

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.869

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.111-119](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.111-119)**О.В. Щербак**, доц., канд. техн. наук, **А.В. Сумінов**, асист.*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м Харків, Україна**e-mail: andrey.suminov@gmail.com***С.Л. Хачатурян**, доц., канд. техн. наук*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна**e-mail: serg5407@gmail.com*

Дослідження навантажень несучої системи навантажувача в залежності від параметрів шарнірного з'єднання напіврам

Стаття є першою частиною циклу досліджень шарнірного з'єднання фронтального навантажувача вантажопідйомністю 3т. Для порівняння обрано концепцію побудови рами західних виробників з приблизно однаковою вантажопідйомністю, створено 3D модель нової рами у чотирьох варіантах з різною величиною з'єднувального шарніру. Розглядається положення, коли навантажувач під час набору матеріалу в ківш зустрічає непереборну перешкоду. Аналізувались навантаження на верхньому та нижньому з'єднанні напіврам та навантаження усєї рами в цілому. Розрахунки проводились в динаміці з використанням програмного комплексу для інженерного аналізу та чисельного моделювання Ansys з використанням модуля розрахунку руху. Комп'ютерне моделювання дозволяє за короткий час змоделювати різні сценарії поведінки несучої системи навантажувача в процесі роботи. Таким чином отримані результати, за якими можна виявити недоліки конструкції та внести зміни на етапі проектування, а також зекономити матеріали, час та кошти на виготовлення дослідних зразків нового обладнання та проведення натурних випробувань. За результатами можна визначити слабкі місця конструкції та внести зміни на стадії проектування.

навантаження, CAD, CAE, Solidworks, Ansys, несуча система, динаміка, шарнірна рама, міцність

Постановка проблеми. Несуча система (рама) фронтального навантажувача є основним елементом машини. При руйнуванні рами вся машина виходить з ладу, незважаючи на працездатність інших вузлів та агрегатів (рис. 1), тому для тривалої та безперервної роботи навантажувача рама повинна відповідати жорстким вимогам до міцності та надійності. Найвідповідальнішим елементом у рамі фронтального навантажувача є шарнірне з'єднання передньої та задньої напіврами.



Рисунок 1 – Ремонт шарнірного з'єднання фронтального навантажувача

Джерело: <https://www.youtube.com/watch?v=sVNd5uvLECM>

© О.В. Щербак, А.В. Сумінов, С.Л. Хачатурян, 2024

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз навантаженості несучої системи навантажувача було розглянуто в статтях [1-2], але в них не враховувались параметри рами, аналіз був проведений у статиці. У роботі [3] до статичного розрахунку додано ще розрахунок на втомну довговічність конструкції, за результатами якого було отримано слабкі місця існуючої конструкції несучої системи, а в роботі [4] розрахунки проводились вже у динаміці з дослідженням руху навантажувача під час проїзду по нерівній поверхні з піднятим наповненим ковшем. У статтях [5-15] розглянуті загальні принципи розрахунків несучих систем різних машин.

Постановка завдання. Конструкція шарнірного з'єднання напіврам має принципово однакову схему. Два, в рідких випадках три, вуха однієї напіврама та місця з отворами на іншій напіврамі, котрі з'єднуються фіксуючими пальцями. Зазвичай переважна більшість конструкцій таких рам виготовлені методом зварювання елементів з листового металу (рис.2), також зустрічаються конструкції з'єднувального шарніру виготовленні методом лиття (рис. 3), але такі конструкції є менш надійними, ніж конструкції з листового металу з причини виникнення у литві пор і раковин.



Рисунок 1 – Конструкція рами з листового металу навантажувача Caterpillar

Джерело: буклет фронтальних навантажувачів Caterpillar

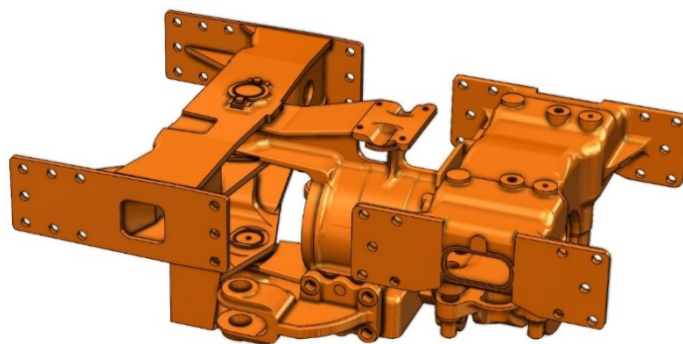


Рисунок 3 – Конструкція з'єднувального шарніру фронтального навантажувача Т-156Б виготовлена методом лиття

Джерело: розроблено авторами

Основною відмінністю таких конструкцій є відстань між верхнім і нижнім з'єднаннями (рис. 4). У таблиці 1 зібрано параметри навантажувачів закордонного виробництва та навантажувач вітчизняного виробництва Харківського тракторного заводу Т-156Б, усі дані взяті з брошур.

