АКТ
проведення дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя
коливань типу НЦ-1100 удосконаленої конструкції

м. Київ «23» лютого 2018 р.

Даний Акт складений в тім, що в період з «21» лютого по «23» лютого 2018 року робочою групою проведено стендові випробування гідравлічного амортизатору типу НЦ-1100 відповідно до вимог затвердженої програми та методики ПМ.ДУІТ 002-2018 на предмет встановлення працездатності після внесення конструктивних змін за проектом модернізації.

За результатами проведених випробувань записані робочі діаграми, відповідно до яких встановлені значення параметрів в'язкого опору гасителя отримані при заданій швидкості руху 0,075 м/с.

Параметри опору гасителя коливань № 1207:

$$\text{при ході стискання } \beta_{\text{стиск.}} = 151,2 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}},$$

$$\text{при ході розтягнення } \beta_{\text{розтяг.}} = 145,7 \frac{\text{кН} \cdot \text{с}}{\text{м}}.$$

Проведені дослідні стендові випробування свідчать про відповідність (не відповідність) результатів діючим нормативним документам.

Результати випробувань приведені в Протоколі (Додаток № 1 до даного Акту). Протокол є невід'ємною частиною Акта проведення дослідних стендових випробувань гідравлічного гасителя коливань, без якої документ не вважається дійсним.

Голова комісії

 (підпис)

ДОДАТОК Д

РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ

Однією з першочергових задач при модернізації гідравлічного гасителя коливань є заміна його функціональних вузлів на більш досконалі, проте вартість модернізації аналогу потребує підтвердження ефективності заміни та детального техніко - економічного обґрунтування.

Розглянемо методичний підхід до вирішення поставленої задачі. При цьому для співставлення порівнювальних варіантів передбачається, що об'єкт (підприємство), на якому реалізуються проекти, функціонує постійно, тобто кожний з проектів, що аналізується, може бути реалізований необмежену кількість разів ($n \rightarrow \infty$), що дозволяє враховувати відмінності в тривалості порівнювальних проектів при однаковому розрахунковому періоді, який приймається рівним нескінченності (рис. Д.1).

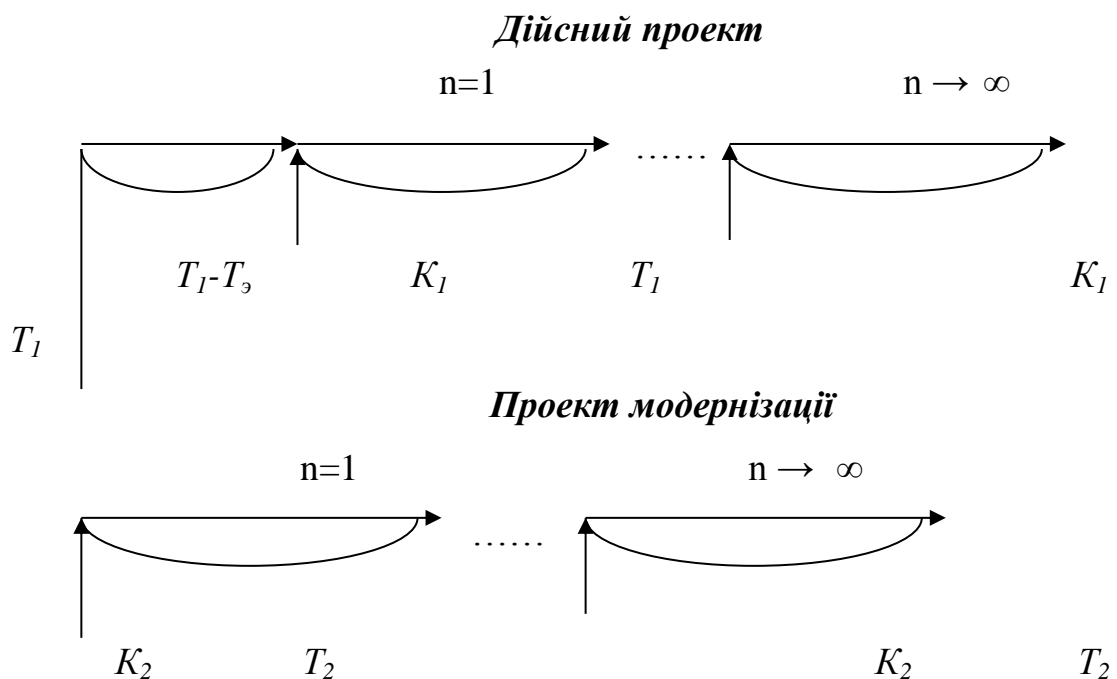


Рисунок Д.1 – Схема реалізації дійсного проекту і проекту модернізації за часом

Доцільність проведення модернізації передбачається оцінювати по показнику чистого дисконтованого доходу (ЧДД). При $n \rightarrow \infty$ значення ЧДД (T, ∞) може бути знайдено по формулі для нескінченно спадної геометричної прогресії:

$$\text{ЧДД}(T, \infty) = \text{ЧДД}(T) \frac{(1 + E)^T}{(1 + E)^T - 1}, \quad (\text{Д.1})$$

