

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"**

**МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ
ІНСТИТУТ**



**КАФЕДРА ДИНАМІКИ І
МІЦНОСТІ МАШИН ТА ОПОРУ
МАТЕРІАЛІВ**



ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

загальноуніверситетської науково-технічної конференції
молодих вчених та студентів,
присвяченої дню Науки

**СЕКЦІЯ
"МАШИНОБУДУВАННЯ"**

**ПІДСЕКЦІЯ
"ДИНАМІКА І МІЦНІСТЬ МАШИН"**



2014р

Тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція "Машинобудування", підсекція "Динаміка і міцність машин" / Укладач Сидоренко Ю.М. – К: НТУУ "КПІ", 2014. – 76с.

В збірці наведено тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки (секція "Машинобудування", підсекція "Динаміка і міцність машин").

Укладач: Сидоренко Юрій Михайлович, к.т.н., доцент кафедри динаміки і міцності машин та опору матеріалів НТУУ "КПІ"

За редакцією авторів

Підписано до друку 18.04.2014р. Формат 60х90/16.Папір офсетний. Друк – різнографія.
Наклад 50 прим.
НТУУ "КПІ", ММІ

КІНЕТИКА НАКОПИЧЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ПРИ ПОВТОРНО-ЗМІННОМУ ОСЬОВОМУ НАВАНТАЖЕННІ ТА ЗСУВІ (КРУЧЕННІ) ЗА ПРИПРЯМОГО І ЗВОРОТНЬОГО РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Одне із основних завдань сучасного машинобудування полягає в обґрунтуванні ресурсу обладнання і систем інженерних об'єктів на стадії їх проектування, оцінка виробленого і прогнозування залишкового ресурсу конструктивних вузлів в процесі експлуатації об'єктів, продовження терміну служби після відпрацювання об'єктами нормативного терміну.

За критерій оцінки несучої спроможності конструкційних матеріалів в умовах різних режимів експлуатації деталей і конструкцій приймається пошкоджуваність матеріалу. Вона характеризує зміну його первинної структури – зародження, розвиток і злиття пор, утворення мікротріщин і текстури, фізичну і хімічну флуктуації в матеріалі, що приводить до змін фізико-механічних властивостей матеріалів при напрацюванні (модулів пружності E та G , електропровідності, магнітної проникності, щільності і інших показників).

Якщо розглядати утворення мікропошкоджень при пружнопластичному навантаженні, то можна виділити п'ять варіантів форми мікротріщин (мікропустот) представляючи форми найбільш ймовірних дефектів, які зустрічаються в конструкційних матеріалах, що показані на рис. 1.

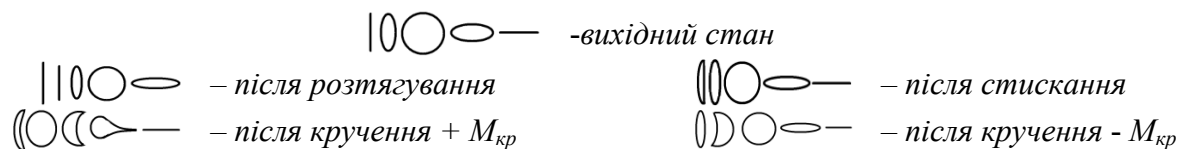


Рис. 1. Трансформація найбільших ймовірних форм дефектів при різних деформаціях

В процесі зворотного навантаження форма дефектів міняється так, що вони стають менш небезпечними (другий ряд на рис.1) для зниження міцності. Як видно, найбільше напруження, яке викликане кожним дефектом, повинне зменшитись після зміни його форми при зворотному навантаженні. Тому при зворотних навантаженнях спостерігається експериментальне збільшення модулів пружності і поліпшують інші фізико-механічні властивості.

В роботі розглядається м'який та жорсткий режими повторно-змінного навантаження.

При м'якому режимі пружнопластичному розтягуванні ефективне напруження – при розтягуванні $\tilde{\sigma}_+ = \sigma_+ / (1 - D_\sigma^-)$, та при стисканні $\tilde{\sigma}_- = \sigma_- / (1 - D_\sigma^+ h_\sigma)$.

З перших двох рівнянь $D_\sigma^+ h_\sigma = D_\sigma^-$, звідки: $h_\sigma = \frac{D_\sigma^-}{D_\sigma^+}$.

Враховуючи, що параметри кінетики накопичення пошкодження матеріалу при осьовому навантаженні виражаються через поточні модулі пружності при розтягуванні

$$\tilde{E}_+ \text{ та стисканні } \tilde{E}_- \text{ - відношеннями: } D_\sigma^+ = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}_+}{E_0}} \text{ та } D_\sigma^- = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}_-}{E_0}}.$$

Із відношення попередніх формул параметр заліковування пошкоджень дорівнює для осьового навантпження $h_{\sigma} = \frac{\sqrt{E_0} - \sqrt{\tilde{E}_-}}{\sqrt{E_0} - \sqrt{\tilde{E}_+}}$, для зсуву і кручення $h_{\tau} = \frac{\sqrt{G_0} - \sqrt{\tilde{G}_-}}{\sqrt{G_0} - \sqrt{\tilde{G}_+}}$,

де E_0 – початковий модуль пружності матеріалу без врахування пошкоджень при пружнопластичному повторно-змінному деформуванні.

При жорсткому режимі для знаходження пошкоджень використовують об’ємну деформації. Відносні деформації у ε_y^+ та у ε_y^- з врахуванням відповідних мікропошкоджень D_{σ}^+ та D_{σ}^- при розтягуванні та зворотному стисканні дорівнюють:

$$\varepsilon_y^+ = \frac{D_{\sigma}^+}{1 - D_{\sigma}^+} \text{ та } \varepsilon_y^- = \frac{D_{\sigma}^-}{(1 - D_{\sigma}^+)h_{\sigma}}.$$

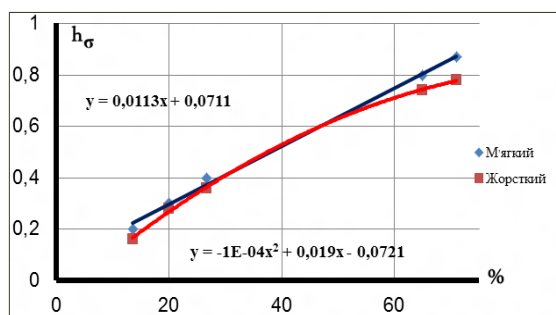
При жорсткому режимі осьового розтягування і зворотного стискання відносні деформації $\varepsilon_y^+ = \varepsilon_y^-$. Коефіцієнт заліковування мікропошкоджень при прямому розтягуванні та зворотному стисканні через відповідні характеристики модулів пружності дорівнюють $h_{\sigma} = \frac{D_{\sigma_-}(1 - D_{\sigma_+})}{D_{\sigma_+}(1 - D_{\sigma_-})} = \frac{\sqrt{\tilde{E}_+}(\sqrt{E_0} - \sqrt{\tilde{E}_-})}{\sqrt{\tilde{E}_-}(\sqrt{E_0} - \sqrt{\tilde{E}_+})}$ та при зсуві (крученні)

$$h_{\sigma} = \frac{D_{\tau_-}(1 - D_{\tau_+})}{D_{\tau_+}(1 - D_{\tau_-})} = \frac{\sqrt{\tilde{G}_+}(\sqrt{G_0} - \sqrt{\tilde{G}_-})}{\sqrt{\tilde{G}_-}(\sqrt{G_0} - \sqrt{\tilde{G}_+})}.$$

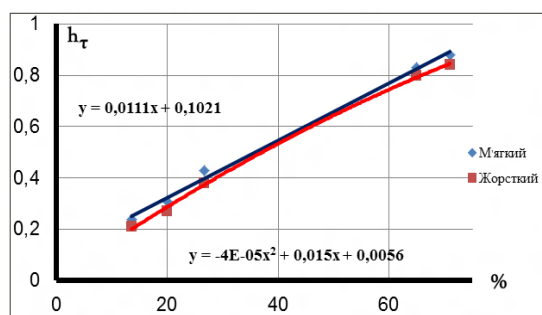
В таблиці 1. приведені усереднені експериментальні значення коефіцієнтів заліковування для конструкційних матеріалів, що мають різні величини пластичних властивостей для м’якого і жорсткого режимів пружно-пластичного деформування, які оброблені з ймовірністю 95%.

Таблиця 1. Усереднені експериментальні значення коефіцієнтів заліковування для конструкційних матеріалів

матеріал	Розтяг-стиск		Кручення		%	E	G
	М’який	Жорсткий	М’який	Жорсткий			
Мідь	0,8	0,78	0,83	0,8	65	$1 \cdot 10^5$	$4,64 \cdot 10^4$
Ст 45	0,4	0,38	0,43	0,41	26,6	$2 \cdot 10^5$	$7,8 \cdot 10^4$
Ст 30ХГСТ	0,3	0,28	0,31	0,27	20	$2,15 \cdot 10^5$	$8,4 \cdot 10^4$
Д16Т	0,2	0,18	0,24	0,21	13,5	$0,74 \cdot 10^5$	$2,8 \cdot 10^4$
12Х18Н10	0,87	0,85	0,86	0,85	71	$1,8 \cdot 10^5$	$7,7 \cdot 10^4$



а)



б)

Рис. 2. Залежність коефіцієнта заліковування мікропошкоджень при м’якому та жорсткому прямому та зворотному режимах деформування від пластичних властивостей конструкційних матеріалів: а) для осьового, б) для зсуву (кручення).

СТІЙКІСТЬ КРУГЛОЇ ПЛАСТИНИ ПІД ДІЄЮ ЗОСЕРЕДЖЕНОЇ РАДІАЛЬНОЇ СИЛИ ПРИКЛАДЕНОЇ НА ГРАНИЦІ

Задача моделює роботу дискової фрези, яка навантажена на контурі і закріплена на оправці. Одним з факторів, який може привести до руйнування є втрата стійкості. Фреза розглядається як кругла пластинка жорстко закріплена у центрі і навантажена радіальною силою.

Основною задачею розрахунку на стійкість є визначення критичної сили, прикладеної на границі пластини. Для знаходження критичних значень параметра $P_{кр}$ в даній роботі використано енергетичний критерій стійкості у формі Брайана [1]. Критична сила визначається з умови мінімуму повної енергії системи дорівнює:

$$E = U - W$$

де U – потенціальна енергія деформації, а W – робота прикладених сил.

При розв'язку задачі було використано полярну систему координат. Визначення напружено деформованого стану круглої пластини під дією зосередженої радіальної сили прикладеної на границі використано методи теорії функцій комплексної змінної. Функції Мусхелішвілі визначаються з граничних умов

$$\varphi(t) + t\overline{\varphi'(t)} + \overline{\psi(t)} = \int_0^s (p_x + ip_y) ds.$$

Потенціальна енергія згину виражається через переміщення $\omega(\rho, \theta)$

$$U = \frac{1}{2} D \int_0^R \int_0^{2\pi} \left\{ \left(\frac{1}{\rho} \frac{d}{d\rho} \left(\rho \frac{\partial \omega}{\partial \rho} \right) + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial \varphi^2} \right)^2 - 2(1-\mu) \left[\frac{\partial^2 \omega}{\partial \rho^2} \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial \omega}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 \omega}{\partial \varphi^2} \right) - \left(\frac{\partial}{\partial \rho} \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial \omega}{\partial \varphi} \right) \right)^2 \right] \right\} \rho d\rho d\varphi$$

робота прикладених сил

$$W = \frac{h}{2} \int_0^R \int_0^{2\pi} \left[\sigma_\rho \left(\frac{\partial \omega}{\partial \rho} \right)^2 + \frac{\sigma_\theta}{\rho^2} \cdot \left(\frac{\partial \omega}{\partial \theta} \right)^2 + \frac{2\tau_{\rho\theta}}{\rho} \left(\frac{\partial \omega}{\partial \rho} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \theta} \right) \right] \rho d\rho d\theta.$$

Переміщення вибиралися у вигляді полінома

$$\omega(\rho, \theta) = (a_2 \rho^2 + a_3 \rho^3 + a_4 \rho^4 + a_5 \rho^5 + \dots) \cos \theta$$

який автоматично задовольняє граничним умовам у центрі пластини. Частина коефіцієнтів визначалася з граничних умов на контурі пластинки де радіальний згинаючий момент і поперечна сила дорівнюють нулю. Останні коефіцієнти визначаються з умови мінімуму енергетичного функціоналу. Було досліджено точність визначення критичної сили в залежності від апроксимації переміщення.

1. Вольмир А.С. Устойчивость упругих систем.- М.: Наука, 1967, 984 с.
2. Биргер М.А. Прочность, устойчивость, колебания: 3 т. – М.: Машиностроение, 1968. – Т. 1. – 832 с.

Алфуттов Н.А. Основы расчета на устойчивость упругих систем,- М.: Машиностроение, 1978, 311 с.

КОЛИВАННЯ СТЕРЖНІВ З УРАХУВАННЯМ РІЗНИХ МЕХАНІЗМІВ РОЗСПІЮВАННЯ ЕНЕРГІЇ

Коливання – одне з найпоширеніших явищ у природі, фізиці та техніці. Вони здатні порушити нормальні умови експлуатації і вже неодноразово приводили до аварій і катастроф.

Майже всі машинобудівні конструкції під час своєї експлуатації зазнають інтенсивних вібраційних навантажень, в основі яких лежать коливання. Це зумовлює необхідність дослідження коливальних процесів, тому що тільки з врахуванням коливань можна обрати оптимальні параметри конструкції та режими роботи машини, віддалені, наскільки це можливо, від критичних режимів.

Практично всі механічні об'єкти, які використовуються в сучасному машинобудуванні, приладобудуванні, космічній і ракетній техніці моделюються стрижнями і стрижневими системами.

З проведеного аналізу сучасних методів розрахунку стрижневих систем було відмічено, що ця галузь не є достатньо дослідженою, а саме, не існує точних рішень задач про коливання стрижнів та стрижневих систем з врахуванням різних видів тертя.

Велике значення внутрішнього тертя в інженерній справі. Завдяки ньому відбувається згасання вільних коливань, обмеження амплітуд резонансних коливань, зниження напружень при ударних навантаженнях, перерозподіл напружень у місцях концентрації їх. Тому питанню дослідження внутрішнього тертя в твердих тілах з давніх пір (1784р., Кулон) приділяється велика увага.

Деякі з технічних теорій внутрішнього тертя:

$$\sigma_{11} = E\varepsilon_{11} + \gamma E\varepsilon_{11}^* \text{ Кельвін – Фойгт}$$

$$\sigma_{11} = E\varepsilon_{11} + \frac{\gamma}{\omega} E\varepsilon_{11}^* \text{ Бок – Шліппе}$$

$$\sigma_{11} = E\varepsilon_{11} \pm \gamma E\varepsilon_{11}^* \left[1 - \left(\frac{\varepsilon_{11}}{\varepsilon_{11}^*} \right)^2 \right] \text{ Панов Д. Ю.}$$

$$\begin{cases} \sigma_{11} = E\varepsilon_{11} \pm \gamma E\varepsilon_{11}^* \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{11}}{\varepsilon_{11}^*} \right)^2} \\ \sigma_{11} = E\varepsilon_{11} \left(1 + i \frac{\varphi}{2\pi} \right) \end{cases} \text{ Сорокін Є. С.}$$

$$\sigma_{11} = E\varepsilon_{11} e^{i\alpha} \text{ Назаров О. Г.}$$

$$\sigma_{11} = E \left[\varepsilon_{11} \pm \alpha \left(\varepsilon_2^* - \varepsilon_{11} - \frac{\varepsilon_{11}^2}{\varepsilon_2^*} \right) \right] \text{ Писаренко Г. С.}$$

Аналізуючи згадані вище теоретичні роботи, можна прийти до наступних висновків:

1. Внутрішнє тертя в твердих тілах в загальному випадку залежить не тільки від величини деформації, але і від її швидкості (від амплітуди і частоти коливань), причому як амплітудна, так і частотні залежності нелінійні і немонотонні. Петля гістерезису тому в загальному випадку буде динамічною (залежить від швидкості деформування).

2. Немонотонність частотної і амплітудної залежностей такого типу, що дозволяє в деяких областях зміни параметрів зосередити увагу тільки на одній залежності, нехтуючи іншою.

3. Внаслідок немонотонності амплітудної і частотної залежності жодну з них не представляється можливим записати одночленною формулою з двома експериментальними коефіцієнтами в скільки-небудь значної області зміни параметрів. З точки зору простоти і зручності використання в доданках з багаточленних залежностей найбільш придатними є алгебраїчні поліноми.

4. В області високих напружень треба враховувати не тільки динамічне внутрішнє тертя (сумарний ефект від всіх пружних недосконалостей матеріалу, що визначається експериментальної петлею гістерезису), але і дефект модуля (визначається по зміні нахилу скелетної лінії динамічної петлі гістерезису) інакше розрахункова картина напружень буде далека від дійсності.

5. Якщо внутрішнє тертя відстає у часі від пружної сили (відповідає закону Гука) на чверть періоду, то пов'язаний з дефектом модуля непружний опір збігається з нею в часі.

6. Не можна без помітної помилки у разі складного напруженого стану використовувати на підставі деформаційної теорії пластичності отримані при простих експериментах дані про внутрішнє тертя, якщо знехтувати відхиленнями від закону Гука в шаровій частині напружено-деформованого стану, як це прийнято в теорії пластичності.

7. В області високих напружень внутрішнє тертя залежить від числа циклів навантаження.

УДК 621

Нагорний В.В., студ.; Заховайко О.П., к.т.н., доц.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ УТВОРЕННЯ ТОНКОГО КОРПУСУ АБРАЗИВНОГО КРУГА МЕТОДОМ КЕРОВАНОГО ДЕФОРМУВАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ЛАЗЕРНОГО ПРОГРІВУ

У традиційних механічних методах формозміни необхідна пластична деформація досягається за рахунок силового впливу з використанням пресового обладнання, штамів спеціальної форми, наборів кульок, роликів, накатників та інших деформуючих інструментів. Набагато менш трудомісткими є термомеханічні підходи до формозміни. До основних їх переваг відносять високу щільність потоку випромінювання в зоні обробки; малу зону термічного впливу; локальність впливу випромінювання; безконтактне введення енергії в зону обробки, можливість ведення технологічного процесу в будь-якій прозорій середовищі, можливість регулювання параметрів обробки в дуже широкому інтервалі режимів, легкість автоматизації процесу, стабільність параметрів нагрівання, можливість багатопрхідної обробки заготовки і т.д. Основними недоліками є відносно мала, у порівнянні з механічними підходами, швидкість формозміни, висока початкова вартість лазерного обладнання, енергоємність процесу.

Більшість відомих результатів експериментальних і теоретичних досліджень в області лазерної формозміни отримані для однопрохідного сканування прямокутної пластини з матеріалів, використовуваних у кораблебудуванні, аерокосмічній промисловості й автомобілебудуванні. Практично відсутні дані для матеріалів, використовуваних в інструментальному виробництві, таких як сталі У12, У12А, 13Х.

Мета даної роботи полягала в чисельному моделюванні процесу лазерної формозміни деталей, виготовлених з інструментальних сталей та оцінці впливу параметрів процесу (потужність нагрівання, діаметр лазерного променя, швидкість сканування та ін.) на формозміну заготовок у вигляді тонких пластини прямокутної форми і диску з отвором. Розрахункові схеми їх представлені на рис. 1.

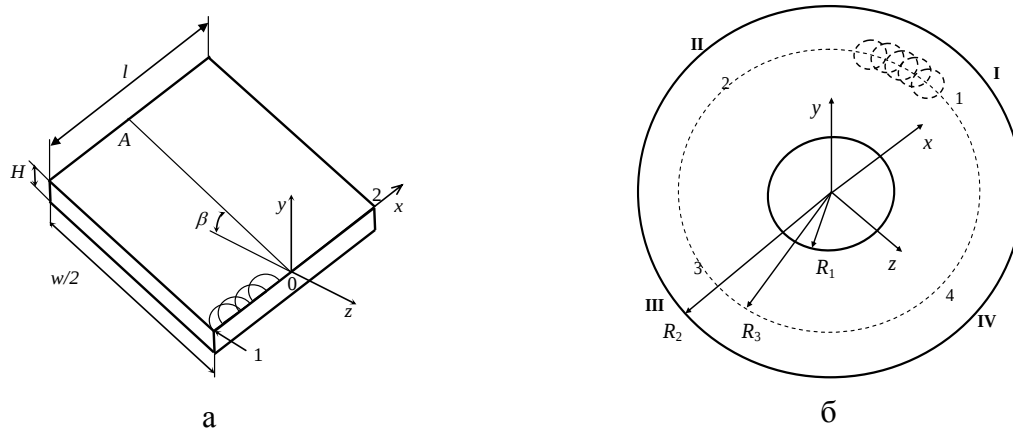


Рис. 1. Розрахункові схеми моделювання процесу лазерної формозміни: а – прямокутної пластини, б – диску з центральним отвором (1-2, 2-3, 3-4, 4-1 – траєкторії руху променя по поверхні зразка)

Задача була зведена до послідовного розв'язку задач теплопровідності, система визначальних рівнянь якої включає:

- рівняння теплопровідності (граничні умови: температура, теплові потоки, умова конвекційного теплообміну з довкіллям, умова радіаційного теплообміну);
- систему рівнянь термопружнопластичності, до якої входять умови рівноваги, кінематичні рівняння, фізичні рівняння (у пружній та пластичній області).

За результатами досліджень були сформульовані такі висновки:

- проаналізовано стан проблеми формоутворення оболонкових конструкцій методом лазерного прогріву, розглянуті сучасні технологічні методи її вирішення;
- запропоновано комп'ютерну методику моделювання процесу формоутворення з використанням лазерного прогріву з урахуванням механічних властивостей інструментальної сталі У12А;
- проведено аналіз НДС та встановлено розподіл температурних напружень і деформацій в тонкій пластині в залежності від параметрів лазерного прогріву;
- з урахуванням отриманих даних був змодельований процес формоутворення кінцевого корпусу із заготовок у вигляді тонких дисків з різними радіусами розташування зон лазерного прогріву: 28,5мм і 45,6мм;
- встановлені залежності переміщень точок профілів заготовок в процесі формоутворення корпусу від радіусу розташування зон лазерного прогріву.

Результати виконаних досліджень використані при виборі оптимальних параметрів технологічного процесу лазерного формування тонкого корпусу абразивного круга.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ РЕЙКОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

На сьогодні в інженерній практиці широко застосовуються різноманітні моделі, зокрема комп'ютерні моделі. Комп'ютерна модель динаміки складної системи має якомога повніше відбивати всі основні фактори й взаємозв'язки, що характеризують реальні ситуації, критерії та обмеження. Сьогодні комп'ютерне моделювання динаміки, яке являється об'єктом нашого дослідження, широко використовується майже у всіх сферах життя і залізничний транспорт не є виключенням.

Дослідження динамічних властивостей технічних об'єктів, таких як залізничні й автомобільні транспортні засоби, машини й механізми, космічні апарати складної конфігурації є необхідним і одним з найбільш важливих етапів проектування зразків нової техніки або модифікації існуючих. Для вирішення проблеми виведення рівнянь руху динаміки складних систем використовують спеціальні програми, перші з яких з'явилися на початку 70-х років ХХ-го сторіччя.

Для моделювання динаміки транспортних засобів наразі існує ряд програмних пакетів: Adams, Simpack, Medyna (Німецьке авіаційне і космічне агентство), Nucars (США), Gensys, Vampire (Британські залізниці), Vocodum (Франція), ПК UM "Universal mechanism" (Росія) та ін.

Всі ці програми виконують автоматизований аналіз динаміки, зменшують ймовірні помилки й скорочують час розробки. Для цього вони забезпечені загальними процедурами, а саме: автоматичне формування диференціальних або диференціально-алгебраїчних рівнянь руху; розв'язок рівнянь та їх аналіз; автоматизована обробка результатів розрахунків; графічне відображення елементів моделей і результатів. При розробці комп'ютерних моделей динаміки об'єкт дослідження розглядається як система зв'язаних тіл, що об'єднані шарнірними та силовими елементами.

При оцінюванні динамічної поведінки транспортних засобів застосовуються такі основні методи аналізу рівнянь руху, як: аналіз власних значень, частотний аналіз, числове інтегрування та квазістатичний аналіз.

Створення моделі динаміки рейкового транспортного засобу в основних рисах збігається з розробкою моделі будь-якої механічної системи з'єднаних тіл. При розробці комп'ютерної моделі динаміки у відповідності до формалізму обчислювальної механіки ПК UM застосовується базова система координат СК0, що є прямокутною Декартовою системою координат з горизонтальною площиною на рівні головок рейок.

Техніко-експлуатаційні характеристики вантажних вагонів суттєво залежать від параметрів і конструктивного виконання ходових частин – візків. Тому при створенні нової техніки для вантажних перевезень значна увага приділяється вдосконаленню ходових частин рухомого складу.

Переважаю більшість магістральних вантажних вагонів колії 1520 мм обладнано двовісними візками моделі 18-100 – тип ЦНИИ-ХЗ. Технічні вирішення, які реалізовані в конструкції візків моделі 18-100, істотно обмежують запас стійкості вагонів від сходу з рейок, знижують характеристики віброзахисту і погіршують показники взаємодії вагонів з верхньою будовою колії. Тому для технічного переозброєння вагонного господарства необхідний пошук конструктивних рішень, спрямованих на поліпшення технічних характеристик ходових частин вантажних вагонів.

Для усунення вище вказаних недоліків пропонується розроблений конструкторами візок перспективної конструкції, який за схемою ресорного

підвішування близький до візків пасажирських вагонів. Загальна комп'ютерна модель вагона містить дві підсистеми візків і як тверде тіло кузов платформи, з рамою подібною до рами платформи моделі 13-7024.

Валідацію розробленої моделі виконано в модулі UM Simulation шляхом проведення тестових розрахунків динаміки платформи на прямій ділянці колії з детермінованими одиночними нерівностями однаковими на лівій і правій рейках. Аналіз результатів моделювання виконано на підставі залежностей координат та силових елементів механічної системи за часом.

Вихідні величини моделі динаміки вагон-платформи сформовані на підставі нормативних вимог щодо динамічних показників, які діють на колії 1520мм.

На динамічну взаємодію коліс і рейок, а отже і на динамічні показники, суттєво впливає стан колії. У роботі представлені сформовані для динамічних розрахунків реалізації нерівностей колії у горизонтальному та вертикальному напрямках. Для моделювання вказаних нерівностей колії у горизонтальному і вертикальному напрямках використано алгоритм формування реалізацій випадкового процесу за наданими функціями спектральної щільності.

Оцінку динамічних показників вагон-платформи проведено на прямих ділянках колії при швидкостях руху в діапазоні від 60 до 160км/год з кроком 10км/год. Моделювання виконано при нових профілях коліс та задовільному стані колії та у двох станах: порожній і завантажений.

Отже, можна зробити такі висновки: динамічні показники рухомого складу й безпека руху поїздів суттєво залежать від умов взаємодії коліс і рейок; комп'ютерна модель вагона-платформи швидкісного руху надала можливість дослідити динамічні якості вагона, зокрема, визначити рівень сил в контактні колесо-рейка, оцінити показники динаміки на прямих і криволінійних ділянках колії та отримані результати доводять доцільність використання візків перспективної конструкції для реалізації швидкісних вантажних перевезень.

УДК 531.39

Куренков М.М., студ.; Лавренко Я.І., ст. викл.; Бабенко А.Є., д.т.н., проф.

КОЛЕБАНИЯ ЦЕНТРИФУГИ С УЧЕТОМ ГИРОСКОПИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА

В современных технологических процессах используются высокоскоростные центрифуги, при динамических процессах, возникающих в них существенную роль играют гироскопические эффекты [1,2]. В данном материале разработана методика их учёта. Рассмотрим сбалансированную центрифугу, в которой проявляется влияние гироскопических эффектов. Рассматривался вал с диском, закрепленным на конце.

Для определения движения центрифуги используются уравнения Лагранжа второго рода. Для этого определяется кинетическая и потенциальная энергия. В результате уравнения Лагранжа второго рода дают систему дифференциальных уравнений. Решение ищем в виде периодических функций. Получаем систему однородных уравнений относительно амплитуд. Приравнявая детерминант данной системы нулю, получаем характеристическое уравнение для определения собственных частот:

$$(mp^2 - c_{11})(Ip^2 - c_{22} - I_z \omega p) - c_{12}^2 = 0$$

Значения собственных частот зависят от угловой скорости вращения ω (рис. 2).