Якщо для навантажувача Т-156Б було обрано шарнірне з'єднання з відстанню 278 мм між шарнірами, тому що вся рама взята з сільськогосподарського трактора ХТЗ-150К та мінімально модернізована під навантажувальне обладнання, то для інших прийнятих до аналізу моделей навантажувачів не зрозуміло, за яким принципом обирався даний параметр і як він впливає на навантаженість рами.

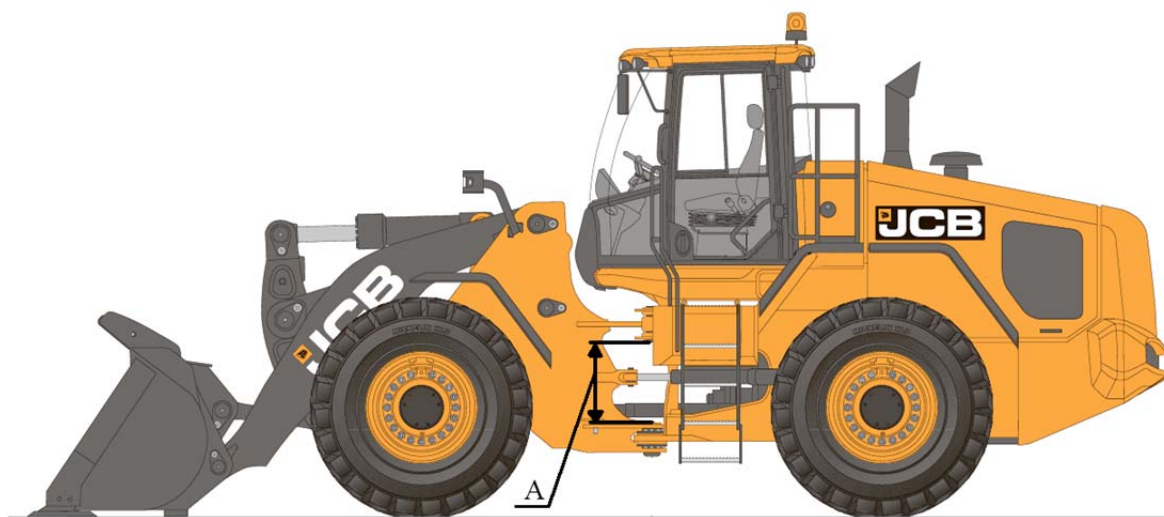


Рисунок 4 – Відстань між верхнім і нижнім шарніром з'єднання

Джерело: буклет фронтальних навантажувачів JCB

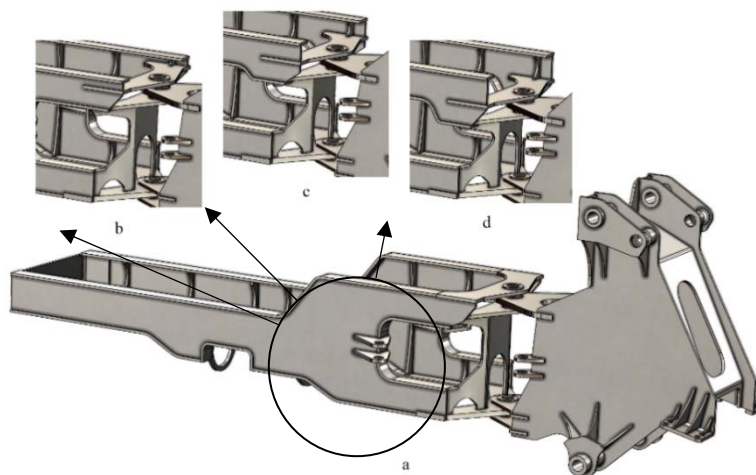
Таблиця 1 – Параметр А несучої системи фронтальних навантажувачів

Модель навантажувача	Об'єм ковша, м ³	Параметр А, мм
JSB 426ZX	2,1	580
VOLVO L60F	1,7	555
Caterpillar 924K	1,7	420
ХТЗ Т-156Б	1,5	278

Джерело: розроблено авторами

Виклад основного матеріалу. Питання навантаженості конструкції рами з різним параметром А можливо вирішити за допомогою комп'ютерного моделювання, виконавши аналіз динаміки руху. Метою аналізу є виявлення впливу різних конфігурацій несучої системи на її навантаженість, та яка з конфігурацій є оптимальною з точки зору надійності. Для цього за допомогою програми тривимірного моделювання Solidworks версії 2022 було створено раму у чотирьох варіаціях з різним параметром А: 555мм, 500мм, 450мм, 400мм (рис. 5) та встановлено на шасі навантажувача Т-156Б. Розрахунки проводились за допомогою програмного пакету Ansys версії 2024R2. Постановка задачі була виконана в розрахунковому модулі «Motion». Була розглянута модель виконання робочого процесу навантажувачем, при якому машина під час набирання матеріалу в ківш стикається з непереборною перешкодою.

