



FATIGUE CRACK INITIATION LIFE PREDICTION FOR RAILWAY AXLE OF MC CARGO WAGON

Do Duc Tuan, Vu Tuan Dat*

University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam.

ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 11/02/2020

Revised: 26/02/2020

Accepted: 26/02/2020

Published online: 29/02/2020

<https://doi.org/10.25073/tcsj.71.2.4>

* Corresponding author

Email: datvt@utc.edu.vn; Tel: 0977551375

Abstract. In order to predict fatigue crack initiation life of railway axle of MC cargo wagons, the structural dynamics analysis of finite element model of wheel-axle assembly was carried out under load time histories with the effects of vertical dynamic load factor and contact stress of interference fit between wheel and axle are considered. The stress time histories, as the results of structural dynamics analysis, were used to calculate the fatigue life of railway axle based on the nominal stress-life method. The $S-N$ curve of material was established and corrected by using *Goodman* formula and $p(\%)$ probability of survival. The calculate results show that: with $p(95\%)$ probability of survival or railway wagons speed of 60 km/h, the railway axle ensures design life requirements according to *QCVN 87: 2015/BGTVT*.

Keywords: railway axle, cargo wagons, fatigue crack initiation life, nominal stress-life method, finite element model, structural dynamics analysis.

© 2020 University of Transport and Communications



DỰ BÁO TUỔI THỌ ĐẾN KHI XUẤT HIỆN VẾT NỨT MỎI CHO TRỤC BÁNH XE CỦA TOA XE HÀNG MC

Đỗ Đức Tuấn, Vũ Tuấn Đạt*

Trường Đại học Giao thông vận tải, Số 3 Cầu Giấy, Hà Nội, Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 11/02/2020

Ngày nhận bài sửa: 26/02/2020

Ngày chấp nhận đăng: 26/02/2020

Ngày xuất bản Online: 29/02/2020

<https://doi.org/10.25073/tcsj.71.2.4>

* Tác giả liên hệ

Email: datvt@utc.edu.vn; Tel: 0977551375

Tóm tắt. Để dự báo tuổi thọ đến khi xuất hiện vết nứt mỏi cho trục bánh xe của toa xe hàng MC, phân tích động lực học kết cấu được thực hiện với mô hình phần tử hữu hạn của bộ trục bánh xe dưới tác dụng của tải trọng trên miền thời gian có kể đến ảnh hưởng của hệ số tải trọng động thẳng đứng và ứng suất mỏi lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe. Số liệu ứng suất trên miền thời gian, có được từ kết quả phân tích động lực học kết cấu, được dùng để tính toán tuổi thọ mỏi cho trục bánh xe trên cơ sở phương pháp ứng suất danh nghĩa. Đường cong mỏi $S-N$ của vật liệu được xây dựng và hiệu chỉnh theo ứng suất trung bình bằng công thức của Goodman và phần trăm xác suất không hỏng. Kết quả tính toán cho thấy: với xác suất không hỏng $p(95\%)$ hoặc vận tốc toa xe là 60 km/h , trục bánh xe đều đảm bảo yêu cầu về tuổi thọ thiết kế theo QCVN 87: 2015/BGTVT.

Từ khóa: trục bánh xe, toa xe hàng, tuổi thọ đến khi xuất hiện vết nứt mỏi, phương pháp ứng suất danh nghĩa, mô hình phần tử hữu hạn, phân tích động lực học kết cấu.

© 2020 Trường Đại học Giao thông vận tải

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

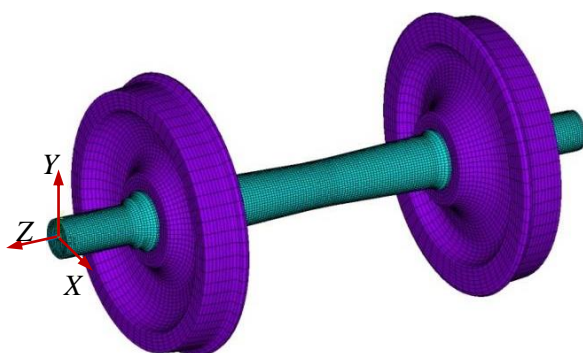
Trong các bộ phận chạy xe của đầu máy - toa xe, thì trục bánh xe là một trong những kết cấu chịu tải quan trọng. Trong vận hành, trục bánh xe thường xuyên chịu tải trọng động và tải trọng thay đổi có chu kỳ, vì vậy trục bánh xe có yêu cầu về độ bền và độ bền mỏi cao. Khi nghiên cứu về độ bền và độ bền mỏi của trục bánh xe của đầu máy - toa xe, một số tác giả đã áp dụng các phương pháp phân tích ở cả giai đoạn xuất hiện vết nứt mỏi và giai đoạn phát triển vết nứt mỏi để dự báo tuổi thọ mỏi và xác định độ tin cậy của chi tiết [1, 2, 3]. Đồng

thời, các nghiên cứu thực nghiệm về độ bền mỏi cũng được tiến hành nhằm xác định các đặc trưng mỏi của vật liệu và nâng cao an toàn vận hành cho trục bánh xe [4, 5]. Ở trong nước, một số mô hình lý thuyết và phương pháp phân tích mỏi đã được áp dụng khi nghiên cứu độ bền mỏi cho các kết cấu chạy xe trên đầu máy D9E [6]. Trong đó, phương pháp lý thuyết đồng dạng phá hủy mỏi được một số tác giả nghiên cứu phát triển và áp dụng cho các kết cấu chạy xe trên đầu máy D19E [7].

