

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ПЕРЕВОЗНИК ІГОР АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 621.874.027.5:531(043.5)

ДИСЕРТАЦІЯ

**ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ
ХОДОВИХ КОЛІС ЧЕРЕЗ СТИКИ РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ**

Спеціальність 133 – «Галузеве машинобудування»

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ І.А.Перевозник

Науковий керівник – Фідровська Наталія Миколаївна
доктор технічних наук, професор

Харків – 2026

АНОТАЦІЯ

Перевозник І. А. Дослідження ударних навантажень при проходженні ходових коліс через стики рейкового шляху. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2026.

У зв'язку з підвищеним руйнуванням матеріалу кранових ходових коліс мостових кранів внаслідок різних причин: зносу реборд і ходових частин коліс механізмів пересування кранів при перекосі мосту крана при застосуванні роздільних приводів механізмів пересування мостових кранів; зменшення міцності ходових частин коліс внаслідок динамічних навантажень і при наявності стиків рейкових колій значно падає довговічність самих ходових коліс і надійність роботи механізмів пересування. При пересуванні ходових коліс по рейковим коліям при проходженні місцевих нерівномірностей, таких як стики, наплавлення від зварювання, вибоїни і т. ін. виникають ударні навантаження. Особливо це стосується мостових кранів, які мають жорстку ходову частину. Найбільше число ушкоджень металоконструкцій мостових кранів має місце в кінцевих балках у місцях закріплення ходових коліс. Головною причиною цього являється високий рівень динамічних ударних навантажень, які діють на кранові колеса і відповідно, на кінцеві балки при проходженні краном стиків.

Аналіз поточного стану наукових досліджень свідчить про їх фрагментарність: наявні публікації здебільшого охоплюють лише окремі компоненти інженерного аналізу механізмів пересування. Зокрема, йдеться про визначення опору пересування ходових коліс та визначення напружень стиску в точці контакту колеса і рейки.

Всі ці питання стали основою для формулювання актуальної **науково-технічної задачі**: розробка комплексної методології розрахунку напруженого

стану ходового колеса і підкранової рейки при проході через рейковий стик і встановлення критичних значень допустимої висоти цього стику.

Наукова ідея дисертації полягає у впровадженні комплексного підходу до аналітичного і експериментального визначення напруженого стану ходового колеса і підкранової рейки при урахуванні багатofакторної природи експлуатаційних навантажень.

Мета дослідження – розробити науково обґрунтовані методичні рекомендації для інженерів-конструкторів щодо допустимих значень висоти рейкового стику для мостових кранів, які не будуть призводити до прискореного руйнування ходового вузла.

Об’єкт досліджень – процес формування коливань в підкрановій балці під час руху кранових ходових коліс по рейковій колії з дефектами шляху.

Предмет дослідження – взаємозв’язок конструктивних параметрів рейкових колій і динамічних навантажень, які виникають при русі ходових коліс.

Методи досліджень – базуються на використанні аналітичних та чисельних методик розрахунків напружено-деформованого стану циліндричних оболонок, варіаційного методу, методу Лагранжу, метод математичного, комп’ютерного і фізичного моделювання. Експериментальні дослідження базуються на застосуванні прийнятих тензометричних вимірюваннях, обробки результатів методами математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів

Вперше:

- отримано чисельні характеристики і аналітичні залежності зміни напружено-деформованого стану системи «колесо – рейка – підкранова балка»;
- встановлено характер розподілення напружено-деформованого стану рейки при різних конструкціях підкранової балки;
- отримано аналітичний метод визначення динамічних факторів при проходженні ходовим колесом рейкового стику;
- розроблено науково обґрунтовані рішення, які направлені на підвищення довговічності системи «колесо – рейка – підкранова балка».

Для досягнення означеної мети сформульовані наступні завдання:

- проаналізувати та оцінити сучасний стан умов роботи та розрахунку елементів системи «колесо – рейка – підкранова балка»;
- провести теоретичні дослідження напружено-деформованого стану ходового кранового колеса, рейки і підкранової балки;
- визначити динамічні зусилля, які виникають при переході кранового колеса через стик рейкової колії;
- провести експериментальні дослідження, які підтвердять отримані теоретичні рішення.
- розробити методику розрахунку

Практичне значення отриманих результатів.

- Проведене дослідження пересування кранових ходових коліс по рейкам, які мають різні стики дозволяє більш обґрунтовано визначати розміри допустимих стиків, які не викликають критичних значень динамічних навантажень і зносу ходових коліс. Проведений експеримент на діючому крані, який довів, що запропонований метод розрахунку може бути впроваджений в практику проєктування і виготовлення ходових коліс мостових кранів.

- Результати дисертаційного дослідження аспіранта Перевозника І.А. впроваджено у виробничу діяльність шляхом передачі методичних рекомендацій, розроблених на їх основі, АТ «Харківський машинобудівний завод «Світло шахтаря» (Додаток А) і регіональній філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця» (Додаток Б).

Крім цього, отримана автором методика розрахунку ходових коліс впроваджена в робочу програму навчальної дисципліни «Вантажопідйомна, транспортна і транспортуюча техніка», яка викладається в Харківському національному університеті для студентів Освітньо-наукової програми «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання» (G11.03) (Додаток В).

Дисертаційну роботу на тему «Дослідження ударних навантажень при проходженні ходових коліс через стики рейкового шляху» було піддано перевірці

на наявність текстових запозичень із використанням спеціалізованої системи виявлення академічного плагіату StrikePlagiarism.com. За результатами автоматизованого аналізу встановлено, що коефіцієнт подібності становить 13,94%, а коефіцієнт цитування – 1,27%, що свідчить про високий рівень самостійності та академічної відповідальності автора.

Таким чином, проведений аналіз не виявив жодних ознак академічного плагіату. Отримані результати повністю підтверджують відповідність дисертації вимогам академічної доброчесності, визначеним чинним законодавством України, зокрема Законом України «Про освіту» та нормативними актами Міністерства освіти і науки України.

Ключові слова: колесо кранове ходове; рейка; підкранова балка; рейковий стик; напружено-деформований стан; динамічні сили; механізм пересування; ударні навантаження; вантажопідйомний кран; коливання системи; експериментальні дослідження; прогин; тензометричні дослідження; привод механізму; надійність; довговічність, математична модель, закони міцності, деформації.

ABSTRACTS

Perevoznyk I.A. Research of shock loads when running wheels pass through rail track joints. – Qualification scientific work as manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy in specialty 133 – «Industrial Mechanical Engineering». – Kharkiv National Automobile and Road University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2026.

Due to the increased destruction of the material of the crane running wheels of bridge cranes due to various reasons: wear of the flanges and running parts of the wheels of the crane movement mechanisms when the crane bridge is skewed when using separate drives of the bridge crane movement mechanisms; reduction in the strength of the running parts of the wheels due to dynamic loads and in the presence of rail track joints, the durability of the running wheels themselves and the reliability of the

movement mechanisms significantly decrease. When the running wheels move along the rail tracks, when passing local irregularities, such as joints, welding deposits, potholes, etc., shock loads arise. This is especially true for bridge cranes, which have a rigid running part. The greatest number of damages to the metal structures of bridge cranes occurs in the end beams in the places where the running wheels are fixed. The main reason for this is the high level of dynamic shock loads that act on the crane wheels and, accordingly, on the end beams when the crane passes through the joints.

An analysis of the current state of scientific research indicates its fragmentation: available publications mostly cover only individual components of engineering analysis of locomotion mechanisms. In particular, it concerns the determination of the resistance to movement of running wheels and the determination of compressive stresses at the point of contact between the wheel and the rail.

All these questions became the basis for the formulation of an actual **scientific and technical task**: the development of a comprehensive methodology for calculating the stress state of the running wheel and crane rail when passing through rail joint and establishing critical values of the permissible height of this joint.

The scientific idea of the dissertation is to introduce a comprehensive approach to the analytical and experimental determination of the stress state of the running wheel and crane rail while taking into account the multifactorial nature of operational loads.

The purpose of the study is to develop scientifically based methodological recommendations for design engineers regarding permissible values of the rail joint height for bridge cranes that will not lead to accelerated destruction of the running unit.

The object of research is the process of formation of vibrations in the crane beam during the movement of crane running wheels along a rail track with track defects.

The subject of the study is the relationship between the design parameters of rail tracks and dynamic loads that arise during the movement of running wheels.

Research methods are based on the use of analytical and numerical methods of calculating the stress-strain state of cylindrical shells, variational method, Lagrange method, method of mathematical, computer and physical modeling. Experimental

studies are based on the application of accepted strain gauge measurements, processing of results by methods of mathematical statistics.

Scientific novelty of the results obtained:

For the first time:

- numerical characteristics and analytical dependences of the change in the stress-strain state of the «wheel – rail – crane beam» system were obtained;
- the nature of the distribution of the stress-strain state of the rail for different crane beam designs has been established;
- an analytical method for determining dynamic factors when a running wheel passes a rail joint has been obtained;
- scientifically based solutions have been developed to increase the durability of the «wheel – rail – crane beam» system.

To achieve this goal, the following tasks have been formulated:

- analyze and evaluate the current state of operating conditions and calculation of elements of the «wheel – rail – crane beam» system;
- to conduct theoretical studies of the stress-strain state of the crane running wheel, rail and crane girder;
- determine the dynamic forces that arise when the crane wheel passes through the rail track joint;
- conduct experimental studies that will confirm the theoretical solutions obtained;
- develop a calculation methodology.

Practical significance of the results obtained.

- Research conducted movement of crane running wheels on rails that have different joints allows for a more reasonable determination of the dimensions of permissible joints that do not cause critical values of dynamic loads and wear of running gear wheels. An experiment was conducted on an operating crane, which proved that the proposed calculation method can be implemented in the practice of designing and manufacturing running wheels of bridge cranes.

- The results of the dissertation research of the postgraduate student Perevoznyk I.A. were implemented in production activities by transferring methodological recommendations developed on their basis to JSC «Kharkiv Machine-Building Plant «Miner's Light» (Appendix A) and the regional branch «Southern Railway» of JSC «Ukrzaliznytsia» (Appendix B).

In addition, the methodology for calculating running wheels obtained by the author was implemented in the working program of the academic discipline «Load-lifting, transport and conveying equipment», which is taught at Kharkiv National Automobile and Road University for students of the Educational and Scientific Program «Lifting and Transport, Construction, Road, Land reclamation Machines and Equipment» (G11.03) (Appendix B).

The dissertation on the topic «Research of shock loads when running wheels pass through rail track joints» was checked for text borrowings using a specialized academic plagiarism detection system StrikePlagiarism.com. According to the results of automated analysis, it was found that the similarity coefficient is 13,94%, and the citation coefficient is 1,27%, which indicates a high level of independence and academic responsibility of the author.

Thus, the analysis did not reveal any signs of academic plagiarism. The results obtained fully confirm the compliance of the dissertation with the requirements of academic integrity defined by the current legislation of Ukraine, in particular the Law of Ukraine «On Education» and regulatory acts of the Ministry of Education and Science of Ukraine.

Keywords: crane running wheel; rail; crane beam; rail joint; stress-strain state; dynamic forces; movement mechanism; shock loads; lifting crane; system oscillations; experimental studies; deflection; strain gauge studies; mechanism drive; reliability; durability, mathematical model, strength laws, deformations.

**Наукові праці, в яких опубліковано основні
наукові результати дисертаційного дослідження:**

Публікації у наукових фахових виданнях України

1. Фідровська Н.М., Перевозник І.А. Динамічні зусилля, які виникають при проходженні ходовим колесом через рейковий стик. *Машинобудування*. Харків: УПА, 2017. Вип. 20. С.67-70.

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/216/150>.

Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні методики розрахунку динамічних зусиль, які виникають у рейках та ходових колесах мостових кранів при наявності рейкових стиків.

2. Фідровська Н.М., Перевозник І.А. Ударні навантаження при пересуванні мостових кранів. *Машинобудування*. Харків: УПА, 2018. Вип. 21. С.43-45.

<https://doi.org/10.32820/2079-1747-2018-21-43-45>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики визначення ударних навантажень при пересуванні мостових кранів.

3. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Перевозник І.А. Визначення міцності трьохшарової циліндричної конструкції. *Машинобудування*. Харків: УПА, 2019. Вип. 24. С.17-23.

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/147/96>.

Особистий внесок здобувача зосереджено на побудові аналітичної моделі ходового колеса, яке має трьохшарову конструкцію.

4. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Перевозник І.А. Визначення міцності трьохшарової циліндричної оболонки. *Одеса. Підйомно-транспортна техніка* 2020. №2 (63), 2020. С.4-11.

<https://ptt-journals.net/article/2020-2-63-01/>.

Особистий внесок здобувача зосереджено на обґрунтуванні методики розрахунку міцності циліндричного ходового колеса, яке складається з трьох шарів.

5. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Перевозник І.А. Експериментальні дослідження динамічних навантажень при роботі кранових ходових коліс з еластичними вставками. *Машинобудування*. Харків: УПА, 2020. Вип. 25. С.28-37.

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/227/160>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики експериментального визначення впливу еластичної вставки ходового колеса на величину динамічних навантажень при пересуванні мостових кранів.

6. Динамічні навантаження, які виникають у головній балці мостового крана / Фідровська Н.М., Чернишенко О.В., Перевозник І.А., Нестеренко В.В. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 92, т. 1. – С. 188–191.

<https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/3676>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики визначення ударних навантажень при пересуванні мостових кранів.

7. Перевозник І.А. Визначення навантажень, які виникають при пересуванні ходових коліс мостових кранів. *Машинобудування*. №35(2025), С.46-53

<https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-05>.

8. Модернізація конструкції кранового ходового колеса / Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Чернишенко О.В., Перевозник І.А. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 95. – С. 107–113.

<https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/4871>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методів модернізації конструкції ходових кранових коліс механізмів мостових кранів.

9. Фідровська Н.М., Перевозник І.А. Вплив засобу встановлення підкранової рейки на її напружений стан. *Машинобудування*. Харків: УПА, 2018. Вип. 22. С.11-16.

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/147/96>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методів оцінки напруженого стану підкранової рейки.

10. Фідровська, Н.М. Вплив рейкових стиків на динамічні зусилля, які виникають під час пересування ходових коліс мостових кранів / Фідровська Н.М., Перевозник І.А., Щербак О.В. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. – Харків, 2020. – Вип. 88, т. 2. – С. 71–73.
<https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/2961>.

Особистий внесок здобувача полягає в обґрунтуванні методики розрахунку динамічних зусиль, які виникають у рейках та ходових колесах мостових кранів при наявності рейкових стиків.

Публікації у наукометричних базах Scopus

1. Fidrovska N.M., Cherneshenko O.V., Perevoznik I.A. Experimental study on an overhead crane passing a rail track joint. Науковий Вісник національного гірничого університету, №1 (181), 2021, с.98-102.
<https://nvngu.in.ua/index.php/en/archive/on-the-issues/1858-2021/content-1-2021/5704-98>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики експериментального дослідження рейкових колій мостових кранів при роботі механізму пересування.

2. Fidrovska N., Slepuzhnicov E., Perevoznik I., Khursenko S. Deformation of a cylindrical shell by external pressure. Science of Europe. Vol.2. № 64 (2021), S.68-71.
<https://www.europe-science.com/wp-content/uploads/2021/11/VOL-2-No-64-2021.pdf>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики визначення деформації циліндричних оболонок при зовнішньому тиску.

3. Fidrovska N., Slepuzhnikov E., Ponomarenko R., Chyrkina M., Perevoznik I. Durability of crane metal structures. AIP Conference Proceedings. Research article, May 31, 2023. S.1-6.
<https://doi.org/10.1063/5.0120004>.

Особистий внесок здобувача зведено до розроблення методики визначення деформації в підкранових балках.

Публікації у закордонних виданнях

1. Fidrovska N., Slepuzhnikov E., Perevoznik I. Khursenko S. Deformation of cylindrical shell by external pressure. Norwegian Journal of development of the International Science. Technical Science of Europe. Vol.2. 2021. №64. P. 68–71.

<https://www.europe-science.com/wp-content/uploads/2021/11/VOL-2-No-64-2021.pdf>.

2. N. Fidrovska. A contact problem solution with taking into account shear deformations / N. Fidrovska, E. Slepuzhnikov, I. Perevoznik// – Natural and Technical Sciences. VII (23), Issue 193, 2019 Feb. S. 80-81.

<https://doi.org/10.31174/SEND-NT2019-193VII23-20>.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

1. N.Fidrovska ,E.Slepuzhnikov, I.Perevoznik, S.Poncarovska Strength of a three – layer cylindrical shell. Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України: зб. тез міжнар. конф., – Харків: ХНАДУ, 2023. – С.146-148.

2. Перевозник І.А. Навантаження в кранових рейках. Зб. тез Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених «Наука та технології у сучасному розвитку галузевого машинобудування» 25 жовтня 2023 р. – Харків: ХНАДУ, 2023. – С.194-199.

3. Навантаженість ходових коліс вантажних візків при пересуванні по рейкам / Н.М. Фідровська, Є.Д. Слепужніков, І.П. Перевозник, О.В. Чернишенко, О.В. Щукін, О.В. Щербак // Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії : зб. тез та доп. міжнар. конф., 11–12 берез. 2024 р. – Харків: ХНАДУ, 2024. – С.176-179.

<https://dSPACE.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/21353>.

4. Перевозник І.А. Вплив методу укладання підкранових рейок мостових кранів на їх напружений стан Зб. Тез між народ. наук. конф. «Нові досягнення в

дослідженнях будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин» 20 травня 2025 р. – Харків: ХНАДУ, 2025. – С.110-112.

<https://mf.khadi.kharkov.ua/fileadmin/F->

[MECHANIC/Будівельних і дорожніх машин/Наукова діяльність/Щорічні студентські збірники/2023_Збірник_№10r.pdf](https://mf.khadi.kharkov.ua/fileadmin/F-).

ЗМІСТ

	Вступ.....	16
Розділ 1	Аналіз стану питання. Постановка завдань дослідження.....	22
1.1	Аналіз технічного об'єкта.....	22
1.2	Аналіз сучасного стану наукових досліджень у галузі дослідження роботи механізмів пересування мостових кранів.....	35
1.3	Постановка наукових завдань.....	42
Розділ 2	Визначення навантажень, які виникають при пересуванні ходових коліс.....	43
2.1	Постановка завдання.....	43
2.2	Силові навантаження в кранових рейках.....	46
2.3	Висновки до розділу 2.....	58
Розділ 3	Визначення динамічних навантажень, які виникають при пересуванні ходових коліс через стики рейкових колій.....	59
3.1	Вступ до розділу 3.....	59
3.2	Динамічні коливання, які виникають в підкранових балках при пересуванні ходових коліс.....	66
3.3	Визначення ударних навантажень при проході через стик рейок.....	73
3.4	Висновки до розділу 3.....	89
Розділ 4	Експериментальні дослідження руху мостового крана через стик рейкового шляху.....	91
4.1	Вступ до розділу 4.....	91
4.2	Опис експериментальної установки.....	91
4.3	План проведення експериментальних досліджень.....	98
4.4	Результати, отримані при експериментальних дослідженнях..	100

4.5	Розрахунок економічного ефекту від впровадження розробленої методики розрахунків.....	103
4.6	Висновок по розділу 4.....	106
	Висновки.....	108
	Список використаних джерел.....	110
Додаток А	Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві АТ «Харківський машинобудівний завод «Світло шахтаря».	
Додаток Б	Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження на підприємстві регіональній філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця».	
Додаток В	Акт впровадження результатів дисертаційного дослідження в навчальний процес ХНАДУ.	

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження

Однією із найважливіших задач промисловості являється підвищення економічності виробництва і якості продукції, і тим самим, технічного обладнання усіх видів робіт. Успішне вирішення цієї задачі залежить від розвитку нової техніки, а також від розробки та впровадження в практику нових методів розрахунків деталей і вузлів машини.

Підвищення ефективності і надійності вузлів і деталей машин підйомно-транспортних машин і обладнання, яке направлене на інтенсифікацію їх продуктивності, являється однією з основних задач машинобудування.

Вантажопідйомні машини відіграють значну роль в сучасному науково-технічному прогресі, тому що вони є основними засобами механізації підйомно-транспортних, навантажувально-розвантажувальних та складських робіт. Розвиток промисловості потребує запровадження в цеховому та міжцеховому транспорті різних типів підйомно-транспортних машин та механізмів.

Вантажопідйомні машини є одним із факторів, що визначають продуктивність виробництва, тому покращення їх працездатності, надійності роботи суттєво впливає на якість продукції.

Кранові колеса є найбільш швидко зношуваним елементом крана. Зменшення їх довговічності приводе до підвищення ремонтних витрат і збільшення простоїв крана, які досягають для мостових кранів до 10-12% загального часу простоїв. Витрати, які пов'язані з заміною і відновленням ходових коліс, складають 15-17% від вартості ремонту всього крана. Тому підвищення довговічності кранових ходових коліс є досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

Великий вклад в дослідження кранових ходових коліс внесли такі вітчизняні і іноземні вчені, як Б.С. Ковальський, І.І. Абрамович, В.М. Іванов, М.М. Гохберг, М. Шеффлер [1-4], О.В. Григоров [5-7], Д. Калкер [8], С. Нейман [9], Х. Маргард

[10], М. Кензи [11], Н. Митровин [12], Н.М. Фідровська [13-15], О.В. Турчин [16-17], Слепужніков Є.Ю. [18-20] та ін.

Більш як 90% кранових коліс виходять з ладу з причини зносу реборд. Але питання, які пов'язані з їх зносостійкістю, не знайшли переконливого рішення і до теперішнього часу. Низька довговічність реборд пояснюється недосконалими умовами їх взаємодії з рейками. Бокові навантаження на реборди кранових коліс досягають 25% від вертикального навантаження, яке діє від коліс на рейку. Механізм взаємодії реборди колеса з рейкою вказує на точковий контакт в результаті того, що кути нахилу профілю бокової площини голівки рейки і реборди різні і кривизна ділянки профілю рейки біля дотику з ребордою має невеликий радіус кривизни. В місці контакту виникає тиск, який близький до межі текучості.

При пересуванні кранів рейковим шляхом при переході ходових коліс місцевих нерівностей рейкового шляху виникають ударні навантаження. Це призводить до значних навантажень ходової частини крана і його металоконструкції [21-23]. Розрахунок цих ударних динамічних навантажень до теперішнього часу не має досконалого вигляду. Це пояснюється тим, що дуже велике число факторів впливає на характер взаємодії тіл, які отримують удар. Крім цього, і проведення експериментальних досліджень також має свої складності, такі, наприклад, як неможливість встановлення датчика безпосередньо в зону удару, що призводить до зниження достовірності результату вимірювання.

Для кранів, які рухаються із значною швидкістю, дуже суттєве значення мають ударні навантаження, які виникають при проходженні колесами місцевих нерівностей (стиків, вибоїн та ін.). Особливо це стосується мостових кранів із жорсткою безресорною ходовою частиною.

Найбільше число ушкоджень металоконструкцій мостових кранів характерне для кінцевих балок у місцях закріплення ходових коліс і спряжень із головними балками. Це пояснюється високим рівнем динамічних ударних навантажень, які діють на кінцеві балки при проходженні краном стиків рейкового шляху. При цьому також виникають викришування матеріалу доріжки кочення

ходових коліс і виходу з ладу вихідних валів навісних редукторів механізмів пересування крану.

Відповідно державним стандартам при експлуатації мостових кранів взаємне зміщення торців рейок, які стикуються, по висоті не повинні бути більшими ніж 3 мм, а зазори в стиках рейок не повинні бути більшими ніж 4 мм. При проходженні ходовими колесами рейкових стиків виникають жорсткі удари. При цьому в момент доторкання колеса із уступом вертикальна складова його швидкості за тисячні долі секунди змінюється від нуля до максимального значення, яке неможливо визначити, якщо виходити тільки з кінематики руху жорсткої системи, бо вона є наслідком пружної взаємодії контактуючих тіл. Під час удару в зоні контакту колеса з рейкою виникає контактна сила пружної деформації системи «колесо – рейка». Ударний імпульс, який отримує колесо, розповсюджується далі у вигляді хвилі пружної деформації по всій металоконструкції крана, при цьому вона викликає її пружні коливання.

Саме все це стало основою для формулювання актуального **науково-технічного завдання**: розробка комплексної методології оцінювання динамічних навантажень, які виникають при проходженні ходових коліс мостових кранів через рейкові стики.

Наукова задача дисертації – розробити комплексну методологію визначення тих динамічних факторів, які будуть мати місце при переході ходовими колесами рейкових стиків і оцінити максимально допустиму висоту нестиківки рейок.

Об'єктом дослідження є процес формування коливань в підкрановій балці під час руху кранових ходових коліс по рейковій колії з дефектами шляху.

Предмет дослідження охоплює взаємозв'язок конструктивних параметрів рейкових колій і динамічних навантажень, які виникають при русі ходових коліс.

Мета дослідження – розробити науково обґрунтовані методичні рекомендації для інженерів-конструкторів щодо комплексного розрахунку напружено-деформованого стану підкранових балок при врахуванні динамічних навантажень, які виникають при переході крановим колесом рейкового стику.

Основні завдання дослідження:

1. Проаналізувати та оцінити сучасний стан умов роботи та розрахунку елементів системи «колесо – рейка – підкранова балка».
2. Провести теоретичні дослідження напружено-деформованого стану ходового кранового колеса, рейки і підкранової балки.
3. Визначити динамічні зусилля, які виникають при переході кранового колеса через стик рейкової колії.
4. Провести експериментальні дослідження, які підтвердять отримані теоретичні рішення.
5. Розробити методику розрахунку

Для реалізації цих завдань були використані наступні **методи дослідження**, які базуються на використанні аналітичних та чисельних методик розрахунків напружено-деформованого стану механічних систем, варіаційного методу, методу Лагранжу, метод математичного, комп'ютерного і фізичного моделювання. Експериментальні дослідження базуються на застосуванні прийнятих тензOMETричних вимірюваннях, обробки результатів методами математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів

Вперше

- отримано чисельні характеристики і аналітичні залежності зміни напружено-деформованого стану системи «колесо – рейка – підкранова балка»;
- встановлено характер розподілення напружено-деформованого стану рейки при різних конструкціях підкранової балки;
- отримано аналітичний метод визначення динамічних факторів при проходженні ходовим колесом рейкового стику;
- розроблено науково обґрунтовані рішення, які направлені на підвищення довговічності системи «колесо – рейка – підкранова балка»

Особистий внесок здобувача

Дисертаційна робота Перевозника І.А. є результатом його самостійної наукової діяльності, в рамках якої здобувач самостійно розробив нову

методологію визначення тих динамічних факторів, які будуть мати місце при переході ходовими колесами через рейкові стики і дав оцінку максимально допустимій висоті стику.

Проведення експериментальних досліджень

Здобувач особисто провів серію чисельних експериментів, спрямованих на перевірку правильності аналітичних моделей. Він розробив аналітичну та чисельні розрахункові моделі, здійснив необхідні вимірювання та аналіз отриманих даних, що дозволило підтвердити високу точність і надійність розроблених методик.

Наукові публікації та участь у конференціях

Здобувач активно займався популяризацією своїх наукових досягнень, публікуючи результати досліджень у фахових виданнях та презентуючи їх на наукових конференціях. Він є автором низки наукових статей, де детально описані методики, результати експериментів та практичні рекомендації з використання розробленої методології. Самостійно підготовлено розділ монографії.

Апробація матеріалів дисертації

Основні результати дослідження оприлюднені на чотирьох наукових форумах, зокрема, на міжнародній конференції «Розбудова і відновлення машинобудівного комплексу України» в 2023 р. і на II міжнародній науково-практичній конференції «Комп'ютерні технології і мехатроніка» в 2020 ХНАДУ, Харків.

Структура та обсяг дисертації

Дисертація складається з вступу, чотирьох розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації складає 121 сторінку, з яких основний зміст викладений на 118 сторінках друкованого тексту і містить 59 рисунків, 8 таблиць, 80 формул, 70 використаних джерел та 3 додатків.

Практичне значення отриманих результатів

Проведене дослідження пересування кранових ходових коліс по рейкам, які мають різні стики дозволяє більш обґрунтовано визначати розміри допустимих

стиків, які не викликають критичних значень динамічних навантажень і зносу ходових коліс. Проведений експеримент на діючому крані, який довів, що запропонований метод розрахунку може бути впроваджений в практику проєктування і виготовлення ходових коліс мостових кранів.

Результати дисертаційного дослідження аспіранта Перевозника І.А. впроваджено в виробничу діяльність шляхом передачі методичних рекомендацій, розроблених на їх основі, в АТ «Харківський машинобудівний завод «Світло шахтаря» (Додаток А) та в регіональну філію «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця» (Додаток Б).

Крім цього, отримана автором методика розрахунку ходових коліс впроваджена в робочу програму навчальної дисципліни «Вантажопідйомна, транспортна і транспортуюча техніка», яка викладається в Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті для студентів Освітньо-наукової програми «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання» (G11.03) (Додаток В).

Дисертаційну роботу на тему «Дослідження ударних навантажень при проходженні ходових коліс через стики рейкового шляху» було піддано перевірці на наявність текстових запозичень із використанням спеціалізованої системи виявлення академічного плагіату StrikePlagiarism.com. За результатами автоматизованого аналізу встановлено, що коефіцієнт подібності становить 13,94%, а коефіцієнт цитування – 1,27%, що свідчить про високий рівень самостійності та академічної відповідальності автора.

Таким чином, результати перевірки повністю підтверджують відповідність дисертаційної роботи чинним етичним і правовим вимогам, що регламентують якість, достовірність і незалежність наукових досліджень в Україні.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аналіз технічного об'єкта

Мостові крани є одним з найбільш розповсюджених видів підйомно-транспортного устаткування промислових підприємств. Безперебійна робота кранів може бути забезпечена лише за умови високої довговічності і надійності їхніх основних вузлів і деталей.

З моменту появи перших кранів мостового типу з'явилась проблема перекосів ходових коліс, вона також актуальна і на сьогоднішній день.

Слід виділити декілька її аспектів: знос ходових коліс і підкранових колій (рис. 1.1); додаткові опори руху; бічні навантаження на підкранові спорудження; навантаження на металоконструкцію крана; робота металоконструкції при перекосах. Аналіз результатів роботи механізмів пересування кранів свідчить про недостатню довговічність ходових коліс, термін служби яких коливається від декількох місяців до декількох років.



Рисунок 1.1 – Типи дефектів кранових рейок

Механізми пересування по нерухомим рейкам здебільшого використовують в кранобудуванні, але вони застосовуються і в інших підйомно-транспортних машинах, наприклад, в пересувних стрічкових конвеєрах. Рейкові механізми пересування з опорою на чотири колеса, які рухаються по двом паралельно вкладеним рейкам, в кранах великої вантажопідйомності поступаються по деяким показникам механізмам пересування з більшою кількістю ходових коліс. І хоча

при цьому зберігається принцип спирання на чотири точки, але в кожному ходовому візку встановлені спеціальні балансірні пристрої для вирівнювання навантаження між колесами. На дуже важких машинах для зменшення довжини ходових візків застосовують схему з опорою на дві подвоєні рейки, тобто два рейкових шляхи з необхідною відстанню між ними.

При схемі з опорою на чотири точки до рейкового шляху пред'являють підвищені вимоги до точності встановлення рейок і податливості металоконструкції крана.

У кранів з невеликою вантажопідйомністю і жорсткою металоконструкцією, виготовлення або монтаж рейкового шляху яких проходить з невеликою точністю укладання рейок іноді виникають випадки, коли всі чотири колеса торкаються рейок. В результаті чого кран починає рухатися однією стороною і при цьому виникає перекіс, що недопустимо.

Передача зусиль між ходовим колесом і рейкою проходить завдяки фрикційному зчепленню. Приводний момент ходового колеса повинен бути таким, щоб не виникала пробуксовка колеса відносно рейки. Така небезпека можлива при недостатньому числі приводних коліс або при недостатньому навантаженні на них і це не повинно мати місце. При горизонтальному переміщенні вантажу змінюються навантаження на ходові колеса, і тому конструктору вантажопідйомних кранів потрібно використовувати найбільш оптимальне розташування кранових коліс.

При використанні центрального приводу виникає необхідність встановлення на мостових кранах довгих трансмісійних валів, а на козлових, порталних кранах і мостових перевантажувачах похилого або вертикального вала на кожній опорі. В теперішній час центральний привід застосовується тільки для пересування кранових вантажних візків, ходових візків поворотних кранів, а також мостових і козлових кранів з невеликим прогоном [24-25].

При застосуванні роздільного приводу для кожної сторони крана кожен двигун механізму пересування для мостового крана встановлюють поряд із

кінцевою балкою, а на козлових і порталних кранах – безпосередньо на ходових візках, причому кожний балансірний візок також має свій привід.

Роздільний привід механізмів пересування застосовують переважно на мостових кранах з великим прогоном, козлових кранах і на мостових перевантажувачах. При середніх розмірах прогону вид приводу вибирається в залежності від конкретного випадку. Для забезпечення синхронної роботи двох електродвигунів механічний вал заміняють електричним валом. Завдяки цьому створюється можливість подолання недоліків роздільного приводу [26-27].

