

УДК 623.486

Л. С. ДАВИДОВСЬКИЙ,**С. П. БІСИК,** кандидат технічних наук, старший науковий співробітник

(Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, м. Київ)

В. Г. КОРБАЧ, кандидат технічних наук, доцент (ДП Київське конструкторське бюро "Луч", м. Київ)

Дослідження енергопоглинаючого елемента протимінного сидіння екіпажу бойової броньованої машини

Подано результати числового та фізичного експериментів навантаження енергопоглинаючого елемента протимінного сидіння екіпажу бойових броньованих машин. Проведено порівняння та оцінку ефективності різних профілів з використанням методу скінченних елементів. Отримано закономірності характеру деформації енергопоглинаючого елемента при різних співвідношеннях його висоти та периметра до товщини стінки. Здійснено перевірку числової моделі фізичним експериментом.

Представлены результаты численного и физического экспериментов нагрузки энергопоглощающего элемента противоминного сидения экипажа боевых бронированных машин. Проведены сравнение и оценка эффективности различных профилей с использованием метода конечных элементов. Получены закономерности характера деформации энергопоглощающего элемента при различных соотношениях его высоты и периметра к толщине стенки. Произведена проверка числовой модели физическим экспериментом.

Поряд з постійним протистоянням засобів ураження та броньових перешкод у наш час стрімко набирає актуальності питання захисту екіпажів бойових броньованих машин (ББМ) при підриві на протитанкових мінах та саморобних вибухових пристроях (далі – мінно-вибухові пристрої (МВП)). Гостра потреба в захисті від цих засобів ураження виникає при асиметричних бойових діях, де беруть участь незаконні збройні формування. Бойові дії на Донбасі показують, що МВП являють велику небезпеку для екіпажів, оскільки рівень протимінного захисту ББМ Збройних Сил України недостатній [1, 2].

Пріоритетними для протимінного захисту ББМ є вимоги щодо захисту екіпажу, і лише потім вимоги щодо збереження працездатності машини. Сучасні технології дозволяють створювати бронекорпуси, що можуть витримувати без руйнування підриви на потужних вибухових пристроях. Такий результат забезпечується застосуванням відповідної форми та конструкції днища, силового каркаса корпусу, протимінних екранів та ін. Ці технічні рішення вже впроваджені у виробництво ББМ, які активно використовуються в сучасних конфліктах, що дозволяє аналізувати досвід їх бойового застосування і визначати шляхи подальшого вдосконалення їх конструкції [5, 9]. Таким чином, екіпаж захищений від безпосереднього впливу ударної хвилі.

За умови збереження цілісності корпусу основним уражаючим фактором екіпажу залишається так званий «ефект метання», викликаний великим від'ємним прискоренням машини, що може сягати значень 100...500g на сидінні. Протидіяти такому навантаженню можна, застосовуючи спеціальне обладнання, зокрема енергопоглинаючі сидіння екіпажу [2, 3]. Сидіння є елементом конструкції ББМ, що сприймає вибухове навантаження та передає його на організм людини. Для розуміння процесу навантаження екіпажу розглянемо модель динамічної реакції системи «людина – сидіння» при підриві ББМ на МВП (рис. 1).

Рух системи «людина–сидіння» описується рівнянням (1), що є результатом впливу від'ємного прискорення, яке передається від корпусу ББМ внаслідок підриву на МВП [3, 7]:

$$\begin{pmatrix} \ddot{\delta}_{01} \\ \ddot{\delta}_{12} \\ \ddot{\delta}_{23} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} f_{01} - f_{12} \\ f_{12} - f_{23} \\ f_{23} \end{pmatrix} = -\ddot{z}_0 \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Значення перевантажень, отриманих людиною внаслідок підриву, залежать від конструкції та параметрів сидіння [3, 8]. Тому основною вимогою до протимінного сидіння є забезпечення гранично допустимих значень перевантажень, що передаються від корпусу ББМ (m_0) до опорної поверхні сидіння (m_1) за рахунок поглинання кінетичної енергії.

