

УДК 629.11:534.12

О.О. ЛАРИН, К.Є. ПОТОПАЛЬСЬКА**ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ НАПІВПРИЧЕПУ АВТОЦИСТЕРНИ ПРИ РУСІ ПО ДОРОГАМ ІЗ ПОКРИТТЯМ РІЗНОЇ ЯКОСТІ**

У роботі визначаються показники надійності та ресурсу напівпричепу автоцистерни на основі імовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції під час її руху по дорогах з покриттям різної якості. Досліджується випадковий вплив навантаження з урахуванням його запізнення у часі на задній вісі транспортного засобу. За допомогою метода скінченних елементів та методів статистичної динаміки визначені імовірнісні характеристики поведінки системи. Запропоновано підхід до оцінки надійності конструкції за критерієм накопичення втоми.

Ключові слова: автоцистерна, транспортний засіб, випадкові коливання, МСЕ, ресурс, надійність.

Вступ. Якість дорожнього покриття значно впливає на надійність конструкції, від якої в свою чергу залежить своєчасна та безпечна доставка нафтопродуктів. Оскільки якість дорожнього покриття може змінюватись під час експлуатації або під впливом погодних умов, або за рахунок використання неякісних матеріалів при будівництві цього покриття, або сверхексплуатації, важливо дослідити зміну ресурсу в залежності від зміни якості покриття. При перевезенні нафтопродуктів конструкції зазнають динамічні перевантаження, а також відчувають дію агресивного середовища, що за певний час експлуатації може привести до їх пошкодження. Накопичення втоми та корозії металу, здатне призвести до утворення та росту тріщин і, внаслідок цього, розгерметизації конструкції. Несвоєчасне виявлення таких пошкоджень конструкції може призвести до виникнення аварійно-небезпечних ситуацій та стати причиною екологічних катастроф, забруднення навколишнього середовища, завдати суттєвих споживчих збитків, а також бути загрозою життю людини. Попередження таких подій за рахунок вчасного проведення технічного обслуговування та ремонту є вкрай важливою задачею.

В сучасній технічній літературі приділяється багато уваги питанням дослідження працездатності елементів конструкції великогабаритних транспортних засобів (ТЗ) [1-11], оцінці втоми та надійності несучих рамних елементів [1-3]. Більшість робіт поділяється на дві групи. До першої групи слід віднести дослідження динаміки транспортних засобів (ТЗ) на спрощених моделях. До другої відносяться дослідження в яких представлено скінченно-елементним моделюванням гармонічних та випадкових коливань відповідних ТЗ.

В роботах [7-11] проводиться аналіз надійності ТЗ, у яких модель представлена у вигляді зосереджених мас і жорсткостей, що їх зв'язують. Навантаження задається у вигляді спектральної щільності вертикальної нерівності [7,8], або процес розкладається на декілька стаціонарних процесів [10]. В якості вихідних даних використовувалися результати експериментів, проведених різними авторами. У статті [11] описується аналіз вібрацій ТЗ методом псевдо збудження. Результати отримані у вигляді середньоквадратичного відхилення переміщень. За рахунок того, що використовувалась спрощена модель, не можна визначити напруження, що виникають у внутрішніх частинах транспортного засобу.

Відповідна проблема вирішується визначенням динамічного напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкції в експлуатації, застосовуючи для цього скінченно-елементні (СЕ) моделі [8-11]. Випадкові коливання досліджувались в лінійній постановці вважаючи, що навантаження представляє собою вектор незалежних стаціонарних широкосмугових процесів, які моделюють вплив нерівностей дорожнього покриття на колеса під час руху ТЗ. Працездатність конструкцій аналізується на основі оцінки їх ресурсу по втомі. Розглянуті в роботах моделі є вузько спеціалізованими, а результати придатні для оцінки втоми лише конкретних типів та моделей транспортних засобів. Проте підходи та загальні висновки з актуальності питань аналізу втоми колісних транспортних засобів, а також необхідність розв'язання задачі їх випадкових коливань є більш загальними та співпадають із задачами та метою даної роботи.

Проведений аналіз робіт [1-6], дозволяє стверджувати, що в зазначених роботах недостатньо уваги приділено визначенню параметрів надійності конструкцій напівпричепів автоцистерн безрамного типу. Загалом аналіз літературних джерел інформації вказує на те, що зазвичай автори досліджень недостатньо уваги приділяють питанням адекватності завдання зовнішнього навантаження, що значно впливає на показники надійності. Так, у більшості робіт навантаження задається або детермінованим, або у вигляді шуму, при цьому не враховується, що багатівісні колісні ТЗ мають залежний вплив на свої осі. Дійсно навантаження, яке діє на передню вісь автомобіля під час цього руху є таким самим як і навантаження на задню вісь але воно діє із запізненням на час проходження ТЗ шляху між цими осями [12, 6]. Для детермінованого навантаження це відповідає зміні фази, а у разі застосування моделі випадкового навантаження необхідно враховувати наявність взаємної кореляції між компонентами вектору навантаження.

