

Голенко К.Е.¹, Бабак О.П.¹, Бур'ян М.В.²

¹ Хмельницький національний університет, м. Хмельницький, Україна

² Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ПЕДАЛІ АКСЕЛЕРАТОРУ В УМОВАХ КРИТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ МЕТОДОМ КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

У роботі представлено методику формування крайових умов імітаційного розрахунку на міцність механічної педалі акселератору в середовищі Ansys (Transient Structural – для динамічних процесів навантаження; Explicit Dynamics – для ударних процесів), що є еквівалентною натурним випробуванням в умовах критичних навантажень згідно Правил ЄЕК ООН №13 (ДСТУ UN/ECE R 13-09-2002). В процесі досліджень проаналізовано фактори впливу на показники міцності (напруження та деформації) об'єкту досліджень: час прикладання навантажень з відокремленням на кроки; граничні значення межі текучості силуміну (залежать від способу виготовлення заготовки), що впливають на коефіцієнт запасу міцності та цілісність натискної частини педалі; середовище імітаційних випробувань Ansys (відповідний модуль розрахунку); конфігурація кінцево-елементної сітки (tetrahedral / hexahedral mesh).

За результатами розрахункового експерименту отримано висновки щодо міцності складових структур педалі з картами напружень та деформацій, а також запасом міцності у відповідних локаціях 3D-моделі. Запропонована методика може бути універсальною для оцінки міцності типових підлогових конструкцій педалей транспортних засобів й вважатися взаємозаміною сертифікаційним випробуванням за умови врахування реальних фізико-механічних властивостей матеріалів у кінцево-елементній моделі. Додаткову користь отримані дані несуть для перевірки значень реакцій, які передає педель через систему важелів до виконавчого органу – тросу дистанційного керування. Представлений підхід несе не тільки практичну користь та фінансову економію щодо проектування й тестування педалей, але й науковий інтерес з огляду на оцінку різних динамічних процесів.

Ключові слова: Правила ЄЕК ООН, аналіз міцності, максимальні навантаження, підлогова педаль, метод кінцевих елементів, Ansys, теорія Мізеса-Хенкі, напруження фон Мізеса.

ВСТУП

Об'єктом досліджень виступає збірний вузол педалі акселератора моделі EAAX-MFP02-2340, що застосовується на транспортних засобах, зокрема на тракторах (наприклад, модель К 744Р, тощо). Аналіз міцності натискної підлогової педалі пропонується виконати поетапно, з оцінкою результатів різних навантажувальних режимів, іменованих крайовими, тобто такими, що гранично допустимі за своїми навантаженнями, але малоімовірні в реальних умовах експлуатації об'єкту досліджень. Для цього застосовано Правила ЄЕК ООН №13, що розповсюджуються на дорожні транспортні засоби категорій М, N та O щодо гальмування і є найбільш тяжкими з точки зору їх дотримання, саме тому їх було взято за основу при формуванні крайових умов об'єкту досліджень. Традиційним за сертифікаційних випробувань зазначених Правил є навантаження, згенеровані оператором транспортного засобу на натискну педаль не вище 1000 Н (100 даН), що визначається ергономікою та комфортом робочого місця. Якщо значення 100 даН є недостатнім для ввімкнення системи, то далі випробування не проводяться [1], адже вважається, що конструкція педалі є неефективною (не здатна забезпечити повну передачу зусиль на органи управління).

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Питання максимальних навантажень на механічну педаль регламентовано Правилами ДСТУ UN/ECE R 13-09-2002 - Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N та O щодо гальмування [1]. У роботі [2] авторами наводяться дослідження комфортного та максимально допустимого зусиль на педалі транспортних засобів серед китайського населення, що особливо актуально аналізувати у парі з Правилами ДСТУ UN/ECE R 35-00:2002 (Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно розміщення педалей управління) [3], адже питання ергономіки робочого місця та зусиль на органи управління йдуть невід'ємно під час експлуатації транспортних засобів [4-6].

Вплив різних систем педалей автомобіля та навичок водіння на положення нижніх кінцівок водіїв під час втоми досліджено у роботі [7]. Симуляція взаємодії між водієм і сидінням, розуміння використання автомобільних педалей і характеристик руху ніг літніх водіїв є темами роботи [9]. Оскільки найвищі навантаження на педалі спостерігаються саме серед педалей гальм, доцільно ознайомитися з роботами [9-11], що розкривають такі теми, як: перевірка та аналіз педалі гальма автомобіля зі зниженою вагою; автоматизована пневматична система для перевірки педалі гальма

