

ỨNG DỤNG PHƯƠNG PHÁP CỦA ZOBORY ĐỂ ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG MỘT SỐ THAM SỐ ĐẾN HAO MÒN BÁNH XE ĐẦU MÁY

Tào Văn Chiến
Trưởng Đại học Giao thông Vận tải
Email: chientv@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày mô hình đánh giá hao mòn bánh xe của đầu máy căn cứ vào phương pháp của Zobory. Mô hình này là sự kết hợp giữa mô hình động lực học của đầu máy, lý thuyết tiếp xúc của Hertz và phương pháp xác định hao mòn của Zobory. Ứng dụng mô hình này để đánh giá ảnh hưởng của khổ đường, độ nghiêng ray đến hao mòn bánh xe đầu máy. Kết quả bài báo căn cứ để nghiên cứu lựa chọn các tham số của đường hợp lý nhằm làm giảm hao mòn bánh xe đầu máy.

Từ khóa: hao mòn bánh xe, tiếp xúc Hertz, phương pháp Zobory, đầu máy

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hao mòn mặt lăn, gờ bánh xe là hình thức phổ biến và tồn tại tự nhiên trong quá trình đầu máy, toa xe chuyển động trên đường ray, trực tiếp ảnh hưởng đến an toàn vận hành đoàn tàu và hiệu quả kinh tế khai thác đầu máy, toa xe.

Từ thế kỷ 19 trở lại đây, nhiều tác giả trên thế giới đã dùng nhiều phương pháp khác nhau để tiến hành nghiên cứu vấn đề này. Braghin căn cứ vào kết quả thí nghiệm thành lập mô hình tính toán hao mòn mặt lăn bánh xe [5]. Jendel căn cứ vào lý luận Hertz, phần mềm GENSYS và mô hình hao mòn Archard thành lập mô hình mô phỏng hao mòn, ứng dụng phần mềm này để nghiên cứu hao mòn bánh xe toa xe, kết quả mô phỏng phù hợp kết quả thực tế [6]. Pearce sử dụng mô hình giản đơn phân tích hao mòn bánh xe trên đoạn đường cong chữ S [7]. Pombo đã nghiên cứu độ cứng hệ đàn hồi 1 và độ côn mặt lăn ảnh hưởng đến hao mòn mặt lăn [8]. Liên quan đến vấn đề này, [4] đã nghiên cứu hao mòn mặt lăn bánh xe đầu máy, thông qua xử lý số liệu thống kê về hao mòn bánh xe để xác định tuổi thọ làm việc của bộ trục bánh. Hư hỏng hao mòn mặt lăn bánh xe toa xe vận hành trên Đường sắt Việt Nam, ảnh hưởng của sự gia tăng nhiệt độ bánh xe khi hãm đến hao mòn bánh xe được trình bày trong [3].

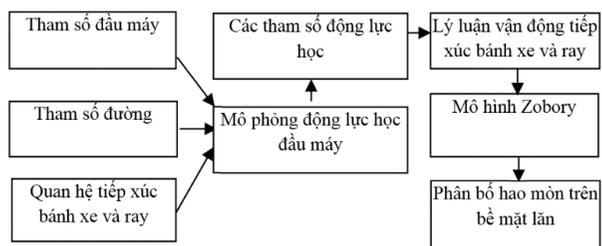
Hao mòn bánh xe và ray chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố như trạng thái đường sắt, trạng thái kỹ thuật của đầu máy, toa xe, điều kiện vận hành... Do đó việc nghiên cứu ảnh hưởng của các tham số này đến hao mòn để lựa chọn giá trị hợp lý là vấn đề cần thiết.

Nội dung của bài báo này trình bày về mô hình đánh giá hao mòn bánh xe căn cứ vào mô hình động lực học đầu máy, lý thuyết tiếp xúc Hertz và phương pháp đánh giá hao mòn của Zobory. Ứng dụng mô hình này để đánh giá ảnh hưởng của khổ đường và độ nghiêng ray đến hao mòn bánh xe. Đối tượng nghiên cứu là đầu máy D19E vận hành trên đường sắt Việt Nam.

