

УДК 629.332

В.П. Гонтаровський, к.т.н., доц.

І.Г. Грабар, д.т.н., проф.

В.Є. Титаренко, ст. викл.

Житомирський державний технологічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РАМИ АВТОПРИЧЕПА ПРИ ЗГІНІ З КРУЧЕННЯМ

В роботі наведені результати експериментального та теоретичного досліджень напружено-деформованого стану рами автопричепа драбинного типу при її згині з крученням.

Постановка проблеми

Надійність та економічна доцільність будь-якої машини, а тим більше автопричепа, суттєво залежить від надійності та технологічності її несучої частини. Для конструкції автопричепа несучим елементом є рама. Руйнування рами приводить агрегат до повної відмови в роботі. Тому вона повинна мати порівняно з іншими елементами конструкції найбільшу міцність, що не завжди виконується на практиці.

Аналіз джерел досліджень

В роботах [1], [2], [3], [4] доведено, що у більшості випадків критичним режимом навантаження конструкції автомобільних рам є кручення. Як стверджує автор [1], особливо великі напруження виникають в місцях з'єднання поперечних елементів з лонжеронами в процесі гальмування при наявності вантажу, коли до навантаження рами додаються інерційні сили.

При поєднанні їх з напруженнями, викликаними крутними моментами, які діють при маневруванні і зміні рельєфу дороги, можуть відбуватися збільшення внутрішніх зусиль до граничнодопустимих значень. Тому в методиці конструювання та розрахунку рам на стадії проектування необхідно приділяти значну увагу вищезазначеним режимам навантаження.

Постановка завдання

В даній роботі поставлена задача визначення жорсткості (встановлення залежності кутів закручування від заданих навантажень) та дослідження напружено-деформованого стану рами при її роботі на згин з крученням, що дозволить виявити вплив зміни жорсткості елементів рами та способів їх з'єднання на несучу здатність конструкції.

Виклад основного матеріалу дослідження

Схема симетричної конструкції рами автопричепа, одержана із реальної конструкції шляхом відкидання допоміжних елементів, представлена на рис. 1. Вона являє собою два лонжерони двотаврового перетину з основною висотою 440 мм (поздовжні елементи конструкції), зв'язані поперечинами такого ж профілю, але менших розмірів перетину.

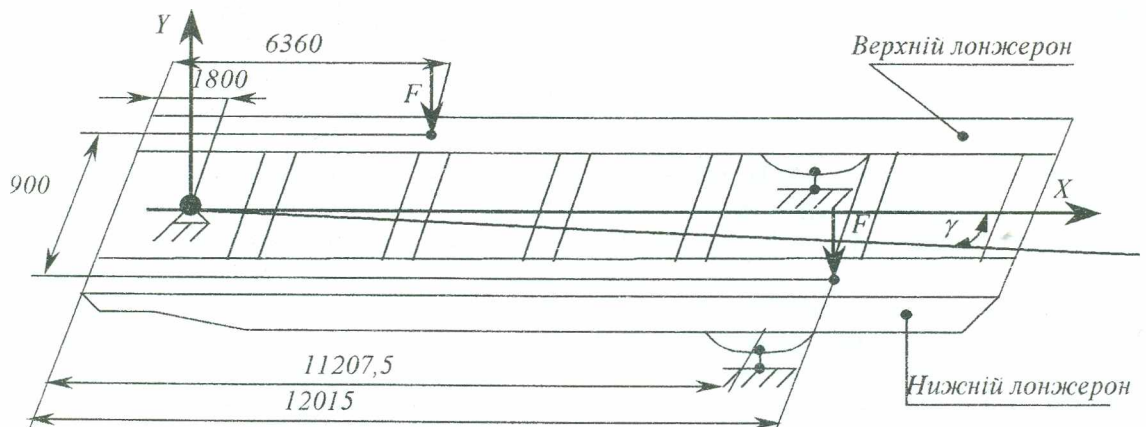


Рис. 1. Схема навантаження рами

До даної схеми прив'язана система декартових координат з початком в точці зчеплення, в якій вісь OX співпадає з віссю симетрії рами, а вісь OY є перпендикуляром до площини рами.