Питання пересування кранів вивчається на протязі багатьох десятиків років в різних університетах, науково-дослідних установах і виробничих підприємствах. І все ж отримані дані дослідів не привели поки що до єдиного бачення процесів пересування кранів і не ліквідували розходжень в оцінці різних факторів, які визначають умови і характер роботи цих механізмів.

Наприклад, в навчальній і довідниковій літературі [28-32] при розрахунках опору руху кранів і візків приймають значення коефіцієнта тертя в опорах ходових коліс в межах від 0,045 до 0,12 при застосуванні підшипників ковзання і від 0,0015 до 0,03 – підшипників кочення. Коефіцієнт тертя кочення коліс по рейкам залежить від величини навантаження і від форми контакту, але майже у всіх підручниках, довідниках цей момент не враховується.

Другим прикладом може бути застосування конічних ходових коліс. Такі колеса використовуються на мостових кранах в США вже майже століття. Але при цьому в наші стандарти вони так і не потрапили, незважаючи на те, що переваги застосування цих коліс добре відомі і підтвержені практикою використання.

Різні умови роботи і конструктивні особливості окремих вантажопідійомних машин і кранових шляхів викликають необхідність використовувати різні механізми пересування кранів і кранових візків.

Як правило, рейкові шляхи кранів горизонтальні, нахили рейок, які викликані деформаціями несучих конструкцій і недоліками виготовлення, невеликі. В цих умовах сили зчеплення між колесами і рейками достатні для забезпечення руху навіть тоді, коли приводними є тільки частина ходових коліс.

Конструкції механізмів пересування залежать від таких моментів, як кількість ходових коліс, в тому числі коліс приводних, типу кранового шляху, режиму роботи, умов ремонту і строку служби.

Число двигунів механізмів пересування може бути різним. При застосуванні двох і більше двигунів приводні ходові колеса повинні бути «зв'язаними» один з одним для забезпечення їх однакової швидкості, це забезпечується системою зубчастих передач між колесами, механічним зв'язком між окремими приводами, електричними схемами, жорсткістю остова крана.

Механізм пересування вантажного візка (рис. 1.2, 1.3) має один привод, який передає рух на два приводних ходових колеса.

Механізми пересування крана можуть бути з центральним і роздільним приводом. Механізми пересування з центральним приводом можуть бути з тихохідним трансмісійним валом, з швидкохідним трансмісійним валом і з середньохідним трансмісійним валом.

При такій конструкції вали редуктора з'єднуються з валом ходового колеса за допомогою муфти і трансмісійного вала. Це погіршує роботу всього механізму, тому що наявність трансмісійного вала збільшує трудомісткість виготовлення крана і його масу й потребує проведення дуже точного монтажу.

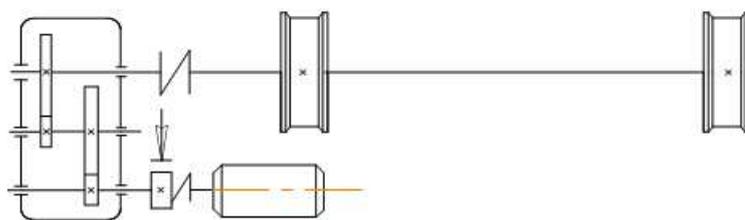


Рисунок 1.2 – Механізм пересування вантажного візка

Для подолання цих недоліків застосовують роздільний привід кінцевих балок мосту (рис. 1.4, 1.5). По цій схемі кожна кінцева балка мосту має самостійний привід, причому приводи, які розташовані на різних кінцевих балках, зв'язані тільки металоконструкцією крана.

Якщо на одну з опорних балок мосту навантаження менше, ніж на іншу, то частота обертання двигуна на цій опорі збільшується і опора починає забігати наперед відносно більш навантаженої опори. Але при цьому перший двигун починає сприймати підвищене навантаження, яке передається через металоконструкцію мосту і розвантажує двигун другої опори, за рахунок чого частота обертання першого двигуна зменшується, а частота обертання другого двигуна збільшується, поки вони не вирівнюються.

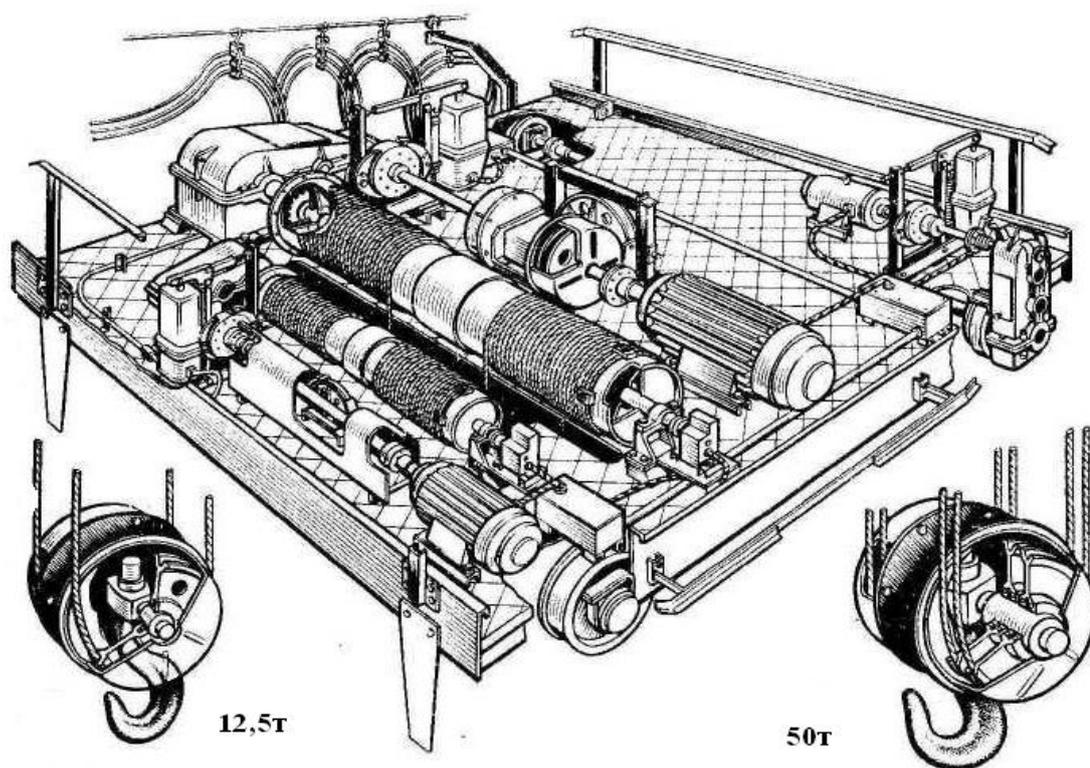


Рисунок 1.3 – Крановий вантажний візок з двома механізмами підйому

Таким чином, в процесі руху крана з роздільним приводом проходить перерозподіл навантаження між обома двигунами. Хоча схема механізму з роздільними приводами потребує наявності двох двигунів, двох гальм і двох редукторів, вона найбільш дешева, має малу масу і проста у виготовленні.

Переваги механізму пересування мостових кранів з роздільним приводом (рис. 1.4), який широко застосований у кранобудуванні, полягає у відсутності трансмісії, що приводить до зменшення навантаження на повздовжні балки мосту і до зменшення бокових горизонтальних сил, які виникають між рухомим краном і підкрановими коліями. Припускалось, що зменшення бокової сили між колесами і рейками сприяє збільшенню їх довговічності. Але експлуатація показує, що строк служби ходових коліс при наявності роздільного привода найнижчий, тому що кран набуває більшої рухомості у горизонтальній площині: при невеликій різниці опорів пересування на сторонах кран легко повертається, досягаючи граничного перекосу, тривалість силового контакту реборд з рейками і їх взаємне опрацювання при цьому збільшується.

Цьому сприяють не ідентичність характеристик двигунів і гальм, а також динамічні явища, особливо при роботі у важкому режимі. Таким чином, з введенням роздільного привода проблема збільшення довговічності ходових коліс мостових кранів залишається нерозв'язаною.

Розв'язати її можна поєднанням роздільного привода з конічними приводними колесами. Застосування конічних кранових ходових коліс було вперше запропоновано Б.С. Ковальським і отримало подальшого розвитку в роботах В.М. Іванова та ін. Конічне приводне колесо сторони крана, що забігає котиться по колу меншого діаметра, швидкість цієї сторони зменшується і кран центрується на колії.

На відміну від центрального, при роздільному приводі конусність не тільки забезпечує вписуваність крана в нерівності колії, але і компенсує різницю швидкостей двигунів на сторонах крана через неоднакове навантаження на них.

Конструкція ходових коліс кранів і кранових візків повинна виключати можливість сходу коліс з рейок. Для цього ходові колеса мають два бокових фланця – реборди, які служать для направлення ходових коліс по рейкам.

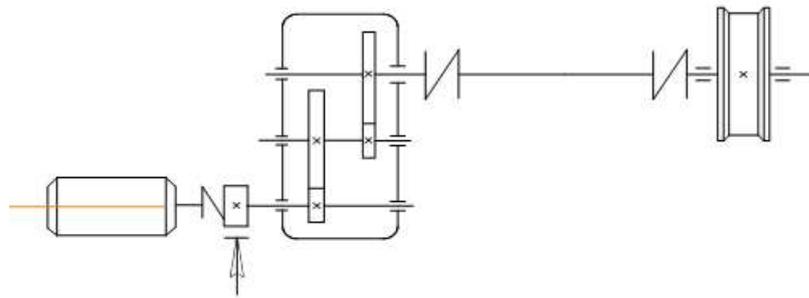


Рисунок 1.4 – Механізм пересування мостового крана з роздільним приводом

Застосування безребордних ходових коліс допускають при наявності спеціальних пристроїв, які виключають схід колеса з рейок.

При русі з перекосами реборди циліндричних ходових коліс постійно труться з рейками, що викликає інтенсивний знос коліс і рейок.

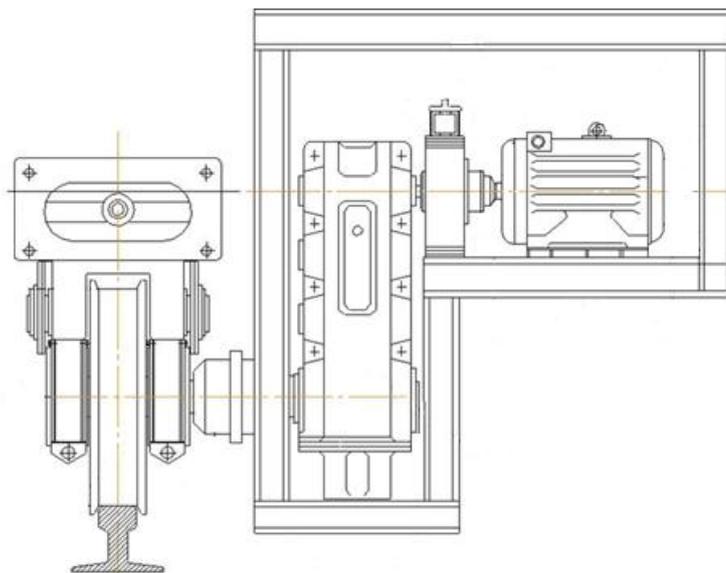


Рисунок 1.5 – Компоновка механізму пересування крана

Ходові колеса мостових кранів, особливо при важкому режимі роботи, дуже часто виходять зі строю з причини зносу реборд. Інтенсивність зносу залежить від фізико-механічних процесів, які проходять у зоні контакту реборди і підкранової рейки. У зв'язку з цим дуже доцільним є визначення геометричних параметрів реборди, а саме оптимального кута нахилу реборди, так як він значно впливає на величину контактної тиску і на зносостійкість. Як показує практика експлуатації

ходових коліс, рекомендований кут нахилу реборд $\gamma = 11^\circ$ не є оптимальним, тому що при такому куті нахилу внаслідок пластичної деформації в її основі з'являється наплив металу. Це призводить до зменшення коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою і появленню перекосів.

Надійна робота буксового вузла залежить від вибору його конструкції.

Кранові ходові колеса встановлюють або на нерухомій осі (рис. 1.6, 1.7, 1.8), або на валу, який обертається (рис. 1.9). Установлення на нерухомій осі значно спрощує конструкцію буксового вузла і знижує металоємність, але в той же час така конструкція має ряд суттєвих недоліків: при цьому зростають радіальні зусилля на підшипники від осьових зусиль в результаті зменшення відстані між ними (відстань $a = 0,4-0,6 \cdot A$) (рис. 1.6). Така схема установки коліс застосовується тільки на кранах з невеликою інтенсивністю використання. Часто використовують колеса з окремими вінцями. Вінці фіксують проти провороту запресуванням штифтами (рис. 1.6), або з великим натягом (рис. 1.7). Для кранів легкого режиму роботи застосовують вилітані колеса із зубчатими вінцями (рис. 1.8), що дозволяє зменшити масу буксового вузла, але при цьому окрема заміна зубчатого вінця виключена. Однак, для мостових кранів, самими розповсюдженими є конструкції з жорсткою посадкою буксового колеса на вали або осі і встановленням підшипників в окремих брусах (рис. 1.9). Така конструкція має найбільш застосування на території України. Вона забезпечує високу точність установки ходових коліс. До недоліків такої конструкції можна віднести те, що при кожному ремонті букс і ходових коліс необхідно проводити їх установку.

За кордоном і на кранах, випущених Олександрійським заводом ПТО, широко розповсюджена схема установки букс з кутовим розташуванням ввареної половини корпусу букси підшипника в кінцеву балку (рис. 1.10). При цьому виставлення ходових коліс проводиться за допомогою лазерного або оптичного обладнання за допомогою теодолітів високої точності. При цьому є гарантія, що в період всієї експлуатації, а також при розборці і ремонті буксових вузлів ходові колеса будуть встановлені відповідно нормативним значенням, які задані на заводі при зборці металоконструкції крана.

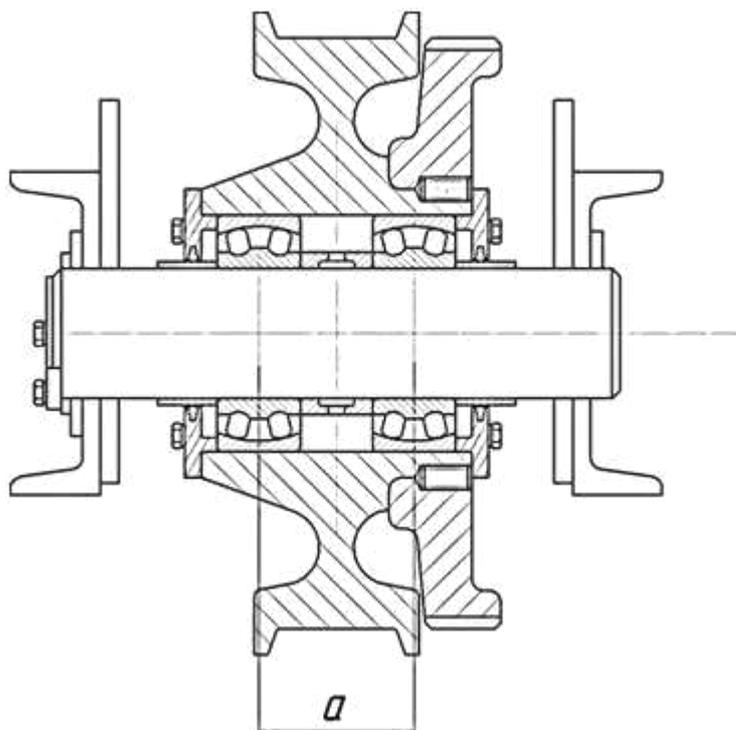


Рисунок 1.6 – Ходове колесо козлового крана, яке змонтоване на нерухомій осі

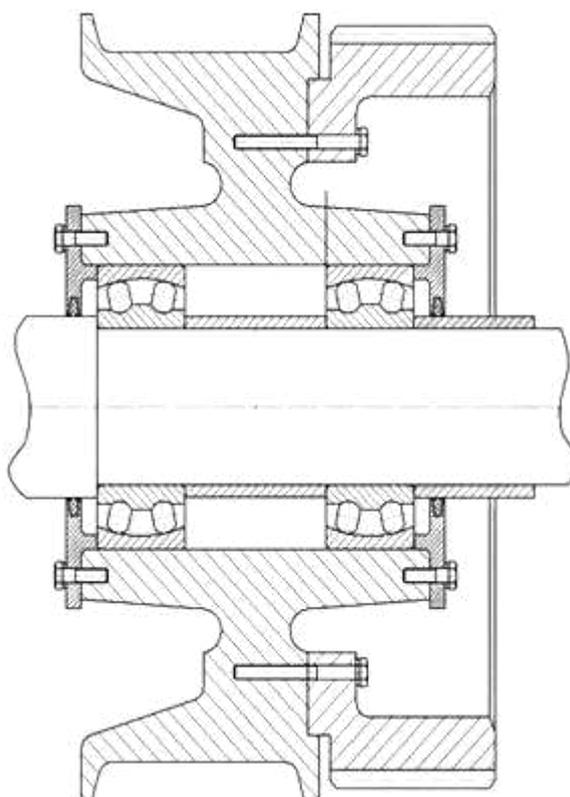


Рисунок 1.7 – Ходове колесо з вузлом болтового кріплення зубчастого вінця

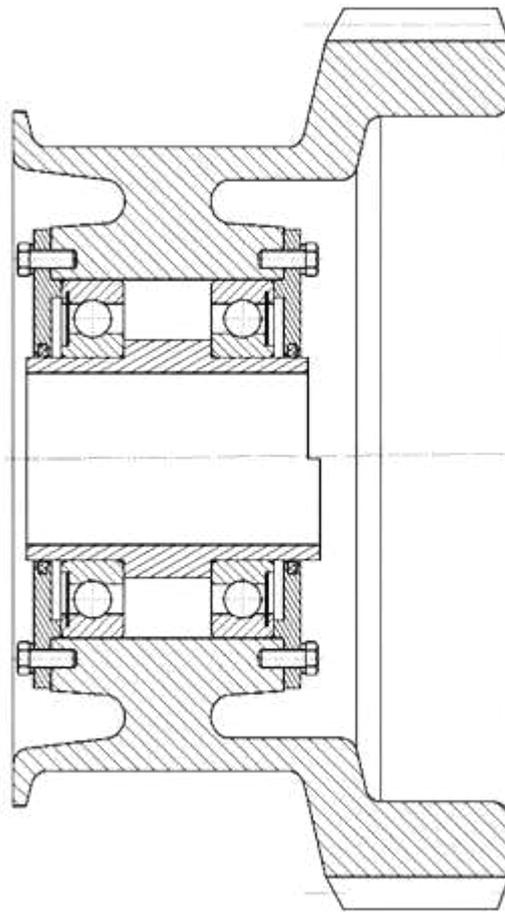


Рисунок 1.8 – Ходове колесо з зубчастим вінцем

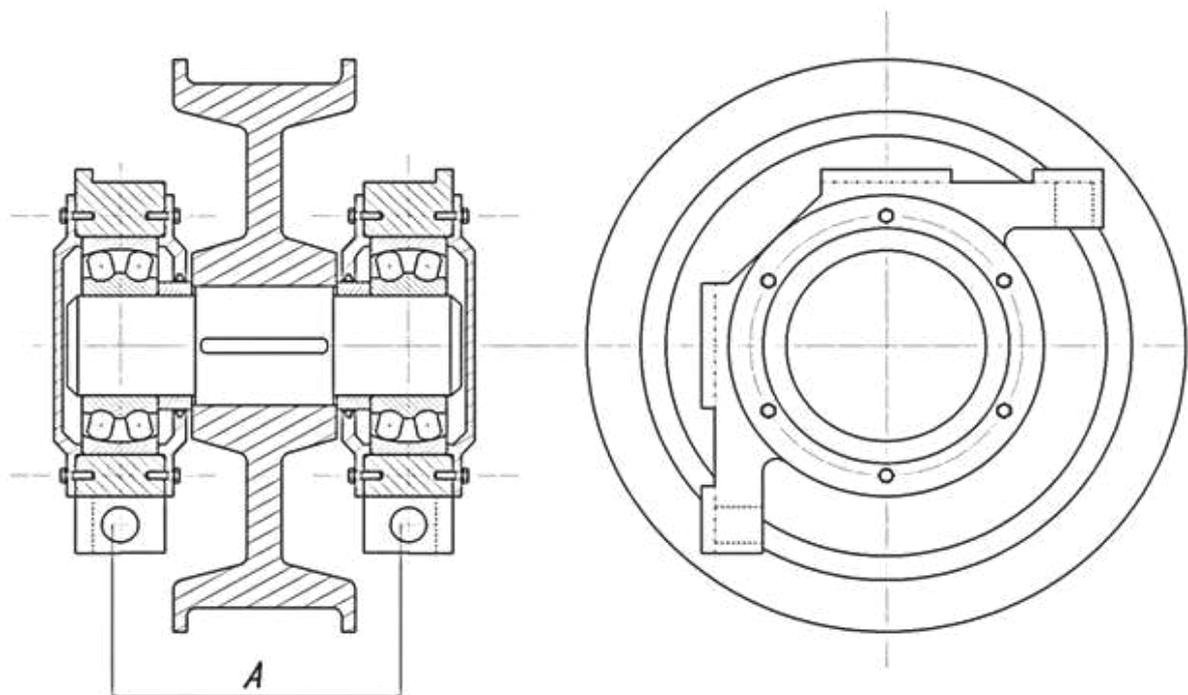


Рисунок 1.9 – Ходове колесо з буксами з прямокутним розташуванням в кінцевій балці з центруванням за допомогою прокладок

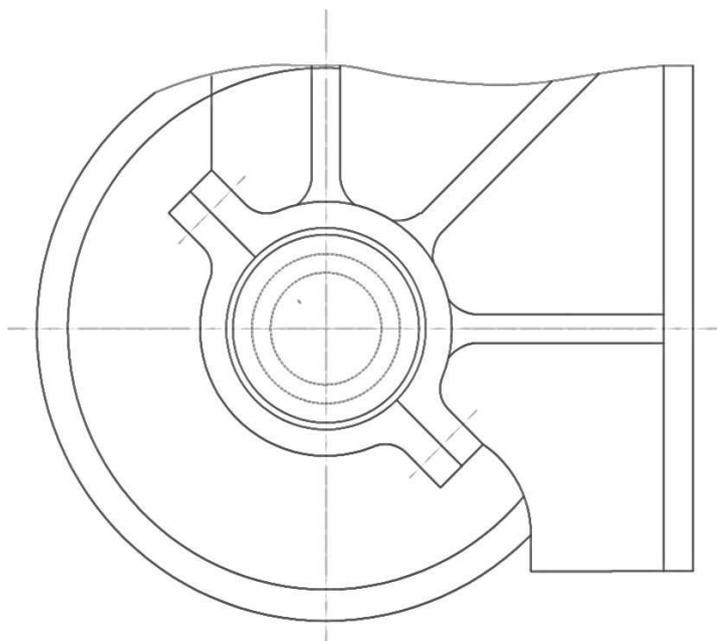


Рисунок 1.10 – Ходове колесо з буксами з кутовим розташуванням і ввареною половиною корпуса підшипника в кінцеву балку.

При пересуванні крана на ходові колеса здебільшого діють два види сил: сила G , яка залежить від маси крана і вантажу і бокове зусилля H , яке виникає при перекосах і переміщенні крана. Під дією цих сил реборди ходових коліс притискаються до бокової поверхні підкранових рейок з зусиллям P , яке визначається за формулою:

$$P = \frac{0,5G+H}{(f^2+1) \cos \gamma}, \quad (1.1)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Величина контактного тиску визначається за формулою:

$$P_0 = 87 \sqrt{\frac{(0,5Gf+H)tg\gamma}{h(2R+h)(f^2+1)}}, \quad (1.2)$$

де R – радіус циліндричної частини колеса,

h – висота сегменту, яка відповідає висоті реборди в ходовому колесі.

Час тертя точки по рейці визначається за формулою

$$t = \frac{2b}{V_k}, \quad (1.3)$$

де $2b$ – ширина полоси контакту,

V_k – швидкість пересування крана.

Довжина шляху тертя визначається за формулою

$$S = \frac{0,0146}{R} \sqrt{\frac{(0,5Gf+H)(2R+h)h}{(f^2+1)tg\gamma}} \quad (1.4)$$

Розрахунки доводять, що оптимальним значенням кута нахилу реборди буде значення $\gamma = 5...6^\circ$. Такий кут нахилу має і бокова поверхня головки підкранової рейки.

Дуже часто пересування кранів створює труднощі через перекіс мостів на рейках, збільшення опору руху, витрат енергії, скорочення строку служби коліс і рейок, рух з поштовхами і ударами.

Щоб вийти з положення зводили до мінімуму різницю діаметрів ведучих коліс, по можливості зменшували проміжки між ребордами або навпаки ці проміжки різко збільшували, але пошук радикальних рішень не дав ефективного результату, пересування кранів залишалось вузьким місцем. Звичайно реборди направляли рух і захищали кран від сходу з рейок, але це давалось дорогою ціною, реборди швидко зношувались, строк служби коліс виявлявся малим, що робило складним і дорогим обслуговування і експлуатацію крана. Нерідко мали місце пошкодження шляхів і полумок рейок при заїданні коліс.

Основні задачі по діагностиці кранових коліс і рейкових шляхів вирішуються як правило при проведенні планового технічного обслуговування шляхом візуального огляду колеса і рейки і виявлення їх зносу (рис. 1.11).



Рисунок 1.11 – Дефекти кранових ходових коліс

Але, як показує практика експлуатації кранів [32], цей засіб діагностування не зовсім задовольняє сучасним умовам роботи кранів, а саме не оцінюється сумісний стан коліс і рейок, а також неможливо проводити такий контроль постійно в процесі експлуатації. Як показує експлуатаційна практика, ретельна установка ходових коліс веде до дуже істотного поліпшення роботи механізму пересування і збільшенню терміну служби коліс у кілька разів. Нажаль питанню точності установки коліс на заводах-виробниках приділяється недостатня увага. Це не виправдано як з технічної, так і з економічної точки зору, тому що підприємства, які експлуатують крани, несуть витрати, пов'язані з ремонтом механізму пересування, непомірно більші, ніж кошти від економії заводу-виробника на операції по встановленню коліс. Шляхом зменшення величини перекосів кранів також є використання конічних ходових коліс кранів; розробка нових конструкцій вузлів ходової частини кранів; оптимальне керування кранів для зменшення динамічного навантаження та гасіння коливань вантажу; застосування системи автоматичної стабілізації прямолінійного руху кранів; застосування лазерних установок при прокладанні підкранових рейок та при виготовленні кранів для збільшення точності установки рейок.

1.2 Аналіз сучасного стану наукових досліджень у галузі дослідження роботи механізмів пересування мостових кранів

Багато робіт сучасних дослідників присвячено дослідженню роботи механізму пересування мостових кранів. В роботі [33] автор використовував метод кінцевих елементів (МКЕ) для аналізу і проєктування. Для цього були прийняті еліптичні, прямокутні і колові контактні поверхні. Це дозволило визначити критичні поверхні і важливі точки при складанні рейкового колеса.

Результати показали (рис. 1.12-1.14), що є дві критичні і небезпечні поверхні для рейок і коліс. Ці результати показують, що напруження були аналогічними точним аналітичним результатам в разі прийняття еліптичної площини поверхні контакту. Крім того, результати контактного напруження у випадку прийняття прямокутної контактної поверхні були більш точними, ніж результати контактного напруження при коловій контактній поверхні.

Крім того, ці результати показали, що напруження приблизно однакові при малих навантаженнях, що відрізняється від високих навантажень. Ці критичні поверхні можуть стати причиною утворення мікро- та макротріщин.

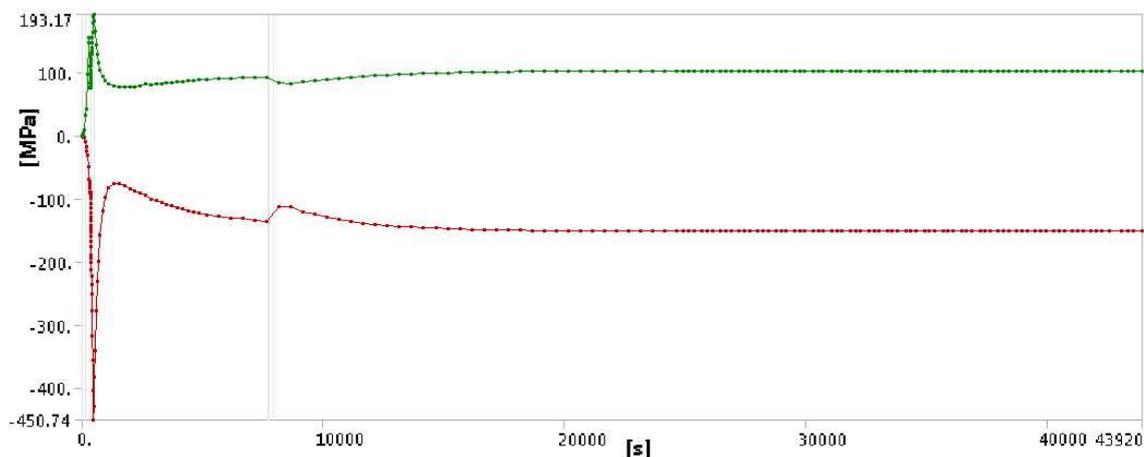


Рисунок 1.12 – Максимальні стискаючі і розтягуючі напруження в рейковому колесі в осьовому напрямку

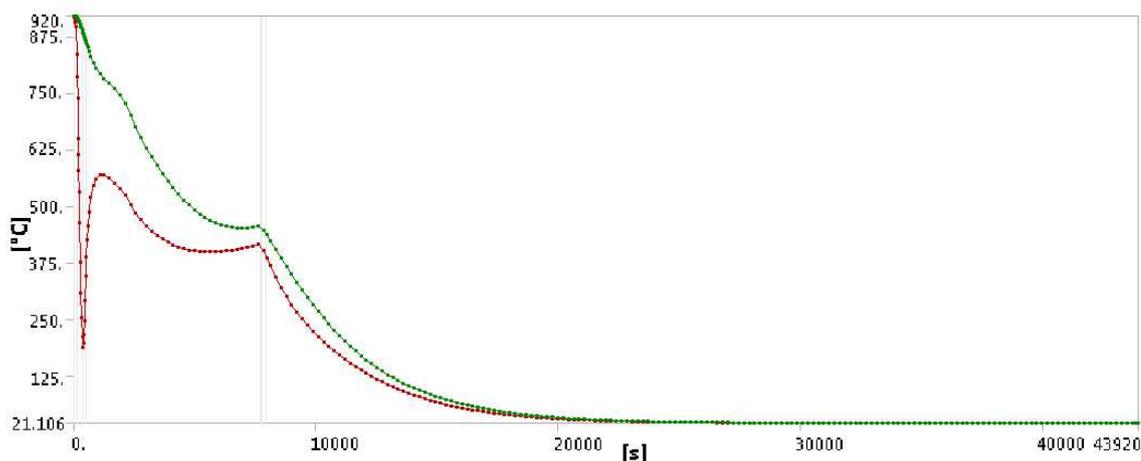


Рисунок 1.13 – Максимальна і мінімальна температура рейкового колеса при термообробці

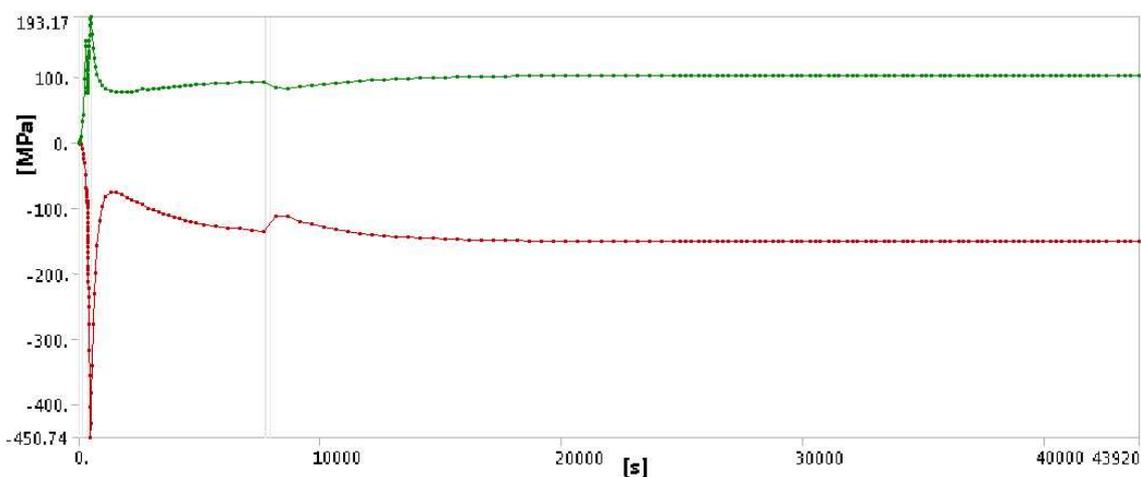


Рисунок 1.14 – Максимальні стискаючі та розтягувальні напруги рейкового колеса в коловому напрямку

В роботі [34] автори досліджували динамічні навантаження, які виникають в парі ходове колесо – рейка за допомогою 3-D модулювання. Вони отримали зв'язок між вертикальними динамічними зусиллями в зоні контакту колеса з рейкою і радіальним відхиленням колеса, а також швидкістю руху. На рис. 1.15 показана максимальна реакція на удар колеса об рейку.