2. PHƯƠNG PHÁP VÀ NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Mô hình đánh giá hao mòn bánh xe

Mô hình xác định hao mòn bao gồm 3 bộ phận hợp thành: mô hình động lực học đầu máy, mô hình tiếp xúc giữa Hertz và mô hình hao mòn Zobory. Từ kết quả mô phỏng động lực học đầu máy kết hợp mô hình tiếp xúc giữa bánh xe và ray, tính toán được vị trí điểm tiếp xúc, hình dạng tiếp xúc. Căn cứ vào phương pháp xác định hao mòn Zobory để xác định lượng hao mòn tại từng vị trí. Quá trình tính toán thể hiện trên Hình 1 [1].



Hình 1. Quá trình tính toán hao mòn bánh xe

2.2. Mô hình động lực học của đầu máy D19E

Để mô phỏng tính toán động lực học của Đầu máy D19E, báo cáo này sử dụng phần mềm Simpack thành lập mô hình động lực học, mô hình bao gồm 9 vật thể: thân xe, 2 giá chuyển hướng và sáu bộ trục bánh xe. Trong mô hình còn khảo sát hệ

đàn hồi 1 và 2, giảm chấn dọc, giảm chấn ngang... Nhập các thông số kỹ thuật của đầu máy D19E và thông số kỹ thuật của đường sắt để thành lập mô hình động lực học của đầu máy D19E như trên Hình 2. Điều kiện tiếp xúc là biên dạng mặt lăn bánh xe đầu máy D19E và bề mặt ray loại P43 [1,2].

Bảng 1. Các tham số kỹ thuật của đầu máy D19E

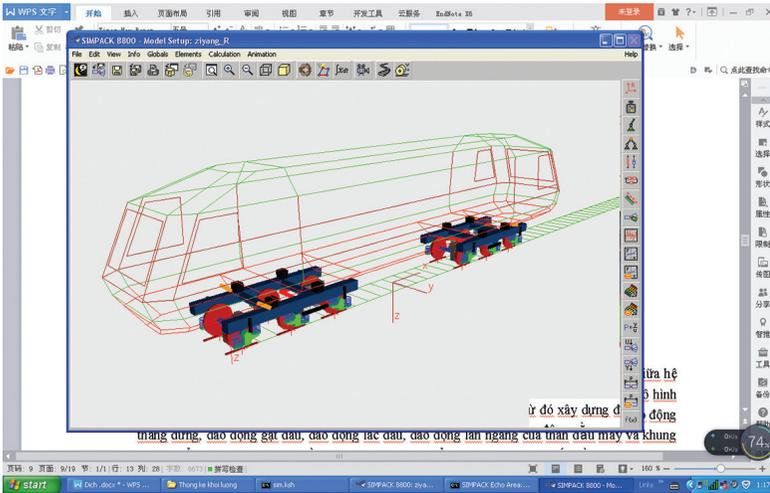
Tham số kỹ thuật	Đơn vị	Giá trị
Công thức trục		C_0-C_0
Công suất	Hp	1900
Trọng lượng chỉnh bị	T	78
Tốc độ cấu tạo	km/h	120
Cự ly tâm 2 giá chuyển	mm	8100
Cự ly trục	mm	1650
Bán kính bánh xe	mm	1000
Tải trọng trục	T	13
Tự nặng giá chuyển	T	14.53
Trọng lượng dưới lò xo	T	2.647
Độ cứng dọc của hệ treo 1	$kN.m^{-1}$	4.21×10^4
Độ cứng ngang của hệ treo 1	$kN.m^{-1}$	2.16×10^3
Độ cứng thẳng đứng của hệ treo 1	$kN.m^{-1}$	5.74×10^2
Độ cứng ngang của hệ treo 2	$kN.m^{-1}$	2.28×10^2
Độ cứng ngang của hệ treo 2	$kN.m^{-1}$	2.28×10^2
Độ cứng thẳng đứng của hệ treo 2	$kN.m^{-1}$	6.82×10^3
Hệ số giảm chấn thẳng đứng hệ 1	$kN.s.m^{-1}$	60
Hệ số giảm chấn ngang hệ 2	$kN.s.m^{-1}$	60
Hệ số giảm chấn chống rỗng bò	$kN.s.m^{-1}$	600
Khoảng cách giữa 2 vòng lăn	mm	1070
Bán kính thông qua nhỏ nhất	m	70