Мета роботи. Метою даної роботи є дослідження впливу якості дорожнього покриття на ресурс напівпричепу автоцистерни на основі імовірнісних характеристик вібрацій елементів конструкції.

Напівпричіп складається зі зовнішньої оболонки, внутрішніх хвилерізів, глухих перегородок, локів та опор. Креслення конструкції представлено на рис. 1. Напівпричіп має наступні базові розміри: корпус еліп-

тичної форми (менший радіус – 0,964 м, більший – 1,244 м), довжина корпусу цистерни – 11,435 м, висота еліптичних днищ – 0,288 м, товщина стінок прийнята однакова для усієї конструкції (10 мм). Матеріа-

лом є сталь 09Г2С з наступними механічними властивостями: межа пружності $[\sigma_B]=456$ МПа, модуль пружності $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, щільність $\rho = 7850$ кг/м³, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,21$ [14].

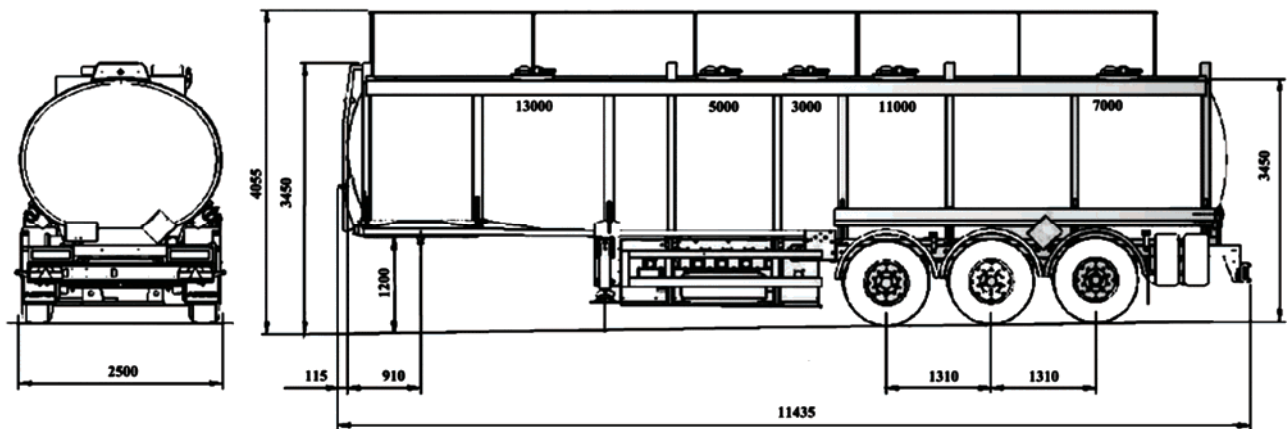


Рисунок 1 – Креслення напівпричепу автоцистерни [13]

Моделювання випадкових коливань. Основним збудником випадкових вібрацій є нерівності дорожньої поверхні, що діють на колеса автоцистерни під час руху.

Мікропрофіль дороги є випадковою функцією протяжності дороги і його прийнято розглядати як випадкову функцію, що задовольняє наступним припущенням: функція ординати мікропрофілю підпорядковується нормальному закону розподілу; довжини нерівностей обмежені по верхній і нижній межам; мікропрофіль змінюється випадковим чином тільки в вертикальній поздовжній площині дороги.

Достатньою статистичною характеристикою мікропрофіля дороги є його спектральна щільність, яка дає уявлення про частоту повторення довжин нерівностей (по переважаючих частотах) та амплітуди цих нерівностей (їх середньоквадратичні значення). [6]

$$S_u(k) = \frac{S_0}{(2\pi k + 0.1)^3 (2\pi k + 1)^{-0.75}}, \quad (1)$$

де k це хвильове число, яке пов'язане з частотою на якій відбуваються коливання, а S_0 це константа, що визначає якість дорожнього покриття. Зміна цієї константи, в залежності від якості дорожнього покриття, показана у табл. 1.

Таблиця 1 – Показник якості дорожнього покриття

Якість дорожнього покриття	Дуже добра	Добра	Середня	Погана
S_0 (10^{-6} м ³ /рад)	2-32	32-128	128-512	512-2048

Рішення зазначеної задачі полягає у визначенні ймовірнісних характеристик відгуку системи по заданим ймовірнісним характеристикам навантажень і параметрів системи [15].