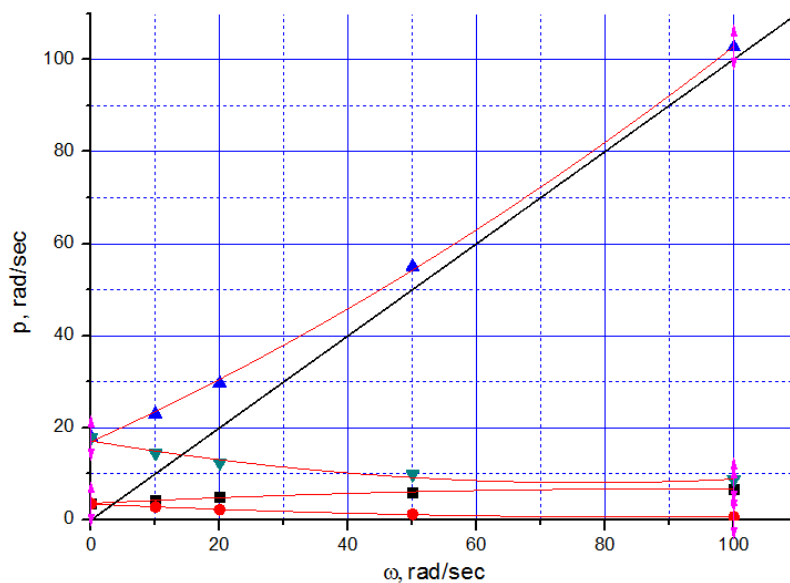


Рис. 2. Диаграмма Кэмпбелла

В качестве примера были использованы параметры центрифуги PICO 21. При отсутствии вращения, собственные частоты имеют следующие значения: $p_1 = 3,55$ рад/с, $p_2 = 17,86$ рад/с. Как видно из графика, в зависимости от направления вращения и значения угловой скорости вращения, — меняются значения собственных частот, и резонанс наступает в других точках. При положительном вращении $\omega > 0$, собственные частоты увеличиваются, при $\omega < 0$ — уменьшаются. Если провести из нуля прямую линию под углом 45° к осям, т.е. когда $p = \omega$, то пересечение будут при следующих значениях частот: $\omega_1 = 3,30$ рад/с, $\omega_2 = 3,84$ рад/с, $\omega_3 = 13,58$ рад/с. Это и есть истинные значения частот, при которых наступает резонанс.

Выводы:

1. Таким образом, разработана методика, которая позволяет учесть гироскопический эффект при колебаниях.
2. Получены частоты, при которых возникает резонанс.
3. Найдены три резонансные частоты, вместо двух, которые дают стандартные методы вычисления.
4. Значения полученных частот отличны от частот, которые дают методы вычисления без учета гироскопического эффекта.

Литература:

1. Fischer J., Strackeljan J. Stability Analyses of High Speed lab centrifuges considering internal damping in rotor shafts, Technische Mechanik, Band 26, Heft 2, 2006, pp. 131-147.
2. Бабенко А.Є., Лавренко Я.І., Куренков М.М. Вплив гіроскопічних ефектів на коливання валу центрифуги // Вісник НТУУ "КПІ", Машинобудування. — К.: НТУУ "КПІ". — 2013. — Вип. 65 — С.166-174.

ДОСЛІДЖЕННЯ БІОМЕХАНІКИ ЛИТИХ ШТИФТОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗУБНИХ ПРОТЕЗІВ МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Відновлення і використання зруйнованих зубів і їх коренів є однією з основних проблем в стоматології. Медичні дані говорять про те, що корені зруйнованих зубів майже у 97% випадків можуть бути збережені і використані під опори зубних протезів. Протезування з використанням коренів дає можливість більш ефективно відновлювати фізіологічну функцію зубощелепної системи.

Вивчення рухливості зубів при ушкодженнях кісткових тканин і розподілу жувального навантаження, планування лікування і розрахунок ортопедичних конструкцій неможливі без урахування дослідження механічних властивостей зубощелепних конструкцій і ортопедичних матеріалів. Застосування загальних фізико-математичних принципів до вирішення медичних проблем, вимагає додаткових досліджень з формалізації та постановці завдань по вибору і узагальнення математичних методів для імітаційного моделювання фізико-механічних процесів для кісткових структур щелепно-лицьової області людини та в стоматологічних конструкціях.

Метою досліджень являється встановлення закономірностей напружено-деформованого стану литих штифтових конструкцій зубних протезів та розробка рекомендацій з їх проектування при використанні нових типів матеріалів для надійного з'єднання неоднорідних структур біологічного та штучного походження.

Важливий фактор, який необхідно враховувати при імітаційному моделюванні напружено-деформованого стану об'єктів з біологічними матеріалами при функціональних навантаженнях, це складність як самого об'єкта моделювання, - багатшарової неоднорідної структури зуба з різними біомеханічними характеристиками і типами деформування, що залежать від біологічних процесів в живому організмі, так і суттєва мала вивченість, в порівнянні з металами, основних біомеханічних характеристик кісткових тканин дентину.

Фізична модель задачі дослідження повинна бути орієнтована на вирішення конкретних завдань, описувати типові умови силового навантаження штифтових конструкцій зубних протезів, геометричні та біомеханічні характеристики контактуючих неоднорідних середовищ та когезійної зони для оцінки міцності з'єднання конструкцій кореня зуба та штифта даного типу біомеханічної системи (БС).

Для побудови трьохвимірних імітаційних геометричних моделей біологічних об'єктів різних типових конструкцій премоларів зубів людини з двома коренями, застосовано інформаційні технології автоматизованого проектування та дві методики розрахунків. Перша полягає у використанні CAD-систем Solidworks та CATIA (учбові версії), а друга - спеціалізованого програмного забезпечення Mimics для обробки топографічних даних біологічних структур 3-х коренів зубів, що отримані при рентгенологічному скануванні. Створення геометричної моделі штифтової конструкції відбувається за анатомічними даними кожного типу топографії підготовлених структур коренів зуба і відповідними їм варіантами моделі штифтової конструкції. Тривимірні геометричні моделі 3-х типових БС "штифтова конструкція – корінь зуба" створені в системі SolidWorks, як збірки сполучених неоднорідних тіл.

Для відтворення функціональних навантажень на коронку зуба, визначали амплітуди та просторову орієнтацію вектора зусиль, які в досліджуваних моделях БС відповідали розташуванню головного вектора сил при жуванні їжі. Вважали, що типові функціональні навантаження коронки зуба БС створюють деформації стиску та зсуву волокон коренів зубів.

Модель когезійної зони спраження кореня зуба та штифтової конструкції вибрана у вигляді безтовщинного шару поверхонь спраження БС "корінь зуба – штифтова конструкція", що має задані характеристики міцності. Параметри моделі задаються в неявній формі, в основі якої лежить білінійна модель руйнування матеріалу [1]. Зони руйнування встановлюються за даними розрахунку напружень та деформацій матеріалів на поверхнях спраження контактуючих тіл (рис. 1).

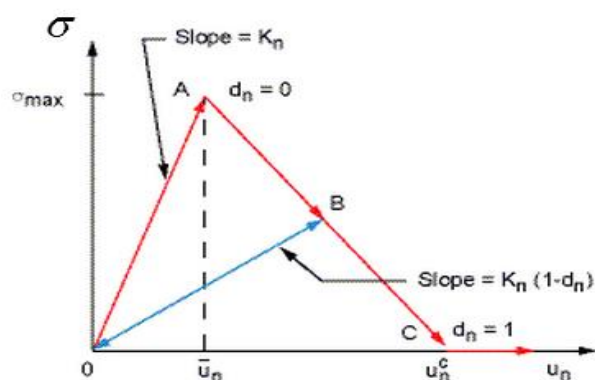


Рис.1. Білінійна модель руйнування когезійної зони сполучених елементів конструкцій біомеханічної системи: "корінь зуба – штифтова конструкція"; σ - нормальні контактні напруження, u - зазор між контактними поверхнями [1]

Розрахункові параметри моделі приведені нижче

$$\sigma_n = K_n U_n (1 - d_n),$$

де σ_n - нормальне контактне напруження; K_n - контактна жорсткість; U_n - проміжок між контактами; $\bar{U}_n$ - проміжок між контактами при максимальному контактному напруженні; U_n^c - проміжок між контактами по завершенню руйнування; d_n - параметр порушення з'єднання.

Параметр, що визначає руйнування когезійного шару моделі БС, приведено у вигляді співвідношення:

$$d_n = \left(\frac{U_n - \bar{U}_n}{U_n} \right) \left(\frac{U_n^c}{U_n^c - \bar{U}_n} \right),$$

При $d_n = 0$ для $\Delta_n \leq 1$ і $0 < d_n \leq 1$ для $\Delta_n > 1$, де $\Delta_n = U_n / \bar{U}_n$.

Для розрахунку характеристик граничного напружено - деформованого стану БС використана програмна система інженерного аналізу ANSYS WB v.12.5, модуль Static Structural. Результати досліджень розподілу напружень та деформацій в БС приведені для структурних елементів типової імітаційної моделі штифтової конструкції зуба при статичному силовому навантаженні його коронки.

Література:

G. Alfano and M.A. Crisfield. "Finite Element Interface Models for the Delamination Analysis of Laminated Composites: Mechanical and Computational Issues". International Journal for Numerical Methods in Engineering. Vol. 50. 1701-1736. 2001

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БІОМЕХАНІКИ ПЕРЕДНЬОЇ ЧЕРЕВНОЇ СТІНКИ ЛЮДИНИ З ІМПЛАНТАТАМИ

Відновлення пошкоджених тканин передньої черевної стінки (ЧС) людини, внаслідок ушкодження (розривів біологічних тканин апоневрозу з утворенням грижі) є доволі актуальною проблемою хірургії черевної порожнини. Одним з методів лікування ЧС, є застосування імплантатів у вигляді полімерних сітчастих плівок для відновлення функціональних властивостей ушкоджених тканин частини апоневрозу, які разом з іншими структурними елементами ЧС забезпечують можливість витримувати внутрішньо черевний тиск людини в нормі $p < 12$ мм рт.ст та при патологіях $p \geq 12$ мм рт. ст, що ранжований за даними міжнародної організації WSACS [1] 4-ма інтервалами (1-й – 12...15 мм рт. ст; 2-й. – 16...20 мм рт. ст.; 3-й. – 21...25 мм рт. ст; 4-й - > 25 мм рт. ст.). Сітчасті плівки вироблені із синтетичних біоінертних матеріалів, який з часом розчіплюються в організмі людини, а функції необхідної пружної еластичності, які вони виконували, переходять до відновлених тканин апоневрозу. Прикладами таких матеріалів є: есфіл стандарт, пролен, ультрапро, укрмедтех та інші. В залежності від місця ушкодження тканин апоневрозу ЧС, існують відповідні конструктивно-технологічні варіанти накладення сітчастого імплантата, які представлені на рис. 1.

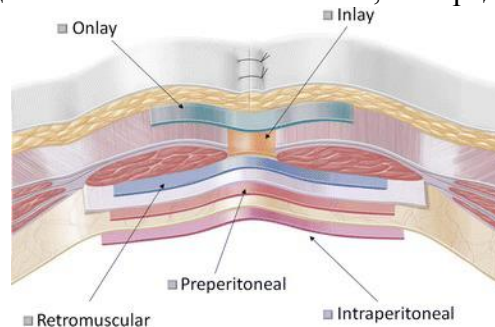


Рис. 1. Види розташування імплантатів у тканинах ЧС (*Onlay* - на поверхні м'язів, *Inlay* - між м'язів, *Retromuscular* - по за м'язів, *Preperitoneal* - перед брюшиною, *Intraperitoneal* - поза брюшиною)

Мета дослідження. В залежності від виду дефекту ЧС, його розмірів, локалізації, способу пластики передньої черевної стінки (вид закриття дефекту) та типу сітчастого імплантату, дослідити: - лінійні і кутові переміщення м'язів передньої черевної стінки, ступінь їх деформації в залежності від напруження (натягу) та часу; - зміну жорсткості тканин ЧС після виконання алопластики (застосування різновидів сітчастих імплантатів).

Результати досліджень. Фізична модель задачі орієнтована на вирішення конкретних завдань дослідження напружено-деформованого стану (НДС) біомеханічної системи (БС) і оцінки жорсткості та міцності тканин її структурних елементів після відновлення функціональних характеристик ЧС для типових умов її силового навантаження.

Важливий фактор, який необхідно враховувати при імітаційному моделюванні НДС об'єктів з біологічними матеріалами при функціональних навантаженнях, це біомеханічна складність як самого об'єкта моделювання, багатошарової неоднорідної структури ЧС з різними біомеханічними характеристиками і типами деформування, що залежать від біологічного стану тканин в живому організмі, так і суттєва мала

вивченість, в порівнянні з металами основних біомеханічних характеристик тканин ЧС людини.

Для побудови двовимірних імітаційних геометричних моделей біологічних об'єктів ЧС, застосовано інформаційні технології автоматизованого проектування, які полягають у використанні САД-систем геометричного моделювання. Створення геометричної моделі передньої черевної стінки відбувається за анатомічними даними кожного типу біологічних тканин, згідно даних медичних посібників. Двовимірні імітаційні геометричні моделі 3-х типових біомеханічних систем "імплантат – апоневроз" створено в системі Ansys WB v.12.5.

Типові функціональні навантаження БС створюють значні деформації тканин ЧС. Для відтворення функціональних навантажень БС (внутрішньо черевний тиск), використовувалась модель розподіленого статичного навантаження, що прикладене до внутрішньої стінки черевної порожнини.

Розрахункова модель НДС ЧС людини в нормі розглядалася як багатошарова м'яка оболонка, на прикладі [2]. Перший шар - шкіра: товщина $h_1 = 5$ мм з модулем пружності $E_1 = 0.932$ МПа, другий - підшкірний жировий прошарок: товщина $h_2 = 5$ мм з модулем пружності $E_2 = 0.1$ МПа, третій шар - м'язово-апоневротичний: товщина апоневрозу $h_3 = 6 - 18$ мм з модулем пружності $E_3 = 744.4$ МПа, товщина прямого м'язу $h_4 = 14$ мм з модулем пружності $E_4 = 0.073$ МПа, четвертий шар - брюшина: товщина $h_1 = 1$ мм з модулем пружності $E_1 = 0.932$ МПа. Коефіцієнт Пуассон, для всіх шарів, прийнято однаковий і рівний $\nu = 0.49$. Жорсткість шарів ЧС визначена в наступних частках: перший шар - 20%, другий шар - 3%, третій шар - 70% і четвертий шар - 7%.

В чисельних експериментах по визначенню характеристик граничного НДС ЧС використана система інженерного аналізу ANSYS WB v.12.5, модуль Static Structural. Результати досліджень розподілу напружень та деформацій в БС приведені для структурних елементів імітаційної моделі БС ЧС в нормі та з імплантатами ушкоджених тканин при статичному силовому навантаженні внутрішньої стінки.

Література:

1. Панова Н.Г., Онегин М.А. Влияние измерения внутрибрюшного давления на прогнозирование течения заболевания у больных с острой кишечной непроходимостью // Фундаментальные исследования. – 2007. – № 10. – С.120-121.

2. Кузин А.А., Кузин Р.А., Хакимов А.Г. Моделирование напряженно-деформированного состояния грыжи // Математическая биология и биоинформатика. – 2008. – Том 3, №2. – С.79-84.

УДК 519.6

Добронравов О.А., студ.; Рудаков К.М., д.т.н., проф.

ПРО ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ З ПКМ В ТРИВИМІРНИЙ КОНТАКТНИЙ ПОСТАНОВЦІ

Як відомо, основними видами з'єднань, що використовуються в авіації є болтові та заклепкові. Втім, поширення використання композиційних матеріалів створює ряд проблем, наприклад, відсутність універсального методичного апарату для вирішення проблем визначення НДС болтових з'єднань з ПКМ, оцінки їх втомної міцності та довговічності.

З іншого боку, на сьогоднішній момент, важливою проблемою у виробництві в будь якій галузі є можливість мінімізації витрат. Тому важливим варіантом вирішення цієї проблеми для машинобудівної та авіакосмічної галузі є тривимірне скінченно-елементне моделювання, яке дозволяє значно зменшити кількість розрахункових експериментів без зниження точності отриманих результатів. Втім розвиток технологій на сьогоднішній день дозволяє легко вирішувати такі задачі за допомогою PLM (Product Lifecycle Manufacturing) технологій в таких програмних комплексах, як Femap, Ansys, Abaqus та ін.

На даний момент, існує велика кількість публікацій експериментальних та теоретичних досліджень болтових з'єднань з полімерними композиційними матеріалами. Втім, кожна з них розглядає вплив від кожного з конструктивно-технологічних факторів окремо. Саме це породжує необхідність створення універсальних рекомендацій, щодо визначення напружено деформованого стану, оцінки втомної міцності та довговічності на етапі проектування болтових з'єднань з ПКМ з урахуванням будь-якого (або декількох) конструктивно-технологічного фактора.

Важливо також взяти до уваги те, що використання сучасних програмних комплексів дозволяють розглядати:

- з'єднання, до яких входять кілька елементів пластин, болтів, гайок, шайб з різних матеріалів, зазвичай з ПКМ, титанового та/або алюмінієвого сплавів, іноді – сталі;
- циклічне повторення геометрії, так звану циклічну симетрію;
- контактний, з тертям, характер взаємодії між окремими елементами з'єднання;
- наявність затяжки пакета (зумовлену моментом на ключі);
- наявність відхилень отворів від номінальних розмірів, обумовлених в технічній документації;
- використання пошарового моделювання композитів.

Тому, на основі існуючих методів та публікацій було побудовано тривимірні контактні скінченно-елементні моделі одно-, та двозрізних болтових з'єднань з урахуванням таких конструктивно-технологічних факторів, як вид елемента кріплення, характер посадки, точність отвору під елемент кріплення, кількість та напрям шарів в композиті і т.д.

В результаті розрахунків було отримано такі висновки:

- в зрізних болтових з'єднаннях зазори виникають навіть при наявності попереднього, але незначного натягу, що викликано згином з видовженням болта під дією на з'єднання силових навантажень.
- в болтах на напруження від згину та зрізу накладаються контактні напруження, що виникають в зонах контакту бічної поверхні болта з кромками отворів. Ці напруження зумовлюють виникнення в дотичних напруженнях локальних підповерхневих сплесків.
- пошарове моделювання ПКМ дозволяє виявити більш реалістичну картину розподілу напружень в пластині в зоні отвору (плавний характер змінився на стрибкоподібний).

Тому, доцільним буде створення рекомендацій для визначення НДС, оцінки втомної міцності та довговічності болтових з'єднань з ПКМ на етапі проектування з урахуванням впливу одного або декількох конструктивно-технологічних факторів, а також створення скінченно-елементних контактних тривимірних моделей.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕНОСУ ТЕПЛА В ТРУБАХ В ПРОЦЕСІ ПЕРЕМІШУВАННЯ ДВОХ ТУРБУЛЕНТНИХ ПОТОКІВ

Ціль роботи – знайти розподіл температур в трубах при перемішуванні двох турбулентних потоків для апробації методики, що буде використовуватись в процесі визначення НДС патрубкової зони оболонки реактора ВВЕР-1000 з постульованою тріщиною.

Задача полягає в визначенні розподілу температур внаслідок переносу тепла при турбулентному змішуванні холодного потоку, що тече через згин труби зі швидкістю 0,4 м/с з рівнем турбулентності 5% та теплішого потоку, що тече через врізаний в згин труби патрубок меншого діаметру. Швидкість другого потоку 1,2 м/с та рівень турбулентності 5%. Задачу було розв'язано за допомогою скінчено-елементного комплексу Fluent, що є частиною програмного пакету Ansys Workbench. Розроблена методика розрахунку переносу тепла в турбулентних потоках може бути екстрапольована на весь клас схожих задач. Зокрема, з її використанням будуть проводитися розрахунки розподілу температур в зоні патрубків оболонки реактора ВВЕР-1000.

Для розв'язку такого класу задач перш за все необхідно визначитися з моделлю турбулентності, яка буде власне описувати всі явища, пов'язані з турбулентними потоками. Було проведено ряд дослідних розрахунків на одній і тій самій задачі з використанням різних моделей турбулентності. Було встановлено, що турбулентна модель $k-\varepsilon$ дає найшвидшу збіжність розв'язків з відносною похибкою турбулентної кінетичної енергії: $\Delta k \leq 0.1\%$. Для описання турбулентних величин в $k-\varepsilon$ моделі використовується система з двох нелінійних дифузійних рівнянь – для масової густини турбулентної енергії k та швидкості дисипації турбулентної енергії ε :

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{2}{3} k \frac{d\rho}{dt} - \rho \varepsilon + \rho (G_s + G_b) + \text{div} \left(\frac{v_T}{Pr_k} \rho \nabla k \right); \quad (1)$$

$$\rho \frac{d\varepsilon}{dt} = C_{s3} \varepsilon \frac{d\rho}{dt} - C_{s2} \rho \frac{s^2}{k} + \rho \frac{s}{k} (C_{s1} G_s + C_{s0} G_b) + \text{div} \left(\frac{v_T}{Pr_k} \rho \nabla \varepsilon \right), \quad (2)$$

де ρ – густина, k – кінетична енергія турбулентності, ε – швидкість дисипації кінетичної енергії турбулентності, v_T – турбулентна швидкість, P – тиск, G_s – генераційний член турбулентності зсуву, G_b – генераційний член гравітаційної турбулентності.

Загалом, $k-\varepsilon$ модель найбільш широко використовується для описання турбулентних процесів зсуву у нестискуваних рідинах, одною з яких є розглядувана вода, хоча для більш складних турбулентних процесів застосовують моделі другого рівня замикавання. Для розглядуваного процесу, точність моделі достатня.

Другим етапом запропонованої методики було введення уточнення сітки в процесі розв'язку. Оскільки задача розв'язується ітераційно, то проміжні розв'язки були використані для визначення місць недостатньої якості скінчено-елементної сітки. На відміну від задач механіки твердого деформівного тіла, задачі термодинаміки та гідромеханіки можуть бути значно більш "чутливими" до неякісної сітки. Тому, завдяки можливостям комплексу Fluent було розроблено методику уточнення та

покращення сітки в зонах з великим градієнтом температур з метою отримання більш детального їх розподілу. Важливість уточненого розподілу температур по поверхні матеріалу труби важко переоцінити при розв'язку задачі про крихку міцність патрубкової зони реактора з постульованою тріщиною.

Уточнений розподіл температур в усталеному потоці на площині симетрії згину труби представлено на рис.1. На рис. 2 зображено графіки розподілу температур по точкам вздовж осі згину труби від базового розв'язку та кожного наступного уточнення.

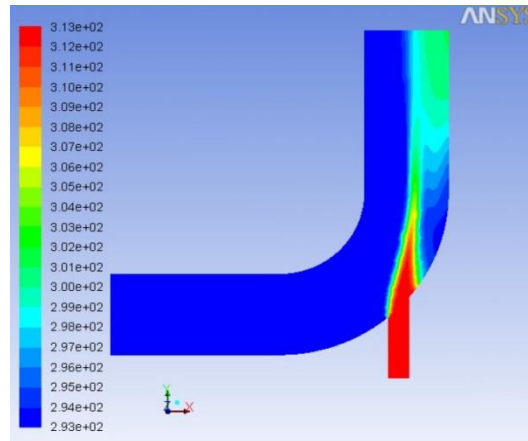


Рис.1 Ізосмуги розподілу температур

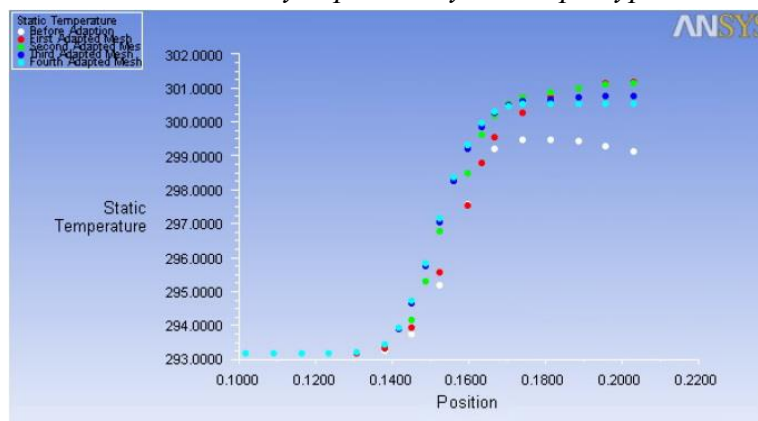


Рис.2 Графіки розподілу температур вздовж осі згину від різних сіток

Висновки:

1. Запропонована методика аналізу процесів переносу тепла в турбулентних потоках з використанням $k - \varepsilon$ моделі турбулентності показала себе дуже ефективною з точки зору точності та збіжності результатів.
2. Запропоноване послідовне покращення сітки в процесі розв'язування задачі значно підвищує точність отриманих результатів, особливо в зонах з великим градієнтом температур, не призводячи до значного збільшення часу розрахунку.

Література:

1. B. Mohammadi, O. Pironneau. Analysis of the K-Epsilon turbulence model. M. John Wiley & Sons, 1994.
2. М. Авраменко. О k-ε модели турбулентности. ВНИИ технической физики им. акад. Е.И. Забабахина.
3. Ansys Fluent User Help.
4. <http://www.ansys.com/Resource+Library?type=Demo> – Ansys recourse library.
5. Ansys customer portal.

ВИЗНАЧЕННЯ ПРУЖНИХ КОНСТАНТ МАТЕРІАЛУ ДИНАМІЧНИМ МЕТОДОМ В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД НАКОПИЧЕННЯ ДЕФОРМАЦІЇ

Для визначення характеристик пружності та непружності матеріалів широкого розповсюдження отримали резонансні методи. Використання даних методів при випробуванні матеріалів з низькою та середньою демпфуючою здатністю дозволяють отримувати придатні експериментальні дані.

Мета даної роботи була в наступному визначити резонансним методом деградацію модуля пружності в залежності від виду деформації

В даний час для визначення характеристик пружності і коефіцієнту внутрішнього тертя матеріалів застосовуються два різних резонансних методи випробувань [1, 2]. Для одного методу характерно використання постійної температури зразка і змінної частоти збудження в ньому коливань, для іншого, навпаки, змінної температури і постійної частоти коливань. Другий метод порівняно з першим має деякі переваги, одне з яких полягає в тому, що резонансна крива симетрична незалежно від коефіцієнта внутрішнього тертя матеріалу, тобто власна частота коливань зразка, що входить до співвідношення для розрахунку характеристик пружності, точно відповідає частоті його коливань при максимальній амплітуді, яка пропорційна зворотній величині коефіцієнта внутрішнього тертя (добротності) матеріалу. Реалізація розробленого методу дозволить повисіть точність одержуваних експериментальних даних, особливо для матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

На наведена блок-схема (рис. 1) автоматизованої установки. Випробуваний зразок 1 із збудником коливань 3 приймачі 2. На збудник коливань подається напруга від генератора 6, зовнішній фільтр 5, що обмежує спектр білого шуму частотами, підсилювач 4, 7 осцилограф.

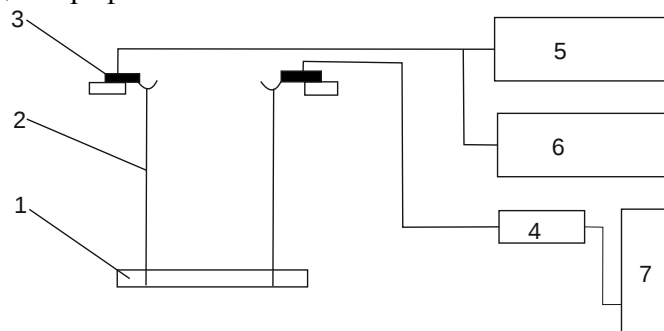


Рис. 1. Блок-схема установки

Формула для розрахунку модуля пружності E (ГПа) в випадку випробування циліндричних зразків при згинних коливань має вигляд:

$$E = 1.2619 \rho f^2 \frac{l^4}{d^2}$$

де E – модуль Юнга, ρ – питома вага, f – резонансна частота, d – діаметр зразка, l – довжина зразка. В даній роботі використовували циліндричні зразки з довжиною 120мм та діаметром 8мм.