2.3. Mô hình tiếp xúc của Hertz

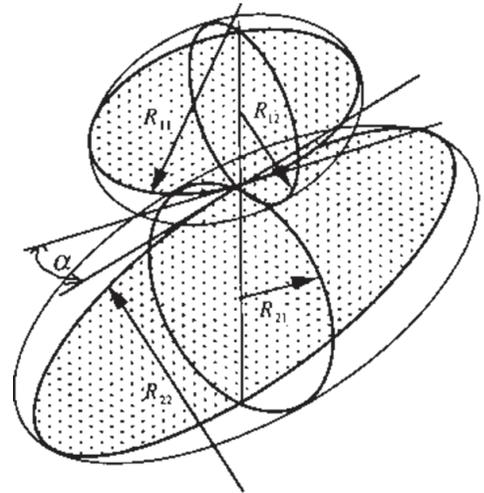
Năm 1881, Hertz tiến hành nghiên cứu về tiếp xúc của hai vật thể đàn hồi, đồng thời cho rằng, hai vật thể đàn hồi tiếp xúc với nhau thì hình dạng

diện tích tiếp xúc là 1 elip. Khi hai vật thể đàn tính tiếp xúc, điểm tiếp xúc là O, có thể dùng hàm bậc 2 để biểu diễn bề mặt của hai vật thể đàn tính, hai bề mặt đó được biểu diễn như công thức 1 [9, 11].

$$z_1 = f_1(x, y) \qquad z_2 = f_2(x, y) \qquad (1)$$



Hình 2. Mô hình 3D nghiên cứu động lực học đầu máy



Hình 3. Bán kính tiếp xúc của hai vật thể đàn tính

Khoảng cách giữa 2 vật thể đàn tính theo phương pháp tuyến dùng công thức (2) biểu thị:

z1 + z2 = Ax^2 + By^2 (2)

Trong đó:

A, B: hằng số;

x, y: Trục dọc và trục ngang của hệ tọa độ.

Giá trị của A và B quyết định bởi đặc trưng tiếp xúc hình học và quan hệ tiếp xúc giữa hai vật thể đàn tính, nó được biểu thị như công thức (3)

(A+B) = 1/2 * (1/R11 + 1/R12 + 1/R21 + 1/R22)
(B-A) = 1/2 * [(1/R11 - 1/R12)^2 + (1/R21 - 1/R22)^2 + 2 * (1/R11 - 1/R12) * (1/R21 - 1/R22) * cos 2alpha]^1/2 (3)

Trong đó:

1/R11, 1/R12 : Nghịch đảo bán kính theo phương x và phương y tại điểm tiếp xúc của vật thể đàn hồi thứ nhất.

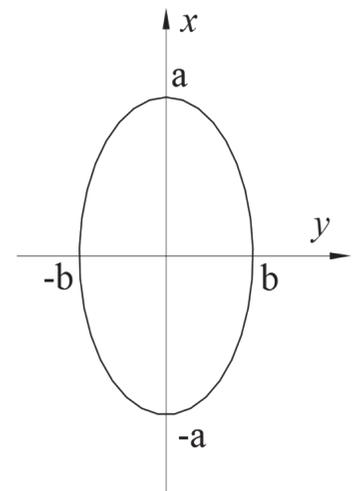
1/R21, 1/R22 : Nghịch đảo bán kính theo phương x và phương y tại điểm tiếp xúc của vật thể đàn hồi thứ nhất.

alpha: Góc giữa 2 mặt phẳng tiếp tuyến của hai vật thể đàn tính tại điểm tiếp xúc.

