

Ковалевський С.Г., Високович Є.В., Ніколаснко В.А.

## АНАЛІЗ НАПРУЖЕНЬ, ДІЮЧИХ В РОБОЧОМУ ОБЛАДНАННІ НАВАНТАЖУВАЧА

У статті наведені результати дослідження напружень в робочому обладнанні малогабаритного навантажувача за допомогою розроблених комп'ютерних моделей, що дозволяє провести розрахунки з мінімальними матеріальними витратами, при виключенні можливостей створення небезпеки для оператора машини. Відомо, що експлуатація навантажувачів пов'язана з виникненням багатьох небезпечних ситуацій, в тому числі в разі виходу з ладу вузлів металокопункції у разі перевищення діючих нормативів навантаження. Діючі напруження були визначені за допомогою комп'ютерної моделі, створеної в середовищі програми SolidWorks, з дотриманням геометричних та вагових характеристик, згідно розробленої проектно-конструкторської документації робочого обладнання, яке складається зі стріли, рукояті, опорно-поворотного пристрою, гакової підвіски та гідроциліндрів керування. Створена комп'ютерна модель була імпортована в програму CosmosWorks, в якій, з використанням методу кінцевих елементів, з дотриманням граничних умов, задаючи обмеження на переміщення та деформації вузлів робочого обладнання навантажувача, характеристик матеріалу та діючих сил, визначених в небезпечних розрахункових положеннях, були проведені заплановані дослідження міцності. Отримані результати засвідчили, що максимальні напруги, які виникають в металокопункції рукояті складають 192 МПа, а в стрілі - 110 МПа, що є меншим за допустимі, але для дотримання нормативного показника коефіцієнта запасу міцності, конструктивно виконання вузлів з'єднання рукояті зі стрілою та гідроциліндром керування було вдосконалено, що дозволило зменшити рівень діючих напружень на 12-14% та підвищити запас міцності до 4,1, тобто дотриматись нормативу для вантажопідйомного обладнання. В місцях приєднання стріли до опорно-поворотного пристрою та гідроциліндрів керування запропоновано зменшити напруження за рахунок використання технологічних методів виконання зварювальних робіт, яке дозволить зменшити концентратори напруги. Таким чином, конструктивно вдосконалення робочого обладнання малогабаритного навантажувача, виконане за результатами проведених досліджень на основі розроблених комп'ютерних моделей, дозволило підвищити міцність металокопункції.

**Ключові слова:** навантажувач, комп'ютерна модель, міцність робоче обладнання, напруження.

**Актуальність дослідження.** Використання, таких будівельних машин, як навантажувачі, екскаватори, та крани, відіграє важливу роль у багатьох галузях дорожнього та комунального господарства. Експлуатація цієї техніки пов'язана з ризиком руйнування робочого обладнання, що може призвести до травм операторів, пошкодження майна та перерви в роботі. Таким чином, дослідження напружень в металокопункції основних вузлів, з метою забезпечення безпечної та ефективної роботи є актуальною задачею.

**Постановка проблеми.** Проаналізувавши методи визначення навантаження робочого обладнання, можна зазначити, що, наприклад, експериментальні методи вимірювання напружень і деформацій за допомогою тензодатчиків, датчиків переміщення та інших приладів дають точні результати, але можуть бути дорогими, трудомісткими і небезпечними.

Використання аналітичних методів, в яких розрахунок навантаження виконується за допомогою математичних моделей, має значні недоліки при використанні в складних металевих конструкціях через неможливість обліку концентраторів напружень в місцях з'єднання окремих вузлів та деталей.

Комп'ютерне моделювання пропонує метод визначення навантаження робочого обладнання, який використовує спеціальні програми для створення віртуальних моделей машини та середовища, в якому воно працює, симуляції роботи обладнання та розрахунку міцності та довговічності.

Проведення досліджень за допомогою моделей має ряд переваг перед іншими методами та дозволяє заощадити час та кошти при проведенні віртуальних випробувань, досліджувати роботу машин в небезпечних умовах, які не можуть бути відтворені в реальній експлуатації, отримати бажану точність результатів при правильній побудові та використанні відповідних програм.

