

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ МЕХАНІКИ
НАЦІОНАЛЬНОЇ АКАДЕМІЇ НАУК УКРАЇНИ І
ДЕРЖАВНОГО КОСМІЧНОГО АГЕНТСТВА УКРАЇНИ

ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

БЕЗРУКАВИЙ НАЗАР ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 629.463.027.1.004.69

ДИСЕРТАЦІЯ

**ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ КОЛІСНИХ ПАР ВАНТАЖНИХ
ВАГОНІВ ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ ПРОФІЛІВ КОЛІС**

Спеціальність 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Галузь знань – 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



Н. В. Безрукавий

Наукові керівники: Ушкалов В. Ф., чл.-кор. НАН України, д-р техн. наук, проф.;

Мокрій Т. Ф., канд. техн. наук, ст. наук. співроб.

Дніпро 2021

АНОТАЦІЯ

Безрукавий Н. В. Підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом вдосконалення профілів коліс. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів. – Інститут технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України; Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпро, 2021.

Дисертацію присвячено вирішенню питання підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів за рахунок поліпшення взаємодії з колією, що досягається шляхом вдосконалення профілів ободів коліс. Виконано розробку зносостійких профілів коліс для вантажних вагонів перспективних конструкцій, у тому числі з підвищеним осьовим навантаженням. Запропоновано раціональні варіанти переточування коліс за зносостійкими профілями для підвищення ресурсу колісних пар за рахунок мінімізації технологічного зносу.

В першому розділі виконано аналіз основних проблем взаємодії рухомого складу з рейковою колією, характерних для мережі вітчизняних залізниць.

Наведено основні причини інтенсивного зношування гребенів коліс та розглянуто основні шляхи вирішення цієї проблеми.

Проаналізовано конструкції перспективних одиниць рухомого складу для оновлення парку вантажних вагонів та поліпшення взаємодії з рейковою колією. Виконано огляд робіт, присвячених вдосконаленню форми профілів ободів коліс. Проаналізовано передовий світовий досвід у питаннях оптимізації форми профілів коліс.

Показано, що подальше вдосконалення форми профілів коліс вантажних вагонів здатне вирішити низку проблем, пов'язаних з покращанням взаємодії вантажних вагонів та колії. При цьому впровадження нових зносостійких профілів коліс на мережі залізниць України не потребує значних витрат у

порівнянні з удосконаленням екіпажної частини рухомого складу і може дати значний техніко-економічний ефект.

В другому розділі виконано дослідження впливу технічного стану візків вантажних вагонів на їх динамічні показники і процеси взаємодії з колією. Проаналізовано основні параметри, що характеризують технічний стан візка вагона. Розроблено просторову математичну модель взаємодії вагона і колії довільного окреслення в плані, яка дозволяє враховувати зміну в процесі експлуатації параметрів технічного стану вагонів зі стандартними і перспективними візками, а також можливість виникнення фаз одноточкового, двоточкового та конформного контакту на поверхнях обода колеса і головки рейки.

Розглянуто рух вагонів зі стандартними візками моделі 18-100, а також візками цієї моделі, обладнаними елементами комплексної модернізації, зі швидкостями від 40 км/год до 120 км/год по прямих ділянках колії з незношеними рейками Р65. Досліджувалися нормовані динамічні показники вагона, показники інтенсивності зносу і взаємодії між колесом і рейкою. За результатами моделювання руху вагонів з візками різного технічного стану побудовано залежності досліджуваних показників від швидкостей руху.

Виконано аналіз отриманих результатів і встановлено, що найбільший вплив на динамічні показники системи «вагон-колія» із розглянутих параметрів технічного стану ходових частин екіпажа чинить знос колісних пар.

Показано, що застосування комплексної модернізації візків моделі 18-100 дозволяє не тільки знизити величини зносів його елементів і вузлів, а й зменшити негативний вплив цих зносів на динамічні якості вагона.

В третьому розділі проведено аналіз впливу форми профілю коліс вантажних вагонів на їх взаємодію з колією. Розглянуто можливість поліпшення процесів вписування візків вантажних вагонів у криволінійні ділянки колії за рахунок зміни конусності профілів коліс. Виконано аналіз контактної взаємодії рейок та коліс з різними профілями поверхонь катання ободів при різних їх

взаємних зміщеннях. Проаналізовано можливі типи контакту та обрано шляхи оптимізації профілів коліс.

Представлено результати експериментальних досліджень ефективності застосування зносостійких профілів коліс. Проведені експлуатаційні дослідження вантажних вагонів з різними конструкціями візків та початковими профілями коліс свідчать, що використання зносостійкого профілю ІТМ-73 у порівнянні зі стандартним профілем дозволило зменшити інтенсивність зносу гребенів коліс більше ніж в 2 - 2,5 рази, а запровадження профілю ІТМ-73-01 - більше ніж у чотири рази.

Виконано аналіз можливості підвищення ресурсу колісних пар за рахунок зменшення технологічного зносу при застосуванні нового ремонтного профілю коліс ІТМ-73-01. Проведено аналіз впливу технологічного зносу на ресурс колісної пари, встановлено основні фактори, що впливають на його величину. Побудовано залежності величини технологічного зносу колісних пар від геометричних параметрів профілів зношених коліс при обточуваннях за різними профілями.

Виконано порівняльну оцінку варіантів переточки коліс за зносостійкими профілями з позиції збільшення ресурсу колісної пари і розробку раціональних варіантів переточки обода коліс в залежності від видів їх несправності та етапу експлуатації.

Показано, що додатковим шляхом збільшення терміну служби вагонних коліс, окрім зниження їх природного зносу, є збільшення можливого числа їх переточувань. Застосування профілю ІТМ-73-01 при обточуваннях коліс, як за зносом гребенів, так і за поверхневими дефектами дозволяє знімати менший шар металу, що істотно збільшує ресурс колеса.

В результаті проведених досліджень отримано, що при використанні зносостійких профілів ІТМ-73 і ІТМ-73-01 значно скорочується інтенсивність природного зносу коліс, а при їх обточуванні за профілем ІТМ-73-01 суттєво знижується також і технологічний знос. Найбільш раціональним є використання

профілю ІТМ-73 при механічній обробці нових колісних пар, а ІТМ-73-01 при їх ремонті.

Четвертий розділ пов'язаний з вирішенням проблеми оновлення вантажного парку вітчизняних залізниць з метою підвищення динамічних якостей екіпажів, збільшення ресурсу ходових частин, зниження зносу елементів рухомого складу та колії. В даному розділі приведено результати досліджень щодо вдосконалення форми існуючих зносостійких профілів та оцінки впливу їх застосування в візках різних конструкцій для вантажних вагонів нового покоління на їх динамічні якості та взаємодію з колією.

Найбільш перспективним з точки зору оптимізації процесів взаємодії вважається конформний контакт коліс і рейок, у зв'язку з чим розроблено новий зносостійкий профіль коліс ІТМ-73-02 з конформним контактом для рейок Р65 з урахуванням форми зносу їх головок. Виконано оцінку впливу використання нового зносостійкого профілю в візках моделі 18-7020 на динамічні показники екіпажа та його взаємодію з колією. За результатами дослідження показано, що застосування профілю коліс ІТМ-73-02 за прогностичними оцінками дозволить задовольнити за інтенсивністю зносу коліс вимоги, що пред'являються до перспективних вантажних вагонів. Проведено аналіз можливості застосування нового зносостійкого профілю ІТМ-73-02 для використання у візках різних конструкцій. Виконано порівняльну оцінку прогностичних динамічних показників і зносу коліс вантажних вагонів з комплексно модернізованими візками моделі 18-100 і новими візками моделей 18-7020 і 18-9817.

Для нових візків моделі 18-9817 (з підвищеним до 25 тс осьовим навантаженням) запропоновано профіль коліс ІТМ-73-03, використання якого дозволить при забезпеченні високих динамічних якостей вантажного вагона помітно поліпшити процес взаємодії екіпажа і колії і значно знизити гребеневий знос коліс.

Виконано оцінку впливу застосування профілю коліс ІТМ73-03 на показники взаємодії з рейкової колією і динамічні якості вантажного вагона зі звичайним навантаженням на вісь 23,5 тс. Показано, що використання нового

профілю ІТМ-73-03 для обточування коліс вантажних вагонів з візками нового покоління моделі 18-7020 (з осьовим навантаженням 23,5 тс) цілком допустимо.

Ключові слова: вантажні вагони, зносостійкі профілі коліс, ресурс колісних пар, знос гребенів коліс, технологічний знос колісних пар.

ABSTRACT

Bezrukavyyi N.V. Increasing the freight cars wheelsets' life by improving wheel profiles. - Qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for the degree of a candidate of technical sciences on the specialty 05.22.07 – Rolling stock of railways and traction of trains - Institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the State Space Agency of Ukraine; Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, 2021.

The dissertation is devoted to the problem of freight cars wheelsets resource increase by the improvement of interaction with a track which is reached by perfection of wheel rim profiles. Development of wear-resistant wheel profiles for freight cars of perspective design including ones with the increased axial loading is done. Rational variants of wheels regrinding to wear-resistant profiles to increase wheelsets resource by the technological wear minimization are offered.

The first section analyzes the main problems of interaction between rolling stock and railway track typical for domestic railway network. The main causes of intensive wheel ridges wear are shown and the main ways to solve this problem are considered.

Designs of perspective units of rolling stock for updating the freight cars fleet and improving the interaction with the rail track are analyzed. A review of works devoted to improving the shape of wheel rim profiles has been performed. The advanced world experience in optimizing the shape of wheel profiles is analyzed.

It is shown that further improvement of the shape of the freight cars wheel profile can solve a number of problems associated with improving the interaction of freight cars and track. At the same time, the introduction of new wear-resistant wheel profiles on the railway network of Ukraine does not require significant costs compared to the

improvement of the rolling stock and can give a significant technical and economic effect.

In the second section the research on influence of freight car bogies technical conditions on their dynamic characteristics and processes of interaction with a track is executed. The main parameters characterizing the technical conditions of the car bogie are analyzed. A spatial mathematical model of the interaction of the car and the arbitrary shaped track is developed, which allows to take into account the change of car technical condition parameters in operation for standard and prospective cars, as well as the possibility of single-point, two-point and conformal contact phases.

The motion of cars with standard 18-100 type bogies, as well as with the same bogies equipped with complex modernization elements, with speeds from 40 km/h up to 120 km/h on straight sections of track with unworn P65 rails is considered. Standard dynamic parameters of the car, indicators of wear intensity and interaction between the wheel and the rail were studied. The dependencies of the studied indicators on the motion speed are received in accordance with the simulation results.

The analysis of the obtained results is performed and it is established that the wheelset wear has the greatest influence on the dynamic characteristics of the "car-track" system.

It is shown that the use of 18-100 type bogies complex modernization allows not only to reduce its elements and components wear, but also to reduce the negative impact of these wear on the car dynamic qualities.

The third section analyzes the influence of the shape of the freight car wheel profiles on their interaction with the track. The possibility of improving the processes of curve track negotiation by changing the wheel profile conicity is considered. The analysis of contact wheel/rail interaction for different profiles of rim rolling surfaces at their different mutual displacements is performed. Possible types of contact are analyzed and ways of wheel profiles optimization are chosen.

The results of experimental researches of wheel wear-resistant profiles application efficiency are presented. The conducted operational researches of freight cars with different bogie designs and initial wheel profiles testify that the use of the

wear-resistant ITM-73 profile allowed to reduce wheel wear intensity up to more than 2 – 2.5 times in comparison with a standard profile, and ITM-73-01 profile use gives the wear reduction up to more than four times.

The analysis of the possibility of increasing the service life of wheelsets by reducing technological wear when using a new repair ITM-73-01 wheel profile is done. The analysis of technological wear influence on a wheelset resource is carried out, the basic factors influencing its value are established. The dependences of the wheelset technological wear on the geometric parameters of the worn wheel profiles at their turning with different profiles are constructed.

The comparative estimation of wheels regrinding variants for wear-resistant profiles from the position of wheelset resource increase and development of wheel regrinding rational variants in dependence on their malfunction types and an operation stage is done.

It is shown that an additional way to increase the service life of car wheels together with the reducing their natural wear is to increase the possible number of regrindings. Application of the ITM-73-01 profile at wheels turning both on ridges wear and surface defects allows to remove a smaller layer of metal that essentially increases a resource of a wheel.

As a result of the conducted researches it is received that at use of wearproof profiles of ITM-73 and ITM-73-01 types the intensity of wheels natural wear decreases considerably, and at their turning on the ITM-73-01 profile the technological wear also decreases considerably. The most rational is the use of the ITM-73 profile in the machining of new wheelsets, and the ITM-73-01 profile in their repairing.

The fourth section is related to solving the problem of updating the domestic railways freight fleet in order to improve vehicles dynamic qualities, increase running gear life, reduce rolling stock and track wear. This section presents the results of research to improve the existing wear-resistant profiles shape and assess their use impact in different design bogies for freight cars of the new generation on their dynamic qualities and interaction with the track.

Conformal contact of wheels and rails is considered to be the most promising from the point of view of interaction processes optimization, so the new ITM-73-02 wheel profile with conformal contact for the rails P65 type has been developed. The impact of the new wear-resistant profile use in the 18-7020 type bogies on the vehicle dynamic characteristics and its interaction with the track is evaluated. According to the results of the study, it is shown that the use of the ITM-73-02 wheel profile according to forecast simulations meet the requirements on wheel wear intensity for prospective freight cars. An analysis of the possibility of using a new wear-resistant ITM-73-02 profile for bogies of different designs has been done. The comparative estimation of forecast dynamic characteristics and wheel wear for freight cars with complexly modernized bogies of 18-100 type model and new bogies of 18-7020 and 18-9817 models is executed. For new bogies of 18-9817 model (with increased axle load up to 25 tons) the wheel profile ITM-73-03 is proposed, the use of which will significantly improve the process of interaction between the vehicle and the track and significantly reduce ridge wear.

The influence of ITM-73-03 wheel profile application on the characteristics of wheel/rail interaction and dynamic qualities of a freight car with a normal axle load of 23.5 tons was evaluated. It is shown that the use of the new ITM-73-03 profile for turning the freight cars wheels of the new generation 18-7020 bogie model (with an axial load of 23.5 tons) is quite acceptable.

Keywords: freight cars, wear-resistant wheel profiles, resource of wheelset, wear of wheel ridges, technological wear of wheelsets.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні праці:

1. Пасичник С.С., Рухлов И.В., Пальянов А.А., Резник Д.О., Безрукавый Н.В. Анализ состояния элементов тележек грузовых вагонов нового поколения при плановом ремонте. Вагонный парк Украины. Харьков: 2012. Вып. 8. С. 4 – 6.

2. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малышева И.Ю., Мащенко И.А.,

Лапина Л.Г., Пасичник С.С., Подбельников И.В., Безрукавый Н.В. Обновление парка грузовых железнодорожных вагонов с повышением эксплуатационных качеств и увеличением ресурса ходовых частей. *Техническая механика*. 2013. № 4. С. 136 – 145.

3. Ушкалов В.Ф., Безрукавый Н.В. Увеличение ресурса колесных пар за счет использования износостойких профилей колес. *Техническая механика*. 2015. № 1. С. 97 – 103.

4. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малишева И.Ю., Безрукавый Н.В. Прогнозирование изменения профиля колес железнодорожного экипажа вследствие износа в процессе эксплуатации. *Техническая механика*. 2015. № 4. С. 148 – 154.

5. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малышева И.Ю., Безрукавый Н.В. Влияние изменения формы профилей колес в процессе эксплуатации на динамические качества грузовых вагонов и показатели их взаимодействия с рельсовым путем. *Техническая механика*. 2017. № 1. С. 65 – 71.

6. Ушкалов В. Ф., Мокрый Т.Ф., Малишева И.Ю., Безрукавый Н.В. Усовершенствование ходовых частей перспективного грузового вагона. *Техническая механика*. 2017. № 4. С. 79 – 88.

7. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малишева И.Ю., Безрукавый Н.В. Износостойкий профиль колеса для грузового вагона с повышенной осевой нагрузкой. *Техническая механика*. 2018. № 1. С. 20 – 29.

8. Ushkalov V., Mokriy T., Malysheva I., Lapina L., Pasichnik S. and Bezrukavyy N. Reduction of freight car wheel wear of 1520 mm gauge railways// IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 985 (2020) 012004 doi:10.1088/1757-899X/985/1/012004.

Праці апробаційного характеру:

9. Безрукавый Н.В. Рациональное использование износостойких профилей для увеличения срока эксплуатации вагонных колес. Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Вагони нового покоління – із ХХ в ХХІ сторіччя». Харків. 2013. С. 305.

10. Ushkalov V.F., Mokriy T.F., Malysheva I.Yu., Pasichnik S.S. , Podyelnikov I.V., Bezrukavyy N.V. Extension of the wheelset operation life at 1520 mm track railways. 17 International wheelsets congress. Kiev: 2013. P. 91 – 98.

11. Ушкалов В.Ф., Пасічник С.С., Безрукавий Н.В. Порівняння застосування різних профілів коліс у вагонах нової будови. Тези доповідей 75 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Дніпропетровськ. 2015. С. 58 – 59.

12. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Пасичник С.С., Безрукавий Н.В. Модернизация ходовых частей грузовых вагонов – эффективный путь обновления парка грузового подвижного состава. Тези доповідей V Міжнародної партнерської конференції Eurotrain «Сучасний рухомий склад: пріоритети, інновації, перспективи ». Львів. 2015. С. 54 – 55.

13. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Пасичник С.С., Безрукавий Н. В. Оценка влияния различного технического состояния тележек вагонов на процессы их взаимодействия с рельсовым путем. Тезисы докладов XIV Международной научно-технической конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта». Дніпро. 2016. С. 112.

14. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Безрукавий Н.В. Технологія раціонального застосування зносостійких профілів коліс рухомого складу для підвищення їх ресурсу. Тези доповіді в матеріалах 77 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Дніпро. 2017. С. 279 – 280

Додаткові праці, які відображають наукові результати дисертації:

15. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малышева И.Ю., Подъельников И.В., Безрукавий Н.В. Патент Российской Федерации на полезную модель "Колесо железнодорожного грузового вагона". № 135965 – 24.07.2013. Бюл. № 36.

16. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Под'ельніков І.В., Безрукавий Н.В. Патент України на корисну модель "Колесо вантажного залізничного вагона". №84375– 25.10.2013. Бюл. № 20.

ЗМІСТ

Анотація	2
Вступ	14
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	20
1.1 Аналіз проблеми інтенсивного зношування гребенів коліс	21
1.2 Шляхи вдосконалення конструкції візків вантажних вагонів	25
1.3 Роботи, присвячені вдосконаленню форми профілів коліс	33
1.4 Висновки за розділом 1	39
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ НА ПРОЦЕСИ ЇХ ВЗАЄМОДІЇ З КОЛІЄЮ	40
2.1 Аналіз показників технічного стану візків	41
2.2 Розробка просторової математичної моделі взаємодії вагона і колії довільного окреслення в плані	44
2.2.1 Розрахункова схема вантажного вагона	44
2.2.2 Математична модель руху вагона	48
2.2.3 Модель взаємодії екіпажа і колії	54
2.2.4 Апробація моделі	60
2.3 Оцінка впливу зміни показників технічного стану візків в процесі експлуатації вагонів на їх взаємодію з колією	62
2.4 Висновки за розділом 2	83
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ВЗАЄМОДІЇ ІСНУЮЧИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОЛІЄЮ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ ПРОФІЛІВ КОЛІС	84
3.1 Аналіз впливу форми профілю коліс вантажних вагонів на їх взаємодію з колією	85
3.2 Дослідження ефективності застосування нових зносостійких профілів	90
3.3 Підвищення ресурсу колісних пар за рахунок зменшення технологічного зносу при застосуванні нового ремонтного профілю коліс	94
3.4 Висновки за розділом 3	110

РОЗДІЛ 4 ЗАСТОСУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКОГО ПРОФІЛЮ КОЛІС ДЛЯ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ІЗ ПЕРСПЕКТИВНИМИ ВІЗКАМИ	111
4.1 Розробка зносостійкого профілю коліс для вагонів з візками моделі 18-7020 зі стандартним осьовим навантаженням (23,5 тс)	113
4.2 Дослідження впливу запропонованого профілю ІТМ-73-02 на динаміку вагонів та їх взаємодію з рейковою колією	123
4.3 Порівняльна оцінка динамічних якостей вагонів з різними візками та інтенсивності зносу коліс із запропонованим профілем ІТМ-73-02	130
4.3.1 Оцінка динамічних показників вантажних вагонів	130
4.3.2 Оцінка показників інтенсивності зносу коліс вантажних вагонів	140
4.4 Розробка зносостійкого профілю коліс для вантажних вагонів із візками моделі 18-9817 з підвищеним до 25 тс осьовим навантаженням	140
4.4.1 Розробка профілю коліс	142
4.4.2 Оцінка впливу удосконаленого профілю коліс на показники взаємодії з рейкової колією і динамічні якості вантажного вагона з підвищеним осьовим навантаженням	144
4.4.3 Оцінка можливості використання вдосконаленого профілю коліс у візках зі звичайним осьовим навантаженням	156
4.5 Висновки за розділом 4	163
ВИСНОВКИ	165
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	168
ДОДАТОК А. ДОВІДКИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ	177
ДОДАТОК Б. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ	181

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Мережа залізниць представляє собою одну з найбільш металоємних і енергоємних галузей економіки країни. В зв'язку з чим важливим є завдання розробки та впровадження ресурсозберігаючих технологій. Важливими для залізниць є питання підвищення ресурсу елементів ходових частин вагонів та колії, зокрема системи «колесо – рейка».

Актуальність даної проблеми визначається перш за все значними експлуатаційними витратами, що пов'язані з ремонтами одиниць рухомого складу та утриманням рейкової колії. На сучасному етапі розвитку залізничного транспорту України та країн СНД гостро стоїть проблема понаднормативної інтенсивності зношення гребенів коліс рухомого складу та бічних поверхонь рейок. В інших країнах також широко ведуться численні дослідження проблем взаємодії колеса з рейкою, що обумовлено не тільки економічними причинами, а й питаннями безпеки руху поїздів. Починаючи з 80-х років минулого століття фактична інтенсивність зношення перевищувала в 3-8 разів (за оцінками різних експертів) передбачену нормами з експлуатації рухомого складу та колії. Враховуючи масштабність застосування залізничного транспорту, зменшення інтенсивності зношення коліс та рейок здійснюватиме вагомий внесок у справу ресурсозбереження та мінімізації експлуатаційних витрат.

Також не менш важливими є питання безпеки руху, адже інтенсивне зношення гребенів коліс та бічних поверхонь рейок може стати причиною сходу рухомого складу з рейкової колії, і як наслідок значних матеріальних збитків та людських жертв. Тому вирішення проблем динамічної взаємодії колеса з рейкою є основною запорукою безпеки руху на залізничному транспорті.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Тематика дисертації включена в плани наукових досліджень Національної академії наук України за наступними темами:

– по фундаментальній науково-дослідній темі Ш-84-14 «Дослідження динаміки і взаємодії з колією рейкових екіпажів перспективних конструкцій»

(номер держреєстрації 0114U001178, затверджена постановою Бюро Відділення механіки НАН України на 2014-2018 роки, протокол № 3 від 02.10.13);

– по прикладній науково-дослідній темі III-80-12 «Прикладні дослідження для науково-методичного, інженерного та інформаційного забезпечення розробки перспективних технічних систем» (номер держреєстрації 0112U001323, затверджена постановою Бюро Відділення механіки НАН України на 2012-2014 роки, протокол № 4 від 12.10.11);

– по прикладній науково-дослідній темі III-81-14 «Розробка методів дослідження та вирішення актуальних науково-технічних проблем створення та удосконалення перспективних машин та систем» (номер держреєстрації 0112U001324, затверджена постановою Бюро Відділення механіки НАН України на 2012-2014 роки, протокол № 5 від 08.11.11).

Мета та завдання дослідження. Мета роботи полягає в підвищенні ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом вдосконалення профілів коліс.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– проаналізувати проблеми взаємодії вантажних вагонів з колією, характерні для залізничного транспорту України, а також можливі шляхи їх вирішення;

– розробити математичну модель взаємодії вантажного вагона і колії, що ураховує параметри технічного стану ходових частин екіпажів, а також можливість виникнення фаз одноточкового, двоточкового та конформного контакту на поверхнях обода колеса і головки рейки;

– виконати оцінку впливу на процеси взаємодії коліс і рейок зміни параметрів технічного стану рухомого складу та встановити, які з параметрів технічного стану візків вагона є головними причинами зниження його динамічних якостей;

– провести аналіз впливу форми профілю обода коліс вантажних вагонів на їх взаємодію з колією та дослідити ефективність застосування зносостійких профілів коліс;

– виконати аналіз щодо можливості підвищення ресурсу колісних пар за рахунок зменшення технологічного зносу при застосуванні нового ремонтного профілю коліс;

– виконати дослідження щодо розробки форми зносостійких профілів та оцінки впливу їх застосування в візках різних конструкцій на динамічні якості екіпажів та взаємодію коліс і колії.

Об'єктом дослідження є процес взаємодії вантажного вагона і рейкової колії.

Предмет дослідження – покращення показників взаємодії вантажних вагонів з колією та ресурсних показників залізничного колеса.

Методи дослідження. При дослідженнях динамічних якостей вантажних вагонів та показників їх взаємодії з рейковою колією використано методи математичного та комп'ютерного моделювання, статистичної динаміки, чисельного інтегрування, скінченних елементів. При обробці експериментальних даних щодо інтенсивності зношення коліс вантажних вагонів використовувалися методи математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів.

У роботі вирішено наукове завдання підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом вдосконалення профілів коліс. До основних наукових результатів, отриманих автором особисто, відносяться наступні положення:

1. Удосконалено просторову математичну модель взаємодії залізничного екіпажа і колії, яка дозволяє визначати положення і розміри нееліптичних контактних плям, у тому числі при конформному контакті, та розподіл по них нормальних і дотичних сил взаємодії. На відміну від існуючих моделей, у запропонованій моделі реалізовано спрощений підхід знаходження розподілу сил взаємодії по контактних плямах за рахунок вирішення методом скінченних елементів статичної контактної задачі.

2. Отримано теоретичні залежності величини технологічного зносу від геометричних параметрів ободів зношених коліс при переточках ободів колісних

пар за різними профілями залежно від видів несправності коліс та етапу їх експлуатації.

3. Вперше запропоновано підхід щодо розробки ряду нових профілів ободів вагонних коліс при одночасному аналізі двох функцій мети: динамічних показників вантажного вагону і зносу його коліс. Із сімейства побудованих профілів колеса обирався профіль, при завданні якого в розрахунках досягалися мінімально можливі значення цих функцій. За допомогою цього підходу визначено геометричні параметри профілів поверхонь кочення коліс, що дозволяють отримати конформний контакт з середньозношеними рейками українських залізниць та забезпечують необхідний рівень динамічних показників вантажного вагону.

Практичне значення отриманих результатів. Запропонований ремонтний профіль колеса ІТМ-73-01 впроваджено на всій мережі залізниць України. Його застосування при переточуванні зношених коліс дозволяє як значно знизити інтенсивність зносу коліс при експлуатації, так і збільшити число їх можливих переточувань, що суттєво підвищує ресурс колісної пари. Використання запропонованих профілів коліс ІТМ-73-02 та ІТМ-73-03 для перспективних одиниць рухомого складу за прогнозними даними дозволить забезпечити вимоги до вагонів нового покоління щодо пробігу до першого деповського ремонту без обточування колісних пар за зносом гребенів коліс. Отримані результати роботи використовуються:

- у ІГТМ НАНУ, в частині взаємодії колеса та рейки в зоні їх контакту знайшли використання в роботах інституту, направлених на удосконалення взаємодії з колією рейкового транспорту промислових підприємств;

- у навчальному процесі Львівської філії ДНУЗТ у лекційних курсах з дисциплін: «Вагони магістрального та промислового транспорту і контейнери», «Технологія ремонту вагонів та вагоноремонтні машини», «Ресурсозберігаючі технології», які викладаються студентам денної форми навчання за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт»;

- у науковій роботі та при дослідженні залізнично-транспортних пригод у Львівському науково-дослідному інституті судових експертиз Міністерства юстиції України.

Особистий внесок здобувача в кожну з опублікованих в співавторстві робіт полягає в наступному:

– участь в розробці математичної моделі, підготовка вихідних даних для розрахунків, виконання чисельного моделювання руху вагона з візками різної конструкції та з різним технічним станом, обробка отриманих результатів [4, 5, 6, 13];

– участь в експериментальних дослідженнях вантажних вагонів та збір статистичних даних щодо інтенсивності зношення коліс із різними початковими профілями ободів [1, 2, 11, 12];

– оцінка параметрів технологічного зносу коліс, вибір раціональних варіантів профілю для переточки коліс за геометричними параметрами обода колеса [3, 10, 14];

– участь у розробці зносостійких профілів, дослідження динамічних якостей вантажних вагонів та їх взаємодії з рейковою колією [7, 8, 15, 16].

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювалися на:

– Міжнародній науково-практичній конференції «Вагони нового покоління – із XX в XXI сторіччя», Харків, 2013 [9];

– 17th International wheelsets congress , Kiev, 2013 [10];

– 75 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту», Дніпропетровськ, 2015 [11];

– XIV Міжнародній конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту – Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження», Дніпро, 2016 [12];

– 77 Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту», Дніпро, 2017 [13];

– XV Міжнародній конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту – Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження», Дніпро, 2020 [14].

Повністю результати дисертаційної роботи заслухано і обговорено на:

– наукових семінарах відділу статистичної динаміки та динаміки багатовимірних механічних систем Інституту технічної механіки НАН України і ДКА України, Дніпро, 2020;

– засіданні Вченої Ради Інституту технічної механіки НАН України і ДКА України, Дніпро, 2020;

- міжкафедральному науковому семінарі Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. академіка В. Лазаряна, Дніпро, 2021 р.

Публікації. Основні результати дисертації опубліковано в 16 роботах [1-16], серед яких 8 статей в фахових наукових журналах [1-8] і 8 додаткових робіт [9-16]. Одну статтю [8] включено до міжнародної наукометричної бази даних Scopus, без співавторів опубліковано 1 тези доповіді [9].

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота викладена на 183 сторінках, містить вступ, основну частину з чотирьох розділів, висновки і список використаних джерел, що включає 120 найменувань і займає 9 сторінок та додаток.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

Залізниці здатні забезпечувати високу економічність при перевезенні великих об'ємів вантажів на значні відстані у порівнянні з іншими видами транспорту. У зв'язку з цим залізничний транспорт відіграє провідну роль при задоволенні потреб економіки країни у перевезеннях. Зменшення експлуатаційних витрат за рахунок впровадження ресурсозберігаючих технологій при забезпеченні високого рівня безпеки руху є пріоритетним напрямком розвитку сучасних залізниць. Важливими для залізниць є питання, пов'язані із заходами, що спрямовані на поліпшення взаємодії рухомого складу з колією.

При вирішенні проблеми поліпшення взаємодії вантажних вагонів з колією першочерговою є задача дослідження динаміки руху залізничних екіпажів. На початку двадцятого сторіччя основи теорії коливань вагонів були закладені в працях М.Е. Жуковського, О. М. Крилова, С.П. Тимошенко та ін. Треба відмітити значний внесок у подальший розвиток динаміки вагонів та у вирішенні питань взаємодії системи «колесо – рейка» таких вчених як М.Ф. Веріго, С.В. Вершинський, В.Н. Данилов, В.А. Лазарян, І.І. Челноков, М.А. Фрішман, В.С. Лисюк, Є.П. Блохін, В.Ф. Ушкалов, М.Л. Коротенко, М.О. Радченко, Л.А. Манашкін, В.Д. Хусідов, В.Д. Данович, С.Ф. Редько, Г.І. Богомаз, В.Л. Горобець, М.Б. Кельріх та ін. Серед іноземних вчених значних успіхів досягли Г. Шеффель, І. Калкер, В. Кік, І. Рокар, У. Дж. Харрис, Ф. Картер та ін.

Незважаючи на велику кількість досліджень та значний вклад вітчизняних та закордонних вчених, задача поліпшення взаємодії вантажних вагонів із колією є досить актуальною. Світові тенденції розвитку економіки висувають жорсткі вимоги до залізничного транспорту. Для забезпечення конкурентоздатності вантажних перевезень залізницями України першочерговими задачами є збільшення швидкості руху і вантажоемності вагона (за рахунок підвищення навантаження на вісь) з метою зменшення собівартості перевізного процесу. При вирішенні цих задач без розробки та впровадження заходів, спрямованих на поліпшення взаємодії коліс та рейок, буде відбуватися інтенсифікація сил, які

передаються від рухомого складу на верхню будову колії. Що в свою чергу призведе до погіршення технічного стану як залізничної інфраструктури, так і рухомого складу.

Для вітчизняних залізниць характерною особливістю взаємодії рухомого складу з рейковою колією є наявність проблеми понаднормового зношення гребенів колісних пар [17,18] та бічних граней головок рейок в кривих малого радіусу. З одного боку цей факт свідчить про наявність низки проблем в технічній складовій організації перевізного процесу, а з іншого – призводить до цілого ряду негативних наслідків [19-25] (зниження безпеки руху, зростання витрат на утримання рухомого складу та ін.).

1.1 Аналіз проблеми інтенсивного зношення гребенів коліс

Проблема інтенсивного зношення гребенів коліс виникла в кінці минулого сторіччя. Так, в 60 – 70-ті роки основною причиною переточування колісних пар був наднормативний прокат, а вже в 80-х роках переважна більшість колісних пар мала значні зношення гребенів при порівняно малих значеннях прокату. Тому доцільно проаналізувати зміни, що запроваджувалися на залізничному транспорті, які, ймовірно, і могли стати поштовхом до розвитку проблеми інтенсивного зносу гребенів коліс.

Ряд авторів, що досліджували дану проблему, як одну з вагомих причин виділяють звуження колії з 1524 до 1520 мм з метою покращення динамічних якостей рухомого складу за рахунок зменшення амплітуди коливань вагона у горизонтальній площині [26, 27]. Такі дії призвели до того, що гребені коліс почали частіше контактувати з рейкою, і як наслідок – до зростання інтенсивності їх зношення.

Також до причин, що сприяли зростанню інтенсивності зношення гребенів коліс, відносять заміну підшипників ковзання підшипниками кочення. Доцільність застосування буксових вузлів із підшипниками кочення доведено зниженням опору руху рухомого складу та підвищенням його надійності. Однак це частково сприяло погіршенню умов контакту колеса з рейкою. Маючи більший

радіальний зазор, буксовий вузол із підшипниками ковзання дозволяв колісній парі повертатися на невеликий кут при вписуванні у криві та займати положення близьке до радіального. Цього кута було достатньо для зменшення сил, що діють на гребені коліс колісних пар за рахунок зменшення їх кутів набігання на зовнішню рейку. Підшипники кочення мають більш жорсткі вимоги до точності складання, тому мають і відповідно менші зазори, які недостатні для повороту колісної пари на кут, необхідний для зайняття радіального положення. При цьому гребінь колеса набігає на бічну поверхню рейки під більшим кутом, що збільшує контактні зусилля, і, як наслідок, інтенсивність зношення гребеня зростає.

Підшипник ковзання мав крім більшого радіального також більший осьовий зазор. Наявність цього зазору полегшувала встановлення колісної пари у радіальне положення за рахунок конусності профілів коліс. У кривій при набіганні гребеня колеса на зовнішню рейку колісна пара мала можливість вільно зміщатися на величину осьового зазору без передачі зусиль на раму візка. При використанні підшипників кочення даний зазор на порядок менший, тому передача спрямовуючих зусиль відбувається більш жорстко. У цьому випадку колісна пара також позбавлена можливості самоустановлення після виходу з кривої, а це значить, що гребінь колеса залишається притиснутим до зовнішньої рейки і на прямолінійній ділянці колії.

Застосування рейок важких типів, залізобетонних шпал та жорстких кріплень призвело до збільшення жорсткості колії в горизонтальній площині, що також сприяло підвищенню інтенсивності зношування гребенів колісних пар. Більш жорстка колія не здатна поглинати надлишкову кінетичну енергію (яка передається від кузова до візків та через колісні пари на рейки) за рахунок пружних деформацій. При такому контакті її більша частина перетворюється на роботу сил тертя, від якої прямо пропорційно залежить зношування гребенів коліс.

Ще одним негативним фактором, що сприяв підвищенню інтенсивності зношування гребенів, вважається введення нового профілю головки рейкової колії. У новому профілі було збільшено радіус викружки головки з 13 до 15 мм.

Таке збільшення призвело до двоточкового контакту колеса з рейкою, що сприяє боковому підрізу гребеня колеса, особливо під час періоду припрацювання колісної пари з рейками. Окрім розугодження нових профілів колеса та рейки в експлуатації можливий випадок, коли при заміні рейок припрацьований профіль колеса не відповідає профілю незношеної рейки, через що повторно відбувається припрацювання пари тертя «колесо – рейка», яке викликає підвищення інтенсивності зношування контактуючих тіл.

Розглянуті вище фактори відіграють роль, так би мовити, каталізаторів зношування, і хоча основною причиною зношування гребенів коліс є динаміка рухомого складу в кривих та на прямих ділянках колії, але наявність цих факторів обумовлює понаднормове зношування гребенів колісних пар. Тому першочерговою є задача розробки заходів, що забезпечать компенсацію негативного впливу вказаних факторів.

Теоретично існує два напрямки зменшення інтенсивності зношування гребенів коліс [28]. Перший передбачає застосування матеріалів, що здатні витримувати діючі навантаження в зоні контакту, або зменшувати їх за рахунок зміни коефіцієнтів тертя. Другий більш раціональний та пов'язаний зі зменшенням цих навантажень шляхом зменшення сил, що передаються на колісну пару. На даний момент запропоновано такі шляхи вирішення проблеми підвищеного зношення колісних пар:

- за рахунок властивостей матеріалу колісної пари (застосування коліс підвищеної твердості, використання нових марок сталі);
- введення третього тіла (лубрикатора) до контактної пари «колесо – рейка»;
- за рахунок вдосконалення конструкції візка;
- розробка нового профілю колеса.

Проведемо порівняльний аналіз запропонованих шляхів вирішення проблеми.

Використання різних методів підвищення твердості гребеня колісної пари суттєво знижує інтенсивність його зношування, однак при цьому різко зростає

зношування рейок, а розробка нових марок сталі складний процес, оскільки до матеріалу колеса висувається багато вимог, які важко задовольнити одночасно. Тому загальною є думка, що подальше підвищення твердості елементів контактної пари «колесо – рейка» не здатне вирішити даної проблеми, оскільки призведе до зростання утомної крихкості матеріалу колеса.

Досить поширеною, особливо в країнах Заходу, є практика застосування лубрикаторів для покращення трибологічних якостей системи «колесо – рейка». Змазку подають на бічну поверхню рейки або безпосередньо на гребінь колеса рухомого складу. Як показує досвід використання подібних лубрикаторів, вони здатні знизити інтенсивність зношування гребенів та бічних поверхонь рейок. Але гребнезмащувачі мають ряд концептуальних недоліків. По-перше, їх дія направлена на усунення наслідків, а не причин підвищеного зношування гребенів. По-друге, змащування потребує певна ділянка профілю колеса (в районі викружки), тоді як потрапляння мастила на поверхню кочення для тягового рухомого складу категорично небажане. Цей факт вимагає високої точності подачі мастила, що ускладнюється наявністю вібрації елементів візка. Також до мастила висуваються високі вимоги: забезпечення низького коефіцієнту тертя та висока контактна взаємодія з металом колеса, що має протидіяти явищам її переносу. Також мастило повинно відповідати екологічним нормам оскільки неможливо уникнути його потрапляння на верхню будову колії, а потім у ґрунт. По-третє, високі вимоги до гребнезмащувачів та самого мастила зумовлюють додаткові експлуатаційні витрати. Враховуючи вище вказані недоліки, застосування лубрикаторів не може розглядатися як перспективний засіб вирішення проблеми підвищеного зношування гребенів колісних пар.

Одним із раціональних шляхів вирішення цієї проблеми є удосконалення конструкції візків, оскільки саме це здатне усунути основну причину зношення контактної пари «колесо – рейка» – надмірні динамічні навантаження, що передаються від вагона на колію. Розглянемо більш детально існуючі шляхи вдосконалення конструкції візків вантажних вагонів.

1.2 Шляхи вдосконалення конструкції візків вантажних вагонів

Наявні в даний час пропозиції щодо вдосконалення конструкції візків для вагонів залізниць колії 1520 мм можна умовно розділити на дві категорії [29-33]: зарубіжні моделі візків, адаптовані до умов колії 1520 мм (візки Motion Control, Barber S-2 S, ZK-1); власні вдосконалені (комплексно модернізовані за проектом С03.04) або розроблені нові моделі (18-7020, 18-578 та ін.).

На перший погляд шлях купівлі нових моделей візків іноземного виробництва здається більш перспективним, бо не потрібний довгий і витратний етап розробки нових моделей візків, а є можливість відразу придбати готовий і перевірений продукт. Однак при цьому необхідна значна перебудова структури обслуговування і експлуатації вагонів з такими візками (обладнання ремонтних підприємств, зміна нормативно-технічної документації, навчання працівників підприємств новим правилам обслуговування таких вагонів і т. д.), тобто необхідні значні одноразові витрати.

Шлях створення власних моделей візків, як правило, вимагає набагато менших витрат, однак потребує значно більшого терміну. Розроблені нові вітчизняні моделі вантажних візків побудовані, в основному, на базі візка 18-100. Це має як свої плюси, так і мінуси. До плюсів слід віднести те, що даний візок знайомий ремонтним підприємствам, зберігається певна уніфікація, обслуговування таких візків можливо на базі існуючих ремонтних підприємств. Однак при цьому вкрай складно досягти необхідних параметрів відповідності вимогам, що пред'являються до вагонів нового покоління.

Розглянемо основні перспективні технічні рішення, спрямовані на поліпшення взаємодії вантажних вагонів з рейковою колією. Особливий інтерес представляють розробки в сфері використання сучасних бічних ковзунів постійного контакту, а також системи підвішування вагона і гасіння коливань вагона. Так, створення останнім часом бічних ковзунів постійного контакту зі збільшеним ходом пружного елемента дозволило підвищити критичні швидкості та поліпшити динамічні характеристики вантажних вагонів і процеси їх взаємодії

з колією як при русі з підвищеними швидкостями на прямих ділянках колії, так і при вписування в криволінійні ділянки [34-38].

Для підвищення ефективності роботи фрикційних клинів запропоновано варіанти зміни їх геометричних параметрів, а також застосування підклинових пружин із змінною жорсткістю, що дозволяє підвищити рівень сил, які приводять візок в оптимальне положення, і подовжити термін служби клинів за рахунок зменшення зносу робочих поверхонь [39-41].

Відомо, що динамічні якості вагона істотно залежать від статичного прогину пружних елементів ресорного підвішування. Сумарна жорсткість пружин підвішування з лінійною пружною характеристикою, як правило, досить велика, бо розрахована виходячи з умов міцності і надійності експлуатації вагонів у завантаженому стані, що негативно може позначатися на динамічних показниках порожнього або малозавантаженого екіпажа, особливо у випадках руху з підвищеними швидкостями. Останнім часом при створенні нових конструкцій візків, особливо для вагонів зі збільшеною вантажопідйомністю і призначених для експлуатації з підвищеними швидкостями руху, ресорне підвішування вибирається, як правило, з білінійною пружною характеристикою [42].

Пропонуються різні способи з'єднання в трьохелементному візку бічних рам, а також бічних рам і колісних пар. Так, замість циліндричних роликів підшипників в буксах вантажних вагонів впроваджуються касетні підшипники. Такий буксовий вузол має істотні переваги перед звичайним. У їх числі компактність конструкції, зменшена маса, можливість реалізації швидкостей руху понад 200 км/год, підвищена ремонтпридатність, збільшена експлуатаційна надійність, підвищена до 10 років гарантійна відповідальність виробника.

Завдяки встановленню у візки касетних підшипників стало можливим подальше удосконалення вузла з'єднання колісних пар і бічних рам за рахунок установлення адаптерів з пружними елементами, що збільшує зв'язаність візків і еквівалентно введенню подвійного ресорного підвішування. Застосування буксової ступені підвішування дозволяє знизити динамічні дії з боку колісної пари на елементи конструкції, і, в першу чергу, спрямовано на зниження шуму,

вібрації та ударних навантажень на бічну раму. При цьому також поліпшуються показники вписування рухомого складу в криволінійні ділянки колії, і, відповідно, зменшується підріз гребенів колісних пар [43, 44].

В роботі [42] показано, що введення пружного адаптера між буксою колісної пари і бічною рамою трьохелементного візка є одним з можливих технічних рішень, що забезпечує підвищення осьового навантаження до 30 т/вісь. При цьому за багатьма параметрами вплив такого візка на колію не вище, ніж при осьовому навантаженні 23,5 т.

Одним з найбільш вдалих способів боротьби з вилянням візків і підвищення критичної швидкості вагона є використання зв'язків між бічними рамами [45, 46]. Так, застосування діагональних зв'язків підвищує жорсткість трьохелементного візка при зсуві, що стабілізує геометрію візка в плані і зменшує забігання бічних рам. Візки, в конструкції яких передбачена підвищена жорсткість на зсув, часто виконуються таким чином, що у них з'являється можливість деякого повороту осей колісних пар відносно один одного. Це досягається установкою еластичних прокладок між корпусами букс і буксовими прорізами бічних рам або допущенням деякої міри свободи переміщень в цих зонах.

Значні успіхи в зменшенні зносу коліс і рейок в кривих досягнуті за рахунок застосування зв'язків колісних пар з бічними рамами, що сприяють радіальному установленню колісних пар в кривих [43, 47].

Впровадження на мережі залізниць України нових технічних рішень щодо поліпшення взаємодії вантажних вагонів та колії має цілу низку труднощів, пов'язаних з кризовими явищами в економіці. Розробка нових конструкцій візків потребує значних капіталовкладень, а нестабільність попиту на залізничні перевезення відлякує потенційних інвесторів. Тому з позиції можливості впровадження слід розглядати варіанти подальшого вдосконалення існуючих конструкторських рішень, спрямованих на поліпшення динамічних та ресурсних показників вантажних вагонів. Розглянемо більш детально деякі з таких конструкцій, які добре себе зарекомендували при експлуатації на просторі колії 1520 мм.

Результатом теоретичних і експериментальних досліджень щодо удосконалення конструкції візків стала розробка в Інституті технічної механіки Національної академії наук України та Державного космічного агентства України (ІТМ НАНУ і ДКАУ) спільно з компанією A. Stucki (USA) комплексної модернізації візків моделі 18-100 вантажних вагонів [48] і її впровадження на мережі залізниць України. Ця модернізація (рис. 1.1) полягає в заміні стандартних жорстких ковзунів з зазорами пружнодисипативними ковзунами постійного контакту; установці клинів з високоміцного чавуну (замість сталевих) і заміні фрикційних планок зносостійкими; застосуванні в підп'ятнику полімерної прокладки; використанні замість стандартного профілю коліс спеціально розробленого зносостійкого профілю ІТМ-73.

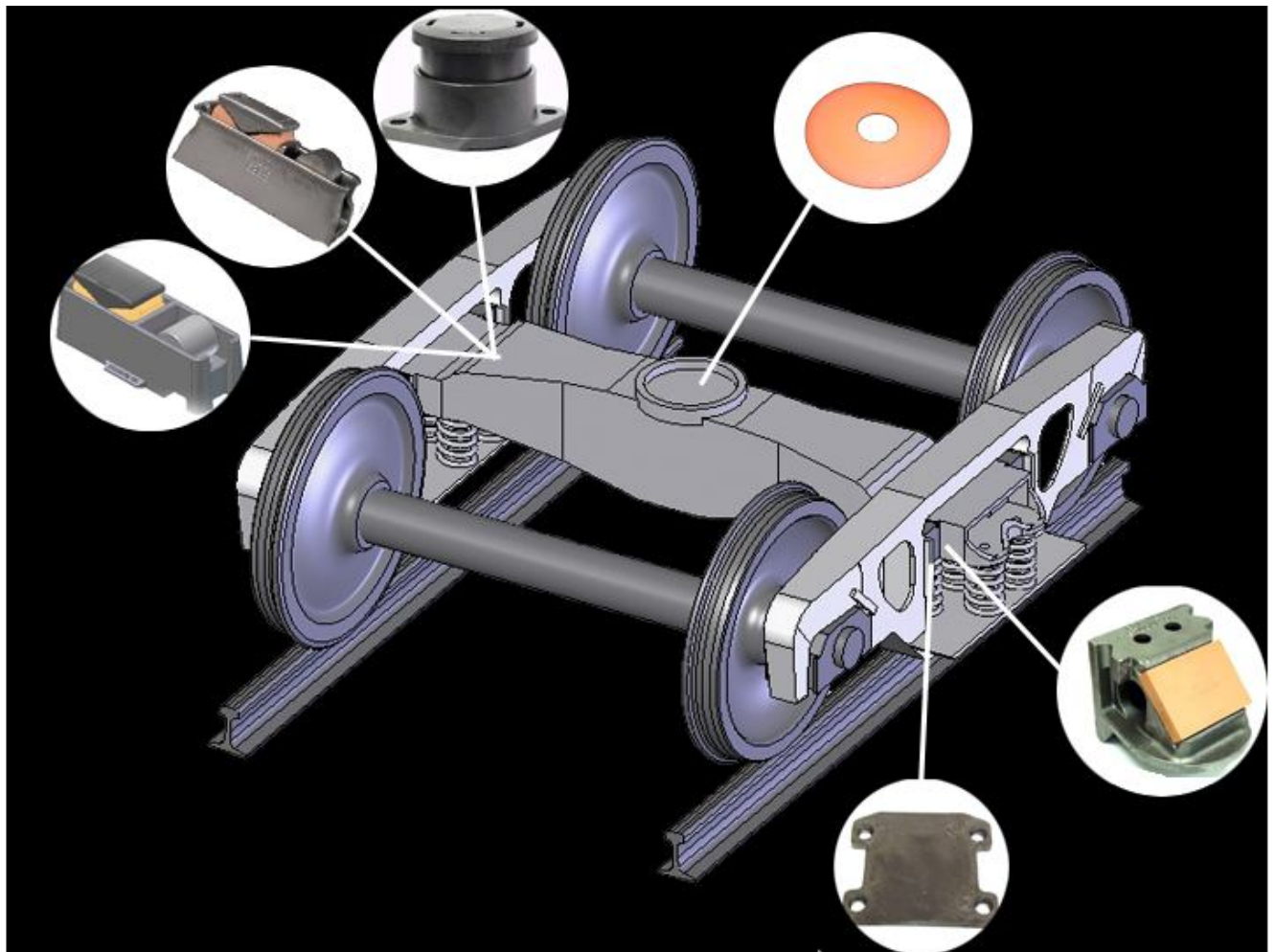


Рисунок 1.1 – Модернізація візка моделі 18-100 за проектом С03.04

Бічні ковзуни призначені для гасіння коливань бічної хитавиці і виляння візка відносно кузова (підвищення критичної швидкості вагона). При русі вагона на прямих і в пологих кривих між роликами ковзунів і зносостійкими планками кузова вагона, як правило, є зазори. У разі значного бічного нахилу кузова (в кривих ділянках колії або при сильній бічній хитавиці кузова) зносостійка планка контактує з роликом, який, перекочуючись в корпусі, полегшує поворот кузова відносно візка при вписуванні в криві. При такій схемі спирання кузова на надресорні балки забезпечується регламентована величина моменту опору поворотам візків відносно кузова.

Для істотного зменшення зносу клинної системи демпфірування, багаторазового збільшення ресурсу її елементів (клинів, фрикційних планок та надресорних балок) використовуються виготовлені за технологією компанії "А. Стакі" фрикційні клини RFE-43 (з високоміцного чавуну) з пружними поліуретановими накладками на похилих поверхнях клинів і зносостійкі фрикційні планки, які прикріплюються до бічної рами чотирма спеціальними болтами або заклепками. Поліуретанова накладка фіксується на клині за допомогою круглих бобишок, що вставляються в гнізда, і центруючого штиря, який входить у гніздо.

Фрикційні клини компанії "А. Стакі" з пружними накладками встановлюються на стандартних пружинах візків моделі 18-100 між фрикційними планками і кишнями надресорних балок тим же способом, що і стандартні суцільнометалеві клини, з якими вони взаємозамінні. Завдяки пружним накладкам виключається контакт "метал по металу" в парі "клин – надресорна балка" і як результат – похилі поверхні клинів і кишень надресорної балки практично не зношуються.

На сьогоднішній день на залізницях колії 1520 мм комплексно модернізовано візки більше 25 тисяч вантажних вагонів. Всі елементи комплексної модернізації використано при створенні на Крюковському вагонобудівному заводі перспективного візка моделі 18-7020 [49], який прийнято

в якості однієї з базових моделей для оновлення вантажного парку українських залізниць.

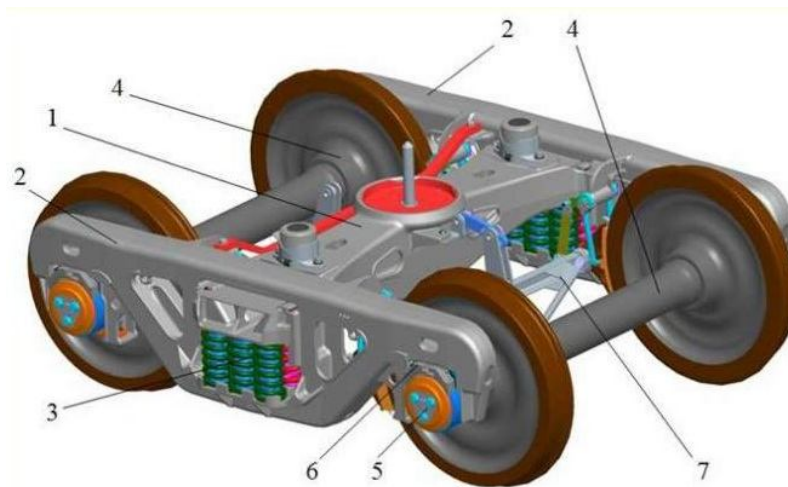
Візок моделі 18-7020 (рис. 1.2) відповідає прийнятій для залізниць колії 1520 мм трьохелементній конструктивній схемі з литими несучими деталями та центральним ресорним комплектом. Надресорна балка та бокова рама мають підсилену конструкцію. На надресорній балці нижній пояс підсилено двома поздовжніми ребрами, підп'ятникову зону виконано у вигляді решітки, а базову частину бокової рами підсилено додатковими внутрішніми литими ребрами на похилих поверхнях та збільшеною товщиною стінок у місцях виникнення втомних тріщин. Суцільно з рамою виконано литі кронштейни для підтримки колісних пар від випадання з буксових прорізів при підйманні візка. На надресорній балці розташовано горизонтальні площадки для встановлення ковзунів. В буксових вузлах застосовано конічні дворядні підшипники касетного типу з використанням їх в напівбуксі (адаптері), що дає змогу знизити дію осьових навантажень на колісну пару, зменшити витрати на поточні та деповські ремонти.

Ресорне підвішування має білінійну характеристику, змінну жорсткість і включає два комплекти пружин. Кожен комплект складається з п'яти дворядних гвинтових пружин, які встановлюються під надресорною балкою, та двох дворядних, які встановлюються під клинами. Розроблена конструкція ресорного підвішування забезпечує змінний статичний прогин в залежності від завантаження вагону, що приводить до покращення ходових якостей вагону як в порожньому, так і в завантаженому режимі, зменшення впливу на колію.



Рисунок 1.2 – Візок моделі 18-7020

З метою збільшення осевого навантаження до 25 т/вісь базовою моделлю для вантажного парку українських залізниць обрано візок моделі 18-9817 (рис. 1.3). Це спільна розробка американської компанії ASF Keystone і української Промислово-інвестиційної групи «Інтер Кар Груп». У візку використано конструктивні рішення і технології, застосовані у візку моделі Motion Control [50], який успішно експлуатується на залізницях США і Канади.



- 1 – надресорна балка;
- 2 – бічна рама;
- 3 – центральне підвішування;
- 4 – колісна пара;
- 5 – підшипники касетного типу;
- 6 – адаптери з пружною прокладкою;
- 7 – гальмівна система

Рисунок 1.3 – Візок моделі 18-9817

Візок складається з надресорної балки (1), двох бічних рам (2), двох комплектів центрального підвішування (3), чотирьох колісних пар (4), обладнаних підшипниками касетного типу (5) та адаптерами з пружною прокладкою (6), і гальмівної системи (7). Балка надресорна виконана у вигляді пустотілого бруса рівного опору згину зі сталі 20ГЛ. У підп'ятнику надресорної балки встановлено зносостійку чашу, що забезпечує постійний коефіцієнт тертя та сприяє зменшенню зношення п'ятника кузова вагона. На відстані, рівній ширині колії, встановлено знімні ковзуни постійного контакту «Preload Plus» з можливістю підбору пружних характеристик в залежності від типу вагона. Місця під установлення ковзунів (ширина і довжина площадки, отвори під болтове кріплення) уніфіковані для можливості установлення ковзунів різної конструкції. На кінцевих частинах надресорної балки виконано напрямні, які взаємодіють з напрямними на бічних рамах візка, забезпечують гарантоване обмеження величини забігання бічних рам і розвантажують фрикційні клини ресорного підвішування від сприйняття надмірних поздовжніх і кутових силових дій.

У буксових отворах бічної рами встановлено адаптери «Adapter Plus» з полімерною пружною прокладкою, які сприяють вписуванню візка в криві і можуть експлуатуватися при температурі до -60°C . Застосування даного адаптера дозволяє поліпшити взаємодію коліс і рейок.

В якості пружних елементів в комплекті ресорного підвішування візка моделі 18-9817 встановлено сім зовнішніх і п'ять внутрішніх пружин. Для забезпечення стабільної роботи клинового гасителя коливань протягом міжремонтних пробігів під клинами встановлено спеціально підібрані пружини з підвищеним прогином (дві зовнішні і дві внутрішні пружини). Застосування більш досконалої опорної поверхні ресорного комплекту в візку моделі 18-9817 у порівнянні з типовим візком дозволяє використовувати прутки меншого діаметру, знизити масу ресорного комплекту та збільшити його опір коливанням галопування.

У візку моделі 18-9817 клин розвантажений від сприйняття надмірних поперечних і кутових навантажень, оскільки передача цих навантажень

відбувається безпосередньо від надресорної балки на вертикальні стійки бічної рами. Похилі контактні поверхні клина, встановленого на візку моделі 18-9817, розділені та утворюють похилу поверхню просторової конфігурації, що покращує роботу фрикційного клина при гасінні поперечних коливань, покращує зв'язаність бічної рами з надресорної балкою і зменшує знос поверхонь тертя.

1.3 Роботи, присвячені вдосконаленню форми профілів коліс

При дослідженнях, направлених на вдосконалення форми профілів коліс, необхідним є розв'язання задачі взаємодії колеса та рейки. При аналізі методів вирішення цієї задачі [51-66] можна виділити два основні підходи. Один з них полягає в зведенні кожної контактної плями в точку і розрахунку нормальних і дотичних сил, що діють в отриманих точках, другий передбачає визначення розмірів і форми плям контакту і розподілу по них сил взаємодії.

Найбільш повно завдання визначення сил взаємодії при точковому контакті вирішується для випадку руху рейкового екіпажа по колії довільного обрису в плані, пружнодисипативні та енергійні властивості якої враховані в вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках.

Вихідною для вирішення багатьох завдань контакту з урахуванням контактних плям є класична теорія взаємодії, розроблена Герцем [60], в якій два ненавантажених тіла (поверхні кочення колеса і рейки) дотикаються в одній точці.

Широко відома лінійна теорія, запропонована Калкером [51] для взаємодії колеса і рейки при коченні, на основі якої він розробив алгоритм вирішення дотичної контактної задачі, що набула широкого застосування в дослідженнях динаміки залізничних екіпажів. Автор запропонував пляму контакту розділити на смуги рівної ширини, паралельні напрямку кочення, які в свою чергу діляться на рівну кількість елементів, для кожного з яких перевіряється виконання закону Кулона. У разі його невиконання значення сил коригуються. Шукані дотичні сили дорівнюють сумах дотичних зусиль, обчислених для кожного елемента плями контакту. Розподіл нормального тиску задається рівнянням параболоїда.

Існує метод розрахунку завдання взаємодії при нееліптичній контактній плямі. Передбачається, що вона є зоною взаємного проникнення твердих тіл, і ділиться на смуги в напрямку кочення, а кожна смуга вважається частиною еквівалентного еліпса. Нормальна сила в кожному еквівалентному еліпсі визначаються за методом Герца, повна нормальна сила дорівнює сумі нормальних сил в смугах. Дотичні зусилля обчислюються за методом Калкера. Коефіцієнти Калкера визначаються для кожного еквівалентного еліпса.

Перша робоча гіпотеза, за допомогою якої можна оцінити дотичні сили взаємодії колеса і рейки, була сформульована Картером. Він ввів припущення, що при коченні колеса на прямій ділянці колії розбіжність траєкторії проекції центру колеса на площину контакту з напрямком площини його миттєвого кола кочення реалізується не шляхом ковзання, а в результаті пружного зсуву, який визначається вигином або стисненням волокон матеріалу в зоні контакту. Дане явище було названо псевдоковзанням або крипом.

Існують різні гіпотези визначення сил крипа [62-95], побудовані за результатами теоретичних і експериментальних досліджень. Моделі сил крипа можуть бути лінійними або нелінійними.

По Картеру коефіцієнт крипа обчислюється в залежності від вертикального тиску, що передається від колеса на рейку, і радіусу кола кочення колеса. У лінійної теорії Калкера співвідношення між показниками і силами крипа задаються формулами, коефіцієнти в яких залежать від співвідношення піввісей контактної еліпси, модуля зсуву і коефіцієнта Пуассона. Відома також емпірична теорія Калкера, в якій встановлюється нелінійне співвідношення між поздовжнім і поперечним крипом і силою крипа.

