



ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA HỆ GỐI ĐỠ TRỤC KHUYU ĐỘNG CƠ DIESEL CATERPILLAR D398 TRÊN ĐẦU MÁY D9E SỬ DỤNG TRONG NGÀNH ĐƯỜNG SẮT VIỆT NAM TRÊN CƠ SỞ LÝ THUYẾT BÔI TRƠN THỦY ĐỘNG

Tào Văn Chiến, Đỗ Đức Tuấn*, Nguyễn Đức Toàn

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

THÔNG TIN BÀI BÁO

CHUYÊN MỤC: Công trình khoa học

Ngày nhận bài: 24/5/2024

Ngày nhận bài sửa: 05/6/2024

Ngày chấp nhận đăng: 10/7/2024

*Tác giả liên hệ:

Email: ddtuan@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Hiện nay ngành đường sắt Việt Nam đang sử dụng 13 loại đầu máy diesel có xuất xứ từ 9 quốc gia khác nhau. Với các sản phẩm nhập khẩu, các nhà sản xuất chỉ cung cấp các thông số kỹ thuật cơ bản, còn các thông số liên quan đến độ tin cậy trong quá trình thiết kế, chế tạo không bao giờ được chuyển giao, mặc dù đây là các thông số quan trọng mà người sử dụng cần biết. Tuy nhiên, cũng có thể đánh giá được mức tin cậy của các sản phẩm như vậy sau quá trình thiết kế, chế tạo thông qua lý thuyết về độ tin cậy và các thông số kỹ thuật cụ thể của sản phẩm.

Hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ trên đầu máy diesel được cấu thành từ các ổ trượt có khe hở bôi trơn thủy động. Theo lý thuyết độ tin cậy, hệ gối đỡ trục khuỷu được coi là một hệ thống các phần tử ổ trượt liên kết nối tiếp. Trên cơ sở lý thuyết về độ tin cậy của phần tử và hệ thống nói chung cũng như của mỗi ghép ổ trượt có khe hở bôi trơn thủy động nói riêng, đã xác định được độ tin cậy riêng rẽ của các mối ghép ổ trục - bạc trục, cổ biên - bạc biên với tư cách là các phần tử và đánh giá được độ tin cậy tổng hợp của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ diesel Caterpillar D398 trên đầu máy D9E sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam theo các thông số thiết kế của nhà chế tạo, với tư cách là một hệ thống các phần tử liên kết nối tiếp.

Kết quả nghiên cứu là cơ sở tham khảo cho các đơn vị quản lý và sử dụng trong việc xác định và đánh giá các chỉ tiêu độ tin cậy của đầu máy trong quá trình khai thác.

Từ khóa: đánh giá độ tin cậy, hệ gối đỡ trục khuỷu, động cơ đầu máy diesel, đường sắt Việt Nam.

@ Hội Khoa học và Công nghệ Mỏ Việt Nam

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Ngày nay ở các nước tiên tiến, lý thuyết độ tin cậy được ứng dụng trong lĩnh vực cơ khí theo hai hướng: trong quá trình thiết kế, chế tạo và trong quá trình sử dụng, khai thác sản phẩm.

Hiện nay, ở Việt Nam có nhiều doanh nghiệp tham gia vào quá trình thiết kế, chế tạo các sản phẩm cơ khí. Tuy nhiên, quá trình thiết kế vẫn chỉ thực hiện theo phương pháp truyền thống là thiết kế và kiểm nghiệm theo độ bền, độ bền mỏi, động lực học v.v. Việc thiết kế theo độ tin cậy hay đánh



giá độ tin cậy theo các thông số thiết kế hoàn toàn chưa được thực hiện vì chưa có các quy định, các tiêu chuẩn hay quy chuẩn về lĩnh vực này.

Bên cạnh đó, hiện nay ở Việt Nam đang sử dụng rất nhiều sản phẩm cơ khí nhập từ nước ngoài. Các nhà sản xuất chỉ cung cấp các thông số kỹ thuật cơ bản của sản phẩm, mặc dù việc thiết kế theo độ tin cậy đã được thực hiện, nhưng các thông số về độ tin cậy thiết kế không bao giờ được chuyển giao cho người sử dụng. Trong lĩnh vực đầu máy, toa xe đây cũng không phải là ngoại lệ. Vấn đề đặt ra là, có thể hình dung hoặc đánh giá được mức tin cậy của các sản phẩm như vậy sau quá trình thiết kế, chế tạo hay không?

Để giải quyết vấn đề này, ở đây đặt ra một bài toán “ngược”, đó là, từ các thông số kỹ thuật, thông số kết cấu cơ bản của sản phẩm, áp dụng các lý thuyết đã biết về thiết kế cơ khí theo độ tin cậy, tiến hành đánh giá độ tin cậy của các sản phẩm đó sau quá trình thiết kế.

Với cách tiếp cận như vậy, nội dung đề tài T2024-CK-011 đề cập tới việc đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ trục khuỷu một số loại động cơ đầu máy diesel sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam như D9E, D12E, D13E... Do khuôn khổ có hạn, nội dung bài báo này giới thiệu quá trình đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ diesel Caterpillar D398 trên đầu máy D9E sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam theo các thông số thiết kế của nhà chế tạo, trên cơ sở lý thuyết độ tin cậy và bôi trơn thủy động.

2. DỮ LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Cơ sở đánh giá độ tin cậy của mối ghép có khe hở bôi trơn thủy động

2.1.1. Cơ sở xác định khả năng tải và độ tin cậy của mối ghép

Ồ 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]:

$$h_{\min} \geq s(R_{z1} + R_{z2}), \text{ mm} \quad (1)$$

Trong đó: s - Hệ số an toàn quy ước; R_{z1}, R_{z2} - Độ nhám bề mặt của các chi tiết, mm.

Khả năng tải F của mối 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 mối ghép [1],[2]:

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

Trong đó:

d - Đường kính danh nghĩa mối ghép, mm; l - Chiều dài của mối ghép, mm; n - Số vòng quay của chi tiết bị bao, r/min (v/ph); μ - Độ nhớt động lực của dầu bôi trơn, Pa.s; δ - Khe hở hướng kính của mối ghép, mm; Φ - Hệ số khả năng tải.

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

$$\Phi = m \left(\frac{\delta}{2h_{th}} - 1 \right), \quad (3)$$

Trong đó:

m - Hệ số, phụ thuộc vào tỷ số $\frac{l}{d}$, được xác định theo bảng 2.7 [1],[2]; $h_{\min} = h_{th}$ - Chiều dày màng dầu nhỏ nhất cho phép hay tới hạn, mm.

