



DEVELOPING SOFTWARE FOR ASSESSING THE RELIABILITY OF SLIDING BEARING JOINT SYSTEMS BASED ON HYDRODYNAMIC LUBRICATION THEORY

Tran Van Hieu¹, Do Duc Tuan^{2*}, Nguyen Duc Toan²

¹University of Transport Technology, No 54 Trieu Khuc Street, Hanoi, Vietnam

²University of Transport and Communications, No 3 Cau Giay Street, Hanoi, Vietnam

ARTICLE INFO

TYPE: Research Article

Received: 12/02/2025

Revised: 06/11/2025

Accepted: 07/11/2025

Published online: 15/12/2025

<https://doi.org/10.47869/tcsj.76.9.6>

* Corresponding author

Email: ddtuan@utc.edu.vn; Tel: 0913 905 814

Abstract: The reliability of sliding bearings and their associated systems depends on multiple factors, including structural parameters, clearance gaps, load capacity, lubricant viscosity, operating temperature, and the critical thickness of the lubricant film. According to reliability theory, a bearing support system is considered a series-connected system of interdependent components. To assess the overall system reliability, it is necessary to evaluate the individual reliability of each component (joint) while considering the influence of all relevant factors. Subsequently, a comprehensive reliability assessment of the entire system can be conducted. To achieve this, it is essential to develop software that evaluates the reliability of bearing support systems based on hydrodynamic lubrication theory. Such software facilitates the diversification of computational methods, accelerates calculation speed, and enhances the accuracy of results. This tool enables the assessment of reliability for various types of sliding bearing joints, with a primary focus on the bearing support system of crankshafts in diesel locomotive engines used in the Vietnamese railway industry.

Keywords: software development, reliability assessment, bearing support system, hydrodynamic lubrication.

© 2025 University of Transport and Communications



XÂY DỰNG PHẦN MỀM ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA HỆ MỐI GHÉP Ổ TRƯỢT TRÊN CƠ SỞ LÝ THUYẾT BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG

Trần Văn Hiếu¹, Đỗ Đức Tuấn^{2*}, Nguyễn Đức Toàn²

¹Trường Đại học Công nghệ Giao thông vận tải, Số 54 Tiểu Khu, Hà Nội, Việt Nam

²Trường 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: 12/02/2025

Ngày nhận bài sửa: 06/11/2025

Ngày chấp nhận đăng: 07/11/2025

Ngày xuất bản Online: 15/12/2025

<https://doi.org/10.47869/tcsj.76.9.6>

* Tác giả liên hệ

Email: ddtuan@utc.edu.vn; Tel: 0913 905 814

Tóm tắt. Độ tin cậy của ổ trượt nói riêng và hệ ổ trượt nói chung phụ thuộc vào nhiều yếu tố, bao gồm thông số kết cấu, khe hở mối ghép, khả năng tải, độ nhớt của dầu bôi trơn, nhiệt độ làm việc của mối ghép, chiều dày tới hạn của màng dầu bôi trơn v.v. Theo lý thuyết độ tin cậy, hệ gối đỡ ổ trượt được coi là một hệ thống các phần tử liên kết nối tiếp. Để đánh giá độ tin cậy của hệ nói chung cần đánh giá độ tin cậy riêng rẽ của các phần tử (mối ghép), có xét tới ảnh hưởng của tất cả các yếu tố đã nêu, sau đó đánh giá độ tin cậy tổng hợp của cả hệ. Để thực hiện vấn đề đã nêu, trước hết cần xây dựng một phần mềm đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ ổ trượt trên cơ sở lý thuyết bôi trơn thủy động, nhằm đa dạng hóa các phương án tính toán, tăng nhanh tốc độ tính toán và nâng cao độ chính xác của kết quả tính toán. Phần mềm này cho phép đánh giá độ tin cậy cho các loại mối ghép ổ trượt khác nhau, trong đó mục tiêu chủ yếu là cho hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ đầu máy diesel sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam.

Từ khóa: xây dựng phần mềm, đánh giá độ tin cậy, hệ gối đỡ ổ trượt, bôi trơn thủy động

© 2025 Trường Đại học Giao thông vận tải

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Đối với các sản phẩm cơ khí nhập từ nước ngoài nói chung và phương tiện đường sắt trong đó có đầu máy diesel nói riêng, các nhà sản xuất chỉ cung cấp cho người sử dụng các

thông số kỹ thuật cơ bản của sản phẩm, mà không cung cấp các thông số về độ tin cậy trong quá trình thiết kế, chế tạo. Trong khi đó, người sử dụng luôn mong muốn có được thông tin về độ tin cậy của sản phẩm sau khi chế tạo và trước khi đưa vào khai thác. Vậy, vấn đề đặt ra là có thể đánh được mức tin cậy của các sản phẩm như vậy sau quá trình thiết kế, chế tạo trước khi đưa vào khai thác hay không? Để giải quyết vấn đề này, từ các thông số kỹ thuật, thông số kết cấu cơ bản của sản phẩm, áp dụng các lý thuyết về thiết kế cơ khí theo độ tin cậy, có thể đánh giá được độ tin cậy của các sản phẩm đó trước khi đưa vào khai thác.

Độ tin cậy của ổ trượt nói riêng và hệ ổ trượt nói chung phụ thuộc vào nhiều yếu tố, bao gồm thông số kết cấu, khe hở mỗi ghép, khả năng tải, độ nhớt của dầu bôi trơn, nhiệt độ làm việc của mỗi ghép, chiều dày tới hạn của màng dầu bôi trơn v.v. Theo lý thuyết độ tin cậy, hệ gối đỡ ổ trượt được coi là một hệ thống các phần tử liên kết nối tiếp. Để đánh giá độ tin cậy của hệ nói chung cần đánh giá độ tin cậy riêng rẽ của các phần tử (mỗi ghép), có xét tới ảnh hưởng của tất cả các yếu tố đã nêu, sau đó đánh giá độ tin cậy tổng hợp của cả hệ.

