

Розрахунок залишкового ресурсу ресорного листа з наявною поверхневою тріщиною

В. Р. Скальський^{a,1}, Д. В. Рудавський^a, О. С. Дубицький^b

^a Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів, Україна

^b Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

¹ skal@ipm.lviv.ua

Запропоновано методику розрахунку залишкової довговічності ресорного листа вантажного автомобіля з наявною напівеліптичною тріщиною за циклічного навантаження та впливу часу напруження. В основу методики покладено розрахункову модель поширення втомної тріщини, яка базується на енергетичному критерії механіки руйнування. Проаналізовано результати розрахунків довговічності ресорного листа за різних значень його механічних характеристик.

Ключові слова: втомне руйнування, залишкова довговічність, ресорний лист, напівеліптична тріщина, енергетичний критерій.

Позначення

- α – коефіцієнт Морроу
- γ_c – густина поверхневої енергії
- δ – розкриття вершини тріщини
- σ – напруження, тиск
- a_0, b_0 – початкові розміри еліптичної тріщини
- E – модуль пружності
- K_I – коефіцієнт інтенсивності напружень
- l – довжина тріщини
- l_p – довжина пластичної зони в околі вершини тріщини
- N – число циклів навантаження
- $Oxyz$ – декартова система координат
- R – коефіцієнт асиметрії циклу

Вступ. Розвиток промисловості зумовив безперервне збільшення виробництва вантажних автомобілів із ресорними підвісками. Підвіска гарантує передачу сил і моментів, що діють між колесом і рамою (кузовом). За сучасної інтенсивності використання вантажних автомобілів зростають вимоги до якості підвісок і забезпечення надійності функціонування ресор. Ефективність використання останніх суттєво знижують динамічні навантаження і коливання, які виникають під час експлуатації автомобілів на дорогах із нерівними поверхнями.

Під час експлуатації автомобіля у більшості випадків листи ресори зазнають впливу п'яти деформацій: розтяг, стиск, вигин, кручення і зріз [1]. Тому

до матеріалу і конструкції цієї відповідальної частини шасі автомобіля ставлять особливі вимоги. Як показала практика експлуатації вантажних автомобілів, за певний проміжок часу матеріал листів ресори, особливо кореневий та підкореневий, зазнає деградації, внаслідок чого змінюються його фізико-механічні властивості, особливо інтенсивно відбувається окрихчування матеріалу. Це призводить до зародження і розвитку втомних тріщин, які за напружених умов експлуатації вантажного автомобіля зумовлюють передчасний вихід із ладу цього важливого силового вузла підвіски.

Незважаючи на те що ресори вантажних автомобілів підлягають періодичному технічному огляду, втомні тріщини виникають у непрогнозований момент часу і тому постала потреба у розробці ефективних методик оцінки їх залишкового ресурсу за наявності цього найнебезпечнішого, з точки зору втрати міцності і пришвидшення руйнування, дефекту. Вирішення цієї задачі можливе лише за використання апарату лінійної механіки руйнування, а саме: методик розрахунку швидкості поширення втомних тріщин.

Стан проблеми. Із літературних джерел відомо значну кількість публікацій, що пов'язані з розрахунком ресурсу окремих деталей механічних систем [2, 3], зокрема показників надійності під час їх проектування. Так, в [4] виділено три етапи розробки методів розрахунку на міцність і втому: перший – за допустимими напруженнями; другий – за коефіцієнтами запасу, коли навантаження задають у вигляді функцій розподілу, а результатами розрахунків є коефіцієнти по витривалості, розрахунковий час роботи та максимальні напруження; третій – за граничним станом із використанням варіації функцій розподілу навантаження та представленням результатів у вигляді функцій розподілу ресурсу. Як видно, у цих розрахунках широко використовують апарат теорії ймовірностей, що дозволяє оцінити безвідмовність деталі. Дана теорія може успішно застосовуватись під час розрахунків так званої схемної надійності, але, як і за детерміністичного підходу, не дозволяє оцінити залишкову довговічність.

