

АНАЛІЗ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КРІПЛЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ ПЕДАЛІ З ТРОСОВИМ ПРИВОДОМ

Визначення показників міцності структурних компонентів механічних педалей транспортних засобів, зокрема елементів їх кріплення до тросових приводів, є актуальним з огляду на потребу відповідності дотримання вимог щодо максимальних зусиль згідно з Правилами ЄЕК ООН №13 та №35 з однієї сторони та забезпечення достатнього запасу міцності згідно технічних умов експлуатації тросових приводів – з іншої сторони. Додатковою практичною користі розглянута в статті тема набуває з точки зору оцінки запасу міцності складових механічної педалі в критичних умовах експлуатації, які їй входять в основу крайових при формуванні поставленої задачі – аналізу міцності визначених деталей методом кінцевих елементів у середовищі ANSYS.

Слід розуміти, що наведений аналіз є лише одним з обов'язкових етапів імітаційних випробувань педалі, адже, будучи відносно простим вузлом, механічна педаль насправді має бути спроектована в такий спосіб, щоб критичні навантаження зруйнували найменш відповідальні заміні елементи складального вузла, але не приводи та відповідні їм агрегати, що активуються через трос дистанційного керування.

Ключові слова: механічна педаль, трос дистанційного керування, розрахунок площадки, метод кінцевих елементів, Правила ЄЕК ООН

Определение показателей прочности структурных компонентов механических педалей транспортных средств, в частности элементов их крепления к тросовым приводам, актуально ввиду необходимости соответствия соблюдения требований по максимальным усилиям согласно Правил ЕЕК ООН №13 и №35 с одной стороны и обеспечения достаточного запаса прочности согласно техническим условиям эксплуатации тросовых приводов – с другой стороны. Дополнительную практическую пользу рассматриваемая в статье тема приобретает с точки зрения оценки запаса прочности составляющих механической педали в критических условиях эксплуатации, которые и входят в основу крайевых при формировании поставленной задачи – анализа прочности определенных деталей методом конечных элементов в среде ANSYS.

Следует понимать, что приведенный анализ является лишь одним из обязательных этапов имитационных испытаний педали, ведь, будучи относительно простым узлом, механическая педаль действительно должна быть спроектирована таким образом, чтобы критические нагрузки разрушили наименее ответственные заменяемые элементы сборочного узла, но не приводы и соответствующие им агрегаты, активируемые через трос дистанционного управления.

Ключевые слова: механическая педаль, трос дистанционного управления, расчет площадки, метод конечных элементов, Правила ЕЭК ООН

Strength indicators determination of mechanical pedals structural components of vehicles, in particular the elements of their fastening to the corresponding locations cable drive, is relevant due to the need to comply with the requirements for maximum efforts in accordance with UNECE Regulations No. 13 and No. 35 on the one hand and ensure a sufficient margin of safety according to the technical operating conditions cable drives - on another hand. The topic considered in article acquires additional practical benefit from the point of view of assessing the margin of mechanical pedal components safety under critical operating conditions, which are the basis of boundary conditions in the formation of the task - strength analysis of certain parts by the finite element method in ANSYS environment.

It should be understood that the above analysis is only one of mandatory stages of pedal simulation tests, because, being a relatively simple unit, a mechanical pedal really must be designed in such a way that critical loads should destroy the least critical replaceable elements of the assembly, but not the drives and their corresponding aggregates activated via remote control cable.

Keywords: mechanical pedal, remote control cable, site calculation, finite element method, UNECE Regulations

Вступ. Здебільшого випробування механічних педалей керування газом та зливом на спецтехніці, наприклад, тракторах, обмежується перевіркою забезпечення достатнього ходу відповідних приводів (тросові або важільні) активації вище зазначених та інших специфічних вузлів та агрегатів. Доцільність проведення аналізу міцності та рівномірності складових механічної педалі постає в основному із запізненням – після проходження певного етапу фізичного застосування дослідних зразків в умовах натурних випробувань або навіть реальної комерційної експлуатації техніки з подальшою відзивною кампанією. Саме тому нашою метою було передбачити можливі слабкі сторони складових елементів педалі наперед – за допомогою імітаційних випробувань методом кінцевих елементів.

Аналіз літературних джерел і постановка проблеми. Базові критерії дотримання умов нормальної та безпечної експлуатації механічних педалей визначаються основними регуляторними документами, що їй виступають в якості вимог при сертифікації спеціальних та дорожніх транспортних засобів – Правилами ЄЕК ООН. Так, Правилами ЄЕК ООН №13 (ДСТУ UN/ECE R 13-09-2002) визначено, що максимальне зусилля, прикладене водієм на

педаль, не має перевищувати 1000 Н (100 даН), якщо при впливі на педаль з максимальним навантаженням антиблокувальна система спрацьовує неповністю. Якщо значення 100 даН є недостатнім для ввімкнення системи, то далі випробування не проводяться [1].

