

УДК 631.356.2

КОНСТРУЮВАННЯ РАМИ ГРЕЙФЕРНОГО НАВАНТАЖУВАЧА ЗА УМОВИ РІВНОМІЦНОСТІ ЇЇ ЕЛЕМЕНТІВ

Ріпецький Є. Й., доц., д.т.н., Ріпецький Р. Й., доц., к.т.н.,
Сеничак В.В., доц., к.т.н.

(Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
м. Івано-Франківськ)

При конструюванні рами грейферного навантажувача раціонально поєднано метод кінцевих елементів та метод мінімуму потенціальної енергії деформації. Встановлено критерій рівноміцності елементів рами як рівність максимальних напружень у основному лонжероні та підсилюючій балці. Процедура пошуку внутрішніх силових факторів дозволила встановити напрямок покращення конструкції рами у вигляді використання додаткової пластини, що жорстко з'єднує дані елементи.

Постановка проблеми. Розробка конструкції грейферних навантажувачів ПЕА-1,0 «Карпатець», що застосовується, в основному, при механізації робіт у тваринницькому комплексі та польових роботах, проводилась ще у 80-90 роках минулого століття [1]. Досвід експлуатації навантажувачів засвідчив, що при їх конструюванні не була забезпечена рівноміцність несучих вузлів машини [2, 3]. Це підтверджувалось також частими поломками, які виникали в елементах рами, особливо в її поздовжніх лонжеронах. Частота появи тріщин визначила слабкі місця в конструкції рами і поставила задачу підсилення її додатковими елементами.

Спроба вирішити проблему була спрямована в напрямку застосування додаткових нижніх балок, які за задумом повинні були розвантажити основні несучі лонжерони. Однак, розрахунків з несучої здатності такої рами так і не було зроблено. Частково це пояснюється відсутністю на той час ефективних методик розрахунку.

За останній час було розроблені принципово нові методи конструювання сільськогосподарських машин, серед яких можна виділити метод кінцевих елементів та енергетичні методи. Їх застосування дозволяє створювати складні моделі з наступним аналізом навантаженості у програмах САПР.

Застосування нових методів у проектуванні рамних конструкцій грейферних навантажувачів дозволить підвищити надійність машини за рахунок досягнення рівноміцності їх складових елементів.

Аналіз досліджень і публікацій. Розрахунок напружено-деформованого стану (НДС) конструкцій, зазвичай, здійснюється чисельними методами, алгоритми яких ґрунтуються на методі кінцевих елементів (МКЕ) [4]. Дана технологія є основним інженерним інструментом автоматизованого

математичного аналізу НДС конструкцій від дії силових зовнішніх впливів. Ефективність її використання показано на прикладі розрахунку трансмісії трактора ХТЗ-17221 [5]. Розрахунок за методом кінцевих елементів передбачає два етапи. Спочатку за допомогою комп'ютерного програмного комплексу САПР SolidWorks здійснюється формування моделі за проектною документацією, а далі для інженерного аналізу НДС конструкції використовується універсальний розрахунковий пакет CosmosWorks [6].

Результатом такого розрахунку є діаграми розподілу напружень та деформацій в елементах конструкції. Однак, дана методика не дозволяє визначати внутрішні силові фактори. Тому за отриманими діаграмами неможливо визначити роль кожного силового фактора у сумарній картині НДС конструкції.

Достатньо потужним методом розрахунку несучих систем є енергетичний метод мінімуму потенціальної енергії деформації [7]. Його застосування до розрахунку рамних конструкцій сільськогосподарських машин дозволяє знайти спочатку внутрішні силові фактори, а вже потім перейти до розрахунку НДС рам. Такий підхід дозволяє знайти нові конструктивні рішення рами що до зниженню в її елементах руйнівних напружень.

Недоліком енергетичного методу є наявність великої кількості невідомих, що ускладнює алгоритмізацію отримання системи рівнянь. Тому з'явилися різного роду модифікації даного методу. Одним з його різновидів є модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації (МПЕД), який припускає, що основна доля потенціальної енергії визначається ефектом кручення елементів [8].

При використанні модифікованого методу постає питання перевірки точності отриманих результатів. Відомо, що на кінцевому етапі проектування теоретичні розрахунки перевіряються за експериментальними даними роботи машини як в лабораторних, так і в виробничих умовах. Однак, виникає питання перевірки результатів на проміжних етапах конструювання машини. В цьому випадку стає можливим застосування сучасних систем інженерного аналізу, які об'єднані в пакети САПР.