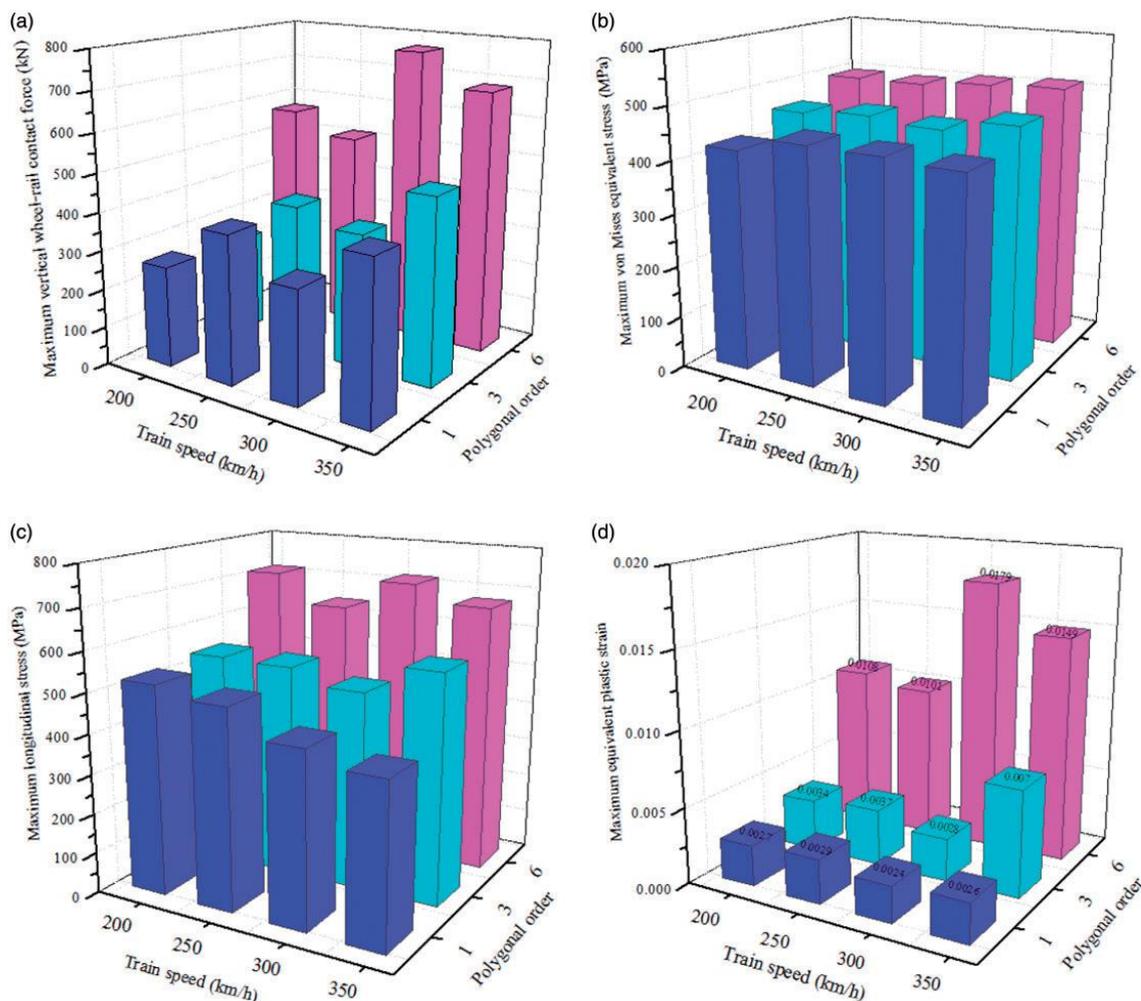


Рисунок 1.15 – Максимальна реакція на удар колеса об рейку:

а – вертикальна сила при контакті колеса з рейкою, б – еквівалентне напруження по Мізесу, с – повздовжнє напруження, д – еквівалентна пластична деформація.

В роботі [35] проведені дослідження динамічних зусиль при контакті колеса з рейкою за допомогою методу кінцевих елементів.

Динамічні моделі мостового крана розглянуті в роботах [36, 37]. Автори відмічають значні лінійні коливання моделі, а також вібрації вантажу і тролей під час руху крана. Був зроблений висновок про зміну навантаження під час руху крана. В роботі не були розглянуті динамічні навантаження в металоконструкції крана при пересуванні.

В роботі [38] розглянуте питання оптимізації пересування вантажного візка мостового крана на задану відстань, що дає можливість зменшити математичні коливання вантажу на канатному підвісі.

Результати експериментальних досліджень появи бокових сил в мостовому крані, які змінюються в процесі руху наведені в роботі [39]. Було встановлено, що експериментальні значення бокових сил менші, ніж визначені теоретично. Було б доцільним розглянути колеса не тільки з циліндричним профілем, але і з конічним, яке забезпечить менші бокові сили.

Також рух кранів та сили, що виникають в горизонтальній площині від нерівностей рейкових колій, досліджувалися в роботах [40, 41].

В роботі [42] було розглянуто динамічні моделі мостового крану. Автори визначали лінійні коливання моделі, яка дає опис вібрації вантажу і тролей під час руху крану і оцінили сили тертя в системі

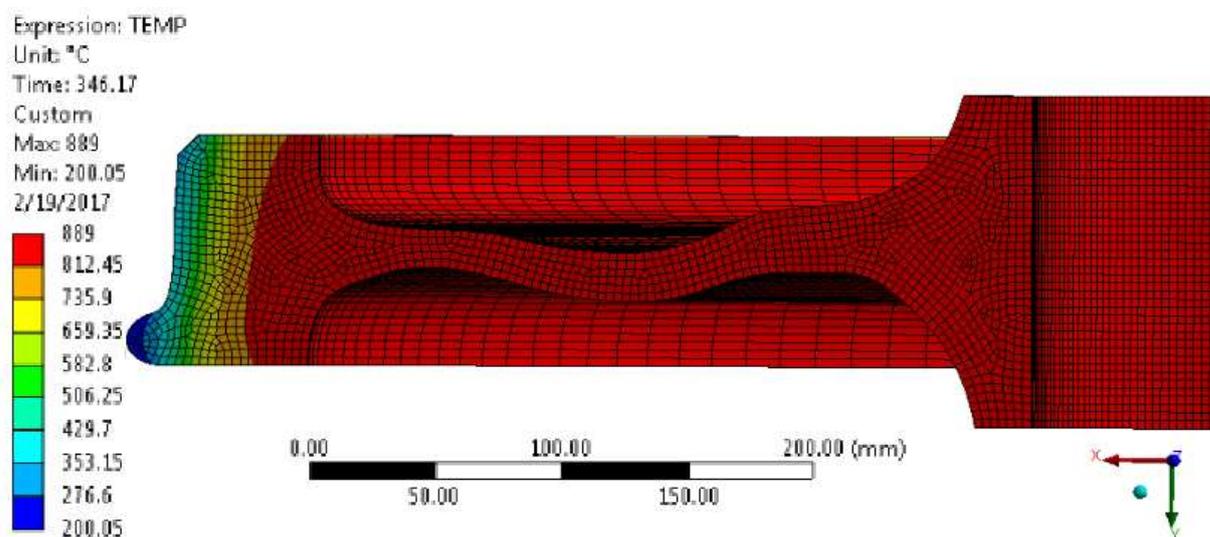
Аналіз сучасного стану наукових розробок у сфері експлуатації мостових кранів свідчить, що питання виникнення динамічних зусиль під час подолання колесами рейкових стиків досі залишається поза увагою дослідників.

Була дана оцінка впливу змінності навантаження на протязі дії сил опору при пересуванні крану.

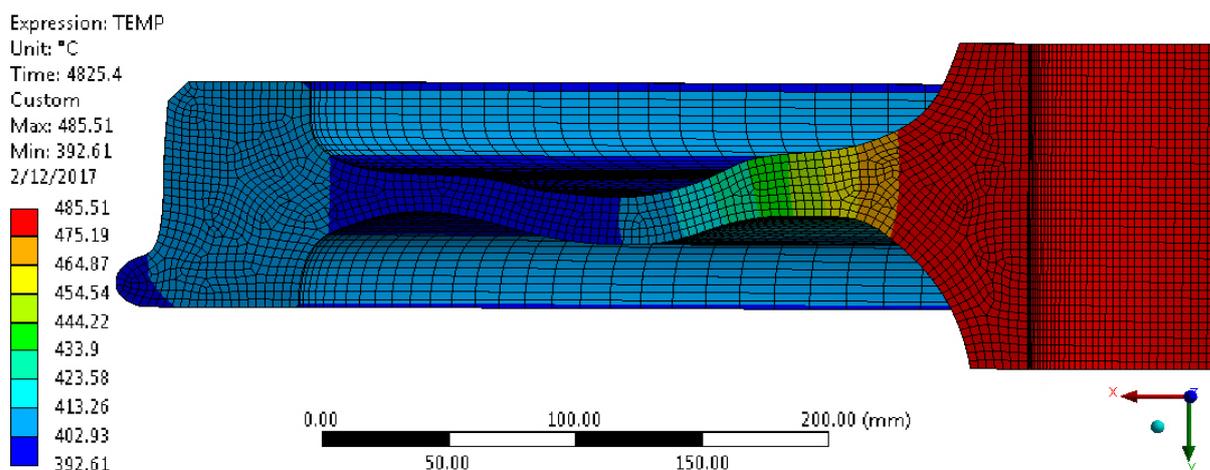
У праці [43] запропоновано розв'язок для визначення динамічних сил, що виникають у металоконструкції крана під час проходження колеса через стик рейки, з урахуванням геометричних параметрів контакту. Питання моделювання динамічних процесів висвітлено у роботі [44], де автори враховують траєкторію руху вантажу. Водночас у статті [45] наголошується на необхідності уточнення чинних методик розрахунку рейкових ходових коліс. Зважаючи на вагомість динамічних навантажень для взаємодії рухомого складу з колією, автори вказують на потребу в додаткових дослідженнях та ретельній верифікації отриманих даних.

На остаточні напруження рейкових коліс має значний вплив термічна обробка в процесі виробництва. В результаті загартування при виробництві всередині рейкового колеса виникають остаточні напруження, які можуть бути небезпечними для рейкового колеса під час його експлуатації. Визначення остаточних напружень в залізничному колесі дуже важливо для розуміння механізмів пошкодження і їх впливу на правильну роботу залізничних коліс. В статті [46] представлений метод визначення остаточних напружень в залізничному

колесі в процесі загартування з використанням безпосередньо зв'язаного термоструктурного аналізу в програмному забезпеченні ANSYS.



а) Через 346,17 с.



б) Через 4825,4 с.

Рисунок 1.16 – Зміна температурного стану рейкового ходового колеса в процесі роботи

В [47] представлений метод визначення тепла, яке виділяється в результаті тертя при контакті колеса з рейкою при нормальній експлуатації, з використанням нестационарного структурно-термічного аналізу (рис. 1.16). Однією з найважливіших проблем залізничних коліс є остаточний напружений стан.

Остаточні напруження, які виникають при виробництві, є важливим фактором, який впливає на пошкодження коліс і рейок.

Напружений стан ходового колеса можна оцінити за допомогою комп'ютерного моделювання. В роботі [48] автор проводив дослідження динамічних навантажень коліс вантажного візка мостового крану. В роботі [49] автори визначали, як підвищується експлуатаційна надійність механізму пересування мостового крану при застосуванні ходових коліс із пружними вставками. В своїй роботі Окагата [50] визначав міцність від втоми залізничного колеса. Для цього він розглядав залізничні ходові колеса, які виготовлялися в Японії і розробив метод розрахунку цих коліс з урахуванням способу їх виготовлення.

Дуже багато досліджень присвячено визначенню напружень у залізничних ходових колесах, особливо після процесу запресування бандажного колеса. При цьому розглядалися вплив методу виготовлення колеса і вплив типу термообробки на контактну довговічність від втоми [51,52].

В своїй роботі Ванг [53] провів моделювання процесу впливу термообробки 36-дюймового (914 мм) колеса вантажного вагона виробництва Griffin Wheel Company і впливу цього процесу на залишкові напруження в матеріалі ходового колеса. Для цього він використовував метод кінцевих елементів (МКЕ). Він отримав результати, які показали, що залишкові напруження в матеріалі ходового колеса при водяному охолодженні були більші, ніж при повітряному.

В роботі [54] було виконано аналіз експериментального дослідження з використанням тензометрії для визначення впливу геометрії ходового колеса на його напружений стан. Автори роботи [55] досліджували можливість застосування методів тензометрії для визначення деформацій в зоні контакту ходового колеса і підкранової рейки. Масуди Нежад в [56, 57] провів дослідження тріщин від втоми, які виникають в залізничних ходових колесах від дії залишкових напружень. Більшість авторів для оцінки залишкових напружень використовували метод кінцевих елементів з крупною сіткою. Але при цьому результати були неточними. Також не було оцінено вплив термообробки на величину залишкових напружень.

Автором було запропоновано застосування методу послідовного слабкого зв'язку теплового і структурного полів без урахування залежності коефіцієнта теплового розширення від температури і гравітаційної взаємодії (рис. 1.17). Дослідження також показало, що залишкові напруження є дуже важливим фактором у виникненні тріщин і довговічності утоми. В роботі [58] автор провів аналіз безпечної роботи ходових коліс, яка виключає схід коліс з рейок, на основі різних методів оцінок.

С. Ракша [59] досліджував динамічні зусилля, які виникають при роботі механізмів пересування мостового крана за допомогою математичних моделей і вплив цих сил на коливання вантажу.

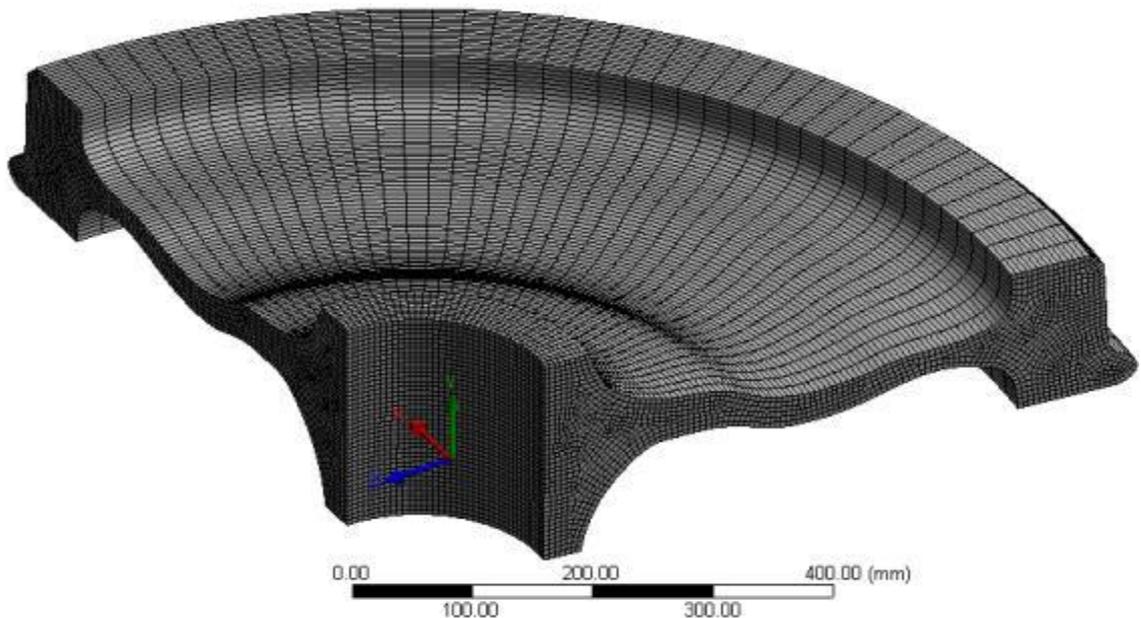


Рисунок 1.17 – Сітка кінцевих елементів рейкового колеса

Особливий інтерес викликають дослідження методом акустичної емісії динамічних процесів взаємодії колеса з рейкою, а також уточнення взаємозв'язку коефіцієнта тертя з проковзуванням.

Як показав аналіз сучасного стану наукових досліджень у галузі дослідження роботи механізмів пересування мостових кранів, питанням виникнення динамічних зусиль при проходженні ходових кранових коліс через стик, не було приділено увагу.

1.3 Постановка наукових завдань

Виконання наукової роботи дисертантом охоплює такі завдання:

1. Проаналізувати та оцінити сучасний стан умов роботи та розрахунку елементів системи «колесо – рейка – підкранова балка».
2. Провести теоретичні дослідження напружено-деформованого стану ходового кранового колеса, рейки і підкранової балки.
3. Визначити динамічні зусилля, які виникають при переході кранового колеса через стик рейкової колії.
4. Провести експериментальні дослідження, які підтвердять отримані теоретичні рішення.
5. Розробити методику розрахунку динамічних навантажень, які виникають при проходженні ходового колеса через стик і дати оцінку допустимих відхилень стиків по висоті.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС МОСТОВИХ КРАНІВ

2.1 Постановка завдання

Мостові крани є одним з найбільш розповсюджених видів підйомно-транспортного устаткування промислових підприємств. Безперебійна робота кранів може бути забезпечена лише за умови високої довговічності і надійності їхніх основних вузлів і деталей. З моменту появи перших кранів мостового типу з'явилась проблема перекосів ходових коліс, вона також актуальна і на сьогоднішній день.

Слід виділити декілька її аспектів: знос ходових коліс і підкранових колій; додаткові опори руху; бічні навантаження на підкранові спорудження; навантаження на металоконструкцію крана; робота металоконструкції при перекосах. Аналіз результатів роботи механізмів пересування кранів свідчить про недостатню довговічність ходових коліс, термін служби яких коливається від декількох місяців до декількох років.

В даний час підвищення довговічності ходових коліс здійснюється, здебільшого, шляхом збільшення їхньої зносостійкості за допомогою раціонального вибору матеріалу, твердості, виду термічної обробки і т.п. Підвищення довговічності коліс можна досягти також шляхом зменшення сили і тривалості контакту реборди з рейкою. Для того, щоб забезпечити гарні ходові характеристики і низький знос, необхідно встановлювати і витримувати допуски, що враховують недосконалість кранового шляху і самого крана.

Навантаження ходових коліс викликає згин і кручення кранових рейок. В інженерній практиці обмежуються розрахунком рейок на згин в вертикальній площині та на місцевий стиск. Неповноту врахування напруженого стану компенсують зниженням допустимих напружень або відповідним збільшенням розрахункових навантажень. Міцність і зносостійкість рейок визначається напругами в місцях передачі навантаження від коліс на рейку і напругами, які

виникають при згині і крученні під дією нормальних, повздовжніх і поперечних навантажень.

Практично завжди при пересуванні мостового крана виникає його поперечне зміщення і поворот відносно підкранового шляху, які обмежуються ребордами ходових коліс при контакті з рейками, викликаючи при цьому додаткові зусилля перекосу в металокопструкції крана. До того ж постійні співудари і контакти реборд коліс з рейками викликають їх інтенсивне зношування і, внаслідок чого, передчасний вихід з ладу елементів ходової частини мостового крана. Все це говорить про те, що для визначення факторів, які викликають динамічні навантаження в механічній частині пересування мостових кранів, в першу чергу, необхідно проводити більш детальне дослідження специфіки його руху по рейковому шляху.

Надійна робота механізмів пересування крана залежить від правильності укладання рейок на рейковому шляху, тому що саме відхилення положень рейки викликає динамічні навантаження в роботі ходової частини крана і підвищений знос реборд ходових кранових коліс. Але не завжди ми маємо обґрунтовані вимоги до критично допустимих значень параметрів монтажу кранових шляхів.

Допуски на монтаж рейкових колій наведені у таблиці 2.1.

Для забезпечення нормального руху крана при можливих неточностях укладки рейкового шляху і неточності монтажу металокопструкції крана, а також для забезпечення вирівнювання крана, ширину робочої частини ободів двохребордних ходових коліс слід приймати більше ширини головки рейки: для кранових коліс з циліндричним ободом – на 30 мм; для коліс з конічним ободом – на 40 мм; для коліс кранових візків – на 15-20 мм.

Навантаження ходових коліс викликає згин і кручення кранових рейок. В інженерній практиці обмежуються розрахунком рейок на згин в вертикальній площині та на місцевий стиск. Неповноту врахування напруженого стану компенсують зниженням допустимих напружень або відповідним збільшенням розрахункових навантажень [60].

Таблиця 2.1 Допуски на монтаж рейкових колій, мм

Найменування допуску	Залізобетонні підкранові балки			
	функціональ- ний, d	будівельний, С	вимірювальний, Δ	
			абсолют- ний	віднос- ний
1	2	3	4	5
Різниця відміток головок рейок в одному поперечному перерізі	40	37	3	
Різниця відміток головок рейок уздовж рейки	10	8	3	
Зміщення вісі кранової рейки з вісі підкранової балки (ексцентриситет)	20	16	6	
Відхилення від проєктних відстаней між осями кранових рейок (звуження чи розширення колії рейкового шляху): в тому числі при ширині колії до:	15	12	4	
10 м				1:2500
20 м				1:5000
30 м				1:7500
40 м				1:10000
Відхилення вісі кранової рейки від прямої лінії	20	16	6	

При шпальному шляху на баласті тиск шпали на баласт розподіляється нерівномірно, але при розмірах шпал, які зазвичай приймаються, і великій їх кількості, приймають тиск рівномірним. Навантаження на шпали:

$$P_h = pBL \quad (2.1)$$

Момент згину в шпалі при однорейковому шляху

$$M_h = \frac{P_h L}{8}. \quad (2.2)$$

Якщо рейка вкладається на короткі шпали на бетонних або металевих балках динаміка руху зменшується. В цьому випадку модуль основи потрібно визначати не властивостями баласту, а пружними властивостями дерев'яних шпал. При цьому

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{l_{np} B E_h}{4 h l E l}}, \quad (2.3)$$

де E_h – модуль пружності шпали при поперечному стиску,

l_{np} – приведена довжина шпали.

Рейки візка мостового крана встановлюють на поясний лист прольотної балки. При цьому пояс навантажується тиском від ходового колеса.

Вибір типу ходової рейки пов'язаний з величиною навантаження ходових коліс і з конструктивними особливостями механізму пересування – конічні ходові колеса можуть пересуватись тільки по випуклій рейці, циліндричні – і по випуклим і по пласким рейкам.

2.2 Силіві навантаження в кранових рейках

Навантаження ходових коліс викликає згин і кручення кранових рейок. В інженерній практиці обмежуються розрахунком рейок на згин в вертикальній площині та на місцевий стиск. Неповноту врахування напруженого стану компенсують зниженням допустимих напружень або відповідним збільшенням розрахункових навантажень. Міцність і зносостійкість рейок визначається

напругами в місцях передачі навантаження від коліс на рейку і напругами, які виникають при згині і крученні під дією нормальних, повздовжніх і поперечних навантажень [61].

Напружений стан рейки залежить також від метода укладки на балках і на фундаментах (на прокладках, на шпалах або зі спиранням підшви по всій довжині).

Рейки вантажного візка мостового крана, зазвичай, встановлюються безпосередньо на поясний лист прогонної балки. При проведенні розрахунків міцності такої балки потрібно враховувати ефективний коефіцієнт концентрації напружень, які виникають в місцях закріплення рейок і накладення зварювальних швів. Для того, щоб цьому запобігти, доцільно виключити кріплення рейок між діафрагмами. Це можливо досягнути, якщо провести укладку рейки на прошарки над діафрагмами. При цьому ми не тільки звільняємо від місцевих напружень верхній пояс, але і запобігаємо його ушкодженню при рихтуванні рейок [62].

Якщо рейка спирається по всій довжині на масивний фундамент, то в перерізі рейки, який знаходиться на відстані x_1, x_2 від тиску ходових коліс P_1, P_2 момент згину визначиться за формулою [63]:

$$M = \frac{1}{4\beta} (P_1\varphi_1 + P_2\varphi_2 + \dots), \quad (2.4)$$

де

$$\varphi = e^{-\beta x_i} (\cos \beta x_i - \sin \beta x_i). \quad (2.5)$$

Пружна характеристика системи «рейка – основа підкранової балки» буде визначатися за формулою:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB}{4EI}}, \quad (2.6)$$

де B – ширина підшви рейки,

I, E – момент інерції і момент пружності рейки.

k – модуль основи.

Тиск під підшвою рейки:

$$P = \frac{\beta}{2B} (P_1 \psi_1 + P_2 \psi_2 + \dots); \quad (2.7)$$

де

$$\psi = e^{-\beta x_i} (\cos \beta x_i + \sin \beta x_i). \quad (2.8)$$

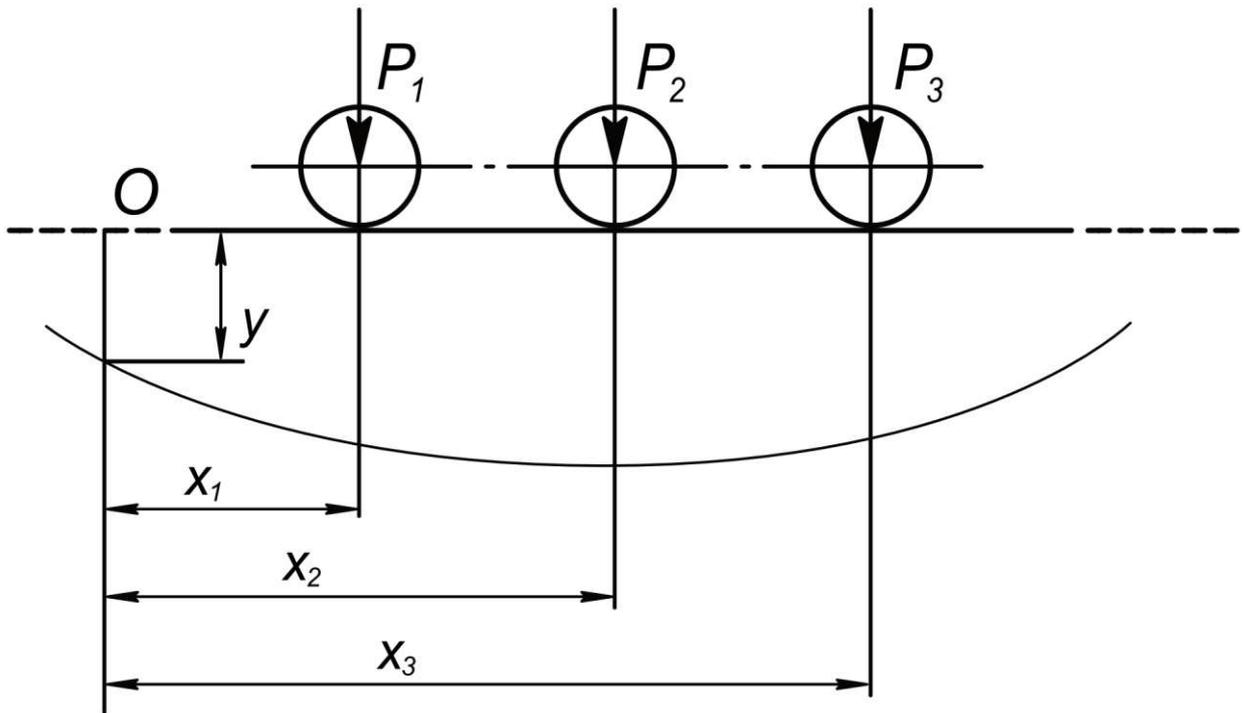


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема

При розрахунках приймають, що функції швидко згасають і тому можна допустити, що рейка навантажена одним колесом P_1 .

Момент згину визначають за формулою:

$$M = \frac{P}{4\beta}, \quad (2.9)$$

а тиск:

$$p = \frac{\beta P}{2B}. \quad (2.10)$$

На наш погляд, це допущення є надто грубим, воно виключає пояснення появи динамічних сил в металоконструкції мосту при русі вантажного візка.

Для зменшення тиску під підшовою рейки він укладається на прокладках $l_n \times B_n$.

Якщо для зменшення тиску на бетон рейку укладають на проміжний лист (рис. 2.2), то в формулі (2.10) під B мають на увазі ширину листа. При приварюванні рейки до листа, напруження згину визначається за формулою:

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (2.11)$$

де M – момент згину,

W – момент опору перетину.

При не скріплених один з одним рейки та листа, напруження в кожному з них визначається окремо, причому моменти згину розподіляються пропорційно моментам інерції рейки J_p і листа J_l

$$M_p = \frac{J_p}{J_p + J_l} M,$$

$$M_l = \frac{J_l}{J_p + J_l} M.$$

Приймаємо поправку до модуля k l/t . Тоді отримаємо:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{k B_n l}{4 E J_p t}}; \quad (2.12)$$

Тиск на основу:

$$p = \frac{\beta t}{2 B_n l} (P_1 \psi_1 + P_2 \psi_2 \dots). \quad (2.13)$$

Б.М. Брауде пропонував момент згину визначати як сумарний моментів в балці на пружній основі і в балці прольотом з зацемленими кінцями:

$$M = \frac{P}{4\beta} + \frac{Pe}{8} = \frac{P}{4\beta} \left(1 + \frac{\beta e}{2}\right). \quad (2.14)$$

Якщо рейку встановити на полосу шириною B_n , то формули (2.6), (2.7) будуть мати вигляд:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB_n}{EI}},$$

$$p = \frac{\beta}{2B_n} (P_1\psi_1 + P_2\psi_2).$$

Крім цього, момент інерції в цьому випадку визначається за формулою:

$$J = J_p + J_n,$$

де J_p , J_n – моменти інерції відповідно для рейки і полоси.

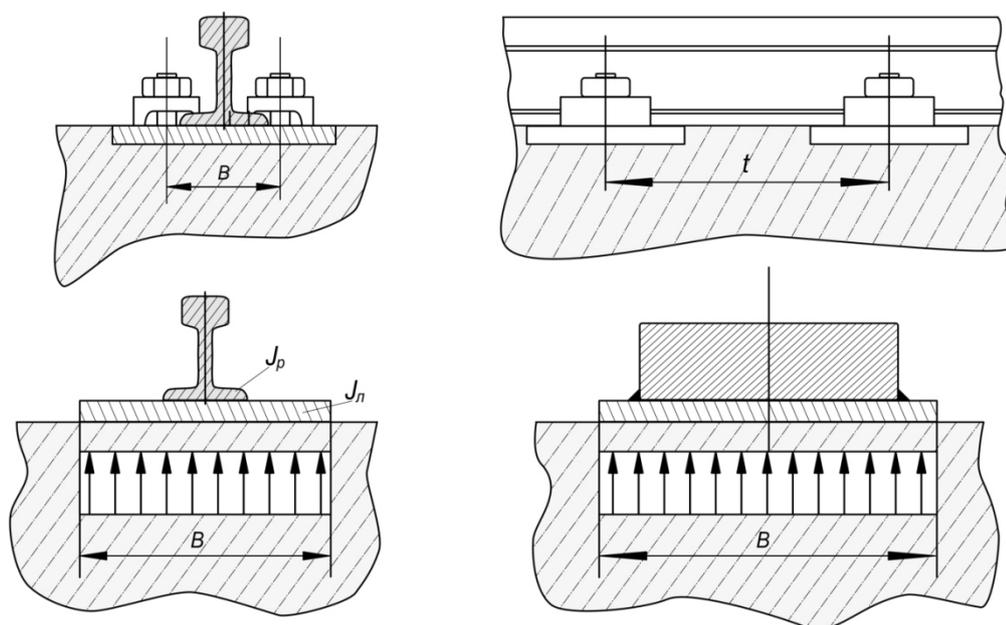


Рисунок 2.2 – Рейка на підкладному листі

Укладення рейок безпосередньо на бетонному фундаменті в ряді випадків викликає труднощі при коригуванні рівнів рейки у випадку осаді основи. Тому часто рейки укладають на підкладках, як показано на рис. 2.3. В цьому випадку до згину рейки на пружній основі додається згин рейки між прокладками:

$$M = \frac{P}{4\beta} + \frac{Pe}{8} = \frac{P}{4\beta} \left(1 + \frac{\beta e}{2}\right),$$

де e – відстань між прокладками.

Розрахунок по (2.4) дає розрахунок в рейці з деяким запасом.

