ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY CỦA HỆ GỐI ĐỠ TRỤC KHUỶU ĐỘNG CƠ ĐẦU MÁY D12E SỬ DỤNG TRÊN ĐƯỜNG SẮT VIỆT NAM

Nguyễn Hữu Chí
Trường Đại học Giao thông Vận tải, Phân hiệu tại Tp. Hồ Chí Minh
Đỗ Đức Tuấn
Trường Đại học Giao thông Vận tải,
Email: ddtuan@utc.edu.vn

TÓM TẮT
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. Vì vậy, trên cơ sở lý thuyết về độ tin cậy của phần tử và hệ thống nói chung cũng như của mối 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 cổ 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 với tư cách là một hệ thống các phần tử liên kết nối tiếp cho động cơ diesel K6S 230 DR trên đầu máy D12E sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam.

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

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ trên đầu máy diesel được cấu thành từ các ổ trượt có bôi trơn thủy động. Độ tin cậy của ổ trượt 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 trục khuỷu được coi là một hệ thống các phần tử ổ trượt liên kết nối tiếp. Vì vậy, mục tiêu đặt ra là ứng dụng lý thuyết về độ tin cậy của phần tử và hệ thống nói chung cũng như của mối ghép ổ trượt có khe hở bôi trơn thủy động nói riêng, để xác định độ tin cậy riêng rẽ của các mối ghép cổ trục - bạc trục, cổ biên - bạc biên với tư cách là các phần tử, có xét tới ảnh hưởng của tất cả các yếu tố đã nêu, và đánh giá 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 cho đối tượng cụ thể là động cơ diesel K6S 230 DR trên đầu máy D12E sử dụng trong ngành đường sắt Việt Nam.

2. NỘI DUNG 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

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]:

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

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 - tần số 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 dầy 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]:

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

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

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

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]:

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

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

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

Trong đó: $\overline{F}_r$, 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 mối ghép.

Độ tin cậy hay xác suất làm việc không hỏng của mối ghép được xác định thông qua hàm phân bố chuẩn chuẩn hóa $\Phi(\beta)$ hay $\Phi(z)$ định bằng cách tra bảng trong các Phụ 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 [1,3,4,9,11] các phần tử này được coi là liên kết nối tiếp. Khi đó độ tin cậy của hệ được xác định như sau:

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

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

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

Sự thay đổi của khe hở mối 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 mối 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 mối 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 ngõng 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 mối 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 mối ghép là hàm số của chế độ tải trọng F và khe hở mối ghép δ.

Bảng 1.Một số thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E

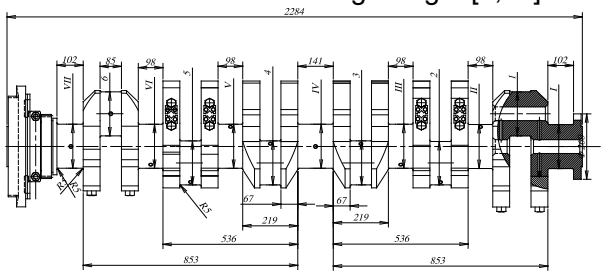
TT	Các thông số	Trị số
1	Nước chế tạo	CH Séc
2	Loại động cơ diesel	K6S 230 DR
3	Công suất định mức, mã lực (HP)	1200
4	Tần số quay định mức, (r/min)	1150
5	Tần số quay không tải, (r/min)	500
6	Số xy lanh	6
7	Cách bố trí xy lanh	⊥
8	Đường kính xy lanh, mm	230
9	Hành trình pít tông, mm	260
10	Số kỳ động cơ	4

2.2.1. Kết cấu trục khuỷu, bạc trục động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E

2.2. Đánh giá độ tin cậy của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ K6S 230DR trên đầu máy D12E