Để thực hiện vấn đề đã nêu, trước hết cần xây dựng một phần mềm đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ ổ trượt trên cơ sở lý thuyết bôi trơn thủy động, nhằm đa dạng hóa các phương án tính toán, tăng nhanh tốc độ tính toán và nâng cao độ chính xác của kết quả tính toán.

Phần mềm này có thể đánh giá độ tin cậy cho các loại môi ghép ổ trượt khác nhau, trong đó mục tiêu chủ yếu là cho hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ đầu máy diesel sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam.

2. CƠ SỞ ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA MÔI GHÉP CÓ KHE HỖ BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG

2.1. Cơ sở xác định khả năng tải và độ tin cậy của môi ghép

2.1.1. Cơ sở xác định khả năng tải của môi ghép

Khả năng tải F của môi ghép được xác định theo đường kính, chiều dài, số vòng quay của trục, độ nhớt động lực của dầu bôi trơn và khe hở hướng kính của môi ghép [1,2]:

$$F = \mu \omega \frac{ld^2}{\delta^2} \Phi = \mu \frac{\pi n l d^3}{30 \delta^2} \Phi, \text{ N} \quad (1)$$

trong đó: d - đường kính danh nghĩa môi ghép, mm; l - chiều dài của môi ghép, mm; n - số vòng quay của chi tiết bị bao, r/min (v/ph); μ - độ nhớt động lực của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc, Pa.s; δ - khe hở hướng kính của môi ghép ở nhiệt độ làm việc, mm; Φ - hệ số khả năng tải.

Hệ số khả năng tải Φ được xác định gần đúng theo công thức [1,2]:

$$\Phi = m' \left(\frac{\delta}{2h_{th}} - 1 \right), \quad (2)$$

trong đó: m' - hệ số, phụ thuộc vào tỷ số $\frac{l}{d}$, được xác định theo bảng 2.7 [1,2]. h_{th} - chiều dày màng dầu tới hạn, mm.

Thay giá trị Φ trong công thức (2) vào công thức (1) ta được [1,2]:

$$F = m \cdot \frac{\pi n l d^3 \mu}{30 \delta^2} \left(\frac{\delta}{2 h_{th}} - 1 \right), \text{ N} \quad (3)$$

Khe hở hướng kính của mỗi ghép δ là đại lượng thay đổi theo nhiệt độ làm việc, vì hệ số giãn dài của vật liệu bạc gối đỡ và trục là khác nhau. Như vậy, tải trọng F là hàm số của đại lượng ngẫu nhiên khe hở mỗi ghép δ và độ nhớt động lực μ của dầu bôi trơn ở các chế độ nhiệt độ làm việc khác nhau.

Khả năng tải trung bình $\bar{F}$ được xác định trên cơ sở công thức (4) với giá trị trung bình của khe hở hướng kính trung bình $\bar{\delta}$ và độ nhớt động lực trung bình $\bar{\mu}$ [1,2]:

$$\bar{F} = m \cdot \frac{\pi n l d^3 \bar{\mu}}{30 \bar{\delta}^2} \left(\frac{\bar{\delta}}{2 h_{th}} - 1 \right), \text{ N} \quad (4)$$

2.1.2. Cơ sở xác định sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khả năng tải

Giá trị sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) s_F của khả năng tải F được xác định như sau [1,2]:

$$s_F = \sqrt{\left[\frac{\pi n l d^3}{30} m \bar{\mu} \left(\frac{2}{\bar{\delta}^3} - \frac{1}{2 \bar{\delta}^2 h_{th}} \right) \right]^2 s_{\delta}^2 + \left[\frac{\pi n l d^3}{30} \frac{m}{\bar{\delta}^2} \left(\frac{\bar{\delta}}{2 h_{th}} \right) \right]^2 s_{\mu}^2}, \text{ N} \quad (5)$$

trong đó: $\bar{\mu}$ - độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc của mỗi ghép, Pa.s; $\bar{\delta}$ - khe hở hướng kính trung bình của mỗi ghép, μm ; s_{σ} - sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khe hở mỗi ghép, mm; s_{μ} - sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của độ nhớt μ .

2.2. Xác định tải trọng hướng kính thực tế tác dụng lên gối đỡ $\bar{F}_r$ và sai lệch bình phương trung bình của tải trọng hướng kính s_{F_r}

2.2.1. Xác định tải trọng hướng kính thực tế tác dụng lên gối đỡ $\bar{F}_r$

Tải trọng này nếu không được nhà chế tạo cho trước, thì phải tiến hành tính toán lại mỗi ghép cụ thể nào đó theo các thông số kỹ thuật đã biết, nhằm xác định tải trọng hướng kính lớn nhất và tải trọng hướng kính trung bình tác dụng lên các gối đỡ.

2.2.2. Xác định sai lệch bình phương trung bình của tải trọng hướng kính s_{F_r}

Nếu không biết trước thông số này thì trong quá trình tính toán tải trọng hướng kính trung bình tác dụng lên các gối đỡ, cần xác định sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của các tải trọng đó tác dụng lên các gối đỡ đó. Ngoài ra, giá trị này cũng có thể được xác định với phân bố tải trọng trung bình là phân bố chuẩn với hệ số biến động xác định nào đó, thường là 0,1-0,4 [1-2].