При експлуатації рами, в результаті деформацій ресор, вісь симетрії займає положення під кутом γ до осі OX . Положення осі симетрії залежить від параметрів жорсткості ресорних підвісок, шин і впливає на величину моменту опору скручування системи, а також на виникнення додаткових горизонтальних сил, що діють на конструкцію.

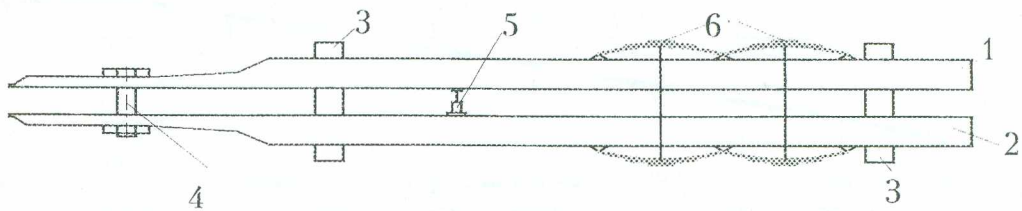
Статична невизначеність даної системи залежить від кількості поперечних зв'язків. Збільшення степені статичної невизначеності призводить до збільшення жорсткості системи. Але це не завжди є фактором підвищення її працездатності. Так, в роботі [1] через експериментальні дослідження доводиться, що, навпаки, зменшення жорсткості може призвести до значного збільшення ресурсу роботи конструкції. Тому виявлення впливу жорсткості поперечин, виду їх поперечних перерізів та способів з'єднання з лонжеронами на загальну жорсткість конструкції автопричепа є актуальною задачею.

Відомо, що внутрішні зусилля, які виникають від навантаження в статично невизначених системах, залежать від співвідношення жорсткостей стержнів. Підбираючи (змінюючи) геометричні параметри їх поперечних перетинів та способи з'єднання з лонжеронами, можна регулювати величину напружень в стержнях системи. Важливим фактором є також концентратори напружень, викликані різкими перепадами поперечних перетинів, конструктивними або технологічними отворами та ін.

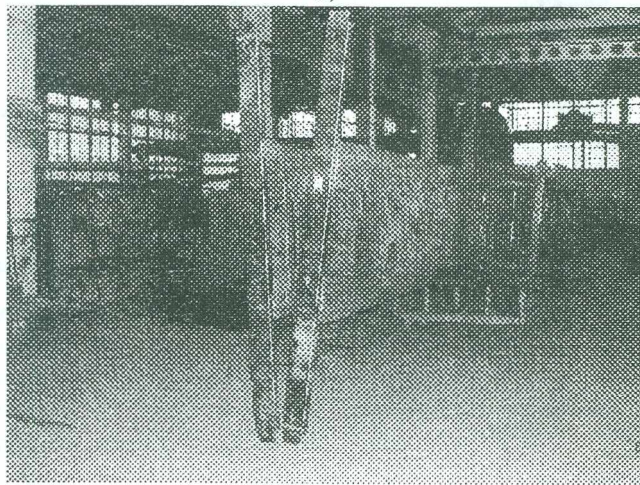
При конструюванні елементів рам автоприцепів їх поперечні перерізи вибирають, в основному, виходячи з розподілу згинальних моментів, але при цьому не завжди враховуються напруження, що викликаються скручуванням.

В результаті проведеного експерименту зі скручування рами автопричепа встановлено, що полки та стійки елементів рами зазнають не тільки закручування, але й інших видів деформування: згину, розтягу, стиску.

Проведення натурального експерименту здійснювалось на експериментальній установці, яка являє собою з'єднання двох натурних рам у двох або трьох перерізах (рис. 2).



а)



б)

Рис. 2. Експериментальна установка:

а) схема установки;

б) вид установки при навантаженні, що викликає кручення

Рама 1, 2 установлені паралельно одна одній на котках, розташованих в одній площині між паралельними підкладками 3. Такі опори дають можливість вільного переміщення рам в процесі їх деформування. Рама з'єднувались стержнями 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'єднувались в трьох перерізах: по осі сидельних пристроїв та посередині задніх та передніх ресор.

Оригінальність даної схеми експериментальної установки полягає в її простоті, пов'язаній з відсутністю складних спеціальних випробувальних стендів.