З огляду на те, що конструкція напівпричепи автоцистерни є досить складною, для визначення параметрів її руху пропонується використовувати МСЕ [16].

Задача вимушених коливань, в тому числі випад-

кових, в рамках МСЕ зводиться до вирішення наступного рівняння:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [D]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}, \quad (2)$$

де $[M]$, $[D]$, $[K]$ – матриці мас, демпфування та жорсткості, $\{u\}$ – переміщення системи, $\{F(t)\}$ – випадкове зовнішнє навантаження, t – час.

Навантаження на котел цистерни передається від системи підресорення. Моделювання навантаження в СЕ моделі зосередженні в пружних елементах в двох точках конструкції. (рис. 2)

$$\{F(t)\} = \{0 \dots -c_{s_1} \eta(t) \dots 0 \dots -c_{s_2} \eta(t + \tilde{t}) \dots 0\}^T, \quad (3)$$

сили, які діють на автоцистерну в наслідок деформації елементів підресорення під час руху по нерівностям дорожнього покриття, де c_{s_1} – жорсткість підвіски передньої осі ТЗ, c_{s_2} – жорсткість підвіски задньої осі, $\eta(t)$ – нерівність дороги. При цьому слід враховувати той факт, що на другу вісь ТЗ діє те саме навантаження але з запізненням у часі ($\tilde{t} = L_s/v$), яке залежить від міжосьової довжини (L_s) та швидкості руху ТЗ (v). Відповідне пояснення наведено на схемі (рис. 2).

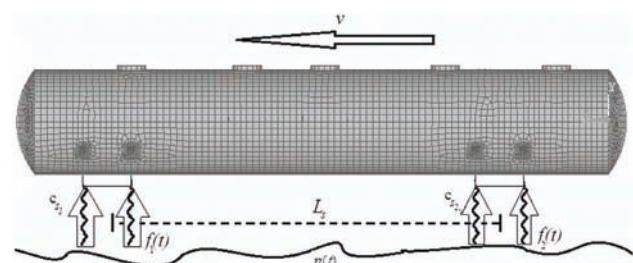


Рисунок 2 – Схема навантаження

При дослідженні випадкових коливань використовується метод спектральних перетворень. Суть методу полягає у розгляді задачі у частотному діапазоні. Для цього навантаження та відгук системи представляється у виді спектрів.

Зв'язок між спектрами відгуку та навантажень,

дозволяє визначити матрицю спектральних щільностей відгуку системи, яка знаходиться за формулою:

$$[S_u(\omega)] = [A(\omega)][S_F(\omega)][A^*(\omega)], \quad (4)$$

де $[A(\omega)]$ – матриця динамічної податливості, $[S_F(\omega)]$ – матриця взаємних спектральних щільностей навантаження, $[A^*(\omega)]$ – спряжена матриця динамічної податливості.

Таким чином вирішення задачі випадкових коливань зводиться до матричного виразу (4). Важливим питанням залишається визначення матриці взаємних спектральних щільностей вектору навантаження.

Спектральна щільність кожного із компонент вектору навантаження визначається за формулою:

$$S(\omega)_{f_j} = c_{S_j}^2 S_\eta(\omega); \quad (6)$$

$$S_{f_2, f_1} = S_{f_1, f_2}^* = c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{-i\omega \tilde{t}}. \quad (7)$$

Взаємна спектральна щільність це комплексний вираз, функція когерентності для неї, у даному випадку запізнення дорівнює 1, тобто здвиг за фазою між навантаженнями $f_1(t)$ та $f_2(t)$ фіксований у часі, тем не менш сам здвиг за фазою існує, що приводить до періодичної зміни фази дії сил на частотах кратних величині $1/\tilde{t}$:

$$\Omega = \frac{\pi}{2\tilde{t}} k, \quad (8)$$

де k приймає значення $k = 1, 3, 5, 7, 9, \dots$

Таким чином, враховуючи отримані вирази для спектральних щільностей та кореляційних функцій компонентів вектору навантаження з урахуванням формул Вінера-Хінчина можна представити матрицю взаємних спектральних щільностей навантаження $[S_F(\omega)]$ у наступному вигляді:

$$[S_F(\omega)] = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \dots & c_{S_1}^2 S_\eta(\omega) & 0 & c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{i\omega \tilde{t}} & \dots \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 0 \\ \dots & c_{S_1} c_{S_2} S_\eta(\omega) e^{-i\omega \tilde{t}} & 0 & c_{S_2}^2 S_\eta(\omega) & \dots \\ \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

де $S_\eta(\omega)$ – це спектральна щільність мікропрофілю дороги (див. (2)).

