

В. Скальський

Професор, докт. техн. наук

Д. Рудавський

Ст. наук. співр., канд. техн. наук

Фізико-механічний інститут ім.
Г.В. Карпенка НАН України,
м. Львів

О. Дубицький

Аспірант,
Луцького національного
технічного університету,
м. Луцьк

УДК 539.3

ОЦІНЮВАННЯ ЗАЛИШКОВОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ РЕСОРНОГО ЛИСТА З ПОВЕРХНЕВОЮ ТРІЩИНОЮ

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

втомне руйнування, залишкова довговічність, ресорний лист, півеліптична тріщина, енергетичний критерій

Вступ. Автомобільні листи ресори за його експлуатації як правило зазнають всі п'ять типів деформації: розтягнення, стиснення, вигину, кручення і зрізу [1]. Тому до матеріалу і конструкції цієї відповідальної частини шасі автомобіля ставлять особливі вимоги. Практика експлуатації вантажних автомобілів показує, що за певний проміжок часу матеріали листів ресори, особливо кореневий та підкореневий, зазнають деградації, внаслідок чого відбувається втрата їхніх фізико-механічних характеристик, а особливо інтенсивно відбувається окрихнення матеріалу. Це призводить до зародження і розвитку втомних тріщин, які за напружених умов експлуатації вантажного автомобіля зумовлюють передчасний вихід з ладу цього важливого силового вузла підвіски автомобіля.

Незважаючи на те, що ресори вантажних автомобілів підлягають періодичному технічному огляду, втомні тріщини виникають у непередбачуваний момент часу, і тому постала потреба у розробленні ефективних методик оцінювання їхнього залишкового ресурсу за наявності цього найнебезпечнішого, з точки зору втрати міцності і пришвидшення руйнування, дефекту. Вирішення окресленої задачі можливе лише за використання апарату

лінійної механіки руйнування, зокрема методик розрахунку швидкості поширення втомних тріщин.

Стан проблеми. У літературі відома значна кількість публікацій, пов'язаних розрахунком ресурсу окремих деталей механічних систем [2, 3]. Всі вони присвячені розрахунку показників надійності під час їх проектування. Так, у праці [4] виділено три етапи розвитку методів розрахунку на міцність і втому: перший – за допустими напруженнями; другий – розрахунки за коефіцієнтами запасу, коли навантаження задають у вигляді функцій розподілу, а результатами розрахунків є коефіцієнти запасу міцності, витривалості, розрахунковий час роботи, а також максимальні напруження; третій – розрахунок за граничним станом з використанням варіації функцій розподілу навантаження та представленням результатів у вигляді функцій розподілу ресурсу. Як бачимо, у цих розрахунках широко використовують апарат теорії ймовірностей, який дозволяє оцінити безвідмовність деталі та може успішно застосовуватись під час розрахунків так званої схемної надійності. Він так само, як і за детерміністичного підходу, не дозволяє отримати оцінки залишкової довговічності.

Відомі розрахунки на втомну довговічність шасі автомобіля побудовані на гіпотезі сумування (накопичення) втомних пошкоджень [2, 5, 6]. Вона дозволяє за кривими втоми, які одержані під час лабораторних випробувань, судити про терміни їх функціонування у відповідних умовах експлуатування, що представлені у розрахунках схематизованими навантажувальними режимами [7–12]. Всі вони мають приблизно такий алгоритм реалізації: визначення і схематизування параметрів навантажувального режиму; визначення параметрів кривої втоми; вибір варіантів розрахунку. Щодо третього блоку алгоритму, то необхідно відзначити, що для розрахунку середнього ресурсу використовують різні методи: числові, аналітичні, з використанням табульованих функцій тощо [2]. У працях [13 – 15] розроблена методика оцінки деталей шасі автомобіля за допомогою кореляційних рівнянь довговічності. Вони відображають взаємозв'язок між вибраними критеріями навантажувального режиму та даними про ресурс деталей, які отримані у результаті спостереження за експлуатуванням підконтрольних груп автомобілів. Однак, як показав огляд літературних джерел, на даний час 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 сторону процесів, що зумовлюють пошкодження.

