

УДК 629.332

В.П. Гонтаровський, к.т.н., доц.

І.Г. Грабар, д.т.н., проф.

В.Є. Титаренко, ст. викл.

С.С. Чайковський, доц.

Житомирський державний технологічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ЗАНЕВОЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ РАМ НАПІВПРИЧЕПІВ НА ЇХ ЖОРСТКІСТЬ

В роботі наведені результати експериментального та теоретичного дослідження напружено-деформованого стану (НДС) локальної моделі (відокремленого від рами вузлового елемента) в режимі кручення. Експериментально створені умови її роботи наближені до експлуатаційних для основи рамної конструкції напівпричепи.

Постановка проблеми

Різними авторами теоретично та практично, базуючись на статистичних даних, доведена вагомість впливу концентрації напружень в різних конструкціях машин на ресурс їх роботи. Особливо це відноситься до рамних конструкцій автотранспорту. Ресурс конструкцій часто обмежується значною величиною місцевих напружень, які можуть циклічно змінюватись при русі автотранспортного засобу (АТЗ). З цієї причини розвиваються тріщини як в поперечинах, так і в поздовжніх конструктивних елементах. В основному руйнування відбувається біля місць їх з'єднання по поперечних або поздовжніх елементах конструкції. Значна доля руйнувань припадає на вертикальну стінку лонжеронів рам, в зонах кріплення кронштейнів та поперечних елементів. Особливо небезпечними є кососиметричні навантаження, які виникають при русі АТЗ у зв'язку з нерівностями дороги. Від нерівностей дороги виникають круті моменти, що передаються на раму в перетинах, де вона з'єднана з ресорами, і закручують її навколо поздовжньої осі. Закручування має пряму залежність від величини нерівностей дороги і визначає напружений стан рамної конструкції.

Саме для таких умов низька точність розрахунків, які виконуються на стадії проектування, не завжди дає змогу отримати реальну картину НДС. Експериментальні методи досліджень НДС великорозмірних конструкцій вимагають створення складного стендового обладнання та проведення трудомістких досліджень. Тому визначення реальної взаємодії елементів рамних конструкцій та розробка комп'ютерних програм, які враховували б концентрацію напружень в місцях з'єднання, є актуальною задачею.

Аналіз джерел досліджень

У багатьох роботах [1], [2], [4] зазначається значний вплив концентраторів напружень на зменшення ресурсу роботи конструкцій у зв'язку з проходженням процесів пружно-пластичного деформування при експлуатації. Автори [1] наводять статистику руйнувань рам драбинного типу вантажного автомобіля ЗИЛ-ММЗ-585. Вона показує, що 48 % оглянутих автомобілів мали втомні руйнування найпершої поперечини, поблизу місця кріплення до поздовжньої балки рами. Для рам автомобілів ГАЗ-51 і ГАЗ-93 ці руйнування склали 30 %. На вертикальних стінках поздовжніх балок рам автомобілів ГАЗ та ЗИЛ спостерігалась значна кількість (до 30 %) руйнувань від втоми. Руйнування на вертикальних стінках спостерігались в зонах кріплення кронштейнів ресор, підресорників та інших деталей. Траєкторії тріщин на стінках різні: поряд з вертикальними часто зустрічаються нахилені і поздовжні тріщини. Руйнування відбуваються в перетинах, послаблених клепами чи болтовими з'єднаннями і розпочинаються від краю полки поздовжньої балки рами або від краю отворів.

Як відмічають автори, концентраторами напружень є також місця з різкою зміною жорсткості поздовжньої балки та місця з'єднання поздовжніх балок з поперечними. У таких випадках руйнування відбувається поперек поздовжніх балок і розпочинається від краю полиць, поблизу місця приєднання поперечини.

Картину напружень змінюють також місцеві викривлення полиць. Зазначається, що руйнування розпочинається від краю полиці, в місцях максимальної стріли її викривлення і розповсюджується все далі по поперечному перетину.

Розкосі з'єднання, що доповнюють поперечини, дають збільшення місцевих напружень які викликають поздовжні тріщини лонжеронних балок.

Зони контактування стінок поздовжніх балок зі спряженими деталями (підресорниками також є концентраторами напружень і викликають поздовжній розвиток тріщин на лонжеронах. Руйнування також відбуваються: біля місць з'єднання з поздовжніми балками; по зварном шву, що з'єднує трубчасту поперечину з фланцем; біля місць з'єднання з поздовжніми балкам по з'єднувальних фланцях; біля місць з'єднання розкосів з поздовжніми балками рами і т.д.