автомобіля. Враховуючи, що наша робота дотична до тематики міцності, необхідно дослідити публікації [12-13], присвячені аналізу навантажень та тестам на міцність, концептуальному дизайну і профілю педалі гальм. У роботі [14] описано можливі помилки серед водіїв при натисканні на педалі автомобілів, подано огляд дослідницького підходу та відповідних налаштувань. Некоректне прикладання навантажень на педаль з боку водія спричиняє різні зусилля у її складових, а це корелюється з проблематикою даної роботи. Окрім того, корисним є звернутися до робіт автора [15-17], щодо пасивної безпеки автобусів, напружено-деформованого стану типових вузлових з'єднань, оцінки напружень [18-20], тощо.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціллю даної роботи є формування методології оцінки міцності підлогових педалей на відповідність вимогам Правил ЄЕК ООН №13 (ДСТУ UN/ECE R 13-09-2002) розрахунково-аналітичним способом (із застосуванням методу кінцевих елементів в середовищах Ansys Transient Structural та Explicit Dynamics), що є еквівалентним натурним випробуванням щодо крайових умов та досяжних результатів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єктом досліджень виступає збірний вузол педалі акселератора моделі EAAX-MFP02-2340, який застосовується на транспортних засобах, зокрема на тракторах (модель К 744Р, тощо). Умови випробувань – імітація натурних випробувань комп'ютерним розрахунком з допомогою методу кінцевих елементів у середовищі ANSYS Workbench 19.0-2022 R2.

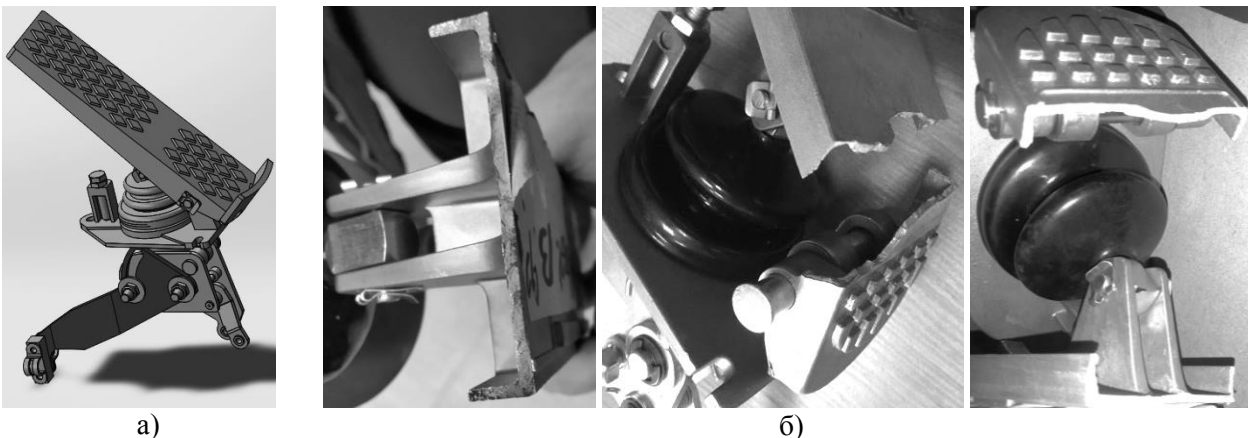
Розрахункова модель – твердотіла STEP-модель, що відповідає в точності натурному зразку за габаритами, МЦХ-характеристиками, що формують збірку моделі, а також матеріалам їх виготовлення (межа міцності, текучості, коеф. Пуассона, тощо): Structural Steel (типові характеристики для Сталь 3), Силумін 4000 серія – табл.1.

Таблиця 1. Фізико-механічні властивості матеріалу Силумін 4000 серія (EN AC-44400 (44400-F, AISi9) у середовищі Ansys

Density	2650 kg/m^3
Modulus of Elasticity	7400 kg/mm^2
Poisson's ratio	0,33
Young's modulus	71 GPa
Yield strength	120-180 MPa*
Tensile strength	210 MPa

* залежно від способу виготовлення деталі (відливки)

З силуміну виготовлено натискну частину збірки педалі. Зовнішній вигляд розрахункової моделі у програмному середовищі ANSYS Workbench та фото зруйнованих зразків натискної частини, що тріснула, представлено на рис.1.



а)

б)

Рисунок 1 — Підлогова педаль EAAX-MFP02:

а) 3D-модель в середовищі ANSYS Workbench; б) фото зруйнованих зразків

Проаналізуємо розрахункову модель в умовах прямої передачі навантаження від ноги оператора (водія) через натискну частину, шток та систему важелів на виконавчий орган (через трос дистанційного управління). Відповідно до низки вимог ЄЕК ООН [1,3], максимально допустиме

навантаження на педаль з боку оператора становить 1 кН (1000 Н). Прикладемо цю силу рівномірно нормально до поверхні натискної частини педалі в інтерфейсі Ansys модуля Transient Structural (рис.2 а), який дозволяє відстежити поведінку моделі в будь-який момент інтервалу часу, що досліджується. Навантаження прикладено поетапно:

- лінійне зростання навантаження до максимального (1000 Н) за перші 0,5 с;
- втримання навантаження рівним 1000 Н протягом наступних 0,5 с.

Очевидно, модель вимагає застосування обмежень переміщення, інакше вона не буде статично врівноваженою. Встановимо обмеження відповідно до фактичного закріплення педалі в транспортному засобі (рис.2): а) жорстке закріплення (Fixed support) у гранях кріпильних отворів під болтові з'єднання основи педалі з каркасом підлоги транспортного засобу; б) обмеження вертикальних переміщень (вздовж осі Y) основи педалі типу Displacement. Горизонтальні переміщення вздовж осей X, Z допускаються. Додатково прикладено обмеження переміщень типу Cylindrical Support у вусі важеля кріплення арматури тросового приводу (рис.2в).

