

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ШТАНГ ПОЛЬОВИХ ОБПРИСКУВАЧІВ ШИРОКОЇ РОЗГОРТКИ

А.В. Бабій

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя, Україна

The proposed calculation model for determining the resource of bearing frameworks of sections of barbed field sprayers. With the help of this model, the calculation of the rod's resource for the maximum amplitudes of the cyclic bending of its weakest elements was performed. It is shown that its resource decreases more than 2 times compared to the normative one.

Аналіз публікацій з дослідження штангових обприскувачів показує, що вони спрямовані, в основному, на математичне чи імітаційне моделювання в них коливних процесів з переходом до дослідження напружено-деформованого стану штанг широкої розгортки [1, 2]. У той же час, інформація про методи дослідження руйнування елементів штанг широкої розгортки обприскувачів і визначення їх ресурсу (залишкового ресурсу) практично відсутня, хоча такі дані є основою проектування машин для хімічного захисту рослин. В даній роботі зроблена спроба побудови розрахункових моделей для визначення ресурсу (залишкового ресурсу) елементів несучих каркасів секції штангових обприскувачів, зокрема, найбільш навантаженої семисекційної штанги обприскувача.

Розрахункові моделі для визначення ресурсу (залишкового ресурсу) елементів штанги обприскувача. Розглянемо штангу обприскувача широкої розгортки (рис. 1). Під час робочого процесу проходять коливання такої штанги, в результаті чого деякі її елементи зазнають розтягуючих, стискаючих і згинаючих циклічних навантажень. Такі коливання будемо моделювати циклічними з частотою f , яка часто є біля одного герца $f \approx 1$ Гц. Задача полягає у визначенні ресурсу штанги (кількості циклів коливання $N = N_*$ або реального часу роботи $t = t_*$), по досягненню якого вона перестане виконувати свої функціональні властивості.

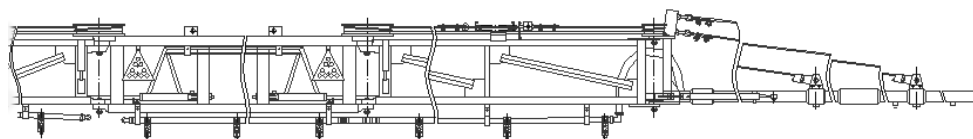


Рис. 1. Схема штанги обприскувача широкої розгортки.

Як прийнято в інженерній практиці [3], ресурс металоконструкції визначається часом життя найслабшої ланки, тобто одним із найбільш навантажених її елементів. Згідно сучасної теорії втоми (механіки сповільненого руйнування елементів конструкцій при змінних навантаженнях [3]) ресурс елемента конструкції (кількість коливань N_* або час t_*) при змінних навантаженнях визначається так

$$N_* = N_3 + N_D, \quad t_* = t_3 + t_D. \quad (1)$$

Тут N_3, t_3 – періоди зародження втомної тріщини; N_D, t_D – періоди її докритичного росту. Розрахунок періоду зародження тріщини для таких елементів будемо провадити, виходячи із залежностей $\sigma \sim \lg N$ для області обмеженої довговічності діаграми Веллера. На основі результатів робіт [3] можна зробити висновок, що ця залежність в напівлогарифмічних координатах буде приблизно лінійна і аналітично її можна представити так

$$\sigma \sigma_0^{-1} = \lg(N_0 N^{-1}), \quad \sigma \sigma_0^{-1} = \lg(t_0 t^{-1}). \quad (2)$$

Тут σ_0, N_0, t_0 – характеристики втомного руйнування матеріалів в межах області обмеженої довговічності ($10^4 \leq N \leq 10^7$), які визначаються на основі експериментальних досліджень. Тоді період зародження втомної тріщини N_3 в елементі конструкції, в якому зовнішнє навантаження викликає амплітуду змінних в часі напружень σ , буде визначатися за результатами [3] наступним чином:

$$N_3 = N_0 10^{-\sigma \sigma_0^{-1}}, t_3 = t_0 10^{-\sigma \sigma_0^{-1}}, t_0 = 2,8 \cdot 10^{-4} N_0 \text{ годин.} \quad (3)$$