**Теоретичний аналіз досліджень.** В дослідженнях навантажувачів, які широко використовуються в багатьох галузях господарства, значна увага приділена вдосконаленню гідравлічного обладнання, визначенню раціональних параметрів приводів, запровадженню сучасних вимірювальних засобів [1-3].

В роботах [4,5] визначені оптимальні траєкторії руху робочого обладнання, запропоновано метод оптимального планування траєкторії для придушення вібрації гнучкого вузла зі змінною жорсткістю з урахуванням жорстко-гнучкого з'єднання. На основі аналізу пружних деформацій гнучкого обладнання змінної жорсткості побудовано розподілену динамічну фізичну модель на основі теорії Гамільтона, запропоновано конструкцію регулятора гасіння коливань, а для чисельного аналізу розглянуто систему нелінійного керування.

Функціональна модель автоматизованої системи керування, використана для розробки нового універсального методу розв'язання задачі кінематичного керування робочим обладнанням автогідропідйомача, який базується на визначенні раціональних траєкторій руху робочого обладнання та дозволяє мінімізувати витрати потужності [6].

В роботах [7,8] наведено результати визначення динамічних навантажень, що виникають в робочому обладнанні навантажувача в процесі подолання перешкоди, отримані на основі застосування комп'ютерного моделювання та порівняні з даними експериментальних досліджень. Аналіз та зіставлення проводили за такими параметрами, як напрями руху навантажувача, кути нахилу кузова та динамічні навантаження на елементи конструкції.

Створення віртуальних лабораторій, які складаються з окремих комп'ютерних моделей, дало можливість імітувати окремі процеси, виникаючі під час виконання технологічних операцій навантажувача [9]. Комп'ютерна модель навантажувача дозволила виконати кінематичні дослідження робочого обладнання, визначити швидкості й прискорення штоків гідроциліндрів управління робочим обладнанням. Вплив якостей поверхні, по якій рухається машина, швидкості руху та завантаження ківша ґрунтом були досліджені за допомогою створеної моделі навантажувача. Використання цієї моделі, дозволило дослідити навантаження, які діють на ходову частину в складних режимах руху, а також стійкість при русі по схилу та в повороті.

Чимало робіт присвячено дослідженню динамічних процесів, які виникають під час роботи малогабаритних навантажувачів [10-12].

В статті [11] проведено дослідження кінематики руху та навантаження основних вузлів робочого обладнання телескопічного навантажувача за допомогою створеної комп'ютерної моделі в програмі «Dynamic Simulation» пакету Autodesk Inventor, під час завантаження ківша з використанням складної траєкторії поступального та обертального руху.

В роботі [12] розглянуто дослідження навантаження робочого обладнання навантажувача за допомогою аналітичних методів в залежності від ваги вантажу, коефіцієнту динамічності, конструкції та геометричних параметрів основних елементів. Проведено аналіз діючих сил та напруг в небезпечних розрахункових положеннях, запропоновано раціональні режими роботи навантажувача.

Проведений аналіз досліджень свідчить, що питання навантаження та міцності робочого обладнання навантажувачів є актуальним та потребує подальшого розвитку..

**Мета роботи.** Метою роботи є дослідження міцності спроектованого робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою розроблених комп'ютерних моделей та аналіз впливу запропонованих удосконалень складових вузлів металоконструкції на діючі напруження.

**Викладення основного матеріалу дослідження.** Вантажне обладнання, яке досліджується, розміщене на самохідному шасі, аналогом якому можна вважати машини для виконання різноманітних комунальних робіт виробництва Швеції та Німеччини, представлене на рисунку 1. Спроектоване робоче обладнання складається зі стріли 1, яка, з одного боку, з'єднана з опорно-поворотним пристроєм 2, розміщеним на на рамі навантажувача 3, а з іншого, з рукояттю 4. Стріла обладнана кронштейном 5 для приєднання гідроциліндрів керування 6,7.