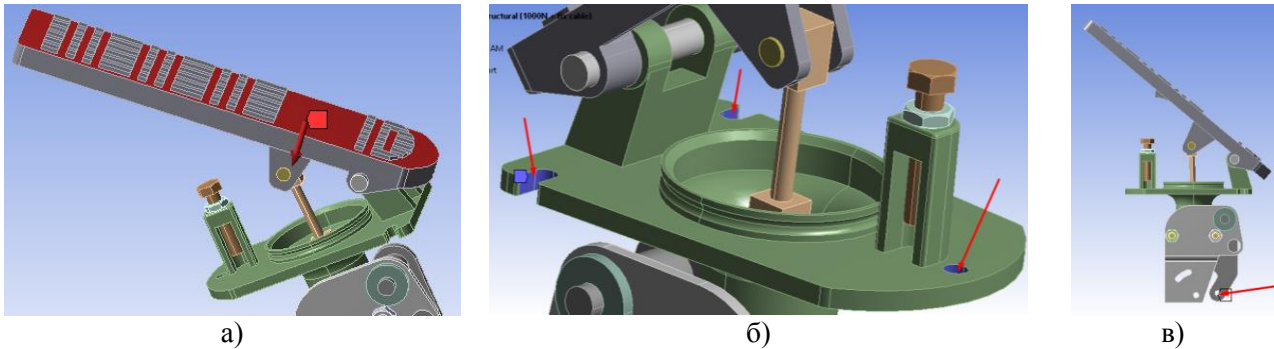


Рисунок 2 — Формування крайових умов розрахунку:

- а) навантаження педалі; б) жорстке закріплення установочних отворів основ педалі; в) жорстке закріплення провусини кріплення тросу

На наступному етапі було виконано розбиття досліджуваної моделі на кінцеві елементи з параметрами, що відповідають вимогам точності модуля Transient Structural щодо збіжності результатів. Загальна кількість кінцевих елементів становить 17891, які містять 37054 вузли типу тетраедр (tetrahedral mesh).

Для ознайомлення з результатами розрахунку доцільно ознайомитись з критеріями максимальних напружень за Мізесом, що ґрунтується на теорії Мізес-Хенкі (Mises-Hencky), також відомої як теорія енергії формозміни [18-19]. З теорії пружності нескінченно малий об'єм матеріалу в довільній точці на твердому тілі або всередині нього можна обертати так, що залишаються лише нормальні напруження, а всі напруження зсуву дорівнюють нулю. Три нормальні напруження, які залишаються, називаються головними: σ_1 - максимальне, σ_2 - середнє, σ_3 - мінімальне. При цьому, виконується наступна умова: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

Для головних напружень $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ напруження за Мізесом виражається так:

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] / 2\}^{1/2} \quad (1)$$

Теорія стверджує, що пластичний матеріал починає пошкоджуватися в місцях, де напруження за Мізесом стає рівним граничному. У більшості випадків, межа текучості використовується як граничне напруження σ_{limit} , тому має виконуватися умова: $\sigma_{\text{vonMises}} \geq \sigma_{\text{limit}}$. Оскільки наша задача не передбачає наявності пластичних деформацій, дослідження проходять в межах закону Гука. При лінійній залежності деформації та ізотропії матеріалу напруження та деформації пов'язані законом Гука в наступному вигляді (без урахування температурного впливу):

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E}(\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z), & \gamma_{xy} &= \frac{1}{G}\tau_{xy}, \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E}(-\nu\sigma_x + \sigma_y - \nu\sigma_z), & \gamma_{xz} &= \frac{1}{G}\tau_{xz}, \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E}(-\nu\sigma_x - \nu\sigma_y - \sigma_z), & \gamma_{yz} &= \frac{1}{G}\tau_{yz}. \end{aligned} \quad (2)$$

де: $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$ – лінійні деформації, E – модуль Юнга, G – модуль зсуву, $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ – деформації зсуву у відповідних площинах; ν – коефіцієнт Пуассона (наведено у табл.1). У будь-якій точці однорідного тіла деформований стан моделі характеризується тензором деформацій, що записується так:

$$T = \begin{bmatrix} \epsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \epsilon_y & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \epsilon_z \end{bmatrix} \quad (3)$$

Кожна точка тіла, що перебуває у напружено-деформованому, отримує переміщення, які можна записати у наступному вигляді:

$$\vec{s} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}, \quad (4)$$

де: u, v, w – проекції вектору переміщення на осі x, y, z відповідно.

Звернемося до рівнянь Коші, що встановлюють взаємозв'язок компонентів деформованого стану з вектором переміщень – в рамках лінійної теорії пружності ці співвідношення мають такий запис:

$$\begin{cases} \epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \\ \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}; \\ \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}; \end{cases} \quad \begin{cases} \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}; \\ \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}; \end{cases} \quad (5)$$

Представимо [5] у матричному вигляді:

$$\epsilon = Du, \quad (6)$$

де: D - матриця диференціювання.