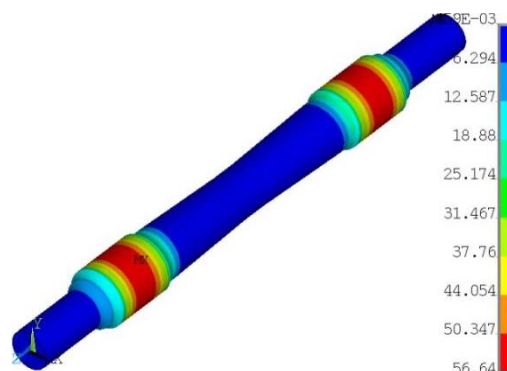
Tuy nhiên, các nghiên cứu trong nước về độ bền mỏi kết cấu chạy xe phần lớn tập trung cho đầu máy diesel, đối với toa xe thì số lượng các nghiên cứu còn hạn chế [8]. Trong bài báo này, trên cơ sở mô hình phần tử hữu hạn (PTHH) của bộ trục bánh xe, tác giả tiến hành nghiên cứu dự báo tuổi thọ đến khi xuất hiện vết nứt mỏi (*Fatigue crack initiation life*) cho trục bánh xe của toa xe hàng MC (chở container) dưới tác dụng của tải trọng thay đổi trên miền thời gian, có kể đến ảnh hưởng của trạng thái lắp ghép giữa trục và bánh xe, hệ số tải trọng động phụ thuộc vận tốc toa xe và xác suất không hỏng.

2. XÂY DỰNG MÔ HÌNH PTHH CHO BỘ TRỤC BÁNH XE

Trục bánh xe được chế tạo từ thép A2, có giới hạn bền $\sigma_b \approx 650 \div 750 \text{ N/mm}^2$, giới hạn chảy $\sigma_{s-min} \approx 360 \text{ N/mm}^2$ [9], đường kính danh nghĩa cổ trục lắp bánh xe $d = 178 \text{ mm}$. Bánh xe được chế tạo bằng phương pháp cán, rèn hoặc đúc, đường kính danh nghĩa vòng tròn lăn $2R = 0,78 \text{ m}$. Vật liệu chế tạo bánh xe là thép C64GW-T-A hoặc GC64GW-T-A, có giới hạn bền $\sigma_b \approx 930 \div 1130 \text{ N/mm}^2$, giới hạn chảy $\sigma_{s-min} \approx 740 \text{ N/mm}^2$ [10]. Lắp ghép giữa bánh xe và trục bánh xe là lắp ghép có độ dôi với độ dôi $J = 0,17 \div 0,292 \text{ mm}$ [11].



Hình 1. Mô hình PTHH của bộ trục bánh xe.

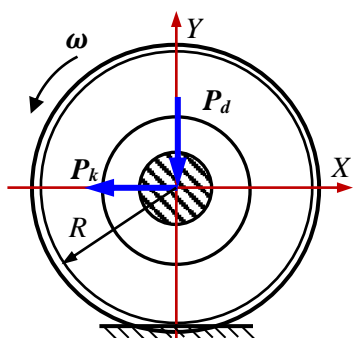


Hình 2. Phân bố ứng suất Von-mises trên trục, σ_V (N/mm²).

Để xem xét ảnh hưởng của mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe thì cần thiết phải xây dựng mô hình PTHH của cả trục và bánh xe. Khi xây dựng mô hình PTHH bằng phần mềm ANSYS, giả thiết: bỏ qua các góc lượn, cạnh vát và lỗ nhỏ không ảnh hưởng nhiều đến độ bền của kết cấu; độ dôi lắp ghép giữa trục và bánh xe $J = 0,2 \text{ mm}$. Sử dụng phần tử Solid45 để chia lưới PTHH kiểu lục diện cho trục và bánh xe với tham số vật liệu: khối lượng riêng, $\delta \approx 7,8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$; mô đun đàn hồi, $E \approx 2,1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$; hệ số Poisson, $\mu \approx 0,29$. Để mô phỏng các bề mặt tiếp xúc giữa trục và bánh xe, sử dụng cặp phần tử tiếp xúc Targe170 và Conta174. Mô hình PTHH của bộ trục bánh xe như trên Hình 1, gồm 103547 điểm nút (nodes), 89840 phần tử (elements) Solid45 và 5120 phần tử Targe170 và Conta174. Mối lắp ghép có độ dôi giữa trục và bánh xe sẽ gây ra ứng suất ban đầu trên trục, như trên Hình 2 là phân bố ứng suất tương đương Von-mises (σ_V), với $\sigma_{V-max} = 56,64 \text{ N/mm}^2$.

