

УДК 629.332.017

В.П. Гонтаровський, к.т.н., доц.

І.Г. Грабар, д.т.н., проф.

В.Є. Титаренко, ст. викл.

Житомирський інженерно-технологічний інститут

РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ І ПРОБЛЕМИ НАДІЙНОСТІ ПРИЧІПНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У статті розглянуті проблеми оптимізації рамних конструкцій та наведені результати теоретичних і експериментальних досліджень, проведених на розробленій авторами установці для визначення напружено-деформованого стану рами автопричепи при симетричному навантаженні від дії зосереджених сил та рівномірно розподіленого по змінній ділянці навантаження.

В умовах ринкових відносин значно загострилися і набули великої актуальності проблеми парку автомобільних причепів, пов'язані з суттєвим підвищенням їх надійності і вантажопідйомності при одночасному зменшенні металоємності і підвищенні технологічності виготовлення.

Відомо, що основними техніко-економічними показниками будь-якого виробництва є собівартість і якість виробу. Вони формують і визначають конкурентноспроможність продукції.

Успішне вирішення завдань підвищення надійності, однієї з основних складових якості будь-якого технічного об'єкта, залежить від наявності ефективних методів проектування і доводки на стадії виготовлення.

Одним з основних вузлів автопричепи, як і будь-якого транспортного засобу, є рама, яка значною мірою визначає робоздатність і експлуатаційний ресурс всього агрегату. Існуючий процес її розробки і доводки не забезпечує проектувальнику широких можливостей для оптимізації за критеріями механіки втомного руйнування на стадії проектування, коли ще є можливості для вибору і варіації рішень.

Як зазначають автори [1, 2], рамні конструкції будівельних і дорожніх машин та автопричепів у порівнянні з іншими зварними конструкціями цих машин є найменш дослідженими як експериментально, так і теоретично. Особливо мало вивчені механізми втоми конструкцій.

Відсутність методик розрахунків для складних статично невизначених систем, які враховують всі особливості рам автопричепів, призводить до конструктивної нераціональності робочих перетинів складових елементів.

Оптимізація подібних конструкторських розробок, а тим більше формування рекомендацій з методики розрахунків, може призвести до значного підвищення експлуатаційного ресурсу або покращення економічності експлуатаційних показників.

Інструментом оптимізації може бути створення програмно-апаратного комплексу, який дозволить системно вирішувати подібні проблемні питання, відпрацювати методику розрахунків при конструюванні таких агрегатів.

Актуальність оптимізації конструкції автопричепи пов'язана з обмеженнями навантаження на вісь, регламентованими держстандартом. Для збільшення показників вантажопідйомності транспортного засобу додатково:

- 1) вводять трьохосні конструкції замість двоосних;
- 2) аналізують існуючі конструкції для виявлення малонавантажених елементів з великими (в порівнянні з нормативними) запасами міцності, які замінюються на такі, що мають більш раціональний поперечний перетин і, навпаки, перевантажені, критичні елементи конструкцій підсилюють.

Одночасно поставлена більш загальна задача оптимізації – через вивчення напружено-деформованого стану реальної конструкції автопричепи за результатами експерименту, використовуючи еквівалентні перетини, перейти до методики побудови конструкції для

реалізації будь-якої схеми навантаження, або іншими словами – оптимізації на стадії проектування.

Напрямки оптимізації можуть бути такі:

1. Аналіз геометричних характеристик перетинів в залежності від критичних навантажень при різних схемах розміщення вантажу з урахуванням вимог ТУ і перехід до більш раціональних перетинів.

2. Вивчення впливу ексцентриситетів центрів ваги елементів, що з'єднуються на несучу здатність конструкції.

3. Раціоналізація профілів і площ перетинів, конструктивного кроку установки поперечин для забезпечення допустимих напруг, які повинні бути приблизно однаковими з напругами, що виникають в перетинах лонжеронів.

4. Перехід до малолегованих сталей для підвищення границі міцності.

5. Раціоналізація схем навантажень.

В результаті оптимізації можна досягти:

1. Збільшення надійності конструкції, що призводить до збільшення ресурсу роботи.

2. Збільшення вантажопідйомності за рахунок впровадження більш раціональних схем завантажень або зменшення власної ваги конструкції, що в свою чергу визначає підвищення економічних експлуатаційних показників.