Вихідні дані для розрахунку ефективності проведення модернізації приведені в табл. Д.1

Таблиця Д.1

Показники	Умовне позначення	Дійсний проект	Проект модернізації
1. Капіталовкладення на модернізацію гідравлічного амортизатора, грн.	K_2	–	9000
2. Балансова вартість дійсного амортизатора, грн.	K_1	7500	–
3. Ціна реалізації старого амортизатора після оподаткування при заміні або ремонті, грн.	$C_{\text{пр}}$	1500	–
4. Річні витрати підприємства, пов'язані з ремонтом амортизатора, грн.	C	6300	5500
5. Доходи від проведеного ремонту вагона (приведені для одного гасителя з партії), грн.	B	10 300	12 500
6. Термін служби гідравлічного амортизатора, років	T	10	10
7. Час експлуатації амортизатора до заміни, років	T_3	6	–
8. Норма амортизації, %	H_a	10	10
9. Норма дисконту, %	E	10	10

Виконаємо порівняльну оцінку альтернативних інвестицій.

На першому етапі розрахунку визначимо річний дохід за порівнювальними варіантами. Річний дохід D_t визначається за формулою:

$$D_t = ЧП + A, \quad (Д.2)$$

де $ЧП$ - чистий прибуток по проекту;

A - амортизаційні відрахування.

Чистий прибуток за проектом $ЧП$ дорівнює:

$$ЧП = B - C - H, \quad (Д.3)$$

де H - сума податків, що сплачуються з доходів.

Результати розрахунків представлені в табл. Д.2.

Таблиця Д.2

Показники	Дійсний проект	Проект модернізації
1. Доходи від проведеного ремонту вагона (приведені для одного гасителя з партії), грн.	10 300	12 500
2. Сума податків, що сплачуються з доходів, грн.	1925	2336
3. Річні витрати підприємства, пов'язані з ремонтом амортизатора, грн.	6300	5500
4. Прибуток від ремонту амортизатора, грн.	2075	4664
5. Сума податків, що сплачуються з прибутку, грн.	388	872
6. Чистий прибуток за проектом, грн.	993	2771
7. Річні амортизаційні відрахування, грн.	750	900
8. Річний дохід	2437	4692

На другому етапі визначимо чистий дисконтований дохід за порівнювальним варіантом з урахуванням виразу (Д.1). Використовуючи даний підхід та виконуючи необхідні перетворення, отримаємо вирази для визначення ЧДД в наступному вигляді:

$$ЧДД_1 = \sum_{t=1}^{T_1-T_2} \frac{D_{1t}}{(1+E)^t} + \left(\sum_{t=1}^{T_1} \frac{D_{1t}}{(1+E)^t} - K_1 \right) \frac{(1+E)^{T_2}}{(1+E)^{T_1} - 1}, \quad (Д.4)$$

$$ЧДД_2 = \left(\sum_{t=1}^{T_2} \frac{D_{2t}}{(1+E)^t} - K_2 \right) \frac{(1+E)^{T_2}}{(1+E)^{T_2} - 1} + C_{np}, \quad (Д.5)$$

В виразах (Д.4) и (Д.5):

D_{1t} , D_{2t} - щорічний дохід за дійсним проектом та проектом модернізації;

K_1 - капіталовкладення для дійсного проекту;

K_2 - капіталовкладення на модернізацію гідравлічного амортизатора;

$C_{\text{ГР}}$ - ціна реалізації старого амортизатора після оподаткування при заміні або ремонті;

T_1 , T_2 - нормативні терміни служби гідравлічного амортизатора за дійсним проектом та проектом модернізації, роки;

T_3 - термін функціонування старого гідравлічного амортизатора за дійсним проектом до його заміни, роки;

$(T_1 - T_3)$ - відрізок часу, що охоплює період, починаючи з початку припустимої заміни і до закінчення нормативного терміну служби;

T - розрахунковий період, роки;

E - норма дисконту, грн.

Перший доданок виразу (Д.4) являє собою чистий дисконтований дохід за дійсним проектом від моменту прийняття рішення про модернізацію амортизатора до закінчення терміну його служби ($T_1 - T_3$) при умові його подальшої експлуатації. Другий доданок — чистий дисконтований дохід за дійсним проектом при умові проведення модернізації.