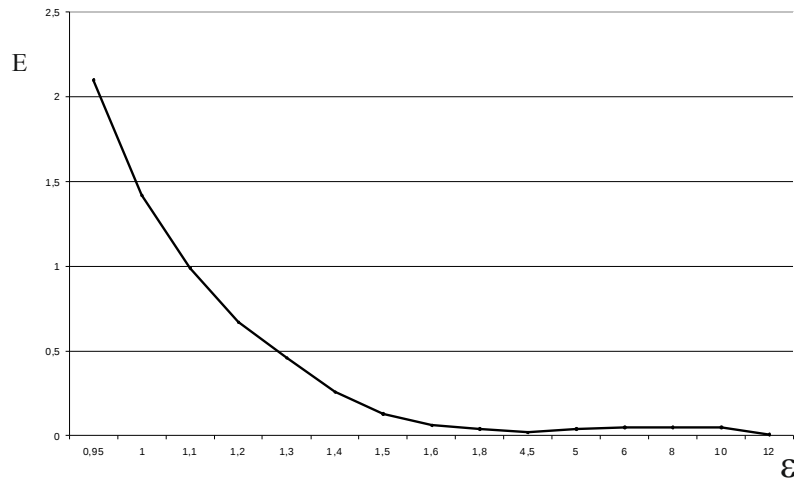


Рис. 2. Залежність модуля пружності від деформації

На графіку (рис. 2) представлена залежність модуля пружності та накопичення деформації. Як видно в результаті накопичення деформації іде зміна модуля пружності, який поступово падає. Так як пошкоджуваність змінюється в залежності від деформації, то очевидно що модуль пружності теж залежить від рівня накопичення пошкоджуваності. Резонансний метод більш чутливий до визначення пружних констант матеріалу.

Література:

1. *Войтенко А. Ф., Новиков Н. В.* Способ определения характеристик упругости и неупругости материалов при непрерывном понижении температуры // Проблемы прочности. – 1969. – №5. – С.25-26.
2. *Войтенко А. Ф.* Стандартизация испытаний на определение характеристик упругости металлов при низких и повышенных температурах / АН УССР. Ин-т пробл. прочности. – Препр. – Киев, 1990. – 36 с.

УДК 539.4

Пітцик Т.Є., студ., Тимошенко О.В., к.т.н., Коваль В.В., асис.

ВПЛИВ РЕЖИМУ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ МАЛОЦИКЛОВІЙ ВТОМІ НА КІНЕТИКУ НАКОПИЧЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ ДЛЯ МАТЕРІАЛУ Д16ЧТ

Як відомо, більшість відповідальних елементів конструкцій знаходяться в умовах складного циклічного термосилового навантаження, що супроводжується накопиченням мікродофектів, яке призводить до подальшого руйнування внаслідок появи макротріщини. Виходячи з цього, проблема дослідження кінетики накопичення пошкоджень, для випадку навантаження відмінного від простого, є актуальною задачею, оскільки вирішення її дасть змогу більш точно визначати залишковий ресурс конструкції.

У даній роботі були розглянуті знакопостійні режими циклічного навантаження для матеріалу Д16ЧТ з часом витримки при максимальному значенні зусилля $t=0$ с та $t=30$ с (м'який режим). Параметр пошкоджуваності був оцінений за допомогою залежності:

$$D = 1 - \sqrt{\frac{E}{E_0}}$$

де D – пошкоджуваність матеріалу, E – поточний модуль Юнга при розвантаженні, E_0 – початковий модуль Юнга.

В результаті проведення випробувань були побудовані криві малоциклової втоми (рис.1) для кожного режиму навантаження та криві накопичення пошкоджень в залежності від кількості циклів, рівня та режиму навантаження. Як видно з рис.1 збільшення часу витримки призводить до зменшення довговічності матеріалу.

На рис. 2 наведені експериментальні криві пошкоджуваності для рівня напружень $\sigma_{\max} = 410$ МПа. Отримані криві мають нелінійний характер, причому рівень пошкоджуваності для циклічного навантаження з часом витримки $t=30$ с (крива 2) значно вищий, порівняно з даними, отриманими для рівня витримки $t=0$ с (крива 1).

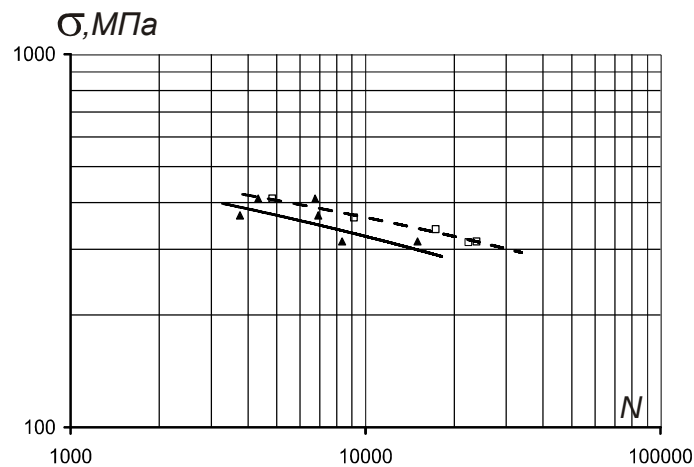


Рис. 1. Криві втоми

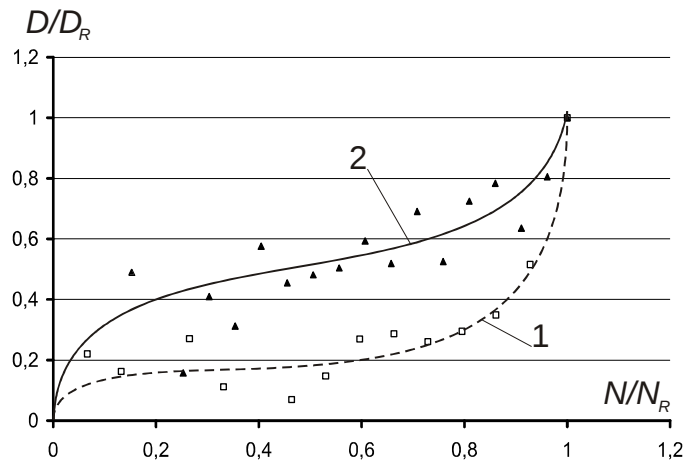


Рис. 2. Криві кінетики накопичення пошкоджуваності у відносних величинах

Висновок: отримані експериментальні криві, що характеризують кінетику накопичення пошкоджень, які разом з використанням підходу ефективних напружень можуть бути використані при оцінці ресурсу елементів конструкцій. Продemonстровано вплив режиму навантаження на кінетику накопичення пошкоджень та довговічність.

КІНЕТИКА НАКОПИЧЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ МЕТАЛІЧНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ КРУЧЕННІ

Аналіз напружено-деформованого стану найбільш навантажених елементів конструкцій є одним з обов'язкових кроків при розрахунках на міцність до якого постійно підвищуються вимоги щодо точності та достовірності отриманих результатів. Це створює необхідне підґрунтя для модернізації та вдосконалення існуючих інженерних підходів. На сьогоднішній день відомо, що введення в розрахункові рівняння параметру пошкоджуваності дає змогу знизити рівень похибки при визначенні критичного стану конструкції в цілому.

На сьогоднішній день однією з основних проблем рухомого складу залізничного транспорту є продовження терміну експлуатації пасажирських вагонів з терміном експлуатації понад 30 років. Використання в складних умовах експлуатації (природні фактори, збільшення швидкості руху і т.п.) веде до передчасного руйнування відповідальних елементів конструкцій, одним з яких є вал генератора пасажирського вагону, який виготовляється зі сталі 34ХМ. Аналіз стану матеріалу після напрацювання, його діагностика та своєчасне виявлення дефектів дозволяє робити уточнений розрахунок НДС.

В даній роботі розглядається напружено-деформований стан, що виникає при чистому крученні валу генератора. Параметр пошкоджуваності було визначено за

$$D = \frac{|\Delta\rho|}{\rho_0}$$

допомогою наступних залежностей: ρ_0 , де $\Delta\rho$ - зміна поточного значення

питомого електроопору, ρ_0 - початковий електроопір зразка та $D = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{G}}{G_0}}$, де G_0 - початковий модуль пружності; $\tilde{G}$ - модуль пружності при розвантаженні. Для аналітичного розрахунку параметру пошкоджуваності було застосовано феноменологічну модель, яка базується на енергетичному підході:

$$D = \left(\frac{A^2}{2GB} R \right)^b \frac{1}{2mb+1} \left[(\gamma^{(p)})^{2mb+1} - (\gamma_0^{(p)})^{2mb+1} \right] \quad (1)$$

де A , B , χ , m , b – параметри матеріалу, що визначаються з простого експерименту на кручення, R – функція впливу виду напруженого стану, $\gamma^{(p)}$ – поточне значення пластичної складової кута зсуву, $\gamma_0^{(p)}$ – граничне значення пластичної складової кута зсуву.

При розрахунках було прийнято, що параметр $\chi = 1$, а значення граничного значення $\gamma_0^{(p)}$ дорівнює нулю. Параметри моделі, розраховані за результатами трьох експериментів, наведені у табл. 1.

Таблиця 1. Параметри моделі

G, МПа	A	m	B	b
56213	629,83	0,0721	0,0835	-1,01

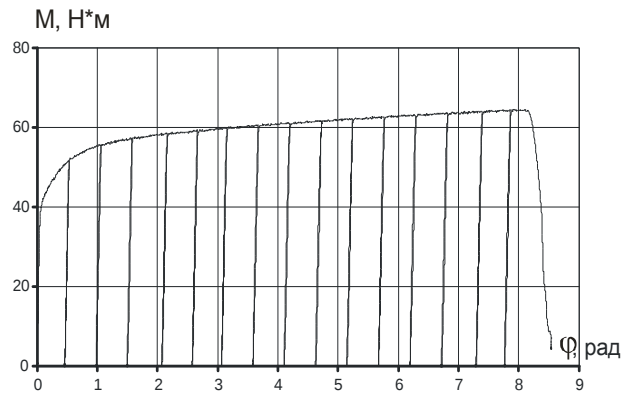


Рис. 1. Графік деформування при закручуванні з ділянками розвантаження

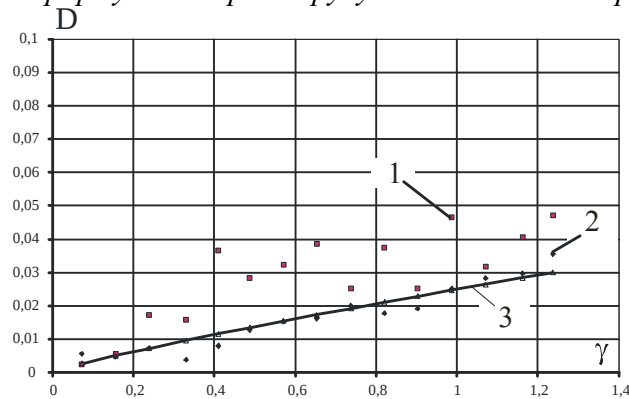


Рис. 2. Графік залежності пошкоджуваності (знайдені точки різними шляхами:
 1 – через зміну модуля пружності при крученні;
 2 – через зміну питомого електроопору;
 3 – аналітичний розрахунок) від відносного кута закручування

Як видно з результатів аналітична залежність (1) задовільно описує результати (рис. 2 крива 3), отримані за допомогою виміру пошкоджуваності методом заміру питомого електроопору (рис. 2 точки 2), при цьому дані, отримані з використанням модуля пружності (рис. 2 точки 1) дають завищене, порівняно з розрахунковим, значення пошкоджуваності. Окрім цього, як видно з експериментальних залежностей, зміна пошкоджуваності при чистому крученні має майже лінійний характер.

УДК 539.4

Цибенко А. Г., студ., Тимошенко О.В., к.т.н., Коваль В.В., асис.

МЕТОД ОЦІНКИ ПОШКОДЖУВАНOSTІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ПРИ ПРОСТОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Сучасні інженерні розрахунки на міцність при оцінці напружено-деформованого стану у небезпечній точці конструкції здебільшого використовують умовну діаграму деформування, що будується без врахування такого явища, як експлуатаційна пошкоджуваність металу. Це призводить до збільшення витрат на виготовлення продукції. Для уточнення розрахунків рекомендується використовувати підхід ефективних напружень, який базується на побудові ефективної діаграми деформування.

Основою підходу ефективних напружень є використання параметра пошкоджуваності при навантаженні (деформуванні) елемента конструкції. В рамках представленої роботи даний параметр, у першому наближенні, запропоновано вибрати у вигляді скаляру.

Для оцінки ступеня пошкоджуваності, в залежності від рівня деформування, було застосовано підхід, за яким пошкоджуваність визначається за рівнем деградації фізико-механічних характеристик матеріалу. При цьому необхідною вимогою є простота визначення фізико-механічної характеристики. В даній роботі у якості такого параметру запропоновано використати зміну коефіцієнта Пуассона на ділянках розвантаження (рис. 1). Таким чином, пошкоджуваність визначатиметься за формулою:

$$D = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{\mu}}{\mu_0}} \quad (1)$$

де $\tilde{\mu}$ – поточний коефіцієнт Пуассона при розвантаженні, μ_0 – початковий коефіцієнт Пуассона. Величини пошкоджуваності, отримані формулою (1) були порівняні з величинами розрахованими за допомогою залежності (2), що враховує зміну модуля пружності першого роду, яка базується на енергетичному підході:

$$D = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E_0}} \quad (2)$$

де E – поточний модуль Юнга при розвантаженні, E_0 – початковий модуль Юнга.

Графіки порівняння розрахунків пошкоджуваності за формулами (1) та (2) наведені на рис.2. Як видно з даного рисунку, результати отримані за цими двома залежностями майже збігаються, зокрема похибка на рівні максимального значення пошкоджуваності, яке використовується при розрахунках на міцність, становить 8%.

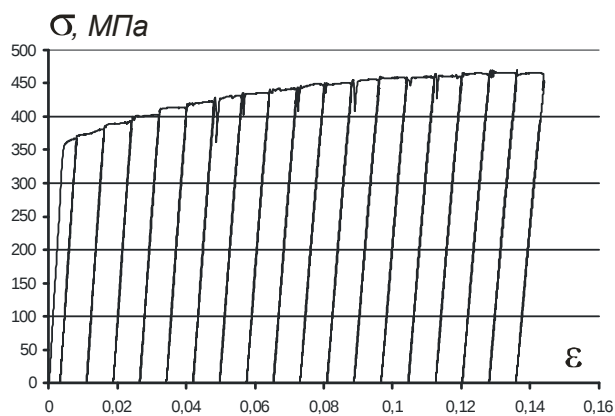


Рис. 1. Діаграма деформування з ділянками розвантаження

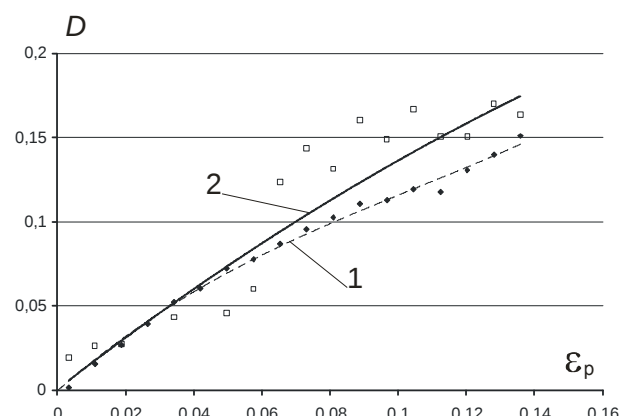


Рис. 2. Криві кінетики накопичення пошкоджуваності від рівня пластичної деформації

Висновок: за результатами експериментів побудовані та порівняні криві накопичення пошкоджень в залежності від рівня пластичної деформації. Запропоновано новий метод визначення параметру пошкоджуваності як скалярної величини.

МОДЕЛЮВАННЯ СКЛОПЛАСТИКОВОЇ АРМАТУРИ ПРИ ВИПРОБУВАННІ НА РОЗТЯГ

Останнім часом в будівництві широкого поширення набувають різного роду композитні матеріали. Одним з нових матеріалів стала склопластиковою арматура (АСП). І як кожен новий виріб вона потребує розробки нових методів випробувань. Адже як кожен композит вона має свою специфіку і свої проблеми при проведенні випробувань. Однією з таких проблем є те, що стандартні захвати руйнують зразок, або ж він вискакує з захвата. Тому для вирішення цієї проблеми було запропоновано обмотувати зразок залізною проволокою та зафіксувати його епоксидною смолою. Але це не допомогло вирішити проблему з руйнуванням зразка в захватах. Тому для вирішення цієї проблеми було вирішено провести моделювання процесу випробувань в САПР.

Отже завданням даної роботи є проведення віртуальних випробувань склопластикової арматури та надання можливих рекомендацій для уникнення розриву зразків в захватах.

Для проведення випробувань був змодельований такий же зразок як і для натурних випробувань, але в дещо спрощеному вигляді. Була розглянута ділянка арматури, що кріпиться в захваті з намотаною проволокою та смолою. Клиновидні захвати, що використовувались в випробуваннях були змодельовані в неявному вигляді, тобто була прикладена лише сила та в'язь на їх місці (рис. 1).

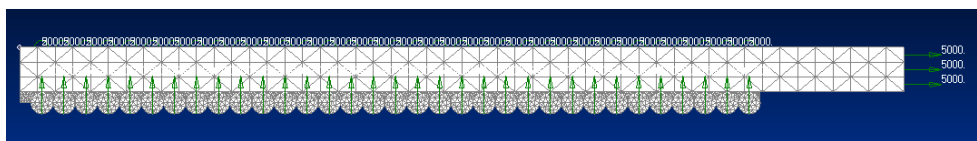


Рис. 1. Модель АСП з намотаною проволокою

Результат моделювання показав, що стальна проволока, яка використовувалась для захисту арматури та її кращої фіксації в захватах стала причиною руйнування арматури в захваті, так як вона врізалася в арматуру і перерізала її несучі волокна (рис. 2).

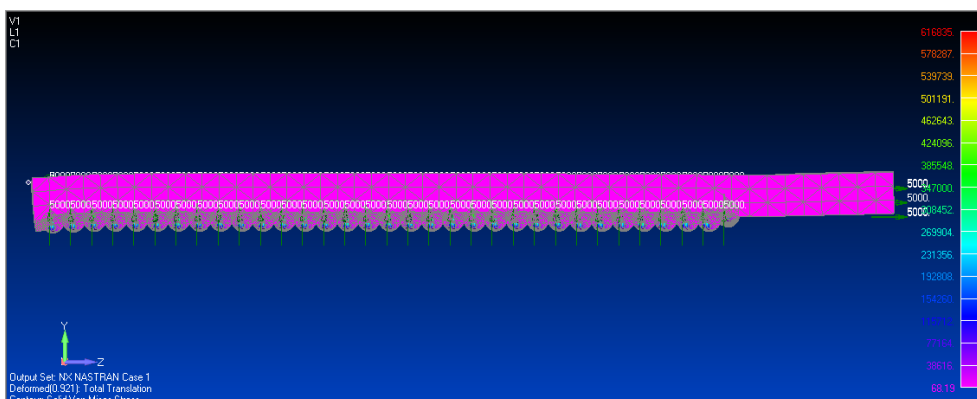


Рис. 2. Результат моделювання випробування АСП з проволокою

Тому для запобігання даного явища було запропоновано вставляти АСП в стальну трубку і заливати її епоксидною смолою. Це мало звести вплив захватів на зразок до мінімуму. Дана модель представлена на рис. 3.

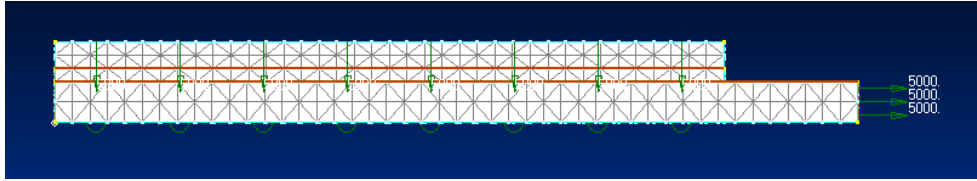


Рис. 3. Модель зразка залитого в трубку

Результати моделювання показали, що схема з заливкою арматури в трубці являється кращою, так як при однаковому зусиллі деформації майже відсутні (рис. 4).

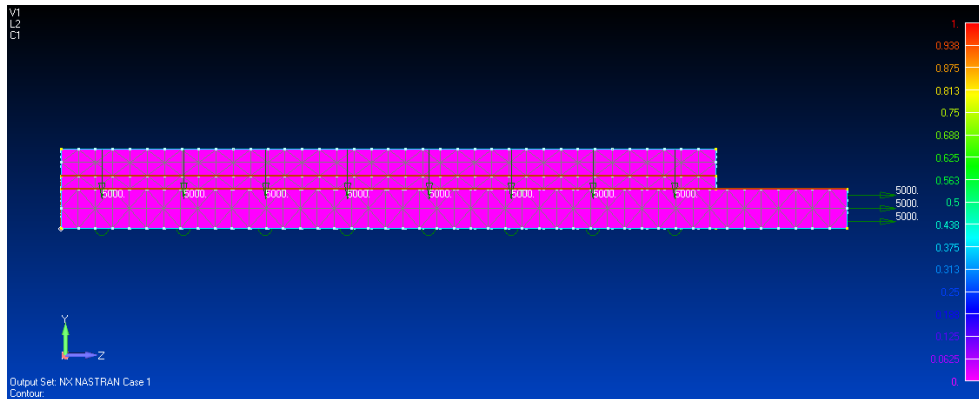


Рис. 4. Результат моделювання випробування АСП з трубкою

Аналізуючи дані моделі можна зробити висновок, що для проведення випробувань склопластикової арматури на розтяг кращим захистом зони контакту арматури з захватом є заливка її в стальну трубку з фіксацією епоксидною смолою.

Література:

1. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRANforWindows – М: ДМК Пресс, 2003. – 448с, ил.
2. ГОСТ 12004-81. Сталь арматурная. Методы испытания на растяжение.
3. Тарнопольский Ю.М., Кинцис Т.Я. Методы статических испытаний армированных пластиков. Изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Химия, 1981, - 272 с.

УДК 539.3

Лисюк Д.С., студ.; Трубочев С.І., к.т.н., доц.

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ СПІВУДАРІ РОЛИКА РОЛЬГАНГА ІЗ ЗАГОТОВКОЮ

Представлена математична модель, яка описує динамічні процеси в механізмах важких машин, що виникають при співударах суміжних ланок в зв'язку з наявністю зазорів та інших елементів з зоною нечутливості або негладкості кінематичних передатних функцій механічних ланцюгів. Модель побудована з урахуванням змінної структури системи та змінної в процесі руху в залежності від накладених обмежень геометричного або силового характеру. Співудар розглядається як пружний в зоні контакту взаємодіючих тіл, величина реакції знаходиться у відповідності з законом Герца функцією зближення тіл. Враховується характеристика електродвигуна згідно

залежності Клосса. З метою покращення числового інтегрування системи диференціальних рівнянь з розривною правою частиною використовується процедура "згладження". По отриманим результатам розв'язку представлені графіки кінематичних та динамічних змінних у процесі руху.

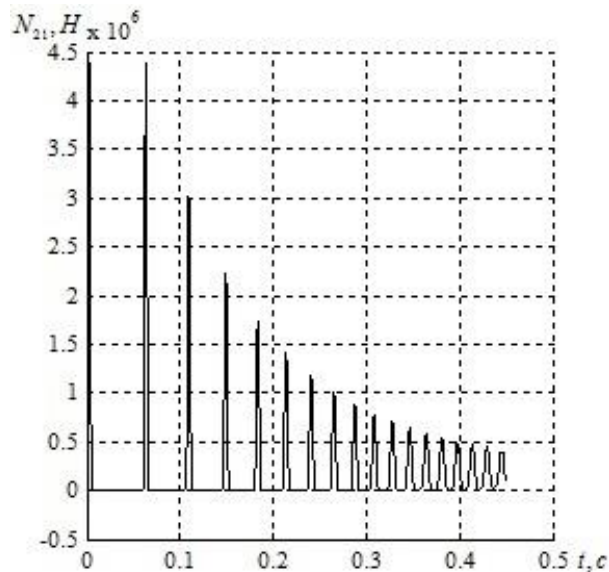


Рис.1. Графік нормальних сил

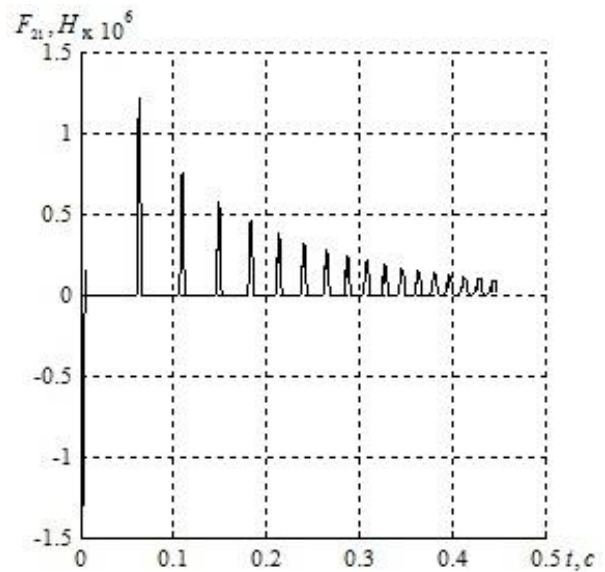


Рис.2. Графік сил тертя між роликом і заготовкою

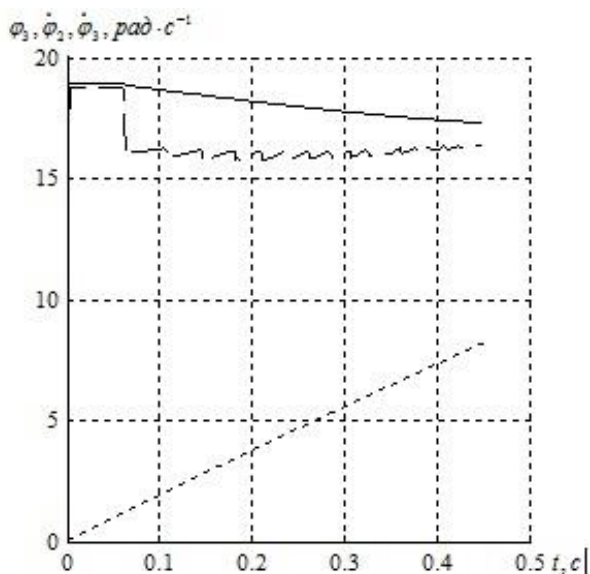


Рис.3 Швидкості та кути обертання ротора і ролика

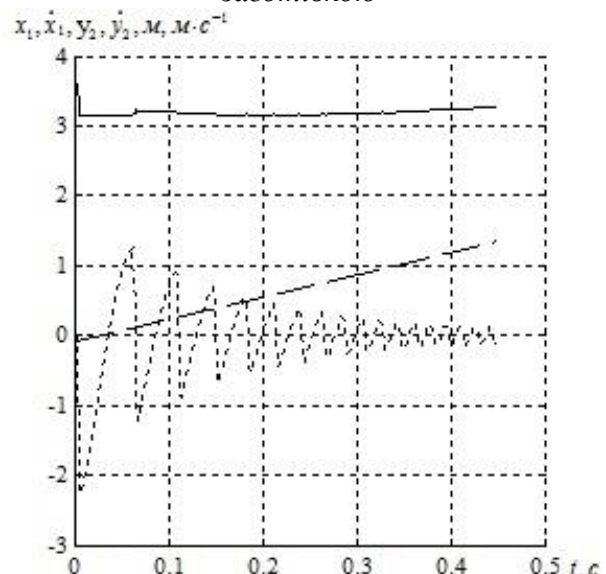


Рис. 4. Швидкості та переміщення заготовки і ролика

З графіку зображеному на рис. 1. видно високу інтенсивність динамічної навантажуваності з розривами геометричних та фрикційних зв'язків. На рис. 2. ми бачимо, що сила тертя змінює знак внаслідок першого співудару ролика із заготовкою. На рис. 3 та рис. 4 можна спостерігати за змінами координат переміщення та швидкостями ролика рольгангу та заготовки, що зумовлені послідовними співударами між ними. Данні розрахунки дають нам змогу підібрати оптимальні значення при проектуванні рольгангу прокатного стана та його роликів.

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПЕРЕДНЬОЇ СТІЙКИ ШАСІ ЛІТАКА

В зв'язку з розвитком авіабудування актуальною являється задача розрахунку напружено-деформованого стану та розв'язок задачі оптимізації передньої стійки шасі літака. Передня опора шасі представляє собою керовану стійку з двома не тормозними колесами. В роботі на основі сучасних чисельних методах був проведений аналіз напружено-деформований стану стійки передньої опори шасі. Це дало можливість виявити концентратори напружень, де виникають втомні тріщини і відбувається руйнування. Розрахунок напружено-деформованого стану стійки було проведено методом скінченних елементів в комплексі програм ANSYS. Скінченно-елементна модель показана на рис. 1. Вхідні данні для розрахунку бралися з експерименту, що проводився за допомогою автоматизованого дослідного стенду.