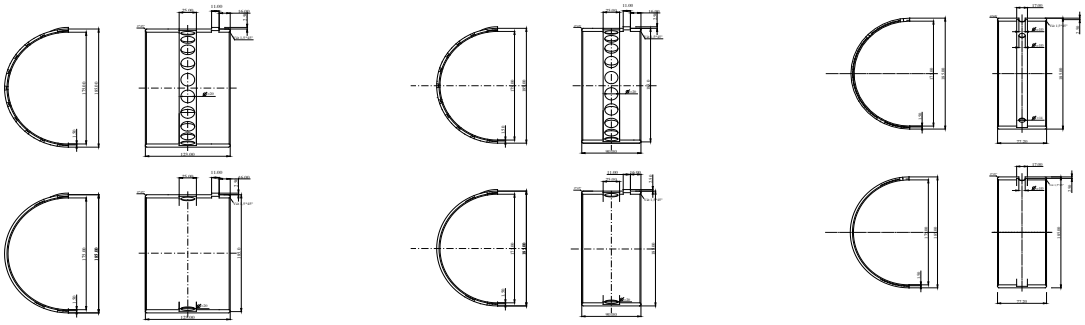
Đầu máy D12 được sử dụng tại các Xí nghiệp đầu máy Hà Nội, Yên Viên, Đà Nẵng thuộc Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam. Một số thông số kỹ thuật cơ bản của động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E được cho trong Bảng 1 [8].

Trục khuỷu động cơ cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E có 7 cổ trục và 6 cổ biên. Tất cả 7 cổ trục đều có đường kính nguyên thủy bằng nhau d_{ct} = 175,0-0,12 mm. Chiều dài các cổ trục là khác nhau, trong đó cổ trục số 4 có chiều dài là l_{ct4} = 141 mm, chiều dài cổ số 1,7 là $l_{ct1,7}$ = 102 mm. Chiều dài các cổ trục còn lại (2, 3, 5, 6) là bằng nhau và bằng l_{ct} = 98 mm. Đường kính tất cả các bạc cổ trục (từ 1 đến 7) là như nhau. Chiều dài các bạc cổ trục là khác nhau. Đường kính và chiều dài các cổ biên là giống nhau. Đường kính và chiều dài các bạc biên là giống nhau. Kết cấu trục khuỷu và bạc trục động cơ động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E được giới thiệu trên các hình 1, 2 [4]. Các thông kích thước cơ bản của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E được cho trong Bảng 2 [4,10].



H.1. Kết cấu tổng thể trục khuỷu động cơ đầu máy D12E

1. Đầu trục khuỷu; 2. Cổ trục khuỷu; 3. Cổ biên; 4. Má khuỷu; 5. Đối trọng; 6. Đuôi trục khuỷu.



a) *b)* *c)*

H.2. Kết cấu gối đỡ (bạc) trục khuỷu động cơ đầu máy D12E

a. Bạc cổ trục số 1, số 4 và số 7; b. Bạc cổ trục số 2, số 3, số 5 và số 6; c. Bạc cổ biên

Bảng 2. Các thông số kích thước cơ bản của hệ gối đỡ trục khuỷu động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E