Момент згину можна розподілити між рейкою і полоєю пропорційно до їх жорсткості згину:

$$M_p = \frac{J_p}{J} M, \quad M_n = \frac{J_n}{J} M. \quad (2.15)$$

Напруження згину в рейці:

$$\sigma_p = \frac{M_p}{J_p} e = \frac{M}{J} e. \quad (2.16)$$

Напруження згину в полосі:

$$\sigma_n = \frac{M_n}{J_n} \frac{h}{2} = \frac{Mh}{2J}. \quad (2.17)$$

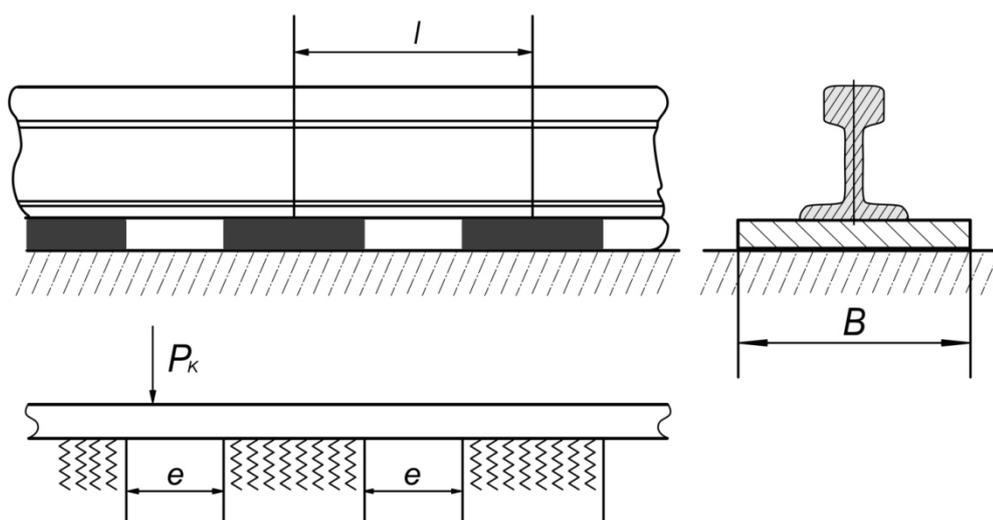


Рисунок 2.3 – Рейка на підкладках

Полося згинається в поперечному напрямку моментом $M = \frac{pc^2}{2}$, який викликає напруження:

$$\sigma_1 = \frac{6pc^2}{2h^2} = \frac{3pc^2}{h^2}. \quad (2.18)$$

Значно частіше застосовують укладання рейки на шпалах – залізобетонних, чавунних і сталевих, зварених або виливаних. Загалом, рейка на шпалах являє собою балку на пружних опорах, але невелика податливість опор зменшує ефективність такої схеми і пружністю опор нехтують.

При шпальному шляху на баласті тиск шпали на баласт розподіляється нерівномірно, але при розмірах шпал, які зазвичай використовують, і великій їх кількості, приймають тиск рівномірним. Навантаження на шпали:

$$P_h = pBL. \quad (2.19)$$

Момент згину в шпалі при однорейковому шляху:

$$M_h = \frac{P_h L}{8}. \quad (2.20)$$

При двох рейковому шляху момент посередині шпали:

$$M_h = \frac{P_h(c-b)}{2}. \quad (2.21)$$

Момент під рейкою:

$$M_{h1} = \frac{P_h c^2}{2l}. \quad (2.22)$$

Якщо рейка вкладається на короткі шпали на бетонних або металевих балках динаміка руху зменшується. В цьому випадку модуль основи потрібно визначати не властивостями баласту, а пружними властивостями дерев'яних шпал.

При цьому

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{l_{np} B E_h}{4 h l E l}}, \quad (2.23)$$

де E_h – модуль пружності шпали при поперечному тиску;

l_{np} – приведена довжина шпали.

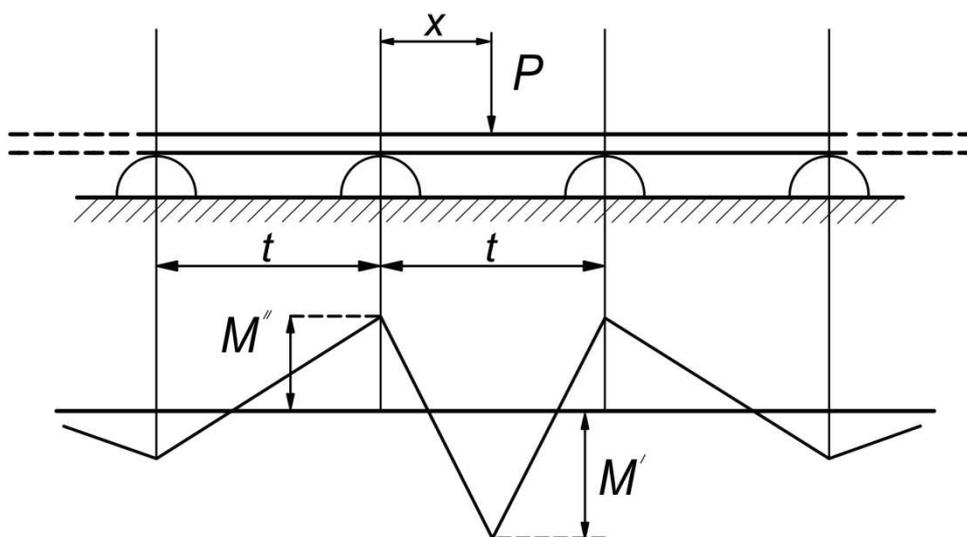


Рисунок 2.4 – Рейка на жорстких опорах

При металевих шпалах рейку можна розглядати як багато опорну балку. При відстані колеса $x = \alpha t$ від опори момент згину в рейці в перерізі під колесом:

$$M = \frac{\alpha(1-\alpha)}{2} [1 + 2(\sqrt{3} - 1)(1 - \alpha)]Pt. \quad (2.24)$$

Момент згину в перерізі над опорою:

$$M = \frac{\alpha(1-\alpha)}{2} [1 - (\sqrt{3} - 1)\alpha]pt. \quad (2.25)$$

Навантаження шпали змінюється по закону:

$$P_h = [1 - (\sqrt{3} - 1)\alpha - (2 - \sqrt{3})\alpha^3]P. \quad (2.26)$$

На основі наведених формул Б.С. Ковальським були побудовані графіки залежностей $M = \phi Pt$ і $P_h = \phi P$ в функції відношення кроку коліс опорного візка до кроку шпал a/t (рис. 2.5). Розміри і крок шпал встановлюються в процесі розрахунків. Проведені розрахунки відносяться практично до всього шляху ходу коліс. Якщо ми маємо навантаження шпали P_h можна вирахувати тиск під шпалою і момент згину:

$$p_0 = \frac{P}{BL} = \frac{P}{2Bl},$$

$$M = \frac{PL}{B}.$$

При двохрейковому шляху момент під рейкою:

$$M = \frac{p_0^2}{L},$$

а посередині прогону:

$$M = \frac{P(a-b)}{2}.$$

Ці залежності визначають при достатньо великій жорсткості шпал. Деформації згину шпал приводять до збільшення максимального тиску під шпалою.

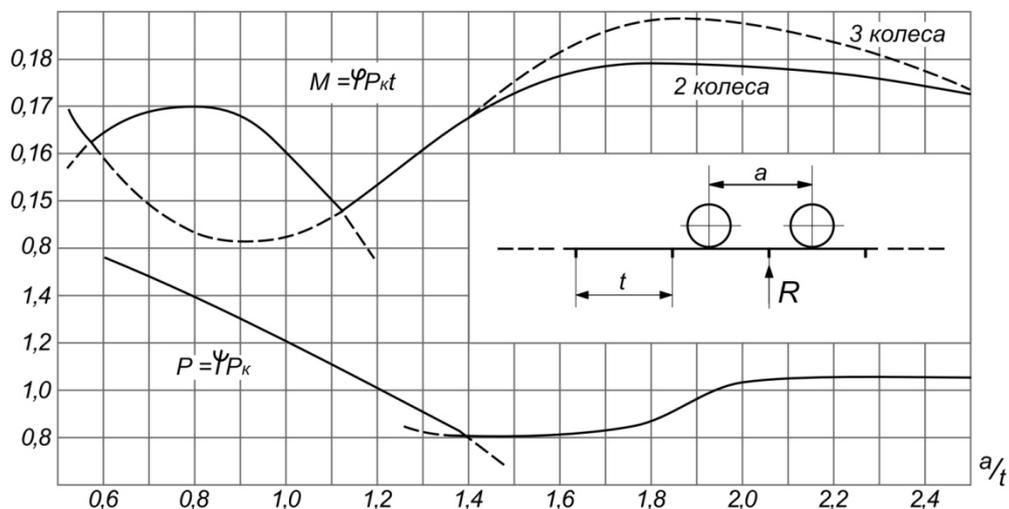


Рисунок 2.5 – До розрахунку рейки на шпалах

При одній рейці найбільший тиск під шпалою буде дорівнювати (рис.2.6)

$$p_{max} = \phi p_0$$

де

$$\phi = \lambda \frac{ch2\lambda + \cos 2\lambda + 2}{sh2\lambda + \sin 2\lambda},$$

де $\lambda = \beta l$ – жорсткість шпали.

Момент згину під рейкою:

$$M = \varepsilon \frac{PL}{B},$$

де

$$\varepsilon = \frac{ch2\lambda - \cos 2\lambda}{\lambda(sh2\lambda + \sin 2\lambda)}.$$

У випадку, коли рейки опираються на балки коробчастого перерізу діафрагми, які приварені до верхнього поясу, можна розглядати як нерухомі опори.

Проведемо розрахунки для наступних даних: $P_1 = 250$ кН, $P_2 = 220$ кН, рейка марки Р-38, $B=114$ мм, $I = 1222$ см⁴, $W = 180$ см³, $E = 210000$ Н/см²; $\kappa = 12$ Н/мм³, $L = 20$ м.

Тоді отримаємо:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot 114}{21 \cdot 10^4 \cdot 1222 \cdot 10^4}} = 0,0034 \text{ мм.}$$

Момент згину:

$$M = \frac{250000}{4 \cdot 0,0034} = 18382351 \text{ Нмм.}$$

Напруження згину в рейці:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{18382351}{18 \cdot 10^4} = 102 \text{ МПа.}$$

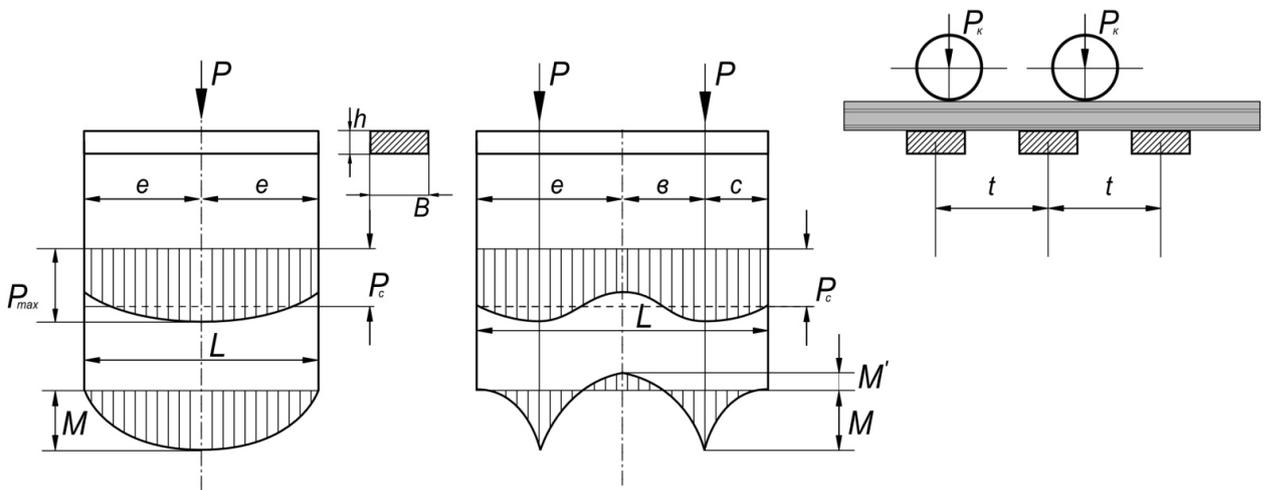


Рисунок 2.6 – Розрахунок шпал

Тиск під подошвою рейки:

$$p = \frac{0,0034 \cdot 250000}{2 \cdot 114} = 3,7 \text{ МПа.}$$

Ми проаналізували, як будуть змінюватися значення моменту згину, тиску і напружень згину при врахуванні функції φ на відстані $x = 1$ м (рис. 2.7, 2.8, 2.9). Як бачимо, функції моменту згину, тиску і напружень представляють собою знакозмінні функції, які приводять до динамічних навантажень і передаються на металоконструкцію крана, викликаючи його коливання [64].

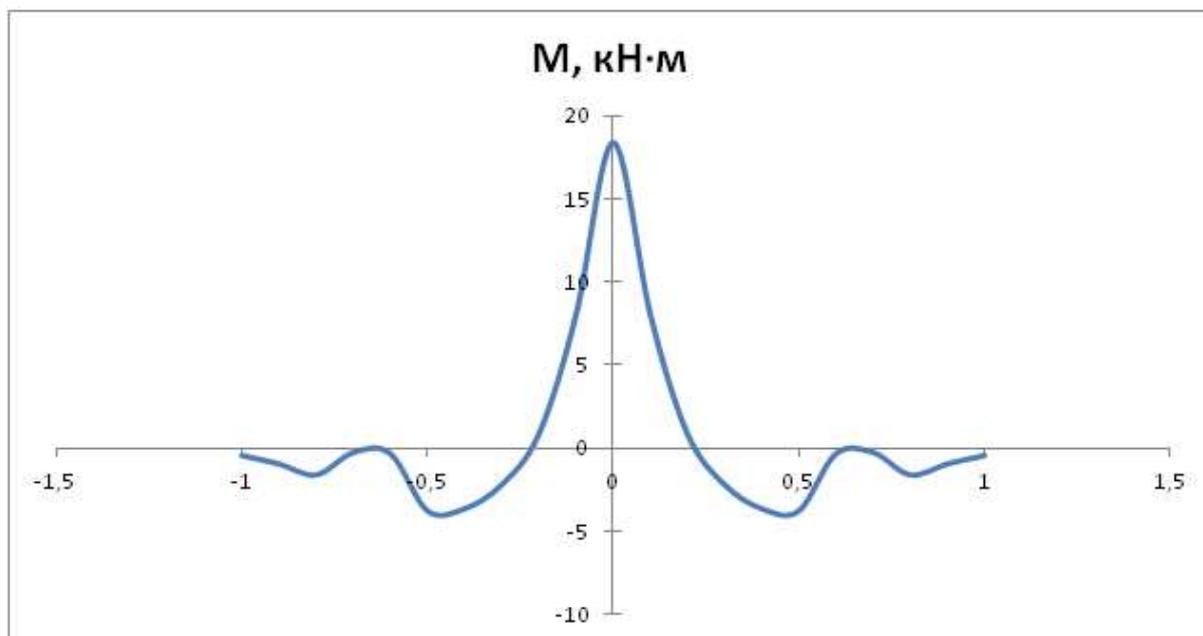


Рисунок 2.7 – Графік моменту згину в перерізі рейки

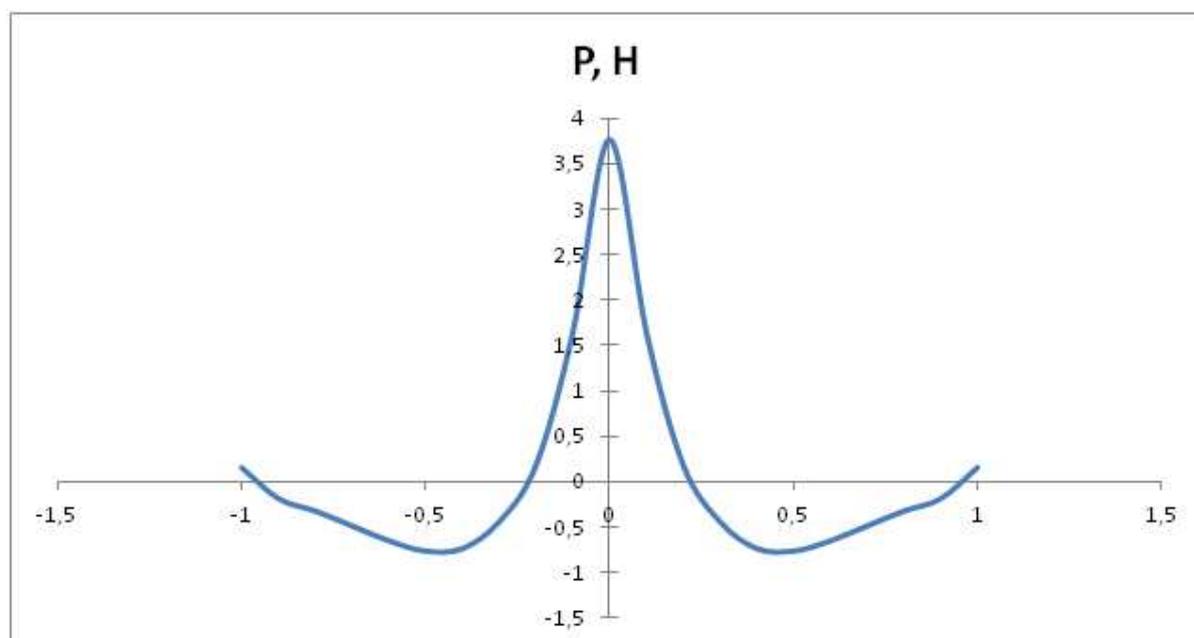


Рисунок 2.8 – Графік навантаження під підшвою рейки

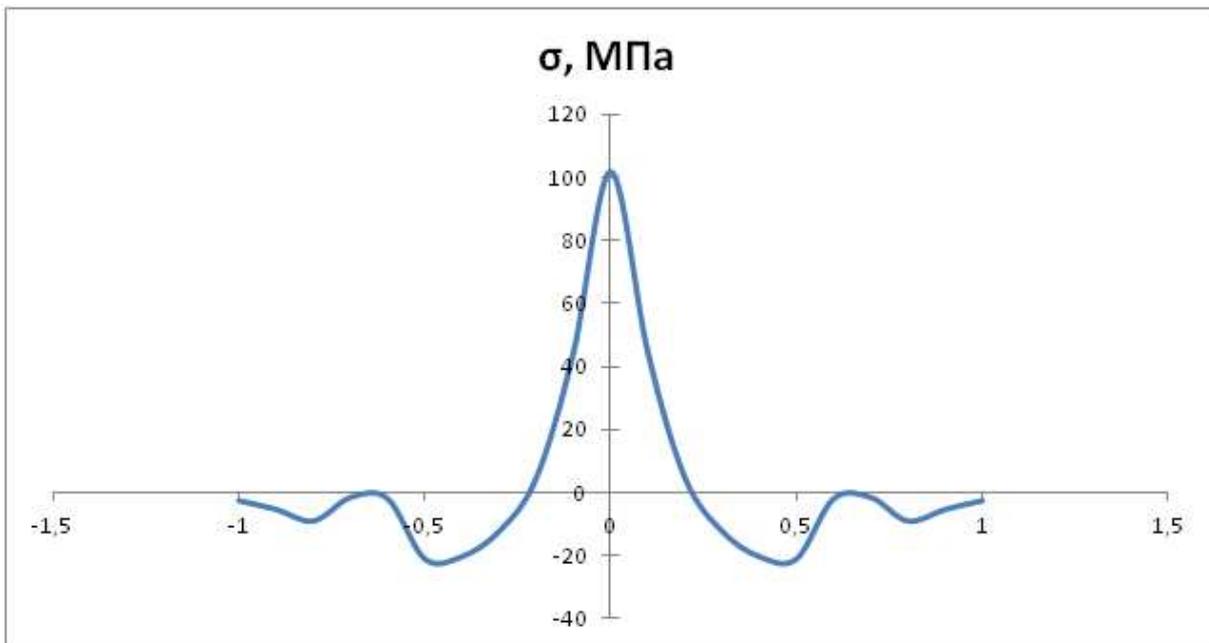


Рисунок 2.9 – Графік напруження згину в рейці

Визначаємо тиск за формулою (2.4), прийнявши $l = 200$ мм і $t = 300$ мм:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{12 \cdot 114 \cdot 200}{4 \cdot 21 \cdot 10^4 \cdot 1222 \cdot 10^4 \cdot 300}} = 0,00307 \text{ мм},$$

$$p = \frac{0,00307 \cdot 300 \cdot 250000}{2 \cdot 114 \cdot 200} = 4,9 \text{ МПа}.$$

Момент згину визначаємо за формулою (2.10) [65]:

$$M = \frac{250000}{4 \cdot 0,00307} \left(1 + \frac{0,00307 \cdot 100}{2} \right) = 23483306 \text{ Нмм}.$$

Порівняльні розрахунки для різних методів укладки рейкових колій на балках мосту наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 Порівняльні розрахунки для різних методів укладки рейкових колій на балках мосту

Вид опори	M_{\max} , Н·м	σ_{\max} , МПа	P_{\max} , МПа
Фундамент	18380	102	3,7
Смуга	10208,5	51,77	2,1
Прокладка	20534,5	114	3,15
Шпальний шлях на баласті	10625	59,2	2,0
Шпальний шлях на бетонних шпалах	2091	5	0,038
Шпальний шлях на металевих шпалах	6210	14,75	0,33
Двотаврова балка	2083	2,05	1,07
Коробчаста балка	3156	1,12	0,707

2.3 Висновки до розділу 2

1. В другому розділі було проаналізовано основні питання, які стоять перед механізмами пересування мостових кранів при пересуванні рейковим шляхом.
2. Проведені в дисертації дослідження дають змогу пояснити виникнення динамічних сил, які виникають у процесі руху вантажного візка і мосту крана.
3. Було встановлено, що вид підрейкової опори має значний вплив на величину статичних і динамічних навантажень, які виникають в підкранових балках.
4. Як показують дослідження, проведені різними науковцями, стики рейкового шляху найбільш суттєво впливають на появлення динамічних навантажень при пересуванні ходових коліс, і тим самим зменшують їх працездатність і надійність роботи.
5. Для зменшення ударних навантажень ходових коліс дуже доцільно встановлення амортизуючих прошарків з полімерних матеріалів під рейкою у місці стиків.

РОЗДІЛ 3 ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС ЧЕРЕЗ СТИКИ РЕЙКОВИХ КОЛІЙ

3.1 Вступ до розділу 3

При експлуатації мостових кранів буксові вузли витримують статичні і динамічні навантаження. Суттєву роль відіграють погрішності підкранового шляху і порушення рівномірності руху крана внаслідок зміни геометричних параметрів мосту і установки букс ходових коліс крана. На роботу цих вузлів також мають суттєвий вплив порушення технології збірки і правил експлуатації. Всі ці фактори призводять до виникнення ушкоджень і, як наслідок, відмов при роботі мостових кранів. На тепер, все більше значення має необхідність контролю стану деталей механізму пересування мостових кранів із застосуванням нових методів діагностики, які дозволяють проводити аналіз технічного стану без їх розбирання і без виведення крана із виробничого циклу.

У вузлах кранових коліс механізми пересування колеса мають значно менший строк служби у порівнянні з іншими вузлами і деталями.

У кранобудівній практиці, де швидкість руху візка близько 4-6 м/с, а кранів – 2-3 м/с динамічні явища повинні проявлятися досить мало. Але треба враховувати деякі особливості руху кранів, які підсилюють динамічний ефект руху навіть при малій швидкості. По-перше, крани і візки рухаються по рейкам і мають жорстку і безресорну ходову частину. При відсутності ресор вертикальні переміщення коліс викликають переміщення мас всього крану і удари на стиках коліс рейок стають більш сильними. По-друге, кранові шляхи на металевих і бетонних балках набагато жорсткіше залізничних шляхів на шпалах, що також підсилює динаміку руху (шпальні шляхи мають застосування і в кранобудуванні, але при малих швидкостях руху для будівельних і монтажних кранів).

Додаткові динамічні навантаження ходових коліс виникають при дії різних факторів. Наприклад, при підйомі вантажу в період розгону або при гальмуванні вантажу, що опускається збільшується натягнення підйомного канату і відповідно

збільшується навантаження коліс. Причиною додаткових навантажень являється також різні відхилення шляху – поганий стик рейок в стиках, вибоїни на рейках, вм'ятини, лиски на поверхні кочення коліс; нерівності на бокових поверхнях рейок і ребордах.

Додаткове навантаження звичайно оцінюється у процентному відношенні статичного навантаження. Повне навантаження можна визначити за формулою:

$$P_o = K_d P = K_d (P_Q + P_G),$$

де P_Q і P_G – статичні навантаження колеса, які викликані відповідно вагою вантажу і крану.

Визначення коефіцієнта K_d , зазвичай, не проводиться внаслідок складності розрахунків. У випадку мостових кранів ми маємо складну систему з декількох мас (коліс і кінцевих балок; кранового моста; підвішеного вантажу; кранового шляху) і деяких пружних зв'язків, які визначаються деформаціями шляху; мосту; поліспасти. За кордоном робилися спроби пом'якшення динаміки руху мостових кранів за допомогою пружинного закріплення ходових коліс до кінцевих балок. Але осадка пружини при зміні навантаження і коливання мосту погіршують роботу підресорених кранів.

В деяких випадках зменшення динаміки пересування може бути досягнуто за допомогою застосування коліс з гумовим ободом. Але це може бути ефективно тільки для мостових кранів у випадку, якщо вони рухаються зі швидкістю 140 м/хв.

Інші крани є більш складною динамічною системою, яка призводить до диференціальних рівнянь високих ступенів. Коефіцієнти динамічності в різних джерелах мають різний вигляд, але вони завжди залежать від швидкості пересування крана:

$$K_d = 1 + cV^2,$$

$$K_d = 1 + cV,$$

$$K_d = 1 + c\sqrt{V},$$

$$K_d = \frac{1}{1 - c\sqrt{V}}.$$

Оскільки ці формули не відтворюють фізичної суттєвості виникнення динамічних навантажень і служать лише для орієнтовної оцінки цих навантажень, всі вони мають право на існуванні тільки в тому разі, якщо конструктор пам'ятає про їх умовність і обмеженість.

Крім цього, очевидно, для невеликого діапазону значень V можна підібрати такі значення c , що наблизить результати розрахунків до реальних значень.

Якщо прийняти, що абсолютно жорстке колесо наїжджає в стику на виступаючий кінець рейки, який також являється абсолютно жорстким, то отримуємо закон підйому колеса:

$$y_k = r[\cos(\alpha - \omega t) - \cos \alpha],$$

$$\text{де } \omega = V/r$$

Визначимо тепер прискорення і знаходимо динамічне навантаження колеса:

$$P_k = P + \frac{P}{g} \ddot{y}_k = P \left(1 + \frac{r\omega^2}{g} \right) = P \left(1 + \frac{1}{gr} V^2 \right).$$

Такий розрахунок був виконаний Б.С. Ковальським. Він отримав, що при $r = 0,3 \text{ м}$ – $c = \frac{1}{rg} = 0,34$.

Треба відмітити, що ця залежність може бути застосована тільки при жорсткому колесі і жорсткій рейці, а на практиці, зазвичай, має місце пружність елементів системи і це повинно бути відкориговане.

Жорсткість кранових шляхів, які відрізняються по конструкції, лежить в широких межах. При великих швидкостях пересування крану зменшення динамічних навантажень досягається спеціальними засобами, які призводять до збільшення пружної податливості шляху.

Отримані розрахунковим шляхом значення динамічних коефіцієнтів можуть бути використані для визначення розмірів ходових коліс і кранових шляхів.

У всіх випадках, особливо при жорсткому крановому шляху, велике значення має величина виступу в стику h . Багато авторів рекомендують застосовувати косий стик. При цьому потрібно враховувати при конструюванні кранів, що вплив стику набагато сильніше, ніж звичайного зазору.

Щоб розібратися з причинами появи поштовхів і ударів, розглянемо допуски, які мають кранові шляхи. Кранові рейки виготовляють із допуском на ширину голівки 2 мм. Тому завжди можуть бути можливими удари, коли реборда колеса, яка сковзає по головці рейки зустрічається з виступаючим кінцем рейки.

В експлуатаційній практиці зустрічаються сильні удари також і при наїзді реборди на виступи на боковій поверхні рейки, які виникають при пластичній деформації і зносі. Треба відмітити, що при застосуванні конічних ходових коліс, такі удари відсутні.

Більш радикальним засобом покращення рейкових шляхів, ніж пригонка рейкових стиків, являється їх зварювання. Кількість стиків рейок на підкранових балках в цехах, на естакадах і т.ін. повинна бути мінімальною.

Звичайно, при малих швидкостях пересування наявність стиків ускладнень не викликає. Але причинами ударів можуть бути не тільки стики, але і лиски, і вм'ятини на поверхні кочення коліс, пошкодження поверхонь рейок.

Розрахунок динамічних навантажень в цих випадках аналогічний розрахунку зусиль в рейкових стиках.

В процесі експлуатації коліс і рейкових шляхів змінюється коефіцієнт динамічності, але врахування цього явища дуже складне. Тому необхідна експериментальна оцінка динаміки пересування кранів різної конструкції по різним крановим шляхам.

Для оцінки цього Б.С. Ковальський пропонує застосовувати наступну формулу

$$K_d = 1 + cV,$$

де коефіцієнт c визначається наступним чином:

- при укладанні рейок на коротких дерев'яних шпалах по металевим або залізобетонним балкам $c = 0,10$;
- при укладанні рейок безпосередньо на металевих балках і естакадах $c = 0,10-0,15$;
- при укладанні рейок на залізобетонних балках $c = 0,15-0,20$;
- при укладанні рейок на масивних фундаментах $c = 0,20-0,25$.

Треба відмітити, що коефіцієнт c треба диференціювати також по типам кранів.

Строк служби кранових ходових коліс визначається впливом цілого ряду факторів, серед яких велику роль відіграють місцеві напруження в контакті колеса з рейкою.

Великий внесок в рішення проблеми довговічності від втоми і дослідження напружено-деформованого стану підкранових балок внесли К.К. Муханов, А.І. Кікін, Ю.І. Василев, К.К. Нежданов, В.В. Ларіонов, В.П. Федосєєв, В.І. Дворецький, І.І. Крилов та ін.

Основною причиною руйнувань, які виникають в металоконструкції вантажопідйомних кранів, є значні динамічні сили, які виникають в результаті ударів при роботі механізмів пересування.

Ударні навантаження, які виникають при русі ходових коліс бувають у двох випадках: при наїзді кранів на кінцеві упори і при проходженні стиків рейкового шляху і місцевих нерівностей. Для зменшення ударних навантажень сучасні вантажопідйомні крани і вантажні візки при їх підході до кінцевих упорів мають буфери, які дозволяють розширити робочий хід крана і підвищити надійність і безпеку роботи крана.

Розрахунок ударних динамічних навантажень є досить складною задачею і поки не отримав потрібного розвитку. Це пояснюється тим, що з одного боку, є велике число факторів, які впливають на характер взаємодії тіл, які ударяються, а з другого, важкістю отримання вихідних експериментальних даних, які дозволять відпрацювати розрахункові схеми.

Найбільше число пошкоджень металоконструкції мостових кранів характерне для кінцевих балок, особливо в місцях закріплення ходових коліс і їх з'єднань з головними балками. Одною з причин появи тріщин від втоми в цих місцях є високий рівень ударних навантажень, які діють на кранові колеса і відповідно, на кінцеві балки при проходженні колесом місцевих нерівностей рейкового шляху. Крім цього, проходить викришування матеріалу доріжки

кочення ходових коліс і поломка вихідних валів навісних редукторів механізмів пересування кранів.

При експлуатації мостових кранів взаємне зміщення торців рейок, що стикаються по висоті не повинно перевищувати 2 мм і зазори в стиках рейок не повинні перевищувати 6 мм. Але на практиці ці значення набагато більші, в реальних умовах висота уступів перевищує 6 мм. Треба мати на увазі, що рейкові стики як місцеві нерівності рейкового шляху мають найбільш суттєвий вплив на динамічні навантаження.

Як показують проведені експерименти різних авторів, в момент дотику колеса із зустрічним уступом вертикальна складова його швидкості за тисячні долі секунди змінюється від 0 до максимального значення. В момент удару в зоні контакту колеса і рейки виникає ударний імпульс, який далі розповсюджується у вигляді хвилі пружної деформації по всій металокопструкції крана, при цьому викликаючи її пружні коливання.

Н.А. Лобов відмічає, що рейкові стики як місцеві нерівності шляху найбільш впливають на динамічні навантаження. В момент наїзду колеса на рейковий стик вертикальна складова його швидкості за тисячні долі секунди змінюється від нуля до максимального значення, які неможна визначити, виходячи тільки з кінематики руху жорсткої системи, тому що вона є наслідком пружної взаємодії контактуючих тіл. Під час удару в зоні контакту колеса з рейкою виникає контактна сила пружної деформації системи «колесо – рейка». Ударний імпульс, який отриманий колесом, далі розподіляється у вигляді хвилі пружної деформації по всій металокопструкції крана, викликаючи при цьому пружні коливання. Ударний імпульс, який отриманий рейкою, розподіляється по підкрановій балці.

Якщо визначити експериментально прискорення елементів крана, то неможливо знайти силу удару колеса об рейку, тому що невідома форма динамічної деформації мосту крана при ударі. Н.А. Лобов приймає, що вона аналогічна формі статичного прогину під дією власної маси.

Тоді сила удару:

$$P_{yd} = m_k j, \quad (3.1)$$

де j – максимальне прискорення колеса;

m_k – маса крана, яка приведена до вертикального переміщення колеса.

$$m_k = m_{x.k} + 0,25m_{x.b} + (0,125m_b + 0,25m_t + 0,25m_{gr})(B^2 + K^2)/B^2, \quad (3.2)$$

де $m_{x.k}$ – маса ходового колеса разом з підшипниками і буксою,

$m_{x.b}$ – маса кінцевої балки,

m_b – маса двох головних балок з усім обладнанням, які розташовані на них,

m_t – маса візка вантажного,

m_{gr} – маса вантажу,

B – база крана,

K – відстань між осями головних балок.