Khi bánh xe và ray tiếp xúc với nhau, trục x là phương chuyển động của đầu máy, toa xe, trục vuông góc với trục x là trục y, góc alpha = 0. R11 là bán kính vòng lăn của bánh xe tại điểm tiếp xúc, R12 bán kính bề mặt ngoài của mặt cắt ngang bánh xe, R21 là vô cùng lớn, R22 là bán kính bề mặt ngoài mặt cắt ngang của ray.

Nếu gọi a và b là hai bán trục của vùng tiếp xúc có dạng elip, có thể căn cứ công thức sau để tính toán phân bố lực tiếp xúc theo phương pháp tuyến:

Trong đó: N: Tải trọng theo phương pháp tuyến.



Hình 4. Hình dạng vết tiếp xúc của tiếp xúc Hertz

$$p_z(x, y) = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \tag{4}$$

2.3. Phương pháp xác định hao mòn của Zobory

Zobory căn cứ vào lý thuyết về năng lượng hao tán thành lập mô hình tính toán hao mòn mặt lăn bánh xe. Tại mỗi bước thời gian, phân chia vùng tiếp xúc thành vùng nén và vùng trượt, vùng nén là A_n , vùng trượt là A_s , đồng thời cho rằng hao mòn chỉ sinh ra tại vùng trượt, như hình 3. Đối với ô bất kỳ (i, j) trong vùng tiếp xúc, mật độ năng lượng hao mòn của nó là [10]:

$$\dot{E}_d(i, j) = \begin{cases} \tau_x(i, j)V_x(i, j) + \tau_y(i, j)V_y(i, j) & (i, j) \in A_s(t) \\ 0 & (i, j) \notin A_s(t) \end{cases} \tag{5}$$

Trong đó:

$\dot{E}_d(i, j)$ - Mật độ năng lượng hao mòn, $N \cdot m \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$;

τ_x, τ_y - Ứng lực cắt theo phương dọc và phương ngang của ô (i, j) , $N \cdot m^{-2}$;

V_x, V_y - Tốc độ trượt theo phương dọc và phương ngang, $m \cdot s^{-1}$;

$i=1, 2, \dots, n_x; j=1, 2, \dots, n_y$;

n_x, n_y - Số lượng các ô chia theo phương dọc và phương ngang.

Mật độ lượng mài mòn trong mỗi ô đã chia như sau:

$$\dot{m}_d(i, j) = k_z(i, j) \cdot \dot{E}_d(i, j) \tag{6}$$

Trong đó

\dot{m}_d - Mật độ lượng mài mòn, $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$;

$k_z(i, j)$ - Hệ số mài mòn, $kg \cdot (N \cdot m)^{-1}$.

Điều kiện để xác định hệ số mài mòn như công thức (8)

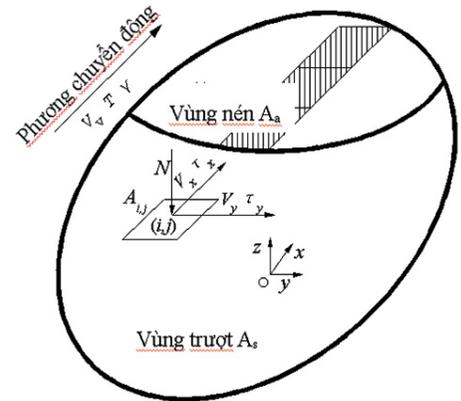
$$k = \begin{cases} 7 \times 10^{-10} \text{ kg}/(N \cdot m) & E_d \leq 4 \times 10^6 \text{ N} \cdot m(s^{-1}m^{-2}) \\ 21 \times 10^{-10} \text{ kg}/(N \cdot m) & E_d > 4 \times 10^6 \text{ N} \cdot m(s^{-1}m^{-2}) \end{cases} \tag{7}$$