На основі результатів праць [4] визначення періоду $N = N_D$ докритичного росту корозійно-втомної тріщини довжини l в пластині зведемо до наступного рівняння

$$dl/dN = \alpha_0 (1-R)^4 (K_{\text{max}}^4 - K_{\text{th}}^4) [(1-\xi^2)(K_{\text{fc}}^2 - K_{\text{max}}^2)]^{-1}. \quad (4)$$

Тут $\xi = p \sigma_t^{-1}$, p – регулярна частина напружень біля вершини тріщини; σ_t , усереднені напруження в зоні передруйнування; $R = K_{\text{min}}/K_{\text{max}}$; K_{fc} – критичне значення коефіцієнта інтенсивності напруження K_{max} за циклічного навантаження; величина K_{th} , яка повинна була би бути нижнім пороговим значенням K_{max} для короткої тріщини, на основі [4] визначається через K_{th}^* для великої так

$$K_{\text{th}} = K_{\text{th}}^* \sqrt{(1-\xi^2)}. \quad (5)$$

Як впливає з [4] величина K_{th} не є постійна і залежить від рівня навантаження ξ , тобто на всіх рівнях поширення тріщини вона буде різна.

Рівняння (4) з відповідними початковою і кінцевою умовами

$$N = 0, l(0) = l_0; N = N_D, l(N_D) = l_* \quad (6)$$

і складає розрахункову модель для визначення періоду $N = N_D$ докритичного росту втомної прямолінійної тріщини незалежно від її розмірів (за виключенням фізично малих тріщин). При цьому, критичну довжину $l = l_*$ тріщини визначають із критерію КРТ [4]

$$\delta_t(l_*) = \delta_{\text{fc}}. \quad (7)$$

Тут $\delta_t(l_*)$ – максимальне за цикл розкриття тріщини в її вершині при усередненому напруженні σ_t , а δ_{fc} його критичне значення.

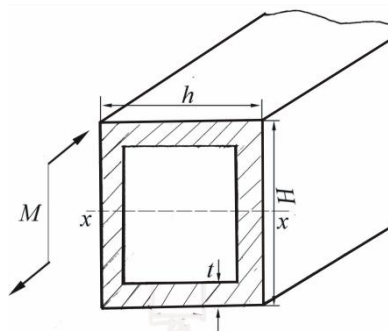


Рис. 2. Схема навантаження прямокутної труби.

Оцінка ресурсу (залишкового ресурсу) найбільш навантаженого згинного елемента штанги закритого профілю. Серед балкових елементів закритого профілю, які застосовуються в штангах обприскувачів широкої розгортки в більшості випадків застосовуються прямокутні і кругові труби. Розглянемо найбільш навантажений згинний елемент штанги, який представляє собою прямокутну трубу із Ст. 3 перетином 40x25x3 мм, який підданий циклічному згину (рис. 2).

Як відомо [2] з натурних досліджень елементів штанг при сталих розмірах H, h, t перетину труби, максимальна амплітуда $\Delta\sigma$ зміни напружень в ній для цього згину може бути різна:

$$140 \leq \Delta\sigma \leq 180 \text{ МПа}, R = 0,1, H = 40 \text{ мм}, h = 25 \text{ мм}, t = 3 \text{ мм}. \quad (8)$$

Задача полягає у визначенні за співвідношеннями (3)–(7) ресурс $N = N_*$ (залишкового ресурсу $N = N_D$) розглядуваного балкового елемента закритого профілю.

Для того, щоб провести такі обчислення необхідно визначити характеристики матеріалу $\sigma_0, N_0, t_0, K_{\text{fc}}, K_{\text{th}}, \alpha_0$. З цією метою на основі результатів робіт [3, 5] було

виокремлено і побудовано діаграму Веллера та кінетичну діаграма росту втомних тріщин в Ст. 3 (див. рис. 3).

