

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ НЕСУЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ АВТОНАВАНТАЖУВАЧІВ

Запобігання росту відмов, у тому числі аварійних, автонавантажувачів можливо шляхом визначення реального напружено-деформованого стану несучих елементів навантажувача та застосування відповідних заходів по його зменшенню.

Розроблено 3D моделі за допомогою програмного комплексу «T-FLEX CAD 3D 9.0», який реалізує метод кінцевих елементів для оцінювання рівня напружень, що дозволило встановити закономірності взаємодії рами автонавантажувача з вантажопідйомником при різних варіантах навантаження.

Було проведено оцінку рівня еквівалентних напруг, які надають достатню інформацію для оцінки надійності конструкції. На відміну від окремих компонентів напруги еквівалентна напруга не має напрямку, а повністю визначається величиною, вираженою в одиницях напруги. Для розрахунку коефіцієнтів запасу міцності в різних точках, використано критерій плинності, який точно визначає початок переходу матеріалу до стану плинності в якійсь точці, а еквівалентна напруга досягає межі плинності матеріалу.

Для більш детального аналізу навантаженого стану металоконструкцій вантажопідйомника розглянуто його окремі перерізи, на яких можна простежити розподіл напруг у прихованих ділянках – кронштейнах кріплення, ребрах жорсткості.

Результати дослідження напружено-деформованого стану вантажопідйомника підтвердили, що найбільшому впливу динамічних навантажень схильні як раз найбільш навантажені ділянки та ділянки, що мають мінімальні коефіцієнти запасу міцності, а саме – опори напрямних котків, напрямні ковзанки, бічний вертикальний лист рухомої рами вантажопідйомника та каретки.

Ключові слова: *Автонавантажувач, вантажопідйомник, 3D моделі, напружено-деформований стан.*

Постановка проблеми. У зв'язку зі зростанням маси вантажів у морських портах спостерігаються збільшення відмов (у тому числі аварійних) автонавантажувачів протягом незначного періоду експлуатації. Вирішення проблеми можливо за допомогою визначення реального напружено-деформованого стану несучих елементів автонавантажувача та застосування відповідних заходів по його зменшенню.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз науково-технічної літератури показав, що відомі дослідження і розробки не повною мірою враховують існуючу несиметричність навантаження вантажопідйомника, а також рух автонавантажувача по нерівностям транспортних шляхів і, пов'язані з цим, додаткові динамічні навантаження на несучу систему. Тому завдання визначення реального напружено-деформованого стану несучих елементів навантажувачів є доцільним і актуальним [1-5].

Мета дослідження. Визначення напружено-деформованого стану несучих елементів навантажувачів за допомогою 3D моделей, які дозволять дослідити стан металевої конструкції вантажопідйомника та надати кількісну оцінку напружень у найбільш навантажених ділянках складових частин.

Основний матеріал дослідження. З метою проведення аналізу напружено-деформованого стану несучих елементів вантажопідйомника автонавантажувача

Ремонт та відновлення деталей машин

вантажопідйомністю 16 т і висотою підйому 8 м розроблено твердотільну модель, в масштабі 1:1.