Результати досліджень пропонується оцінити на основі карти максимальних напружень по розрахунковій моделі - 147 МПа зафіксовано в області згину натискної частини педалі – затемнена область на рис.3, що відповідає консольному типу поведінки. Отриманий результат є неоднозначним, щоб судити про достатню міцність даної частини педалі на основі межі текучості матеріалу її виготовлення - Силумін 4000 серія (EN AC-44400 (44400-F, AISi9), для якого значення межі текучості складає 120-180 МПа (Yield Strength). Якщо натиснути частину педалі виготовлено методом литва під високим тиском, то в такому випадку можемо приймати межу текучості рівною 180 МПа і судити про безпечну експлуатацію в умовах максимальних навантажень. В іншому випадку питання міцності залишається відкритим та залежить безпосередньо від технології виготовлення.

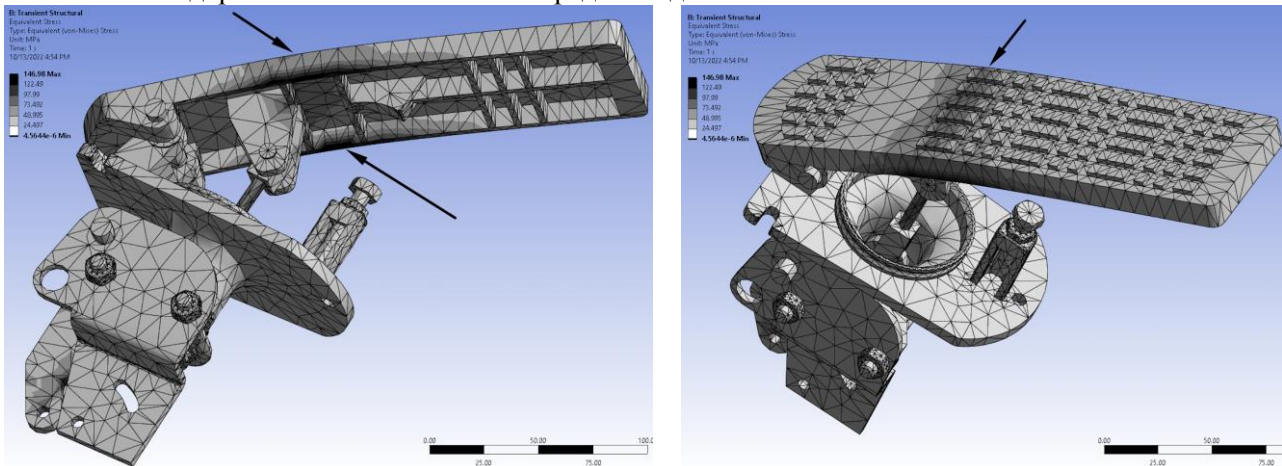


Рисунок 3 — Карта напружень за Мізесом моделі педалі в Ansys Transient Structural

Проаналізуємо реакцію R , що виникає провущині (рис.2в) в результаті прикладання в'язей типу Cylindrical Support: значення складає 2005 Н (табл.2), що приблизно вдвічі перевищує допустимі зусилля у тросі дистанційного керування згідно з ТУ виробника (навантаження на тросі до 100 кг максимально). Також це означає 2-кратний коефіцієнт передачі зусилля через систему важелів педалі та фактичний розрив арматури тросу у місці кріплення до зазначеної провущини.

Таблиця 2. Значення реакції по осях у вузі кріплення тросу управління

Fx, Н	Fy, Н	R, Н
552.35	1928	2005.5

де R - результуюча реакція. Реакцію по осі Z можемо ігнорувати (модуль непорівнянно малий).

Наступним кроком перевіримо поведінку педалі в умовах ударних навантажень: згідно з вимогами Правил №13 ЄЕК ООН [1] для випробувань значенням часу спрацьовування є час спрацьовування, що відповідає часу натискання на педаль протягом 0,2 с. Отже, наша задача полягає в аналізі міцності моделі педалі за межами допустимих 1000 Н (100 даН) при миттєвому навантаженні аж до 3500Н протягом 0,2 с у середовищі Ansys Explicit Dynamics.

Навантаження прикладено поетапно:

- лінійне зростання навантаження з 1000 Н до 2500 Н за перші 0,1 с;
- лінійне зростання навантаження з 2500 Н до 3000 Н за наступні 0,1 с;

Загалом, Ansys Explicit Dynamics використовується для аналізу коротких по часу подій (менше 0,5 с), нелінійності, великих деформацій, нелінійних властивостей матеріалу, контактних інтенсивних навантажень і базуються на основному рівнянні Джонсона-Кука (Johnson-Cook equation):

$$\sigma_y(\epsilon_p, \dot{\epsilon}_p, T) = [A + B(\epsilon_p)^n][1 + C \ln(\dot{\epsilon}_p^*)][1 - (T^*)^m], \quad (7)$$

де: ϵ_p - еквівалентна пластична деформація (equivalent plastic strain), $\dot{\epsilon}_p$ - швидкість пластичної деформації (plastic strain-rate), та A, B, C, n, m сталі матеріалу. Нормалізована швидкість деформації та температура в рівнянні визначаються як:

$$\dot{\epsilon}_p^* = \frac{\dot{\epsilon}_p}{\dot{\epsilon}_{p0}} \text{ та } T^* = \frac{(T - T_0)}{(T_m - T_0)}, \quad (8)$$

де показники з індексом 0 є початковими значеннями.