Н.А. Лобов виконав серію експериментів на мостовому крані вантажопідйомністю 20/3 т, який має прогін 22,5 м і швидкість пересування 1,33 м/год, що дало змогу отримати інформацію про характер реального навантаження від удару елементів крана в зоні, яка безпосередньо прилягає до ходового колеса. В цих експериментах ходове колесо проходило стик рейок з висотою 2,5 мм, який був розташований посередині прогону підкранової балки. При цьому визначалися вертикальні прискорення різних точок крана, прогину підкранової балки, моментів згину і поперечної сили в перетині кінцевої балки на відстані 0,4 м від центру колеса.

В процесі сходу колеса з уступу рейки прискорення його направлено вниз, а тиск колеса на рейку поступово зменшується. Початкова швидкість удару колеса об рейку визначається як векторна сума швидкостей колеса і рейки.

При підйомі колеса на виступ удар продовжується близько 0,005 с і за цей час колесо отримує дуже мале вертикальне зміщення, оскільки час його підйому на уступ в 10 разів більше.

Швидкість вертикального переміщення колеса V_0 дорівнює проекції на вертикаль миттєвої швидкості колеса V_k

$$V_0 = V_k \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.3)$$

де

$$\alpha = \arccos \frac{R-h}{R},$$

де R – радіус колеса, h – висота уступу.

Проведені експерименти Н.А. Лобова показали, що розрахункова модель повинна враховувати як місцеві контактні деформації тіл, які підкоряються удару, так і деформації кранового мосту і підкранової балки сумісно з рейкою. Розрахунок ударного навантаження, яке діє на колесо при його підйомі на уступ, ускладнюється не вертикальністю цієї сили і невизначеністю геометричної форми кромки рейки, на яке наїжджає колесо.

3.2 Динамічні коливання, які виникають в підкранових балках при пересуванні ходових коліс

Питаннями коливань механічних систем займалися багато видатних вчених, таких як С.П. Тимошенко, В.Д. Шевченко [60], В.Г. Піскунов, С.А. Казак, В.І. Сухінін, Н.А. Лобов, Я.Г. Пановко, J.J. Kalker [8], R.K. Alexejew, М.М. Гохбер, А.В. Вершинський та ін.

Підкранові балки можуть бути як зварені, так і клепані. Останні мають більш високу втомлювану довговічність. Клепані балки мають деяку податливість, що більш сприяє зовнішнім зусиллям.

Коливальні процеси мають дуже важливе значення для різних машин. Для мостових кранів несучі металоконструкції являють собою пружні системи з безкінечним числом вільності. Коливання таких систем описується диференціальними рівняннями в часткових похідних. При цьому виникають певні труднощі при вирішенні задач про сумісну роботу мосту і кранових механізмів.

Якщо балка має рівний опір згинанню то визначення жорсткості балки на згин проводиться досить просто. Але на практиці частіше застосовують балки із ступінчастою зміною перерізу. Тоді прогин в таких балках може визначатися або безпосереднім інтегруванням диференціального рівняння пружної лінії, або графоаналітичним методом з використанням аналогії Мора.

Визначення динамічних навантажень в металоконструкціях мостових кранів базуються на методиках М.М. Гохберга, Р.Е. Винограда, С.А. Казака і Н.А. Лобова.

Якщо умовно прийняти, що маса балки, яка рівномірно розподілена по всій її довжині, зосереджена в трьох перерізах: всередині прольоту і двох крайніх опорах. Тоді отримаємо систему з одним ступенем вільності, де $M = \frac{ml}{2}$.

Координати рухомої сили визначаються її швидкістю v та часом руху t від початку лівої сторони балки.

Прогин балки у момент руху t від одиничної сили $F = 1$

$$f(t) = F\xi(t). \quad (3.4)$$

Прогин балки буде викликати динамічна сила, яка з'являється при пересуванні ходових коліс вантажного візка рейкою. Якщо рейка спирається по всій довжині на масивний фундамент, то в перерізі рейки, який знаходиться на відстані x_1, x_2 від тиску ходових коліс P_1, P_2 момент згину визначиться за формулою (2.1).

Тиск під подошвою рейки визначаємо за формулою (2.4).

Тоді на основі цих залежностей було отримано диференційне рівняння [66]:

$$\ddot{z} + \omega z = \frac{\beta}{2MB} \left\{ P_1 e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + P_2 e^{-\beta(x+a)} [\cos \beta (x+a) - \sin \beta (x+a)] \right\}, \quad (3.5)$$

де P_1, P_2 – тиск під колесами;

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB}{4EI}};$$

$$M = \frac{ml}{2},$$

m – інтенсивність розподілу маси балки;

l – довжина балки;

B – ширина подошви рейки,

I, E – момент інерції і момент пружності рейки,

k – модуль основи.

Розв'язок рівняння (3.5) будемо шукати у вигляді:

$$z = C_1 \cos w x + C_2 \sin w x + z_{hast}, \quad (3.6)$$

де

$$z_{hast} = A_1 e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + A_2 e^{-\beta(x+a)} [\cos \beta (x+a) - \sin \beta (x+a)] \quad (3.7)$$

$$A_1 = \frac{P_1 \beta}{2MB(w-\beta^4)}, \quad A_2 = \frac{P_2 \beta}{2MB(w-\beta^4)}.$$

Коефіцієнти C_1, C_2 знаходимо з початкових умов $z(0) = 0, z(L) = 0$.

$$C_1 = -(P_1 + P_2) \frac{\beta}{2MB(w-\beta^4)}; \quad (3.8)$$

$$C_2 = -\frac{\beta}{2MB(w-\beta^4) \sin wL} \left\{ P_1 [1 + e^{-\beta L} (\cos \beta L - \sin \beta L)] + P_2 + \right. \\ \left. + P_2 e^{-\beta(L+a)} [\cos \beta (L+a) - \sin \beta (L+a)] \right\}. \quad (3.9)$$

Ми провели розрахунки, прийнявши:

$$P_1 = 220000 \text{ Н}; P_2 = 250000 \text{ Н}; E = 2,1 \cdot 10^9 \text{ Па};$$

$$J = 1,222 \cdot 10^5 \text{ м}^4; \beta = 10,744 \text{ м}^{-1}; a = 1 \text{ м}.$$

Прогин під переднім колесом:

$$y_1(x) = \left(-\frac{P_1}{8EJ\beta^3} e^{-\beta|x|} \right) (\sin \beta |x| + \cos \beta |x|).$$

Прогин під заднім колесом:

$$y(x) = \left(\frac{-P_1}{8IE\beta^3} e^{-\beta|x-a|} \right) (\sin \beta |x-a| + \cos \beta |x-a|).$$

Період пружної осі балки:

$$T = \frac{2\pi}{\beta} = \frac{2\pi}{10,744} \text{ м}, \text{ тобто на відстані } x = T/2 \text{ приходимо в точку максимуму.}$$

Введення діапазонів значень аргументу x :

$$x := -1, -1,05, \dots, 2, \text{ тобто від } x = -1 \text{ до } x = 2 \text{ з кроком } 0,05 \text{ м}.$$

Під вантажем P_1 прогин складає $y(0) = -0,864$ мм, прогин під силою P_2 складає $y_1(1) = -0,982$ мм.

Максимальні деформації зігнутої осі балки в протилежному напрямку (вверх) при $x = T/2$ і при $x = T/2 + 1$ складають відповідно:

$$y^+ = 0,3734 \text{ мм}$$

$$y_1^+ = 0,4243 \cdot 10^2 \text{ мм}.$$

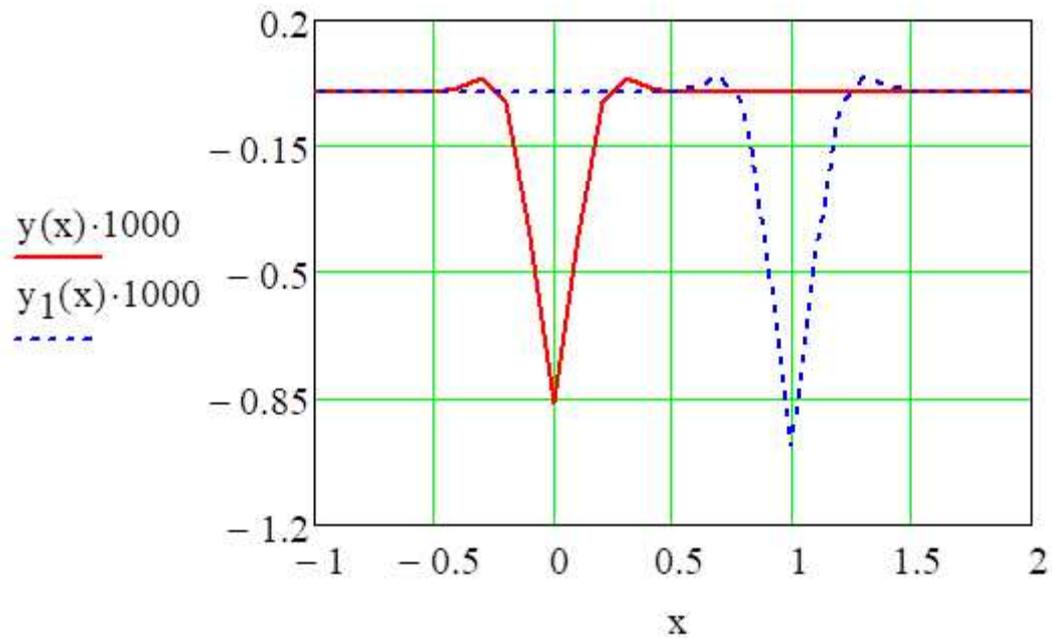


Рисунок 3.1 – Деформації зігнутої осі балки

$$P_1 = 220000 \text{ Н}$$

$$P_2 = 250000 \text{ Н}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^9 \text{ Па}$$

$$I = 1,222 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

$$\beta = 10,744 \text{ м}^{-1}$$

$$a = 1 \text{ м.}$$

Прогиб під переднім колесом:

$$y_1(x) = \left(\frac{-P_1}{8IE\beta^3} e^{-\beta|x|} \right) (\sin \beta |x| + \cos \beta |x|).$$

Отримане рішення дало змогу визначити динамічні параметри при пересуванні ходових коліс рейковими коліями (рис. 3.2-3.10).

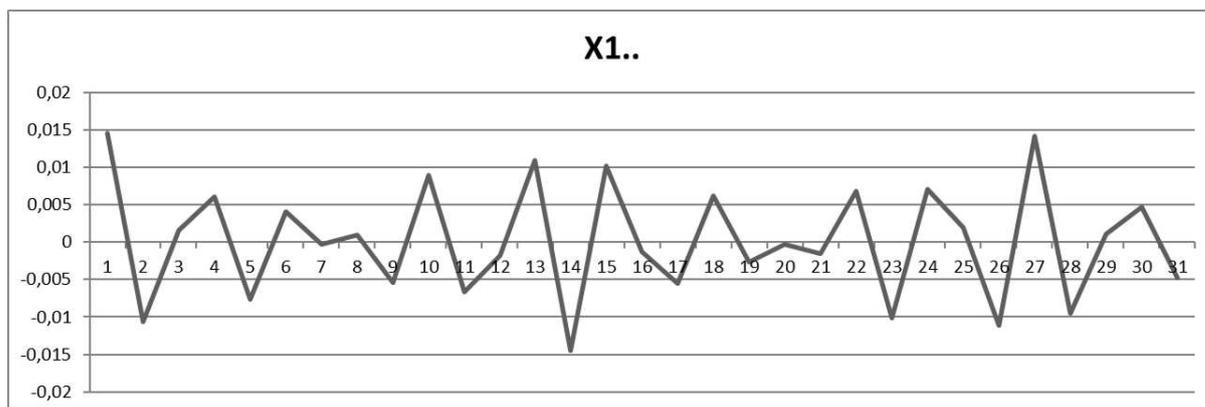


Рисунок 3.2 – Графік коливань мосту при пересуванні на стику рейкового шляху крана

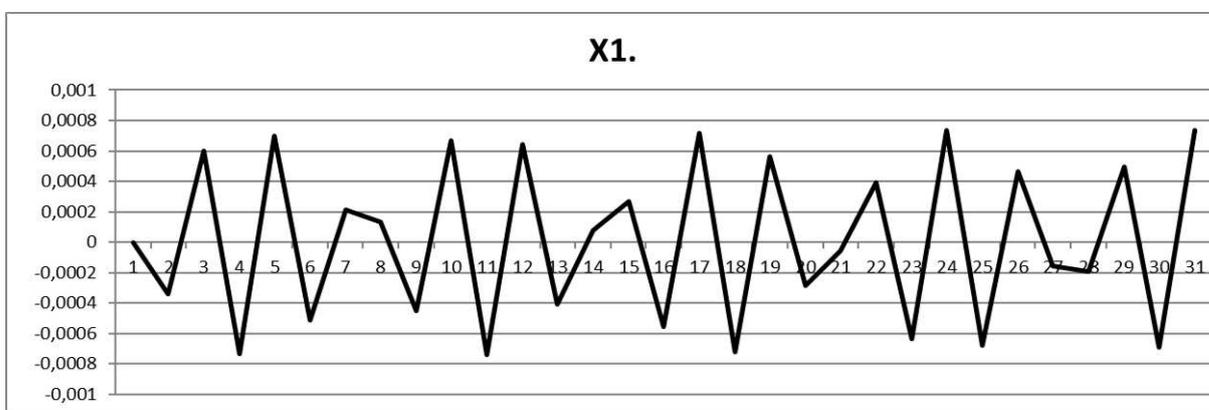


Рисунок 3.3 – Графік коливань мосту при пересуванні крана по рейці без стиків

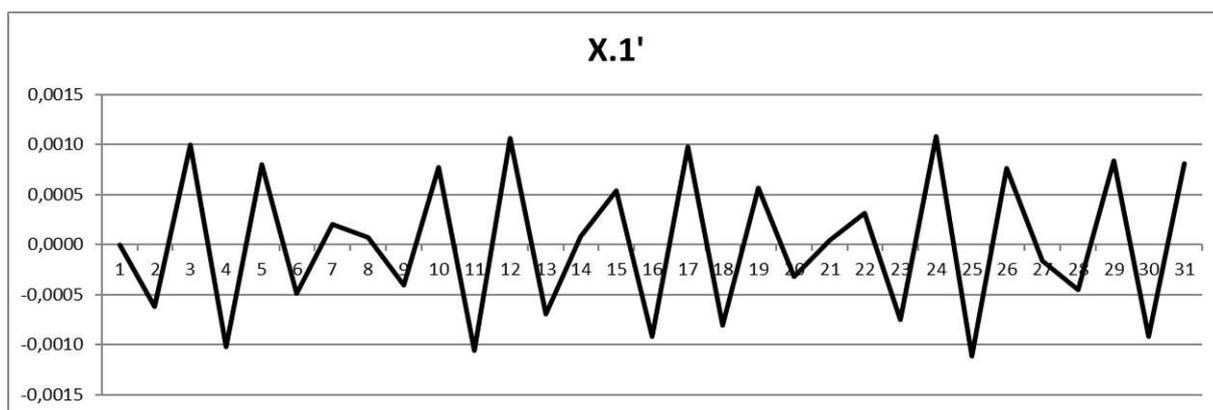


Рисунок 3.4 – Графік швидкості коливань мосту крана при пересуванні рейкою без стиків

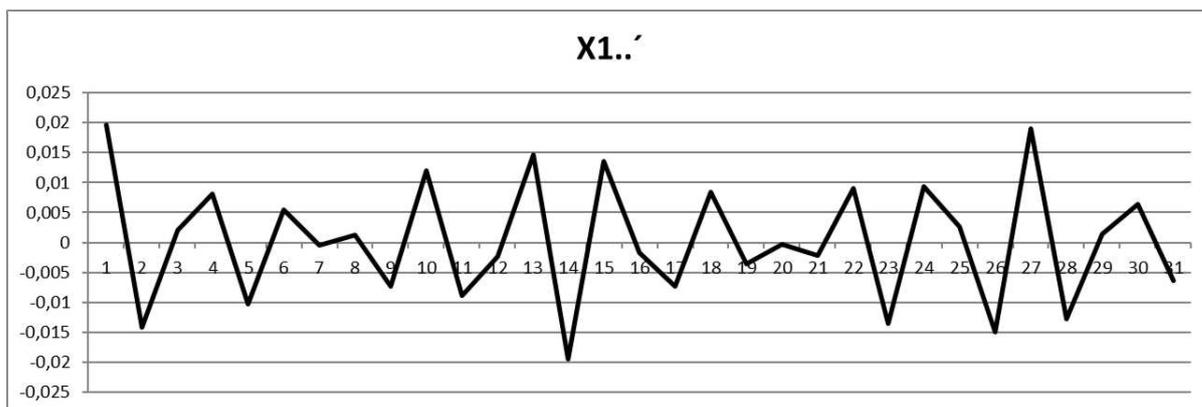


Рисунок 3.5 – Графік швидкості коливань мосту крана при пересуванні на стик рейкового шляху

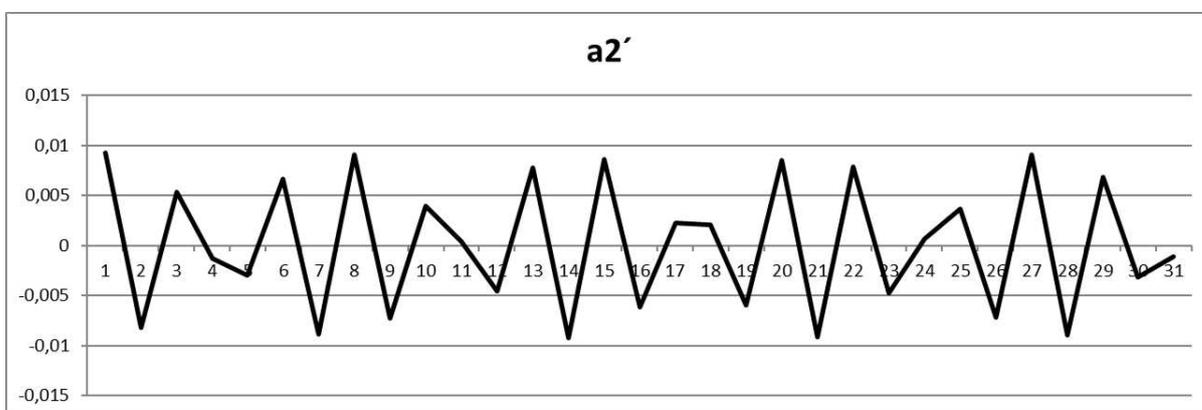


Рисунок 3.6. – Графік швидкості коливань мосту крана при пересуванні на стик рейкового шляху

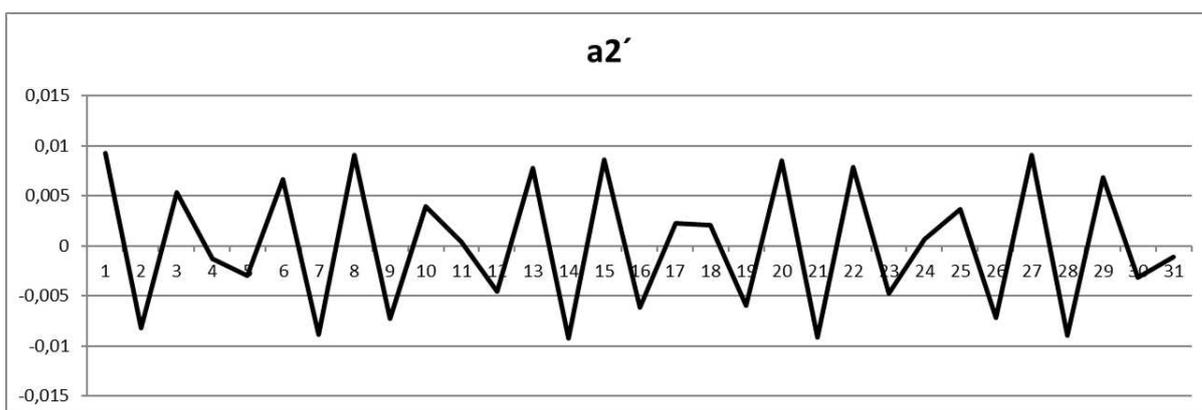


Рисунок 3.7 – Графік прискорень коливань мосту крана при пересуванні на стик рейкового шляху

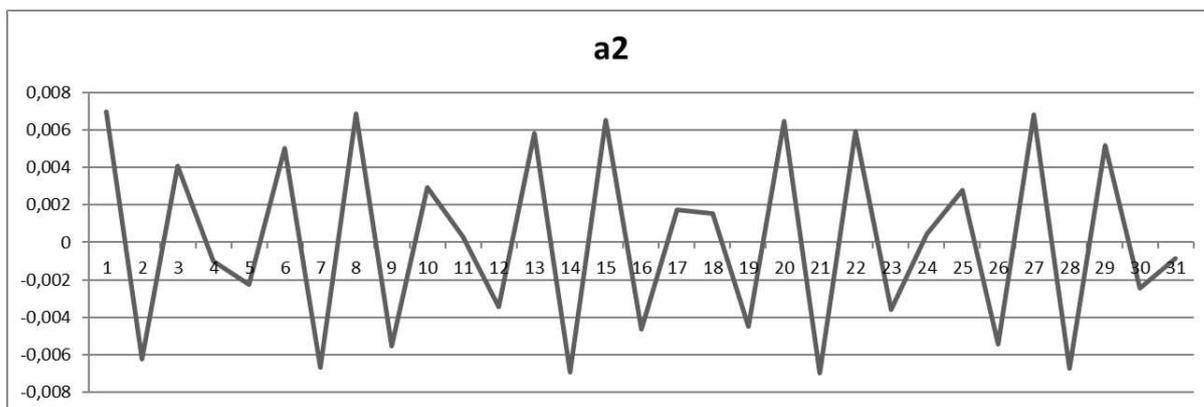


Рисунок 3.8 – Графік прискорень коливань мосту крана при пересуванні рейкою без стиків

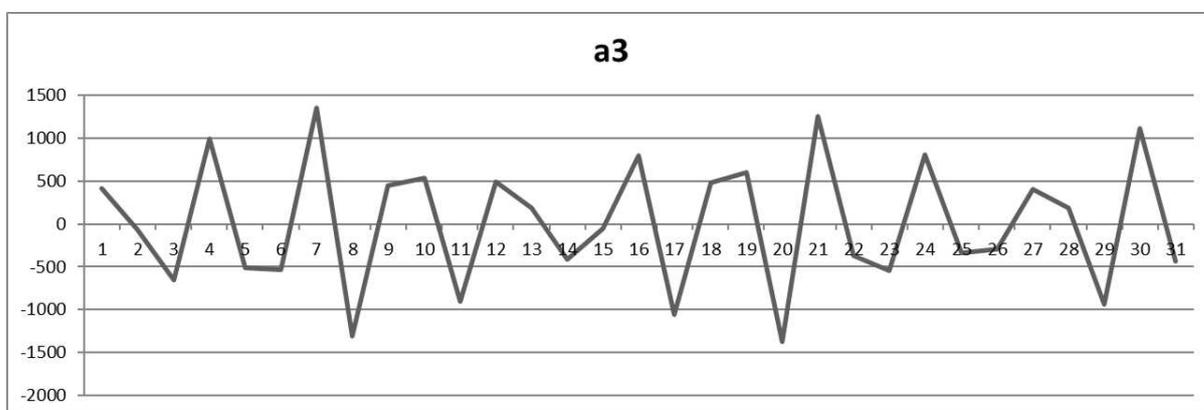


Рисунок 3.9 – Графік змін динамічних зусиль при пересуванні крана рейковим шляхом без стиків

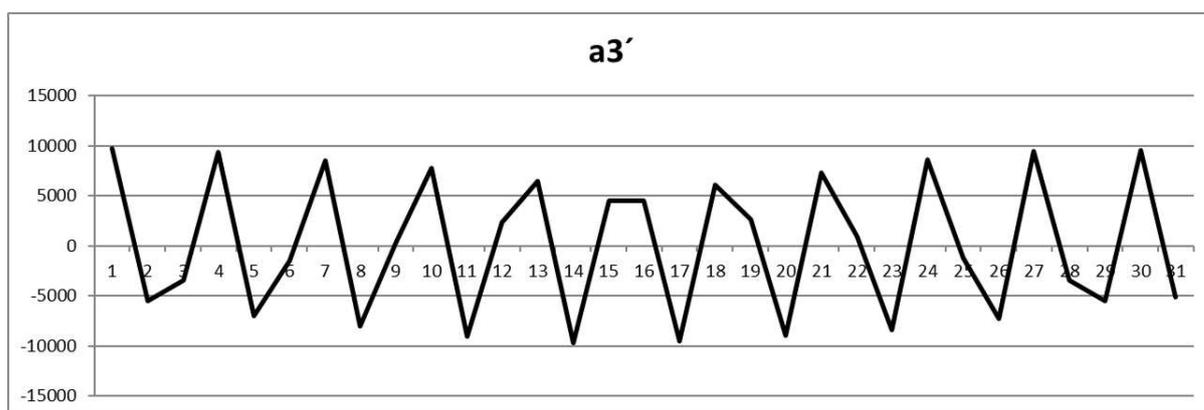


Рисунок 3.10. – Графік змін динамічних зусиль при пересуванні крана через стик рейкового шляху

3.3 Визначення ударних навантажень при проході через стик рейок.

Для кранів, які рухаються зі значною швидкістю, дуже суттєве значення мають ударні навантаження, які виникають при проходженні колесами місцевих нерівностей (стиків, вибоїн та ін.). Особливо це стосується мостових кранів із жорсткою безресорною ходовою частиною.

Для визначення характеру реального ударного навантаження елементів крана в зоні, яка безпосередньо примикає до ходового колеса були проведені експерименти Н.А. Лобова. Результати експерименту приведені на графіку (рис. 3.11).

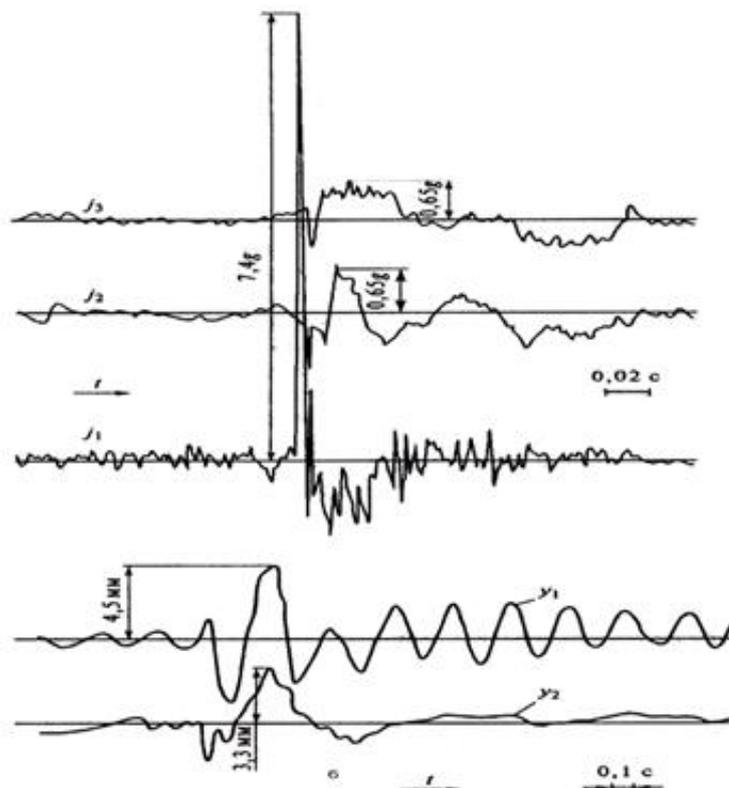


Рисунок 3.11 – Осцилограми, які отримані при наїзді колеса на уступ рейки:
 а – прискорення елементів крана при розташуванні візка без вантажу в крайньому положенні біля рейки з уступом; б – переміщення головної і кінцевої балок при розташуванні візка без вантажу в середині прогону.

Проведені експерименти показали, що розрахункова модель процесу, що розглядається повинна включати, як місцеві контактні деформації тіл, які

вдаряються, так і загальні деформації кранового мосту і підкранової балки разом з рейкою. Проведені розрахунки показують, що врахування контактної податливості колеса і рейки недостатньо, треба розглядати вплив на ударне навантаження контактну податливість підшипників коліс.

Силу удару можна визначити за формулою:

$$P = ky^n, \quad (3.10)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від пружних характеристик контактуючих тіл і їх форми;

y – деформація контактуючих тіл;

n – коефіцієнт, який залежить від виду деформації.

Проведені експерименти дозволили зробити наступні висновки:

- динамічні навантаження, які виникають при переході колесом рейкового стику, визначаються не кінематикою руху колеса, як це відзначається деякими авторами, а ударом двох тіл, тобто виникненням контакту між тілами, які мали до цього різну швидкість;

- з віддаленням від точки удару максимальні динамічні навантаження зменшуються, піки цих навантажень зміщені в часі, а спектр частот пружних коливань звужується;

- динамічні навантаження ходових коліс і кінцевих балок мостових кранів значно вищі навантажень головних балок.

Для зменшення рівня ударного навантаження ходових коліс і кінцевих балок кранів, підкранових рейок необхідно зменшувати контактну жорсткість елементів системи «крановий міст – ходове колесо – рейка – підкранова балка».

Це можна досягти встановленням амортизуючих прокладок із полімерних матеріалів під рейки в місцях стиків.

Перевірка технічного стану підкранових шляхів різних промислових підприємств показує, що дуже часто рейкові стики знаходяться в незадовільному стані. Зазори в стиках досягають величини 20-30 мм, перепади по висоті бувають до 5-10 мм, іноді навіть зустрічаються вибоїни глибиною 10-12 мм довжиною 30-40 мм. Такі стики є причиною досить значних динамічних навантажень. В

експерименті, проведеному П.Є. Богуславським, отримано, що при проходженні мостовим краном через перепону висотою $h = 5$ мм коефіцієнт перевантаження складає 1,85.

Дослідження ударних навантажень, які виникають у мостового крану при проходженні стиків рейкового шляху були дослідженні в дисертації Чернишенка О.В. При наїзді на стик колесо виконує вертикальні переміщення (рис 3.12). Якщо прийняти швидкість крана V_{kr} , висоту уступу h , радіус колеса R , то можемо знайти вертикальні переміщення колеса в залежності від часу:

$$Y_k = R \cos(\alpha - \omega t) - R \cos \alpha, \quad (3.11)$$

$$\text{де } \alpha = \arccos \frac{R-h}{R},$$

$$\omega = \frac{V_{kr}}{R} - \text{кутова швидкість колеса.}$$

Відповідно, вертикальна складова швидкості колеса при наїзді крана на стик рейки буде виглядати наступним чином:

$$\frac{dy_k}{dt} = R\omega \sin(\alpha - \omega t) = V_{kr} \sin(\alpha - \omega t). \quad (3.12)$$

Із (3.11) визначаємо початкову швидкість удару при зіткненні колеса зі стиком рейки при $t = 0$:

$$Y_k'(0) = R\omega \sin \alpha. \quad (3.13)$$

Вертикальне прискорення знаходимо як похідну швидкості по часу

$$Y_k'' = -R\omega^2 \cos(\alpha - \omega t). \quad (3.14)$$

Для вирішення цієї задачі О.В. Чернишенко було складено багатомасову динамічну модель крана, яка представлена на рис 3.13. В цій моделі враховувалася не тільки жорсткість канатів і металокопункції моста крана, але і жорсткість найбільш податливих елементів механізму пересування крана, таких як підшипники букс кранових коліс.