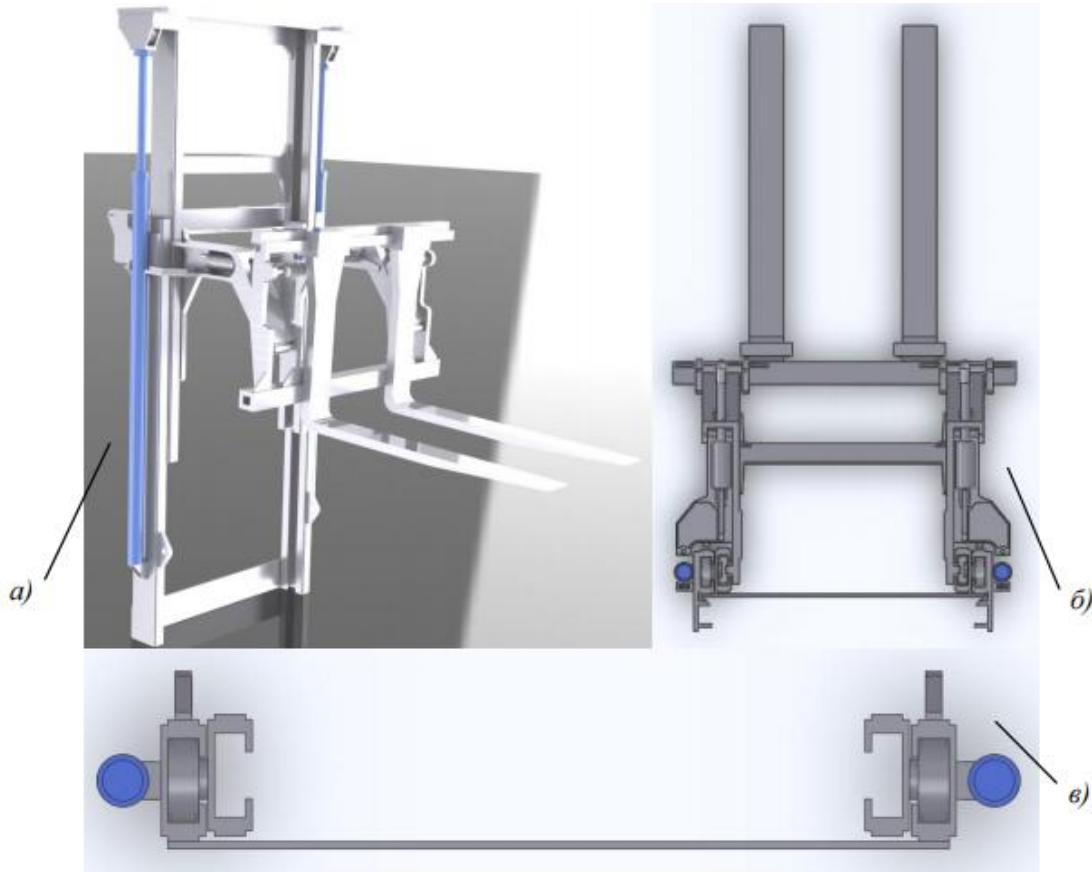


Рисунок 1 – Твердотільна модель вантажопідйомника

а) – загальний вигляд вантажопідйомника; б) – перетин рами на рівні вил вантажопідйомника; в) – перетин рами вантажопідйомника на рівні кронштейнів кріплення

Металоконструкції рухомої та нерухомої рам мають С-образний профіль. У моделі створено лише основні несучі металоконструкції (несучі балки, кронштейни кріплення балок та вантажних ланцюгів). Модель створена у середовищі TFLEX CAD 3D 9.0.

Засобами T-FLEX/Аналіз створена сітка (рис. 2): кількість елементів – 9920, кількість вузлів – 3125, призначений матеріал (якісна сталь 15Г2С).

В результаті отримано значення переміщень, зусиль реакцій, контактного тиску, навантажень та напруг у різних напрямках, а також створено епюри перерізів для визначення цих показників усередині моделі.

При моделюванні навантаження металоконструкції вантажопідйомника діючі зусилля прикладалися до каретки (рис.3), вантажопідйомник спирався на кронштейни кріплення (нерухомі верхній та нижній), закріплення здійснювалося за допомогою кронштейнів