Автори розглядають і систематизують конструкції автомобільних драбинних рам, зібраних використанням технології клепаання. В них локалізація напружень викликана отворами пі, клепки, болти та технологічними отворами. В досліджуваній зварній конструкції рами зварн шви також є значними концентраторами напружень.

В залежності від профілів поперечин, в місцях їх з'єднання зварюванням з лонжеронами виникають різні за величиною напруження зневоленого кручення, які при динамічних навантаженнях є потенційними джерелами виникнення центрів руйнувань.

Нещодавно С.В. Добровольським [3] створені наукові основи для аналітичного та експериментального моделювання процесів малоциклового деформування елементів конструкції, запропоновані методи підвищення несучої здатності деталей, що працюють в умовах малоциклової втоми. В роботі показано, що найбільш достовірним критерієм оцінки втомного руйнування є місцевий енергетичний стан, який змінюється навіть при стаціонарних навантаженнях.

Експериментальні дослідження НДС конструкцій [1], [2] базуються на використанні стендового обладнання, необхідного для випробування конструкцій в цілому. Але випробування довгомірних конструкцій, якими є сидельні напівпричепа, вимагають багато затрат. Тому так конструкції досліджуються методами локальних моделей [7], коли встановлюється небезпечна зона, яка моделюється так, щоб створити НДС, максимально наближений до експлуатаційного. Цей метод дозволяє більш достовірно визначити параметри жорсткості складових конструктивних елементів та їх взаємовплив.

Основною необхідною умовою випробувань вузлів та елементів є використання одного і головних видів навантажень, що визначають міцність цього елемента в конструкції (згин або кручення). Кількість вузлів повинна охоплювати всі групи типових руйнувань.

Авторами було встановлено, що епюри напружень в лонжеронах мають періодичний характер з періодом зміни, який співпадає з кроком розміщення поперечин. Звідси виходить що рама при крученні працює як система замкнутих контурів, утворених двома сусідніми поперечинами і ділянками поздовжніх балок між ними, і перше можливе спрощення випробування рами на кручення – розріз її на окремі замкнуті контури з наступним випробуванням кожного з них.

Подальшим етапом моделювання є розрізка окремих замкнутих контурів на відкриті контури – вузли, які складаються із поздовжніх балок та поперечин.

Перехід до випробування окремих елементів має і методичний інтерес, тому що це дозволяє прикласти до них тільки один вид навантаження та встановити безпосередній зв'язок між цим видом навантаження та характером НДС.

Постановка завдання

В даній роботі поставлена задача експериментального та комп'ютерного моделювання дослідження НДС частини рамної конструкції з накладанням додаткових зв'язків, які максимально наближають її до реальних умов експлуатації.

В процесі виконання роботи необхідно було:

- визначити параметри жорсткості поперечини відповідного профілю, яка взаємодіє з вертикальними стінками лонжеронів різної товщини, з подальшим їх використанням для розрахунку рамної конструкції та перевірки відповідної розрахункової комп'ютерної моделі;

- визначити величину впливу товщини вертикальної стінки лонжеронів на кут закручування поперечини при скручуванні рамної конструкції. Створена комп'ютерна модель та результати досліджень можуть бути використані при вирішенні актуальної задачі сучасності – керування ресурсом конструкції [4], [5], [6] на стадії проектування;

- показати можливість дослідження НДС рамних конструкцій без застосування складних випробувальних стендів.

Виклад основного матеріалу досліджень

Для експериментального дослідження вибрана поперечина з максимальним перерізом рами драбинної конструкції напівпричепа з міркувань створення найбільшого навантажувального взаємовпливу з лонжеронами при роботі в режимі кручення. Вона являє собою двотавровий профіль висотою 405 мм, виготовлений із пластин зварюванням верхньої та нижньої полиць шириною 160 мм та товщиною 10 і 12 мм відповідно з вертикальною стінкою товщиною 6 мм.

В конструкції рами даний поперечний елемент з'єднує лонжеронні балки. Тому для одержання схожості умов роботи виділеної поперечини з поперечиною в реальній конструкції до її торців приварені куски лонжеронів двотаврового перерізу висотою 440 мм з розмірами: верхніх полиць 160x10; нижніх - 160x12; товщиною вертикальної стінки – 6 мм, з подальшим накладанням на них додаткових зв'язків. Матеріал виготовленого дослідного зразка, як і рами, – сталь Ст3.