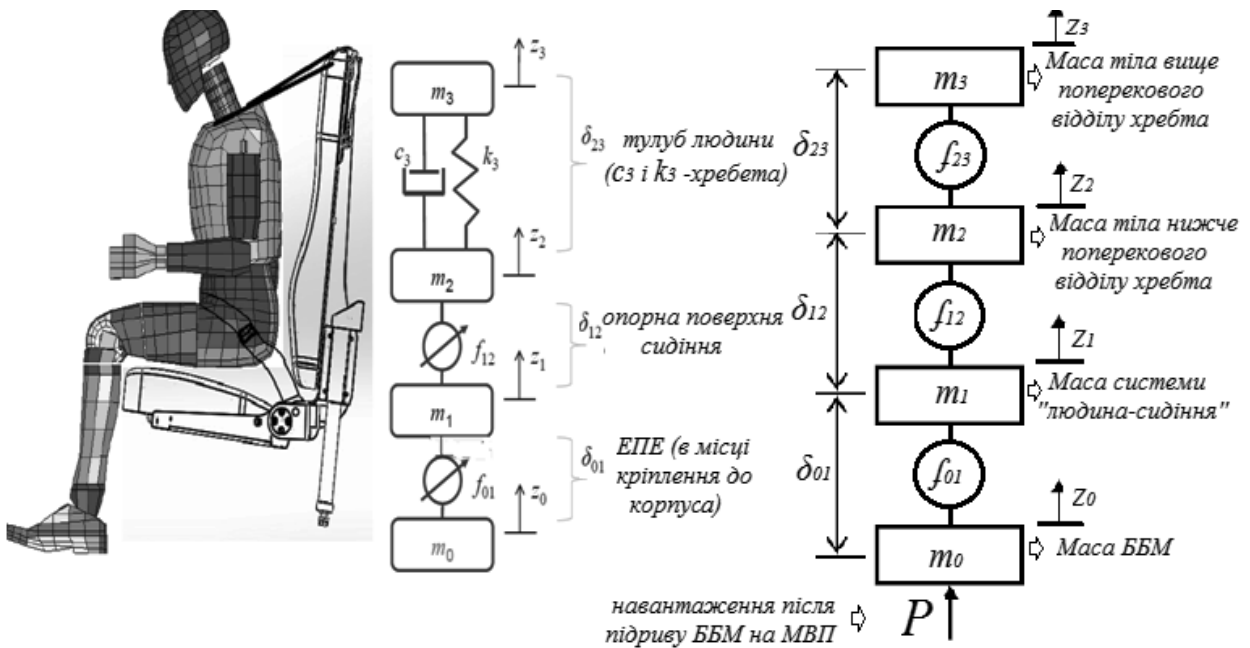


Рис. 1. Модель динамічної реакції системи "людина сидіння" при підриві:
 z – переміщення елементів системи; f – результуюча сила на елементах системи; δ – відносне переміщення від вихідного положення, k_3 і c_3 – коефіцієнти жорсткості та пружності хребта)

Розглянемо окремо механічну систему, еквівалентна хребту людини (рис. 2)

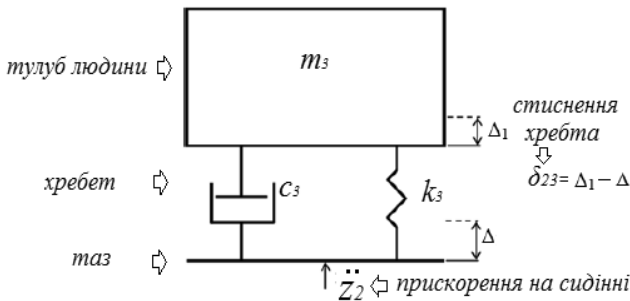


Рис. 2. Механічна система, еквівалентна хребту людини

Прискорення на сидінні може бути обчислено за виразом [6]

$$\ddot{z}_2(t) = \ddot{\delta}_{23} + 2 \zeta \omega_n \dot{\delta}_{23} + \omega_n^2 \delta_{23}; \quad (2)$$

$$DRI = \frac{\omega_n^2 \delta_{23}}{g}. \quad (3)$$

$\ddot{z}_2(t)$ (рис. 1) не повинне перевищувати значень, при яких $DRI < 17,7$ (критерій динамічної стійкості хребта) [2, 6–8]. Тому

$$\ddot{z}_2(t) < \ddot{z}_1(t) \leq 14,5g. \quad (4)$$

Забезпечити виконання такої умови можна при зменшенні $\ddot{z}_0(t)$, яке обчислюється за виразом (2):

$$\ddot{z}_0(t) = \frac{P}{m_0} + \frac{f_{01}}{m_0}. \quad (5)$$

Як варіант, для цього необхідно встановлювати між сидінням та корпусом БМВ елементи, які за рахунок поглинання кінетичної енергії, що набула БМВ після підриву, зменшать значення прискорення на опорній поверхні сидіння.

Згідно з вимогами, наведеними в роботі [2], принцип роботи енергопоглинаючого елемента (ЕПЕ) при вибуховому навантаженні повинен полягати в перетворенні кінетичної енергії в енергію пластичної деформації матеріалу. Тобто необхідно кріпити сидіння до корпусу через ЕПЕ (рис. 3).

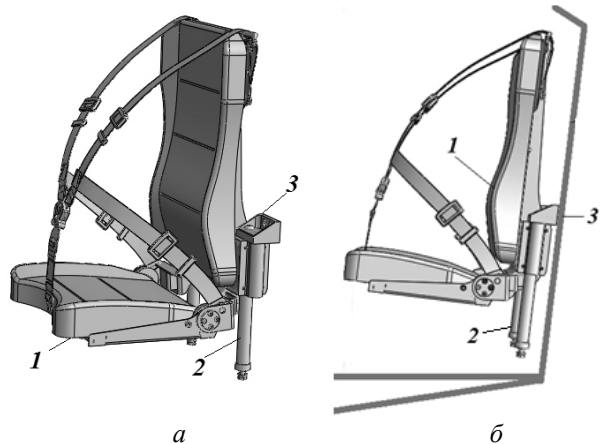


Рис. 3. Енергопоглинаюче протимінне сидіння екіпажу БМВ (а) та схема закріплення його до корпусу (б):
 1 – протимінне сидіння, 2 – енергопоглинаючий елемент, 3 – кронштейн кріплення

Отже, цільовою функцією роботи енергопоглинаючого сидіння є мінімізація максимального прискорення. Тому основну роль тут відіграє встановлення в місцях його кріплення елементів, що поглинатимуть енергію

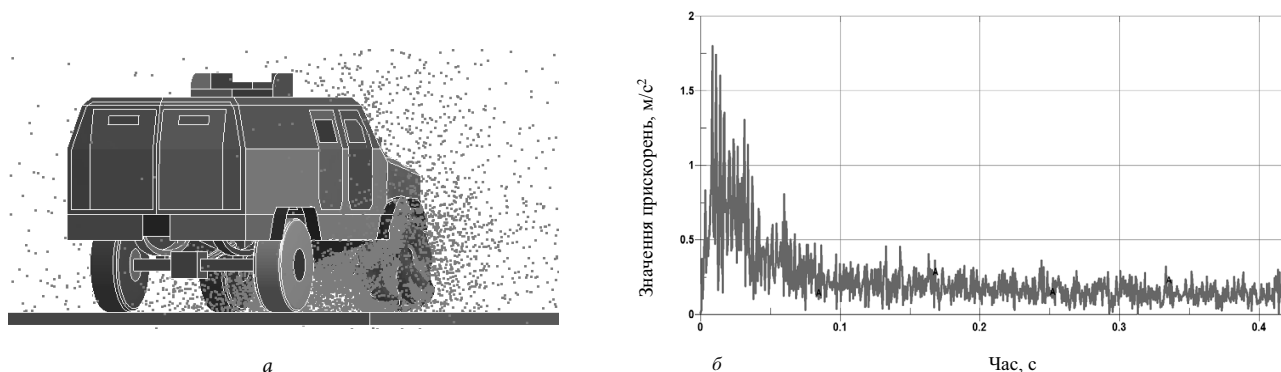


Рис. 4. Числовий експеримент підриву автомобіля "Козак":

a – спрощена скінченно-елементна модель; *б* – розрахункове значення прискорення опорної поверхні сидіння