Оптимізація значно ускладнюється у зв'язку з різноманітністю варіантів навантажень транспортного засобу, пов'язаних з розміщенням вантажу і рельєфом дороги. Задача полягає у знаходженні впливу цих факторів на напружено-деформований стан конструкції автопричепа.

Об'єкт дослідження – рама автопричепа, виконана на базі двох лонжеронів двотаврового профілю зі змінним перетином по довжині, зв'язаних основними поперечинами такого ж профілю з різними розмірами. Дані конструктивні елементи виконують основну несучу функцію. Лонжерони в основному працюють на згин, а поперечини сприймають скручуючі навантаження. Інші конструктивні елементи можна класифікувати як допоміжні, які формують об'ємні параметри причепа. Вони також сприймають незначну частину загального навантаження.

Аналізуючи профіль лонжеронів, можна зазначити, що вибір двотаврового перерізу є обгрунтованим, тому що є найбільш економічним за витратами металу (при дії згинального моменту в одній площині).

Профіль поперечин потребує вивчення, тому що є рекомендації окремих авторів [1] про раціональність використання замкнутих перерізів при дії крутного моменту або згинальних моментів, що діють в різних площинах. Це дозволяє значно збільшити несучу спроможність конструкції і зекономити метал.

Рама, результати дослідження якої розглядаються в даній роботі, виготовлена із сталі Ст. 3, яка має низькі характеристики міцності ($\sigma_T = 250$ МПа, $\tau_T = 160$ МПа). В даний час більша частина зварних конструкцій будівельних і дорожніх машин виготовляється з низьколегованих сталей. Ці сталі вміщують до 0,2 % вуглецю, до 3 % легованих елементів і в порівнянні з вуглецевими мають ряд переваг:

– більш високі механічні характеристики (границю текучості, тимчасовий опір і границю витривалості);

– знижену схильність до механічного старіння, підвищену холодостійкість, кращу корозійну стійкість і зносостійкість.

Всі низьколеговані сталі володіють доброю зварюваністю.

Із вищесказаного можна зробити висновок, що в даному випадку доцільно для виготовлення рами використовувати низьколеговані сталі.

Напружено-деформований стан конструкції визначався експериментально, аналітичними розрахунками і чисельним методом на ПЕОМ для різних схем навантаження.

Експериментально дослідження проводилися одночасно на двох натурних рамах, з'єднаних між собою в двох або трьох перерізах (рис. 1).

Рами 1, 2, установлені паралельно одна одній на катках, розташованих в одній площині між паралельними підкладками 3. Такі опори дають можливість вільного переміщення рам в процесі їх деформування. Рами з'єднувалися стрижнем 4 по осі сидельних пристроїв. При імітації зависання однієї з пар коліс причепа друге місце з'єднання було посередині задніх або передніх ресор, виконане з'єднувальним пристроєм 6, а при імітації роботи на рівній дорозі рами

з'єднувалися в трьох перерізах: по осі сидельних пристроїв та посередині задніх і передніх ресор.

Оригінальність даної схеми експериментальної установки полягає в її простоті, пов'язаній з відсутністю складних спеціальних випробувальних стендів і підвищених витрат на проведення експерименту.

Беручи до уваги ідентичність рам, була розроблена схема навантаження, реалізована за допомогою домкратів 5, які встановлювалися між лонжеронами з'єднаних рам.

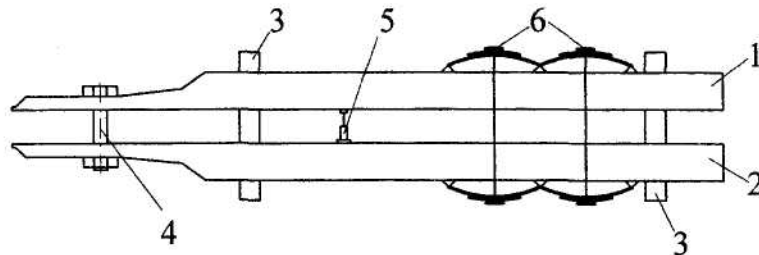


Рис. 1. Схема експериментальної установки

Для вимірювання та контролю величини навантаження в гідравлічні домкрати додатково були вмонтовані манометри, попередньо протаровані, для визначення величини сили в залежності від тиску.