3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Ảnh hưởng đến hao mòn bánh xe đầu máy có nhiều tham số như tham số của đầu máy, tham số của đường. Nếu các tham số kỹ thuật của đường không hợp lý, sẽ tạo ra các lực tác dụng giữa đường ray và bánh xe, góc xung kích tăng lên, đồng thời tạo thành vị trí tiếp xúc bất lợi giữa bánh xe và ray, như vậy sẽ làm tăng tốc độ hao mòn bánh xe. Nếu thiết kế hợp lý các tham số kỹ thuật của đường sắt sẽ cải thiện lực tác dụng giữa bánh xe và đường ray, giảm sự mài mòn giữa ray và bánh xe. Phạm vi nội dung bài báo trình bày ảnh hưởng của khổ đường và độ nghiêng ray đến hao mòn bánh xe.

3.1. Ảnh hưởng của khổ đường đến mài mòn bánh xe

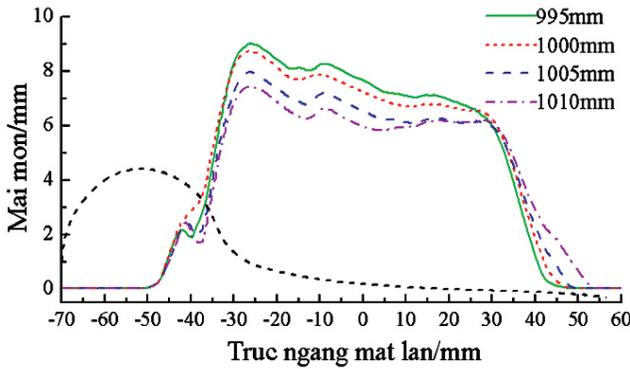
Trong thực tế khổ đường luôn bị thay đổi, do



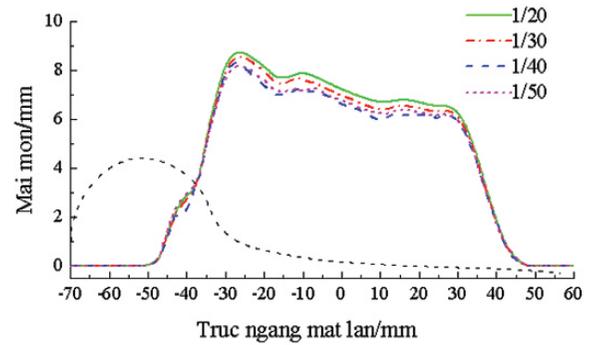
Hình 5. Phân bố vùng nén và vùng trượt trong vùng tiếp xúc

lắp đặt có sai số, do lực của thiết bị kẹp chặt không đủ, độ cứng của ray bị thay đổi hoặc lực ngang lớn, khiến cho ray bị dịch ngang. Bài báo khảo sát với bốn trị số khổ đường là 995 mm, 1000 mm, 1005 mm, 1010 mm, từ đó mô phỏng tính toán phân bố mài mòn trên mặt lăn bánh xe khi khổ đường thay đổi.

Hình 6 là phân bố mài mòn bánh xe khi đầu máy chạy được $2,1 \times 10^5$ km với các khổ đường khác nhau. Từ hình vẽ cho thấy, trong phạm vi giá trị khảo sát, khi khổ đường tăng lên, độ sâu mài mòn giảm, khổ đường là 995 mm, độ sâu mài mòn tại vị trí vòng lăn là 7,663 mm. Khổ đường tăng lên 1000 mm, 1005 mm, 1010 mm, độ sâu mài mòn tương ứng là 7,231 mm, 6,516 mm, 5,975 mm, tương ứng giảm đi 5,63%, 14,96%, 22,02%. Khổ đường