2.3. Cơ sở đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ dầu máy diesel

Chỉ số độ tin cậy β hay điểm phân vị z được xác định theo công thức [2,3,4]:

$$\beta = \frac{\bar{F} - \bar{F}_r}{\sqrt{s_F^2 + s_{F_r}^2}} \quad \text{hay} \quad z = \frac{\bar{F} - \bar{F}_r}{\sqrt{s_F^2 + s_{F_r}^2}} \quad (6)$$

trong đó: $\bar{F}_r, s_{F_r}$ - giá trị trung bình (kỳ vọng) và sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của tải trọng hướng tâm (tải trọng thực tế) tác dụng lên mỗi ghép.

Độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của mỗi ghép được xác định thông qua hàm phân bố chuẩn chuẩn hóa $\Phi(\beta)$ hay $\Phi(z)$.

Hệ gối đỡ ổ trượt bao gồm nhiều mối ghép ổ trượt có khe hở bôi trơn thủy động. Các mối ghép này được coi là các phần tử của hệ thống gối đỡ. Theo lý thuyết độ tin cậy [1,3-6] các phần tử này được coi là liên kết nối tiếp. Khi đó độ tin cậy của hệ được xác định như sau:

$$P_s = \prod_{i=1}^n P_i \quad (7)$$

trong đó: P_s - độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của hệ gối đỡ; P_i - độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của phần tử (gối đỡ) thứ i nào đó; và $i = 1 \div n$.

2.4. Cơ sở xác định các thông số kỹ thuật của dầu bôi trơn trong quá trình làm việc của mỗi ghép

2.4.1. Các thông số kỹ thuật ban đầu của dầu bôi trơn

Thông thường, đối với một loại dầu bôi trơn nào đó, nhà sản xuất chỉ cung cấp các thông số về khối lượng riêng ở nhiệt độ 15 °C, độ nhớt động học ở nhiệt độ 40 °C và 100°C. Trong khi đó để tính toán độ tin cậy của mỗi ghép bôi trơn thủy động người ta lại sử dụng độ nhớt động lực ở nhiệt độ làm việc của mỗi ghép. Vì vậy, trong quá trình tính toán cần phải quy đổi độ nhớt động học sang độ nhớt động lực tương ứng với nhiệt độ làm việc của mỗi ghép. Dưới đây đơn cử giới thiệu thông số kỹ thuật của một số loại dầu bôi trơn được sử dụng cho động cơ dầu máy diesel sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam [7,8] (bảng 1).

Bảng 1. Các thông số kỹ thuật của các loại dầu bôi trơn Rubia Tir và EMD 40.

TT	Thông số kỹ thuật	Đơn vị tính	Rubia Tir 7400[1] (Cấp độ nhớt SAE 15W40)	Rubia Tir 7400 (Cấp độ nhớt SAE 15W40)	EMD 40 (PLC EMD40 CF/CF4)
1	Khối lượng riêng ở 15°C, ρ_{15}	kg/m ³	883	885	(0,884 – 0,9) g/l
2	Độ nhớt động học ở 100°C, ν_{100}	mm ² /s	14,2	14,2	14,5 – 16,3 cSt
3	Độ nhớt động học ở 40°C, ν_{40}	mm ² /s	105	105	106 cSt
4	Chỉ số độ nhớt	-	142	142	95
5	Điểm đông đặc	°C	-30	-30	- 24
6	Điểm chớp cháy cốc hở	°C	> 200	> 200	225
7	Hàm lượng kiềm	mgKOH/g	10,3	10,3	13

Theo tài liệu [8], thấy rằng dầu EMD 40 của hãng Shell thuộc nhóm 15W-40 và dầu Rubia TIR 7400 cũng thuộc nhóm 15W-40. Đối với dầu Rubia TIR 7400, trong một số tài liệu khác nhau lại cho khối lượng riêng ở 15°C là 883 và 885 kg/m³.

2.4.2. Quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn theo nhiệt độ (từ 0 đến 125°C)

Khối lượng riêng của dầu ở nhiệt độ tiêu chuẩn (15°C) được quy đổi sang các nhiệt độ khác nhau theo công thức [8]:

$$\rho = \rho_{15} \alpha_{p15} (T - 15) = \rho_{15} [1 - 0,0007(T - 15)], \text{ kg/m}^3 \quad (8)$$

trong đó: ρ_{15} - khối lượng riêng của dầu ở 15 °C ; T - nhiệt độ tính toán, °C.

2.4.3. Quy đổi độ nhớt động học và độ nhớt động lực theo nhiệt độ (từ 0 đến 125 °C)

Việc quy đổi được tiến hành theo công thức [8]:

$$\mu = \mu_0 = a \exp\left(\frac{b}{T - c}\right), \text{ Pa.s} \quad (9)$$

trong đó: $\mu = \mu_0$ - độ nhớt động lực của dầu bôi trơn tại áp suất khí quyển, Pa.s; a, b, c - các hằng số phụ thuộc vào từng loại dầu; T - nhiệt độ của dầu ở chế độ làm việc, °C.

2.4.4. Xác định dung sai độ nhớt, sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của độ nhớt động lực ở các chế độ nhiệt độ làm việc.

Sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của nhớt μ được xác định bằng 1/6 miền dung sai của nó tương ứng với các chế độ nhiệt độ làm việc của mỗi ghép.

2.5. Cơ sở xác định sự thay đổi của khe hở của mỗi ghép theo nhiệt độ làm việc của dầu bôi trơn động cơ

2.5.1. Xác định các thông số về khe hở mỗi ghép ở nhiệt độ tiêu chuẩn

Độ lệch hướng kính hay dung sai của khe hở mỗi ghép δ_δ được xác định trực tiếp từ khe hở ban đầu (nguyên thủy) của nối ghép đã được cho trong hồ sơ kỹ thuật. Căn cứ khe hở nhỏ nhất và khe hở lớn nhất của mỗi ghép ở nhiệt độ tiêu chuẩn (25°C), tiến hành xác định:

- Dung sai của khe hở δ_δ

$$\delta_\delta = \delta_{\max} - \delta_{\min}, \text{ mm} \quad (10)$$

- Sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khe hở s_δ

Giá trị s_δ là sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khe hở δ được xác định bằng 1/6 miền dung sai δ_δ theo quy tắc ba xích ma đối với phân bố chuẩn [1-4].

$$s_\delta = \frac{\delta_{\max} - \delta_{\min}}{6} = \frac{\delta_\delta}{6}, \text{ mm} \quad (11)$$

Khi nhiệt độ t thay đổi thì δ cũng thay đổi, do đó độ tin cậy của mỗi ghép là hàm số của chế độ tải trọng F và khe hở mỗi ghép δ .