Для дослідження виділеного елемента конструкції вибраний вид навантаження – скручування, як головний, що має визначальний вплив на НДС даного елемента в експлуатаційних умовах в складі рамної конструкції.

Експериментальні дослідження зв'язків поперечини з лонжеронами проводились за схемою з'єднання у вигляді суцільного зварювання двостороннім швом вертикальної стінки і точкового зварного приєднання полиць (\vdash). Схема з'єднання вибрана саме такою, щоб забезпечити можливість моделювання різних конструктивних варіантів з'єднань поперечини з лонжеронами в послідовності: $(\vdash) \rightarrow (|) \rightarrow (|) \rightarrow (|) \rightarrow (I)$. Для кожного конструктивного варіанта моделі зв'язку проводились дослідження НДС зростаючими поетапними навантаженнями скручуючим моментом. Схема експериментальної установки наведена на рис. 1.

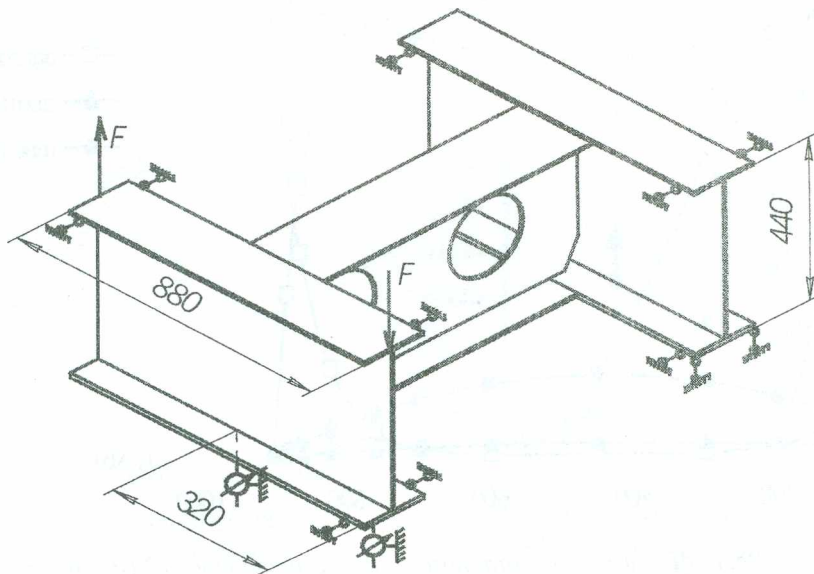


Рис. 1. Вид експериментальної установки

Один лонжерон локальної моделі через підкладки закріплювався болтами до жорсткої горизонтальної сталевій плиті, а до іншого прикладалось навантаження у вигляді пари сил через важільний динамометр з допомогою гвинтового пристрою.

Забезпечення чистого кручення контролювалось відсутністю вертикального переміщення середньої точки в нижній частині лонжерона, що лежить в площині симетрії зразка. Кут закручення поперечини визначався через переміщення, які вимірювались індикатором часового типу в точці лонжерона, що знаходилась на відстані 320 мм від осі симетрії. На кожному етапі навантаження знімалися також показання тензорезисторів для визначення величини напружень.

Тензорезистори були наклеєні в місцях виникнення найбільших напружень зневоленого кручення та вздовж полиць поперечини. Експериментальні дослідження моделі проводились при різних закріпленнях країв лонжеронів, що відповідало різним граничним умовам при комп'ютерному моделюванні. Співставлення результатів експерименту з отриманими на створеній комп'ютерній моделі на всіх етапах проведення дослідження підтвердило адекватність моделі реальній конструкції.

Аналіз результатів експерименту дозволив встановити зміну картини напружень в точках, де були наклеєні тензорезистори, при зміні моделі конструктивного зв'язку поперечини з лонжеронами.

При переході від моделі одного конструктивного зв'язку поперечини з лонжероном до іншого змінювались показання тензорезисторів як на поперечині, так і на лонжеронах, що підтверджує зміну величини бімоментів, які виникають при зневоленому крученні. Реалізація даних зв'язків на комп'ютерній моделі проводилась створенням або порушенням їх між вузлами, розташованими на краю полиці поперечини з відповідними вузлами на лонжероні. Результати розрахунків, проведених на даних комп'ютерних моделях, розходяться з експериментальними не більше 10 %.