Проводилися також роботи по опису залежностей сил крипа за експериментальними і теоретичними даними. Було поставлено машинний експеримент, результатом якого стало рішення просторової контактної задачі про стаціонарне коченні колеса по рейці для еліптичних і нееліптичних контактних плям при різному ступені зносу контактних поверхонь. Для апроксимації залежностей сил крипа побудовано аналітичний вираз сумарної сили, в якому

враховані миттєвий радіус колеса, поперечне зміщення контактної плями від площини симетрії рейки, прокат колеса, тиск колеса на рейку.

У моделюванні зносу контактуючих тіл превалюють два підходи. У першому з них втрати матеріалу вважаються функціями енергії, розсіяної в контакті, тобто знос визначається роботою сил тертя або крипа. У другому знос залежить від нормальної сили, шляху проковзуванні і поверхневої твердості.

З урахуванням роботи сил тертя побудована добре відома модель зносу Шпехта, в якій розглядаються два види зносу: помірний і інтенсивний. Передбачається, що як в зоні інтенсивного, так і в зоні помірного зносу існує лінійна залежність між питомим зносом і роботою сили взаємодії, віднесеної до площі контакту.

При точковому представленні плям контакту колеса і рейки в якості показника зносу може розглядатися питома робота сил крипа (робота, віднесена до пройденого екіпажем шляху). Серед моделей зносу, заснованих на проковзуванні, добре відома модель Арчарда, в якій встановлюється лінійна залежність об'єму знятого матеріалу від контактної сили, шляху проковзування і твердості матеріалу. Коефіцієнт зносу представляється двовимірною картою як функція контактного тиску і швидкості ковзання. У деяких роботах пляма контакту ділиться на малі елементи. У них базовою при моделюванні зносу є модель Арчарда, яка застосовується локально для кожного елемента.

Питанню щодо вивчення впливу форми профілів ободів залізничних коліс на динаміку рухомого складу приділялась велика увага на всьому етапі розвитку залізниць. Проведено також велику кількість теоретичних та експериментальних досліджень щодо впливу форми профілів коліс на процеси їх зношення та напружено-деформований стан [96-114].

Особливу увагу вирішенню цієї проблеми приділяє Міжнародна асоціація важковагового руху (ІННА), яка займається узагальненням світового досвіду щодо поліпшення взаємодії рухомого складу та колії [34]. При оптимізації форми профілів коліс рекомендується розподіл контакту колеса та рейки на функціональні області (рис. 1.4):

- область А – контакт між середньою частиною головки рейки і обода колеса;
- область В – контакт між викружкою головки рейки та галтеллю колеса (в основі гребеня);
- область С – контакт між зовнішніми зонами профілів колеса та рейки.



Рисунок 1.4 – Розподіл контакту колеса та рейки на функціональні області

Оптимізацію форми області А рекомендується проводити з метою забезпечення стійкості руху по прямих ділянках колії. При проектуванні області В слід керуватися питаннями оптимізації процесів вписування візка в криволінійні ділянки колії та поліпшення контактної взаємодії колеса та рейки. Форму області С підбирають з точки зору оптимізації контактних напружень між колесом та внутрішньою рейкою при проходженні кривих.

Для конкретного прикладу розглянемо досвід Центру транспортних технологій (ТТСІ) Асоціації Американських залізниць (AAR) по розробці зносостійких профілів [115]. В 90-х роках минулого сторіччя був запропонований зносостійкий профіль AAR-1В (рис. 1.5). В даному профілі було збільшено кут нахилу гребеня та вдосконалено форму викружки профілю (область В). Результатом подальших досліджень стала розробка профілю AAR-2А, форму якого оптимізовано до форми профілю зношеної головки рейки.

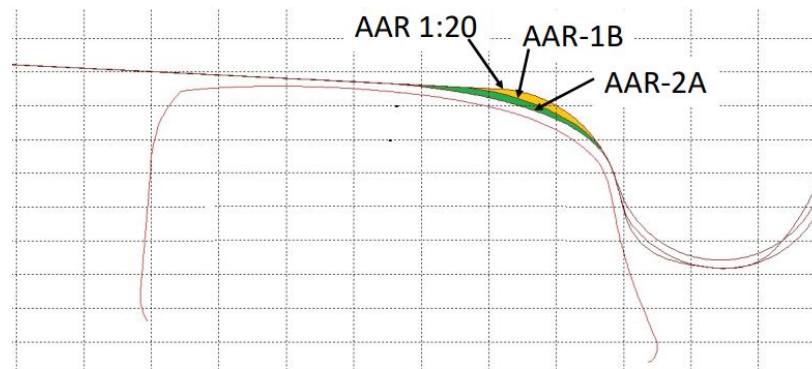


Рисунок 1.5 – Вдосконалення форми профілів коліс для залізниць США

Аналіз геометричних характеристик профілів коліс, що застосовуються в країнах з високорозвиненим залізничним сполученням, дозволив зробити висновок, що в даний час у світовій практиці для зниження зносу коліс, збільшення міжремонтного пробігу і скорочення витрат на обслуговування колії вибирається профіль, який має близьку до зношеної нелінійну поверхню кочення.

Профілі викружки колеса і рейки узгоджуються для забезпечення конформного контакту при поперечному переміщенні відносно один одного. Кут нахилу гребеня в середньому становить 70° . При розробці нових зносостійких профілів важливу роль відіграють особливості кожної конкретної мережі залізниць, тому застосування зносостійких профілів без проведення теоретичних досліджень, як правило, не є ефективним.

Для мережі залізниць 1520 мм ІТМ НАНУ і ДКАУ запропоновано у візках, обладнаних ковзунами постійного контакту, використовувати замість стандартного профілю коліс спеціально розроблений зносостійкий профіль ІТМ-73 (рис. 1.6).

Даний профіль має нелінійну геометрію поверхні кочення, яка оптимізована з позицій мінімізації сил крипу. Серед особливостей даного профілю слід виділити збільшення кута нахилу гребеня, що позитивно впливає на показники безпеки руху вагона та інтенсивність зношення гребеня. Також збільшено у порівнянні зі стандартним профілем радіус викружки. Це сприяє більш плавному вписуванню візка в криволінійні ділянки колії.

В результаті впровадження даного профілю на мережі залізниць України був підвищений життєвий цикл колісних пар за зносом гребенів і поверхонь катання коліс більш ніж у 2 – 2,5 рази.

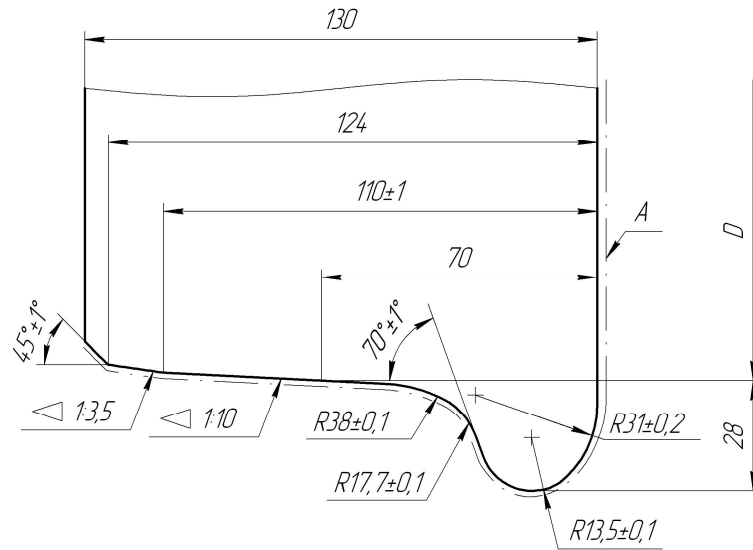


Рисунок 1.6 – Профіль колеса ITM-73

Проте подальші теоретичні та експериментальні дослідження показали, що можливості вдосконалення профілю обода коліс до кінця не вичерпано.

Слід зазначити, що при взаємодії колеса з профілем ITM-73 і незношеної рейки Р65 розміри контактних плям порівняно малі і при розрахунках контактна пляма зводиться в точку. Найбільш перспективним з точки зору оптимізації процесів взаємодії вважається конформний контакт тіл, коли профілі колеса і рейки мають подібні обриси і їх контакт відбувається на великій площі. В цьому випадку контактну пляму не можна розглядати однією точкою і найчастіше вона має нееліптичну форму. Для конформної взаємодії характерні найменший знос і найбільш рівномірний розподіл контактних напружень, при цьому величина їх значно нижча, ніж при інших видах контакту.

Тому подальше вдосконалення форми профілю коліс вантажних вагонів здатне вирішити низку проблем, пов'язаних з покращанням взаємодії вантажних вагонів та колії. При цьому впровадження нових зносостійких профілів коліс на мережі залізниць України не потребує значних витрат у порівнянні з удосконаленням екіпажної частини рухомого складу і може дати значний техніко-економічний ефект.

1.4 Висновки за розділом 1

Аналіз вітчизняних та зарубіжних відкритих джерел щодо проблеми підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів дозволяє зробити наступні висновки.

1. Незважаючи на велику кількість досліджень та значний вклад вітчизняних та закордонних вчених, задача поліпшення взаємодії вантажних вагонів із колією є досить актуальною. Для вітчизняних залізниць характерною особливістю взаємодії рухомого складу з рейковою колією є наявність проблеми понаднормового зношення гребенів колісних пар та бічних граней головок рейок в кривих малого радіусу.

2. Аналіз можливих причин понаднормового зношення гребенів колісних пар показав, що ряд технічних рішень прийнятих на вітчизняних залізницях наприкінці ХХ сторіччя міг призвести до погіршення умов взаємодії контактної пари «колесо - рейка».

3. Впровадження на мережі залізниць України нових технічних рішень щодо поліпшення взаємодії вантажних вагонів та колії має цілу низку труднощів, пов'язаних з кризовими явищами в економіці. Розробка нових конструкцій візків потребує значних капіталовкладень, а нестабільність попиту на залізничні перевезення відлякує потенційних інвесторів. Тому з позиції можливості впровадження слід розглядати варіанти подальшого вдосконалення існуючих конструкторських рішень, спрямованих на поліпшення динамічних та ресурсних показників вантажних вагонів.

4. Вдосконалення форми профілів коліс успішно зарекомендувало себе як один із шляхів зменшення зносу гребенів колісних пар. Впровадження нових зносостійких профілів коліс на мережі залізниць України не потребує значних витрат у порівнянні з удосконаленням екіпажної частини рухомого складу і може дати значний техніко-економічний ефект.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ НА ПРОЦЕСИ ЇХ ВЗАЄМОДІЇ З КОЛІЄЮ

На мережі залізниць простору 1520 мм застосовується планово-попереджувальна система технічного обслуговування та ремонту рухомого складу. Для цієї системи характерним є проведення планових ремонтних робіт у відповідності до нормативних документів, що визначають граничні терміни експлуатації одиниць рухомого складу до наступного ремонту. З цього випливає, що дана система не враховує реальний технічний стан деталей та вузлів. Але при технічному обслуговуванні контролюються гранично допустимі значення зносів деталей та вузлів, що безпосередньо впливають на безпеку руху. Таким чином, при існуючій системі ремонту можливою є експлуатація вантажних вагонів з технічним станом основних вузлів, що відрізняється в досить широких діапазонах. Також слід зазначити, що інтенсивність зносу вузлів ходових частин на різних етапах експлуатації неоднакова. На етапі припрацювання може спостерігатися висока інтенсивність зносу зі значною зміною геометричних розмірів. Це в свою чергу призводить до ситуації, при якій більшу частину міжремонтних пробігів вагони експлуатуються з технічним станом елементів конструкції візків, що не відповідає альбомним кресленням заводів – виробників.

Незважаючи на те, що зноси окремих деталей та вузлів можуть відповідати нормативним вимогам, вагони з такими вузлами більш інтенсивно взаємодіють з рейковою колією. В свою чергу стан рейкової колії значно впливає на показники роботи залізничного транспорту, оскільки відхилення від норм його утримання, крім витрат на ремонт і заміну елементів, вимагає обмеження швидкості руху поїздів. Циклічна взаємодія колії та рухомого складу призводить до виникнення в елементах верхньої будови колії втомних пошкоджень і зносів, які знижують безпеку руху. З огляду на світову тенденцію зростання швидкостей руху та осьових навантажень коліс на рейки, актуальною є задача поліпшення взаємодії рухомого складу та колії, оскільки експлуатація вагонів з підвищеними швидкостями може призвести до руйнування верхньої будови колії, зниження

безпеки руху та збереженості вантажів, зростання шумового і вібраційного забруднення навколишнього середовища та ін.

Метою даного розділу дисертаційного дослідження є пошук та наукове обґрунтування найбільш ефективного шляху поліпшення взаємодії вантажних вагонів з рейковою колією. Для цього необхідно виконати оцінку впливу на процеси взаємодії коліс і рейок зміни параметрів технічного стану рухомого складу та встановити, які з параметрів технічного стану візків вагона є головними причинами зниження його динамічних якостей.

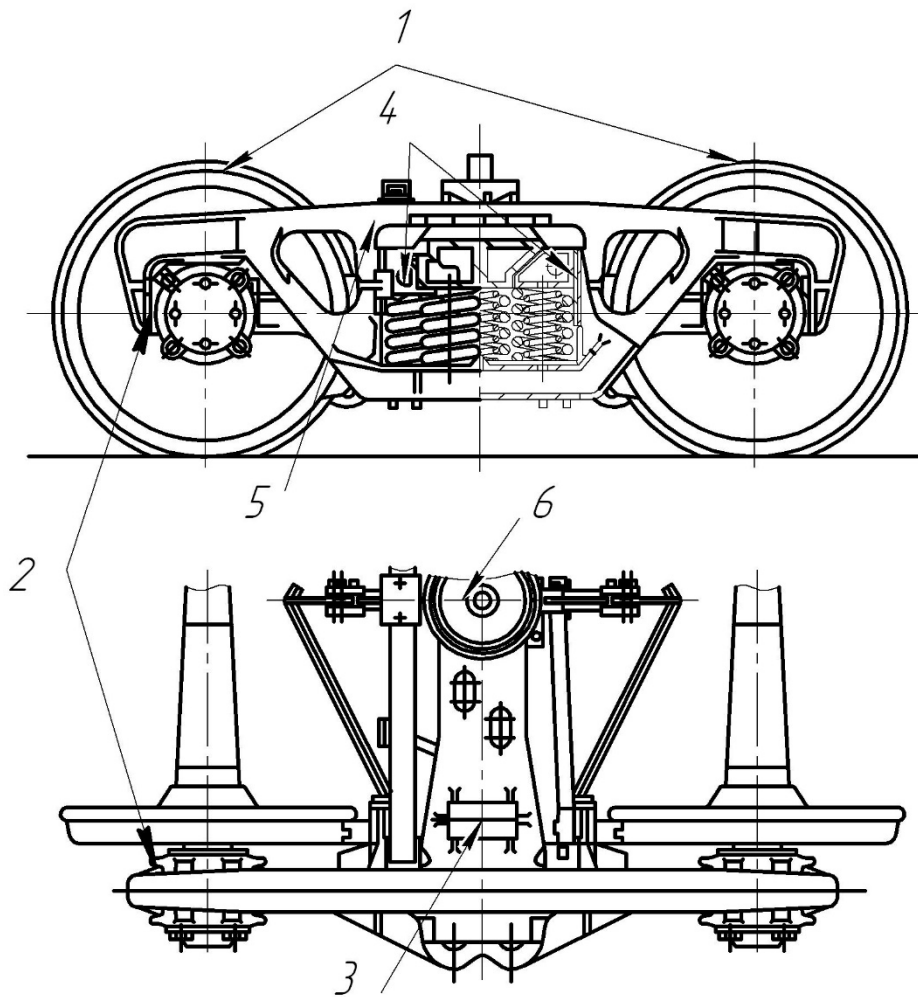
2.1 Аналіз показників технічного стану візків

У парку вантажних вагонів залізниць України використовуються трьохелементні візки різних моделей, проте основні вузли, а, отже, і їх несправності, як правило, схожі. З практики експлуатації вагонів відомо, що значне погіршення їх динамічних показників відбувається по мірі зносів основних елементів і вузлів екіпажної частини.

Найбільші зноси і, як наслідок, підвищення динамічного впливу на колію характерні для вагонів з візками моделі 18-100 (рис. 2.1), які все ще в переважній більшості експлуатуються на мережі залізниць колії 1520 мм.

Серед основних параметрів, що характеризують технічний стан вагона, можна виділити:

- знос колісних пар (1 на рис. 2.1);
- стан фрикційного гасителя коливань (4 на рис. 2.1);
- сумарний зазор в буксовому отворі в поздовжньому і поперечному напрямках (2 на рис. 2.1);
- сумарний зазор ковзунів візка (3 на рис. 2.1);
- різниця баз бічних рам (5 на рис. 2.1);
- знос п'ятникового вузла (6 на рис. 2.1).



- 1 – колісні пари;
- 2 – буксові отвори;
- 3 – ковзун;
- 4 – фрикційні гасителі коливань;
- 5 – бічна рама;
- 6 – підп'ятник

Рисунок 2.1 – Візок моделі 18-100

Розглянемо більш детально можливий вплив зміни параметрів технічного стану вагона з візками моделі 18-100 на його динамічні якості. При зносі колісних пар змінюється товщина гребенів і конусність ободів коліс, внаслідок чого може знижуватися запас стійкості руху вагона. Збільшення зазорів в буксових отворах може сприяти зростанню кутів виляння колісних пар. Ковзуни візка моделі 18-100 є додатковою опорою кузова при його нахилах, збільшення їх сумарних зазорів

може привести до погіршення вертикальної динаміки вагона. При експлуатації візка моделі 18-100 спостерігається зниження коефіцієнта відносного тертя фрикційного гасителя коливань, внаслідок чого не забезпечується належне демпфірування коливань вагона, зростає його динамічний вплив на колію. Різниця баз бічних рам сприяє перекосу колісних пар, із-за чого можуть зростати кути набігання колеса на рейку, підвищуватися інтенсивність зносу пари «колесо - рейка». При зносі п'ятникових вузлів вагона відбувається збільшення впливу ударних навантажень при його рушанні з місця і гальмуванні, погіршення передачі поздовжніх зусиль через шворінь, його вигин, зріз та ін.

Слід зазначити, що в візках моделі 18-100, модернізованих за проектом С03.04, інтенсивність зносів всіх перерахованих деталей і вузлів в кілька разів нижча, внаслідок чого по мірі експлуатації не відбувається різкого погіршення динамічних показників вагона.

2.2 Розробка просторової математичної моделі взаємодії вагона і колії довільного окреслення в плані

Дана математична модель розроблялася для оцінки впливу на динамічні показники і процеси взаємодії з колією вагона зі стандартними і модернізованими візками моделі 18-100, що мають різний технічний стан. Також представлення модель дозволяє проводити дослідження динаміки вагонів з візками перспективних конструкцій.

2.2.1 Розрахункова схема вантажного вагона

В розрахунковій схемі (рис. 2.2) екіпаж представлено у вигляді механічної системи одинадцяти твердих тіл (кузова, двох надресорних балок, чотирьох бічних рам і чотирьох колісних пар), з'єднаних пружнодисипативними елементами із зазорами або без них.

Розрахункова схема дає змогу враховувати такі особливості рейкових екіпажів:

а) спирання кузова на візки за допомогою плоских п'ятників. При коливаннях бічної хитавиці враховується дія на кузов і надресорні балки візків перекидального і відновлювального моментів. При коливаннях виляння надресорної балки відносно кузова враховується момент сил сухого тертя, який діє в площині спирання п'ятника на підп'ятник;

б) у вузлах спирання кузова на візки встановлено пружнодисипативні ковзуни постійного контакту. Для ковзунів з поліуретановими пружними блоками враховується їх нелінійна жорсткість в межах максимального ходу ковзуна Δ_d . Якщо в якості пружних елементів використовуються пружини, то ця жорсткість лінійна. Після змикання зазору в ковзуні враховується його конструкційна жорсткість (корпусу або ролика пружно-каткового ковзуна). Характеристика вертикального зусилля S_z^{sb} для випадку поліуретанових блоків приведена на рис. 2.3, а. Враховується також поздовжня сила тертя F^L (рис. 2.3, б), яка діє в опорних поверхнях ковзуна при взаємному вилянні кузова і надресорної балки.

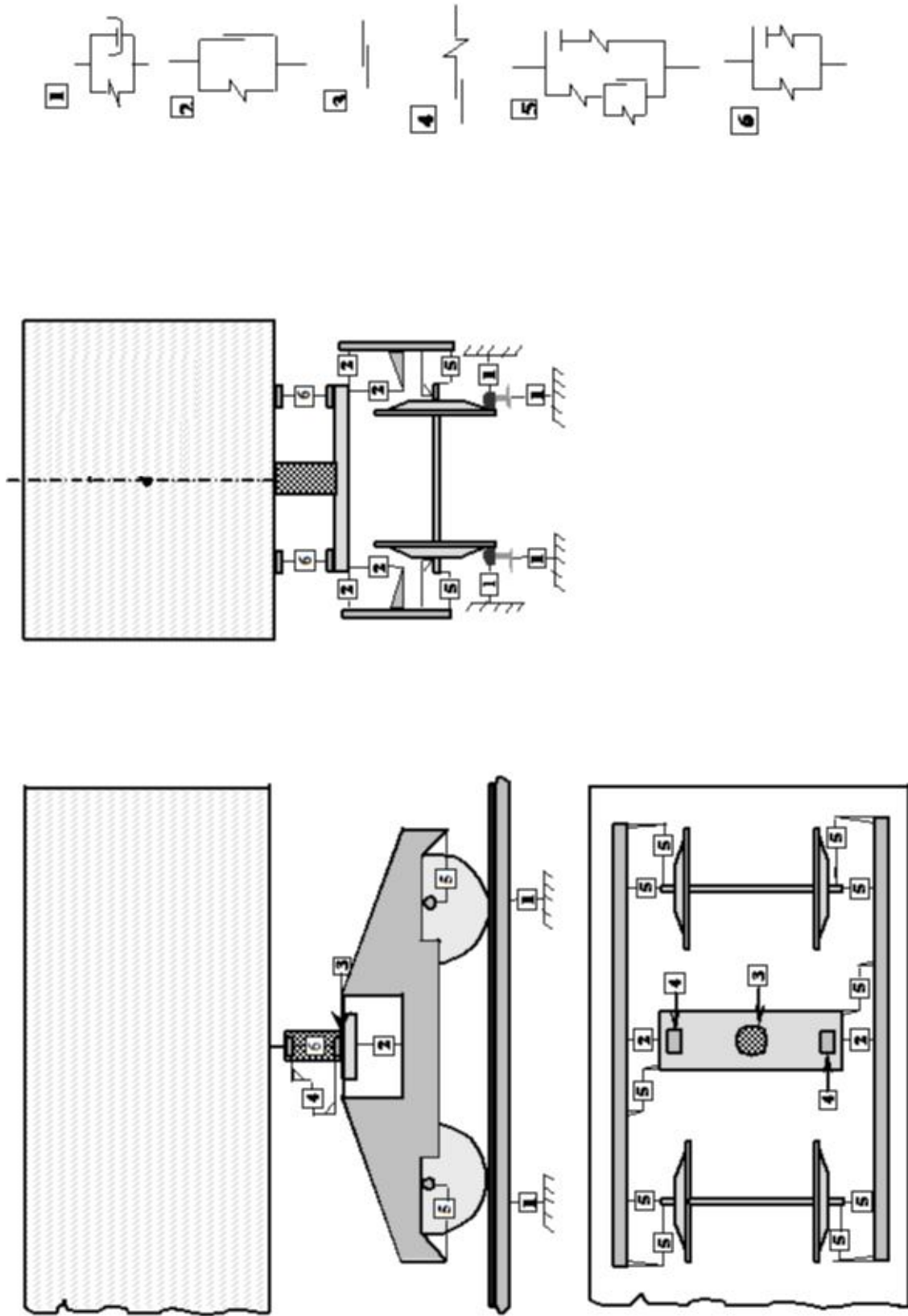
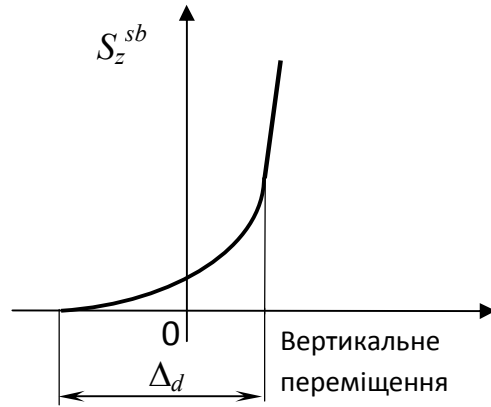
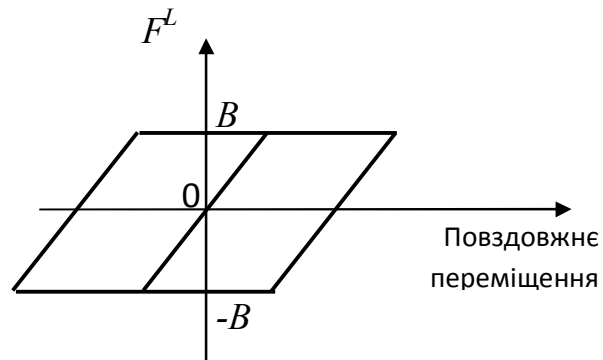


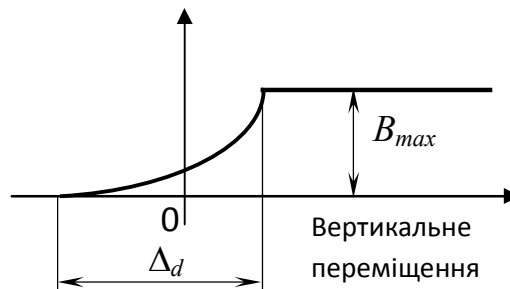
Рисунок 2.2 – Розрахункова схема вантажного вагона



а



б



в

- а – характеристика вертикального зусилля;
 б – характеристика поздожньої сили тертя;
 в – залежність амплітуди поздожньої сили тертя від ходу ковзуна

Рисунок 2.3 – Характеристики пружнодисипативних ковзунів постійного контакту

Амплітуда цієї сили B_{max} стає постійною після змикання зазору в ковзуні (рис. 2.3, в);

в) ресорний комплект центрального підвішування допускає взаємні поступальні переміщення бічної рами і надресорної балки в вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках, а також їх взаємні повороти в плані.

При вертикальних і поперечних горизонтальних переміщеннях бічної рами і надресорної балки враховується дія сил сухого тертя в клинових гасителях коливань. При кутових в плані переміщеннях розглядається петлеподібна характеристика «момент - кутове переміщення» M^s (рис. 2.4), в якій одночасно з кутовою жорсткістю складової рами візка (лінія 1) і моментом сил сухого тертя враховується кутова жорсткість контактної взаємодії (лінія 2) і кутова жорсткість після змикання зазору Δ_{ψ}^s між надресорною балкою і бічною рамою (лінія 3);

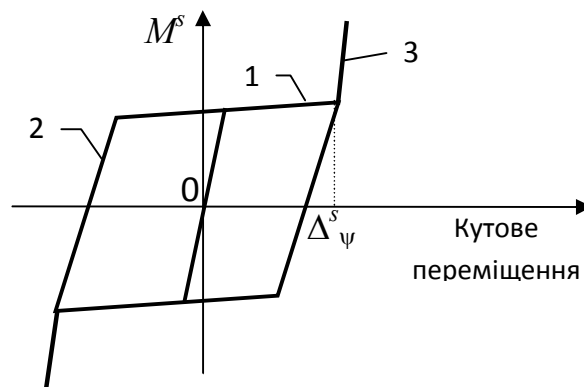


Рисунок 2.4 – Характеристика «момент - кутове переміщення» в зв'язку між надресорною балкою і бічною рамою

г) бічна рама через буксовий вузол жорстко зв'язана з колісною парою в вертикальному напрямку;

д) наявність зазорів в щелепних отворах буксових вузлів створює можливість горизонтальних поперечних і поздовжніх, а також кутових в плані

взаємних переміщень бічних рам і колісних пар в межах цих зазорів. Сили тертя S^{ab} , що виникають при цих переміщеннях, мають петлеподібну характеристику (рис. 2.5). Лінією 1 зображено зусилля в пружному елементі великої жорсткості, яке моделює в розрахунковій схемі конструкційну жорсткість взаємодіючих тіл після змикання зазору Δ^{ab} .

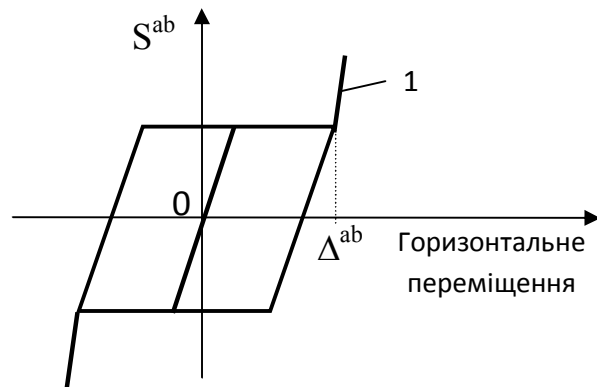
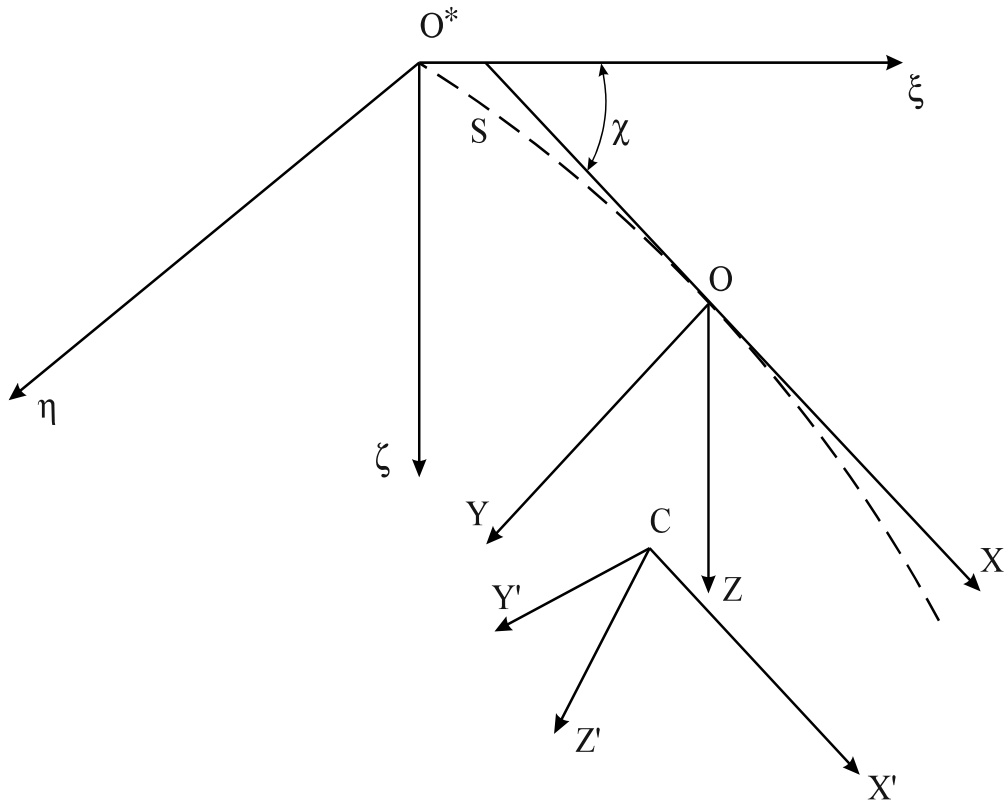


Рисунок 2.5 – Характеристика «сила - горизонтальне переміщення» в зв'язку між бічною рамою і колісною парою

2.2.2 Математична модель руху вагона

При складанні математичної моделі руху розглянутого рейкового екіпажа по колії довільного окреслення в плані враховано рівняння криволінійної осі колії, а за системи відліку вибрано одну нерухому систему координат $O^* \xi \eta \zeta$, яка пов'язана з Землею, і для кожного твердого тіла екіпажа по дві рухомі системи: природня $OXYZ$ і пов'язана з тілом $CX'Y'Z'$ (CX' , CY' , CZ' – головні центральні осі інерції). Початок координат O для кожного твердого тіла знаходиться на відстані пройденого шляху S від його початкового положення в початковий момент часу (рис. 2.6). Положення природної системи координат відносно нерухомої системи характеризується дуговою координатою вздовж осі колії S , кутами χ та φ_h між осями OX і $O^* \xi$ відповідно в плані і у вертикальній

поздовжній площині, а також кутом θ_h між осями OY та $O^*\eta$ у вертикальній поперечній площині. Величини φ_h та θ_h визначаються підвищенням зовнішньої рейки h_R , параметри колії χ та h_R – задані функції координати S .



- $O^*\xi\eta\zeta$ – нерухома система координат, пов'язана із Землею;
- $OXYZ$ – рухома природна система координат;
- $CX'Y'Z'$ – зв'язана з тілом рухома система координат;
- CX' , CY' , CZ' – головні центральні осі інерції твердого тіла;
- S – шлях, пройдений тілом;
- χ – кут між осями OX і $O^*\xi$ в плані

Рисунок 2.6 – Системи координат

Положення твердого тіла відносно природної системи координат описується поступальними переміщеннями посмикування x , бокового відносу y та підстрибування z , а також кутовими переміщеннями виляння ψ , галопування φ і бічної хитавиці θ .

Переміщенням надресорних балок присвоєно індекс be ($e = 1, 2$ – номер візка за ходом руху вагона), переміщенням бічних рам – fej (для лівої сторони екіпажів $j = 1$, для правої $j = 2$), колісних пар – sei ($i = 1, 2$ – номер колісної пари у візку), коліс – $weij$, рейок під колесами – $reij$.

Диференціальні рівняння руху досліджуваної системи «вантажний вагон - колія» складено як рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_v} - \frac{\partial K}{\partial q_v} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_v} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_v} = Q_v \quad (v=1,2,\dots,n), \quad (2.1)$$

де q_v – узагальнені координати;

Q_v – відповідні їм узагальнені сили;

K и Π – кінетична і потенціальна енергії;

Φ – функція розсіяння енергії;

n – число ступенів свободи системи.

При виборі узагальнених координат розглянутого екіпажа враховувалися обмеження, накладені на переміщення окремих елементів досліджуваної системи внаслідок конструктивних особливостей і зроблених припущень.

Кінетична і потенційна енергії системи «екіпаж - колія» дорівнюють сумах відповідних енергій вагона і колії. Аналогічно обчислюється функція розсіювання енергії в системі.

За відомою теоремою Кеніга кінетична енергія дорівнює сумі енергій всіх складових його твердих тіл. Кінетична енергія кожного твердого тіла обчислюється як сума двох складових: енергії K_c поступального руху, яке визначається рухом центру мас,

$$K_c = \frac{1}{2} m \left(\dot{\xi}^2 + \dot{\eta}^2 + \dot{\zeta}^2 \right) = \frac{1}{2} m \left[\left(\dot{S} + \dot{x} - y\dot{\chi} \right)^2 + \left(\dot{y} + x\dot{\chi} \right)^2 + \left(\dot{z} - \frac{1}{2} \dot{h}_R \right)^2 \right], \quad (2.2)$$

і енергії K_Ω сферичного руху відносно центру мас

$$K_\Omega = \frac{1}{2} \left(I_x \omega_{x'}^2 + I_y \omega_{y'}^2 + I_z \omega_{z'}^2 \right) =$$

$$= \frac{1}{2} I_x (\dot{\theta} + \dot{\theta}_h)^2 + \frac{1}{2} I_y (\dot{\phi} + \dot{\phi}_h)^2 + \frac{1}{2} I_z (\dot{\psi} + \dot{\chi})^2, \quad (2.3)$$

де m – маса розглянутого тіла;

I_x, I_y, I_z – його головні центральні моменти інерції;

$\omega_{x'}, \omega_{y'}, \omega_{z'}$ – кутові швидкості пов'язаної з твердим тілом системи координат.

Потенційна енергія екіпажа Π дорівнює сумі енергій пружних деформацій Π_1 і змін енергії Π_2 внаслідок підйомів або опускань центрів тяжіння тіл, що входять в систему. Потенційна енергія Π_1 визначається по теоремі Клапейрона як квадратична функція величин стискування пружних елементів Δ :

$$\Pi_1 = \frac{1}{2} \sum_{\sigma=1}^{n1} (k_{\sigma z} \Delta_{\sigma z}^2 + k_{\sigma y} \Delta_{\sigma y}^2 + k_{\sigma x} \Delta_{\sigma x}^2 + k_{\sigma \psi} \Delta_{\sigma \psi}^2), \quad (2.4)$$

де $k_{\sigma z}, k_{\sigma y}, k_{\sigma x}$ – жорсткості σ -го пружного елемента у вертикальному, горизонтальному поперечному і поздовжньому напрямках відповідно;

$k_{\sigma \psi}$ – кутова жорсткість в плані пружних елементів;

$n1$ – кількість пружних елементів в системі;

$\Delta_{\sigma z}, \Delta_{\sigma y}, \Delta_{\sigma x}$ – деформації σ -го пружного елемента в вертикальному, горизонтальному поперечному і поздовжньому напрямках;

$\Delta_{\sigma \psi}$ – кутова деформація елемента в плані.

Потенціал Π_2 знаходиться з урахуванням підйому або опускання центрів тяжіння тіл при їх поперечному переміщенні. Для кожного твердого тіла системи

$$\Pi_2 = -mg(z + \theta_h y), \quad (2.5)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Функція розсіювання енергії вагона записується у вигляді:

$$\begin{aligned} \Phi = & \frac{1}{2} \sum_{\sigma=1}^{n2} (\beta_{\sigma z} \dot{\Delta}_{\sigma z}^2 + \beta_{\sigma y} \dot{\Delta}_{\sigma y}^2 + \beta_{\sigma x} \dot{\Delta}_{\sigma x}^2 + \beta_{\sigma \psi} \dot{\Delta}_{\sigma \psi}^2) + \\ & + \sum_{\sigma=1}^{n3} (F_{\sigma z} |\dot{\Delta}_{\sigma z}| + F_{\sigma y} |\dot{\Delta}_{\sigma y}| + F_{\sigma x} |\dot{\Delta}_{\sigma x}| + F_{\sigma \psi} |\dot{\Delta}_{\sigma \psi}|), \end{aligned} \quad (2.6)$$

де β – коефіцієнти розсіювання енергії в демпферах в'язкого тертя;

F – амплітудні значення сил сухого тертя;

n_2, n_3 – кількість демпферів в'язкого і сухого тертя в системі відповідно.

У виразах (2.4), (2.6) деякі з коефіцієнтів k , β , F в залежності від розглянутої конструкції візків можуть дорівнювати нулю.

Колію прийнято інерційною пружнодисипативною в вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках. Її властивості враховані наступним чином: колісні пари через рейки і пружнодисипативний зв'язок спираються на підрейкову основу, яку в вертикальному і горизонтальному напрямках прийнято інерційною пружнов'язкою. Вона моделюється зведеною до кожного колеса масою, що має два ступені свободи і спирається у вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках на пружини і демпфери в'язкого тертя. За узагальнені координати колії прийняті вертикальні z_{reij} і горизонтальні поперечні y_{reij} переміщення зведених мас.

Вираз для кінетичної енергії колії має вигляд

$$K_r = \frac{1}{2} m_{rz} \sum_{e=li=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{z}_{reij}^2 + \frac{1}{2} m_{ry} \sum_{e=li=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{y}_{reij}^2, \quad (2.7)$$

де m_{rz}, m_{ry} – маси колії, зведені до одного колеса в вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках.

Потенційна енергія колії обчислюється таким чином

$$\Pi_r = \frac{1}{2} k_{rz} \sum_{e=li=1}^2 \sum_{j=1}^2 z_{reij}^2 + \frac{1}{2} k_{ry} \sum_{e=li=1}^2 \sum_{j=1}^2 y_{reij}^2, \quad (2.8)$$

де k_{rz}, k_{ry} – зведені до одного колеса жорсткості рейкових ниток.

Функція розсіювання енергії в колії представлена в наступному вигляді:

$$\Phi_r = \frac{1}{2} \beta_{rz} \sum_{e=li=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{z}_{reij}^2 + \frac{1}{2} \beta_{ry} \sum_{e=li=1}^2 \sum_{j=1}^2 \dot{y}_{reij}^2, \quad (2.9)$$

де β_{rz}, β_{ry} – коефіцієнти в'язкого опору колії, зведені до одного колеса.

Для даної системи «екіпаж – колія» узагальнені сили Q_v дорівнюють сумі узагальнених сил Q_v^{ni} , що враховують неінерціальність введених систем відліку, і узагальнених сил Q_v^t , які не мають потенціалу.

Сили Q_v^{ni} визначаються за формулою:

$$Q_v^{ni} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_v} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_v} = Q_v^{omn} + Q_v^o + Q_v^\omega + Q_v^{\dot{\omega}} + Q_v^{kop}, \quad (2.10)$$

де $Q_v^{omn} = f(\ddot{q}_v)$ – узагальнена сила інерції відносного руху;

$Q_v^o = f(\ddot{S}, \dot{S}\dot{\chi}, \ddot{h}_R)$ – узагальнена сила інерції поступального переносного руху тіл, що розглядаються, разом з системами відліку $OXYZ$;

$Q_v^\omega = f(q_v \dot{\chi}^2)$ – узагальнена відцентрова сила інерції, що враховує переносне обертання тіл разом із системами відліку $OXYZ$ навколо точки O ;

$Q_v^{\dot{\omega}} = f(\ddot{\chi}, q_v \ddot{\chi}, \ddot{\theta}_h, \ddot{\varphi}_h)$ – узагальнена сила інерції, яка обертає та враховує непостійність кутової швидкості переносного обертання тіл разом із системами відліку $OXYZ$ навколо точки O перехідної кривої;

$Q_v^{kop} = f(\dot{q}_v \dot{\chi})$ – коріолісова узагальнена сила інерції, що ураховує взаємний вплив відносного руху і переносного обертання тіл.

При проведенні розрахунків руху рейкових екіпажів у кругових кривих маємо

$$\ddot{S} = 0, \quad \dot{S} = V, \quad \ddot{\chi} = 0, \quad \dot{\chi} = \frac{V}{R}, \quad (2.11)$$

$$h_R = \text{const}, \quad \theta_h = \text{const}, \quad \varphi_h = 0,$$

де V – швидкість руху екіпажа;

R – радіус кругової кривої.

Якщо ж розглядається рух вагонів по прямих ділянках колії, то до (2.11) додається

$$h_R = \chi = \theta_h = \dot{\chi} = 0. \quad (2.12)$$

Сили Q_v^t дорівнюють складовим дотичних сил взаємодії, що діють на контактні коліс і рейок при врахуванні можливих фаз контакту.

2.2.3 Модель взаємодії екіпажа і колії

Використовувана в цьому дослідженні модель процесу взаємодії екіпажа і колії враховує можливість виникнення фаз одно- і двоточкового контакту на поверхнях обода колеса і головки рейки, а також їх конформного контакту. Вважається, що дотичні сили взаємодії є силами крипу. Модель сил крипу [88] враховує їх нелінійну залежність від геометричних параметрів контактуючих поверхонь, змінне навантаження від колеса на рейку, різні кути нахилу площини контакту до горизонту і набігання колісної пари на рейку. Відповідно до цієї моделі сили крипу визначаються за формулою

$$T = -F\varepsilon \left[\left(\frac{F\varepsilon}{\mu N} \right)^m + 1 \right]^{-\frac{1}{m}},$$

$$F = 350m\sqrt{Nr},$$

$$m = 3,5,$$
(2.13)

де T і ε – сила крипа і показник крипу відповідно;

N – нормальний тиск колеса на рейку;

μ – коефіцієнт тертя;

r – миттєвий радіус колеса в точці контакту.

Показник крипу ε визначається з урахуванням двох кутів: нахилу дотичної в точці контакту на колесі до горизонту α і набігання колісної пари на рейку ψ_S , тобто

$$\varepsilon = (\varepsilon_{\psi}^2 + \varepsilon_{\alpha}^2)^{1/2} = \left[(\varepsilon_x \sec \psi_S)^2 + (\varepsilon_y \sec \alpha)^2 \right]^{1/2},$$
(2.14)

де $\varepsilon_x, \varepsilon_y$ – показники крипу в поздовжньому і поперечному напрямках.

Складові сил крипу визначаються наступним чином

$$T_\psi = \frac{\varepsilon_\psi}{\varepsilon} T, \quad T_\alpha = \frac{\varepsilon_\alpha}{\varepsilon} T. \quad (2.15)$$

Нормальний тиск N дорівнює:

$$N = S_z \sec \alpha, \quad (2.16)$$

де S_z – вертикальна сила взаємодії, яка обчислюється як реакція колії

$$S_z = m_{rz} \ddot{z}_r + K_{rz} (\gamma \dot{z}_r + z_r), \quad (2.17)$$

де m_{rz}, m_{ry} – маси колії, зведені до одного колеса в вертикальному і горизонтальному поперечному напрямках;

K_{rz}, K_{ry} – відповідні жорсткості колії;

γ – коефіцієнт, що характеризує розсіювання енергії в колії.

У фазі двоточкового контакту сила S_z розподіляється між двома точками при вирішенні системи алгебраїчних рівнянь.

$$\begin{cases} N_1 \cos \alpha_1 + N_2 \cos \alpha_2 = N_z \\ N_1 \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2 = N_y, \end{cases} \quad (2.18)$$

де N_y – рівнодіюча проекцій на вісь y нормальних сил в першій і другій точках контакту, яка пов'язана з вертикальною силою N_z співвідношенням

$$N_y = N_z \Delta z';$$

$\Delta z'$ – похідна вертикального зміщення колеса відносно рейки Δz по їх взаємному зсуву в горизонтальному поперечному напрямку Δy ;

α_1, α_2 – кути між поперечною віссю і дотичними до профілю поверхні колеса в точках контакту.

Із системи рівнянь (2.18) отримуємо

$$N_1 = \frac{N_z(\operatorname{tg}\alpha_2 - \Delta z')}{(\cos\alpha_1 \operatorname{tg}\alpha_2 - \sin\alpha_1)}, \quad N_2 = \frac{N_z(\operatorname{tg}\alpha_1 - \Delta z')}{(\cos\alpha_2 \operatorname{tg}\alpha_1 - \sin\alpha_2)}. \quad (2.19)$$

Конформний контакт розглядається як багатоточковий: контактна пляма розбивається на малі елементи, в кожному з яких взаємодія вважається одноточковою, і сила S_z розподіляється між точками пропорційно величинам взаємного вертикального проникнення обода колеса і головки рейки в кожному елементі, знайденим при вирішенні геометричної контактної задачі. Векторні складові сил крипа представлені у вигляді

$$\vec{T}_\psi = \begin{cases} \vec{T}_\psi & \text{в фазі одноточкового контакту,} \\ \vec{T}_\psi^{(1)} + \vec{T}_\psi^{(2)} & \text{в фазі двоточкового контакту,} \\ \sum_{i=1}^k \vec{T}_\psi^{(i)} & \text{в фазі конформного контакту,} \end{cases} \quad (2.20)$$

$$\vec{T}_\alpha = \begin{cases} \vec{T}_\alpha & \text{в фазі одноточкового контакту,} \\ \vec{T}_\alpha^{(1)} + \vec{T}_\alpha^{(2)} & \text{в фазі двоточкового контакту,} \\ \sum_{i=1}^k \vec{T}_\alpha^{(i)} & \text{в фазі конформного контакту,} \end{cases}$$

де k – кількість елементів розбиття плями контакту.

Геометричні параметри конформного контакту визначаються в залежності від взаємних поперечних переміщень тіл контактної пари Δu , кута бічної хитавиці θ_{ws} і виляння ψ_{ws} колісної пари. Як вихідні використовуються функції, що описують профілі поверхонь обода колеса $f_W(y)$ і головки рейки $f_R(y)$.

Початок системи координат O , загальний для даної пари тіл «колесо - рейка», розташований на профілі колеса в точці, через яку проходить його коло катання.

Рішення задачі виконується в два етапи. На першому етапі розглядається випадок, коли тіла доторкуються без передачі нормального навантаження, тобто при відомих переміщеннях даних тіл визначаються точки їх контакту. Виконується перебір із заданим кроком S поперечних перерізів колеса, паралельних осі колісної пари. На рис. 2.7 показано переріз колеса, де ξ – відстань розглянутого перерізу від вертикальної площини симетрії колеса, h_ξ – висота точки A на колі кочення колеса в перерізі над рівнем точки початку координат O .

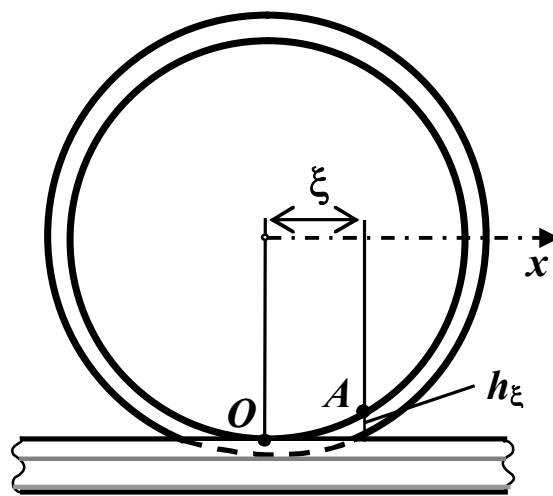


Рис. 2.7 – Переріз колеса

Для кожного ξ обчислюється функція $D(y, \xi) = f_R(y, \xi) - f_W(y, \xi)$, що представляє собою залежність зміни відстані y у вертикальному напрямку між профілями поверхонь катання колеса і рейки. Значення y і ξ , при яких досягається $\min D(y, \xi)$, визначають координати точки контакту. При наявності двох і більше мінімальних значень перевіряється розташування точок контакту: якщо відстань між ними хоча б в одному (поперечному або поздовжньому) напрямку перевищує заданий можливий розмір контактної плями, то знайдена точка іншої плями контакту.

На другому етапі вирішення задачі при визначенні розмірів плями контакту враховуються деформації колеса і рейки в контактній зоні. Для цього в точці контакту, знайденої на першому етапі при вирішенні геометричної задачі

взаємодії, колесо проникає в рейку уздовж нормалі до поверхонь на деяку величину λ , відповідну можливій деформації пари тіл при даних умовах навантаження. Величина λ визначається наступним чином. Задається значення навантаження від колеса на рейку в розглянутому режимі руху вагона і при відомих взаємних положеннях пари тіл θ_{ws} , ψ_{ws} , Δy методом скінченних елементів вирішується статична контактна задача, в результаті чого визначаються деформації тіл. Потім проводиться перебір поперечних перерізів колеса, проникнення λ_ξ (рис. 2.8) в яких вважається обернено пропорційним висоті h_ξ , на яку піднято профіль колеса в перерізі відносно профілю центрального перетину.

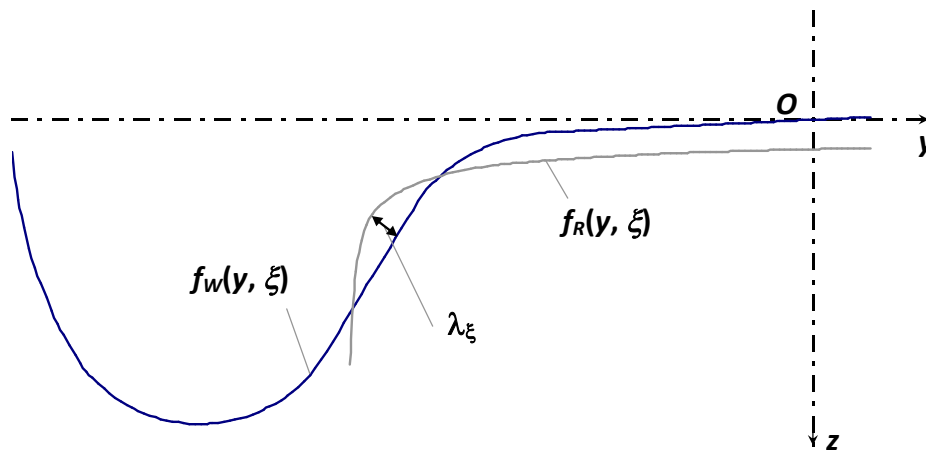


Рисунок 2.8 – Схема контакту колеса та рейки

Для кожного перерізу проводиться обчислення функції $F(y, \xi) = f_R(y, \xi) - f_W(y, \xi)$ і область значень y , при яких дана функція негативна, визначає поперечний розмір контактної плями в даному перетині. Повністю контактна пляма складається із поперечних смуг шириною, яка дорівнює кроку S перебору перетинів колеса, а її поздовжній розмір дорівнює сумі найменшого (ξ_{min}) і найбільшого (ξ_{max}) значень ξ , в яких знайдені точки контакту (рис. 2.9).

Слід зазначити, що плавність лінії, що окреслюють пляму, залежить від величини кроку S – чим він дрібніше, тим більш гладкою виходять її границі.

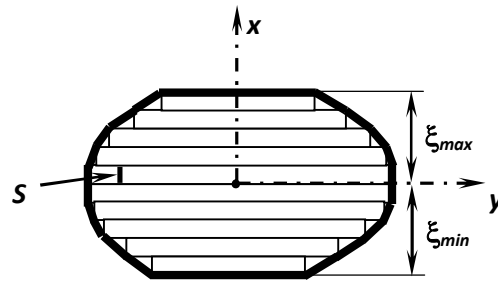


Рисунок 2.9 – Схема контактної плями

Далі виконується розподіл сил взаємодії по поверхні контактної плями. Для цього пляма ділиться на малі скінченні елементи, в кожному з яких контакт приймається одноточковим і обчислюються елементарні сили. У поперечному напрямку розподіл плями контакту на елементи здійснюється за заданим кроком, наприклад, 0,5 мм, в поздовжньому – з кроком S перебору перерізів. Дотичні елементарні сили вважаються силами крипу. Для їх обчислення використовується модель, наведена вище.

Складові елементарних сил крипа в k -ому елементі визначаються наступним чином

$$T_{\psi k} = \frac{\varepsilon_{\psi k}}{\varepsilon_k} T_k, \quad T_{\alpha k} = \frac{\varepsilon_{\alpha k}}{\varepsilon_k} T_k. \quad (2.21)$$

Повна поздовжня і поперечна складові розподіленої сили крипу дорівнюють сумі відповідних елементарних сил

$$T_x = \sum_{k=1}^n T_{\psi k} \cos \psi_{ws}, \quad T_y = \sum_{k=1}^n T_{\alpha k} \sin \alpha_k, \quad (2.22)$$

де n – загальна кількість елементів розбиття плями контакту.

Елементарні вертикальні сили взаємодії обчислюються шляхом розподілу повної вертикальної сили N_z між елементами плями контакту пропорційно значенням функції $F(y, \xi)$, яка визначає проникнення колеса в рейку в кожному елементі. Якщо мають місце дві плями контакту, сила N_z на першому етапі рішення геометричній контактної задачі розподіляється між плямами при вирішенні системи алгебраїчних рівнянь (2.18). Потім отримані складові розподіляються по елементах контактних плям.

Питома потужність P_k для k -го елемента плями контакту визначається виразом:

$$P_k = \frac{1}{dE} \left(T_{\psi k} \varepsilon_{\psi k} \cos^2 \psi_{ws} + T_{\alpha k} \varepsilon_{\alpha k} \cos^2 \alpha_k \right) \quad (2.23)$$

де dE – площа елемента плями контакту.

Питома робота сил крипа для елемента плями визначається по потужності взаємодії протягом періоду часу Δt :

$$dA_{Kk} = P_k \Delta t. \quad (2.24)$$

На базі створеної математичної моделі розроблено програмне забезпечення, що дозволяє шляхом чисельного інтегрування оцінювати динамічні якості вантажного вагона.

2.2.4 Апробація моделі

З метою апробації запропонованої математичної моделі проведено моделювання коливань вагонів зі стандартними візками моделі 18-100 при різних швидкостях руху по прямих ділянках колії з незношеними рейками Р65. При розрахунках використано модель випадкових збурень, яка відображає амплітудно-частотний склад реальних нерівностей колії і побудована на основі записів показань вагона-колієвимірювача, отриманих на ділянках колії "гарного" стану [116]. Розрахункові залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху вагонів порівняно з результатами експериментальних досліджень (рис. 2.10). Як бачимо, прогнозні результати при вибраних випадкових збуреннях, в основному, знаходяться в полі експериментальних даних.

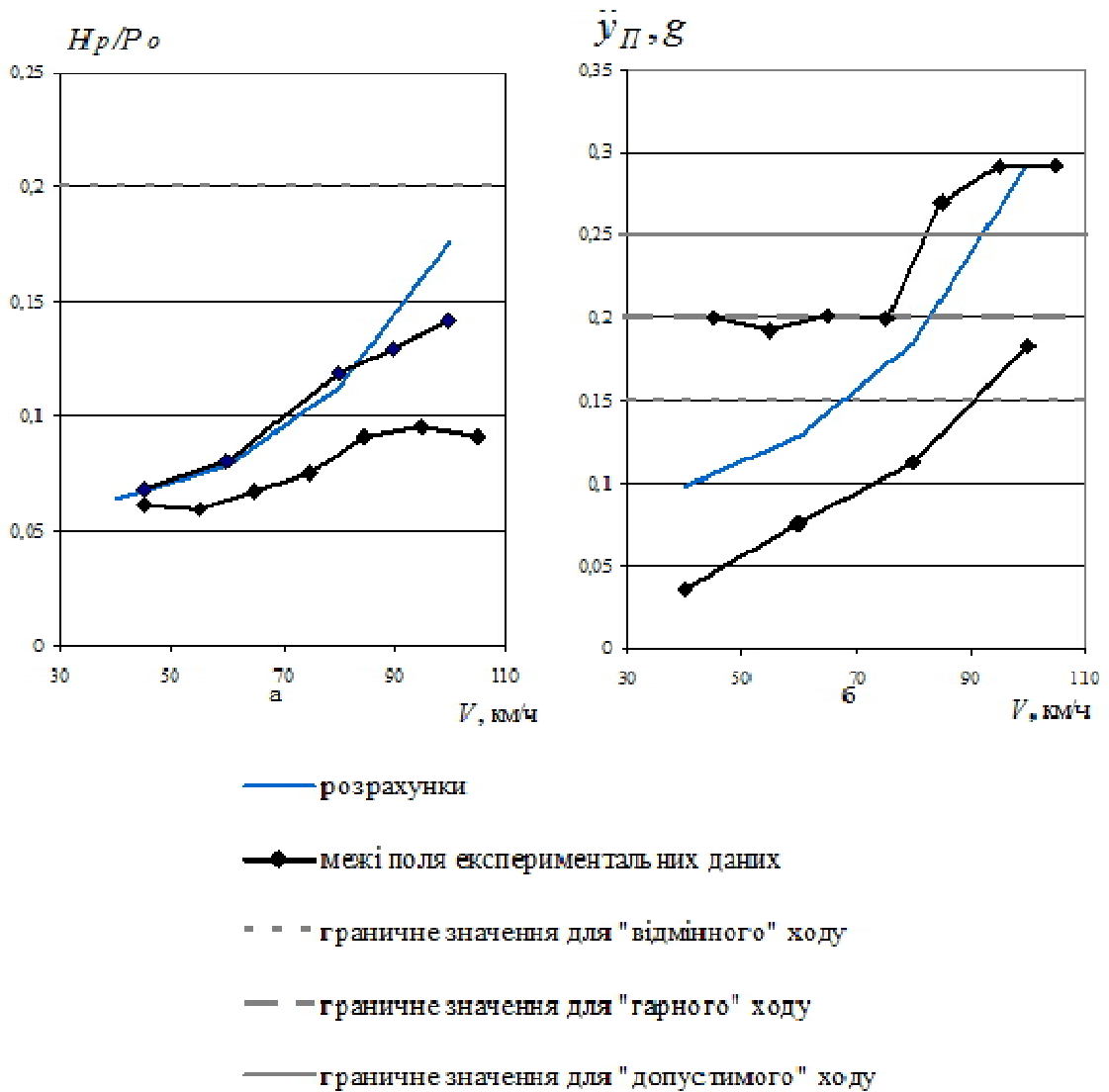


Рисунок 2.10 – Залежності від швидкості руху максимальних значень рамних сил в долях статичного осьового навантаження і горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння навантажених піввагонів з візками моделі 18-100, отриманих при розрахункових збуреннях і в експерименті.

2.3 Оцінка впливу зміни показників технічного стану візків в процесі експлуатації вагонів на їх взаємодію з колією

Розглядався рух вагонів зі стандартними візками моделі 18-100, а також візками цієї моделі, обладнаними елементами комплексної модернізації, зі швидкостями від 40 км/год до 120 км/год по прямих ділянках колії з незношеними рейками Р65.