Експериментальне дослідження напруженого стану проводилось методом електротензометрії з використанням тензорезисторів типу КФ4П-3-200В12 та цифрового вимірювача деформацій "ИДЦ-1". В зв'язку з великими габаритами досліджуваних об'єктів, що унеможливило використання клеїв, які потребують термообробки, тензорезистори наклеювалися клеєм

“Циакрін”. Вони були наклеєні в контрольних точках на лонжеронах і поперечинах рам і захищені від атмосферної вологи гумовим клеєм.

Для більш точного виміру деформацій тензорезисторами та контролю відсутності пластичних деформацій навантаження рам проводилося рівними ступенями через 20 кН. Одночасно при кожному навантаженні вимірювалися відстані між рамами (взаємне переміщення рам) в 14 точках для подальшого визначення прогинів рами. Взаємне переміщення рам, викликане їх деформацією, визначалося шляхом віднімання від отриманих значень замірів в кожній з точок величин взаємних переміщень, викликаних деформацією ресор та з'єднувальних пристроїв. Прогини рам визначалися поділом навпіл взаємного переміщення рам, викликаних їх деформацією. Для контролю прогинів вимірювалася відстань між лонжероном і натягнутою вздовж нього струною.

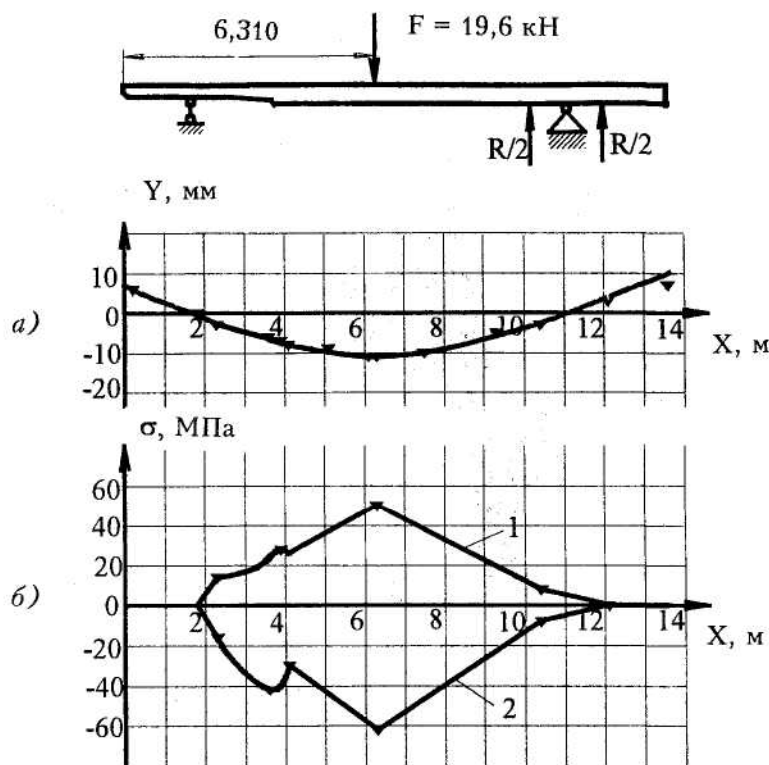


Рис. 2. Розподіл прогинів (а) та максимальних напружень (б) по довжині лонжерона (лінії – результати аналітичного розрахунку, точки – результати експерименту):
1 – напруження по низу лонжерона; 2 – напруження по верху лонжерона

На рис. 2 наведено результати експериментального та аналітичного досліджень рами на симетричне навантаження (згин) силами по 19,6 кН, які створювалися домкратами, установленими на відстані 6310 мм від переднього краю причепа, при умові зависання коліс його передньої осі. В цьому випадку аналітичний розрахунок вівся по одному лонжерону як балки, встановленої на дві опори з половинним навантаженням. Одна опора розташована в місці зчеплення причепа з кузовом автомобіля (сідельний пристрій), а друга – в площині осей задніх коліс причепа.

Обробка результатів натурного експерименту дозволила одержати картину розподілу напруг по довжині лонжеронів для трьох рядів тензорезисторів, наклеєних посередині та по краях полиць лонжеронів.