В даній моделі є можливість розглядання різних варіантів удару від стиків і нерівностей рейкового шляху з урахуванням їх геометричних параметрів. Також можна враховувати напружений стан металокопункції мостового крана від вантажу, що підіймається і власної ваги. Для вирішення багатомасової моделі мостового крана, яка представлена на рис. 3.13, були введені наступні допущення:

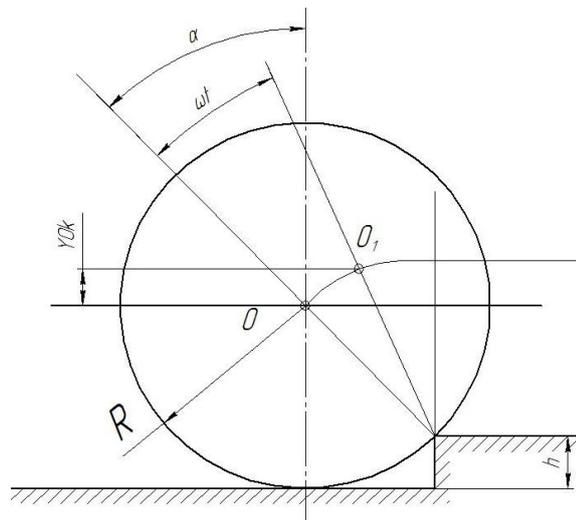


Рисунок. 3.12 – Схема руху колеса при наїзді крана на уступ

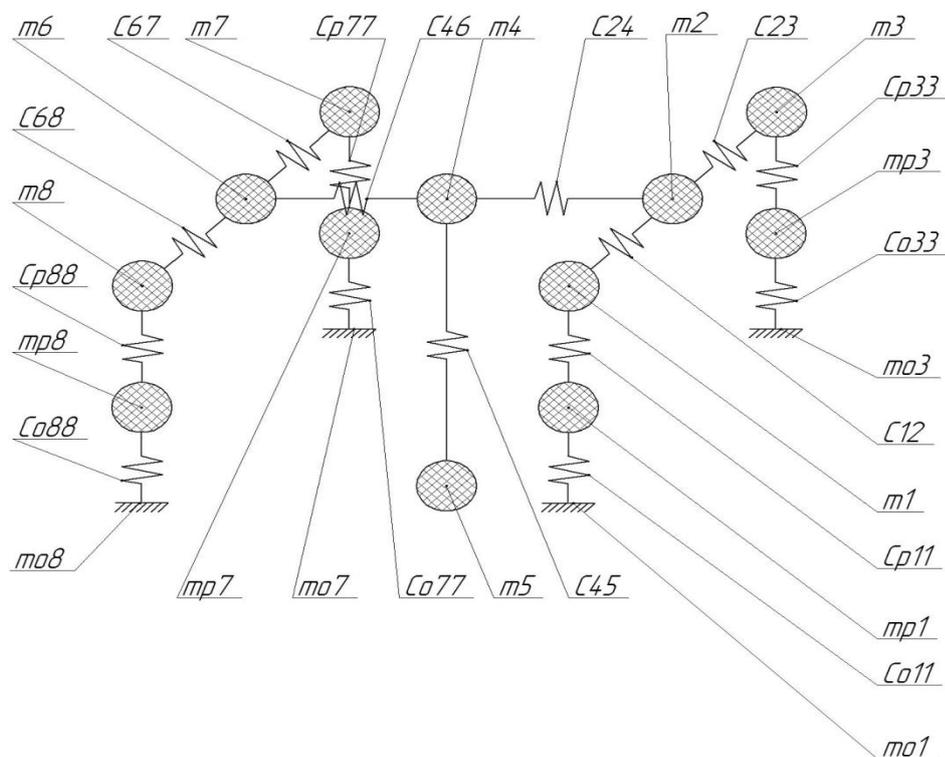


Рисунок 3.13 – Багатомасова динамічна модель мостового крана

- 1) масу головних балок моста крана приведемо до краю цих балок (m_2 і m_3),
- 2) масу кінцевих балок розподілимо на маси m_1 , m_3 і m_7 , m_8 відповідно,
- 3) маса візка розглядається як скупчена маса m_4 ,
- 4) жорсткість головних балок розглядається як жорсткість однієї приведеної балки,

5) маси m_{p1} , m_{p3} , m_{p7} і m_{p8} розглядаються як маси букс крана з урахуванням приведених мас підшипників, валів і кранових коліс,

б) так як підкранові шляхи мостових кранів спираються на колони будівель, які, в свою чергу спираються на фундамент будівель, маси яких набагато більші маси крана і вантажів, що ним підіймаються, то маси підкранових шляхів m_{o1} , m_{o3} , m_{o7} і m_{o8} можна враховувати рівними безкінечності,

7) при рішенні поставленої задачі О.В. Чернишенко використовував рівняння Лагранжа другого роду.

Для складання системи диференціальних рівнянь було записано функцію кінетичної, потенціальної енергій і функції розсіювання.

Кінетичну енергію було записано в наступному вигляді:

$$T = \frac{1}{2} [m_{o1} \cdot z_{o1}'^2 + m_{p1} \cdot z_{p1}'^2 + m_1 \cdot z_1'^2 + m_2 \cdot z_2'^2 + m_3 \cdot z_3'^2 + m_{o3} \cdot z_{o3}'^2 + m_{p3} \cdot z_{p3}'^2 + m_4 \cdot z_4'^2 + m_5 \cdot z_5'^2 + m_6 \cdot z_6'^2 + m_7 \cdot z_7'^2 + m_{p7} \cdot z_{p7}'^2 + m_{o7} \cdot z_{o7}'^2 + m_8 \cdot z_8'^2 + m_{p8} \cdot z_{p8}'^2 + m_{o8} \cdot z_{o8}'^2]. \quad (3.15)$$

Потенціальна енергія:

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} [& c_{o11}(z_{o1} - z_{p1})^2 + c_{p12}(z_{p1} - z_1)^2 + c_{12}(z_1 - z_2)^2 + c_{23}(z_2 - z_3)^2 + \\ & + c_{p33}(z_3 - z_{p3})^2 + c_{o33}(z_{o3} - z_{p3})^2 + c_{24}(z_2 - z_4)^2 + c_{45}(z_4 - z_5)^2 + \\ & + c_{46}(z_4 - z_6)^2 + c_{67}(z_6 - z_7)^2 + c_{p77}(z_7 - z_{p7})^2 + c_{o77}(z_{o7} - z_{p7})^2 + \\ & + c_{68}(z_6 - z_8) + c_{p88}(z_8 - z_{p8})^2 + c_{o88}(z_{o8} - z_{p8})^2]. \end{aligned} \quad (3.16)$$

Функція розсіювання:

$$\Phi = \frac{1}{2} [r_{o11}(z_{o1}' - z_{p1}')^2 + r_{p11}(z_{p1}' - z_1')^2 + r_{12}(z_1' - z_2')^2 + r_{23}(z_2' - z_3')^2 + r_{p33}(z_3' - z_{p3}')^2 + r_{o33}(z_{o3}' - z_{p3}')^2 + r_{24}(z_2' - z_4')^2 + r_{45}(z_4' - z_5')^2 +$$

$$r46(z4' - z6')^2 + r67(z6' - z7')^2 + rp77(z7' - zp7')^2 + ro77(zo7' - zp7')^2 + r68(z6' - z8')^2 + rp88(z8' - zp8')^2 + ro88(zo8' - zp8'). \quad (3.17)$$

Для пошуку рівнянь руху всіх мас було записано рівняння Лагранжа від кожної з координат (рис 3.12). При цьому були введені допущення, що всі точки переміщуються у вертикальній площині і взаємопов'язані жорсткостями.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zo1'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zo1} + \frac{\partial \Pi}{\partial zo1} + \frac{\partial \Phi}{\partial zo1'} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zp1'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zp1} + \frac{\partial \Pi}{\partial zp1} + \frac{\partial \Phi}{\partial zp1'} = -F_{\text{букс}} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z1'} \right) - \frac{\partial T}{\partial z1} + \frac{\partial \Pi}{\partial z1} + \frac{\partial \Phi}{\partial z1'} = -Fkb \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z2'} \right) - \frac{\partial T}{\partial z2} + \frac{\partial \Pi}{\partial z2} + \frac{\partial \Phi}{\partial z2'} = -Fgb \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z3'} \right) - \frac{\partial T}{\partial z3} + \frac{\partial \Pi}{\partial z3} + \frac{\partial \Phi}{\partial z3'} = -Fkb \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zp3'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zp3} + \frac{\partial \Pi}{\partial zp3} + \frac{\partial \Phi}{\partial zp3'} = -F_{\text{букс}} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zo3'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zo3} + \frac{\partial \Pi}{\partial zo3} + \frac{\partial \Phi}{\partial zo3'} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zp4'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zp4} + \frac{\partial \Pi}{\partial zp4} + \frac{\partial \Phi}{\partial zp4'} = -Fgt \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z5'} \right) - \frac{\partial T}{\partial z5} + \frac{\partial \Pi}{\partial z5} + \frac{\partial \Phi}{\partial z5'} = -Fgr \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zp6'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zp6} + \frac{\partial \Pi}{\partial zp6} + \frac{\partial \Phi}{\partial zp6'} = -Fgb \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial z7'} \right) - \frac{\partial T}{\partial z7} + \frac{\partial \Pi}{\partial z7} + \frac{\partial \Phi}{\partial z7'} = -Fkb \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zp7'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zp7} + \frac{\partial \Pi}{\partial zp7} + \frac{\partial \Phi}{\partial zp7'} = -F_{\text{букс}} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zo7'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zo7} + \frac{\partial \Pi}{\partial zo7} + \frac{\partial \Phi}{\partial zo7'} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zp8'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zp8} + \frac{\partial \Pi}{\partial zp8} + \frac{\partial \Phi}{\partial zp8'} = -Fkb \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zo8'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zo8} + \frac{\partial \Pi}{\partial zo8} + \frac{\partial \Phi}{\partial zo8'} = -F_{\text{букс}} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial zo8'} \right) - \frac{\partial T}{\partial zo8} + \frac{\partial \Pi}{\partial zo8} + \frac{\partial \Phi}{\partial zo8'} = 0 \end{array} \right. , \quad (3.18)$$

де Fkb – сила ваги від приведеної маси кінцевої балки;

Fgb – сила ваги від приведеної маси головної балки;

Fgt – сила ваги від маси вантажного візка;

Fgr – сила ваги від маси вантажу;

$F_{\text{букс}}$ – сила ваги від маси буксового вузла і колеса.

Функції зміни сил показані у вигляді графіків (рис. 3.14, 3.15, 3.16).

Такий метод вирішення цієї задачі являється досить громіздким і не завжди може бути використаний в конструкторській практиці.

Великі динамічні перевантаження кранів при проходженні по стикам пояснюються як жорсткістю самого шляху, так і жорсткістю ходової частини самого крану.

У простому випадку ця задача вирішується за допомогою двох масової розрахункової системи з урахуванням тільки податливості мосту. С.А. Казак досліджував три види стику рейки: зустрічна і попутна сходинки і зазор в стику. При вирішенні цієї задачі були прийняті наступні допущення: при розрахунку зустріч коліс з перепорою на лівій і правій сторонах крана проходить одночасно; колеса, рейки, рейкові опори і кінцеві балки мосту є абсолютно жорсткими; затухання коливань і змінення швидкості руху крана в момент проходження перепони не встигають проявити свій вплив на динаміку системи. Ці допущення приводять до підвищення розрахункових навантажень, тому такий розрахунок дає деяку наближеність.

В розрахунку конструкція ходової частини була врахована за допомогою передаточного числа балансірної підвіски ходових коліс. Це передаточне число є відношенням висоти сходинки, яка долається парою коліс одночасно у вертикальній складовій відповідного переміщення центра тяги всього крану.

Якщо прийняти, що весь кран є абсолютно жорстким, а вантажний візок знаходиться в середині прогону, то це буде і вертикальне переміщення вантажу.

Розрахунки показали приблизно однакову функціональну залежність динамічних навантажень і при зустрічній і при попутній сходинках. Динамічні навантаження залежать від висоти сходинки, швидкості пересування і жорсткості ходової системи [67].

Для динамічного розрахунку кранової системи найбільш важливими параметрами металоконструкції є геометричні і масові характеристики, які впливають на кінетичну енергію крана при його повздовжніх і обертальних рухах

в горизонтальній площині, а також коефіцієнт жорсткості мосту, дисипативні параметри, які характеризують поглинання енергії пружних коливань.

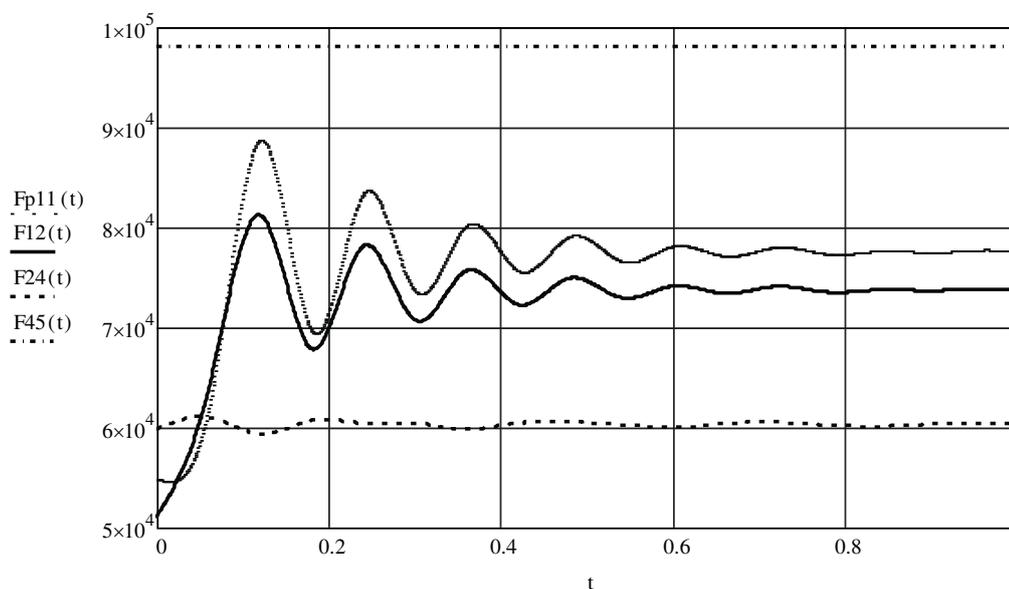


Рисунок 3.14 – Результати рішення системи диференціальних рівнянь при положенні візка по середині прогону крана

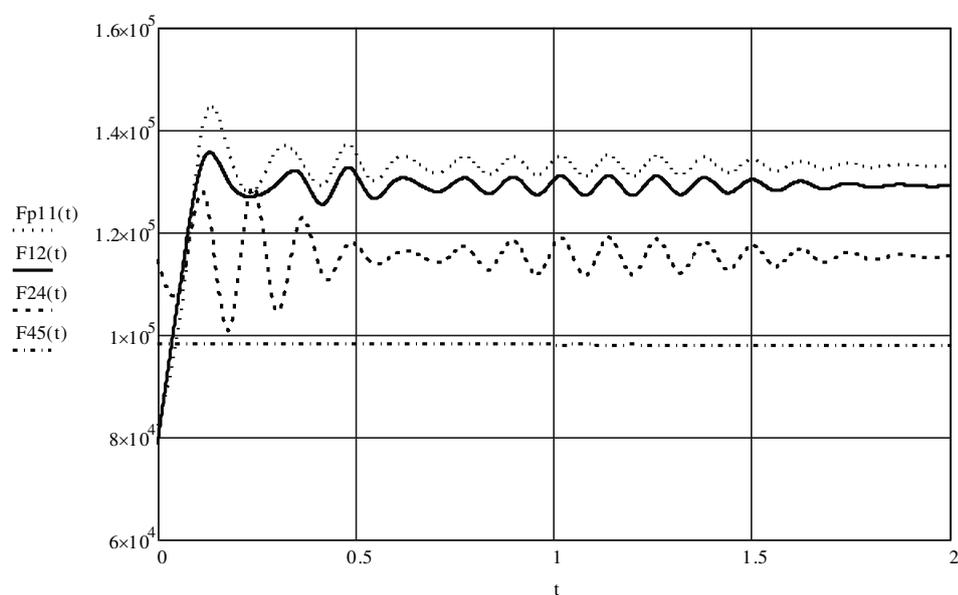


Рисунок 3.15 – Результати рішення системи диференціальних рівнянь при положенні візка на одній чверті прогону крана

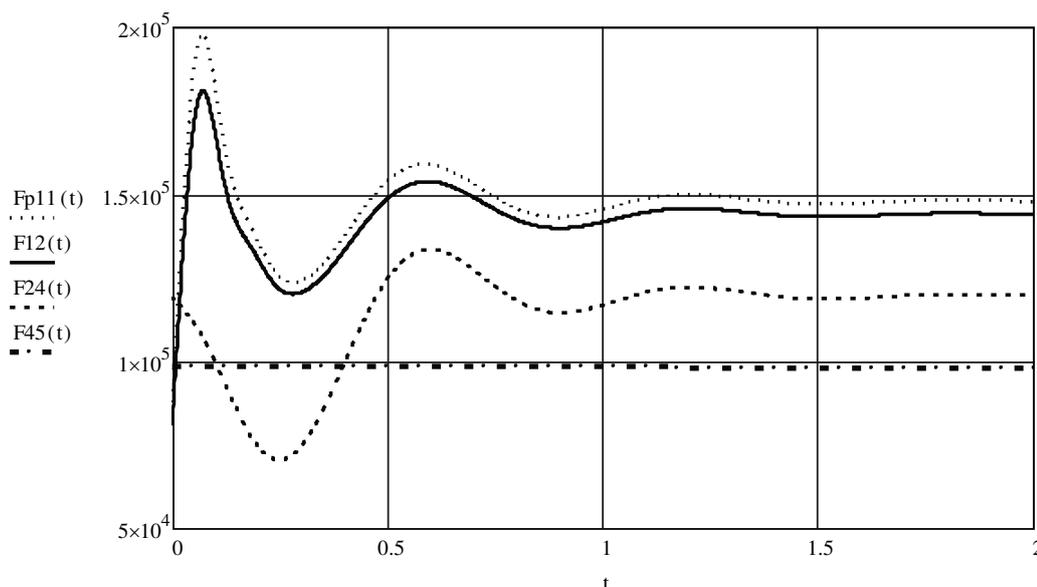


Рисунок 3.16 – Результати рішення системи диференційних рівнянь при положенні візка на відстані 1,5 м від кінцевої балки

Пружна податливість мосту характеризується жорсткістю на згин головних і кінцевих балок.

Кран встановлюють в прогоні таким чином, щоб ходові колеса знаходилися навпроти колон, до яких кріпляться підкранові балки. З метою розвантаження мосту від остаточних деформацій металокопструкції, кінцеві балки з боку ходових коліс по чергово піднімають над рейками і в місцях з'єднання їх з головною балкою встановлюють прокладки, щоб при опусканні кінцевих балок між колесами і рейками залишався невеликий зазор.

Затухання пружних коливань кранової металокопструкції меншою мірою визначається силами внутрішнього тертя конструкційних матеріалів мосту і значною мірою – силами конструкційного демпфування, тобто силами тертя у сполуках кранового мосту з колесами вантажного візка, механізмом пересування крана і деякими іншими елементами, які закріплені на мосту.

При динамічному розрахунку можна вважати, що вантажопідійомний кран представляє собою єдину динамічну систему, яка складається з механізмів,

несучої металокопструкції, приводів і будівельної частини будівлі, в якій працює мостовий кран.

Врахувати всі діючі елементи крану в динамічному розрахунку дуже складно, тому приймають деякі спрощення.

Складність динамічних процесів викликано тим, що при пересуванні крана по рейковому шляху виникають коливання металокопструкції крану, крутильні коливання трансмісії механізму пересування, маятникові коливання підвішеного на канатах вантажу, а також поперечні і обертальні рухи мосту крана, які супроводжують пружне ковзання ходових коліс по рейкам.

Для вирішення цієї задачі була розглянута наступна схема (рис. 3.17), в якій є дві пружні зв'язки і дві маси, де m_1 – маса мосту, яка приведена в середині прогону і маса візка, m_2 – маса вантажу, C_1 , C_2 – коефіцієнти жорсткості мосту і канатної підвіски, Q – вага вантажу, G – приведена вага.

Рівняння руху під час підйому коліс на сходинку [68]:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_{11} = F_{11} - F_{k1} - G \\ m_2 \ddot{x}_{21} = F_{k1} - Q \\ F_{11} = G + Q + C(x_0 - x_{11}) \\ F_{21} = Q + C_2(x_{11} - x_{22}) \end{cases} \quad (3.19)$$

Вертикальні переміщення x_0 ведучої маси мосту, яка приведена до ходової частини крана, визначається наступною формулою:

$$x_0 = \frac{r[\cos(\alpha - \omega t) - \cos \alpha]}{i_b}, \quad (3.20)$$

де

$$\cos \alpha = 1 - \frac{h}{r}, \quad (3.21)$$

h – висота сходинки;

r – радіус колеса;

i_b – передаточне число балансірної підвіски ходових коліс;

$\omega = \frac{v}{r}$ – кутова швидкість обертання коліс;

v – швидкість пересування крана.

Для визначення навантажень складають диференційні рівняння:

$$\begin{cases} \ddot{F}_1 + \left(\frac{C_1+C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2}\right)\dot{F}_1 + \frac{C_1C_2}{m_1m_2}F_1 = \\ = A_1 \cos(\alpha - \omega t) + \frac{C_1C_2}{m_1m_2}(Q + G) \\ \ddot{F}_2 + \left(\frac{C_1+C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2}\right)\dot{F}_2 + \frac{C_1C_2}{m_1m_2}F_2 = \\ = A_2 \cos(\alpha - \omega t) + \frac{C_1C_2}{m_1m_2}Q \end{cases} \quad (3.22)$$

Навантаження представляють у вигляді:

$$\begin{cases} F_1 = A_{11} \cos p_1 t + B_{11} \sin p_1 t + A_{21} \cos p_2 t + B_{21} \sin p_2 t + \\ + E_1 \cos(\alpha - \omega t) + G + Q \\ F_2 = A_{31} \cos p_1 t + B_{31} \sin p_1 t + A_{41} \cos p_2 t + B_{41} \sin p_2 t + \\ + E_2 \cos(\alpha - \omega t) + Q \end{cases} \quad (3.23)$$

де

$$p_{1,2} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_1+C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2} \right) \mp \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{C_1+C_2}{m_1} + \frac{C_2}{m_2} \right)^2 - \frac{4C_1C_2}{m_1m_2}}, \quad (3.24)$$

$$E_{1,2} = \frac{A_{1,2}}{\omega^4 - \left(\frac{C_1+C_2}{m_1}\right)\omega^2 + \frac{C_1C_2}{m_1m_2}}. \quad (3.25)$$

Амплітуди гармонічних коливань отримують за формулами:

$$A_{11} = \frac{\ddot{F}_{10} + E_{10}(\omega^2 - p_2^2)}{p_2^2 - p_1^2},$$

$$B_{11} = \frac{\ddot{F}_{10} + \dot{F}_{10}p_2^2 + E'_{10}\omega(\omega^2 - p_2^2)}{p_1(p_2^2 - p_1^2)},$$

$$A_{21} = -\frac{\dot{F}_{10} + E_{10}(\omega^2 - p_1^2)}{p_2^2 - p_1^2},$$

$$B_{21} = -\frac{\ddot{F}_{10} + \dot{F}_{10}p_1^2 + E'_{10}\omega(\omega^2 - p_1^2)}{p_2(p_2^2 - p_1^2)},$$

$$A_{31} = \frac{E_{20}(\omega^2 - p_2^2)}{p_2^2 - p_1^2},$$

$$B_{30} = \frac{\ddot{F}_{20} + E'_{20}\omega(\omega^2 - p_2^2)}{p_1(p_2^2 - p_1^2)},$$

$$A_{41} = -\frac{E_{20}(\omega^2 - p_1^2)}{p_2^2 - p_1^2},$$

$$B_{41} = -\frac{\ddot{F}_{20} + E'_{20}\omega(\omega^2 - p_1^2)}{p_2(p_2^2 - p_1^2)}.$$

Точність розрахунків на першому етапі перевіряють за формулами:

$$\begin{cases} A_{11} + A_{21} = -E_{10}, \\ A_{31} + A_{41} = -E_{20}, \\ B_{11}p_1 + B_{21}p_2 = \dot{F}_{10} - E'_{10}\omega, \\ B_{31}p_1 + B_{41}p_2 = -E'_{20}\omega \end{cases}$$

Тривалість першого етапу визначається часом проходження стику $t_1 = \frac{r\alpha}{v}$.

Граничні умови при переході з першого етапу на другий:

$$F_{112} = F_{120} = A_{11} \cos p_1 t_1 + B_{11} \sin p_1 t_1 + A_{21} \cos p_2 t_1 + B_{21} \sin p_2 t_1 + E_1 + Q + G;$$

$$F_{212} = F_{220} = A_{31} \cos p_1 t_1 + B_{31} \sin p_1 t_1 + A_{41} \cos p_2 t_1 + B_{41} \sin p_2 t_1 + E_2 + Q;$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_{122} = \dot{x}_{120} = & \frac{1}{m_1} \left\{ \frac{1}{p_1} [A_{11} - A_{31}] \sin p_1 t_1 - (B_{11} - B_{31})(\cos p_1 t_1 - 1) \right\} + \\ & + \frac{1}{p_2} [(A_{21} - A_{41}) \sin p_2 t_1 - (B_{21} - B_{41})(\cos p_2 t_1 - 1)] + \frac{E'_{10} - E'_{20}}{\omega} \end{aligned}$$

$$\dot{x}_{212} = \dot{x}_{220} =$$

$$= \frac{1}{m_2} \left[\frac{1}{p_1} (A_{31} \sin p_1 t_1 - B_{31} \cos p_1 t_1 + B_{31}) + \frac{1}{p_2} (A_{41} \sin p_2 t_1 - B_{41} \cos p_2 t_1 + B_{41}) + \frac{E'_{20}}{\omega} \right]$$

Ми спробували отримати своє рішення системи диференціальних рівнянь (3.19) і представили її у вигляді:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = C_1(x_0 - x_1) - C_2(x_1 - x_2) \\ m_2 \ddot{x}_2 = C_2(x_1 - x_2) \end{cases} \quad (3.26)$$

З другого рівняння системи знаходимо:

$$x_1 = \frac{m_2 \ddot{x}_2 + C_2 x_2}{C_1} \quad (3.27)$$

Підставляємо це значення x_1 у перше рівняння системи (3.26) і отримаємо диференціальне рівняння четвертого ступеню:

$$\ddot{\ddot{x}}_2 + a_1 \ddot{x}_2 + a_2 x_2 = \frac{C_1^2}{m_1 m_2} x_0 \quad (3.28)$$

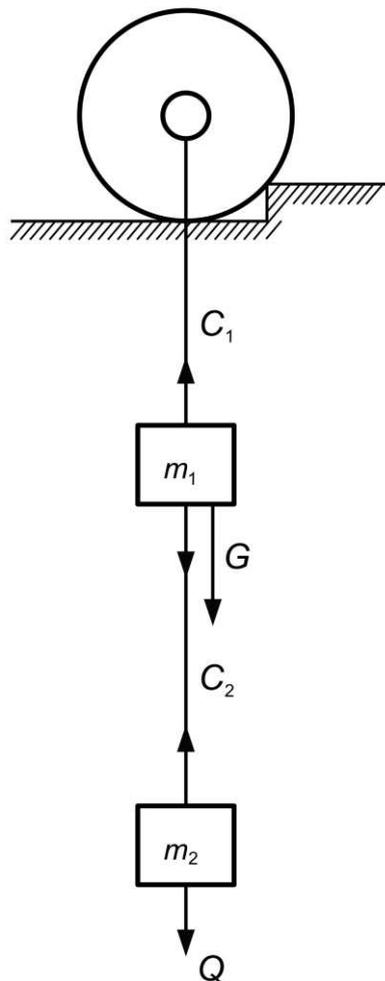


Рисунок 3.17 – Розрахункова схема

Рішення цього рівняння знаходимо у вигляді:

$$x_2 = K_{11} \cos k_1 t + L_{11} \sin k_1 t + K_{21} \cos k_2 t + L_{21} \sin k_2 t + x_{2\text{hast}}. \quad (3.29)$$

де

$$k_{1,2} = -\frac{a_1}{2} \pm \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2};$$

$$a_1 = \frac{C_2 m_1 + (C_1 + C_2) m_2}{m_1 m_2};$$

$$a_2 = \frac{C_2^2}{m_1 m_2}.$$

Зважаючи на те, що $\frac{a_1^2}{4} \gg a_2$, то більш суттєвим є корінь $k_1 = -\frac{a_1}{2} - \sqrt{\frac{a_1^2}{4} - a_2}$.

Тоді рівняння (3.29) приймає вигляд:

$$x_2 = K_{11} \cos k_1 t + L_{11} \sin k_1 t + x_{2hast}. \quad (3.30)$$

x_{2hast} знаходимо у вигляді:

$$x_{2hast} = A \cos(\alpha - \omega t) - B \cos \alpha, \quad (3.31)$$

де

$$A = \frac{c_1^2 r}{i_b} \frac{1}{c_2^2 + \omega^4 m_1 m_2 - \omega^2 [c_2 m_1 + (c_1 + c_2) m_2]}, \quad (3.32)$$

$$B = \frac{c_1^2 r}{m_1 m_2 i_b}. \quad (3.33)$$

Коефіцієнти K_{11} , L_{11} отримаємо з початкових умов:

$$x_2(0) = 0, \quad \dot{x}_2(0) = 0.$$

Тоді отримаємо:

$$K_{11} = (B - A) \cos \beta; \quad (3.34)$$

$$L_{11} = \frac{A \omega \cos \alpha}{k_1}. \quad (3.35)$$

Розглянемо роботу мостового крана при пересуванні ходових коліс вантажного візка по рейкам з виступами при сході зі стику (рис. 3.18, 3.19)

Відповідно до закону пружного удару швидкість руху приведеної маси крана буде визначатися за формулою:

$$mV_1 = m_0 V_h, \quad (3.36)$$

де m – приведена маса крана

$$m = m_0 + m_1;$$

m_0 – маса візка і вантажу

$$m_0 = m_b + m_2;$$

m_1 – приведена маса мосту;

V_h – швидкість руху маси m_0 до кінця періоду падіння з висоти h

$$V_h = \sqrt{2gh}; \quad (3.37)$$

h – висота рейкового стику.

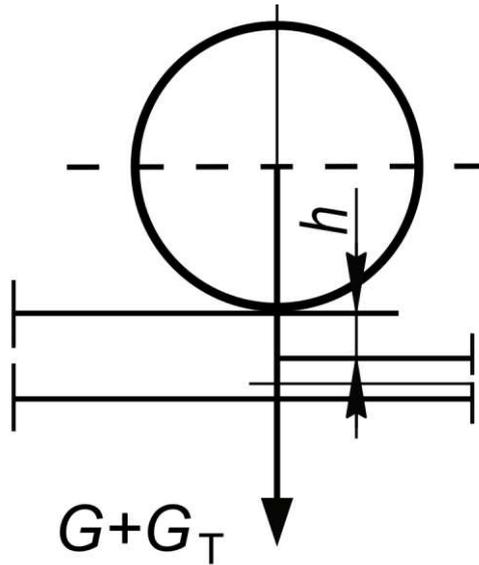


Рисунок 3.18 – Розрахункова схема

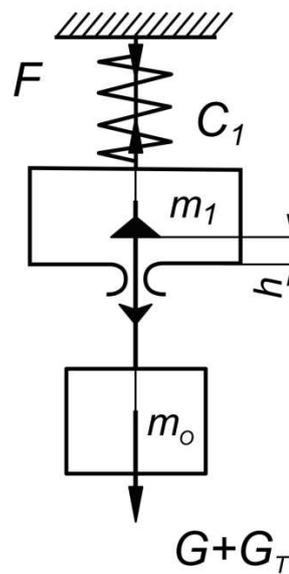


Рисунок 3.19 – Динамічна схема

Звідки отримаємо:

$$V_1 = \frac{m_0 V h}{m} \quad (3.38)$$

Складаємо систему диференціальних рівнянь [69]

$$\begin{cases} m_m \ddot{x}_m = F_m - F_k - G - P_d \\ m_b \ddot{x}_b = F_k - Q \\ F_m = G + Q - C_m(h + x_m) \\ F_k = Q + C_k(x_m - x_b) \end{cases} \quad (3.39)$$

де m_m – маса мосту, яка приведена до середини прогону плюс маса візка;

m_b – маса вантажу;

Q – вага вантажу;

G – приведена вага мосту;

F_m, F_m – навантаження пружних зв'язків;

C_m, C_k – коефіцієнти жорсткості мосту і канатної підвіски;

P_d – сила, яка виникає при падінні колеса зі стика.

Приводимо систему (3.26) до вигляду [69]:

$$\begin{cases} m_m \ddot{x}_m = C_k(x_m + x_b) - C_m(h + x_m) - P_d \\ m_b \ddot{x}_b = C_k(x_m - x_b) \end{cases} \quad (3.40)$$

Швидкість мосту буде визначатися за формулою:

$$\dot{x}_m = \frac{m_0 \sqrt{2gh}}{m} \quad (3.41)$$

Після вирішення системи (3.40) отримаємо:

$$x_b = \frac{m_0 \sqrt{2gh}}{m} \left(t - \frac{\sin \omega t}{\omega} \right); \quad (3.42)$$

$$\dot{x}_b = \frac{m_0 \sqrt{2gh}}{m} (1 - \cos \omega t); \quad (3.43)$$

$$\ddot{x}_b = \frac{m_0 \omega \sqrt{2gh}}{m} \sin \omega t; \quad (3.44)$$

$$x_m = \frac{m_0 \sqrt{2gh}}{m} t, \quad (3.45)$$

де

$$\omega = \sqrt{\frac{C_k}{m_b}}, \quad (3.46)$$

$$P_d = G - m_m \ddot{x}_m - C_m(h + x_m) - C_k(x_m - x_b). \quad (3.47)$$

Проведемо розрахунки для мостового крана вантажопідйомністю 10 т прогоном 17,5 м, який має масу 20 т, маса $m_0=12$ т. Тоді при довжині підвісу 10 м отримуємо $C_k = 104,6 \times 10^4$ Н/м, $C_m = 8 \times 10^5$, $\omega = 11,81$ с⁻¹, $h=5$ мм, $V_h = 0,0694$ м/с, час падіння колеса зі стика $t_c = 0,072$ с.