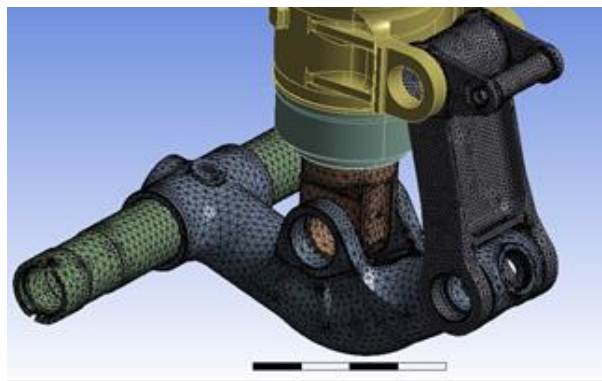


Рис. 1. Скінченно-елементна модель передньої стійки шасі

Еквівалентні напруження визначалися за критерієм Мізеса. Поле напружень приведено на рис. 2.

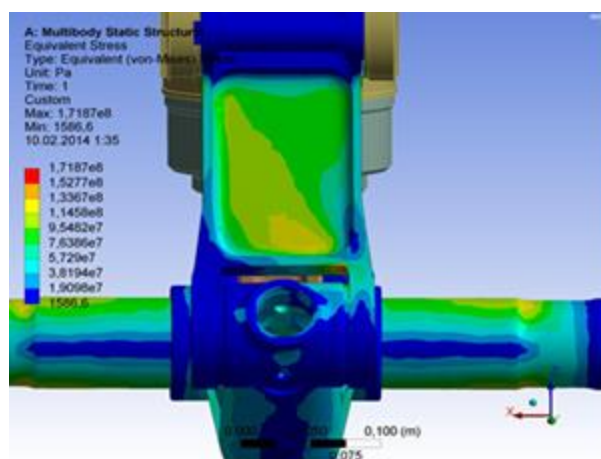


Рис. 2. Еквівалентні напруження за Мізесом

В результаті проведеної роботи було визначене місце можливого руйнування ланки стійки шасі, та зроблена оптимізація геометрії, яка повинна збільшити ресурс роботи конструкції.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЛІНІЙНОСТІ В'ЯЗКОПРУЖНИХ ВЛАСТИВОСЕЙ

Область лінійності в'язкопружних властивостей матеріалів встановлюється експериментально з використанням функцій повзучості і ізохронних діаграм повзучості. Функції повзучості і ізохрони діаграми повзучості будуються на основі серії експериментальних кривих повзучості, отриманих для декількох рівнів напружень при постійній температурі. Функція повзучості $J_k(t)$ визначається за кривими податливості, які будуються для кожного з декількох рівнів напружень. Для функцій повзучості $J_k(t)$ отримуємо:

$$J_k(t) = \frac{\varepsilon(t, \sigma_k)}{\sigma_k} \Rightarrow J_k(t), \quad (1)$$

де $\varepsilon(t, \sigma_k)$ повна деформація, що включає пружну компоненту та компоненту повзучості.

Умова лінійності записується відповідно у вигляді:

$$J(t) = \frac{\varepsilon(t, \sigma_1)}{\sigma_1} = \frac{\varepsilon(t, \sigma_2)}{\sigma_2} = \dots = \frac{\varepsilon(t, \sigma_m)}{\sigma_m}, \quad (2)$$

яке є умовою існування єдиної кривої податливості.

У дійсності, однак, внаслідок статистичної природи механічних властивостей реальних матеріалів, експериментальні криві податливості, побудовані для кожного з напружень згідно (2), будуть розшаровуватися. В цьому випадку судити про збіг функцій повзучості і відповідно про лінійності в'язкопружних властивостей можна тільки з певною похибкою і ймовірністю. Нехай $J(t_i)$ буде справжнє значення функції повзучості в момент часу t_i і дорівнює її генеральному середньому чи математичного сподівання.

$$\bar{J}(t_i) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n J_k(t_i), \quad (3)$$

де $J_k(t_i)$ - значення функції повзучості в момент часу t_i при нарузі σ_k ; n - число кривих піддатливості; i - кількість тимчасових інтервалів розбиття експериментальної кривої повзучості і відповідної кривої податливості. Прийmemo далі, що похибка оцінки єдиної кривої податливості складає δ по відношенню до вибіркового середнього значення $\bar{J}(t_i)$.

$$\bar{J}(t_i) - \delta \bar{J}(t_i) < J(t_i) < \bar{J}(t_i) + \delta \bar{J}(t_i) \quad (4)$$

$S_J(t_i)$ - вибіркoве середнє квадратичне відхилення податливості,

$$S_J(t_i) = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^n (J(t_i) - \bar{J}(t_i))^2}, \quad (6)$$

З спільного вирішення нерівностей (4) і (5) для квантиля статистики $t_{\alpha k}$ отримуємо співвідношення

$$t_{\alpha k} = \frac{\delta \bar{J}(t_i) \sqrt{n}}{S_J(t_i)}, \quad (7)$$

Рівень напружень і часовий інтервал, що задають область лінійного в'язкопружного деформування досліджуваних органічних волокон згідно (1.2), визначалися виходячи з аналізу запозичених експериментальних даних. Вихідні дані у формі первинних кривих повзучості для волокон СВМ, для параполіамідних ниток і для нейлонових волокон FM 10001 і FM 3001. У роботі надалі приймається, що лінійність в'язкопружних властивостей волокон дотримується, якщо максимальна похибка $\delta_{\max}$ не перевищує 10%, все експериментальні криві податливості охоплюються інтервалом, заданим величиною $\delta_{\max}$, а ймовірність попадання генерального середнього $J(t_i)$ до відповідної величині $\delta_{\max}$ інтервал буде не менш 90%.

На рис.1 наведені криві податливості досліджуваних органічних волокон, побудовані на основі первинних кривих повзучості.

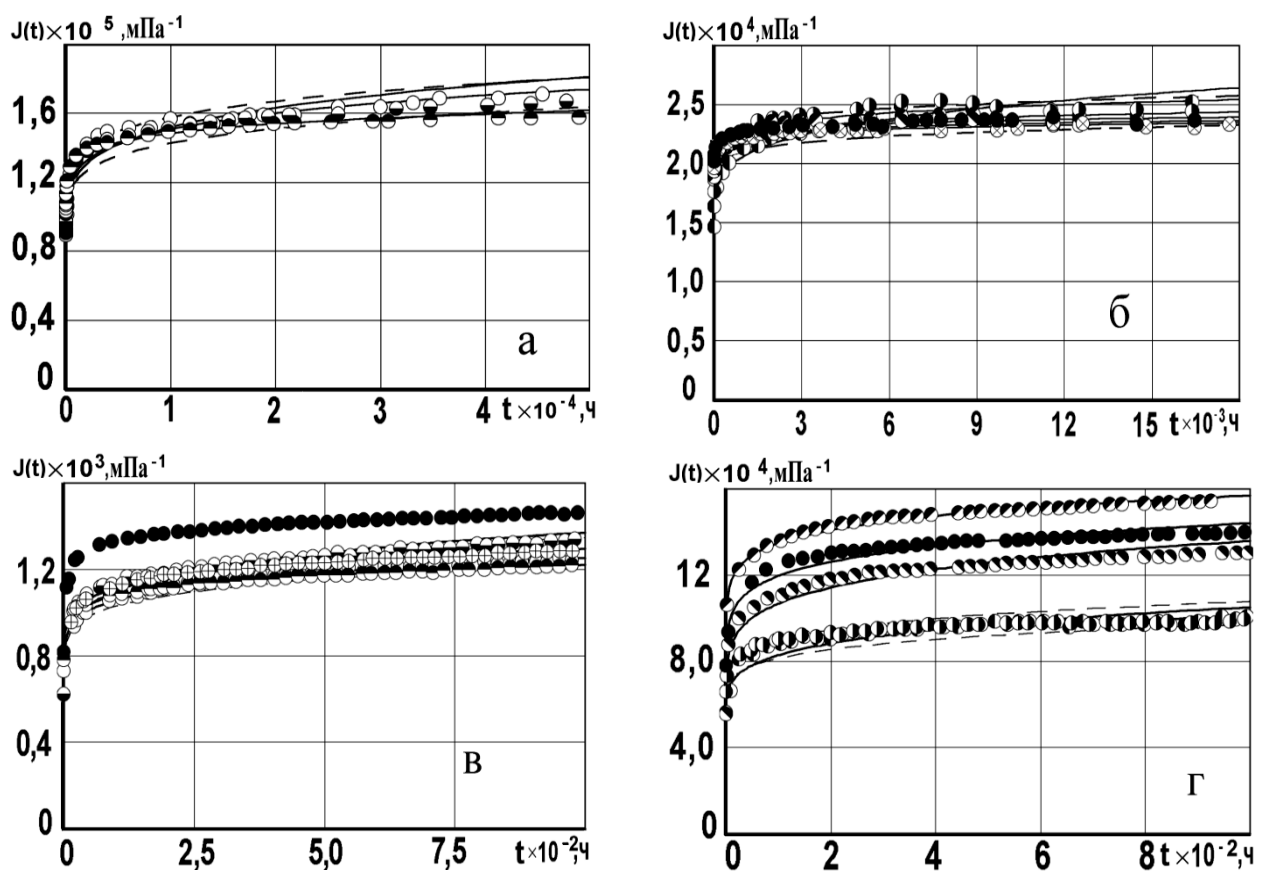


Рис. 1. Криві податливості

Висновок.

З рис.1 видно, що експериментальні криві податливості не групуються у вузький пучок кривих і відповідно ймовірність P потрапляння генерального середнього $J(t_i)$ в інтервали, розраховані за викладеною методикою, для волокон СВМ буде значно нижче допустимих 90%, що також підтверджується при порівняно розрахункового значення квантиля статистики (7) з табличними значеннями.

ЭФФЕКТИВНАЯ ДИАГРАММА ДЕФОРМИРОВАНИЯ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА АМг2

На сегодня удобным для инженерных расчетов является феноменологический подход определения поврежденности в виде кинетических диаграмм поврежденности, который базируется на концепции Л.М. Качанова и Ю.М. Работнова. Конкретизация параметров поврежденности и их учет в системе определяющих уравнений дает возможность существенно повысить достоверность расчета прогнозирования предельных состояний и ресурсных характеристик ответственных элементов конструкций.

Кривая напряжение-деформация в испытаниях на одноосное растяжение может быть получена с некоторой точностью, но, обычно, недостаточной для корректной работы моделей поврежденности. Более точный подход заключается в использование комбинаций эксперимента и анализа полученной кривой напряжение-деформация в области появления и развития шейки при одноосном растяжении пластических металлических материалов.

Для более точного определения напряженно-деформированного состояния элементов конструкций необходимы достоверные данные об истинных напряжениях и кинетической диаграмме накопления рассеянных повреждений. Исходя из этого, в статье рассмотрены методики построения истинной и эффективной кривых деформирования, а также экспериментального определения кинетики поврежденности для алюминиевого сплава АМг2.

Для нахождения эффективного напряжения нам необходимо знать значения истинного напряжения ($\sigma_{ист}$) и значение параметра поврежденности (D):

$$\sigma_{эф} = \frac{\sigma_{ист}}{(1-D)} . \quad (1)$$

Условное напряжение для кривой деформирования (диаграммы деформирования) определяется из зависимости

$$\sigma_{усл} = \frac{P}{F_0} , \quad (2)$$

где P , F_0 - усилие и начальная площадь поперечного сечения, соответственно.

Истинная диаграмма деформирования представляет собой зависимость

$$\sigma_{ист} = \frac{P}{F} , \quad (3)$$

где F - текущая площадь поперечного сечения.

Дюфали был предложен закон изменения площади поперечного сечения в следующем виде:

$$F = F_0 \exp(-\varepsilon^{(p)}) , \quad (4)$$

где $\varepsilon^{(p)}$ - пластическая деформация.

Формула для определения истинного напряжения с учетом уравнения (4) имеет вид:

$$\sigma_{ист} = \frac{P}{F_0 \exp(-\varepsilon^{(p)})} . \quad (5)$$

Существуют различные методы экспериментального определения параметра повреждаемости, одним из самых простых и удобных является измерение деградации модуля упругости. В работе использовались подходы предложенные Чоу

$$D = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E_0}} \quad (6)$$

и Луо к определению параметра поврежденности

$$D = -\frac{1}{2} \ln \frac{\tilde{E}}{E_0}, \quad (7)$$

где $\tilde{E}$, E_0 – текущее и начальное значение модуля упругости соответственно.

По результатам экспериментальных исследований плоских образцов алюминиевого сплава АМг2 были построены кривые поврежденности и деформирования.

Графики зависимости повреждаемости от пластической деформации, представлены на рис.1.

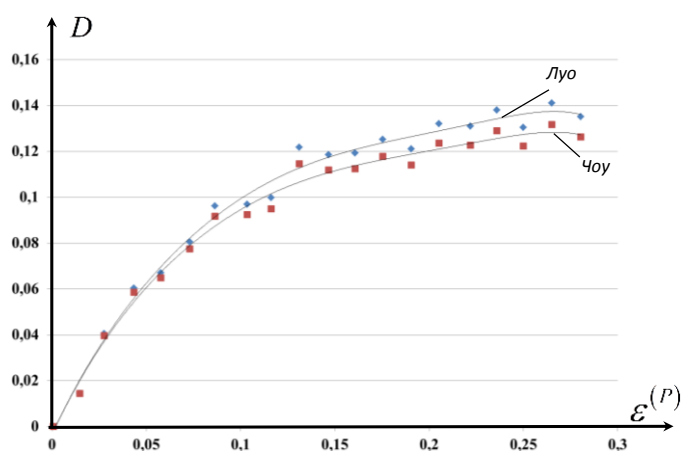


Рис. 1. Кривые поврежденности

На рис. 2 представлены кривые деформирования полученные, соответственно по формулам (2), (3), (1).

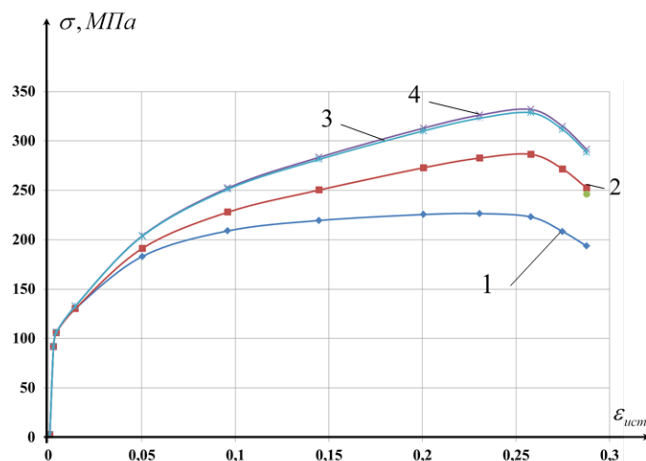


Рис. 2. Кривые деформирования: 1 – условная кривая, 2 – действительная кривая, 3 – эффективная кривая (Чоу), 4 – эффективная кривая (Луо)

Данная методика позволяет более достоверно определить напряжения, которые возникают при одноосном растяжении. Также позволяет построить эффективную кривую деформирования без дополнительного измерительного оборудования.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ДОРНУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОТВОРІВ АВІАЦІЙНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Зміцнення металічних матеріалів шляхом дорнування знайшло широке застосування серед елементів авіабудівних конструкцій. Проте питання впливу залишкових напружень і деформацій на міцність, надійність і довговічність конструкції, у зв'язку зі складністю поставленої задачі, залишається до кінця не вивченим.

Метою роботи є визначення, за допомогою методу скінченних елементів, розподілу залишкових напружень, пластичних деформацій та побудова полів пошкоджуваності під час та після процесу дорнування.

Дослідження проводились на вісесиметричній скінченно-елементній моделі дорнованого отвору в програмному комплексі Abaqus Student Edition, використовувались чотирьохвузлові вісесиметричні елементи з лінійною функцією форми. Під час розрахунку використовувалась умова пластичності Хуберта-Мізеса-Генкі, матеріал конструкції - алюмінієвий сплав Д16ЧТ має ізотропне зміцнення. Діаграму деформування було отримано експериментальним шляхом при одновісному розтязі плоского зразка. Параметр пошкоджуваності визначався через зміну макро-механічних властивостей матеріалу під час пружно-пластичного деформування, а саме через модуль пружності.

Рух дорна вздовж отвору моделювався за допомогою кінематичних граничних умов. Сам дорн моделювався як абсолютно жорстке тіло.

На рис. 1-2 показано розподіл залишкових напружень і деформацій після процесу дорнування. Як видно із рисунків розподіл має нелінійний характер по товщині конструктивного елемента, максимальне накопичення відбувається ближче до місця виходу дорна із отвору (нижня поверхня). На рис.3 наведено розподіл полів пошкоджуваності, поблизу отвору, розподіл пошкоджень є також нелінійний, але більш рівномірний по товщині пластини в порівнянні із рівнем пластичного деформування.

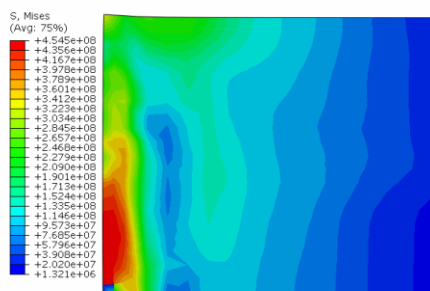


Рис. 1. Розподіл залишкових напружень

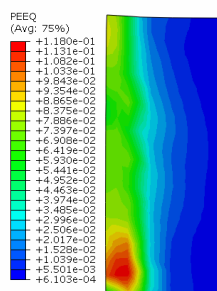


Рис. 2. Розподіл залишкових пластичних деформацій

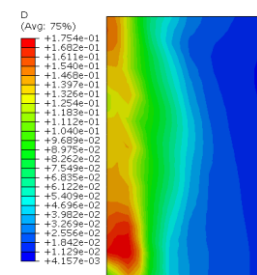


Рис. 3. Розподіл полів пошкоджувань поблизу дорнованого отвору

Висновок: В роботі отримано поля розподілу залишкових напружень, пластичних деформацій та пошкоджуваності, які показують нелінійний характер деформування по товщині зразка та дозволяють визначити початковий рівень пошкоджуваності, що дає змогу більш точно оцінити залишковий ресурс конструкції за параметром пошкоджуваності.

РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ КРОНШТЕЙНА КЕРМА ВИСОТИ ЗА ДВОВІСНОГО НАВАНТАЖУВАННЯ

Більшість деталей машин та елементів конструкцій працюють в умовах багатовісного циклічного навантажування. Елементи авіаційної і космічної техніки та ін., потребують проведення розрахунку на малоциклову втому. Як правило, в процесі експлуатації вони зазнають складних режимів навантажування, параметри яких змінюються у часі. Оцінка втомної довговічності конструкційних матеріалів у таких умовах є складною задачею, адже необхідно одночасно враховувати багато чинників, зокрема вид напруженого стану, непропорційність траєкторії деформування у циклі, нерегулярність навантажування.

Проте, в окремих випадках подібне явище має бути розглянуте і при інженерних оцінках втомної міцності ряду елементів авіаконструкцій в першу чергу об'ємних (просторових) кронштейнів і фітінгів в зонах складних геометричних вирізів, геометричних сполучень і радіусних переходів.



Рис.1 Кронштейн керма висоти: скінченно-елементна модель

Метою даної роботи є перевірка міцності кронштейна керма висоти та визначення характеру руйнування, за допомогою сучасного програмного комплексу MSC PATRAN NASTRAN V2010. Змоделювати кронштейн та провести порівняльний аналіз різних підходів до оцінки довговічності металевих сплавів, як при пропорційному, так і непропорційному двовісному навантаженні. Для оцінки перелічених підходів були використані експериментальні дані, які отримані на тонкостінних трубчатих зразках з алюмінієвого сплаву 2024-T4 в умовах одночасного навантажування осьовою силою і крутним моментом.

Програмний комплекс MSC PATRAN NASTRAN V2010 дозволяє методом скінчених елементів проводити чисельний аналіз напружено-деформованого стану конструкцій, машин і споруд, отримувати розв'язки для нестационарних нелінійних просторових задач, задач механіки композитів і композитних структур, отримувати розв'язки крайових контактних задач.

Як правило, кінцево-елементне моделювання об'ємних кронштейнів та фітінгів виконується з використанням 3D-елементів і в результаті кінцево-елементного аналізу для кожної точки спектра багатовісного експлуатаційного навантаження, для кожного з розглянутих потенційно-критичних місць (ПКМ) елемента відомі три головних напруження: σ_1 , σ_2 , σ_3 . Основне завдання, що має бути вирішене при розробці методу розрахунку втомної довговічності при складному напруженому стані – це завдання

визначення критеріїв вибору типу розрахункових напружень, тобто напруг, використовуваних безпосередньо при оцінках втомної довговічності.

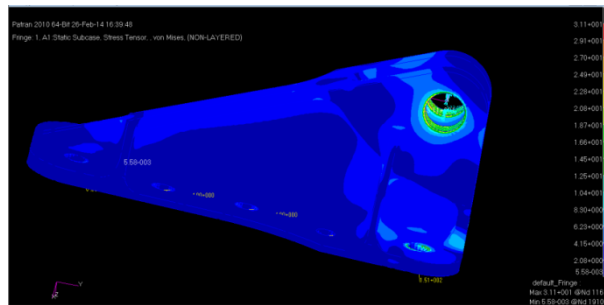


Рис. 2. Поверхневий розподіл напружень

Аналіз засвідчив (дивись рисунок), що застосування критерію Губера-Мізеса навіть в умовах пропорційного навантажування супроводжується розшаруванням кривих втоми в залежності від виду напруженого стану.

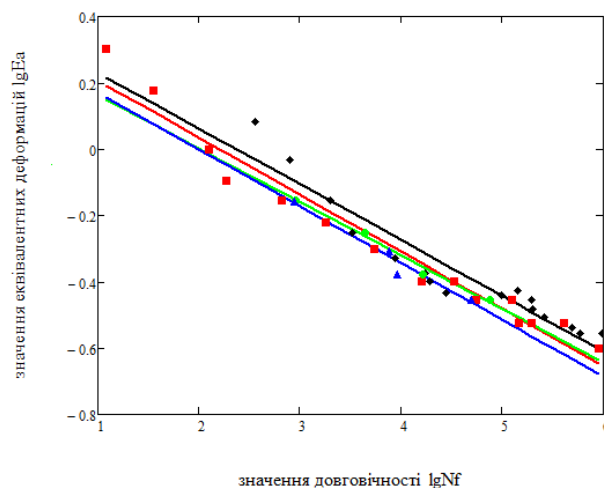


Рис. 3. Криві втоми алюмінієвого сплаву 2024-T4 в подвійних логарифмічних координатах $\varepsilon_{екв} - N_f$ (■ – розтяг-стиск, ♦ - кручення, ● – пропорційне навантаження, ▲ – непропорційне навантаження).

Порівняння результатів розрахунків за двопараметричним критерієм типу Писаренка–Лебедева з експериментальними результатами продемонструвало справедливості даного критерію тільки для умов пропорційного навантаження.

Для визначення граничного стану металевих сплавів в умовах непропорційного малоциклового навантаження в роботі розглядається підхід, який базується на використанні двопараметричного критерію типу Писаренка–Лебедева та коригувальної функції типу Іто-Сакане-Онамі-Сосі, яка враховує форму траєкторії деформування та чутливість матеріалу до непропорційності навантажування.

Література:

1. WANG Xiaogui, GAO Zengliang, QIU Baoxiangm WANG Limei, and JIANG Yanyao *Multi-axial Fatigue of 2024-T4 Aluminum Alloy* CHINESE JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING. – 2011. – Vol.24.
2. Шукаев С.Н., Панасовський К.В., Гладський М.М. *Оценка долговечности металлических сплавов при непропорциональном малоцикловом нагружении* // Проблемы прочности. – 2007. – №4. – С.31-39.

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ШАРНІРНО ЗАКРІПЛЕНОГО СТРИЖНЯ СХІДЧАСТОЇ ТОВЩИНИ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Для визначення частот і форм коливань стрижня змінного перерізу, наприклад крило літака, часто використовують [1] метод послідовних наближень. В даній роботі частота ω коливань стрижня східчасто змінної товщиною (рис. 1б). визначається методом скінчених елементів. Залежність між вузовими силами Q , M та переміщеннями y , φ запишемо в виді [2].

$$\begin{Bmatrix} Q_i \\ Q_j \\ M_j \end{Bmatrix} = \frac{3EI}{l^3} \begin{pmatrix} 1 & -1 & l \\ -1 & 1 & -l \\ l & -l & l^2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} y_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{Bmatrix} - \frac{ml}{280} \begin{bmatrix} 66 & 39 & -11l \\ 39 & 136 & -24l \\ -11l & -24l & 10l^2/3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{Bmatrix}$$

де ρ - щільність матеріалу, l - довжина елемента, S - площа поперечного перерізу, E - модуль Юнга, I - момент інерції поперечного перерізу стрижня.

Тестові задачі. Стрижень сталої товщини (рис.1а). Розглядаємо два елементи (I,II). Вектор переміщень першого елемента $(0 \ y \ 0)^*$ і другого $(y \ 0 \ 0)^*$, де y - зміщення в точці К. Із умови симетрії перерізуючи сили в вузлі к першого і другого елементів однакові. Знаходимо $Q_k = 0$.

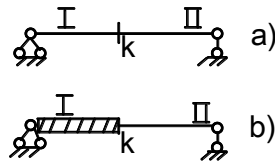


Рис. 1. Розрахункові схеми

$$\frac{3EI}{l^3} - \frac{lm\omega^2}{280} \cdot 136 = 0, \quad \omega_{\min} = \frac{9.94}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (\omega_{\min}^T = \frac{(\pi^2 = 9.87)}{L^2} \cdot \sqrt{\frac{EI}{m}}).$$

Похибка складає близько 7%.

Стрижень змінної товщини (рис. 1б)

В умовах попередньої задачі $h_1 = 1.26h$, $h_2 = h$, $J_1 = 2J$, $J_2 = J$, $m_1 = 1.26m$, $m_2 = m$. В даному випадку вектори переміщень $(0 \ y \ \varphi)^*$, $(y \ 0 \ \varphi)^*$. Рівняння можливих робіт $Q_k^1 + Q_k^{11} = 0$, $M_k^1 + M_k^{11} = 0$, $y(9 - 307.36\alpha) + x(-3 + 6.24\alpha) = 0$,

$$y(-3 + 6.24\alpha) + x(9 - 1.387\alpha) = 0, \quad (\alpha = \frac{m\omega^2 l^4}{280 \cdot EI}, \quad x = \varphi \cdot l).$$

Прирівнюємо до нуля визначник даної системи і знаходимо менший корінь даного рівняння $\alpha_{\min} = 0.026$.

$$\text{Частоти коливань ступінчатого стрижня при } l = L/2, \quad \omega_{\min} = \frac{10.793}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}.$$

Література:

1. Гросман Е.П. Курс вибраций частей самолёта. Оборонгиз., 1940.
2. Чемерис О.М. Будівельна механіка машин. Стрижневі системи. Методичні вказівки до виконання курсової роботи. К. 2006.

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ЖОРСТКО ЗАТИСНЕНОГО СТРИЖНЯ СХІДЧАСТОЇ ТОВЩИНИ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Тестова задача.

Стрижень сталої товщини (рис. 1а). Розділимо його на два симетричні елементи (затиснення - затиснення) довжиною $l = L/2$.

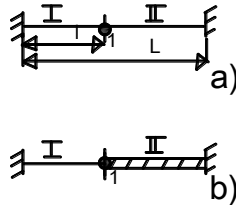


Рис. 1. Розрахункові схеми

Залежність між вузовими силами та переміщеннями запишемо в виді

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ M_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{pmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{ml}{420} \begin{pmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix}$$

В вузлі 1 робота сил Q_1^1, Q_1^{11} на можливих переміщеннях $\bar{y}_1$ дорівнює нулю $(2Q_1^1) \cdot \bar{y}_1 = 0$. Вектор переміщень $Z^* = (00y_10)$. Із співвідношення між вузовими силами і вузовими переміщеннями елемента (3-3) знаходимо при $l = L/2$:

$$\frac{12EI}{l^3} - \frac{lm\omega^2}{420} \cdot 156 = 0.$$

Звідки випливає: $\omega = (22.7 \cdot / L^2) \sqrt{EI/m}$, $\omega^T = (22.4 \cdot / L^2) \sqrt{EI/m}$.

Похибка складає близько 1%

Стрижень східчасто змінної товщини (рис.1б).

Розглянемо випадок (рис. 2б). В даному випадку $h_2 = 1.26h, h_1 = h, J_1 = J, J_2 = 2J, m_2 = 1.26m, m_1 = m$.

Вектор переміщень першого елемента $Z^{1*} = (00y_1\varphi_1), Z^{11*} = (y_1\varphi_100)$.

Рівняння можливих робіт: $Q_1^1 + Q_1^{11} = 0, M_1^1 + M_1^{11} = 0$.