Обробка результатів досліджень показала, що при переході від одного виду зв'язку до іншого кут закручування поперечини змінювався в наступних співвідношеннях: $\varphi_1/\varphi_{1.} = 1,6$; $\varphi_{1.}/\varphi_I = 1,3$; $\varphi_I/\varphi_{II} = 1,4$. Досліджувалися також поперечини швелерного (з розмірами: ширина – 60 мм, висота – 140 мм та товщина стінки – 4 мм) та прямокутного замкнутого (з розмірами: ширина – 140 мм, висота 218 мм та товщина стінки – 5 мм) профілів.

В результаті проведеного експерименту підтвердилась картина загального розподілу бімоментів, моментів, напружень зневоленого кручення, одержана на основі аналітичних розрахунків для всіх вищезазначених профілів. Розподіл моментів вільного M_B та зневоленого M_ω кручення вздовж осі поперечини показано на рис. 2.

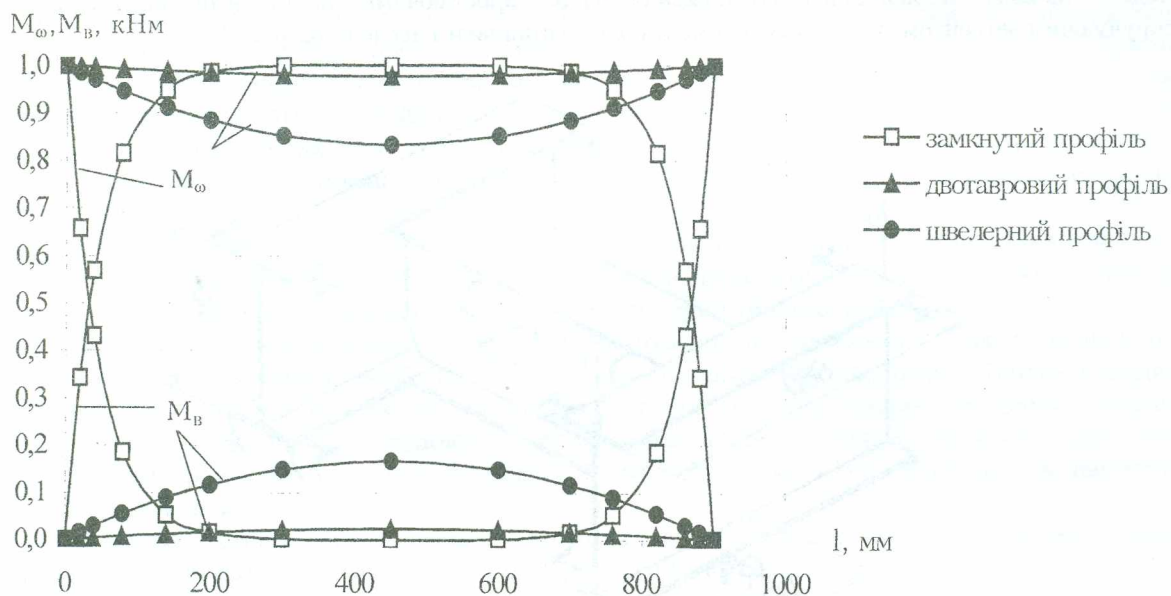


Рис. 2. Розподіл моментів вільного M_B та зневоленого M_ω кручення вздовж осі поперечин ($M_k = 1$ кНм)

Як видно із рис. 2, характер розподілу моментів в поперечинах відкритих (двотавр, швелер) та замкнутого профілів різко відрізняється. У відкритих профілях даних розмірів майже відсутнє вільне кручення. Найбільше значення момент вільного кручення досягає посередині поперечини і складає для двотаврового профілю 2,3 %, а для швелерного профілю – 16,7 % від загального крутного моменту. В поперечинах замкнутого профілю момент зневоленого кручення різко зменшується по мірі віддалення від місць закріплення поперечини з лонжеронами. Так, на відстані 150 мм він складає приблизно 5 % від M_ω^{max} . Тому в розрахунках на кручення рам з поперечинами відкритого профілю обов'язково необхідно враховувати повороти поперечин від зневолень, а для рам з поперечинами замкнутого профілю цим можна знехтувати.

Розподіл бімоментів за довжиною для поперечин профілів, що досліджувалися, наведений на рис. 3.