Постановка завдання. Несучим елементом грейферного навантажувача ПЕА-1,0 «Карпатець» є рама лонжеронного типу (рис. 1), на якій змонтовані система переміщення, вантажопідйомна система та кабіна із системою керування. Робота навантажувача з сільськогосподарськими матеріалами показала високий ступень навантаженості несучих елементів рами. Слабким елементом рами виявилися поздовжні лонжерони – 1 (рис. 1а), на яких виникали тріщини. Для підвищення несучої здатності рами в конструкцію рами була введена нижня підсилююча балка – 2. Матеріалом для виготовлення лонжеронів та нижньої підсилюючої балки були стандартні швелери (рис. 1б). Таке конструктивне рішення дозволило знизити навантаження на поздовжні лонжерони, однак рівнономічність елементів – 1 і 2 так і не була досягнута.

Конструювання рами грейферного навантажувача було спрямовано на пошук технічних рішень, які дозволили б забезпечити рівномірність її елементів. Дана задача вирішувалася в двох напрямках. Одним з них обґрунтування співвідношення характеристик параметрів перерізів основного лонжерона – 1 та підсилюючої балки – 2. Другим напрямком було пошук нових технічних рішень з підсилення жорсткості рами шляхом застосування додаткової пластини – 3 (рис. 1а).

Мета роботи полягає у пошуку конструктивних рішень і обґрунтуванні параметрів несучих елементів рами для досягнення її рівномірності.

Виклад основного матеріалу дослідження. Методологія конструювання передбачала раціональне поєднання МКЕ та модифікованого методу МПЕД при розрахунках НДС рами. Це дозволяло на теоретичних моделях визначити внутрішні силові фактори і встановити напрямки покращення конструкції. Отримані результати НДС на першому етапі перевірялися на твердотілій моделі рами і розраховувалися МКЕ в програмах SolidWorks та CosmosWorks.

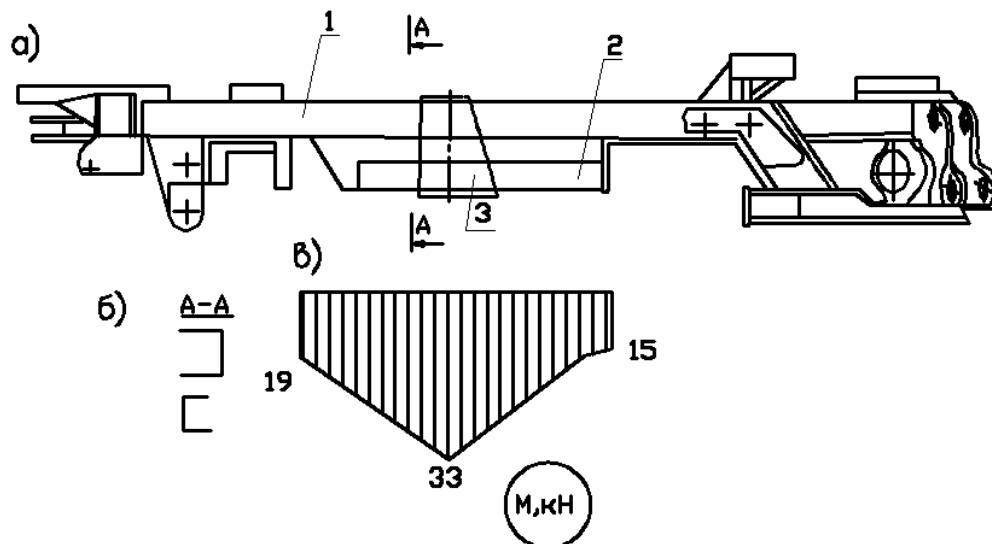


Рис. 1. Рама навантажувача ПЕА-1,0 «Карпатець»: а) способи підсилення основного лонжерону; б) розміщення швелерів в лонжероні та підсилюючій балці; в) епюра навантаження за експериментальними даними [2]

Критерієм ефективності конструкції було отримання значень рівності максимальних напружень основному лонжероні $\sigma_{\max 1}$ та підсилюючій балці $\sigma_{\max 2}$

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_{\max 2} \quad (1)$$

Дослідження впливу внутрішніх силових факторів на НДС рами здійснювалось за допомогою розрахункових моделей. Перша модель була представлена поздовжнім лонжероном – 1 підсилена знизу балкою – 2 (рис. 2а). Друга модель дозволяла перевірити ефективність підсилюючої пластини – 3 (рис. 2б). Зовнішнє навантаження складалось із зосередженої еквівалентної сили P , яка відтворює реальне навантаження даного лонжерона у конструкції рами (рис. 1в).