Результати випробувань наступні: будучи відносно крихким матеріалом, силумін продемонстрував злам у характерному місці – в області опори педалі, що впирається в болтовий обмежувач ходу (консольне навантаження) в момент часу 0,12 с, що відповідає навантаженню в діапазоні 2500-2600Н та провокує невідворотні процеси руйнування (рис.4). Окрім тетраєдрів, МКЕ-сітку було налаштовано на розбиття шестиграними елементами (hex elements), більш типовими для модуля Explicit Dynamics (ударні навантаження).

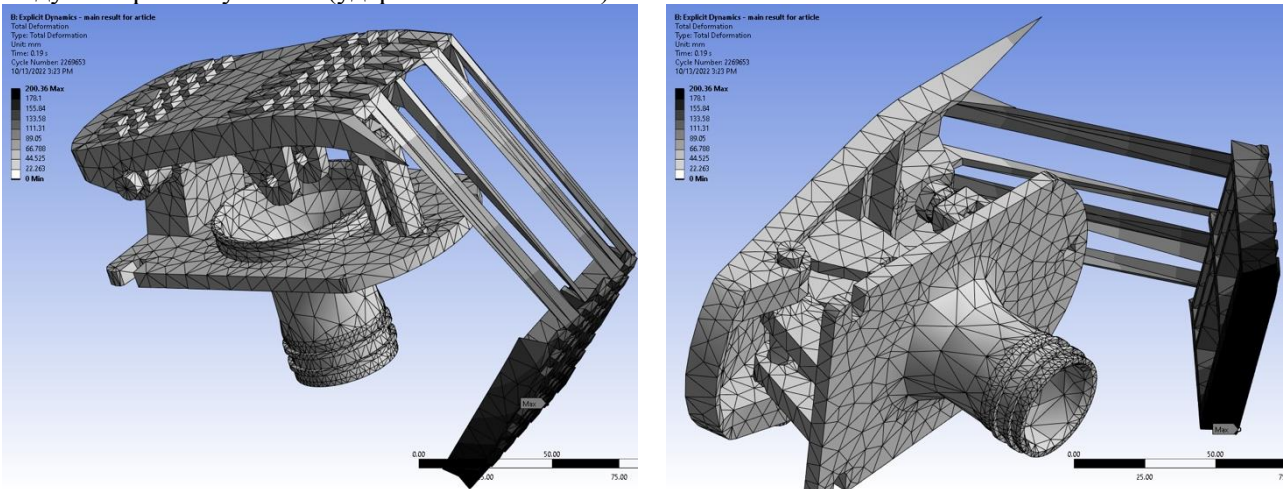


Рисунок 4 — Карта переміщень моделі педалі в Ansys Explicit Dynamics

Якщо ж говорити про решта складових зборки педалі, то тут спостерігається достатній запас міцності, адже матеріалом виготовлення основи педалі та системи відповідних важелів слугує Сталь 3 з межею текучості 205-255 МПа. Підвищені значення напружень зафіксовані у провусині важелю кріплення арматури тросу керування – затемнена область на рис.3. Це є очевидним, адже в зазначеній локації прикладено в'язі обмеження переміщень типу Cylindrical Support, що передають реакції на даний важіль. Загалом конструкцію можна охарактеризувати як рівномірну та ефективно спроектовану, а питання щодо міцності натискної частини педалі більше відноситься до її технології виготовлення з силуміну та реальних потреб у закладеному запасі міцності.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Досліджено, що спосіб виготовлення відливок натискної частини педалі впливає на результуючу міцність та цілісність конструкції в умовах випробувань: у випадку литва під високим тиском межа текучості складає 180 МПа, що перевищує максимальні напруження за Мізесом (147

МПа), а тому дозволяє судити про достатній запас міцності. Водночас мінімальне недотримання технології литва або застосування іншого способу виготовлення, наприклад, порошкове пресування, можуть призвести до зламу педалі у характерній області. На ймовірність зламу значною мірою також впливає швидкість прикладання навантажень – в умовах ударних випробувань досліджуваній зразок зруйновано у перші 0,12 с, але й значення прикладеної сили в той момент суттєво перевищує нормативні 1000Н.

ВИСНОВКИ

1. Обраний підхід по застосуванню Правил ЄЕК ООН №13 (розповсюджується на дорожні транспортні засоби категорій М, N та О щодо гальмування) на підлогову педаль акселератору спец техніки є доцільним, адже вищих нормативно допустимих навантажень, аніж при гальмуванні, виникати в умовах реальної експлуатації не повинно. Таким чином, якщо педаль проходить випробування на відповідність даним Правилам, то можна констатувати її загальну міцність й безпечність експлуатації.

2. Найбільші значення напружень зафіксовано в центральній області натискної частини педалі (147 МПа), що є очікуваним, адже якраз тут і виникає максимальний момент згину. Отримане значення можна вважати допустимим у випадку застосування технології литва під високим тиском, що піднімає межу текучості силуміну до 180 МПа. Альтернативним підходом може бути додавання ребер жорсткості в конструкцію вказаної частини педалі, що можна віднести до заходів з оптимізації у наступних наукових роботах. Проте, такий підхід є більш фінансово затратним, адже вимагає зміну форми відливки при її виробництві.