Після побудови 3D моделей, кожен зразок імпортується у середовище Ansys в окремий модуль Motion у розділ Geometry. Також у розділі Engineering Data додається матеріал, з якого виготовлена 3D модель. На наступному кроці у розділі Mesh будувалась сітка 3D моделі (рис. 6).



a – 555 мм; b – 500 мм; c – 450 мм; d – 400 мм.

Рисунок 5 – Дослідні зразки рами з різним параметром А

Джерело: розроблено авторами

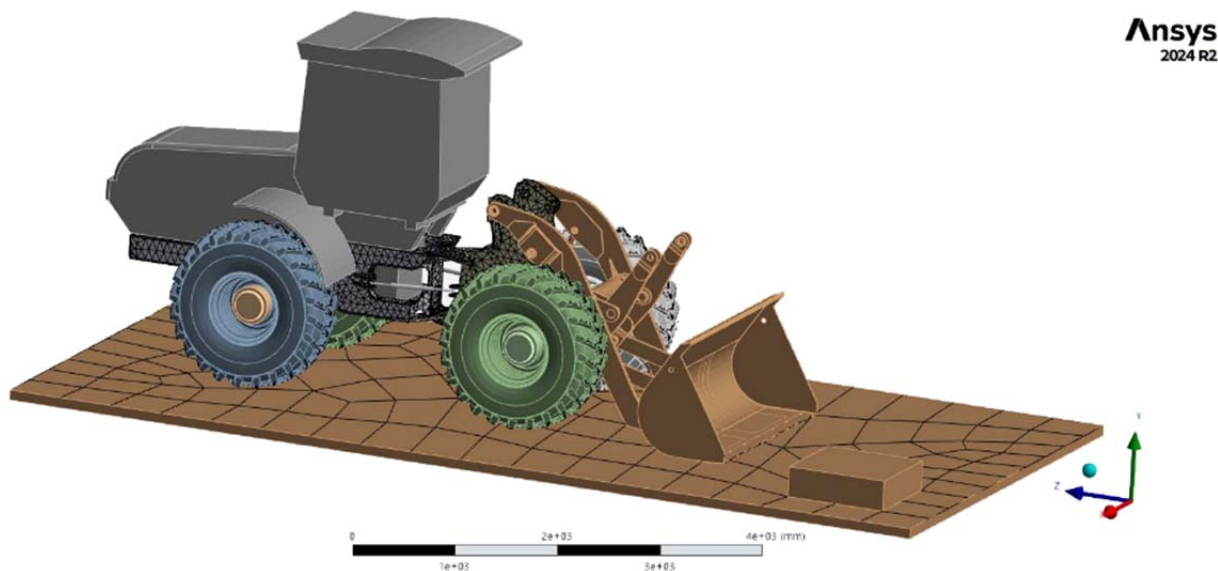


Рисунок 6 – Побудована сітка на моделі та поверхнях, які взаємодіють між собою

Джерело: розроблено авторами

На етапі визначення умов розрахунку у розділі Setup (рис 7) визначаються всі поверхні, що контактують між собою та тип їхнього контакту. Це може бути контакт bonded, no separation, frictional та frictionless. Такі типи контактів відображаються в теці contacts. Також задаються шарніри рухомих та нерухомих елементів моделі з зазначенням типу шарніра. Для коліс задається тип шарніру revolute та planar, для з'єднань напіврам задається шарнір cylindrical. Для усіх інших елементів моделі для встановлення їх реальної маси задається тип шарніру fixed. Наступним кроком додається сила гравітації та властивості для контактуючих об'єктів, такі як коефіцієнт тертя.

У розділі Solution задається час, впродовж якого буде розраховуватись рух моделі та кількість кроків розрахунку. Далі розрахунок запускається на виконання.

