

УДК 620.197.5:669.788

ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ВАЛА З ВТОМНОЮ ТРІЩИНОЮ У ВОДНІ

О. В. ГЕМБАРА^{1,2}, О. М. ГОЛІЯН², О. Я. ЧЕПІЛЬ^{1,3},
В. М. ПАЛЮХ², Я. І. САПУЖАК¹, І. М. СОВ'ЯК¹

¹ Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів;

² Національний університет "Львівська політехніка";

³ Бидгоська політехніка ім. Яна та Єнджея Снядецьких, Польща

Запропоновано теоретико-експериментальний підхід для прогнозування кінетики росту втомної тріщини та визначення ресурсу відповідальних елементів конструкцій у водні. За допомогою створеної розрахункової моделі росту втомної тріщини та експериментально побудованих кінетичних діаграм втомного руйнування сталі 35ХНЗМФА встановлено залишковий ресурс роторного вала парогенератора, ослабленого поверхневою півеліптичною тріщиною, який у водні на два порядки менший, ніж у повітрі.

Ключові слова: *втомна тріщина, газоподібний водень, кінетична діаграма втомного руйнування, прогнозування ресурсу.*

A theoretical-experimental approach for predicting the kinetics of fatigue crack growth and determining the lifetime of the responsible elements of structures in hydrogen is proposed. Based on the created calculation model of fatigue crack growth and experimentally constructed kinetic diagrams of fatigue failure of 35ХНЗМФА steel, the residual life of the rotor shaft of the steam generator, weakened by a surface semi-elliptical crack in air and in gaseous hydrogen environment, is determined. It is established that hydrogen reduces the residual life of the rotor shaft by two orders of magnitude in hydrogen, compared to its residual life in air.

Keywords: *fatigue crack, hydrogen gas, fatigue fracture kinetic diagram, lifetime prediction.*

Вступ. Водень часто використовують у промисловості як технологічне середовище [1–3]. Його взаємодія з металевими конструкціями – складне явище, яке реалізується у різних часових періодах і механізми якого на сьогодні вивчені недостатньо. Існують суперечливі думки [4–7] про вплив водню на сталі навіть у простих системах “матеріал–середовище”. Здебільшого повідомляють про негативний його вплив [4–6] на експлуатаційні властивості конструкцій і їх довговічність загалом, особливо за сумісної дії експлуатаційних навантажень та робочих середовищ. Особливо гостро ця проблема відчувається під час проектування та визначення довговічності валів парогенераторів ТЕС та АЕС з водневою системою охолодження. Тут механічне навантаження та технологічне середовище найвідчутніше впливають на роторні вали, опорні підшипники, кільцеві пальці парогенераторів, в яких зароджуються та розвиваються експлуатаційні дефекти типу тріщин [8].

У важких та високошвидкісних валах [9, 10] виникають втомні дефекти і за певних умов їх катастрофічна поломка неминуча, оскільки напруження, необхідні для поширення тріщини, менші, ніж для їх виникнення.

Тому важливо побудувати математичну модель для прогнозування кінетики росту втомної тріщини та визначення ресурсу відповідальних елементів конструкцій між двома періодичними діагностичними оглядами. Мета цього дослідження – створити таку модель, щоб розрахувати швидкість росту втомної тріщини у сталі за дії водню і залишковий ресурс роторного вала парогенератора, послабленого поверхневою півеліптичною тріщиною.

Формулювання задачі. У розрахунках використовували циліндр з поверхневою півеліптичною тріщиною за циклічно змінного навантаження моментом M (рис. 1). Припустимо [11], що геометрія тріщини близька до півеліпса і вона рухається до протилежної поверхні циліндра (відстань h на рис. 1). Тоді рівняння для його півосей матиме вигляд

$$a = \frac{2}{3}(D-h)Dh^{-1}; \quad b = D-h, \quad \omega(t=0) = 0, \quad \omega(t=t_*) = 1. \quad (1)$$

Під час поширення тріщини, тобто зі зменшенням величини h , її фронт поступово вирівнюється і наближається до прямої лінії. Вважаємо, що в тріщину попадає водень, який на межовій поверхні її вершини створює деяку концентрацію C_0 (рис. 1). Необхідно знайти кількість циклів навантаження N_0 , після досягнення якого настане спонтанне руйнування вала.