Ступень навантаженості основного лонжерона та підсилюючої балки можна визначити тільки після знаходження внутрішніх силових факторів. Для їх знаходження скористаємося модифікованим методом МПЕД, який передбачає отримання виразу потенціальної енергії не тільки від зовнішніх сил, але й від внутрішніх силових факторів, які на початковому етапі розрахунку виступають як невідомі величини. Згідно рекомендаціями [7] проведемо перерізи $I-I$, а в місцях розриву прикладемо внутрішні силові фактори (рис. 2).

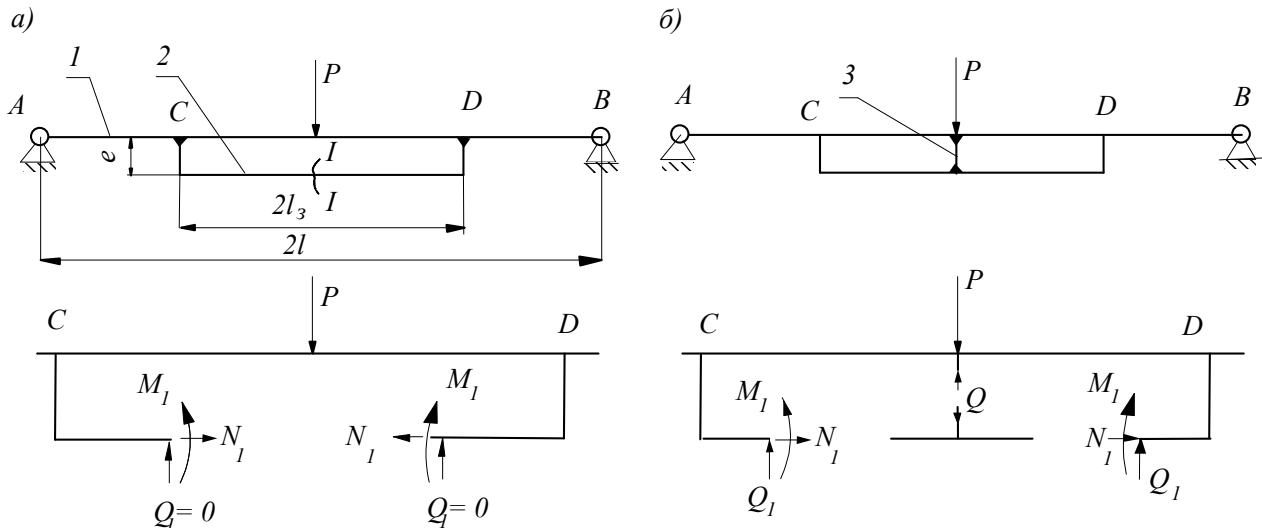


Рис. 2. Розрахункові моделі рам: а) розрахункова модель рами підсилена нижньою балкою; б) розрахункова модель рами підсилена нижньою балкою з пластиною

Для першої схеми (рис. 2а) діючими внутрішніми силовими факторами будуть згинаючий момент M_1 та поздовжня сила N_1 . Поперечна сила в перерізі відсутня $Q_1 = 0$, що впливає з умови рівноваги нижньої балки.

У другому випадку при наявності пластини отримуємо більш складне навантаження – це поява поперечної сили Q_1 , яка виникає через осьову дію пластини – 3 (рис. 2б).

Вказані силові фактори M_1 , N_1 та Q_1 входять у вираз потенціальної енергії лише на ділянці CD . Зведемо систему до симетричного зовнішнього навантаження, що дозволить розглянути лише половину ділянки CD , а при пошуку загальної потенціальної енергії U скористатися принципом адитивності [7]. Крім того, це дозволяє створити одну спільну модель і використовувати загальні методи дослідження двох випадків.