У свою чергу питання ергономіки на основі робочого місця водія/оператора стосовно розміщення педалей управління регламентуються Правилами ЄЕК ООН №35 (ДСТУ UN/ECE R 35-00:2002) [2]. Отже, механічна педаль має бути одночасно міцною, ергономічною та безпечною для уможливлення її комерційної експлуатації.

Питання безпеки й збереження внутрішнього простору салону було раніше порушено автором у публікаціях [3-4] щодо аналізу пасивної безпеки автомобусів та міцності їх каркасів кузовів.

Враховуючи, що наш об'єкт дослідження (площадка кріплення педалі) взаємодіє з каркасом kabіни, корисними представляються дослідження напружено-деформованого стану типових вузлових з'єднань каркасів кузовів в умовах оцінки пасивної безпеки [5] та розрахунок на втомну міцність інженерних конструкцій [6]. У публікаціях [7-10] розглянуто різні підходи до міцнісного аналізу сталевих конструкцій з відповідним формуванням крайових умов. Особливо

ефективно доповнити зазначені публікації іноземних авторів українськими фундаментальними роботами з технічної механіки (розрахунок на міцність) [11] та опору матеріалів [12].

Враховуючи, що методом досліджень в нашому випадку виступає кінцево-елементний аналіз на базі середовища Ansys, доцільно ознайомитися з публікаціями [13-15], що висвітлюють особливості формування крайових умов та роботу над отриманими результатами в Ansys Workbench.

Об'єкт дослідження. Об'єктом дослідження було прийнято педаль зливу ЕААХ-МФР032-ПТЗ-01100 (рис.1) українського виробництва (ВКП "Системи управління – Консис"), що встановлювалась на трактори серії К-7М АТ «ПТЗ» (рис.2) та є загалом розповсюдженою у галузі спецтехніки. Нас буде цікавити її площадка кріплення тросу керування до педалі (рис.3), попередньо змодельована у тривимірному (3D) середовищі проектування SolidWorks (рис.4).

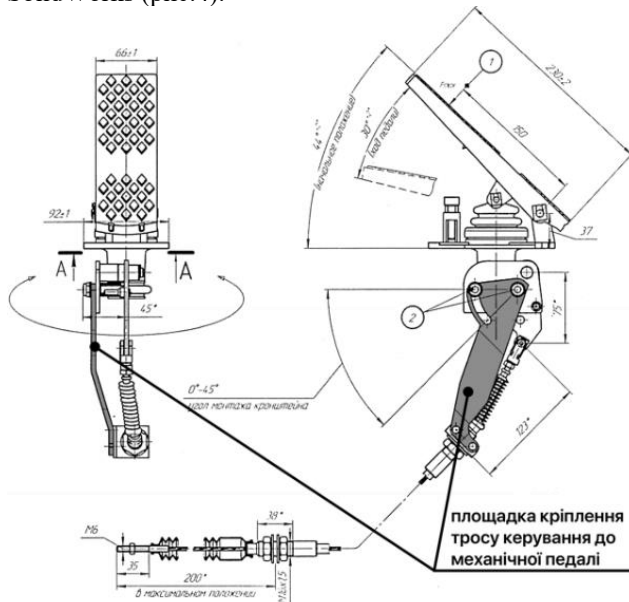


Рис.1. Фрагмент креслення педалі зливу ЕААХ-МФР032-ПТЗ-01100



Рис.2. Встановлення механічної педалі на тракторі К-7М

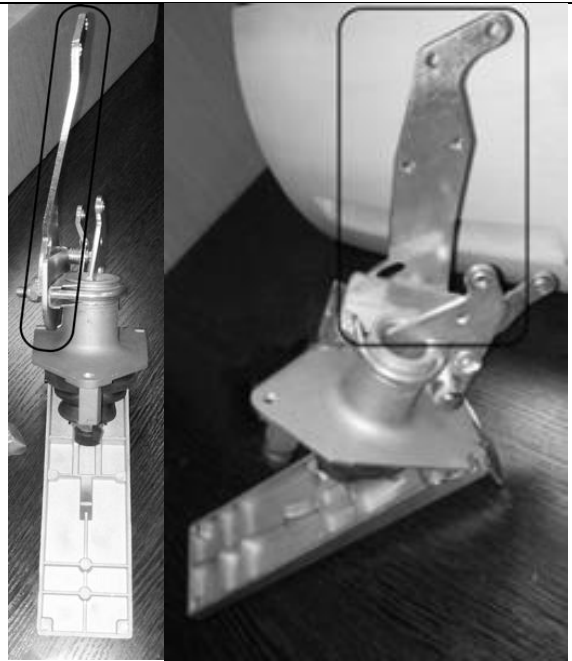


Рис.3. Площадка кріплення тросу керування до педалі (фото зборки)

