

## МОДЕЛЮВАННЯ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ СИСТЕМИ "ПАСАЖИР-СИДІННЯ" ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

© Горбай О. З., Керницький І. С., 2016

Отримано результати комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану моделі пасажирського двомісного автобусного сидіння під час прикладення різного типу навантажень. На основі отриманих деформаційних переміщень та максимальних пришвидшень виявлено їх істотну залежність від закону зміни навантаження у часі. Розглянуто варіант їх врахування під час проведення випробувань пасажирських сидінь згідно з Правилами ЄЕК ООН R 80 стосовно забезпечення вимог пасивної безпеки.

**Ключові слова:** міцність пасажирських автобусних сидінь, Правила ЄЕК ООН R 80.

**Presented results of computer modeling of stress-strain state of the model of double bus passenger seat during the application of different types of loads. Based on deformation and displacement of maximum acceleration revealed their significant dependence on loads change over the time. Offered the alternative option in test of passenger seats according to ECE Regulations 80 R requirements at ensuring its passive safety.**

**Key words:** strength the seat of public buses, UN/ECE R 80.

**Вступ.** Жорсткі вимоги ЄЕК ООН до безпеки перевезень пасажирів безпосередньо пов'язані із забезпеченням пасивної безпеки салонів великогабаритних колісних транспортних засобів (КТЗ). Визначення необхідної міцності автобусних пасажирських сидінь є доволі складним завданням. Здебільшого відсутність даних щодо експлуатації конструктивно аналогічних прототипів кузовів не дає змоги у процесі проектування використати попередньо накопичений багаторічний досвід. Те саме стосується і застарілих розрахункових методик, які унеможливають врахування особливостей експлуатації у реальних умовах. Тому економічно доцільним є формування послідовних етапів проектування салону автобуса з використанням сучасних програмних продуктів з перевіркою міцності пасажирських сидінь та їх кріплень згідно з міжнародними нормами. Такий причинно-наслідковий підхід до моделювання стандартизованих умов ДТП за участю пасажирів в автобусах категорії М3 дає змогу уникнути небажаних помилок у розрахунках та усунути недоліки у конструкції вже на етапі проведення проектних робіт.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для комп'ютерного моделювання пасажирське автобусне сидіння розбивають, як правило, на три частини і розглядають окремо основу, спинку і підголівник, або з'єднують їх в одне ціле, як це здійснено для моделі двомісного сидіння фірми Lazzarini європейського виробника сидінь промислової групи Grammel [1]. Зварна конструкція основи складається теж з трьох частин. Основа з'єднується з боковиною та підлогою автобуса за допомогою болтового з'єднання.

Принциповими відмінностями в іншій схемі є прикладення під час розрахунку на міцність вертикального навантаження та інший тип основи сидіння, яка кріпиться до підлоги автобуса через дві стійки, з широко рознесеними місцями кріплення [2]. Навантаження прикладається у

вертикальній площині, причому у двох місцях в одному напрямку, а в горизонтальній площині навантаження прикладалося у двох напрямках. Вертикальні реакції від підлоги прикладаються у чотирьох місцях від двох вертикально розміщених стійок. Основу пасажирського сидіння змодельовано елементами оболонки.

Для 3D-моделювання пасажирських сидінь, як правило, використовують програмне забезпечення LS-DYNA. Воно дає змогу здійснити МСЕ-реалізацію із зменшеною кількістю ітерацій під час використання принципу Белешко-Лін-Сайя. Для цього типу моделювання автори використали у з'єднанні основи сидіння з підлогою і каркасом кузова автобуса опцію spotwelding. Фактично болтове з'єднання замінено на варіант зварювання. Для розв'язання таких задач вимагається їх нелінійна постановка і це відбувається явним чи неявним способами [3, 4]. Перевага надається неявному способу, який не залежить від кроку інтегрування. Однак застосувати його для миттєвих подій, як правило, складно через проблеми з адекватністю отриманого розв'язку і великою кількістю обчислень.