Нехай $\alpha = \frac{m\omega^2 l^4}{420EI}$, $x = \varphi \cdot l$ $y(36 - 352.56\alpha) + x(6 - 5.72\alpha) = 0$,
 $y(6 - 5.72\alpha) + x(12 - 9.04\alpha) = 0$

Прирівнюємо до нуля визначник системи і знаходимо менший корінь $\alpha_{\min} = 0.095, \omega = (25.267 / L^2) \cdot \sqrt{EI/m}$.

Література:

Чемерис О.М. Будівельна механіка машин. Стрижневі системи. Методичні вказівки до виконання курсової роботи. - К.: НТУУ "КПІ", 2006.

ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ СТРИЖНЯ СХІДЧАСТОЇ ТОВЩИНИ ПРИ ТИСНЕНІЙ І ШАРНІРНІЙ ГРАНИЦІ

Тестова задача.

Розглянемо стрижень сталої товщини (рис. 1а). Розділимо його на два елементи з граничними умовами (затиснення-затиснення) та (затиснення - шарнірне) довжиною $l = L/2$

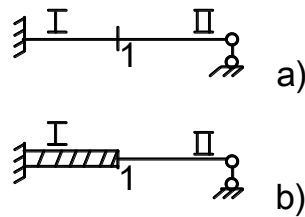


Рис. 1. Розрахункові схеми

Співвідношення між вузовими силами і вузовими переміщеннями елемента (3-3):

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ M_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{pmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{ml}{420} \begin{pmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix}$$

Співвідношення між вузовими силами і вузовими переміщеннями елемента (3-III)

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{3EI}{l^3} \begin{pmatrix} 1 & -1 & l \\ -1 & 1 & -l \\ l & -l & l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{ml}{280} \begin{pmatrix} 66 & 39 & -11l \\ 39 & 136 & -24l \\ -11l & -24l & 10l^2/3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix}$$

Вектори переміщень: $Z_1^* = (00y\varphi)$, $Z_{11}^* = (y\varphi 0)$, затиснення $Q_1^I + Q_1^{II} = 0$, $M_1^I + M_1^{II} = 0$.

Нехай $\alpha = \frac{m\omega^2 l}{420}$, $x = \varphi \cdot l$ тоді $y(15 - 360\alpha) + x(-3 - 14\alpha) = 0$.

$$y(-3 - 14\alpha) + x(7 - 12\alpha) = 0$$

Прирівнюємо до нуля визначник системи і знаходимо менший корінь $\alpha_{\min} = 0.036$.

Знаходимо нижню частота коливань стрижня $\omega = (15.55/L^2)\sqrt{EI/m}$ ($\omega^T = (15.4/L^2)\sqrt{EI/m}$).

Похибка складає близько 1%

Стрижень східчато-змінної товщини (рис. 1б).

Розглянемо випадок (рис. 1б). В даному випадку $h_2 = 1.26h$, $h_1 = h$, $J_1 = J$,

$$J_2 = 2J, m_2 = 1.26m, m_1 = m, Z^{1*} = (00y_1\varphi_1), Z^{11*} = (y_1\varphi_1 0),$$

$$y(27 - 400.56\alpha) + x(-3 - 14\alpha) = 0, y(-8 + 63.72\alpha) + x(11 + 2.96\alpha) = 0$$

Прирівнюємо до нуля визначник системи і знаходимо менший корінь $\alpha_{\min} = 0.071$,

$$\omega = (21.843/L^2)\sqrt{EI/m}.$$

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ЖОРСТКО ЗАТИСНУТОГО СИМЕТРИЧНО СТРИЖНЯ СХІДЧАСТОЇ ТОВЩИНИ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Стрижень з защемленими краями. Знайдемо частоту власних коливань.
Розглянемо **симетричний стрижень східчастої товщини** (рис. 1а).

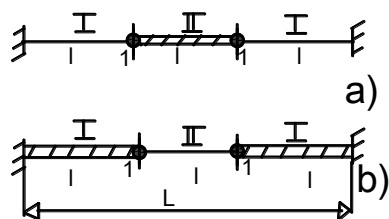


Рис. 1. Розрахункові схеми

Залежність між вузловими силами та переміщеннями запишемо в вигляді

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ M_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{pmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{ml}{420} \begin{pmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix}$$

Розділимо його на 3 симетричні елементи (3-3) довжиною l , які з'єднані між собою в точках 1 жорстко. Відомо, що $J_2 = 2J$, $J_1 = J$, $m_2 = 1.26m$, $m_1 = m$.

В даному випадку $Z_1^* = (00y\varphi)$, $Z_{11}^* = (y\varphi y(-\varphi))$.

Рівняння можливих робіт в вузлах $Q_1^I + Q_1^{II} = 0$, $M_1^I + M_1^{II} = 0$.

Нехай $\alpha = \frac{m\omega^2 l^4}{420 \cdot EI}$, $x = \varphi \cdot l$. Одержимо однорідну систему

$$y(12 - 420.6\alpha) + x(-6 - 22.1\alpha) = 0, \quad y(-6 - 5.72\alpha) + x4.82\alpha = 0.$$

Прирівнюємо до нуля визначник системи і знаходимо менший корінь $\alpha_{\min} = 0.071$.

Знаходимо нижню частота коливань ступінчатого стрижня $\omega_{\min} = \frac{49.15}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}$.

Розглянемо **симетричний стрижень ступінчатої товщини** (рис. 1б).

В даному випадку $Z_1^* = (00y\varphi)$, $Z_{11}^* = (y\varphi y(-\varphi))$.

Рівняння можливих робіт в вузлах $Q_1^I + Q_1^{II} = 0$, $M_1^I + M_1^{II} = 0$

Одержимо однорідну систему $y(12 - 420.6\alpha) + x(-6 - 22.1\alpha) = 0$
 $y(-6 - 5.72\alpha) + x4.82\alpha = 0$.

Звідси знаходимо $\alpha_{\min} = 0.021$, $\omega_{\min} = 26.729(EI / mL^4)^{0.5}$.

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ СТРИЖНЯ З ЖОРСТКОЮ І КОВЗНОЮ ОПОРОЮ

Наближене рішення по методу скінчених елементів.

Стрижень (рис. 1) довжиною L має одну защемлену і одну ковзну опору. Знайдемо частоту власних коливань. Розділимо стрижень на два елементи (3-3) довжиною l , які з'єднані між собою в точці 1 жорстко.

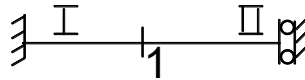


Рис. 1. Розрахункова схема

Залежність між вузловими силами та переміщеннями першого (3-3) та другого (3-К) елементів запишемо в вигляді

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ M_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{pmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{420} \begin{pmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ y_j \\ \varphi_j \end{pmatrix},$$

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & l^2 & -l^2 \\ l & -l^2 & l^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{60} \begin{pmatrix} 60 & 20l & 10l \\ 20l & 8l^2 & 4.5l^2 \\ 10l & 4.5l^2 & 3l^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ \varphi_j \end{pmatrix}$$

В даному випадку вектори переміщень $Z_1^* = (00y\varphi)$, $Z_{11}^* = (y\varphi 0)$.

Рівняння можливих робіт $Q_1^I + Q_1^{II} = 0$, $M_1^I + M_1^{II} = 0$.

Нехай $\alpha = \frac{m\omega^2 l^4}{420 \cdot EI}$, $x = \varphi \cdot l$, одержимо однорідну систему

$$y(12 - 216\alpha) + x(-6 - 118\alpha) = 0, \quad y(-6 - 48\alpha) + x(4 - 35.5\alpha) = 0.$$

Прирівнюємо до нуля визначник системи і знаходимо менший корінь $\alpha_{\min} = 0.0052774$ ($\omega = (5.95 / L^2) \sqrt{EI / m}$).

Точне рішення задачі по методу початкових параметрів:

1) $y_0 = 0$,

2) $\varphi_0 = 0$,

3) $\varphi(L) = M_0 B_L \cdot \frac{1}{EI k} + Q_0 C_L \frac{1}{EI k^2} = 0$,

4) $Q(l) = Q_0 A_l + M_0 D_L k = 0 = 0$

Визначник даної однорідної системи $A_L B_L - D_L C_L = 0$ ($thkl + tqkl = 0$), $(kL)^{\min} = 3.927$ ($k^4 = m\omega^2 / EI$), $\omega = (5.95 / L^2) \sqrt{EI / m}$ (похибка складає 6%).

ЧАСТОТИ КОЛИВАНЬ СТРИЖНЯ З ДВОМА ПРОМІЖНИМИ ОПОРАМИ І ТРЬОМА ШАРНІРАМИ

В довідковій літературі [1] приведені дані для розрахунку частот коливань багато опорних стрижнів, які часто використовують, наприклад, в судових двигунах. Для зменшення жорсткості валів ставлять проміжні шарніри. В довідковій літературі відсутні дані по визначенню частот власних коливань багато опорних стрижнів з проміжними шарнірами.

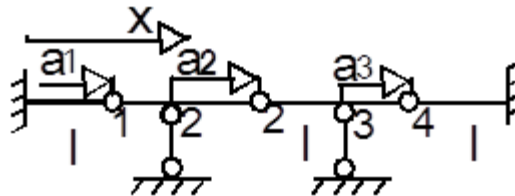


Рис. 1. Розрахункова схема

Рішення даної задачі знайдено методом початкових параметрів [1]:

$$y(x) = y_0 A_x + \varphi_0 B_x \cdot \frac{1}{k} + M_0 C_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k^2} + Q_0 D_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k^3}, \quad (1)$$

$$\varphi(x) = \varphi_0 A_x + M_0 B_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k} + Q_0 C_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k^2} + y_0 D_x \cdot k,$$

$$M(x) = M_0 A_x + Q_0 B_x \cdot \frac{1}{k} + y_0 C_x \cdot EI \cdot k^2 + \varphi_0 D_x \cdot EI \cdot k,$$

$$Q(x) = Q_0 A_x + y_0 B_x \cdot EI \cdot k^3 + \varphi_0 C_x \cdot EI \cdot k^2 + M_0 D_x \cdot EI \cdot k.$$

Тут введено позначення для функцій:

$$A_x = 0.5 \cdot (\operatorname{ch} kx + \cos kx), \quad B_x = 0.5 \cdot (\operatorname{sh} kx + \sin kx), \quad C_x = 0.5 \cdot (\operatorname{ch} kx - \cos kx),$$

Невідомі сталі даної задачі: $y_0, \varphi_0, M_0, Q_0, \varphi_1, Q_2, \varphi_2, Q_3, \varphi_4$.

$$y_0 = 0, \quad \varphi_0 = 0, \quad M(a_1) = 0, \quad y(l) = 0, \quad M(l + a_2) = 0, \quad (2)$$

$$y(2l) = 0, \quad M(2l + a_3) = 0, \quad \varphi(3l) = 0 \quad (3)$$

Із рівності нулю визначника даної системи знаходимо частотний параметр k

Значення параметра $k = (q\omega^2 / gEI)^{1/4}$ при $\varepsilon_2 = a_2/l = 0.5$									
$\varepsilon_1 = a_1/l$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
$\varepsilon_3 = a_3/l$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
k	2.271	3.1	3.39	3.081	2.65	2.29	2.011	1.809	3.531

$$\varepsilon_1 = 0.2, \varepsilon_3 = 0.9, \varepsilon_2 = 0.5, k = 5.26 \quad \varepsilon_1 = 0.3, \varepsilon_3 = 0.8, \varepsilon_2 = 0.2, k = 5.14.$$

$$\varepsilon_1 = 0.3, \varepsilon_3 = 0.5, \varepsilon_2 = 0.5, k = 3.48 \quad \varepsilon_1 = 0.4, \varepsilon_3 = 0.08, \varepsilon_2 = 0.5, k = 2.95.$$

Значення параметра k при $\varepsilon_1 = \varepsilon_3 = 0.5$								
ε_2	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
k	2.82	2.71	2.64	2.62	2.65	2.711	2.825	2.93

Література.

1. Н.И. Безухов, О.В. Лужин, Н.В. Колкунов Устойчивость и динамика сооружений в примерах и задачах. – М.: Стройиздат, 1969. – 421с.

УДК 539.3

Демидюк Т.П.. студ.; Чемерис О.М. к.т.н., доц.

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ЗАТИСНУТОГО СТРИЖНЯ З ПРОМІЖНИМ ШАРНІРОМ

Стрижень з затиснутими кінцями має проміжний шарнір. Знайдемо частоту власних коливань. Розділимо його на два симетричні елементи (З-Ш), (Ш-З) довжиною l , які з'єднані між собою в точці l шарнірно.

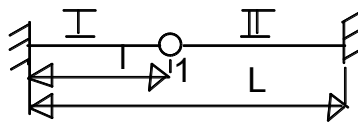


Рис. 1. Розрахункова схема

Залежність між вузовими силами та переміщеннями першого (З-Ш) та другого (Ш-З) елементів запишемо в виді [1]:

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ M_i \\ Q_j \end{pmatrix} = \frac{3EI}{l^3} \begin{pmatrix} 1 & l & -1 \\ l & l^2 & -l \\ -1 & -l & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ y_j \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{280} \begin{pmatrix} 136 & 24l & 39 \\ 24l & 16l^2/3 & 11l \\ 39 & 11l & 66 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0_i \\ 0 \\ y_i \end{pmatrix}$$
$$\begin{pmatrix} Q_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{3EI}{l^3} \begin{pmatrix} 1 & -1 & l \\ -1 & 1 & -l \\ l & -l & l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{280} \begin{pmatrix} 66 & 20l & 10l \\ 20l & 8l^2 & 4.5l^2 \\ 10l & 4.5l^2 & 3l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Переміщення в вузлі y_j першого елемента дорівнює y_i другого елемента і дорівнюють y . Нехай відстань від лівої опори, $l_1 = uL$, $l_2 = vL$, ($u + v = 1$). Розглянемо спочатку випадок $u = 0.5, v = 0.5, l_1 = l, l_2 = l$ (рис. 1). Вектори переміщень

$$Z_1^* = (0y0), Z_{11}^* = (y00). \quad \text{Маємо рівняння} \quad 2Q_1^1 = 0 \quad (Q_1^1 = Q_{11}^1), \frac{3EI}{l^3} - \frac{lm\omega^2}{280} \cdot 66 = 0,$$

$\omega_{\min} = 14.06(EI / mL^4)$, що відрізняється від точного [1] менше 1%. Якщо $l_1 = uL$, $l_2 = vL$,

$$\frac{3EI}{L^3} \left(\frac{1}{u^3} + \frac{1}{v^3} \right) - \frac{Lm\omega^2}{280} \cdot 66 = 0. \quad \text{В даному випадку} \quad \omega_{\min} = k(EI / mL^4)^{0.5},$$

$$k = (12.73(u^{-1} + v^{-1}))^{0.5}. \quad \text{При} \quad (u = 0.4, v = 0.6) \quad k = 16.058(k^T = 16.055); (u = 0.3, v = 0.7)$$

$$k = 22.55(k^T = 20.11).$$

Література:

1. М.А. Павловский, А.Н. Чемерис, В.С. Дидковский К методу начальных параметров при изгибных колебаниях балок с шарнирами и осцилляторами. // Проблемы прочности. – 1982. – №12. – С107-108.

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ВЛАСНИХ КОЛИВАНЬ ЗАТИСНУТОГО СТРИЖНЯ З ПРОМІЖНИМ КОВЗНИМ ШАРНІРОМ

Стрижень з затиснутими кінцями має проміжний ковзний шарнір. Знайдемо частоту власних коливань. Розділимо його на два симетричні елементи (З-Ш), (Ш-З) довжиною l , які з'єднані між собою в точці 1 ковзним шарніром. Нехай відстань від лівої опори, $l_1 = uL$, $l_2 = vL$, ($u + v = 1$). Розглянемо спочатку випадок $u = 0.5, v = 0.6$, $l_1 = l, l_2 = l$ (рис. 1)

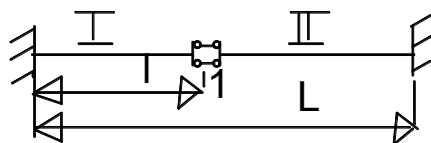


Рис. 1. Розрахункова схема

Залежність між вузловими силами та зміщеннями першого (З-Р) та другого (Р-З) елементів запишемо в виді [1]

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ M_i \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & l^2 & -l^2 \\ 0 & -l^2 & l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{60} \begin{pmatrix} 60 & 20l & 10l \\ 20l & 8l^2 & 4.5l^2 \\ 10l & 4.5l^2 & 3l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0_i \\ 0 \\ \varphi_i \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} M_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{3EI}{l^3} \begin{pmatrix} l^2 & 0 & -l^2 \\ 0 & 0 & 0 \\ -l^2 & 0 & l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varphi_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{60} \begin{pmatrix} 66 & 20l & 10l \\ 20l & 8l^2 & 4.5l^2 \\ 10l & 4.5l^2 & 3l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \varphi_i \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Переміщення в вузлі φ_j першого елемента дорівнює φ_i другого елемента і дорівнюють φ . Вектори переміщень:

$$Z_1^* = (00\varphi), Z_{11}^* = (\varphi 00)$$

При $u = v = 0.5$

$$M_1^{11} = 0 \quad (M_1^1 = M_1^{11}), \quad \frac{EI}{l} - \frac{lm\omega^2}{60} \cdot 3 = 0, \quad \omega_{\min} = \frac{17.89}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}$$

$$(EI/L^3)(u^{-3} + v^{-3}) - (L\omega^2 m) \cdot 3/60 = 0, \quad \omega_{\min} = k(EI/L^4 m)^{0.5},$$

де

$$k = \sqrt{20 \cdot (u^{-3} + v^{-3})} \quad (u = 0.4, v = 0.6, k = 20.186), \quad (u = 0.3, v = 0.7, k = 20.286)$$

По методу початкових параметрів [2] $y_0 = \varphi_0 = 0$

$$\varphi(x) = \varphi_0 A_x + M_0 B_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k} + Q_0 C_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k^2} + y_0 D_x \cdot k,$$

$$M(x) = M_0 A_x + Q_0 B_x \cdot \frac{1}{k} + y_0 C_x \cdot EI \cdot k^2 + \varphi_0 D_x \cdot EI \cdot k,$$

$$Q(x) = Q_0 A_x + y_0 B_x \cdot EI \cdot k^3 + \varphi_0 C_x \cdot EI \cdot k^2 + M_0 D_x \cdot EI \cdot k,$$

$$A_x = 0.5 \cdot (\operatorname{chk} x + \cos kx), B_x = 0.5 \cdot (\operatorname{shk} x + \sin kx),$$

$$C_x = 0.5 \cdot (\operatorname{chk} x - \cos kx), B_x = 0.5 \cdot (\operatorname{shk} x - \sin kx)$$

$$Q_0 A_a + M_0 D_a \cdot EI \cdot k = 0,$$

$$M_0 B_l \cdot \frac{1}{EI \cdot k} + Q_0 C_l \cdot \frac{1}{EI \cdot k^2} + y_1 D_{(l-a)} \cdot k = 0$$

$$M_0 D_1 EI k + Q_0 A_x + y_1 B_{(l-a)} \cdot EI \cdot k^3 = 0, (a = ul)$$

Прирівнюємо до нуля визначник системи і знаходимо параметр k (табл. 1)

Таблиця 1. Значення параметра k

v	0.5	0.6	0.7	9.8
k^T	4.73	3.862	3.122	2.77

При $v=0.5$ наближене значення частоти відрізняється від точного на 6%

Література:

1. Чемерис О.М. Будівельна механіка машин. Стрижневі системи. Методичні вказівки до виконання курсової роботи. – К.: НТУУ "КПІ", 2006,
2. Н.И. Безухов, О.В. Лужин, Н.В. Колкунов Устойчивость и динамика сооружений в примерах и задачах. – М.: Стройиздат, 1969. – 421с.

УДК 539.3

Гайдук Д., студ.; Бабак А.М., ас.

АНАЛІЗ МОДЕЛІ МАЗІНГА ПРИ ПОВТОРНО-ЗМІННИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Багато промислових та природних полікристалічних матеріалів навіть малого об'єму з точки зору механіки мікро неоднорідних середовищ представляють складну статично невизначену систему випадково орієнтованих кристалічних зернистих частинок, з яких вони складаються. Відобразити основні особливості деформаційної поведінки і континуального руйнування можуть тільки феноменологічні моделі, що базуються на відомих фізико-механічних уявленнях про будову твердих тіл і процеси, що протікають в них при деформаціях.

Інколи необхідно додаткова міцність конструкцій, яка досягається завдяки використанню області пластичних деформацій. Характеристика пропорційності між напруженням і деформацією є модуль пластичності. Зазвичай він визначається при одноосному розтягу за допомогою кривих зміцнення. На відміну від модуля пружності модуль пластичності змінюється при пластичній деформації та залежить від ступеня, швидкості деформації та інших факторів. Величина модуля відповідає куту нахилу дотичної, проведеної з даної точки на кривій зміцнення в початок координат.

Одним з методів обчислення пластичної деформації є представлення тіла, що деформується, у вигляді моделі Мазінга. Дана модель являє собою багатостержньову систему і відображає деформаційні властивості, котрі виникають при навантаженні та

розвантажені реального матеріалу, за допомогою представлення мікронеоднорідностей у вигляді розподілення границь текучості в піделементах конструкції.

Стрижнева модель Мазінга може бути визначеною наступними співвідношеннями:

умова сумісності деформації: $\varepsilon^k = \varepsilon(k = 1, 2, \dots, N)$,

умова рівноваги: $\sum_{k=1}^N \sigma^k S_k = \sigma S = P$,

фізичні рівняння: $\varepsilon^k = r^k + p^k, r^k = \sigma^k / E$,

$$p^k \geq 0 \text{ при } \sigma^k = \sigma_T^k, p^k \leq 0 \text{ при } \sigma^k = -\sigma_T^k \\ -\sigma_T^k \leq \sigma^k \leq \sigma_T^k$$

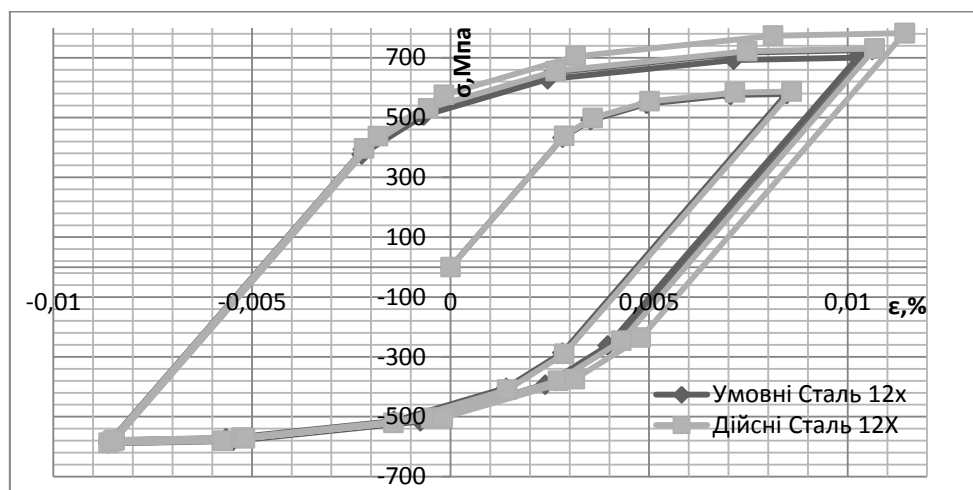
де k – номер стержня, $\sigma^k, \varepsilon^k, r^k, p^k$ – його напруження, повна, пружна та пластична деформації, E, σ_T^k, S_k – константи механічної моделі: модуль пружності, границя текучості та площа поперечного перерізу; $S = \sum_{k=1}^N S_k$ – сумарна площа. Діюче навантаження P , віднесене до сумарної площі S , відповідає середньому значенню σ для модельованого матеріалу; ε – деформація матеріалу.

Умову рівноваги представимо у вигляді:

$$\sigma = \frac{1}{S} \sum_{k=1}^N \sigma^k S_k = \sum_{k=1}^N \sigma^k g_k$$

де $g_k = S_k / S$ – вагові коефіцієнти.

Розглянемо модель Мазінга з 5 стержнями, для котрих прийемо $\sigma_T^2 = 1,25\sigma_T^1$, $\sigma_T^3 = 1,75\sigma_T^1$, $\sigma_T^4 = 2,5\sigma_T^1$, $\sigma_T^5 = 3\sigma_T^1$, а вагові коефіцієнти g_k відповідно 0,455, 0,291, 0,164, 0,073, 0,018. Побудуємо діаграму деформування даної системи Мазінга. З цієї діаграми видно, що кожен злам відповідає досягненню кожного стержня границі текучості. При чому інші продовжують деформуватися пружно.



Загальні висновки:

1. Жорстке навантаження з контролем за деформаціями дозволяє виявити на діаграмі деформування падаючі гілки, коли зростання деформації супроводжується падінням середніх напруг. Падаюча гілка відповідає фізично нестійкому стану матеріалу. Ця нестійкість викликана руйнуванням елементів системи, що еквівалентно зменшенню площі ефективного, тобто несучого фактично навантаження, перетину.
2. На падаючих гілках діаграми інкрементальні модулі матеріалу негативні.

3. Миттєві коефіцієнти поперечної деформації теж можуть приймати негативні значення. Це обумовлено тим, що при деформуванні мають місце два конкуруючих процесу. Розтягнення супроводжується зменшенням поперечного перерізу елементів, але при їх руйнуванні, коли цілі частини розвантажуються, відбувається розширення. На падаючій гілці через численні руйнування процес розширення превалує.

4. Модуль розвантаження через руйнування частини елементів зменшується. При розвантаженні з падаючої гілки і подальшим стисненні цей модуль в міру зменшення деформації починає зростати через включення в роботу зруйнованих елементів. Таким чином, порушується пропорційність напруг і деформацій, і лінія розвантаження являє собою деяку криву (в розглянутому окремому випадку – ламану лінію).

УДК 004.942

Демидюк Т.П., студ.; Журавська Г.В., канд. фіз.-мат. наук

МОВА ПРОГРАМУВАННЯ ПРОЦЕСІНГ ДЛЯ ВІЗУАЛІЗАЦІЇ ЗАДАЧ МАТЕМАТИЧНОЇ ФІЗИКИ

Одним з основних напрямів процесу інформатизації сучасного суспільства є інформатизація освіти, що представляє собою систему методів, процесів та програмно-технічних засобів.

Комп'ютерні технології дають можливість зробити навчання більш ефективним, дозволяючи створити яскраве мультисенсорне середовище навчання, розвинути інтелектуальні та творчі здібності студентів, що сприяє кращому засвоєнню матеріалу.

Важливу роль серед дисциплін фундаментального циклу підготовки випускників інженерних спеціальностей грає курс вищої математики. Серед кредитних модулів дисципліни "диференціальні рівняння" та "математична фізика" мають універсальне застосування, але часто ці дуже важливі розділи залишаються для студентів лише "сухими" математичними формулами.

Рівняння математичної фізики представляють собою диференціальні рівняння в частинних похідних другого та більш високих порядків. Але при математичному моделюванні конкретного фізичного процесу одного рівняння недостатньо, тому математичне формулювання повинно містити в собі окрім основного рівняння ще й додаткові, що описують процес на границі досліджуваного об'єкта в будь-який момент часу та у всіх внутрішніх точках. Рівняння з початковими та граничними умовами називаються задачами математичної фізики.

Метою нашого проекту було отримання візуалізації таких задач за допомогою мови програмування "Процесінг". Ця мова програмування знаходиться у вільному доступі, є сі-подібною та спеціалізується на візуалізації [1]. Зазвичай працює з допомогою графічних примітивів, але є можливість підключити OpenGL, дозволяє реалізацію 2D та 3D моделей, а також вивід в форматі PDF.

Зручна в користуванні, так як є крос-платформеною мовою, працює на GNU/Linux, Mac OS X, Windows, а також на мобільній платформі Android. "Процесінг" має можливість підключати понад 1000 бібліотек.

На рис. 1 видно результат програми на мові "Процесінг".



Досліджувалася крайова задача для рівняння теплопровідності, що відповідає такій фізичній постановці: мідний стрижень певної довжини, що має густину $\rho = 8,96 \text{ г/см}^3$, коефіцієнт теплопровідності $k = 401 \text{ Вт/мК}$ та теплоємність $c = 0,385 \text{ Дж/кМоль}$, нагріто посередині до початкової температури 160°C . Кінці стрижня теплоізовані, отже, стрижень поступово остигає. Розв'язок такої задачі, отриманий методом відокремлення змінних, має вигляд:

$$U(x,t) = \frac{4l}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \sin\left(\pi \frac{n}{2}\right) e^{-\left(\frac{n}{l}\right)^2 t} \sin\left(\frac{\pi n x}{l}\right),$$

де x – координата точки стержня, t – момент часу, в який виконується спостереження, $U(x,t)$ – функція, котра повертає значення температури в заданій точці і в заданий момент часу, l – довжина стержня.