Необхідно відзначити також, що в останні роки завдяки застосуванню теорії ймовірностей, статистичної динаміки і теорії пружності в теорії та розрахунку ресор були отримані нові фундаментальні результати, які мають безпосереднє практичне значення. Вони дозволили повніше аналітично описати дорожні умови і експлуатаційно-технічні якості автомобіля, пов'язані з роботою підвіски, а також вирішити деякі питання економії ресорної сталі [16–18].

Спроби застосувати лінійну механіку руйнування для визначення характеристик статичної тріщиностійкості не напрацьованого (вихідного) матеріалу та напрацьованого за певний термін експлуатування зроблено у праці [19], де на прикладі ресорної сталі 50ХГ показано, що в'язкість руйнування змінюється, залежно від часу експлуатації вантажного автомобіля, у сторону зменшення вказаного показника. Одночасно з тим авторами були попередньо встановлені зміни механічних характеристик цих матеріалів в аналогічних станах [20].

У праці [21] розроблено модель робочого циклу вантажного автомобіля, виходячи з умов його найінтенсивнішої експлуатації. Запропонована модель покладена в основу моделі розрахунку залишкового ресурсу ресори із застосуванням сучасних підходів механіки руйнування. У ній розглянуто можливість поширення тріщин під статичним і циклічним навантаженням, тріщин низькотемпературної повзучості, а також урахування найнесприятливіших для поширення тріщин умов експлуатування вантажного автомобіля, серед яких і перевантаження у динамічному експлуатаційному циклі. Застосовуючи підходи лінійної механіки руйнування, запропоновано розраховувати залишковий ресурс корінного листа із наявною у ньому півдисковою чи півеліптичною тріщи-

ною, яка виявлена під час технічного огляду автомобіля чи у робочому циклі експлуатації. Для цього необхідно визначити період поширення втомної тріщини під циклічним навантаженням (найімовірніше і найнебезпечніше навантаження під час експлуатування автомобіля в експлуатаційних умовах) до гранично допустимих розмірів, за яких настає руйнування листа. Для таких розрахунків необхідно мати відповідні значення характеристик циклічної та статичної тріщиностійкості його матеріалу за час експлуатування [19, 20].

Як впливає з викладеного вище, конкретну прикладну методику розрахунку залишкового ресурсу елементів шасі і ресор зокрема, за даними літературних джерел встановити не вдалося, що свідчить про недостатній розвиток цього напрямку досліджень.

Метою цієї роботи є розробка методики розрахунку залишкової довговічності ресорного листа вантажного автомобіля з наявною півеліптичною тріщиною за циклічним навантаженням та впливу часу напрацювання.

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

Нехай за ΔN циклів навантаження тріщина виросла на довжину Δl , а біля її вершини утворилася циклічна пластична зона довжиною l_{pf} . Як відомо, l_{pf} є меншою за довжину статичної пластичної зони l_p (рис. 1) і залежить від асиметрії циклу R ($R = K_{\min} / K_{\max}$), K_{\min} – мінімальне значення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) у циклі, а 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 I-го закону термодинаміки. Згідно з даним критерієм отримаємо кінетичне рівняння для визначення швидкості поширення втомної тріщини у металевому матеріалі [23]

$$dl/dN = w_f / (\alpha \cdot \gamma_c - \gamma_s). \quad (2)$$

Тут γ_s – густина статичної складової енергії розсіювання пластичних деформацій в матеріалі, w_f – циклічна складова енергії розсіювання пластичних деформацій за один цикл навантаження, γ_c – густина енергії руйнування матеріалу, а α – коефіцієнт Морроу [24], що пов'язує

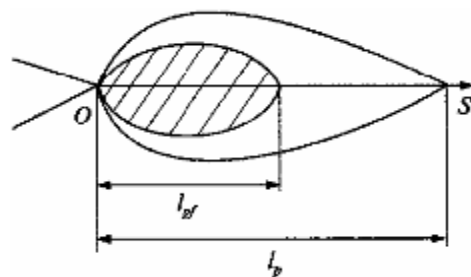


Рис. 1. Схема пластичної зони попереду вершини втомної тріщини

сумарне розсіювання енергії циклічних деформацій при руйнуванні матеріалу із його статичною енергією руйнування. На основі δ_κ -моделі, величину w_f можна представити у вигляді [23]