Скінченно-елементна модель. При моделюванні випадкових коливань використовувалась скінченно-елементна модель, яка складається з основного корпусу, опор та ресор на які приводиться навантаження. SE-модель представлена на рис. 3.

Аналіз випадкових коливань. Вирішення задачі випадкових коливань шукалось розкладанням за власними формами. З аналізу випадкових коливань отримані СКЗ напружень для напівпричепу автоцистерни при русі по дорожньому покриттю різної якості на швидкості 60 та 90 км/год. Значення СКЗ еквівалентних напружень зображенні на наступному графіку (рис. 4).

З зазначеного графіку видно, що СКЗ напружень при швидкості 60 км/год менші у 3 рази ніж при русі 90 км/год, та в обох випадках значення СКЗ поступово

зростає відповідно до погіршення якості дорожнього покриття. При русі на швидкості 60 км/год СКЗ напружень здатне збільшуватись в 2 рази при суттєвому погіршенні якості дорожнього покриття, у той час як на швидкості 90 км/год спостерігається відповідна зміна аж у 3 рази.

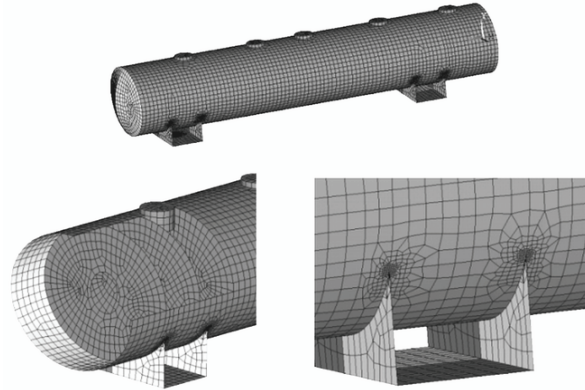


Рисунок 3 – SE-модель

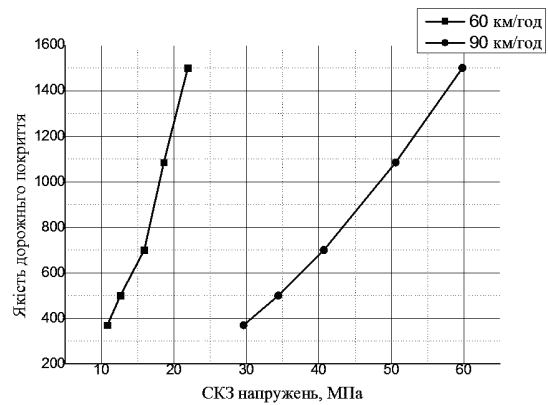


Рисунок 4 – Значення СКЗ напружень конструкції

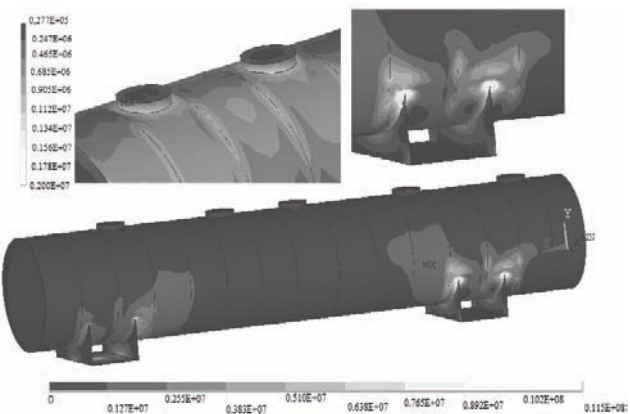


Рисунок 5 – Розподілення СКЗ напружень конструкції

За СКЗ напруження визначені небезпечні точки конструкції. Як видно з проведених розрахунків, небезпечною точкою для конструкції є стик основної цистерни з опорою.

Також можна зазначити, що навкруги люків існують зони, де значення напруження більше ніж на інших ділянках. Для цієї точки отримані спектральні щільності напруження для усіх варіантів навантаження.

Аналіз надійності конструкції. Для визначення ресурсу конструкції використовується степеневий закон кінетики накопичення пошкоджуваності у рамках концепції ефективних напружень Работнова-Качанова:

$$\tilde{\sigma}_a = \frac{\sigma_a}{1-D}, \quad (10)$$

Кінетика росту пошкоджуваності описується рівнянням [18]:

$$\frac{d}{dt}D = B(\tilde{\sigma}_a)^c = B\left(\frac{\sigma_a}{1-D}\right)^c, \quad (11)$$