Випробування пасажирських сидінь на відповідність вимогам внутрішньої пасивної безпеки під час їх офіційного затвердження у великогабаритних пасажирських КТЗ проводиться статичним і/або динамічним методами [5]. У динамічних випробуваннях беруть участь манекени. Залежно від досліджуваних завдань манекени можуть обладнуватися давачами інерції голови, згину, розтягування і зсуву шиї, прогину грудної клітки, вимірювачами осьової сили на стегновій кістці, вимірювачами сил і моментів у колінному та гомілковостопному суглобах тощо. Їх усього разом може встановлюватися близько 30 штук. Для фронтального типу удару і заміру навантажень поздовжнього напрямку, як правило, використовується манекен HYBRID III [6], для бокового удару – типаж Eurosid-1 [7]. Останній аналогічно, як і HYBRID III, має у центрі мас голови давачі пришвидшень, також у ньому передбачені давачі можливих переміщень ребер, однак не має давачів у шиї, грудині та на ногах. Для цього застосовують манекени типу Biofid I [8] і II [9].

Аналіз методик проведення статичних випробувань пасажирських сидінь згідно з вимогами американських FMVSS 222 [10] і європейських UN/ECE R 80 [5] Правил пасивної безпеки виявив багато розбіжностей у значеннях: початкових навантажень; прикладених зусиль по верхньому і нижньому рядах; часової витримки прикладених зусиль. Розбіжності є і в методиках проведення згідно з австралійськими (ADR) і FMVSS. Вони теж принципово відрізняються. Так, наприклад, згідно з ADR 68 [11], допускається пікове пришвидшення у 20 g, коли у правилах UN/ECE R 80 [5] воно коливається в діапазоні 8–12 g. Істотно відрізняється тривалість дії пікового пришвидшення – 0,05 і 0,08–0,15 с відповідно. Вдвічі відрізняються допустимі значення критерію травмування голови (HIC).

**Формулювання мети дослідження.** Метою цієї роботи є з'ясування можливих шляхів покращання травмобезпечності пасажирських сидінь автобусів для системи “пасажир-сидіння” під час ДТП та її адаптація до міжнародних норм пасивної безпеки методом комп'ютерного 3D-моделювання з прикладанням ударного навантаження статичним і динамічним способами.

**Постановка проблеми.** Однією з проблем застосування методів математичного моделювання системи “пасажир-сидіння” для великогабаритних КТЗ є вибір типу моделі, граничних умов і прикладення навантаження під час проведення сертифікаційних випробувань автобусних пасажирських сидінь. У результаті проведеного аналізу літературних джерел та нормативних документів різних країн щодо пасивної безпеки виявлено доволі велику розбіжність у допустимих величинах критеріїв травмування пасажирів на пасажирському місці у КТЗ, методах і методиках випробувань пасажирських сидінь та їхніх кріплень на міцність.

**Викладення основного матеріалу дослідження.** Досягнення функціональності, безпеки та надійності є серед пріоритетних завдань під час розрахунків на міцність. Переважно деформації асоціюються з функціональністю, а напруження – з безпекою та надійністю. З інженерного погляду, крива залежності напруження-деформації є найважливішою характеристикою матеріалу, особливо

актуальною у межах випробувань на пасивну безпеку. Цю криву використовують під час аналізу результатів одноосових випробувань на розтяг, і тут можливі два варіанти поведінки матеріалу: матеріал, що демонструє значні деформації перш ніж він досягне розриву, називається в'язким; матеріал, у якого розрив досягається рано та відсутня зона пластичності (частина кривої між межею текучості та розриву), наприклад, скло називається крихким. Розрив крихких матеріалів відбуваються переважно за нормальних напружень (розтяг – *tensile failure*); для пластичних матеріалів є характерним зсув (*shear failure*). Поведінку крихких матеріалів зрозуміти легше, адже в результаті навантаження моделі відбувається її фізичне явне руйнування. Інша ситуація з пластичними матеріалами: в результаті тесту на розтяг відбувається звуження шийки випробуваного зразка з формуванням конусної форми в області прогнозованого розриву – напруження моделі перевищують межу текучості матеріалу.