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

де $\Delta \delta_I(s) = \delta_{I \max}(s) - \delta_{I \min}(s)$ – розмах розкриття модельної тріщини, згідно з δ_κ -моделлю в точці s пластичної зони передруйнування ($0 \leq s \leq l_{pf}$). Статичну складову енергії розсіювання пластичних деформацій γ_s представимо у вигляді [23]

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

Питома енергія руйнування матеріалу представиться у вигляді

$$\gamma_c = \sigma_0 \delta_\kappa. \quad (5)$$

Визначивши, таким чином енергії, що входять в кінетичне рівняння (2), зведемо його з допомогою (3)–(5) до виду

$$dl/dN = 0,5(1-R)^2 \int_0^{l_{pf}} \delta_{I \max}(s) ds / (\alpha \cdot \delta_\kappa - \delta_{I \max}), \quad (6)$$

де N – кількість циклів навантаження.

Для зручності застосування описаної моделі до розв'язування конкретних задач необхідно визначити енергії деформацій, що входять у рівняння (6) через КІН для автономної тріщини [25]. Для цього наближено представимо максимальне значення розкриття δ в точках модельної пластичної зони довжиною l_{pf} попереду вершини втомної тріщини квадратичною залежністю

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

Тут $\delta_{I \max}(0)$ – максимальне значення розкриття нормального відриву у вершині втомної тріщини, яке можна визначити відомим співвідношенням лінійної механіки руйнування [25]

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

де E – модуль Юнга, а довжину циклічної пластичної зони попереду вершини втомної макротріщини, з урахуванням (1), можна визначити із наступного співвідношення лінійної механіки руйнування [25]

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

Густина енергії руйнування γ_c матеріалу запишеться [25]

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

Визначивши енергії, що входять у рівняння (6) через КІН отримаємо

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

де $V = dl/dN$.

Тоді докритичний період росту втомної тріщини N_d визначаємо із 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.

Розрахунок залишкової довговічності ресорного листа із поверхневою півеліптичною тріщиною. Розглянемо задачу про ріст втомної півеліптичної 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 контур тріщини під час її поширення завжди залишається близьким до півеліптичного. Тоді залежність довжини півосей цього контуру від кількості циклів навантаження можна отримати із розв'язку системи двох звичайних диференціальних рівнянь у двох точках контуру, що відповідають великій та малій півосі ($\varphi = 0$, $\varphi = \pi/2$) (рис. 2)

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

Крайові умови

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

Швидкості росту V півосей контуру тріщини визначали на основі рівняння (11), яке в даному випадку набуде виду

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

Вираз для знаходження КІН K_I для тріщини в нашому випадку отриманий методом граничної інтерполяції та запропонований у праці [22]:

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

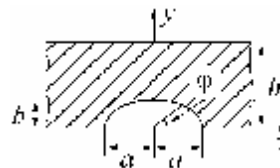


Рис. 2. Схема розташування півеліптичної тріщини

де $E(k) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \phi} d\phi$ - еліптичний інтеграл II-

роду; $k^2 = 1 - \chi^2$; $\chi = b/a$; $\varepsilon = b/h$;

$$f_1(\varepsilon, \chi) = \left(1 + \frac{0.12}{1 + \chi^2} - \frac{E(k)}{\sqrt{\chi}} \right) \exp\left(-\frac{1.48\varepsilon^2}{1 + 6\chi^2} \right) + \frac{E(k)}{\sqrt{\chi}};$$

$$f_2(\varepsilon, \phi) = 1 + (0.1 + 0.53\varepsilon^3)(2\phi/\pi)^3.$$

Систему звичайних нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку (13) з урахуванням (14) – (16) розв'язували числовим методом Рунге-Кутта [26]. На рис. 3 наведено результати розрахунку за вихідних даних для ресорної сталі 50ХГ, отриманих за результатами досліджень [19, 20] і наведених у табл. 1. При розрахунках приймали розтягуючі напруження $\sigma = 400$ МПа; асиметрію циклу навантаження $R = 0,6$.

Висновки. Під час тривалого експлуатування ресорної підвіски автомобіля проходить окрихнення матеріалу ресор і пониження їх фізичних характеристик. Це призводить до передчасного зародження і розвитку втомних поверхневих тріщин.