3. XÁC ĐỊNH TẢI TRỌNG TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BÁNH XE

Như đã biết, mỗi là hiện tượng kết cấu khi chịu tác động của tải trọng thay đổi có chu kỳ sẽ làm tính vĩnh cửu tại một hoặc một số điểm của kết cấu có sự tổn hại nhất định. Khi vận hành, trục bánh xe chịu nhiều loại tải trọng khác nhau, có tần số và biên độ xác định hoặc ngẫu nhiên, như: tải trọng thẳng đứng do các khối lượng phía trên trục bánh xe, tải trọng động do đường ray không bằng phẳng và dao động của khối lượng phía trên lò xo, lực quán tính khi phanh và khi toa xe vào đường cong, tải trọng do gió ngang, ... Khi nghiên cứu độ bền mỏi của kết cấu chạy xe, một số công trình sử dụng phổ mấp mô của đường ray được tiêu chuẩn hóa [3] hoặc coi biên dạng đường ray có dạng hàm điều hòa, thông qua mô phỏng động lực học để xác định tải trọng tác động lên kết cấu [8, 12].



$$\begin{cases} \omega = \frac{V}{R}; & T = \frac{2\pi}{\omega} \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \vec{P}_d = \vec{P}_{d-x} + \vec{P}_{d-y} \\ P_{d-x} = -P_d \sin(\omega t); P_{d-y} = -P_d \cos(\omega t) \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \vec{P}_k = \vec{P}_{k-x} + \vec{P}_{k-y} \\ P_{k-x} = -P_k \sin(\omega t + \pi/2); P_{k-y} = -P_k \cos(\omega t + \pi/2) \end{cases} \quad (3)$$

Hình 3. Tải trọng tác động lên trục.

Trong bài báo này, giả thiết: toa xe chuyển động ổn định với vận tốc không đổi, tải trọng tác động lên mỗi cổ trục lắp ổ bi của trục bánh xe bao gồm: tải trọng thẳng đứng (P_d) do các khối lượng phía trên trục bánh xe và lực kéo dọc theo chiều chuyển động của toa xe (P_k), như trên Hình 3. Các tải trọng được phân thành hai thành phần theo phương X và Y có dạng hàm điều hòa với tham số biên tần phụ thuộc vận tốc chuyển động của toa xe (V , với vận tốc tối đa của toa xe hàng, $V_{max} = 100 \text{ km/h}$ [13]) và đường kính vòng tròn lăn của bánh xe ($2R$) theo các công thức (1), (2) và (3). Trong đó, P_d có kể đến hệ số tải trọng động thẳng đứng (K_{d-y}) do đường ray không bằng phẳng gây ra dao động của khối lượng phía trên lò xo. Giả thiết bánh xe không bị trượt quay, lực kéo (P_k) bằng lực bám và hệ số bám không phụ thuộc vận tốc, ta có [13]:

$$P_k = P_\varphi = \frac{q_0}{2} \frac{g}{1000} \varphi \approx 17,17 \text{ (kN)} \quad (4)$$

$$P_d = \frac{1}{2} K_{d-y} P_{t-y} \quad (5)$$

Với:

$$P_{t-y} = \left(\frac{m_0 - m_r n_r n_{gc}}{n_r n_{gc}} \right) \frac{g}{1000} \approx 128,36 \text{ (kN)} \quad (6)$$

$$K_{d-y} = 1 + \left[\frac{1}{f_t} (a + bV) + \frac{cd}{\sqrt{f_t}} \right] \quad (7)$$

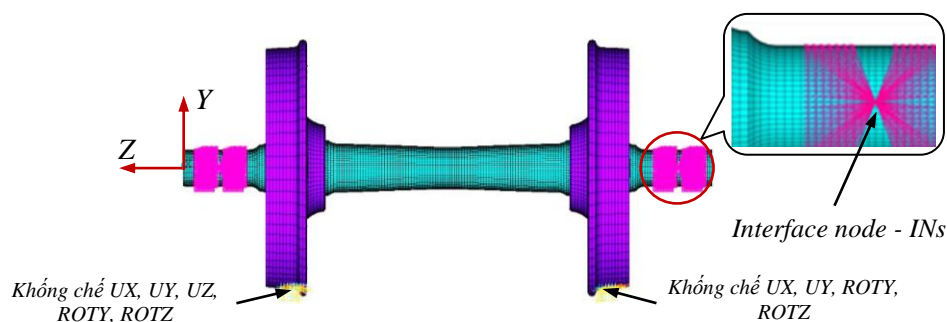
$$f_t = \frac{(m_{th} + n_{gc} m_{xn})}{k_{\Sigma}} g \approx 37,45 \text{ (mm)} \quad (8)$$