- Khe hở trung bình $\bar{\delta}$

$$\bar{\delta} = (\delta_{\min} + \delta_{\max}) / 2; \bar{\delta} = \delta_{\min} + 3s_{\delta}, \text{ mm} \quad (12)$$

2.5.2. Xác định các thông số về khe hở mỗi ghép ở các chế độ nhiệt độ làm việc của mỗi ghép

Sự thay đổi của khe hở mỗi ghép δ theo nhiệt độ cần được xét đến là do sự khác nhau của hệ số giãn dài của vật liệu gối đỡ và trục. Sự thay đổi khe hở mỗi ghép theo nhiệt độ làm việc của dầu bôi trơn động cơ được xác định theo công thức (13) [8]:

$$\delta = \delta_0 - 2a\Delta t(\alpha - \alpha_0), \text{ mm} \quad (13)$$

trong đó: δ_0 - giá trị của δ khi nhiệt độ môi trường xung quanh là t_0 , mm; t - nhiệt độ của ổ, °C; $\Delta t = t - t_0$ - số gia nhiệt độ, °C; a - chiều dày lót ổ, mm; α, α_0 - hệ số giãn dài của vật liệu lót ổ và ngỗng trục.

Căn cứ khe hở lớn nhất và nhỏ nhất của mỗi ghép ở các nhiệt độ làm việc, tiến hành xác định sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khe hở và khe hở trung bình ở chế độ nhiệt độ xác định tương tự như đối với nhiệt độ tiêu chuẩn.

Theo [2, 8-10], nhiệt độ làm việc của động cơ nằm trong phạm vi 75°C - 85°C, còn nhiệt độ môi trường xung quanh lấy trung bình là $t_0 = 25^\circ\text{C}$. Vì vậy, ở đây lựa chọn ba phương án tính toán cho ba chế độ làm việc tương ứng với nhiệt độ làm việc của động cơ là 75°C, 80°C và 85°C.

Sau khi tính toán được khe hở nhỏ nhất và khe hở lớn nhất của mỗi ghép ở các nhiệt độ làm việc của động cơ, tiến hành xác định dung sai của khe hở, sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khe hở và khe hở trung bình tương ứng với các nhiệt độ đã nêu.

Qua các kết quả tính toán thấy rằng, trị số tuyệt đối của khe hở mỗi ghép thay đổi theo nhiệt độ, tức là nhiệt độ càng cao thì khe hở càng nhỏ đi, điều đó cũng có nghĩa là khe hở trung bình của mỗi ghép giảm đi. Mặc dù vậy, dung sai của khe hở và dẫn đến là sai lệch bình phương trung bình của khe hở là không đổi, hay nói khác, chúng không phụ thuộc vào sự thay đổi của nhiệt độ.

2.6. Xác định độ nhám bề mặt các chi tiết mỗi ghép

Trục khuỷu được chế tạo bằng thép hợp kim, bề mặt các cổ trục và cổ biên được gia công cơ khí bằng phương pháp mài và đánh bóng, độ nhám bề mặt của chúng nằm trong phạm vi là $R_{z1} = 1,6 - 0,05 \mu\text{m}$ [2,10]. Các bạc trục và bạc biên được chế tạo bằng hợp kim đồng-chì-thiếc, bề mặt của chúng được gia công bằng phương pháp doa và cạo nhẵn, độ nhám bề mặt của chúng nằm trong phạm vi là $R_{z2} = 10 - 3,2 \mu\text{m}$ [2,10].

2.7. Xác định hệ số dẫn nở dài của vật liệu mỗi ghép

Hệ số dẫn nở dài đối với thép (cổ trục) là $\alpha_{tr} = 12 \cdot 10^{-6}$; còn đối với đồng thanh-thiếc (bạc trục) là $\alpha_{\delta} = 17 \cdot 10^{-6}$ [2,10].

2.8. Xác định chiều dày màng dầu bôi trơn tới hạn

Giá trị tới hạn của chiều dày màng dầu mà ở đó điều kiện bôi trơn ma sát ướt bị phá vỡ được xác định như sau [1-2]

$$h_{th} = R_{z1} + R_{z2}, \mu m \quad (14)$$

trong đó: R_{z1}, R_{z2} - độ nhấp nhô (độ nhám) bề mặt của trục và lót ổ, μm .

Hệ số an toàn quy ước theo chiều dày của màng dầu bôi trơn được xác định như sau [1-2]

$$s = \frac{h_{min}}{h_{th}} \geq [s] = 2 \quad (15)$$

Ổ trượt hay mối ghép có khe hở bôi trơn thủy động bị hư hỏng là do chiều dày nhỏ nhất của màng dầu bôi trơn h_{min} nhỏ hơn chiều dày màng dầu tới hạn h_{th} . Để đảm bảo điều kiện bôi trơn ma sát ướt thì [1-2]:

$$h_{min} \geq s(R_{z1} + R_{z2}), \mu m \quad (16)$$

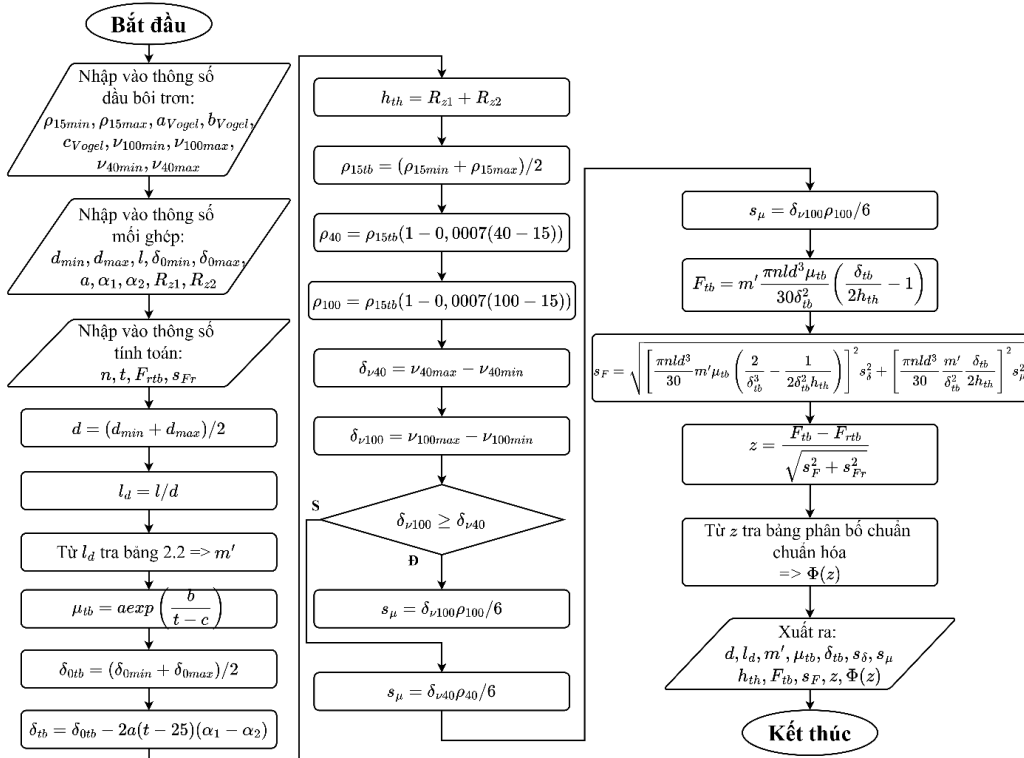
3. XÂY DỰNG PHẦN MỀM ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA HỆ MỐI GHÉP BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG

Trên cơ sở lý thuyết đã nêu, bằng ngôn ngữ lập trình Java đã tiến hành thiết lập chương trình tính toán với các mô đun sau đây.

Mô đun 1: Thông số của dầu bôi trơn; Mô đun 2: Thông số mối ghép; Mô đun 3: Tính toán độ tin cậy của mối ghép.

3.1. Lưu đồ thuật toán

Lưu đồ thuật toán tính toán độ tin cậy của mối ghép có khe hở bôi trơn thủy động được thể hiện trên hình 1.



Hình 1. Lưu đồ thuật toán tính toán độ tin cậy của mối ghép bôi trơn thủy động.

3.2. Các giao diện và chức năng chính của chương trình

Giao diện tổng quát của chương trình thể hiện trên hình 2.



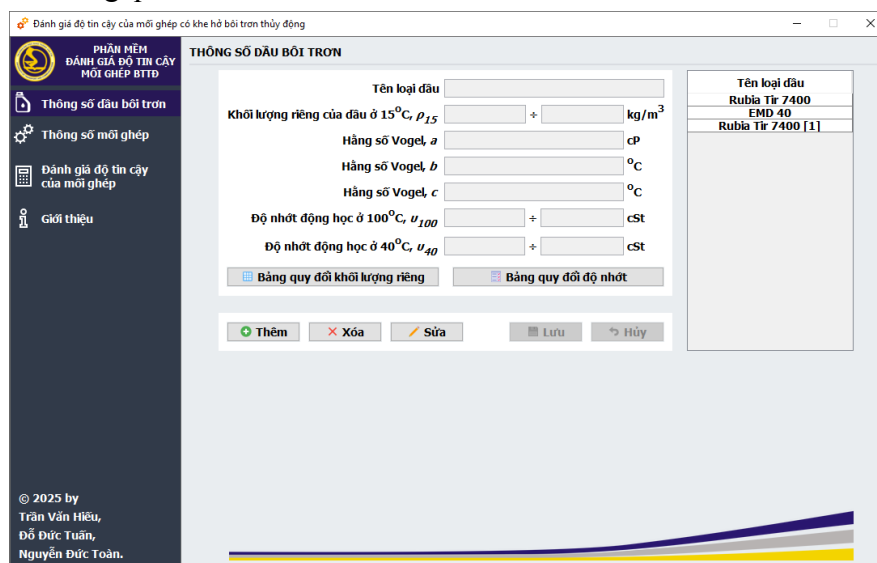
Hình 2. Giao diện tổng quát xác định độ tin cậy của mối ghép bôi trơn thủy động.