За результатами розрахунків будуюмо графіки (рис. 3.20, 3.21).

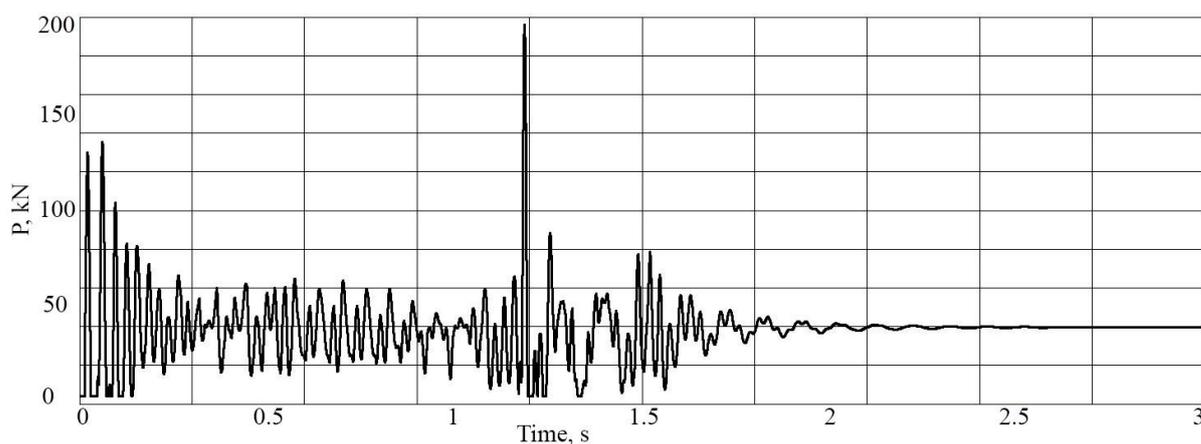


Рисунок 3.20 – Зусилля на колеса при падінні зі стику рейки (у випадку коли падіння відбувається з обох сторін розташування коліс одночасно)

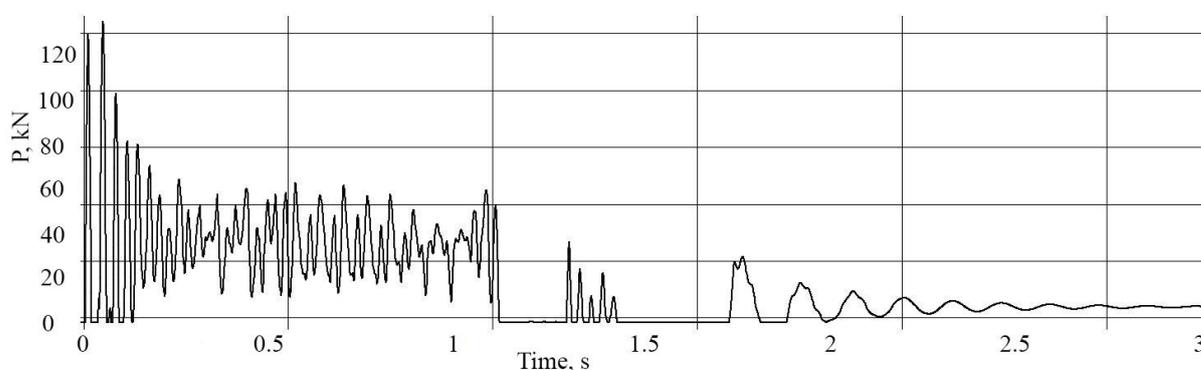


Рисунок 3.21 – Зусилля на колеса при падінні зі стику рейки (у випадку коли падіння відбувається тільки з однієї сторони розташування коліс)

3.4 Висновки до розділу 3

1. Проведені дослідження дали змогу визначити динамічні складові кінематичних і силових параметрів, які мають місце при наїзді кранових ходових коліс на рейковий стик, який в результаті різної висоти рейок призводить до падіння ходового колеса на висоту стику.

2. Отримані залежності дають можливість більш виважено призначати критично можливі величини стиків, які можуть забезпечувати нормальну роботу мостових кранів.

3. Аналітичним методом з урахуванням закону пружного удару було проведено дослідження динамічних зусиль, які мають місце при проходженні ходових коліс мостових кранів через стик рейкових колій.

4. Рішення системи диференційних рівнянь дало змогу визначити параметри динамічних коливань і величину динамічного зусилля, яке виникає в цьому випадку. Дослідження показали, що значення динамічного зусилля вдвічі (втричі) перевищує статичне, яке буде діяти на ходове колесо даного мостового крану.

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА ЧЕРЕЗ СТИК РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ

4.1 Вступ до розділу 4

Основною метою проведення експериментальних досліджень є перевірка достовірності результатів, які отримані теоретичним шляхом.

Результати теоретичних досліджень, які були отримані за допомогою динамічної моделі в попередніх розділах дисертації, не враховують всіх особливостей роботи механізму пересування на рейковому шляху. Тому для перевірки цих теоретичних рішень був проведений натурний експеримент, який мав на меті визначення коефіцієнту динамічності в кінцевих балках крана при проходженні стиків рейкового шляху.

Для досягнення заданої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

- визначити умови проведення експерименту;
- підібрати прилади та обладнання, яке задовольняло би умовам поставленого завдання;
- провести тарування приладів для визначення необхідної точності отриманих даних;
- провести експеримент і проаналізувати отримані дані.

4.2 Опис експериментальної установки

Експеримент проводився на мостовому двох балковому крані вантажопідйомністю 10 т, прогоном 17,5 м, максимальною висотою підйому 12 м, який експлуатується в механічному цеху № 2, Харківського Заводу Спеціальних Машин, м. Харків.

Технічні характеристики крана:

Максимальна вантажопідйомність крана, т	10
Максимальна висота підйому, м	12
Прогін, м	16,5

База, м	4,40
Колія, м	2,00
Швидкість підйому, м/хв	8,0
Швидкість пересування вантажного візка, м/хв	40
Швидкість пересування крана, м/хв	80
Місце керування краном	із кабіни
Двигун механізму пересування крана:	
Тип	MTF- 111-6
Потужність, кВт	3,5
Частота обертання, об/хв	895
ПВ, %	40
Тиск колеса на рейку, кН	9,22
Загальна маса крана, т	13,3
Відхилення від прямолінійності головної балки в горизонтальній площині, мм	
	12

Для оцінки навантажень, які зазнає підкранова колія, був обраний метод електро-тензовимірювання з використанням прямої мостової схеми (рис 4.1). Мостова схема складається з тензорезисторів з базою 15 мм і опором 150 Ом. Для реєстрації та обробки отриманих вимірювань був обраний програмно-вимірювальний комплекс ZETLAB, який складається з аналого-цифрового перетворювача (АЦП), підсилювачів сигналу, та відповідного комплексу програмного забезпечення, що дозволяють проводити різноманітні вимірювання електричних та фізичних величин. Для проведення та запису вимірювань було обрано програму ТЕНЗОМЕТР, яка входить до цього комплексу.

Мостова схема була заживлена за допомогою виходу цифро-аналогового перетворювача (ЦАП) ZETLAB напругою 5 В та несучою частотою 5 кГц. Для посилення сигналу мосту був використаний підсилювач з постійним коефіцієнтом підсилення 100. Далі реєстрація сигналу проводилася безпосередньо АЦП комплексу ZETLAB [70].

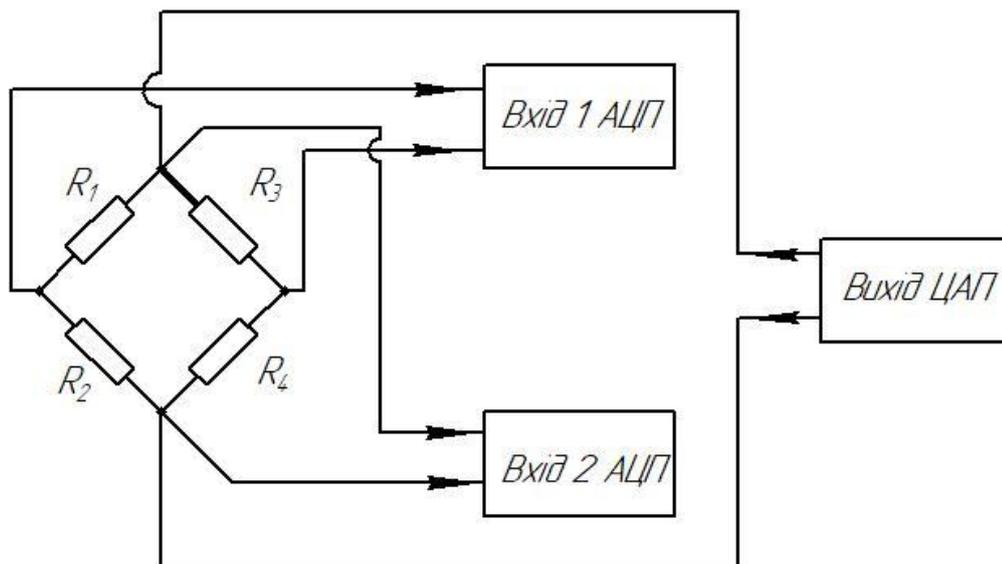


Рисунок.4.1 – Схема підключення тензодатчиків

На рис. 4.2 показаний весь реєструючий комплекс.

Таблиця 4.1 Основні характеристики прибору

Аналоговий вхід (АЦП) :	
Кількість входів	16 синфазних / 8 диференціальних
Сумарна частота перетворення по всім включеним каналам	до 500* кГц
Кількість розрядів АЦП	16
Максимальна вхідна напруга/струм	± 7 В
Вхідний опір	2 кОм
Динамічний діапазон	84 дБ
Максимальна нерівномірність АЧХ в частотному діапазоні 10 Гц...200 кГц	1 дБ
Захист входів при включеному живленні	± 30 В
Захист входів при вимкненому живленні	± 30 В
Міжканальне проникнення	- 72 дБ
Вхідна ємність	20 пФ

Аналоговий вихід (ЦАП):	
Кількість виходів	2 синфазних
Сумарна частота перетворення по всім включеним каналам	до 500 кГц
Максимальна вихідна напруга	$\pm 2,5$ В
Кількість розрядів ЦАП	14

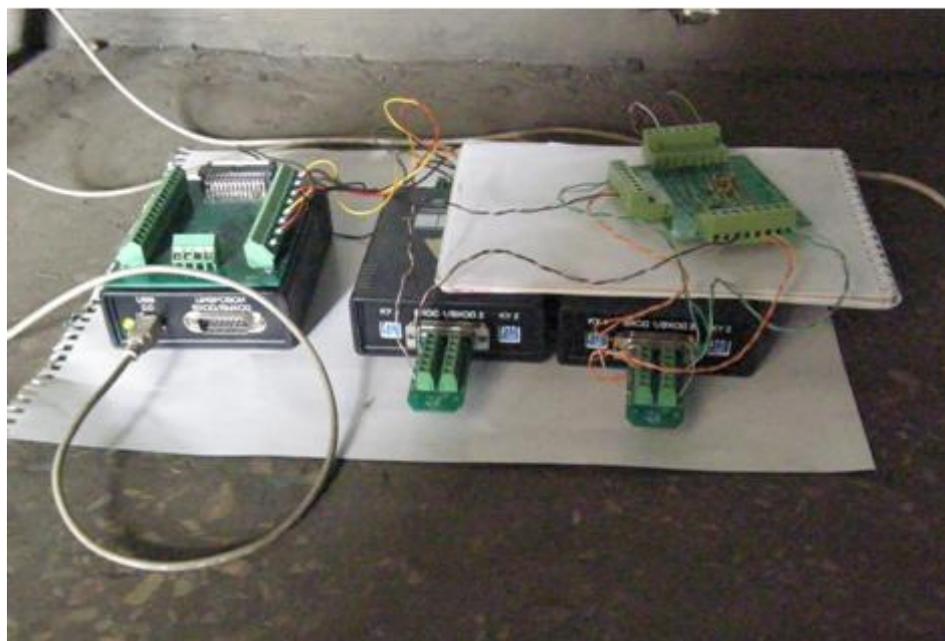


Рисунок 4.2 – Весь реєструючий комплекс

Датчики за мостовою схемою були наклеєні безпосередньо на рейку підкранового шляху. Розташування датчиків вказано на рис. 4.3.



Рисунок 4.3 – Схема розташування тензодатчиків



Рисунок 4.4 – Наклейка тензодатчиків на рейку підкранового шляху

Схема розташування тензорезисторів на рейці підкранового шляху мостового крана зображена на рис. 4.4. За допомогою даної схеми розташування датчиків видається можливим зробити вимірювання сили, яка виникає безпосередньо в рейці від навантаження кранового колеса. Датчики R_1 та R_2 наклеєні горизонтально на рейці та змінюють свій опір в залежності від того зусилля, що виникає від навантаження рейки крановим колесом. Датчики R_3 та R_4 наклеєні вертикально та невідчутні до деформації рейки. Їх призначення в компенсації температурних коефіцієнтів опору тензорезисторів (датчик R_4 наклеєний зі зворотної сторони рейки).

Підключені два активних тензорезистора (ортогональне розташування). Схема термокомпенсована і температурна погрішність кабелю виключена.

$$e_0 = ((1+\nu)E_v/4) \cdot K_s \cdot \epsilon_0, \quad (4.1)$$

де

ν – коефіцієнт Пуассона;

K_s – К-фактор;

ϵ_0 – деформація;

E_v – живлення моста;

e_0 – вихідна напруга;

R_g – опір тензорезистора;

R – постійний опір.

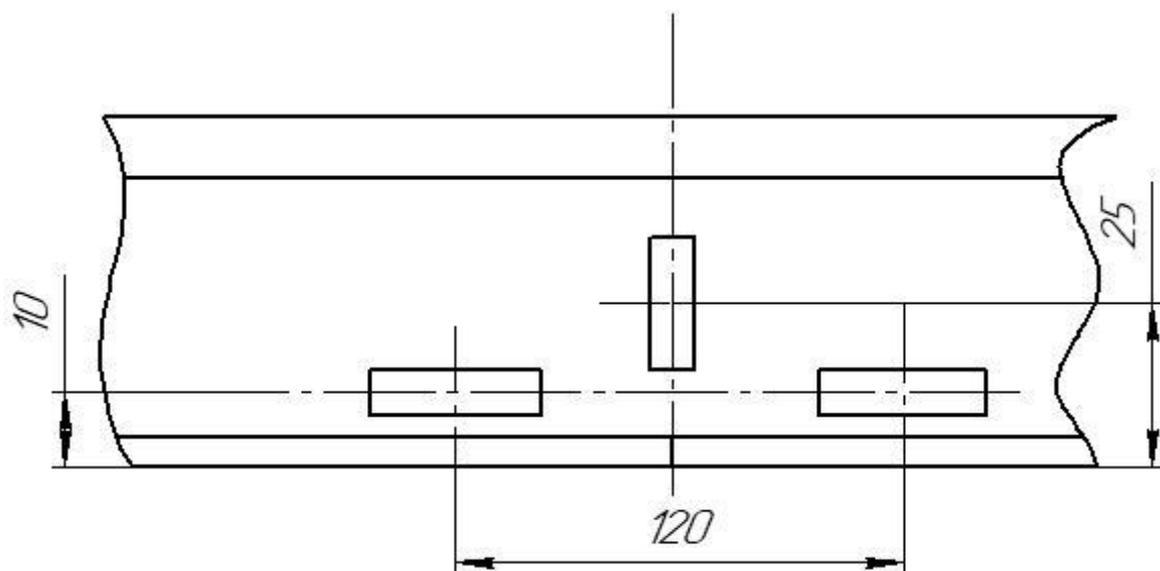


Рисунок 4.5 – Схема наклеювання тензодатчиків на рейку підкранового шляху

Значення сили F_R , яка виникає під дією кранового колеса, легко знайти з розрахункової схеми крана й визначення реакцій опор.

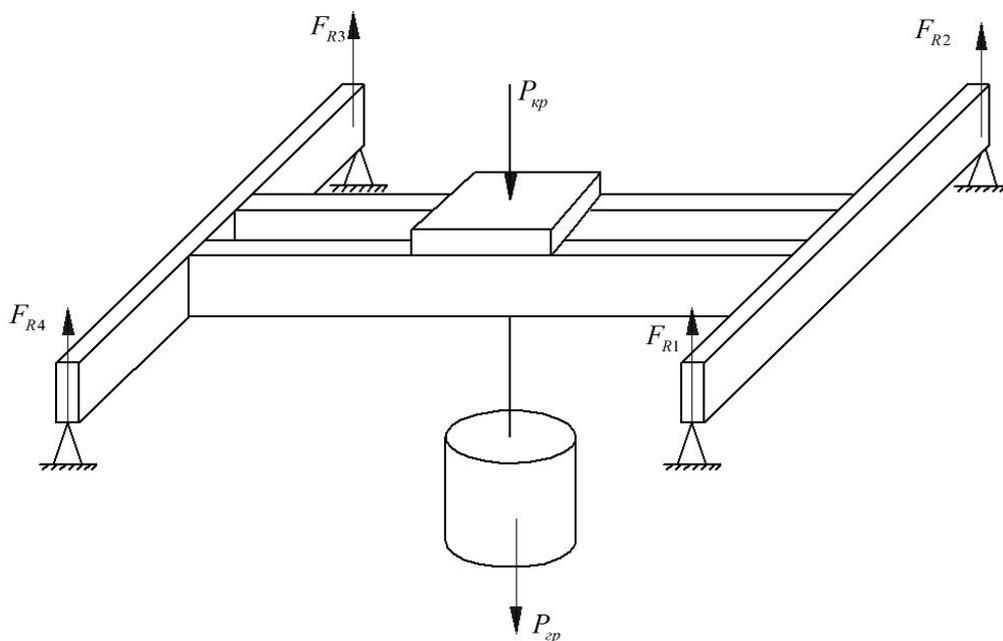


Рисунок 4.6 – Розрахункова схема мостового крана для тарування тензомосту.

Для тарування тензометричної системи був використаний прямий метод, при якому тарування проводиться безпосередньо на конструкції, на якій надалі й будуть проводитися експериментальні дослідження. Однією з найважливіших

умов проведення такого тарування є умова відповідності даних, які будуть фіксуватися при експериментальних дослідженнях. У цьому випадку для проведення тарування значення сили в опорі мосту крана з високим ступенем точності можна розрахувати. При проведенні тарування тензометричної системи візок крана був встановлений у центрі прольоту крана, отже, сили реакцій опор розподіляться рівномірно. Виходячи з розрахункової схеми (рис. 4.5) їх можна буде визначити за наступною формулою:

$$F_{R1} = F_{R2} = F_{R3} = F_{R4} = \frac{P_{кр} + P_{гр}}{4}, \quad (4.2)$$

де F_{R1} , F_{R2} , F_{R3} , F_{R4} – реакції опор мосту крана, які будуть рівні між собою тільки у випадку встановлення візка по середині прольоту крана;

$P_{кр}$, $P_{гр}$ – сили від ваги крана й вантажу відповідно.

Загальна маса крана становить 13,3 т. Тарування тензомосту проводилося вантажами 3, 6 і 7 т. Дані тарування наведено в таблиці 4.2.

Коефіцієнт залежності між електричними напругами й силою, яка виникає від колеса крана знаходимо за формулою:

$$K_F = \frac{F_{R1}}{U}, \quad (4.3)$$

де U – електрична напруга в тензомосту крану.

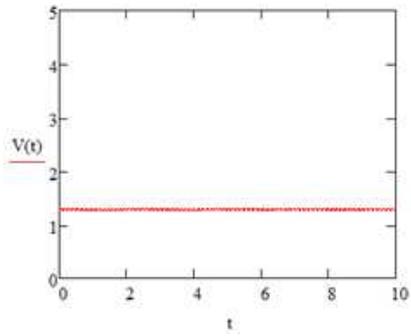
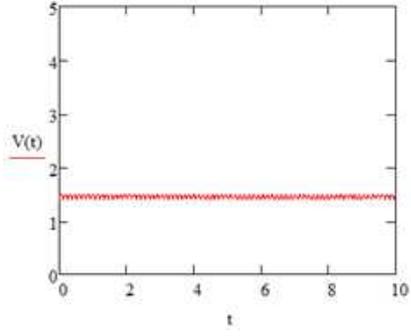
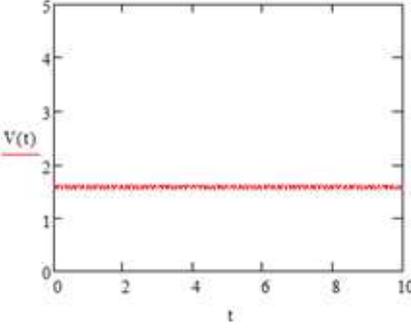
Програмне забезпечення комплексу ZETLAB дозволяє скорегувати результати вимірювань з урахуванням коефіцієнту залежності, та отримати вимірювання безпосередньо в величинах сил F_{R1} (кН).

Середні коефіцієнти отримані при таруванні відповідно рівні:

$$K_F = 29,422 \frac{\text{кН}}{\text{В}}.$$

Надалі вони й будуть використані для аналізу отриманих результатів при пересуванні крана по рейковому шляху.

Таблиця 4.2 Основні дані при проведенні тарування тензомосту

Маса ван-тажу що підіймається $Q(t)$.	Розрахункова сила реакції опори з урахуванням ваги крана F_R (кН)	Усереднені показання напруги в мосту U (В)	Коефіцієнт для визначення сили реакції опори $K_F \left(\frac{\text{кН}}{\text{В}}\right)$	Графіки реєстрації показань при таруванні
3	37,756	1,283	29,42	
6	42,657	1,45	29,423	
7	47,562	1,617	29,421	

4.3 План проведення експериментальних досліджень

Запис вимірювань проводився при зіскакуванні колеса крана з накладки, яка була встановлена безпосередньо на рейці кранового шляху. При проведенні

експерименту використовувались накладки різної товщини (1 мм, 2 мм, 4 мм, 6мм). Зіскакування колеса з накладки проводилось при переміщенні крана з різними вантажами. Візок крану був встановлений по середині прольоту, вантаж був піднятий на максимальну величину, при цьому довжина поліспасти складала 1,2 м. Накладка встановлювалась на рейку таким чином, що її стик розташовувався безпосередньо над вимірювальним тензомостом (рис 4.7).

В кожному вимірюванні знімалися показання без вантажу, з вантажем 3 т і з вантажем 7,5 т.

У вимірах з підкладками перший пік – наїзд на підкладку, другий пік – з'їзд з підкладки і так для кожного виду – без вантажу, з вантажем 3 т, з вантажем 7,5 т.

У вимірах канал 1 – датчик, який розташований вертикально, канал 3 – горизонтальний датчик ліворуч від вертикального, канал 5 – горизонтальний датчик праворуч від вертикального.



Рисунок 4.7 – Розташування накладки на рейці підкранового шляху

Процес проходив наступним чином:

1. Без підкладок – кран «наїжджав» колесом на датчики і зупинявся, стояв десь близько 2-3 хв. і рухався у зворотному напрямку. Потім підвішували вантаж і процес повторювався з вантажем 3 т, а потім 7,5 т.

2. З підкладками – підкладки встановлювались таким чином, щоб торець (край підкладки) знаходився над вертикальним датчиком. Кран наїжджав на підкладку, зупинявся на ній на 2-3 хв., а потім з'їжджав з неї у зворотному напрямку, а потім проводили це саме з підвішеним вантажем.

Виміри проводили безперервно.

Після кожного виміру (без підкладки й з підкладками) програма «ZETLAB» перезапускалася знову і налаштовувалася кожного разу по-новому.



Рисунок 4.8 – Проведення експерименту

Кран був навантажений вантажем 7,5 т (рис.4.8). Для збільшення жорсткості підвіски вантажу, він був піднятий на максимальну висоту, так що загальна довжина поліспасти склала 2 м. Дослідження навантажень при зіскакуванні колеса з рейки проводилися при постійній швидкості переміщення крану, тобто постійному режимі роботи механізму. На діаграмах, що вказані нижче (рис. 4.9-4.12) відображено процес зміни зусилля при зіскакуванні колеса крану з накладок, товщину яких вказано вище.

4.4 Результати, отримані при експериментальних дослідженнях

Аналіз діаграм показує, що максимальні зусилля при зіскакуванні крану з накладки 1 мм склали 72 кН, 2 мм склали 86 кН, 4 мм склали 110 кН, 6 мм склали 142 кН, що підтверджує теоретичні дослідження.

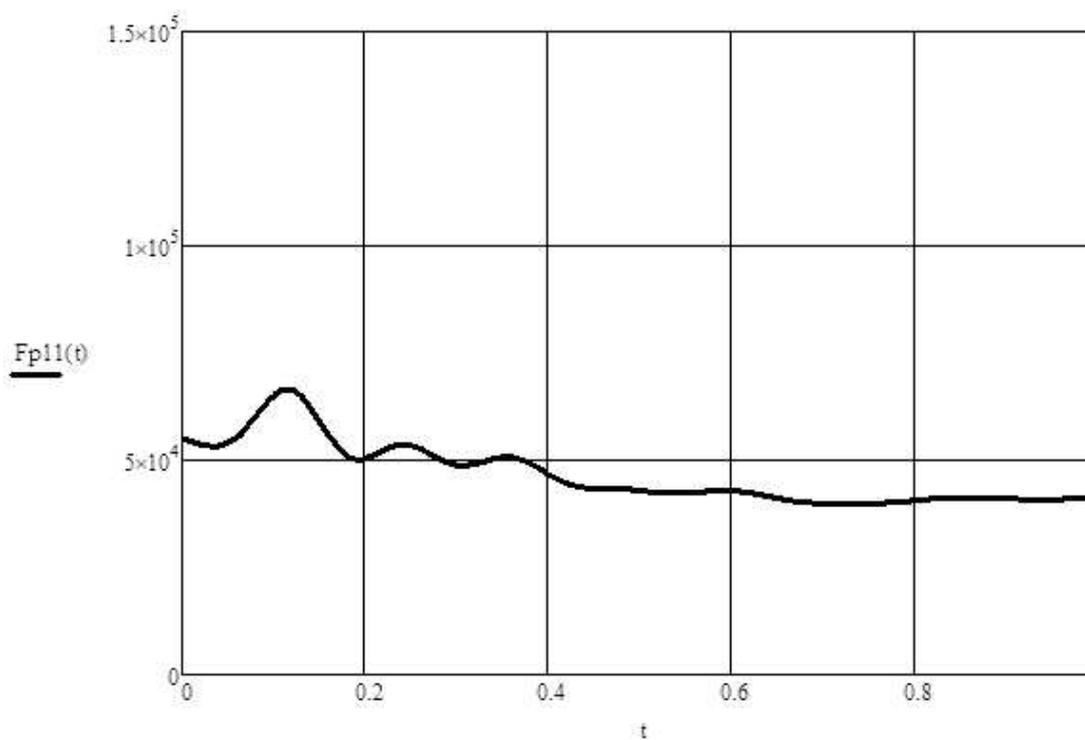


Рисунок 4.9 – Графік зміни зусилля в колесі при зіскакуванні з накладки товщиною 1 мм

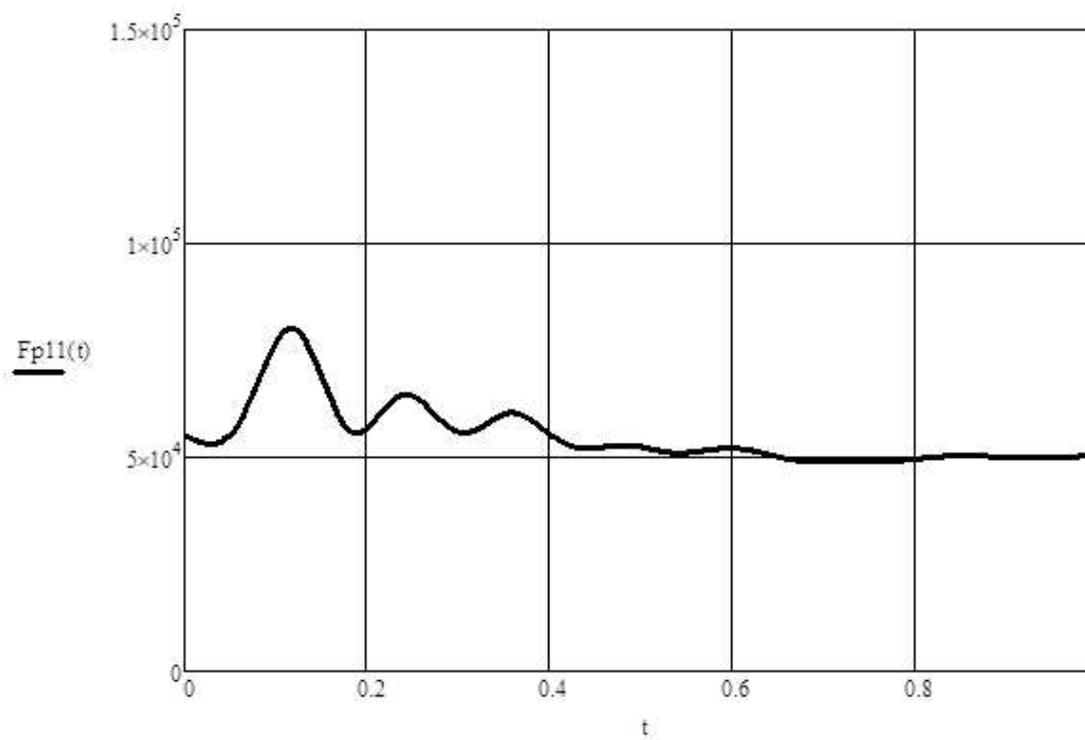


Рисунок 4.10 – Графік зміни зусилля в колесі при зіскакуванні з накладки товщиною 2 мм

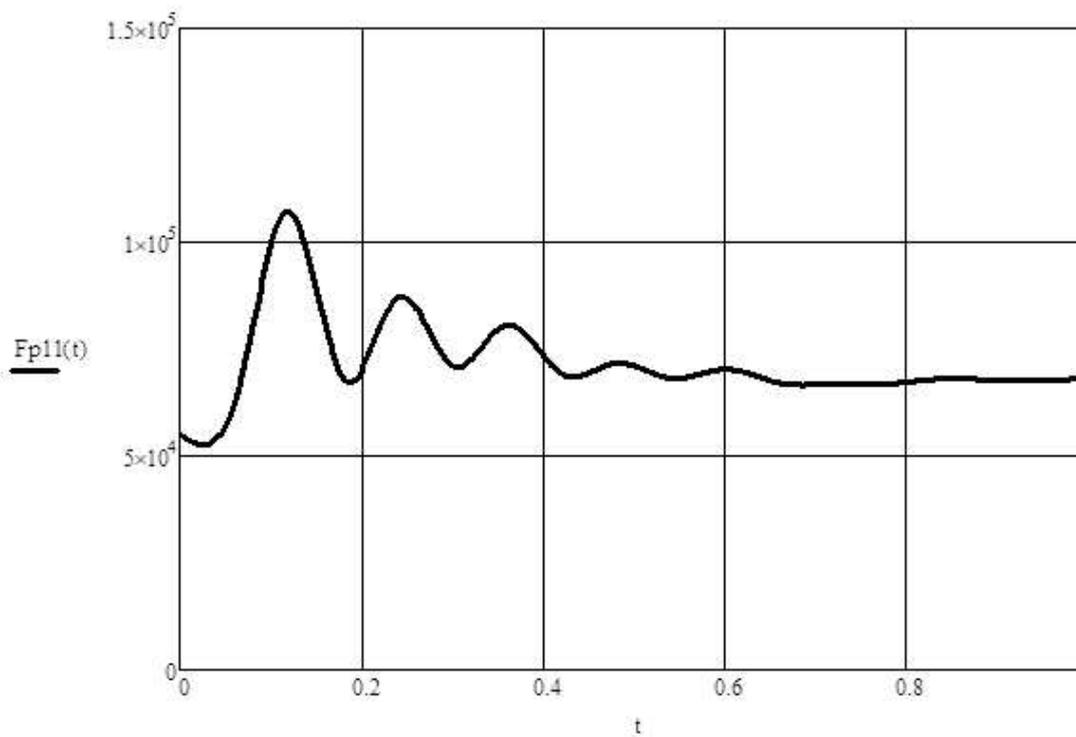


Рисунок 4.11 – Графік зміни зусилля в колесі при зіскакуванні з накладки товщиною 4 мм

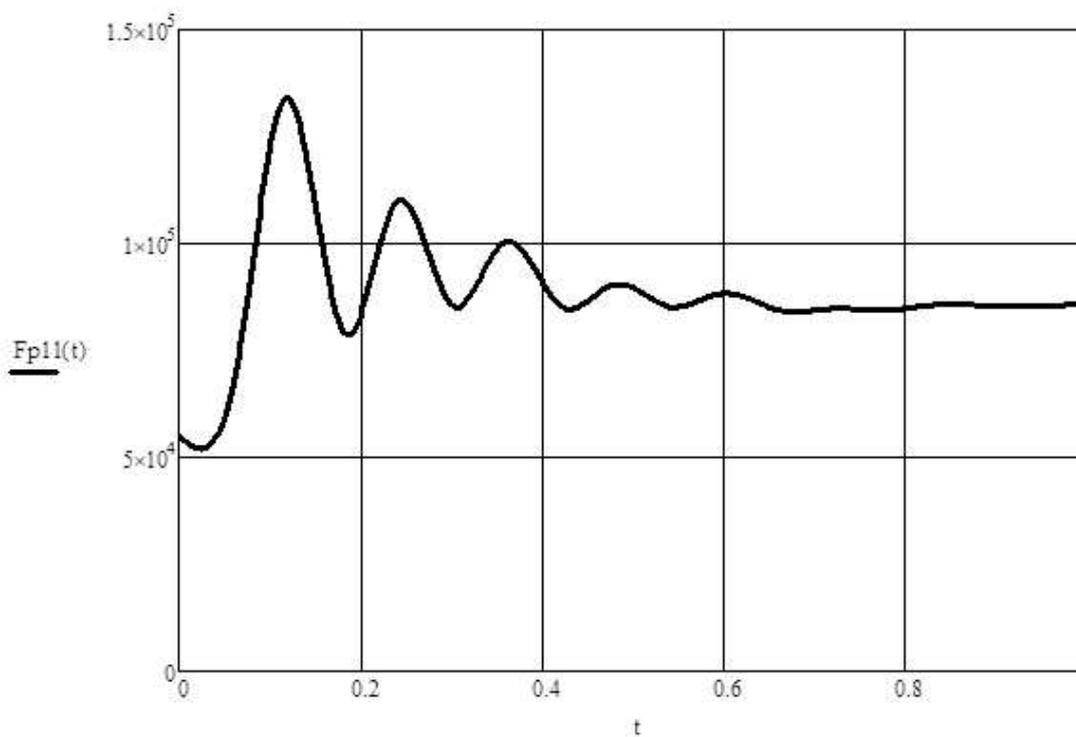


Рисунок 4.12 – Графік зміни зусилля в колесі при зіскакуванні з накладки товщиною 6 мм

4.5 Розрахунок економічного ефекту від впровадження розробленої методики розрахунків

Застосування розробленої методики визначення динамічних зусиль, які виникають в механізмах пересування мостового крана і яка дозволяє визначити допустиму висоту стиків рейкових колій і відповідно цим зменшити величину динамічних зусиль. Це дасть змогу зменшити кількість проведених ремонтних робіт по заміні і ремонту ходових коліс і рейкового шляху, що, безумовно, дає економічний ефект.