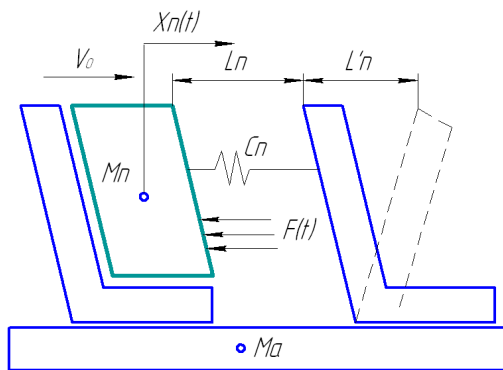


Рис. 1. Одномасова модель процесу ударного навантаження пасажирів в контакт з демпфувальною системою у вигляді розміщеного спереду сидіння під час ДТП

Розглянемо концепцію навантажень на основі двовимірної моделі (рис. 1). Незважаючи на окремі недоліки, найзручнішим і найрозповсюдженішим у світовій практиці серед критеріїв травмобезпечності є *Head Injury Criterion (HIC)* [12]. Для його аналізу взаємодію пасажирів і розміщеного перед ним сидіння у найпростішому варіанті, коли удар голови починається з доторкання пасажирів масою  $M_n$  до нерухомої перешкоди – спинки сидіння. До цього моменту кузов автобуса вже зазнав удару і розпочався процес сповільнення його руху за рахунок деформації передньої частини. З боку

стримувальної системи, якою є спинка переднього сидіння, починає діяти сила реакції  $F(t)$ , яка не була задіяна у фазі вільного переміщення під час подолання відстані між сидіннями. Швидкість автобуса у момент удару і швидкість деформації кузова визначатимуть швидкість, за якої наступить контакт пасажирів зі спинкою спереду розташованого сидіння. Для визначення швидкості у момент контакту використаємо методику, описану у [13, 14].

Рух пасажирів можна описати за початкових умов  $X_n(0) = 0, \dot{X}_n(0) = v_0$  диференціальним рівнянням:

$$\ddot{X}_n(t) \cdot M_n = F(t). \quad (1)$$

Якщо припустити, що до моменту першої зупинки пасажирів переміщається на відстань  $X_{n \text{ кінц}}$ :

$$X_{n \text{ кінц}} = \max_{t \in [0, \infty)} |X_n(t)|, \quad (2)$$

то рівняння для визначення значення критерію HIC з урахуванням (1) матиме такий вигляд:

$$HIC = \max_{t_1} \left( \frac{1}{(t_1 - t_2)^{1.5}} \left( \int_{t_1}^{t_1+t_2} \frac{|F(t)|}{m} \right)^{2.5} \right) \leq H, \quad (3)$$

і відповідно завдання оптимального керування можна записати як

$$L_n(F) = \max_{t \in [0, \infty)} \min_{t_1} \left\{ X_{n \text{ кінц}}(F) \cdot HPC(F) \right\} \leq H. \quad (4)$$

Для здійснюваних досліджень найбільше значення має вигляд характеристики контактної сили під час удару, оскільки він визначає тривалість удару, величину пришвидшень манекена і максимальні переміщення пасажирського сидіння. В активній фазі удару відбувається різке

зростання контактної сили і спостерігається пружно-пластичний процес деформації та зближення у місці контакту центрів контакту спинки сидіння і манекена. При цьому на активному етапі удару в інтервалі  $t = t$  контактна сила є безперервною і зростає від 0 до максимально можливого значення. За  $F_{\max}$  максимальне пришвидшення отримують манекен і сидіння:

$$a = a_{\max} = \frac{1}{m_c + m_n} F_{\max}, \quad (5)$$

а їхня швидкість по відношенню до швидкості КТЗ загалом може бути:

- однаково направленою, коли активна фаза удару КТЗ не завершилася;
- дорівнювати нулю в момент завершення активної фази удару КТЗ у перешкоду, який збігатиметься з моментом, коли досягається у підсистемі “спинка сидіння – манекен” максимальне значення контактного зусилля;
- притилежно направленою, коли підсистема “спинка сидіння – манекен” рухається у напрямку удару, а момент активної фази удару КТЗ у перешкоду завершився і розпочалася фаза відскоку від перешкоди;
- протилежно направленою, коли підсистема “спинка сидіння – манекен” рухається у напрямку удару, а фаза відскоку КТЗ від перешкоди завершилася.

Враховуючи це, потрібно перейти до варіанта використання абсолютної швидкості руху КТЗ і підсистеми “спинка сидіння – манекен”. Це дасть змогу використовувати абсолютне значення пришвидшення і перейти до перевантажень, які в абсолютному вираженні можна подати так:

$$\left. \begin{aligned} P_c(t) &= \frac{|a_c(t)|}{g} = \frac{F(t)}{m_c g} \\ P_n(t) &= \frac{|a_n(t)|}{g} = \frac{F(t)}{m_n g} \end{aligned} \right\}. \quad (6)$$

Дослідження процесу удару пасажира об спинку спереду розміщеного сидіння під час активної фази фронтального ДТП зводиться до відшукування толерантних для людини законів зміни визначальних параметрів у часовому діапазоні: швидкості зближення тіл  $v$ ; деформації пружно-пластичного характеру  $s$ ; тривалості переднього фронту ударного імпульсу  $t$ :

$$v = \frac{ds}{dt} = v_0 \sqrt{1 - \left(\frac{s}{s_{\max}}\right)^{\frac{n+1}{n}}}. \quad (7)$$

У цьому випадку спинка сидіння під час удару деформується, тобто присутня пластична деформація сидіння і його основи. Причому під час експериментальних досліджень передбачене обов'язкове деформування спинки сидіння, а також допускається навантаження без руйнування сидіння, а лише з деформацією його основи і місць кріплення сидіння до кузова автобуса. У процесі навантаження пружний  $s_1$  і пластичний  $s_2$  компоненти деформації, згідно з емпіричним законом Герспера, перебігають, незалежно доповнюючи один одного:

$$s = s_1 + s_2 = kF^n. \quad (8)$$

У кінці активного етапу деформація становитиме

$$s_{\max} = (s_1)_{\max} + (s_2)_{\max} = k_1 F_{\max}^n + (s_2)_{\max}, \quad (9)$$

а на фазі відскоку залишкова деформація сидіння дорівнюватиме:

$$(s_2)_{\max} = s_1 - k_1 F_{\max}^n. \quad (10)$$

Відповідно демпфування визначатиметься із залежності

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = -\frac{1}{M} F(s) = -\frac{1}{Mk^n} ((s - (s_2)_{\max})^{\frac{1}{n}}), \quad (11)$$

проінтегрувавши яку, отримаємо

$$\frac{ds}{dt} = \sqrt{\frac{2}{Mk^n} \frac{n}{1+n} s_1^{\frac{1+n}{n}} \left(1 - \left(\frac{s_1}{(s_1)_{\max}}\right)^{\frac{1+n}{n}}\right)} = F_{\max}^{\frac{1+n}{2}} \sqrt{\frac{2k}{M} \frac{n}{1+n} \left(1 - \left(\frac{s_1}{(s_1)_{\max}}\right)^{\frac{1+n}{n}}\right)}. \quad (12)$$