Як це працює? В код програми записано рівняння теплопровідності та інші параметри стержня. Програма виконується блоками, їх в програмі два. Спершу програма вираховує температуру в кожній точці стержня при певному заданому часі. Ця процедура організована з допомогою циклу: в рівняння підставляються значення ікса від 1 до l та отримуються значення температури в кожній точці. Далі значення записуються в масив значень температури. Отримавши ці значення програма переходить в другий блок.

В другому блоці коду реалізується візуалізація. Графічно, для зручності, стрижень складений з прямокутників, що побудовані по координатах, які відповідають координатам нашого стержня. Щоб показати температуру в кожній точці потрібно зафарбувати кожен прямокутник кольором відповідного відтінку. Тут використовується таке позначення кольору: "RGB". Це означає, що для того щоб вивести на екран певний колір, потрібно вказати три параметри: R - кількість червоного, G - кількість зеленого, B - кількість синього. Разом ці параметри дають бажаний колір. Замість першого параметра програма підставляє значення з масиву температури. Якщо температура близька до нуля, то прямокутник зафарбується в темно-синій колір, чим більша буде температура, тим більшим буде значення R при визначенні кольору і прямокутник зафарбується в світло-червоний колір. Варіювання показника дозволяє змінювати відтінок прямокутника.

Після виконання двох блоків коду, програма збільшує змінну "t" на 1 секунду і проходить попередні два блоки коду заново, з новим значенням часу. Попереднє зображення стрижня замінюється новим. І так може продовжуватись до нескінченості, поки користувач не зупинить програму. Також програма виводить на екран значення температури на краях і посередині стрижня і час. В результаті ми маємо динамічну картинку температури стрижня.

Література:

1. processing.org
2. Innovation in Science and Technology. Part II. X International Students Conference. Conference Proceedings . April 9, 2013. - Kyiv, 2013. - pp. 12-13.

ВПЛИВ ФОРМИ ЗАРЯДУ ВИБУХОВОЇ РЕЧОВИНИ НА ПРОЦЕС ДЕФОРМУВАННЯ ТОВСТОСТІННОЇ ТРУБИ

За вимогами Міжнародної організації цивільної авіації ICAO на всіх літаках, розрахованих на перевезення більш ніж 30 пасажирів, повинні бути в обов'язковому порядку передбачені засоби локалізації виявлених на борту вибухових пристроїв. Схема конструкції одного з таких засобів представлена на рис. 1.

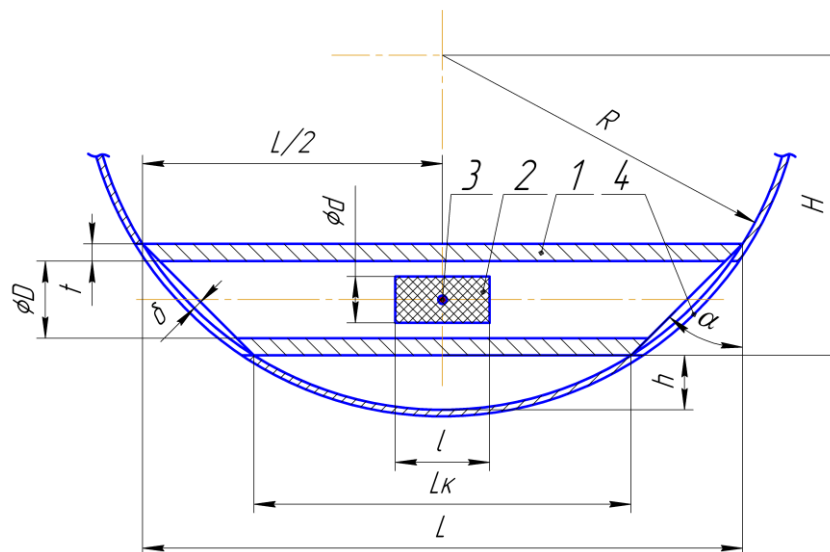


Рис. 1. Схема контейнера для локалізації вибуху СВП на борту літака:
1 – циліндричний корпус, 2 – заряд вибухової речовини (ВР),
3 – точка ініціації детонації заряду ВР, 4 – аеродинамічний обтічник літака.

Локалізація вибуху саморобних вибухових пристроїв (СВП) відбувається за рахунок пластичного деформування несучого циліндричного корпусу контейнера товщиною $t=20\text{ мм}$, довжиною $L=700\text{ мм}$ та внутрішнім діаметром $D=125\text{ мм}$.

Як модель СВП був обраний відкритий заряд вибухової речовини (ВР) тринітротолуол (ТНТ) масою 400 г густиною 800 кг/м^3 і 1630 кг/м^3 у вигляді циліндра та паралелепіпеда (табл. 1).

Таблиця 1. Геометричні характеристики моделей СВП

Маса, г	Густина, кг/м^3	D, м/с	Р _{св} , ГПа	Розміри, мм				
				Циліндр		Паралелепіпед		
				Діаметр	Висота	Довжина	Ширина	Висота
400	800	4340	3,66	62	170	55	55	170
400	1630	6930	21	56	100	50	50	100

Обидві моделі СВП симетрично розміщуються в середині контейнера, тобто, їх повздовжня вісь симетрії співпадає з віссю симетрії корпусу контейнера, а також співпадають їх центри мас.

Для оцінки впливу форми моделі СВП на процес деформування корпусу контейнера були проведені математичні дослідження процесу вибухового

деформування товстостінного циліндра за допомогою програми "LS-DYNA". Математична модель процесу була побудована на основі тривимірного змішаного лагранжево-ейлерового підходу щодо опису поведінки середовищ, що деформуються. Лагранжевим підходом описувалася поведінка сталевго корпусу контейнера за допомогою математичної моделі ідеального пружно-пластичного середовища. Ейлеровим підходом описувалася поведінка продуктів детонації за допомогою рівняння стану у формі JWL та повітря за допомогою рівняння у вигляді лінійного поліному.

У зв'язку з тим, що форма корпусу контейнера, моделей СВП має геометричну симетрію, а також те, що точка ініціації детонації СВП знаходиться на вісі симетрії в центрі мас СВП, то це дозволяє спростити математичну модель задачі. В розрахунках була використана 1/8 частина геометрії контейнеру та моделі СВП з накладеними на неї відповідних граничних умов.

За результатами проведених розрахунків було встановлено, що незалежно від форми заряду ВР в результаті їх вибуху в стінці труби виникають зони з пластичними деформаціями. Найбільші значення цих деформацій формуються в центральному поперечному перерізі труби, тобто в районі місця ініціації детонації заряду (рис. 2).

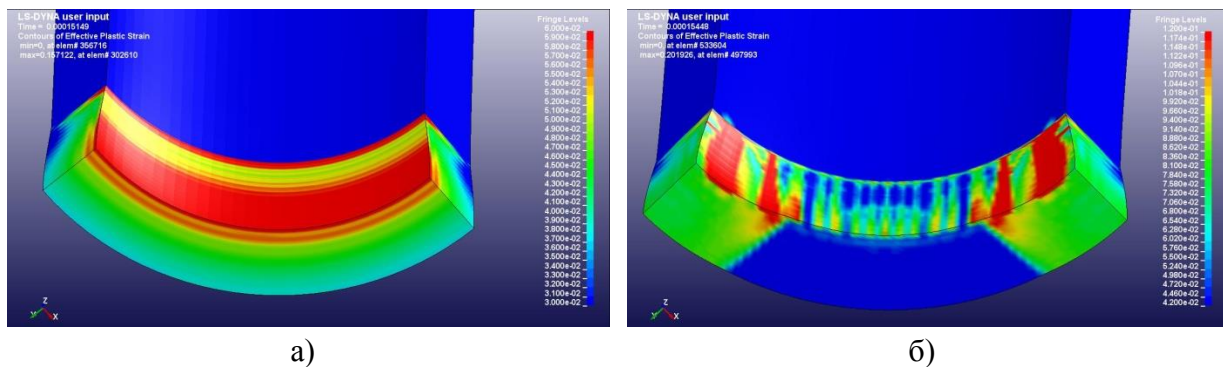


Рис. 2. Розподіл значень пластичної деформації в стінці центрального поперечного перерізу товстостінної труби після вибуху СВП в формі: а) циліндру б) паралелепіпеду

На рис. 2а видно, що в результаті вибуху циліндричного заряду ВР в середині труби формується рівномірний в окружному напрямку розподіл пластичних деформацій з максимальним значенням на внутрішній поверхні $\varepsilon_p = 0,06$, а на зовнішній $\varepsilon_p = 0,04$.

В результаті вибуху СВП в формі паралелепіпеду в трубі формуються 4 окремих локальних зони. Максимальні значення в яких в двічі більше $\varepsilon_p = 0,12$ та $\varepsilon_p = 0,08$ відповідно. Кутова ширина цих зон становить 40° (рис. 2б), які формуються напроти граней заряду ВР. В частинах труби, що знаходяться напроти ребер заряду ВР виникають пластичні деформації максимальні значення яких становлять $\varepsilon_p = 0,03$, тобто вони не перевищують мінімальних значень, що сформувалися в результаті вибуху циліндричного заряду ВР.

Незважаючи на появу такої форми розподілу пластичної деформації з такими значеннями ступінь розширення товстостінної труби не перевищує допустимого значення, максимальні значення якої виникають напроти граней заряду ВР у вигляді паралелепіпеду, а мінімальне (практично в двічі менше) від вибуху циліндричного заряду ВР. Проведені розрахунки показали, що дана конструкція силового елемента контейнера для локалізації вибуху СВП зберігає свою суцільність, що також було підтверджено експериментально.

КІНЕТИКА НАКОПИЧЕННЯ РОЗСІЯНИХ ПОШКОДЖЕНЬ ТА ДЕГРАДАЦІЯ МОДУЛІВ ПРУЖНОСТІ В КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛАХ ПРИ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

При пружно-пластичному деформуванні в конструкційному матеріалі виникають і розвиваються розсіяні пошкодження різної природи. Пошкоджуваність інтегрально відображає зниження (деградацію) механічних та експлуатаційних характеристик матеріалу. В КМП мікродфекти усереднюються по об'єму матеріалу з тим, щоб їх сумісний вплив на поведінку матеріалу при експлуатації можна було розглянути на континуальному рівні.

На сьогоднішній день існує декілька підходів для експериментального визначення параметру пошкоджуваності методом зміни модуля пружності, зокрема ці підходи описані у роботах Леметра, Чоу, Луо та [1], що базуються на гіпотезах про еквівалентність деформацій, еквівалентності додаткової пружної енергії та на еквівалентності приросту додаткової пружної енергії відповідно.

$$D_1 = 1 - \frac{\tilde{E}_1}{E}, \quad D_1 = -\frac{1}{2} \ln \frac{\tilde{E}_1}{E}, \quad D_1 = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}_1}{E}},$$

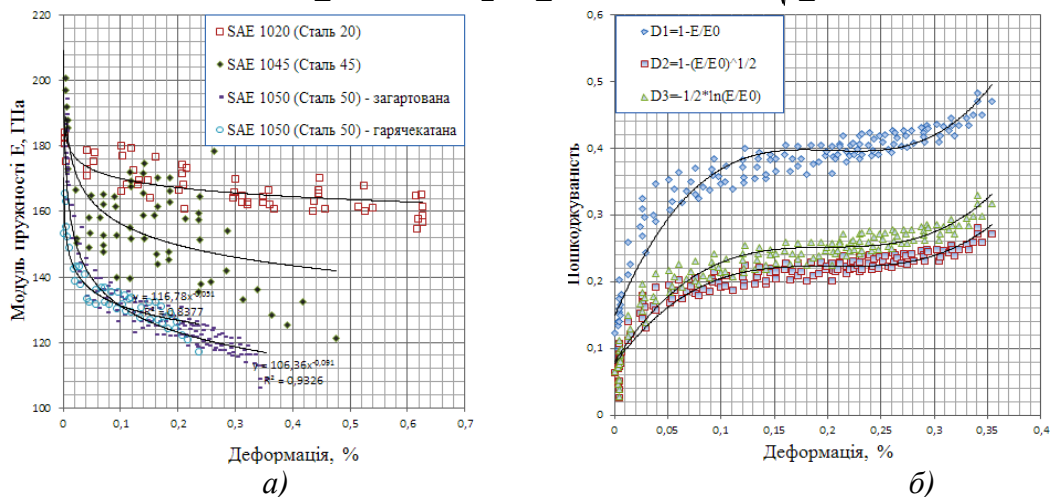


Рис. 1. а) - порівняльна діаграма деградації модулів пружності для різних матеріалів;
б) - кінетика накопичення розсіяних пошкоджень для сталі 50 (загартованої).

В даній роботі проаналізовано три підходи до експериментального опису кінетики накопичення розсіяних пошкоджень, запропоновані Леметром, Чоу та Луо, отримані відповідні залежності для різних матеріалів [2]. На основі отриманих даних встановлено, що модель Чоу для оцінки пошкоджуваності є найбільш точною.

Література:

1. Bobyr M., Khalimon O., Bondarets O. Phenomenological damage models of anisotropic structural materials // Journal of mechanical engineering NTUU «Kyiv Polytechnic Institute». – 2013. - № 67. - PP.5-13.
2. Tsiloufas S.P., Plaut R.L. Ductile Fracture Characterization for Medium Carbon Steel Using Continuum Damage Mechanics // Materials Sciences and Applications. – 2012. – №3. - PP.745-755.

БИОМЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ НОВИХ ТИПІВ ГВИНТОВИХ З'ЄДНАНЬ СКЛАДНИХ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК

Вивчено характеристики міцності з'єднання уламків кісток гвинтами, що фіксують косий перелом проксимального епіфізу великогомілкової кістки, під дією зовнішніх фізіологічних навантажень.

Використовували натурні препарати кінцівок без патологічних змін кісткової тканини. Фіксацію відламків кісток (остеосинтез) виконували стандартними та зустрічно - компресуючими гвинтами (ГСт та ГЗк відповідно).

Враховуючи, що при передачі зусилля через всю поверхню суглобів не виявлено чіткої різниці між деформаційною надійністю двох типів гвинтів, запропоновано схему навантаження через пошкоджений дистальний виросток.

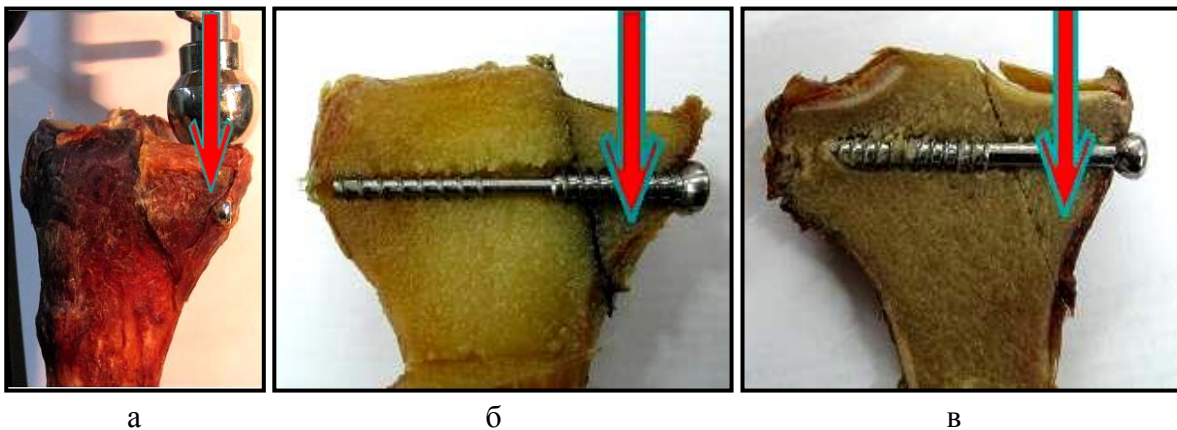


Рис. 1. Випробування з передачею навантаження через відломок: а – сила прикладається тільки на відломок дистального виростка; б – випробування з зустрічно-компресуючими гвинтами; в – випробування зі стандартними гвинтами

Ця схема є фізіологічно обґрунтованою, якщо враховувати можливість випадкового навантаження пошкодженого виростка при передачі зусилля через частково підвернуту стопу.

За вищезазначеною методикою побудовано діаграми деформування при стиску зразків М1Ск, М3Ск, (виростки з переломом, фіксованим зустрічно-компресуючими гвинтами) та зразків М2Ст, М4Ст (виростки з переломами, фіксованим стандартними гвинтами).

Вихідні діаграми деформування наведені в додатку до цього протоколу. Типові діаграми деформування при стисканні зображено на рис. 2.

На рис. 3 зроблено порівняння зазначених деформацій. Як характеристику надійності використано відношення загальних питомих деформацій $\delta_{\text{заг}} = (\Delta_{\text{пр}} + \Delta_{\text{зал}}) / R_{\text{заг}}$ до пружних питомих деформацій $\delta_{\text{пр}} = \Delta_{\text{пр}} / R_{\text{пр}}$ систем, закріплених Ст та Зк – гвинтами.

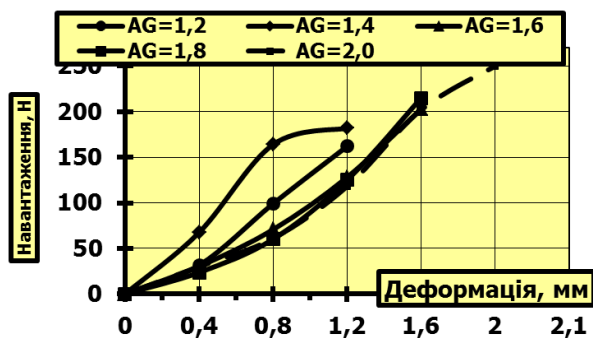


Рис. 2. Діаграми деформування при стисканні колінних суглобів з видаленим дистальним метаепіфізом стегнової кістки та косим переломом, з'єднаним стандартними гвинтами: препарат 4 (M4Cт) - загальна деформація $A_G = 1,2, 1,4, 1,6, 1,8$ та $2,0$ мм

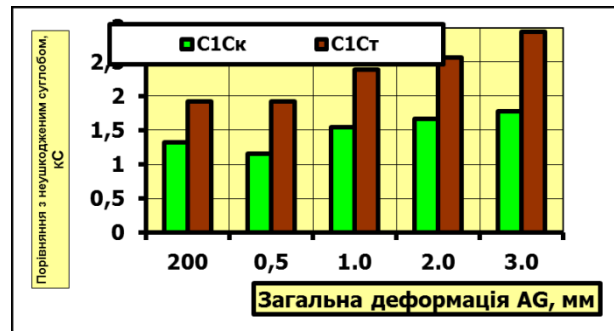


Рис. 3. Співвідношення деформацій, що виникають в препаратах з фіксованими косими переломами при навантаженні відламку, та деформацій в неушкоджених препаратах $КС = \delta_{заг} / \delta_{пруж}$

Висновки. 1. Діаграми деформування при ступінчастому навантаженні показують, що при однакових навантаженнях деформація системи з фіксацією зустрічно-компресуючими гвинтами значно менша порівняно з стандартними гвинтами.

2. Застосування зустрічно-компресуючих гвинтів суттєво підвищує стабільність фіксації та в цілому збільшує механічну надійність фіксації косих переломів проксимальних епіфізів великогомілкової кістки.

УДК 678.004.14(083)

Решетило Є.А., студ.; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

ВЛАСТИВОСТІ ТЕХНІЧНИХ МАРОК ГУМ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРИ ТА РІДКИХ СЕРЕДОВИЩ

Для оцінки морозостійкості гум застосована холодильна камера з температурним діапазоном працездатності від мінус 65°C до плюс 60°C . Похибка регулювання робочої температури в камері не перевищує $\pm 2,0^{\circ}\text{C}$. Похибка засобів вимірювання температур повітря в холодильній камері не перевищує $\pm 1,0^{\circ}\text{C}$.

Пристосування (прямокутний шаблон – оправлення, (рис. 1) призначений для вигину комірив діаметром до 300мм, прокладок і діафрагм.

Пристрій складається з корпусу (1) , шаблону (2) і рукоятки фіксатора (3). На верхній горизонтальній майданчики корпусу (1) закріплений за допомогою шарніра шаблон (2), представляє собою лист зі сталі 3 товщиною 4-5 , зігнутий та зварений з двох частин під кутом $(90 \pm 1)^{\circ}$ приєднаний до корпусу за лінією вигину.

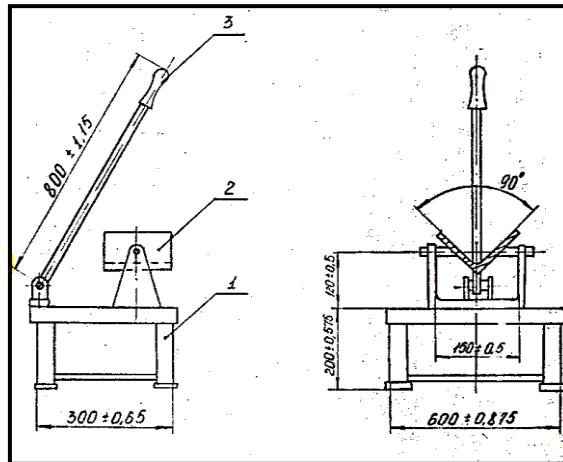


Рис. 1. Пристрій для деформування зразків при знижених температурах:
1 - корпус, 2 - шаблон кутовий; 3 – рукоятка фіксатора

Для випробування застосовано такі засоби вимірювання:

- динамометр типу ДП-4-0, 02-2 за ГОСТ 1387-79 з межею вимірювання від 0.02 кН до 0.2 кН, ціною поділки шкали 2Н, клас точності 2;
- секундомір механічний, класу точності 3;
- штангенциркуль за ГОСТ 166-89 (типу ШЦ II) з ціною поділки 0.05 мм і верхньою межею вимірювання до 160 мм.
- кутомір типу УМ за ГОСТ 5378-88 з межею вимірювання 0-180 °, ціною поділки шкали кутоміра 1°.

Температура крихкості гум залежить від полярності і гнучкості макромолекул, з підвищенням гнучкості молекулярних ланцюгів вона знижується. Температурою механічного скловання називається температура, при якій каучук або гума втрачають здатність до високоеластичних деформацій. За ГОСТ 12254 цей показник визначається на зразках, охолоджених при температурі нижче температури скловання. Зразок гуми циліндричної форми навантажують (після попереднього заморожування) і потім повільно розморожують зі швидкістю 1 ° С в хвилину і знаходять температуру, при якій деформація зразка починає різко зростати.

Величини температури морозостійкості зразків гум наведені в табл. 1. Випробування проведені у відповідності з ГОСТ 9.030-74.

Таблиця 1. Результати визначення морозостійкості гум

№ зразка	Показники	Од. вимір.	Результати вимірювань	Нормативні показники
Гума 7 ІРП-1348				
1-3	Температура крихкості	°С	не вище –65	не вище –55°С
Гума В-14				
1-3	Температура крихкості	°С	не вище –55	не вище –45°С
Гума 6190				
1-3	Температура крихкості	°С	не вище –45	не вище –35°С
Гума 7 НО-68-1				
1-3	Температура крихкості	°С	не вище –55	не вище –50°С

Величини змін маси зразків гум після дії стандартної рідини СЖР-3 зразків гум наведені в табл. 2. Випробування проведені у відповідності з ГОСТ 9.030-74.

Таблиця 2. Вплив стандартного середовища на зміну маси гум

№ зразка	Показники	Од. вимір.	Результати вимірювань	Нормативні показники
Гума В-14				
1	Зміна маси (рідина СЖР-3, температура 100°С, час дії 24 год.)	%	10.2	Зміна маси в межах від 0 до +20%
2			9.6	
3			11.1	
Гума 7 НО-68-1				
1	Зміна маси (рідина СЖР-3, температура 100°С, час дії 24 год.)	%	11.0	Зміна маси в межах від 0 до +40%
2			12.9	
3			12.0	

Висновки:

1. На основі проведених випробувань проведено порівняльну оцінку стабільності механічних властивостей гум у складних умовах експлуатації.

2. Встановлено, що гума ІРП-1348 краще опирається дії навантажень у всьому діапазоні температур і може бути рекомендована для виготовлення теплостійких ущільнювачів.

УДК 678.004.14(083)

Брицький П.П., студ.; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНЦЕНТРАТОРІВ НАПРУЖЕНЬ НА МІЦНІСТЬ МОДИФІКОВАНИХ МАРОК КОНСТРУКЦІЙНИХ ПЛАСТМАС

Конструкційні пластмаси, в число яких входить і поліпропілен, полікарбонат, органічне скло та інші, забезпечують зниження матеріаломісткості та значно знижують вартість процесу виготовлення технологічного обладнання різного призначення. Тому дослідження механічних властивостей зазначених матеріалів та оцінка їх придатності для експлуатації в складних умовах є актуальною та важливою задачею.

В доповіді наданий опис про устаткування для випробувань плоских зразків на розтяг та додаткового вузла для випробувань при знижених температурах. Представлені результати експериментальних досліджень ряду полімерних матеріалів з урахуванням температури навколишнього середовища. Наведено відомості про матеріали що відображають їх міцність та стійкість до кліматичних умов, а також проаналізований вплив концентраторів напружень (отвори, вирізи різної форми) на міцність матеріалів.

Всі випробування проводили із застосуванням фото - та відео зйомки (рис.1-3) з наступною обробкою відзнятого матеріалу на комп'ютері.



Рис. 1. Руйнування зразку поліпропілену без концентратора



Рис. 2. Руйнування зразку поліпропілену з V-подібним концентратором



Рис. 3. Руйнування зразку поліпропілену з круглим концентратором

Висновки: 1. Концентратори напружень мало впливають на міцність поліпропілену.

2. Органічне скло є чутливим до впливу концентратора напружень навіть при кімнатній температурі.

3. Зниження температури нижче -30°C різко погіршує експлуатаційні властивості поліпропілену та призводить до переходу цього матеріалу у крихкий стан.

УДК 678.004.14(083)

Воронін Ю.В., студ.; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

МІЦНІСТЬ ЗВАРЮВАЛЬНИХ ШВІВ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПЛАСТМАС З УРАХУВАННЯМ СПОСОБУ З'ЄДНАННЯ

Серед способів з'єднання пластмасових елементів конструкцій, у тому числі таких, що застосовуються в хімічних та біотехнологічних процесах (резервуари, труби, баки), зварювання займає одне з найголовніших місць. Обумовлено це простотою процесу та високою якістю отриманих з'єднань. В доповіді наведені результати дослідження впливу зварних з'єднань на міцність матеріалу в залежності від типу зварного шва та способу його виготовлення.

Описано випробувальне устаткування, яке використовувалось при дослідженні зварних з'єднань. Представлений опис вузла для випробувань зварних швів на згин.

Представлені результати експериментальних досліджень зварних з'єднань поліпропілену, отримані на устаткуванні яке відповідає вимогам європейських стандартів оцінки якості. Наведено огляд методів виготовлення та випробування виробів з пластмас, які є стандартизовані або широко застосовуються для оцінки придатності цих матеріалів при експлуатації.

Особливу увагу звернуто на методи виготовлення та оцінку якості зварних з'єднань. Описані результати вимірювання міцності та деформаційної здатності декількох найбільш розповсюджених видів зварних з'єднань пластмас. Надані рекомендації до експлуатації з'єднань в залежності від виду та способу виготовлення.

За ГОСТ 16310-80 подвійний V-подібний шов має умовне позначення «С14», а звичайний V-подібний шов "С10". Схематичне зображення підготовлених кромок та зварного з'єднання зображено на рис. 1 та рис. 2.

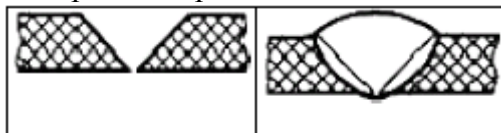


Рис. 1. Схематичне зображення зварного з'єднання "С10"

За типом з'єднання шов «С10» відноситься до стикових, з скосом двох кромок, за характером шва до односторонніх. Виконується газовим теплоносієм з припадочним прутом або присадкою, що екструдуються.

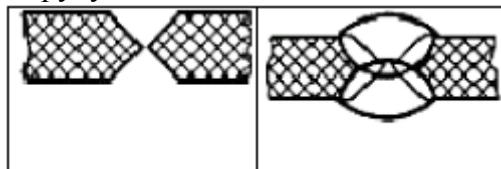


Рис. 2. Схематичне зображення зварного з'єднання "С14"

За типом з'єднання шов "С14" відноситься до стикових, з двома симетричними скосами двох кромок, за характером шва до двобічних. Виконується газовим теплоносієм з припадочним прутом або присадкою, що екструдуються.