З допомогою методу найменших квадратів, рівнянь (3), (4) і даних цих діаграм невідомі константи $\sigma_0, N_0, K_{fc}, K_{th}, \alpha_0$ знайдемо так:

$$N_0 \approx 6,3 \cdot 10^8 \text{ цикли}, \alpha_0 \approx 4,51 \cdot 10^{-9} (\text{цикл})^{-1} (\text{МПа})^{-2}, K_{fc} \approx 96 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}, R = 0,1,$$

$$\sigma_0 \approx 88,23 \text{ МПа}, K_{th}^* \approx 12,81 \text{ МПа} \sqrt{\text{м}}, \sigma_i \approx 375 \text{ МПа}, \sigma_{-1} \approx 175 \text{ МПа}. \quad (9)$$

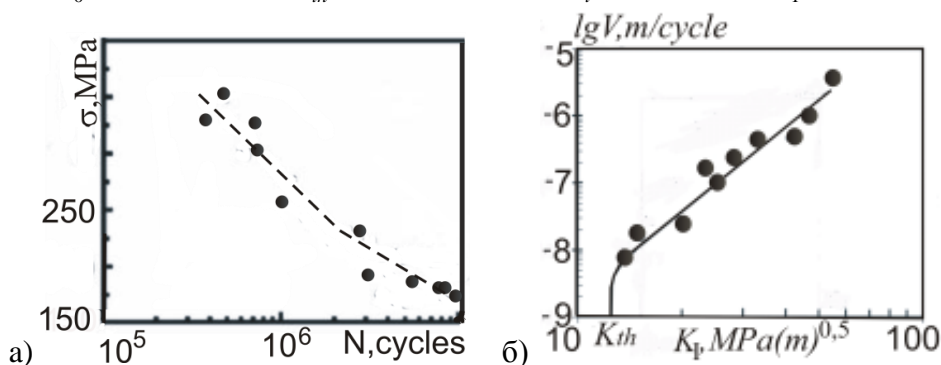


Рис. 3. Діаграма Веллера (а) та діаграма росту втомної тріщини (б) для Ст.3.

Окрім цього, у співвідношеннях (6) входить величина l_0 . Ця величина є досить мала порядку розміру структурного параметру матеріалу. Але для практичного розрахунку, щоб зароджену тріщину вважати макроскопічною і правомірно користуватися розрахунковою моделлю (4) і (6) можна вибирати величину l_0 не менше одного міліметра. В такому випадку розрахована величина N_* буде дещо занижена, тобто отримана похибка піде в запас довговічності балки.

Так як амплітуда $\Delta\sigma$ зміни напружень в балковому елементі згідно (8) буває різна, то для встановлення ресурсу безпечної (неруйнівної) експлуатації такої штанги проведемо розрахунок для найбільшого значення $\Delta\sigma$, тобто $\Delta\sigma \approx 180 \text{ МПа}$, або те саме, циклічного згину досліджуваного елемента деяким моментом $M \approx 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ МПа} \cdot \text{м}^3$. Для цього на основі співвідношень (3) і (9) знайдемо, що період N_3 зародження втомної тріщини буде приблизно рівний

$$N_3 = 6,3 \cdot 10^6 \text{ циклів або } t_3 = 1750 \text{ год} \quad (10)$$

Надалі вважаємо, що в трубі утворилася прямолінійна поверхнева тріщина глибиною $l_0 = 0,001 \text{ м}$. Згідно експлуатаційних даних, найбільш поширеними дефектами в таких балках є втомні поперечні тріщини наступних двох типів: поверхнева тріщина (рис. 4, а); складна тріщина, що займає повністю одну із стінок і частину двох інших (рис. 4, б).

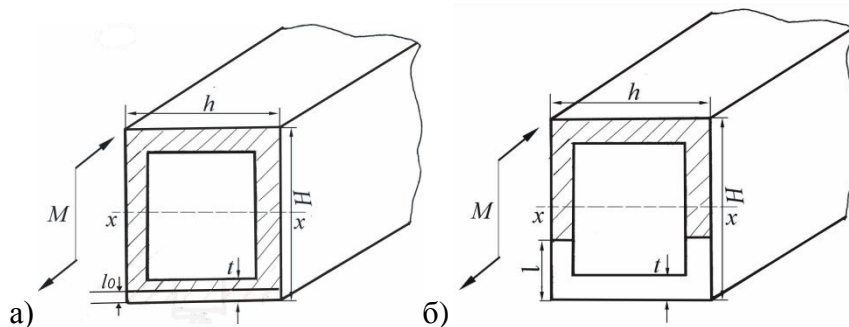


Рис. 4. Схеми навантаження прямокутної труби з тріщинами : а) труба з поверхневою прямолінійною тріщиною; б) труба із складною тріщиною.