де B та c константи кінетичного рівняння, які визначаються експериментально та можуть бути виражені через характеристики кривої Веллера. [16]

$$B = \frac{\omega_e}{\sigma_{-1}^m N_0 (m+1)}, \quad c = m, \quad (12)$$

де σ_{-1} – це границя витривалості, N_0 , m – параметри кривої Веллера, ω_e – ефективна частота. З попередніх досліджень [20] відомо, що спектральна щільність має багато сплесків, тому треба розглядати цей процес, як набір вузькосмугових процесів, кожний з яких відбувається на відповідній частоті. При визначенні показників надійності в даній роботі використовувалась схематизація процесу випадкових коливань. Вважається, що випадковий процес зміни напружень, який визначено в даній роботі можна схематично замінити на вузькосмуговий процес, що є еквівалентним за пошкоджуючим впливом на конструкцію. У якості критеріїв еквівалентності використовується рівність щільності ймовірності амплітуд напружень для схематизованого процесу і процесу, що розрахований при вирішенні задачі випадкових коливань, а частота схематизованого процесу може бути визначена за формулою [19]:

$$\omega_e = \left(\frac{\sum_{j=1}^m \omega_j^2 \sigma_{y_j}^2}{\sum_{j=1}^m \omega_j^2} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (13)$$

В задачі, що вирішується σ_a випадково змінюється у часі, в наслідок випадкових коливань, але з відомими ймовірнісними характеристиками. Вважаємо, що процес стаціонарний, напруження підпорядковуються нормальному закону, а амплітуди напружень підпорядковуються закону Релея [19].

Відповідно до фізичного змісту параметру пошкоджуваності безвідмовною роботою вважається подія, яка пов'язана з тим, що параметр пошкоджуваності менше одиниці. Таким чином, ймовірність безвідмовної роботи (функція надійності) визначається як:

$$P(t) = \text{Pr}[D \in (0,1)]. \quad (14)$$

Параметр пошкоджуваності, в рамках зроблених припущень, задається рівнянням (11) з параметрами (12)-(13) і є випадковим процесом у часі. За відомою одномірною щільністю ймовірності $f_D(D,t)$ цього процесу формулу (14) можна представити у якості розрахункового співвідношення:

$$P(t) = \int_0^1 f_D(D,t) dD. \quad (15)$$

В роботах [16, 17, 20] показано, що пошкоджуваність, яка задається рівнянням (11) має щільність ймовірності:

$$f_D = \frac{(m+1)(1-D)^m}{\sqrt{2\pi\sigma_z^2(t)}} \exp\left(-\frac{(1-(1-D)^{m+1} - \langle z(t) \rangle)^2}{2\sigma_z^2(t)}\right), \quad (16)$$

де σ_z^2 , $z(t)$ – це дисперсія та математичне очікування спеціально введеної функції $z(t)$, та визначається як:

$$\langle z \rangle = \left\langle \int_0^t B \sigma_a^m(\tau) d\tau \right\rangle = B \langle \sigma_a^m \rangle t = k_1 t; \quad (17)$$

$$\langle \sigma_a^m \rangle = \int_0^\infty \frac{\sigma_a^{m+1}}{\sigma_\sigma^2} \exp\left(-\frac{\sigma_a^m}{2\sigma_\sigma^2}\right) d\sigma_a; \quad (18)$$

$$\sigma_z^2 = \frac{k_1^2 m^2}{2\alpha t}, \quad (19)$$

де α – це коефіцієнт загасання кореляційної функції, який визначається як величина обернена до часу кореляції (час загасання кореляційної функції). В теорії лінійних коливань відомо, що цей час співпадає з часом загасання вільних коливань конструкції. Для визначення останнього було проведена розрахунки переїзду ТЗ одиничної нерівності. Результати представлені на рис. 6.

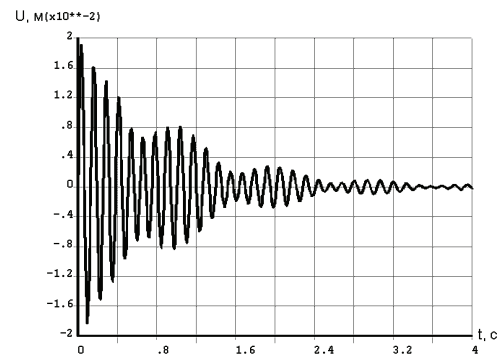


Рисунок 6 – Переміщення конструкції при вільних коливаннях

Таким чином були отримані ймовірнісні характеристики накопичення втомних пошкоджень в процесі експлуатації. Так, ймовірність безвідмовної роботи напівприцепу автоцистерни (під час руху на постійній швидкості 60 км/год по дорожньому покриттю середньої якості), як функція часу експлуатації представлено на рис. 7.

Ці результати можна використати для оцінки ймовірнісних характеристик часу до відмови як випадкової величини. При визначенні ймовірнісних характеристик знаходилась ефективна частота (13), визначено, що на значення цієї частоти не впливає якість дорожнього покриття, а вплив має тільки швидкість руху ТЗ, тобто при більшій швидкості частота зменшується.