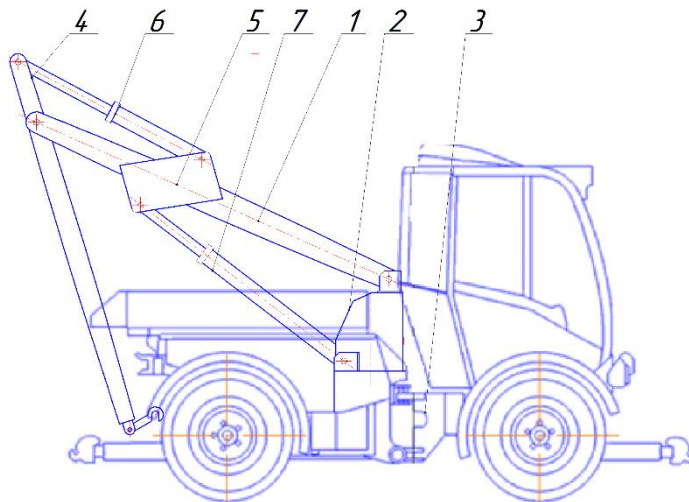


Рисунок 1 - Малогабаритний навантажувач

Аналіз навантаження та удосконалення конструкції робочого обладнання стрілового малогабаритного навантажувача було проведено з використанням комп'ютерної моделі, створеної за допомогою програми SolidWorks. Для побудови моделі використовувалась конструкторська документація, така як розрахункові схеми, креслення вузлів та деталей, специфікації, тощо, при цьому були враховані вагові параметри та геометричні показники розробленого обладнання навантажувача, а силові навантаження елементів металоконструкції виконано на основі використання розроблених розрахункових схем наведених у статті[13].

Застосування цього програмного продукту дозволило запровадити можливості віртуального створення моделі, протестувати та вдосконалити металоконструкції обладнання без виготовлення фізичних прототипів, зменшило час, необхідний на проектування, надало інструменти для виявлення та усунення помилок на ранніх етапах проектування.

Дослідження навантаження робочого обладнання проводилося з використанням програми Cosmos Works, яка використовує метод кінцевих елементів для визначення напружень, деформацій та переміщень у складних

геометричних областях. Інтегрування цієї програми з SolidWorks, дозволяє імпорт та використання побудованих 3D моделей.

До моделі рукояті навантажувача (рис.2) були застосовані граничні умови у вигляді фіксованих опор у шарнірах з'єднання зі стрілою, гідроциліндром керування рукояттю, а також, діючого вертикального навантаження, яке визначається вагою вантажа з урахуванням динамічного коефіцієнта та ваги рукояті [13]:

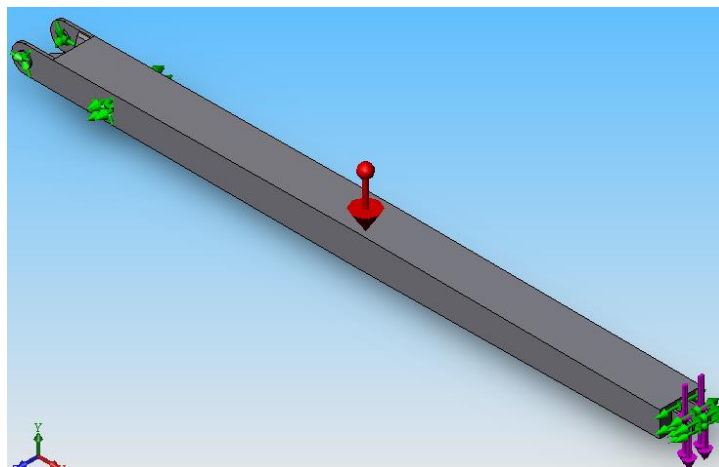


Рисунок 2 - Комп'ютерна модель рукояті навантажувача

Комп'ютерна модель стріли навантажувача з граничними умовами у вигляді фіксованих опор у шарнірах з'єднання з рамою навантажувача, гідроциліндром керування рукояттю, а також діючого навантаження представлена на рис. 3.