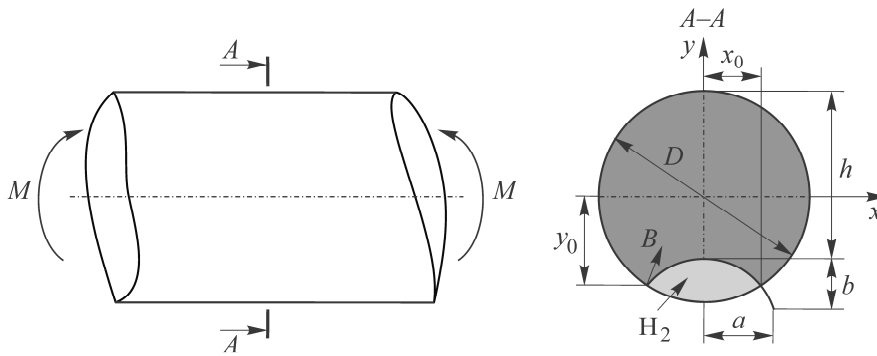


Рис. 1. Розрахункова модель вала з тріщиною, підданого циклічному навантаженню у водні.

Fig. 1. Calculation model of a cracked shaft subjected to cyclic loading and the action of hydrogen gas.

Не враховуючи вплив середовища на матеріал, ресурс роботи конструкцій можна підрахувати за формулою [3]

$$N_0 = \int_{h_0}^{h_*} \Phi(\lambda) dh, \quad (2)$$

де h_0, h_* – відповідно, початкове і граничне значення відстані h .

На основі наведених раніше міркувань [3] характеристичну функцію втомного руйнування $\Phi(\lambda)$, що враховує вплив водню на сталь, запишемо у вигляді

$$\Phi(\lambda) = A \cdot \left\{ \lambda_0 \left[1 - \lambda + \left((1 - \lambda)^2 + f_2 \left(\sqrt{\pi \delta \beta \nu D^{-1}} + 2 \exp(-\beta [f_1]) \right)^{-1} \right)^{1/2} \right] \times \right. \\ \left. \times \left[(\lambda_0 - \lambda) \left[1 - \lambda + \left[(1 - \lambda)^2 + f_2 \left(\sqrt{\pi \delta \beta \nu D^{-1}} + 2 \exp(-\beta [2^{-1} f_1]^{-1}) \right)^{1/2} + \right. \right. \right. \right. \right.$$

$$+f_2 \left(\sqrt{\pi\delta\beta\nu D^{-1}} + 2 \exp(-\beta[f_1]) \right)^{-1} \Big]^{-n} - 1 \Big\},$$

$$f_1 = 2^{-1}m + \delta\nu / 4D, \quad f_2 = \alpha C_0 \exp(-\beta\nu\delta / 4D). \quad (3)$$

Крім цього,

$$\lambda = 1 - \sqrt{K_I^2 K_{Yc}^{-2}}. \quad (4)$$

Як випливає з рівнянь (1), (2), (4), для розв'язку поставленої задачі необхідно знайти аналітичний вираз для коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН). Аналітичну залежність для нього визначимо за допомогою методу граничної інтерполяції, згідно з яким

$$K_I = \sigma_{\text{ном}} \cdot \alpha_*, \quad (5)$$

де $\sigma_{\text{ном}}$ – номінальне напруження, а α_* – геометрична частина КІН, що залежить від форми елемента конструкції та напруженого стану.

Для розрахунку цих величин розглянемо граничні випадки, коли параметр $\eta = h / D$: $\eta \rightarrow 0$ – відповідає глибокій тріщині, а $\eta \rightarrow 1$ (де $\eta = 0,9985$) – мілкій. Враховуючи це, формулу (5) перетворимо у співвідношення

$$K_I^{(0)} = \sigma_{\text{ном}}^{(0)} \alpha_{*0} \quad (\eta \rightarrow 0); \quad (6)$$

$$K_I^{(1)} = \sigma_{\text{ном}}^{(1)} \alpha_{*1} \quad (\eta \rightarrow 1), \quad (7)$$

в яких параметри α_* , α_{*0} , α_{*1} і $\sigma_{\text{ном}}$, $\sigma_{\text{ном}}^{(0)}$, $\sigma_{\text{ном}}^{(1)}$ пов'язані залежностями

$$\alpha_* = \alpha_{*0} \alpha_{*1} (\alpha_{*0}^2 + \alpha_{*1}^2), \quad (8)$$

$$\sigma_{\text{ном}} = \left[\sqrt{\sigma_{\text{ном}}^{(0)}} - \sqrt{\sigma_{\text{ном}/\eta=1}^{(0)}} + \sqrt{\sigma_{\text{ном}}^{(1)}} \right]. \quad (9)$$