Thay giá trị Φ trong công thức (3) vào công thức (2) ta được [1],[2]:

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

Khe hở hướng kính của mối 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 mối 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 $\bar{\delta}$ và độ nhớt động lực trung bình $\bar{\mu}$ [1],[2]:

$$\bar{F} = m \cdot \frac{\pi n l d^3 \bar{\mu}}{30 \bar{\delta}^2} \left(\frac{\bar{\delta}}{2 h_{th}} - 1 \right), N \quad (5)$$

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]:

$$s_F = \sqrt{\left[\frac{\pi n l d^3}{30} m \bar{\mu} \left(\frac{2}{\bar{\delta}^3} - \frac{1}{2 \bar{\delta}^2 h_{th}} \right) \right]^2 s_\delta^2 + \left[\frac{\pi n l d^3}{30} \frac{m}{\bar{\delta}^2} \left(\frac{\bar{\delta}}{2 h_{th}} \right) \right]^2 s_\mu^2}, N \quad (6)$$

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

$$\beta = \frac{\bar{F} - \bar{F}_r}{\sqrt{s_F^2 + s_{F_r}^2}} \quad \text{hay} \quad z = \frac{\bar{F} - \bar{F}_r}{\sqrt{s_F^2 + s_{F_r}^2}} \quad (7)$$

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 $\Phi(z)$ định bằng cách tra bảng trong các Phục lục [1],[3],[4].

Hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ trên đầu máy diesel bao gồm nhiều mối ghép ổ trượt có khe hở bôi trơn thủy động, cụ thể là các mối ghép bạc trục - cổ trục và bạc biên - cổ biên. Các mối ghép này được coi là các phần tử của hệ thống gối đỡ. Theo lý thuyết độ tin cậy [1],[3],[4],[10],[11], các phần tử này được coi là liên kết nối tiếp. Khi đó độ tin cậy của hệ được xác định như sau:

$$P_s = \prod_{i=1}^n P_i = \left[\prod_{i=1}^n P_{cti} \right] \times \left[\prod_{j=1}^m P_{cbj} \right] \quad (8)$$

Trong đó:

P_s - Độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của hệ gối đỡ trục khuỷu; P_i - Độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của phần tử (mối ghép) thứ i nào đó; P_{cti} - Độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của phần tử (mối ghép) bạc trục - cổ trục thứ i , với $P_{cti} = \Phi(z_{cti})$ và $i = 1 \div n$;

P_{cbj} - Độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của phần tử (mối ghép) bạc biên - cổ biên thứ j , với $P_{cbj} = \Phi(z_{cbj})$ và $j = 1 \div m$.

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

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 [2]:

$$\delta = \delta_0 - 2a\Delta t(\alpha - \alpha_0), \text{ mm} \quad (9)$$

Trong đó:

δ_0 - Giá trị của khe hở δ khi nhiệt độ môi trường chung quanh là t_0 , mm; t - Nhiệt độ làm việc thực tế của mỗi ghép, °C; $\Delta t = t - t_0$ - số gia nhiệt độ, °C; a - Chiều dày của bạc gối đỡ, mm; α, α_0 - Hệ số giãn dài của vật liệu bạc gối đỡ và ngỗng trục (cổ trục, cổ biên); s_δ - Sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của khe hở δ , mm.

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. 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],[2]. 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 .

2.1.3. Cơ sở xác định các thông số của dầu bôi trơn động cơ

2.1.3.1. Cơ sở quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn theo nhiệt độ

Việc quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn động cơ được tiến hành theo công thức [9]:



$$\rho_t = \rho_{15} \alpha_{\rho_{15}} (t - 15) = \rho_{15} [1 - 0,0007(t - 15)], \quad \text{kg/m}^3 \quad (10)$$

Trong đó:

ρ_t - Khối lượng riêng của dầu ở nhiệt độ tính toán t °C, kg/m³; ρ_{15} - Khối lượng riêng của dầu ở 15 °C, kg/m³; t - Nhiệt độ tính toán, °C.

2.1.3.2. Cơ sở quy đổi độ nhớt động học của dầu bôi trơn sang độ nhớt động lực

Việc quy đổi độ nhớt động học của dầu bôi trơn sang độ nhớt động lực được tiến hành theo công thức [9]:

$$\mu = \nu \rho, \text{ Pa.s} \quad (11)$$

Trong đó:

μ - Độ nhớt động lực, Pa.s (N.s/m²); ν - Độ nhớt động học, sSt (mm²/s); ρ - khối lượng riêng của dầu bôi trơn, kg/m³ (N.s²/m⁴).

2.1.3.3. Cơ sở quy đổi độ nhớt của dầu bôi trơn theo nhiệt độ làm việc

Việc quy đổi độ nhớt theo nhiệt độ dựa theo mô hình của Vogel như sau [7]:

$$\mu_t = a \exp\left(\frac{b}{t - c}\right), \text{ Pa.s} \quad (12)$$

Trong đó:

μ_t - Độ nhớt động lực tại nhiệt độ làm việc t và áp suất khí quyển, Pa.s; a, b, c - Các hằng số phụ thuộc vào từng loại dầu, được tra theo bảng 3 trong [9]; t - Nhiệt độ tính toán °C; s_{μ} - Sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của độ nhớt động lực μ , Pa.s.

Giá trị s_{μ} là sai lệch bình phương trung bình của độ nhớt động lực μ được xác định bằng 1/6 miền dung sai δ_{μ} theo quy tắc ba xích ma đối với phân bố chuẩn. Độ lệch hay dung sai δ_{μ} của độ nhớt động lực μ được xác định trực tiếp từ thông số kỹ thuật ban đầu của dầu bôi trơn đã được cho trong hồ sơ kỹ thuật [9]. Khi nhiệt độ t thay đổi thì μ cũng thay đổi, do đó độ tin cậy của mối ghép là hàm số của chế độ tải trọng F và độ nhớt động lực μ của dầu bôi trơn.

2.2. Đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ caterpillar d398 trên đầu máy d9e

Đầu máy D9E do Mỹ sản xuất, được sử dụng tại Xí nghiệp Đầu máy Vinh và Xí nghiệp Đầu máy Sài Gòn thuộc Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam. Một số thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E được cho trong Bảng 1 [5].