Trong đó: P_{ϕ} – lực bám tương ứng với trọng lượng bám cho phép đặt lên mỗi trục; ϕ - hệ số bám giữa bánh xe và ray, $\phi = 0,25$; P_{t-y} – tải trọng tĩnh thẳng đứng tác dụng lên mỗi trục; f_t – độ nhún tĩnh do khối lượng phía trên lò xo; q_0 - tải trọng cho phép đặt lên mỗi trục, $q_0 = 14000 \text{ kg}$; m_0 – khối lượng toàn bộ toa xe khi đầy tải, $m_0 = 56000 \text{ kg}$; m_{tr} – khối lượng một bộ trục bánh xe, $m_{tr} = 916 \text{ kg}$; m_{th} – khối lượng thùng xe khi đầy tải, $m_{th} = m_0 - 2m_{gc} = 49200 \text{ kg}$; m_{gc} – khối lượng một giá chuyển hướng, $m_{gc} = 2 m_{tr} + 2m_{mg} + m_{xn} = 3400 \text{ kg}$; m_{mg} – khối lượng một má giá, $m_{mg} = 599 \text{ kg}$; m_{xn} – khối lượng một xà nhún, $m_{xn} = 370 \text{ kg}$; n_{gc} – số lượng giá chuyển hướng trên một toa xe, $n_{gc} = 2$; n_{tr} – số lượng bộ trục bánh xe trên một giá chuyển hướng, $n_{tr} = 2$; g – gia tốc trọng trường; a và c – hệ số thực nghiệm cho bộ phận dưới lò xo của giá chuyển hướng, $a = 3,5$ và $c = 0,569$; b – hệ số thực nghiệm, $b = 0,05$; d – hệ số thực nghiệm đối với toa xe hàng, $d = 1,65$. V – vận tốc chuyển động toa xe (km/h). Xem xét ở bốn giá trị vận tốc của toa xe khác nhau, tính được các giá trị K_{d-y} , P_d và tham số biên tần của tải trọng tác dụng, như trong Bảng 1.

Bảng 1. Giá trị K_{d-y} , P_d và tham số biên tần theo vận tốc toa xe.

Vận tốc toa xe V (km/h)	K_{d-y}	P_y (kN)	T (s)	ω (rad/s)
40	1,30	83,45	0,22	28,49
60	1,33	85,17	0,15	42,74
80	1,35	86,88	0,11	56,98
100	1,38	88,59	0,09	71,23

4. PHÂN TÍCH ĐỘNG LỰC HỌC KẾT CẤU

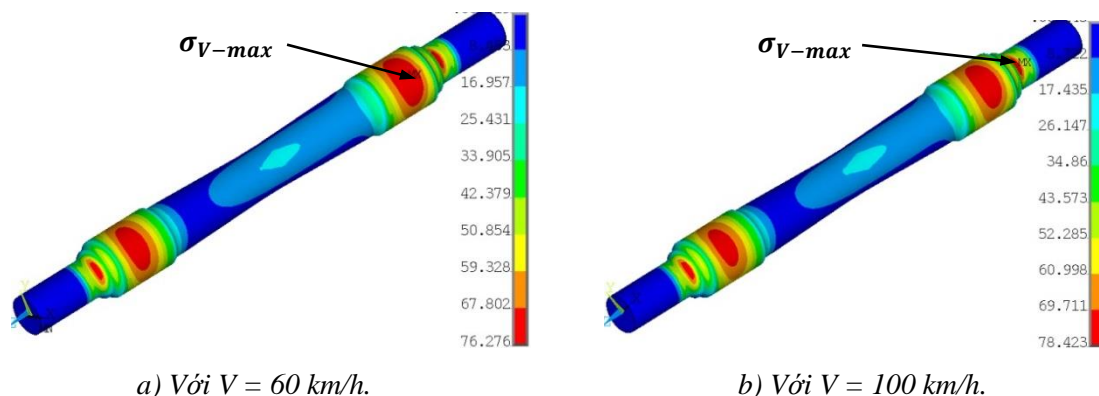


Hình 4. Điều kiện biên khi phân tích động lực học kết cấu.

Phân tích động lực học kết cấu dưới tác dụng của tải trọng thay đổi trên miền thời gian nhằm thu được chu trình ứng suất của các điểm nút (*nodes*) của mô hình PTHH để dùng cho tính toán tuổi thọ mỏi. Để đặt lực lên mô hình PTHH, tại hai vị trí trung tâm của hai cỗ trục lắp ổ bi, thiết lập hai điểm nút ngoài (*Interface nodes - INs*) độc lập với trục và nằm trên đường tâm trục. Các điểm nút *INs* liên kết với các điểm nút trên bề mặt cỗ trục lắp ổ bi bằng liên kết cứng đa điểm (*Multipoint constraint - Rigid region*), như trên Hình 4. Các điểm nút ở vị trí tiếp xúc với ray (tại một phần của mặt lăn và lợi bánh xe) của một bên bánh xe được khống chế 5 bậc tự do: 3 bậc tự do tịnh tiến UX, UY, UZ và 2 bậc tự do quay quanh các trục ROTY, ROTZ. Các điểm nút tương ứng của bên bánh xe còn lại khống chế 4 bậc tự do: UX,

UY và ROTY, ROTZ. Tại các điểm nút INs , đặt các thành phần lực P_{d-x} , P_{d-y} , P_{k-x} và P_{k-y} dưới dạng hàm điều hòa như công thức (2) và (3) với tham số biên tần phụ thuộc vận tốc toa xe được cho trong Bảng 1, giá trị $P_k = \text{const} = 17,17 \text{ kN}$.