Навантаження рам рівними ступенями показало лінійну залежність між навантаженням та деформацією рам, а повернення показань тензорезисторів до початкових говорить про відсутність пластичних деформацій.

Епюра прогинів рами наведена на рис. 2, а.

Як видно з рисунка, значення прогинів, отримані шляхом вимірювання відстаней між лонжероном і натягнутою струною (суцільна лінія), практично співпадають зі значеннями

прогинів, підрахованими при замірах взаємного переміщення рам (точки) та аналітичним шляхом.

На рис. 2, б наведені епюри напружень по довжині лонжеронів по середній лінії полиць, отриманих аналітичними розрахунками (суцільна лінія) та експериментально, шляхом усереднення показань тензорезисторів, отриманих на кожному ступені навантаження (точки).

Максимальні напруження в лонжероні при даному навантаженні виникають в перерізі, де прикладена зосереджена сила: $\sigma_{\max}^{(cm)} = -60,6$ МПа та $\sigma_{\max}^{(poz)} = 49,3$ МПа. Різні значення напружень викликані зміщенням нейтральної лінії за рахунок більшої товщини нижньої полиці двотавра.

Значні напруження виникають також в місці різкого зменшення поперечного перерізу лонжерона на відстані 3613 мм від переднього краю рами: $\sigma_{\max}^{(cm)} = -40,4$ МПа, $\sigma_{\max}^{(poz)} = 22,7$ МПа.

Розбіжність результатів експериментальних та аналітичних досліджень складає 5 %.

Розбіжність між напруженнями посередині та по краях полиць двотаврового перерізу лонжерона (до 20 %) пояснюється наступним:

- неврахуванням при розрахунках способу з'єднання стінки двотаврового перерізу лонжерона з його полицями, яке виконано зварюванням розривними по довжині швами, розташованими в шаховому порядку, які перекривають один одного. При розрахунках балка приймалася суцільною;
- неповним врахуванням при розрахунках конструктивних особливостей рами в передній її частині;
- при проведенні експерименту неможливо повністю виключити сили тертя між рамами та підкладками, на яких вони стоять. Це внесло деяку несиметрію в навантаження рам і призвело до скручування лонжеронів.

Співставлення одержаних експериментальних і аналітичних результатів з результатами розрахунків, проведених на ПЕОМ методом скінчених елементів за програмою "Win Structure 3D", дало можливість правильно апроксимувати раму скінченими елементами та вибрати їх розміри (створити комп'ютерну модель рами) і показало можливість використання даної програми для розрахунку таких конструкцій.

Використання подібної кінцевоелементної комп'ютерної моделі має велике практичне значення для оцінки напружено-деформованого стану (НДС) при конструюванні та оптимізації подібних конструкцій, дозволяє відслідкувати зміну НДС при зміні схем навантаження, розмірів поперечних перерізів елементів конструкції, а також при введенні або виведенні конструктивних елементів рами. Крім цього, дана модель дозволяє виявити найбільш несприятливу (критичну) схему навантаження рами за різних умов її експлуатації. Іншими словами, комп'ютерне моделювання – це важливий інструмент оптимізації конструкції для виробників продукції.

Підтвердження цьому можна знайти в наступних міркуваннях.

Найбільшу достовірність несуть результати натурних випробувань, але можливості їх проведення і одержання потрібного об'єму інформації дуже обмежені. Натурні випробування нової техніки завжди довготривалий процес. Так, випробування нових сільськогосподарських машин в польових умовах потребує 3–4 роки, залізнично-шляхових локомотивів – 1,5–2 роки, при випробуванні коробки передач автомобіля ГАЗ-24 необхідно було здійснити пробіг 1 млн. км, що еквівалентно 2–3 рокам експлуатації [3]. Тому для вирішення подібних проблем використовують комп'ютерне математичне моделювання. І від досконалості створеної комп'ютерної моделі залежить достовірність одержаних результатів.

Розрахунки, проведені при навантаженні лонжерона зосередженою силою $P = 117$ кН, прикладеною посередині прольоту $\ell = 9407$ мм (рис. 3, а), показали, що максимальний згинальний момент виникає в місці прикладення сили (рис. 3, б), і напруження в цьому перерізі дорівнюють $\sigma_{\max}^{(cm)} = -367$ МПа, $\sigma_{\max}^{(poz)} = 299$ МПа.