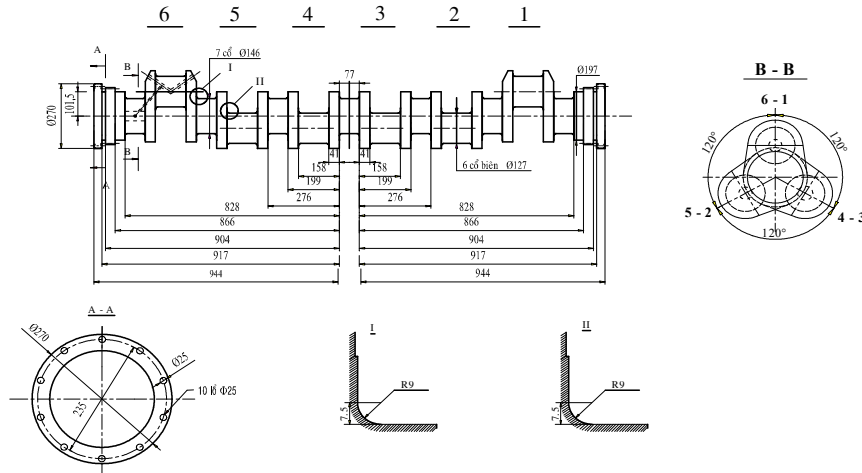
Bảng 1. Một số thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E.

TT	Các thông số	Trị số
1	Nước chế tạo	Mỹ
2	Loại động cơ diesel	Caterpillar D398
3	Công suất định mức, mã lực (HP)	900
4	Vòng quay định mức, v/ph (r/min)	1365
5	Vòng quay không tải, v/ph (r/min)	450
6	Số xi lanh	12
7	Cách bố trí xy lanh	V
8	Đường kính xy lanh, mm	158,75
9	Hành trình pittông, mm	203,2
10	Số kỳ động cơ	4

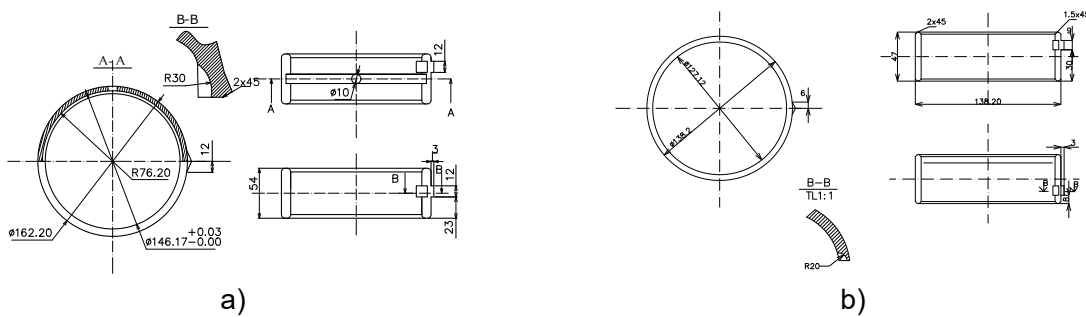
2.2.1. Kết cấu trục khuỷu, bạc trục động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E

Trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 đầu máy D9E có 7 cổ trục và 6 cổ biên. Đường kính và chiều dài của các cổ trục là như nhau; đường kính và

chiều dài của các cổ biên cũng như nhau. Do đó, kích thước các bạc cổ trục là như nhau và các bạc cổ biên cũng như nhau. Kết cấu trục khuỷu và bạc trục động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E được giới thiệu trên các Hình 1, 2 [5].



Hình 1. Kết cấu trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 đầu máy D9E.



Hình 2. Kết cấu gối đỡ (bạc) trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 đầu máy D9E.
a. Bạc cổ trục; b. Bạc cổ biên

Các thông kích thước cơ bản của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E được cho trong Bảng 2 [6],[7].

Bảng 2. Các thông số kích thước cơ bản của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E.

TT	Thông số	Cổ trục-bạc trục		Cổ biên-bạc biên	
		Cổ trục	Bạc trục	Cổ biên	Bạc biên
1	Đường kính cổ, mm	$d_{ct} = 146,02 \div 146,05$	-	$d_{cb} = 126,97 \div 127,0$	-
2	Chiều dài cổ, mm	tất cả các cổ $l_{ct} = 117$	-	tất cả các cổ $l_{cb} = 77$	-
3	Đường kính bạc, mm				



TT	Thông số	Cổ trục-bạc trục		Cổ biên-bạc biên	
		Cổ trục	Bạc trục	Cổ biên	Bạc biên
3a	Đường kính ngoài, mm	-	$D_{bt,n} = 162,20 \div 162,22$	-	$D_{bb,n} = 138,20 \div 138,22$
3b	Đường kính trong, mm	-	$D_{bt,tr} = 146,17 \div 146,20$	-	$D_{bb,tr} = 127,12 \div 127,14$
4	Chiều dày bạc, mm	-	$a_{bt} = 8,0$	-	$a_{bb} = 5,5$
5	Chiều dài bạc, mm	-	tất cả các bạc $l_{bt} = 54$	-	tất cả các bạc $l_{bb} = 47$
6	Khe hở nhỏ nhất, mm	$\delta_{ct,min} = 0,127$		$\delta_{cb,min} = 0,11$	
7	Khe hở lớn nhất, mm	$\delta_{ct,max} = 0,20$		$\delta_{cb,max} = 0,183$	

2.2.2. Xác định các thông số về khe hở của mối ghép theo nhiệt độ làm việc

Sự thay đổi khe hở theo nhiệt độ làm việc của dầu bôi trơn động cơ được xác định theo công thức (9). Các thông số tính toán đối với cổ trục và cổ biên động Caterpillar D398 đầu máy D9E được cho trong bảng 3. Theo [2],[5-7], 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. Hệ số giãn nở dài đối với thép (cổ trục) là $\alpha_{tr} = 12 \cdot 10^{-6}$; còn đối với đồng thanh-thiếc (bạc trục) là $\alpha_0 = 17 \cdot 10^{-6}$ [1], [2],[5].

Bảng 3. Các thông số tính toán khe hở theo nhiệt độ làm việc đối với trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E.

TT	Các thông số	Cổ trục	Cổ biên
Các thông số ban đầu			
1	Đường kính trục nguyên thủy d , mm	146,02-146,05	126,97-127,0
2	Đường kính trục trung bình \bar{d} , mm	176,035	126,985
3	Dung sai đường kính trục δ_d , mm	0,03	0,03
4	Chiều dài cổ l , mm	117	77
5	Đường kính bạc		
6	Đường kính ngoài D_n , mm	162,20-162,22	138,20-138,22
7	Đường kính trong D_t , mm	146,17-146,20	127,12-127,14
8	Dung sai đường kính lỗ bạc δ_{lo} , mm	0,03	0,02
9	Chiều dày bạc a , mm	8	5,5
10	Khe hở nguyên thủy δ , mm	0,127 ÷ 0,20	0,11 ÷ 0,183



TT	Các thông số	Cổ trục	Cổ biên
11	Dung sai khe hở nguyên thủy, δ_{δ}	0,073	0,073
12	Khe hở trung bình nguyên thủy $\bar{\delta}$, mm	0,1635	0,1465
13	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở nguyên thủy s_{δ} , mm	0,01217	0,01217
14	Số vòng quay của trục n , r/min (v/ph)	1.365	1.365
15	Độ nhám bề mặt cổ trục (đánh bóng) R_{z2} , μm	1,6	1,6
16	Độ nhám bề mặt bạc trục (cạo nhẵn) R_{z1} , μm	3,2	3,2
17	Hệ số dẫn nở nhiệt của vật liệu trục (thép) α_2	$12 \cdot 10^{-6}$	$12 \cdot 10^{-6}$
18	Hệ số dẫn nở nhiệt của vật liệu bạc (đồng thau-thiếc) α_1	$17 \cdot 10^{-6}$	$17 \cdot 10^{-6}$

Kết quả tính toán khe hở gối đỡ theo nhiệt độ làm việc đối với trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E thể hiện trong Bảng 4.