Відомі розрахунки на втомну довговічність шасі автомобіля побудовано на гіпотезі підсумовування (накопичення) втомних пошкоджень [2, 5, 6]. Це дозволяє за кривими втоми, які одержані під час лабораторних випробувань, судити про терміни його функціонування у відповідних умовах експлуатації, що представлені у розрахунках схематизованими навантажувальними режимами [7–12]. Всі вони мають приблизно такий алгоритм реалізації: визначення і схематизація параметрів навантажувального режиму; визначення параметрів кривої втоми; вибір варіантів розрахунку. Щодо останнього, то необхідно відмітити, що для розрахунку середнього ресурсу використовують різні методи: числові; аналітичні; із використанням табульованих функцій тощо [2]. У працях [13–15] розроблено методика оцінки деталей шасі автомобіля за допомогою кореляційних рівнянь довговічності. Вони описують взаємозв'язок між вибраними критеріями навантажувального режиму та даними щодо ресурсу деталей, які отримано при експлуатації підконтрольних груп автомобілів.

Однак, як показав огляд літературних джерел, на сьогодні немає завершеної методики побудови кореляційних рівнянь довговічності. Її відсутність зумовлена труднощами вибору критерія довговічності та урахування умов

експлуатації. Такий критерій повинен відображати як якісну, так і кількісну сторони процесів, що зумовлюють пошкодження.

Зазначимо, що при використанні теорії ймовірності, статистичної динаміки і теорії пружності для розрахунку ресор було отримано нові фундаментальні результати, які мають безпосереднє практичне значення. Це дозволило повніше аналітично описати дорожні умови й експлуатаційно-технічні якості автомобіля, пов'язані з роботою підвіски, та вирішити деякі питання щодо економії ресорної сталі [16–18].

Спроби застосування лінійної механіки руйнування для визначення характеристик статичної тріщиностійкості ненапрацьованого (вихідного) та напрацьованого за певний термін експлуатації матеріалу зроблено в роботі [19], де на прикладі ресорної сталі 50ХГ показано, що в залежності від часу експлуатації вантажного автомобіля показник в'язкості руйнування зменшується. Разом із цим було встановлено зміни механічних характеристик цих матеріалів в аналогічних умовах [20].

У роботі [21] за даними найінтенсивнішої експлуатації вантажного автомобіля розроблено модель його робочого циклу. Запропоновану модель покладено в основу моделі розрахунку залишкового ресурсу ресори за сучасними підходами механіки руйнування. У ній розглянуто можливість поширення тріщин під дією статичного і циклічного навантаження, за низькотемпературної повзучості та за найнесприятливіших умов експлуатації вантажного автомобіля, зокрема перевантаження у динамічному експлуатаційному циклі. Запропоновано залишковий ресурс корінного ресорного листа з наявною у ньому півдисковою чи напівеліптичною тріщиною, яку виявлено під час технічного огляду автомобіля чи у робочому циклі експлуатації, розраховувати за підходами лінійної механіки руйнування. Для цього необхідно визначити період поширення втомної тріщини під дією циклічного навантаження (найімовірніше і найнебезпечніше навантаження під час експлуатації автомобіля) до гранично допустимих розмірів, за яких настає руйнування листа. Для таких розрахунків потрібно мати відповідні значення характеристик циклічної та статичної тріщиностійкості матеріалу за час експлуатації [19, 20].

Слід зазначити, що конкретну прикладну методику розрахунку залишкового ресурсу елементів шасі і ресор, зокрема, за даними літературних джерел розробити не вдалося, що свідчить про недостатній розвиток цього напрямку досліджень.

Мета роботи заключається в розробці методики і проведенні розрахунку залишкової довговічності ресорного листа вантажного автомобіля з наявною напівеліптичною тріщиною за циклічного навантаження і впливу часу напруцювання.

Модель кінетики поширення втомної макротріщини. Розглянемо пружно-пластичну пластину, яка ослаблена тріщиною та циклічно навантажується зовнішніми силами із силовим параметром p (рис. 1,а).

Нехай за ΔN циклів навантаження тріщина виросла на довжину Δl , а в околі її вершини утворилася циклічна пластична зона довжиною l_{pf} . Як відомо, l_{pf} є меншою за довжину статичної пластичної зони l_p (рис. 1,б) і залежить від коефіцієнта асиметрії циклу R ($R = K_{\min} / K_{\max}$, де K_{\min} –