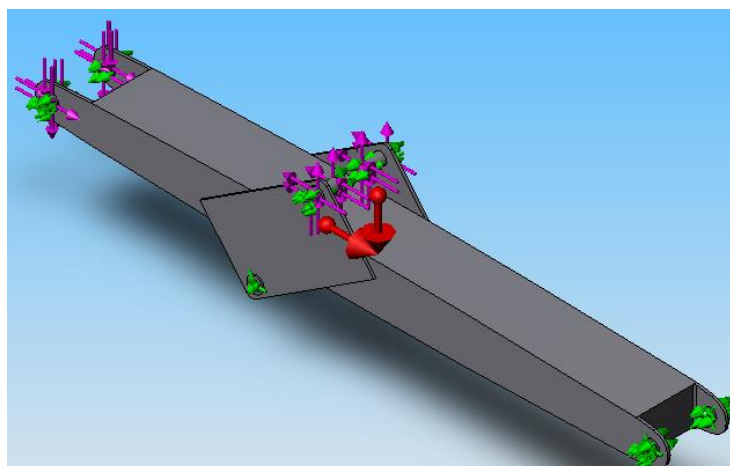


Рисунок 3 - Комп'ютерна модель стріли

Робоче обладнання навантажувача виготовлене у вигляді зварних конструкції зі сталі 10ХСНД, механічні властивості якої наведені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Механічні властивості сталі 10ХСНД

Характеристика	Позначення	Величина
Модуль пружності (Юнга)	$E$ , МПа	$2 \cdot 10^5$
Модуль зсуву	$G$ , МПа	$7,69 \cdot 10^4$
Коефіцієнт Пуассона	$\mu$	0,29
Межа міцності	$\sigma_B$ , МПа	685
Межа плинності	$\sigma_T$ , МПа	390
Межа міцності при зсуві	$\tau$ , МПа	200

Результати досліджень комп'ютерної моделі рукояті представлені на рис. 4,5

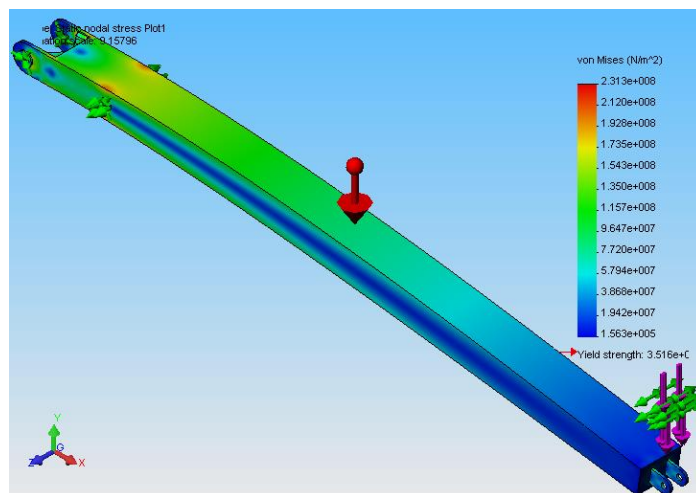


Рисунок 4 - Результати досліджень комп'ютерної моделі рукояті

Аналіз отриманих результатів комп'ютерного моделювання навантаження рукояті свідчить, що максимальні напруги не перевищують допустимих та складають 192 МПа. Місця приєднання стріли та гідроциліндра керування рукояттю виявилися найбільш навантаженими, що затребувало зміцнення металоконструкції відповідних областей.

Для цього були використані конструктивні методи, як найбільш ефективні, з точки зору матеріальних та фінансових витрат. Міцність в області приєднання гідроциліндра керування рукояттю була підвищена шляхом встановлення косинок, як показано на рис. 5. Використання більш міцної сталі, збільшення розмірів, або товщини стінок було відхилено з техніко-економічних причин.

Зміцнення області шарніра, який з'єднує рукоять зі стрілою було виконано за допомогою приварювання додаткових пластин, що дозволило збільшити міцність в обмеженій області, але суттєво не підвищило вагу рукояті.