Для глибокої тріщини ($\eta \rightarrow 0$) КІН визначимо з розв'язку задачі про розтяг та згин пружної півплощини з півнескінченною тріщиною. У результаті отримаємо:

$$\begin{aligned} K_I &= 0,5369 P_1 h^{-1/2} + 43291 M_1 h^{-3/2}, \\ P_1 &= Mh(D/2 - Y_c - h/2) / J_x, \\ M_1 &= Mh^3 / 12J_x, \end{aligned} \quad (10)$$

де J_x – осьовий момент інерції поперечного перерізу, в якому розміщена тріщина; Y_c – ордината центра його мас

$$Y_c = \frac{F(\eta)}{H_1(\eta)}, \quad (11)$$

$$F(\eta) = 2^{-1} \eta f \sqrt{\frac{(1-\eta)^2}{\eta^2} - \frac{4}{9} f^2} + \frac{3(1-\eta)^2}{4\eta} \arcsin \frac{2}{3} \frac{\eta}{1-\eta} f - (1-\eta)^2 f + \frac{1}{3} \left(\frac{4}{9} \eta^2 - 1 \right) f^3,$$

$$\begin{aligned} H_1(\eta) &= 2^{-1} f \sqrt{1-4f^2} + 4^{-1} \arcsin 2f + f - \\ &- \frac{2}{3} \eta \left(f \sqrt{\frac{9(1-\eta)^2}{4\eta^2} - f^2} + \frac{9(1-\eta)^2}{4\eta^2} \times \arcsin \frac{2}{3} \frac{\eta}{1-\eta} f \right), \quad f = X_0 D^{-1}. \end{aligned}$$

Використовуючи результати рис. 1, а також формулу для осевого моменту, одержимо вираз

$$J_x = \int_F Y^2 dF = \int_{-X_0}^{X_0} \int_{f_2(X)}^{f_1(X)} \left\{ [f_1(X)]^3 - [f_2(X)]^3 \right\} dX =$$

$$= \frac{1}{3} \int_{-X_0}^{X_0} \left\{ 8^{-1} D_3 (1 - 4X^2 D^{-2})^{\frac{3}{2}} - \left(2^{-1} D + b\sqrt{1 - X^2 a^{-2}} \right)^3 \right\} dX, \quad (12)$$

який після відповідних обчислень запишемо так:

$$J_x = D^4 G_1(\eta), \quad (13)$$

$$G(\eta) = \begin{cases} G_1(\eta) = 3^{-1} \left\{ 4^{-1} + 3(1-\eta)^2 f - \frac{4}{9} \eta^2 f^3 - \left(\frac{3}{4} \eta f + \frac{5}{4} \eta f (1-\eta^2) \right) - \frac{2}{9} \eta^3 f^3 \times \right. \\ \quad \times \sqrt{\eta^{-2} (1-\eta)^2 - \frac{4}{9} f^2} - \frac{9}{8} \eta^{-1} (1-\eta)^2 [1 + (1-\eta)^2] \arcsin \frac{2}{3} \frac{\eta}{1-\eta} + \\ \quad \left. + 32^{-1} f (5 - 8f^2) \sqrt{1 - 4f^2} + \frac{3}{64} \arcsin 2f \right\} \text{ для } Y_0 \geq 0, \\ G_2(\eta) = G_1(\eta) - 48^{-1} \left[f \sqrt{1 - 4f^2} (5 - 8f^2) + \frac{3}{2} \arcsin 2f \right] \text{ для } Y_0 \leq 0. \end{cases} \quad (14)$$

Номинальне напруження знайдемо як максимальне напруження розтягу в перерізі вала поза тріщиною:

$$\sigma_{\text{nom}} = \frac{M}{J_x - Y_c F} (Y_c + h - D/2). \quad (15)$$

З формул (6), (11)–(13) отримаємо:

$$\alpha_{*0} = \left[0,539\sqrt{h}(D/2 - Y_c - h/2) + 0,3608h\sqrt{h} \right] (Y_c + h - D/2)^{-1}. \quad (16)$$