Позначивши приведені ваги сидіння  $q_c = m'_c g$  і пасажиря як  $q_n = m'_n g$  і  $k' = \frac{1}{q_2}$ , отримаємо приведену вагу підсистеми:

$$Q = \frac{q_c q_n}{q_c + q_n}. \quad (13)$$

Відношення контактної сили до приведеної ваги дає можливість визначити приведені перевантаження у досліджуваній підсистемі:

$$\left. \begin{aligned} p_c(t) &= \frac{F(t)}{m_c g} = p(t) \frac{Q}{q_c} = p(t) \frac{q_n}{q_c + q_n} = \frac{k'}{1+k'} p(t) \\ p_n(t) &= \frac{F(t)}{m_n g} = p(t) \frac{Q}{q_n} = p(t) \frac{q_c}{q_c + q_n} = \frac{k'}{1+k'} p(t) \end{aligned} \right\}. \quad (14)$$

Проінтегрувавши  $\frac{dv}{dt} = -gp(t)$ , отримаємо на основі попередньої системи

$$\left. \begin{aligned} v &= v_o - g \int_0^t p(t) dt \\ s &= v_o t - g \int_0^t \int_0^t p(t) dt \end{aligned} \right\}. \quad (15)$$

Це рівняння справедливе не тільки для пружно-пластичного удару, але і для випадку сповільнення системи з певної швидкості за допомогою гальмівного візка, а також за відомого або сформованого закону прикладення зусилля. З рівнянь (15), враховуючи умови (14) під час завершення активної фази, коли  $v=0$  і  $t=t$ , отримаємо співвідношення, що пов'язує площу під кривою перевантаження зі швидкістю на початку контакту голови манекена зі спинкою сидіння:

$$v_o = g \int_0^t p(t) dt = g(1+k) \int_0^t p_n(t) dt = g \frac{1+k}{k} \int_0^t p_c(t) dt. \quad (16)$$

Для оцінки впливу складових пришвидшення  $a(t)$  під час зіткнення автобуса з жорсткою перешкодою на швидкості  $v_a$  та дослідження поведінки пасажиря масою  $M_n$  використаємо динамічну модель з двома ступенями вільності. Удар починається з доторкання до перешкоди на швидкості  $v_o$  і включення в роботу елемента жорсткості  $c_a$ . При цьому тіло пасажиря за інерцією, але вже з різким сповільненням, продовжує рухатися на відстані  $L_n$  до початку включення в дію стримувальної системи.

Отже, процес удару підсистеми пасажир у системі автомобіль-пасажир об жорстку перешкоду умовно розділяємо на три фази:

- першу, з моменту дотику автобуса до перешкоди, яка закінчується дотиком пасажиря до пружного елемента  $c_n$ ;
- другу, що триває до повної зупинки пасажиря і стримувальної системи;
- третю, яка відтворює процес віддачі стримувальної системи і переміщення тулуба пасажиря у напрямку, протилежному до початку удару.

Одним із завдань забезпечення оптимального гальмування є врахування критерію травмування грудної клітки. Його можна сформулювати як пошук (за відомих значень швидкості зіткнення, деформації автобуса і вільного переміщення пасажиря) такого закону керування

сповільненням тіла пасажирів, за якого його переміщення закінчилося б в ідеальному випадку у першій фазі удару або було б мінімальним у другій фазі і при цьому амплітуда сповільнення не перевищувала б біологічно визначеної допустимої норми:

$$U_{omm}(t) = \min\{x(t) | a \leq a_{\max}\}. \quad (17)$$

В іншому випадку необхідно розглянути завдання оптимального керування процесом мінімізації сповільнення тіла пасажирів з погляду максимального зменшення наслідків ДТП за відомих значень швидкості руху і допустимої відстані, на яку може переміститися тіло пасажирів згідно з існуючими Правилами ЄЕК ООН R 80 [5] з максимально можливим використанням енергії поглинання на цій відстані  $L_p \leq 100$  мм:

$$U_{omm}(t) = \min\{x(t) | a \leq a_{\max}, x = L_p + 100\}. \quad (18)$$

Переміщення пасажирів від початку удару до першого досягнення нульової швидкості  $v_a = 0$ , тобто до початку настання третьої фази удару, можна описати так:

$$v_o + \int_0^{T_o} x(t) dt. \quad (19)$$

На початку третьої фази переміщення пасажирів і розміщеного спереду сидіння досягають максимальних значень

$$\max\{x(t)\} = x(T_o), \quad (20)$$

з чого випливає, що для мінімізації  $x(t)$  необхідно зменшувати  $T_o$ . Припускаючи, що демпфування у системі відбувається за лінійним законом, сумарну жорсткість системи визначають як

$$c = -\frac{M_n \cdot a_{\max} (-v_o + \sqrt{v_o^2 - 2a_{\max}x})}{v_o x}, \quad (21)$$

за якої може бути реалізований закон оптимального керування [12].