вибуху [3]. На теперішній час в автомобільній та авіаційній промисловості розроблено багато варіантів ЕПЕ, але вибухове навантаження суттєво відрізняється від інших ударних навантажень, і швидкість його наростання значно вища, ніж при ударних навантаженнях: $\ddot{z}_2(t) \approx 180g$ (рис. 4, б), тоді як в літальних апаратах при аварійному приземленні аналогічне прискорення становить 14–30g в інтервалі 60–180 мс [17]. Тому існуючі ЕПЕ матимуть ефект запізнення і не спрацюють при підриві ББМ.

З аналізу конструкцій ЕПЕ встановлено, що задовольнити ці вимоги можуть ЕПЕ у вигляді крашбоксів (рис. 5, 6). Це з'єднані елементи конструкції, призначені для поглинання енергії удару, спрямованої вздовж осі елемента, шляхом множинної деформації в передбаченій послідовності. Поглинати значну частину енергії удару крашбоксам дозволяє поетапна зміна розмірів його перерізу [11, 13, 15]. Ефект запізнення при спрацюванні можна компенсувати наявністю отворів, заглибин та ребер, що будуть ініціювати початок деформації.

Щоб об'єктивно визначити оптимальні параметри ЕПЕ, доцільно використовувати значення навантажень, отриманих при натурному чи числовому експерименті. На рис. 4 показано розрахункове значення прискорення на сидінні спрощеної скінченно-елементної моделі автомобіля "Козак" [9].

Враховуючи амплітудно-частотні характеристики значень прискорення (рис. 4, б), з високою ймовірністю будуть виникати ефекти інерції. Такі ефекти можуть вплинути на режим деформації та початкове пікове навантаження через поперечні сили інерції, що виникають

при складанні та вивертанні стінок ЕПЕ. Послідовне утворення заглибин та виступів уздовж ЕПЕ відоме як прогресивна втрата стійкості або прогресивна деформація [10–12]. При вибуховому імпульсному навантаженні поширення хвиль напруження в ЕПЕ відбувається по всій його довжині, тоді й прогресивна втрата стійкості може розвиватись за різними режимами деформації (рис. 5).

Здатність поглинати енергію ЕПЕ залежить від режиму деформації, який, у свою чергу, залежить від ефектів інерції. Тож очевидно, що значно більше енергії поглинається в режимі вісесиметричної деформації, ніж в режимі глобального вигину, бо за таких умов деформація ЕПЕ відбувається більш контрольованим чином [13], а також дозволяє більшій кількості матеріалу брати участь у пластичній деформації. Крок зон пластичних деформацій також залежить від геометрії профілю, тож для порівняння здатності ЕПЕ поглинати енергію було обрано 6 різних варіантів (рис. 6). Для визначення основної характеристики кожного варіанта ЕПЕ було застосовано метод скінченних елементів з використанням програмного комплексу LS-DYNA.

При числовому експерименті проведено порівняння енергоємності при різній товщині стінки та довжині ЕПЕ (рис. 7, 8; табл. 1, 2). Для об'єктивності порівняння умови навантаження, матеріал та периметр основи профіля були однаковими в усіх розрахунках.

Як при зміні товщини стінки ЕПЕ, так і при зміні його довжини кращі показники енергоємності показали восьмигранний, шестигранний та круглий профілі. Разом з тим, результати числового експерименту

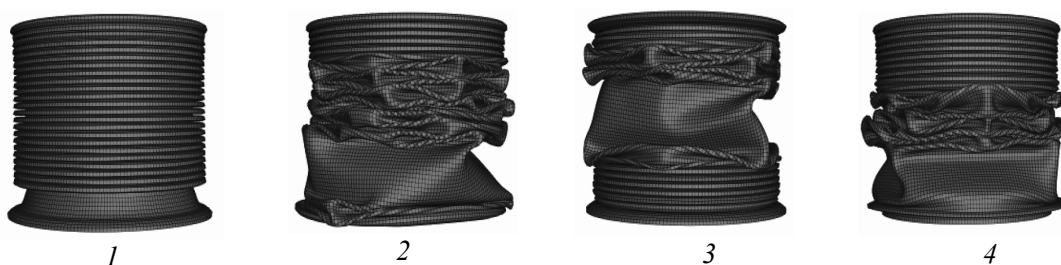


Рис. 5. Режими деформації при прогресивній втраті стійкості ЕПЕ:

1 – вісесиметричний, 2 – невісесиметричний, 3 – вигин, 4 – змішаний

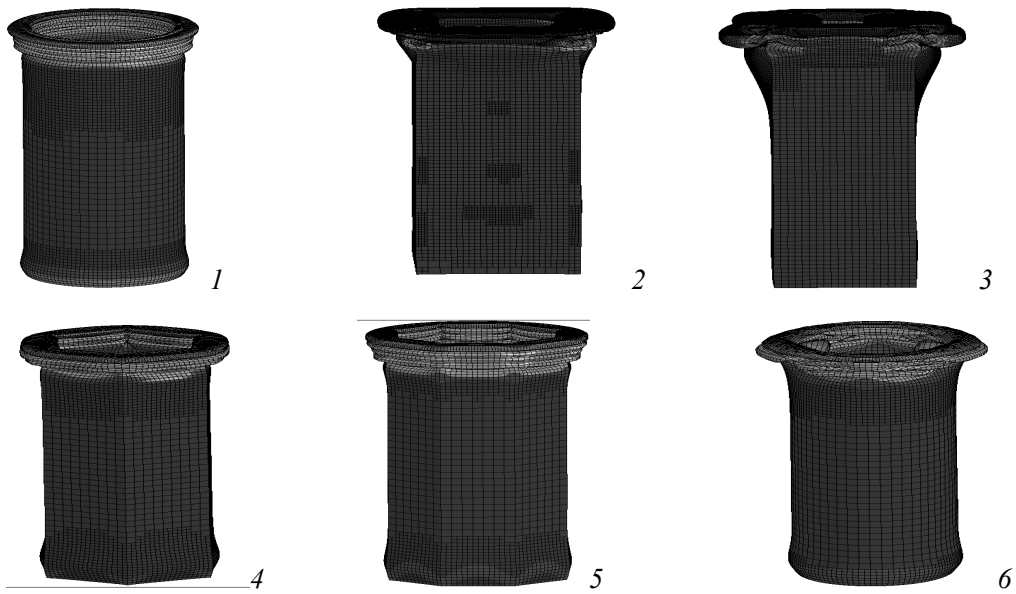


Рис. 6. Моделі варіантів профілів для ЕПЕ:
 1 – круглий; 2 – квадратний; 3 – прямокутний; 4 – шестигранний; 5 – восьмигранний;
 6 – еліпс

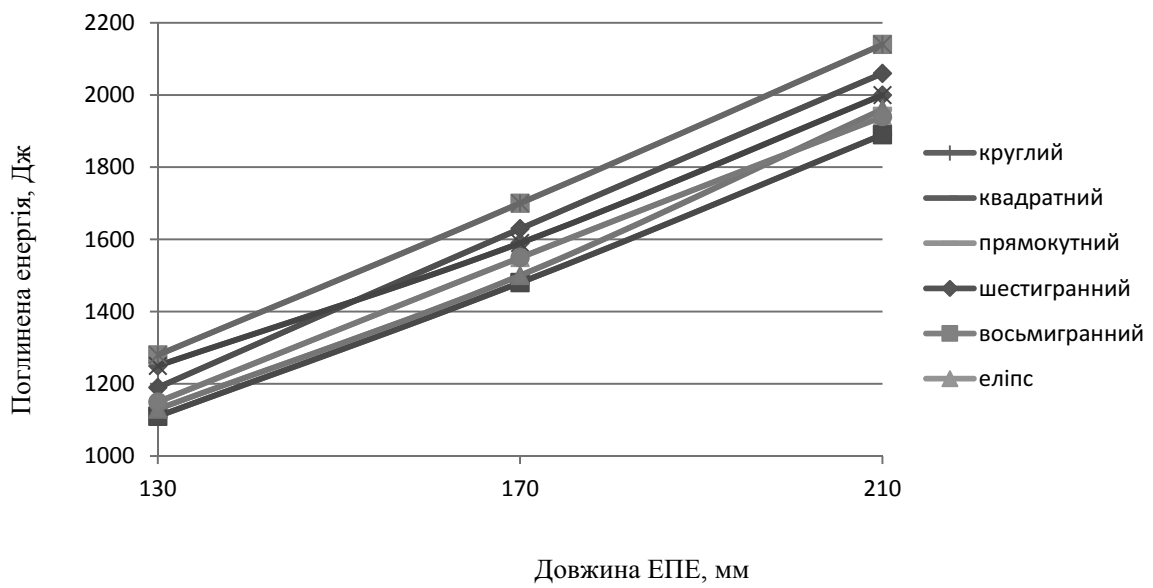
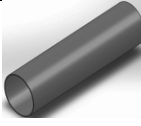
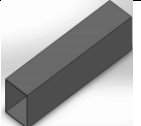
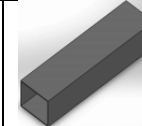
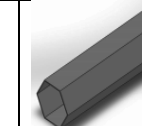
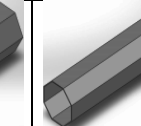
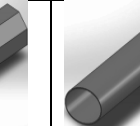


Рис. 7. Порівняння внутрішньої енергії ЕПЕ в залежності від його довжини L

Таблиця 1. Кількість поглиненої енергії в залежності від довжини ЕПЕ, Дж

Довжина ЕПЕ, L						
130 мм	1190	1110	1130	1250	1280	1150
170 мм	1630	1480	1500	1590	1700	1550
210 мм	2060	1890	1960	2000	1960	1940

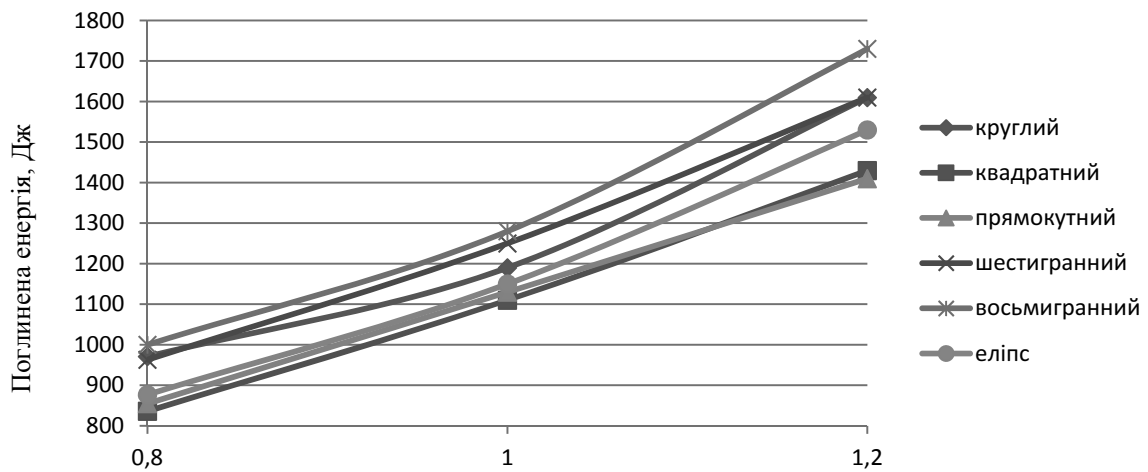
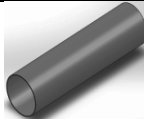
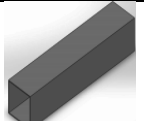
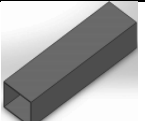
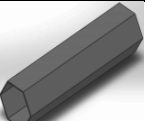
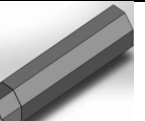