Tiến hành phân tích động lực học kết cấu với thời gian $t = 2$ giây, với bước thời gian (time increment) $\Delta t = 0,01$ giây, tương ứng với 200 bước tải trọng. Trên Hình 5 là phân bố ứng suất Von-mises của trục tương ứng với bước tải trọng thứ 2 ở các trường hợp toa xe chuyển động với vận tốc $V = 60 \text{ km/h}$ và $V = 100 \text{ km/h}$. Thông qua khảo sát ở các bước tải trọng khác nhau, có thể thấy: khu vực tập trung ứng suất thường xuất hiện ở bộ trục lắp bánh xe và phần góc lượn chuyển tiếp thứ nhất giữa cổ trục lắp ổ bi và bộ trục lắp bánh.



Hình 5. Phân bố ứng suất Von-mises của trục ở bước tải trọng thứ 2 ($t = 0.02$ giây).

5. DỰ BÁO TUỔI THỌ MỎI CỦA TRỤC BÁNH XE

Để tính toán tuổi thọ cho đến khi xuất hiện vết nứt mỏi (*Fatigue Crack Initiation Life*), bài báo lựa chọn phương pháp phân tích độ bền mỏi theo ứng suất danh nghĩa (*Nominal stress-life method*) [14] bằng phần mềm *Ansys15.0 nCode-DesignLife*.

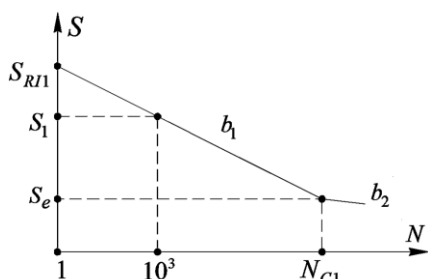
5.1. Xây dựng đường cong mỏi $S-N$ của vật liệu và mô hình tổn hại mỏi tích lũy

Đường cong mỏi $S-N$ là quan hệ giữa phạm vi biến thiên ứng suất (S) và số chu trình dẫn đến xuất hiện vết nứt mỏi hay tuổi thọ mỏi (N) như trên Hình 6. Trong đó, S_{RII} - phạm vi ứng suất tương ứng với $N = 1$; S_I - phạm vi ứng suất tương ứng với $N = 10^3$; S_e - giới hạn mỏi tương ứng với $N_{CI} = 10^5 \div 10^7$; b_1 và b_2 - góc nghiêng của các đoạn thẳng. Các giá trị này được phần mềm *Ansys nCode-DesignLife* tính gần đúng theo công thức (9) [15].

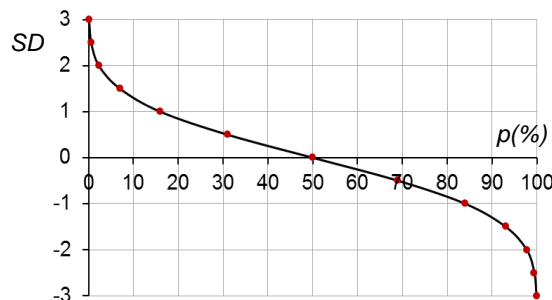
$$\begin{cases} S_1 \approx 0.9\sigma_b; & S_e \approx 0.357\sigma_b; & S_{RII} \approx \frac{2S_e}{(N_{CI})^{b_1}}; \\ b_1 \approx \frac{(\lg S_e - \lg S_1)}{(\lg N_{CI} - 3)}; & b_2 \approx \frac{b_1}{(2 + b_1)} \end{cases} \quad (9)$$

Tuy nhiên, đường $S-N$ lý thuyết được xây dựng với xác suất không hỏng $p(50\%)$ không đảm bảo yêu cầu với kết cấu cơ khí. Tuổi thọ N_p với xác suất không hỏng là $p(\%)$ được tính từ độ lệch chuẩn SD (*Standard deviation*) so với $N_{50\%}$ theo sai số chuẩn SE (*Standard error*) của $\lg N_p$, với mối quan hệ giữa SD và $p(\%)$ như trên Hình 7 [15]. Đường cong $S-N$ có kể đến $p(\%)$ được gọi là đường $p-S-N$. Ví dụ: với vật liệu thép, chọn $SE = 0,1$, với xác suất không hỏng là $p(97,7\%)$ ta có $SD = -2$. Như vậy, tính được: $\lg N_{97,7\%} = \lg N_{50\%} - 0,2 \rightarrow N_{97,7\%} \approx N_{50\%} \times 10^{-0,2}$.

Mặt khác, đường $S-N$ được xây dựng với chu trình ứng suất dạng tuần hoàn đối xứng với phạm vi biến thiên ứng suất $S = const$ và ứng suất trung bình $S_m = 0$. Đối với chu trình với ứng suất ngẫu nhiên và có $S_m \neq 0$, phần mềm sử dụng thuật toán giọt mưa (*Rainflow-counting algorithm*) [16] để thống kê chu trình ứng suất thành các mức phạm vi S_i với số chu trình tương ứng là n_i .



Hình 6. Đường cong mỏi S-N.



Hình 7. Quan hệ giữa SD và xác suất không hỏng p(%).