Проведення модернізації доцільно при дотриманні умови:

$$ЧДД_2 > ЧДД_1, \quad (Д.6)$$

У випадку якщо умова ефективності не виконується і різниця значень ЧДД не перевищує п'яти процентів, все ж доцільно виконати модернізацію обладнання, приймаючи до уваги допустиму похибку розрахунків і підвищення рівня функціональної надійності амортизатора після проведення модернізації.

Якщо щорічний дохід від інвестицій постійний ($D_t = \text{const}$), то чистий дисконтований дохід від реалізації проектів можна визначити по спрощеній методиці:

$$\text{ЧДД}_1 = D_1 \alpha_{(T_1 - T_3)} + \left[D_1 \alpha_{T_1} - K_1 \right] \frac{(1 + E)^{T_3}}{(1 + E)^{T_1} - 1}, \quad (\text{Д.7})$$

$$\text{ЧДД}_2 = \left[D_2 \alpha_{T_2} - K_2 \right] \frac{(1 + E)^{T_2}}{(1 + E)^{T_2} - 1} + \Pi_{\text{пр}}, \quad (\text{Д.8})$$

де α_T — дисконтований множник за відповідний період часу при прийнятій процентній ставці.

Він визначається з виразу:

$$\alpha_T = \frac{1 - (1 + E)^{-T}}{E}, \quad (\text{Д.9})$$

Підставляючи числові значення показників в формули (Д.7) и (Д.8), отримаємо:

$$\text{ЧДД}_1 = 2437 \times 3,170 + (2437 \times 6,145 - 7500) \frac{(1 + 0,1)^6}{(1 + 0,1)^{10} - 1} = 16\,034 \text{ грн.},$$

$$\text{ЧДД}_2 = (4692 \times 6,145 - 9000) \frac{(1 + 0,1)^{10}}{(1 + 0,1)^{10} - 1} + 1500 = 33\,774 \text{ грн.}$$

Висновок: Оскільки $\text{ЧДД}_2 > \text{ЧДД}_1$, модернізація є доцільною.

Для підтвердження доцільності проекту виконується розрахунок показників ефективності:

1. Приріст чистого прибутку:

$$\Delta \text{ЧП} = (B_2 - B_1) - (C_2 - C_1) - (H_2 - H_1), \quad (\text{Д.10})$$

де B_1, B_2 — доходи від проведеного ремонту вагона до та після модернізації;

C_1, C_2 — річні витрати підприємства, пов'язані з ремонтом амортизатора;

H_1, H_2 — сума податків, що сплачуються з прибутку для зазначених проектів.

$$\Delta ЧП = (12500 - 10300) - (5500 - 6300) - (3208 - 2313) = 4105 \text{ грн.}$$

2. Річний дохід:

$$D_t = \Delta ЧП + (A_2 - A_1), \quad (\text{Д.11})$$

$$D_t = 4105 + (900 - 750) = 4255 \text{ грн.}$$

3. Чистий дисконтований дохід відповідно до терміну служби технічних засобів згідно проекту модернізації:

$$ЧДД = \sum_{t=1}^{T_2} \frac{D_t}{(1+T)^t} - (K_2 - Ц_{пр}), \quad (\text{Д.12})$$

якщо $D_t = \text{const}$, тоді чистий дисконтований дохід може бути визначений за формулою:

$$ЧДД = D_t \cdot \alpha_{T_2} - (K_2 - Ц_{пр}), \quad (\text{Д.13})$$

$$ЧДД = 2772 \cdot 6,145 - (9000 - 1500) = 18645 \text{ грн.}$$

4. Індекс дохідності проекту:

$$ИД = \frac{ЧДД}{K_2 - Ц_{пр}} + 1, \quad (\text{Д.14})$$

$$ИД = \frac{18645}{9000 - 1500} + 1 = 3,49.$$

5. Термін окупності проекту модернізації визначається по приросту щорічного доходу від скорочення поточних витрат з рівняння, що вирішується відносно T_0 :

$$\sum_{t=1}^{T_0} \frac{D_t}{(1+E)^t} - (K_2 - Цнр) = 0, \quad (Д.15)$$

$$1,1^T = \frac{4255}{9000 - 1500} = 0.5393$$

Результати розрахунку показників ефективності проекту модернізації гасителя коливань приведені в табл. Д.3.

Таблиця Д.3

Показники	Значення	Умова ефективності
1. Приріст чистого прибутку, грн.	4105	
2. Річний дохід, грн.	4255	$D > 0$
3. Чистий дисконтований дохід, грн.	18645	$ЧДД > 0$
4. Індекс дохідності, відн. од.	3,49	$ИД > 1$
5. Термін окупності інвестицій, роки	5,94	$T_0 < T$

Висновок: отримані значення критеріальних показників ефективності капітальних вкладень в проведення модернізації гідравлічного амортизатора свідчать про доцільність реалізації проекту.