Рис. 8. Порівняння внутрішньої енергії ЕПЕ в залежності від товщини його стінки b

Таблиця 2. Кількість поглиненої енергії в залежності від товщини стінки ЕПЕ, Дж

Товщина ЕПЕ, b						
0,8 мм	971	836	855	963	1000	877
1 мм	1190	1110	1130	1250	1280	1150
1,2 мм	1610	1430	1410	1610	1730	1530

показали, що значення поглиненої енергії круглим профілем $L=170$ мм, $b=1$ мм становить 1630 Дж, а для $L=130$ мм, $b=1,2$ мм – 1610 Дж. Так само й для восьмигранного профілю з $L=170$ мм, $b=1$ мм становить 1700 Дж, а для $L=130$ мм, $b=1,2$ мм – 1730 Дж. Отримані залежності мають вагоме значення при виборі ЕПЕ для протимінного сидіння ББМ, так як величина ходу ЕПЕ обмежена конструкцією корпусу. Тому необхідно проводити параметричний синтез ЕПЕ, що дозволить при правильному

виборі товщини стінки ЕПЕ зменшити його габаритні розміри і підвищити енергоемність.

Результати числового експерименту пояснюються тим, що у восьмигранному, шестигранному та круглому профілях поля напруження розподіляються по всьому периметру, що забезпечує їх вісесиметричну прогресивну втрату стійкості, тоді як у профілів з прямокутником та еліпсом в основі зони пластичних деформацій значно більші, так як їх сторони невісесиметричні (рис. 9).

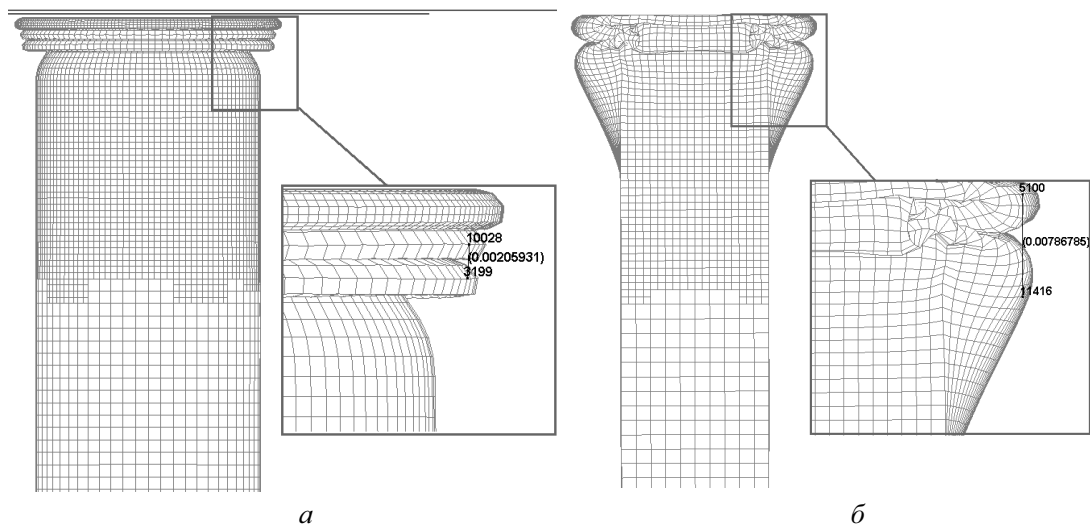


Рис. 9. Крок зон пластичних деформацій (а) круглий профіль; (б) прямокутний

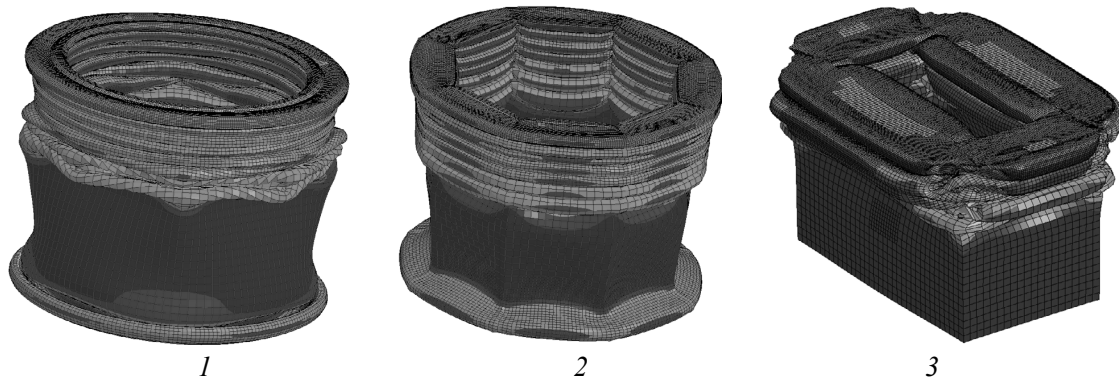


Рис. 10. Поля напруження та зони пластичних деформацій круглого (1), восьмигранного (2) та прямокутного (3) профілів