Đồng thời, sử dụng phương pháp hiệu chỉnh S theo S_m theo công thức Goodman [14]:

$$S = 2S_e \left(1 - \frac{S_m}{\sigma_b} \right) \quad (10)$$

Bài báo sử dụng mô hình tổn hại mỏi tích lũy tuyến tính của Miner [17] thông qua các công thức (11):

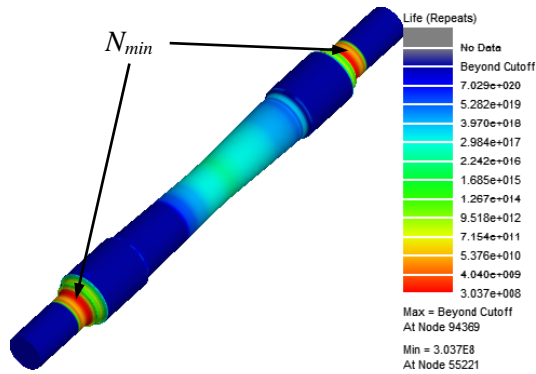
$$\frac{W_i}{W} = \frac{n_i}{N_i} = D_i \quad \text{và} \quad \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = \sum_{i=1}^m D_i = D \quad (11)$$

Trong đó: W_i - năng lượng hấp thụ do mức ứng suất S_i với n_i chu trình, $i = 1, 2, \dots, k$; W - giới hạn năng lượng hấp thụ trước khi xuất hiện vết nứt mỏi; D_i và N_i – tương ứng là tổn hại mỏi tích lũy và tuổi thọ đến khi xuất hiện vết nứt mỏi khi chịu tác động của n_i chu trình với phạm vi ứng suất S_i , khi $D = 1$ sẽ xuất hiện vết nứt mỏi

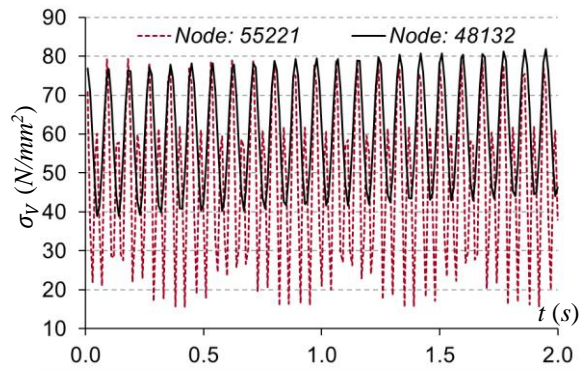
5.2. Kết quả tính toán tuổi thọ mỏi cho trục bánh xe

Kết quả phân tích bằng phần mềm *Ansys15.0 nCode-DesignLife* cho thấy: vị trí có tuổi thọ mỏi thấp nhất (N_{min}) của trục nằm ở phần góc lượn chuyển tiếp thứ nhất giữa cổ trục lắp ổ bi và bệ trục lắp bánh xe, như trên Hình 8. Phần bệ trục lắp bánh xe tuy cũng là vùng có ứng suất cao, nhưng lại có tuổi thọ mỏi rất lớn. Điều này có thể lý giải bằng thống kê chu trình ứng suất Von-mises của điểm nút trên bệ trục lắp bánh xe (Node: 48132) và điểm nút trên phần góc lượn chuyển tiếp thứ nhất giữa cổ trục lắp ổ bi và bệ trục lắp bánh xe (Node: 55221), như trên Hình 9, Hình 10 và Bảng 2. Điểm nút 48132 có giá trị ứng suất lớn nhất ($\sigma_{V-max}^{(48132)} = 81,89 \text{ N/mm}^2$) và nhỏ nhất ($\sigma_{V-min}^{(48132)} = 38,97 \text{ N/mm}^2$), đều lớn hơn so với giá trị tương ứng của điểm nút 55221 ($\sigma_{V-max}^{(55221)} = 79,36 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{V-min}^{(55221)} = 15,57 \text{ N/mm}^2$). Vì vậy, các giá trị ứng suất trung bình (S_{m-i}) của điểm nút 48132 nói chung cũng đều lớn hơn so với điểm nút 55221. Tuy nhiên, trong cùng một khoảng thời gian, tổng số chu trình ứng suất ($\sum n_i$) và đa phần phạm vi biến thiên ứng suất (S_i) của điểm nút 55221 đều lớn hơn so với giá trị tương ứng của điểm nút 48132. Như vậy có thể thấy, phạm vi biến thiên và số chu trình ứng suất có ảnh hưởng rất lớn đến tuổi thọ mỏi của kết cấu so với giá trị ứng suất trung bình.