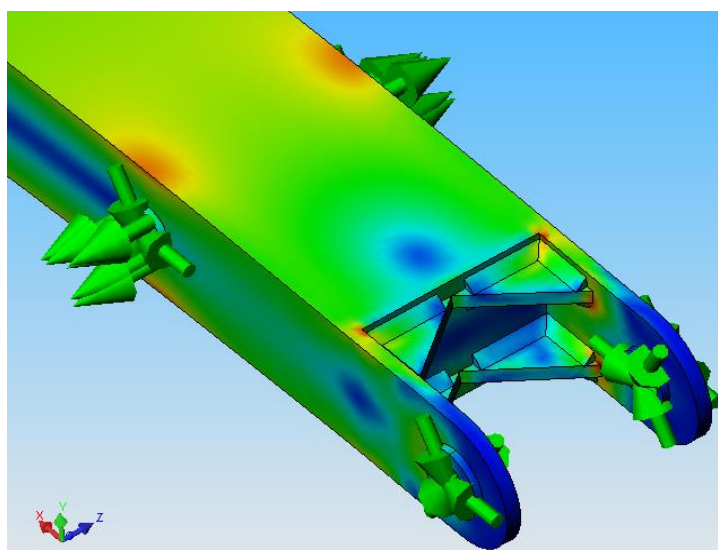


Рисунок 5 - Підсилення області приєднання гідроциліндра керування рукояттю

Вдосконалення конструктивного виконання рукояті, в місцях виникнення максимальних напружень, дозволило зменшити їх на 12 - 14% до рівня 165 - 169 МПа, а також забезпечити рівень коефіцієнту запасу міцності в межах 4,0 – 4,1, що відповідає нормам, які застосовуються для вантажопідйомного обладнання.

Результати досліджень комп'ютерної моделі стріли представлені на рис. 6,7

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання навантаження стріли дозволив зробити висновок, що максимальні напруги не перевищують 110 МПа, що свідчить про відповідність металоконструкції нормативним вимогам та не потребує додаткового підсилення. Підвищені напруження в місцях з'єднання провудин з тілом стріли та приєднання кронштейнів кріплення гідроциліндрів пояснюються виникненням концентраторів напруги, обумовлених особливостями поверхонь, що сполучаються та присутністю зварних швів. Як зазвичай, в таких випадках потрібно використовувати збільшення радіусу сполучення, яке досягається впровадженням відповідної технології виконання зварювальних робіт.