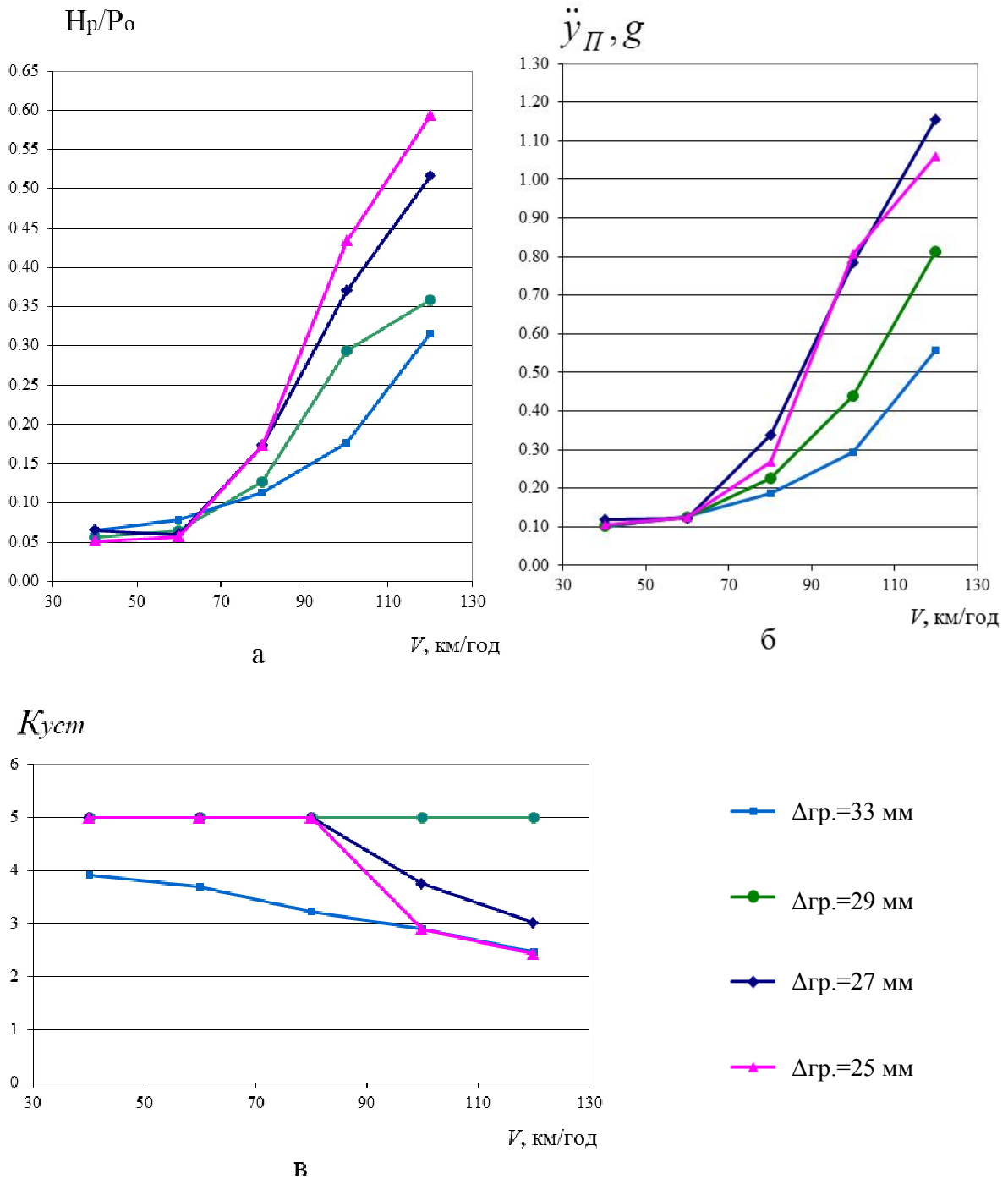
Досліджувалися нормовані динамічні показники вагона (H_p – рамна сила у долях осьового навантаження P_o , \ddot{y}_Π – горизонтальні поперечні прискорення п'ятників кузова у долях прискорення вільного падіння g , K_{ycm} – коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс з рейок), показники зносу (A – питома робота сил крипа, $\psi_{кп}$ – кут набігання колеса на рейку) і взаємодії між колесом і рейкою (Y , Q – сумарна горизонтальна поперечна і поздовжня сили, dy_{rail} – поперечне відтискання рейки, K_{WR} – коефіцієнт динаміки рейки у вертикальному напрямку).

Для оцінки впливу зносу колісних пар на процеси взаємодії вантажних вагонів і рейкового колії використовувалися типові форми профілів зношених коліс із початковим стандартним профілем (у типових візках моделі 18-100) і зносостійким профілем ІТМ-73 (у комплексно модернізованих візках).

Товщина гребенів приймалася: 32 мм для незношених коліс, 29 мм – середньозношених, 27 мм – сильнозношених, 25 мм – граничнозношених.

На рис. 2.11 - 2.16 представлено залежності від швидкості руху екстремальних значень аналізованих показників навантаженого і порожнього вагона зі стандартними візками 18-100, обладнаних колесами із стандартним початковим профілем (при різній товщині гребнів). На рис. 2.17 - 2.19 показано аналогічні залежності для порожнього вагона з модернізованими візками і колесами з початковим профілем ІТМ-73.

Як бачимо з аналізу рис. 2.11 - 2.16, і в навантаженому, і в порожньому станах руху вагона зі стандартними візками і стандартним початковим профілем

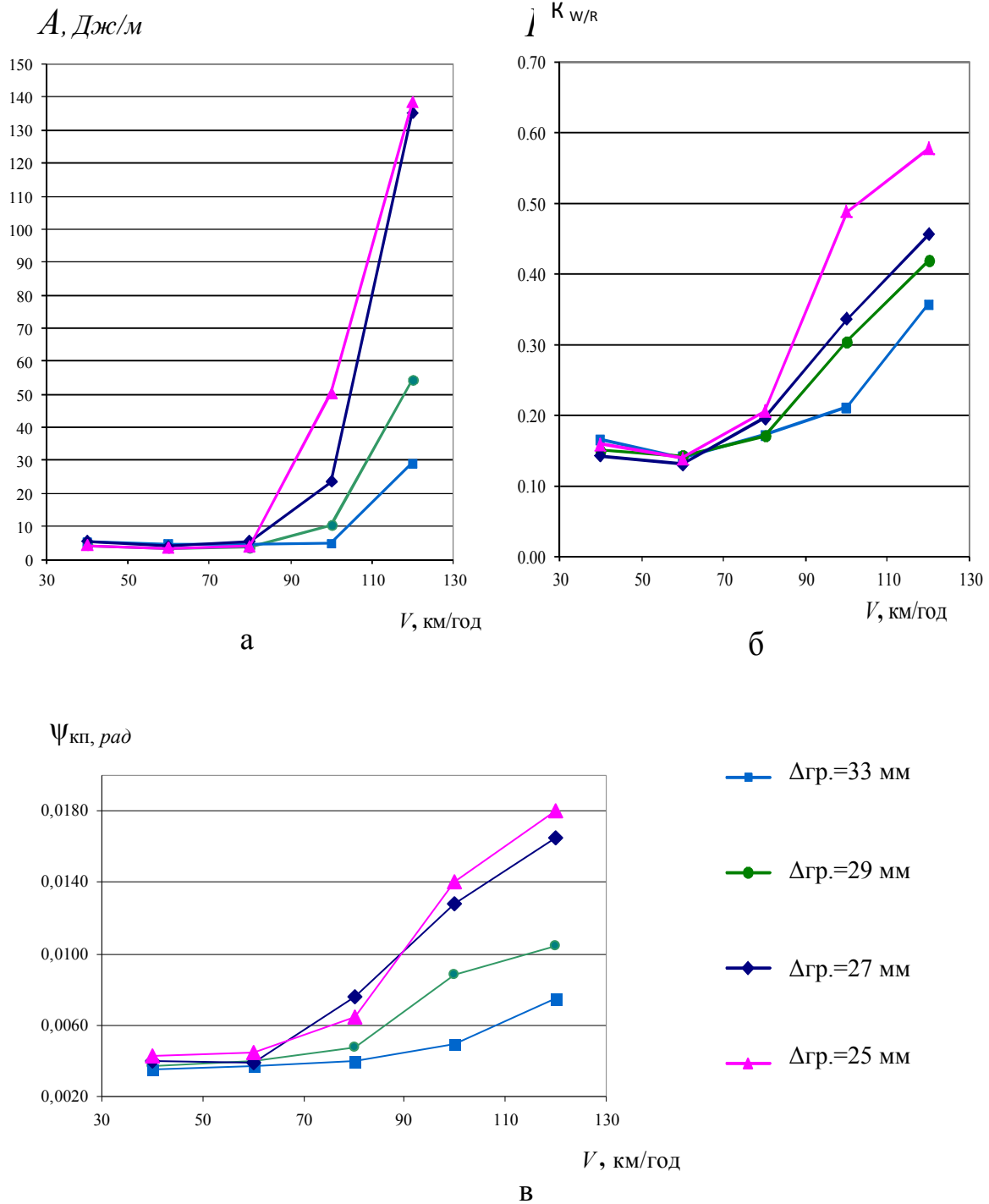


а – рамні сили в долях осьового навантаження;

б – горизонтальні прискорення п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння g ;

в – коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс з рейок

Рисунок 2.11 – Залежності динамічних показників навантаженого вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс (при різній товщині гребенів) від швидкості руху

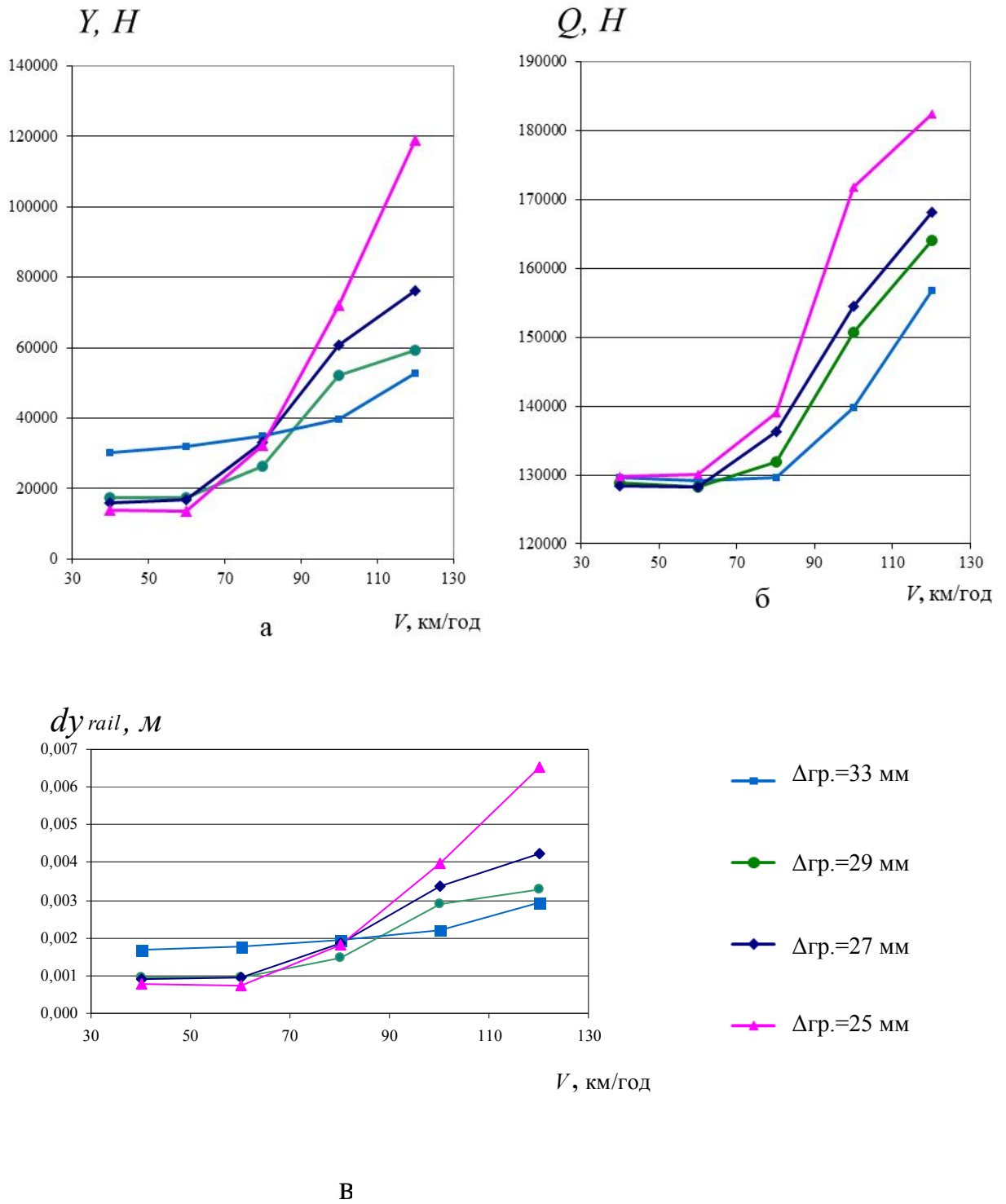


а – питома робота сил крипу;

б – коефіцієнт динаміки рейок у вертикальному напрямку;

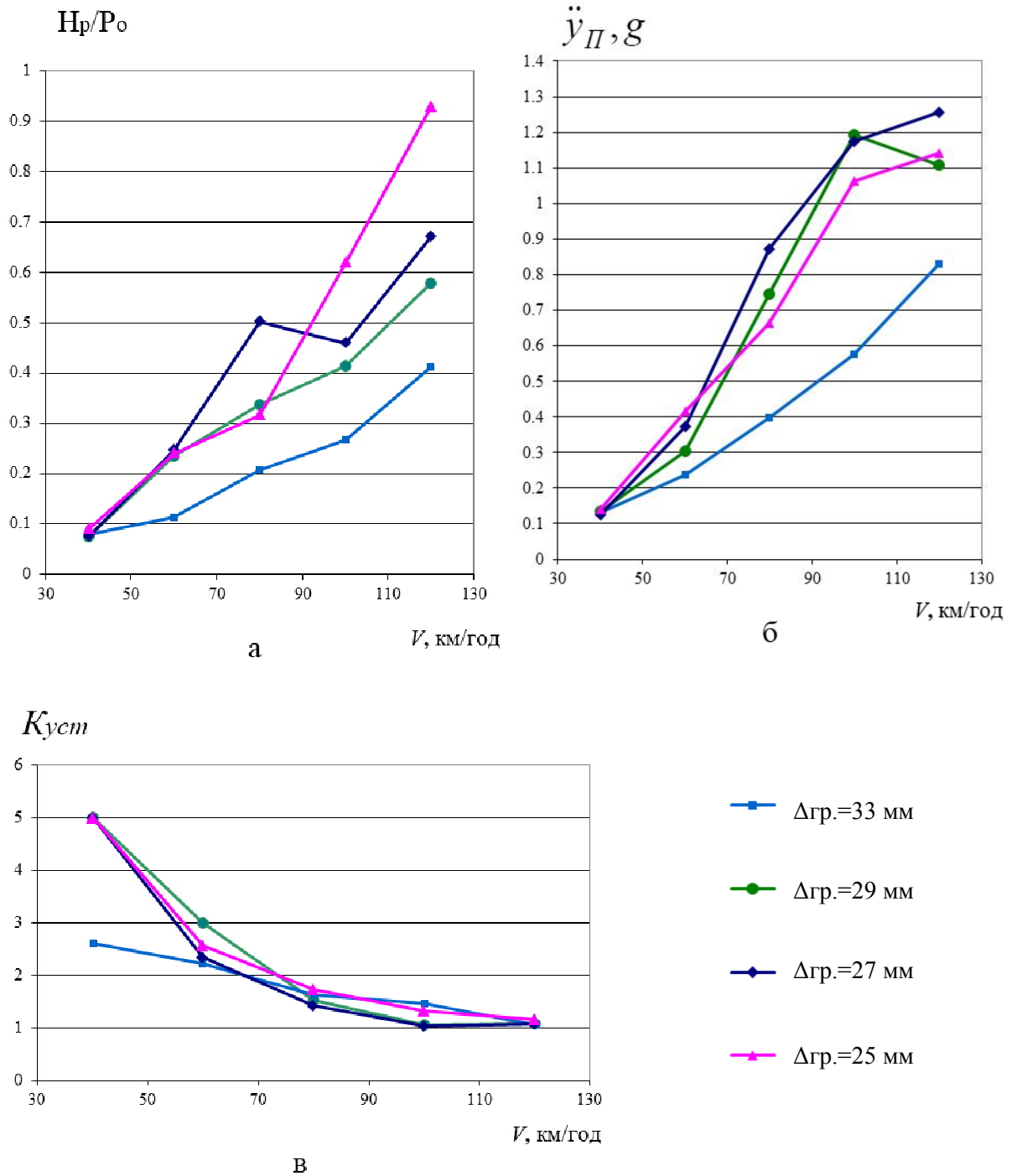
в – кут набігання колеса на рейку

Рисунок 2.12 – Залежності коефіцієнта динаміки рейок у вертикальному напрямку і показників зносу коліс навантаженого вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс (при різній товщині гребенів) від швидкості руху



а – сумарна поперечна сила, що передається від колеса на рейку;
 б – сумарна поздовжня сила, що передається від колеса на рейку;
 в – поперечне відтискання рейки

Рисунок 2.13 – Залежності показників взаємодії рейок і коліс навантаженого вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс (при різній товщині гребенів) від швидкості руху

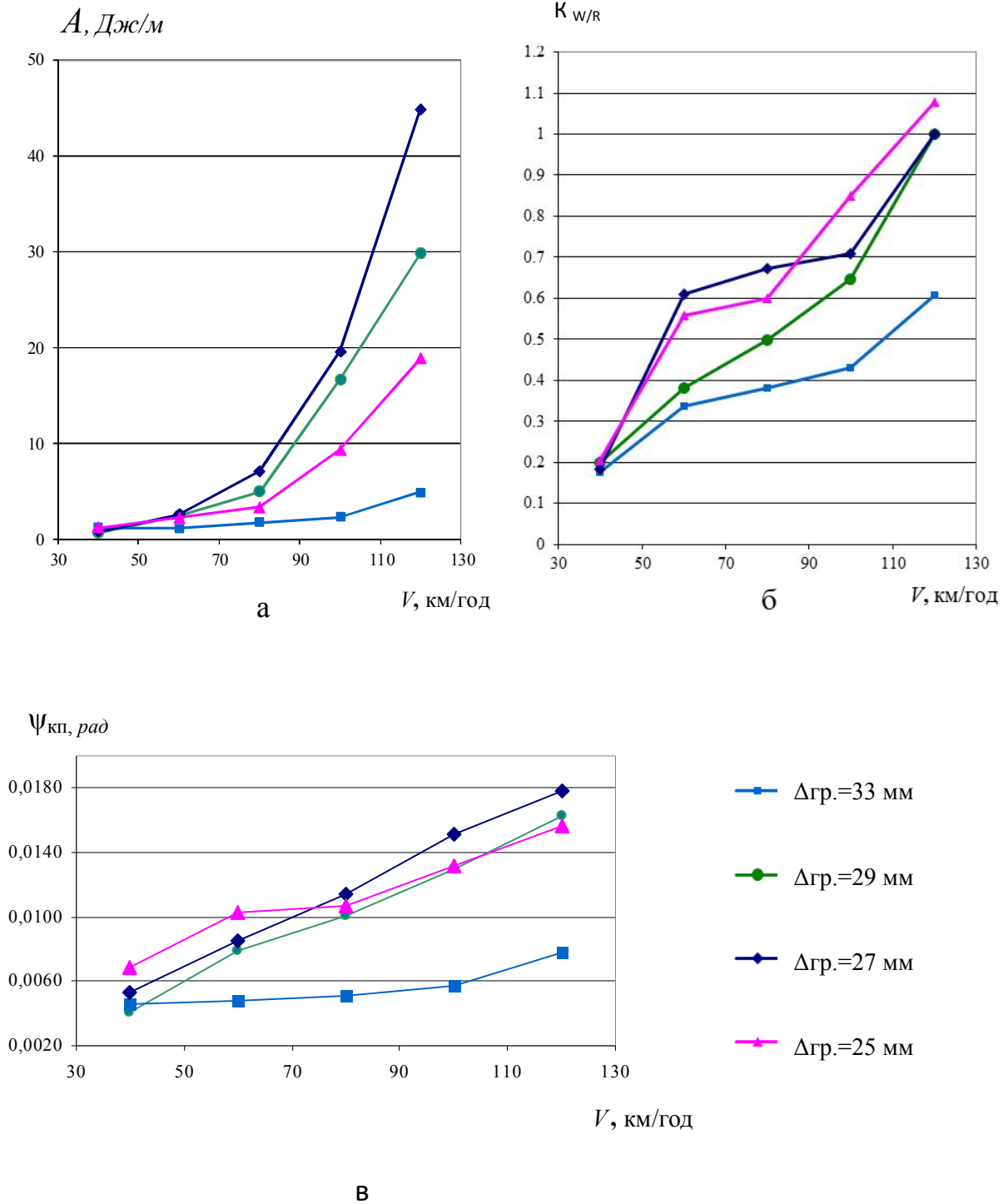


а – рамні сили в долях осьового навантаження;

б – горизонтальні прискорення п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння g ;

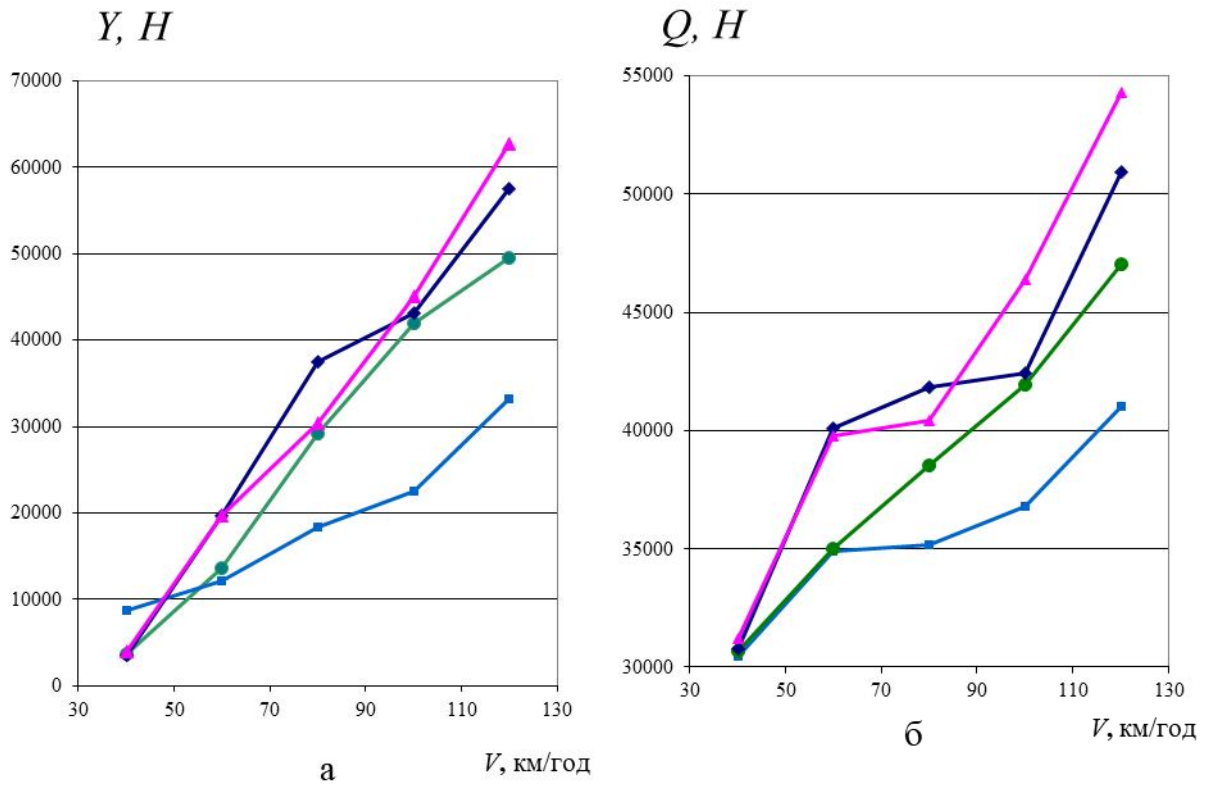
в – коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс з рейок

Рисунок 2.14 – Залежності динамічних показників порожнього вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс (при різній товщині гребенів) від швидкості руху

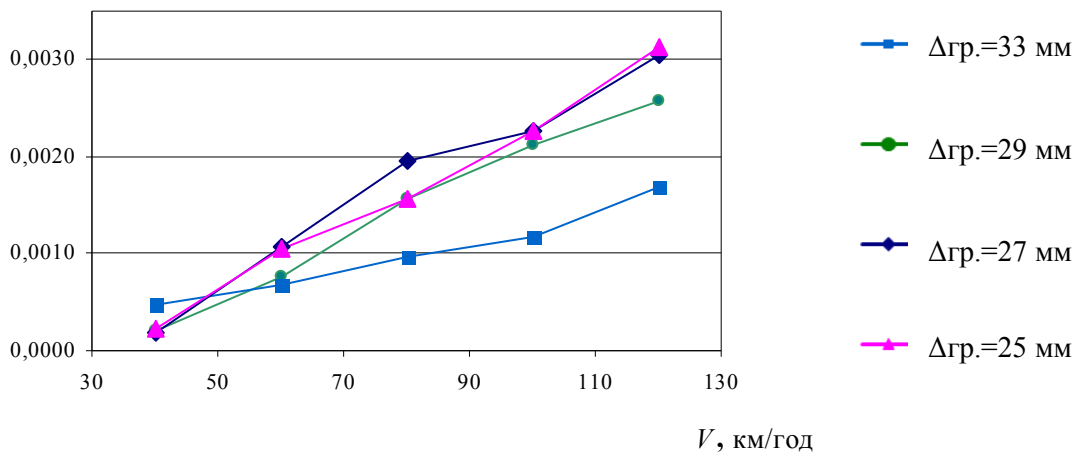


- а – питома робота сил крипа;
 б – коефіцієнт динаміки рейок у вертикальному напрямку;
 в – кут набігання колеса на рейку

Рисунок 2.15 – Залежності коефіцієнта динаміки рейок у вертикальному напрямку і показників зносу коліс порожнього вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс (при різній товщині гребенів) від швидкості руху

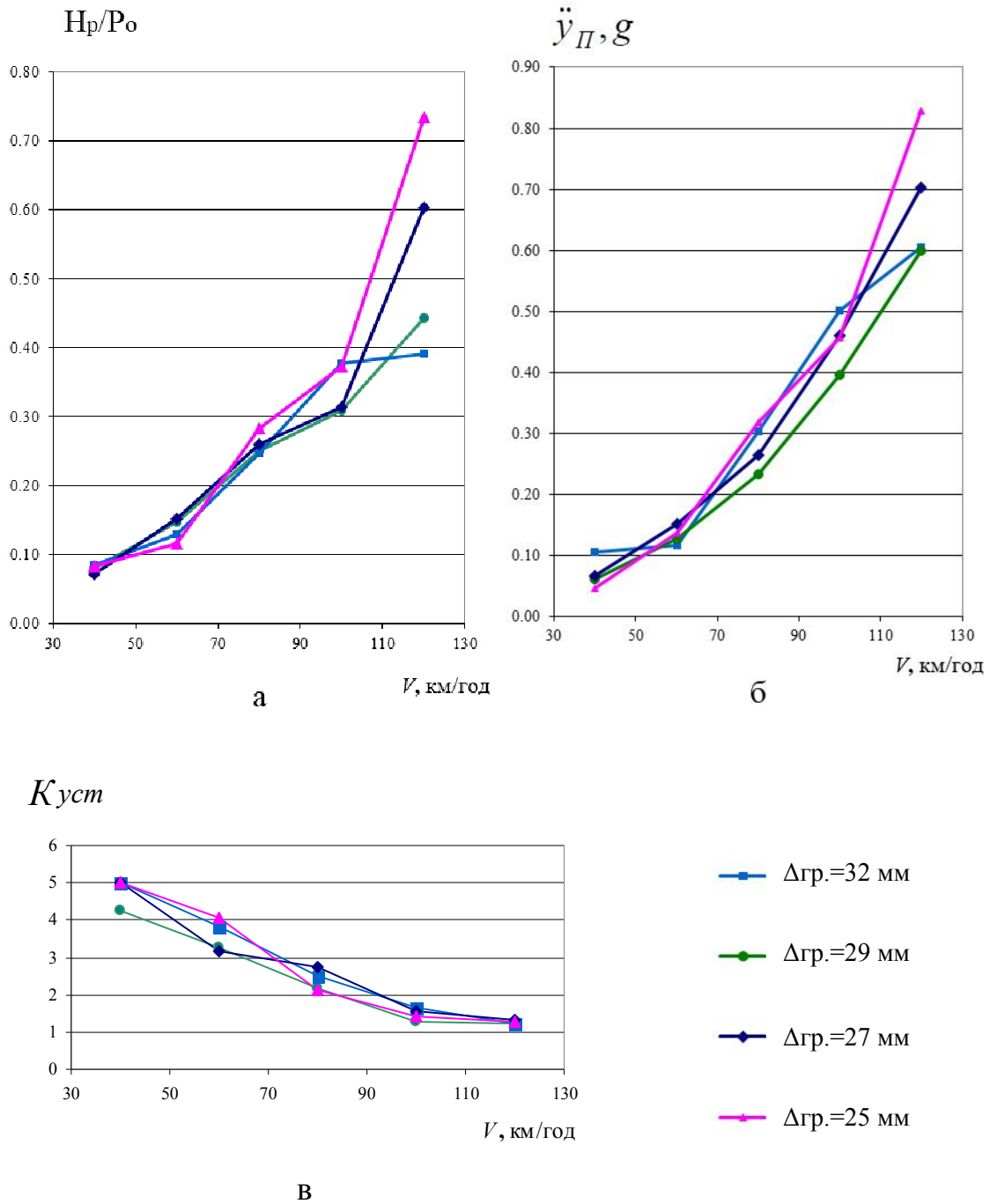


$dy_{rail}, м$



а – сумарна поперечна сила, що передається від колеса на рейку;
 б – сумарна поздовжня сила, що передається від колеса на рейку;
 в – поперечне відтискання рейки

Рисунок 2.16 – Залежності показників взаємодії рейок і коліс порожнього вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс (при різній товщині гребенів) від швидкості руху

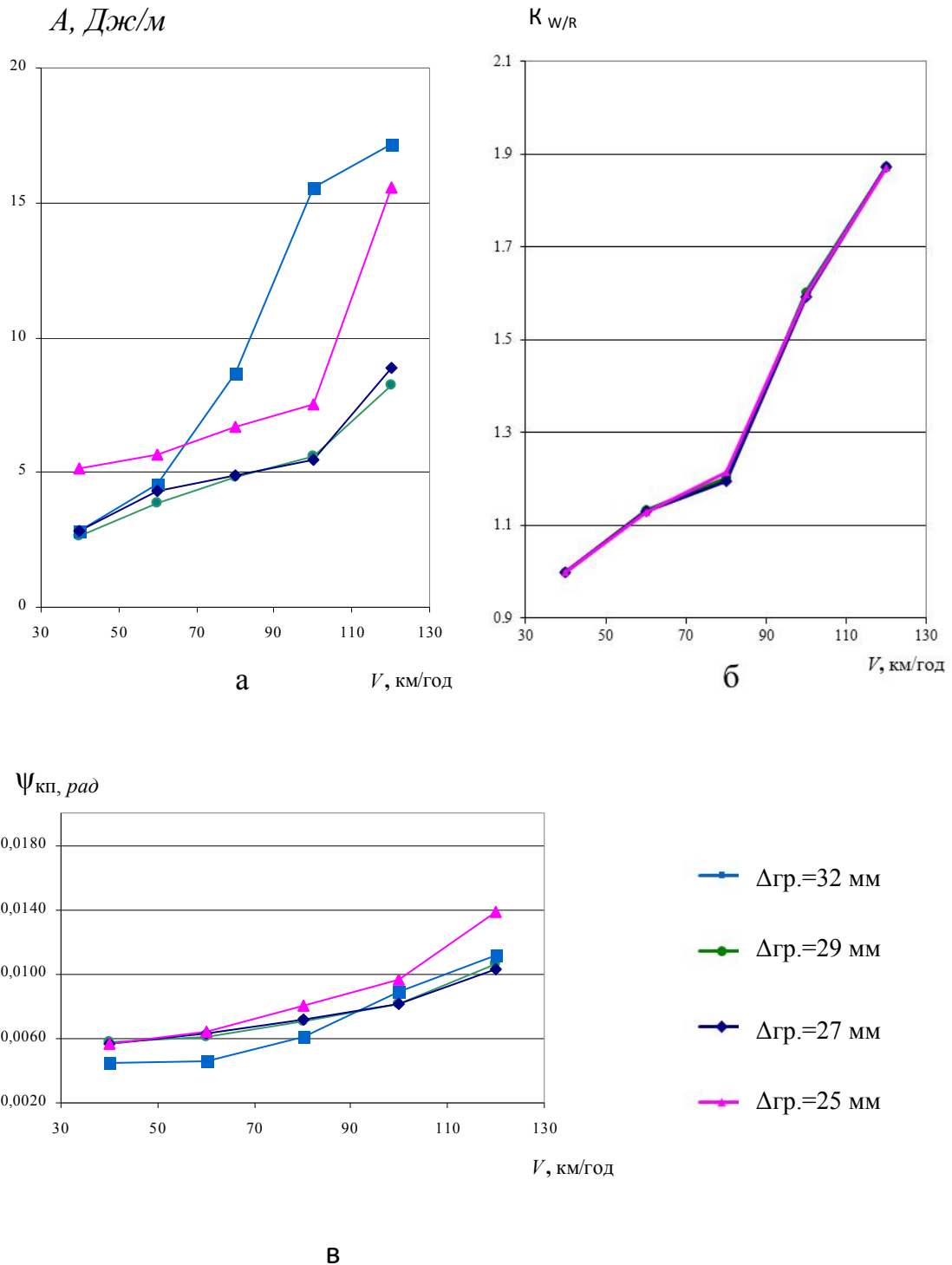


а – рамні сили в долях осьового навантаження;

б – горизонтальні прискорення п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння g ;

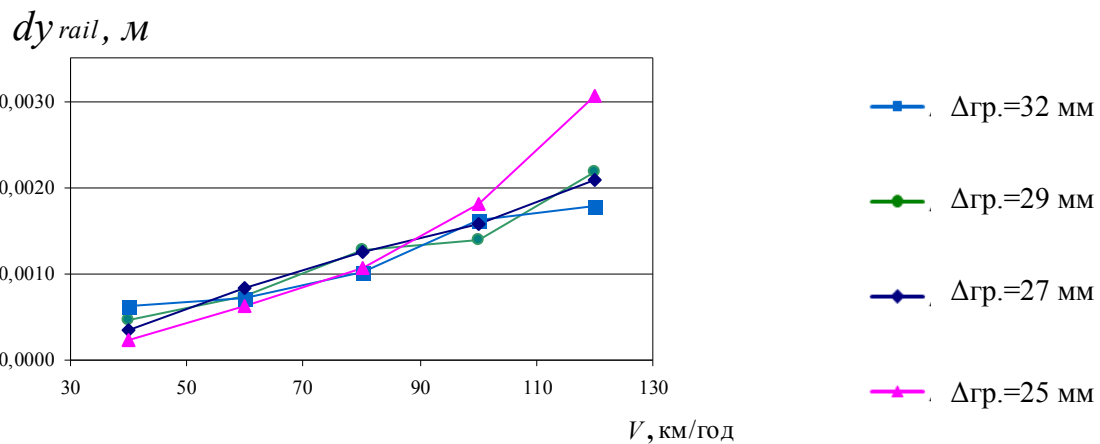
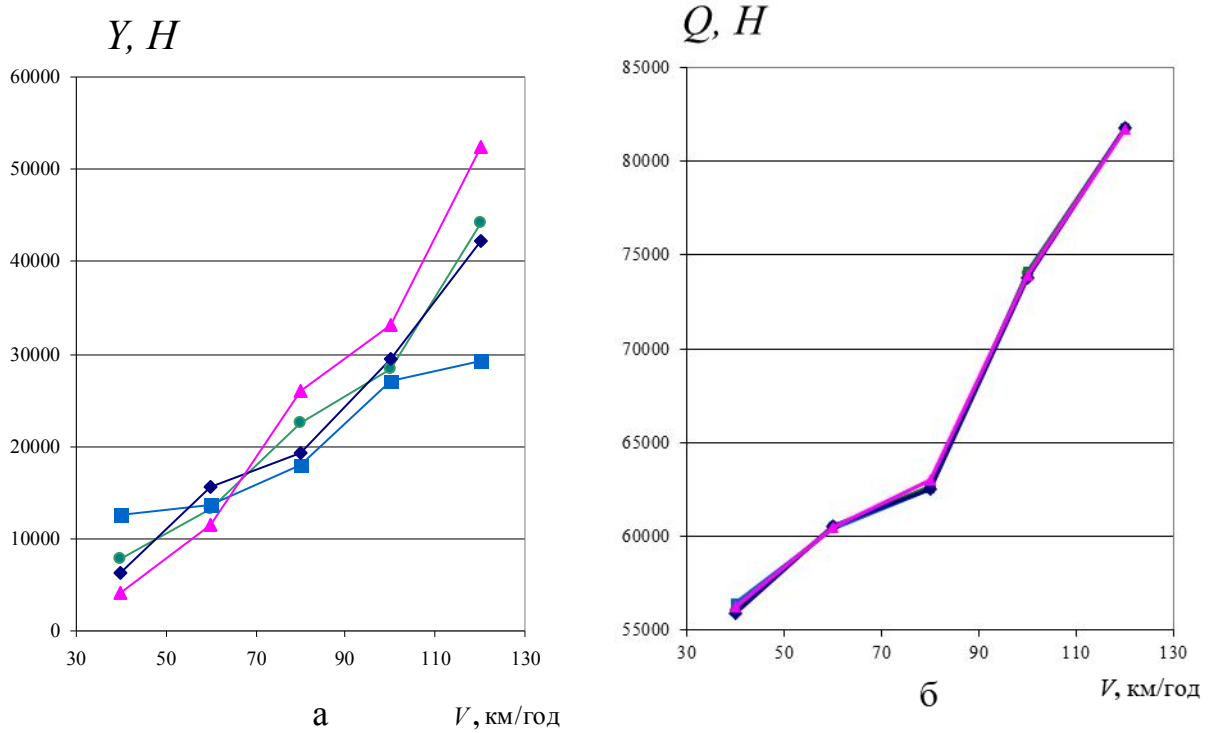
в – коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс з рейок

Рисунок 2.17 – Залежності динамічних показників порожнього вагона з комплексно модернізованими візками і профілем ободів коліс ГМ-73 (при різній товщині гребенів) від швидкості руху



- а – питома робота сил крипу;
 б – коефіцієнт динаміки рейок у вертикальному напрямку;
 в – кут набігання колеса на рейку

Рисунок 2.18 – Залежності коефіцієнта динаміки рейок у вертикальному напрямку і показників зносу коліс порожнього вагона з комплексно модернізованими візками і профілем ободів коліс ІТМ-73 (при різній товщині гребенів) від швидкості руху



- а – сумарна поперечна сила, що передається від колеса на рейку;
 б – сумарна поздовжня сила, що передається від колеса на рейку;
 в – поперечне відтискання рейки

Рисунок 2.19 – Залежності показників взаємодії рейок і коліс порожнього вагона з комплексно модернізованими візками і профілем ободів коліс ІТМ-73 (при різній товщині гребенів) від швидкості руху

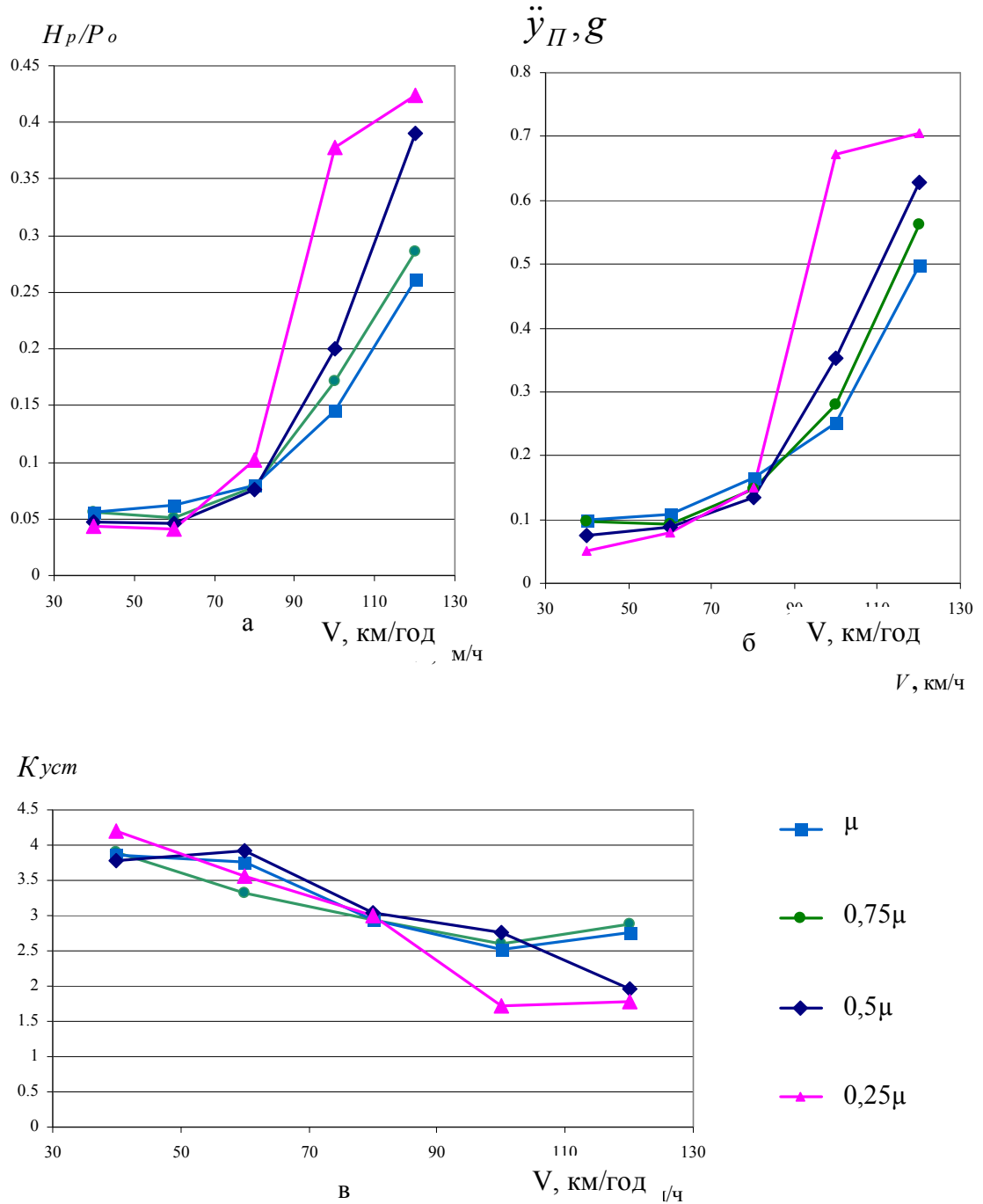
коліс по мірі зносу гребеня спостерігається тенденція різкого погіршення практично всіх розглянутих показників, крім коефіцієнта запасу стійкості проти сходу коліс з рейок навантаженого вагона (рис. 2.11, в), який дещо зростає при зношених колесах, що пояснюється збільшенням зазорів у колії і, як наслідок, зниженням імовірності контакту гребеня колеса з рейкою при русі по прямих ділянках колії.

Істотна зміна динамічних показників вагона з комплексно модернізованими візками (з початковим профілем ІТМ-73) спостерігається при зносі коліс тільки у випадках його руху в порожньому стані з високими швидкостями (див. рис. 2.17), що пояснюється його підвищеною стійкістю за рахунок використання бічних ковзунів постійного контакту.

Таким чином, знос гребенів колісних пар в стандартних візках моделі 18-100 є параметром технічного стану вагона, зміна якого значно впливає на процеси взаємодії рухомого складу та колії. Застосування комплексної модернізації візків дозволяє не тільки знизити інтенсивність зносу коліс, але і мінімізувати негативний вплив на колію від руху вагонів зі зношеними колесами.

Для оцінки впливу зносу фрикційних гасителів коливань на інтенсифікацію процесів взаємодії коліс і рейок при моделюванні змінювався коефіцієнт відносного тертя гасителя коливань - μ . Цей показник характеризує здатність даного вузла демпфірувати коливання вагона і, як показують експериментальні дослідження, в процесі експлуатації значення коефіцієнта відносного тертя суттєво знижуються, що пов'язано з високою інтенсивністю зносу фрикційних клинів [117], в результаті якого змінюється положення клина щодо надресорної балки, а, отже, і розподіл сил, що передаються від клина на фрикційну планку. При зростанні зносу фрикційних гасителів достатнє демпфірування коливань не забезпечується. Цю проблему в комплексно модернізованих візках дозволяє вирішити застосування полімерних прокладок і зносостійких матеріалів.

На рис. 2.20 - 2.22 представлені залежності від швидкості руху динамічних показників навантаженого вагона зі стандартними візками при різних коефіцієнтах відносного тертя гасителя коливань (початкове значення прийнято $\mu=0,13$).

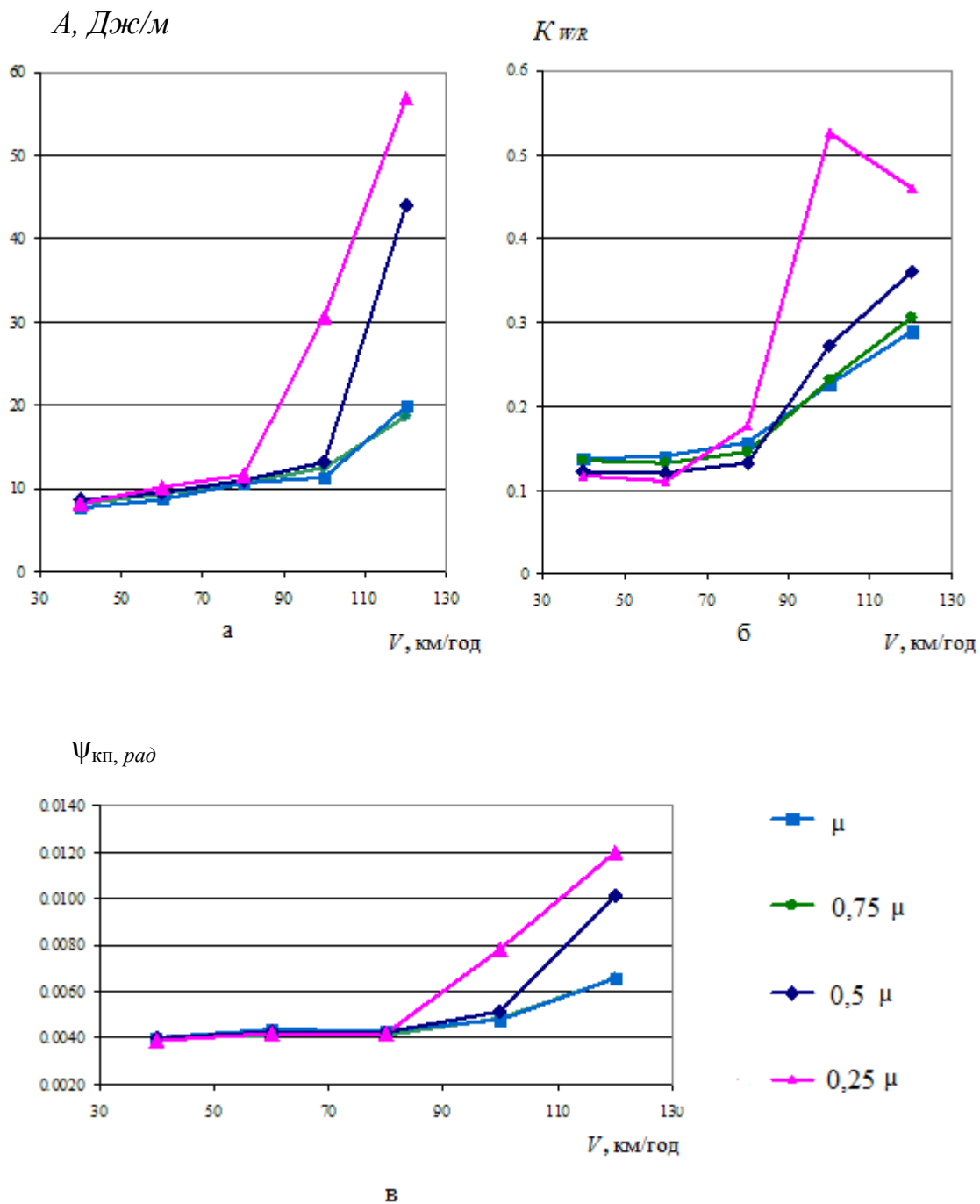


а – рамні сили в долях осьового навантаження;

б – горизонтальні прискорення п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння g ;

в – коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс з рейок

Рисунок 2.20 – Залежності динамічних показників навантаженого вагона зі стандартними візками при різних значеннях коефіцієнта відносного тертя гасителів коливань від швидкостей руху

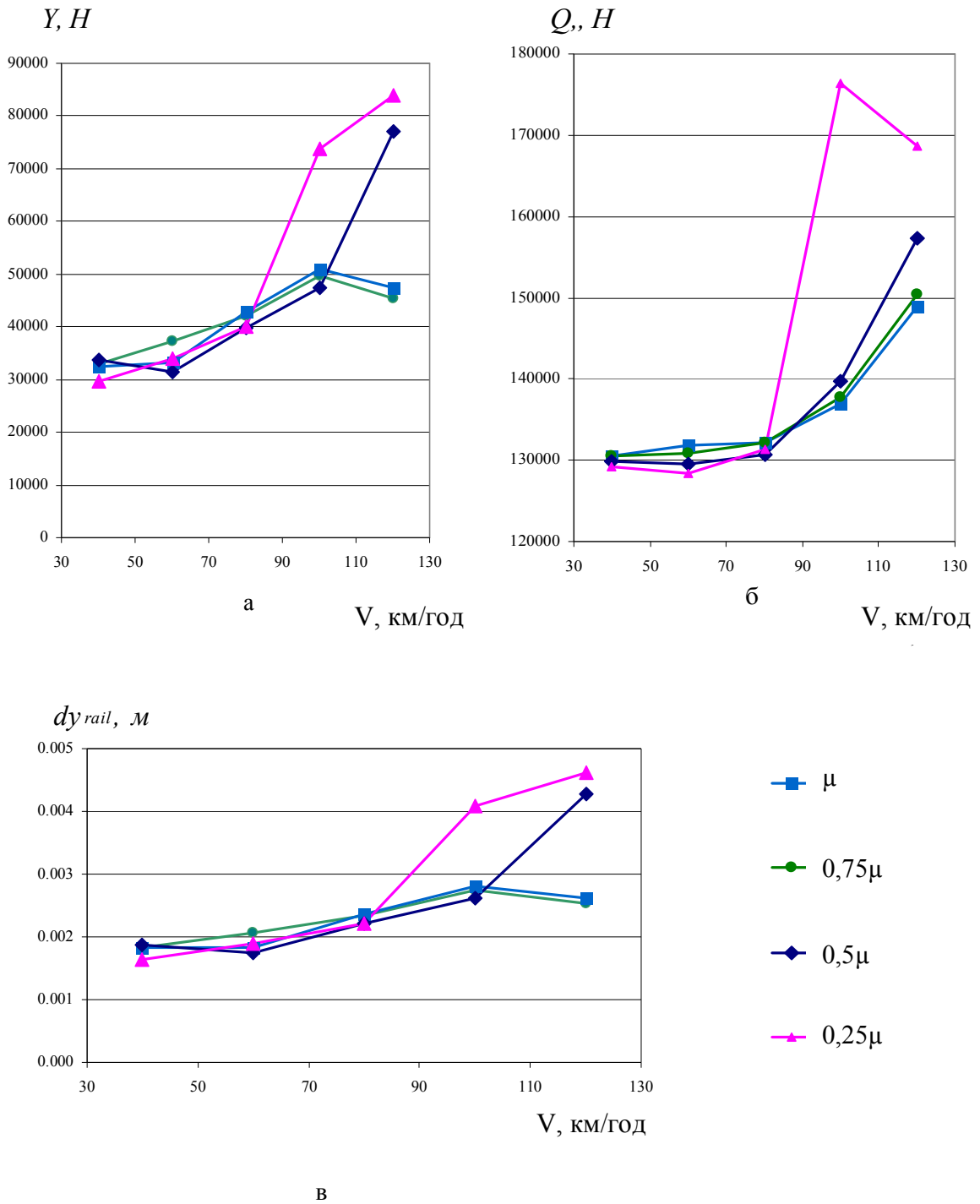


а – питома робота сил крипу;

б – коефіцієнт динаміки рейок у вертикальному напрямку;

в – кут набігання колеса на рейку

Рисунок 2.21 – Залежності коефіцієнта динаміки рейок у вертикальному напрямку і показників зносу коліс навантаженого вагона зі стандартними візками при різних значеннях коефіцієнта відносного тертя гасителів коливаний від швидкостей руху



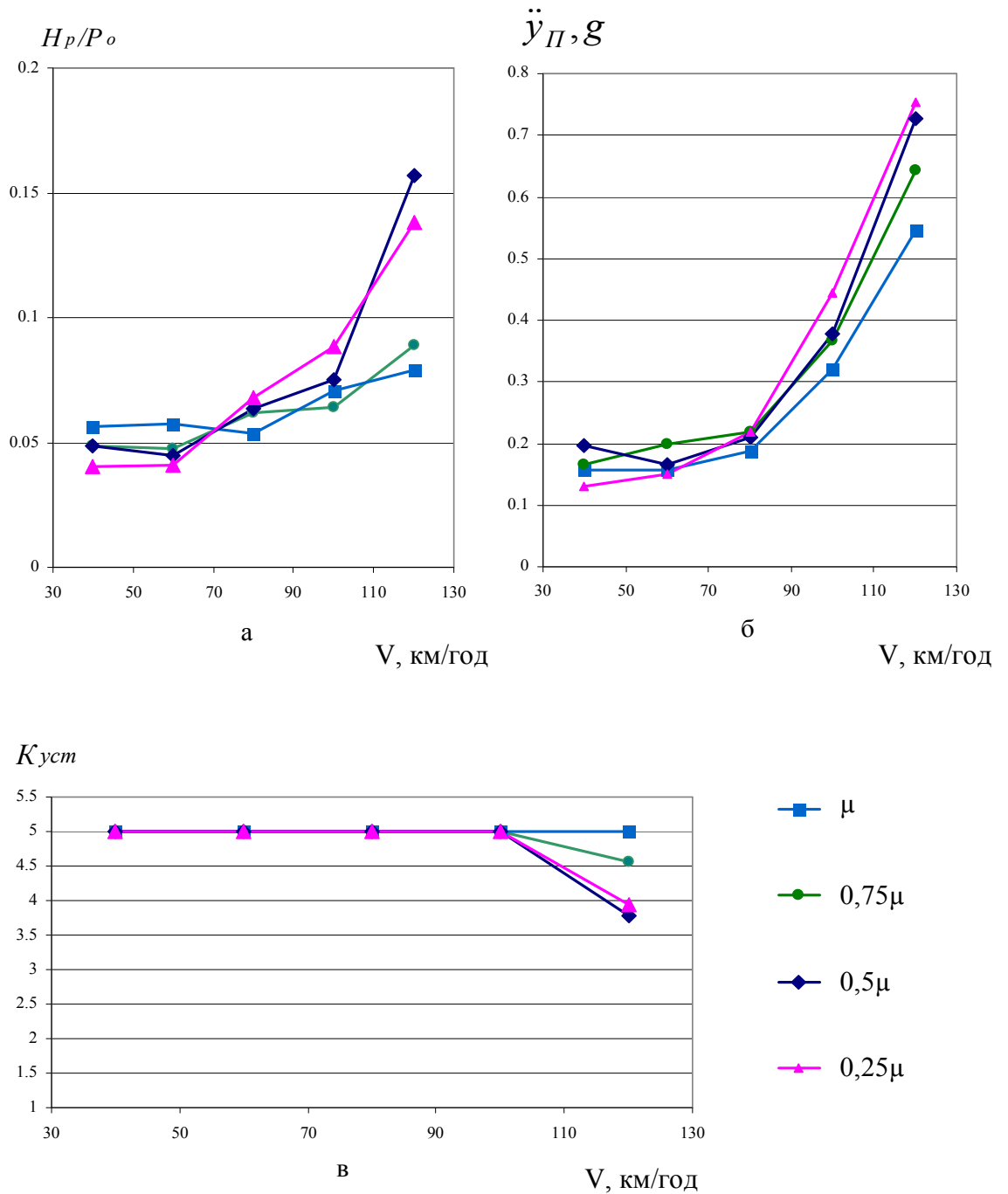
а – сумарна поперечна сила, що передається від колеса на рейку;
 б – сумарна поздовжня сила, що передається від колеса на рейку;
 в – поперечне відтискання рейки

Рисунок 2.22 – Залежності показників взаємодії рейок і коліс навантаженого вагона зі стандартними візками при різних значеннях коефіцієнта відносного тертя гасителів коливань від швидкостей руху

Аналогічні залежності для вагонів з комплексно модернізованими візками наведені на рис. 2.23 - 2.25. Слід зазначити, що прийняте зниження показника μ для комплексно модернізованих візків не характерно в експлуатації, а розрахунки виконано з метою порівняння з показниками вагона зі стандартними візками.

Із аналізу графіків на рис. 2.20 - 2.25 можна зробити наступні висновки. Зниження коефіцієнта відносного тертя гасителя коливань призводить до істотного погіршення показників динаміки вагона, зростання сил, що передаються від колеса на рейку, і, як наслідок, зростання їх зносів. Для вагона зі стандартними візками моделі 18-100 характерним є значне зростання горизонтальних сил, що передаються від колеса на рейку, тоді як у вагона з комплексно модернізованими візками такого зростання сил не спостерігається. Це пояснюється тим, що у візку моделі 18-100 фрикційні клини це єдиний вузол, який демпфує поперечні коливання вагона, а в комплексно модернізованих візках є також пружнодисипативні ковзуни постійного контакту, які підвищують запас стійкості руху вагона.

Зміна сумарного зазору в ковзуні стандартного візка в діапазоні від 4 мм до 20 мм, як показали розрахунки, не чинить істотного впливу на показники взаємодії рухомого складу та колії. Аналогічна ситуація спостерігається при зміні зазорів в п'ятникових вузлах. Їх збільшення до 20 мм має незначний вплив на аналізовані показники динаміки вагона та його взаємодії з колією.