У нашому випадку вибрана перша схема з'єднання, коли з'єднувальний пристрій установлюється посередині задніх опор.

Навантаження рам виконувалось гідравлічними домкратами 5, оснащеними манометрами тиску.

Схема навантаження вибрана як один із варіантів реального навантаження в процесі експлуатації (рис. 1). Точки прикладення сил F на схемі співпадають з місцями установки домкратів. При даному режимі навантаження рами будуть повертатися на деякий кут, що призведе до зміщення реакції опори, викликаной власною вагою рами, в горизонтальному напрямку відносно її осі. Це викличе появу додаткового крутного моменту і згину полки лонжерона. Для того, щоб запобігти впливу власної ваги рам на напружений стан, їх потрібно встановлювати на спеціальні ролики, розташовані навпроти осей рам, які дають змогу рамам переміщуватися в горизонтальному напрямку без додаткового скручування.

Заміри відстаней між лонжеронами виконувались при двох режимах навантажень: $F = 20$ кН і $F = 26$ кН. За різницею між замірами при навантаженні $F = 20$ кН та початковими при $F = 0$ визначалось взаємне переміщення лонжеронів рам. Враховуючи, що лонжерони переміщувались у двох взаємно протилежних напрямках, і вважаючи рами тотожними, побудовані положення зігнутих осей лонжеронів шляхом зменшення взаємних переміщень у два рази (рис. 3).

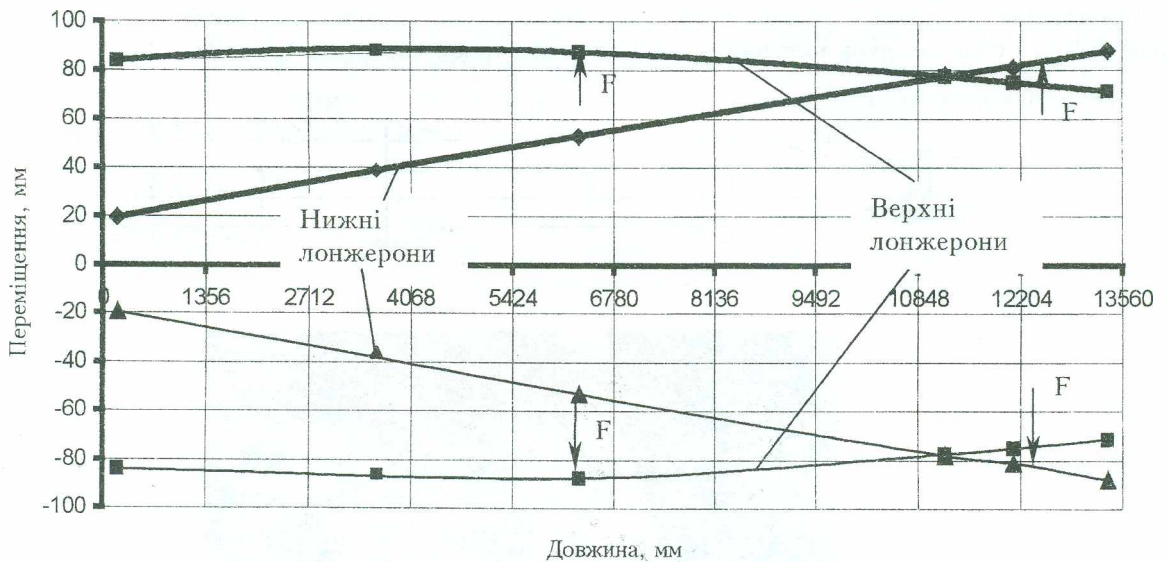


Рис. 3. Проєкції зігнутих осей лонжеронів на горизонтальну площину

Це дозволило побудувати епіюру кутів закручування рами вздовж її осі.

Кути закручування рами визначались в десяти точках, рівномірно розташованих по довжині лонжеронів, шляхом поділу відстаней між проєкціями деформованих осей верхнього та нижнього лонжеронів на горизонтальну площину (рис. 3), на ширину рами (відстань між осями лонжеронів) з наступним визначенням \arctg одержаного відношення.

Підрахунки кутів закручування показали, що для даної схеми навантажень вони змінюються по довжині рами за нелінійним законом в залежності від взаємних переміщень лонжеронів, які, в свою чергу, залежать від характеру навантажень.