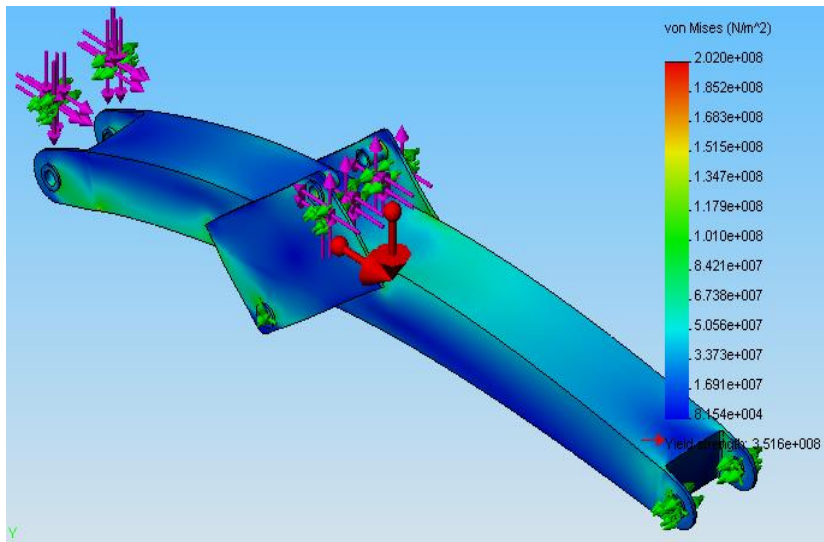


Рисунок 6 - Результати досліджень комп'ютерної моделі стріли

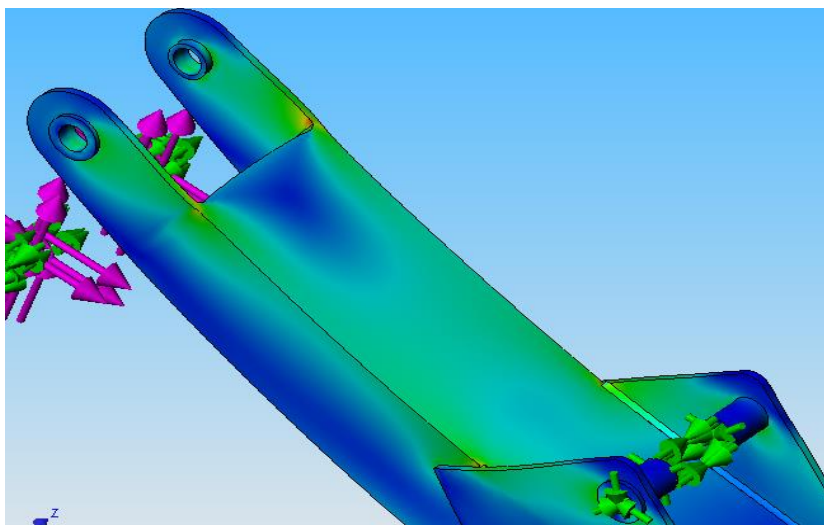


Рисунок 7 - Зони концентративів напружень комп'ютерної моделі стріли

#### Висновки.

Проведені дослідження навантаження спроектованого робочого обладнання малогабаритного самохідного шасі, з навісним вантажним устаткуванням на основі розроблених комп'ютерних моделей, що дозволило визначити діючі напруги та модернізувати елементи конструкції.

Результати проведеної роботи показали, що максимальні напруги, які виникають в металоконструкціях рукояті досягають 192 МПа, а в стрілі - 110 МПа, не перевищують допустимих, але деякі вузли конструкції потребують удосконалення з метою забезпечення нормативних значень коефіцієнту запасу міцності.

Підсилення рукояті вантажного обладнання в виявлених місцях дії найбільших напружень за рахунок використання додаткових елементів, дозволило зменшити їх до рівня, який не перевищує 169 МПа та отримати прийнятний запас міцності у розмірі 4,1.

Отримані результати з визначення навантаження стріли показали, що, в цілому, напруження знаходяться в межах допустимих, але, в деяких місцях, необхідно зменшити вплив концентративів напруги. З цією метою, запропоновано вдосконалення конструкції стріли, яке полягає в використанні зварних робіт в зонах підвищених напружень, таких як приєднання провудин кріплення до рами машини та кронштейнів гідроциліндрів керування, зі збільшеним радіусом.

#### Література

1. Аврунін Г.А., Кириченко І.Г., Самородов В.Б. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин. Харків: ХНАДУ, 2016. 436 с.
2. Раціональні приводи підйомно-транспортних, дорожніх машин та логістичних комплексів: монографія / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Н.О. Петренко та ін.; за ред. Григорова О.В. Харків: ХНАДУ, 2016. 352с.
3. Abbaszadeh E., Haddad-Zarif M. Control of robot manipulator with uncertain dynamics by adaptive fuzzy controller // Journal of Intelligent Automation Systems. 2014. [Electronic resource]. URL: [http://jias.shahroodut.ac.ir/article\\_225\\_0.html](http://jias.shahroodut.ac.ir/article_225_0.html) (access date 10.02.2017)