З цього можна зробити висновок, що прикладення зосередженої сили посередині прольоту при його найбільшому значенні призводить до виникнення в рамі напружень, які значно перевищують σ_T . Це говорить про те, що для надійної експлуатації автопричепа необхідно вводити обмеження на його завантаження для зменшення напружень до допустимих величин. Для цього були проведені розрахунки зміни напружень в небезпечних перерізах (в залежності

від способу розосередження навантаження). При навантаженні лонжерона двома рівними зосередженими силами $\frac{P}{2}$, прикладеними симетрично відносно середини прольоту на змінній відстані a між ними (рис. 3, д), величина максимального моменту зменшується до $M_{зг}^{max} = R_A \left(\frac{\ell - a}{2} \right)$. Вид епюри згинальних моментів при такому навантаженні, яке відповідає розташуванню вантажу на двох підкладках з відстанню a між ними, показано на рис. 3, е.

На рис. 3 показані різні схеми навантаження лонжерона та викликані ними епюри згинальних моментів. При заміні зосередженої сили рівномірно розподіленим по довжині змінної ділянки a навантаженням (рис. 3, в) величина максимального моменту зменшується до значення $M_{зг}^{max} = R_A \cdot \frac{\ell}{2} - g \frac{a^2}{2}$, а вид епюри $M_{зг}$ показаний на рис. 3, з.

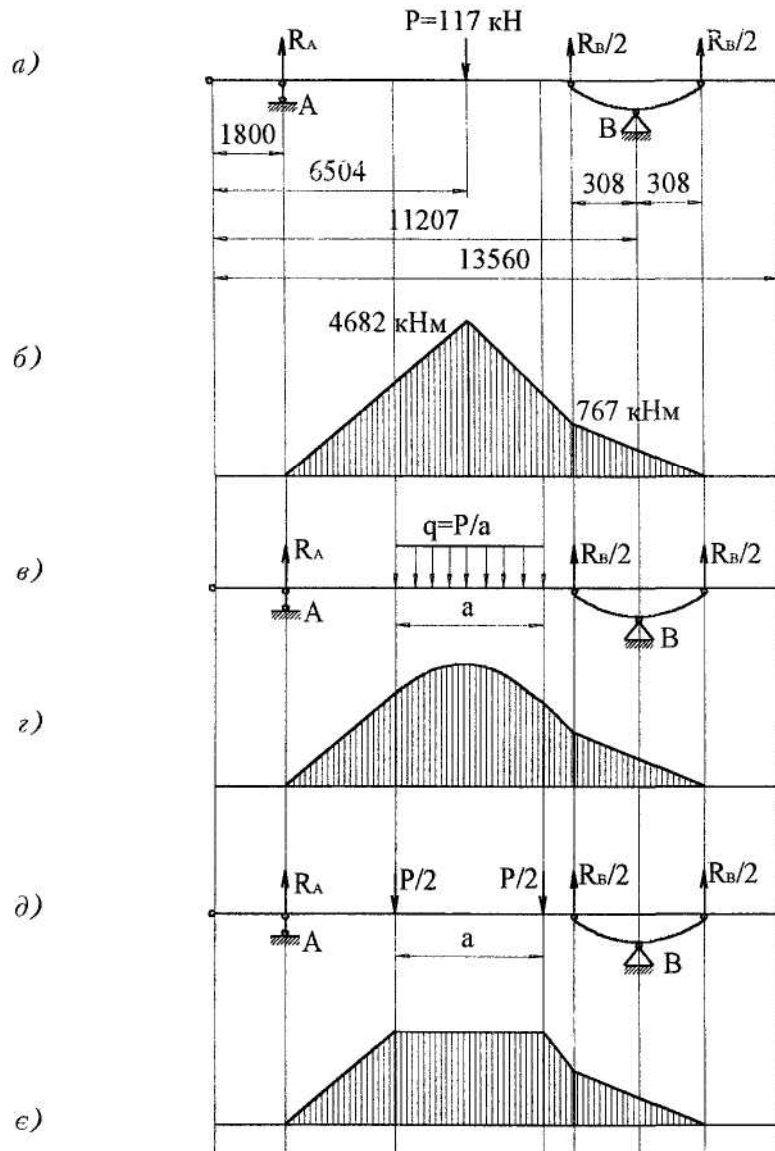


Рис. 3. Схеми розосередження навантаження та епюри згинальних моментів у лонжероні