3.2.1. Mô đun 1 - Tính toán các thông số dầu bôi trơn

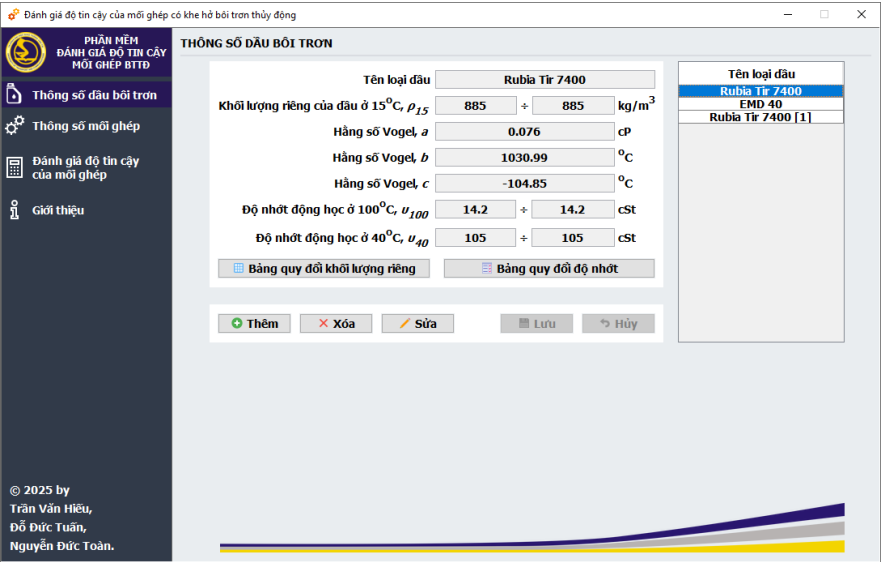
Các chức năng cơ bản:

1. Thiết lập thông số dầu bôi trơn. Trong chương trình đã khởi tạo thư viện một số loại dầu bôi trơn gồm Rubia Tír 7400 và EMD 40. Ngoài ra chương trình còn cho phép bổ sung các loại dầu bôi trơn khác khi cần thiết.
2. Lựa chọn loại dầu bôi trơn và tính toán quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn theo nhiệt độ làm việc của gối đỡ.
3. Tính toán quy đổi độ nhớt động lực và độ nhớt động học của dầu bôi trơn theo nhiệt độ làm việc của gối đỡ.

Các giao diện tổng quát của mô đun 1 được thể hiện trên các hình 3 - 6.



Hình 3. Giao diện tổng quát lựa chọn loại dầu bôi trơn.



Hình 4. Giao diện lựa chọn loại dầu bôi trơn (Rubila Tir 7400) và hiển thị các thông số tính toán.

Bảng quy đổi khối lượng riêng của dầu...
Bảng quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn
Rubia Tir 7400 với khối lượng riêng của dầu
ở 15°C là 885.000 kg/m³

TT	T °C	$\rho(T)$, kg/m³
1	0	894.292
2	5	891.195
3	10	888.098
4	15	885.000
5	20	881.903
6	25	878.805
7	30	875.708
8	35	872.610
9	40	869.513
10	45	866.415
11	50	863.318
12	55	860.220
13	60	857.123
14	65	854.025
15	70	850.928
16	75	847.830
17	80	844.733
18	85	841.635
19	90	838.538
20	95	835.440
21	100	832.343
22	105	829.245
23	110	826.148
24	115	823.050
25	120	819.953
26	125	816.855

Hình 5. Giao diện hiển thị kết quả tính toán quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn (Rubila Tir 7400) theo nhiệt độ làm việc.

Bảng quy đổi độ nhớt của dầu bôi trơn
Rubia Tir 7400

TT	T °C	ν , cSt	μ , Pa.s
1	0	1583.986	1.416547
2	5	1015.976	0.905433
3	10	677.555	0.601735
4	15	467.539	0.413772
5	20	332.447	0.293186
6	25	242.748	0.213328
7	30	181.483	0.158926
8	35	138.567	0.120915
9	40	107.818	0.093749
10	45	85.329	0.073930
11	50	68.576	0.059203
12	55	55.885	0.048073
13	60	46.121	0.039531
14	65	38.505	0.032884
15	70	32.487	0.027644
16	75	27.675	0.023464
17	80	23.787	0.020094
18	85	20.613	0.017349
19	90	17.998	0.015092
20	95	15.825	0.013221
21	100	14.005	0.011657
22	105	12.468	0.010339
23	110	11.163	0.009222
24	115	10.047	0.008269
25	120	9.086	0.007450
26	125	8.255	0.006743

Hình 6. Giao diện hiển thị kết quả tính toán quy đổi độ nhớt của dầu bôi trơn (Rubila Tir 7400) theo nhiệt độ làm việc.

3.2.2. Mô đun 2 - Tính toán các thông số của mối ghép

Các chức năng cơ bản:

1. Thiết lập các thông số của gối đỡ (mối ghép): Ví dụ “Gối đỡ trực”. Bên cạnh đó, trong chương trình đã khởi tạo thư viện các mối ghép cổ trục-bạc trục và cổ biên-bạc biên của trục khuỷu động cơ dầu máy D9E, D12E, D13E và D19E đang sử dụng trong ngành ĐSVN. Ngoài ra, chương trình còn cho phép thiết lập các loại gối đỡ ở trượt bất kỳ.

2. Lựa chọn loại mối ghép với các thông số tính toán ban đầu đã được xác lập, tiến hành tính toán các thông số của mối ghép theo nhiệt độ làm việc, gồm: - Khe hở lớn nhất của mối ghép; - Khe hở nhỏ nhất của mối ghép; - Khe hở trung bình của mối ghép.

3. Từ các thông số nêu trên, tiến hành tính toán dung sai của khe hở và sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khe hở ở các chế độ nhiệt độ làm việc của gói đỡ.

Các giao diện tổng quát của mô đun 2 được thể hiện trên các hình 7 - 9.

Hình 7. Giao diện tổng quát lựa chọn loại mối ghép.

Hình 8. Giao diện lựa chọn và hiển thị các thông số của mối ghép gói đỡ trực.