TT	Thông số	Cổ trục-bạc trục		Cổ biên-bạc biên	
		Cổ trục	Bạc trục	Cổ biên	Bạc biên
1	Đường kính cổ *d*, mm	d_{ct} =175,0-0,12	-	d_{cb} =175,0-0,12	-
2	Chiều dài cổ *l*, mm	cổ số 4: $l_{ct4} = 141$	-	tất cả các cổ: $l_{cb} = 85$	-
		cổ số 1,7: $l_{ct1,7} = 102$			
		các cổ còn lại: $l_{ct} = 98$	-	-	-
3	Đường kính bạc, mm				
3a	Đường kính ngoài D_n, mm	-	$D_{bt,n} = 184,89 \pm 0,01$	-	$D_{bb,n} =$ $184,89 \pm 0,01$
3b	Đường kính trong D_t, mm	-	$D_{bt,tr} = 175,05 \pm 0,02$	-	$D_{bb,tr} =$ $175,05 \pm 0,02$
4	Chiều dày bạc *a*, mm	-	$a_{bt} = 5,0$	-	$a_{bb} = 5,0$
5	Chiều dài bạc l_b, mm	-	bạc cổ 1,4,7: $l_{bt1,4,7} = 123$	-	tất cả các bạc $l_{bb} = 77$
		-	bạc cổ 2,3,5,6: $l_{bt2,3,5,6} = 90$	-	-
6	Độ nhám bề mặt cổ trục (đánh bóng) R_{z2}, μm	1,6		1,6	
7	Độ nhám bề mặt bạc trục (cạo nhẵn) R_{z1}, μm		3,2		3,2
8	Hệ số dãn nở nhiệt của vật liệu trục (thép) α_2	12.10^{-6}		12.10^{-6}	
9	Hệ số dãn nở nhiệt của vật liệu bạc (đồng thau-thiếc) α_1		17.10^{-6}		17.10^{-6}
10	Khe hở nguyên thủy δ, mm	$\delta_{ct} = 0,14 \div 0,28$		$\delta_{cb} = 0,14 \div 0,28$	
11	Khe hở nhỏ nhất δ_{min}, mm	$\delta_{ct,min} = 0,14$		$\delta_{cb,min} = 0,14$	
12	Khe hở lớn nhất δ_{max}, mm	$\delta_{ct,max} = 0,28$		$\delta_{cb,max} = 0,28$	
13	Khe hở trung bình nguyên thủy $\overline{\delta}$, mm	$\overline{\delta}_{ct} = 0,21$		$\overline{\delta}_{cb} = 0,21$	
14	Dung sai khe hở nguyên thủy δ_δ, mm	$\delta_{\delta ct} = 0,14$		$\delta_{\delta cb} = 0,14$	
15	Độ lệch chuẩn khe hở nguyên thủy s_δ, mm	$s_{\delta ct} = 0,0233$		$s_{\delta cb} = 0,0233$	

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 cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E được cho trong Bảng 3. Theo [2, 5, 6, 7], nhiệt độ làm việc của động cơ nằm trong phạm vi 75^{0}C - 85^{0}C, còn nhiệt độ môi trường xung quanh lấy trung bình là t_0 = 25^{o}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^{0}C, 80^{0}C và 85^{0}C.

Kết quả tính toán khe hở gối đỡ theo nhiệt độ làm việc đối với trục khuỷu cơ động cơ cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E được thể hiện trong Bảng 4.

Bảng 4. Kết quả tính toán khe hở theo nhiệt độ làm vệc đối với trục khuỷu động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E

TT	Các thông số	Cổ trục	Cổ biên
	Nhiệt độ làm việc t = 75 ^{0}C		
1	Khe hở ở nhiệt độ 75 ^{0}C δ_{75}, mm	0,1375-0,2775	0,1375-0,2775
2	Dung sai khe hở ở nhiệt độ 75 ^{0}C $\delta_{\delta 75}$, mm	0,14	0,14
3	Khe hở trung bình ở nhiệt 75 ^{0}C $\overline{\delta}_{75}$, mm	0,275	0,275
4	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở ở nhiệt độ 75 ^{0}C $s_{\delta 75}$, mm	0,0233	0,0233
	Nhiệt độ làm việc t = 80 ^{0}C		
5	Khe hở ở nhiệt độ 80 ^{0}C δ_{80}, mm	0,1373-0,2773	0,1373-0,2773
6	Dung sai khe hở ở nhiệt độ 80 ^{0}C $\delta_{\delta 80}$, mm	0,14	0,14
7	Khe hở trung bình ở nhiệt độ 80 ^{0}C $\overline{\delta}_{80}$, mm	0,275	0,275
8	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở ở nhiệt độ 80 ^{0}C $s_{\delta 80}$, mm	0,0233	0,0233
	Nhiệt độ làm việc t = 85 ^{0}C		
9	Khe hở ở nhiệt độ 85 ^{0}C δ_{85}, mm	0,1370-0,2770	0,1370-0,2770
10	Dung sai khe hở ở nhiệt độ 85 ^{0}C $\delta_{\delta 85}$, mm	0,14	0,14
11	Khe hở trung bình ở nhiệt độ 85 ^{0}C $\overline{\delta}_{85}$, mm	0,275	0,275
12	Sai lệch bình phương trung bình của khe hở ở nhiệt độ 85 ^{0}C $s_{\delta 85}$, mm	0,0233	0,0233