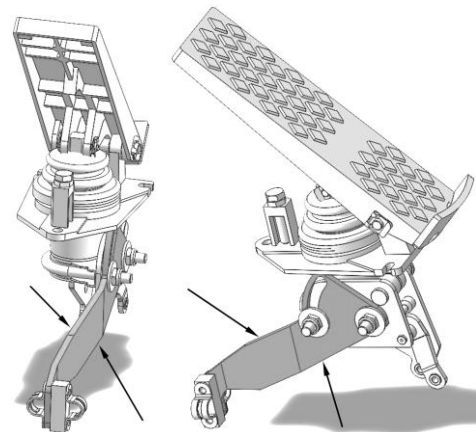


Рис.4. Об'ємна твердотіла SolidWorks-модель педалі

Постановка задачі. Перевірка запасу міцності зазначеної площадки в умовах критичних навантажень що дорівнюють 1000 Н, виходячи з ТУ експлуатації тросів дистанційного керування є задачею даної роботи. Тут доцільно детальніше розглянути природу досліджуваної проблеми: згідно вимог Правил ЕСК ООН №13 "Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N та O щодо гальмування" при випробуваннях у порожньому стані контрольне зусилля може бути збільшене до 100 даН, якщо при впливі на педаль з максимальним навантаженням антиблокувальна система спрацьовує неповністю [1]. Якщо значення 100 даН є недостатнім для ввімкнення системи, то далі випробування не проводиться. Інакше кажучи, максимальне зусилля, прикладене водієм на педаль, не має перевищувати 1000 Н.

Очевидно, що педаль, будучи збірним вузлом з системою важелів і тяг, матиме вихідне навантаження відмінне від вхідного (1000 Н макс) в більшу сторону, а різниця залежить від таких факторів, як, наприклад,

кут встановлення педалі, тощо [2]. Ергономіка педалі визначається вимогами Правил ЕСК ООН №35 [2]. Оскільки механічна педаль початково розробляється універсальною під різні типи приводів (тросові, важільні), то реальне вихідне навантаження може перевищувати допустиме для тросів керування згідно з ТУ (1000 Н) і в результаті можливі 2 випадки розвитку подій:

а) поломка тросу керування;
б) деформації площадки кріплення тросу керування до педалі, що, власне, і відбулось в реальних умовах випробувань одного з досліджуваних зразків площадки в рамках випробувань різних їх типів (рис.5) – стрілками позначені зони пластичної деформації.

Наша задача полягає у перевірці запасу міцності зазначеної площадки в умовах сприйняття максимальних навантажень, рівних 1000 Н.



Рис.5. Фото пластичних деформацій одного з зразків площадки

Формування крайових умов. Моделюємо об'єкт випробувань у тривимірному (3D) середовищі проектування SolidWorks з точним вказанням розмірів та конфігурації площадки, що відповідають таким у натурній моделі (рис.6).

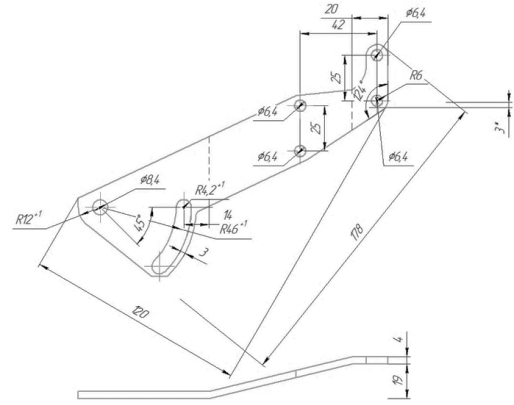


Рис.6. Фрагмент креслення площадки кріплення тросу керування до механічної педалі

Імпортована STEP-модель до розрахункового середовища Ansys Workbench (рис.7) була піддана комп'ютерному аналізу методом кінцевих елементів (МКЕ) з максимальною наближеністю до поведінки фізичної площадки за умов натурних випробувань. МКЕ-розрахунок на міцність з імітацією навантажувальних режимів складався з формування крайових умов розрахунку [3-5]:

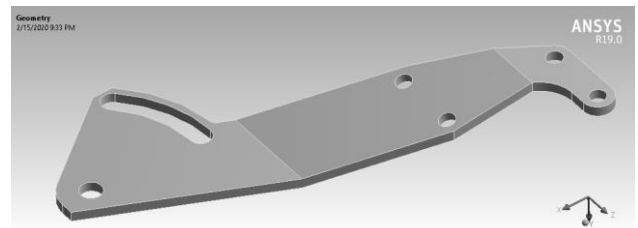


Рис.7. 3D-модель площадки в середовищі Ansys Workbench

1) Присвоєння відповідного матеріалу твердотілій моделі (Сталь 3) із зазначенням необхідних фізико-механічних властивостей металу (таб.1), ключовим з яких для подальшого аналізу є межа текучості (Tensile Yield Strength), що дорівнює 205 МПа (нижче значення).