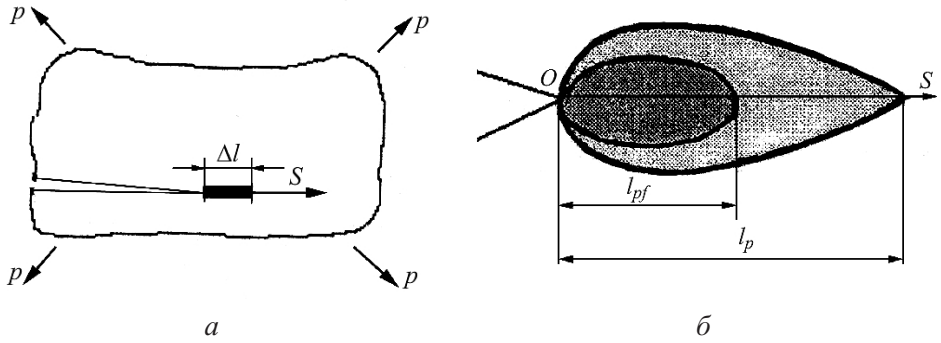


Рис. 1. Схема пластини з тріщиною (а) та пластичної зони попереду вершини втомної тріщини (б).

мінімальне значення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) у циклі, K_{\max} – максимальне [22]),

$$l_{pf} = 0,25(1 - R)^2 l_p. \quad (1)$$

Для побудови кінетичного рівняння росту втомної макротріщини використаємо енергетичний критерій руйнування на основі 1-го закону термодинаміки. Згідно з даним критерієм отримаємо кінетичне рівняння для визначення швидкості поширення втомної тріщини у металевому матеріалі [23]:

$$dl/dN = (w_f - w_{th}) / (\alpha \gamma_c - \gamma_s), \quad (2)$$

де γ_s – густина статичної складової енергії розсіювання пластичних деформацій в матеріалі; w_f , w_{th} – відповідно циклічна складова енергії розсіювання пластичних деформацій за один цикл навантаження та її порогове значення; γ_c – густина енергії руйнування матеріалу; α – коефіцієнт Морроу [24], що зв'язує сумарне розсіювання енергії циклічних деформацій при руйнуванні матеріалу з його статичною енергією руйнування.

На основі δ_c -моделі величину w_f можна представити у вигляді [23]

$$w_f = \int_0^{l_{pf}} \sigma_0 \Delta \delta_1(s) ds, \quad (3)$$

де $\Delta \delta_1(s) = \delta_{1\max}(s) - \delta_{1\min}(s)$ – розмах розкриття модельної тріщини, згідно з δ_c -моделлю в точці s пластичної зони передруйнування ($0 \leq s \leq l_{pf}$).

Статичну складову енергії розсіювання пластичних деформацій γ_s запишемо так [23]:

$$\gamma_s = \sigma_0 \delta_{1\max}. \quad (4)$$

Питома енергія руйнування матеріалу має вигляд

$$\gamma_c = \sigma_0 \delta_c. \quad (5)$$

Після визначення енергій, що входять у кінетичне рівняння (2), зведемо його за допомогою (3)–(5) до такого вигляду:

$$\frac{dl}{dN} = \frac{0,5(1-R)^2 \int_0^{l_{pf}} \delta_{1\max}(s) ds - \int_0^{l_{pf}} \Delta\delta_{1th}(s) ds}{\alpha\delta_c - \delta_{1\max}}, \quad (6)$$

де N – число циклів навантаження.

Для зручності застосування описаної моделі до розв'язування конкретних задач необхідно визначити енергії деформацій, що входять у рівняння (6), через КІН для автотельної тріщини [16]. Для цього наближено представимо максимальне значення розкриття δ в точках модельної пластичної зони довжиною l_{pf} попереду вершини втомної тріщини квадратичною залежністю

$$\delta_{1\max}(x) = \delta_{1\max}(0)(1 - x/l_{pf})^2. \quad (7)$$

Тут $\delta_{1\max}(0)$ – максимальне значення розкриття нормального відриву у вершині втомної тріщини, яке можна визначити за відомим співвідношенням лінійної механіки руйнування [16],

$$\delta_{1\max}(0) = K_{I\max}^2 / (E\sigma_0), \quad (8)$$

де E – модуль Юнга; довжину циклічної пластичної зони попереду вершини втомної тріщини з урахуванням (1) можна визначити з наступного співвідношення лінійної механіки руйнування [16]:

$$l_{pf} = \frac{\pi(1-R)^2 K_{I\max}^2}{32\sigma_0^2}. \quad (9)$$

Густину енергії руйнування γ_c матеріалу запишемо так [16]:

$$\gamma_c = \frac{K_{Ic}^2}{E}. \quad (10)$$

Після визначення енергій деформацій, що входять у рівняння (6), з використанням КІН отримаємо

$$V = \frac{0,03\sigma_0^{-2}(1-R)^2(1-R^4)K_{I\max}^4}{\alpha K_{Ic}^2 - K_{I\max}^2}, \quad (11)$$

де V – швидкість росту тріщини, $V = dl/dN$.