Bảng khe hở nhỏ nhất của mối ghép theo nhiệt độ

TT	δ_{min}, mm	s, mm	$t_p, ^\circ C$	$t_s, ^\circ C$	δ_{max}, mm
1	0.08	5	25	25	0.0800
2	0.08	5	25	30	0.0790
3	0.08	5	25	35	0.0795
4	0.08	5	25	40	0.0793
5	0.08	5	25	45	0.0790
6	0.08	5	25	50	0.0788
7	0.08	5	25	55	0.0785
8	0.08	5	25	60	0.0783
9	0.08	5	25	65	0.0780
10	0.08	5	25	70	0.0778
11	0.08	5	25	75	0.0775
12	0.08	5	25	80	0.0773
13	0.08	5	25	85	0.0770
14	0.08	5	25	90	0.0768
15	0.08	5	25	95	0.0765
16	0.08	5	25	100	0.0763
17	0.08	5	25	105	0.0760
18	0.08	5	25	110	0.0758
19	0.08	5	25	115	0.0755
20	0.08	5	25	120	0.0753
21	0.08	5	25	125	0.0750

Hình 9a. Giao diện hiển thị kết quả tính toán khe hở nhỏ nhất của mối ghép.

Bảng khe hở lớn nhất của mối ghép theo nhiệt độ

TT	δ_{min}, mm	s, mm	$t_p, ^\circ C$	$t_s, ^\circ C$	δ_{max}, mm
1	0.12	5	25	25	0.1200
2	0.12	5	25	30	0.1190
3	0.12	5	25	35	0.1195
4	0.12	5	25	40	0.1193
5	0.12	5	25	45	0.1190
6	0.12	5	25	50	0.1188
7	0.12	5	25	55	0.1185
8	0.12	5	25	60	0.1183
9	0.12	5	25	65	0.1180
10	0.12	5	25	70	0.1178
11	0.12	5	25	75	0.1175
12	0.12	5	25	80	0.1173
13	0.12	5	25	85	0.1170
14	0.12	5	25	90	0.1167
15	0.12	5	25	95	0.1165
16	0.12	5	25	100	0.1162
17	0.12	5	25	105	0.1160
18	0.12	5	25	110	0.1157
19	0.12	5	25	115	0.1155
20	0.12	5	25	120	0.1152
21	0.12	5	25	125	0.1150

Hình 9b. Giao diện hiển thị kết quả tính toán khe hở lớn nhất của mối ghép.

Bảng khe hở trung bình của mối ghép theo nhiệt độ

TT	δ_{min}, mm	s, mm	$t_p, ^\circ C$	$t_s, ^\circ C$	δ_{DB}, mm
1	0.1	5	25	25	0.1000
2	0.1	5	25	30	0.0990
3	0.1	5	25	35	0.0995
4	0.1	5	25	40	0.0993
5	0.1	5	25	45	0.0990
6	0.1	5	25	50	0.0988
7	0.1	5	25	55	0.0985
8	0.1	5	25	60	0.0983
9	0.1	5	25	65	0.0980
10	0.1	5	25	70	0.0978
11	0.1	5	25	75	0.0975
12	0.1	5	25	80	0.0973
13	0.1	5	25	85	0.0970
14	0.1	5	25	90	0.0968
15	0.1	5	25	95	0.0965
16	0.1	5	25	100	0.0963
17	0.1	5	25	105	0.0960
18	0.1	5	25	110	0.0958
19	0.1	5	25	115	0.0955
20	0.1	5	25	120	0.0953
21	0.1	5	25	125	0.0950

Hình 9c. Giao diện hiển thị kết quả tính toán khe hở trung bình của mối ghép.

3.2.3. Mô đun 3 - Tính toán độ tin cậy của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ dầu máy diesel

Các chức năng cơ bản:

1. Lựa chọn loại dầu bôi trơn.

2. Lựa chọn loại mối ghép cần tính toán và nhập các số liệu đầu vào: - Số vòng quay định mức của trục khuỷu động cơ; - Chế độ nhiệt độ làm việc của động cơ; - Tải trọng hướng kính trung bình tác dụng lên gối đỡ (mối ghép); - Sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của tải trọng tác dụng lên mối ghép.

3. Từ các thông số nêu trên, tiến hành tính toán độ tin cậy của mối ghép đã chọn.

Dưới đây trình bày một ví dụ minh họa cho việc sử dụng chương trình. Các thông số tính toán độ tin cậy của một loại mối ghép được cho trong bảng 2.

Bảng 2. Các thông số tính toán độ tin cậy của một loại mối ghép.

TT	Các thông số mối ghép	Trị số
1	Đường kính trục nguyên thủy d , mm	99,075-100,025
2	Chiều dài ổ l , mm	80
3	Khe hở nhỏ nhất của mối ghép ở 25°C, $\delta_{\min}$	0,08
4	Khe hở lớn nhất của mối ghép ở 25°C, $\delta_{\max}$	0,12
5	Chiều dày bạc gối đỡ a , mm	5
6	Hệ số dẫn nở nhiệt của vật liệu bạc gối đỡ (đồng thau-thiếc) α_1	$17 \cdot 10^{-6}$
7	Hệ số dẫn nở nhiệt của vật liệu trục (thép) α_2	$12 \cdot 10^{-6}$
8	Độ nhám bề mặt bạc gối đỡ (cạo nhẵn) R_{z1} , μm	6,3
9	Độ nhám bề mặt cổ trục (đánh bóng) R_{z2} , μm	3,2
10	Số vòng quay trục khuỷu, v/phút	600
11	Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ $\bar{F}_r$, N	10000
12	Sai lệch bình phương trung bình s_F của tải trọng hướng kính, N	3333
13	Dầu bôi trơn động cơ	Rubia Tír 7400, EMD40

Một số giao diện chính được thể hiện trên các hình 10 - 12.