2) Прикладання в'язей до моделі:

а) консольне защемлення (Fixed support) у провусині та отворі під болтове кріплення (маркер А на рис.8);

б) площинне обмеження переміщень (Displacement), нормальних до поверхні (маркер В на рис.8), при звільненні вздовж інших осей. У розрахунковій моделі обрано поверхню з обмеженнями нормальних переміщень, що контактує з відповідним кронштейном кріплення.

Коефіцієнт тертя навмисне проігнорований для запобігання розсіюванню енергії та одержанню «чистих» показників міцності об'єкту досліджень.

3) Прикладання максимально допустимого навантаження, що дорівнює 1000 Н, виходячи з ТУ експлуатації тросів дистанційного керування (маркер С на рис.8). Вектор цієї сили відповідає положенню умовної лінії, що проходить через центр отвору під болтове з'єднання (т.А. на рис.9) і центр грані прикладання розподіленого навантаження (т.В. на

рис.9). Фактичне прикладання навантаження (1000 Н) до відповідної грані виконано в режимі Static Structural середовища Ansys Workbench [13-15], тобто без урахування впливу динамічних процесів (наприклад, швидкість прикладання сили, інше). Іншими словами, усі процеси поглинання навантажень матеріалу виготовлення досліджуваної площадки є лінійними (в межах пружності закону Гука). В такому випадку очікувані напруження не повинні перевищувати значення Compressive / Tensile Yield Strength – 205 МПа.

Таблиця 1. Характеристики матеріалу пластини у середовищі Ansys Workbench

| | |
|--|-----------|
| Density, kg mm ⁻³ | 7.85e-006 |
| Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion, C ⁻¹ | 1.2e-005 |
| Specific Heat Constant Pressure, mJ kg ⁻¹ C ⁻¹ | 4.34e+005 |
| Isotropic Thermal Conductivity, W mm ⁻¹ C ⁻¹ | 6.05e-002 |
| Isotropic Resistivity, ohm mm | 1.7e-004 |
| Compressive / Tensile Yield Strength, MPa | 205 |
| Tensile Ultimate Strength, MPa | 370 |
| Zero-Thermal-Strain Reference Temperature, C | 22 |

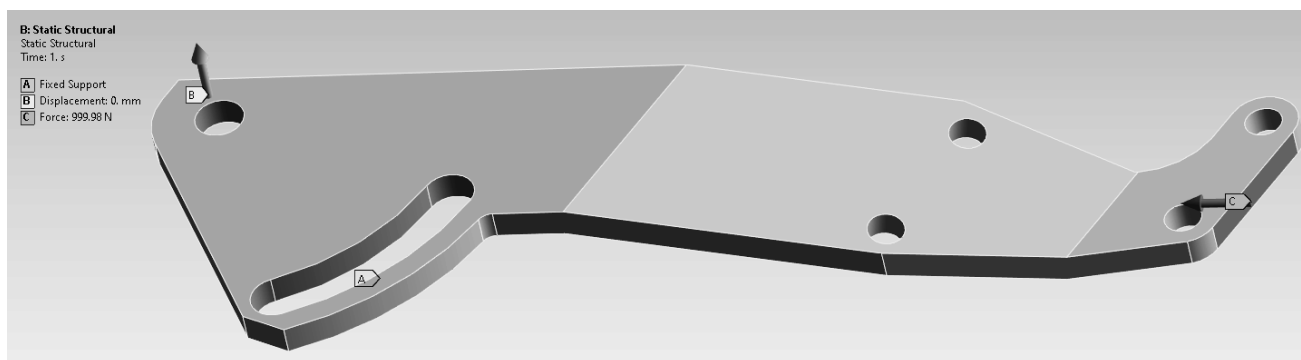


Рис.8. Формування крайових умов розрахункової моделі у середовищі Ansys

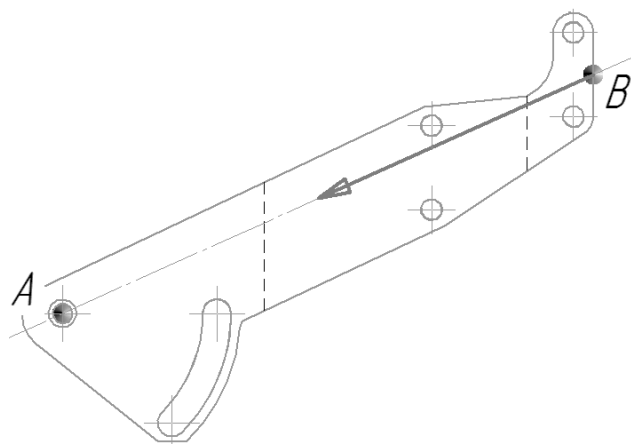


Рис.9. Схема навантаження пластини (формування крайових умов)