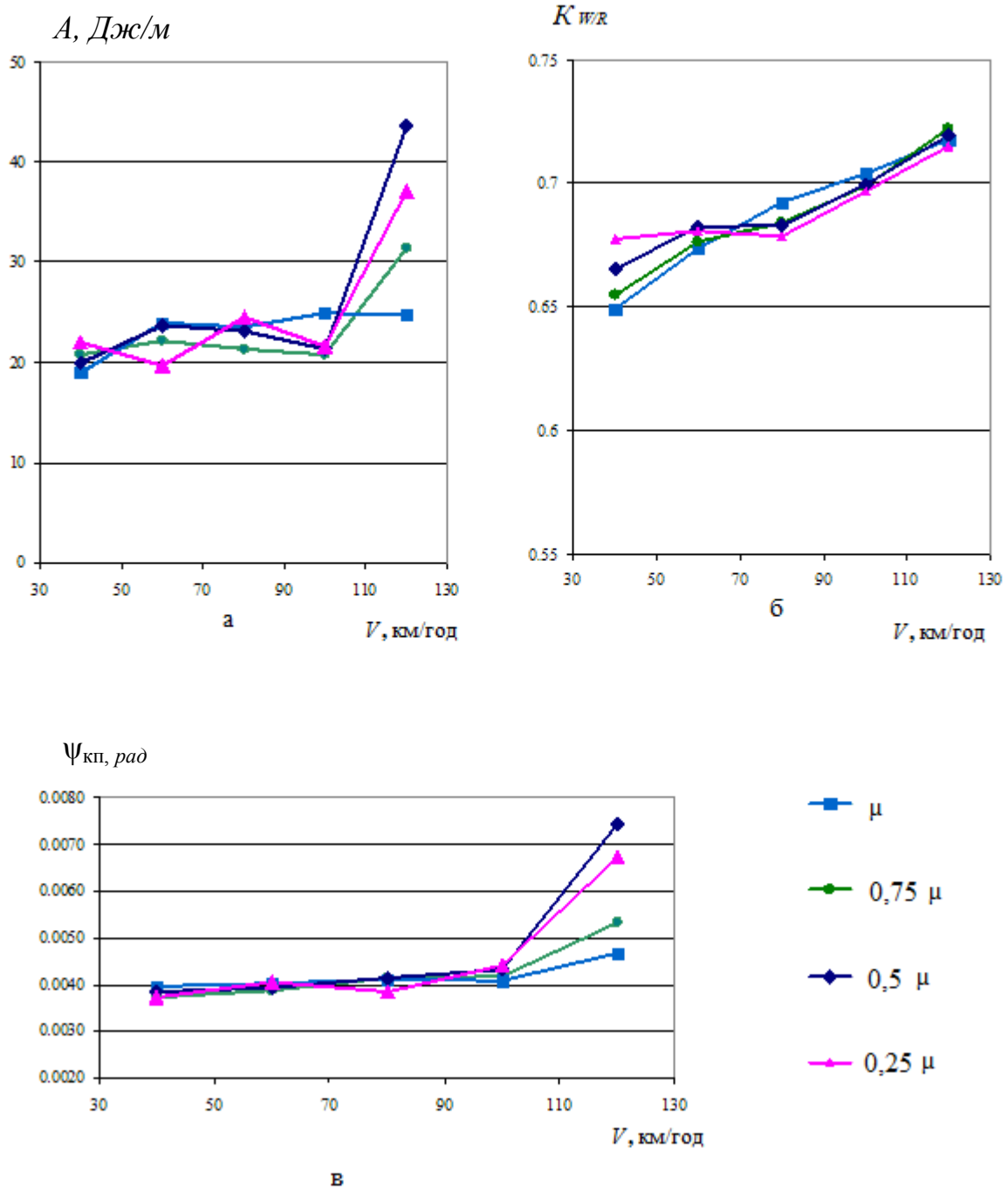


а – рамні сили в долях осьового навантаження;

б – горизонтальні прискорення п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння g ;

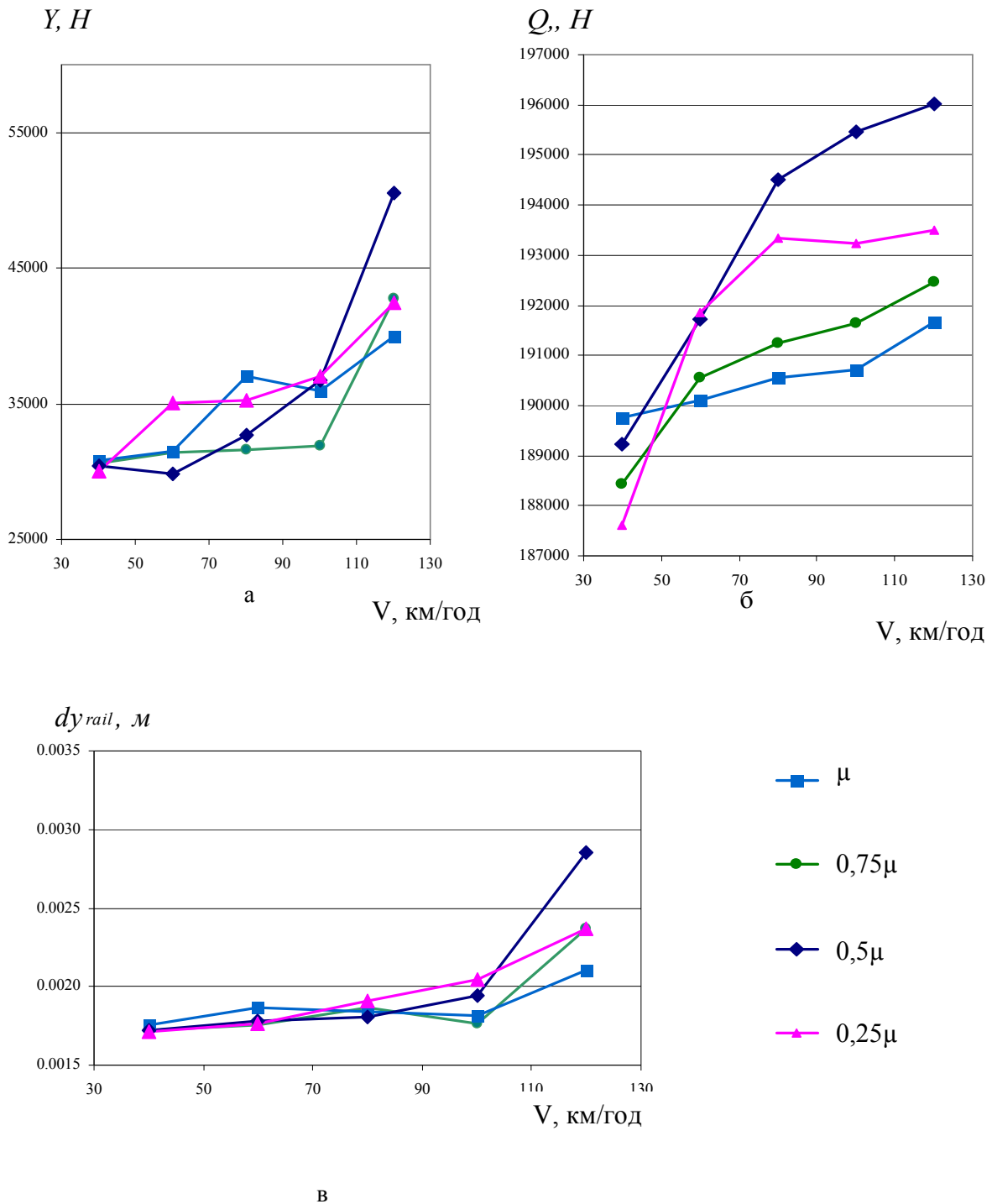
в – коефіцієнт запасу стійкості проти сходу коліс з рейок

Рисунок 2.23 – Залежності динамічних показників навантаженого вагона з комплексно модернізованими візками при різних значеннях коефіцієнта відносного тертя гасителів коливань від швидкостей руху



- а – питома робота сил крипу;
 б – коефіцієнт динаміки рейок у вертикальному напрямку;
 в – кут набігання колеса на рейку

Рисунок 2.24 – Залежності коефіцієнта динаміки рейок у вертикальному напрямку і показників зносу коліс навантаженого вагона з комплексно модернізованими візками при різних значеннях коефіцієнта відносного тертя гасителів коливань від швидкостей руху



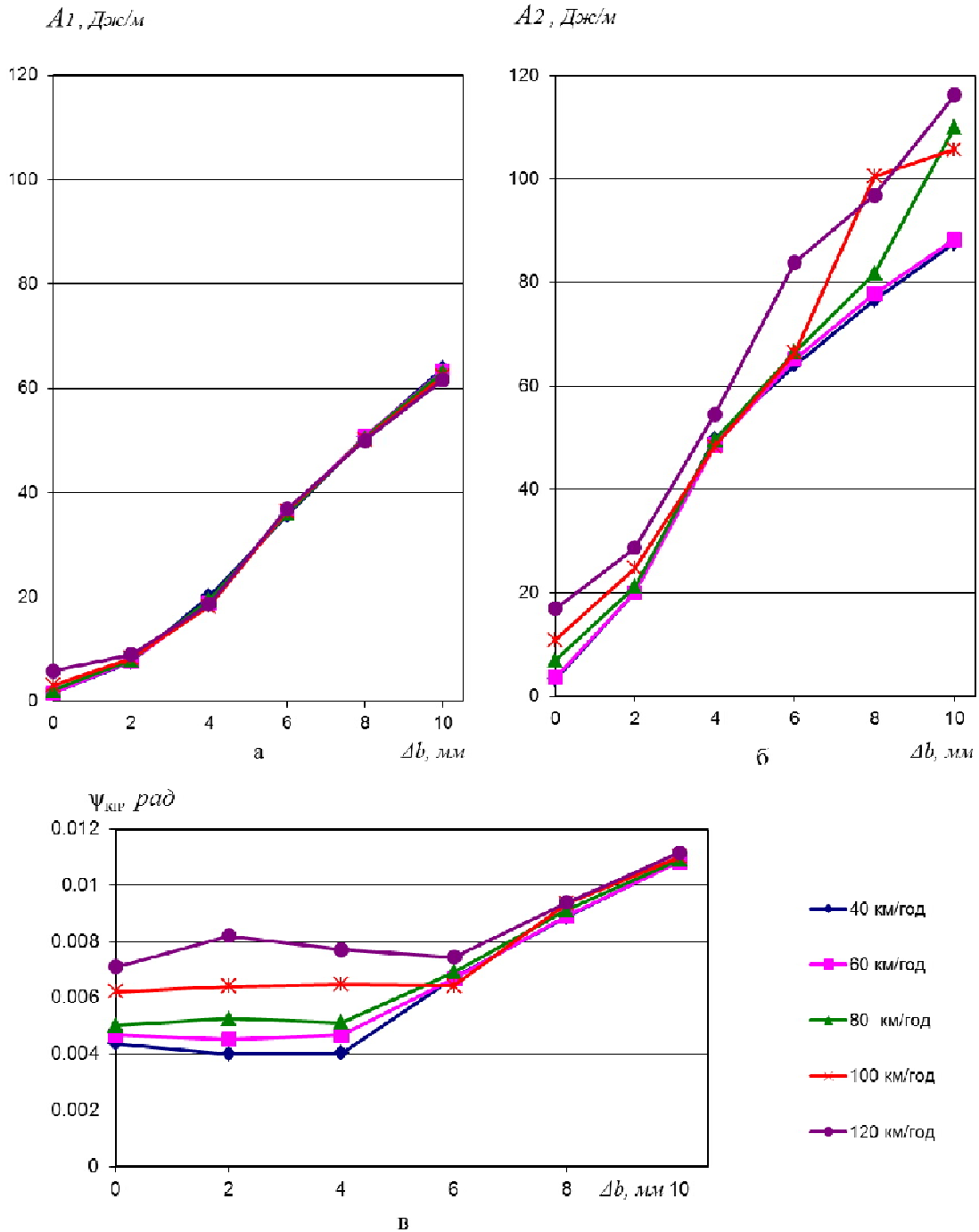
а – сумарна поперечна сила, що передається від колеса на рейку;
 б – сумарна поздовжня сила, що передається від колеса на рейку;
 в – поперечне відтискання рейки

Рисунок 2.25 – Залежності показників взаємодії рейок і коліс навантаженого вагона з комплексно модернізованими візками при різних значеннях коефіцієнта відносного тертя гасителів коливань від швидкостей руху

Виконано також аналіз впливу на динамічні показники вагонів зміни сумарного зазору в буксових отворах уздовж візка в діапазоні від 5 мм до 16 мм і поперек візка в діапазоні від 5 мм до 18 мм. За результатами розрахунків отримано, що при розглянутих режимах руху вагонів зміни вказаного параметру не чинять помітного впливу на оцінювані характеристики.

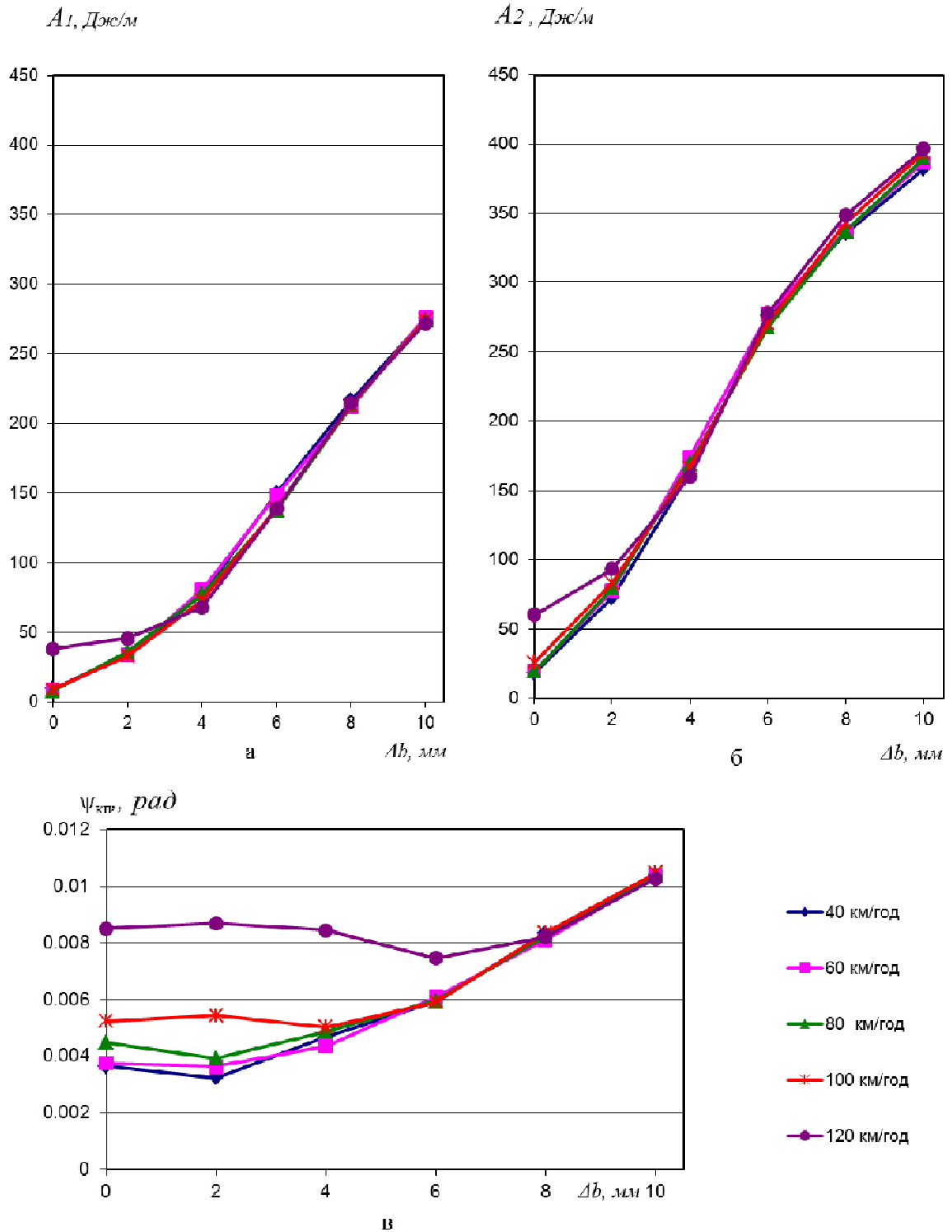
Слід зазначити, що в експлуатації при гальмуванні вагона або після виходу його з криволінійної ділянки колії букси візка можуть притискатися до зовнішніх стінок буксових прорізів бічних рам, що при наявності різниці баз боковин може привести до перекосу колісних пар, і, як наслідок, погіршення взаємодії коліс і рейок. Виконано аналіз впливу зміни різниці баз боковин (Δb) в діапазоні від 1 мм до 10 мм. Результати моделювання руху вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем коліс показали, що зміна параметра Δb в указаному діапазоні може призводити до значного зростання показників зносу коліс. На рис. 2.26 - 2.27 наведено залежності показників зносу коліс від різниці баз боковин при різних швидкостях руху навантаженого і порожнього вагона зі стандартними візками. Як видно з графіків, внаслідок збільшення кутів набігання колеса на рейку відбувається двоточковий контакт, що призводить до зростання інтенсивності їх зносів.

Слід зазначити, що зміна різниці баз боковин не чинить істотного впливу на процеси взаємодії колії і вагонів з комплексно модернізованими візками. Це пояснюється тим, що профіль коліс ІТМ-73 забезпечує одноточковий контакт, при якому суттєво зменшується ймовірність контакту гребеня колеса з бічною поверхнею рейки.



а – питома робота сил крипу в першій точці контакту (поверхня катання);
 б – питома робота сил крипу в другій точці контакту (гребінь колеса);
 в – кут набігання колеса на рейку

Рисунок 2.26 – Залежності показників зносу коліс порожнього вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс від різниці баз боковин при різних швидкостях руху екіпажа



а – питома робота сил крипу в першій точці контакту (поверхня катання);
 б – питома робота сил крипу в другій точці контакту (гребінь колеса);
 в – кут набігання колеса на рейку

Рисунок 2.27 – Залежності показників зносу коліс навантаженого вагона з візками моделі 18-100 і стандартним профілем ободів коліс від різниці баз боковин при різних швидкостях руху екіпажа

2.4 Висновки за розділом 2

1. Розроблено просторову математичну модель взаємодії вантажного вагона і колії довільного окреслення в плані, яка дозволяє враховувати особливості конструкції різних візків (стандартних і перспективних), зміну в процесі експлуатації параметрів технічного стану ходових частин екіпажів, а також можливість виникнення фаз одноточкового, двоточкового та конформного контакту на поверхнях обода колеса і головки рейки.

2. За результатами моделювання коливань вагонів з візками різного технічного стану отримано залежності від швидкості руху екіпажів показників їх динамічних якостей та інтенсивності зносу пари «колесо – рейка». Аналіз отриманих результатів показав, що зміна таких параметрів технічного стану, як знос колісних пар, стан фрикційного гасителя коливань, різниця баз боковин, призводить до погіршення динамічних показників та взаємодії вагонів з колією.

3. Установлено, що найбільший вплив на динамічні показники системи «вагон – колія» із розглянутого ряду параметрів технічного стану ходових частин екіпажа чинить знос ободів коліс. Так, у порожнього вагона, обладнаного візками моделі 18-100 зі зношеними ободами коліс, при швидкості руху вище 60 км/год відбувається збільшення рамних сил в 2,3 рази, горизонтальних прискорень п'ятників кузова – в 1,7 рази, сили взаємодії колеса та рейки збільшуються майже вдвічі.

4. Показано, що застосування комплексної модернізації візків моделі 18-100 дозволяє не тільки знизити інтенсивність зносу елементів і вузлів ходових частин, а й зменшити його негативний вплив на динамічні якості вагона.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ШЛЯХІВ ПОЛІПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ВЗАЄМОДІЇ ІСНУЮЧИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОЛІЄЮ ЗА РАХУНОК ЗАСТОСУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ ПРОФІЛІВ КОЛІС

Колісна пара є одним з найбільш відповідальних вузлів візка вантажного вагона, оскільки від її надійної роботи багато в чому залежить безпека руху. При експлуатації вона жорстко сприймає всі удари від нерівностей колії як у вертикальному, так і горизонтальному напрямках і в свою чергу передає навантаження від кузова вагона на рейкову колію. Значні величини сил, які можуть діяти на колісні пари в експлуатації, призводять до інтенсивного зносу коліс і виникнення різних дефектів втомного і термічного характеру на їх поверхнях катання. Експлуатація вагонів з такими колесами негативно впливає як на рухомий склад, так і на технічний стан верхньої будови колії, оскільки підвищуються сили взаємодії коліс і рейок (див. розд. 2). Тому, техніко-економічні показники роботи залізниці значно залежать від надійності колісних пар в експлуатації.

Одною з основних вимог, які пред'являються до колісних пар в експлуатації, є забезпечення встановлених міжремонтних пробігів, що суттєво залежить від інтенсивності зносу коліс.

У першому розділі даної роботи проведено детальний аналіз існуючих методів зниження інтенсивності зносу коліс рухомого складу. Для реалій мережі залізниць України найбільш ефективним способом є застосування зносостійких профілів ободів коліс.

Метою даного розділу є теоретичний аналіз впливу форми профілю коліс вантажних вагонів на їх взаємодію з колією. Буде представлено результати експериментальних досліджень ефективності застосування зносостійких профілів коліс, виконано аналіз можливості підвищення ресурсу колісних пар за рахунок зменшення технологічного зносу при застосуванні нового ремонтного профілю коліс.

3.1 Аналіз впливу форми профілю коліс вантажних вагонів на їх взаємодію з колією

На мережі залізниць України переважають криві середнього радіусу (до 1000 метрів), але на окремих складних ділянках, а також на під'їзних коліях застосовуються криволінійні вставки колії радіусом від 200 м. При русі рухомого складу по криволінійних ділянках колії малого і середнього радіусу виникають значні додаткові сили опору руху, викликані дією відцентрових сил і особливостями контакту колісних пар з рейками при їх вписуванні в криволінійні ділянки, що призводить до зростання сил взаємодії контактної пари «колесо - рейка», і, як наслідок, збільшення зносів контактуючих тіл і енергетичних витрат на тягу поїздів. Для компенсації відцентрових сил застосовується підвищення зовнішньої рейки, а для полегшення вписування в криві використовуються колеса з конічною формою робочої поверхні катання, що дозволяє проходити зовнішньому і внутрішньому колесам різні відстані за рахунок різниць діаметрів коліс в точках їх контакту з рейкою. Чим більша конусність поверхні коліс, тим легше вписування колісної пари в криволінійні ділянки малого радіусу. Однак при цьому погіршуються динамічні показники рухомого складу під час руху по прямолінійних ділянках колії, внаслідок виникнення інтенсивних коливань виляння. Таким чином, значення конусності ободів коліс обмежується необхідністю забезпечення стійкості руху екіпажа на прямолінійних ділянках колії, і воно є недостатнім для вписування колісних пар без проковзування в криві малого радіусу. З ростом відносних швидкостей ковзання збільшуються сили крипа, а також кути набігання колеса на рейку, що в сукупності призводить до підвищення інтенсивності зносів гребенів коліс і бічних поверхонь рейок.

При русі по криволінійній ділянці колії під дією зовнішніх сил відбувається поперечне зміщення колісної пари щодо поздовжньої осі колії, внаслідок чого зміщуються точки контактів коліс з рейками: зовнішнього колеса – в бік збільшення радіусу катання, а внутрішнього – в бік зменшення. При цьому радіус дуги, що описує центр колісної пари в плані, може бути визначений за формулою:

$$R = \frac{r \cdot S}{\Delta r}, \quad (3.1)$$

де r – середній радіус колеса, м;

S – відстань між точками контакту, м;

Δr – різниця радіусів катання, м.

Проаналізуємо вираз (3.1). Радіус колеса по колу катання зменшується внаслідок зносу, а також при обточуваннях колісних пар, відстань між точками контактів величина фактично постійна, так як колеса жорстко закріплені на осі, тому радіус дуги, описуваної центром колісної пари, залежить в основному від різниці радіусів катання коліс (рис. 3.1).

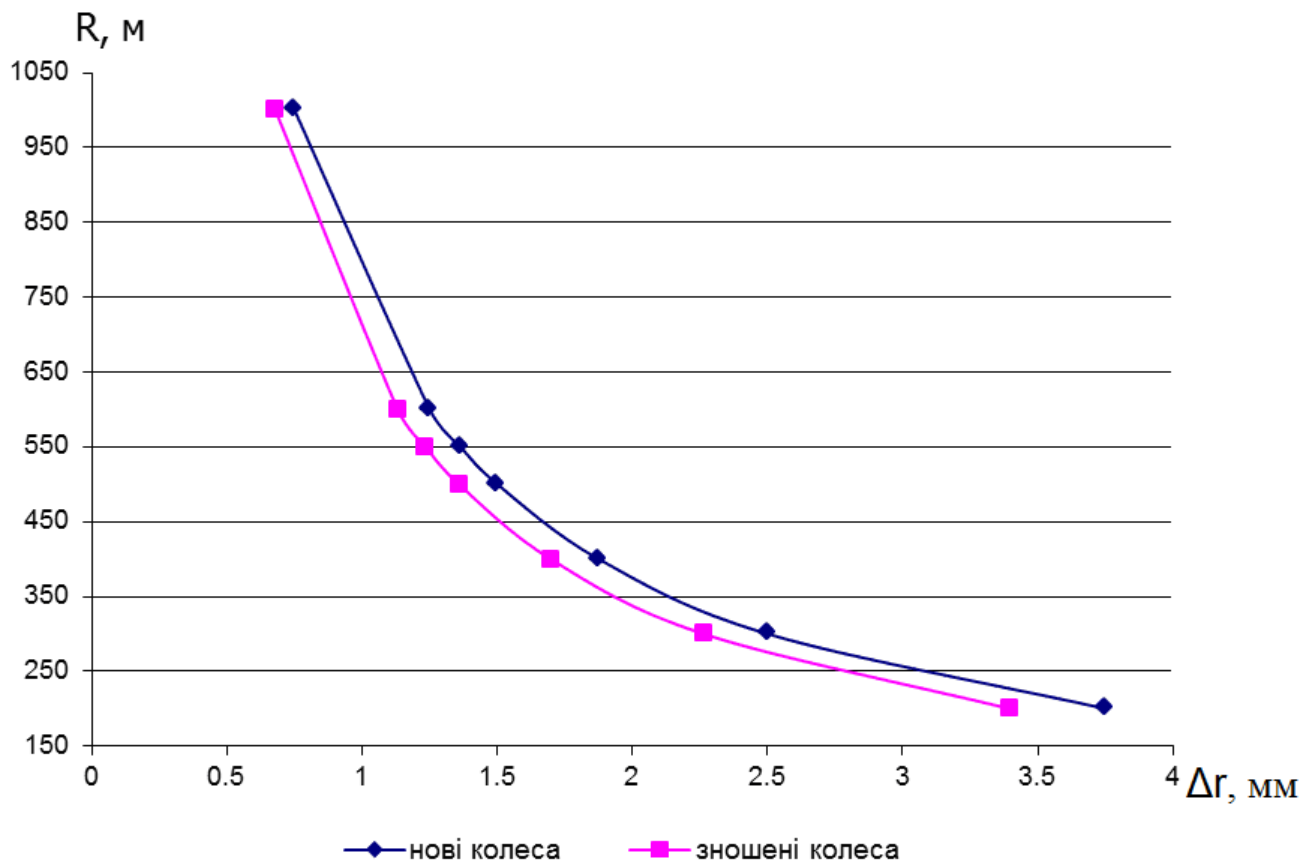


Рисунок 3.1 – Залежність радіусу дуги, описуваної центром колісної пари, від різниці радіусів катання коліс

Різниця радіусів катання коліс (r_1 і r_2 рис. 3.2) визначається конусністю обода і зміщенням колеса відносно рейки. При коченні колісних пар зі стандартним профілем коліс по криволінійних ділянках колії точки контактів розташовані поблизу центральної частини ободів, отже, різниця радіусів катання буде мало змінюватися навіть при максимально можливому поперечному зміщенні колеса відносно рейки в межах зазору.

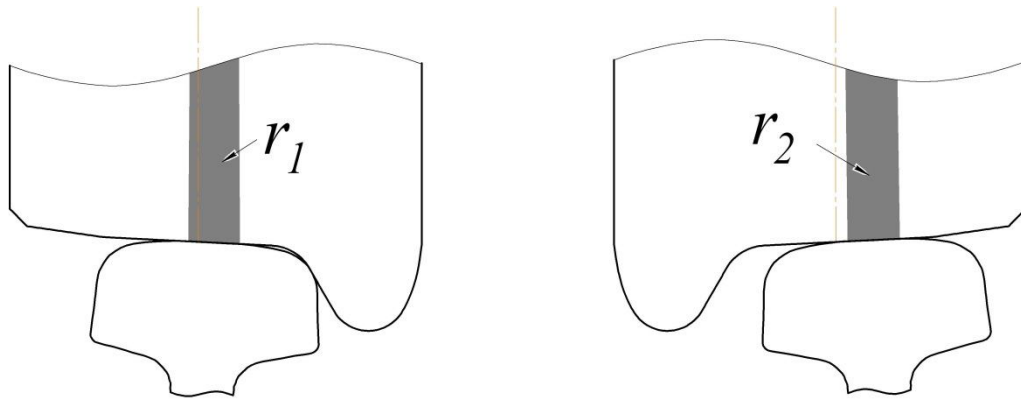
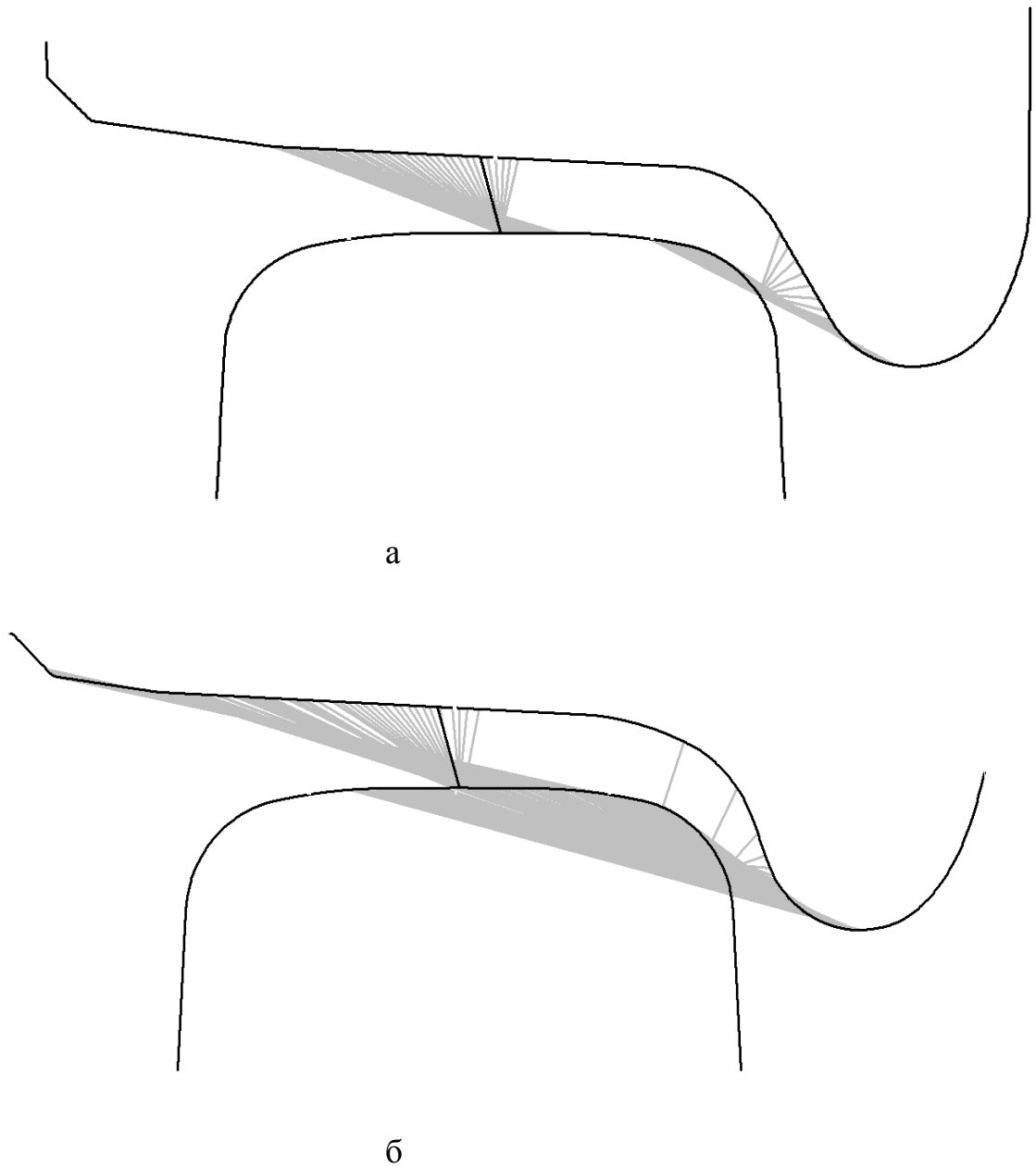


Рисунок 3.2 – Зміна радіусів катання коліс при русі в криволінійних ділянках колії

Оскільки точки контактів колеса і рейки визначаються формою їх профілів, то шляхом зміни форми профілю колеса можна змінювати радіуси катання коліс.

Розглянемо більш детально контакт коліс і рейок зі стандартним і зносостійкий профілем ІТМ-73. На рис. 3.3 показано можливі контакти коліс з різними профілями ободів із головкою рейки Р65. Тонкі лінії з'єднують точки на поверхні колеса і рейки, по яких може відбуватися дотик контактуючих поверхонь при різних зміщеннях колеса відносно рейки.



а – профіль коліс по ГОСТ 9036-88;

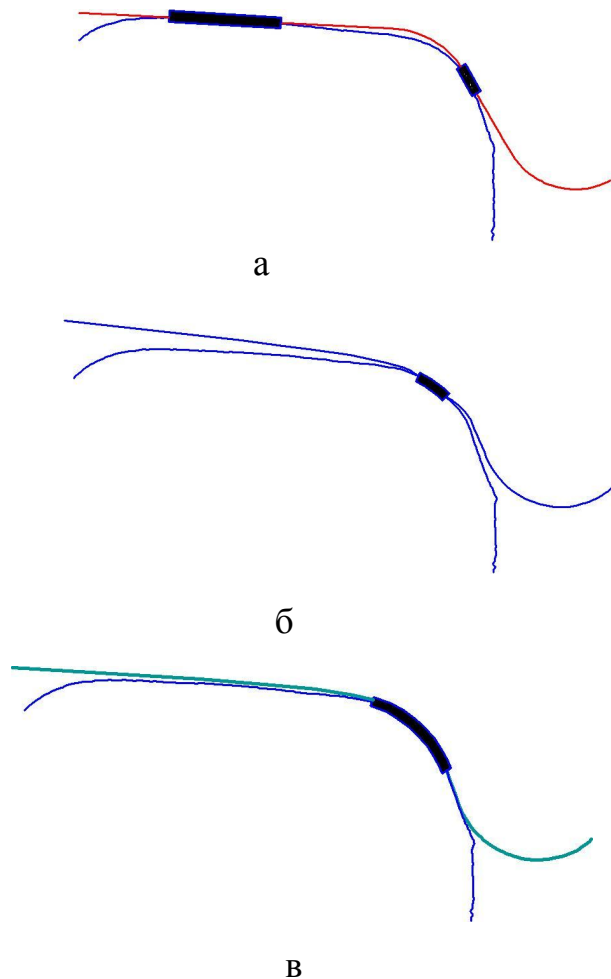
б – зносостійкий профіль ІТМ-73

Рисунок 3.3 – Можливі контакти коліс з різними профілями ободів з рейкою Р65

З аналізу рис. 3.3 можна зробити висновок, що обід коліс, обточених за профілем по ГОСТ 9036-88, контактує з рейкою Р65 центральною частиною і робочою поверхнею гребеня з бічною гранню рейки Р65 і не взаємодіє з рейкою викружкою, що обумовлює значний і нерівномірний знос колеса. При використанні коліс, обточених за зносостійким профілем ІТМ-73, контакт з

рейкою Р65 здійснюється також і по викружці колеса, що сприяє полегщенню вписування колісних пар в криві, а, отже, і зниженню інтенсивності зносу коліс і рейок. Таким чином, шляхом зміни форми профілю коліс можливо поліпшити взаємодію пари «колесо – рейка» за рахунок забезпечення необхідної різниці радіусів катання коліс при вписуванні екіпажа в криволінійні ділянки різних радіусів.

Значний вплив на взаємодію колеса та рейки може чинити також тип їх контакту. На рис. 3.4 показані можливі контакти при набіганні колеса на рейку при русі вагону по криволінійній ділянці колії.



а – двоточковий контакт;

б – одноточковий контакт;

в – контакт близький до конформного

Рисунок 3.4 – Типи контакту колеса з рейкою

Двоточковий контакт (рис. 3.4, а) реалізується при контакті з рейками коліс зі стандартним профілем. Для нього характерні найбільші значення гребеневого зносу коліс. При використанні зносостійкого профілю ІТМ-73 в криволінійних ділянках колії реалізується одноточковий контакт (рис. 3.4, б) по викружці колеса, який зменшує ймовірність контакту гребеня колеса з рейкою, що значно підвищує ресурс коліс за цим показником. Слід також зазначити, що збільшений кут нахилу гребеня у профілі ІТМ-73 також позитивно впливає на нормативний показник безпеки руху – коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейок.

Найбільш оптимальним з позиції мінімізації контактних напружень, а відтак і зниження зносів контактуючих тіл, є конформний контакт колеса та рейки (рис. 3.4, в). З метою забезпечення такого контакту розроблено низку зносостійких профілів з урахуванням форми середньозношених рейок: ремонтний профіль коліс ІТМ-73-01, новий профіль коліс ІТМ-73-02 для вагонів з комплексно модернізованими візками моделі 18-100 і візками моделі 18-7020 (з осьовим навантаженням 23,5 тс), новий профіль коліс ІТМ-73-03 для вагонів нового покоління з візками 18-9817 (з осьовим навантаженням 25 тс).

3.2 Дослідження ефективності застосування зносостійких профілів

Співробітниками ІТМ НАНУ і ДКАУ проводилися численні огляди технічного стану вагонів при виконанні їх планових ремонтів. Під час даних оглядів виконувався збір статистичних даних по інтенсивності зносу коліс вантажних вагонів, обладнаних візками різних конструкцій та з різними профілями коліс.

Найбільший інтерес представляють дані, отримані для вагонів які були включено до дослідного маршруту Кривий Ріг – Кошице [118, 119]. Цей маршрут пролягає через Карпатський перевал та має найбільш складні умови експлуатації вантажних вагонів з точки зору зносу коліс.

На рис. 3.5 показано експериментальні залежності зносу гребенів коліс від пробігу вагонів із серійними візками зі стандартними колесами, з комплексно модернізованими візками і візками моделі 18-7020 з профілем коліс ІТМ-73, які

свідчать що використання профілю ІТМ-73 дозволило зменшити інтенсивність зносу гребенів коліс більш ніж в 2 - 2,5 рази.

На рис. 3.5 наведено також дані експлуатаційних випробувань партії дослідних піввагонів з комплексно модернізованими візками, обладнаними колесами з профілем ІТМ-73-01. Для цих випробувань було відібрано 23 вагони, колеса яких було переточено за профілем ІТМ-73-01 під час виконання деповського ремонту.

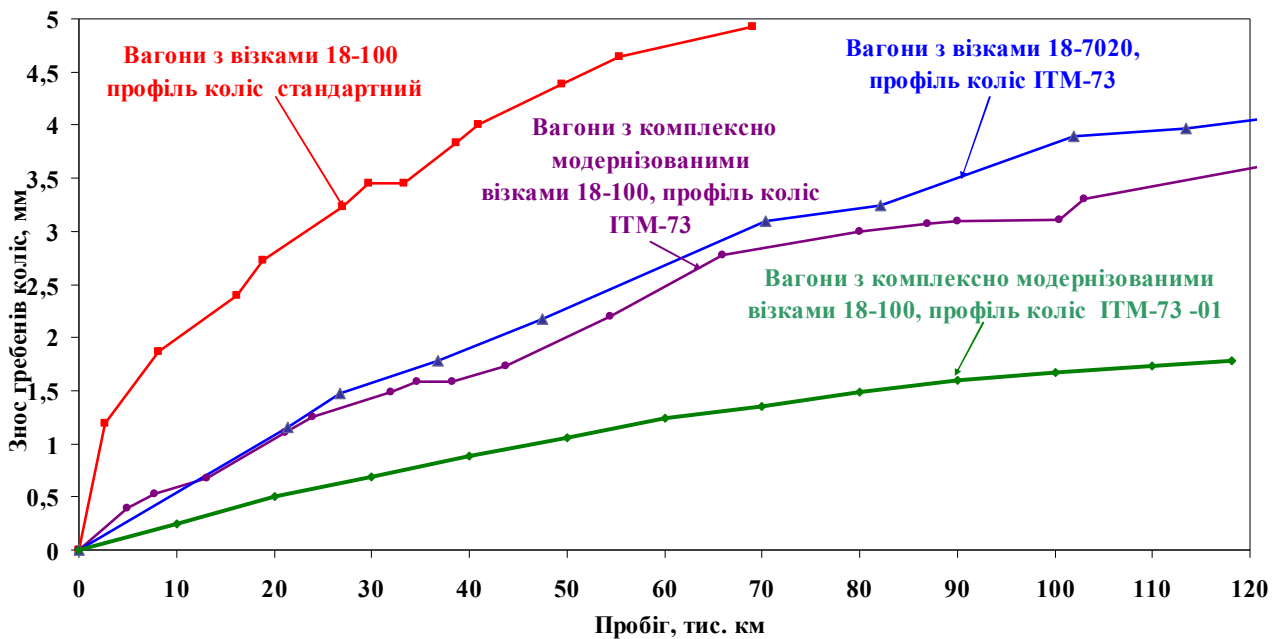


Рисунок 3.5 – Результати експериментальних досліджень ефективності застосування зносостійких профілів

Як показали отримані результати випробування вантажних вагонів, застосування спочатку для незношених коліс профілю ІТМ-73, а потім, при обточках, профілю ІТМ-73-01 дозволяє збільшити ресурс коліс (у порівнянні зі стандартними колесами) більш ніж у чотири рази.

Виконано порівняння ефективності застосування різних профілів коліс у вагонах нової будови.

Враховуючи фізичне та моральне зношення рухомого складу залізниць України, пріоритетною задачею є оновлення парку вантажних вагонів. При цьому

застосування профілю ІТМ-73 в колісних парах нового формування має деякі особливості. При виготовленні нових коліс виробник застосовує для обточування поверхні катання профіль за ГОСТ 9036-88 (товщина гребеня 33 мм). Далі ці колеса надходять на вагонобудівні та ремонтні підприємства, де для комплексної модернізації візків вантажних вагонів або при створенні вагонів нового покоління колісні пари необхідно повторно обточити за зносостійким профілем, що потребує додаткових затрат та трохи зменшує ресурс колісної пари за товщиною обода. Тому постало питання про визначенність потреби першої переточки колісних пар нового формування за профілем ІТМ-73 при побудові нових вагонів.

Для цього за розпорядженням адміністрації Укрзалізниці було відібрано для спостереження ряд вагонів нової будови, що мали початковий профіль ободів коліс за ГОСТ 9036-88 та ІТМ-73. Ці вагони було включено до дослідного маршруту Кривий Ріг – Кошице. За результатами комісійного огляду даних вагонів встановлено, що після пробігу 156 тис. км у вагонах з початковим профілем ободів коліс за ГОСТ 9036-88 були наявні колісні пари, що мали недопустимі або граничні розміри товщини гребенів коліс.

Проведений аналіз розподілу товщини гребенів обміряних коліс (рис. 3.6) показав, що 40% коліс із початковим профілем ободів за ГОСТ 9036-88 мали товщину гребеня 26 мм та менше. Наявність таких колісних пар значно підвищує динамічні навантаження, що діють на екіпажну частину вагона, а отже погіршуються умови роботи деталей та вузлів візків, призводить до скорочення міжремонтних пробігів. В той же час вагони, що мали колеса зі зносостійким профілем ІТМ-73, після такого ж пробігу мали значний запас ресурсу по товщині гребня (85% коліс мали товщину гребня більше 28 мм), що дозволяє забезпечити нормативний строк експлуатації вагона до першого деповського ремонту.

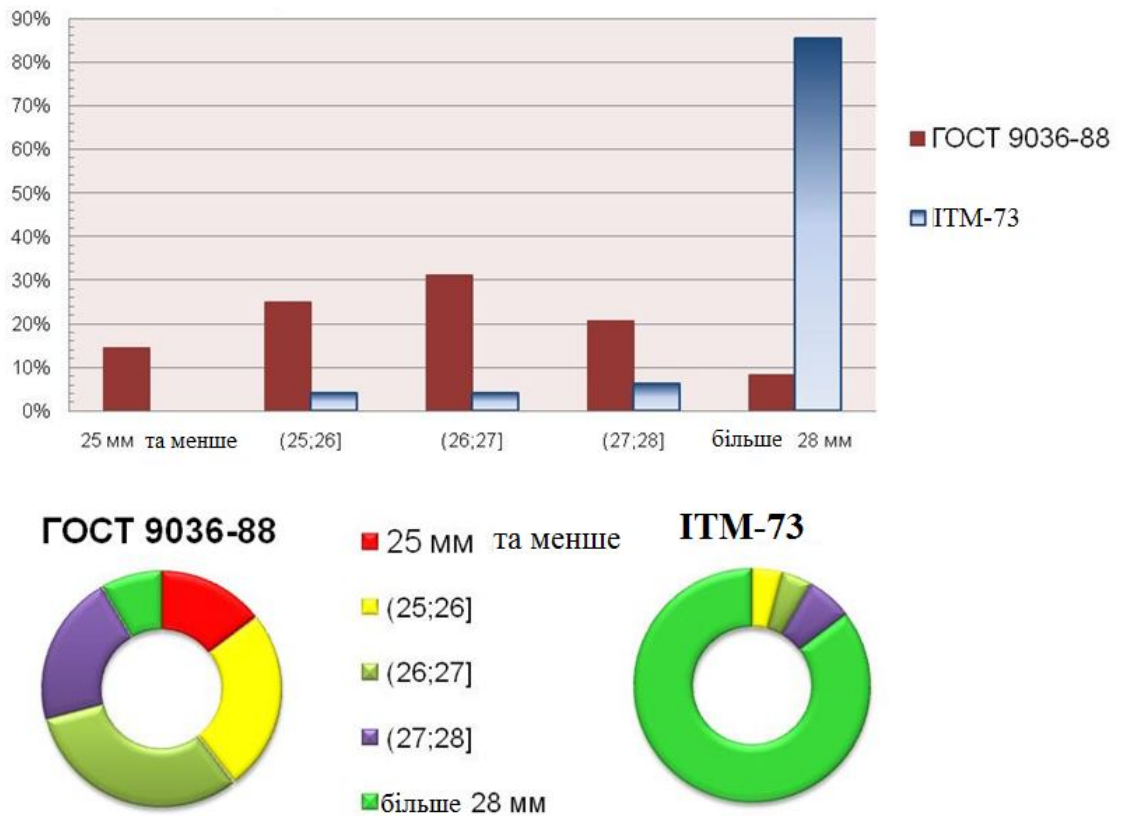


Рисунок 3.6 – Розподіл коліс за товщинами гребенів після пробігу вагонів 156 тис. км

Слід зазначити, що колісні пари з профілем за ГОСТ 9036-88 через високу інтенсивність зносу коліс, як правило, обточуються значно раніше планового ремонту, що призводить до скорочення їх ресурсу за товщиною обода. Таким чином, переточки колісних пар нового формування за профілем ITM-73 є раціональним рішенням з точки зору економії ресурсу колеса як за товщиною гребеня коліс, так і за товщиною обода.

За результатами даного дослідження зроблено висновок, що застосування зносостійкого профілю коліс ITM-73 при побудові нових вагонів є доцільним для забезпечення нормативних строків експлуатації вагона до першого деповського ремонту.

3.3 Підвищення ресурсу колісних пар за рахунок зменшення технологічного зносу при застосуванні нового ремонтного профілю коліс

В останні роки спостерігається тенденція зростання частки колісних пар, причиною обточування яких є дефекти поверхонь катання. При цьому для відновлення профілю колеса необхідно знімати значний шар металу по товщині обода, що призводить до зменшення ресурсу колісної пари. З метою подальшого збільшення терміну експлуатації вагонних коліс запропоновано профіль ІТМ-73-01, який дозволяє знімати при обточуванні менший шар металу, що збільшує число можливих обточок коліс за весь період їх експлуатації, а, отже, і ресурс колісної пари. Отже, при наявності двох зносостійких профілів ІТМ-73 і ІТМ-73-01, актуальною є задача аналізу варіантів їх застосування в ремонтній практиці, враховуючи переваги використання кожного з цих профілів.

Метою даного дослідження є порівняльна оцінка варіантів переточки коліс за зносостійкими профілями з позиції збільшення ресурсу колісної пари і розробка раціональних варіантів переточки обода коліс в залежності від видів їх несправності і етапу експлуатації.

Розглянемо основні чинники, що впливають на ресурс колісних пар. З ремонтної практики відомо, що більшість відмов колісних пар в експлуатації пов'язана зі зносом коліс і утворенням на їх поверхнях різних дефектів. Термін експлуатації коліс залежить від інтенсивності зносу ободів і величини нормованих параметрів їх геометрії, при досягненні граничних значень яких забороняється експлуатація колісних пар.

На мережі залізниць України використовуються колеса, товщина ободів яких дозволяє виконувати їх багаторазові переточки для відновлення контрольованих розмірів поверхні катання. Загальний термін експлуатації колеса дорівнює сумі міжремонтних пробігів після кожного обточування. Таким чином, повний ресурс колісної пари може бути підвищений за рахунок збільшення можливого числа переточувань коліс при однакових міжремонтних пробігах.

Кількість можливих обточок колеса в першу чергу залежить від початкової

товщини його обода (рис. 3.7). Діючі стандарти допускають виготовлення коліс, які можуть мати товщину обода від 70 до 82 мм.

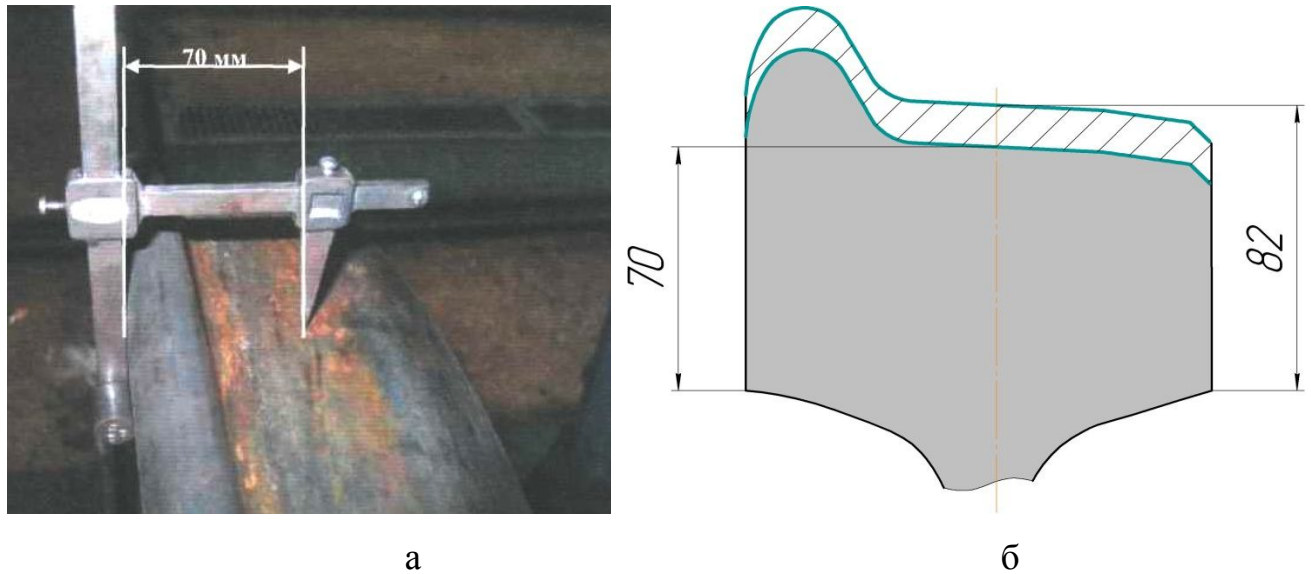


Рисунок 3.7 – Схема вимірювання товщини обода (а) і його граничні розміри (б)

Порівняємо можливий ресурс коліс з максимальною і мінімальною товщиною обода колеса. Для цього визначимо число можливих переточувань.

На рис. 3.8 представлено графічну схему послідовних обточок коліс через понаднормовий знос гребеня колеса в процесі експлуатації. Кількість можливих обточок обмежується мінімально допустимою товщиною обода колеса при випуску з ремонту, яка є нормативною величиною і залежить від виду ремонту (на рис. 3.8 показано трьома горизонтальними лініями КР, ДР, ПР - капітальний, деповський та поточний ремонті відповідно).

З аналізу схеми видно, що, за інших рівних умов, при максимальній товщині обода колеса 82 мм з'являється можливість ще одного додаткового обточування, що забезпечить колесу більший термін служби.

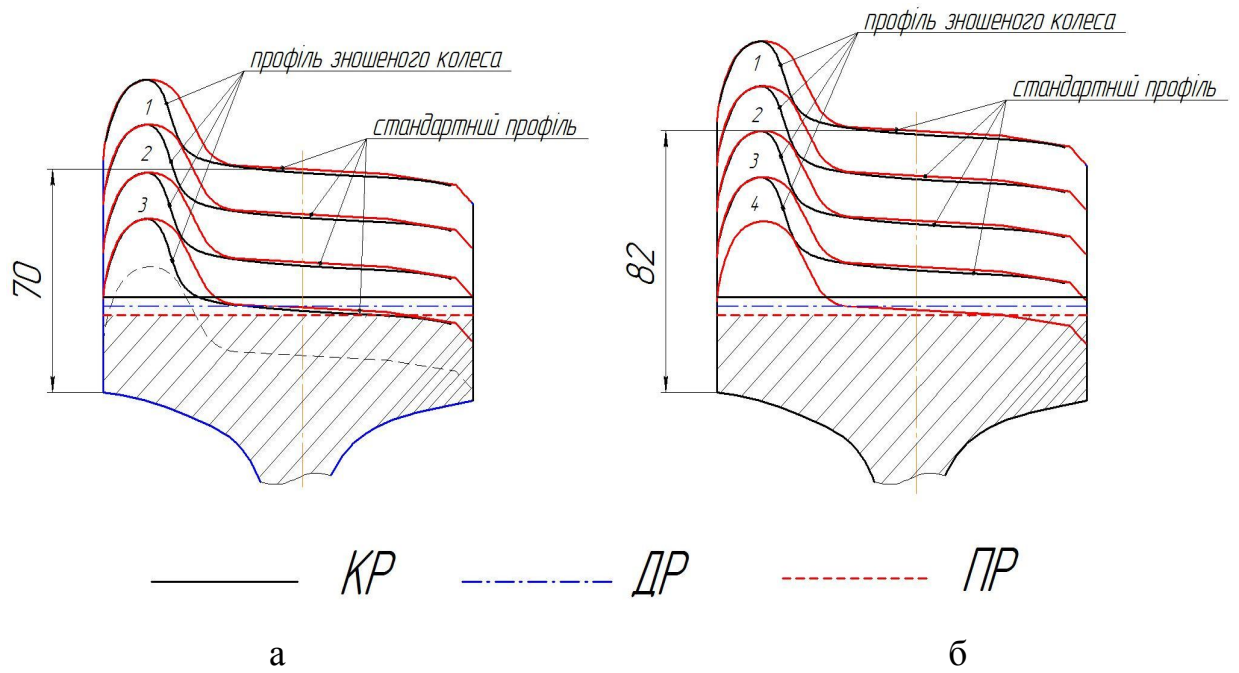


Рисунок 3.8 – Можлива кількість обточок при товщині бандажів 70 мм (а) і 82 мм (б)

На кількість можливих обточок також може впливати характер зносу обода колеса. На рис. 3.9 показано послідовні обточування коліс, що підлягають вилученню з експлуатації через гранично допустимий знос поверхні катання (прокат) і знос гребеня.

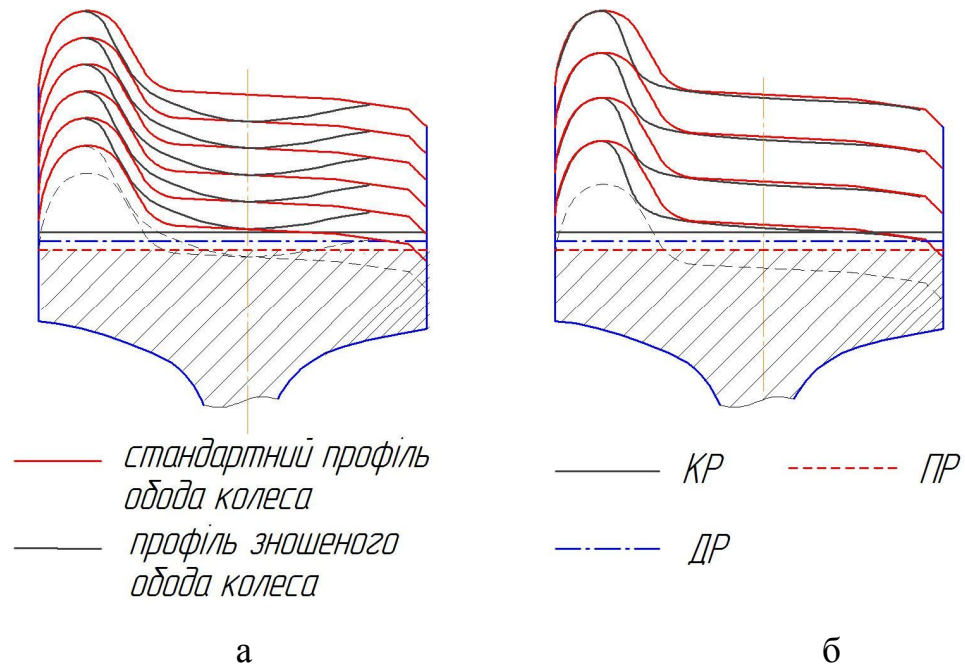


Рисунок 3.9 – Можливе число обточок при прокаті (а) і гребеневому зносі (б) обода колеса

Як видно з рисунка, при переточуваннях обода по прокату кількість можливих обточок обода колеса на 2 більше, ніж при гребеневому характері зносу. Це свідчить про те, що при домінуванні прокату, ресурс колеса збільшується внаслідок більш раціонального використання товщини обода при обточуванні коліс. Зменшення товщини обода колеса, внаслідок його обточування, далі називається технологічним зносом обода.

На рис. 3.10 показано порівняння технологічного [120] і природного зносу при домінуванні прокату і зносу гребеня. З ілюстрації видно, що для відновлення геометричних параметрів колеса з максимально допустимим прокатом необхідно зняти мінімальний шар металу, тоді як для колеса зі зношеним гребенем при переточуванні необхідно зняти значну товщину металу.

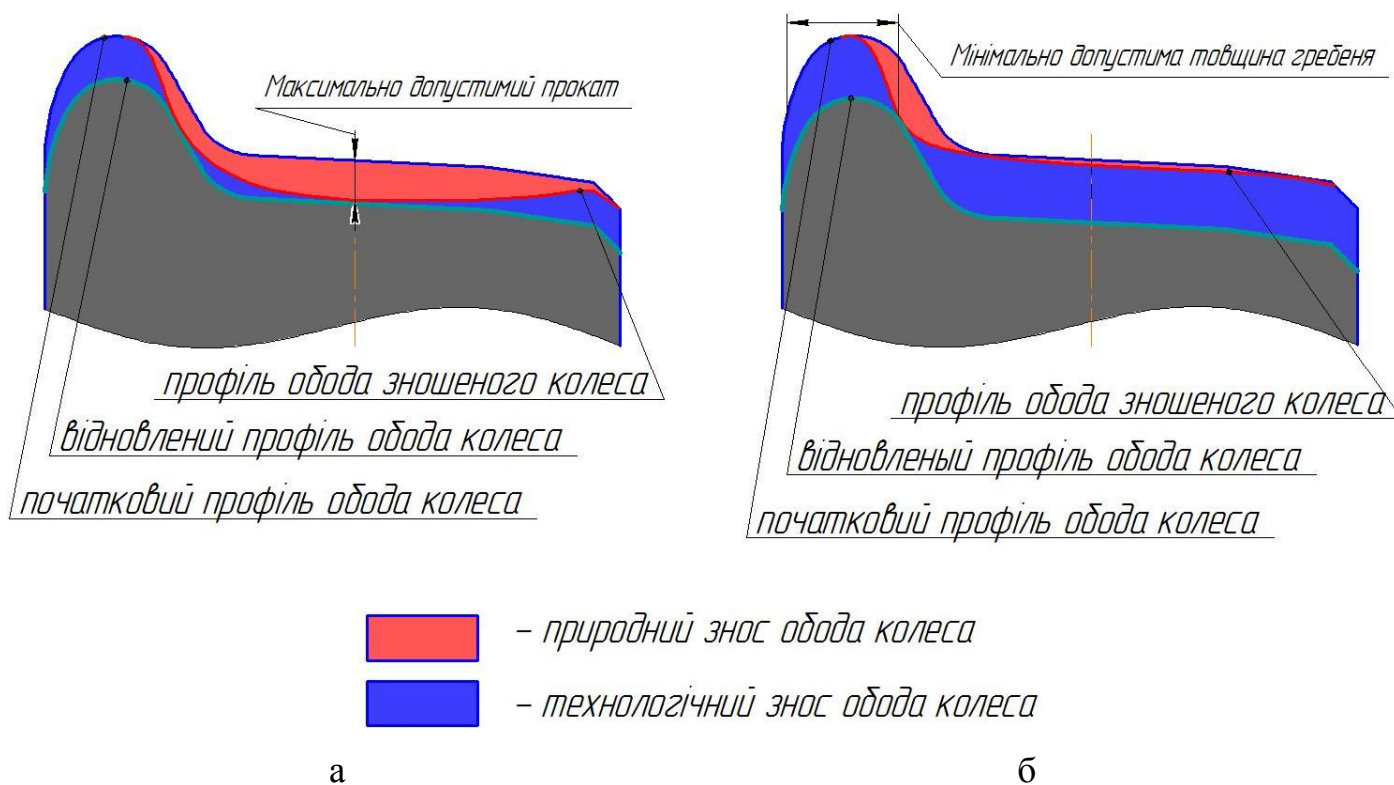


Рисунок 3.10 – Технологічний знос обода колеса при переточуваннях по прокату (а) і тонкому гребеню (б)

Це призводить до того, що при домінуванні гребеневого зносу коліс їх ресурс значно скорочується, внаслідок нераціонального використання металу по товщині обода при обточуванні.

Подібна ситуація спостерігається при переточуванні коліс, що мають дефекти на поверхні катання. На рис. 3.11 зображено технологічний знос переточеного через поверхневі дефекти колеса, для усунення яких знято шар металу, що значно перевищує глибину самих дефектів.

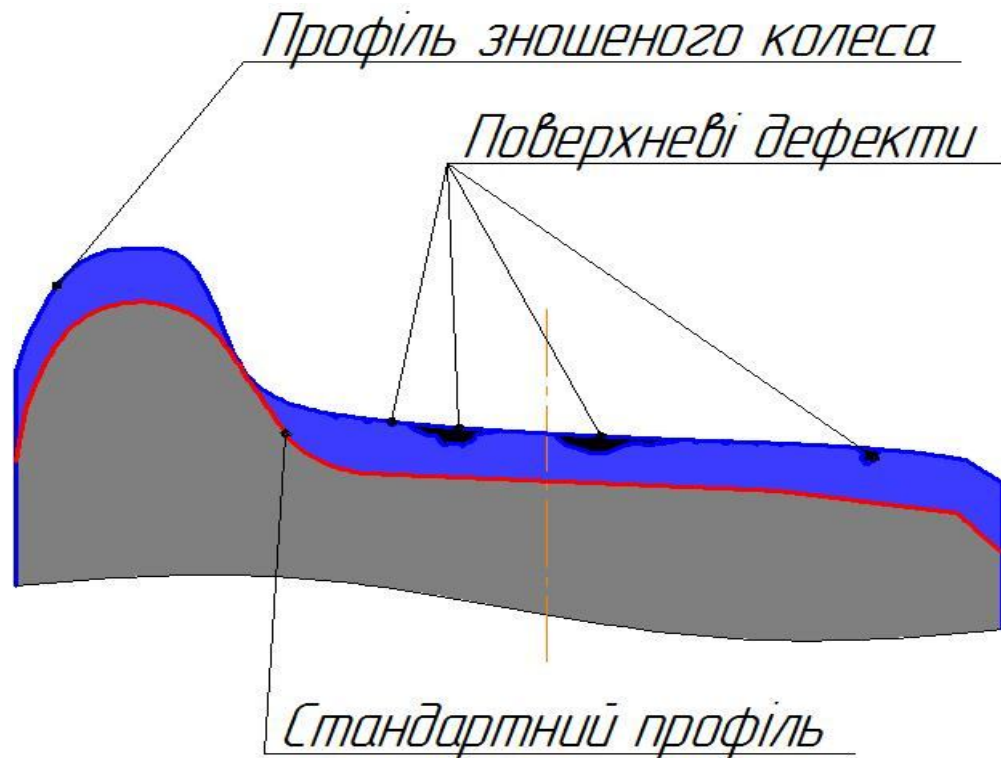


Рисунок 3.11 – Технологічний знос обода колеса при переточуваннях через дефекти поверхні катання

Таким чином, можна виділити два основні чинники, що визначають ресурс колісних пар: перший – це інтенсивність природного зносу коліс, що визначає величини міжремонтних пробігів; і другий – технологічний знос, який впливає на кількість можливих переточувань колісної пари при ремонтах.