Bảng 4. Kết quả tính toán khe hở gối đỡ theo nhiệt độ làm việc đối với trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E.

TT	Các thông số	Cổ trục	Cổ biên
<i>Nhiệt độ làm việc $t = 75^{\circ}\text{C}$</i>			
1	Khe hở ở nhiệt độ 75°C δ_{75} , mm	0,123 – 0,196	0,1073 - 0,1803
2	Dung sai khe hở ở nhiệt độ 75°C $\delta_{\delta75}$, mm	0,073	0,073
3	Khe hở trung bình ở nhiệt độ 75°C $\bar{\delta}_{75}$, mm	0,1596	0,1438
4	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở ở nhiệt độ 75°C $s_{\delta75}$, mm	0,01217	0,01217
<i>Nhiệt độ làm việc $t = 80^{\circ}\text{C}$</i>			
5	Khe hở ở nhiệt độ 80°C δ_{80} , mm	0,1226 – 0,1956	0,1070 - 0,1800
6	Dung sai khe hở ở nhiệt độ 80°C $\delta_{\delta80}$, mm	0,073	0,073
7	Khe hở trung bình ở nhiệt độ 80°C $\bar{\delta}_{80}$, mm	0,1591	0,1435
8	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở ở nhiệt độ 80°C $s_{\delta80}$, mm	0,01217	0,01217
<i>Nhiệt độ làm việc $t = 85^{\circ}\text{C}$</i>			
9	Khe hở ở nhiệt độ 85°C δ_{85} , mm	0,1222 – 0,1952	0,1067 – 0,1797
10	Dung sai khe hở ở nhiệt độ 85°C $\delta_{\delta85}$, mm	0,073	0,073
11	Khe hở trung bình ở nhiệt độ 85°C $\bar{\delta}_{85}$, mm	0,1587	0,1432
12	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở ở nhiệt độ 85°C $s_{\delta85}$, mm	0,01217	0,01217



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.

Bảng 5. Thông số kỹ thuật ban đầu của các loại dầu bôi trơn Rubia Tir và EMD 40.

TT	Thông số kỹ thuật	Đơn vị tính	Dầu Rubia Tir 7400 (cấp độ nhớt SAE 15W40)	Dầu EMD 40 (PLC EMD40 CF/CF4)
1	Khối lượng riêng ở 15°C	kg/m ³	885	884 - 900
2	Độ nhớt động học ở 100°C, ν_{100}	mm ² /s (cSt)	14,2	14,5 – 16,3
3	Độ nhớt động học ở 40°C, ν_{40}	mm ² /s (cSt)	105	106 cSt
4	Chỉ số độ nhớt	-	142	95
5	Điểm đông đặc	°C	-30	- 24
6	Điểm chớp cháy cốc hở	°C	> 200	225
7	Hàm lượng kiềm	mgKOH/g	10,3	13

Theo [7], thấy rằng dầu EMD 40 của hãng Shell thuộc nhóm 15W-40 và dầu Rubia TIR 7400 cũng thuộc nhóm 15W-40.

2.2.3.2. Quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn theo nhiệt độ làm việc

Theo số liệu trong bảng 5 thấy rằng, khối lượng riêng của dầu chỉ được cho ở 15°C, vì vậy cần quy đổi khối lượng riêng theo nhiệt độ trong phạm vi nhiệt độ từ 0°C đến 100°C làm cơ sở cho việc quy đổi độ nhớt động học sang độ nhớt động lực. Việc quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn động cơ được tiến hành theo công thức (11). Để tính toán quy đổi, ta lấy khối lượng riêng của dầu ở 15°C là 885 kg/m³. Kết quả tính toán quy đổi khối lượng riêng của các loại dầu nói trên ở một số nhiệt độ được cho trong Bảng 6.

Bảng 6. Kết quả quy đổi khối lượng riêng của dầu bôi trơn Rubia Tir và EMD 40.

TT	Nhiệt độ tính toán, t °C	Kết quả tính toán quy đổi $\rho(t)$, kg/m ³	Thông số của nhà sản xuất ρ , kg/m ³
1	15	885,000	(884 ÷ 900) lấy trung bình 885
2	75	847,830	-
3	80	844,733	-
4	85	841,635	-

2.2.3. Xác định các thông số độ nhớt của dầu bôi trơn động cơ

2.2.3.1. Các thông số ban đầu

Dầu bôi trơn sử dụng cho động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E là Rubia Tir 7400 và cho động cơ ALCO 251-D trên đầu máy D13E là EMD 40 [10].

Thông số kỹ thuật của các loại dầu bôi trơn nói trên được cho trong Bảng 5 [9].

2.3.3.3. Quy đổi độ nhớt động học của dầu bôi trơn sang độ nhớt động lực

Độ nhớt động học ν của dầu bôi trơn cũng chỉ được cho ở nhiệt độ 40°C và 100°C, trong khi đó, các tính toán về độ tin cậy của mỗi ghép bôi trơn thủy động lại chỉ sử dụng độ nhớt động lực μ ở các chế độ làm việc với nhiệt độ khác nhau. Vì vậy cần tiến hành quy đổi độ nhớt động học ν sang độ nhớt động lực μ ở các nhiệt độ nói trên. Việc quy đổi độ nhớt động học sang độ nhớt động lực được tiến hành theo công thức (11). Kết quả tính toán quy đổi cho trong Bảng 7.



Bảng 7. Kết quả quy đổi độ nhớt của dầu bôi trơn Rubia Tir và EMD 40.