Проведення міцнісного розрахунку. Після визначення описаних вище крайових умов (рис.8) виконується побудова МКЕ-сітки 3D-моделі (рис.10) із застосуванням стандартних параметрів, типових для режиму Static Structural (оптимальні розміри кінцевих елементів і їх форма визначаються автоматично програмним середовищем Ansys Workbench на базі нейронних алгоритмів): модель складається з 720 кінцевих елементів типу тетраедр та 1687 вузлів (nodes). Очевидно, що для інших динамічних режимів імітації (наприклад, Transient Structural або Explicit Dynamics) вимоги до конфігурації сітки посилюються і передбачають локальну деталізацію в дрібних або відповідальних областях моделі, а також вибір інших форм кінцевих елементів, інше.

Оскільки метою цього розрахунку є визначення статичної міцності моделі, типової конфігурації МКЕ-сітки цілком достатньо, що підтверджується досягненням цільового показника збіжності матриці МКЕ та відповідної точності сітки - Target Quality = 0.050000.

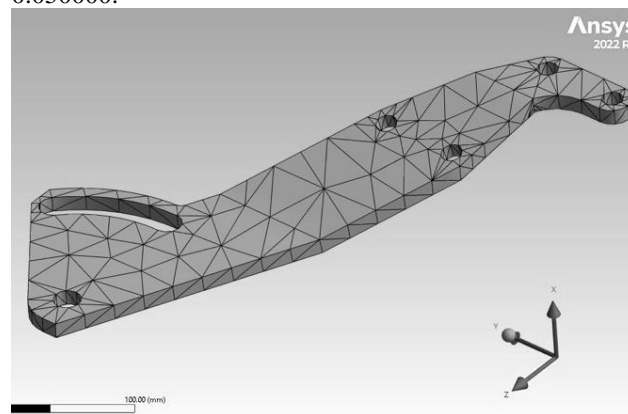


Рис.10. МКЕ-сітка 3D-моделі площадки

Аналіз отриманих результатів. Проаналізуємо отримані результати імітаційного розрахунку на основі оцінки карти напружень (Equivalent Stress) моделі – максимальне значення напружень склало 139 МПа і припадає на область згину площадки, де очікується максимальний момент згину (позначено Max на рис.11). Тонкими лініями позначено контур початкового недеформованого стану моделі (до прикладання навантажень). Середнє значення напружень по моделі становить 20.52 МПа.

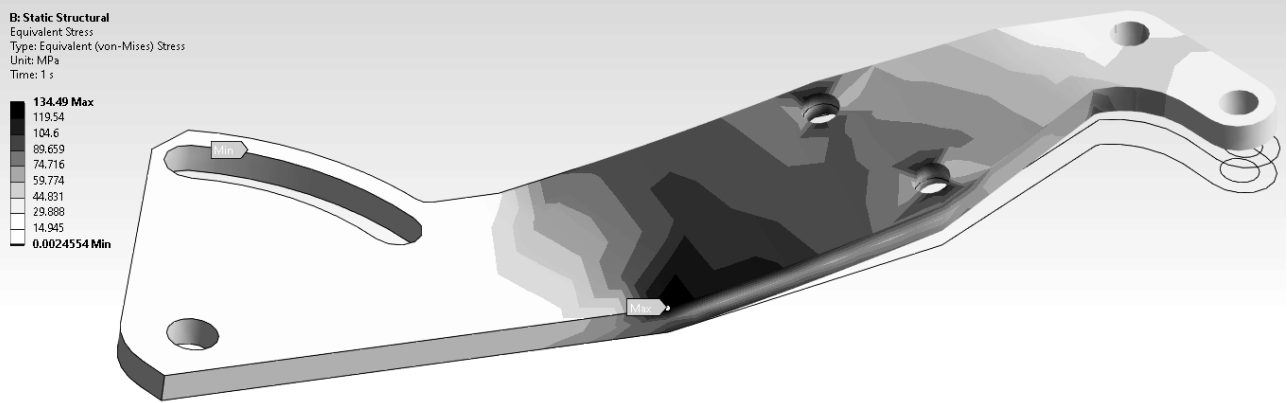


Рис.11. Карта напружень моделі пластини (Equivalent Stress)

В основі визначення напружень середовища Ansys Workbench закладена наступна фундація: еквівалентні напруження пов'язані з головними напруженнями рівнянням (1):

$$\sigma_e = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (1)$$

де σ_1 , σ_2 , σ_3 – головні напруження. За значеннями основних напружень дається оцінка міцності матеріалу в досліджуваній точці деформованого твердого тіла [11-12].