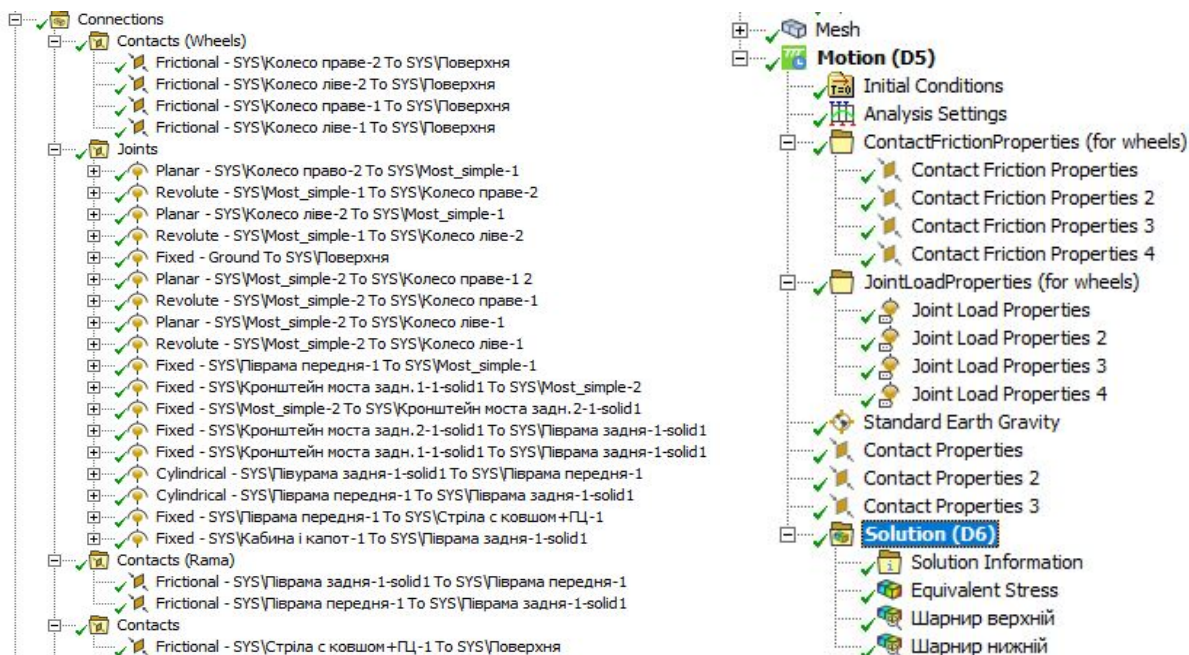


Рисунок 7 – Вікно налаштувань умов розрахунку

Джерело: розроблено авторами

Після проведених програмою розрахунків отримаємо значення напружень і зусиль, які діють на верхнє та нижнє шарнірне з’єднання, у вигляді кольорового градієнту від синього до червоного кольору. Синім кольором показані найменш навантажені частини, а чим більше колір наближається до червоного, то тим більше навантаження на відповідній ділянці моделі (рис. 8). Також зазначені навантаження формуються у вигляді графіку (рис. 9).