4. Cheng Q. Xu W., Liu Z., Hao X. and Wang Y. Optimal Trajectory Planning of the Variable-Stiffness Flexible Manipulator Based on CADE Algorithm for Vibration Reduction Control. *Bionics and Biomimetics*, 2021, 9:766495. DOI: 10.3389/fbioe.2021.766495.
5. Abe A., Komuro K. Minimum Energy Trajectory Planning for Vibration Control of a Robotic Manipulator Using a Multi-Objective Optimisation Approach. *Mechatronics and Automation*, 2012, Vol. 2 (4), 286–294. DOI: 10.1504/IJMA.2012.050499.
6. Гурко О.Г., Доля Ю.О. Дослідження параметрів руху з обертальними зчленуваннями // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. 2016. №2. С. 121–127.
7. Єфименко О.В., Плуґіна Т.В., Мусаєв З.Р. Моделювання робочого обладнання малогабаритного навантажувача за допомогою сучасних програмних засобів // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: науковий журнал / Северодонецьк. 2017. Вип. 4. С. 98 – 102.
8. Єфименко О.В. Мусаєв З.Р. Дослідження транспортного режиму короткобазового навантажувача при переїзді через одиночну перешкоду // Молода наука роботизація і нано-технології сучасного машинобудування: 153 тези доповідей міжнародної молодіжної науково-технічної конференції, м. Краматорськ, 09 – 10 квітня 2019 р., Краматорськ, 2019. С. 88 – 92
9. Вороновський Д.В. Результати фізичного і комп'ютерного моделювання в віртуальних дослідженнях малогабаритних навантажувачів / Матеріали конференції КІТ-2022, Харків, ХНАДУ, 23.11.2022
10. P. Schlott, F. Rausher, and O. Sawodny, “Modelling the structured dynamics of a tower crane,” in: Proc. IEEE Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM) (2016), pp. 763–768.
11. Рагулін, В.М. Аналіз навантаженості елементів конструкції робочого обладнання навантажувача з телескопічною стрілою / В.М. Рагулін, О.В. Яришко, О.О. Назарько // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2023. – Вип. 101, т. 1. – С. 138–145.
12. Ковалевський С.Г., Білякович М.О. Дослідження міцності робочого обладнання малогабаритного навантажувача / С.Г. Ковалевський, М.О. Білякович // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – Харків: ХНАДУ, 2023. – Вип. 101, т. 2. – С. 40–45.

#### References

1. Avrunin H.A., Kyrychenko I.H., Samorodov V.B. *Hidravlichne obladnannia budivelnnykh ta dorozhnykh mashyn*. Kharkiv: KhNADU, 2016. 436 s.
2. Ratsionalni pryvody pidiomno-transportnykh, dorozhnykh mashyn ta lohystychnykh kompleksiv: monohrafiia / O.V. Hryhorov, V.V. Stryzhak, N.O. Petrenko ta in.; za red. Hryhorova O.V. Kharkiv: KhNADU, 2016. 352s.
3. Abbaszadeh E., Haddad-Zarif M. Control of robot manipulator with uncertain dynamics by adaptive fuzzy controller // *Journal of Intelligent Automation Systems*. 2014. [Electronic resource]. URL: [http://jias.shahroodut.ac.ir/article\\_225\\_0.html](http://jias.shahroodut.ac.ir/article_225_0.html) (access date 10.02.2017)
4. Cheng Q. Xu W., Liu Z., Hao X. and Wang Y. Optimal Trajectory Planning of the Variable-Stiffness Flexible Manipulator Based on CADE Algorithm for Vibration Reduction Control. *Bionics and Biomimetics*, 2021, 9:766495. DOI: 10.3389/fbioe.2021.766495.
5. Abe A., Komuro K. Minimum Energy Trajectory Planning for Vibration Control of a Robotic Manipulator Using a Multi-Objective Optimisation Approach. *Mechatronics and Automation*, 2012, Vol. 2 (4), 286–294. DOI: 10.1504/IJMA.2012.050499.
6. Hurko O.H., Dolia Yu.O. Doslidzhennia parametriv rukhu avtohidropidiiimacha z obertalnymy zchlenuvanniamy // *Novi materialy i tekhnologii v metalurhii ta mashynobuduvanni*. 2016. №2. S. 121–127.
7. Yefymenko O.V., Pluhina T.V., Musaiev Z.R. Modeliuvannia robochoho obladnannia malohabarytnoho navantazhuvacha za dopomohoiu suchasnykh prohramnykh zasobiv // *Visnyk skhidnoukrainskoho natsionalnogo universytetu im. V. Dalia: naukovyi zhurnal / Severodonetsk*. 2017. Vyp. 4. S. 98 – 102.
8. Yefymenko O.V. Musaiev Z.R. Doslidzhennia transportnoho rezhymu korotkobazovoho navantazhuvacha pry pereizdi cherez odynochnu pereshkodu // *Moloda nauka robotyzatsiia i nano-tekhnoloiiisuchasnoho mashynobuduvannia: 153tezy dopovidei mizhnarodnoi molodizhnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii, m. Kramatorsk, 09 – 10 kvitnia 2019 r., Kramatorsk*, 2019. С. 88 – 92
9. Voronovskiy D.V. Rezultaty fizychnoho i kompiuternoho modeliuvannia v virtualnykh doslidzhenniakh malohabarytnykh navantazhuvachiv / *Materialy konferentsii KIT-2022, Kharkiv, KhNADU*, 23.11.2022
10. P. Schlott, F. Rausher, and O. Sawodny, “Modelling the structured dynamics of a tower crane,” in: Proc. IEEE Int. Conf. on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM) (2016), pp. 763–768.
11. Rahulin, V.M. Analiz navantazhenosti elementiv konstruksii robochoho obladnannia navantazhuvacha z teleskopichnoiu striloiu / V.M. Rahulin, O.V. Yaryzhko, O.O. Nazarko // *Visnyk Kharkivskoho natsionalnogo avtomobilno-dorozhnoho universytetu*. – Kharkiv: KhNADU, 2023. – Vyp. 101, t. 1. – С. 138–145.
12. Kovalevskiy S.G., Biliakovych M.O. Doslidzhennia mitsnosti robochoho obladnannia malohabarytnoho navantazhuvacha / S.G. Kovalevskiy, M.O. Biliakovych // *Visnyk Kharkivskoho natsionalnogo avtomobilno-dorozhnoho universytetu*. – Kharkiv: KhNADU, 2023. – Vyp. 101, t. 2. – С. 40–45.