3. Представлену в роботі методику оцінки міцності підлогових педалей в середовищі Ansys (Transient Structural – для динамічних процесів навантаження; Explicit Dynamics – для ударних процесів) доцільно використовувати на ранніх етапах проектувальних робіт з компоновки робочого місця водія в умовах діяльності конструкторських бюро. Застосовані методи аналізу дозволяють оперативно вносити зміни у розрахункову модель задля міцнісної оптимізації окремих складових педалей, наприклад, досліджуваної натискної частини.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. ДСТУ UN/ECE R 13-09-2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N та О щодо гальмування. (Правила ЄЕК ООН № 13-09:2000, IDT)

2. Luo, Huiyu & Liu, Chang & Zhang, Jing & Ye, Qing & Ding, Li. (2016). Research on the Comfortable and Maximum Pedaling Forces of Chinese Population. 9745. 32-41. 10.1007/978-3-319-40247-5_4.

3. ДСТУ UN/ECE R 35-00:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів стосовно розміщення педалей управління. (Правила ЄЕК ООН № 35-00:2002, IDT)

4. Negoita, Olivia & Chivu, O.R. & Babis, Claudiu & Gligor, Alina. (2019). Researches on the ergonomic design of the workplace for the car driver profesion. MATEC Web of Conferences. 290. 12022. 10.1051/mateconf/201929012022.

5. Park, Jangwoon & Choi, Yunhee & Lee, Baekhee & Sah, Sungjin & Jung, Kihyo & You, Heecheon. (2013). Sitting Strategy Analysis based on Driving Postures and Seating Pressure Distributions. Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting. 57. 1983-1986. 10.1177/1541931213571443.

6. Rantaharju T, Mansfield NJ, Ala-Hihiro JM, et al. Predicting the health risks related to whole-body vibration and shock: a comparison of alternative assessment methods for high-acceleration events in vehicles. Ergonomics 2015; 58: 1071–1087.

7. Hah, Chong-Ku & Oh, Hyung-Sool & Jang, Young-Kwan & Yi, Jae-Hoon & Oh, Seong-Geun. (2012). Effects of Different Car Pedal Systems and Driving Skills on Drivers' Lower Extremity Postures during Fatigue. Journal of the Korea Safety Management and Science. 14. 10.12812/ksms.2012.14.4.093.

8. Xi, Yubin, "Understanding the Automotive Pedal Usage and Foot Movement Characteristics of Older Drivers" (2015). All Dissertations. 1804. https://tigerprints.clemson.edu/all_dissertations/1804

9. Ali Fuat Ergenc, Alp Tekin Ergenc, Sefa Kale, Ilknur Gokcen Sahin, Volkan Pestelli, Kerem Dagdelen, Orcun Yontem, Bahadir Kuday. Reduced Weight Automotive Brake Pedal Test & Analysis. INTERNATIONAL JOURNAL OF AUTOMOTIVE SCIENCE AND TECHNOLOGY. 2017, VOL. 1, NO:2, 8-13. www.dergipark.gov.tr/ijastech

10. Rospawan, Ali & Simatupang, Joni. (2021). Automated Pneumatic System for Car Brake Pedal Test. 25. 145 - 152. 10.31284/j.ipitek.2021.v25i2.2349.
11. J. Setien, J., Gonzalez, J.J., Polanco J.A., (2000). Crack- ing diagnostics of brake pedals during press forming opera- tions, *Engineering Failure Analysis* Vol. 7 pp. 69-74.
12. Kim, J. D., (2004). A Study on Load Analysis and Dura- bility Test Condition Evaluation of Automotive Brake Pedal, M. S. Thesis, Changwan National University.
13. B. W. Noh, Y. W. Choi, S. I. Bae, (2006). A Study on Load Analysis and Durability Test Condition of Automobile Brake Pedal, *Key Engineering Materials*, Vols. 324-325, pp. 1273-1276.
14. Baharom, M.Z. & Ahmad, Zulkifli & Hassan, Mohd Hasnun Arif & Karjanto, Juffrizal & Abu Kassim, Khairil Anwar & Ismail, Nursya Mimie Ayuny. (2021). Pedal Error Among Car Drivers: A Review on The Research Approach and Setup. *Journal of the Society of Automotive Engineers Malaysia*. 5. 28-40. 10.56381/jsaem.v5i1.150.
15. К.Е. Голенко, О.З. Горбай. Аналіз пасивної безпеки автобусів під час перекидань. *Науковий вісник ЛНТУ України*. Вип 19.6. с.120-130
16. К.Е. Голенко, О.З. Горбай, Л.В. Крайник. Аналіз відповідності Правилам ЄЕК ООН №66 каркасу кузова автобуса типу Low-entry – Сільськогосподарські машини. *Зб. наук. ст. Вип. 17.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2008. – 144 с.*
17. О.З. Горбай, К.Е. Голенко, М.С. Козак. Дослідження напружено-деформованого стану типових вузлових з'єднань каркасів кузовів автобусів в умовах оцінки пасивної безпеки. *Вісті Автомоб.-дор. ін-ту / Автомоб.-дор. ін-т Донец. нац. техн. ун-ту. — Горлівка, 2009. — № 1 (8). — С. 100-104. — Бібліогр.: 8 назв.*
18. Шпачук В. П. Конспект лекцій з курсу «Технічна механіка». Розділ II. Розрахунок на міцність повітряних ліній електропередач (для студентів денної і заочної форм навчання бакалаврів за напрямом 6.050701 «Електротехніка та електротехнології») / В.П. Шпачук, М.С. Золотов, В.О. Скларов; за заг. ред. В.П. Шпачука; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 151 с.
19. Писаренко Г.С. Опір матеріалів: Підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський; За ред. Г.С. Писаренка. – 2-ге вид., допов. і переробл. – К.: Вища шк., 2004 – 665 с.: іл. ISBN 966-642-056-2
20. Kunc'ická, L., Jopek, M., Kocich, R., Dvor'ák, K. Determining Johnson-Cook Constitutive Equation for Low-Carbon Steel via Taylor Anvil Test. *Materials* 2021, 14, 4821. <https://doi.org/10.3390/ma14174821>