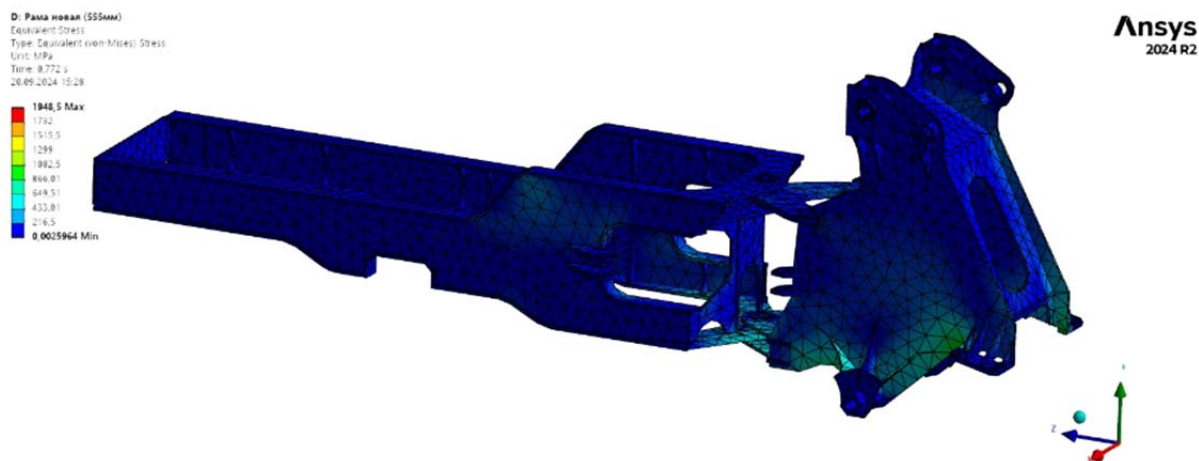


Рисунок 8 – Навантаження, які діють на раму з параметром A=555мм

Джерело: розроблено авторами

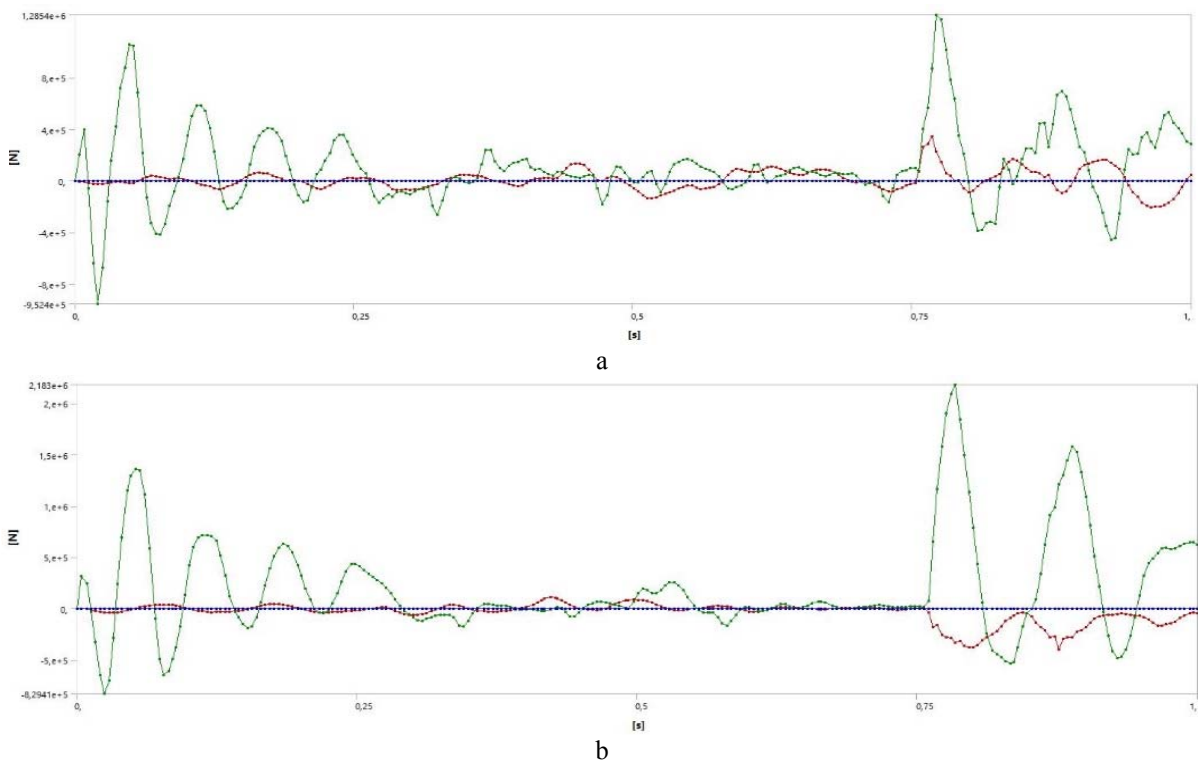


Рисунок 9 – Графіки навантаженості у просторі на верхньому (а) та нижньому (б) шарнірах
 Джерело: розроблено авторами

На графіку (рис. 10) зведено отримані результати навантаженості усіх зразків рами, з якими видно, що навантаженість несучої системи при виконанні операції набору матеріалу в ківш і зустрічі з непереборною перешкодою, має схильність до зростання відповідно до збільшення параметру А рами. Відповідно можна зазначити, що для такого випадку параметр рами А повинен бути найменшим.