При вирішенні проблеми збільшення ресурсу колісної пари пріоритетним завданням є зниження інтенсивності зносу коліс. З цією метою запропоновано зносостійкий профіль ІТМ-73, який забезпечує значне зменшення зносу гребенів колісних пар за рахунок мінімізації сил крипу, що виникають в точках контакту колеса і рейки. Для оцінки збільшення загального ресурсу коліс за рахунок застосування профілю ІТМ-73 необхідно проаналізувати також і технологічний

знос коліс, обточуваних за цим профілем. Для цього розглянемо ідеалізований випадок експлуатації колісної пари, при якому всі обточування коліс виконуються через граничний знос гребеня. На рис. 3.12 представлено порівняння використання профілів ІТМ-73 і по ГОСТ 9036-88 при обточуванні зношених коліс з товщиною гребеня 25 мм. Як видно зі схеми, для відновлення геометричних параметрів поверхні катання за профілем ІТМ-73 необхідно знімати дещо більший шар металу. Тому остання (третя) обточка колеса можлива тільки при поточному ремонті, так як товщина обода колеса після обточування буде менше допустимої для капітального і деповського ремонтів.

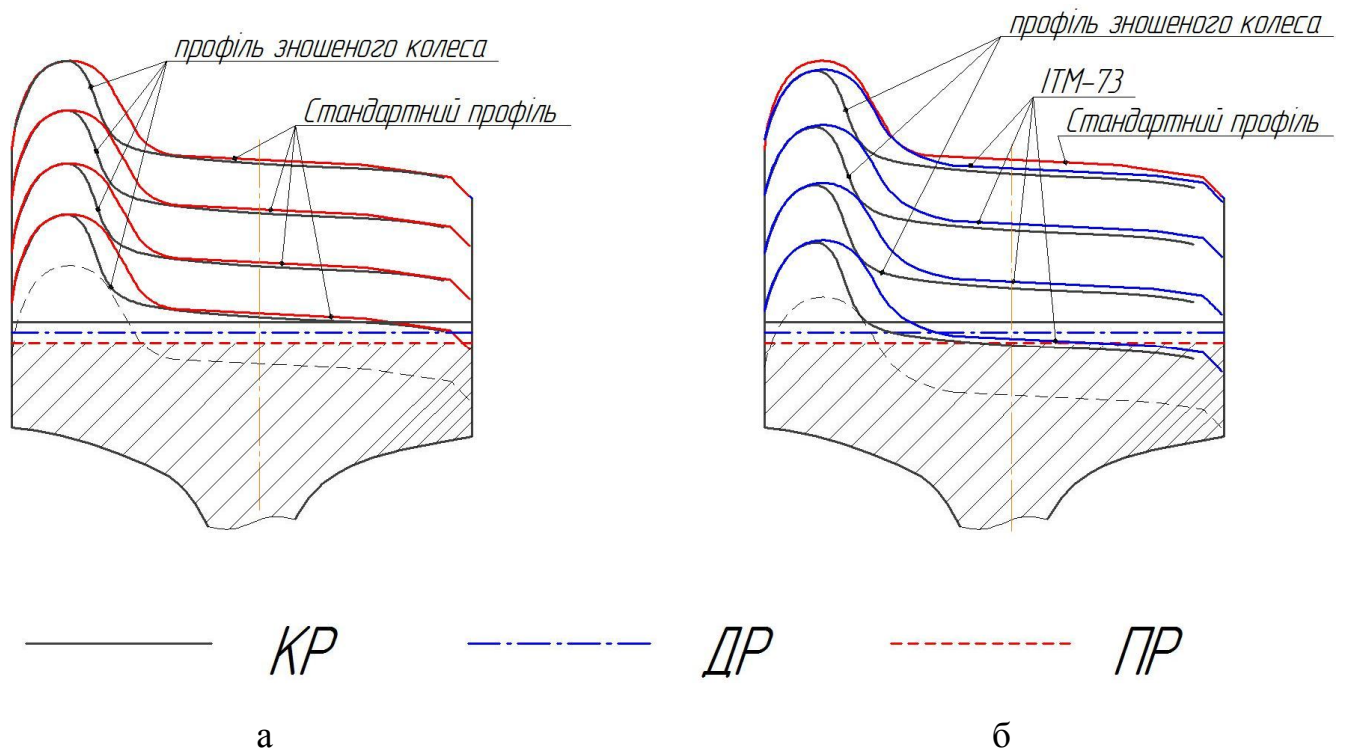


Рисунок 3.12 – Можливе число обточок при використанні стандартного профілю (а) і зносостійкого ІТМ-73 (б)

Знаючи пробіги вагонів між обточуваннями і їх можливу кількість, легко визначити прогнозований термін служби коліс. З дослідної експлуатації відомо, що для вагонів з серійними візками і профілем по ГОСТ 9036-88 пробіг до граничного зносу гребенів коліс складає близько 170 тис. км, а для вагонів з

комплексно модернізованими візками і профілем коліс ІТМ-73 цей показник становить близько 350 тис. км. Зі схеми на рис. 3.12 видно, що колісні пари зі стандартним профілем можуть експлуатуватися до повного зносу гребенів коліс (з урахуванням числа можливих переточок) чотири рази, а загальний пробіг складе приблизно 680 тис. км. У свою чергу, колеса з профілем ІТМ-73 можуть експлуатуватися три рази до повного зносу гребенів, а четвертий раз тільки за умови, що третє переточування буде відбуватися в рамках поточного ремонту, і повні пробіги складуть близько 1,05 млн. км або 1,4 млн. км відповідно.

З вище сказаного випливає, що використання зносостійкого профілю ІТМ-73 забезпечує значно більший ресурс колісних пар в порівнянні зі стандартним профілем, навіть при меншій кількості можливих переточувань коліс.

Ще більше підвищити ресурс колісних пар за рахунок раціонального використання металу по товщині обода при переточках коліс можливо при використанні нового зносостійкого профілю ІТМ-73-01. Зміни геометричних параметрів в гребеневій зоні даного профілю у порівнянні з профілем ІТМ-73 забезпечують можливість меншого зняття металу при переточуванні.

Із аналізу схеми переточувань коліс за двома зносостійкими профілями (рис. 3.13), можна зробити висновок, що при експлуатації коліс до граничного

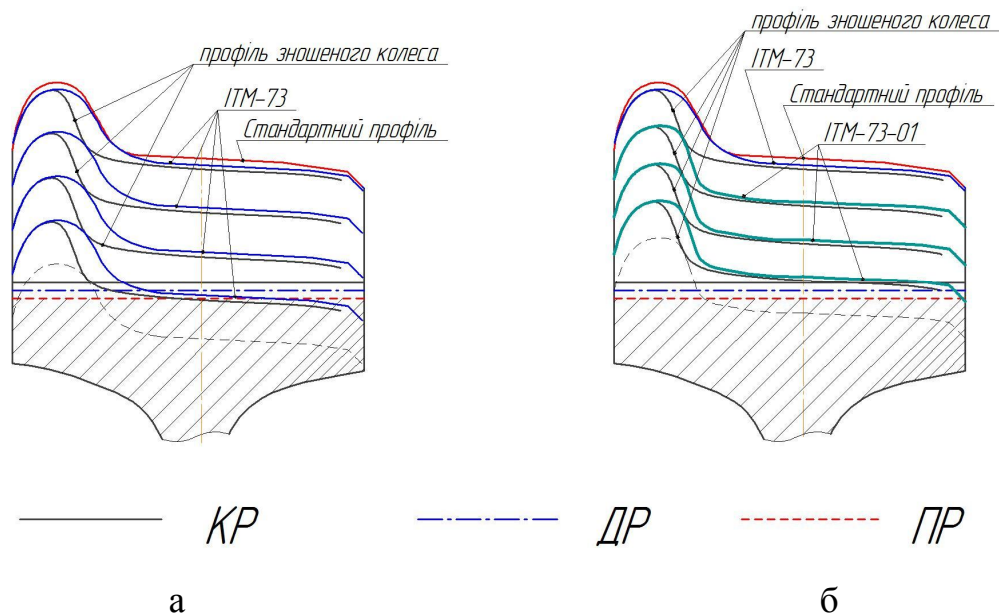


Рисунок 3.13 – Можливе число обточок ободів коліс при використанні профілів ІТМ-73 (а) і ІТМ-73-01 (б)

зносу гребенів, застосування профілю ІТМ-73-01 дозволяє збільшити число можливих переточувань та підвищити загальний ресурс колісної пари за зносом гребенів.

Слід зазначити, що при першій переточці колісних пар з незношеним профілем по ГОСТ 9036-88 на зносостійкий, раціонально використовувати профіль ІТМ-73. Застосування профілю ІТМ-73-01 у цьому випадку призведе до нераціонального використання металу по товщині гребеня.

Для кількісної оцінки зниження технологічного зносу при використанні профілю ІТМ-73-01 розглянемо більш детально процес переточки коліс. На рис. 3.14 зображено схему відновлення геометрії поверхні катання колеса зі зношеним гребенем.

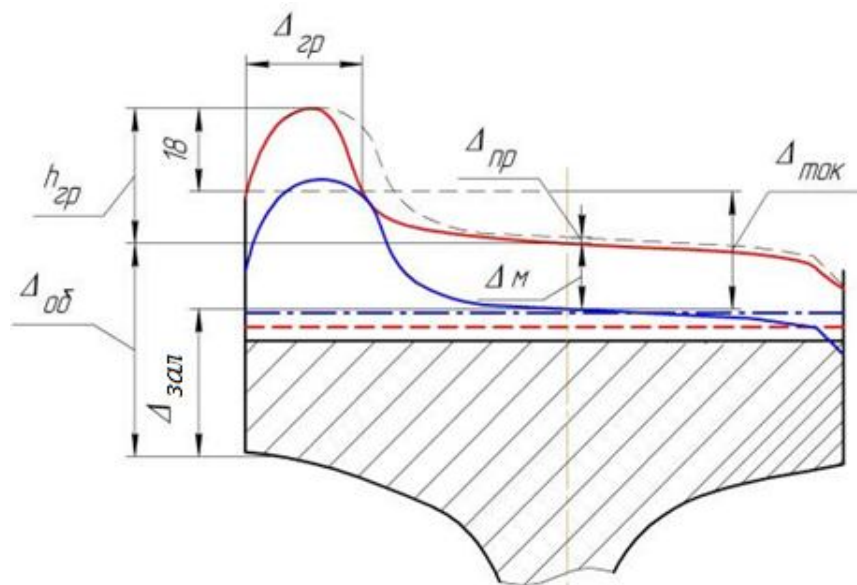


Рисунок 3.14 – Схема вимірювання контрольованих розмірів при обточуванні колеса

Основними контрольованими параметрами колеса є товщина гребеня ($\Delta_{гр}$), товщина обода ($\Delta_{об}$) і прокат ($\Delta_{пр}$). Для відновлення первісної товщини гребеня необхідно зняти шар металу на поверхні катання глибиною $\Delta_{м}$.

Як вже зазначалося, при збільшенні прокату знижується товщина шару металу, що знімається. Тому для більш об'єктивної оцінки впливу геометрії

профілю на технологічний знос введено додатковий параметр $\Delta_{\text{ток}}$, який дорівнює відстані від точки вимірювання товщини гребеня зношеного колеса до точки на колі катання відновленого профілю колеса. Це дозволяє не враховувати вплив прокату зношеного колеса при оцінці величини технологічного зносу.

Як відомо з експлуатаційної практики, переточуванню можуть підлягати колеса з товщиною гребенів більше гранично допустимої, що обумовлено необхідністю усунення різних дефектів на поверхні ободів, а також нормами, що регламентують мінімально допустимі геометричні параметри ободів коліс при їх випуску з ремонту. Тому далі для оцінки ефективності застосування зносостійких профілів розглянуто варіанти переточки зношених коліс з різною товщиною гребеня. Для цього було використано типові форми профілів зношених коліс, отримані раніше шляхом вимірювання лазерним профілометром поверхонь катання коліс вагонів із загальної експлуатації. За отриманими формами профілів зношених коліс на рис. 3.15 побудовано залежності параметра $\Delta_{\text{ток}}$ для трьох профілів (ІТМ-73, ІТМ-73-01 і по ГОСТ 9036-88) від товщини гребенів зношених коліс $\Delta_{\text{ток}} = f(\Delta_{\text{гр}})$.

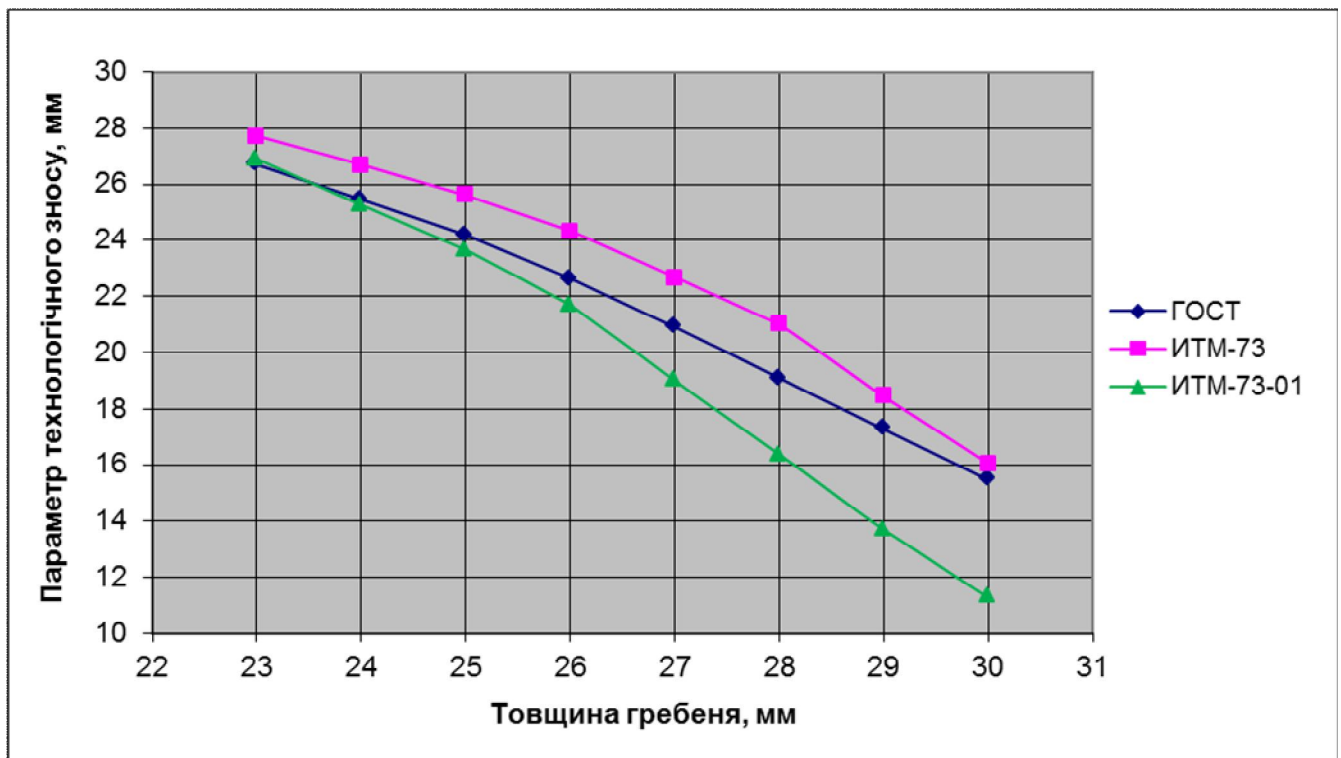


Рисунок 3.15 – Залежності параметра $\Delta_{\text{ток}}$ від товщини гребеня зношеного колеса для різних профілів

Як видно з графіка, використання зносостійкого профілю ІТМ-73-01 дозволяє мінімізувати товщину металу, що знімається при обточуванні коліс, в порівнянні з профілями ІТМ-73 і по ГОСТ 9036-88. Також слід зазначити, що з ростом товщини гребеня обточуваного колеса збільшується економія металу.

Особливим випадком в ремонтній практиці, при якому найбільш актуальне зниження технологічного зносу, є переточування коліс з малою товщиною обода. При цьому можлива ситуація, коли переточування колеса за профілями ІТМ-73 і по ГОСТ 9036-88 неможливе, в силу того, що товщина обода після обточування (Δ_{зал} на рис. 3.14) була б менше мінімально допустимої, а застосування профілю ІТМ-73-01 дозволяє переточити і експлуатувати колеса, які повинні були б бути забраковані і відправлені на переплавку.

Для оцінки можливості останньої переточки колеса необхідно розрахувати товщину обода після обточування, яка повинна бути більше або дорівнювати мінімально допустимій. Для цього можна використати просту формулу:

$$\Delta_{\text{зал}} = \Delta_{\text{об}} + \Delta_{\text{пр}} - \Delta_{\text{ток}} + 10 \geq \Delta_{\text{min}},$$

де Δ_{зал} – товщина обода після обточування,

Δ_{об} – товщина обода зношеного колеса,

Δ_{ток} – параметр технологічного зносу,

Δ_{пр} – прокат зношеного колеса,

Δ_{min} – мінімально допустима при випуску з ремонту товщина обода.

Товщину обода і величину прокату можна об'єднати в один параметр (Δ_{пр+об}), так як вони взаємозалежні і їх сума є товщиною обода після попереднього обточування. Це скоротить число геометричних параметрів, від яких залежить можливість переточування. Тоді мінімально необхідна для обточування величина параметра Δ_{пр+об} дорівнюватиме:

$$\Delta_{\text{пр+об}} = \Delta_{\text{об}} + \Delta_{\text{пр}} = \Delta_{\text{ток}} + \Delta_{\text{min}} - 10.$$

З урахуванням мінімально допустимої при випуску з ремонту товщини обода розраховано величину параметра $\Delta_{\text{пр+об}}$ для різної товщини гребеня при переточуваннях за двома зносостійкими профілями при трьох видах ремонтів. Для зручності оцінки можливості останньої переточки колісної пари побудовано залежності (рис. 3.16) параметра $\Delta_{\text{пр+об}}$ від товщини гребеня. Перетини ліній графіків зазначених залежностей утворили області з величинами геометричних параметрів зношених коліс, при яких можливо проводити переточування для конкретного виду ремонту або профілю. Ці області були пронумеровані, а можливість обточування коліс з геометричними параметрами з цієї області представлено в таблиці 3.1.

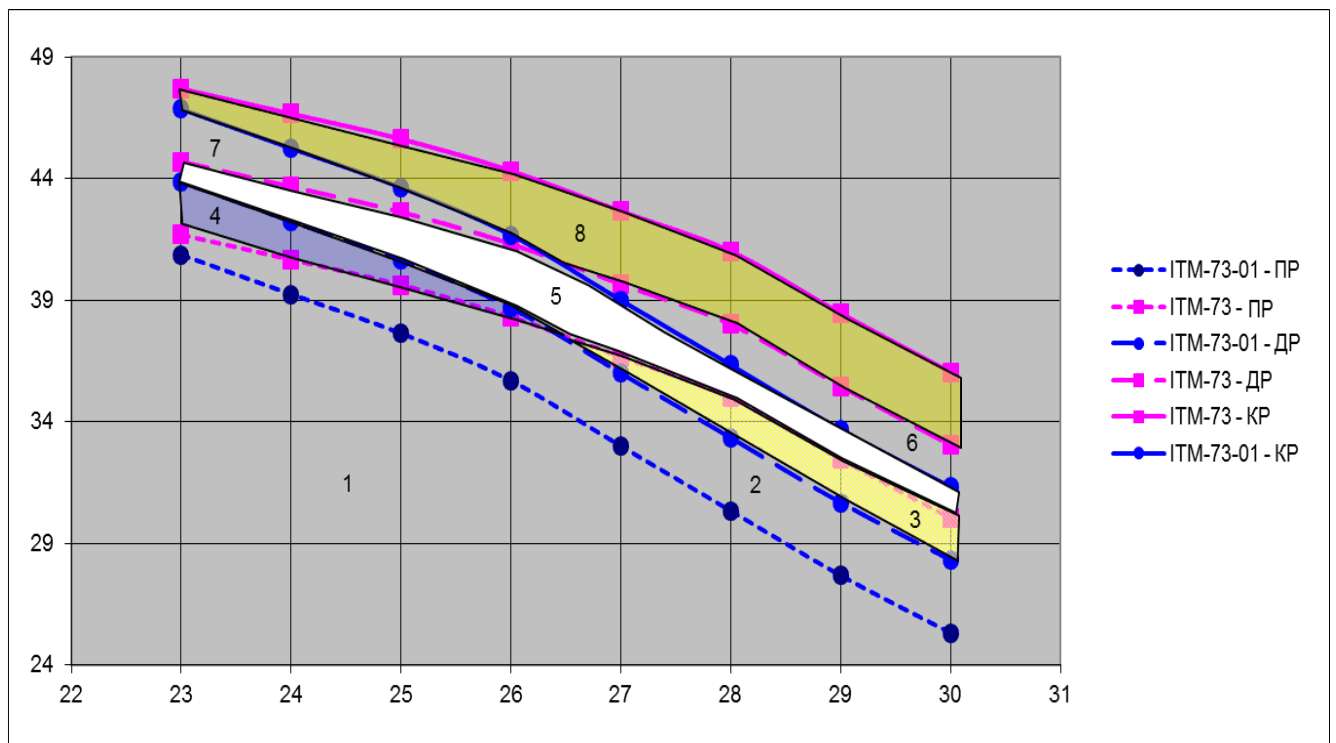


Рисунок 3.16 – Залежності мінімально необхідної для переточки товщини обода від товщини гребеня зношеного колеса для різних профілів і видів ремонту

Таблиця 3.1 – Можливість обточування коліс при різних видах ремонтів

Номер області на рис. 3.16	Поточний ремонт		Деповський ремонт		Капітальний ремонт	
	ІТМ- 73	ІТМ- 73-01	ІТМ- 73	ІТМ- 73-01	ІТМ- 73	ІТМ- 73-01
1	-	-	-	-	-	-
2	-	Так	-	-	-	-
3	-	Так	-	Так	-	-
4	Так	Так	-	-	-	-
5	Так	Так	-	Так	-	-
6	Так	Так	-	Так	-	Так
7	Так	Так	Так	Так	-	-
8	Так	Так	Так	Так	-	Так

Таким чином, якщо відомі товщина гребеня і обода колеса, а також величина прокату, то можна легко визначити можливість переточування колеса за зносостійким профілем в залежності від виду ремонту. Як видно з табл. 3.1, використання профілю коліс ІТМ-73-01 дозволяє переточувати колісні пари в набагато більшій кількості випадків, у порівнянні з профілем ІТМ-73.

У випадках, коли товщина обода більше мінімально необхідної для переточки за профілем ІТМ-73, виникає проблема вибору одного з двох зносостійких профілів (ІТМ-73 і ІТМ-73-01). Аналогічно попереднім викладкам розраховано величини товщини ободів коліс, при яких можливо зробити обточування колісних пар певне число раз при деповському ремонті. Цей вид ремонту обраний як найбільш частий, при якому проводяться обточування всіх колісних пар вагона.

На рис. 3.17 побудовано графіки залежності від товщини гребеня мінімально необхідної товщини обода для виконання багаторазових переточувань та позначено області, в яких значення геометричних параметрів ободів коліс дозволяють зробити певну кількість переточувань.

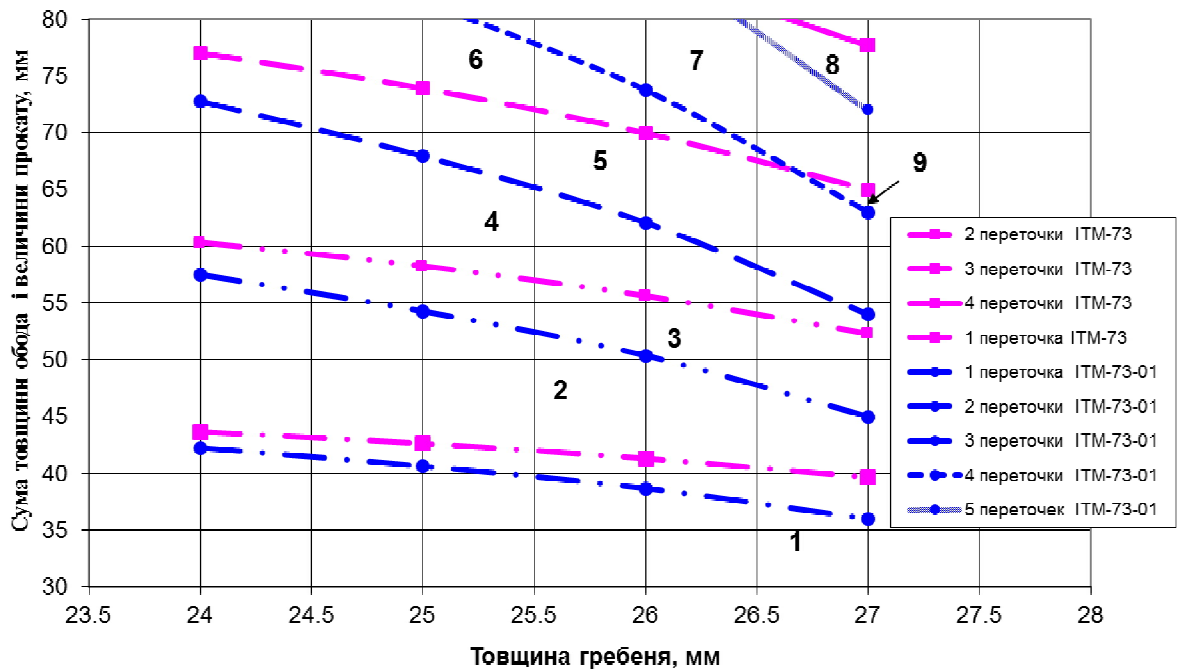


Рисунок 3.17 – Залежності необхідної для переточувань товщини обода від товщини гребеня зношеного колеса для двох зносостійких профілів при деповських ремонтах

У таблиці 3.2 зазначено можливість переточування за двома зносостійкими профілями для кожної області графіка. В областях 2, 4, 6 кількість обточок за профілем ІТМ-73 і ІТМ-73-01 однакова, у всіх інших областях застосування профілю ІТМ-73-01 дозволяє виконувати на 1-2 обточування більше.

У випадку однакового числа можливих обточок доцільно використовувати профіль ІТМ-73, так як він має більший ресурс за товщиною гребеня.

Таким чином, використовуючи схему на рис. 3.17, можна визначити раціональний варіант переточки при різних поєднаннях геометричних параметрів ободів коліс.

Окремо слід розглянути випадок обточування коліс за поверхневими дефектами, який є досить частим в ремонтній практиці. Згідно з діючими на «Укрзалізниці» інструкціями щодо ремонту колісних пар, колеса, що мають вищербини і повзуни глибиною понад 1 мм необхідно обточувати.

Таблиця 3.2 – Можливість обточування коліс по зносостійкому профілю

Номер області на рис. 3.17	Число переточувань								
	I		II		III		IV		V
	ІТМ-73	ІТМ-73-01	ІТМ-73	ІТМ-73-01	ІТМ-73	ІТМ-73-01	ІТМ-73	ІТМ-73-01	ІТМ-73-01
1	-	Так	-	-	-	-	-	-	-
2	Так	Так	-	-	-	-	-	-	-
3	Так	Так	-	Так	-	-	-	-	-
4	Так	Так	Так	Так	-	-	-	-	-
5	Так	Так	Так	Так	-	Так	-	-	-
6	Так	Так	Так	Так	Так	Так	-	-	-
7	Так	Так	Так	Так	Так	Так	-	Так	-
8	Так	Так	Так	Так	Так	Так	-	Так	Так
9	Так	Так	Так	Так	-	Так	-	Так	-

Як показує практика, більшість таких коліс мають істотний запас ресурсу за товщиною гребеня, а глибина дефектів не перевищує 3 мм (рис. 3.18).



Рисунок 3.18 – Дефекти на поверхні катання коліс

При переточуванні таких коліс за стандартним профілем по ГОСТ 9036-88 знімається шар металу, товщина якого значно більше глибини дефектів на поверхні катання. При цьому, якщо дефекти має тільки одна колісна пара з

вагона, то після обточування різниця діаметрів коліс візка може перевищити допустиме значення. Таким чином, усунення дрібних дефектів з поверхні катання призводить до значних матеріальних витрат. Для вирішення даної проблеми доцільно використовувати профіль ІТМ-73-01. За рахунок своєї форми даний профіль дозволяє знімати при обточуванні набагато менше металу, в залежності від глибини дефектів і товщини гребеня зношеного колеса (рис. 3.19).

Як видно з рисунка, при глибині вищербин до 3 мм застосування нового профілю дозволяє зменшити товщину шару металу, що знімається при обточуванні колеса в 2,5 рази, що сприяє продовженню терміну експлуатації коліс.

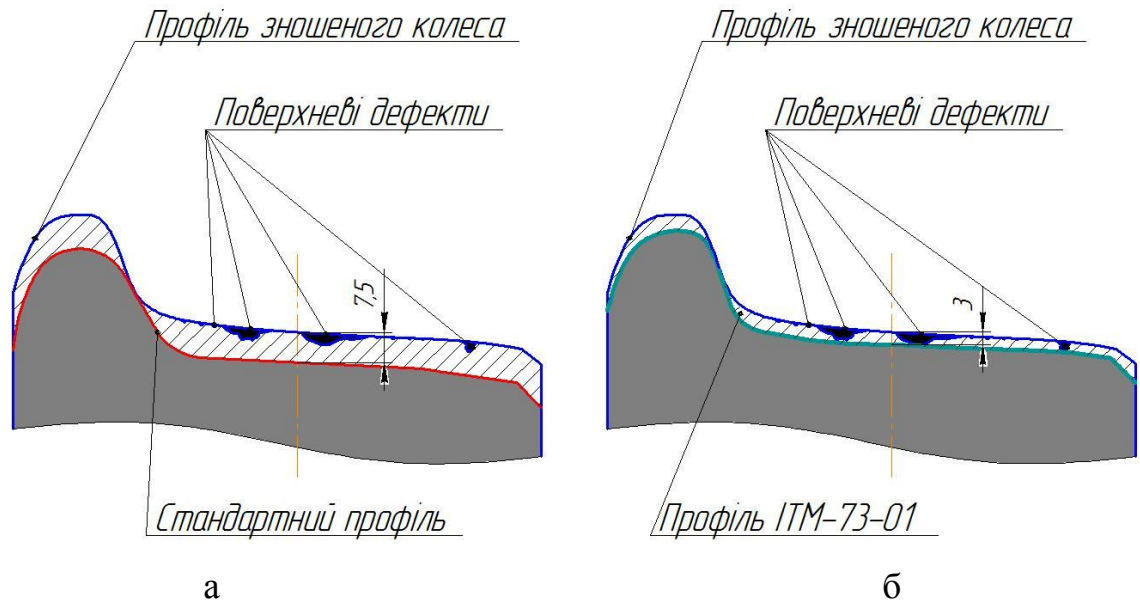


Рисунок 3.19 – Схема обточування коліс при поверхневих дефектах за стандартним профілем (а) і зносостійким ІТМ-73-01 (б)

Для оцінки повного ресурсу колісної пари при обточуванні за поверхневими дефектами розглянемо ідеалізований випадок експлуатації, при якому колісні пари потрапляють у ремонт з однаковою товщиною гребенів коліс протягом усього терміну їх експлуатації. На рис. 3.20 приведено залежності числа можливих обточок від товщини гребеня зношеного колеса для двох варіантів зносостійких профілів.

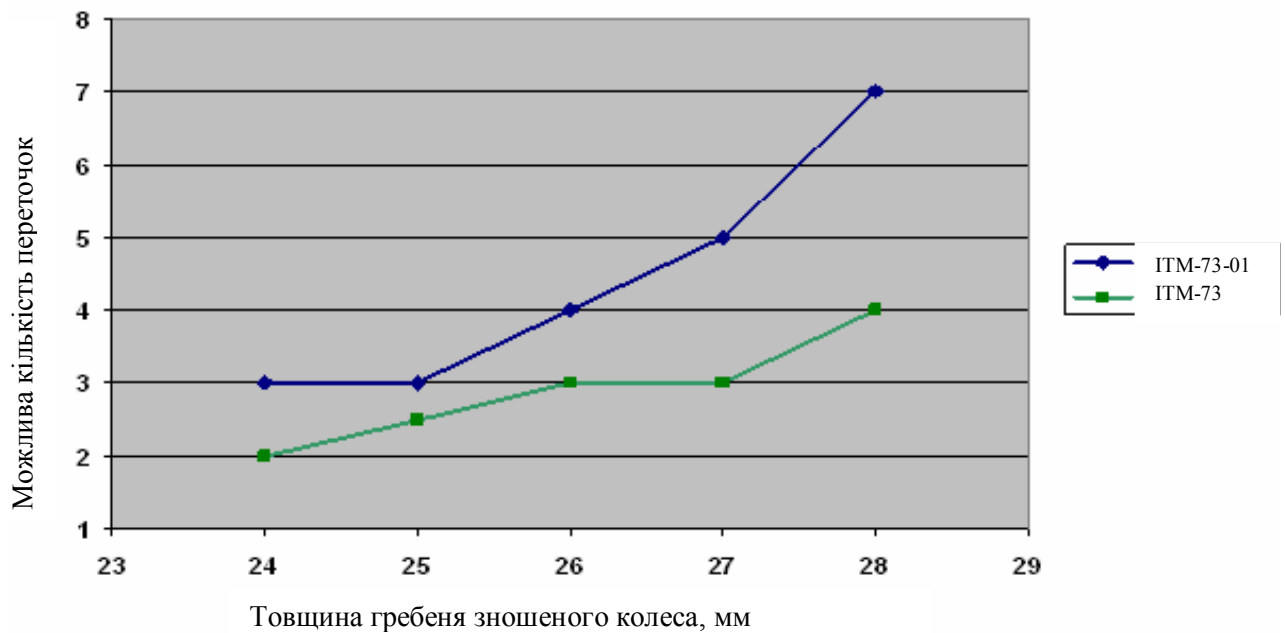


Рисунок 3.20 – Залежність кількості переточувань колеса від товщини гребеня

Як бачимо, застосування профілю ITM-73-01 дозволяє збільшити число можливих переточувань за поверхневими дефектами, що при рівних міжремонтних пробігах значно збільшує ресурс колісної пари. При цьому зі збільшенням товщини гребеня зношеного колеса, що характерно для переточувань, пов'язаних з поверхневими дефектами, зростає число додатково можливих переточувань колеса.

Таким чином, додатковим шляхом збільшення терміну служби вагонних коліс, окрім зниження їх природного зносу, є збільшення можливого числа їх переточувань. При використанні зносостійких профілів ITM-73 і ITM-73-01 значно скорочує інтенсивність природного зносу коліс, а при їх обточуванні за профілем ITM-73-01 суттєво знижується також і технологічний знос.

Найбільш раціональним є використання профілю ITM-73 при механічній обробці нових колісних пар, а ITM-73-01 при їх ремонті. Застосування профілю ITM-73-01 при обточуваннях коліс як за зносом гребенів, так і за поверхневими дефектами дозволяє знімати менший шар металу, що істотно збільшує ресурс колеса.

3.4 Висновки за розділом 3

1. Виконано аналіз впливу профілю ободів коліс вантажних вагонів на їх взаємодію з колією, який показав, що форма існуючих профілів коліс не забезпечує оптимальні умови їх контакту з рейками при русі по криволінійних ділянках колії. Теоретично можливими шляхами вирішення цієї проблеми є збільшення конічності профілю поверхні катання коліс та забезпечення конформного контакту пари «колесо – рейка», яке дозволяє значно зменшити інтенсивність їх зношення.

2. Приведено результати експериментальних досліджень ефективності застосування зносостійких профілів коліс ІТМ-73 і ІТМ-73-01. Наведені експериментальні залежності зносу гребенів коліс від пробігу вагонів із серійними візками зі стандартними колесами, з комплексно модернізованими візками і візками моделі 18-7020 з профілем коліс ІТМ-73 свідчать, що використання профілю ІТМ-73 дозволило зменшити інтенсивність зносу гребенів коліс більш ніж в 2 - 2,5 рази, а застосування в вантажних вагонах спочатку для незношених коліс профілю ІТМ-73, а потім, при обточках, профілю ІТМ-73-01 дозволило зменшити знос гребенів коліс (у порівнянні зі стандартними колесами) більш ніж у чотири рази.

3. Показано, що додатковим шляхом збільшення терміну служби вагонних коліс, окрім зниження їх природного зносу, є збільшення можливого числа їх переточувань. Застосування профілю ІТМ-73-01 при обточуваннях коліс, як за зносом гребенів, так і за поверхневими дефектами дозволяє знімати менший шар металу, що істотно збільшує ресурс колеса.

4. Найбільш раціональним є використання профілю ІТМ-73 при механічній обробці нових колісних пар, а ІТМ-73-01 при їх ремонті. При цьому значно зменшується як природний, так і технологічний знос коліс. При глибині вищербин до 3 мм застосування нового профілю ІТМ-73-01 дозволяє зменшити товщину шару металу, який знімається при обточуванні колеса в 2,5 рази, що сприяє продовженню терміну експлуатації коліс.

РОЗДІЛ 4

ЗАСТОСУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКОГО ПРОФІЛЮ КОЛІС ДЛЯ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ ІЗ ПЕРСПЕКТИВНИМИ ВІЗКАМИ

Даний розділ пов'язаний з вирішенням проблеми оновлення вантажного парку вітчизняних залізниць з метою підвищення динамічних якостей екіпажів, збільшення ресурсу ходових частин, зниження зносу елементів рухомого складу та колії. Для вирішення цієї задачі в Україні проводяться роботи в двох напрямках: перший напрямок – модернізація існуючих типових візків моделі 18-100; другий напрямок – заміна візків моделі 18-100 істотно кращими новими візками. При цьому основними вимогами є: збільшення міжремонтних пробігів вагона із забезпеченням стабільних динамічних якостей протягом всього життєвого циклу; забезпечення нормативного впливу на структуру колії; збереження існуючих технологій утримання і ремонту візків і т. п.

В рамках робіт за першим напрямком на підставі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень в ІТМ НАНУ і ДКАУ розроблено і впроваджено на українських залізницях технологію комплексної модернізації типових візків моделі 18-100 (проект С03.04) вантажних вагонів, яка полягає в заміні проблемних стандартних вузлів новими з поліпшеними ресурсними характеристиками при збереженні основних найбільш металоємних елементів конструкції. Ця модернізація дозволила при збільшенні вартості вагона всього на 2 - 3% поліпшити його динамічні показники, підвищити в кілька разів ресурс найбільш зношуваних деталей, зокрема збільшити ресурс коліс (в порівнянні зі стандартними колесами) в 2 - 4 рази за рахунок спеціально розроблених профілів ободів коліс (ІТМ-73, ІТМ-73-01).

В даний час на залізницях України вже експлуатуються понад 24000 піввагонів з модернізованими візками. В ІТМ НАНУ і ДКАУ розроблено рекомендації щодо комплексної модернізації візків 89% вагонів робочого парку вантажного рухомого складу України.

За другим напрямком за базові візки перспективних вітчизняних вантажних вагонів прийнято нові, розроблені в Україні, візки моделей 18-7020 (з навантаженням на вісь 23,5 тс) і 18-9817 (з навантаженням на вісь 25 тс).

Слід відзначити, що при створенні візків моделі 18-7020 (виробництво Крюківського вагонобудівного заводу) одночасно з рядом поліпшень вузлів конструкції ходових частин повністю використано всі інноваційні елементи комплексної модернізації, в тому числі зносостійкі профілі коліс, розроблені в ІТМ НАНУ і ДКАУ. Цей візок успішно пройшов повномасштабні експлуатаційні випробування, які підтвердили встановлені міжремонтні пробіги після побудови і дозволили встановити пробіг 250 тис. км між наступними деповськими ремонтами. Візок запущено в серійне виробництво. Отримано рішення Комісії Ради по залізничному транспорту повноважних представників фахівців вагонного господарства залізничних адміністрацій країн СНД і Балтії про можливість експлуатації піввагонів з візками моделі 18-7020 на залізницях цих країн.

Вибір і створення конструкції трьохелементного візка моделі 18-9817 (ICG Motion Control) – це спільна розробка американської компанії ASF Keystone і української Промислово-інвестиційної групи «ІнтерКарГрупп». Візок моделі 18-9817 призначено для експлуатації на залізницях колії 1520 мм у вантажних вагонах зі збільшеним до 25 тс навантаженням від осі на рейки. Конструкція даного візка має ряд відмінних рис від стандартного візка, в тому числі: ковзуни постійного контакту з пружинними елементами (типу Preload Plus), характеристики яких можуть підбиратися в залежності від типу вагона; пружні адаптери в буксових вузлах; фрикційні клини з рознесеними похилими контактними поверхнями і ін. ІТМ НАНУ і ДКАУ брав активну участь у виборі інерційних і пружних характеристик цього візка.

В даному розділі приведено результати досліджень щодо вдосконалення форми існуючих зносостійких профілів та оцінки впливу їх застосування в візках різних конструкцій на динамічні якості екіпажів та взаємодію коліс і колії.

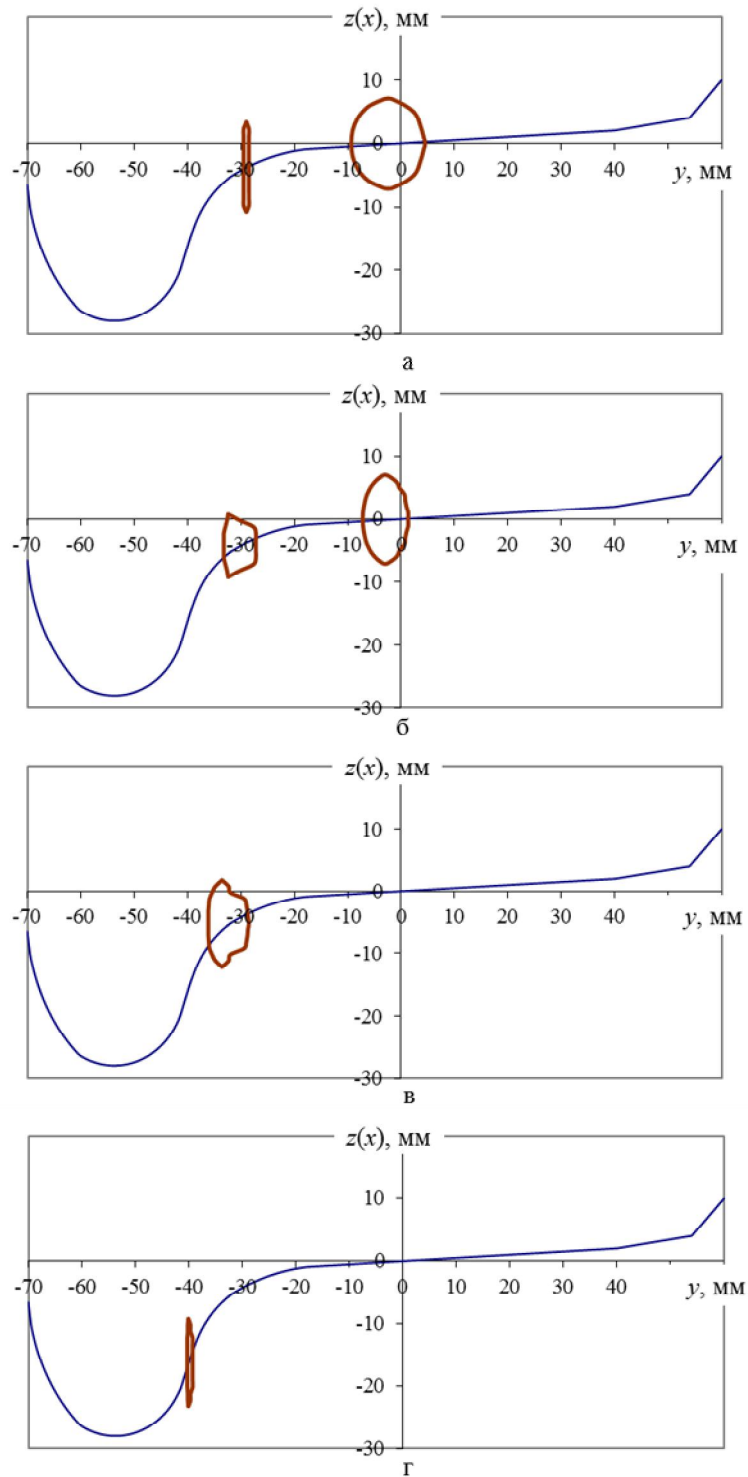
4.1 Розробка зносостійкого профілю коліс для вагонів з візками моделі 18-7020 зі стандартним осьовим навантаженням (23,5 тс)

Візки моделі 18-7020 обладнано колесами з профілем ІТМ-73, використання якого дозволило знизити знос гребенів в (2,5 - 3) рази в порівнянні зі стандартними колесами (див. розд. 3). Плями контакту таких коліс і рейок відносно невеликі, тому їх можна представляти як точкові. Однак останніми роками найбільш перспективним з точки зору оптимізації процесів взаємодії вважається конформний контакт коліс і рейок, для якого характерні найменший знос і найбільш рівномірний розподіл контактних напружень, при цьому величина їх значно нижча, ніж при інших видах контакту. У зв'язку з цим розроблено новий зносостійкий профіль коліс ІТМ-73-02 з конформним контактом для рейок Р65 з урахуванням форми зносу їх головок.

Нижче наведено аналіз геометричних параметрів взаємодії колеса з новим профілем і рейками з різним ступенем зносу. Для порівняння розглядалося також колесо з профілем ІТМ-73. Вирішувалася геометрична задача контакту пари «колесо – рейка» в просторовій постановці.

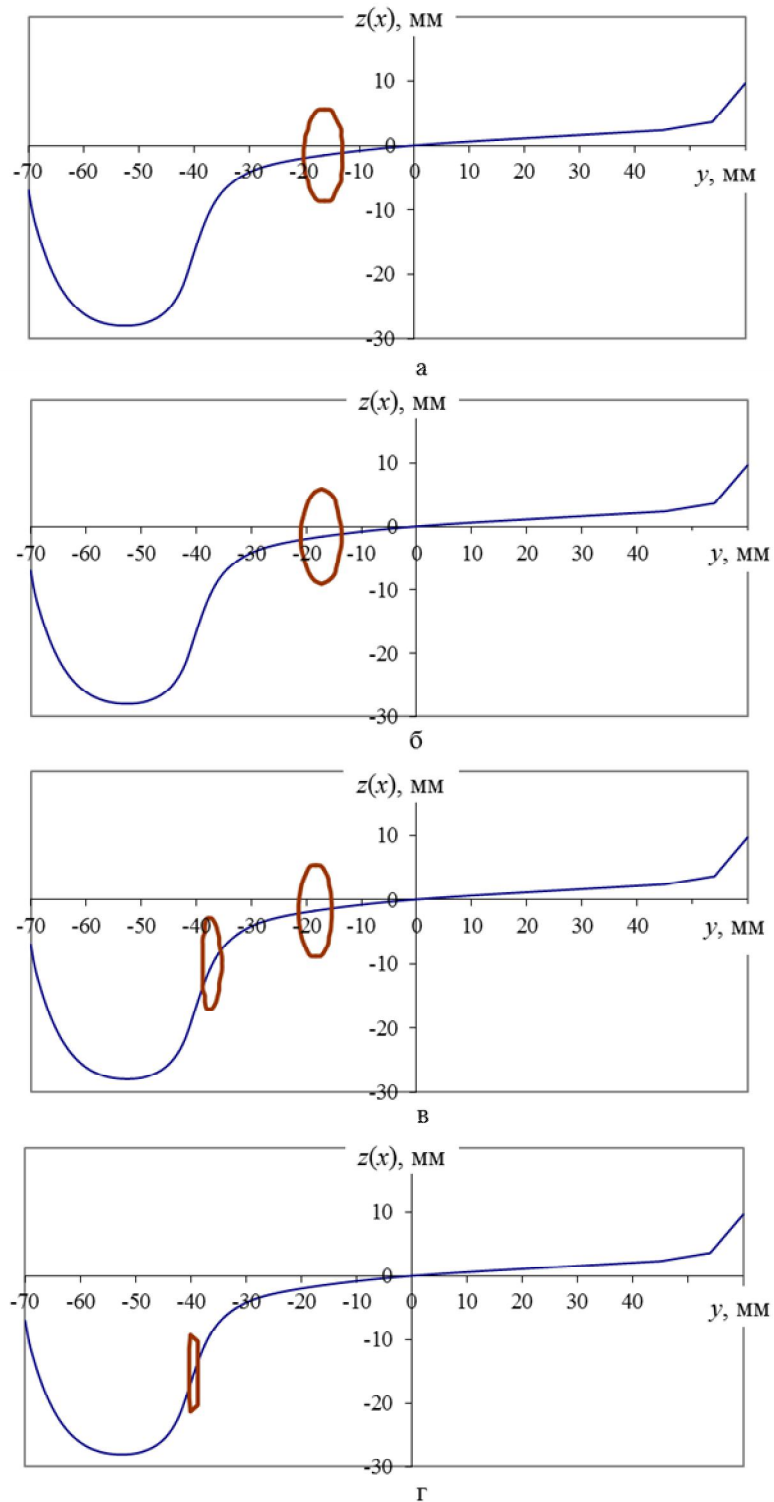
На рис. 4.1-4.4 показано форми, розміри і розташування плям контакту на набігаючих на рейку колесах, отримані при розрахунках вписування вагона в кругову криву радіусу 300 м з незношеними (рис. 4.1, 4.2) і малозношеними (з бічним зносом 3,5 мм) рейками Р65 (рис. 4.3, 4.4). Показано найбільш характерні фази контакту при однакових значеннях поперечного зміщення колеса відносно рейки. Поздовжні розміри плям відкладено по осі ординат, тому вказано дві осі – z і x .

Бачимо, що при набіганні на незношену рейку колеса з обома розглянутими профілями проходять фазу двоточкового контакту. При цьому плями контакту на колесі з профілем ІТМ-73 (див. рис. 4.1) знаходяться на конічній частині поверхні катання і галтелі.



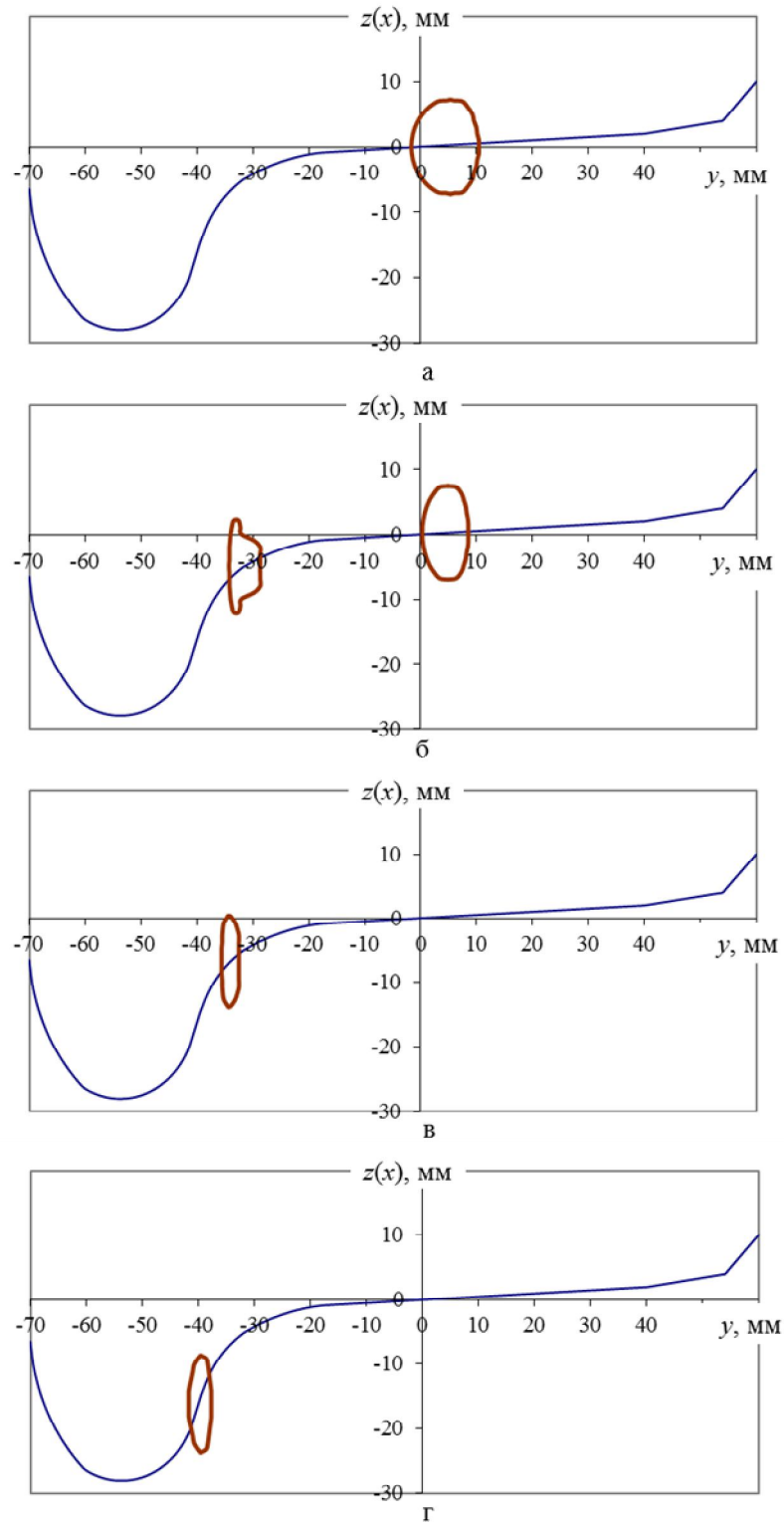
а – $\Delta y = 7,5$ мм; б – $\Delta y = 8,0$ мм; в – $\Delta y = 8,5$ мм; г – $\Delta y = 10,0$ мм

Рисунок 4.1 – Розміри і розташування плям контакту на незношеному колесі з профілем ІТМ-73 при різних значеннях його поперечного зсуву Δy відносно незношеної рейки Р65



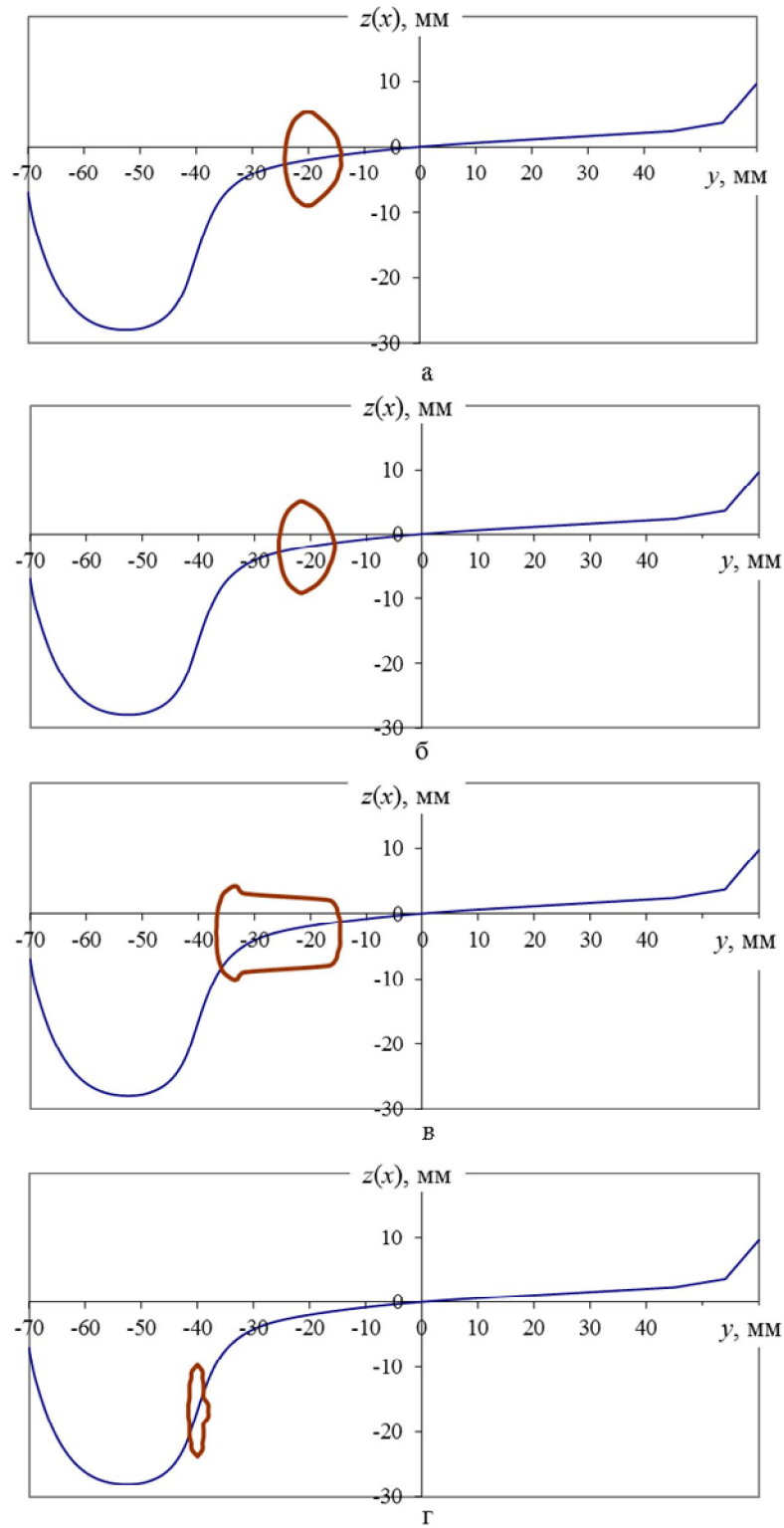
а – $\Delta y = 7,5$ мм; б – $\Delta y = 8,0$ мм; в – $\Delta y = 8,5$ мм; г – $\Delta y = 10,0$ мм

Рисунок 4.2 – Розміри і розташування плям контакту на незношеному колесі з профілем ІТМ-73-02 при різних значеннях його поперечного зсуву Δy відносно незношеної рейки Р65



а – $\Delta y = 11,0$ мм; б – $\Delta y = 11,5$ мм; в – $\Delta y = 12,0$ мм; г – $\Delta y = 13,0$ мм

Рисунок 4.3 – Розміри і розташування плям контакту на незношеному колесі з профілем ІТМ-73 при різних значеннях його поперечного зсуву Δy відносно малозношеної рейки Р65



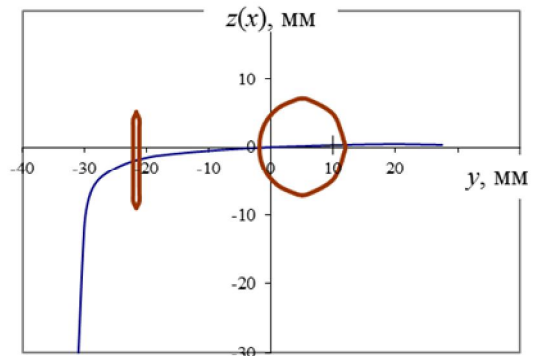
а – $\Delta y = 11,0$ мм; б – $\Delta y = 11,5$ мм; в – $\Delta y = 12,0$ мм; г – $\Delta y = 13,0$ мм

Рисунок 4.4 – Розміри і розташування плям контакту на незношеному колесі з профілем ІТМ-73-02 при різних значеннях його поперечного зсуву Δy відносно малозношеної рейки Р65

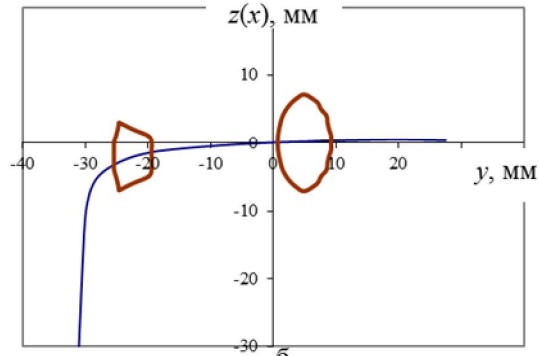
По мірі збільшення поперечного зміщення, пляма розташовується на галтелі з поступовим переходом на гребінь.

Якщо колесо обточено за профілем ІТМ-73-02, то фаза двоточкового контакту настає при більшому значенні Δu (див. рис. 4.2) і плями розташовані інакше – в зонах сполучення галтелі з конічною частиною поверхні катання та з гребенем. Оскільки при невеликих значеннях Δu пляма контакту має місце на початку галтелі (з підвищеною конічністю), можна припустити, що стійкість вагона з таким профілем коліс буде нижча, ніж у разі використання профілю ІТМ-73. Взаємодія колеса з профілем ІТМ-73 і малозношеною рейкою (див. рис. 4.3) схожа на його взаємодію з незношеною рейкою: при зростанні Δu спершу здійснюється контакт центральною частиною поверхні катання профіля обода, далі має місце фаза двоточкового контакту, потім одноточкового на галтелі і гребені. При набіганні на малозношену рейку колесо з профілем ІТМ-73-02 при всіх значеннях Δu має фазу одноточкового контакту з розташуванням плями спочатку в зоні сполучення галтелі з конічною частиною поверхні катання, а потім пляма поширюється майже на всю галтель. Її розміри: в поздовжньому напрямку $x = 10$ мм, в поперечному $y = 22$ мм. У той же час для колеса з профілем ІТМ-73 маємо: $x = 13$ мм, $y = 4$ мм. Таким чином, при вписування вагона в криву малого радіусу зі зношеними рейками гребеневий знос (тут і далі терміном «гребеневий» позначено сумарний знос галтелі і гребеня) коліс з новим профілем ІТМ-73-02 буде істотно нижче, ніж коліс з профілем ІТМ-73.