Еквівалентні напруження також відомі як «Напруження фон Мізеса» (позначаються як «Equivalent (von Mises)» у Ansys Workbench) часто використовується в проектних роботах, оскільки вони дозволяють представити будь-який довільний тривимірний стан напруження як єдине позитивне значення напруження. Еквівалентне напруження є частиною теорії максимального еквівалентного напруження, яка використовується для прогнозування текучості пластичного матеріалу.

В наших умовах випробувань є важливим переконатися, що модель знаходиться в межах пружності матеріалу і не буде виявлено пластичних деформацій, як представлено на рис.5 для одного з досліджуваних зразків пластини.

Враховуючи, що межа текучості матеріалу виготовлення моделі становить 205 МПа, можемо констатувати достатню міцність в умовах статичного розрахунку та застосування навантаження в 1000 Н. Підтвердженням цьому виступає і карта розподілу коефіцієнта запасу міцності (рис.12), який склав 1.86 (мінімальне значення в області максимальних напружень – Max на рис.11). Середній запас міцності по об'єму моделі становив 11.962.

Інструмент Safety Tool, що дозволяє визначити Safety Factor при максимальному еквівалентному напруженні (Equivalent Stress), базується на теорії руйнування для пластичних матеріалів, яку також

називають теорією фон Мізеса-Генкі (Mises-Hencky theory), теорією октаедричного напруження зсуву або теорією максимальної енергії спотворення (або зсуву). З чотирьох теорій руйнування, які підтримуються Ansys (середовище «Static Structural»), ця теорія зазвичай вважається найбільш прийнятною для пластичних матеріалів, таких як алюміній, латунь і сталь [13-15].

Теорія стверджує, що конкретна комбінація головних напружень спричиняє руйнування, якщо максимальне еквівалентне напруження в конструкції σ_e дорівнює певній межі напруження S_{limit} або перевищує її (2):

$$\sigma_e \geq S_{limit} \quad (2)$$

Виразення теорії як умови міцності за результатами розрахунку (3):

$$\frac{\sigma_e}{S_{limit}} < 1 \quad (3)$$

Якщо руйнування визначається текучістю матеріалу, з цього випливає, що метою проектування є обмеження максимального еквівалентного напруження таким, щоб воно було меншим за межу текучості матеріалу S_y (4):

$$\frac{\sigma_e}{S_y} < 1 \quad (4)$$

В такому випадку кінцевим значенням Safety Factor F_s на базі Tensile Yield Per Mater (межа текучості при розтягуванні по матеріалу) складатиме (5):

$$F_s = \frac{S_{limit}}{\sigma_e} \quad (5)$$

Для повноти картини міцнісного аналізу також продемонструємо карти переміщень, що носять виключно інформативний характер, адже наша модель демонструє напруження в межах пружності матеріалу і відновлює свою форму після закінчення прикладання навантажень (рис.13) – маркером Max позначено область максимальним переміщень.