За отриманою ймовірністю безвідмовної роботи для кожного випадку відповідно (рис. 8) визначається гарантований ресурс.

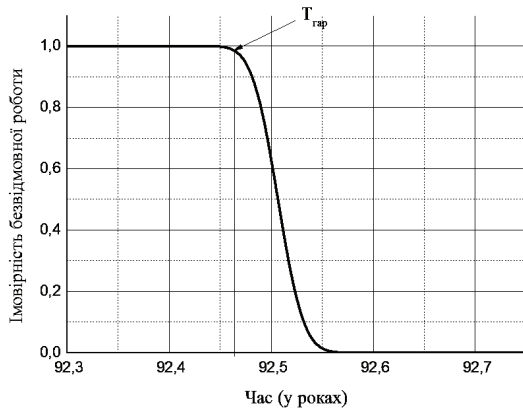


Рисунок 7 – Імовірність безвідмовної роботи конструкції при швидкості 60 км/год при русі по дорожньому покриттю середньої якості

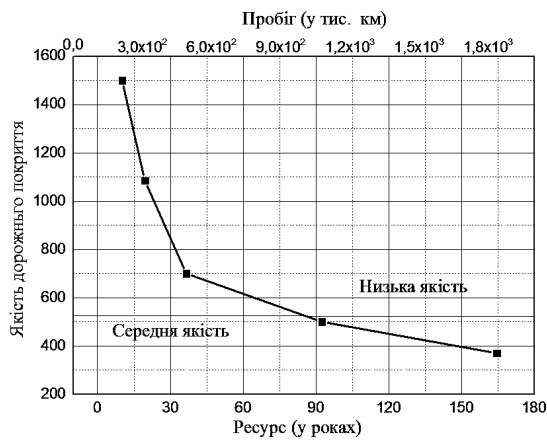


Рисунок 8 – Гарантований ресурс конструкції при швидкості 60 км/год

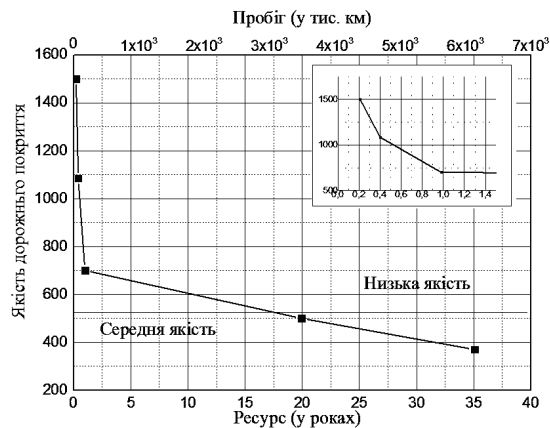


Рисунок 9 – Гарантований ресурс конструкції при швидкості 90 км/год

З отриманих результаті видно, що при русі на швидкості 60 км/год по покриттю середньої якості ресурс вище у 4 рази ніж при русі на швидкості 90 км/год. Також, після аналізу отриманих результатів видно, що на швидкості 90 км/год ресурс при погіршенні якості дороги з середньої на низьку різко зменшується (у 20 разів), порівняно з гарантованим ресурсом при русі на швидкості 60 км/год (у 2,5 рази).

Висновки. У роботі була побудована скінченно-елементна модель напівпричепу автоцистерни з ура-

хуванням внутрішніх елементів конструкції, такі як глухі перегородки та хвилерізи, врахована складна геометрія конструкції.

У роботі підраховано СКЗ напружень для всіх видів навантаження. З аналізу розподілення СКЗ напружень визначено, що небезпечними зонами є зони біля люків. При аналізі надійності конструкції була підрахована ефективна частота та визначено, що на її значення не впливає якість дорожнього покриття, а лише швидкість руху ТЗ. Визначені параметри надійності конструкції, такі як гарантований ресурс та імовірність безвідмовної роботи. Визначено, що зміна якості покриття значніше впливає на конструкцію при русі на швидкості 90 км/год (при погіршенні якості дороги з середньої на низьку різко зменшується (у 20 разів)) та цей рух є небезпечним.

Отримані результати можуть бути використані для оцінки надійності експлуатації напівпричепа автоцистерни в умовах їх типової експлуатації (на різних швидкостях руху та по дорогам різної якості). А також, у подальших роботах при визначенні ресурсу з урахуванням впливу корозії, яка з'являється підчас експлуатації.