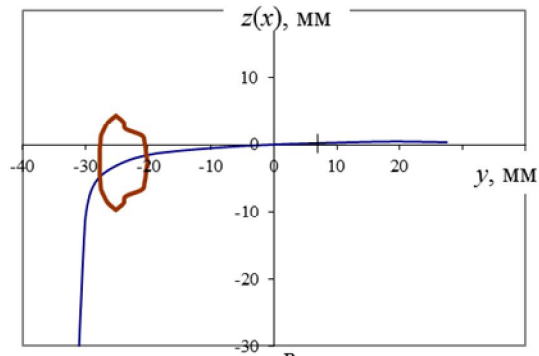
На рис. 4.5-4.8 для розглянутих випадків взаємодії коліс і рейок показано відповідні розташування плям контакту на рейках. Бачимо, що у незношеній рейки (див. рис. 4.5-4.6) у фазі двоточкового контакту з колесом із профілем ІТМ-73 одна з плям розташована в центральній частині робочої поверхні головки, а друга – на викружці. У той же час при контакті з колесом із профілем ІТМ-73-02 вона має одну пляму на верхній частині робочої поверхні головки. При подальшому накопиченні коліс на рейку контактна пляма колеса з профілем



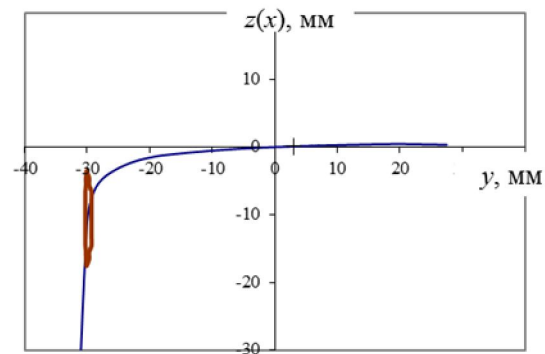
а



б



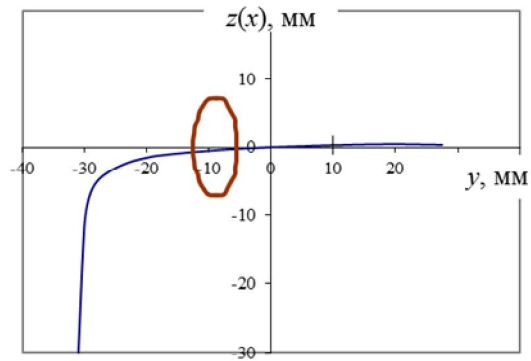
в



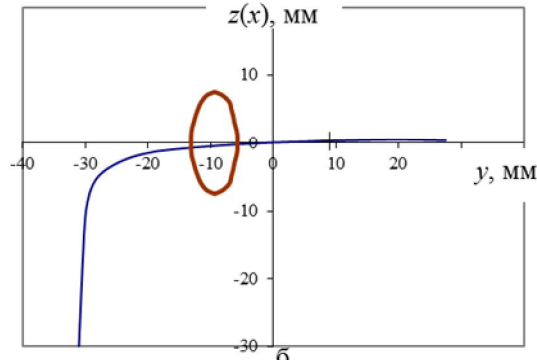
г

а – $\Delta y = 7,5$ мм; б – $\Delta y = 8,0$ мм; в – $\Delta y = 8,5$ мм; г – $\Delta y = 10,0$ мм

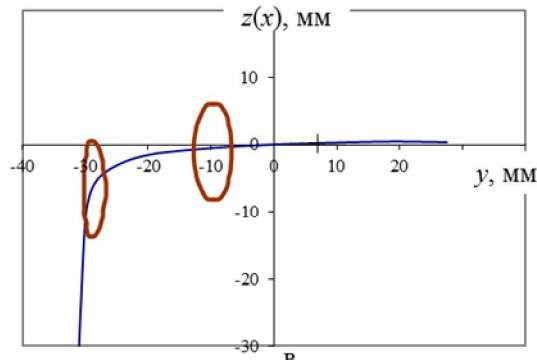
Рисунок 4.5 - Розміри і розташування плям контакту на незношеній головці рейки Р65 при різних значеннях поперечного зсуву Δy відносно неї незношеного колеса з профілем ІТМ-73



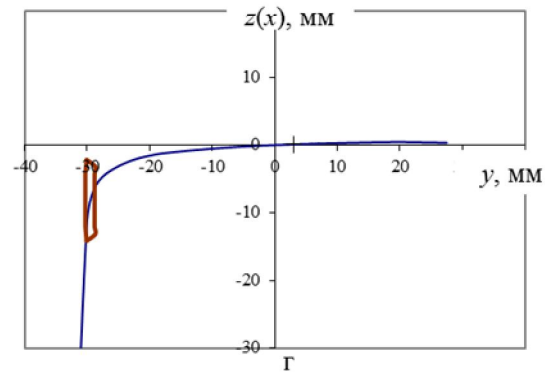
а



б



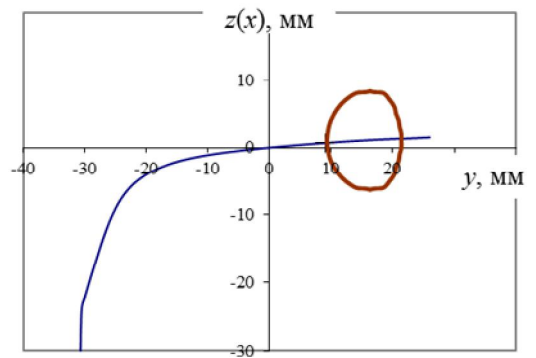
в



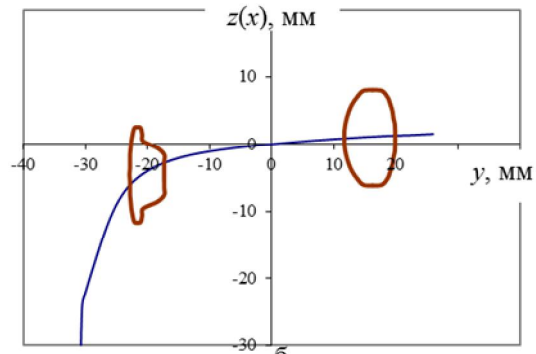
г

а – $\Delta y = 7,5$ мм; б – $\Delta y = 8,0$ мм; в – $\Delta y = 8,5$ мм; г – $\Delta y = 10,0$ мм

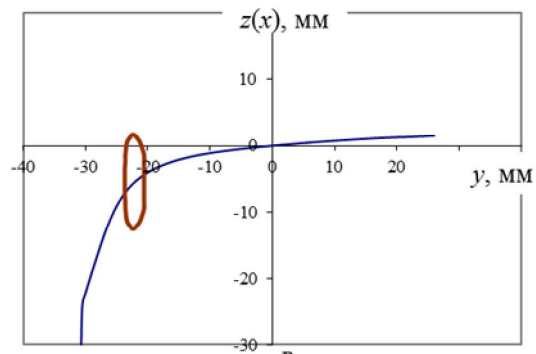
Рисунок 4.6 - Розміри і розташування плям контакту на незношеній головці рейки Р65 при різних значеннях поперечного зсуву Δy відносно неї незношеного колеса з профілем ІТМ-73-02



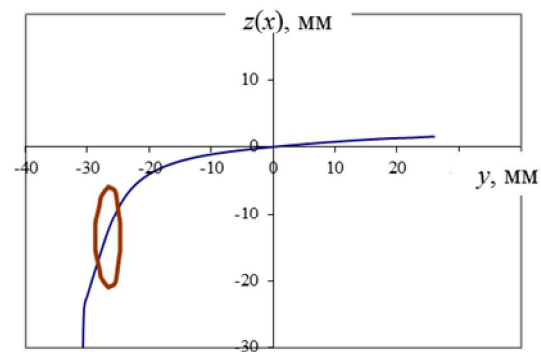
а



б



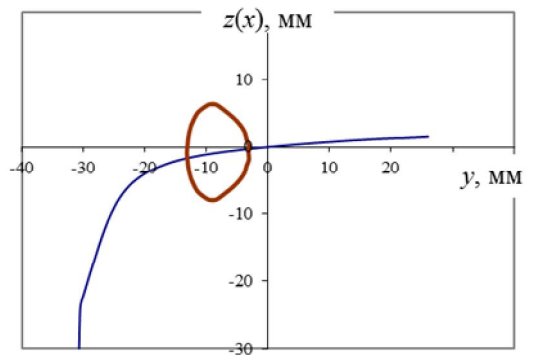
в



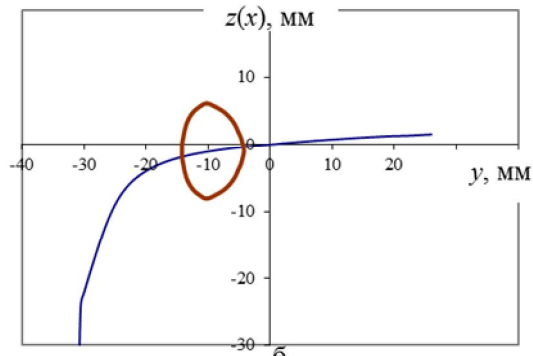
г

а – $\Delta y = 11,0$ мм; б – $\Delta y = 11,5$ мм; в – $\Delta y = 12,0$ мм; г – $\Delta y = 13,0$ мм

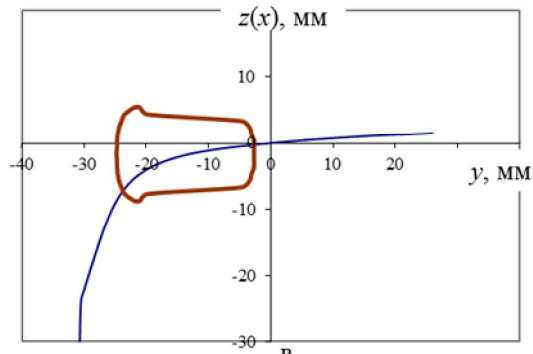
Рисунок 4.7 - Розміри і розташування плям контакту на малозношеній головці рейки Р65 при різних значеннях поперечного зсуву Δy відносно неї незношеного колеса з профілем ІТМ-73



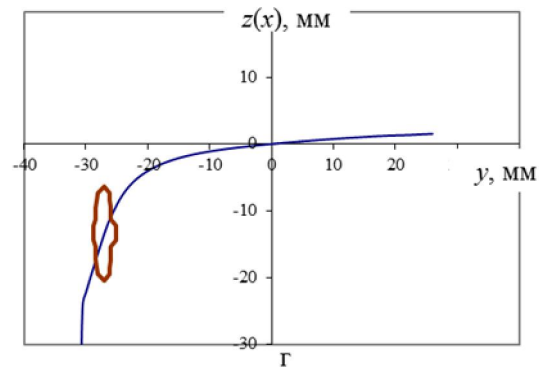
а



б



в



г

а – $\Delta y = 11,0$ мм; б – $\Delta y = 11,5$ мм; в – $\Delta y = 12,0$ мм; г – $\Delta y = 13,0$ мм

Рисунок 4.8 - Розміри і розташування плям контакту на малозношеній головці рейки Р65 при різних значеннях поперечного зсуву Δy відносно неї незношеного колеса з профілем ІТМ-73-02

ІТМ-73 знаходиться на викружці головки рейки, тоді як дві плями контакту колеса з профілем ІТМ-73-02 розташовані на верхній частині головки і на сполученні викружки і бічної грані. При взаємодії малозношеної рейки (див. рис. 4.7-4.8) з колесом із профілем ІТМ-73 має двоточковий контакт з розташуванням відносно невеликих плям на верхній частині її головки і викружки. При подальшому переміщенні цього колеса залишається одна маленька пляма на викружці рейки. При взаємодії малозношеної рейки з колесом із профілем ІТМ-73-02 спочатку відбувається контакт верхньою частиною головки рейки, потім контактна пляма збільшується і покриває велику зону на верхній частині головки і на викружці, завдяки чому знижується ймовірність виникнення дефектів рейки.

Таким чином, можна зробити прогноз: знос контактної пари «колесо – рейка» при використанні коліс з профілем ІТМ-73-02 буде суттєво меншим в порівнянні з колесами з профілем ІТМ-73 і умови експлуатації рейок будуть більш сприятливими.

4.2 Дослідження впливу запропонованого профілю ІТМ-73-02 на динаміку вагонів та їх взаємодію з рейковою колією

Оцінка впливу використання нового профілю коліс ІТМ-73-02 в візках моделі 18-7020 на динамічні показники екіпажа та його взаємодію з колією виконувалася по результатах розрахунків вписування навантаженого піввагона в кругові криві радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок Р65. Задавалися зношені профілі рейок, отримані шляхом усереднення вимірювань головок зовнішніх рейок в кривих малого радіуса, виконаних на криволінійних ділянках Львівської залізниці. Рейки з бічним зносом 3,5 мм було прийнято за малозношені, з бічним зносом 7,8 мм – за середньозношені, з бічним зносом 13,7 мм – за сильнозношені.

На рис. 4.9 наведено залежності показника A гребневого зносу набігаючих на зовнішню рейку коліс, який є також показником зносу бічної робочої викружки головки рейки, від швидкості руху піввагона при вписуванні в кругові криві. Для

порівняння нанесено результати, отримані для даного екіпажа у випадках використання коліс з профілями ІТМ-73 і стандартним.

Як бачимо, при використанні у візках 18-7020 коліс з профілем ІТМ-73-02 показник зносу пари «колесо – рейка» при русі вагона в крутих кривих з різним ступенем зносу рейок знижується в рази в порівнянні з випадком використання коліс з профілем ІТМ-73 і в десятки разів при застосуванні коліс зі стандартним профілем.

На рис. 4.10, 4.11 показано розподіл зносу по поверхні катання набігаючого на зовнішню рейку колеса ведучої колісної пари навантажених піввагонів з різними профілями коліс при вписуванні зі швидкістю 60 км/год в кругову криву радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок.

Видно, що у вагона зі стандартними колесами у всіх розглянутих випадках зношується в основному гребінь коліс і розташування цієї зони зносу і її розміри залишаються незмінними, в наслідок чого відбувається підріз гребеня.

Якщо в візках встановлено колісні пари з профілем ободів ІТМ-73, то основні зони зносу розташовані на галтелі. При цьому гребінь незношених коліс працює вкрай рідко. Потім, по мірі зносу колеса в процесі експлуатації, зона зношування зачіпає і гребінь.

Коли колеса обточено за новим профілем ІТМ-73-02, плями контакту незалежно від зносу рейок дуже великі і розподіл зносу відбувається в основному рівномірно. Слід відзначити, що при русі екіпажа по колії з сильнозношеними рейками (див. рис. 4.11) через збільшений за рахунок зносу зазор в колії виникає можливість для вписування колісних пар у криву без взаємодії гребенів з рейкою.

Розподіл зносу по робочій поверхні головки зовнішньої рейки кривої радіусом 300 м при вписуванні в неї зі швидкістю 60 км/год навантажених піввагонів наведено на рис. 4.12, 4.13. Видно, що розташування і розміри зон контакту стандартних коліс на викружці головок рейок з різним ступенем зносу так само мало відрізняються між собою, як і на колесах (див. рис. 4.10, 4.11). Теж саме можна сказати і про випадок обточування коліс за профілем ІТМ-73. Знос рейок під час руху по колії вагона з профілем коліс ІТМ-73-02 відбувається в

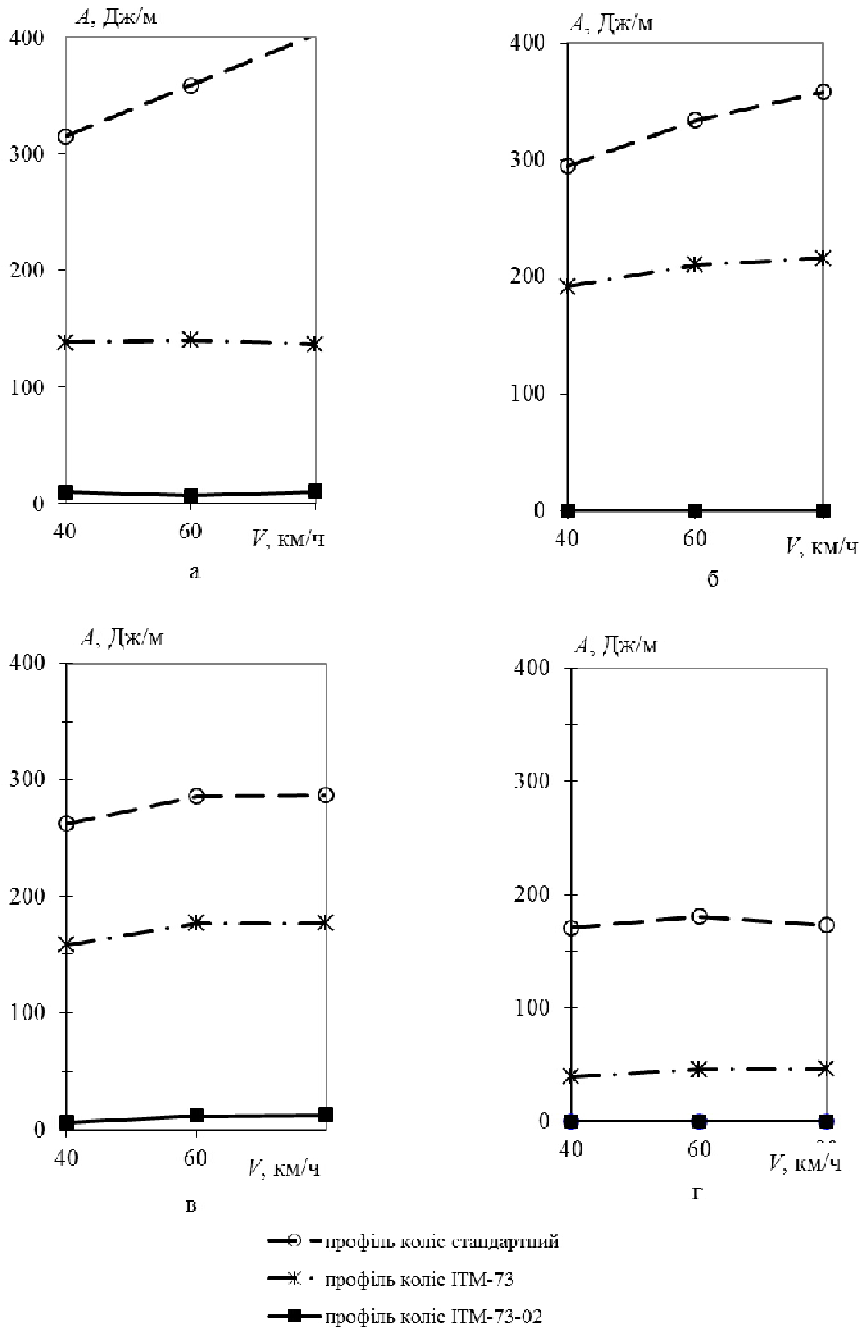
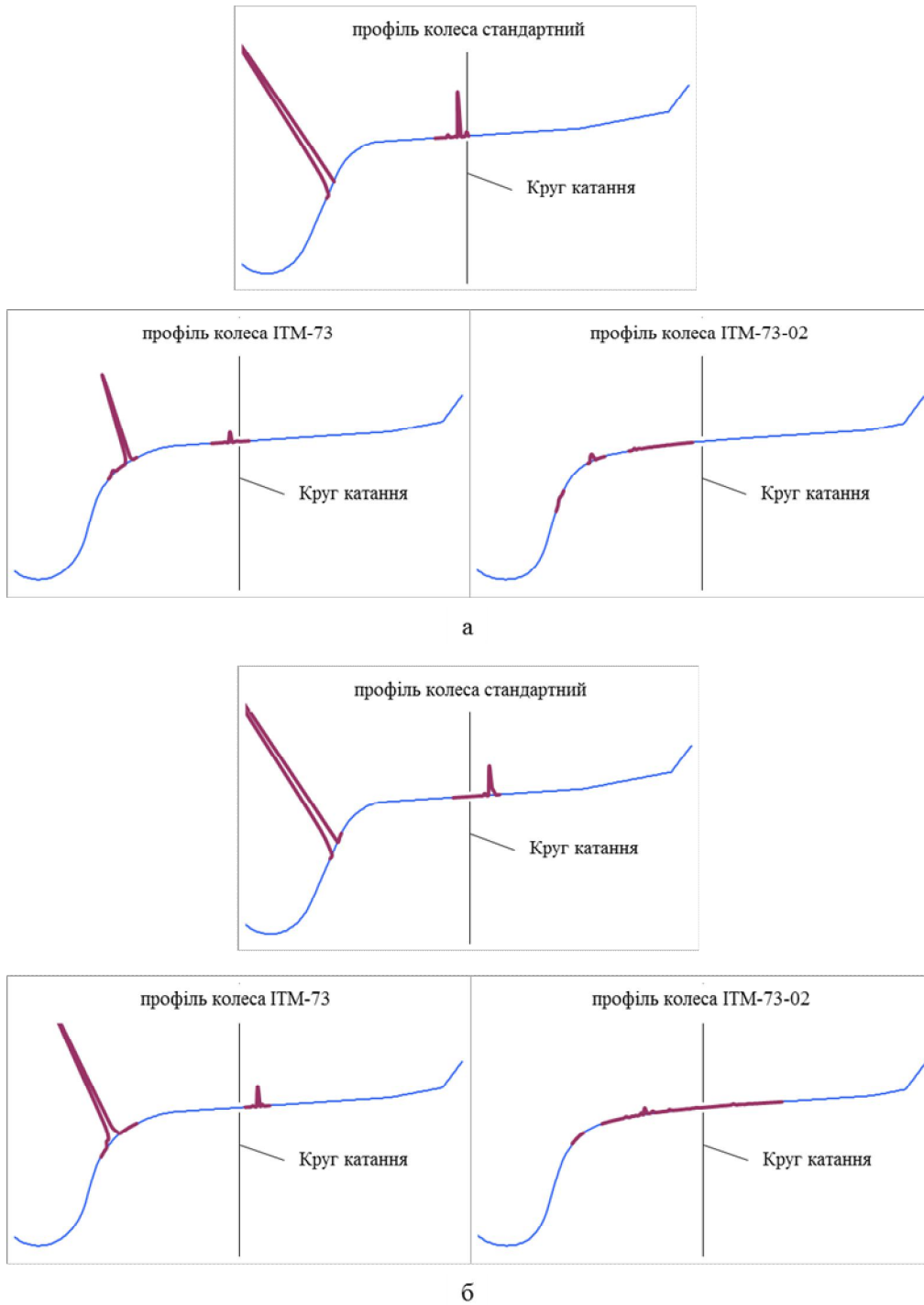
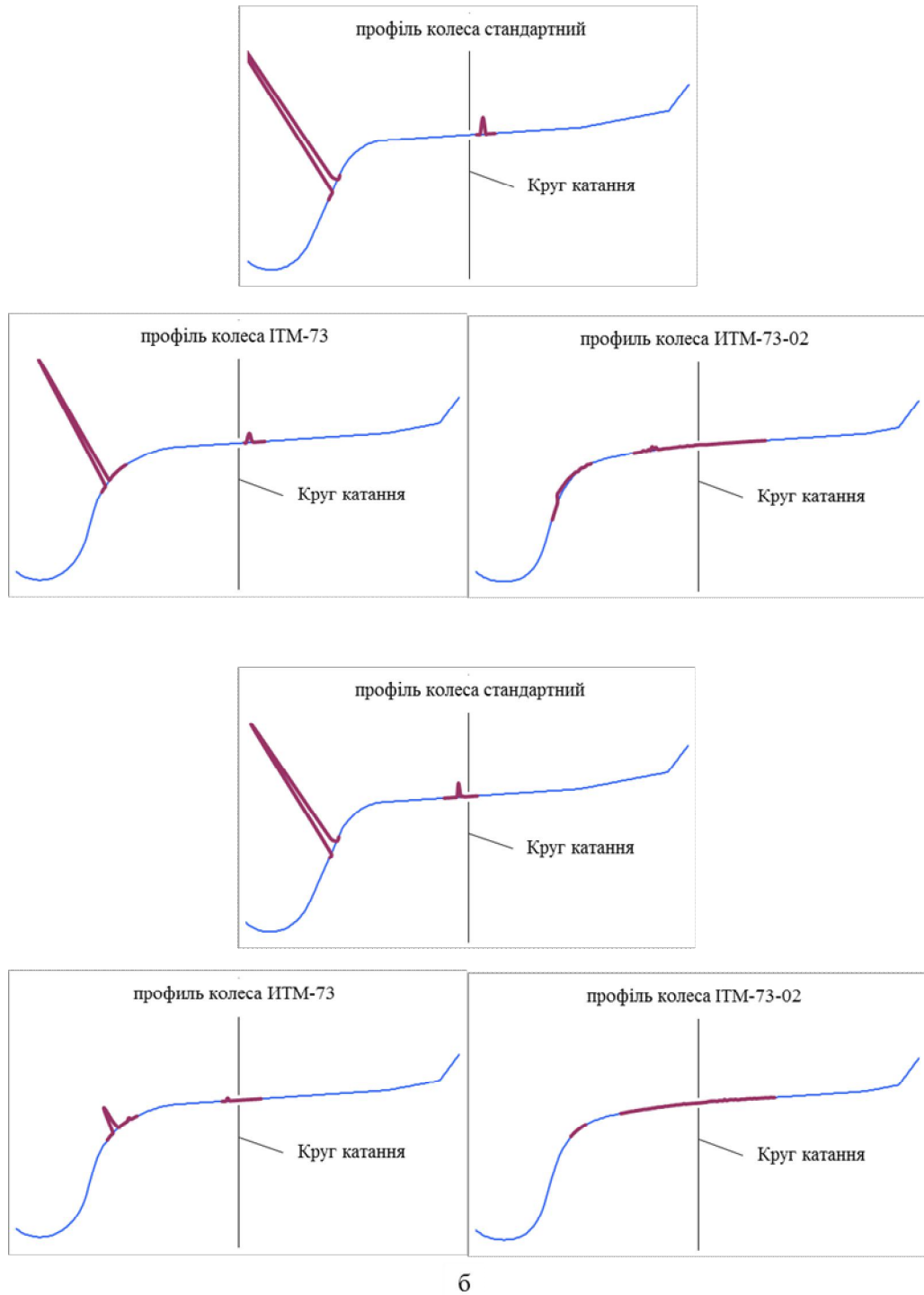


Рисунок 4.9 – Залежності показника A гребеневого зносу набігаючих коліс і зносу бічної робочої викружки головки зовнішньої рейки від швидкості руху V піввагонів з різними профілями коліс в кругових кривих радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок Р65



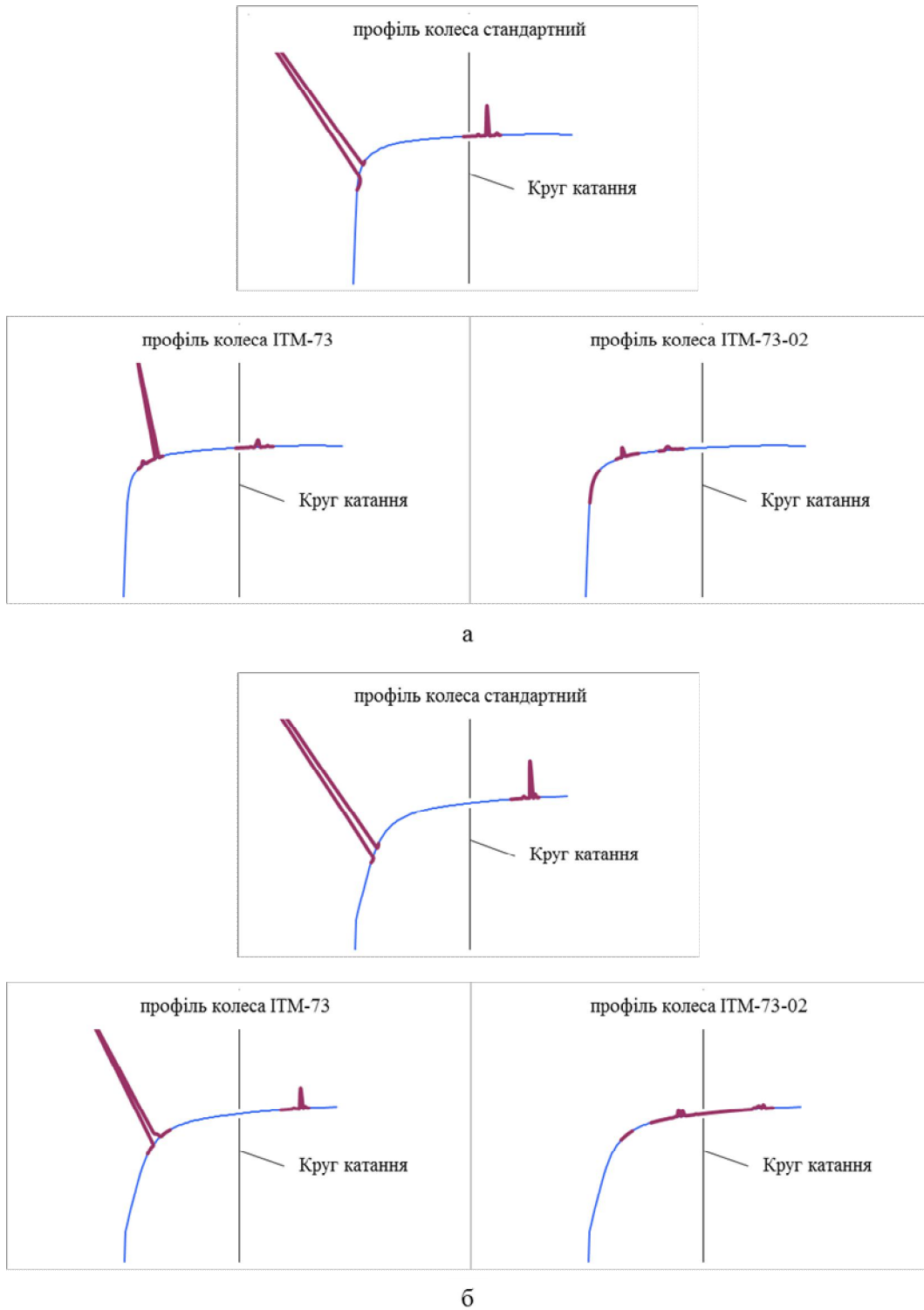
а - незношені рейки; б - малозношені рейки

Рисунок 4.10 – Розподіл показника зносу по поверхні катання набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари навантажених піввагонів, обладнаних колесами з різними профілями, при русі зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м



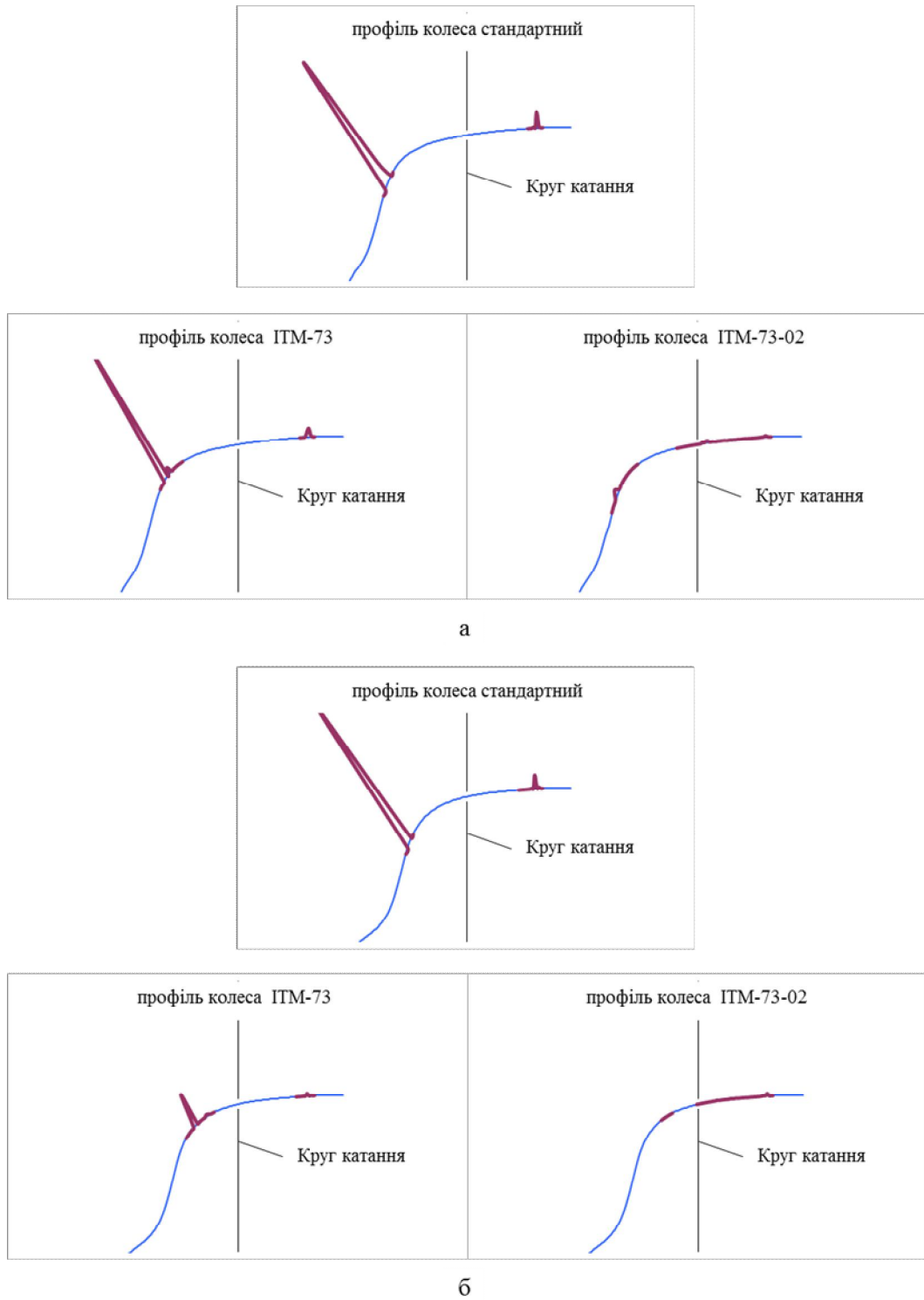
а - середньозношені рейки; б - сильнозношені рейки

Рисунок 4.11 – Розподіл показника зносу по поверхні катання набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари навантажених піввагонів, обладнаних колесами з різними профілями, при русі зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м



а - незношені рейки; б - малозношені рейки

Рисунок 4.12 – Розподіл показника зносу по робочій поверхні головки зовнішньої рейки кругової кривої радіуса 300 м при вписуванні в неї зі швидкістю 60 км/год навантажених піввагонів, обладнаних колесами з різними профілями



а - середньозношені рейки; б - сильнозношені рейки

Рисунок 4.13 – Розподіл показника зносу по робочій поверхні головки зовнішньої рейки кругової кривої радіуса 300 м при вписуванні в неї зі швидкістю 60 км/год навантажених піввагонів, обладнаних колесами з різними профілями

основному на верхній частині їх головок. При цьому контактні зони дуже великі, тому знос рейок в даному випадку суттєво нижчий і відбувається найбільш рівномірно.

Таким чином, запропонований новий зносостійкий профіль обода коліс ІТМ-73-02 за прогнозними оцінками дозволить задовольнити за інтенсивністю зносу коліс вимоги, що пред'являються до перспективних вантажних вагонів.

На засіданні Технічної ради Укрзалізниці, яке відбулося 12.11.2015 р., прийнято рішення про введення профілю коліс ІТМ-73-02 в конструкторську документацію на візок нового покоління моделі 18-7020 і проведенні відповідних випробувань вагонів з такими колесами.

4.3 Порівняльна оцінка динамічних якостей вагонів з різними візками та інтенсивності зносу коліс із запропонованим профілем ІТМ-73-02

Даний підрозділ присвячений аналізу можливості застосування нового зносостійкого профілю ІТМ-73-02 для використання у візках різних конструкцій (існуючих і перспективних). Виконано порівняльну оцінку прогнозних динамічних показників і зносу коліс вантажних вагонів з комплексно модернізованими візками моделі 18-100 (КМВ) і новими візками моделей 18-7020 і 18-9817.

4.3.1 Оцінка динамічних показників вантажних вагонів

Досліджувалися випадкові коливання вагонів з візками різних моделей при їх русі з постійними швидкостями 60 - 120 км/год по прямих ділянках колії з незношеними рейками Р65.

При розрахунках використано модель випадкових збурень, яка відображає амплітудно-частотний склад реальних нерівностей колії і побудована на основі записів показань вагона-колієвимірювача, отриманих на ділянках шляху "хорошого" стану.

Аналізувалися динамічні якості піввагонів, обладнаних незношеними колесами (товщина гребеня 32 мм) з профілями ободів ІТМ-73 і ІТМ-73-02. Оскільки в міру зносу в процесі експлуатації залізничних коліс форма їх профілів може помітно змінюватися і суттєво впливати на стійкість руху і динамічні якості екіпажів, в розрахунках розглядалися також вагони з профілями зношених в експлуатації коліс до товщини гребеня 29 мм (середньозношені) і 27 мм (сильнозношені).

Відомо, що зміна профілю коліс мало впливає на характеристики коливань залізничних екіпажів у вертикальній площині, тому нижче наведені залежності від швидкості руху нормованих показників динамічних якостей в горизонтальній площині: поперечних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження.

Залежності від швидкості руху максимальних значень динамічних показників порожніх вагонів, обладнаних колесами з різними профілями ободів, показано на рис. 4.14 - 4.17, навантажених вагонів – на рис. 4.18 - 4.21.

Як бачимо, зазначені показники вагона з візками моделі 18-9817 мало залежать від форми профілів коліс і залишаються стабільними у всьому розглянутому діапазоні швидкостей руху екіпажа як в порожньому, так і навантаженому станах. При цьому максимальні значення обох динамічних показників порожнього вагона і рамних сил навантаженого вагона істотно нижче граничного рівня для «відмінного» ходу, а поперечні прискорення п'ятників навантаженого вагона значно нижчі за граничний рівень для «допустимого» ходу. Приблизно також поведуться оцінювані показники вагонів з КМВ і візками моделі 18-7020, які обладнані незношеними колесами з профілем ІТМ-73. В інших випадках максимальні значення поперечних прискорень п'ятників кузова і рамних сил із зростанням швидкості, як правило, зростають і особливо помітно при підвищених швидкостях руху (більших 80 – 100 км/год). Причому в разі сильнозношених коліс при максимальній швидкості руху вагона ці показники дещо перевищують граничні значення для «допустимого» ходу (див. рис. 4.20,

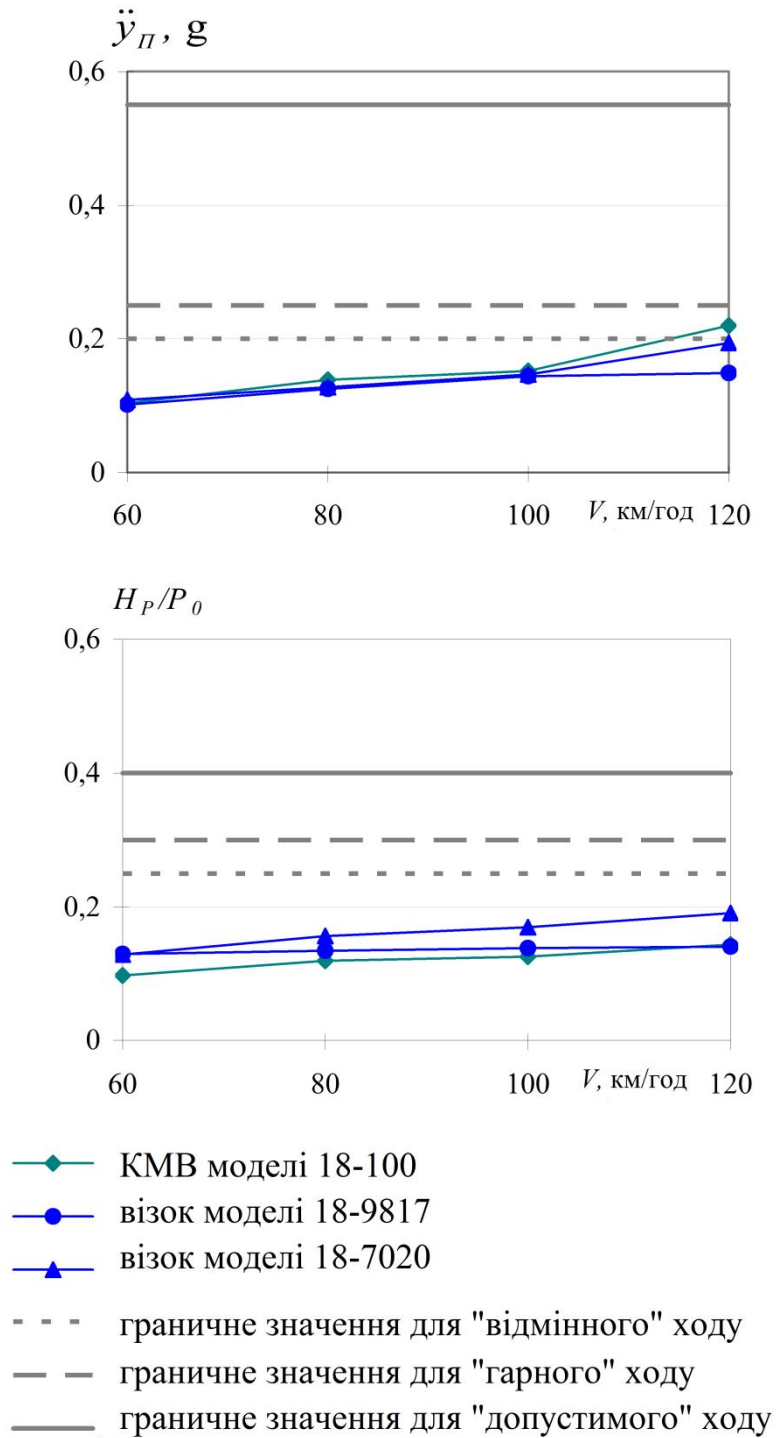


Рисунок 4.14 – Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії порожніх піввагонів з різними візками та колесами з профілем ІТМ-73

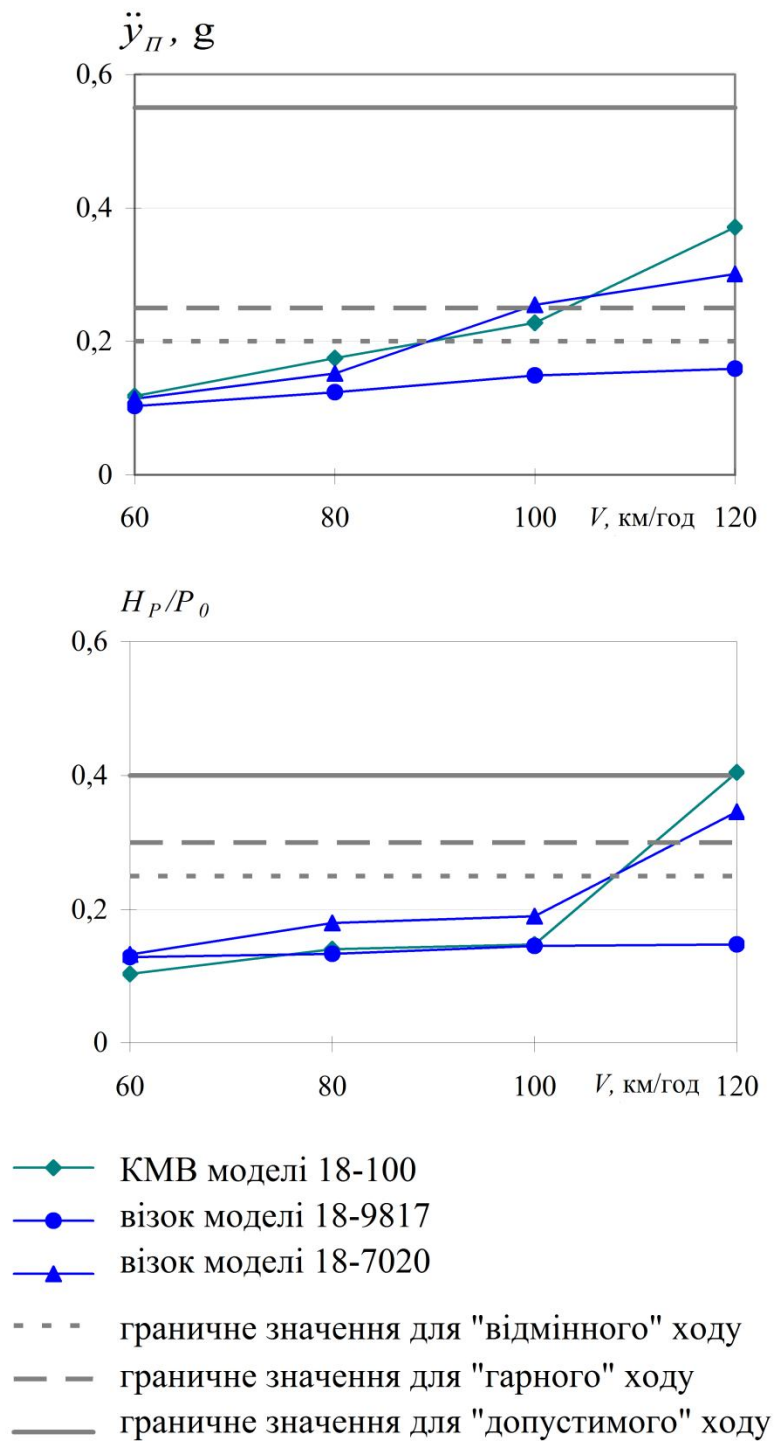


Рисунок 4.15 – Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії порожніх піввагонів з різними візками та колесами з профілем ІТМ-73-02

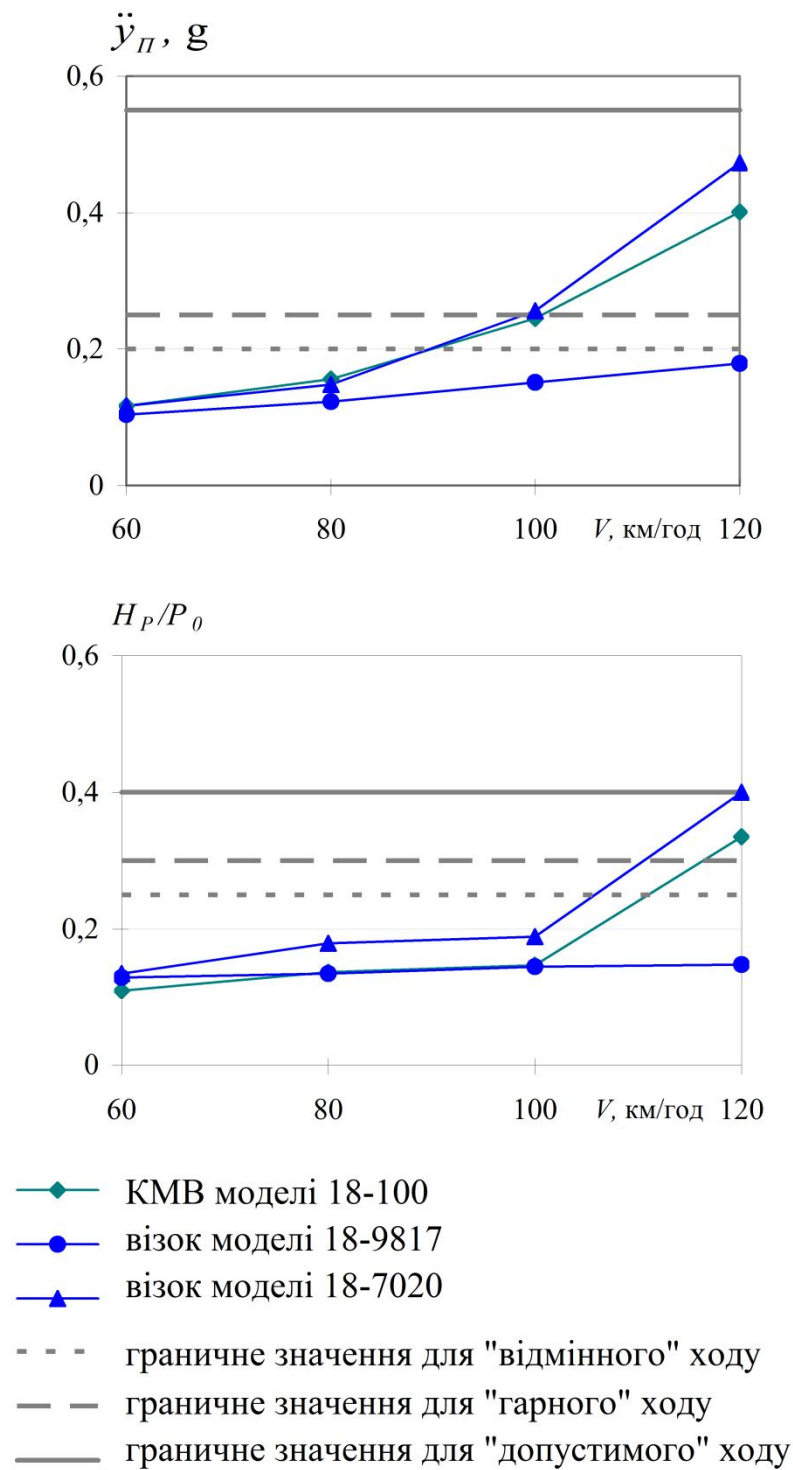


Рисунок 4.16 – Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії порожніх піввагонів з різними візками та колесами з товщиною гребеня 29 мм

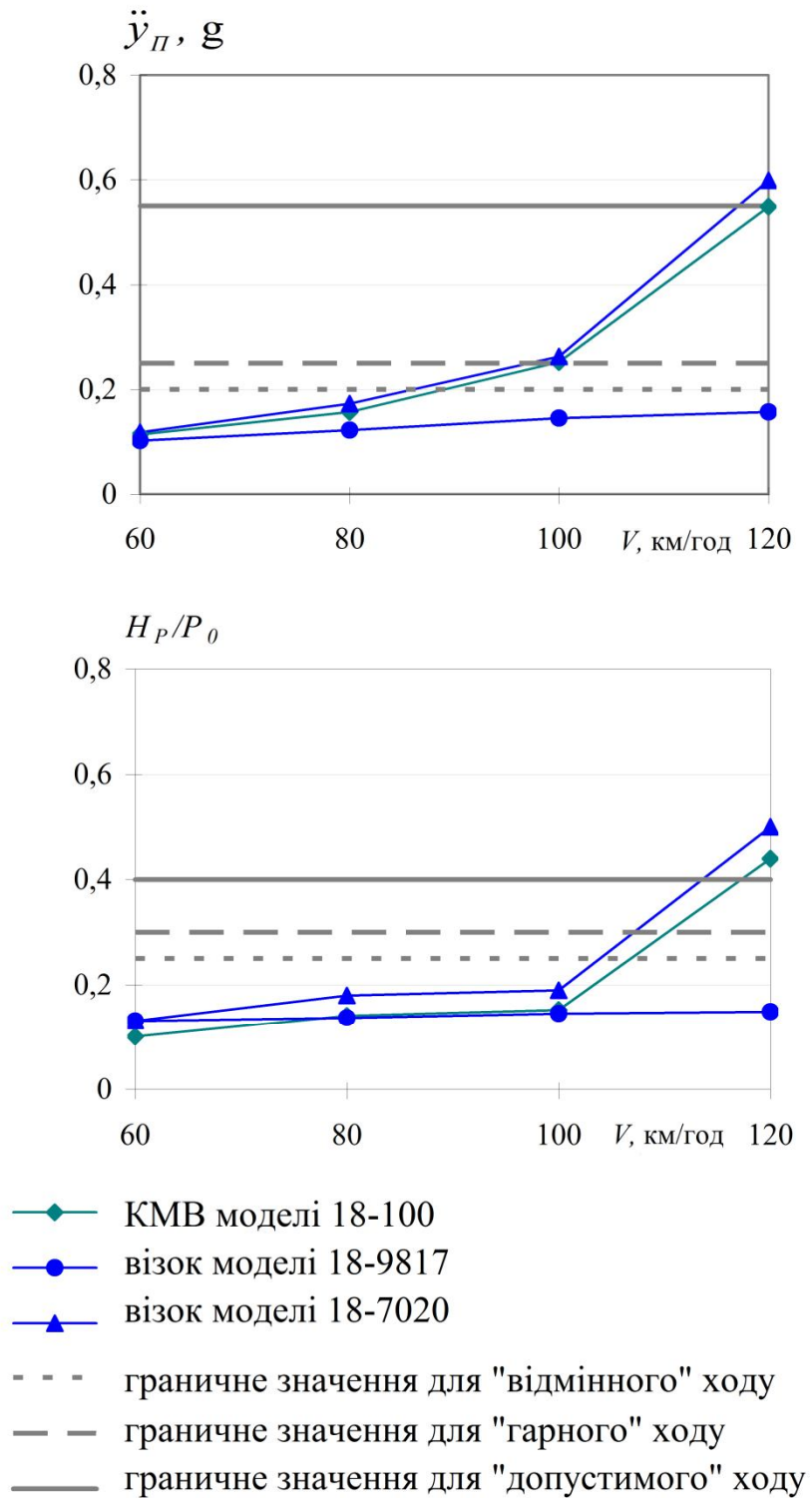


Рисунок 4.17 - Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осевого навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії порожніх піввагонів з різними візками та колесами з товщиною гребеня 27 мм

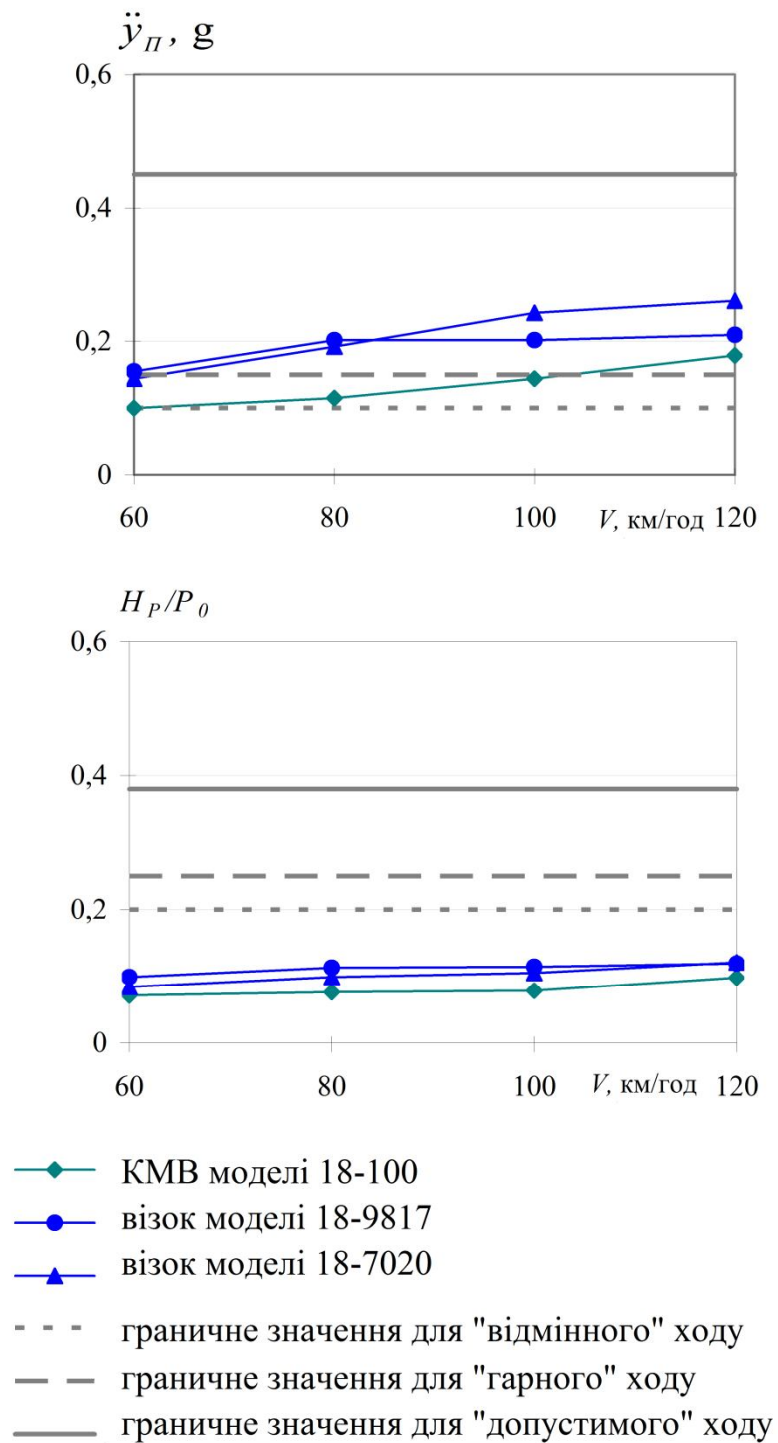


Рисунок 4.18 – Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осевого навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії навантажених піввагонів з різними візками та колесами з профілем ІТМ-73

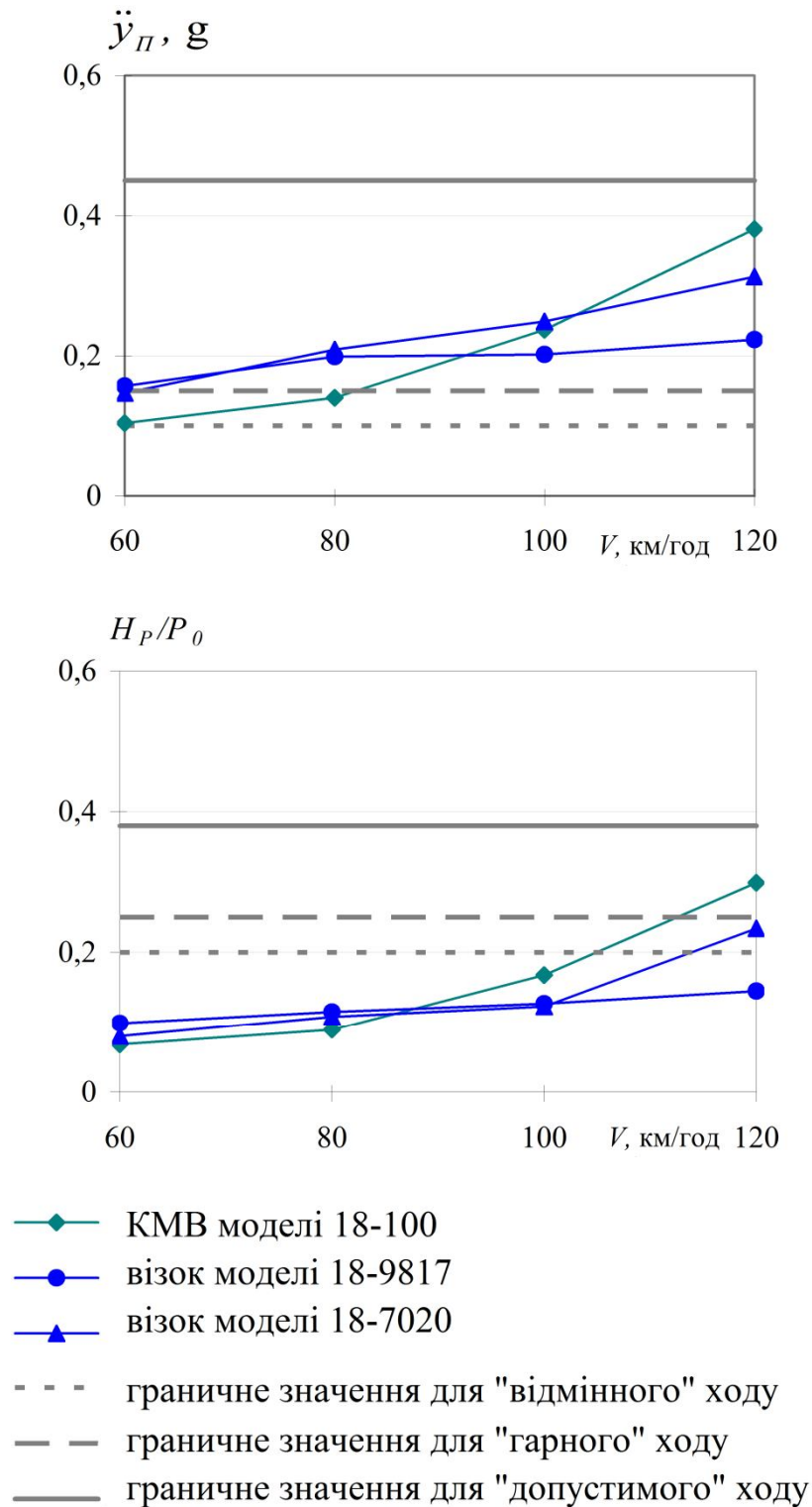


Рисунок 4.19 – Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії навантажених піввагонів з різними візками та колесами з профілем ІТМ-73-02

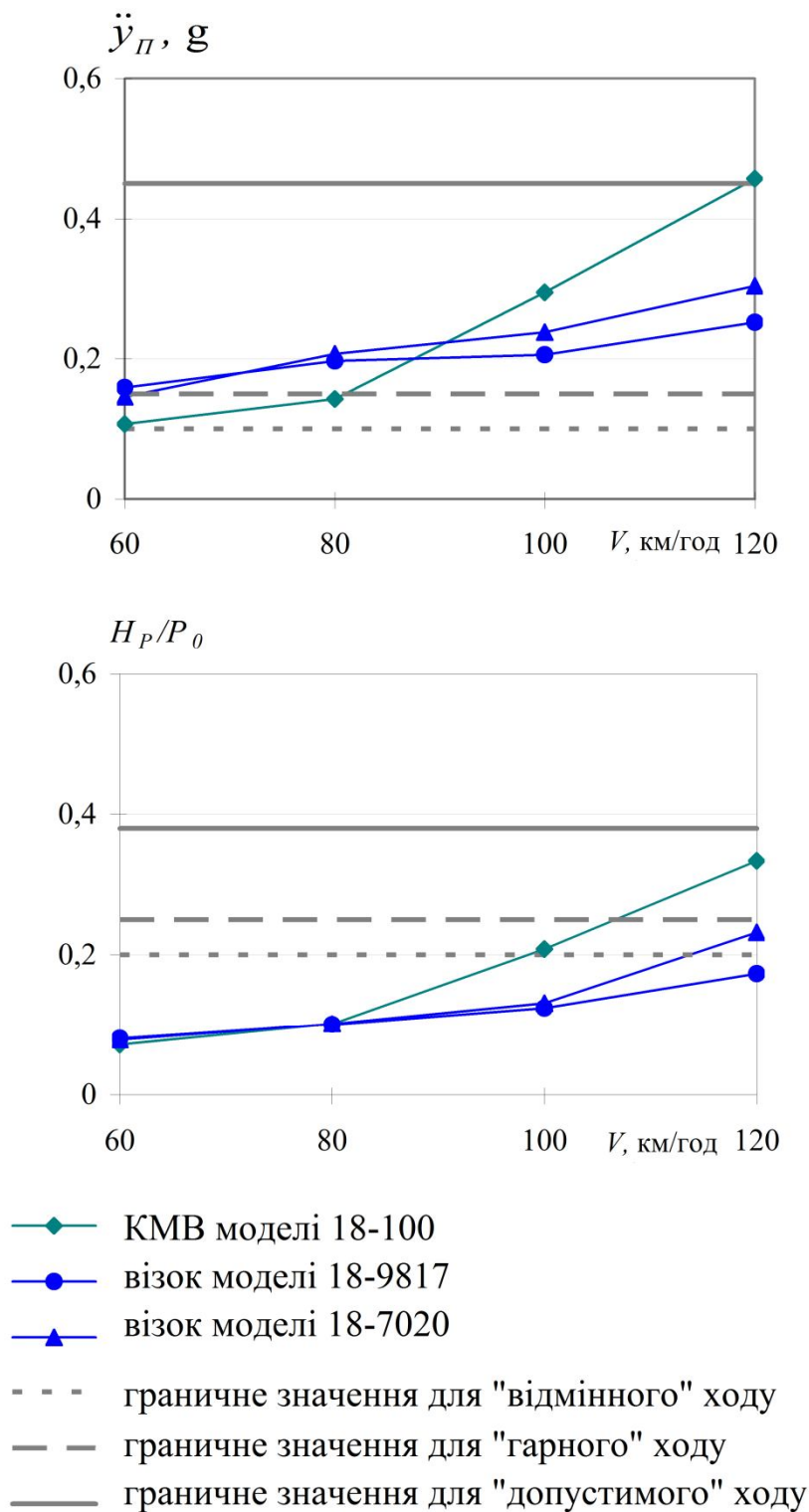


Рисунок 4.20 – Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії навантажених піввагонів з різними візками та колесами з товщиною гребеня 29 мм

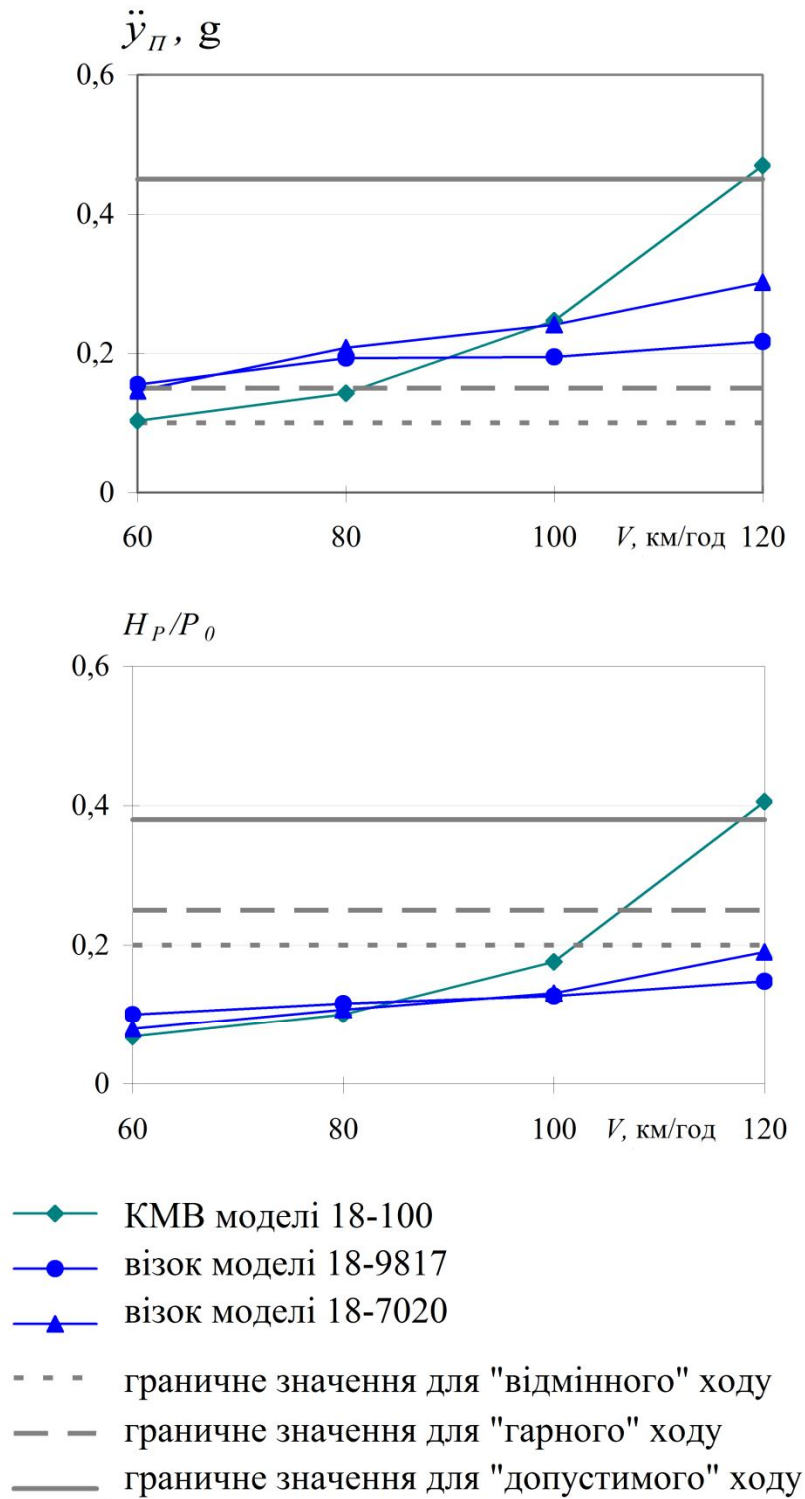


Рисунок 4.21 – Залежності максимальних значень горизонтальних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху по прямих ділянках колії навантажених піввагонів з різними візками та колесами з товщиною гребеня 27 мм

4.21). Слід зазначити, що аналізовані характеристики навантаженого вагона з візками 18-7020 у випадках зношених коліс більш стабільні, ніж вагона з КМВ.