В такому випадку, потенціальна енергія ділянки рами, епюра навантаження якої показано на рис. 1, складається з потенціальних енергій лонжерона U_I , нижньої балки U_{II} .

$$U_I = \frac{1}{2EJ_1} \int_0^{l_3} \left[\frac{P}{2}(l_3 + x) - M_{3z} \right]^2 dx = \frac{1}{2EJ_1} \int_0^{l_3} \left[\frac{P}{2}(l_3 + x) - \left(M_1 + N_1 e + \frac{Q_1}{2} x \right) \right]^2 dx \quad (2)$$

$$U_{II} = \frac{1}{2EJ_2} \int_0^{l_3} M_{3z}^2 dx = \frac{1}{2EJ_2} \int_0^{l_3} \left[M_1 + N_1 e + \frac{Q_1}{2} x \right]^2 dx = \quad (3)$$

і потенціальної енергії U_{III} від поздовжньої сили N_1 ;

$$U_{III} = \frac{N_1^2 l_3}{2EF_1} + \frac{N_1^2 l_3}{2EF_2} \quad (4)$$

Загальна потенціальна енергія $U = U_I + U_{II} + U_{III}$.

Для знаходження внутрішніх невідомих силових факторів M_1 , N_1 та Q_1 складаємо рівняння за умови мінімуму потенціальної енергії:

$$\frac{\partial U}{\partial M_1} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial N_1} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Q_1} = 0. \quad (5)$$

На основі умови (5) отримана система лінійних рівнянь

$$\begin{cases} a_{11}M_1 + a_{12}N_1 + a_{13}Q_1 = 0,75 \frac{Pl_3}{J_1}; \\ a_{21}M_1 + a_{22}N_1 + a_{23}Q_1 = 0,75 \frac{Pl_3 e}{J_1}; \\ a_{31}M_1 + a_{32}N_1 + a_{33}Q_1 = 0,833 \frac{Pl_3 e}{J_1}. \end{cases} \quad (6)$$

Коефіцієнти системи лінійних рівнянь (6) зведені в таблицю 1 для випадків кріплення нижньої балки в крайніх точках і кріплення в трьох точках (в двох крайніх і посередині прольоту).

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів рівнянь (6) в моделях кріплення нижньої балки до лонжеронів рами

Кріплення в двох крайніх точках			Кріплення в трьох точках (в двох крайніх і посередині прольоту)			Права частина
a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	
$\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}$	$\frac{e}{J_1} + \frac{e}{J_2}$	—	$\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}$	$\frac{e}{J_1} + \frac{e}{J_2}$	$\frac{l_3}{4} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)$	$\frac{0,75Pl_3}{J_1}$
$\frac{e}{J_1} + \frac{e}{J_2}$	$\frac{e^2}{J_1} + \frac{e^2}{J_2} + \frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}$	—	$\frac{e}{J_1} + \frac{e}{J_2}$	$\frac{e^2}{J_1} + \frac{e^2}{J_2} + \frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}$	$\frac{el_3}{4} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)$	$\frac{0,75Pl_3 e}{J_1}$
—	—	—	$\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}$	$\frac{e}{J_1} + \frac{e}{J_2}$	$\frac{l_3}{3} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)$	$\frac{0,833Pl_3 e}{J_1}$

Слід відзначити, що отримана система рівнянь (6) справедлива для конструкцій рам з нижньою підсилюючою балкою у випадках відсутності пластини (рис. 2а), так і при її наявності (рис 2б). Розв'язок системи рівнянь (6) дозволяє знайти невідомі силові фактори M_1 , N_1 та Q_1 та встановити величини максимальних напружень в лонжероні $\sigma_{\max 1}$ та нижній балці $\sigma_{\max 2}$ рами.

Точність теоретичних викладок (2-6) для знаходження напружень перевірялась альтернативним МКЕ. Для цього в середовищі SolidWorks розроблена просторова твердотіла модель рами (рис. 3). В середовищі CosmosWorks проведено її розрахунок і отримана діаграма напружень під дією прийнятого еквівалентного навантаження P (рис. 4).

У варіанті швелера лонжерона №20 і швелера підсилюючої балки №16 розбіжність за методом МПЕД і МКЕ максимальних напружень не перевищила 8%. Розбіжність пояснюється тим, що МКЕ враховує профільність швелера і ефект від позacentрового прикладання сили P , яким знехтовано у модифікованому методі МПЕД.