Трудомісткість технологічного обслуговування залежить від категорії складності ремонту механічної і електричної частини і відповідних норм часу на одну ремонтну одиницю.

$$T_{o.y} = \frac{N_M T_M + N_E T_E}{F} = \frac{14 \cdot 41,5 + 3,1 \cdot 8,1}{6110} = 0,099,$$

де N_M, N_E – середньорічна кількість ремонту;

T_M, T_E – норма часу на одну ремонтну одиницю механічної і електричної частини, нормогод.;

F – річний фонд часу роботи машини.

Розраховуємо заробітну плату ремонтного персоналу по тарифу, виходячи з річної трудомісткості ремонтів і діючої тарифної ставки середнього розряду робіт ремонтної бригади.

Тарифна зарплата:

$$(N_m T_m + N_E T_E) S_t = (14 \cdot 41,5 + 3,1 \cdot 8,1) 1104 = 669480 \text{ грн.}$$

Питома собівартість ремонту

$$C_p = \frac{S_p}{\Phi} = \frac{3464560}{6110} = 565,8 \text{ грн./ч,}$$

де S_p – вартість ремонту по кошторису, грн.

Таблиця 4.3 Кошторис витрат

Статті витрат	Відсоток	Витрати, грн.
Тарифна заробітна плата	100	669480
Надбавки, доплати і додаткова заробітна плата	50,0	334740
Відрахування на соціальне страхування та інші види відрахувань	37,5	251055
Витрати на утримання і експлуатацію обладнання	180,0	12050640
Загальновиробничі витрати	100	669480
Матеріали	50,0	334740
Разом		3464560

Таблиця 4.4 Розрахунок заробітної плати по видам робіт

Найменування операцій	Структура трудомісткості, %	Трудомісткість виготовлення базової машини, норма ч	Середньорічна тарифна ставка, грн.	Заробітна плата, грн.
Заготівельні і відрізні	6	34,86	1104	38485,44
Верстатні	37	214,97	1104	237326,88
Штампувальні	3	17,43	1104	19242,77
Зварювальні	6	34,86	1104	38485,44
Пресування і кування	14	81,34	1104	89799,36
Слюсарно-складальні і монтажні	20	116,20	1104	128284,80
Термообробка, металопокриття і лакофарбові	5	29,50	1104	32071,20
Випробування, налагодження та консервація	4	23,24	1104	25656,96
Інше	5	29,50	1104	32071,20
Разом				641424,00

Після впровадження результатів, які були отримані у дисертації, середньорічна кількість ремонту зменшується на 20%, тобто ми будемо мати $N_M = 11,2$. Тоді отримаємо:

$$T_{o.y.m} = \frac{N_M T_M + N_E T_E}{F} = \frac{11,2 \cdot 41,5 + 3,1 \cdot 8,1}{6110} = 0,08$$

Тарифна зарплата буде складати:

$$(N_M T_M + N_E T_E) S_t = (11,2 \cdot 41,5 + 3,1 \cdot 8,1) 1104 = 541203 \text{ грн}$$

Таблиця 4.5 Кошторис витрат після впровадження результатів дослідження

Статті витрат	Відсоток	Витрати, грн.
Тарифна заробітна плата	100	541203
Надбавки, доплати і додаткова заробітна плата	50,0	270601,5
Відрахування на соціальне страхування та інші види відрахувань	37,5	202951
Витрати на утримання і експлуатацію обладнання	180,0	974165
Загальновиробничі витрати	100	541203
Матеріали	50,0	270601,5
Разом		2801725

Питома собівартість ремонту:

$$C_p = \frac{S_p}{\Phi} = \frac{2801725}{6110} = 458,55 \text{ грн./ч}$$

де S_p – вартість ремонту по кошторису, грн.

Таблиця 4.6 Розрахунок заробітної плати по видам робіт після впровадження результатів дослідження

Найменування операцій	Структура трудомісткості, %	Трудомісткість виготовлення базової машини, норма ч	Середньорічна тарифна ставка, грн.	Заробітна плата, грн.
Заготівельні і відрізні	6	27,90	1104	30801,60
Верстатні	37	172,00	1104	189943,20
Штампувальні	3	13,95	1104	15400,80
Зварювальні	6	27,90	1104	30801,60
Пресування і кування	14	65,10	1104	71870,40
Слюсарно-складальні і монтажні	20	93,00	1104	102672,00
Термообробка, металопокриття і лакофарбові	5	23,25	1104	25668,00
Випробування, налагодження та консервація	4	18,60	1104	20534,40
Інше	5	23,25	1104	25668,00
Разом				513360,00

Як бачимо, питома собівартість ремонту зменшилась на 107,35 грн., а річні витрати на проведення ремонтів зменшилися на 790901,00 грн. на один мостовий кран.

4.6 Висновок до розділу 4

1. Проведені натурні експерименти дозволили визначити ті динамічні зусилля, які виникають в діючому мостовому крані при наїзді на стики рейок.

2. Для експериментальних досліджень були застосовані різні висоти накладок на рейкових стиках (1 мм, 2 мм, 4 мм і 6 мм), які імітували висоту нестиківки рейок.

3. Для визначення динамічних зусиль, які діють на ходове колесо, був застосований метод тензометрії. Тензодатчики були наклеєні на бокову поверхню рейки і давали змогу визначати напруження в повздовжньому і поперечному напрямках.

4. Для реєстрації та обробки отриманих результатів був обраний програмно-вимірювальний комплекс ZETLAB, який складається з аналого-цифрового перетворювача (АЦП), підсилювачів сигналу, та відповідного комплекту програмного забезпечення.

5. За результатами експериментів були побудовані графіки зусиль в колесі при зіскакуванні його з накладки, які показали, що значення зусиль в ходовому колесі пропорційні висоті накладки.

6. При накладці 1 мм максимальне збільшення зусилля складало 40% номінального, при накладці 2 мм – 60%, при 4 мм – 100%, при 6 мм – 160%.

7. Результати дослідження динамічних навантажень в рейках показали, що різниця теоретичних і експериментальних даних не перевищує 8,3%.

8. Впровадження результатів дослідження дозволили отримати річний економічний ефект у розмірі 790901 грн на один кран.

ВИСНОВКИ

1. В дисертаційній роботі були проаналізовані основні питання, які стоять перед механізмами пересування мостових кранів при пересуванні рейковим шляхом.

2. Як показують дослідження, проведені різними науковцями, стики рейкового шляху найбільш суттєво впливають на виникнення динамічних навантажень при пересуванні ходових коліс.

3. Проведені в дисертації дослідження дають змогу пояснити виникнення динамічних сил, які виникають у процесі руху вантажного візка і мосту крана.

4. Було встановлено, що вид підрейкової опори має значний вплив на величину статичних і динамічних навантажень, які виникають в підкранових балках.

5. Для зменшення ударних навантажень ходових коліс дуже доцільно встановлення амортизуючих прошарків з полімерних матеріалів під рейкою у місцях стиків.

6. Проведені дослідження дали змогу визначити динамічні складові кінематичних і силових параметрів, які мають місце при наїзді кранових ходових коліс на рейковий стик.

7. Отримані залежності дають можливість більш виважено призначати критично можливі величини стиків, які можуть забезпечувати нормальну роботу мостових кранів.

8. Аналітичним методом з урахуванням закону пружного удару було проведено дослідження динамічних зусиль, які мають місце при проходженні ходових коліс мостових кранів через стик рейкових колій.

9. Рішення системи диференційних рівнянь дало змогу визначити параметри динамічних коливань і величину динамічного зусилля, яке виникає в цьому випадку. Дослідження показали, що значення динамічного зусилля вдвічі перевищує статичне, яке буде діяти на ходове колесо даного мостового крану.

10. Проведені натурні експерименти дозволили визначити ті динамічні зусилля, які виникають в діючому мостовому крані при наїзді на стики рейок.

11. Для експериментальних досліджень були розглянуті різні висоти накладок на рейкових стиках, які імітували висоту нестиківки рейок, від 1 мм до 6 мм (2 мм і 4 мм).

12. Для визначення динамічних зусиль, які діють на ходове колесо, був застосований метод тензометрії. Тензодатчики були наклеєні на бокову поверхню рейки і давали змогу визначати напруження в повздовжньому і поперечному напрямках.

13. Для реєстрації та обробки отриманих вимірювань був обраний програмно-вимірювальний комплекс ZETLAB, який складається з аналого-цифрового перетворювача (АЦП), підсилювачів сигналу, та відповідного комплекту програмного забезпечення.

14. За результатами експериментів були побудовані графіки зусиль в колесі при зіскакуванні його з накладки, які показали, що значення зусиль в ходовому колесі пропорційне висоті накладки.

15. При накладці 1 мм максимальне збільшення зусилля складало 40% номінального, при накладці 2 мм – 60%, при 4 мм – 100%, при 6 мм – 160%.

16. Результати дослідження динамічних навантажень в рейках показали, що різниця теоретичних і експериментальних даних не перевищує 8,3%.

17. Впровадження результатів дослідження дозволили отримати річний економічний ефект у розмірі 790901 грн на один кран.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Schefler M. Pajer G., Kurth F. Grundladien der Fordertechnik. Berlin, 1973. – 403s.
2. Schefler M. Ausgleichskragte beim Gleichlauf von Portalkanen. Hebezeuge und Fordermittel. 11.1964.
3. Schefler M. Der Gleichlauf von Verladenbrucken mit zentralem und getrenntem Bruckenffahreitrieb. Wissenschaftlichen Zeitschrift der Technischen Universitidt Dresden, Heft 2, 1964.
4. Schefler M. Feyrer K. , Mathias K. Fordermaschinen: Hebezeuge. Aufzuge, Flurforderzeuge. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 1988, 476s.
5. Григоров О.В. Вантажопідйомні машини / О.В. Григоров, Н.О. Петренко. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006.- 300с.
6. Григоров О.В. Гідравлічний привід підйомно-транспортних, будівельних та дорожніх машин. Навч. посібник. Харків: НТУ «ХПІ», 2005. 264с.
7. Григоров О.В., Стьопочкіна О.В. Ходові якості кранів мостового типу. Стан питання і постановка задач для дослідження. Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: Тези доповідей XX міжнародної науково-практичної конференції, Ч.І 15-17 травня 2012р., Харків: НТУ «ХПІ». С141.
8. Kalker J.J. Review of wheelrail Rolling contact theories. The General Problem of Rolling contact // ASME. 1980, p. 77-92.
9. Neumann S. Prediction and Analysis of Crane Wheel Service Life. // S Neumann, L.E Arnold // Iron and Steel Engineer, 1971, p. 40-48.
10. Marquardt H. Berechnungsmodell flur die Horitalkraften Bruckenkranen Wahrend der gleichformigen Fahrbewegung. Wissenschaftltliche Zeitchrift TH Magdeburg. 1973.17 (1973):6.
11. Mc Kenzie K. The numerical simulation of whell loads on a electric overhead travelling crane: Master Degree Thesis / Department of civil engineering, University of stellenbosh, 2007, 146p.

12. Mitrovic.N., Kostic V., Petronijevic M., Jeftenic B. Practical Implementation of Load Sharing and Anti Skew Controllers for Wide Span Gantry Crane Drives. *Strojniski vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 56(2010)3, pp.207-216.

https://www.sv-jme.eu/wp-content/uploads/ns_articles/files/ojs3/1478/submission/1478-1-1976-1-2-20171103.pdf.

13. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д. Визначення оптимальних параметрів ходових коліс. *Науковий вісник будівництва: зб. наук. пр. / Харк. держ. ун-т будівництва і архітектури.* – Харків: 2012. – Вип. 69. – С.215-222.

<http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/7436>.

14. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Варченко І.С. Визначення напруг у зоні контакту ходових коліс вантажного візка з рейками. *Машинобудування.* Харків: УПА, 2012. Вип. 11. С.72-75.

15. Слепужніков Є.Д., Фідровська Н.М., Варченко І.С. Визначення напруг у зоні контакту ходових коліс вантажного візка з рейками. *Наукове забезпечення діяльності оперативно-рятувальних підрозділів (теорія і практика), зб. мат. Всеукр. наук. практ. конф., -Харків: 2014.- С.160-163.*

16. Григоров О.В., Губський С.О., Турчин О.В., Вишнівецький Г.В. Теоретичне і експериментальне дослідження процесу пересування мостового крана з перекосом. *Машинобудування.* Харків: УПА, 2017. Вип. 19. С.7-17.

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/100>.

17. Григоров О.В., Губський С.О., Турчин О.В., Радченко В.С. Експериментальне та математичне модулювання мостового крана в процесі пересування. *Одеса. Підйомно-транспортна техніка 2017. №4 (56), С.10-20.*

<https://ptt-journals.net/wp-content/uploads/2018/01/Pidtt-2017-4-4.pdf>.

18. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Перевозник І.А. Визначення міцності трьохшарової циліндричної конструкції. *Машинобудування.* Харків: УПА, 2019. Вип. 24. С.17-23.

<https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/147/96>.

19. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Перевозник І.А. Визначення міцності трьохшарової циліндричної оболонки. Одеса. Підйомно-транспортна техніка 2020. №2 (63), 2020. С.4-11. <https://ptt-journals.net/article/2020-2-63-01/>.

20. Фідровська Н.М., Слепужніков Є.Д., Перевозник І.А. Експериментальні дослідження динамічних навантажень при роботі кранових ходових коліс з еластичними вставками. *Машинобудування*. Харків: УПА, 2020. Вип. 25. С.28-37. <https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/227/160>.

21. Хмара Л.А. Ліфти цивільних і промислових будівель та споруд: Навчальний посібник / Л.А. Хмара, В.І. Пантелєнко, М.П. Колісник, Ю.В. Хворостенко Дніпро. ІМА-прес. 2018. – 205с.

22. Бондарев В.С. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортуючих машин: Підручник / В.С. Бондарев, О.І. Дубінець, М.П. Колісник та ін.// – К.: Вища школа. 2009. – 734с

23. Ракша С.В. Розрахунки механізмів кранів мостового типу / С.В. Ракша, В.В. Мелашич, М.П. Колісник // Кириченко І.Г. Модульная концепция проектирования технологических машин для строительного производства / І.Г. Кириченко – Харків., ХНАДУ, 2002. – 119с.

24. Григоров О.В. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів. / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Н.О. Петренко, М.Г. Стрижак, А.О. Окунь, Д.М. Зюбанова, М.В. Цебренко // - Х.:ХНАДУ, 2016. – 352с.

25. Григоров О.В. Металеві конструкції підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин / О.В. Григоров. Г.О. Аніщенко, Н.О. Петренко // – Харків : НТУ «ХП», 2011. – 516с.

26. Колісник М.П. Основи розробки, виробництва, монтажу, випробувань та обстежень підйомно-транспортних машин. / М.П. Колісник, А.Ф. Шевченко, В.В. Мелашич // - Дніпропетровськ: Пороги, 2007. – 190с.

27. Слепужніков Є.Д. Механізм пересування мостових кранів. Монографія / Є.Д. Слепужніков, Н.М. Фідровська, І.С. Варченко // - Харків: ФОП Панов А.М. – 124с.

28. Колісник М.П. Технічний рівень підйомно-транспортних машин / М.П. Колісник, В.В. Мелашич, А.Ф. Шевченко // - К:І СДО, 1999 – 352с.
29. Григоров О.В. Оптимальне керування підйомно-транспортними машинами / О.В. Григоров, В.П. Свіргун, Г.О. Аніщенко, В.В. Стрижак, А.О. Окунь // Навчальний посібник - Харків: НТУ «ХПІ», 2013 – 240с.
30. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини – К. Вища школа, 1993 – 413с.
31. Рум'янцев Б.П. Довідник конструктора вантажопідйомних машин / Б.П. Рум'янцев, Я.В. Бурко, О.В. Зеленко // Навчальний посібник – Луганськ: Вид-во СНУ ім.В.Даля, 2002 – 250с.
32. Fidrovská N. A contact problem solution with taking into account shear deformations / N. Fidrovská, E. Slepuzhnikov, I. Perevoznik// – Natural and Technical Sciences. VII (23), Issue 193, 2019 Feb. S. 80-81.
<https://doi.org/10.31174/SEND-NT2019-193VII23-20>.
33. Josef Musilek. Dynamical Model for Calculation Transverse Forces between Overhead Bridge Crane and Crane Runway. Building Defects 2019 (11th International Conference Building Defects) IOP Publishing IOP Conf.Series: Materials Science and Engineering 728 (2020) 012001 DOI: 10.1088/1757-899X/728/1/01201. pp. 1-6.
34. Mesic E., Muminovic A., Delic M., Colic M., Pervan N. Topological Optimization and Finite Element Method Analysis of Wheels on the Carts Winch Bridge Crane. TEM Journal Volume 8, Issue 4, Pages 1288-1294. ISSN 2217-8309, November 2019, <https://doi.org/10.18421/TEM84-26>.
35. Ma, Y., Markine, V., Mashal A., et al., 2017. Improving the performance of finite element simulations on the wheel–rail interaction by using a coupling strategy. Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit.
<https://doi.org/10.1177/0954409717745983>.
36. Miltenović, A., Banić, M., Stamenković, D., Milošević, M., Tomić, M., Bucha, J., 2015, Determination of friction heat generation in wheel-rail contact using FEM, Facta Univesitatis Series Mechanical Engineering, 13(2), pp. 99-108.

<https://scispace.com/pdf/determination-of-friction-heat-generation-in-wheel-rail-13nqtguvgu.pdf>.

37. Canale, L.C.F., Mesquita, R.A., Totten, G.E., 2008, Failure Analysis of Heat Treated Steel Components, ASM International, Ohio, USA. 636p.

38. Seo, J.W., Goo, B.C., Choi, J.B., Kim, Y.J., 2008, Effects of metal removal and residual stress on the contact fatigue life of railway wheels, International Journal of Fatigue, 30(10-11), pp. 2021-2029. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2007.12.003>.

39. Seo, J.W., Kwon, S.J., Jun, H.K., Lee, D.H., 2009, Effects of residual stress and shape of web plate on the fatigue life of railway wheels, Engineering Failure Analysis, 16(7), pp. 2493-2507. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2009.04.013>.

40. Romacevych, Y., Loveikin, V., Stekhno, O., 2019. CLOSED-LOOP OPTIMAL CONTROL OF A SYSTEM «TROLLEY – PAYLOAD». UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering. Vol. 81, Issue 2, pp. 5-12.

41. Yu, F.Q., Wang, J., 2016, The Study of Finite Element Simulation for Cooling after Heating Process of Rail, Key Engineering Materials, 667, pp. 224-230.

42. Handa, K., Morimoto, F., 2012, Influence of wheel/rail tangential traction force on thermal cracking of railway wheels, Wear, 289, pp. 112-118.

43. Fengqi, W., Jin,Z., Wenqing,Y., 2013, Fatigue life analysis of metallurgical bridge crane structure. Applied Mechanics and Materials.Vol. 437, P. 181-185. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.437.181>

44. Kutsenko L., Vanin V., Shoman O., Yablonskyi P., Zapolskiy L., Hrytsyna N., Nazarenko S., Danylenko V., Sivak E., Shevchenko S., 2019, Modeling the resonance of a swinging spring based on the synthesis of a motion trajectory of its load. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 3/7 (99). P. 53-64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.168909>

45. Masoudi, N.R., Shariati, M., Farhangdoost, K., 2017, Three-dimensional finite element simulation of residual stresses in UIC60 rails during the quenching process, Thermal Science, 21(3), pp. 1301-1307. <https://thermalscience.rs/pdfs/papers-2016/TSCI151006013M.pdf>.

46. European standard EN 13262:2009, Railway applications — Wheelsets and bogies — Wheels - Product requirements, AFNOR, 2009.

47. Wang, K., 2006, The Probabilistic Study of Heat Treatment Process for Railroad Wheels Using ANSYS/PDS, Proceedings of the 13th International ANSYS Conference, Pittsburgh, PA.

48. Слепужніков Є.Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана. *Машинобудування*. №16, 2015. С.34-37. <http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/7458>.

49. Fidrovskа N., Slepuzhnikov E., Larin O., Varchenko I., Lipovyi V., Afanasenko K., Harbuz S., (2020). Increase of operating reliability of the travel wheel using the use of the elastic inserts. *EUREKA: Physics and Engineering*. Issue №5(30). pp. 69–79. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001387>.

50. Okagata, Y., Kiriyama, K., Kato, T., 2007, Fatigue strength evaluation of the Japanese railway wheel, *Fatigue Fract Eng Mater Struct*, 30(4), pp. 356-371. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2007.01117.x>

51. Markine, V., Mashal, A , Ren, M., 2018. Effect of wheel–rail interface parameters on contact stability in explicit finite element analysis. *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit*. Vol. 232(6), pp. 1879-1894.

<https://doi.org/10.1177/0954409718754941>.

52. Fengqi W., Jin Z., Wenqing Y., (2013). Fatigue Life Analysis of Metallurgical Bridge Crane Structure. *Applied Mechanics and Materials*. Vol. 437, pp. 181-185. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.437.181>.

53. Wang K., Pilon R., 2002, Investigation of heat treating of railroad wheels and its effect on braking using Finite Element Analysis, Proceedings of the 10th International ANSYS Conference and Exposition, Pittsburgh, PA.

54. Kutsenko L., Vanin V., Shoman O., Yablonskyi P., Zapolskiy L., Hrytsyna N., Nazarenko S., Danylenko V., Sivak E., Shevchenko S., (2019). Modeling the resonance of a swinging spring based on the synthesis of a motion trajectory of its load. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 3/7 (99). P. 53-64. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.168909>.

55. Pástor M., Trebuňa F., Lengvarský P., Bocko J., (2016). Possibility of Using of Tensometry in Deformation Analysis in Areas With Sudden Change of Geometry. *American Journal of Mechanical Engineering*. 2016; 4(7):363-367. doi: 10.12691/ajme-4-7-23.

56. Masoudi N.R., 2014, Using three-dimensional finite element analysis for simulation of residual stresses in railway wheels. *Engineering Failure Analysis*, 45, pp. 449-455. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.07.018>.

57. Masoudi N.R., Farhangdoost K., Shariati M., 2015, Numerical study on fatigue crack growth in railway wheels under the influence of residual stresses. *Engineering Failure Analysis*, 52, pp. 75-89. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.03.002>.

58. Konowrocki R., Chojnacki A. 2020. Analysis of rail vehicles' operational reliability in the aspect of safety against derailment based on various methods of determining the assessment criterion. *Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* Vol. 22, No.1, pp. 73-85. <http://dx.doi.org/10.17531/ein.2020.1.9>.

59. Raksha S.V., Anofriev P.G., Bohomaz V.M., Kuropiatnyk O.S., 2019. Mathematical and S-models of cargo oscillations during movement of bridge crane. *Naukovyi Visnyk NHU*, № 2, pp. 108-115. DOI: 10.29202/nvngu/2019-2/16. <http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/11404/1/Raksha.pdf>.

60. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожньо-будівельних, підйомних і транспортних машин: Підручник / В.Д. Шевченко, В.Г. Піскунов, Ю.М. Федоренко та ін.; За ред. В.Г. Піскунова, В.Д. Шевченка. – К.: Вища шк., 2004. – 438с.

61. Fidrovska N., Slepuzhnicov E., Perevoznik I., Khursenko S. Deformation of a cylindrical shell by external pressure. *Science of Europe*. Vol.2. № 64 (2021), S.68-71. <https://www.europe-science.com/wp-content/uploads/2021/11/VOL-2-No-64-2021.pdf>

62. Фідровська Н.М., Перевозник І.А. Динамічні зусилля, які виникають при проходженні ходовим колесом через рейковий стик. *Машинобудування*. Харків: УІПА, 2017. Вип. 20. С.67-70. <https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/216/150>.

63. Фідровська Н.М., Перевозник І.А. Ударні навантаження при пересуванні мостових кранів. *Машинобудування*. Харків: УІПА, 2018. Вип. 21. С.43-45.

<https://doi.org/10.32820/2079-1747-2018-21-43-45>.

64. Fidrovska N., Slepuzhnikov E., Ponomarenko R., Chyrkina M., Perevoznyk I. Durability of crane metal structures. AIP Conference Proceedings. Research article, May 31, 2023. S.1-6. <https://doi.org/10.1063/5.0120004>.

65. Фідровська Н.М., Перевозник І.А. Вплив засобу встановлення підкранової рейки на її напружений стан. *Машинобудування*. Харків: УІПА, 2018. Вип. 22. С.11-16. <https://jmash.uipa.edu.ua/index.php/jMASH/article/view/147/96>.

66. Динамічні навантаження, які виникають у головній балці мостового крана / Фідровська Н.М., Чернишенко О.В., Перевозник І.А., Нестеренко В.В. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 92, т. 1. – С. 188-191.

<https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/3676>.

67. Fidrovska N.M., Cherneshenko O.V., Perevoznik I.A. Experimental study on an overhead crane passing a rail track joint. Науковий Вісник національного гірничого університету, №1 (181), 2021, с.98-102.

<https://nvngu.in.ua/index.php/en/archive/on-the-issues/1858-2021/content-1-2021/5704-98>.

68. Перевозник І.А. Визначення навантажень, які виникають при пересуванні ходових коліс мостових кранів. *Машинобудування*. №35 (2025), С.46-53. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-05>.

69. Фідровська, Н.М. Вплив рейкових стиків на динамічні зусилля, які виникають під час пересування ходових коліс мостових кранів / Фідровська Н.М., Перевозник І.А., Щербак О.В. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. – Харків, 2020. – Вип. 88, т. 2. – С. 71-73.

<https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/2961>.

70. Модернізація конструкції кранового ходового колеса / Фідровська Н.М., Слєпужніков Є.Д., Чернишенко О.В., Перевозник І.А. // Вісник Харківського

національного автомобільно-дорожнього університету : зб. наук. пр. – Харків, 2021. – Вип. 95. – С. 107-113.

<https://dspace.khadi.kharkov.ua/handle/123456789/4871>.

АКТ

впровадження результатів дослідження і рекомендацій, які наведені в дисертаційній роботі аспіранта Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, виконаній на тему:

«ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ ХОДОВИХ КОЛІС ЧЕРЕЗ СТИКИ РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ»

Наступний акт склали:

від АТ «Харківський машинобудівний завод «Світло шахтаря» – Головний інженер-керівник Технічного департаменту, к.т.н. Бережний Р.А.

від Харківського національного автомобільно-дорожнього університету к.т.н., доц. каф. БДМ Щербак О.В., зав. лаб. каф. БДМ Дрюк Д.П., асп. Перевозник І.А.

Комісія провела роботу щодо розгляду доцільності впровадження практичних рекомендацій дисертаційної роботи **«ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ ХОДОВИХ КОЛІС ЧЕРЕЗ СТИКИ РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ»**.

В процесі роботи комісія встановила наступне:

1) на основі проведення наукової роботи Перевозника І.А. була розроблена методика розрахунку ударних навантажень при проходженні ходовими колесами мостових кранів стиків рейкового шляху.

2) науково-технічна і практична цінність, новизна розробки: розроблена методика розрахунку впливу стиків рейкового шляху на динамічні навантаження, які виникають при проходженні ходовими колесами кранів рейкових колій з урахуванням виду закріплення рейок на балках.

3) зважаючи на актуальність підтримання надійності ходових частин мостових кранів впровадити запропоновану методику розрахунку динамічних навантажень для прогнозування залишкового ресурсу ходових коліс кранів та рейкового шляху.



Підписи членів комісії:

_____ Бережний Р.А.

_____ Щербак О.В.

_____ Дрюк Д.П.

_____ Перевозник І.А.

**АКТ**

Про впровадження результатів дослідження і рекомендацій, які наведені в дисертаційній роботі аспіранта Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, виконаній на тему: «ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ ХОДОВИХ КОЛІС ЧЕРЕЗ СТИКИ РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ».

Комісія в складі:

від регіональної філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця»: О.Л. Заровний
 від Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: к.т.н.,
 доц. каф. БДМ Щербак О.В., зав. лаб. каф. БДМ Дрюк Д.П., асп. Перевозник І.А.

Комісія провела роботу щодо розгляду результатів впровадження практичних рекомендацій дисертаційної роботи «ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ПРИ ПРОХОДЖЕННІ ХОДОВИХ КОЛІС ЧЕРЕЗ СТИКИ РЕЙКОВОГО ШЛЯХУ». Дійшла висновків:

1. На основі проведення наукової роботи Перевозника І.А. була розроблена методика розрахунку ударних навантажень при проходженні ходовими колесами стиків рейкового шляху.

2. Науково-технічна і практична цінність, новизна розробки: розроблена методика розрахунку впливу стиків рейкового шляху на динамічні навантаження, які виникають при проходженні ходовими колесами рейковими коліями з урахуванням виду закріплення рейок на балках.

3. Вид впровадження: методика розрахунку динамічних навантажень.

4. Зважаючи на отримані результати комісія вважає доцільним впровадити результати роботи у виробництво регіональної філії «Південна залізниця» АТ «Укрзалізниця».

Цей акт не є підставою для фінансових розрахунків

Від регіональної філії «Південна
 залізниця» АТ «Укрзалізниця»

Заступник директора виконавчого
 регіональної філії «Південна залізниця»
 АТ «Укрзалізниця» з інфраструктури

 Заровний О.Л.

Від Харківського національного
 автомобільно-дорожнього університету

 к.т.н. доц. каф. Щербак О.В.
 зав. лаб. каф. БДМ Дрюк Д.П.
 аспірант Перевозник І.А.

Затверджую:

Перший проректор Харківського
національного автомобільно-
дорожнього університету професор

А.Г. Батракова

«19» січня 2026 р.

АКТ

впровадження у навчальний процес результатів досліджень, що наведені в дисертації Перевозника Ігора Анатолійовича “Дослідження ударних навантажень при проходженні ходових коліс через стики рейкового шляху”.

Комісія у складі голови – декана механічного факультету Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, професора О.В. Єфименка, завідувача кафедри «Будівельні і дорожні машини» професора Фідровської Н.М., завідувача кафедри «Технологія металів та металознавства» доцента Глушкова Д.Б. цим актом підтверджує, що в робочих програмах дисциплін «Проектування металоконструкцій», «Вантажопідйомна, транспортна і транспортуюча техніка» і «Динаміка машин» введені в навчальний процес підготовки бакалаврів та магістрів механічного факультету спеціальності 133 – галузеве машинобудування впроваджені наступні результати:

- алгоритм розрахунку динамічних складових при пересуванні ходових коліс вантажопідйомних машин через рейковий стик;
- методика визначення навантаження у балках мостового крану при роботі механізму пересування;
- методика визначення напружень і силових факторів при різних методах укладання рейок на підкранових балках елементів.

Наведені результати використовуються під час викладання лекційного матеріалу, при виконанні курсових, практичних та лабораторних робіт, а також при дипломному проектуванні.

Голова комісії

Члени комісії

О.В.Єфименко

Н.М.Фідровська

Д.Б.Глушкова

Затверджено на вченій раді механічного факультету «11» січня 2026 р. №5