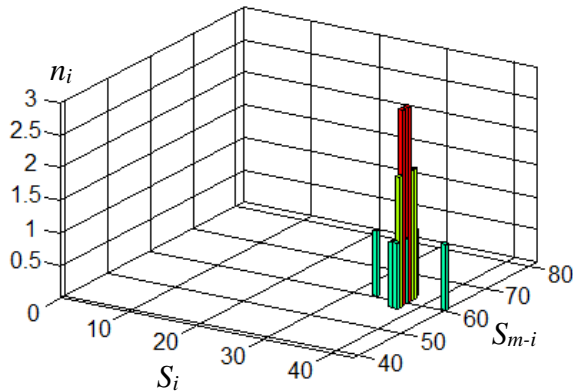
Kết quả tính toán tuổi thọ mỗi nhỏ nhất (N_{min}) đến khi xuất hiện vết nứt mỗi (theo số chu trình và thời gian tính bằng số năm vận hành liên tục không nghỉ) của trục bánh xe khi toa xe vận hành ở các khoảng vận tốc và mức xác suất không hỏng khác nhau được cho trong Bảng 3. Có thể thấy ở hai trường hợp: xác suất không hỏng là $p(95\%)$ với mọi khoảng vận tốc và vận tốc toa xe $V = 60 \text{ km/h}$ với các mức xác suất không hỏng từ $p(50\%)$ đến $p(99,9\%)$ thì trục bánh xe đều đảm bảo theo *QCVN 87-2015-BGTVT* [18] với yêu cầu tuổi thọ thiết kế của các bộ phận của giá chuyển hướng không nhỏ hơn 30 năm. Ở 3 trường hợp: khi toa xe vận hành ở vận tốc $V = 100 \text{ km/h}$ với mức xác suất không hỏng là $p(99\%)$, $p(99,9\%)$ và khi toa xe vận hành với vận tốc $V = 80 \text{ km/h}$ với mức xác suất không hỏng là $p(99,9\%)$ thì trục bánh xe không đảm bảo yêu cầu về tuổi thọ thiết kế. Tuy nhiên, trong thực tế thì vận tốc trung bình của toa xe hàng ở Việt Nam hiện nay chỉ đạt ở mức $V \leq 60 \text{ km/h}$, với điều kiện vận hành như vậy thì trục bánh xe luôn thỏa mãn yêu cầu tuổi thọ thiết kế không nhỏ hơn 30 năm.



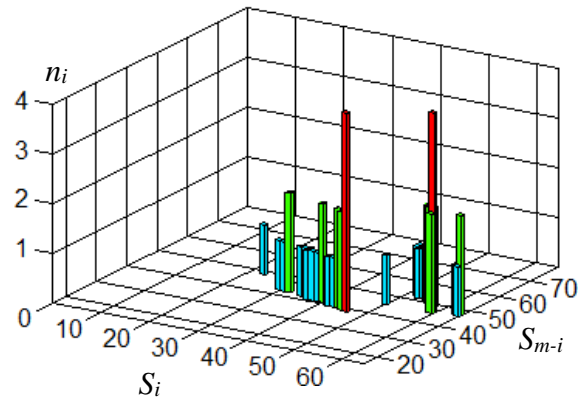
Hình 8. Phân bố tuổi thọ mỗi của trục bánh xe với $V = 80 \text{ km/h}$, $p(\%) = 99,9\%$.



Hình 9. Chu trình ứng suất Von-mises của các điểm nút điển hình với $V = 100 \text{ km/h}$.



a) Node: 48132.



b) Node: 55221.

Hình 10. Biểu đồ thống kê chu trình ứng suất Von-mises của các điểm nút.

Bảng 2. Thông kê chu trình ứng suất Von-mises và tuổi thọ mỗi của các điểm nút với $V = 100 \text{ km/h}$, $p(99,9\%)$ trong khoảng thời gian $t = 2$ giây

Điểm nút	Phạm vi thay đổi ứng suất lớn nhất (S_{i-max})	Tổng số chu trình ($n = \sum n_i$)	Tuổi thọ mỗi (N)
Node: 48132	42,92	23	$> 10^{22}$
Node: 55221	63,79	46	$3,04 \times 10^8$

Bảng 3. Kết quả tính toán tuổi thọ mỗi của trục bánh xe

Xác suất không hỏng ($p(\%)$)	Tuổi thọ mỗi nhỏ nhất (N_{min})							
	$V = 40 \text{ km/h}$		$V = 60 \text{ km/h}$		$V = 80 \text{ km/h}$		$V = 100 \text{ km/h}$	
	Chu trình	Năm	Chu trình	Năm	Chu trình	Năm	Chu trình	Năm
$p(50\%)$	4,67E+09	296,30	2,52E+09	159,94	1,62E+09	102,61	1,10E+09	69,89
$p(90\%)$	2,63E+09	167,05	1,42E+09	90,18	9,12E+08	57,86	6,22E+08	39,42
$p(95\%)$	2,24E+09	141,93	1,21E+09	76,61	7,75E+08	49,16	5,28E+08	33,49
$p(99\%)$	1,68E+09	106,42	9,06E+08	57,46	5,81E+08	36,85	3,96E+08	25,11
$p(99,9\%)$	1,28E+09	81,05	6,95E+08	44,07	4,46E+08	28,27	3,04E+08	19,26

6. KẾT LUẬN

Trên cơ sở mô hình PTHH và phương pháp phân tích độ bền mỗi theo ứng suất danh nghĩa, bài báo đã tiến hành phân tích động lực học kết cấu và tính toán tuổi thọ đến khi xuất hiện vết nứt mỗi cho trục bánh xe của toa xe hàng MC. Khi tính toán tuổi thọ mỗi của trục bánh xe có kể đến ảnh hưởng của một số yếu tố như: trạng thái lắp ghép giữa trục và bánh xe, hệ số tải trọng động thẳng đứng phụ thuộc vận tốc của toa xe và mức xác suất không hỏng. Kết quả tính toán cho thấy: với điều kiện xác suất không hỏng là $p(95\%)$ hoặc vận tốc toa xe $V = 60 \text{ km/h}$ thì trục bánh xe đều đảm bảo yêu cầu về tuổi thọ thiết kế theo QCVN 87-2015-BGTVT [18].