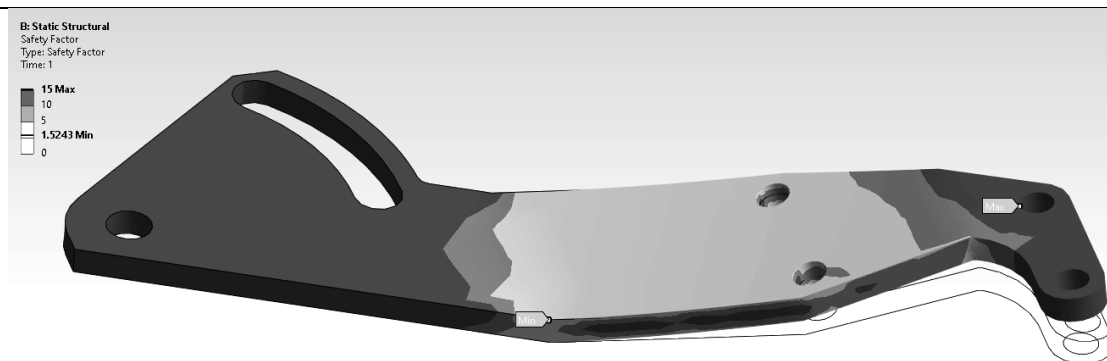


Рис.12. Карта запасу міцності (Safety Factor) моделі пластини

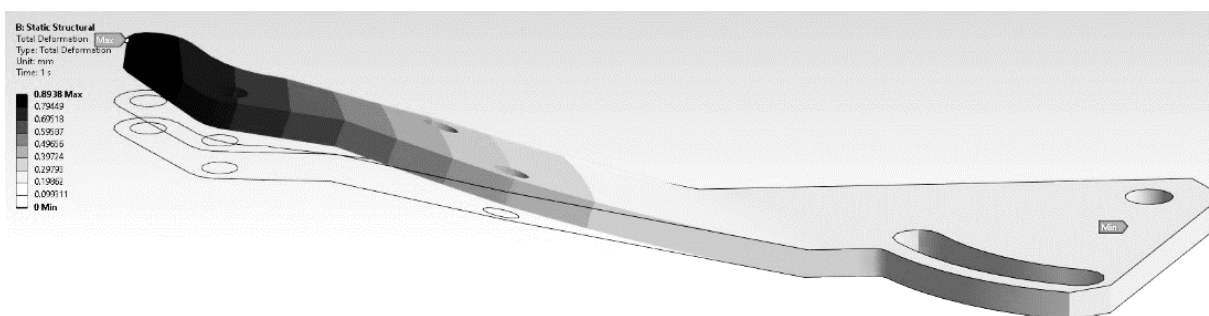


Рис.13. Карта переміщень моделі площадки

Висновки. На основі проведеного в середовищі Ansys Workbench МКЕ-аналізу напружено-деформованого стану моделі площадки кріплення тросу керування до механічної ножної педалі ЕААХ-МFP032-ПТЗ-01100, що імітує реальні навантаження відповідного натурного зразка, можемо сформулювати наступні висновки: екстремум зафіксованих напружень моделі становить 139 МПа і не перевищує межу текучості матеріалу виготовлення площадки (205 МПа) в умовах передачі на неї максимально допустимого навантаження від тросу керування (1000 Н). Це свідчить про те, що в реальних умовах експлуатації при створенні водієм навантажень на педалі понад допустимі з ладу вийде саме тросовий привід. З огляду на безпеку так і повинно бути – збереження цілісності педалі в кабіні водія, що не повинна руйнуватися/деформуватися, є визначальним для безпечної експлуатації трактору чи будь-якого іншого транспортного засобу.

Очевидно, що для повноти картини оцінки міцності механічної педалі у складі тросового приводу доцільно провести також ударні динамічні навантаження у середовищах Ansys: Transient Structural або Explicit Dynamics, перевірити міцність інших складових деталей в різних умовах навантажень (стрес-тести), тощо. Представлені ж у даній роботі результати є частиною комплексу випробувань і можуть слугувати основою для наступних розрахунків.

Список літератури:

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

2. 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)

3. К.Е. Голенко, О.З. Горбай. Аналіз пасивної безпеки автобусів під час перекидань. Науковий вісник ЛНТУ України. Вип 19.6. с.120-130

4. 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.

5. 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.

6. Fajri A, Prabowo AR, Muhayat N, Smaradhana DF, Bahatmaka A. Fatigue analysis of engineering structures: State of development and achievement. Procedia Struct Integr. 2021;33:19–26

7. Ganesh B. Rollover strength prediction of bus structure using LS-Dyna 3D. Altair CAE users conference 2005 India. Page7

8. Mehmet Şükrü Adin, Hamit Adin, Raşit Koray Ergün. Finite Element Analysis of Safety Pin in Snowplow Equipment. European Journal of Technic. July 2022 DOI: 10.36222/ejt.1086422

9. Aprianur Fajri, Aditya Rio Prabowo, Nurul Muhayat. March 2022 Curved and Layered Structures 9(1):163-186. DOI:10.1515/cls-2022-0014

10. *Prabowo AR, Sohn JM.* Nonlinear dynamic behaviors of outer shell and upper deck structures subjected to impact loading in maritime environment. *Curved Layer Struct.* 2019;6(1):146–60.

11. *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. Склярів; за заг. ред. В.П. Шпачука; Харк. нац. акад. міськ. госп-ва. – Х.: ХНАМГ, 2011. – 151 с.

12. *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

13. *Zhizhong Zhang, Yanjun Sun.* Comprehensive optimum and adaptable design methodology for the Display Support Structure Based on ANSYS Simulation. *SID Symposium Digest of Technical Papers.* 10.1002/sdtp.15305 2021. Vol 52 (S2). pp. 848-852

14. *Zhong Chao Lin.* The Strength Analysis and Structure Optimization of Packer Slip Based on ANSYS. September 2013. *Applied Mechanics and Materials* 423-426:1967-1971. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.423-426.1967

15. *Jiang Feng Shen, Yu Jing He, Yong Chang Yu.* Frame Strength and Stiffness Analysis Based on ANSYS. *Advanced Materials Research (Volume 1094).* Pages 464-468. March 2015. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1094.464>

References (transliterated)