Ремонт та відновлення деталей машин

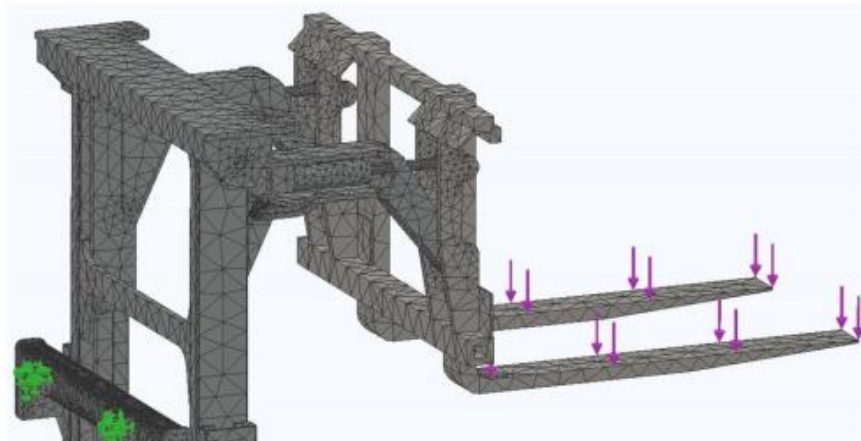


Рисунок 2 – Сітка на твердому тілі

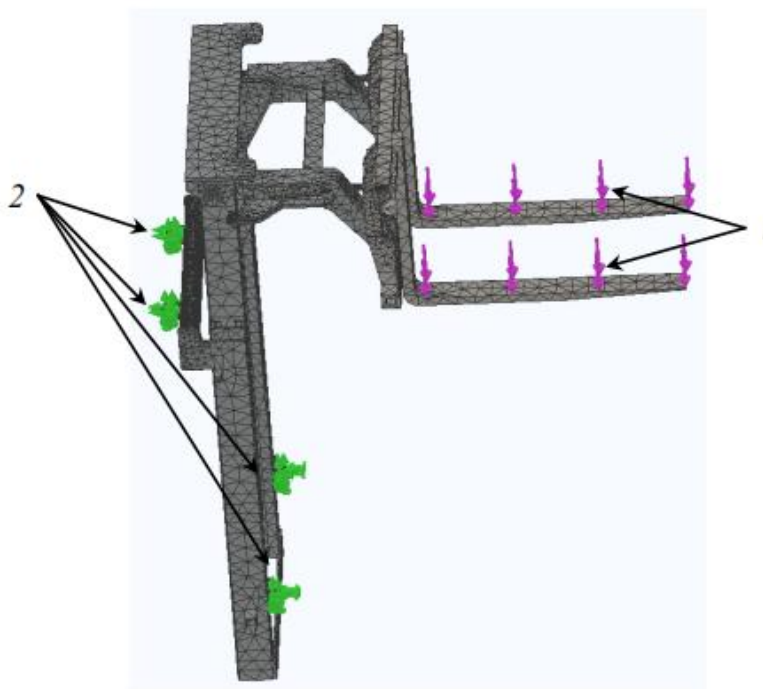


Рисунок 3 – Місця прикладання навантажень (1) та місця закріплення (2) моделі

Було проведено оцінку рівня еквівалентних напруг. Незважаючи на те, що еквівалентна напруга в якійсь точці не є однозначною для визначення стану напруги у цій точці, вона надає достатню інформацію для оцінки надійності конструкції. На відміну від окремих компонентів напруги еквівалентна напруга не має напрямку. Воно повністю визначається величиною, вираженою в одиницях напруги. Щоб розрахувати коефіцієнти запасу міцності в різних точках, T-FLEX/Аналіз використовує критерій плинності який точно визначає те, що матеріал починає переходити до стану плинності в якійсь точці, коли еквівалентна напруга досягає

Ремонт та відновлення деталей машин

межі плинності матеріалу. Використовуючи інструменти T-FLEX/Аналіз виконано аналіз розподілу напруг у моделі (рис. 4).