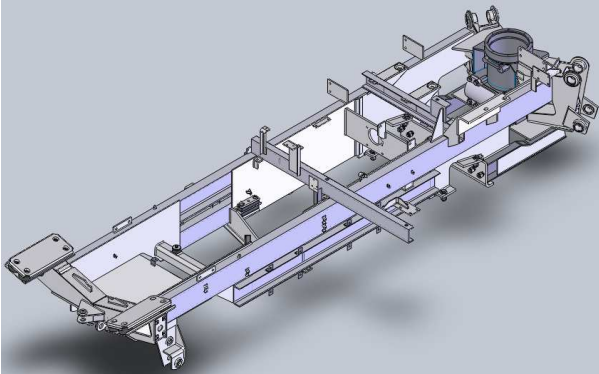


Рис. 3. Твердотіла модель рами в середовищі SolidWorks

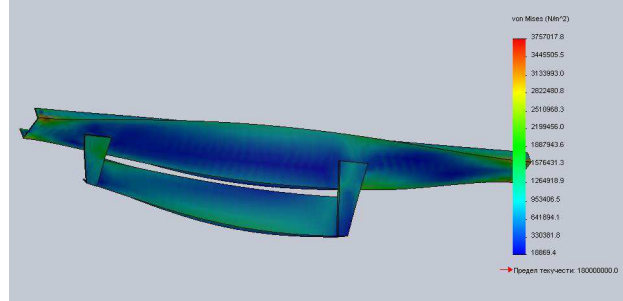


Рис. 4. Розрахунок напружень в лонжероні та нижній балці в програмі COSMOS за МКЕ

Таким чином, модифікований метод МПЕД адекватно відображає процеси і може бути використаний для пошуку технічних рішень на покращення конструкції рами.

Аналіз конструктивних рішень здійснювався на основі системи рівнянь (6). Розглядалось одинадцять варіантів конструкцій, які відрізнялися співвідношенням моментів інерції перерізів $k = \frac{J_2}{J_1}$. Момент інерції лонжерона -

J_1 для всіх варіантів був постійний і становив значення для швелера №20, нижня балка з моментом інерції J_2 перевірялася для різних швелерів з №11 по №22. При таких параметрах межі зміни коефіцієнта k становили від 0,1 до 1,1.

Отримані результати показали наступне. При кріпленні до лонжерона за схемою 1 (у двох точках – рис. 2а) з внутрішніх силових факторів виникає лише поздовжня сила M_1 . Напруження у верхньому лонжероні – 1 вдається знизити зі 100 МПа до 65 МПа, в той час нормальні напруження в нижній підсилюючій балці приймають значення 35–40 МПа (рис. 5а). Як видно, забезпечити рівномірність елементів рами за схемою 1 неможливо.

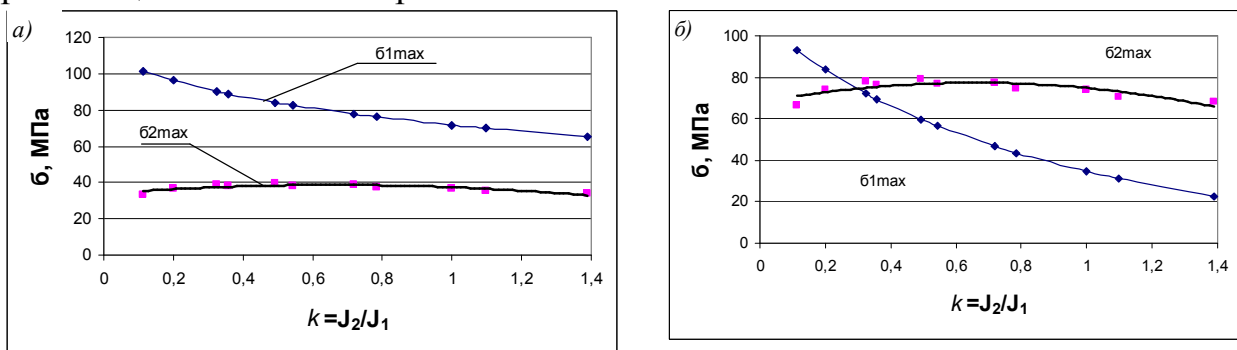


Рис. 5. Розрахункові значення максимальних напружень у лонжероні $\sigma_{\max 1}$ та нижній балці $\sigma_{\max 2}$: а) за схемою 1; б) за схемою 2

При роботі за схемою 2 (рис. 2б), в якій посередині прольоту додається додаткове кріплення у вигляді пластини, діють силові фактори M_1 та поперечна сила Q_1 . Поява додаткових силових факторів змінює характер навантаження верхнього лонжерона. В результаті нижня балка здатна прийняти більше навантаження до 80 МПа. Оптимальне значення співвідношень моментів інерції перерізів становить $k = J_2 / J_1 = 0,3$. При співвідношенні $k = 0,3$ досягаються однакові значення максимальних напружень у лонжероні та нижній балці $\sigma_{\max 1} = \sigma_{\max 2} = 75$ МПа (рис. 5б). Це означає виконання критерію (1), а значить і забезпечення рівномірності елементів рами навантажувача.