Випробування зварних швів проводили із застосуванням фото- та відео зйомки (рис. 3) з наступною обробкою відзнятого матеріалу на комп'ютері.

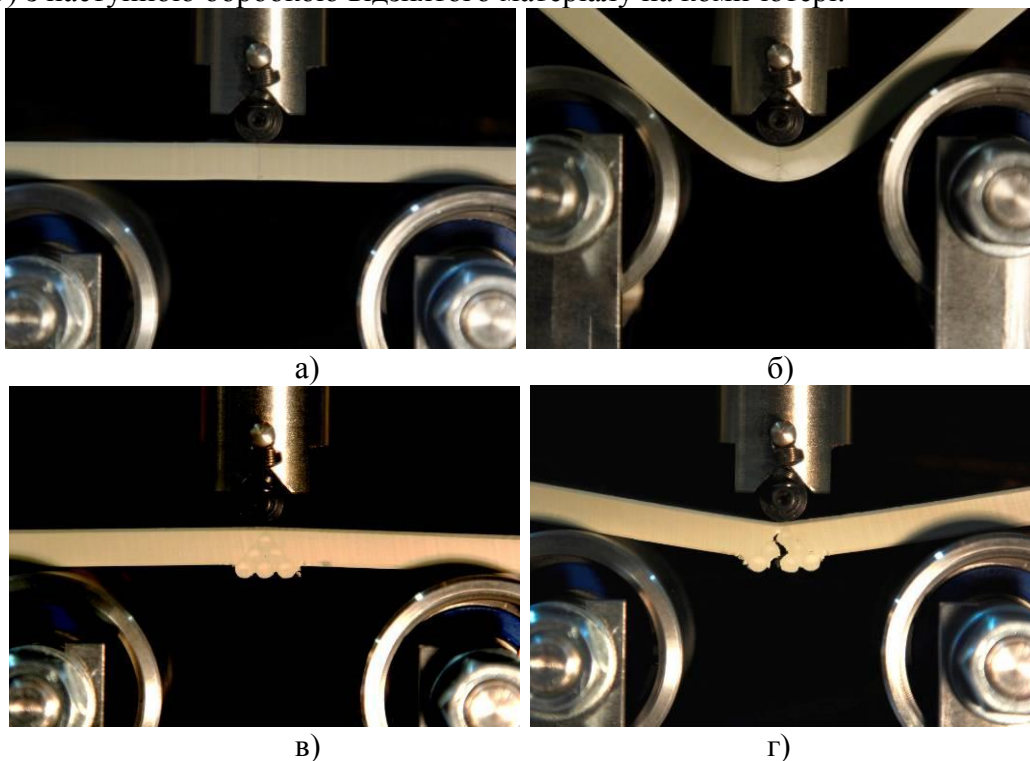


Рис. 3. Процес руйнування суцільного зразка (а, б) та зварного шва (в, г) з блок-сополімеру пропілену "Polystone P copolymer"

Для дослідження механічних характеристик зварних з'єднань різних типів, виконаних газовим теплоносієм та за допомогою екструзійної присадки, були проведено ряд випробування на статичний згин, блок-кополімеру пропілену "Polystone P sorolumer", з виконаними зварними швами посередині зразка.

Дані всієї серії випробувань наведено в табл. 1.

Таблиця 1. Значення напружень $\sigma_{ср}$, прогинів (переміщення індентора) $Z_{ср}$ та погонної сили $\dot{P}_{ср}$ різних типів зварних швів

Тип зварного з'єднання та спосіб виготовлення	$\sigma_{ср}$, МПа	$Z_{ср}$, мм	$\dot{P}_{ср}$, Н/мм
1. Без зварного з'єднання	58,52	18,50	27,59
2. шов С10, екструдер	71,60*	18,61	33,54
3. шов С10, екструдер з механічною обробкою шва (навантаження з лицьової сторони шва)	57,28	17,73	27,15
4. шов С10, газовим теплоносієм	49,66*	7,02	23,52
5. шов С14, екструдер з механічною обробкою шва	56,35	17,99	26,64
6. шов С10, екструдер з механічною обробкою шва (навантаження з коревої сторони шва)	49,89	12,04	23,93
7. шов С14, газовим теплоносієм	38,25*	5,21	18,04

Висновки: Рекомендується використовувати двобічний шов з поліпропілену з двома симетричними скосами кромки. Це з'єднання характеризується більшою міцністю і не є чутливим до зміни напрямку дії навантаження.

УДК 678.004.14(083)

Марченко П.В., студ.; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

ВПЛИВ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ ТА ЗОВНІШНІХ ФАКТОРІВ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙНИХ ПЛАСТМАС

Для оцінки можливості застосування полімерів як конструкційних матеріалів не можна обійтися без досліджень характеристик їх міцності в експлуатаційних умовах. На міцність готового виробу впливають технологія отримання, технологія переробки та режими експлуатації.

У доповіді наведено нові дані про міцність та деформаційні характеристики полікарбонату, який застосовується у різних галузях техніки та будівництва. Вивчені характеристики цього матеріалу при квазістатичному деформуванні, а також при довготривалих випробуваннях, включаючи циклічне навантаження.

Розглянуті питання впливу концентраторів напружень та температури на зазначені характеристики.

Зразки були виготовлені за ГОСТ 11262-80 (тип 3). Випробування проводили із застосуванням фото- та відео зйомки (рис. 1) з наступною обробкою відзнятого матеріалу на комп'ютері.

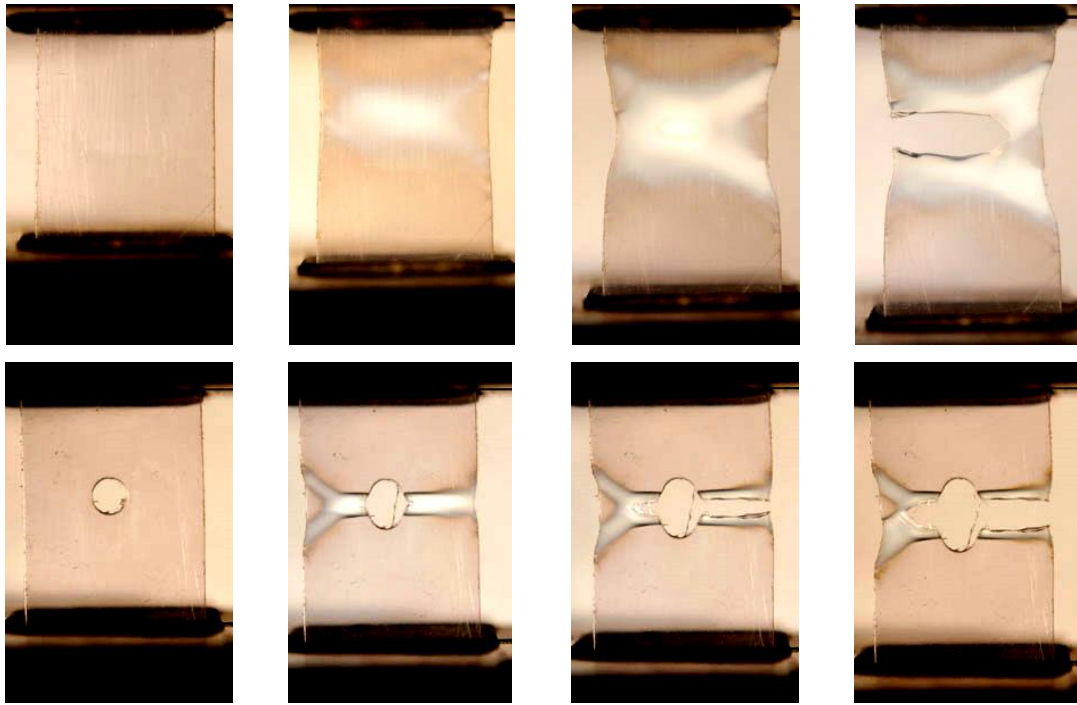


Рис. 1. Фотореєстрація процесу руйнування зразку без концентратора (верхній ряд) та з отвором діаметром 5мм (нижній ряд)

Реєстрували діаграми деформування (рис. 2) та проводили аналіз отриманих даних з побудовою порівняльних діаграм (рис. 3).

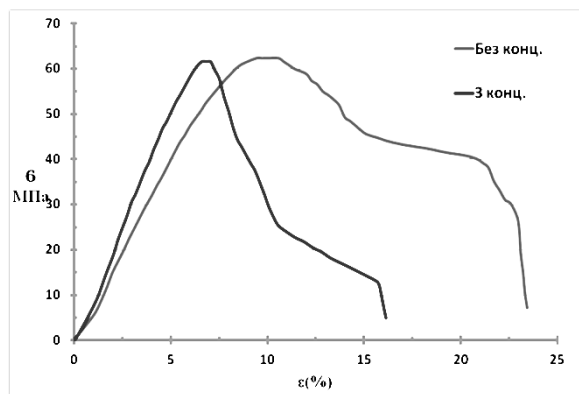


Рис. 2. Діаграми деформування полікарбонату

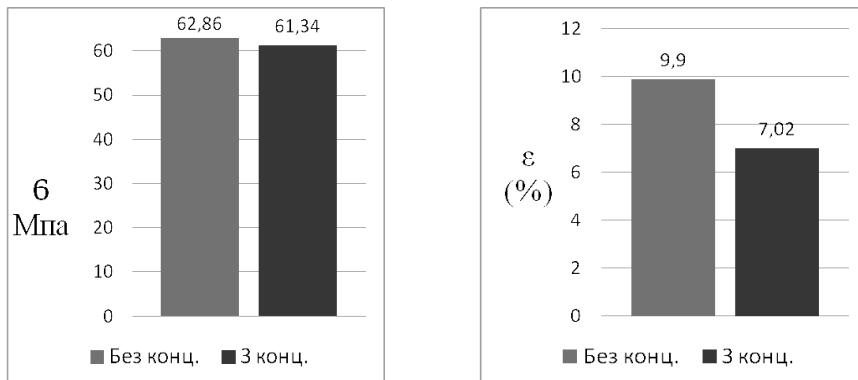


Рис. 3. Порівняння границь міцності та і значень відносної деформації на межі текучості полікарбонату

Висновки:

1. Концентратори напружень мало впливають на границю текучості досліджених матеріалів.
2. Наявність концентраторів напружень суттєво знижує деформації, що відповідають границі текучості, та максимальні деформації матеріалів.
3. Зниження температури нижче -30°C різко погіршує експлуатаційні властивості полікарбонатів.

УДК 678.004.14(083)

Путеренков П.І., студ.; Решетило Є.А., студ.; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

ВПЛИВ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТЕХНІЧНИХ ГУМ

Безпечність експлуатації транспортних засобів залежить від якості та стабільності фізико-механічних характеристик матеріалів, що використовуються для виготовлення конструкційних елементів. Це, зокрема, відноситься до технічних марок гум, що використовуються у рухомому складі залізниць для виготовлення різного роду діафрагм, ущільнювачів, манжет, кілець, прокладок та інших деталей.

Визначення міцності, пружних та температурних характеристик, а також стійкості до впливів зовнішніх, зокрема агресивних, середовищ проводили із застосуванням стандартних та галузевих методів, що описані у відповідних ДСТУ, ГОСТах та ТУ.

Були використані такі методи випробувань гум та гумових виробів:

- визначення пружних та міцносних властивостей при розтягуванні за показниками "міцність при розтягуванні", "відносне видовження при розриві", "напруження при заданому видовженні" (ГОСТ 270-75);
- визначення твердості за показником «твердість в одиницях Шора А" (ГОСТ 263-75);
- визначення стійкості недеформованих зразків до термічного старіння в повітрі за показниками "зміна умовної міцності при розтягу" та "зміна відносного видовження при розриві" (ГОСТ 9.024–74);
- визначення стійкості до термічного старіння під дією статичної деформації при стисненні за показником "відносна залишкова деформація" (ГОСТ 9.029-74);
- визначення стійкості до впливу рідких агресивних середовищ у ненапруженому стані за показниками "зміна маси", "зміна умовної міцності при розтягу" та "зміна відносного видовження при розриві" (ГОСТ 9.030–74);
- визначення морозостійкості при стиску при знижених температурах за показником "коефіцієнт морозостійкості за еластичним відновленням після стиску" ГОСТ 13808-79
- визначення крихкості за показником "температурна границя крихкості при згині" (ГОСТ 7912-74).

В табл. 1 як приклад наведено величини відносних залишкових деформацій зразків гум після старіння в повітрі під час стиснення на 20% (ГОСТ 9.029-74), а в табл. 2 – значення відносного видовження при розриві після дії агресивних середовищ (ГОСТ 9.030–74).

Таблиця 1. Величини відносних залишкових деформацій за ГОСТ 9.029-74

№ № зразків	Умови випробувань	Результати вимірювань, %	Нормативні показники
Гума 7 ІРП-1348			
1	Т = 70°С протягом 24 год.	14.3	не більше 40%
2		15.6	
3		16.0	
Гума В-14			
1	Т = 100°С протягом 24 год.	30.0	не більше 60%
2		34.0	
3		33.0	
Гума 6190			
1	Т = 100°С протягом 24 год.	33.5	не більше 75%
2		35.0	
3		39.0	
Гума 7 НО-68-1			
1	Т = 70°С протягом 24 год.	24.6	не більше 60%
2		25.8	
3		23.7	
Гума 7 НО-68-1			
1	Т = 100°С протягом 24 год.	36.5	не більше 65%
2		38.2	
3		35.3	

Таблиця 2. Величини відносних деформацій при розриві після дії агресивних середовищ за ГОСТ 9.030-74

Середовище	Час дії середовища, год.	Тип гуми			
		7-В-14-1	НО-68-1	6190	ІРП-1348
Початковий стан		317	442,0	310	725
		300	590	534	724
Соляний розчин	72	286	536	637	743
	72 [*]	369	644	517	705
	216	237	661	661	736
	216 [*]	290	624	592	682
Стандартна рідина СЖР-3	72	444	600	703	369
	72 [*]	364	558	693	644
	216	453	383	783	607
	216 [*]	355	492	611	488
Бензин	72	195	395	411	258
	72 [*]	284	458	420	576
	216	199	413	548	652
	216 [*]	259	374	393	799

* – після висушування в ексікаторі.

За результатами випробувань розроблені рекомендації щодо застосування різних марок технічних гум для рухомого складу залізниць при знижених температурах, при довготривалій дії напружень та під впливом агресивних середовищ. Встановлено, що гума марки 7-В-14-1 є найбільш стійка до перерахованих вище факторів.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖОРСТКОСТІ СИСТЕМ ОСТЕОСИНТЕЗУ ДЛЯ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК

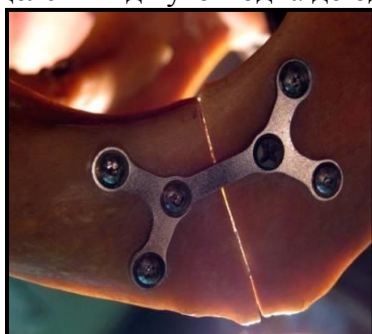
Вступ. Переломи нижньої щелепи (НЩ) є одним з найпоширеніших травматичних ушкоджень кісток обличчя. Їх лікування передбачає точне співставлення і надійне закріплення (остеосинтез) кісткових уламків на період необхідний для формування повноцінного кісткового зрощення. Системи для остеосинтезу мають ефективно протидіяти зовнішнім силам, що дестабілізують зону перелому і спричиняють вторинне зміщення уламків.

Суглобовий відросток, який дуже часто уражається при травмі, є однією з найбільш навантажених ділянок нижньої щелепи. При цьому вид напружено-деформованого стану, величина і градієнти локальних (діючих) напружень в різних фазах жувального циклу суттєво змінюються. Це створює передумови для виникнення вторинного зміщення уламків, деформації пластин, розхитування і втрати шурупів після проведення остеосинтезу.

Численні системи фіксації, запропоновані для лікування переломів НЩ на ділянці суглобового відростку, не завжди забезпечують необхідну жорсткість і надійність. Це зумовлює необхідність ретельного вивчення їх біомеханічних характеристик з метою визначення доцільності застосування того чи іншого типу фіксатора при різних типах перелому.

Мета роботи: в натурному експерименті вивчити деформаційні характеристики систем фіксатор-кістка при переломах НЩ на ділянці суглобового відростку в залежності від типу фіксатора та його розташування.

Матеріали та методи. Типові переломи суглобового відростку нижньої щелепи було відтворено шляхом остеотомії 5 трупних щелеп людини. Для фіксації уламків застосовували традиційні титанові мініпластини лінійної та L-подібної форми, виготовлені з титану марки ASTM F67, DIN 17850. Товщина пластин дорівнювала 1 мм, діаметр шурупів, які застосовували для їх фіксації, - 2 мм, довжина шурупів - 7 мм. Пластини розташовували на ділянці заднього та переднього краю суглобового відростка, а також по середині його зовнішньої поверхні. Крім того досліджували комбінацію з 2 лінійних пластин, розташованих на зовнішній поверхні гілки нижньої щелепи під кутом одна до одної (рис. 1).



X - подібна пластина



L - подібна пластина



Комбінація з 2-х пластин

Рис. 1. Типи пластин та схеми закріплень, що використовували

Особливості закріплення і навантаження препарату у випробувальній машині визначалися типом деформації, що відтворювалась.

Щелепи жорстко закріплювали на рухомому столі машини гвинтовими затискачами, що кріпились на ділянці її підборіддя чи тіла. Навантаження прикладали на ділянці суглобової головки чи шийки суглобового паростку НЩ через жорсткий сталевий стрижень, з'єднаний з динамометром дослідної машини, шляхом вертикального переміщення рухомого стола дослідної машини. Діапазон навантаження становив від 0 до 50 Н. У випадках, коли жорсткість системи виявлялась недостатньою, величину навантажень зменшували для уникнення повного руйнування зразка.

Для реєстрації взаємного переміщення уламків застосовували цифрову фотокамеру Panasonic DMC-TZ7 в режимі макрозйомки, встановлену на жорстко закріпленому штативі. В процесі дослідження проводили зйомку препарату з реперними точками, нанесеними на його поверхню, та еталонним об'єктом з відомими розмірами. Зображення обробляли в програмному середовищі Adobe Photoshop CS3, переміщення в міліметрах визначали на основі розрахунку масштабного коефіцієнту за еталонним об'єктом

Результати випробувань. Встановлено, що жорсткість системи фіксатор-кістка суттєво відрізнялась в різних напрямках і при різних типах деформування. При згині в площині ХZ зона переважного стиску знаходилася на ділянці заднього краю щелепи, натомість вздовж переднього краю виникало розходження фіксатора вздовж заднього краю (зона переважного стиску) або на ділянці нейтральної лінії (бокова поверхня щелепи) жорсткість системи виявлялась низькою. Виникали значні деформації, а розходження уламків сягало кількох міліметрів при незначних зусиллях. Деформація системи фіксатор-кістка в умовах сагітального згину із зусиллям 25Н (рис. 2)



Рис. 2. Деформація системи фіксатор-кістка в умовах сагітального згину із зусиллям 25 Н

При великих деформаціях в площині відтвореного перелому відзначали появу крутильного моменту і зсувів, що зменшували площу контакту кісткових уламків в зоні стиску. Особливо виразним це явище виявлялося при відтворенні косих переломів.

Висновки. Жорсткість систем фіксатор-кістка залежить від характеристик фіксатора, його розташування, типу перелому і механічних властивостей кісткової тканини та умов навантаження, що необхідно враховувати при проведенні остеосинтезу НЩ на ділянці суглобового відростку.

Найбільшу жорсткість в різних режимах деформування виявляла систем із застосуванням двох лінійних пластин, розташованих на ділянці переднього і заднього краю суглобового паростку. Ця система за своїми біомеханічними характеристиками є найбільш доцільною для фіксації переломів при застосуванні режимів раннього функціонального навантаження.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНОСТІ ТА МІЦНОСТІ КІСТКОВОЇ ТКАНИНИ КІНЦІВОК ЛЮДИНИ

Особливості структури кісткової тканини (неоднорідність, анізотропія механічних властивостей, пористість, геометрія поверхневих шарів та багато інших факторів) потребує уважно ставитися до вибору методів виготовлення зразків для випробувань та способів експериментального визначення пружних та міцносних показників зазначених матеріалів.

Зразки з кісткового матеріалу необхідно виготовляти так, щоб обробка поверхонь проводилася з мінімальними пошкодженнями. Найбільш розповсюдженим є зразок у вигляді прямокутного паралелепіпеда. Розміри кісток не дають можливості виготовляти такі відносно великі зразки, як, наприклад, стандартні зразки для випробувань гум або пластмас. Тому обмежувалися розмірами в декілька міліметрів по висоті, ширині та довжині.

На початку кісткову тканину (рис. 1) обробляли на точильному верстаті для надання їм правильної геометричної форми. Решта оброблювальних робіт виконували за допомогою спеціального шліфувального пристрою.



Рис. 1. Кістки кінцівок, з яких виготовляли зразки для випробувань

Уламки кістки вставляли у затискувач, регулюючи довжину виходу зразка за допомогою набору обмежувальних вставок, потім закріплювали за допомогою притискувальної пластини. Затискувач закріплювали на механізмі переміщення, за допомогою якого можна достатньо точно регулювати хід зразка вздовж вертикальної осі під час обробки.

Непаралельність протилежних сторін зразка не перевищувала 0,01мм на кожні 10мм довжини поверхонь. Застосовували 3-4 послідовних операції шліфування. Поверхню зразків обстежували за допомогою оптичної системи катетометра В-630. Обстеження показує, що отримано достатньо гладкі та рівні поверхні. Аналогічні операції проводили з трьома іншими гранями зразка.

Для здійснення роботи необхідною умовою було збереження перпендикулярності і паралельності поверхонь зразка. Тому, використовуючи полімерну суміш ПРОТАКРИЛ-М, була виготовлена спеціальна підкладка, яка повторює контури поверхні кістки (рис. 2).

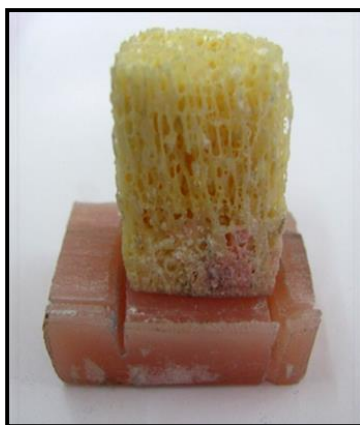


Рис. 2. Зразок спогнізної кісткової тканини

Напрямки, у яких прикладали навантаження або вимірювали деформації, позначали так: "1" - це напрямок, найбільш наближений до орієнтації більшості остенів та трабекул кісткової тканини; "2" - це напрямок, паралельний зовнішньої поверхні кістки та перпендикулярний до напрямку "1"; "3" - це напрямок, перпендикулярний до зовнішньої поверхні щелепи та перпендикулярний напрямкам "1" та "2".

Виготовлені зразки піддавали стисканню за допомогою універсальної випробувальної машини. Зразки розташовували на рухомому столі випробувальної машини (рис. 3), а зусилля на верхню частину зразка передавали за допомогою шарнірно закріпленої пластини.

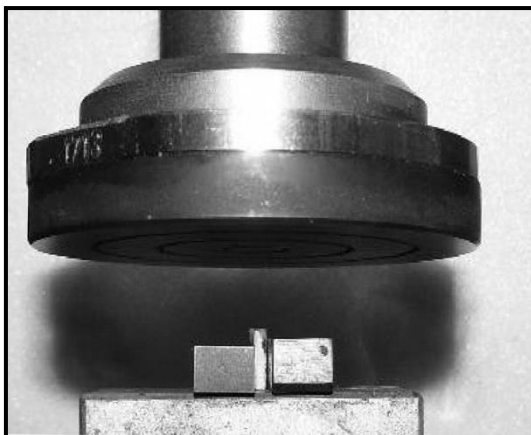


Рис. 3. Розміщення зразка кісткової тканини на робочому столі випробувальної машини

Проведено дослідження зміни пружних властивостей кісткової тканини на ділянках, що складаються з різних типів кісткової речовини та містять перехідні зони або ділянки вираженої структурної неоднорідності. Ці ділянки утворені з різних типів тканин, що мають різні механічні властивості. Ділянки, які складаються з одного типу тканини часто є невеликими за розміром, характеризуються складною просторовою конфігурацією, а їхню границю не завжди можливо точно визначити без застосування методів мікроскопічного дослідження. В зв'язку з цим виготовлення однорідних зразків на цих ділянках неможливе або значно ускладнено.

Для спрощення експериментальних робіт при визначенні пружних властивостей зазначених зон кісткових тканин використовували метод пошарового зрізу частин кісткової тканини зразка. При достатньо малих товщинах зрізаних шарів можна вважати, що у межах цих шарів зміна пружних властивостей нехтовно мала.

Визначивши Δh та Δh_s через модулі пружності та враховуючи, що модуль пружності видаленого шару I $E_L = (P/F) \cdot (h_L/\Delta h_L)$, отримаємо кінцевий вираз для модуля пружності

$$E_L = E \cdot E_s \cdot \Delta h_L / (E_s \cdot h - E \cdot h_s).$$

Висновки. Визначено модулі пружності та границі міцності зразків кісткової тканини, що взяті з різних анатомічних областей стегнових та великогомілкових кісток. Результати випробувань використовуються для вибору матеріалів, що застосовуються для біомеханічних досліджень нових типів імплантатів.

УДК 616.728.2-089-77-053.9

Макаренко А.А., студ.; Шитіков В.С., студ.; Шидловський М.С., к.т.н., доц.

ВИБІР ПОРИСТИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ІМІТАЦІЙНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СИСТЕМ ОСТЕОСИНТЕЗУ

У зв'язку з розвитком в хірургічній практиці методик імплантування, з'явилася потреба у біомеханічних дослідженнях систем "імплантат – кістка". Через неможливість проведення випробувань на живій людині, планується використати ампутовані кістки з імітацією внутрішнього (трабекулярного) середовища кістки іншим штучним матеріалом. Для заміни трабекулярної складової в середині кістки потрібно підібрати матеріал пористої структури і схожими механічними властивостями.

За головний механічний показник матеріалу з урахуванням біології людини, було взято границю міцності на стиск, яка для трабекулярної частини кістки дорівнює 7...10 МПа. Після ознайомлення з літературними джерелами, присвяченими матеріалам пористої структури, було прийнято рішення використовувати для випробувань широко розповсюджений пінобетон.

Традиційний метод отримання пінобетону здійснюється в циклічному режимі шляхом перемішування пін високої кратності (кратність - в районі 15) з роздільно приготованим розчином. На відміну від низько кратних пін у них практично відсутня внутрішньоструктурна рухливість, "вільна" рідка фаза і її закінчення (синерезис) протягом певного часу після приготування.

Міцність пінобетону залежить від його густини, а регулювання середньої густини пінобетону досягається підбором співвідношення обсягів піни заданої кратності і розчину. У процесі перемішування відбувається трансформація високо кратної двофазної піни в трифазну мінералізовану пінну структуру низької кратності

Результати досліджень та аналіз літератури [1, 2] показали, що густина піноблоку зменшується із збільшенням кратності піни. Значення границь міцності для піноблоків заданої густини [3], дані зведені в таблицю.

Таблиця 1. Залежність модуля пружності від кратності піни

№ п/п	Кратність піни	Густина піноблоку, кг/м ³	Границя міцності, МПа
1	14	275.0	0.58
2	8	319.4	0.78
3	5	444.5	1.56
4	1	1801.8	8.20

Висновки. Для застосування пінобетону як імітатора губчастої кісткової тканини при проведенні біомеханічних досліджень слід вибирати суміші з кратністю піни близької до одиниці з підвищеною густиною.

Література

1. Тихомиров В.К. Пены. Теория и практика их получения и разрушения. –М.: Химия, 1983.
2. Меркин Л.П., Кобидзе Т.Е. Особенности структуры и основы технологии получения эффективных пенобетонных материалов // Строительные материалы. – 1988. – №3. – С.16-18.
3. Ружинский С.И., Портник А.А., Савиных А.В. Кратко о пенобетоне. ООО "Строй-Бетон", 2006, стр. 152-154.

УДК 678.7:539.3

Шрамко Р.В., студ.; Шидловський М.С., к.т.н. доц.; Шпак Д.Ю., к.т.н., доц.

ОЦІНКА НЕВИЗНАЧЕНОСТІ ВИМІРЮВАНЬ МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРІАЛІВ

Невизначеність вимірювання - параметр, пов'язаний з результатом вимірювання, що характеризує дисперсію значень, які можуть бути достатньо обґрунтовано приписані вимірювальній величині. Під час оцінювання невизначеності вимірювання всі складові невизначеності, що є істотними у даній ситуації, треба взяти до уваги за допомогою відповідних методів аналізування.