Тоді докритичний період росту втомної тріщини N_d визначимо зі співвідношення

$$N_d = \int_{l_0}^{l_c} V^{-1}(l) dl, \quad (12)$$

де l_0, l_c – відповідно початкова та критична довжина втомної макротріщини.

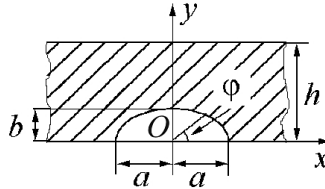


Рис. 2. Схема розташування напівеліптичної тріщини.

Розрахунок залишкової довговічності ресорного листа з поверхневою напівеліптичною тріщиною. Розглянемо задачу про ріст втомної напівеліптичної тріщини, що розташована на поверхні ресорного листа, за циклічної зміни зовнішнього розтягуючого навантаження із силовим параметром p (рис. 2). Нехай a_0, b_0 – початкові розміри тріщини. Для визначення кінетики контуру тріщини в перерізі xOy (рис. 2) вважали, що під час поширення тріщини він завжди залишається близьким до напівеліптичного. Тоді залежність довжини півосей цього контуру від числа циклів навантаження можна отримати з розв’язку системи двох звичайних диференціальних рівнянь у двох точках контуру, що відповідають великій та малій півосям ($\varphi = 0, \varphi = \pi/2$) – рис. 2:

$$\begin{aligned} \frac{da}{dN} &= V[K_{I\max}(a, b, \varphi = 0)]; \\ \frac{db}{dN} &= V[K_{I\max}(a, b, \varphi = \pi/2)] \end{aligned} \quad (13)$$

при крайових умовах

$$\begin{aligned} N = 0: \quad a &= a_0, \quad b = b_0; \\ N = N_d: \quad b &= h. \end{aligned} \quad (14)$$

Швидкості росту V півосей контуру тріщини визначали на основі рівняння (11), яке має вигляд

$$V(a, b) = \frac{0,03 \sigma_0^{-2} (1-R)^2 (1-R^4) K_{I\max}^4(a, b)}{\alpha K_{Ic}^2 - K_{I\max}^2(a, b)}. \quad (15)$$

Вираз для знаходження КІН K_I для тріщини в даному випадку отримано методом граничної інтерполяції та запропоновано в [22]:

$$K_I(a, b, \varphi) = \frac{\sigma \sqrt{\pi b}}{E(k)} (\cos^2 \varphi + \chi \sin^2 \varphi)^{1/4} f_1(\varepsilon, \chi) f_2(\varepsilon, \varphi), \quad (16)$$

де $E(k)$ – еліптичний інтеграл II роду,

$$E(k) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi} d\varphi; \quad k^2 = 1 - \chi^2; \quad \chi = b/a; \quad \varepsilon = b/h;$$

$$f_1(\varepsilon, \chi) = \left(1 + \frac{0,12}{1 + \chi^2} - \frac{E(k)}{\sqrt{\chi}} \right) \exp\left(-\frac{1,48\varepsilon^2}{1 + 6\chi^2} \right) + \frac{E(k)}{\sqrt{\chi}};$$

$$f_2(\varepsilon, \varphi) = 1 + (0,1 + 0,53\varepsilon^3) \left(\frac{2\varphi}{\pi} \right)^3.$$

Систему звичайних нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку (13) з урахуванням (14)–(16) розв'язували числовим методом Рунге-Кутта [25]. Аналогічні розрахунки було проведено для випадку кутової тріщини в ресорі, яка має форму чверті еліпса. Коефіцієнт інтенсивності напружень K_I для такої тріщини визначали зі співвідношення (16), помножуючи його додатково на коефіцієнт-поправку $M_k = 1,1$ і наближено враховуючи таким чином вплив додаткової тильної поверхні на напружено-деформований стан біля її контуру [16]. На рис. 3 представлено результати розрахунку залишкового ресурсу ресорного листа зі сталі 50ХГ за вихідними даними, отриманими у [19, 20] і наведеними у таблиці.