Список літератури: 1. Аврамов М.В. Разработка метода расчета несущих систем колесных машин при случайных стационарных колебаниях / М.В. Аврамов. – Саратов: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 01.02.06. Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 2009. – 17 с. 2. Галимянов И.Д. Оценка усталостной долговечности кабин грузовых автомобилей расчетно-экспериментальным методом / И. Д. Галимянов. – Набережные Челны: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.03 Колесные и гусеничные машины, 2009. – 16 с. 3. Younesian D. Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory / D. Younesian, A. Solhmirzaei, A. Gachloo // Journal of Mechanical science and technology. – 2011. – 9 с. 4. Шостак Р.М. Ризики виникнення пожеж під час експлуатації залізничних цистерн з пошкодженнями типу «вм'ятина» / Р.М. Шостак. – К.: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 21.06.02 – Пожежна безпека, 2012. – 23 с. 5. Мясницкий Р.Н. Разработка расчетных моделей и методов оценки работоспособности цистерн несущей конструкции / Р. Н. Мясницкий. – М.: дисс. канд. техн. наук 05.05.04, 2009. – 173 с. 6. Hougaz A.B. Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle / A. B. Hougaz, C.A.N. Dias // San Pauls: 17th International Congress of Mechanical Engineering, 2003. – 8 с. 7. Saga M. Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds / M. Saga, L. Jakubovichova // Transport. – 2014. – Z. 84. – 6 с. 8. Dai J. Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty / J.Dai, W.Gao, N. Zhang // Journal of Mechanical science and technology. – 2011. – 8 с. 9. Badi H. Sensitivity and reliability analysis of articulated heavy vehicle / H. Badi, F.Bernardin, M. Bouteldja, M. Fogli, C.H. Lamarque // Leuven, Belgium Eurodyn. – 2011. – 9 с. 10. Rouillard V. On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations / V. Rouillard // Progressing of the world congress on engineering Vol II, London U.K. – 2007. – 6 с. 11. Li-Xin Guo Vehicle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudoexcitation / Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang // Mathematical Problems in Engineering. – 2009. – 9 с. 12. Жовдак В.А. Виброизмерения рам тележек вагонов метрополитена в эксплуатационных

условиях / В.А.Жовдак, А.Б.Белоцерковский, М.М.Смирнов, Ю.Н.Ульянов, С.И.Яцько, О.В.Черных // Сборник научных трудов Висник НТУ «ХПИ». Серия «Динаміка та міцність машин». – 2007. – № 22. – С. 27-34 **13.** Автоцистерны для перевозки светлых нефтепродуктов. режим доступу: http://www.oriond.sumy.ua/avtoci stern_neft_ru.html, 1992-2012. **14.** Ларин А.А. Прогнозирование и анализ надежности машиностроительных конструкций / А.А.Ларин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2011. – 132 с. **15.** Ричардс Р.Б. Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин / Р.Б.Ричардс. – Рига: Зинатне, 1988. – 282 с. **16.** Ларин О.О. Коливання двовісної автоцистерни з урахуванням ефекту запізнення випадкового збурення / О.О. Ларин К.Є. Грінченко // Висник НТУ «ХПИ». Серія «Динаміка та міцність машин». – 2014. – № 58. – С. 44-60. **17.** Larin O.O. The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation / O.O. Larin, O.I. Trubayev, O.O. Vodka // Вестник ПНИМУ «Механика». – 2014. – № 1. – С. 167-193. **18.** Жовдак В.А. Розробка методів прогнозування надійності елементів машинобудівних конструкцій при випадкових коливаннях : автореф. дисс... д-ра техн. наук: 05.02.09 / В.А. Жовдак; Харківський держ. політехнічний ун-т. – Х.: 1996. – 47 с. **19.** Жовдак В.А. Прогнозирование надежности механических систем / В.А.Жовдак, Л.Ф.Тарасова. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 107 с. **20.** Ларин О.О. Визначення показників надійності напівпричепу автоцистерни в експлуатації методами комп'ютерної механіки / О.О. Ларин, К.Є. Грінченко // Висник НТУ «ХПИ». Серія «Нові рішення в сучасних технологіях». – 2015. – № 39 (1148). – С. 47-56.

Bibliography (transliterated): 1. Avramov M.V. Development of a method for calculating bearing systems-wheeled vehicles with stationary random vibrations. M.V. Avramov. Saratov: author. diss. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. sciences: 01.02.06 spec. Dynamics and strength of machines, devices and equipment, 2009. 17 Print. **2.** Galimyanov I.D. Assessment of fatigue life truck cabins of methods to assess. I. D. Galimyanov. Naberezhnye Chelny: Author. diss. for obtaining scientific. Candidate stage. tehn. sciences: spec. 05.05.03 Wheeled and tracked vehicles, 2009. 16 Print. **3.** Younesian D. Fatigue life estimation of MD36 and MD523 bogies based on damage accumulation and random theory. D. Younesian, A. Solhmiraеі, A. Gachloo. Journal of Mechanical science and technology, 2011. 9 Print. **4.** Shostak R.M. Risk of fire during the operation of railway tanks with injuries such as "dent". R.M. Shostak. Kyiv: Author. Thesis. on soyskanye scientific. steps candidate. Sc. sciences specials. 21.06.02. Fire Safety, 2012. 23 Print. **5.** Myasnitskiy R.N. The development of computational models and methods for assessing performance tank support structure dis. those candidate. R. N. Myasnitskiy. Sciences