Циклічні навантаження найсуттєвіше впливають на розвиток руйнування листа ресори з наявною поверхневою півеліптичною тріщиною. Розрахунки залишкового ресурсу ресорного листа з такою тріщиною показали, що зменшення в'язкості руйнування його матеріалу на 13–20% призводить до зменшення ресурсу майже у 2 рази.

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку залишкового ресурсу ресорного листа

h , м	a_0 , м	b_0 , м	σ_{02} , МПа	K_{Ics} (*), МПа·м ^{1/2}	K_{Ics} (**), МПа·м ^{1/2}
10^{-2}	10^{-3}	$5 \cdot 10^{-4}$	654/572	93,12/81,13	78,3/62,42

Примітки: чисельник – значення для не напрацьованого матеріалу, знаменник – для напрацьованого;

* – значення, отримані методом 5% січної [27];

** – значення, отримані методом акустичної емісії (АЕ) [28].

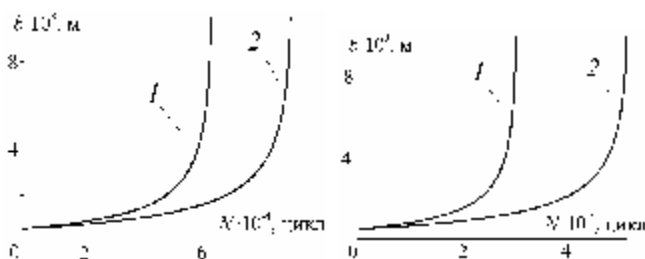


Рис. 3. Результати розрахунків залишкової довговічності ресорного листа зі сталі 50ХГ із поверхневою пів еліптичною тріщиною для вихідного (а) та для напрацьованого (б) матеріалів; суцільні криві для значень K_{Ics} , визначеного методом 5% січної, а пунктирні – для значень K_{Ics} , визначеного за параметрами АЕ

1. Скальський В.Р. Деякі аспекти експлуатування силових елементів шасі вантажних автомобілів / Скальський В.Р., Дубицький О.С. // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»). – Випуск 30. – 2011. – С. 146 – 157.

2. Лукинський В.С. Долговечность деталей шасси автомобиля. /В.С. Лукинський, Ю.Г. Котиков, Е.И. Зайцев; под общ. ред. В.С. Лукинського. – Л.: Машиностроение, Ленингр. от-ние, 1984. – 231 с.

3. Пархиловский И.Г. Автомобильные рессоры. /И.Г. Пархиловский. – 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.: МАДИ, 1975. – 24 с.

5. Robinson E.L. Effect of temperature variation on the long time rupture strength of steels /E.L. Robinson // Trans. ASME. – 1952. – 74, №5. – P.68 – 76.

6. Скальський В.Р. Оцінка об'ємної пошкодженості матеріалів методом акустичної емісії/ В.Р. Скальський, О.Є. Андрейків. – Львів: Видавничий центр ЛНУ ім. І. Франка, 2006. – 330 с.

7. Бурдасов Е.И. Оценка долговечности автомобильных многорычковых рессор по результатам ускоренных полигонных испытаний. – Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М.: МАДИ, 1971. – 21 с.

8. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В.П. Когаев. – 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. Прочность и долговечность автомобиля /Б.В. Гольд, Е.П. Оболенский, Ю.Г. Стефанович и др. – 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. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. /С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

13. Зайцев Е.И. Прогнозирование ресурса деталей трансмиссии и подвески грузовых автомобилей. – Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л.: ЛИСИ, 1980. – 25 с.

14. О прогнозировании долговечности автомобильных деталей с помощью кривых повреждаемости /В.С. Лукинський, Е.И. Зайцев, Ю.Г. Котиков и др. – Автомобильная промышленность, 1977. – № 3. – С. 13–15.

15. Определение средней долговечности рессор грузовых автомобилей // В.С. Лукинський, Е.И. Зайцев, Ю.Г. Котиков и др. – Автомобильная промышленность, 1978. – № 8. – С. 25–27.

16. Механика разрушения и прочность материалов. Справочное пособие в четырех томах. /Под общ. ред. В.В. Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988 – 1990. – 2224 с.

17. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов / В.В. Панасюк. – К.: Наук. думка, 1991. – 416 с.