REFERENCES

1. DSTU UN/ECE R 13-09-2002. Yedyni tekhnichni prypysy shchodo ofitsiinoho zatverdzhennia dorozhnikh transportnykh zasobiv katehorii M, N ta O shchodo halmuvannia. (Pravyla YeEK OON № 13-09:2000, IDT)
2. Luo, Huiyu & Liu, Chang & Zhang, Jing & Ye, Qing & Ding, Li. (2016). Research on the Comfortable and Maximum Pedaling Forces of Chinese Population. 9745. 32-41. 10.1007/978-3-319-40247-5_4.
3. DSTU UN/ECE R 35-00:2002. Yedyni tekhnichni prypysy shchodo ofitsiinoho zatverdzhennia dorozhnikh transportnykh zasobiv stosovno rozmishchennia pedalei upravlinnia. (Pravyla YeEK OON № 35-00:2002, IDT)
4. Negoita, Olivia & Chivu, O.R. & Babis, Claudiu & Gligor, Alina. (2019). Researches on the ergonomic design of the workplace for the car driver profesion. *MATEC Web of Conferences*. 290. 12022. 10.1051/mateconf/201929012022.
5. Park, Jangwoon & Choi, Yunhee & Lee, Baekhee & Sah, Sungjin & Jung, Kihyo & You, Heecheon. (2013). Sitting Strategy Analysis based on Driving Postures and Seating Pressure Distributions. *Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting*. 57. 1983-1986. 10.1177/1541931213571443.
6. Rantaharju T, Mansfield NJ, Ala-Hihiro JM, et al. Predicting the health risks related to whole-body vibration and shock: a comparison of alternative assessment methods for high-acceleration events in vehicles. *Ergonomics* 2015; 58: 1071–1087.
7. Hah, Chong-Ku & Oh, Hyung-Sool & Jang, Young-Kwan & Yi, Jae-Hoon & Oh, Seong-Geun. (2012). Effects of Different Car Pedal Systems and Driving Skills on Drivers' Lower Extremity Postures during Fatigue. *Journal of the Korea Safety Management and Science*. 14. 10.12812/ksms.2012.14.4.093.