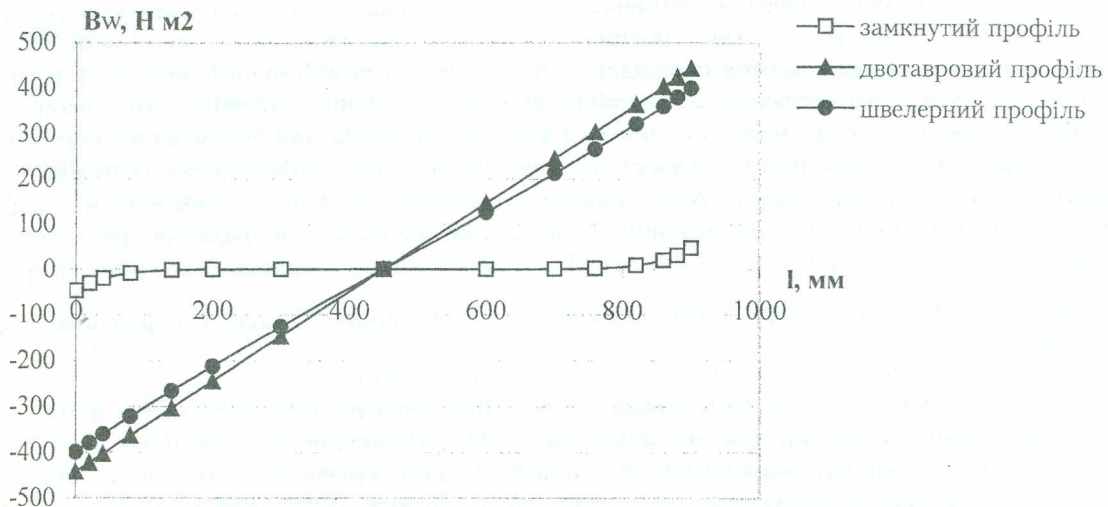


Рис. 3. Розподіл бімоментів вздовж осей поперечин ($M_k = 1 \text{кНм}$)

Зміну кута закручування за довжиною поперечин для різних схем зневолення для замкнутого профілю показано на рис. 4, а для двотаврової профілю – на рис. 5.

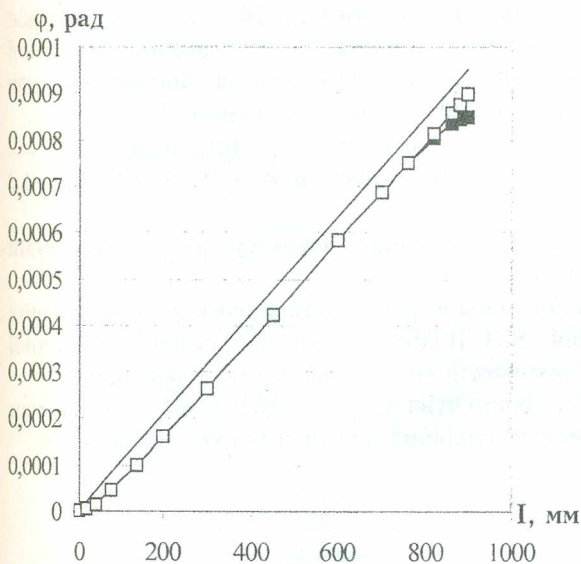


Рис. 4. Зміна кута закручування вздовж поперечини замкнутого профілю ($M_k = 1 \text{кНм}$)

- при жорсткому закріпленні обох країв поперечини
- при жорсткому закріпленні одного краю поперечини
- при вільному крученні

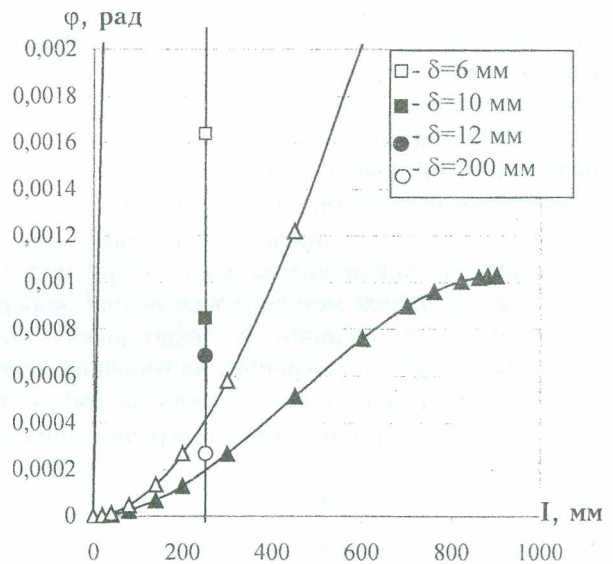


Рис. 5. Зміна кута закручування вздовж двотаврової поперечини ($M_k = 1 \text{кНм}$)