Зміна кута закручування рами вздовж її осі при навантаженні силами $F = 20$ кН показана на рис. 4.

В результаті експерименту знайшла підтвердження інформація про характерні зміни епіюри напружень в полках лонжеронів по довжині рами в залежності від розміщення поперечин, яка наведена в роботі [6] для драбинної рами. За картиною розподілу напружень можна спостерігати передачу деформації згину від верхнього лонжерона нижньому через кручення поперечин.

Оскільки рама представляє собою набір замкнутих контурів, то при даному навантаженні в її елементах одночасно виникає згин і кручення.

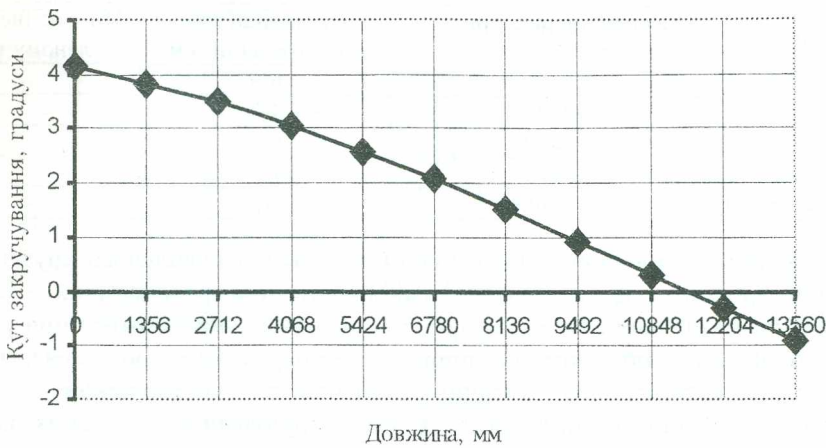


Рис. 4. Еюра кутів закручування рами

Оцінюючи критичні перерізи, можна сказати, що вони при крученні знаходяться в місцях з'єднання лонжеронів з поперечинами. Це виходить з того, що напруження, які показали тензорезистори, наклеєні за технологією, описаною в роботі [5], по краях полк поперечин на відстані 80 мм від з'єднання, досить значні та співвимірні з максимальними напруженнями згину.

При крученні на поперечинах, в місцях жорсткого з'єднання з лонжеронами, відсутня вільна депланація поперечних перерізів, і тому тут виникають значні напруження заневоленого кручення. Характер розподілу нормальних взаєморівноважених напружень, викликаних заневоленим крученням, по поперечному перерізу співпадає з законом секторіальних площ даного перерізу. По довжині поперечин напруження заневоленого кручення мають затухаючий характер від кінцевого перетину з'єднання з затуханням, яке залежить від розмірів та виду профілю поперечини (відкритий чи закритий). Зменшення напружень заневоленого кручення можливе шляхом реалізації нових конструктивних рішень через моделювання зв'язків поперечних та поздовжніх елементів конструкції або заміни відкритих профілів поперечин на замкнені, в яких ефект заневоленого кручення носить виражений локальний характер та розповсюджується лише на довжину, яка приблизно дорівнює розміру сторони замкненого контуру.

Були проведені також теоретичні розрахунки за методом сил для схеми навантаження, яка співпадає з експериментальною (рис. 1). На рис. 5. показані зовнішні навантаження та викликані ними реакції, які виникають в місцях зчеплення рам (R_n) та кріплення ресор ($R/2$).