TT	Thông số kỹ thuật	Đơn vị tính	Dầu Rubia Tir 7400 (cấp độ nhớt SAE 15W40)	Dầu EMD 40 (PLC EMD40 CF/CF4)
1	Khối lượng riêng ở 15°C	kg/m ³	883	884 – 900
2	Độ nhớt ở 40°C			
2a	Độ nhớt động học ν	mm ² /s (sSt)	105	106
2b	Độ nhớt động lực μ	N.s/m ² (Pa.s)	93,75.10 ⁻³	93,75.10 ⁻³
2c	Độ nhớt động lực μ	N.s/mm ²	93,75.10 ⁻⁹	93,75.10 ⁻⁹
3	Độ nhớt ở 100°C			
3a	Độ nhớt động học ν	mm ² /s (sSt)	14,2	14,5 – 16,3
3b	Độ nhớt động lực μ	N.s/m ² (Pa.s)	(11,82.10 ⁻³)	(12,07-13,57).10 ⁻³
3c	Độ nhớt động lực μ	N.s/mm ²	11,82.10 ⁻⁹	(12,07-13,57).10 ⁻⁹

2.2.3.4. Quy đổi độ nhớt động lực của dầu bôi trơn theo nhiệt độ

Sau khi quy đổi độ nhớt động học ν sang độ nhớt động lực μ , tiếp tục quy đổi độ nhớt động lực theo nhiệt độ làm việc của dầu bôi trơn. Việc quy đổi được tiến hành theo công thức (12). Ở đây cần xác định các hằng số a, b, c . Đối với các loại dầu Rubia Tir và EMD 40, các hằng số này được xác

định theo bảng 3 [9] và có các trị số như sau: $a = 0,076$ cP (centi Poazo) hay $a = 0,076.10^{-3}$ Pa.s; $b = 1030,99$ °C; $c = -104,85$ °C. (Lưu ý rằng: $1 \text{ Ns/m}^2 = 1 \text{ kg/ms} = 10\text{P} = 1000 \text{ cP}$; $1 \text{ cP} = 1 \text{ mPa.s} = 1.10^{-3} \text{ Ns/m}^2 = 1.10^{-3} \text{ Pa.s}$).

Kết quả tính toán quy đổi độ nhớt của các loại dầu được cho trong Bảng 8.

Bảng 8. Kết quả quy đổi độ nhớt của dầu bôi trơn Rubia Tir và EMD 40.

TT	Nhiệt độ tính toán, t °C	Thông số của nhà sản xuất		Kết quả tính toán quy đổi	
		Độ nhớt động học ν , cSt	Độ nhớt động lực μ , Pa.s	Độ nhớt động học ν , cSt	Độ nhớt động lực $\mu_t = a \exp\left(\frac{b}{t-c}\right)$, Pa.s
1	40	90,973-91,840	-	1,078E+02	9,375E-02
2	75	-	-	2,768E+01	2,346E-02
3	80	-	-	2,379E+01	2,009E-02
4	85	-	-	2,061E+01	1,735E-02
5a	100	14,2	1.182.10 ⁻²	1,400E+01	1,166E-02
5b	100	14,5 – 16,3	(1.207-.1.357).10 ⁻²	1,400E+01	1,166E-02

Như trên đã nói, đối với động cơ dầu máy diesel, nhiệt độ làm việc ổn định của dầu bôi trơn nằm trong phạm vi từ 75 - 85°C [2],[5-7], vì vậy ở đây tính toán xác định độ nhớt theo ba phương án tương ứng với các nhiệt độ làm việc là 75°C, 80°C. và 85°C. Các thông số độ nhớt đối với các mối ghép cổ trục và cổ biên là hoàn toàn như nhau.

2.2.3.5. Xác định các thông số độ nhớt dầu bôi trơn động cơ theo nhiệt độ

a. Giá trị trung bình của độ nhớt động lực $\bar{\mu}$

Theo số liệu trong Bảng 5, độ nhớt động học ν ở 100°C do nhà sản xuất cung cấp nằm trong



khoảng $\nu_{100} = 14,5 \div 16,3$ cSt, sau khi quy đổi (bảng 8) ta có độ nhớt động lực μ nằm trong khoảng $\mu_{100} = 1,207 \cdot 10^{-2} \div 1,357 \cdot 10^{-2}$ Pa.s hay $\mu_{100} = 12,07 \cdot 10^{-3} \div 13,57 \cdot 10^{-3}$ Pa.s. Khi đó độ nhớt động lực trung bình ở 100°C là $\bar{\mu}_{100} = 12,07 \cdot 10^{-3}$ Pa.s.

Tiến hành quy đổi độ nhớt động lực trung bình ở 100°C đổi sang các nhiệt độ làm việc bằng công thức (12). Kết quả quy đổi sang các nhiệt độ 75°C , 80°C và 85°C được cho trong Bảng 9.

b. Dung sai của độ nhớt δ_μ

Độ nhớt động lực μ nằm trong khoảng $\mu_{100} = 1,207 \cdot 10^{-2} \div 1,357 \cdot 10^{-2}$ Pa.s hay $\mu_{100} = 12,07 \cdot 10^{-3} \div 13,57 \cdot 10^{-3}$ Pa.s. Đó đó, dung sai độ nhớt ở 100°C là $\delta_{\mu 100} = 13,57 \cdot 10^{-3} - 12,07 \cdot 10^{-3}$ Pa.s = $1,5 \cdot 10^{-3}$ Pa.s. Viết lại như sau: $\delta_{\mu 100} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ Pa.s = $1,5 \cdot 10^{-3}$ Ns/m² = $1,5 \cdot 10^{-9}$ Ns/mm².

Quá trình tính toán độ nhớt theo nhiệt độ thấy rằng, khi nhiệt độ thay đổi thì độ nhớt trung bình

thay đổi, còn dung sai của độ nhớt thì không thay đổi theo nhiệt độ. Vì vậy có thể coi dung sai độ nhớt ở các chế độ làm việc 75°C , 80°C và 85°C là tương đương nhau, và được lấy gần đúng bằng dung sai của độ nhớt ở 100°C , như sau: $\delta_{\mu 75} \approx \delta_{\mu 80} \approx \delta_{\mu 85} \approx \delta_{\mu 100} = 1,5 \cdot 10^{-3}$ Pa.s = $1,5 \cdot 10^{-3}$ Ns/m² = $1,5 \cdot 10^{-9}$ Ns/mm².

c. Sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của độ nhớt s_μ

Dung sai của độ nhớt được coi là có phân bố chuẩn [1],[2], khi đó sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của độ nhớt động lực s_μ

được xác định theo quy tắc ba xích ma $s_\mu = \frac{1}{6} \delta_\mu$.

Mặt khác, vì dung sai của độ nhớt thì không thay đổi theo nhiệt độ, do đó sai lệch bình phương trung bình (độ lệch chuẩn) của độ nhớt động lực s_μ cũng không thay đổi theo nhiệt độ. Khi đó $s_{\mu 75} \approx s_{\mu 80} \approx s_{\mu 85} \approx s_{\mu 100} = 0,25 \cdot 10^{-3}$ Pa.s = $0,25 \cdot 10^{-3}$ Ns/m² = $0,25 \cdot 10^{-9}$ Ns/mm².