Напружено-деформований стан передбачає оцінку зміни поведінки моделі протягом певного інтервалу часу. Було обрано інтервал, що дорівнює 0,5 с, який розбито на три кроки: 1-й крок: 0–0,06 с; 2-й крок: 0,06–0,3 с; 3-й крок: 0,3–0,5 с. Прикладення навантажень здійснене відповідно до протоколу випробувань № ПД 05/12 [15] і становить: 1825 Н на верхньому рівні навантажень (0,55 м над базовою поверхнею); 625 Н – на нижньому рівні навантажень (0,8 м). Дані навантаження прикладені у горизонтальній площині у напрямку поздовжньої осі симетрії моделі. Інтенсивний ріст навантаження (до екстремуму) передбачений за якомога коротший проміжок часу, який дорівнює у нашому випадку 0,06 с. Досягши максимального значення, це навантаження залишалось сталим протягом наступних 0,2 с. Далі в інтервалі часу 0,3–0,5 с спостерігаються вільні коливання конструкції у результаті зняття навантаження.

Максимальне напруження конструкції по Мізесу становило 389,04 МПа та зафіксовано в області отвору болтового з'єднання ніжки каркаса сидіння. При цьому максимальне значення переміщення конструкції становить понад 205 мм і зафіксоване у верхній області лівого за ходом руху каркаса сидіння. Локальний аналіз пластичних деформацій (*Equivalent Plastic Strain*) демонструє максимальні деформації в області сходження приварної косинки з трубою каркаса цього сидіння.

Зафіксоване значення переміщення є результатом розв'язку прямої задачі: прикладення навантажень → вимірювання переміщень. Такий підхід має певні недоліки: ми не можемо говорити про безпечність прикладення навантажень, чи еквівалентного пришвидшення, що передається на тіло пасажирів (рис. 2). Тому розглянуто зворотню задачу: замість прикладення навантажень, задамо результуючими переміщеннями, що досягаються за 0,13 с, а далі заміряємо пришвидшення у контрольних точках.