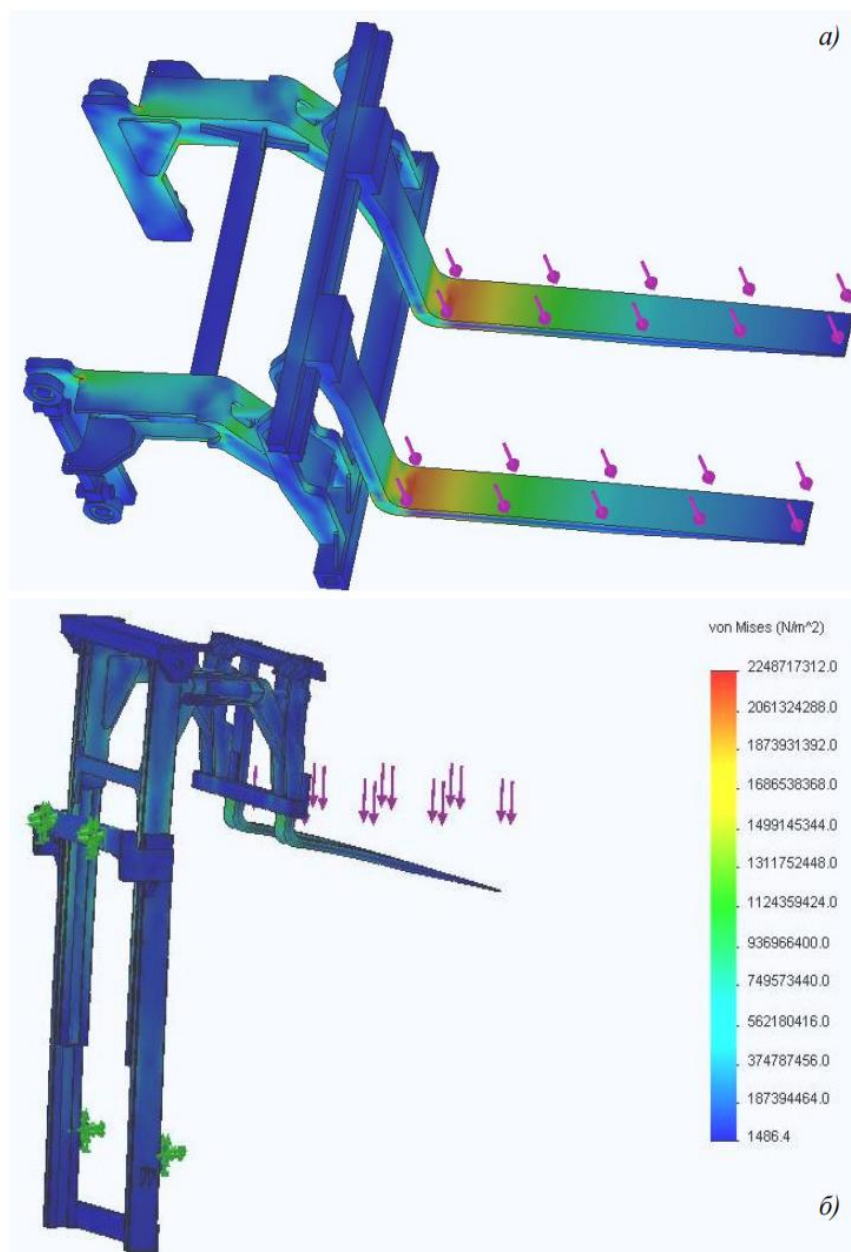


Рисунок 4 – Розподіл еквівалентних напруг у моделі:

а) каретка вантажопідійомника; б) рухома рама

Також для більш детального аналізу навантаженого стану металоконструкцій вантажопідійомника, були розглянуті окремі перерізи вантажопідійомника, на яких можна простежити розподіл напруг у прихованих ділянках – кронштейнах кріплення, ребрах жорсткості.

ВИСНОВКИ

Результати дослідження напружено-деформованого стану вантажопідійомника підтвердили, що найбільшому впливу динамічних навантажень схильні як раз найбільш навантажені ділянки та ділянки, що мають мінімальні коефіцієнти запасу міцності, а саме – опори напрямних котків, напрямні ковзанки, бічний вертикальний лист рухомої рами вантажопідійомника та каретки.

Список використаних джерел

1. Суглобов В.В. Исследование условий эксплуатации и причин выхода из строя фронтальных автопогрузчиков / В.В. Суглобов, В.П. Лаврик, И.А. Нефёдов // Вісник Приазовського державного технічного університету: Зб. наук. пр. – Маріуполь: ПДТУ, 2005. – Вип. 15. – С. 101 – 104.
2. Суглобов В.В. Исследование причин отказов автопогрузчиков при эксплуатации в морских портах / В.В. Суглобов, В.П. Лаврик, И.А. Нефёдов // Підійомно-транспортна техніка – Дніпропетровськ: ДІПТ, 2009. – № 3. – С. 103 – 108.
3. Нефёдов И.А. Разработка математической модели колебаний вилочного автопогрузчика / И.А. Нефёдов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета: Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 57. – С. 140 – 145.
4. Суглобов В.В. Разработка динамической модели автопогрузчика / В.В. Суглобов, В.П. Лаврик, И.А. Нефёдов // Підійомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ: ДІПТ, 2006. – № 3. – С. 32 – 41.
5. Карпенко Т.Н. Исследование движения автопогрузчика после фронтального наезда на препятствие / Т.Н. Карпенко, И.А. Нефёдов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – Донецьк: «Рекламно-видавнича фірма «Молнія», – 2012. – № 4. – С. 67 – 77.