Вихідні дані для розрахунку залишкового ресурсу ресорного листа

σ , МПа	R	h , м	a_0 , м	b_0 , м	$\sigma_{0,2}$, МПа	K_{Ic} , МПа · м ^{1/2}	K_{Ic} , МПа · м ^{1/2}
350	0,5	10 ⁻²	10 ⁻³	5 · 10 ⁻⁴	$\frac{654}{572}$	$\frac{93,12}{81,13^*}$	$\frac{78,3}{62,42^{**}}$

Примітки: 1. Над рискою наведено значення для ненапруженого матеріалу, під рискою – для напруженого. 2. Однією зіркою позначено дані, отримані методом 5%-ної січної [26], двома – методом акустичної емісії [27].

Висновки

1. Під час тривалої експлуатації ресорної підвіски автомобіля відбувається окрихчення матеріалу ресор і зменшення їх фізичних характеристик. Це призводить до передчасного зародження і розвитку втомних поверхневих тріщин.

2. Циклічні навантаження найбільше впливають на розвиток руйнування ресорного листа з наявною поверхневою напівеліптичною тріщиною. Розрахунки залишкового ресурсу ресорного листа з такою тріщиною показали, що зменшення в'язкості руйнування його матеріалу на 13...20% призводить до зменшення ресурсу приблизно у два рази.

3. Швидкість поширення втомної кутової тріщини, що має форму чверті еліпса, значно вища за швидкість росту поверхневої напівеліптичної тріщини

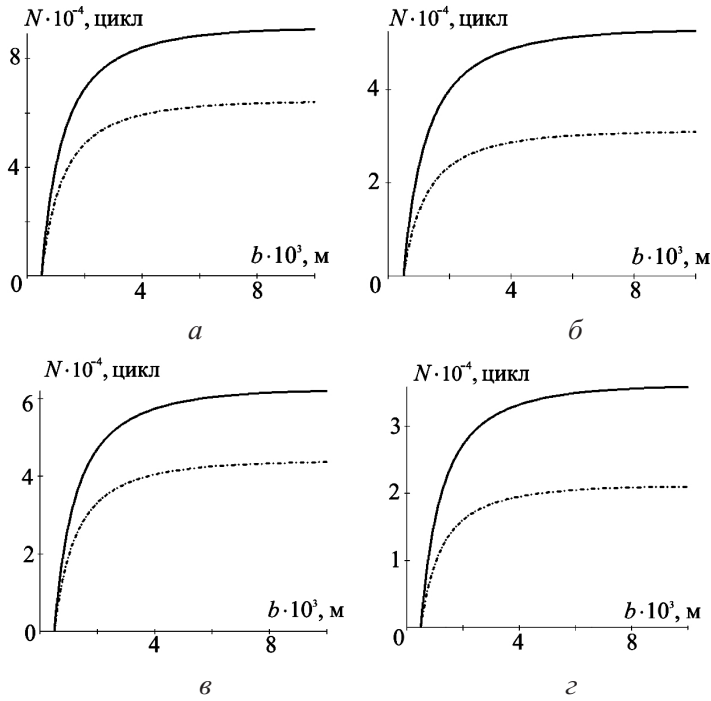


Рис. 3. Результати розрахунків залишкової довговічності ресорного листа зі сталі 50ХГ із поверхневою напівеліптичною (а, б) та кутовою (в, г) тріщинами для вихідного (а, в) і напрацьованого (б, г) матеріалу. (Суцільні криві отримано для значень K_{Ic} , визначених методом 5%-ної січної, штрихові – методом акустичної емісії).

за однакових умов навантаження як у випадку вихідного, так і напрацьованого матеріалу ресорного листа.

Резюме

Предлагается методика расчета остаточной долговечности ресорного листа грузового автомобиля с полуэллиптической трещиной при циклическом нагружении и влиянии времени наработки. В основу методики положена расчетная модель распространения усталостной трещины, которая основана на энергетическом критерии механики разрушения. Проанализированы результаты расчета долговечности ресорного листа при разных значениях его механических характеристик.

1. Скальський В. Р., Дубицький О. С. Деякі аспекти експлуатування силових елементів шасі вантажних автомобілів // Міжвуз. збірник (за напрямом "Інженерна механіка"). – 2011. – Вип. 30. – С. 146 – 157.
2. Лукинський В. С., Котиков Ю. Г., Зайцев Е. И. Долговечность деталей шасси автомобиля / Под общ. ред. В. С. Лукинского. – Л.: Машиностроение, 1984. – 231 с.
3. Пархиловский И. Г. Автомобильные рессоры. – М.: Машиностроение, 1978. – 225 с.