Джерелами невизначеності є використовувані вихідні еталони та зразкові речовини, методи та обладнання, що застосовуються, умови довкілля, властивості та стан виробу, який підлягає випробуванню або калібруванню, а також оператор. Ступінь необхідної ретельності під час оцінювання невизначеності вимірювання залежить від встановлених вимог методу випробувань, вимог замовника і наявності вузьких границь, на які спираються рішення про відповідність технічним умовам.

1. Побудова модельного рівняння. Істотними джерелами невизначеності в даному випадку будуть: похибка твердоміра, неточність зчитування показів оператором, невизначеність температури вимірюваного зразка, вимірювання впливу випадкових ефектів. Модельне рівняння має вигляд: $s = s_0 + \Delta_o + \Delta_{\text{вин}}$ (s_0 - покази твердоміра при 20 °С; Δ_o - похибка зчитування показів оператором; $\Delta_{\text{вин}}$ - похибка внаслідок дії випадкових факторів).

2. Оцінювання стандартних невизначеностей вхідних величин.

а. Невизначеність величини l_0 обумовлена похибкою твердоміра. Вклад неточності твердоміра у невизначеність при вимірюванні оцінюємо за типом В. Згідно з паспортом похибка твердоміра не перевищує $\pm 1 \text{ од. Шор A}$ (надалі - од.). Результат вимірювання не може бути зміщений більше як на 1 од. Права границя розподілу становить $a^+ = 1 \text{ од.}$, ліва $a^- = -1 \text{ од.}$. Реальний вид закону розподілу похибки твердоміра невідомий, тому приймаємо рівномірний закон розподілу. В цьому випадку

$$u_B(l_0) = \frac{1 - (-1)}{2 \cdot \sqrt{3}} \text{ од.} = \frac{1+1}{2 \cdot \sqrt{3}} \text{ од.} = \frac{1}{\sqrt{3}} \text{ од.} = 0,577 \text{ од.}$$

б. Неточність зчитування показів індикатора не перевищує половини ціни поділки твердоміра (0.5 од.). Стандартна невизначеність, обумовлена неточністю зчитування показів:

$$u_B(\Delta_0) = \frac{0,5 - (-0,5)}{2 \cdot \sqrt{3}} \text{ од.} = 0,289 \text{ од.}$$

в. Для оцінки невизначеності вимірювання, обумовленої вкладом випадкових факторів, було проведено 20 повторних вимірювань розмірів об'єкта одним і тим же оператором в одних і тих же умовах:

Результати вимірювання твердості, одиниць Шор А										
72.5	73.0	71.5	72.5	73.5	71.0	72.5	72.0	72.0	72.5	
72.5	72.5	73.0	73.5	72.5	73.0	74.0	71.5	72.5	72.0	
Середнє значення										72.5
Середнє квадратичне відхилення										0.166

Середнє квадратичне відхилення результатів вимірювання:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{20} (s_i - \bar{s})^2}{20 - 1}} = 0,166 \text{ од.}$$

Похибка внаслідок дії випадкових факторів: $u_A(\Delta_{\text{вун}}) = 0,166 \text{ од.}$

3. Визначення коефіцієнтів впливу. Користуючись модельним рівнянням, знайдемо значення коефіцієнтів впливу $\partial s / \partial x_i$, де x_i - вхідні величини. Як видно з модельного рівняння, значення всіх коефіцієнтів впливу дорівнюють 1.

4. Оцінювання коефіцієнтів кореляції. Коефіцієнти кореляції дорівнюють нулю (всі джерела невизначеності є незалежними одне від одного, кореляція між будь-якою парою вхідних величин відсутня).

5. Оцінювання сумарної стандартної невизначеності. Сумарна стандартна невизначеність вимірювання:

$$u(s) = \sqrt{u^2(s_0) + u^2(\Delta_0) + u^2(\Delta_{\text{вун}})}.$$

$$u(s) = \sqrt{(0,577)^2 + (0,289)^2 + (0,166)^2} = 0,666 \text{ од.}$$

6. Оцінка розширеної невизначеності. Розширена невизначеність для $p = 0,95$: $U(l) = t(0,95, \nu) \cdot u(s)$, де $t(0,95, \nu)$ - коефіцієнт Ст'юдента для рівня довіри 0.95 та числа ефективних ступенів свободи ν . Число ступенів свободи знайдемо за формулою Велча-Сатерстейта:

$$\nu = \frac{u^4(s)}{\frac{u_B^4(s_0)}{\infty} + \frac{u_B^4(\Delta_0)}{\infty} + \frac{u_A^4(\Delta_{\text{вун}})}{20 - 1}} = 19 \cdot \frac{u^4(s)}{u_A^4(\Delta_{\text{вун}})} = 19 \cdot \frac{(0,666)^4}{(0,166)^4} = 4900 > 100.$$

Тоді за таблицею для коефіцієнтів Ст'юдента для рівня довіри 0,95 та числа ефективних ступенів свободи > 100 знайдемо, що

$$t(0,95, \infty) = 1.96.$$

Таким чином, $U(l) = 1.96 \cdot 0.666 \text{ од.} = 1,31 \text{ од.} \approx 1.3 \text{ одиниць Шор А}$

Висновок. Невизначеність вимірювання твердості, оцінена за вищенаведеною методикою, суттєво (на 31%) перевищує похибку вимірювання твердоміру за технічною документацією, та повинна враховуватися при подальших вимірюваннях.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕФОРМУВАННЯ ЗАСОБІВ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК ПІД ДІЄЮ ФІЗІОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

На сьогодні дослідниками у галузі біомеханіки остеосинтезу (ОС) накопичені чисельні дані про деформування систем "кістка – засіб фіксації перелому". Останні є об'єктами, що мають достатньо ускладнену топографію. Міжнародна класифікація переломів кінцівок АО систематизує типи переломів, але не встановлює однозначного позначення взаємних зміщень уламків та загальних деформацій системи ОС. Відсутність єдиних (уніфікованих) позначень призводить до складнощів при порівнюванні результатів досліджень та математичному описанні деформацій кінцівок та систем ОС.

У лабораторії біомеханічних систем НТУУ "КПІ" створений банк даних про поля деформацій та зміщень уламків (фото– та відеофайли, архів табличних даних) пошкоджених кісток нижніх кінцівок з різними системами ОС, що були піддані стиску, розтягу, згину та крученню. Зібрано дані, що стосуються переломів стегнової кістки, кісток гомілки та стопи. Аналіз процесів деформування кісток з системами ОС проводиться із застосуванням методів аналізу векторів переміщень, прийнятому в біомеханіці кінцівок.

Застосовуються уніфіковані позначення для описання деформацій пошкоджених кісток кінцівок з системами ОС [1, 2]. Такі позначення є прийнятні як для хірургів – травматологів, так і для спеціалістів у галузі технічної механіки.

Позначення координатних осей: вісь **X** – поздовжня вісь кістки, лінія перетину сагітальної та фронтальної площин; вісь **Y** перпендикулярна осі **X**, перпендикулярна фронтальній площині та є лінією перетину поперечної (трансверсальної) та сагітальної площин; вісь **Z** перпендикулярна осі **X**, перпендикулярна сагітальній площині та є лінією перетину поперечної та фронтальної площин.

Позначення при вимірюванні загальних деформацій системи: P_i та Δ_i – загальні позначення сили та переміщення точки прикладання сили відповідно; нижній індекс при **P** та **Δ** – позначення осі, у напрямі якої прикладене навантаження та вимірюється переміщення; $C_i = \Delta_i / P_i$ – загальна лінійна жорсткість системи; $\delta_i = (C_i)^{-1}$ – питома лінійна деформація;

M_i та ϕ_i – загальні позначення моменту сили (згинального або крутильного) та кута повороту перерізу, в якому прикладається момент сили; нижній індекс при **M** та **ϕ** – позначення осі, що перпендикулярна до площини, в якій прикладений момент та вимірюється кут повороту; $K_i = \phi_i / M_i$ – загальна кутова жорсткість системи; $\gamma_i = (K_i)^{-1}$ – питома кутова деформація.

Позначення при вимірюванні деформацій в області перелому (рис. 1): $V_{i,j}$, $D_{i,j}$, $L_{i,j}$, $M_{i,j}$ – загальні позначення взаємного зміщення суміжних точок у вентральній, дорсальній, латеральній та медіальній частині перелому відповідно; перший нижній індекс – позначення осі, у напрямі якої вимірюється переміщення, другий – напрям осі, у напрямі якої прикладене навантаження; додатне значення зміщення означає збільшення відстані між точками, від'ємне – зменшення; $C_{i,j}^V$, $C_{i,j}^D$, $C_{i,j}^L$, $C_{i,j}^M$ – умовні жорсткості закріплення перелому, розраховані як модулі відношення відповідних зміщень до величини прикладеного навантаження; $\delta_{i,j}^V$, $\delta_{i,j}^D$, $\delta_{i,j}^L$, $\delta_{i,j}^M$ – питомі зміщення точок перелому, розраховані як величини, зворотні до відповідних умовних жорсткостей.

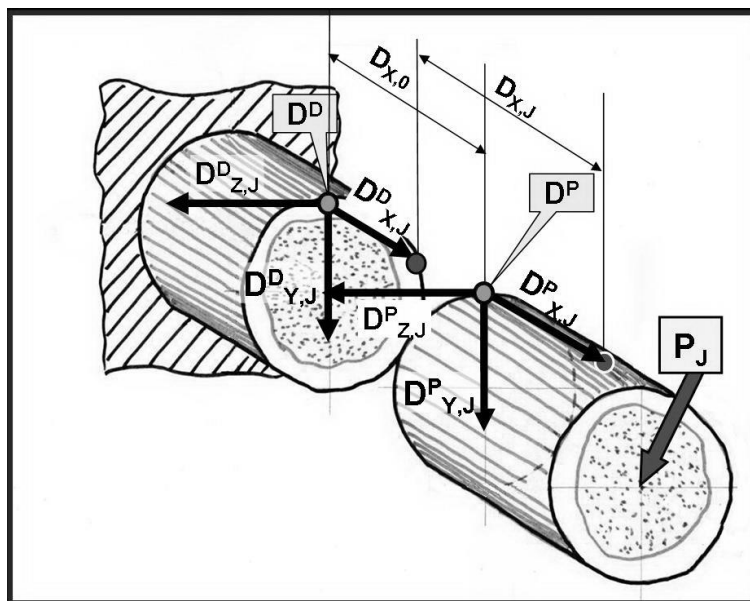


Рис. 1. Схематичне зображення проєкцій переміщень дорсальних точок перелому під дією сили P_J на осі X , Y , Z та взаємних зміщень дистальної та проксимальної сторін перелому

Висновки. Практика застосування запропонованих позначень показала підвищену інформативність та зручність введеної системи запису. За допомогою введеної системи достатньо просто узагальнювати результати досліджень на натурних препаратах та проводити аналіз деформаційної надійності нових систем ОС.

Література:

1. Шидловський М.С., Лакша А.М., Шпак Д.Ю. Уніфікація характеристик деформування в біомеханічних дослідженнях систем остеосинтезу // Літопис травматології та ортопедії. – № 1-2/2013 (25-26). – С.113-117.
2. Шидловський М.С., Лакша А.М., Шпак Д.Ю. Застосування уніфікованих характеристик деформування систем остеосинтезу в біомеханічних дослідженнях // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип.137/2013. Серія: Механіка, енергетика, екологія. — Севастополь, 2013. – С. 142-147.

УДК 539.3

Довбищук О.О. студ.; Бабак А.М., ас.

ЗАЛЕЖНОСТІ МОДУЛЯ ПРУЖНОСТІ МАТЕРІАЛІВ ВІД МЕТОДІВ ЇХ ВИЗНАЧЕННЯ

Одним із основних пружних характеристик конструкційних матеріалів являється модуль пружності, це така величина яка характеризує пружні властивості матеріалу при малих деформаціях. Серед них розрізняють модуль Юнга (E), модуль зсуву (G) об'ємний модуль (K), коефіцієнт Пуассона (ν) та коефіцієнти Ляме (λ), Найбільш поширений для розрахунку конструкцій модуль Юнга.

Існує багато різноманітних методів для визначення модулю Юнга. Найбільш поширений за допомогою статичних випробувань при розтяганні циліндричного або плоского зразка з побудовою діаграми розтягу (σ, ϵ) [1] тангенс кута нахилу пропорційної ділянки і буде наш модуль $E = tg \alpha$. Також можна знаходити за законом Гука для розтягу – стиску, коли в процесі проведення експерименту ми знаходимо деформацію зразка (в пружній зоні) за допомогою тензометрів.

Також можливо знаходити пружні характеристики використовуючи динамічні методи. Існує два методи динамічного визначення модулю Юнга: резонансний та імпульсний.

А) Резонансний метод, даний вид випробувань проводиться згідно ГОСТ 25095-82. "Сплавы твердые спеченные. Метод определения модуля упругости (модуля Юнга)"

$$E = 4 \cdot 10^9 L^2 \rho f^2,$$

де E – модуль Юнга, ρ – густина г/см³; L – довжина зразка, см; f – власна частота згинальних коливань КГц;

Б) Імпульсний метод. Полягає в тому, що швидкість розповсюдження хвиль після удару (швидкість звуку) в металі пов'язана з модулем пружності через структуру самого металу.

$$E = V_{\text{повз}}^2 \frac{\rho(1+\nu)(1-2\nu)}{1-\nu} 10^{-14}; \quad G = V_{\text{повз}}^2 \rho,$$

де $V_{\text{повз}}$ – швидкість розповсюдження повздовжніх хвиль, ν – коефіцієнт Пуассона, ρ – густина, $V_{\text{попер}}$ – швидкість розповсюдження поперечних хвиль.

Виходячи з аналізу існуючих методів для визначення пружних характеристик, було зроблено висновок, що найбільш доцільнішими для знаходження є динамічні методи, а особливо резонансний метод. Так як на кафедрі існує установка для визначення модуля пружності резонансним методом [2,3] було проведено експеримент по визначенню модуля пружності статичним методом та динамічним методом для матеріалу СТЗ.

Було виготовлено по 3 зразки з одного прутка для статичного та динамічного методу. Для випробування на розтяг були виготовлені стандартні зразки по ГОСТ, для динамічних випробувань зразки представлені на рис 1., довжиною 120мм, діаметр 8мм, які були закріплені на установці до збудника коливань за допомогою пружних підвісок

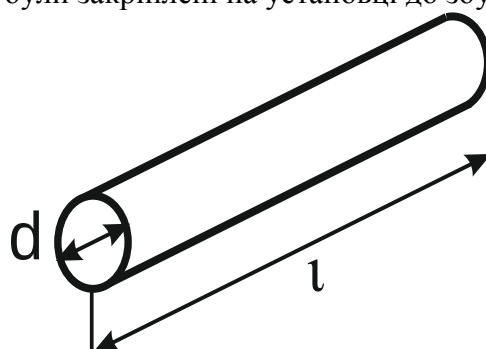


Рис. 1. Зразок для випробувань динамічним методом

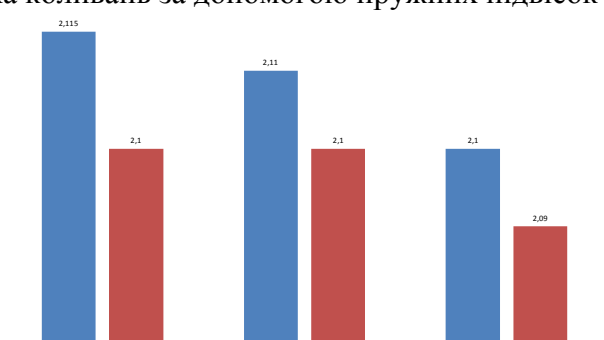


Рис. 2. Залежності модулю пружності динамічним та статичним методом

В результаті чого було отримано, що за допомогою резонансного методу було отримані значення пружних характеристик більш точні по зрівнянню з статичним визначенням для даного матеріалу. Це доводить наші припущення щодо визначення характеристик пружності за допомогою резонансного методу є більш доцільним.

Література:

1. Сопротивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко. – Киев: Вища школа, 1979. - 696 с.
2. ГОСТ 25095-82. "Сплавы твердые спеченные. Метод определения модуля упругости (модуля Юнга)"
3. Войтенко А. Ф., Новиков Н. В. Способ определения характеристик упругости и неупругости материалов при непрерывном понижении температуры // Проблемы прочности. – 1969. – №5. – С.25-26.

УДК 621.863.2

Боюка О., студ.; Боронко О.О.; проф.

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОГО НАПРУЖЕННЯ В ТРОСІ ПРИ РАПТОВІЙ ЗУПИНЦІ БАРАБАНА ПІД ЧАС ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Припустимо, що вантаж вагою Q підіймається і при цьому рухається з постійною швидкістю $\dot{x}_0 = v_0$, а в якості пружини служить сталевий трос. Задача полягає у визначенні максимального напруження, яке виникає в канаті, якщо під час руху раптово зупиняється барабан, що намотує верхній кінець тросу.

$Q=100\text{кН}$ – вага вантажу,

$l = 60 \text{ м}$ – довжина каналу,

$F = 115.72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ - площа поперечного перерізу каната,

$E = 2 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ - модуль пружності для сталі,

Вихідні дані:

Орієнтовано для висотних кранів швидкість підймання вантажу:

$$v_0 = \frac{H(1 + \frac{1}{\beta}) + 3}{1.99\sqrt{M} - 1.1} \quad (1)$$

де H – висота підняття,

$\beta = \frac{v_{\max}}{v_{\min}}$ - коефіцієнт оптимальних швидкостей,

M – маса вантажу в тоннах. $v = 20 \dots 40 \text{ м/хв}$ – швидкість руху.

$v = 20 \dots 40 \text{ м/хв}$ – швидкість руху.

$H=38,5 \text{ м}$ – висота підйому вантажу:

$$M = \frac{Q}{g} = \frac{100\text{кН}}{9.81\text{м/с}^2} = 10,2\text{м} \quad (2)$$

$$v_0 = \frac{38.5(1 + 0.5) + 3}{1.09\sqrt{10.2} - 1.1} = 25.44\text{м/хв} = 0,42 \text{ м/с}$$

Вагою троса нехтуємо.

При рівномірному русі підйомника розтягуюча сила рівнозначна значенню Q . Видовження канату в будь-який момент часу знаходиться за наступною формулою:

$$\delta_{cm} = \frac{Ql}{EF} \quad (3)$$

Підставимо:
$$\delta_{cm} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 60}{2 \cdot 10^{11} \cdot 115,72 \cdot 10^{-6}} = \frac{30}{115,72} = 0,26 \text{ м}$$

Внаслідок початкової швидкості $\dot{x}_0 = v_0$ вантаж, який підіймається, не зупиниться одразу, а буде лише коливатися га тросі. Враховуючи час від деякого довільного моменту можна побачити, що переміщення маси в розглядуваний проміжок дорівнює нулю, тоді як швидкість - $\dot{x}_0$.

Визначимо амплітуду коливань системи:

$$A = \frac{\dot{x}_0}{\omega_0} \quad (4)$$

де

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{\delta_{cm}}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,26}} = 6,1 \text{ с}^{-1}$$

Отримаємо, що $A = 0,068 \text{ м}$

Максимальне видовження тросу:

$$\delta_{\max} = \delta_{\text{ст}} + \frac{\dot{x}_0}{\omega_0} \quad (5)$$

$$\delta_{\max} = 0,26 + 0,068 = 0,328 \text{ м}$$

Остаточно матимемо, що статичне напруження:

$$\sigma_{cm} = \frac{Q}{F}, \quad (6)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{100 \cdot 10^3}{115,72 \cdot 10^{-6}} = 8,6 \cdot 10^8 \text{ Па}$$

Коефіцієнт динамічності:

$$K_d = 1 + \frac{A}{\delta_{\text{ст}}}, \quad (7)$$

$$K_d = 1 + \frac{0,0215}{0,26} = 1,26,$$

$$\sigma_d = K \sigma_{cm}, \quad (8)$$

$$\sigma_d = 1,08 \cdot 8,6 \cdot 10^8 = 9,29 \cdot 10^8 \text{ Па}.$$

Отже, як видно з порівняння, раптова зупинка барабану збільшує напруження приблизно в 1,26 рази.

Таблиця 1. Значення коефіцієнта динамічності системи в залежності від висоти підйому вантажу

K_d	L, м						
	1	10	20	30	40	50	60
	3,04	1,65	1,45	1,369	1,323	1,291	1,26

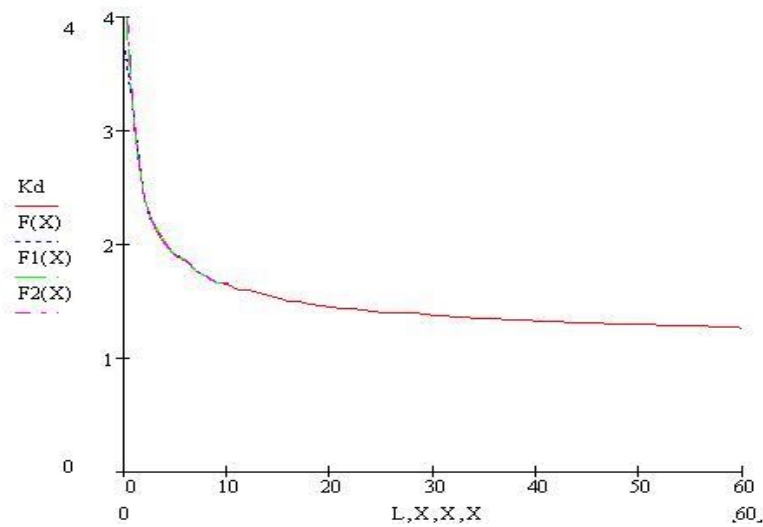


Рис. 2. Залежність коефіцієнта динамічності K_d системи від значення висоти підйому вантажу:

$F(X)$ – лінійна інтерполяція
 $F1(X)$ – поліноміальна інтерполяція
 $F2(X)$ – кубічна інтерполяція

Висновки:

1. Коефіцієнт динамічності K_d змінюється по довжині канату $l=60\text{м}$ в межах $[1,26\dots 3,04]$.
2. При розрахунках на міцність вибираємо максимально можливе значення $K_d = 3,04$.

ЗМІСТ

	Стор.
1. Побивайло О.В. , Грабовський А.П. Кінетика накопичення пошкоджень при повторно-змінному осьовому навантаженні та зсуві (крученні) за припрямого і зворотнього режимів навантаження конструкційних матеріалів	3
2. Д'якова Ю.А. , Бабенко А.Є. Стійкість круглої пластини під дією зосередженої радіальної сили прикладеної на границі.....	5
3. Лабунський А.В. , Боронко О.О. Коливання стержнів з урахуванням різних механізмів розсіювання енергії.....	6
4. Нагорний В.В. , Заховайко О.П. Чисельне моделювання процесу утворення тонкого корпусу абразивного круга методом керованого деформування з використанням лазерного прогріву	7
5. Шевчук П.А. , Черняк Г.Ю., Заховайко О.П. Комп'ютерне моделювання динаміки рейкових транспортних засобів	9
6. Куренков М.М. , Лавренко Я.І., Бабенко А.Є. Колебания центрифуги с учетом гироскопического эффекта	10
7. Мачоган О.Я. , Чорненький І.М., Крищук М. Г. Дослідження біомеханіки литих штифтових конструкцій зубних протезів методами математичного моделювання	12
8. Підгорний В.О. , Лисенко Р.Б., Крищук М.Г. Імітаційне моделювання біомеханіки передньої черевної стінки людини з імплантатами	14
9. Добронравов О.А. , Рудаков К.М. Про чисельне моделювання болтових з'єднань з ПКМ в тривимірній контактній постановці	15
10. Яковлєв А.І. , Рудаков К.М. Чисельне моделювання процесів переносу тепла в трубах в процесі перемішування двох турбулентних потоків	17
11. Перекрест В.В. , Бабак А.М. Визначення пружних констант матеріалу динамічним методом в залежності від накопичення деформації	19
12. Пітцик Т.Є. , Тимошенко О.В., Коваль В.В. Вплив режиму навантаження при малоцикловій втомі на кінетику накопичення пошкоджень для матеріалу Д16чТ	20
13. Бурлак К.П. , Тимошенко О.В., Коваль В.В. Кінетика накопичення пошкоджень металічних матеріалів при крученні	22
14. Цибенко А.Г. , Тимошенко О.В., Коваль В.В. Метод оцінки пошкоджуваності елементів конструкцій при простому навантаженні	23
15. Юраткін В.В. , Бабак А.М. Моделювання склопластикової арматури при випробуванні на розтяг	25
16. Лисюк Д.С. , Трубачев С.І. Моделювання динамічних процесів при співударі ролика рольганга із заготовкою	26
17. Лавров В.П. , Трубачев С.І. Визначення напружено-деформованого стану та оптимізація передньої стійки шасі літака	28
18. Бугайчук В.Ю. , Трубачев С.І. Методика визначення лінійності в'язкопружних властивостей	29
19. Фам Дик Куан , Халимон А.П. Эффективная диаграмма деформирования алюминиевого сплава АМг2	31

	Стор.
20. Фам Дик Куан , Яхно Б.О. Чисельне моделювання процесу дорнування технологічних отворів авіаційних конструкцій	33
21. Власенко Ю.П. , Шукаєв С.М. Розрахунок міцності кронштейна керма висоти за двовісного навантажування	34
22. Чумін О.Є. , Чемерис О.М. Визначення частот коливань шарнірно закріпленого стрижня східчастої товщини методом скінчених елементів ..	36
23. Жирков В.І. , Чемерис О.М. Визначення частот коливань жорстко затисненого стрижня східчастої товщини методом скінчених елементів ..	37
24. Жмутова Е.Р. , Чемерис О.М. Частоти коливань стрижня східчастої товщини при тисненій і шарнірній границі	38
25. Осипенко О.В. , Чемерис О.М. Визначення частот коливань жорстко затиснутого симетрично стрижня східчастої товщини методом скінчених елементів	39
26. Стогній С.І. , Чемерис О.М. Визначення частот коливань стрижня з жорсткою і ковзною опорою	40
27. Михайленко О.П. , Чемерис О.М. Частоти коливань стрижня з двома проміжними опорами і трьома шарнірами	41
28. Демидюк Т.П. , Чемерис О.М. Визначення частот власних коливань затиснутого стрижня з проміжним шарніром	42
29. Матюшенко А.С. , Чемерис О.М. Визначення частот власних коливань затиснутого стрижня з проміжним ковзним шарніром	43
30. Гайдук Д. , Бабак А.М., Аналіз моделі Мазінга при повторно-змінних навантаженнях	44
31. Демидюк Т.П. , Журавська Г.В. Мова програмування процесінг для візуалізації задач математичної фізики	46
32. Мариненко Я.О. , Сидоренко Ю.М. Вплив форми заряду вибухової речовини на процес деформування товстостінної труби	48
33. Остапенко А.С. , Бондарець О.А. Кінетика накопичення розсіяних пошкоджень та деградація модулів пружності в конструкційних матеріалах при пружно-пластичному деформуванні	50
34. Ковбаса М.І. , Шидловський М.С. Біомеханічні властивості нових типів гвинтових з'єднань складних переломів кісток	51
35. Решетило Є.А. , Шидловський М.С. Властивості технічних марок гум з урахуванням впливу температури та рідких середовищ	53
36. Брицький П.П. , Шидловський М.С. Дослідження впливу концентраторів напружень на міцність модифікованих марок конструкційних пластмас ..	55
37. Воронін Ю.В. , Шидловський М.С. Міцність зварювальних швів конструкційних пластмас з урахуванням способу з'єднання	56
38. Марченко П.В. , Шидловський М.С. Вплив режимів навантаження та зовнішніх факторів на експлуатаційні властивості констукційних пластмас	58
39. Путеренков П.І. , Решетило Є.А., Шидловський М.С. Вплив умов експлуатації на механічні властивості технічних гум	60
40. Димань М.М. , Копчак А.В. Шидловський М.С. Характеристики жорсткості систем остеосинтезу для фіксації переломів кісток	62
41. Шитіков В.С. , Макаренко А.А., Шидловський М.С. Характеристики пружності та міцності кісткової тканини кінцівок людини	64

	Стор.
42. Макаренко А.А., Шитіков В.С., Шидловський М.С. Вибір пористих матеріалів для імітаційних досліджень систем остеосинтезу	66
43. Шрамко Р.В., Шидловський М.С., Шпак Д.Ю. Оцінка невизначеності вимірювань механічних характеристик матеріалів	67
44. Гусенко О.Р., Шидловський М.С. Характеристики деформування засобів фіксації переломів кісток під дією фізіологічних навантажень	69
45. Довбищук О.О., Бабак А.М. Залежності модуля пружності матеріалів від методів їх визначення	70
46. Боюка О., Боронко О.О. Визначення динамічного напруження в тросі при раптовій зупинці барабана під час підйому вантажу	72