Nefyodov I.O., Lavryk V.P., Suglobov V.V.

RESEARCH OF THE STRESS-DEFORMED STATE OF THE LOADER ELEMENTS

Preventing the growth of failures, including emergency, atonavanta-chewing is possible by determining the real stress-strain state of the load-bearing elements of the loader and applying appropriate measures to reduce it.

3D models were developed using the software package "T-FLEX CAD 3D 9.0", which implements the finite element method for assessing the stress level, which made it possible to establish the regularities of the interaction of the forklift frame with the forklift under different loading options.

An assessment of the level of equivalent stresses was carried out, which provide sufficient information for assessing the reliability of the structure. Unlike individual stress components, the equivalent stress has no direction, but is completely determined by the value expressed in units of stress. To calculate the safety factor at different points, the yield criterion was used, which accurately determines the beginning of the transition of the material to the yield state at some point, and the equivalent stress reaches the yield point of the material.

For a more detailed analysis of the loaded state of the metal structures of the forklift, its individual sections were considered, on which it is possible to trace the distribution of stresses in hidden areas - mounting brackets, stiffening ribs.

The results of the study of the stressed-deformed state of the forklift confirmed that the most loaded areas and areas with minimal safety factors are subject to the greatest influence of dynamic loads, namely - the supports of the guide rollers, guide skates, the lateral vertical sheet of the moving frame of the forklift and the carriage.

Keywords: Forklift, forklift, 3D models, stressed-deformed state.

Стаття надійшла 23.11.2025 р.

УДК 621.91

doi.org/10.31498/2522-9990302025347176

Іщенко А.О., Білодіденко С.В., Кравченко В.М., Капустін С.В.

ЯКІСТЬ РІЗУ ПРОКАТУ ДИСКОВИМИ ПИЛАМИ

Одним з найбільш важливих показників, які визначають довговічність пильного диску, а отже, і простої пили при заміні ріжучого диску, є якість прокату після різі.

Якість порізки прокату на пилах визначається висотою заусенців на торцях прокату, неперпендикулярністю торця до повздовжньої вісі прокату, наявністю облою та кінцевої кривизни розкату.

Заусенці, які з'являються на торцях прокату після різання, служать основним критерієм затуплення зубців пильного диску. Утворення їх обумовлено двома процесами: тертям бокової поверхні диску пили о торець, що розрізається, внаслідок торцевого биття диска та вичавлюванням металу з-під закругленої ріжучої кромки.

Для окремих видів профілів, наприклад, рейок, стандартом передбачаються жорсткі обмеження по привізні кінців (не більше 0,5 мм на довжині 1 м). Однак забезпечити такі вимоги у виробничих умовах не завжди є можливим. Експериментальні дослідження, проведені на роторній пилі 1600, показали, що причиною такого явища, при невідповідності верхнього рівня роликів рольгангу та плитного настилу, може служити неправильно обране взаємне розташування пили та прокату під час різання. В результаті цього контакт зубців із заготовкою може виникати по максимальній дузі, тобто з найбільшими зусиллями, діючими на профіль.

Було визначено, що суттєвий вплив на роботу двигуна обертання диску оказує розклинювання пропилу. Як було визначено, при різному ступені затуплення під час різання рейок та рейкової підкладки струм електродвигуна обертання диску зменшується в середньому на 15-20 %. Таке зменшення не тільки економить електроенергію, але і суттєво покращує умови роботи ремінної передачі, подовжуючи строк її служби, оскільки защемлення диску в прорізі, яке супроводжується підвищеними навантаженнями на двигун, призводить до просковзування ременів та інтенсивного їх зносу разом зі шківками. Використання розклинюючого приладу знижує заусенці на торцях прокату, а також знижує інтенсивність зносу зубців.

За результатами відповідних досліджень можна зробити висновок про те, що порізка любого прокату, в тому числі рейок, з точки зору зменшення енергозатрат, підвищення якості різання, стійкості ріжучого інструменту та надійності механізмів пил, повинна виконуватись з розкриттям пропилу. Ігнорування цих вимог призводить до неоправданих виробничих втрат.

Ключові слова: Довговічність, пили, ріжучий диск, якість різання, порізка.