4. *Аксенов Л. А.* Исследование усталостной долговечности деталей рулевого привода автомобилей с учетом нестационарности нагружения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1975. – 24 с.
5. *Robinson E. L.* Effect of temperature variation on the long-time rupture strength of steels // *Trans. ASME.* – 1952. – **74**, No. 5. – P. 777 – 780.
6. *Скальський В. Р., Андрейків О. Є.* Оцінка об'ємної пошкоженості матеріалів методом акустичної емісії. – Львів: Видавничий центр ЛНУ ім. І. Франка, 2006. – 330 с.
7. *Бурдасов Е. И.* Оценка долговечности автомобильных многословых рессор по результатам ускоренных полигонных испытаний: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1971. – 21 с.
8. *Когаев В. П.* Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
9. *Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность /* Под ред. П. М. Волкова, М. М. Тененбаума. – М.: Машиностроение, 1977. – 310 с.
10. *Гольд Б. В., Оболенский Е. П., Стефанович Ю. Г. и др.* Прочность и долговечность автомобиля. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
11. *Ресурсные испытания грузовых автомобилей на полигоне. Ч. II /* Под ред. Н. Н. Яценко. – М.: НИИНавтопром, 1974. – 86 с.
12. *Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.* Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
13. *Зайцев Е. И.* Прогнозирование ресурса деталей трансмиссии и подвески грузовых автомобилей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1980. – 25 с.
14. *Лукинский В. С., Зайцев Е. И., Котиков Ю. Г. и др.* О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости // *Автомобил. пром-сть.* – 1977. – № 3. – С. 13 – 15.
15. *Лукинский В. С., Зайцев Е. И., Котиков Ю. Г. и др.* Определение средней долговечности рессор грузовых автомобилей // *Там же.* – 1978. – № 8. – С. 25 – 27.
16. *Лукинский В. С., Зайцев Е. И., Котиков Ю. Г. и др.* Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие. В 4 т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. – Киев: Наук. думка, 1988 – 1990. – 2224 с.
17. *Панасюк В. В.* Механика квазихрупкого разрушения материалов. – Киев: Наук. думка, 1991. – 416 с.
18. *Андрейків О. Є., Скальський В. Р., Матвіїв Ю. Я., Крадінова Т. А.* Довговічність пластин з тріщинами за довготривалого статичного навантаження і локальної повзучості // *Фіз.-хім. механіка матеріалів.* – 2012. – № 1. – С. 39 – 46.
19. *Скальський В. Р., Дубицький О. С.* Методика оцінки статичної тріщиностійкості ресорної сталі // *Технологічні комплекси.* – 2012. – Вип. 1, 2 (5, 6). – С. 169 – 175.

20. Скальський В. Р., Дубицький О. С. Вплив тривалих експлуатаційних навантажень на зміну механічних характеристик ресорної сталі // Міжвуз. збірник (за напрямом “Інженерна механіка”). – 2011. – Вип. 33. – С. 220 – 226.
21. Дубицький О. С. Модель методики розрахунку залишкового ресурсу ресори за наявності тріщиноподібного дефекту // Вісн. Терн. нац. техн. ун-ту ім. І. Пулюя. – 2012. – № 2. – С. 25 – 34.
22. Андрейкив А. Е., Дарчук А. И. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – Киев: Наук. думка, 1992. – 183 с.
23. Андрейків О. Є., Гембара О. В., Рудавський Д. В. Вплив залишкових і термічних напружень на перерозподіл водню в біметалевих матеріалах // Машинознавство. – 2002. – № 6. – С. 3 – 6.
24. Morrow J. An Investigation of Plastic Strain Energy as a Criterion for Finite Fatigue Life, The Garrett Corporation Report, Phoenix, AZ (1960).
25. Бахвалов Н. С., Жидков Н. П., Кобельков Г. М. Численные методы. – М.: Бином, 2001. – С. 363 – 375.
26. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение механических характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 62 с.
27. Назарчук З. Т., Скальський В. Р. Акустико-емісійне діагностування елементів конструкцій: науково-технічний посібник. В 3 т. Т. 2. Методологія акустико-емісійного діагностування. – Киев: Наук. думка, 2009. – 263 с.

Поступила 11. 06. 2012