*The article presents the results of a study of the strength of the working equipment of a small-sized forklift using the developed computer models, which allows for calculations with minimal material costs, while excluding the possibility of creating a hazard for the machine operator. It is known that the operation of forklifts is associated with the emergence of many dangerous situations, including the failure of metal components in case of exceeding the current load standards. The effective stresses were determined using a computer model created in SolidWorks, in compliance with the geometric and weight characteristics, according to the developed design documentation for the working equipment, which consists of a boom, a handle, a swivel device, a hook suspension and hydraulic control cylinders. The created computer model was imported into the CosmosWorks software, in which, using the finite element method, in compliance with the boundary conditions that set restrictions on the movement and deformation of the loader's working equipment components, material characteristics and*

*acting forces defined in dangerous design positions, the planned strength studies were carried out. The results showed that the maximum stresses occurring in the metal structure of the handle were 192 MPa and in the boom 110 MPa, which is less than permissible, but to comply with the safety factor, the design of the joints between the handle and the boom and the hydraulic control cylinder was improved, which reduced the level of acting stresses by 12-14% and increased the safety factor to 4.1, i.e. to comply with the standard for lifting equipment. At the points where the boom is connected to the slewing device and hydraulic control cylinders, it is proposed to reduce stresses by using technological methods of welding, which will reduce stress concentrators. Thus, the constructive improvement of the working equipment of a small-sized forklift, carried out according to the results of the studies based on the developed computer models, made it possible to increase the strength of the metal structure.*

**Keywords:** loader, computer model, strength of working equipment, stresses.

**Ковалевський С.Г.** - к.т.н., доцент кафедри будівельних та дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожного університету, e-mail: 2407180@ukr.net

**Висовкович Є.В.** - к.т.н., доцент кафедри інженерії машин транспортного будівництва Національного транспортного університету, e-mail: y.vysokovych@ntu.edu.ua

**Ніколаєнко В.А.** - к.т.н., доцент кафедри інженерії машин транспортного будівництва Національного транспортного університету, e-mail: [vnikolaienko@ukr.net](mailto:vnikolaienko@ukr.net)