Bảng 9. Kết quả tính toán giá trị trung bình và độ lệch chuẩn của độ nhớt theo nhiệt độ.

Thông số	Nhiệt độ làm việc		
	75 °C	80 °C	85 °C
Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc $\bar{\mu}$, Ns/mm ²	$\bar{\mu}_{75} = 23,46 \cdot 10^{-9}$	$\bar{\mu}_{80} = 20,09 \cdot 10^{-9}$	$\bar{\mu}_{85} = 17,35 \cdot 10^{-9}$
Độ lệch chuẩn của độ nhớt lấy gần đúng ở nhiệt độ 100°C $s_\mu \approx s_{\mu 100}$, Ns/mm ²	$s_{\mu 75} \approx s_{\mu 100} = 0,25 \cdot 10^{-9}$	$s_{\mu 75} \approx s_{\mu 100} = 0,25 \cdot 10^{-9}$	$s_{\mu 75} \approx s_{\mu 100} = 0,25 \cdot 10^{-9}$

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

Trục khuỷu động cơ 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, do đó độ nhám bề mặt của chúng là $R_{z1} = 1,6 \mu\text{m}$ [2],[5]. 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, do đó độ nhám bề mặt của chúng là $R_{z2} = 3,2 \mu\text{m}$ [2],[5],[9]. Ngoài ra, hệ số giãn nở dài của vật liệu chế tạo trục khuỷu (thép) là $\alpha_1 = 12 \cdot 10^{-6}$, còn của

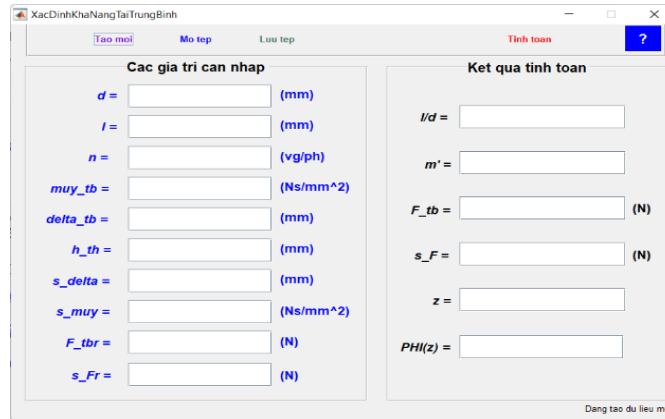
vật liệu chế tạo các bạc trục, bạc biên (đồng thau-thiếc) là $\alpha_2 = 17 \cdot 10^{-6}$ [2],[8],[9].

Chiều dày màng dầu tới hạn h_{th} được xác định theo công thức (1). Ở đây xét trường hợp bất lợi nhất với hệ số an toàn quy ước $s=1$. Khi đó:

$$h_{\min} = h_{th} = R_{z1} + R_{z2} = 1,6 + 3,2 = 4,8 \mu\text{m} = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}.$$

2.3.5. Xây dựng chương trình tính toán

Để hỗ trợ quá trình tính toán, trên cơ sở các mô hình lý thuyết đã nêu (các công thức (5) – (8)) đã thiết lập một chương trình tính với giao diện tổng quát như sau (Hình 3).



Hình 3. Giao diện tổng quát xác định độ tin cậy của mối ghép có khe hở bôi trơn thủy động

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Tính toán độ tin cậy của các gối đỡ

3.1.1. Các thông số tính toán

Các thông số tính toán khe hở và độ nhớt đối với trục khuỷu động cơ đầu máy D9E thể hiện trong Bảng 10.

Bảng 10. Kết quả tính toán độ nhớt đối với trục khuỷu động cơ đầu máy D9E.

TT	Các thông số tính toán	Cổ trục	Cổ biên
Nhiệt độ làm việc t = 75 °C			
1	Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc (75 °C) $\bar{\mu}_{75}$, Ns/mm ²	23,46. 10 ⁻⁹	23,46. 10 ⁻⁹
2	Sai lệch bình phương trung bình của độ nhớt lấy gần đúng ở nhiệt độ 100 °C $s_{\mu 75} \approx s_{\mu 100}$, Ns/mm ²	0,25.10 ⁻⁹	0,25.10 ⁻⁹
Nhiệt độ làm việc t = 80 °C			
3	Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc (80 °C) μ_{80} , Ns/mm ²	20,09. 10 ⁻⁹	20,09. 10 ⁻⁹
4	Sai lệch bình phương trung bình của độ nhớt lấy gần đúng ở nhiệt độ 100 °C $s_{\mu 80} \approx s_{\mu 100}$, Ns/mm ²	0,25.10 ⁻⁹	0,25.10 ⁻⁹
Nhiệt độ làm việc t = 85 °C			
5	Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc (85 °C) $\bar{\mu}_{85}$, Ns/mm ²	17,35. 10 ⁻⁹	17,35. 10 ⁻⁹
6	Sai lệch bình phương trung bình của độ nhớt lấy gần đúng ở nhiệt độ 100 °C $s_{\mu 85} \approx s_{\mu 100}$, Ns/mm ²	0,25.10 ⁻⁹	0,25.10 ⁻⁹

3.1.2. Tính toán cho mối ghép cổ trục-bạc trục

+ Xác định hệ số m . Hệ số này được xác định bằng hai cách:

Cách 1: tra bảng bảng 2.7 [1], với $l/d = 117/146 = 0,665$ ta có $m = 0,53$.

Cách 2: Căn cứ l và d chương trình tính sẽ xác định tỷ lệ l/d và tự động xác định hệ số m .

+ Độ lệch chuẩn của tải trọng hướng tâm s_{F_r}

Theo [11] tải trọng hướng tâm là $\bar{F}_r = 45.611$ N. Ở đây sai lệch bình phương trung bình của tải



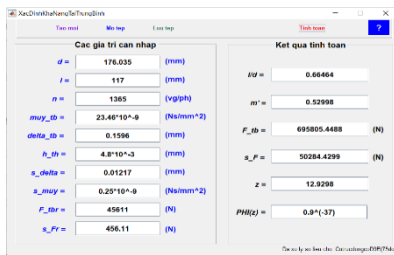
trọng hướng tâm lấy bằng 0,01 tải trọng hướng tâm [1],[2],[3], do đó: $s_{F_r} = 0,01 \times \bar{F}_r = 0,01 \times 45.611 \text{ N} = 456,11 \text{ N}$. Các thông số tính toán đối với các mối

ghép cổ trục - bạc trục đầu máy D9E ở các chế độ làm việc được thể hiện trong Bảng 11.