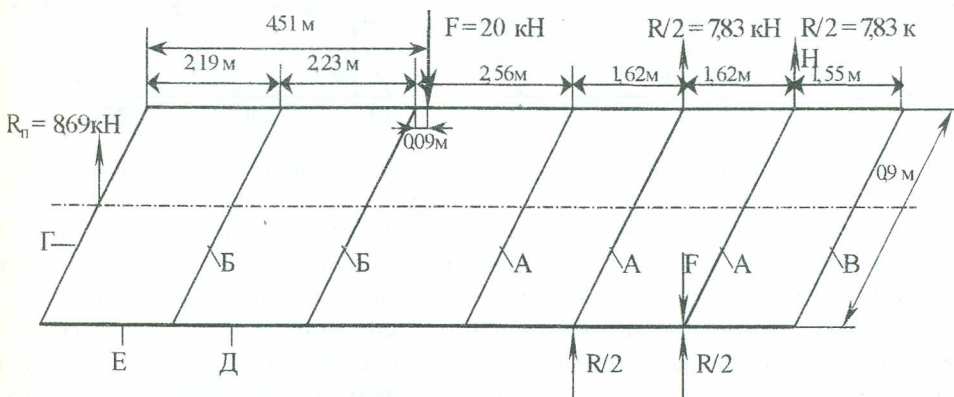


Рис. 5. Розрахункова схема автопричепи при згині з крученням

Великими літерами А, Б, В, Г позначені поперечини рами, причому однаковими літерами позначені поперечини, що мають однакові поперечні перерізи. Ліві краї лонжеронів (ділянка Е між поперечинами Г та Б) мають змінний поперечний переріз, а всі інші ділянки лонжеронів (Д) мають однаковий переріз. Значення моментів інерції для указаних елементів рами на згин, вільне та заневолене кручення наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Геометричні характеристики поперечних перерізів елементів рами

Елемент рами	Момент інерції при згині, см ⁴	Момент інерції при вільному крученні, см ⁴	Момент інерції при заневоленому крученні, см ⁴
Поперечина А	12806,5	6,9	960,4
Поперечина Б	4444,1	4,2	202,6
Поперечина В	298,4	0,5	4,7
Поперечина Г	6475	7,1	800
Ділянка лонжерона Д	18250,0	14,8	-

Як видно із таблиці 1, при роботі конструкції в умовах заневоленого кручення жорсткість поперечин значно зростає і це необхідно враховувати при розрахунках. Для цього була розроблена програма визначення як характеристик, які використовуються при розрахунках на згин, так і характеристик, необхідних для проведення розрахунків при заневоленому крученні: секторіальних площ, секторіальних статичних моментів та секторіальних моментів інерції, положення центра кручення, бімоментів та кутів закручування для таких конструктивних профілів, як двотавр, швелер, прямокутний замкнутий профіль, одержаний зварюванням двох швелерних. Використовуючи даний програмний продукт, можна одержати залежності збільшення жорсткості для вищезазначених профілів від зміни їх розмірів, які зручно використовувати конструктору при розробці конструкцій з даними профілями на стадії проектування.

Досліджувана рама є 18 раз статично невизначною конструкцією. Вибрана основна система при розрахунку за методом сил наведена на рис. 6. Вона одержана шляхом розрізування кожного замкнутого контуру по осі симетрії рами та заміною впливу однієї частини поперечини на іншу в місцях розрізу трьома "зайвими" невідомими, що виникають при даному виді навантаження: крутним моментом, поперечною силою та згинальним моментом. Складаючи систему канонічних рівнянь 18-го порядку, які виражають рівність нулю повних взаємних переміщень сторін розрізу за направленням "зайвих" невідомих, бачимо, що вона розпадається на дві системи дванадцятого і шостого порядків. Це викликано тим, що величини згинальних моментів у поперечинах не впливають на величини крутних моментів та поперечних сил.

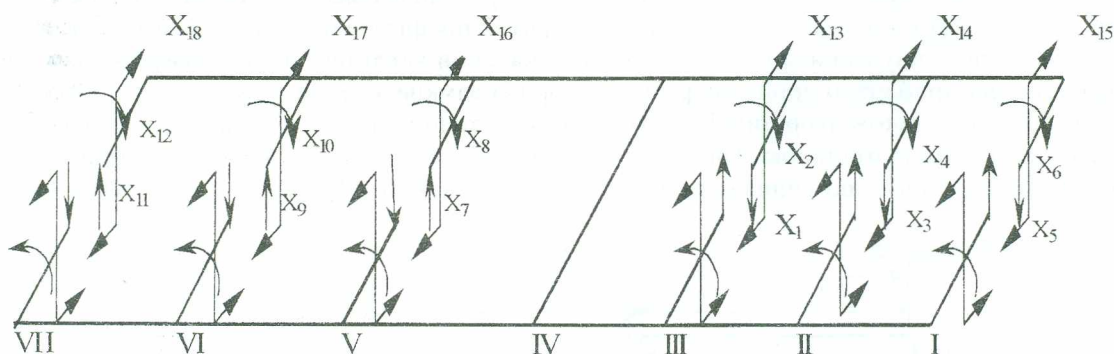


Рис. 6. Основна система рами при розрахунку за методом сил

Були зроблені розрахунки при реальних жорсткостях лонжеронів та при абсолютно жорстких лонжеронах (табл. 1). В таблиці 2 наведені значення "зайвих" невідомих, отримані в результаті розв'язку системи канонічних рівнянь для двох вказаних вище варіантів.