Qua các kết quả tính toán thấy rằng, trị số tuyệt đối của khe hở mối 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 mối ghép giảm đi. Mặc dù vậy, dung sai của khe hở và dẫn đến là sai lệch bình phương trung bình của ke hở là không đổi, hay nói khác, chúng không phụ thuộc vào sự thay đổi của nhiệt độ.

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

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 ^{0}C	80 ^{0}C	85 ^{0}C
Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc $\overline{\mu}$, Ns/mm^2	$\overline{\mu}_{75}$ = 23,46. 10^{-9}	$\overline{\mu}_{80}$ = 20,09. 10^{-9}	$\overline{\mu}_{85}$ =17,35. 10^{-9}
Độ lệch chuẩn của độ nhớt lấy gần đúng ở nhiệt độ 100 ^{0}C $s_{\mu} \approx s_{\mu 100}$, Ns/mm^2	$s_{\mu 75} \approx s_{\mu 100}$ = 0,25.10^{-9}	$s_{\mu 75} \approx s_{\mu 100}$ =0,25.10^{-9}	$s_{\mu 75} \approx s_{\mu 100}$ =0,25.10^{-9}

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

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:

$$h_{\min} = h_{th} = R_{z1} + R_{z2} = 1{,}6 + 3{,}2 = 4{,}8\,\mu\text{m} = 4{,}8.10^{-3}\text{ mm}.$$

2.3. Tính toán độ tin cậy của các gối đỡ

2.3.1. Các thông số tính toán

Các thông số tính toán khe hở và độ nhớt đối với trục khủyu động cơ đầu máy D12E thể hiện trong Bảng 10.

Bảng 10. Kết quả tính toán độ nhớt đối với trục khủyu động cơ đầu máy D12E

TT	Các thông số tính toán	Cổ trục	Cổ biên
	Nhiệt độ làm việc t = 75 ^{0}C		
1	Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc (75 ^{0}C) $\overline{\mu}_{75}$, 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 ^{0}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 ^{0}C		
3	Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc (80 ^{0}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 ^{0}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 ^{0}C		
5	Độ nhớt động lực trung bình của dầu bôi trơn ở nhiệt độ làm việc (85 ^{0}C) $\overline{\mu}_{85}$, 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 ^{0}C $s_{\mu 85} \approx s_{\mu 100}$, Ns/mm^2	0,25.10^{-9}	0,25.10^{-9}

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

a. Đối với mối ghép cổ trục - bạc trục số 4 ở chế độ làm việc 85 ^{0}C

+ *Xác định hệ số* m': vì rằng $l/d = 141/175,06 = 0,805$, cho nên theo bảng 2.7 [1], ta có m' =0,6638.

+ *Độ lệch chuẩn của tải trọng hướng tâm* s_{F_r}: Theo [11] tải trọng hướng tâm là $\overline{F}_r$ = 63.653 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× $\overline{F}_r$ = 0,01×63.653 N = 636,530 N.

Các thông số tính toán và kết quả tính toán đối với cổ trục số 4 động cơ đầu máy D12E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C được thể hiện trong Bảng 11.

Bảng 11. Các thông số tính toán đối với cổ trục-bạc trục số 4 động cơ đầu máy D12E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C.