Kết quả nghiên cứu của bài báo có thể được sử dụng làm tài liệu tham khảo cho các nghiên cứu liên quan đến tuổi bền và độ tin cậy, tối ưu hóa kết cấu cho các bộ phận chạy xe trên phương tiện đường sắt. Đồng thời, phát triển hướng nghiên cứu tiếp theo là xác định tuổi thọ mỗi cho các kết cấu chạy xe trong giai đoạn phát triển vết nứt (*Fatigue crack propagation life*).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. S. Beretta, M. Carboni, S. Cantini, A. Ghidini, Application of Fatigue Crack Growth Algorithms to Railway Axles and Comparison of Two Steel Grades, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 218 (2004) 317-326. <https://doi.org/10.1243/0954409043125888>
- [2]. R. Lundén, T. Vernersson, A. Ekberg, Railway Axle Design: To be Based on Fatigue Initiation or Crack Propagation?, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 224 (2010) 445-453. <https://doi.org/10.1243/09544097JRRT384>
- [3]. L. H. Zhao, K. L. Zhang, H. J. Zhang, Stress Spectrum Analysis and Fatigue Life Prediction about Wheel Axle of High-Speed Power Car, Journal of Traffic and Transportation Engineering, 8 (2008) 27-32.
- [4]. M. Novosad, R. Fajkos, B. Reha, R. Reznicek, Fatigue Tests of Railway Axles, Procedia Engineering, 2 (2010) 2259-2268. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2010.03.242>
- [5]. M. Filippini, M. Luke, I. Varfolomeev, D. Regazzi, S. Beretta, Fatigue Strength Assessment of Railway Axles Considering Small-Scale Tests and Damage Calculations, Procedia Structural Integrity, 4 (2017) 11-18. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2017.07.013>

- [6]. Đỗ Đức Tuấn, Đánh giá độ bền và độ bền mỏi kết cấu giá xe, giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy diesel, Nhà xuất bản Xây dựng, Hà Nội, 2005
- [7]. Phạm Lê Tiến, Nghiên cứu đánh giá độ bền và tuổi thọ mỏi của khung giá chuyển hướng và trục bánh xe đầu máy D19E vận dụng trên đường sắt Việt Nam, Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Đại học Giao thông Vận tải, 2011. <http://luanan.nlv.gov.vn/luanan?a=cl&cl=CL1&sp=TTcFfzJsYMe>
- [8]. Đỗ Đức Tuấn, Vũ Tuấn Đạt, Đánh giá tuổi thọ mỏi cho khung giá chuyển hướng của toa xe hàng MC, Tạp chí Khoa học Giao thông Vận tải, 70 (2019) 1-10. <https://doi.org/10.25073/tcsj.70.1.1>
- [9]. TCVN 9535-3:2012, Phương tiện giao thông đường sắt – Vật liệu đầu máy toa xe – Phần 3: Trục của đầu máy và toa xe – Yêu cầu về chất lượng, 2012.
- [10]. TCVN 9535-6:2012, Phương tiện giao thông đường sắt – Vật liệu đầu máy toa xe – Phần 6: Bánh xe liền khối của đầu máy và toa xe – Yêu cầu kỹ thuật khi cung cấp, 2012.
- [11]. TCVN 9535-7:2012, Phương tiện giao thông đường sắt – Vật liệu đầu máy toa xe – Phần 7: Bộ trục bánh xe của đầu máy và toa xe – Yêu cầu về chất lượng, 2012.
- [12]. F. Dikmen, M. Bayraktar, R. Guclu, Dynamic Analysis of Rail Vehicle Axle, Sadhana, 38 (2013) 265-280. <https://www.ias.ac.in/article/fulltext/sadh/038/02/0265-0280>
- [13]. TCVN 9983:2013, Phương tiện giao thông đường sắt – Toa xe – Yêu cầu thiết kế, 2013.
- [14]. W. X. Tao, Fatigue Life Prediction of Structures, China: National Defence Industry Press, 2003.
- [15]. HBM – nCode, DesignLife – Theory Guide, Printed by HBM United Kingdom, 2013.
- [16]. M. Matsuishi, T. Endo, Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress, Japan Society of Mechanical Engineers, Jukvoka, Japan, 1968.
- [17]. M. A Miner, Cumulative Damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics, 12 (1945) 159-164.
- [18]. QCVN 87-2015-BGTVT, Quy chuẩn kỹ thuật quốc gia về phương tiện giao thông đường sắt – Giá chuyển hướng toa xe – Yêu cầu kỹ thuật, 2015.