Аналіз проведених розрахунків показав, що згинальні моменти посередині всіх поперечин, за винятком крайньої лівої, дорівнюють нулю. У таких випадках можна використати для розрахунків спрощену аналітичну методику, що дозволяє розраховувати раму тільки на кручення і не враховує жорсткості на згин поперечин та лонжеронів. Тоді кути закручування всіх поперечин будуть однаковими, що дозволяє замінити статично невизначну раму статично визначною і отримати формули для визначення крутних та згинальних моментів і поперечних сил в усіх елементах рами. Результати розрахунків, проведених за даною методикою, точно співпали з результатами розрахунків у випадку абсолютно жорстких лонжеронів. Як видно із таблиці, неврахування податливості лонжеронів у нашому випадку дає похибку в 12 % лише на крайній лівій поперечині, оскільки ділянка Е лонжерона має значно меншу жорсткість, ніж інші ділянки.

Корені канонічних рівнянь

"Зайві" невідомі	Значення "зайвих" невідомих	
	у випадку реальних жорсткостей лонжеронів	у випадку абсолютно жорстких лонжеронів
X ₁	0,19 кН	0,2 кН
X ₂	12,8 кНм	12,4 кНм
X ₃	0,065 кН	0,051 кН
X ₄	12,2 кНм	12,2 кНм
X ₅	0,26 кН	0,26 кН
X ₆	0,061 кНм	0,061 кНм
X ₇	- 0,003 кН	- 0,0004 кН
X ₈	2,65 кНм	2,61 кНм
X ₉	0,096 кН	0,063 кН
X ₁₀	2,68 кНм	2,61 кНм
X ₁₁	0,34 кН	0,36 кН
X ₁₂	9,05 кНм	10,34 кНм
X ₁₃ , X ₁₄ , X ₁₅ , X ₁₆ , X ₁₇	0	0
X ₁₈	- 1,96 кНм	- 1,94 кНм

Аналітичний метод можна використовувати для конструкторського розрахунку рамних конструкцій драбинного типу для великовагових автопричепів на стадії проектування при умові великих жорсткостей лонжеронів.

За результатами розрахунків методом сил побудовані епюри згинальних (рис. 7) та крутних (рис. 8) моментів. Цифрові значення на епюрах згинальних та крутних моментів виражені в кН·м.