Các thông số tính toán			
Ký hiệu	**Giá trị**	**Ký hiệu**	**Giá trị**
d, mm	175,06	$s_{\delta 85}$, mm	0,0233
l, mm	141	$s_{\mu 85}$, Ns/mm^2	0,25.10^{-9}
n, r/min	1.150	$\overline{F}_r$, N	63.653 N
$\overline{\mu}_{85}$, Ns/mm^2	17,35. 10^{-9}	s_{F_r}, N	636,530 N
$\overline{\delta}_{85}$, mm	0,207	l/d	0,805
h_{th}, mm	4,8.10^{-3}	m'	0,6638
Kết quả tính toán			
Khả năng tải	Sai lệch chuẩn	Điểm phân vị	Độ tin cậy
$\overline{F}$ = 503.468,776 N	s_F = 54.448,681 N	z = 8,0771	$\Phi(z)$ = 0,9^{15*}

*Ghi chú: $\Phi(z)$ =0,9^{15} (viết gọn 15 số 9 sau số thập phân)

b. Đối với mối ghép cổ trục - bạc trục số 1 và số 7 ở chế độ làm việc 85 ^{0}C

+ *Xác định hệ số* m': vì rằng $l/d = 102/175,06 = 0,58266$, cho nên theo bảng 2.7 [1], ta có m' =0,4561.

+ *Độ lệch chuẩn của tải trọng hướng tâm* s_{F_r}: Theo [11] tải trọng hướng tâm là $\overline{F}_r$ = 63.653 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× $\overline{F}_r$ = 0,01×63.653 N = 636,530 N.

Các thông số tính toán và kết quả tính toán đối với cổ trục số 1 và số 7 động cơ đầu máy D12E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C được thể hiện trong Bảng 12.

Bảng 12. Các thông số tính toán và kết quả tính toán đối với cổ trục-bạc trục số 1 và số 7 động cơ đầu máy D13E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C

Các thông số tính toán			
Ký hiệu	**Giá trị**	**Ký hiệu**	**Giá trị**
d , mm	175,06	$s_{\delta 85}$, mm	0,0233
l , mm	102	$s_{\mu 85}$, Ns/mm^2	0,25.10^{-9}
n , r/min	1.150	$\overline{F}_r$, N	63.653 N
$\overline{\mu}_{85}$, Ns/mm^2	17,35. 10^{-9}	s_{F_r} , N	636,530 N
$\overline{\delta}_{85}$, mm	0,207	l / d	0,58266
h_{th} , mm	4,8.10^{-3}	m'	0,4561
Kết quả tính toán			
Khả năntg ải	**Sai lệch chuẩn**	**Điểm phân vị**	**Độ tin cậy**
$\overline{F}$ = 250.252,169 N	s_F = 27.064,043 N	z = 6,8928	$\Phi(z)$ = 0,9^{11*}

*Ghi chú: $\Phi(z)$ =0,9^{11} (viết gọn 11 số 9 sau số thập phân)

c. Đối với mối ghép cổ trục - bạc trục còn lại ở chế độ làm việc 85 ^{0}C

+ *Xác định hệ số* m': vì rằng $l / d = 98 / 175,06 = 0,55981$, cho nên theo Bảng 2.7 [1], ta có m' =0,43631.

+ *Độ lệch chuẩn của tải trọng hướng tâm* s_{F_r}: Theo [11] tải trọng hướng tâm là $\overline{F}_r$ = 63.653 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× $\overline{F}_r$ = 0,01×63.653 N = 636,530 N.

Các thông số tính toán đối với các cổ trục-bạc trục còn lại 7 động cơ đầu máy D12E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C được thể hiện trong Bảng 13.