The screenshot shows a software window titled "ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA MỐI GHÉP BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG" (Evaluation of the reliability of the lubricated connection). The interface includes a sidebar with navigation options like "Thông số dầu bôi trơn", "Thông số mối ghép", "Đánh giá độ tin cậy của mối ghép", and "Giới thiệu". The main area contains input fields for "Loại dầu" (Rubia Tír 7400), "Loại mối ghép" (Gối đỡ trục), "Nhiệt độ làm việc" (85 °C), "Tải trọng hướng kính trung bình" (10000 N), "Hệ số an toàn" (1), "Sai lệch bình phương trung bình" (3333 N), and "Số vòng quay" (600 v/ph). Below these are calculated results for parameters like μ_{TB} , δ_{TB} , s_F , s_H , h_{TB} , d , l , l/d , m' , F_{TB} , s_F , z , and $\Phi(z)$. A "Bảng tổng hợp kết quả tính toán" (Summary table of calculation results) is also visible.

Hình 10. Giao diện tổng quát tính toán độ tin cậy của mối ghép với dầu bôi trơn Rubia Tír 7400 ở nhiệt độ làm việc 85°C.

DANH GIÁ ĐỘ TIN CÂY CỦA MỐI GHÉP CÓ KHE HỖ BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG

Phiên bản: 2025 by Trần Văn Hiếu, Đỗ Đức Tuấn, Nguyễn Đức Toàn.

Thông số đầu vào:

- Loại dầu: Rubia Tir 7400
- Nhiệt độ làm việc: 85 °C
- Hệ số an toàn khe hở tối hạn s : 1
- Số vòng quay của chi tiết bị bao, n : 600 vg/ph
- Loại mối ghép: Gối đỡ trực
- Tải trọng hướng kính trung bình F_{rtb} : 10000 N
- Sai lệch bình phương trung bình của F_{rtb}, s_F : 3333 N

Kết quả tính toán:

- $P_{tb} = 1.73489e-08$ Ns/mm²
- $d = 99.5500$ mm
- $m' = 0.662035$
- $\delta_{tb} = 0.0970000$ mm
- $l = 80.0$ mm
- $f_{tb} = 24851.0$ N
- $s_{\delta} = 0.00666667$ mm
- $l/d = 0.803616$
- $s_F = 1291.93$ N
- $s_{\mu} = 0.00000$ Ns/mm²
- $h_{th} = 0.00950000$ mm
- $z = 4.15456$
- $\Phi(z) = 0.9 (05)$

Bảng tổng hợp kết quả tính toán

Hình 11. Giao diện hiển thị kết quả tính toán độ tin cậy của mối ghép với dầu bôi trơn Rubia Tir 7400 ở nhiệt độ làm việc 85°C.

Bảng tổng hợp kết quả tính toán độ tin cậy của mối ghép: Gối đỡ trực được bôi trơn bởi dầu: Rubia Tir 7400 ở nhiệt độ làm việc: 85°C

TT	Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
1	Đường kính danh nghĩa mối ghép	d	99.5500	mm
2	Chiều dài của ổ	l	80.0	mm
3	Tỷ số giữa chiều dài l và đường kính d	l/d	0.803616	
4	Hệ số phụ thuộc tỷ lệ l/d	m'	0.662035	
5	Chiều dày tối hạn của màng dầu bôi trơn	h_{th}	0.00950000	mm
6	Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn	P_{tb}	1.73489e-08	Ns/mm ²
7	Sai lệch bình phương TB của độ nhớt động lực	s_{μ}	0.00000	Ns/mm ²
8	Khe hở hướng kính trung bình của mối ghép	δ_{tb}	0.0970000	mm
9	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở	s_{δ}	0.00666667	mm
10	Khả năng tải trung bình	f_{tb}	24851.0	N
11	Sai lệch bình phương trung bình của khả năng tải	s_F	1291.93	N
12	Điểm phân vị	z	4.15456	
13	Độ tin cậy của mối ghép	$\Phi(z)$	0.9 (05)	

Hình 12. Giao diện hiển thị kết quả tính toán tổng hợp độ tin cậy của mối ghép với dầu bôi trơn Rubia Tir 7400.

Như vậy, với mối ghép đã cho, độ tin cậy của nó sau quá trình chế tạo là 0,99999.

4. KẾT LUẬN

Phần mềm đã xây dựng cho phép xác định được độ tin cậy riêng rẽ của bất kỳ mối ghép ổ trượt nào khi làm việc với loại dầu bôi trơn xác định ở các chế độ nhiệt độ làm việc tương ứng, đồng thời cho phép xác định được độ tin cậy tổng hợp của hệ gối đỡ ổ trượt với tư cách là một hệ thống các phần tử liên kết nối tiếp.

Phần mềm này sẽ được sử dụng cho việc đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ trực khuỷu động cơ đầu máy diesel sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam nói chung, trong đó có động cơ CAT 3512B trên đầu máy D19E nói riêng. Kết quả đánh giá sẽ được trình bày trong các công bố tiếp theo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Hữu Lộc, Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2006.
- [2]. Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy, NXB Đại học Quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2000.
- [3]. Phan Văn Khôi, Cơ sở đánh giá độ tin cậy, NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2001.

- [4]. Đỗ Đức Tuấn, Độ tin cậy và tuổi bền máy, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội, 2013.
- [5]. Пузанков А.Д., Надёжность конструкций локомотивов, МИИТ, Москва, 1999.
- [6]. Пузанков А.Д., Надёжность локомотивов, МИИТ, Москва, 2006.
- [7]. Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam, Quy định về sử dụng dầu bôi trơn động cơ đầu máy, Hà Nội, 2016.
- [8]. Rohr, William Fredric, Experimental and Theoretical Investigation of Lube Oil Performance and Engine Friction, PhD diss, University of Tennessee, 2013.
http://trace.tennessee.edu/utk_graddiss/1774
- [9]. Đỗ Đức Tuấn, Công nghệ sửa chữa đầu máy diesel, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội, 2005.
- [10]. Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam, Quy trình sửa chữa lớn đầu máy D19E, Hà Nội, 2017