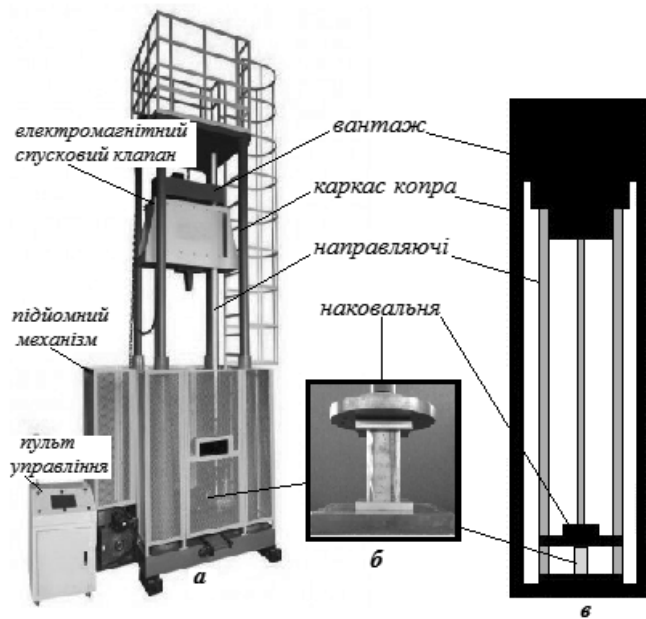


Рис. 11. Експериментальна установка:
а – вертикальний копер з вільно падаючим вантажем;
б – встановлення випробуваного зразка;
в – функціональна схема експериментальної установки



Рис. 12. Порівняння числової моделі (1, 3) навантаження ЕПЕ

Низьку енергоємність показали квадратний та прямокутний профілі, оскільки в них енергія акумулюється в гранях і не розходить по всьому периметру, тоді як в восьмигранному напруження виникають по всьому периметру і додатково енергія втрачається при втраті жорсткості граней (рис. 10).

Для перевірки адекватності числової моделі проведено фізичний експеримент на вертикальному копрі з вільно падаючим вантажем (рис. 11).

Як дослідний зразок обрано круглий профіль, оскільки він має одну з кращих характеристик за результатами числового експерименту. З розрахункової скінченно-елементної моделі підриву автомобіля «Козак» швидкість на елементах кріплення сидіння екіпажу становила до 6 м/с (на різних сидіннях різна швидкість). Імітувати вибухове навантаження вдалося за рахунок зміни маси вантажу та висоти падіння. Тоді, за законом збереження енергії, при падінні вантажу масою 72 кг з висоти 2 м швидкість становитиме 6,264 м/с [18]:



Рис. 13. Порівняння числової моделі навантаження ЕПЕ (1, 3) з результатом фізичного експерименту (2), $v=4,43$ м/с

Результати, зображені на рис. 12, 13, є підтвердженням адекватності числової моделі. Крім того, вище було сказано, що покращити основну характеристику ЕПЕ можна за рахунок зміни співвідношення його довжини L до товщини стінки b (L/b). Так само, можна знайти оптимальну характеристику ЕПЕ, змінюючи співвідношення периметра профілю до товщини його стінки [16]. За результатами числового моделювання встановлено, що для круглого профілю при відношенні діаметра до товщини стінки в діапазоні до 50 ($d/b < 50$) деформація відбувається вісесиметрично, тоді як при $d/b > 80$ циліндр деформується невісесиметрично. Для всіх інших випадків характерний, переважно, змішаний режим деформації. Результати моделювання підтвердились натурним експериментом (рис. 14).

При числовому розрахунку можна використовувати об'ємні моделі (1 на рис. 15), а можна оболонкові (3 на

рис. 15), що дозволить значно зменшити час розрахунку. Порівняння обох цих варіантів з фізичним експериментом зображено на рис. 15, де показано, що характер деформування моделі і її інформативність зберігаються, тому доцільно використовувати моделі shell.

Маючи результати числового експерименту, адаптувати роботу ЕПЕ під конкретні умови деформації залежно від величин навантаження та конструкції БМ можна за рядом якісних показників [10–13]. Основними з них при оцінці ефективності ЕПЕ є кількість поглиненої енергії E_n . Звідси можна визначити середнє навантаження спрацювання ЕПЕ:

$$E_n = \int_0^{\delta_{max}} P \delta d\delta, \quad (7)$$

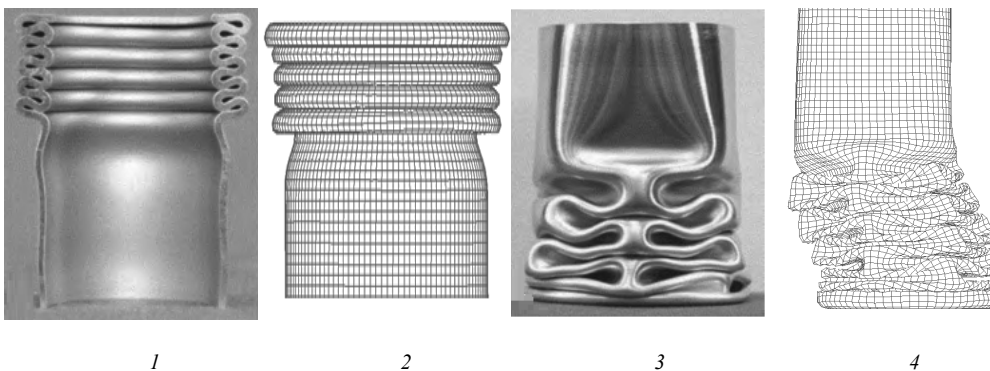


Рис. 14. Порівняння результатів фізичного експерименту (1, 3) з числовою моделлю (2, 4):
1, 2 - $d/b=35/1=35$; 3, 4 - $d/b=40/0,5=80$

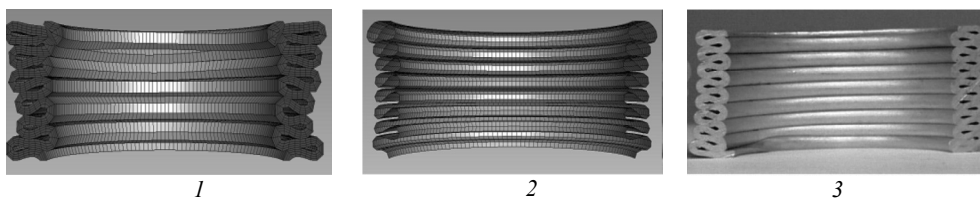


Рис. 15. Порівняння результатів числового моделювання навантаження ЕПЕ (1 – елементи solid, 2 – елементи shell) з результатом фізичного експерименту (3)

$$P_c = \int_0^{\delta} P \delta d\delta. \quad (8)$$

Крім того, P_c ЕПЕ може бути визначене як навантаження, до якого і слід ініціювати початок деформації ЕПЕ, так як ідеальна умова поглинання – це досягнення сили спрацювання і утримання її постійною протягом всього робочого ходу. Тоді кількість поглиненої енергії при підриві пропорційна силі спрацювання елемента P_c і його ходу δ_{max} (тобто заштрихованій площі на рис. 16).