Графіки зміни напружень в поперечних перерізах посередині прольоту та в місці різкого зменшення величини перерізу на відстані 3613 мм від переднього краю рами в залежності від величини a наведені на рис. 4. Напруження в поперечному перерізі посередині прольоту при схемах навантаження, наведених на рис. 3, в, д, змінюються за лінійними законами:

– для схеми на рис. 3, в:

$$\sigma_{\max}^{(розд)} = -16a + 299 \text{ (пряма 1);}$$

$$\sigma_{\max}^{(сГ)} = 19,5a - 367 \text{ (пряма 1');}$$

– для схеми на рис. 3, д):

$$\sigma_{\max}^{(розд)} = -31,8a + 299 \text{ (пряма 2);}$$

$$\sigma_{\max}^{(сГ)} = 39, a - 367 \text{ (пряма 2').}$$

Як видно з рисунка, нахил прямих 2 і 2' більш крутий, що говорить про більшу ефективність зменшення напружень при розташуванні вантажу на підкладках.

Напруження в другому небезпечному перерізі, який розглядається, не змінюються доти, поки лівий край розподіленого навантаження або ліва підкладка під вантажем знаходяться правіше даного перерізу, і співпадають між собою, оскільки згинальний момент в цьому перерізі, однаковий для обох схем навантаження, не залежить від a і дорівнює: $M_{sz} = R_A \cdot 3613$. При подальшому збільшенні величини a напруження в даному перерізі будуть змінюватися для схеми навантаження по рис. 3, в за параболічним законом (криві 3 і 3'), а для схеми навантаження по рис. 3, д – за лінійним законом (криві 4 та 4'). З рисунка видно, що при $a = \ell = 9407$ мм (підкладки лежать над опорами) напруження в обох перерізах дорівнюють нулю, оскільки згинальний момент відсутній. Коли вантаж рівномірно розподілений по всій довжині прольоту, максимальні напруження посередині прольоту вдвічі менші, ніж від зосередженого вантажу, прикладеного посередині прольоту.