Для неглибокої тріщини ($\eta \rightarrow 1$) номинальні напруження відповідають максимальним напруженням розтягу у бездефектному перерізі вала:

$$\sigma_{\text{nom}}^{(1)} = 32M / \pi D^3. \quad (17)$$

Застосовуючи розв'язок задачі про розтяг смуги, послабленої крайовою півеліптичною тріщиною [3], знаходимо:

$$\alpha_{*1} = \sqrt{\pi b} (1,12 - 0,32\eta). \quad (18)$$

З урахуванням формул (5)–(7), (10), (14)–(18) кінцевий вираз для КІН у точці В (рис. 1) для довільної глибини тріщини матиме вигляд

$$K_I = \frac{M}{D\sqrt{D}} \Psi(\eta), \quad (19)$$

де

$$\Psi(\eta) = \frac{F(\eta) / H_1(\eta) + \eta}{G_i(\eta)} \times$$

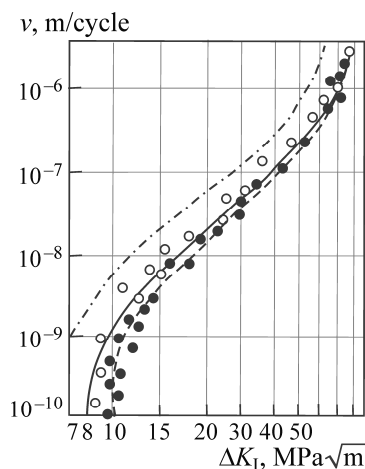
$$\times \frac{\sqrt{\pi} \sqrt{(1-\eta)} (1,12 - 0,32\eta)}{\sqrt{\frac{\pi(1-\eta)(1,12 - 0,32\eta)^2}{\left(0,5363 \frac{F_1(\eta)}{H_1(\eta)} + 0,6292\eta - 0,6292 \right)^2 \eta} \left(\frac{F_1(\eta)}{H_1(\eta)} + \eta - \frac{1}{2} \right) + 1}}. \quad (20)$$

Підставляючи вирази (3), (16), (17), (19), (20) у формулу (2), розрахуємо ресурс роботи вала.

Оцінювання залишкового ресурсу роторного вала. Для прикладу обчислили залишковий ресурс вала діаметром $D = 0,7$ m, виготовленого зі сталі марки 35ХНЗМФА ($\sigma_Y = 1500$ МПа, $K_{Ic} = 95$ МПа $\cdot\sqrt{m}$), послабленого поверхневою півеліптичною тріщиною ($\eta = 0,9985$) і підданого дії циклічно змінного моменту ($M = 0,00364$ N \cdot m) у водні [3, 12]. З кінетичної діаграми втомного руйнування (КДВР) для цієї сталі (рис. 2) у повітрі та водні, а також за залежністю (3) визначили невідомі константи, а далі, за формулою (2), – ресурс вала: $N_0 = 6,22 \cdot 10^{10}$ cycles – у повітрі та $N_0 = 4,85 \cdot 10^8$ cycles – у водні за тиску 5 МПа.

Рис. 2. КДВР сталі 35ХНЗМФА у водні за тиску $P_H = 1$ МПа і $T = 295$ К (○ – експериментальні результати; крива – теоретичні) та повітрі (● – експериментальні результати; штрихова лінія – теоретичні; штрих-пунктирна – теоретична КДВР, побудована за тиску $P_H = 5$ МПа і $T = 295$ К).

Fig. 2. Fatigue failure kinetic diagram (FFKD) of 35ХНЗМФА steel in hydrogen at $P_H = 1$ МПа and $T = 295$ К (○ – experimental results, curve – theoretical) and in air (● – experimental results; dashed line – theoretical; dash-dotted – theoretical FFKD under pressure $P_H = 5$ МПа and $T = 295$ К).



Аналіз отриманих результатів свідчить, що ресурс роторного вала у водні знижується на два порядки проти повітря. Окрім того, на основі запропонованих формул побудували залежність кількості циклів навантаження до руйнування N_0 конструкції від відносної глибини тріщини (рис. 3) і визначили залишковий ресурс вала, підданого дії циклічно змінного моменту, а також послабленого поверхневою півеліптичною тріщиною у повітрі чи водні.

ВИСНОВКИ

Сформульовано розрахункову модель для розрахунку залишкового ресурсу елементів конструкцій з поверхневими тріщинами під дією водню. За експериментально побудованими КДВР встановлено залежність кількості циклів до руйнування від відносної глибини тріщини та залишковий ресурс роторного вала парогенератора, послабленого поверхневою півеліптичною тріщиною у повітрі чи у водні. Виявлено, що його залишковий ресурс у водні на два порядки нижчий, ніж такий у повітрі.