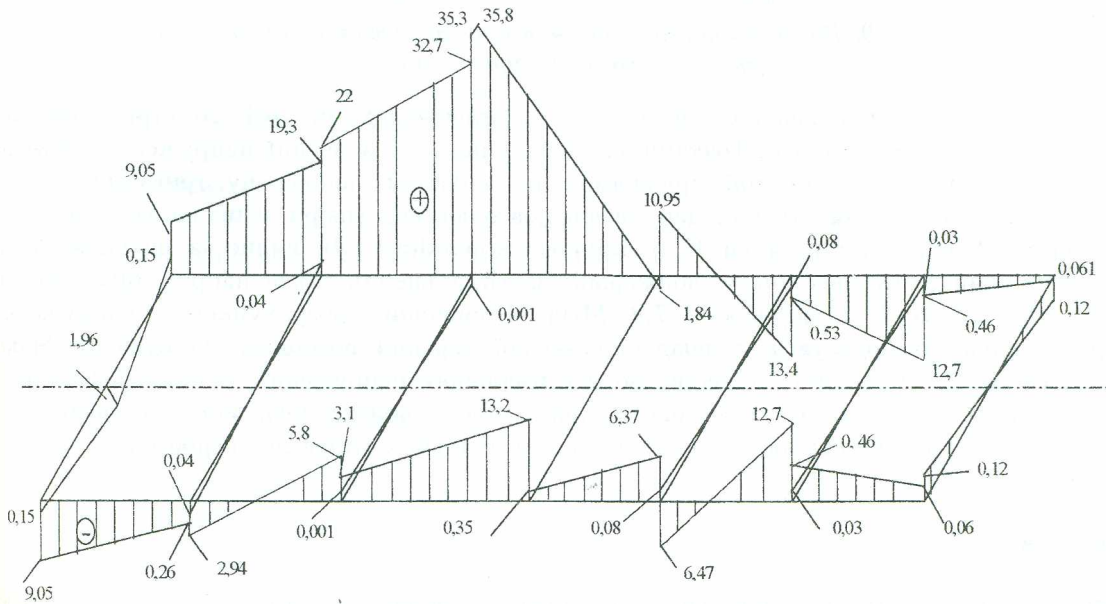


Рис. 7. Епюра згинальних моментів

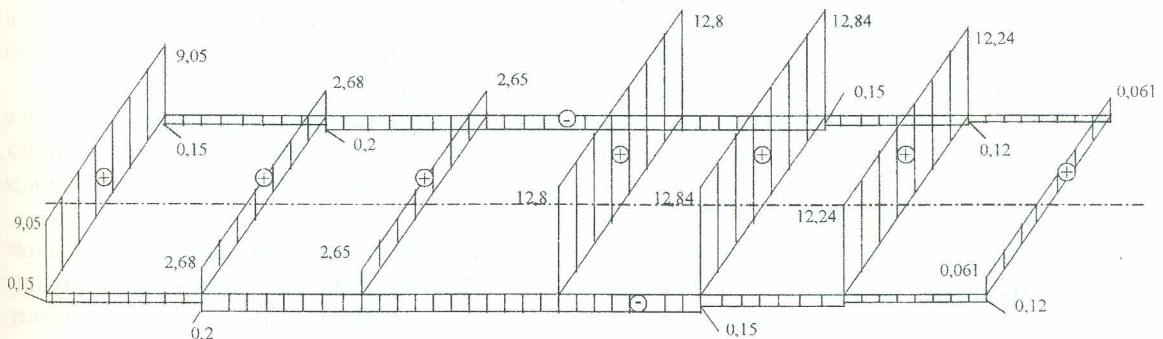


Рис. 8. Епюра крутних моментів

Розподіл нормальних напружень вздовж лонжеронів, розрахованих з урахуванням їх реальної жорсткості, наведено на рис. 9.

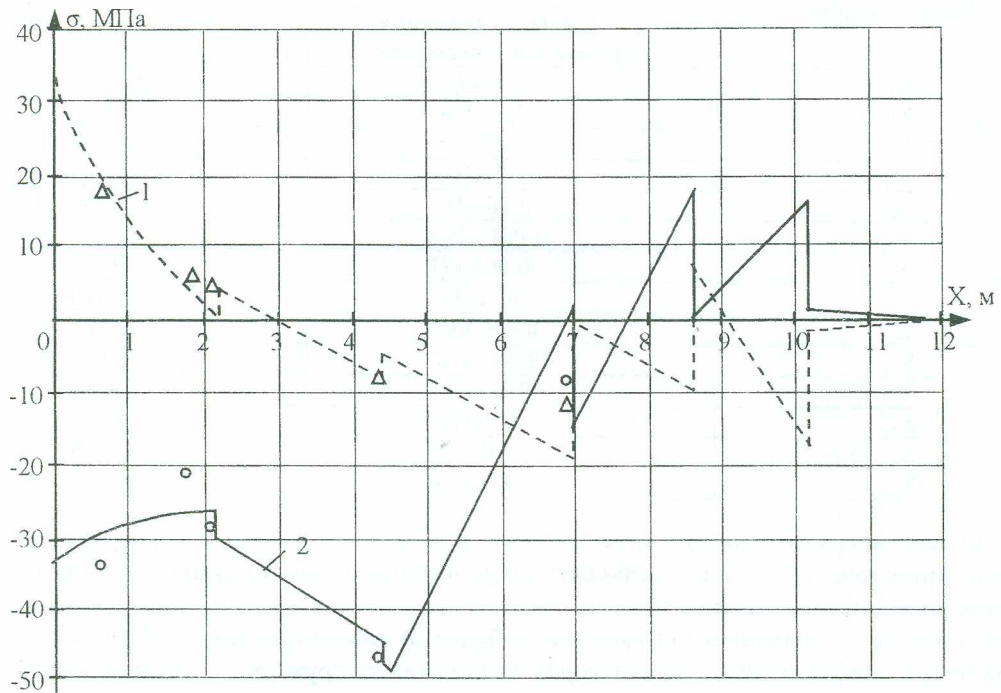


Рис. 9. Розподіл нормальних напружень вздовж нижнього (1) та верхнього (2) лонжеронів