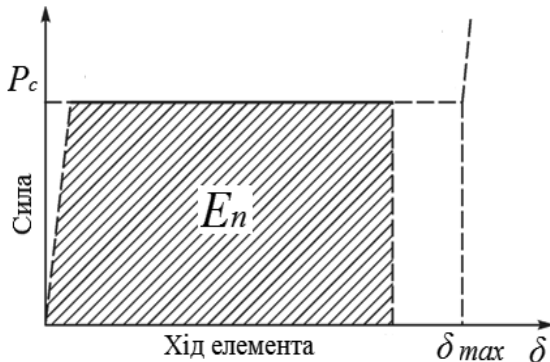


Рис. 16. Основна характеристика ЕПЕ

Також середнє навантаження деформації $P_{сep}$ для даного характеру деформації визначається як відношення повної поглиненої енергії E_n до загальної деформації δ [10]:

$$P_{сep} = \frac{E_n}{\delta}. \quad (9)$$

Середнє навантаження є показником енергопоглинаючої здатності ЕПЕ в порівнянні з осьовим

переміщенням, необхідним для поглинання визначеної кількості енергії. Навантаження при складанні крашбоксів коливається протягом всього процесу деформації, і найвища точка навантаження є початковим піковим навантаженням, P_{nik} .

Для збільшення поглинання енергії можна збільшувати силу спрацювання і хід ЕПЕ. Проте хід, зазвичай, визначається конструктивними обмеженнями ББМ і не може бути занадто великим, а збільшення сили спрацювання призводить до підвищення навантажень на екіпаж. Тобто ЕПЕ повинен мати оптимальну характеристику і оптимальну силу спрацювання, так як велика сила призведе до неспрацювання або невикористання всього ходу ЕПЕ, а при малій силі спрацювання відбудеться пробій ЕПЕ (рис. 16). Для перевірки ефективності роботи ЕПЕ в різних умовах на рис. 17 наведені результати дослідження ЕПЕ при навантаженнях різної величини.

Ефективність сили спрацювання η_{cc} є якісним критерієм однорідності деформації і визначається відношенням пікового навантаження до середнього [13]:

$$\eta_{cc} = \frac{P_{nik}}{P_{сep}}. \quad (10)$$

Для ідеального поглинання енергії, оптимальна сила спрацювання повинна привести якомога ближче до 100% спрацювання робочого ходу ЕПЕ.

Якщо початкове пікове навантаженням P_{nik} ЕПЕ занадто велике, і при прикладанні середнього навантаження $P_{сep}$ ЕПЕ не може спрацювати, тоді подолати це можливо шляхом застосування ініціаторів деформації (наявність отворів, заглибин чи виступів у конструкції ЕПЕ) з метою зменшення початкового піку навантаження, тим самим збільшуючи ефективність сили спрацювання.

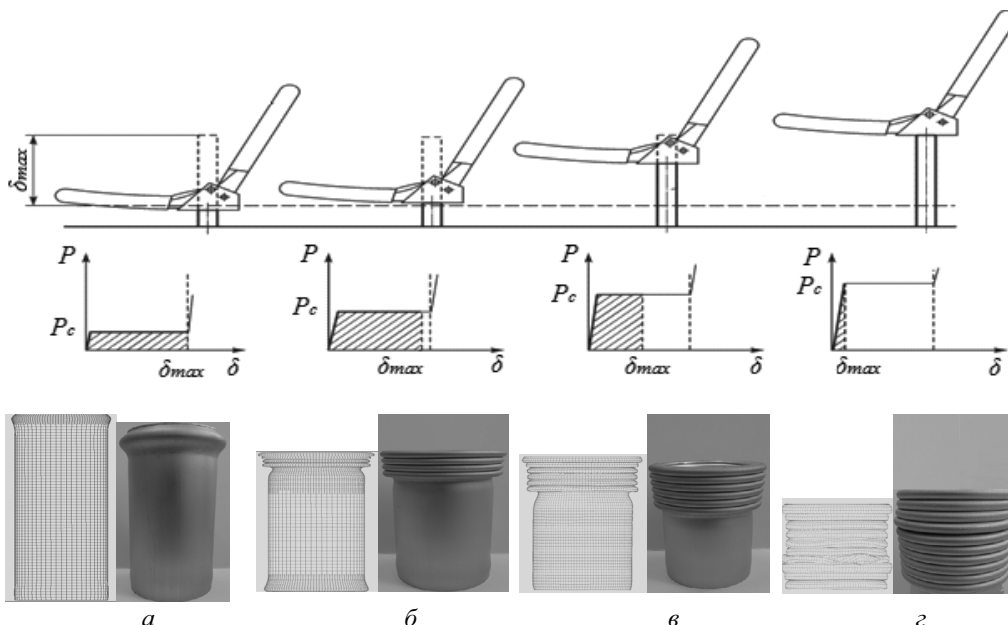


Рис. 17. Характерні випадки роботи ЕПЕ з різними характеристиками:

а – велике P_c , елемент не спрацює; б – велике P_c , не весь хід використано; в – оптимальне P_c , достатньо використаний робочий хід; г – мале P_c , пробій ЕПЕ

Не менш важливою характеристикою ЕПЕ є питома поглинена енергія E_{mn} , що визначається відношенням поглиненої енергії на одиницю маси [10]:

$$E_{mn} = \frac{E_n}{m}, \quad (11)$$

де E_n – поглинена енергія; m – маса недеформованого ЕПЕ.