Bảng 13. Các thông số tính toán đối với các cổ trục-bạc trục còn lại của trục khủy động cơ đầu máy D13E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C

Các thông số tính toán			
Ký hiệu	**Giá trị**	**Ký hiệu**	**Giá trị**
d , mm	175,06	$s_{\delta 85}$, mm	0,0233
l , mm	98	$s_{\mu 85}$, Ns/mm^2	0,25.10^{-9}
n , r/min	1.150	$\overline{F}_r$, N	63.653 N [11]
$\overline{\mu}_{85}$, Ns/mm^2	17,35. 10^{-9}	s_{F_r} , N	636,530 N [11]
$\overline{\delta}_{85}$, mm	0,207	l / d	0,55981
h_{th} , mm	4,8.10^{-3}	m'	0,43631 [1]
Kết quả tính toán			
Khả năng tải	**Sai lệch chuẩn**	**Điểm phân vị**	**Độ tin cậy**
$\overline{F}$ = 230.009,110 N	s_F = 24.874,815 N	z = 6,6855	$\Phi(z)$ = 0,9^{11*}

*Ghi chú: $\Phi(z)$ =0,9^{11} (viết gọn 11 số 9 sau số thập phân)

2.3.3. Tính toán cho mối ghép cổ biên - bạc biên ở chế độ làm việc 85 ^{0}C

+ *Xác định hệ số* m': vì rằng $l / d = 85 / 175,06 = 0,48555$, cho nên theo bảng 2.7 [1], ta có m' =0,37492.

+ *Độ lệch chuẩn của tải trọng hướng tâm* s_{F_r}: Theo [11] tải trọng hướng tâm là $\overline{F}_r$ = 127.305 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× $\overline{F}_r$ = 0,01×127.305 = 1.273,05 N.

Các thông số tính toán và kết quả tính toán đối với các cổ biên-bạc biên động cơ đầu máy D12E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C được thể hiện trong Bảng 14.

Bảng 14. Các thông số tính toán và kết quả tính toán đối với các cổ biên-bạc biên trục khủy động cơ đầu máy D12E ở chế độ làm việc 85 ^{0}C

Các thông số tính toán			
Ký hiệu	**Giá trị**	**Ký hiệu**	**Giá trị**
d , mm	175,06	$s_{\delta 85}$, mm	0,0233
l , mm	85	$s_{\mu 85}$, Ns/mm^2	0,25.10^{-9}
n , r/min	1.150	$\overline{F}_r$, N	127.305 N
$\overline{\mu}_{85}$, Ns/mm^2	17,35. 10^{-9}	s_{F_r} , N	1.273,05 N
$\overline{\delta}_{85}$, mm	0,207	l / d	0,48555
h_{th} , mm	4,8.10^{-3}	m'	0,37492
Kết quả tính toán			
Khả năng tải	**Sai lệch chuẩn**	**Điểm phân vị**	**Độ tin cậy**
$\overline{F}$ = 171.427,020 N	s_F = 18.539,333 N	z = 5,8098	$\Phi(z)$ =0,9^{6*}

*Ghi chú: $\Phi(z)$ =0,9^6 (viết gọn 06 số 9 sau số thập phân)

2.4. Đánh giá độ tin cậy tổng thể của hệ gối đỡ trục khủyu động cơ đầu máy D12E

Như đã nói ở trên, trục khủyu động cơ đầu máy D12E có 7 cổ trục và 6 cổ biên. Trên đây đã xác định được độ tin cậy của các cổ trục và các 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 D12E ở chế độ nhiệt độ làm việc 85^{o}C được xác định bằng công thức (8):

$$P_s = \prod_{i=1}^{n} P_i = \left[\prod_{i=1}^{n} P_{ict}\right] \times \left[\prod_{j=1}^{m} P_{icb}\right] = [P_{ct4}] \times [P_{ct1,7}]^2 \left[\prod_{i=1}^{3} P_{ict}\right] \times \left[\prod_{j=1}^{6} P_{icb}\right]$$

$$= \left(1-\frac{1}{10^{15}}\right) \times \left(1-\frac{1}{10^{11}}\right)^2 \times \left(1-\frac{1}{10^{11}}\right)^3 \times \left(1-\frac{1}{10^{6}}\right)^6$$