4.3.2 Оцінка показників інтенсивності зносу коліс вантажних вагонів

Аналізувалися показники зносу коліс вагонів, навантажених до повної вантажопідйомності, при їх русі в круговій кривій радіуса 300 м з незношеними рейками Р65. Розглядався рух вагонів з незношеними ободами коліс (профілі ІТМ-73, ІТМ-73-02) зі швидкостями від 40 до 80 км /год.

Визначалися показники сумарного зносу робочої поверхні викружки і гребеня коліс *A*.

Залежності від швидкості руху вагонів показників зносу їх коліс наведено на рис. 4.22. Як бачимо, показники *A* вагонів з КМВ і з візками моделі 18-7020 близькі при використанні коліс з одним і тим же профілем. При цьому прогнозний знос коліс з профілем ІТМ-73-02 істотно нижчий, ніж коліс з профілем ІТМ-73.

Показник зносу коліс з профілем ІТМ-73 у вагоні з візками 18-9817 приблизно в два рази вищий, ніж у вагонах з візками 18-7020 та КМВ, що пояснюється істотно більш жорсткою конструкцією візка 18-9817 і підвищеним осьовим навантаженням. При цьому використання у візку 18-9817 коліс з профілем ІТМ-73-02 не дає виграшу в порівнянні з застосуванням профілю ІТМ-73. Враховуючи цей факт актуальною є задача розробки нового зносостійкого профілю для обточка коліс візка 18-9817.

4.4 Розробка зносостійкого профілю коліс для вантажних вагонів із візками моделі 18-9817 з підвищеним до 25 тс осьовим навантаженням

Як показано вище, динамічні показники вагона з візками моделі 18-9817 мало залежать від форми профілів коліс, залишаються стабільними у всьому розглянутому діапазоні швидкостей руху екіпажа як в порожньому, так і навантаженому станах і істотно нижчі граничного рівня для «допустимого» ходу.

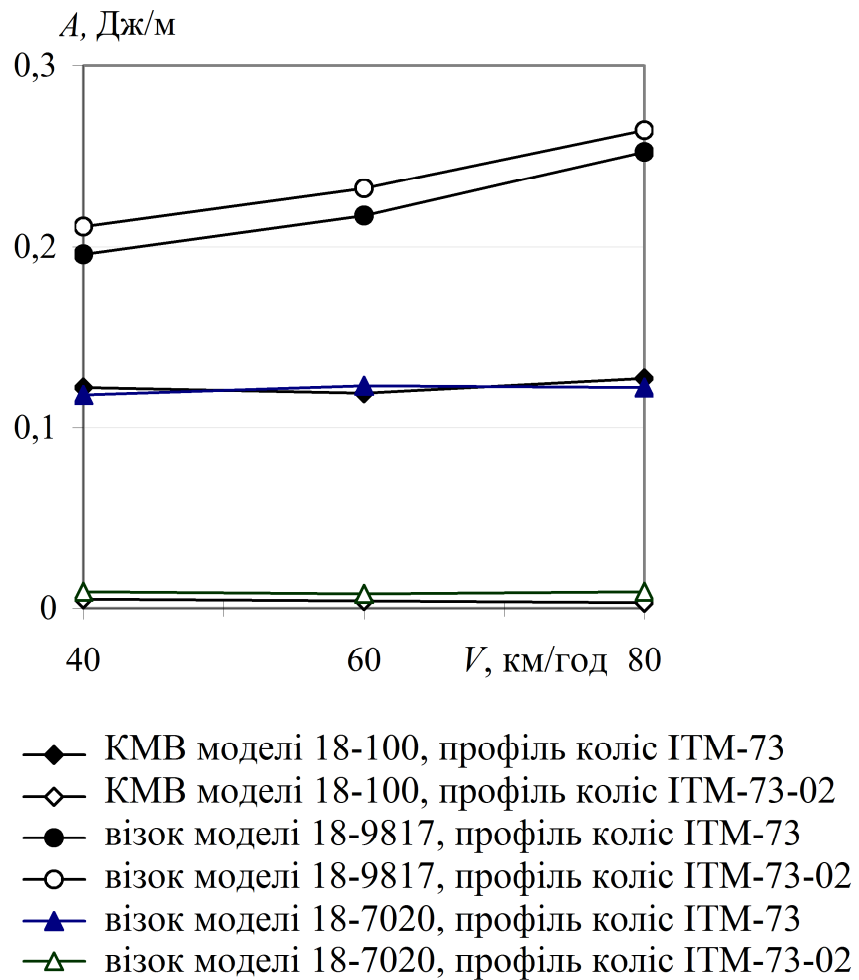


Рисунок 4.22 – Залежності показників зносу робочої поверхні викружки та гребеня коліс навантажених піввагонів з візками різної конструкції та колесами з профілями ITM-73 та ITM-73-02 від швидкості руху в круговій кривій радіуса 300 м з незношеними рейками Р65

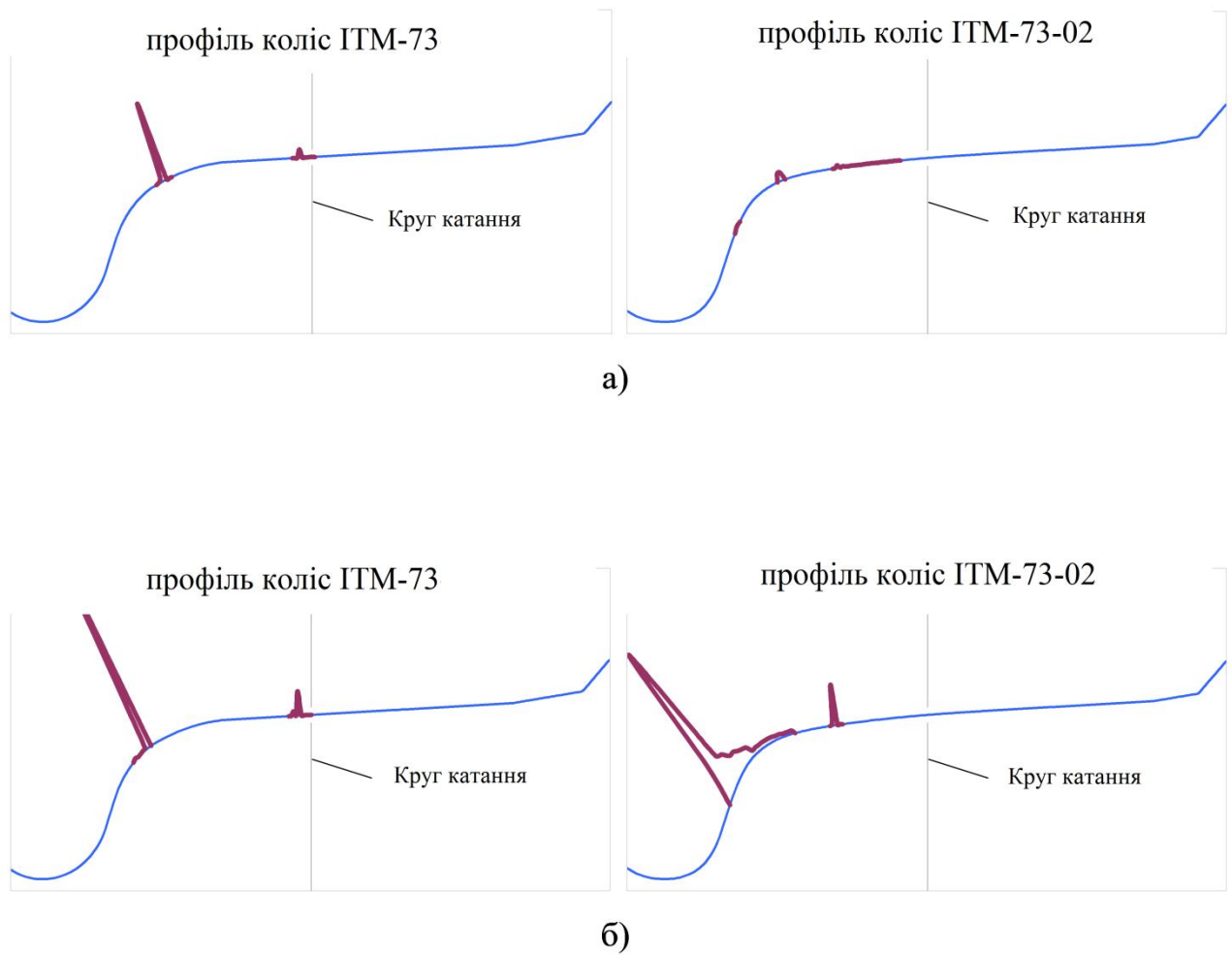
Однак інтенсивність зносу коліс з профілем ІТМ-73 у візку 18-9817 приблизно в два рази вища, ніж у комплексно модернізованому візку, а використання коліс з профілем ІТМ-73-02 не дає виграшу в порівнянні з застосуванням профілю ІТМ-73. Було прийнято рішення про проведення подальших досліджень щодо вдосконалення профілю коліс для візка 18-9817 з метою поліпшення його взаємодії і умов контакту з рейковою колією.

4.4.1 Розробка профілю коліс

На рис. 4.23 наведено результати розрахунків вписування зі швидкістю 60 км/год в кругову криву радіусу 300 м з незношеними рейками Р65 двох вантажних піввагонів з перспективними візками: моделі 18-7020 (навантаження на вісь 23,5 тс) і моделі 18-9817 (навантаження на вісь 25 тс). Показано розподіл показника зносу по поверхні катання набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари, приведене до меридіонального перетину. Задавалися два профілі коліс з товщиною гребеня 32 мм – ІТМ-73 і ІТМ-73-02.

З наведених результатів видно, що у новому візку моделі 18-9817 в порівнянні з моделлю 18-7020 не тільки виріс показник зносу коліс, а й змінився його розподіл по контактній поверхні: при використанні профілю ІТМ-73 пікове значення показника зносу коліс змістилося з центру галтелі до основи гребеня, а у коліс з профілем ІТМ-73-02 спостерігається інтенсивний знос гребеня, що в експлуатації може викликати його подріз. Таке погіршення умов контакту коліс візка 18-9817 і рейок пояснюється в основному його конструкційними відмінностями: через більшу зв'язаність боковин за рахунок використання адаптерів рама візка жорсткіша ніж у візка моделі 18-7020, що підвищує стійкість руху вагона, але в той же час ускладнює його вписування в криволінійні ділянки колії.

На базі розробленого раніше зносостійкого профілю ІТМ-73-02 побудовано сімейство (більше 20) профілів коліс з товщиною гребеня 32 мм. При їх розробці ставилося завдання поліпшення умов взаємодії вагона з візками 18-9817 та колії і зниження зносу коліс при збереженні динамічних якостей екіпажа на належному рівні.



а) – візки 18-7020 з осьовим навантаженням 23,5 тс;

б) – візки 18-9817 з осьовим навантаженням 25 тс

Рисунок 4.23 – Розподіл показника зносу по поверхні катання набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари навантажених піввагонів з різними профілями коліс, що рухаються зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м з незношеними рейками Р65

Для цього вирішувалася просторова задача контакту коліс і рейок з побудованими профілями, аналізувалися параметри взаємодії, в тому числі розміри і положення контактних плям. Далі проводилися розрахунки вписування вагона в кругову криву малого радіуса ($R = 300$ м) з різним ступенем зносу рейок і його руху по прямих ділянках колії. Відбір профілів здійснювався на підставі аналізу двох суперечливих критеріїв: гребеневого зносу коліс і стійкості руху екіпажа.

Обраному профілю присвоєно назву ІТМ-73-03. Порівняння форм розробленого профілю, стандартного профілю та профілів серії ІТМ в області галтелі і гребеня колеса наведено на рис. 4.24.

4.4.2 Оцінка впливу удосконаленого профілю коліс на показники взаємодії з рейковою колією і динамічні якості вантажного вагона з підвищеним осьовим навантаженням

Для оцінки впливу удосконаленого профілю коліс ІТМ-73-03 на умови контакту і показники взаємодії екіпажа з підвищеним осьовим навантаженням і колії виконувалися розрахунки вписування з постійною швидкістю навантаженого піввагона з візками моделі 18-9817 в кругову криву радіусу 300 м. Задавалися три зносостійких профіля коліс серії ІТМ: ІТМ-73, ІТМ-73-02, ІТМ-73-03. Розглядалися рейки Р65 з різним ступенем зносу: незношені, малозношені (бічний знос зовнішньої рейки 3,5 мм) і середньозношені (бічний знос зовнішньої рейки 7,8 мм).

Залежності максимальних значень показника гребеневого зносу A від швидкості руху вагона наведено на рис. 4.25. Для порівняння нанесено результати, отримані для випадку установки у візках колісних пар зі стандартним профілем коліс.

Бачимо, що при незношених рейках в криволінійній ділянці показник A коліс з профілем ІТМ-73-03 в (5-8) разів менше, ніж коліс з іншими двома

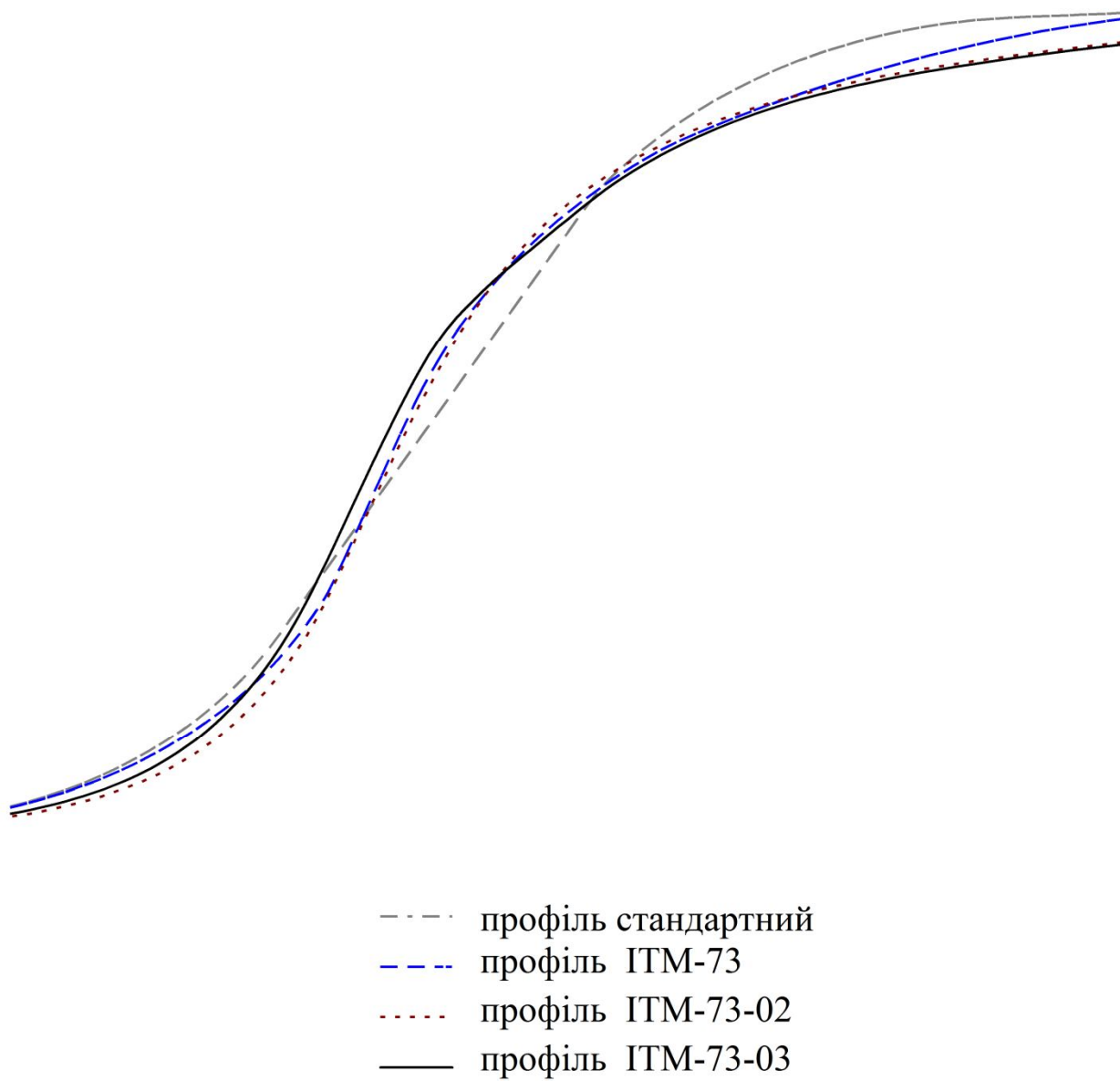


Рисунок 4.24 – Порівняння профілів коліс в області галтелі та гребеня

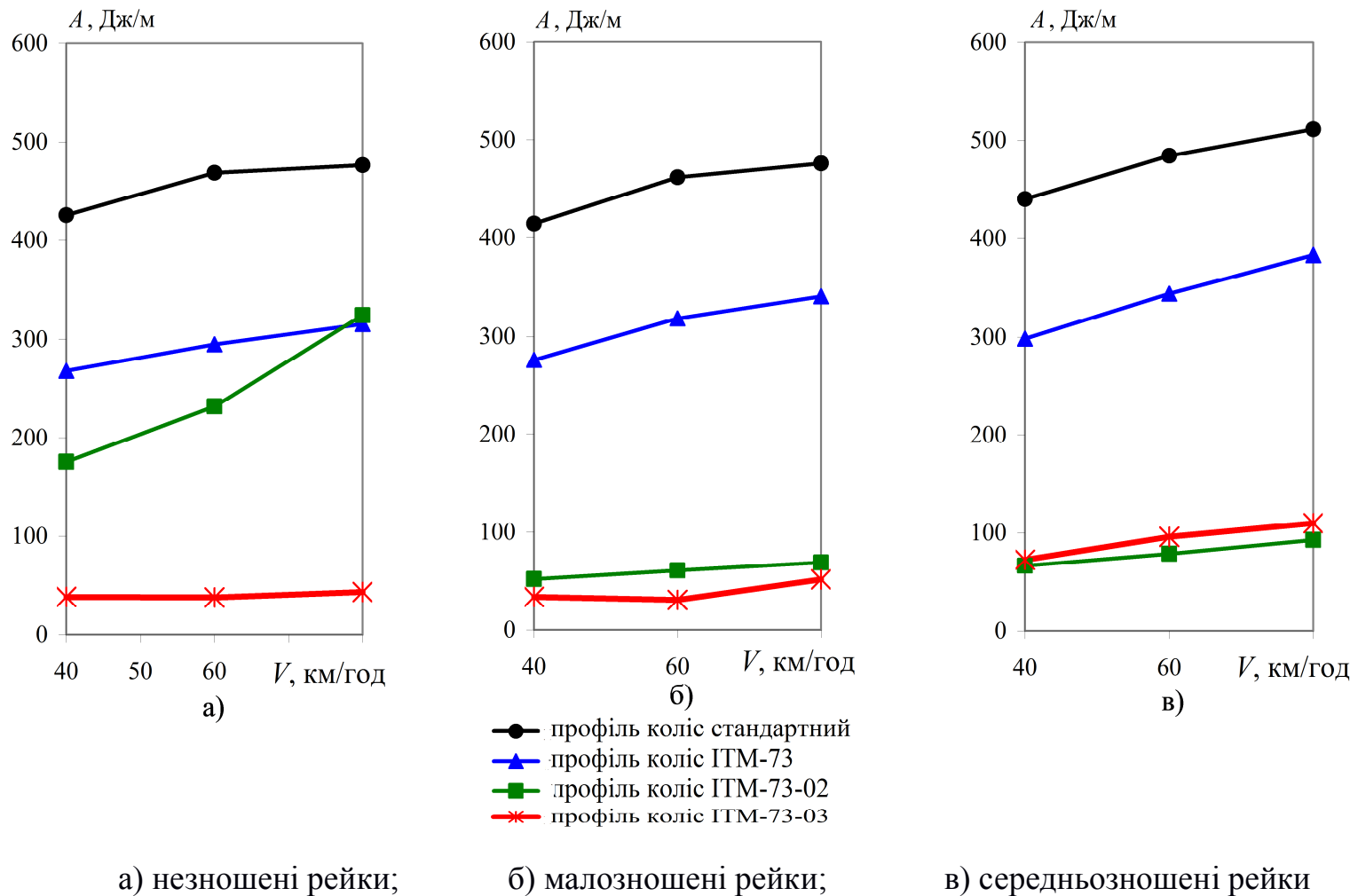


Рисунок 4.25 – Залежності максимальних значень показників гребеневого зносу набігаючих на зовнішню рейку коліс навантажених піввагонів з візками 18-9817 та різними профілями коліс від швидкості руху в кругових кривих радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок

профілями ІТМ, і в (10-11) разів – ніж коліс зі стандартним профілем. Якщо рейки зношені, то значення A коліс з профілями ІТМ-73-02 і ІТМ-73-03 близькі і менші за знос коліс з профілем ІТМ-73 в (4-5) разів і в (7-8) разів за знос коліс зі стандартним профілем, проте їх зношування проходить по-різному.

На рис. 4.26, 4.27 побудовано приведенний до меридіонального перетину колеса розподіл показника зносу по робочій поверхні ободів набігаючих коліс з профілями ІТМ при русі екіпажа зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок. Видно, що колеса з новим профілем ІТМ-73-03 у всіх розглянутих випадках зношуються найменш інтенсивно, зони контакту на них великі і розташовуються переважно на галтелі або поверхні катання. Контактні зони коліс з профілем ІТМ-73 розташовані на галтелі біля основи гребеня і настільки малі, що взаємодію можна представити як точкову. Контакт коліс з профілями ІТМ-73-02 і ІТМ-73-03 близький до конформного, але взаємодія коліс з раніше створеним профілем ІТМ-73-02 відбувається не тільки галтеллю, але і гребенем.

Таким чином, з точки зору гребеневого зносу новий профіль коліс ІТМ-73-03 є кращим з числа розглянутих.

На рис. 4.28-4.30 показано приклади розподілу по плямах контакту вертикального тиску P , що передається на рейки від коліс з трьома профілями розробки ІТМ. Результати отримано для випадків вписування вагона в криву з незношеними (рис. 4.28) і зношеними (рис. 4.29, 4.30) рейками. Найменший тиск в зоні галтелі і гребеня має місце на колесах з профілями ІТМ-73-02 і ІТМ-73-03, найбільший – з профілем ІТМ-73. За розмірами плями контакту на колесах з профілями ІТМ-73-02 і ІТМ-73-03 близькі, але у першого з них вони більш зміщені на гребінь.

Можна помітити, що поперечні розміри контактних плям на рис. 4.26-4.27 більші, ніж плям на рис. 4.28-4.30. Це пояснюється тим, що розподіл показника зносу A обчислюється як накопичене протягом усього варіанту розрахунків, а розподіл тиску P побудовано для одного фіксованого моменту часу.

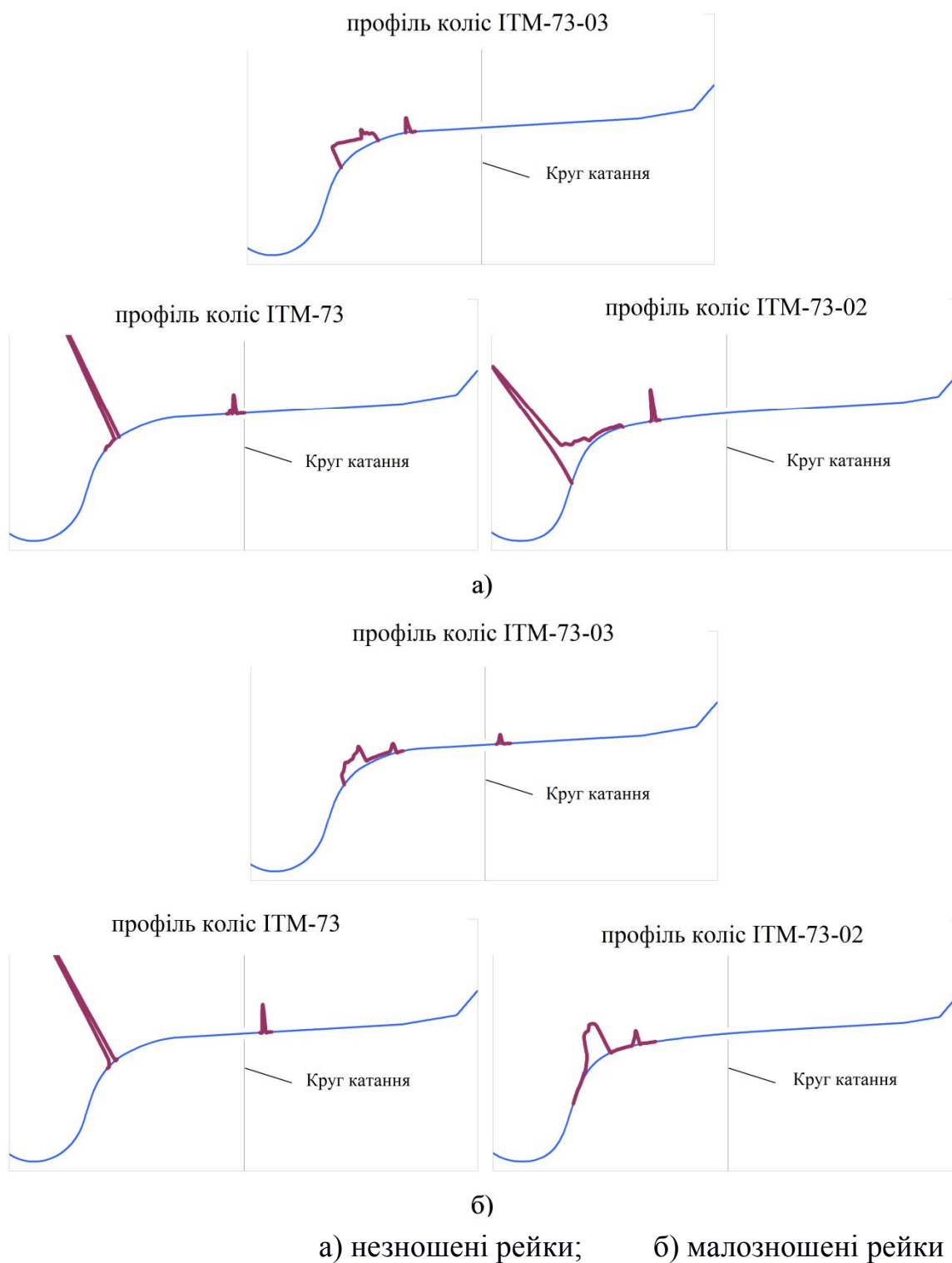


Рисунок 4.26 – Розподіл показника зносу по поверхні набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари навантажених піввагонів з візками 18-9817 та різними профілями коліс при русі зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок

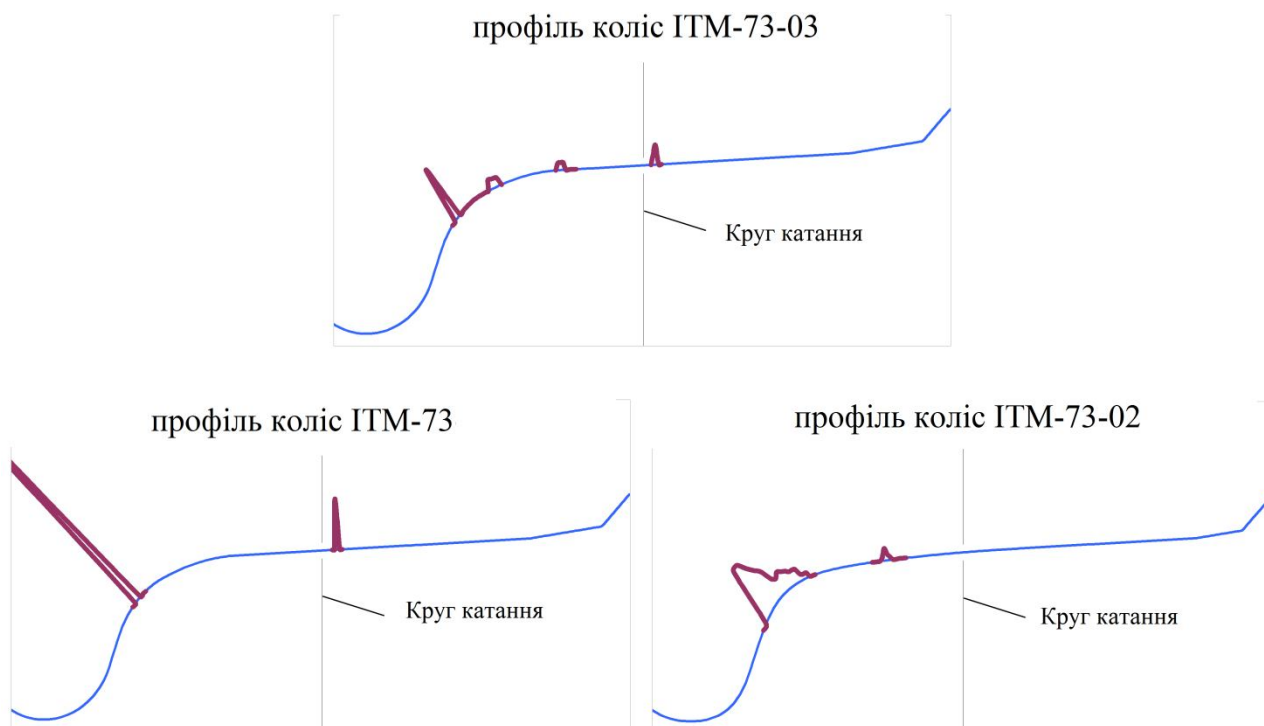
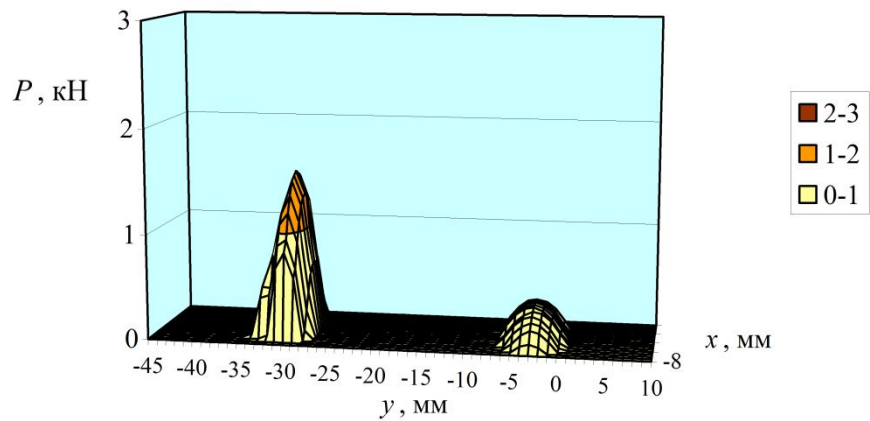
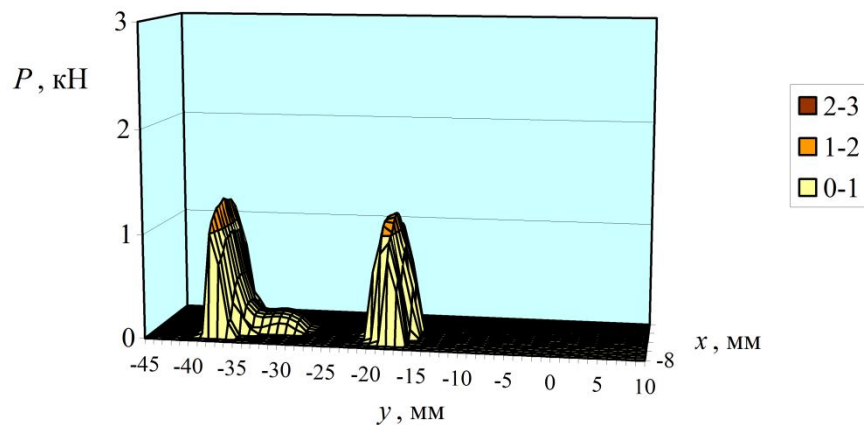


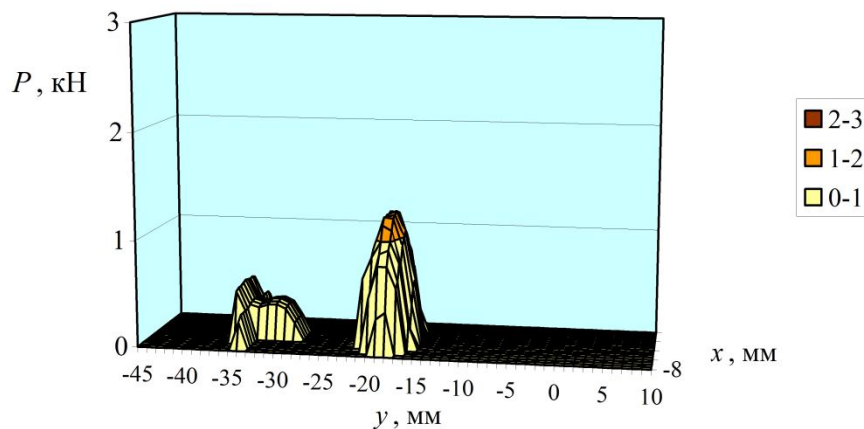
Рисунок 4.27 – Розподіл показника зносу по поверхні набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари навантажених піввагонів з візками 18-9817 та різними профілями коліс при русі зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м з середньозношеними рейками



а)



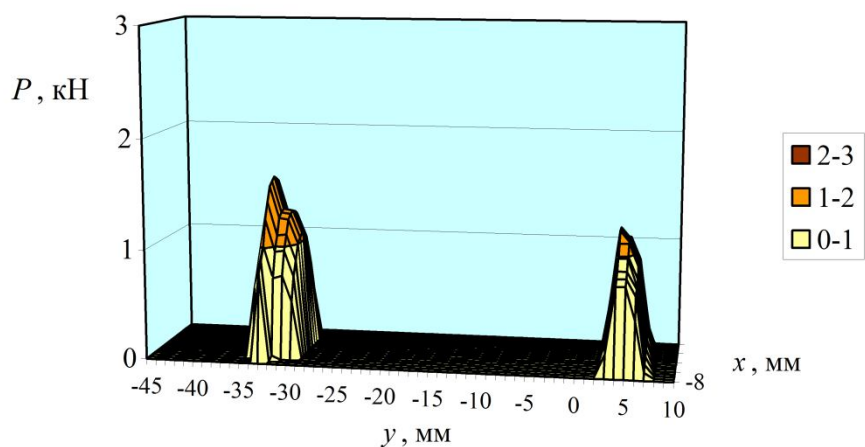
б)



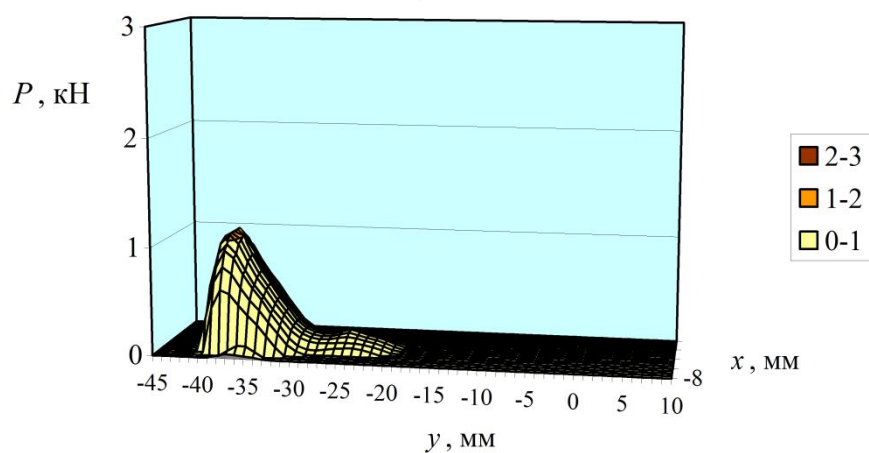
в)

а) профіль ІТМ-73; б) профіль ІТМ-73-02; в) профіль ІТМ-73-03
 y, x – лінійні координати поверхні колеса

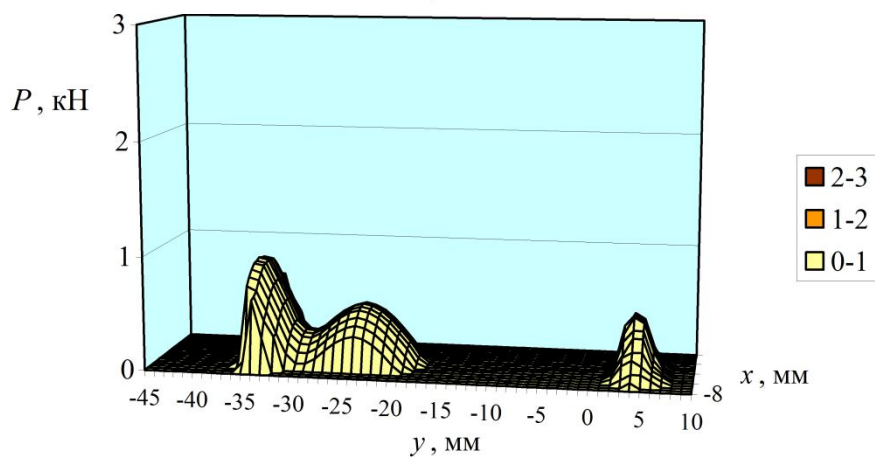
Рисунок 4.28 – Розподіл вертикального тиску по плямах контакту незношених коліс з різними профілями при русі навантажених піввагонів з візками 18-9817 в круговій кривій радіуса 300 м з незношеними рейками Р65



а)



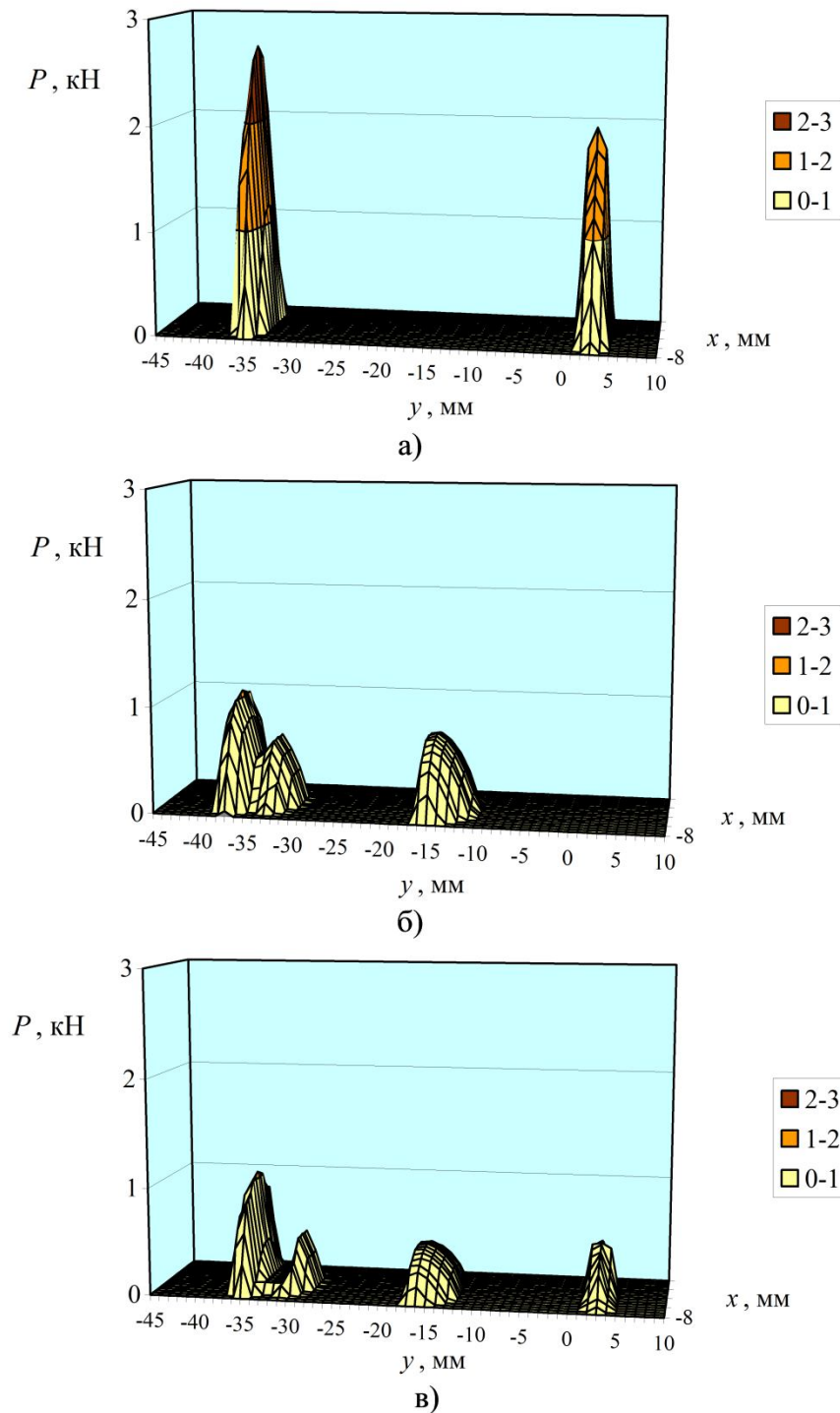
б)



в)

а) профіль ІТМ-73; б) профіль ІТМ-73-02; в) профіль ІТМ-73-03
 y, x – лінійні координати поверхні колеса

Рисунок 4.29 – Розподіл вертикального тиску по плямах контакту незношених коліс з різними профілями при русі навантажених піввагонів з візками 18-9817 в круговій кривій радіуса 300 м з малозношеними рейками Р65



а) профіль ІТМ-73; б) профіль ІТМ-73-02; в) профіль ІТМ-73-03
 y, x – лінійні координати поверхні колеса

Рисунок 4.30 - Розподіл вертикального тиску по плямах контакту незношених коліс з різними профілями при русі навантажених піввагонів з візками 18-9817 в круговій кривій радіуса 300 м з середньозношеними рейками Р65

Вплив використання нового профілю коліс ІТМ-73-03 на динамічні якості піввагона з візками моделі 18-9817 оцінювався при аналізі результатів розрахунків його руху зі швидкостями 60-120 км/год по прямій ділянці колії «гарного» стану. Залежності максимальних значень поперечних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження від швидкості руху порожнього екіпажа показано на рис. 4.31, навантаженого – на рис. 4.32.

Як бачимо, використання в візках 18-9817 нового профілю коліс ІТМ-73-03 замість профілю ІТМ-73-02 не призводить до помітного погіршення динамічних якостей екіпажа, а в деяких випадках може навіть їх поліпшити. Наприклад, прискорення п'ятників порожнього вагона з профілем коліс ІТМ-73-02 досягають граничне значення для «відмінного» ходу при швидкості 95 км/год, а вагона з профілем коліс ІТМ-73-03 залишаються нижче даного рівня до $V = 105$ км/год включно (див. рис. 4.31).

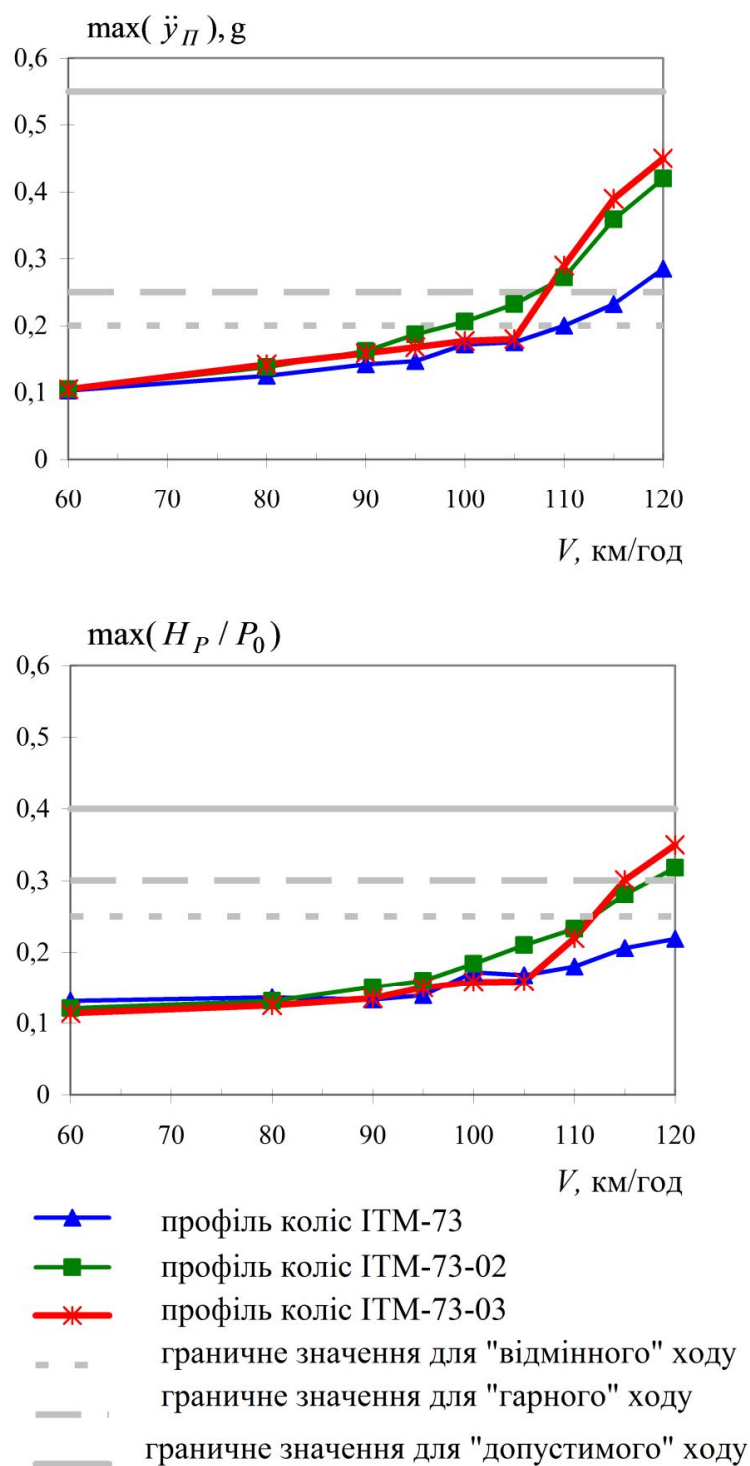


Рисунок 4.31 – Залежності максимальних значень поперечних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осевого навантаження порожнього піввагона з візками 18-9817 при різних профілях коліс від швидкості руху по прямих ділянках колії

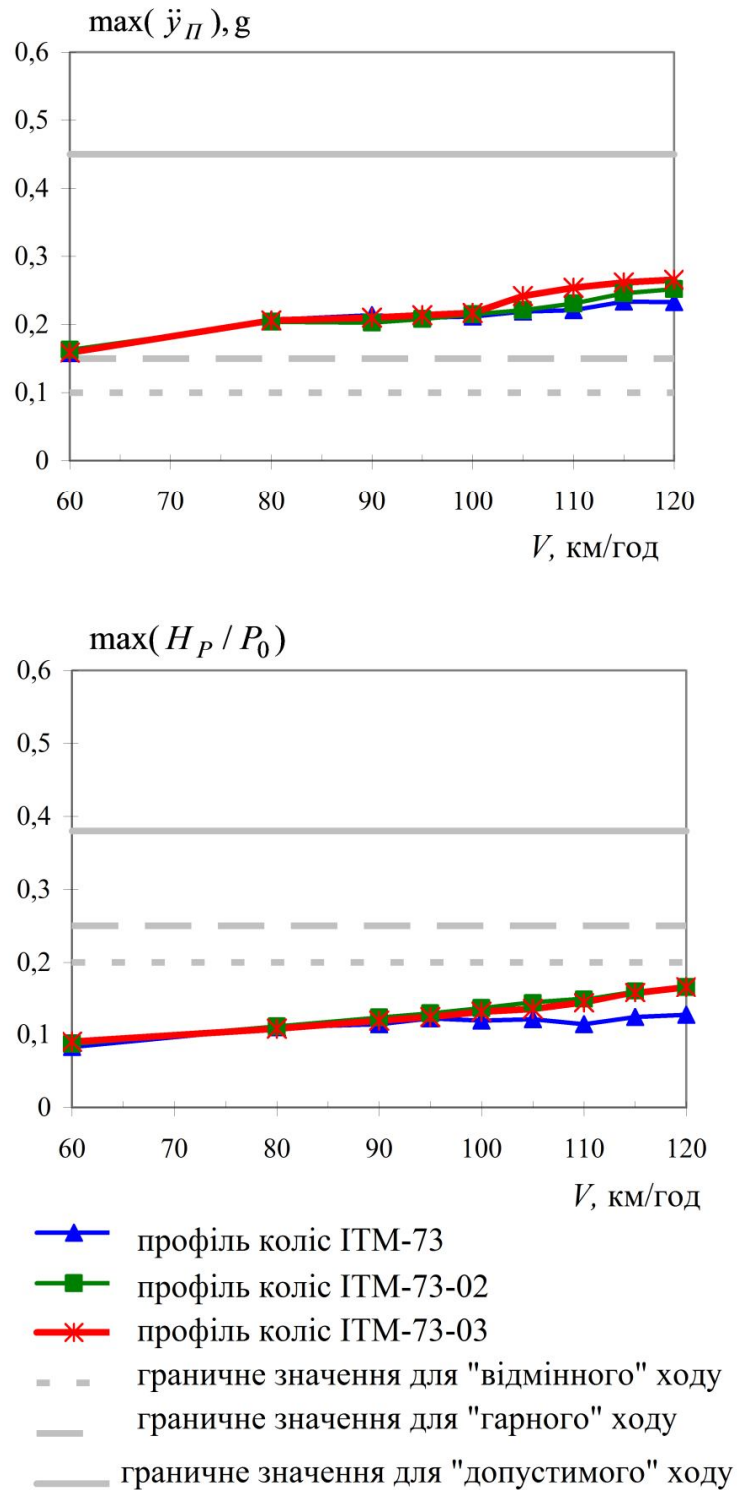


Рисунок 4.32 – Залежності максимальних значень поперечних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осевого навантаження навантаженого піввагона з візками 18-9817 при різних профілях коліс від швидкості руху по прямих ділянках колії

Слід зазначити, що динамічні показники як порожнього, так і навантаженого екіпажів у випадках обточування коліс за трьома розглянутими профілями розробки ІТМ залишаються істотно нижчі граничних значень для «допустимого» ходу у всьому розрахунковому діапазоні швидкостей руху до 120 км/ч.

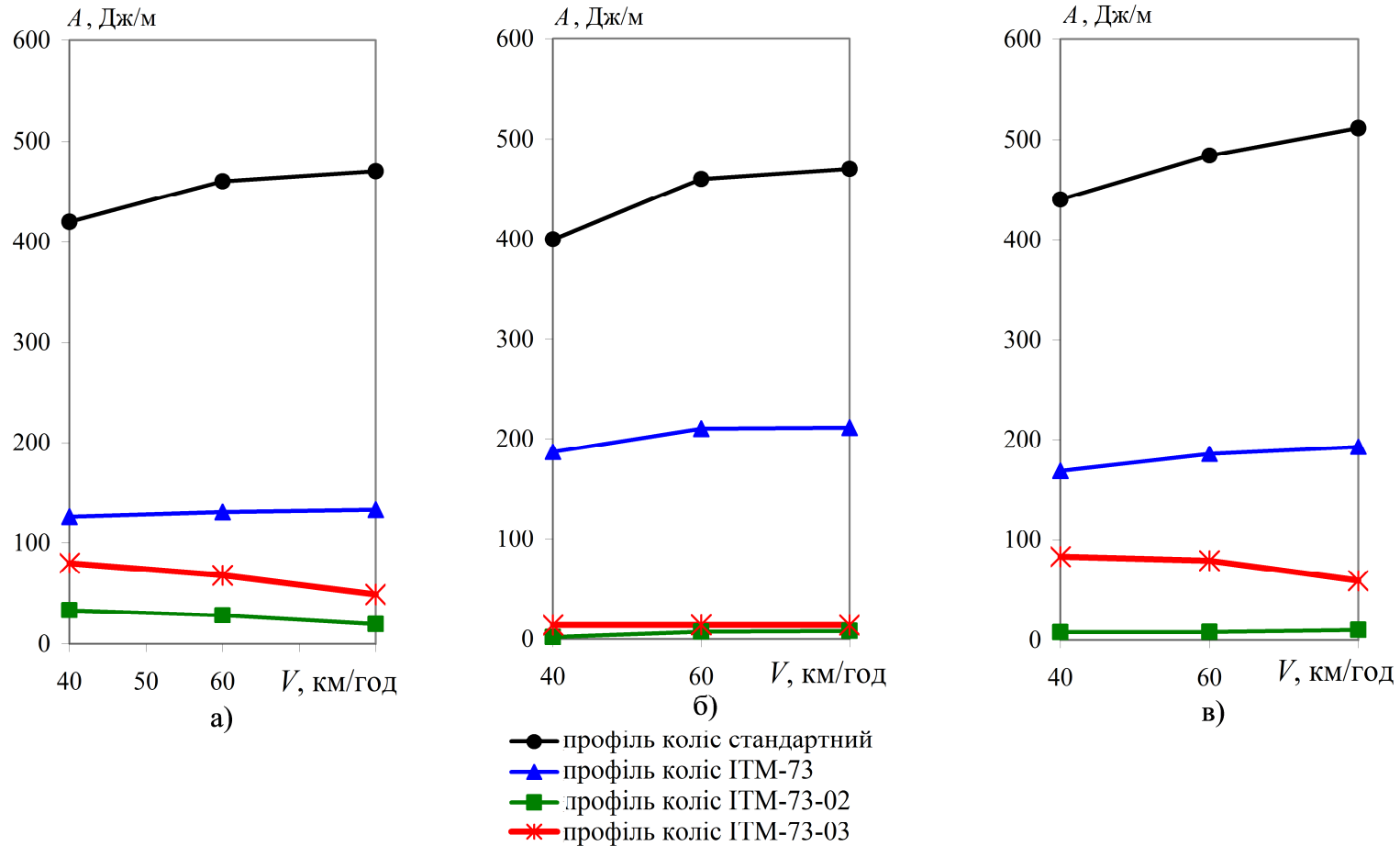
Таким чином, використання вдосконаленого зносостійкого профілю коліс ІТМ-73-03 дозволяє при забезпеченні високих динамічних якостей вантажного вагона з підвищеним осьовим навантаженням (візки моделі 18-9817) помітно поліпшити процес взаємодії екіпажа і колії і значно знизити гребеневий знос коліс.