E_{mn} є найбільш поширеним параметром оцінки ефективності ЕПЕ щодо його енергоємності, особливо коли масові й габаритні розміри мають важливе значення, як і в нашому випадку. Крім того, E_{mn} , як правило, використовується як показник ефективності обраного матеріалу для ЕПЕ в залежності від його густини, а відповідно, й маси [11, 12].

Поглинену енергію на одиницю довжини деформації можна розрахувати, використовуючи кінетичну енергію удару, поділену на максимальне значення відрізка деформації ЕПЕ. Цей параметр важливий у тих випадках, коли є обмеження щодо величини деформації.

У процесі деформації може бути використано не весь робочий хід ЕПЕ для поглинання енергії кінетичного удару. Тому ефективність робочого ходу визначається як [13]

$$\eta_{px} = \frac{\delta_{max}}{L}, \quad (12)$$

де δ_{max} – максимально допустима відстань деформації і L – початкова довжина ЕПЕ. За допомогою цього показника можна визначити максимально допустимий робочий хід ЕПЕ. В ідеальному випадку початкова довжина ЕПЕ L повинна дорівнювати довжині корисного робочого ходу ЕПЕ δ_{max} , але на практиці ефективність ходу завжди менше одиниці: $\eta < 1$.

Висновки. Пасивне сидіння як елемент системи пасивного протимінного захисту екіпажу БМ є складним об'єктом і може виконувати своє функціональне призначення з різною ефективністю. Залежно від маси БМ та потужності підриву (маси вибухової речовини), прискорення на сидінні можуть бути різні. Тому застосування методу скінченних елементів є ефективним способом оптимізації ЕПЕ і може суттєво допомогти при оцінці та порівнянні різних варіантів ЕПЕ. Порівняння результатів числових і фізичних експериментів дозволило: по-перше, зробити висновки про адекватність опису на основі порівняння з поведінкою випробовуваного зразка, по-друге, розширити область параметрів для оптимізації ЕПЕ (периметр, діаметр, товщина, режими навантаження і деформацій), для якої модель дозволяє отримати достовірний результат з достатньою для практичних задач точністю. Виконана робота показує, що підхід, який поєднує експериментальні дослідження і чисельне моделювання процесів високошвидкісної деформації матеріалів, є перспективним. Його застосування дає змогу теоретично визначити рівень протимінної стійкості БМ, порівняти та оцінити ЕПЕ протимінних сидінь різних зразків на етапі проектування і застосувати відповідні конструктивні рішення.

1. Гулай А. М. Аналіз уражень особового складу в ході виконання завдань в зоні АТО / М-во оборони України, Військ.-мед. деп. К., 2016. 3 арк.
2. Давидовський Л. С., Бісик С. П. Аналіз механогенезу травмування екіпажу бойових броньованих машин при підриві на мінно-вибухових пристроях // Військово-технічний збірник. № 13. Львів : НАСВ, 2015. С. 34–40.
3. The protection of vehicles and plant equipment against mines and UXO. URL: http://www.gichd.ch/fileadmin/pdf/publications/Mechanical_study.pdf.
4. Бурлаченко Н. И., Жартовский Г. С., Потемкин Е. К., Тетельбаум Р. Д., Фролов В. М. Виброударные воздействия на экипажи танков и БМП. М. : ЦНИИ информатики, 1981. – 200 с.
5. Бісик С. П., Чепков І. Б., Голуб В. А., Корбач В. Г. Оцінка впливу способу кріплення протимінного екрана на протимінну стійкість бойових броньованих машин // Системи озброєння і військова техніка : наук. журн. / ХУПС ім. Івана Кожедуба. 2013. № 1 (33). С. 8–12.
6. Бісик С. П., Давидовський Л. С., Схабицький В. Р. Критерії травмування організму людини при ударному та вибуховому навантаженнях // Системи озброєння і військова техніка: наук. журн. / ХУПС ім. Івана Кожедуба. 2015. № 1 (41). С. 153–159.
7. Blast Injury in the Spine: Dynamic Response Index Is Not an Appropriate Model for Predicting Injury. URL: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC4523527>.
8. Computation and Validation of the Dynamic Response Index (DRI). URL: <http://dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a591869.pdf>.
9. Теоретична оцінка протимінної стійкості багатопільового тактичного автомобіля «Козак-2» / С. П. Бісик, І. Б. Чепков, М. І. Васьківський [та ін.] // Озброєння та військова техніка. 2016. № 1 (9). С. 26–31.
10. Dynamic elastic-plastic buckling of circular cylindrical shells under axial impact. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii>.
11. Impact and Energy Absorption of Empty and Foam-filled Conical tubes. URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/10897335.pdf>.
12. Experimental and numerical analyses of bending of foam-filled sections. URL: <file:///C:/Users/HP/Downloads/2e78af70-55dc-441f-b78c-3827cc1c90fd.pdf>.
13. Jones N. Several phenomena in structural impact and structural crashworthiness // European Journal of Mechanics. A/Solids General and plenary lectures from the 5th EUROMECH Solid Mechanics Conference 2003. № 22 (5). С. 693–707.
14. White M. D., Jones, N. Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections // International Journal of Mechanical Sciences. 1999. N 41 (2). С. 179–208.

15. Multi objective crashworthiness optimization of circular aluminum tubes. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S026382322>.
16. Thin-walled tubes with pre-folded origami patterns as energy absorption devices. URL: <http://docplayer.net/26536852-Thin-walled-tubes-with-pre-folded-origami-patterns-as-energy-absorption-devices.html>.
17. Обзор сидений, смягчающих воздействие ударной волны URL: [http://topwar.ru/61205-obzor-sideniy-dlya-transportnyh-sredstv-smyagchayuschih-vozdeystvie-vzryvnoy-volny.htm](http://topwar.ru/61205-obzorsideniy-dlya-transportnyh-sredstv-smyagchayuschih-vozdeystvie-vzryvnoy-volny.htm).
18. Сивухин Д. В. Общий курс физики. Т. I. Механика. М. : Наука, 1979. 520 с.

Рецензент В. І. Слюсар, д-р техн. наук, проф. (Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, м. Київ)