18. *Довговічність* пластин з тріщинами за довготривалого статичного навантаження і локальної повзучості / О.Є. Андрейків, В.Р. Скальський, Ю.Я. Матвіїв, Т.А. Крадінова // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. – 2012. – № 1. – С 39–46.

19. *Скальський В.Р.* Методика оцінки статичної тріщиностійкості ресорної сталі /В.Р. Скальський, О.С. Дубицький // *Технологічні комплекси*. –2012. – Вип. 1,2 (5,6). – С. 169–175.

20. *Скальський В.Р.* Вплив тривалих експлуатаційних навантажень на зміну механічних характеристик ресорної сталі /В.Р. Скальський, О.С. Дубицький // *Наукові нотатки. Міжвузівський 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 /О.С. Дубицький // *Вісник Тернопільського національного технічного університету ім. І. Пулюя*. – 2012. – №2. – С. 25–34.

22. *Андрейків А.Е.* Усталостное разрушение и долговечность конструкций. / А.Е. Андрейків, А.И. Дарчук. – К.: Наук. думка, 1992. – 183 с.

23. *Андрейків О.Є.* Вплив залишкових і термічних напружень на перерозподіл водню в біметалевих матеріалах / О.Є. Андрейків, О.В. Гембара, Д.В. Рудавський / *Машинознавство*. – 2002.– №6.– С. 3–6.

24. *Morrow J.* Investigation of plastic strain energy as a criterion for finite fatigue life / J. Morrow // *The garret corporation report, Phaeniz Ariz, 1950*. – P. 105–108.

25. *Механика* разрушения и прочность материалов: Справ. пособие в 4 т. – Киев: Наукова думка, 1988. – Т.1: Основы механики разрушения/ В.В. Панасюк, О.Е. Андрейків, В.З. Паргон. – 488 с.

26. *Бахвалов Н.С.* Численные методы. / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков. – М.: Бинном, 2001. – С. 363–375.

27. *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.

28. *Назарчук З.Т.* Акустико-емісійне діагностування елементів конструкцій: науково-технічний посібник. В 3т. / З. Т. Назарчук, В. Р. Скальський. – К.: Наук. думка, 2009. – Т.2.: Методологія акустико-емісійного діагностування. – 2009. – 263 с.

Отримана 15.12.11

V. Skalsky¹, D. Rudavskyy¹, O. Dubytsky²

Residual lifetime estimation of spring plate with surface crack

¹ *Karpenko H.V. Physico-Mechanical Institute of National Academy of Sciences of Ukraine, Lviv;*

² *Lutsk Polytechnic National University, Lutsk*

Method of lifetime estimation of lorry spring plate with semi-elliptical crack under action of cyclic loading and operating time is proposed. The method is built on fatigue crack growth calculation model based on fracture mechanics energetic criteria. Spring plate lifetime calculation results for varied mechanical characteristics were analyzed.

Інформація

12-та Міжнародна науково-практична конференція

СПОРІДНЕНІ РЕНОВАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ: ОБЛАДНАННЯ, МАТЕРІАЛИ, ТЕХНОЛОГІЇ

24 – 28 вересня 2012 р., м. Ялта, Крим, Україна

Тематика конференції:

Побудова національних систем технічного регулювання в умовах членства у ВТО і ЄС.

Процесно-орієнтовані інтегровані системи керування: теорія і практика.

Стандартизація, сертифікація, управління якістю у промисловості, електроенергетиці, сільському господарстві і сфері послуг.

Впровадження стандартів ДСТУ 9001:2009 у вищих навчальних закладах, медичних закладах і органах державної служби.

Метрологічне забезпечення і контроль якості продукції у промисловості, електроенергетиці, сільському господарстві і сфері послуг.

Забезпечення якості і конкурентоспроможності продукції (послуг) на внутрішньому і зовнішньому ринках.

Впровадження інформаційних технологій у процеси адаптації, сертифікації та управління якістю.

Проблеми гармонізації законодавчої і нормативно-технічної документації.

Адреса організаторів:

АТМ України,

04074, м. Київ, вул. Автозаводська, 2.

Тел. /Факс: +38-044-430-85-00

E-mail: atmu@ism.kiev.ua, kopeykina@voliacable.com,

atmu@meta.ua