8. Xi, Yubin, "Understanding the Automotive Pedal Usage and Foot Movement Characteristics of Older Drivers" (2015). All Dissertations. 1804. https://tigerprints.clemson.edu/all_dissertations/1804
9. Ali Fuat Ergenc, Alp Tekin Ergenc, Sefa Kale, Ilknur Gokcen Sahin, Volkan Pestelli, Kerem Dagdelen, Orcun Yontem, Bahadir Kuday. Reduced Weight Automotive Brake Pedal Test & Analysis. INTERNATIONAL JOURNAL OF AUTOMOTIVE SCIENCE AND TECHNOLOGY. 2017, VOL. 1, NO:2, 8-13. www.dergipark.gov.tr/ijastech
10. Rospawan, Ali & Simatupang, Joni. (2021). Automated Pneumatic System for Car Brake Pedal Test. 25. 145 - 152. [10.31284/j.iptek.2021.v25i2.2349](https://doi.org/10.31284/j.iptek.2021.v25i2.2349).
11. J. Setien, J., Gonzalez, J.J., Polanco J.A., (2000). Crack- ing diagnostics of brake pedals during press forming opera- tions, Engineering Failure Analysis Vol. 7 pp. 69-74.
12. Kim, J. D., (2004). A Study on Load Analysis and Dura- bility Test Condition Evaluation of Automotive Brake Pedal, M. S. Thesis, Changwan National University.
13. B. W. Noh, Y. W. Choi, S. I. Bae, (2006). A Study on Load Analysis and Durability Test Condition of Automobile Brake Pedal, Key Engineering Materials, Vols. 324-325, pp. 1273-1276.
14. Baharom, M.Z. & Ahmad, Zulkifli & Hassan, Mohd Hasnun Arif & Karjanto, Juffrizal & Abu Kassim, Khairil Anwar & Ismail, Nursya Mimie Ayuny. (2021). Pedal Error Among Car Drivers: A Review on The Research Approach and Setup. Journal of the Society of Automotive Engineers Malaysia. 5. 28-40. [10.56381/jsaem.v5i1.150](https://doi.org/10.56381/jsaem.v5i1.150).
15. K.E. Holenko, O.Z. Horbai. Analiz pasyvnoi bezpeky avtobusiv pid chas perekydan. Naukovyi visnyk LNTU Ukrainy. Vyp 19.6. s.120-130
16. K.E. Holenko, O.Z. Horbai, L.V. Krainyk. Analiz vidpovidnosti Pravylam YeEK OON №66 karkasu kuzova avtobusa typu Low-entry – Silskohospodarski mashyny. Zb. nauk. st. Vyp. 17.- Lutsk: Red.-vyd. viddil LNTU, 2008. – 144 s.
17. O.Z. Horbai, K.E. Holenko, M.S. Kozak. Doslidzhennia napruzhenodeformovanoho stanu typovykh vuzlovykh ziednan karkasiv kuzoviv avtobusiv v umovakh otsinky pasyvnoi bezpeky. Visti Avtomob.-dor. in-tu / Avtomob.-dor. in-t Donets. nats. tekhn. un-tu. — Horlivka, 2009. — № 1 (8). — S. 100-104. — Bibliohr.: 8 nazv.
18. Shpachuk V. P. Konspekt lektsii z kursu «Tekhnichna mekhanika». Rozdil II. Rozrakhunok na mitsnist povitrianykh linii elektroperedach (dlia studentiv dennoi i zaochnoi form navchannia bakalavriv za napriamom 6.050701 «Elektrotekhnika ta elektrotekhnolohii») / V.P. Shpachuk, M.S. Zolotov, V.O. Skliarov; za zah. red. V.P. Shpachuka; Khark. nats. akad. misk. hosp.-va. – Kh.: KhNAMH, 2011. – 151 s.
19. Pysarenko H.S. Opir materialiv: Pidruchnyk / H.S. Pysarenko, O.L. Kvitka, E.S. Umanskyi; Za red. H.S. Pysarenka. – 2-he vyd., dopov. i pererobl. – K.: Vyshcha shk., 2004 – 665 s.: il. ISBN 966-642-056-2
20. Kunc'ická, L., Jopek, M., Kocich, R., Dvorčák, K. Determining Johnson-Cook Constitutive Equation for Low-Carbon Steel via Taylor Anvil Test. Materials 2021, 14, 4821. <https://doi.org/10.3390/ma14174821>

K. Holenko, O. Babak, M. Burian. Assessment of the accelerator pedal strength under critical load conditions by the finite element method

Paper presents the method of forming the boundary conditions of the simulated strength calculation of the mechanical accelerator pedal in the Ansys environment (Transient Structural – for dynamic loading processes; Explicit Dynamics – for impact processes), which is equivalent to full-scale tests under conditions of max loads according to the UNECE Regulations No. 13 (DSTU UN/ECE R 13-09-2002). The next factors affecting the strength indicators (stress and deformation) of the research object were analysed during our scientific investigation: time of loads application with separation into steps; limit values of silumin Yield strength (depending on the workpiece method manufacturing), which affect the safety factor coefficient and the integrity of the foot pedal part; the Ansys simulation test environment (corresponding calculation module); the configuration of the FEA-mesh (tetrahedral / hexahedral mesh).

Appropriate results of the research, conclusions were drawn regarding the strength of the pedal structures with stress / strain maps, as well as the safety factor in the critical areas of the 3D model. The suggested method can be considered suitable for assessing the strength of typical foot pedals and interconvertible with certification tests with setting of the real physical and mechanical material properties of the pedal finite element model. The obtained data are of additional benefit for checking the reaction values transmitted by the pedal through the system of levers to the executive unit – cable of remote control. The

proposed approach is not only of practical benefit and financial savings in the design and testing of pedals, but also of scientific interest in view of the assessment of various dynamic processes.

Keywords: UNECE Regulations, strength analysis, maximum loads, floor pedal, finite element method, Ansys, Mises-Hankey theory, von Mises stress.

ГОЛЕНКО Костянтин Едуардович, кандидат технічних наук, викладач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницький національний університет, e-mail: kgolenko@gmail.com

БАБАК Олег Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницький національний університет, e-mail: babakop@khmnu.edu.ua <http://orcid.org/0000-0002-1068-0631>

БУР'ЯН Михайло Володимирович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри проектування машин та автомобільного інжинірингу, Національний університет "Львівська політехніка", e-mail: mikeburian@gmail.com

Kostyantyn HOLENKO, PhD, department of tribology, automobiles and materials science. Khmelnytsky national university, e-mail: kgolenko@gmail.com

Oleg BABAK, PhD, department of tribology, automobiles and materials science. Khmelnytsky national university, e-mail: babakop@khmnu.edu.ua <https://orcid.org/0000-0002-1068-0631>

Mykhailo BURIAN, PhD, department of equipment design and operation, Lviv Polytechnic National University, e-mail: mikeburian@gmail.com

DOI 10.36910/automash.v2i19.904