05.05.04. Moscow: 2009. 173 Print. **6.** Hougaz A.B. Probabilistic Structural Analysis Applied To Spring Leaf Suspension Assembly Of Semi-Trailer Tank Vehicle. A.B.Hougaz, C.A.N. Dias. Sas Pauls: 17th International Congress of Mechanical Engineering, 2003. 8 Print. **7.** Saga M. Simulation Of Vertical Vehicle Non-Stationary Random Vibrations Considering Various Speeds. M. Saga, L. Jakubovichova. Transport. 2014. Z. 84. 6 Print. **8.** Dai J. Random displacement and acceleration responses of vehicles with uncertainty. J.Dai, W.Gao, N. Zhang. Journal of Mechanical science and technology. 2011. 8 Print. **9.** Badi H. Sensitivity and reliability analysis of articulsted heavy vehicle. H. Badi, F.Bernardin, M. Bouteldja, M. Fogli, C.H. Lamarque. Leuven, Belgium Eurodyn, 2011. 9 Print. **10.** Rouillard V. On the Non-Gaussian Nature of random vehicle vibrations. V. Rouillard. Progressing of the world congress on engineering Vol II, London U.K., 2007. 6 Print. **11.** Li-Xin Guo Vehacle Vibration Analysis in changeable speeds solved by pseudoexcitation. Li-Xin Guo, Li-Ping Zhang. Mathematical Problems in Engineering., 2009. 9 Print. **12.** Zhovdak V.A. Vibration measurements bogie frames subway cars under operating conditions. V.A.Zhovdak, A.B.Belotserkovskii, M.M.Smirnov, Y.U. Ulyanov, S.I.Yatsko, O.V.Black. Collection of scientific works Vestnik NTU "KhPI": Dinamika ta mitsnist machines. 2007. No 22. 27-34 Print. **13.** Tankers for the transport of light petroleum products. access mode http://www.oriond.sumy.ua/avtoci stern_neft_ru.html, 1992-2012 **14.** Larin A.A. Prediction and reliability analysis of engineering structures. AA Larin. Kharkiv: NTU "KhPI", 2011. 132 Print. **15.** Richards R.B. The finite element method in the theory of shells and plates. R.B. Richards. Riga, Zinatne, 1988. 282 Print. **16.** Larin O.O. Oscillations dvo visnoi Tanker trucks s urahuvannyam efekta zapiznennya vipadkovogo zburennya. O. Larin, K. Grinchenko. Vestnik NTU "KhPI": seriya "Dinamika ta mitsnist machines". 2014. № 58. 44-60 Print. **17.** Larin O.O., The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turbines considering material degradation. O.O. Larin, O.I. Trubayev, O.O. Vodka. Vestnik PNIMU "Mehanika". 2014. No 1. 167-193 Print. **18.** Zhovdak, V.A. Development of methods for prediction of reliability of engineering structures under random vibrations: Author. diss... Dr. Sc. Sciences: 05.02.09. V.A.Zhovdak; Kharkiv State Polytechnic University. Kharkiv: 1996. 47 Print. **19.** Zhovdak V.A. Predicting the reliability of mechanical systems. V.A.Zhovdak, L.F.Tarasova. Kharkiv: NTU "KhPI", 2007. 107 Print. **20.** Larin A.A. Determination parameters of reliability semi-trailers in operation of computer methods of mechanics. A.A. Larin. K.E. Grinchenko. Vestnik NTU "KhPI" Series: New solutions in modern technologies. 2015. No 39 (1148). 47-56 Print.

Надійшла (received) 26.11.15

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ларин Олексій Олександрович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри динаміки та міцності машин Національного технічного університету «ХПИ», email: alexeya.larin@gmail.com

Oleksiy Larin – Ph.D; Asoc. Prof., Dynamics and strength of machines department of the National Technical University «KhPI», email: alexeya.larin@gmail.com

Потопальська Ксенія Євгенівна – аспірант кафедри динаміки та міцності машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», email: ksenia_grinchenko@ukr.net

Potopalska Kseniia – Master, Ph.D student; Dynamics and strength of machines department of the National Technical University «KPI», email: ksenia_grinchenko@ukr.net