4.4.3 Оцінка можливості використання вдосконаленого профілю коліс у візках зі звичайним осьовим навантаженням

Виконано оцінку впливу застосування профілю коліс на показники взаємодії з рейковою колією і динамічні якості вантажного вагона зі звичайним навантаженням на вісь 23,5 тс.

Для цього проведено дослідження коливань піввагона з візками моделі 18-7020 при русі по криволінійних і прямих ділянках колії для випадків обточування коліс за трьома профілями розробки ІТМ: ІТМ-73, ІТМ-73-02, ІТМ-73-03.

Характеристики взаємодії навантаженого екіпажа та колії аналізувалися при розрахунках його вписування в кругову криву радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок. На рис. 4.33 наведено залежності від швидкості руху максимальних значень показника гребеневого зносу коліс із зазначеними профілями, а також для порівняння коліс зі стандартним профілем. На рис. 4.34, 4.35 показано розподіл по поверхні набігаючих на зовнішню рейку коліс показника зносу, приведенного до меридіонального перетину колеса.

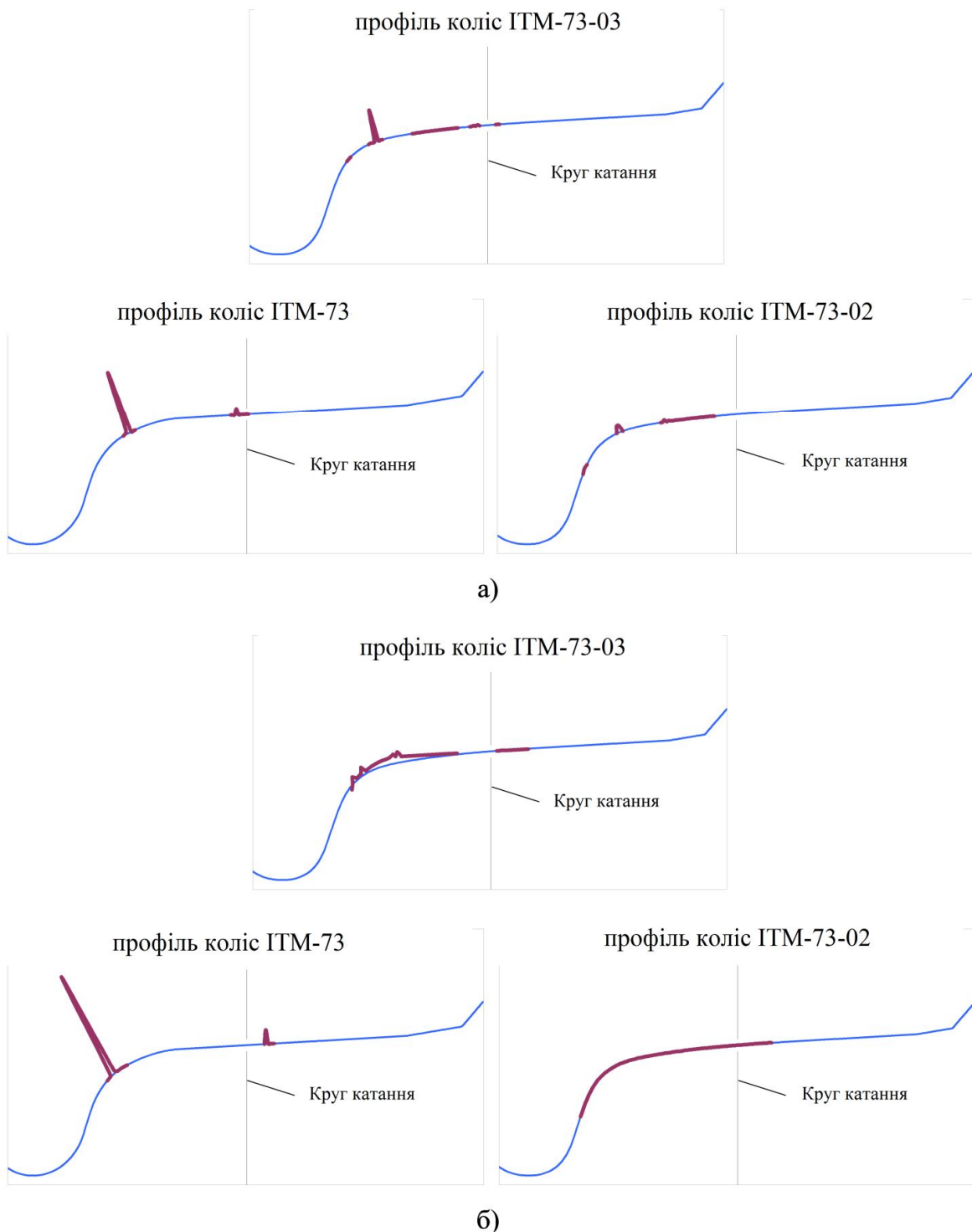


а) незношені рейки;

б) малозношені рейки;

в) середньозношені рейки

Рисунок 4.33 – Залежності від швидкості руху максимальних значень показників гребеневого зносу набігаючих на зовнішню рейку коліс при русі навантажених піввагонів з візками 18-7020 та різними профілями коліс в кругових кривих радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок



а) незношені рейки; б) малозношені рейки

Рисунок 4.34 – Розподіл показника зносу по поверхні набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари навантажених піввагонів з візками 18-7020 та з різними профілями коліс при русі зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок

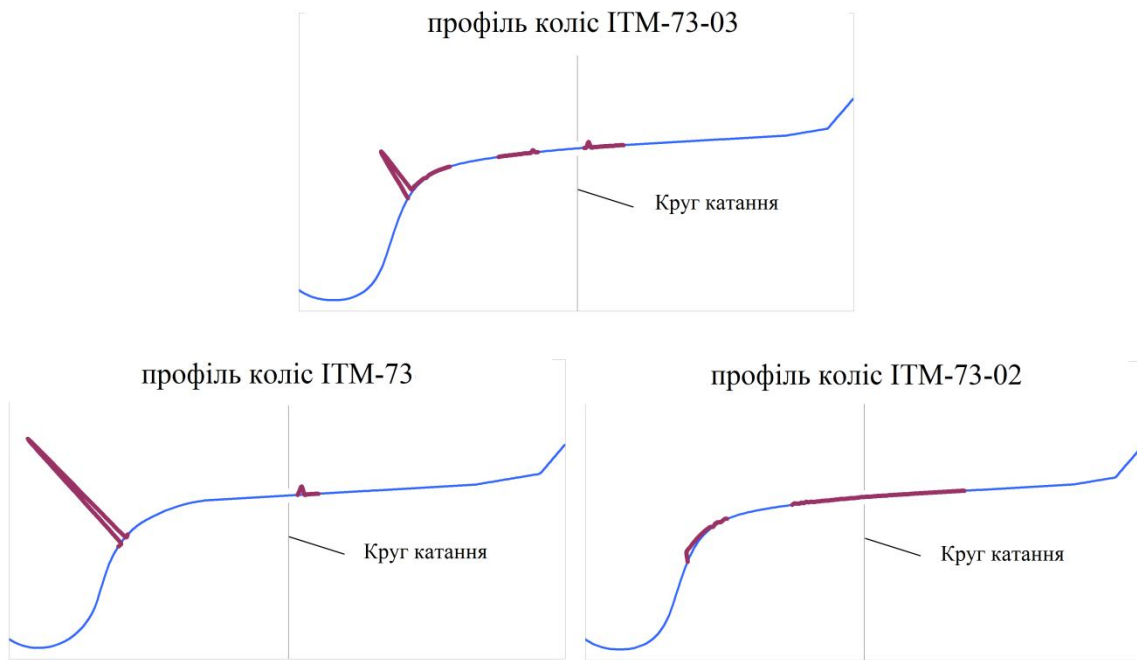


Рисунок 4.35 - Розподіл показника зносу по поверхні набігаючого на зовнішню рейку колеса провідної колісної пари навантажених піввагонів з візками 18-7020 та з різними профілями коліс при русі зі швидкістю 60 км/год в круговій кривій радіуса 300 м з середньозношеними рейками

Видно, що з точки зору зменшення зносу коліс новий профіль ІТМ-73-03 при використанні у візках 18-7020 дещо поступається профілю ІТМ-73-02, але значно кращий за профіль ІТМ-73.

На рис. 4.36 показано залежності від швидкості руху максимальних значень кута набігання на зовнішню рейку першої і третьої за ходом руху колісних пар навантаженого вагона з візками 18-7020 та різними профілями коліс при його русі в круговій кривій радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок.

При проходженні кривої конструкція зв'язку бічних рам візків 18-7020 дозволяє колісним парам зайняти положення близьке до радіального. При цьому провідна і ведена колісні пари в одному візку встановлюються однаково, а кут розвороту $\psi_{\text{кп}}$ залежить в основному від профілю коліс.

У випадках застосування профілів ІТМ-73-02 і ІТМ-73-03 колісні пари вписуються практично радіально, тому і знос їх коліс найменший.

Динамічні якості розглянутого піввагона з візками моделі 18-7020 при використанні різних профілів коліс оцінювалися за результатами розрахунку його руху по прямій колії. На рис. 4.37 наведено залежності від швидкості руху V максимальних значень поперечних прискорень п'ятників кузова і рамних сил порожнього екіпажа з візками 18-7020, обладнаних колесами з різним профілем. Видно, що вибір профілю з серії ІТМ не впливає на прискорення п'ятників кузова, які істотно нижчі за допустиме значення у всьому розрахунковому діапазоні швидкостей руху, а при $V < 105$ км/год – і граничного значення для «гарного» ходу.

Значення рамних сил до швидкості 105 км/год включно збігаються при використанні всіх розглянутих профілів ІТМ і в 2 рази менше граничного значення для «відмінного» ходу.

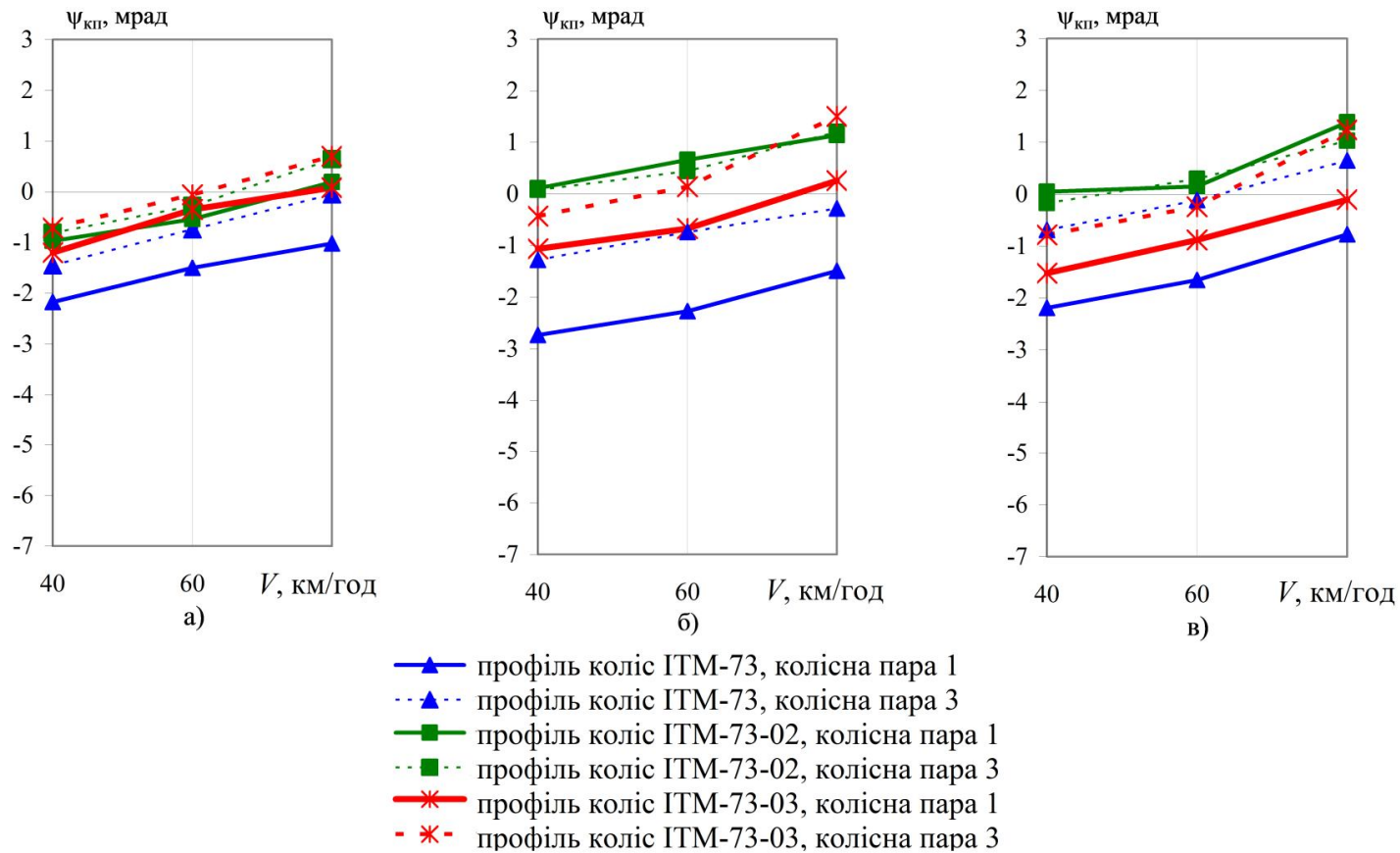


Рисунок 4.36 – Залежності від швидкості руху максимальних значень кута набігання провідних колісних пар візків при вписуванні навантажених піввагонів з візками 18-7020 та різними профілями коліс в кругові криві радіуса 300 м з різним ступенем зносу рейок

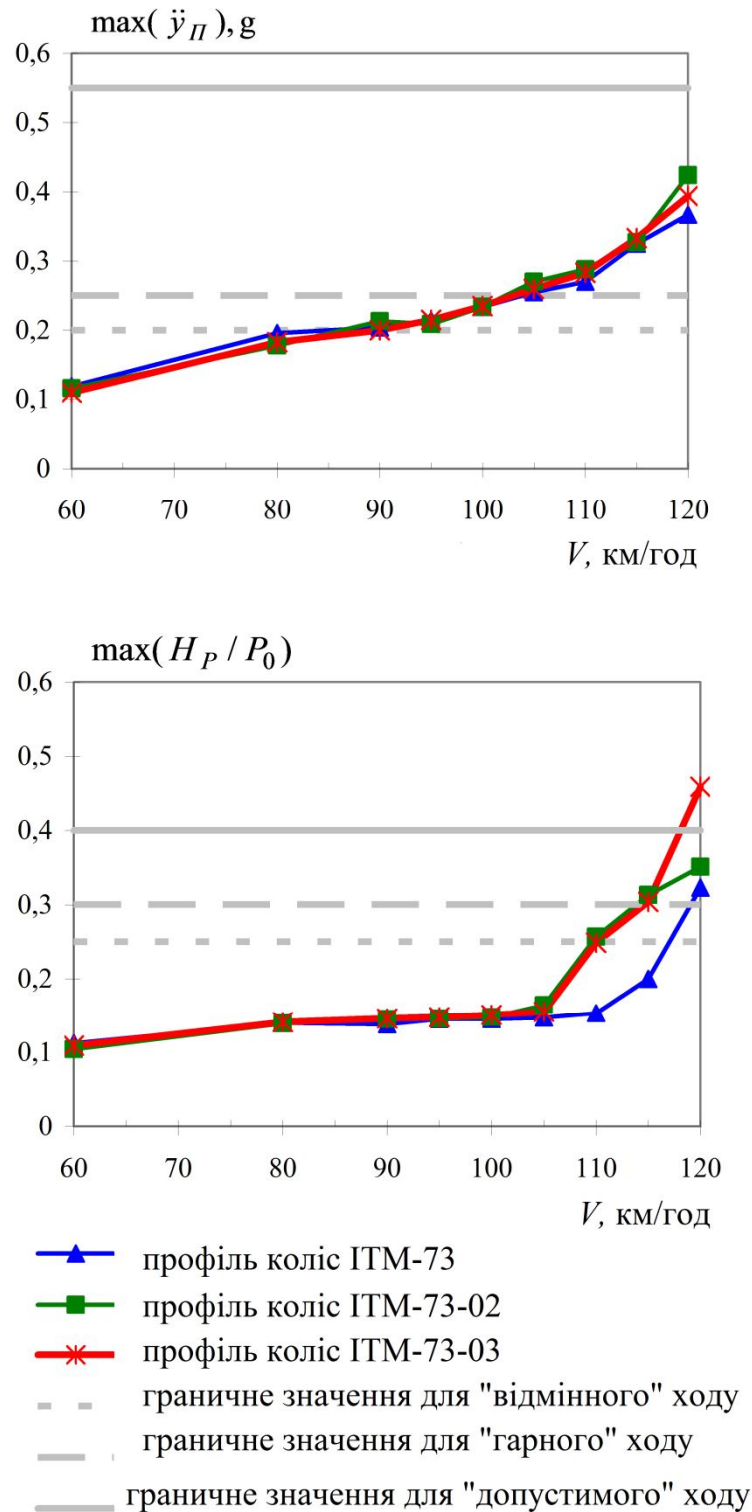


Рисунок 4.37 Залежності максимальних значень поперечних прискорень п'ятників кузова в долях прискорення вільного падіння і рамних сил в долях статичного осьового навантаження порожнього піввагона з візками 18-7020 при різних профілях коліс від швидкості руху по прямих ділянках колії

При подальшому збільшенні швидкості руху запас стійкості порожнього екіпажа з конформними профілями коліс ІТМ-73-02 і ІТМ-73-03 дещо знижується в порівнянні з випадком використання коліс з профілем ІТМ-73, і тому рамні сили зростають, але не настільки критично, щоб можна було говорити про втрату стійкості руху.

Таким чином, використання нового профілю ІТМ-73-03 для обточування коліс вантажних вагонів з візками нового покоління моделі 18-7020 з осьовим навантаженням 23,5 тс цілком допустимо.

4.5 Висновки за розділом 4

1. Розроблено новий зносостійкий профіль коліс ІТМ-73-02 з конформним контактом для рейок Р65 з урахуванням форми зносу їх головок. Аналіз контактної взаємодії профіля ІТМ-73-02 з рейками із різним ступенем зносу показав, що запропонований профіль в порівнянні з існуючими має більші контактні плями та більш сприятливе їх розташування з позицій зменшення зносу гребенів коліс та бічних граней рейок.

2. Дослідження впливу запропонованого профілю ІТМ-73-02 на динаміку вагонів та їх взаємодію з рейковою колією показали, що інтенсивність зношення коліс зменшиться в 10-11 разів в порівнянні з випадком використання коліс зі стандартним профілем. Запропонований новий зносостійкий профіль обода коліс ІТМ-73-02 за прогнозними оцінками дозволить задовольнити за інтенсивністю зносу коліс вимоги, що пред'являються до перспективних вантажних вагонів.

3. Порівняльна оцінка динамічних якостей вагонів з різними візками із запропонованим профілем ІТМ-73-02 дозволила встановити, що застосування даного профілю забезпечують необхідний рівень нормованих показників динамічних якостей екіпажів. Також встановлено, що показники динаміки вагона з візками моделі 18-9817 мало залежать від форми профілів коліс і залишаються стабільними у всьому розглянутому діапазоні швидкостей руху екіпажа як в порожньому, так і навантаженому станах. А використання коліс з профілем ІТМ-73-02 не дає виграшу в порівнянні з застосуванням профілю ІТМ-73. Тому було

проведено подальші досліджень щодо вдосконалення профілю коліс для візка 18-9817 з метою поліпшення його взаємодії і умов контакту з рейкової колією.

4. Профіль ІТМ-73-03 розроблявся при одночасному аналізі двох функцій мети: динамічних показників вантажного вагону і зносу його коліс. Із сімейства побудованих профілів колеса обирався профіль, при завданні якого в розрахунках досягалися мінімально можливі значення цих функцій. Таким чином, використання вдосконаленого зносостійкого профілю коліс ІТМ-73-03 дозволяє при забезпеченні високих динамічних якостей вантажного вагона з підвищеним осьовим навантаженням (візки моделі 18-9817) помітно поліпшити процес взаємодії екіпажа і колії і в декілька разів знизити гребеневий знос коліс.

Оцінка можливості використання вдосконаленого профілю коліс у візках зі звичайним осьовим навантаженням показала, що використання нового профілю ІТМ-73-03 для обточування коліс вантажних вагонів з візками моделі 18-7020 з осьовим навантаженням 23,5 тс цілком допустимо.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота містить отримані автором результати, які в сукупності вирішують актуальне наукове завдання підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом вдосконалення профілів ободів коліс. Основні наукові результати дисертаційної роботи полягають у наступному:

1 Виконано аналіз проблем взаємодії вантажних вагонів з колією, характерних для залізничного транспорту України, який показав, що одним із актуальних завдань залишається зменшення інтенсивності зношення гребенів коліс. Передовий вітчизняний та світовий досвід свідчить, що низку цих проблем можна вирішити за рахунок подальшого вдосконалення форми профілю коліс. При цьому впровадження нових зносостійких профілів коліс на мережі залізниць України не потребує значних витрат у порівнянні з удосконаленням екіпажної частини рухомого складу і може дати значний техніко-економічний ефект.

2 Розроблено просторову математичну модель взаємодії вантажного вагона і колії довільного окреслення в плані, яка дозволяє враховувати особливості конструкції різних візків (стандартних і перспективних), зміну в процесі експлуатації параметрів технічного стану ходових частин екіпажів, а також можливість виникнення фаз одноточкового, двоточкового та конформного контакту на поверхнях обода колеса і головки рейки. Удосконалена математична модель взаємодії залізничного екіпажа і колії дозволяє визначати положення і розміри нееліптичних контактних плям та розподіл по них нормальних і дотичних сил взаємодії.

3 За результатами моделювання коливань вагонів з візками різного технічного стану отримано залежності від швидкості руху екіпажів показників їх динамічних якостей та інтенсивності зносу пари «колесо – рейка». Установлено, що найбільший вплив на динамічні показники системи «вагон – колія» із розглянутого ряду параметрів технічного стану ходових частин екіпажа чинить знос ободів коліс. Так, у порожнього вагона, обладнаного візками моделі 18-100 зі зношеними ободами коліс, при швидкості руху вище 60 км/год відбувається збільшення рамних сил в 2,3 рази, горизонтальних прискорень п'ятників кузова –

в 1,7 рази, сили взаємодії колеса та рейки збільшуються майже вдвічі. Показано, що застосування комплексної модернізації візків моделі 18-100 дозволяє не тільки знизити інтенсивність зносу елементів і вузлів ходових частин, а й зменшити його негативний вплив на динамічні якості вагона.

4 Виконано аналіз впливу форми профілю коліс вантажних вагонів на їх взаємодію з колією, який показав, що забезпечення конформного контакту пари «колесо – рейка» дозволяє значно зменшити інтенсивність їх зношення. Приведено результати експериментальних досліджень ефективності застосування зносостійких профілів коліс ІТМ-73 і ІТМ-73-01. Наведені експериментальні залежності зносу гребенів коліс від пробігу вагонів із серійними візками зі стандартними колесами, з комплексно модернізованими візками і візками моделі 18-7020 з профілем коліс ІТМ-73 свідчать, що використання профілю ІТМ-73 дозволило зменшити інтенсивність зносу гребенів коліс більш ніж в 2 - 2,5 рази, а застосування в вантажних вагонах спочатку для незношених коліс профілю ІТМ-73, а потім, при обточках, профілю ІТМ-73-01 дозволило зменшити знос гребенів коліс (у порівнянні зі стандартними колесами) більш ніж у чотири рази.

5 Показано, що додатковим шляхом збільшення терміну служби вагонних коліс, окрім зниження їх природного зносу, є збільшення можливого числа їх переточувань. Застосування профілю ІТМ-73-01 при обточуваннях коліс, як за зносом гребенів, так і за поверхневими дефектами дозволяє знімати менший шар металу, що істотно збільшує ресурс колеса. Найбільш раціональним є використання профілю ІТМ-73 при механічній обробці нових колісних пар, а ІТМ-73-01 при їх ремонті. При цьому значно зменшується як природний, так і технологічний знос коліс. При глибині вищербин до 3 мм застосування нового профілю ІТМ-73-01 дозволяє зменшити товщину шару металу, що знімається при обточуванні колеса в 2,5 рази, що сприяє продовженню терміну експлуатації коліс.

6 Розроблено нові зносостійкі профілі коліс (ІТМ-73-02, ІТМ-73-03) та виконано оцінку впливу їх застосування в візках різних конструкцій на динамічні якості екіпажів та показники їх взаємодії з колією. Нові профілі розроблялися при одночасному аналізі двох функцій мети: динамічних показників вантажного вагону і зносу його коліс. Із сімейства побудованих профілів колеса обирався профіль, при завданні якого в розрахунках досягалися мінімально можливі значення цих функцій. Показано, що використання запропонованих профілів ободу коліс у візках перспективних конструкцій моделей 18-7020 і 18-9817 дозволить при забезпеченні високих динамічних якостей екіпажів знизити інтенсивність зносу пари «колесо – рейка» в 4-5 разів в порівнянні з випадком використання коліс з профілем ІТМ-73 і в 10-11 разів – коліс зі стандартним профілем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Пасічник С. С., Рухлов І. В., Пальянов А. А., Резник Д. О., Безрукавий Н. В. Аналіз стану елементів тележек грузових вагонів нового покоління при плановому ремонті. Вагонний парк України. Харків. 2012. Вип. 8. С. 4 – 6.
2. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева І. Ю., Мащенко І. А., Лапіна Л. Г., Пасічник С. С., Подьельников І. В., Безрукавий Н. В. Оновлення парку грузових залізничних вагонів з підвищенням експлуатаційних якостей і збільшенням ресурсу ходових частин. Технічна механіка. 2013. № 4. С. 136 – 145.
3. Ушкалов В. Ф., Безрукавий Н. В. Збільшення ресурсу колесних пар за рахунок використання зносостійких профілів колес. Технічна механіка. 2015. № 1. С. 97 – 103.
4. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева І. Ю., Безрукавий Н. В. Прогнозування зміни профілю колес залізничного екіпажа внаслідок зносу в процесі експлуатації. Технічна механіка. 2015. № 4. С. 148 – 154.
5. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева І. Ю., Безрукавий Н. В. Вплив зміни форми профілів колес в процесі експлуатації на динамічні якості грузових вагонів і показники їх взаємодії з рейсовим шляхом. Технічна механіка. 2017. № 1. С. 65 – 71.
6. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева І. Ю., Безрукавий Н. В. Удосконалення ходових частин перспективного грузового вагона. Технічна механіка. 2017. № 4. С. 79 – 88.
7. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева І. Ю., Безрукавий Н. В. Зносостійкий профіль колеса для грузового вагона з підвищеною осовою навантаженням. Технічна механіка. 2018. № 1. С. 20 – 29.
8. Ushkalov V., Mokriy T., Malysheva I., Lapina L., Pasichnik S. and Bezrukavyy N. Reduction of freight car wheel wear of 1520 mm gauge railways// IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 985 (2020) 012004 doi:10.1088/1757-899X/985/1/012004.
9. Безрукавий Н. В. Рациональное использование износостойких профилей для увеличения срока эксплуатации вагонных колес. Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Вагони нового покоління – із ХХ в ХХІ сторіччя». Харків. 2013. С. 305.
10. V. F. Ushkalov, T. F. Mokriy, I. Yu. Malysheva, S. S. Pasichnik, I. V. Podyelnikov, N. V. Bezrukavyy. Extension of the wheelset operation life at 1520 mm track railways. 17 International wheelsets congress. Kiev: 2013. P. 91 – 98.
11. Ушкалов В. Ф., Пасічник С.С., Безрукавий Н. В. Порівняння застосування різних профілів колес у вагонах нової будови. Тези доповідей 75 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Дніпропетровськ. 2015. С. 58 – 59.

12. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малишева И. Ю., Пасичник С. С., Безрукавый Н. В. Модернизация ходовых частей грузовых вагонов – эффективный путь обновления парка грузового подвижного состава. Тезисы доповідей V Міжнародної партнерської конференції Eurotrain «Сучасний рухомий склад: пріоритети, інновації, перспективи». Львів. 2015. С. 54 – 55.
13. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малишева И. Ю., Пасичник С. С., Безрукавый Н. В. Оценка влияния различного технического состояния тележек вагонов на процессы их взаимодействия с рельсовым путем. Тезисы докладов XIV Международной научно-технической конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта». Дніпро. 2016. С. 112.
14. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малишева И. Ю., Безрукавый Н. В. Технологія раціонального застосування зносостійких профілів коліс рухомого складу для підвищення їх ресурсу. Тезисы доповіді в матеріалах 77 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Дніпро. 2017. С. 279 – 280
15. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малишева И. Ю., Подъельников И. В., Безрукавый Н. В. Патент Российской Федерации на полезную модель "Колесо железнодорожного грузового вагона". № 135965 – 24.07.2013. Бюл. № 36.
16. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малишева И. Ю., Под'ельніков І. В., Безрукавый Н. В. Патент України на корисну модель "Колесо вантажного залізничного вагона". №84375– 25.10.2013. Бюл. № 20.
17. Е. П. Блохин, С. В. Мямлин, Н. И. Сергиенко. Повышенный износ колес и рельсов – важнейшая проблема транспорт. Залізничний транспорт України: науково практичний журнал. 2011. №1. С. 10 – 14.
18. И. Э. Мартынов, В. Г. Маслиев, С. Д. Мокроусов, В. П. Щербаков, В. И. Нестеренко. Износ гребней колес грузовых вагонов и рельсов: проблема и пути ее решения Вагонный парк. 2013. №5. С.4 – 7
19. Рейдемейстер А. Г. Как износ колес сказывается на интенсивности износа гребней, боковом износе рельсов и ходовых качествах грузовых вагонов. Транспорт : зб. наук. праць ДШТУ. 1999. Вип. 4. С. 96 – 102.
20. Фомін О. В., Швець А. О., Болотов О. М., Сапарова Л. С. Визначення показників зносу за нерівномірного завантаження вантажного рухомого складу. Вісн. сертифікації залізн. трансп. 2020. № 01 (59). С. 19 – 29.
21. Кирильчук, О. А. Теоретичні дослідження горизонтальних коливань вагона, який обладнано колісними парами з незалежним обертанням коліс // Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2019. – № 2 (54). – С. 42–49.
22. Курган, Д. М., Губар О. В., Гаврилов М. О. Методика інженерного розрахунку коефіцієнта стійкості проти вкочування колеса на рейку. Наука та прогрес транспорту. 2020. № 3 (87). С. 71 – 80.
23. Швець А. О. Динаміка піввагонів від дії поздовжніх сил. Наука та прогрес транспорту. 2019. № 6 (84). С. 142 –155.
24. Determining the Causes of Rolling Stock Derailment from the Track Using Modern Research Methods [Electronic resource] / Andriy Kuzyshyn, Andriy Batig,

- Julia Sobolevska, Sergei Kostritsa, Lyudmila Ursulyak, Stepan Dovhaniuk // MATEC Web of Conferences. – 2019. – Vol. 294 : 2nd International Scientific and Practical Conference “Energy-Optimal Technologies, Logistic and Safety on Transport” (EOT-2019). – P. 1 – 8.
25. Reidemeister, A. G. Stability of motion of railway vehicles described with lagrange equations of the first kind / A. G. Reidemeister, S. I. Levytska // Наука та прогрес транспорту. – 2018. – № 5. – С. 93–103. – DOI: 10.15802/stp2018/148023.
 26. Мугинштейн Л.А., Богданов В.М., Сухов А.В., Ромен Ю.С. Основные причины повышенного износа рельсов и гребней колесных пар грузовых вагонов. Железнодорожный транспорт. 2020. № 7. С. 43 – 51.
 27. А. О. Швець, О. М. Болотов, Л. С. Сапарова Вплив режиму гальмування на знос коліс та стійкість вантажного рухомого складу. Вісник сертифікації залізничного транспорту. – 2018. – № 4 (50). – С. 68 – 82.
 28. Михайлов, Е. В. Возможности улучшения ресурсосбережения на рельсовом транспорте : монография / Е. В. Михайлов, А. Г. Рейдемейстер, С. А. Семенов. – Саарбрюккен, Германия : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2017. – 105 с. – ISBN: 978-3-359-85630-3.
 29. Бороненко Ю. П. Инновации в тележках грузовых вагонов: реальность и перспективы / Ю. П. Бороненко, Е. А. Рудакова, А. М. Орлова // Наука и транспорт. – 2009. – С. 14 – 17.
 30. Сравнительный анализ динамических показателей полувагонов нового поколения с нагрузкой от оси на рельсы 245 кН при использовании разных типов тележек / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, И. Ю. Малышева, И. А. Мащенко, Л. С. Заславский, П. Вайк // Техническая механика. – 2009. – № 3. – С. 26 – 30.
 31. Тележка для грузовых вагонов нового поколения / В. П. Ефимов, А. А. Пранов, А. Н. Баранов, К. А. Белоусов // Железнодорожный транспорт. – 2009. – № 6. – С. 58 – 61.
 32. Тележка «Моушн Контрол» для грузовых вагонов / А. А. Тен, М. Д. Лондон, И. Н. Комиссарова и др. // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2011. – № 4. – С. 16 – 19.
 33. Орлова А. М. Тележка типа «Barber-S-2»: первый этап эксплуатации / А. М. Орлова, В. С. Лесничий // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2012. – № 4. – С. 20 – 23.
 34. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса / У. Харрис, С. Захаров, Д. Ландгрэн, Х. Турне, В. Эберсон. – М.: Интекст, 2002. – 416 с.
 35. Vantuono W. New choices for better ride quality (smoother-riding freight cars) / W. Vantuono // Railway Age. – 1999. – № 5. – P. 37 – 38, 40, 44, 48, 50.
 36. Харыбин И. А. Скользуны: Результаты испытаний и перспективы применения / И. А. Харыбин, А. В. Додонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2010. – № 2. – С. 26 – 31.
 37. Петров Г. Оценка скользунов постоянного контакта / Г. Петров, Е. Адильханов, Ш. Секерова // Мир транспорта. – 2011. – № 1. – С. 28 – 37.

38. Пасичник С. С. Изменения конструкции скользуна комплексно модернизированной тележки для предотвращения потери ролика во время эксплуатации / С. С. Пасичник // Вагонный парк. – 2010. – № 1. – С. 6 – 7.
39. Великанов А. В. Перспективная пара трения фрикционного клинового гасителя колебаний тележек грузовых вагонов / А. В. Великанов, С. И. Пашарин, Е. И. Юрьева // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 3. – С. 35 – 39.
40. Повышение ресурса пар трения перспективных грузовых тележек / В. А. Чернов, В. П. Ефимов, А. А. Пранов, И. Н. Еленевский, К. А. Белоусов // Безопасность движения, совершенствование конструкции вагонов и ресурсосберегающие технологии в вагонном хозяйстве: сб. тр. – Екатеринбург: УрГУПС. – 2010. – Вып. 76. – С. 33 – 39.
41. Turanov Kh. Исследование влияния геометрических параметров пар трения пружинно-фрикционного комплекта тележки грузового вагона на эффективность их работы. Investigation of the influence of friction pairs geometrical parameters of wagon truck spring-frictional set on the effectiveness of their operation / Kh. Turanov at el. // Transp. Probl. – 2011. – № 1. – С. 63 – 71.
42. Volf В. Влияние массы и рессорного подвешивания на динамические свойства тележек / В. Volf // Железные дороги мира. – 2005. – № 7. – С. 49 – 53.
43. Васильев С. Г. Сравнение динамической нагруженности боковой рамы тележки грузового вагона при наличии и отсутствии буксового амортизатора / С. Г. Васильев, А. М. Орлова, Е. А. Рудакова // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты ; III научно-техническая конференция, 2003, Санкт-Петербург, Россия.– 2003. – С. 12 – 15.
44. Богданов В. М. Влияние упругих адаптеров в буксовом узле на параметры воздействия на путь грузовых вагонов с повышенной осевой нагрузкой / В. М. Богданов, М. А. Левинзон, А. В. Коваленко // Вестник ВНИИЖТ. – 2005. – №3. – С. 5 – 10.
45. Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues. – USA : International Heavy Haul Association, 2001. – 482 p.
46. Оценка влияния параметров диагональных связей между боковыми рамами перспективной тележки на показатели динамических качеств полувагона нового поколения / В. Ф. Ушкалов, Т. Ф. Мокрый, И. Ю. Малышева, И. А. Мащенко // Техническая механика. – 2009. – № 2. – С. 3 – 10.
47. Scheffel H. Comparison of the Hunting Stability of Conventional Railway Bogies and Bogies having Inter-Axle Linkages / H. Scheffel // Engineering Mechanics: Paper presented at the X International Conference on Problems in Mechanics of Railway Transport in Dnepropetrovsk, Ukraine, (May 2000).
48. Ушкалов В. Ф. Комплексная модернизация ходовых частей грузовых вагонов /В.Ф. Ушкалов, Т.Ф. Мокрый, И.А. Мащенко, И.Ю. Малышева, С.С. Пасичник //Вагонный парк Украины – 2007. – №2. – С. 18 –22.

49. Сергиенко Н.И. Решение проблем подвижного состава железных дорог Украины через взаимодействие государственного и частного секторов экономики // Вагонный парк. – 2010. - №6. – С. 39 – 42.
50. Тележка двухосная 18-9817 с нагрузкой от колесной пары на рельс 25 тс. [Электронный ресурс]. – URL http://okb.at.ua/publ/telezhka_dvukhosnaja_modeli_18_9817_s_nagruzkoi_ot_kolesnoj_pary_na_relsy_25t/1-1-0-6.
51. Carter F. On the Action of a Locomotive Driving Wheel / F. Carter // Proceedings of Royal Society. –1926. – Ser. A, V. 112. – P. 151–157.
52. Johnson K. L. The Effect of a Tangential Force upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere upon a Plane / K. L. Johnson // Journal of Applied Mechanics. – 1958. – V. 25.N. – P. 339 – 346.
53. Johnson K. L. Contact of Non-spherical Bodies Transmitting Tangential Forces / K. L. Johnson, P. J. Vermeulen // Journal of Applied Mechanics. – 1964. – V. 31.N. – P. 339 – 340.
54. Garg V. Dynamics of Railway Vehicle System / V. Garg, R. Dukkipati. – Toronto : Academic press, 1984. – 407 p.
55. Haines D. J. Contact Stress Distributions on Elliptical Contact Surfaces Subjected to Radial and Tangential Forces / D. J. Haines, E. Ollerton // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1963. – V. 177, N. 4. – P. 95
56. Halling J. Microslip Between a Rolling Element and its Track Arising from Geometric Conformity / J. Halling // Journal of Mechanical Engineering Science. – 1964. – V. 6, N. 1. – P.64 – 73.
57. Kalker J. J. On the Rolling Contact of Two Plastic Bodies in the Presence of Dry Friction : Ph. D. dissertation / J. J. Kalker. – Delft, Netherlands, 1967. – 200 p.
58. De Pater A. D. On the Reciprocal Pressure Between Two Bodies / A. D. De Pater // Proceedings of a Symposium on Rolling Contact Phenomena. – Amsterdam : Elsevier, 1962. – P. 29 – 75.
59. Kalker J. J. Simplified Theory of Rolling Contact / J. J. Kalker // Delft Progress Report. Series C : Mechanical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding. – 1973. – N. 1. – P. 1 – 10.
60. Kalker J. J. Some New Results in Rolling Contact / J. J. Kalker, J. Piotrowski // Vehicle System Dynamics. – 1989. – V. 18. – P. 223 – 242.
61. Hertz H. Gesammelte Werke. V. 1 / H. Hertz. – Leipzig, 1895. – 155 p.
62. Piotrowski J. A Theory of Wheelset Forces for Two Point Contact Between Wheel and Rail / J. Piotrowski // Vehicle System Dynamics. – 1982. – V. 11. – P. 69 – 87.
63. Kalker J. J. Survey of Wheel-Rail Rolling Contact Theory / J. J. Kalker // Vehicle System Dynamics. – 1979. – V. 8. – P. 317 – 379.
64. Piotrowski J. The Elastic Cross-Influence Between Two Quasi-Hertzian Contact Zones / J. Piotrowski, J. J. Kalker // Vehicle System Dynamics. – 1988. – V. 17. – P. 337 – 367.
65. Pascal J. P. New Method for Reducing the Multicontact Wheel/Rail Problem to One Equivalent Contact Patch / J. P. Pascal, G. Sauvage // The Dynamics of

- Vehicles on Roads and on Tracks : Proceedings of 12th IAVSD-Symposium. – France, Lyon, 1991. – P. 475 – 490.
66. Ushkalov V. On a Vehicle Wheel-Rail Interaction / V. Ushkalov, I. Malysheva // Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms : Proceedings. – Italy, Milan : Politecnico di Milano, 1995. – V. 2. – P. 941 – 945.
67. Linder C. Prediction of Wheel Wear / C. Linder, H. Brauchli // Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Budapest, Hungary, 1996. – P. 215 – 223.
68. Языков В. Н. Применение модели негерцевского контакта колеса с рельсом для оценки динамических качеств грузового тепловоза : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.22.07 – Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация / Языков Владислав Николаевич. – Брянск, 2004. – 21 с.
69. Winkler E. Die Lehre von der Elastizität und Festigkeit mit Besonderer Rücksicht auf, ihre Anwendung in der Technik, für Polytechnische Schulen, Bauakademien, Ingenieure, Maschinenbauer, Architekten, etc / E. Winkler. – Prague : Dominicius, 1867. – 388 s.
70. Carter F. On the Stability of Running of Locomotives / F. Carter // Proceedings of Royal Society. – 1928. – Ser. A, V. 121. – P. 585 – 611.
71. Müller T. Kraftwirkungen an Zweiachsigen Triebgestell bei Antrieb der Radsätze durch Gelenkwellen / T. Müller // Glasers Annalen. – 1961. – V. 85. – S. 203-209.
72. Kalker J. J. Review of Wheel-Rail Rolling Contact Theories. In the General Problem of Rolling Contact / J. J. Kalker // Transactions of American Society of Mechanical Engineers, Applied Mechanics Division. – 1980. – V. 40. – P. 77 – 92.
73. Bautista E. Wheel/Rail Creepage for High Speed / E. Bautista, E. Garsia, B. Lobato // Proceedings of the 4th International Conference on Railway Bogies and Running Gears. – Budapest, Hungary, 1998. – P. 197 – 212.
74. Ушкалов В. Ф. О применении различных гипотез при определении сил псевдоскольжения / В. Ф. Ушкалов, И. Ю. Малышева // Динамические характеристики механических систем. – Киев : Наукова думка, 1984. – С. 95 – 101.
75. Kalker J. J. The Tangential Force Transmitted by Two Elastic Bodies Rolling over Each Other with Pure Creepage / J. J. Kalker // Wear. – 1968. – V. 11, N. 6. – P. 421 – 440.
76. Johnson K. L. Contact of Non-Spherical Bodies Transmitting Tangential Forces / K. L. Johnson, P. J. Vermeulen // Journal of Applied Mechanics. – 1964. – V. 31, N. 2. – P. 339 – 340.
77. White R. C. Guideway–Suspension Tradeoffs in Rail Vehicle Systems / R. C. White, D. A. Limbert, J. K. Hedrick, N. K. Cooperrider // Report DOTOS-50107. – Washington, U. S. Department of Transportation, 1978. – 100 p.
78. Levi R. Etude Relative an Contact des Roues sur le Rail / R. Levi // Revue Generale des Chemins de fer. – 1935. – V. 54. – P. 81 – 109.

79. Matsui N. A Practical Calculation Method of Quasi-Static Curving Performance of Railway Bogie Vehicles / N. Matsui // *Vehicle Systems Dynamics*. – 1979. – V. 8, N. 2-3. – P. 152 – 157.
80. Chartet A. La Theorie Statique de Derailment d'un Essieu / A. Chartet // *Revue Generale des Chemins de fer*. – 1950. – V. 69. – P. 57 – 63.
81. Ushkalov V. F. The Creep Force Model for Different Conditions of Wheel-Rail Rolling Contact / V. F. Ushkalov, A. I. Alexandrov // *Rail Transportation: Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers*. – New York, 1989. – P. 189 – 196.
82. Исследование влияния параметров взаимодействия пары «колесо – рельс» на динамику железнодорожных экипажей. Разработка рекомендаций по улучшению характеристик взаимодействия: отчет о НИР (промежуточ.) / Институт технической механики НАНУ и НКАУ ; руководитель НИР В. Ушкалов. – Днепропетровск, 2003. – 119 с. – № государственной регистрации 0199U001194. – Инв. № 111-14/2003. – Тема 241.
83. Xu G. Nonlinear Stability Analysis of a Bogie of a Low-Platform Wagon / G. Xu, A. Steindl, H. Troger // *The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks : Proceedings of 12th IAVSD-Symposium*. – France, Lyon, 1991. – P. 653-665.
84. Погорелов Д. Ю. Модификация алгоритма FASTSIM решения задачи контакта колеса и рельса / Д. Ю. Погорелов, В. Н. Языков // *Вестник Брянского государственного технического университета*. – 2004. – № 2(2). – С. 1 – 7.
85. Polach O. Creep Forces in Simulations of Traction Vehicles Running on Adhesion Limit / O. Polach // *Proceedings of 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. – Sweden, Gothenburg, 2003. – P. 279 – 285.
86. Hou K. Thermal Effect on Adhesion in Wheel/Rail Interface / K. Hou, J. Kalousek // *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. – Hungary, Budapest, 1996. – P. 239 – 244.
87. Nielsen J. Tangential Contact Problem with Friction Coefficients Depending on Sliding Velocity / J. B. Nielsen, A. Theiler // *Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. – Hungary, Budapest, 1996. – P. 44 – 51.
88. Вериго М. Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган. – М. : Наука, 1986. – 559 с.
89. Коган А. Я. Оценка износа рельсов и бандажей колесных пар при движении подвижного состава в кривых участках пути / А. Я. Коган // *Вестник ВНИИЖТ*. – 1990. – № 2. – С. 36 – 40.
90. Шпехт В. Новые данные об износе колес грузовых вагонов / В. Шпехт // *Железные дороги мира*. – 1988. – № 10. – С. 11 – 19.
91. Meehan P. A. Wear-Type Rail Corrugation Prediction and Prevention / P. A. Meehan, W. J. T. Daniel, T. Campey // *Proceedings of 6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. – Sweden, Gothenburg, 2003. – P. 445 – 454.

92. Guidelines to Best Practices for Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues. – USA: International Heavy Haul Association, 2001. – 482 p.
93. Zakharov S. Wheel Flange/Rail Head Simulation / S. Zakharov, I. Komarovsky, I. Zharov // Wear. – 1998. – V. 215. – P. 18 – 24.
94. Ushkalov V. F. Wheelset and Rail Wear on Ukrainian Railways / V. F. Ushkalov // Proceedings of the 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. – Hungary, Budapest, 1996. – P. 250 – 258.
95. Archard J. F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces / J. F. Archard // Journal of Applied Physics. – 1953. – V. 24. – P. 981 – 988.
96. Оптимизация взаимодействия колеса и рельса / Железные дороги мира. – 2003. - №1. – С. 66 – 70.
97. Есвелд К. Оптимізація форми профілю залізничного колеса / К. Есвелд, В. Л. Макін, І. Шевцов // Залізничний транспорт України. – 2006. – №4. – С. 76 – 78.
98. Magel E. Оптимизация профилей колес и рельсов / E. Magel, A. Tajaddini // Железные дороги мира. – 2007. – № 10. – С. 62 – 64.
99. Абдурашитов А.Ю. О влиянии особенностей профилей колес и рельсов на их взаимодействие / А.Ю. Абдурашитов // Путь и путевое хозяйство. – 2015. - №11. – С. 2 – 7.
100. Абдурашитов, А.Ю. Взаимоувязанные профили рабочих поверхностей колес и рельсов / А.Ю. Абдурашитов // Железнодорожный транспорт. – 2018. - №12. – С. 41– 46.
101. Горячев И.Г. Трибодинамическое моделирование эволюции профилей колес и рельсов и контакто-усталостной поврежденности при некоторых параметрах пути и экипажа / И.Г. Горячев, С.М. Захаров, С.Н. Сощенко и др. // Вестник ВНИИЖТ 2/2010. С.19 – 26.
102. Орлова А.М., Савушкин Р.А., Федорова В.И. Разработка улучшенного профиля колеса для грузового вагона. Теоретическое обоснование. Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2018;77(5):269 – 279.
103. Ромен Ю.С. Гармонизация профилей рельса и колесной пары / тезисы XI Международной научно-технической конференции «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты», С. 20 – 22, СПб – 2016 г.
104. Ромен Ю.С. Проблема формы профиля в системе «колесо-рельс» / Ю.С. Ромен // Путь и путевое хозяйство. – 2016. – №11. С. 35 – 39.
105. Сакало А.В. Совершенствование профиля поверхности катания колеса вагона на основе критерия контактной усталости. / А.В. Сакало// Диссертация...кандидата технических наук: 05.22.07 / Брянский государственный технический университет. 2011 – 142 с.
106. Krettek O. About the influence of wheel-profile of self-steering wheel-set on the amount of wear: Proceeding of the 2nd mini conference on Contact Mechanics and Wear of Rail // Wheel Systems. Budapest, 29-31 July 1996. P. 224 – 234.

107. Persson I., Iwnicki S. «Optimization of Railway Wheel Profiles Using a Genetic Algorithm». // Extensive summaries of 18th IAVSD Symposium "Dynamics of vehicles on roads and tracks", Japan, 2003.
108. Polach, A. «Wheel profile design for the targeted conicity and a wide contact spreading», 8 th International conference on contact mechanical and wear of rail/wheel systems (CM 2009), September 15-18, Firenze, Italy, 2009.
109. Shevtsov, I. Y. Wheel/Rail Interface Optimization, the Netherlands. - 2008. p. 218.
110. Lin, F., Zhou, S., Dong, X., Xiao, Q., Zhang, H., Hu, W., et al.: Design method of LM thin flange wheel profile based on NURBS. Veh. Syst. Dyn. 114, 1–16 (2019).
111. Cui, D., Wang, R., Allen, P., An, B., li, L., Wen, Z.: Multi-objective optimization of electric multiple unit wheel profile from wheel flange wear viewpoint. Struct. Multidiscip. Optim. 59, 279–289 (2018).
112. Magalhães, H., Marques, F., Liu, B., Antunes, P., Pombo, J., Flores, P., et al.: Implementation of a non-hertzian contact model for railway dynamic application. In: Multibody System Dynamics (2019).
113. Marques, F., Magalhães, H., Liu, B., Pombo, J., Flores, P., Ambrósio, J., et al.: On the generation of enhanced lookup tables for wheel–rail contact models. Wear 434 – 435, 202993 (2019).
114. W. M. Zhai, X. S. Jin, Z. F. Wen, and X. Zhao, “Wear problems of high-speed wheel/rail systems in china: observations, causes, and counter measures,” in Proceedings of the 11th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/wheel Systems, Delft, Netherland, September 2018.
115. Commings, Scott. Wheel Profile design and maintenance / 24th Annual AAR Research Review // Colorado Springs, Colorado, USA.
116. Л. Г. Лапина, И. А. Мащенко. Особенности использования записей вагона-путеизмерителя при построении возмущений для динамических расчетов грузовых вагонов. Техническая механика. – 2011. – № 1. – С. 3 – 11.
117. Сухов А.В., Борщ Б.В., Габец А.В. Повышение износостойкости пары трения клин фрикционный - планка фрикционная клинового гасителя колебаний тележки грузового вагона // Вестник ВНИИЖТ. - 2015. - № 5. - С. 25 – 29.
118. Мурадян Л. А. Опытные маршруты ДИИТ: «Опытная эксплуатация – научное обоснование – массовое внедрение»/Л. А. Мурадян, А. А.Мищенко, В. Ю. Шапошник // Вагонный парк. – 2016. – № 5/6. – С. 57 – 59.
119. Мурадян Л.А., Пиценко И.В., Шапошник В.Ю. Исследование эксплуатационных свойств цельнокатаных колес вагонов. Сучасний рух науки : ІХ Міжнар. наук.-практ. інтернет-конф., 2–3 груд. 2019 р. Дніпро, 2019. Т. 2. С. 545 – 547.
120. Буйносов А.П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава: Монография. — М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. – 224 с.

ДОДАТОК А
ДОВІДКИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ
РОБОТИ

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Заступник директора з
 наукової роботи ІГТМ НАНУ
 член-кореспондент НАН України



О. П. Круковський

02.2021

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи на здобуття
 наукового ступеня кандидата технічних наук (спеціальність 05.22.07 –
 Рухомий склад залізниць та тяга поїздів)

Безрукавого Назара Васильовича

**«Підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом
 вдосконалення профілів коліс»**

Дисертацію Безрукавого Н. В. присвячено вирішенню питань удосконалення ходових частин вантажних вагонів для покращання процесів їх взаємодії з колією і підвищення ресурсу колісних пар. Розроблено математичне забезпечення, яке дозволяє досліджувати коливання різних одиниць вантажного рухомого складу з різними конструкціями існуючих і перспективних візків, зміну параметрів їх технічного стану у процесі експлуатації по прямих та криволінійних ділянках колії. За результатами теоретичних досліджень розроблено низку зносостійких профілів ободів коліс та запропоновано раціональні варіанти переточування коліс за зносостійкими профілями для підвищення ресурсу колісних пар за рахунок мінімізації як природного, так і технологічного зносу. Результати теоретичних досліджень підтверджено експериментальними даними. Застосування запропонованих профілів дозволило знизити інтенсивність гребеневого зносу коліс при експлуатації на українських залізницях більше ніж у 4 рази.

Результати роботи Безрукавого Н. В. в частині взаємодії колеса та рейки в зоні їх контакту знайшли використання в роботах інституту, направлених на удосконалення взаємодії з колією рейкового транспорту промислових підприємств.

Провідний науковий співробітник
 ІГТМ НАНУ
 кандидат технічних наук,
 академік Транспортної
 Академії України

В. В. Говоруха

Міністерство освіти і науки України

Дніпровський
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ
АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА

Львівська філія

79052, м Львів, вул. Блажкевич, 12а
Тел.: (032) 226-01-47,
Тел.-факс: (0322) 67-04-86



Ministry of Education and Science of
Ukraine

DNIPRO
NATIONAL UNIVERSITY OF RAILWAY
TRANSPORT NAMED AFTER
ACADEMICIAN V. LAZARIAN

Lviv branch

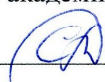
79052, Lviv, Blazhkevych str., 12a
tel: +38 (032) 226-01-47,
fax+38 (032) 267-04-86

"22" лютого 2021р. № 13

На № _____ від _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Львівської філії
Дніпровського національного
університету залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна, к.т.н., доцент

 Я.В. Болжеларський

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Безрукавого Назара Васильовича на тему «Підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом вдосконалення профілів коліс» у навчальному процесі Львівської філії Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Теоретичні та практичні положення, сформульовані у дисертаційній роботі Безрукавого Назара Васильовича «Підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом вдосконалення профілів коліс» впроваджені у лекційних курсах з дисциплін: «Вагони магістрального та промислового транспорту і контейнери», «Технологія ремонту вагонів та вагоноремонтні машини», «Ресурсозберігаючі технології», які викладаються студентам денної форми навчання за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт».

Результати досліджень дозволяють студентам отримати уявлення про шляхи підвищення ресурсу залізничних коліс та процеси взаємодії рухомого складу з рейковою колією використовуючи різні форми профілю обода коліс вантажних вагонів.

Декан факультету Львівської філії
к.т.н., доцент



Ю.Г. Соболевська

Завідувач кафедру «Рухомий склад і колія»
Львівської філії к.т.н., доцент



О.М. Баль



МІНІСТЕРСТВО ЮСТИЦІЇ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ СУДОВИХ ЕКСПЕРТИЗ
 вул. Липинського, 54, м. Львів, 79024, тел. 231-70-61, e-mail: lndise@ukr.net, ЄДРПОУ 23272864

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

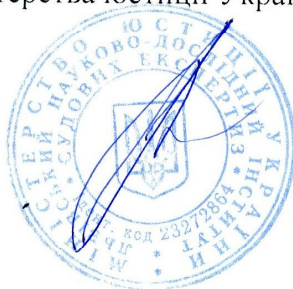
результатів дисертаційної роботи на здобуття наукового ступеня
 кандидата технічних наук
 (спеціальність 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів)
Безрукавого Назара Васильовича
**«Підвищення ресурсу колісних пар вантажних вагонів шляхом
 вдосконалення профілів коліс»**

В дисертаційній роботі Н. В. Безрукавим було проведено розробку заходів щодо покращення взаємодії вантажних вагонів з колією та підвищення ресурсу залізничного колеса, що може бути використано при побудові механізму залізнично-транспортної пригоди у випадку сходу рухомого складу з рейкової колії.

Було розроблено просторову математичну модель коливань вантажного вагона при його русі по колії довільного окреслення в плані, яка дозволяє враховувати зміну в процесі експлуатації параметрів технічного стану вагонів зі стандартними і перспективними візками та отримувати числові значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки ресорного підвішування, коефіцієнту запасу стійкості від сходу колеса з рейки.

Враховуючи актуальність розглянутої теми, отримані результати можуть бути використані в науковій роботі та при дослідженні залізнично-транспортних пригод у Львівському науково-дослідному інституті судових експертиз Міністерства юстиції України.

Директор



Оксана КУМАНСЬКА-НОР

ДОДАТОК Б
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ ТА
ВІДОМОСТІ ПРО АПРОБАЦІЮ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні праці:

1. Пасичник С.С., Рухлов И.В., Пальянов А.А., Резник Д.О., Безрукавый Н.В. Анализ состояния элементов тележек грузовых вагонов нового поколения при плановом ремонте. Вагонный парк Украины. Харьков: 2012. Вып. 8. С. 4 – 6.
2. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малышева И.Ю., Мащенко И.А., Лапина Л.Г., Пасичник С.С., Подъяельников И.В., Безрукавый Н.В. Обновление парка грузовых железнодорожных вагонов с повышением эксплуатационных качеств и увеличением ресурса ходовых частей. Техническая механика. 2013. № 4. С. 136 – 145.
3. Ушкалов В.Ф., Безрукавый Н.В. Увеличение ресурса колесных пар за счет использования износостойких профилей колес. Техническая механика. 2015. № 1. С. 97 – 103.
4. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малишева И.Ю., Безрукавый Н.В. Прогнозирование изменения профиля колес железнодорожного экипажа вследствие износа в процессе эксплуатации. Техническая механика. 2015. № 4. С. 148 – 154.
5. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малышева И.Ю., Безрукавый Н.В. Влияние изменения формы профилей колес в процессе эксплуатации на динамические качества грузовых вагонов и показатели их взаимодействия с рельсовым путем. Техническая механика. 2017. № 1. С. 65 – 71.
6. Ушкалов В. Ф., Мокрый Т.Ф., Малишева И.Ю., Безрукавый Н.В. Усовершенствование ходовых частей перспективного грузового вагона. Техническая механика. 2017. № 4. С. 79 – 88.
7. Ушкалов В.Ф., Мокрый Т.Ф., Малишева И.Ю., Безрукавый Н.В. Износостойкий профиль колеса для грузового вагона с повышенной осевой нагрузкой. Техническая механика. 2018. № 1. С. 20 – 29.

8. Ushkalov V., Mokriy T., Malysheva I., Lapina L., Pasichnik S. and Bezrukavyy N. Reduction of freight car wheel wear of 1520 mm gauge railways// IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 985 (2020) 012004 doi:10.1088/1757-899X/985/1/012004.

Праці апробаційного характеру:

9. Безрукавий Н.В. Рациональное использование износостойких профилей для увеличения срока эксплуатации вагонных колес. Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Вагони нового покоління – із ХХ в ХХІ сторіччя». Харків. 2013. С. 305.

10. Ushkalov V.F., Mokriy T.F., Malysheva I.Yu., Pasichnik S.S. , Podyelnikov I.V., Bezrukavyy N.V. Extension of the wheelset operation life at 1520 mm track railways. 17 International wheelsets congress. Kiev: 2013. P. 91 – 98.

11. Ушкалов В.Ф., Пасичник С.С., Безрукавий Н.В. Порівняння застосування різних профілів коліс у вагонах нової будови. Тези доповідей 75 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Дніпропетровськ. 2015. С. 58 – 59.

12. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Пасичник С.С., Безрукавий Н.В. Модернізація ходових частей грузовых вагонов – эффективный путь обновления парка грузового подвижного состава. Тези доповідей V Міжнародної партнерської конференції Eurotrain «Сучасний рухомий склад: пріоритети, інновації, перспективи ». Львів. 2015. С. 54 – 55.

13. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Пасичник С.С., Безрукавий Н. В. Оценка влияния различного технического состояния тележек вагонов на процессы их взаимодействия с рельсовым путем. Тезисы докладов XIV Международной научно-технической конференции «Проблемы механики железнодорожного транспорта». Дніпро. 2016. С. 112.

14. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Безрукавий Н.В. Технологія раціонального застосування зносостійких профілів коліс рухомого складу для підвищення їх ресурсу. Тези доповіді в матеріалах 77 Міжнародної

науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту». Дніпро. 2017. С. 279 – 280

Додаткові праці, які відображають наукові результати дисертації:

15. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малышева И.Ю., Подъельников И.В., Безрукавый Н.В. Патент Российской Федерации на полезную модель "Колесо железнодорожного грузового вагона". № 135965 – 24.07.2013. Бюл. № 36.

16. Ушкалов В.Ф., Мокрий Т.Ф., Малишева І.Ю., Под'ельніков І.В., Безрукавий Н.В. Патент України на корисну модель "Колесо вантажного залізничного вагона". №84375– 25.10.2013. Бюл. № 20.