- ▲ при жорсткому закріпленні обох країв поперечини
- △ при жорсткому закріпленні одного краю поперечини
- при вільному крученні

Для відкритих профілів спостерігається майже лінійний характер зміни B_w за довжиною поперечини зі зміною знака і нульовим значенням в середньому її перерізі. Для поперечин замкнутого профілю значення бімоментів, в місцях закріплення з лонжеронами, значно менші, ніж для відповідних за розмірами відкритих профілів, з різким характером спадання за довжиною поперечини. Майже повне затухання бімоментів відбувається на відстані, приблизно рівній ширині даного профілю. Розподіл напружень за довжиною поперечини визначається бімоментами, тому їх зміна носить такий же характер, тобто вони також змінюють знак та рівні нулю в середньому перерізі.

Для поперечин замкнутого профілю при різних схемах його закріплення кути закручування мало відрізняються між собою. Кути закручування, підраховані за теорією Власова, менші кутів вільного кручення стержнів (максимальна розбіжність складає 10 %).

Кути закручування поперечин двотаврового перетину значно відрізняються між собою при різних схемах закріплення. Так, повний кут закручування даної поперечини, жорстко закріпленої з двох сторін, майже співпадає з отриманим на комп'ютерній моделі та в 60 разів менший від кута, розрахованого за теорією вільного кручення стержнів. Це говорить про широкий інтервал, в якому може змінюватися кут закручування при скручуванні поперечини в реальній рамі. Для одержання можливості визначення реального поворотення та підтвердження адекватності комп'ютерної моделі були проведені експериментальні дослідження на локальній моделі та розрахунки на комп'ютерній моделі, які показали співпадання результатів з максимальною розбіжністю 22,7%. Ця розбіжність, визначена за формулою

$$\Delta = \frac{\varphi_{екс} - \varphi_{к}}{\varphi_{екс}} \cdot 100 \%, \text{ пов'язана з неврахуванням в комп'ютерній моделі перервних зварних швів, що мають місце в експериментальній моделі та реальній рамі.}$$

Повний кут закручування поперечини, визначений експериментально та на комп'ютерній моделі при навантаженні скручуючим моментом 1 кНм, відповідно складає 0,044 та 0,034 рад. Повні кути закручування, розраховані за теорією вільного кручення стержнів та отримані на комп'ютерній моделі, відрізняються від кутів, розрахованих за теорією Власова, в 60 та 31 рази відповідно. Дослідження вільного кручення на експериментальній моделі дає ще більші значення повного кута закручування. Таким чином, ми встановили вплив реальних граничних умов для досліджуваної двотаврової поперечини та показали можливість аналогічного визначення поворотення для інших профілів методом комп'ютерного моделювання.

На рис. 5 проведена вертикальна лінія через точку на горизонтальній осі, що відповідає перетину на поперечині на відстані 250 мм від місця з'єднання з лонжероном. На даній вертикальній лінії поставлені точки, що відповідають куту закручування поперечини для вищезазначеного перетину при різних товщинах вертикальних стінок лонжеронів δ .

Як видно з рис. 5, жорсткісні параметри поперечини двотаврового перетину змінюються у 2 рази при зміні товщини δ з 6 до 10 мм; у 1,2 рази при зміні товщини δ з 10 до 12 мм; у 2,3 рази при зміні товщини δ з 12 до 200 мм.

Одержані результати були використані для уточнення розрахунків НДС рами напівпричепа, виконаних на основі теорії В.З. Власова.

Показана також методика визначення жорсткісних параметрів, взаємодіючих конструктивних елементів з врахуванням їх податливості (теорія В.З. Власова накладає умову абсолютної жорсткості стінок лонжеронів), на основі сучасних технологій комп'ютерного моделювання.