Дані напруження визначалися в точках, розташованих по осі симетрії поверхонь лонжеронів, на які діють сили F . Точками на рисунку показані значення напружень, отриманих за результатами електротензометрії: кружками – по верхньому лонжерону, трикутниками – по нижньому. Вид епюри нормальних напружень повторює вид епюри згинальних моментів на лонжеронах, за винятком ділянки E зі змінною жорсткістю. Як видно із рисунка, більші напруження виникають у верхньому лонжероні; максимальне стискаюче напруження виникає в перерізі під силою F і дорівнює 47,8 МПа. Порівняння розрахункових напружень з експериментальними показують співпадання якісної картини розподілу напружень. Максимальна розбіжність між ними, віднесена до максимального напруження, становить 12,5 %. Це можна пояснити тим, що реальна конструкція є більш податливою, ніж дає розрахунок. Методика розрахунку не враховує податливість вертикальних стінок лонжеронів при взаємодії з поперечинами.

Висновки

Аналізуючи результати проведених досліджень, можна зробити деякі узагальнюючі висновки:

1. Згинальні навантаження, в основному, приймають на себе лонжерони, а крутні навантаження – поперечини. Це свідчить про велику згинальну жорсткість лонжеронів та значну крутну жорсткість поперечин в результаті їх заневолення.
2. Стрибки згинальних моментів на лонжеронах спостерігаються в місцях установки поперечин. Їх величина дорівнює відповідним крутним моментам, що виникають в поперечинах і є згинальними для лонжеронів. Тому для зменшення дії поперечин на згин лонжеронів можливе зменшення розмірів II, III і IV-ї поперечин.
3. В поперечинах з однаковими геометричними параметрами виникають приблизно однакові крутні моменти з максимальною різницею в 4 %. Це свідчить про незначну величину деформацій згину лонжеронів, якою в розрахунках можна знехтувати і використовувати спрощену розрахункову методику.

4. Підбір жорсткостей конструктивних елементів та моделювання їх зв'язків в рамній конструкції драбинного типу необхідно виконувати, виходячи із вимоги найбільш рівномірного розподілу передачі навантажень у режимі кручення.

5. Поперечну жорсткість рами краще регулювати не зміною жорсткості окремих поперечин, а їх кількістю, зберігаючи приблизно однаковий крок їх розміщення.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Сорокин П.И.* Применение теории В.З. Власова к расчету автомобильных рам: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Киев, 1960.
2. *Захаров А.А.* Исследование пространственного взаимодействия элементов автомобильных рам: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Москва, 1978.
3. *Черный А.Н.* Исследование прочности автомобильных рам методом конечных элементов: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук.
4. *Эйдельман А.Л.* Исследования нагруженности и сопротивляемости разрушению автомобильных рам в стендовых условиях: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук.
5. *Гонтаровський В.П., Грабар І.Г., Титаренко В.Є.* Ресурсозбереження і проблеми надійності причіпних транспортних засобів. – “Вісник ЖІТІ”. – 2002.
6. *Лельчук Л.М., Саркошьян Г.Н., Кобри Н.М., Гурман В.С.* Испытание и ремонт автомобильных рам. – М.: Транспорт, 1974. – 244 с.
7. *Грабар І.Г.* Термоактиваційний аналіз і синергетика руйнування. – Житомир, 2002. – 312 с.

ГОНТАРОВСЬКИЙ Віктор Петрович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

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, професор, перший проректор, проректор з наукової роботи, завідувач кафедри автомобілів та механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

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

ТИТАРЕНКО Володимир Євгенович – старший викладач кафедри автомобілів та механіки технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

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

Подано 10.09.2003