Висновки

При конструюванні рами навантажувача раціонально поєднано метод кінцевих елементів та метод мінімуму потенціальної енергії деформації. Встановлено критерій (1) рівномірності елементів рами, за яким визначені напрямки конструктивного покращення рами шляхом введення в конструкцію приварної пластини. Визначено оптимальне значення співвідношень моментів інерції перерізів, яке становить $k = J_2 / J_1 = 0,3$, і призводить до рівності максимальних напружень $\sigma_{\max 1} = \sigma_{\max 2} = 75$ МПа у основному лонжероні і підсилюючої балки. Знайдене конструктивне рішення та обґрунтовані параметри дозволять підвищити надійність машини за рахунок досягнення рівномірності їх складових елементів.

Список літератури

1. Красников, В.В. Подъемно-транспортные машины [Текст] / В.В. Красников. – М.: Колос, 1981. – 263 с.
2. Шабанов Б.М. К оценке эксплуатационной нагруженности сельскохозяйственных погрузчиков / Б. М. Шабанов, В. М. Синякевич, В. В. Федоров // Динамика и прочность сельскохозяйственных машин. – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1982. – С. 156-164.
3. Рибак Т.І. Розробка методів комплексного дослідження експлуатаційного ресурсу з метою удосконалення самохідних і монтованих навантажувачів [Текст] / Т.І. Рибак, Я.Р. Мединський // Технічна інформація по науково-дослідній роботі. – Тернопіль, 1991. – 35 с.
4. Еременко, С.Ю. Методы конечных элементов в механике деформируемых тел [Текст] / С.Ю. Еременко. – Харьков: Основа, 1991. – 272 с.
5. Кухтов В.Г. Переваги використання сучасних програмних пакетів при оцінці напружено-деформованого стану елементів машин [Текст] / В.Г. Кухтов, О.С. Грінченко, О.І. Алфьоров, А.А. Фесун // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків. – 2010. – Випуск 103. – С. 151 – 158.
6. Дащенко А.Ф. Анализ напряженно-деформированного состояния рамы автомобильного полуприцепа в программе ANSYS [Электронный ресурс] / А.Ф. Дащенко, Н.Г. Сурьянинов, Д.В. Лазарева // Вестник ХНАДУ. – 2005. – №29.

URL. – Режим доступа: <http://cyberleninka.ru/article/n/analiz-napryazhenno-deformirovannogo-sostoyaniya-ramy-avtomobilnogo-polupritsepa-v-programme-ansys>.

7. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин [Текст] / Т.І. Рибак. – Тернопіль: Збруч, 2003. – 332 с.

8. Рибак Т.І. Застосування модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації при розрахунку несучих систем сільськогосподарських машин в динамічній постановці задачі [Текст] / Т.І. Рибак, М.Я. Сташків, Є.Й. Рипецький // Вісник ХНТУСГ «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2008. – Вип. 69. – С. 85 – 91.

9. Избранные задачи по строительной механике и теории упругости (регулирование, синтез, оптимизация) Учен. Пособие для вузов. Под общ. Ред. Н.П. Абовского, М., Стройиздат, 1978. 189 с. Авт.: Н.С. Абольський, Л.В. Ендеживський, В.И. Савченко и др.

Аннотация

Конструирование рамы грейферного погрузчика при условии равнопрочности ее элементов

Рипецкий Е. Й., Рипецкий Р. Й., Сеничак В.В.

При конструировании рамы грейферного погрузчика рационально использованы метод конечных элементов и метод минимума потенциальной энергии деформации. Установлено критерий равнопрочности элементов рамы как равенство максимальных напряжений в основном лонжероне и нижней балке. Процедура поиска значений внутренних силовых факторов позволила установить направление улучшения конструкции рамы в виде использования дополнительной пластины, которая жестко соединяет данные элементы.

Abstract

Constructing a grab loader frame under condition of full-strength of its elements

E.Ripetskiy, R.Ripetskiy, V.Senychak

The final elements method and the method of minimum of potential energy deformation have been rationally combined while constructing a grab loader frame. The criterion of full-strength frame elements has been determined as equality of maximum stress in main longeron and bottom beam. Search process for inner strength factors allowed us to determine the way how to improve frame construction using an additional plate that firmly connects these two elements.