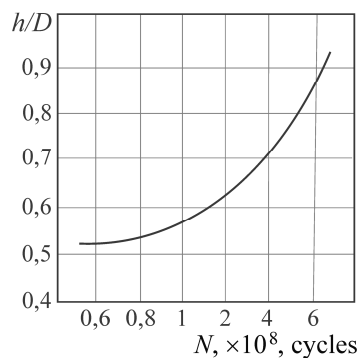


Рис. 3. Залежність кількості циклів до руйнування від відносної глибини тріщини.

Fig. 3. Dependence of the number of cycles before failure on the relative crack depth.

Acknowledgments. *This work was partially supported by the National Research Foundation of Ukraine (Project Number: 2020.02/0049).*

1. *Hydrogen embrittlement of industrial components: Prediction, prevention, and models / M. B. Djukic, G. M. Bakic, V. S. Zeravcic, A. Sedmak, and B. Rajcic // Corr. – 2016. – 72, № 7. – P. 943–961. DOI: 10.5006/1958*
2. *Dwivedi S. K. and Vishwakarma M. Hydrogen embrittlement in different materials: A review // Int. J. of Hydrogen Energy. – 2018. – 43, № 46. – P. 21603–21616. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2018.09.201*
3. *Андрейків О. Є., Гембара О. В. Механіка руйнування та довговічність металічних матеріалів у водневмісних середовищах. – К.: Наук. думка, 2008. – 344 с.*
4. *Understanding and mitigating hydrogen embrittlement of steels: A review of experimental, modelling and design progress from atomistic to continuum / O. Barrera, D. Bombac, Y. Chen, T.D. Daff, E. Galindo-Nava, P. Gong, D. Haley, R. Horton, I. Katarov, J. R. Ker-mode, C. Liverani, M. Stopher, and F. Sweeney // J. of Mater. Sci. – 2018. – 53, № 9. – P. 6251–6290. DOI: 10.1007/s10853-017-1978-5*
5. *Martin M. L. and Sofronis P. Hydrogen-induced cracking and blistering in steels: A review // J. of Natural Gas Sci. and Eng. – 2022. – 101. – Article number 104547. DOI: 10.1016/j.jngse.2022.104547*
6. *Dmytrakh I. M., Syrotyuk A. M., and Leshchak R. L. Specific features of the deformation and fracture of low-alloy steels in hydrogen-containing media: Influence of hydrogen concentration in the metal // Materials Science. – 2018. – 54, № 3. – P. 295–308. DOI:10.1007/s11003-018-0186-z*
7. *Dmytrakh I. M., Leshchak R. L., and Syrotyuk A. M. Experimental study of low concentration diffusible hydrogen effect on mechanical behaviour of carbon steel // Structural Integrity. – 2020. – 16. – P. 32–37. DOI: 10.1007/978-3-030-47883-4_6*
8. *Peculiarities of fatigue fracture of high-alloyed heat-resistant steel after its operation in steam turbine rotor blades / H. Krechkovska, M. Hredil, O. Student, L. Svirska, S. Krechkovska, I. Tsybailo, and P. Solovei // Int. J. of Fatigue. – 2023. – 167. – Article number 107341. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2022.107341*
9. *Ong Z. C., Rahman A. G. A., and Ismail Z. Determination of damage severity on rotor shaft due to crack using damage index derived from experimental modal data // Experimental Techniques. – 2014. – 38, № 5. – P. 18–30. DOI: 10.1111/j.1747-1567.2012.00823x*
10. *The effect of steady torsion on fatigue crack growth in shafts / M. Fonte, L. Reis, F. Romeiro, B. Li, and M. Freitas // Int. J. of Fatigue. – 2006. – 28, № 5–6. – P. 609–636. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2005.06.051*
11. *Pan'ko I. N., Riznychuk R. V., and Kapinos A. V. Determination of the crack resistance of shafts in the complex stressed condition // Soviet Materials Science. – 1986. – 21, № 4. – P. 360–364. DOI: 10.1007/BF00726563*
12. *Estimation of fatigue crack growth rate in heat-resistant steel by processing of digital images of fracture surfaces / P. Maruschak, R. Vorobel, O. Student, I. Ivasenko, H. Krechkovska, O. Berehulyak, T. Mandziy, L. Svirska, and O. Prentkovskis // Metals. – 2021. – 11, № 11. – Article number 1776. DOI: 10.3390/met11111776*

Одержано 04.01.2023