ДОДАТОК Е

АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

Затверджую:



Директор Київського інституту
залізничного транспорту (КІЗТ)

Н.С. Брайковська

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Щербини Юрія Володимировича на тему: «Поліпшення
експлуатаційних показників гідравлічних демпферів
пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції»

« ___ » _____ 2018р.

Цей акт складено про те, що в навчальному процесі Київського інституту залізничного транспорту (КІЗТ ДУІТ) кафедрою «Вагони та вагонне господарство» використовуються основні теоретичні положення та результати досліджень, які представлені в дисертації, при підготовці бакалаврів і магістрів за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» при викладанні дисциплін «Вагони (конструювання та розрахунки)», «Основи технічного обслуговування вагонів», «Технологія виробництва та ремонт вагонів».

Завідувач кафедри «Вагони
та вагонне господарство»

В.М. Іщенко

Декан факультету ІРСЗ

В.М. Твердомед

АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження Щербини Юрія Володимировича на тему: «Поліпшення експлуатаційних показників гідравлічних демпферів пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції» на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів»

Цим актом підтверджується, що в депо прийнятий до впровадження розроблений Щербиною Юрієм Володимировичем проект дослідного зразка гідравлічного гасителя коливань пасажирського вагона на базі аналогу (НЦ-1100), який спрямований на збільшення ресурсу та поліпшення роботи апарату в умовах експлуатації за рахунок проведення конструктивних змін окремих його вузлів.

Також при ремонті гідравлічних гасителів коливань пасажирських вагонів застосовуються результати дисертаційної роботи щодо визначення енергетичної ефективності амортизаційних пристроїв за встановленим розрахунковим алгоритмом при обробці записів робочих діаграм.

Начальник ПКВЧД-1
«Київ-Пасажирський»



Ж.В. Лебедев

ЗАТВЕРДЖУЮ

Технічний директор
ПАТ «Крюківський
вагонобудівний завод»

М.В. Крамаренко
« 23 » 2018 р.



АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи
на тему: «Поліпшення експлуатаційних показників гідравлічних
демпферів пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції»
Щербини Юрія Володимировича**

Акт складено про те, що результати дисертаційної роботи Щербини Ю.В. прийняті до використання і впровадження при дослідженні динаміки пасажирських вагонів, а саме:

- застосуванні комп'ютерної моделі динаміки пасажирського вагона для визначення динамічних показників при змінах технічного стану гідравлічних амортизаторів;
- визначенні показників плавності ходу при варіативності вхідних даних масово-інерційних та пружно-дисипативних характеристик моделі пасажирського вагона.

Начальник випробувального
центру ПАТ «КВБЗ»

М.В. Григорошенко



МІНЕКОНОМРОЗВИТКУ

ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО

"УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ВАГОНОБУДУВАННЯ"
(ДП «УкрНДІВ»)ОРГАН З СЕРТИФІКАЦІЇ
ПРОДУКЦІЇ ВАГОНОБУДУВАННЯВИПРОБУВАЛЬНИЙ ЦЕНТР
ПРОДУКЦІЇ ВАГОНОБУДУВАННЯКод 00388168, р/р № 26002060073768 у відділенні "Кременчуцька філія" філії "ПГРУ" ПАТ КБ "ПриватБанк", МФО 331401
39621, Україна, м. Кременчук Полтавської обл., вул. І.Приходька, 33
тел. (05366) 6-23-32, факс (05366) 6-10-36 e-mail: office@ukrdiv.com.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Заст. директора ДП «УкрНДІВ», к.т.н.

Сулим А.О.

2018 р.



АКТ

про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи на тему:
«Поліпшення експлуатаційних показників гідравлічних демпферів
пасажирських вагонів шляхом удосконалення їх конструкції»
Щербини Юрія Володимировича

Комісія в складі:

Ільчишин В.В. – головний інженер ДП «УкрНДІВ»;

Бондарев С.В. – завідувач НДЛ ДП «УкрНДІВ»;

Худієнко В.А. – заступник завідувача НДЛ ДП «УкрНДІВ»;

склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Щербини Юрія
Володимировича, представлені на здобуття наукового ступеня кандидата технічних
наук, використані ДП «УкрНДІВ» під час досліджень динаміки руху пасажирських
вагонів.

Застосування розробленого у дисертації імітаційного комплексу динаміки руху
пасажирського вагона дозволило визначати динамічні показники його руху при
змінах технічного стану гідравлічних амортизаторів, а також визначати показники
плавності ходу при варіативності вхідних даних масово-інерційних та пружно-
дисипативних характеристик моделі пасажирського вагона.

Члени комісії:

В.В. Ільчишин

С.В. Бондарев

В.А. Худієнко



ДСТУ ISO 9001

21335
ДСТУ ISO ІЕС 1701510880
ДСТУ EN ISO ІЕС 17065SYSTEM OF
INTERNATIONAL
CERTIFICATION