На рис. 6 показана залежність зміни кута закручування досліджуваної поперечини конкретних розмірів від товщин вертикальних стінок лонжеронів для різних схем зневолення:

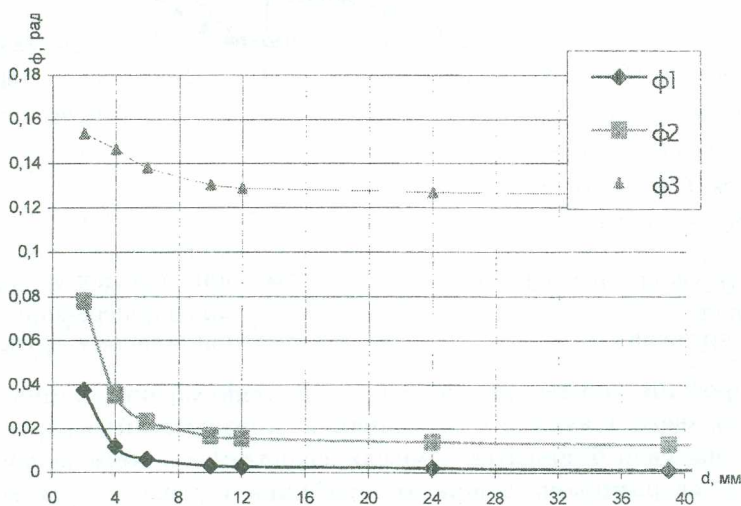


Рис. 6. Зміна кута закручування поперечини від товщин δ вертикальних стінок лонжеронів для різних схем зневолення її кінцевих перетинів:

- φ_1 – при жорсткому закріпленні поперечини з двох країв;
- φ_2 – при жорсткому закріпленні поперечини з одного краю;
- φ_3 – для поперечини з вільними краями

Висновки

1. В результаті досліджень показана можливість на стадії проектування суттєво впливати на жорсткісні параметри конструктивних елементів та місцеві напруження, що виникають при крученні замкнутого драбинного рамного контура.
2. Одержано експериментальне підтвердження правильності роботи розроблених за теорією В.З. Власова спеціальних програм для визначення параметрів погорщень різних профілів поперечних конструктивних елементів.
3. Авторами доведено, що вплив лонжеронів на зміну жорсткості поперечин замкнутого профілю незначний в порівнянні з поперечинами відкритого профілю і може не враховуватись при виконанні відповідних розрахунків НДС рамних конструкцій драбинного типу сидельних напівпричепів.
4. В результаті комп'ютерного моделювання одержані закономірності зміни жорсткісних параметрів досліджуваної поперечини двотаврового профілю, від товщини вертикальних стінок лонжеронів для різних схем зневолення. Значимість даних результатів полягає в розширенні можливості використання теорії В.З. Власова при умові неповного жорсткого закріплення кінцевих перетинів конструктивного елемента.
5. Розроблена методика визначення жорсткісних параметрів взаємодіючих конструктивних елементів на основі комп'ютерного моделювання.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Лельчук Л.М., Сархошьян Г.Н., Кобрин М.М., Гурман В.С. Испытание и ремонт автомобильных рам. – М.: Транспорт. – 1974. – С. 224.
2. Проскуляков Б.Б. Динамика и прочность рам и корпусов транспортных машин. – Л.: Машиностроение. – 1972. – С. 232.
3. Добровольский С.В. Энергетические модели подобия малоциклового разрушения и методы оценки прочности элементов конструкции: Автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. – Ижевск, 2001. – С. 32.
4. Кухтик Т.В. Технологічні методи зниження залишкових деформацій деталей важкого машинобудування: Автореферат дисертації на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук. – К.: КПІ, 1994. – С. 32.
5. Бажинов О.В. Наукові основи оцінки ресурсу силових агрегатів транспортних машин з урахуванням умов експлуатації: Автореферат дисертації на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук. – Х.: ХНАДУ, 2001. – С. 32.
6. Ким В.А. Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств ССАБ АТС на основе анализа сил: Автореферат диссертации на соискание степени доктора технических наук. – Минск: БАТУ, 2004. – С. 42.
7. Захаров А.А. Исследование пространственного взаимодействия элементов автомобильных рам: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – М., 1978. – С. 24.

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

Наукові інтереси:

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

ЧАЙКОВСЬКИЙ Сергій Семенович – доцент кафедри ТМ і КТС Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- моделювання технічних систем;
- САПР у машинобудуванні;
- комп'ютерна графіка.

Подано 30.09.2004