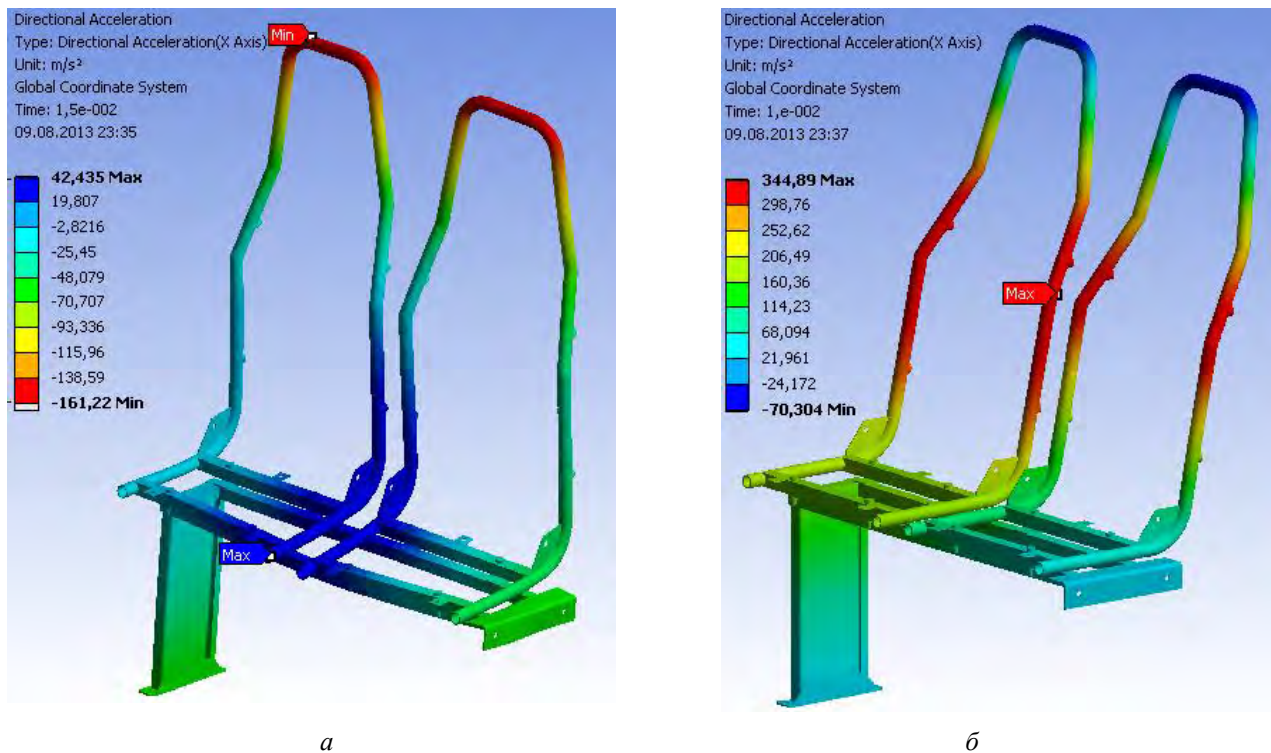


Рис. 2. Карти пришвидшень моделі каркаса сидіння: а – пряма задача; б – зворотна задача

Врахуємо, що повне поглинання енергії від удару у момент досягнення максимального навантаження відбувається у період 0,13–0,32 с. Отже, крайовими умовами є: переміщення від  $P_1$ , дорівнює 137,2 мм та переміщення від  $P_2$  – 77 та 100 мм для лівого та правого сидіння відповідно. Схема прикладення в'язей залишається без змін. Карта переміщень та напружень дає змогу зробити такі висновки:

1) нерівномірність деформацій правого та лівого крісел; ліве сидіння zdeформувалося по центру, а праве – обернулося усією площиною щодо його консольного кріплення, що означає, що лівий пасажир приймає удар поясницею, а правий – усією спиною;

2) напруження в зоні кріплення ніжки перейшли далеко за межі текучості матеріалу виготовлення (250 МПа) і становить 1420 МПа.

Максимальне пришвидшення за прямої задачі становить 161,22 м/с<sup>2</sup>, а за зворотної – 344,89 м/с<sup>2</sup>, що недопустимо, з огляду поглинання удару спиною пасажирів. Крім того, додаткову небезпеку несе область, де зафіксовані екстремуми пришвидшень – поперек пасажирів.

За результатами проведених досліджень зворотної задачі можемо дійти висновку, що зафіксовані в результаті натурних випробувань переміщення протягом 0,13 с вдалось досягти завдяки втраті міцності ніжки кріплення до підлоги, адже в іншому випадку каркас сидіння несе небезпеку для пасажирів, незважаючи на формальну відповідність європейським Правилам СЕК ООН щодо пасивної безпеки.

**Висновки.** Цей алгоритм комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану дав змогу отримати результати деформаційних переміщень та максимальних пришвидшень для стрижневої моделі пасажирського двомісного автобусного сидіння під час прикладення різного типу навантажень. Виявлено, що вони істотно відрізняються залежно від закону зміни навантаження у часі, що необхідно було б враховувати під час проведення випробувань на міцність та пасивну безпеку пасажирських сидінь згідно з вимогами Правил СЕК ООН.