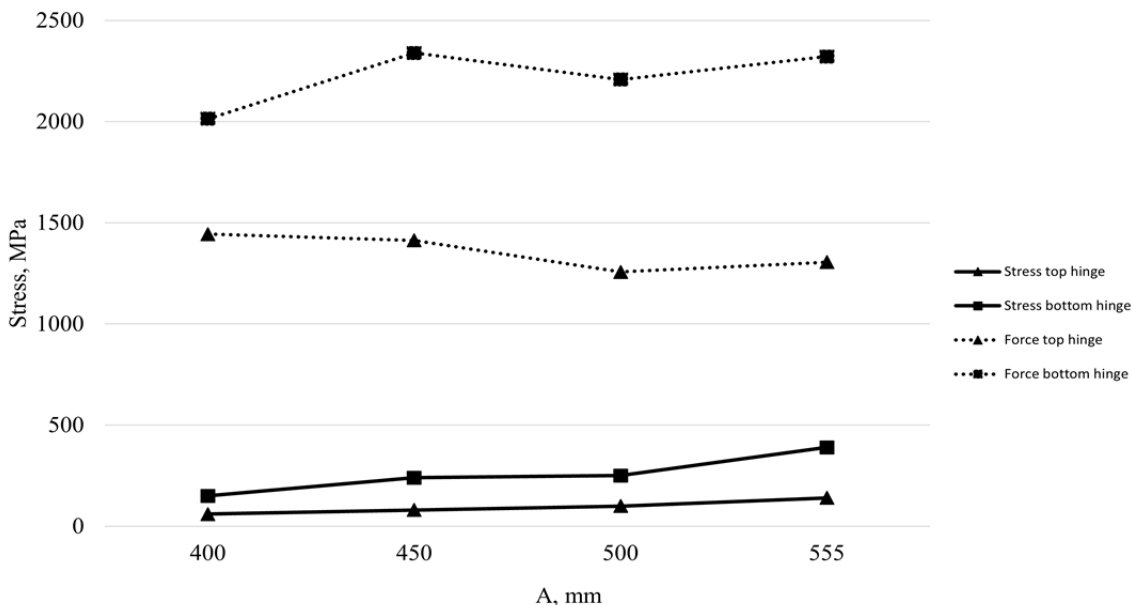


Рисунок 10 – Графік навантаженості чотирьох зразків рами з різним параметром А
 Джерело: розроблено авторами

Висновки. Даний метод комп'ютерного моделювання робочого процесу машини дає можливість у повній мірі оцінити поведінку несучої системи чи інших елементів машини за короткий час і зробити висновки щодо слабких місць конструкції, не вдаючись до виготовлення виробу в металі та не проводячи натурних випробувань.

У подальшому слід провести аналіз при зустрічі з перешкодою центром ковша, змінити кут підйому ковша, а також дослідити робочі процеси, такі як переміщення наповненого ковша до місця розвантаження, рух навантажувача по нерівній поверхні, рух на схилі та інші для отримання повної картини навантажень при різноманітних ситуаціях. Після отримання повної картини можна зробити висновок щодо проектування несучої системи з оптимальними параметрами.

Список літератури

1. Щербак О.В., Сумінов А.В., Хачатурян С.Л. Розробка методики проектування спеціалізованих машин на базі шарнірного тягача. *Збірник наукових праць «Вісник ХНАДУ»*. 2021. № 95. С. 32–37.
2. Щербак О.В., Рагулін В.М., Сумінов А.В. Analysis of the load-bearing system of the loader according to the results of dynamic tests in the environment of Ansys Motion. *Автомобільний транспорт*. 2022. № 51, С. 58–65.
3. Щербак О.В., Сумінов А.В., Хачатурян С.Л. Дослідження динамічних навантажень рами фронтального навантажувача з використанням комп'ютерних 3D моделей у середовищі Siemens NX. *Збірник наукових праць «Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки»*. 2023. № 7(38) Ч.ІІ, С. 104–112.
4. Щербак О.В., Сумінов А.В. Комп'ютерне моделювання несучих систем з використанням автоматизованого розрахункового комплексу ANSYS. *Конференція комп'ютерно-інтегровані технології автоматизації технологічних процесів на транспорті та у виробництві: тези доп. всеукр. наук.-практ. конф. (м. Харків, 23 листопада 2022р)*. Харків 2022, С. 41–45.
5. О.В. Єфименко, З.Р. Мусаєв, Моделювання робочих процесів однокішшових навантажувачів за допомогою «Autodesk Inventor». *Збірник наукових праць «Вісник ХНАДУ»*. 2016. № 73, С. 220–224.
6. Черніков О.В., А.І. Москаленко, О.С. Оболенський Дослідження руху фронтального навантажувача в пакеті Autodesk Inventor. *Прикладна геометрія та інженерна графіка*. 2012. № 89. С. 382–386.
7. Liang Sun. Research on Fatigue Life Prediction Method of Tractor Frame. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 5th International Conference on Advances in Energy, Environment and Chemical Engineering. Shanghai, China. 16–18 August 2019, № 358. P. 2–6.
8. R. Rajappan, M. Vivekanandhan. Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea. *The International Journal of Engineering and Science*. 2013. № 2. P. 63-73.
9. Roslan Abd. Rahman Statics and dynamics structural analysis of a 4.5-ton truck chassis. *Journal Mechanical*. 2007. № 24. P. 56-67.
10. Mohd Azizi Muhammad Nora, Helmi Rashida, Wan Mohd Faizul Wan Mahyuddinb, Mohd Azuan Mohd Azlanc, Jamaluddin Mahmuda. Stress Analysis of a Low Loader Chassis. *Procedia Engineering*. 2012. № 41. P. 995-1001.
11. Hemant B. Patil, Sharad D. Kachave, Eknath R. Deore Stress Analysis of Automotive Chassis with Various Thicknesses. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*. 2013. №6. P. 44-49.
12. Roslan Abd. Rahman, Nasir Tamin. Stress analysis of heavy-duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using FEM. *Journal Mechanical*. 2008. № 26. P. 76-85.
13. Haval Kamal Asker, Arkan Fawzi Saeed. Stress analysis of standard truck chassis during Ramping on block using finite element method. *Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2012. №. 6. P. 641–648.
14. N.K. Ingole, D.V. Bhope. Stress analysis of tractor trailer chassis for self weight reduction. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2011. № 9. P. 7218–7225.
15. Jing Yinghao. Finite Element Analysis and Optimization of Medium Truck Frame Based on ANSYS. 2023. *Journal of Engineering Research and Reports*. № 10. P. 13-22.
16. Gillespie, T.D., Karamihas, S.M., Simplified models for truck dynamic response to road inputs. 2000. *Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design*. № 1. P. 52–63.