1. DSTU UN/ECE R 13-09-2002. Jedyni tekhnichni prypysy shhodo oficijnogho zatverdzhennja dorozhnikh transportnykh zasobiv katehgorij M, N ta O shhodo ghaljmuwannja. (Pravyla JeEK OON # 13-09:2000, IDT)

2. DSTU UN/ECE R 35-00:2002. Jedyni tekhnichni prypysy shhodo oficijnogho zatverdzhennja dorozhnikh transportnykh zasobiv stosovno rozmishhennja pedalej upravlinnja. (Pravyla JeEK OON # 35-00:2002, IDT)

3. *K.E. Gholenko, O.Z. Ghorbaj.* Analiz pasyvnoji bezpeky avtobusiv pid chas perekydanj. *Naukovyj visnyk LNTU Ukrainy.* Vyp 19.6. s.120-130

4. *K.E. Gholenko, O.Z. Ghorbaj, L.V. Krajnyk.* Analiz vidpovidnosti Pravylam JeEK OON #66 karkasu kuzova avtobusa typu Low-entry – Siljsjkoghospodarsjki mashyny. *Zb. nauk. st. Vyp. 17.- Lucjk: Red.-vyd. viddil LNTU,* 2008. – 144 s.

5. *O.Z. Ghorbaj, K.E. Gholenko, M.S. Kozak.* Doslidzhennja napruzhenno-deformovanogho stanu

typovykh vuzlovykh z'jednanaj karkasiv kuzoviv avtobusiv v umovakh ocinky pasyvnoji bezpeky. *Visti Avtomob.-dor. in-tu / Avtomob.-dor. in-t Donec. nac. tekhn. un-tu.* — Ghorlivka, 2009. — # 1 (8). — S. 100-104. — Biblioghr.: 8 nazv.

6. *Fajri A, Prabowo AR, Muhayat N, Smaradhana DF, Bahatmaka A.* Fatigue analysis of engineering structures: State of development and achievement. *Procedia Struct Integr.* 2021;33:19–26

7. *Ganesh B.* Rollover strength prediction of bus structure using LS-Dyna 3D. *Altair CAE users conference 2005 India.* Page7

8. *Mehmet Şükrü Adin, Hamit Adin, Raşit Koray Ergün.* Finite Element Analysis of Safety Pin in Snowplow Equipment. *European Journal of Technic.* July 2022 DOI: 10.36222/ejt.1086422

9. *Aprianur Fajri, Aditya Rio Prabowo, Nurul Muhayat.* March 2022 *Curved and Layered Structures* 9(1):163-186. DOI:10.1515/cls-2022-0014

10. *Prabowo AR, Sohn JM.* Nonlinear dynamic behaviors of outer shell and upper deck structures subjected to impact loading in maritime environment. *Curved Layer Struct.* 2019;6(1):146–60.

11. *Shpachuk V. P.* Konspekt lekcij z kursu «Tekhnichna mekhanika». Rozdil II. Rozrakhunok na micnistj povitryjnykh linij elektroperedach (dlja studentiv dennoji i zaochnoji form navchannja bakalavriv za naprjamom 6.050701 «Elektrotekhnika ta elektrotekhnologhiji») / V.P. Shpachuk, M.S. Zolotov, V.O. Skljarov; za zagh. red. V.P. Shpachuka; Khark. nac. akad. misjk. ghosp-va. – Kh.: KhNAMGh, 2011. – 151 s.

12. *Pysarenko Gh.S.* Opір матеріалів: Підручник / Gh.S. Pysarenko, O.L. Kvitka, E.S. Umanskyj; Za red. Gh.S. Pysarenka. – 2-ghe vyd., dopov. i pererobl. – K.: Vyshha shk., 2004 – 665 s.: il. ISBN 966-642-056-2

13. *Zhizhong Zhang, Yanjun Sun.* Comprehensive optimum and adaptable design methodology for the Display Support Structure Based on ANSYS Simulation. *SID Symposium Digest of Technical Papers.* 10.1002/sdtp.15305 2021. Vol 52 (S2). pp. 848-852

14. *Zhong Chao Lin.* The Strength Analysis and Structure Optimization of Packer Slip Based on ANSYS. September 2013. *Applied Mechanics and Materials* 423-426:1967-1971. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.423-426.1967

15. *Jiang Feng Shen, Yu Jing He, Yong Chang Yu.* Frame Strength and Stiffness Analysis Based on ANSYS. *Advanced Materials Research (Volume 1094).* Pages 464-468. March 2015. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1094.464>

Відомості про авторів / About the Authors

Голенко Костянтин Едуардович (Holenko Kostyantyn), кандидат технічних наук, викладач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: kgolenko@gmail.com

Диха Олександр Володимирович (Oleksandr Dykha), доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: tribosenator@gmail.com

Рудик Олександр Юхимович (Oleksandr Rudyk), кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: yuhymovych@gmail.com