*1. Mayrhofer E., Hermann S., Hoschopf H. Enhanced Coach and Bus Occupant Safety. Graz University of Technology, Vehicle Safety Institute. Austria Paper Number 05-0351. – 2005. – P.14.*

[Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/esv/esv19/05-0351-O.pdf>.

2. Elitok K. An Investigation on the Roll-Over Crashworthiness of an Intercity Coach, Influence of Seat Structure and Passenger Weight / K. Elitok, D. Mehmet, A. Guler [Електронний ресурс] : 9th International LS-DYNA Users Conference. – Dearborn, MI USA. – P. 1117–1134. – Режим доступу: [www.dynalook.com/...conf.../33CrashSafety.pdf](http://www.dynalook.com/...conf.../33CrashSafety.pdf).

3. Hallquist J. LS-DYNA theoretical manual / J. Hallquist // Livermore Software Technology Corporation, 2006. – 680 p.

4. LS-DYNA Keyword user's manual. Livermore Software Technology Corporation, 2012. – Version 971 R6.1.0. – 1953 p.

5. ДСТУ UN/ECE R 80–00:2002/Зміна № 1:2009. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження сидінь великогабаритних пасажирських дорожніх транспортних засобів і офіційного затвердження цих дорожніх транспортних засобів стосовно міцності сидінь та їхніх кріплень ((UN/ECE R 80–00:1989/ /Corr.1:20007), IDT). – Введ. 2003–01–01. – К. : Держспоживстандарт. – 44 с.

6. Hovenga, P. Improved Prediction of Hybrid-III Injury Values using Advanced Multi-body Techniques and Objective Rating / P. Hovenga, H. Spit, M. Uijldert, A. Dalenoort // In Proceedings of the SAE World Congress & Exhibition, April- 2005, Detroit, MI, USA. – Paper No. 05AE-222. – 12 p.

7. Zuby D. Effect of Hybrid III geometry on upper tibia bending moments / D. Zuby, J. Nolan, C. Sherwood // Society of Automotive Engineers : Biomechanics Research and Development (SP-1577). – Warrendale, PA., 2001. – P. 11–14.

8. Eriksson L. Three-dimensional mathematical models of the BioRID I and car seats for low-speed rear-end impacts / L. Eriksson // Traffic Injury Prevention, 2002. – Vol.3, No.1. – P. 75–87.

9. Eriksson L. Assessing the Biorid II Repeatability and reproducibility by Applying the objective Rating Method on Rear-end Sled Tests / L. Eriksson, H. Zellmer // In Proceedings of the 20th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles. – Lyon, France, 2007. – Paper Number 07-0201. – 12 p.

10. Standard No. 222: School Bus Passenger Seating and Crash Protection. U.S. Department of transportation. – Effective 4-1-77. – 12 p.

11. Australian Design Rule 68/00 – Occupant Impact Protection in Buses. Explanatory Statement Australian Design Rule, 2006. – 5 p.

12. Козут В. М. Оцінювання та спеціальні технічні засоби дослідження навантажень людини під час ДТП / В. М. Козут, І. С. Керницький, О. З. Горбай, М. І. Копитко // Проблеми застосування інформаційних технологій, спеціальних технічних засобів у діяльності ОВС, навчальному процесі, взаємодії з іншими службами: зб. наук. ст. – Львів: ЛьвДУВС, 2012. – С. 165 – 172.

13. Фалалеев А. П. Моделирование сдерживающих систем пассивной безопасности автомобилей // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: “Машино-приладобудування та транспорт”. – Севастополь, 2012. – Вип. 128/2012. – С. 262–265.

14. Фалалеев А. П. Оптимальное торможение пассажира при фронтальном столкновении транспортного средства / А. П. Фалалеев // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія “Технічні науки”: зб. наук. пр. – Чернігів, 2011. – Вип. №2 (49). – С. 104–107.

15. Протокол випробувань № ПД 05/12 з оцінювання відповідності вимогам ДСТУ UN/ECE R80–00:2002 пасажирських сидінь, призначених для встановлення на автобусі А092 та його модифікаціях. – 15 с.