References

1. Sherbak O.V., Suminov A.V., Hachaturyan S.L. (2021). Rozrobka metodiki proyektuvannya specializovanih mashin na bazi sharnirnogo tyagacha. *Zbirnik naukovih prac «Visnik HNADU»*. № 95. P. 32–37. [in Ukrainian].
2. Sherbak O.V., Ragulin V.M., Suminov A.V. (2022). Analysis of the load-bearing system of the loader according to the results of dynamic tests in the environment of Ansys Motion. *Avtomobilnij transport*. № 51. P. 58–65. [in Ukrainian].
3. Sherbak O.V., Suminov A.V., Hachaturyan S.L. (2023). Doslidzhennya dinamichnih navantazhen rami frontalnogo navantazhuvacha z vikoristannyam komp'yuternih 3D modelej u seredovishi Siemens NX. *Zbirnik naukovih prac «Centralnoukrayinskij naukovij visnik. Tehnichni nauki»*. № 7(38) Ch.II. P. 104–112. [in Ukrainian].
4. Sherbak O.V., Suminov A.V. Komp'yuterne modelyuvannya nesuchih sistem z vikoristannyam avtomatizovanogo rozrahunkovogo kompleksu ANSYS. *Konferenciya komp'yuterno-integrovani tehnologiyi avtomatizaciyi tehnologichnih procesiv na transporti ta u virobnictvi: tezi dop. vseukr. nauk.-prakt. konf. (m. Harkiv, 23 listopada 2022r)*. Harkiv 2022. P. 41–45. [in Ukrainian]
5. O.V. Yefimenko, Z.R. Musayev. (2016) Modelyuvannya robochih procesiv odnokivshovih navantazhuvachiv za dopomogoyu «Autodesk Inventor». *Zbirnik naukovih prac «Visnik HNADU»*. № 73. P. 220–224. [in Ukrainian].
6. Chernikov O.V., A.I. Moskalenko, O.S. (2012). Obolenskij Doslidzhennya ruhu frontalnogo navantazhuvacha v paketi Autodesk Inventor. *Prikladna geometriya ta inzhenerna grafika*. № 89. P. 382–386. [in Ukrainian].
7. Liang Sun. Research on Fatigue Life Prediction Method of Tractor Frame. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 5th International Conference on Advances in Energy, Environment and Chemical Engineering, Shanghai, China. 16–18 August 2019, № 358. P. 2–6.
8. R. Rajappan, M. (2013). Vivekanandhan. Static and Modal Analysis of Chassis by Using Fea. *The International Journal of Engineering and Science*. № 2. P. 63-73.
9. Roslan Abd. Rahman Statics and dynamics structural analysis of a 4.5-ton truck chassis. *Journal Mechanical*. 2007. № 24. P 56-67.
10. Mohd Azizi Muhammad Nora, Helmi Rashida, Wan Mohd Faizul Wan Mahyuddinb, Mohd Azuan Mohd Azlanc, Jamaluddin Mahmuda. *Stress Analysis of a Low Loader Chassis. Procedia Engineering*. 2012. № 41. P. 995-1001.
11. Hemant B. Patil, Sharad D. Kachave, Eknath R. (2013). Deore Stress Analysis of Automotive Chassis with Various Thicknesses. *Journal of Mechanical and Civil Engineering*. №6. P. 44-49.
12. Roslan Abd. Rahman, Nasir Tamin. Stress analysis of heavy-duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using FEM. *Journal Mechanical*. 2008. № 26. P. 76-85.
13. Haval Kamal Asker, Arkan Fawzi Saeed. Stress analysis of standard truck chassis during Ramping on block using finite element method. *Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2012. №. 6. P. 641–648.
14. N.K. Ingole, D.V. Bhope. (2011). Stress analysis of tractor trailer chassis for self-weight reduction. *International Journal of Engineering Science and Technology*. № 9. P. 7218–7225.
15. Jing Yinghao. Finite Element Analysis and Optimization of Medium Truck Frame Based on ANSYS. 2023. *Journal of Engineering Research and Reports*. № 10. P. 13-22.
16. Gillespie, T.D., Karamihas, S.M., Simplified models for truck dynamic response to road inputs. 2000. *Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design*. № 1. P. 52–63.