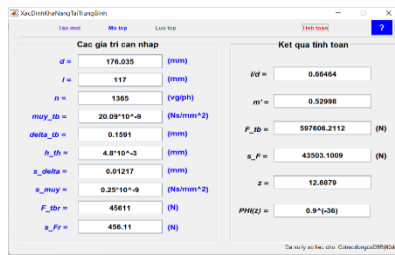
Bảng 11. Các thông số tính toán đối với mối ghép bạc trục - cổ trục động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E ở các chế độ nhiệt độ làm việc.

Thông số	Nhiệt độ làm việc		
	75 °C	80 °C	85 °C
	Thông số đầu vào		
d , mm	146,035	146,035	146,035
l , mm	117	117	117
n , v/ph	1.365	1.365	1.365
$\bar{\mu}_{75}$, Ns/mm ²	23,46. 10 ⁻⁹	20,09. 10 ⁻⁹	17,35. 10 ⁻⁹
$\bar{\delta}_{75}$, mm	0,1596	0,1591	0,1587
h_{th} , mm	4,8.10 ⁻³	4,8.10 ⁻³	4,8.10 ⁻³
$s_{\delta 75}$, mm	0,01217	0,01217	0,01217
$s_{\mu 75}$, Ns/mm ²	0,25.10 ⁻⁹	0,25.10 ⁻⁹	0,25.10 ⁻⁹
\bar{F}_r , N	45.611 N	45.611 N	45.611 N
s_{F_r} , N	456, 11 N	456, 11 N	456, 11 N

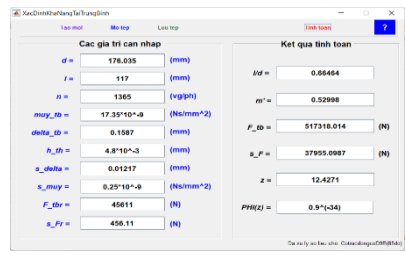
Kết quả tính toán được thể hiện trên các giao diện Hình 4 và trong Bảng 12.



a. Nhiệt độ làm việc 75 °C



b. Nhiệt độ làm việc 80 °C



c. Nhiệt độ làm việc 85 °C

Hình 4. Các giao diện hiển thị kết quả tính toán độ tin cậy của mối ghép bạc trục - cổ trục động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E ở các chế độ nhiệt độ làm việc.

Bảng 12. Kết quả tính toán độ tin cậy của mối ghép bạc trục - cổ trục động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E ở các chế độ nhiệt độ làm việc.

Thông số	Nhiệt độ làm việc		
	75 °C	80 °C	85 °C
Tỷ số l/d	0,665	0,665	0,665
Hệ số m	0,53	0,53	0,53
Khả năng tải trung bình \bar{F} , N	695.805,4488	597.606,2112 N	517.318,014 N
Độ lệch chuẩn s_F của khả năng tải trung bình, N	50.284,4299	43.503,1009 N	37.955,0987 N



Thông số	Nhiệt độ làm việc		
	75 °C	80 °C	85 °C
Điểm phân vị z	12,9298	12,6879	12,4271
Độ tin cậy của mối ghép $\Phi(z)$	0,9 ³⁷	0,9 ³⁶	0,9 ³⁴

Ghi chú: Giả sử có trị số $\Phi(z) = 0,9999957$ thì được viết tắt một cách quy ước là $\Phi(z) = 0,9^{557}$

3.1.3. Tính toán cho mối ghép cổ biên - bạc biên

+ Xác định hệ số m : vì rằng $l/d = 77/127 = 0,606$, cho nên theo bảng 2.7 [1], ta có $m = 0,477$.

+ Độ lệch chuẩn của tải trọng hướng tâm s_{F_r} :

Theo [11] tải trọng hướng tâm là $\bar{F}_r = 91.221$ N. Ở đây sai lệch bình phương trung bình (độ lệch

chuẩn) của tải trọng hướng tâm lấy bằng 0,01 tải trọng hướng tâm [1,2,3], do đó: $s_{F_r} = 0,01 \times \bar{F}_r = 0,01 \times 91.221$ N = 912,21 N.

Các thông số tính toán đối với mối ghép bạc biên - cổ biên động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E ở các chế độ nhiệt độ làm việc được cho trong Bảng 13.

Bảng 13. Các thông số tính toán đối với mối ghép bạc biên – cổ biên động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E ở các chế độ nhiệt độ làm việc.

Thông số	Nhiệt độ làm việc		
	75 °C	80 °C	85 °C
d , mm	126,985	126,985	126,985
l , mm	77	77	77
n , v/ph	1.365	1.365	1.365
$\bar{\mu}$, Ns/mm ²	23,46. 10 ⁻⁹	20,09. 10 ⁻⁹	17,35. 10 ⁻⁹
$\bar{\delta}$, mm	0,1438	0,1435	0,1432
h_{th} , mm	4,8.10 ⁻³	4,8.10 ⁻³	4,8.10 ⁻³
s_{δ} , mm	0,01217	0,01217	0,01217
s_{μ} , Ns/mm ²	0,25.10 ⁻⁹	0,25.10 ⁻⁹	0,25.10 ⁻⁹
\bar{F}_r , N	91.221 N	91.221 N	91.221 N
s_{F_r} , N	912, 21 N	912, 21 N	912, 21 N

Kết quả tính toán được thể hiện trong Bảng 14.

Bảng 14. Kết quả tính toán độ tin cậy của mối ghép bạc biên - cổ biên động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E ở các chế độ nhiệt độ làm việc.

Thông số	Nhiệt độ làm việc		
	75 °C	80 °C	85 °C
Tỷ số l/d	0,665	0,665	0,665
Hệ số m	0,53	0,53	0,53
Khả năng tải trung bình \bar{F} , N	170.507,4077 N	146.297,6034 N	126.590,2919 N
Độ lệch chuẩn s_F của khả năng tải trung bình, N	13.538,7425N	11.681,799 N	10.174,9562 N
Điểm phân vị z	5,843	7,7004	3,4622
Độ tin cậy của mối ghép $\Phi(z)$	0,9 ⁸	0,9 ⁶	0,9 ⁴



3.2. Đánh giá độ tin cậy tổng thể của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ đầu máy D9E