= 0,999994 (viết gọn là: 0,9^{5}4)

4. KẾT LUẬN

➢ Độ tin cậy riêng rẽ của các mối ghép cổ trục - bạc trục, cổ biên - bạc biên động cơ động cơ K6S 230 DR trên đầu máy D12E 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^{o}C tương ứng là 0,9^{11} và 0,9^6 (viết gọn 11 và 06 số 9 sau dấu thập phân);

➢ 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 K6S 230 DR trên đầu máy D12E ở chế độ làm việc 85^{o}C là 0,999994;

➢ Kết quả nghiên cứu có thể tham khảo trong giảng dạy và nghiên cứu về độ tin cậy máy, tham khảo cho quá trình bảo dưỡng, sửa chữa động cơ đầu máy D12E tại các xí nghiệp đầu máy. Phương pháp nghiên cứu có thể áp dụng để đánh giá độ tin cậy hệ gối đỡ trục khuỷu của động cơ diesel các đầu máy khác ❐

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Lộc (2006), Thiết kế và phân tích hệ thống cơ khí theo độ tin cậy, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
2. Nguyễn Hữu Lộc (2000), Cơ sở thiết kế máy, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Tp. Hồ Chí Minh.
3. Phan Văn Khôi (2001), Cơ sở đánh giá độ tin cậy, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
4. Đỗ Đức Tuấn (2013), Độ tin cậy và tuổi bền máy, Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, Hà Nội.
5. Đỗ Đức Tuấn (2005), Công nghệ sửa chữa đầu máy diesel, Nhà xuất bản Giao thông Vận tải, Hà Nội.
6. Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam (2017), Quy trình sửa chữa đầu máy D12E, Hà Nội.
7. Tổng Công ty Đường sắt Việt Nam (2016), Quy định về sử dụng dầu bôi trơn động cơ đầu máy, Hà Nội.
8. Trần Văn Việt (2015), Nghiên cứu lý thuyết quá trình va đập của pít 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, "Experimental and Theoretical Investigation of Lube Oil Performance and Engine Friction. "PhD diss, University of Tennessee, 2013. http://trace.tennessee.edu/utk_graddiss/1774
10. Пузанков А.Д. (1999), Надёжность конструций локомотивов. МИИТ. Москва.
11. Пузанков А.Д. (2006), Надёжность локомотивов. МИИТ. Москва.

RELIABILITY ASSESSMENT OF ENGINE CRANKSHAFT BEARING SYSTEMS IN D12E LOCOMOTIVES USED ON VIETNAM RAILWAYS

Nguyen Huu Chi, Do Duc Tuan

ABSTRACT

Engine crankshaft bearing systems in diesel locomotives are composed of plain bearings with hydrodynamically lubricated clearances. According to the reliability theory, the crankshaft bearing systems are considered to be systems of series bearing elements. Therefore, based on the reliability theory for elements and systems in general as well as of the plain bearing joints with hydrodynamic lubrication clearances in particular, the individual reliabilities of the crankshaft neck - bush, the crankpin - bush joints as elements, and the combined reliabilities of the crankshaft bearing systems as serial element systems have been determined for K6S 230 DR diesel engines on D12E locomotives used in the Vietnam railway industry.

Keywords: *reliability assessment, crankshaft bearing system, diesel locomotive engine, Vietnam railways.*

Ngày nhận bài: *10/12/2022*;
Ngày gửi phản biện: *14/12/2022*;
Ngày nhận phản biện: *15/01/2023*;
Ngày chấp nhận đăng: *06/02/2023*.

Trách nhiệm pháp lý của các tác giả bài báo: *Các tác giả hoàn toàn chịu trách nhiệm về các số liệu, nội dung công bố trong bài báo theo Luật Báo chí Việt Nam.*