Тоді період вичерпання ресурсу балкового елемента прямокутного профілю каркасу секції штанги можна представити так. Спочатку зароджується поверхнева

тріщина за період N_3 (рис. 4, а), далі така тріщина поширюється за період $N_D^{(1)}$ до складної конфігурації (рис. 4, б) і, на кінець, тріщина такої складної конфігурації за період $N_D^{(2)}$ досягне критичного розміру, спричиняючи повне руйнування розглядуваного балкового елемента.

Таким чином, ресурс балкового елемента прямокутного профілю можна визначити за наступною формулою

$$N_* = N_3 + N_D^{(1)} + N_D^{(2)}. \quad (10)$$

Величину N_3 визначаємо за формулами (9), а інші складові формули (10) визначаються з допомогою математичної моделі (4)-(7) з використанням результатів [4]. На основі цього отримуємо:

$$N_D^{(1)} = 60568 \text{ цикл. або } t_D^{(1)} = 16,82 \text{ год; } N_D^{(2)} \approx 415 \text{ цикл., або } t_D^{(2)} \approx 7 \text{ хвилини.} \quad (11)$$

Підставляючи (9), (11) в (10), знайдемо, що ресурс t_* штанги буде рівний

$$t_* \approx 1767 \text{ годин.} \quad (12)$$

На основі відомих даних [6] нормативний термін служби обприскувачів складає 7 років, а річна завантаженість причіпних обприскувачів 550 годин. Як впливає із (12), за прийнятих тут максимальних амплітуд коливання елементів штанги вона пропрацює приблизно 3,2 сезони, що не відповідає нормативному терміну служби обприскувачів. Це означає, що треба зменшувати (усувати) коливання елементів штанг, як це пропонується в роботі [7].

Висновки. На основі основних положень сучасної теорії втомних матеріалів побудована розрахункова модель для визначення ресурсу несучих каркасів секцій штангових польових обприскувачів, які виготовлені із Ст. 3. Із застосуванням цієї моделі проведено розрахунок ресурсу штанги за максимальних амплітуд циклічного згинання її найслабших елементів. При цьому показано, що її ресурс в основному визначається періодом зародження втомної тріщини, а також зменшується більше ніж в 2 рази порівняно з нормативним.

Література

1. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами: Монографія. – Львів: видавництво Львівської політехніки, 2008. – 496 с.
2. Вікович І.А., Дівеев Б.М., Дорош І.Р. Розрахунок та мінімізація коливних процесів у штангах обприскувачів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 465-471.
3. Механіка руйнування і міцність матеріалів: Довідн. Пос. / За заг. ред. В.В. Панасюка / Т. 1-4. Київ : Наукова думка, 1988-1990. – 2224 с.
4. Андрейків О.Є., Штаюра Н.С., Ярема Р.Я. Енергетичний підхід до оцінки швидкості росту коротких утомних тріщин в пластинах // Проблеми прочності. – 2017. – № 6. – С. 53-63.
5. Барна Р.А., Попович П.В., Вовк Р.І. Вплив робочих середовищ на циклічну тріщиностійкість сталей для елементів сільськогосподарських машин // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2014. –Т. 50, № 4. – С. 125-128.
6. Афанасьєв С., Горбатов В., Погорілий В. Якісна елементна база – основа надійності вітчизняної техніки // Техніка АПК, 2006. – № 5-6. – С. 40-43.
7. Застосування динамічних гасників коливань для зменшення горизонтальних коливань штанг обприскувачів / Б.М. Дівеев, І.А. Вікович, І.М. Височан, І.Р. Дорош // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2012. – Вип. 36 – С. 91-98.