Như đã nói ở trên, trục khuỷu động cơ đầu máy D9E có 7 cổ trục và 6 cổ biên. Trên đây đã xác định được độ tin cậy của một cổ trục và một cổ biên. Nếu coi 13 cổ trục và cổ biên là 13 phần tử thì trục khuỷu là một hệ liên kết nối tiếp. Theo lý thuyết độ tin cậy, xác suất làm việc không hỏng của hệ là tích xác suất làm việc không hỏng của từng phần tử. Vì vậy độ tin cậy của hệ trục khuỷu bạc trục động cơ đầu máy D9E ở chế các chế độ nhiệt độ làm việc được xác định bằng công thức (8) lần lượt là:

a. Ở nhiệt độ 75 °C:

$$P_s = \prod_{i=1}^n P_i = \left[\prod_{i=1}^n P_{cti} \right] \times \left[\prod_{j=1}^m P_{cbi} \right] = \left(1 - \frac{1}{10^{37}} \right)^7 \times \left(1 - \frac{1}{10^8} \right)^6 = 0,974$$

b. Ở nhiệt độ 80 °C:

$$P_s = \prod_{i=1}^n P_i = \left[\prod_{i=1}^n P_{cti} \right] \times \left[\prod_{j=1}^m P_{cbi} \right] = \left(1 - \frac{1}{10^{36}} \right)^7 \times \left(1 - \frac{1}{10^6} \right)^6 = 0,954$$

c. Ở nhiệt độ 85 °C:

$$P_s = \prod_{i=1}^n P_i = \left[\prod_{i=1}^n P_{ict} \right] \times \left[\prod_{j=1}^m P_{icb} \right] =$$

$$\left(1 - \frac{1}{10^{34}} \right)^7 \times \left(1 - \frac{1}{10^4} \right)^6 = 0,934$$

Qua đây thấy rằng độ tin cậy của hệ ở nhiệt độ làm việc 85°C có trị số nhỏ nhất và bằng 0,9994. Để giảm nhẹ khối lượng tính toán, sau này chỉ cần quan tâm chế độ làm việc ở nhiệt độ 85° C là đủ.

4. KẾT LUẬN

➤ Đã xác định được độ tin cậy riêng rẽ của các mối ghép cổ trục - bạc trục, cổ biên - bạc biên động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E với tư cách là các phần tử, trong đó độ tin cậy của mối ghép cổ trục - bạc trục lớn hơn nhiều so với độ tin cậy của mối ghép cổ biên - bạc biên. Các thông số này ở chế độ làm việc 85°C tương ứng là 0,9³⁴ và 0,9⁴;

➤ Đã xác định được độ tin cậy tổng hợp của hệ gối đỡ trục khuỷu với tư cách là một hệ thống các phần tử liên kết nối tiếp của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ Caterpillar D398 trên đầu máy D9E chế độ làm việc 85°C là 0,9³⁴;

➤ Cơ sở lý thuyết cũng như kết quả nghiên cứu là cơ sở tham khảo cho đơn vị quản lý và sử dụng đầu máy trong việc xác định và đánh giá các chỉ tiêu độ tin cậy trong quá trình khai thác, đồng thời là tài liệu tham khảo hữu ích cho công tác giảng dạy và NCKH trong nhà trường liên quan tới lĩnh vực đầu máy, toa xe □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Lộc (2006). *Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy*. NXB Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội. 312 tr.
2. Nguyễn Hữu Lộc (2000). *Cơ sở thiết kế máy*. NXB Đại học Quốc gia Tp. Hồ Chí Minh. 605 tr.
3. Phan Văn Khôi (2001). *Cơ sở đánh giá độ tin cậy*. NXB Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội. 287 tr.
4. Đỗ Đức Tuấn (2013). *Độ tin cậy và tuổi bền máy*. NXB Giao thông vận tải. Hà Nội.
5. Đỗ Đức Tuấn (2005). *Công nghệ sửa chữa đầu máy diesel*. NXB Giao thông vận tải. Hà Nội.
6. Tổng công ty Đường sắt Việt Nam (2017). *Quy trình sửa chữa đầu máy D9E*. Tổng công ty Đường sắt Việt Nam. Hà Nội.
7. Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam (2016). *Quy định về sử dụng dầu bôi trơn động cơ đầu máy*. Tổng công ty Đường sắt Việt Nam. Hà Nội
8. Trần Văn Việt (2015). *Nghiên cứu lý thuyết quá trình va đập của pit tông trong xi lanh động cơ đầu máy diesel*. Luận văn Thạc sỹ kỹ thuật. Trường Đại học Giao thông vận tải, Hà Nội.
9. Rohr, William Fredric (2013). *Experimental and Theoretical Investigation of Lube Oil Performance and Engine Friction*. PhD diss, University of Tennessee. http://trace.tennessee.edu/utk_graddiss/1774
10. Пузанков А.Д. (1999). *Надёжность конструкций локомотивов*. МИИТ. Москва.
11. Пузанков А.Д. (2006). *Надёжность локомотивов*. МИИТ. Москва.



LỜI CẢM ƠN

Nội dung bài báo được hỗ trợ kinh phí từ đề tài nghiên cứu cấp Trường của Trường Đại học Giao thông vận tải, mã số T2024-CK-011.

RELIABILITY EVALUATION OF THE CRANKSHAFT BEARING SYSTEM OF CATERPILLAR D398 DIESEL ENGINE INSTALLED ON D9E LOCOMOTIVE USED IN VIETNAM RAILWAYS BASED ON HYDRODYNAMIC LUBRICATION THEORY

Chien Van Tao, Tuan Duc Do*, Toan Duc Nguyen

University of Transport and Communication (UTC), 3D Cau Giay, Ha Noi, Vietnam

ARTICLE INFOR

TYPE: Research Article

Received: 24/5/2024

Revised: 05/6/2024

Accepted: 10/7/2024

Corresponding author:

Email: ddtuan@utc.edu.vn

ABSTRACT

Currently, 13 types of diesel locomotives from 9 different countries are being used on Vietnam's railways. For imported products, manufacturers only provide basic technical specifications and parameters related to reliability during the design and manufacturing process are not provided, although these are important parameters that users need to know. However, it is possible to evaluate the reliability of such products after the design and manufacturing process through reliability theory and product specifications.

The crankshaft bearing system on a diesel locomotive is made up of sliding bearings with hydrodynamic lubrication clearance. According to the reliability theory, the crankshaft bearing system is considered a system of series-linked bearing elements. Based on the theoretical basis of the reliability of elements and systems in general as well as of sliding bearing joints with hydrodynamic lubrication clearance in particular, the individual reliability of the main journal-bearing, crankpin journal-bearing as elements and the combined reliability of the Caterpillar D398 diesel engine crankshaft bearing system on the D9E locomotive used in Vietnam railways according to the manufacturer's design parameters as a system of series-linked elements that have been determined.

The research results are a reference basis for managers and users in determining and evaluating the reliability criteria of locomotives in operation.

Keywords: *reliability evaluation, crankshaft bearing system, locomotive's diesel engine, Vietnam railways.*

@ Vietnam Mining Science and Technology Association