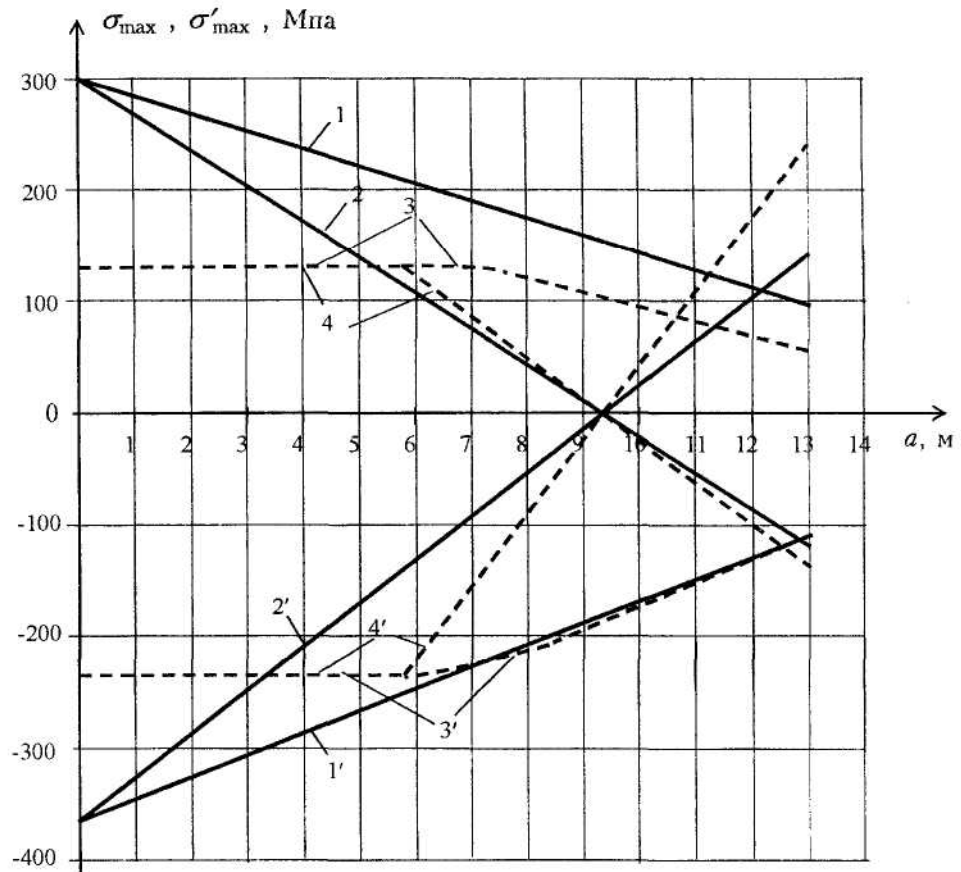


Рис. 4

Аналіз графіків, наведених на рис. 4, показує наступне:

– для розташування вантажу на підкладках при $a = 3400$ мм стискаючі напруження в обох перерізах, які розглядаються, мають однакову величину, а розтягуючі напруження мають однакове значення при $a = 5300$ мм;

– при подальшому збільшенні значення a небезпечним стає переріз в місці різкого зменшення висоти лонжерона.

Дослідження на екстремум функції згинального моменту для випадку, коли підкладки під вантаж розташовані несиметрично відносно центра прольоту, показало, що максимальний момент зміщується від середини прольоту на величину $\frac{a}{4}$.

Багатоваріантність схем навантаження потрібно обмежувати вимогами Правил дорожнього руху та технічних умов, навантаження на спарені осі не повинно перевищувати 157 кН, а на зчіплювальний пристрій – 107 кН. Для оцінки граничних навантажень на раму причепа необхідно визначитися з величиною допустимих напружень.

Задача визначення допустимих напружень значно ускладнюється наявністю зварювальних швів, які викликають значні залишкові технологічні напруги, що можуть утворювати пружно-пластичні зони. На практиці їх усувають такими способами:

- статичним навантаженням силами, які перевищують експлуатаційні навантаження;
- проковкою зон зварних з'єднань;
- імпульсною обробкою зварних вузлів вибухом;
- концентрованим нагріванням визначених зон;
- відпуском конструкції [1].

В досліджуваній конструкції через її великі розміри дані технологічні операції не виконуються, а тому в програму наступних досліджень повинні бути внесені питання визначення залишкових технологічних напружень від зварювальних швів.

Беручи до уваги дослідження, проведені Троценком В.Т. та Сосновським Л.А. [3, 4], в першому наближенні можна встановити границю витривалості для матеріалу конструкції – сталі 3, яка складає для двотаврової зварної конструкції 140–150 МПа.

Крім цього, потребують дослідження несиметричні режими навантаження рами, з урахуванням заневоленого кручення, в місцях з'єднання лонжеронів з поперечними, та повторно-змінні динамічні навантаження, які викликають руйнування від втомлюваності.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Ряхин В.А., Мошкарєв Г.Н. Долговечность и устойчивость сварных конструкций строительных и дорожных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 232 с.
2. Грабар І.Г. Термоактиваційний аналіз та синергетика руйнування. – Житомир: ЖІТІ, 2002. – 312 с.
3. Хомяк О.Н., Волощенко В.П. Расчеты надежности элементов машин при проектировании. – К.: Высшая школа, 1988. – 167 с.
4. Троценко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник. – К.: Наукова думка, 1987.
5. Троценко В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках. – К.: Наукова думка, 1978.

ГОНТАРОВСЬКИЙ Віктор Петрович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:

- дослідження напружено-деформованого стану та міцності елементів конструкції;
- розрахунки напружено-деформованого стану осесиметричних тіл методом скінчених елементів.

ГРАБАР Іван Григорович – доктор технічних наук, перший проректор, проректор з наукової роботи, завідувач кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:

- міцність конструкцій;
- нелінійні явища та моделі;
- синергетика;
- нові технології, екологія.

ТИТАРЕНКО Володимир Євгенович – старший викладач кафедри автомобілів і механіки технічних систем Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:

- сучасні енерго- та ресурсозберігаючі технології;
- конструювання та випробування машин і обладнання.