Oleh Sherbak, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Andrey Suminov**, assistant

Kharkiv National Automobile Highway University, Kharkiv, Ukraine

Serhiy Khachaturian, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Study of the Loads of the Load-carrying System Depending on the Parameters of the Hinged Connection of the Half-frames

This work is the first part of a series of studies of the hinge joint of the bearing system of a front loader with a lifting capacity of 3 tons. For comparison, the concept of building a frame of Western manufacturers with approximately the same load capacity was chosen and a 3D model of the new frame was created in four to three variants with different sizes of the connecting hinge. The situation when a forklift encounters an insurmountable obstacle while picking up material in a bucket is considered. The loads at the upper and lower joints of the half-frames and the load of the entire frame were analyzed. The calculations were performed in dynamics using the Ansys software package for engineering analysis and numerical modeling using the Motion calculation module. The same conditions (boom position, time and speed of movement) were taken as the initial data for all

prototypes of the new bearing system. Computer modeling allows us to simulate various scenarios of the loader's load-bearing system behavior during the work process in a short time. In this way, we get results that can be used to identify design weaknesses and make changes at the design stage, and we save material, time, and money for the production of the first samples of new equipment.

This method of computer simulation of machine operating processes allows a complete assessment of the behavior of the supporting system and other elements of the machine and draw conclusions about design flaws in a short time, without manufacturing a metal product and conducting full-scale tests.

In addition, it is necessary to obtain a general understanding of the loads in various situations, for example, when the center of the bucket comes into contact with an obstacle, when the angle of the bucket is changed, when moving a full bucket to a dump point, when driving the loader on an uneven surface, when driving on a slope, and others work processes. Further analysis should be carried out to obtain an overall picture of the loads in various situations, such as when moving the forklift to the unloading point, when moving the forklift on uneven ground, when driving on a slope and during other work processes. After obtaining the overall picture, you can begin to design a supporting system with optimal parameters.

loading, CAD, CAE, Solidworks, Ansys, bearing system, dynamics, hinged frame, strength

Одержано (Received) 12.10.2024

Прорецензовано (Reviewed) 20.10.2024

Прийнято до друку (Approved) 28.10.2024

УДК 621.664

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.119-132](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.119-132)

Ю.В. Кулешков, проф., д-р. техн. наук, **Т.В. Руденко**, доц., канд. техн. наук, **М.В. Красота**, доц., канд. техн. наук, **Є.Ю. Штомпель**, асп.

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: rudenkotv@kntu.kr.ua

Вдосконалення математичної моделі зубчатого зачеплення шестеренного насосу мобільної техніки

У даній статті пропонується вдосконалена математична модель роботи зубчатого зачеплення шестеренних гідромашин, яка базується на тому, що швидкості обертання шестерень і радіуси, що з'єднують осі обертання з точкою зачеплення зубів, є різними. Це пояснюється тим, що зуби шестерень, маючи евольвентний профіль, мають певне проковзування при русі один по одному.

Врахування цього фактору є важливим кроком у розвитку теорії шестеренних гідромашин. Це дозволить створити математичні моделі, які зможуть пояснити такі специфічні явища, як пульсація тиску і подачі, рух рідини у відсіченій порожнині, характер зміни навантаження на підшипники насоса та мотора, а також пульсацію крутного моменту в шестеренних гідромоторах. Цей новий підхід може суттєво вплинути на розробку більш ефективних і надійних гідромашин.

евольвентні профілі зубів, ковзання евольвентних поверхонь, шестеренний насос

Постановка проблеми. Широке застосування шестеренних гідромашин в гідравлічних системах пояснюється простотою і компактністю їх конструкції, надійністю, малою трудомісткістю і низькою собівартістю виготовлення, зручністю обслуговування, можливістю безпосереднього їх з'єднання з приводними механізмами. Подальше підвищення технічного рівня шестеренних гідромашин неможливе без подальших теоретичних та експериментальних досліджень. А тому, дана робота, присвячена одному з недостатньо вивчених теоретичних аспектів функціонування гідромашин, безсумнівно, є актуальною.

© Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, Є.Ю. Штомпель, 2024