Hình 6. Phân bố mài mòn trên mặt lăn bánh xe khi khổ đường thay đổi



Hình 7. Phân bố mài mòn khi sử dụng độ nghiêng ray khác nhau

tăng, phạm vi phân bố mài mòn tăng theo, khổ đường là 995 mm, phân bố mài mòn trên bề mặt bánh xe trong phạm vi -51 mm~ 48 mm, nhưng khổ đường tăng lên 1010 mm, phạm vi phân bố mài mòn là -51 mm~ 55 mm. Như vậy, khổ đường tăng lên một cách hợp lý sẽ có lợi cho việc giảm mài mòn. Do vậy trên đường cong, phải có độ gia khoan là cần thiết, tuy nhiên khổ đường tăng lên sẽ làm tăng góc xung kích, sự sai khác góc tiếp xúc giữa bánh xe trái và phải, sai khác giá trị đẳng hiệu độ côn mặt lăn của 2 bánh xe giảm nhỏ, mài mòn tăng lên, làm giảm tính năng động lực thông qua đường cong của đầu máy.

3.2. Ảnh hưởng độ nghiêng ray đến mài mòn bánh xe

Độ nghiêng ray là một trong những tham số quan trọng của hệ thống đường sắt, độ lớn nhỏ của nó ảnh hưởng rất lớn đến vị trí điểm tiếp xúc hình học, độ lớn lực tác dụng giữa ray và bánh xe. Điều chỉnh độ nghiêng ray hợp lý sẽ làm thay đổi vị trí tiếp xúc, cải thiện tính năng động lực học thông qua đường cong của đầu máy. Bài báo khảo sát độ nghiêng ray thay đổi từ 1/20 đến 1/50, tính toán mài mòn mặt lăn bánh xe sau khi đầu máy chạy được $2,1 \times 10^5$ km với các độ nghiêng ray khác nhau.

Từ Hình 7 có thể thấy, độ nghiêng ray giảm nhỏ, mài mòn bánh xe giảm đáng kể. Khi độ

ngiêng ray là 1/20, mài mòn tại vị trí vòng lăn là 7,321 mm, độ nghiêng ray giảm xuống 1/30 và 1/40, mài mòn tại vị trí vòng lăn tương ứng là 6,97mm và 6,71 mm, tương ứng giảm 3,61% và 7,08%. Khi độ nghiêng ray là 1/50, mài mòn bán kính vòng lăn là 6,77 mm, mài mòn có xu hướng tăng lên. Như vậy, giảm nhỏ độ nghiêng ray một cách hợp lý sẽ làm cho mài mòn bánh xe giảm. Từ góc độ giảm nhỏ mài mòn mà nói, sử dụng độ nghiêng ray 1/40 sẽ có hiệu quả trong việc giảm nhỏ mài mòn bánh xe.

4. KẾT LUẬN

➤ Mô hình đánh giá hao mòn bánh xe của đầu máy có thể dùng mô hình tiếp xúc, mô hình động lực học và phương pháp đánh giá hao mòn của Zobory. Ứng dụng các mô hình này để đánh giá ảnh hưởng của khổ đường và độ nghiêng ray đến hao mòn bánh xe. Khổ đường và độ nghiêng ray thiết kế hợp lý cũng có tác dụng làm giảm hao mòn bánh xe;

➤ Các mô hình này có thể ứng dụng để đánh giá hao mòn bánh xe cho các đầu máy khác nhau, đồng thời ứng dụng để nghiên cứu các nhân tố khác như: điều kiện vận hành, tham số kỹ thuật của hệ thống treo...ảnh hưởng đến hao mòn bánh xe, có thể dùng để đánh giá hao mòn bánh xe đầu máy, toa xe đường sắt mở □

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Tào Văn Chiến (2019). Nghiên cứu xây dựng mô hình đánh giá hao mòn bánh xe của đầu máy. Tạp chí Khoa học Kỹ thuật Thủy lợi và Môi trường, 203:208.
2. Tào Văn Chiến (2018), Nghiên cứu tính năng động lực học của đầu máy dựa trên phần mềm Simpack, Tạp chí nghiên cứu khoa học Đại học Sao đỏ, (3), 83-88.
3. Vũ Duy Lộc (2001), Khảo sát, phân tích hư hỏng mặt lăn toa xe khách vận hành trên đường sắt Việt Nam, Tạp chí khoa học Giao thông vận tải, (34), 88:96.

4. Đỗ Đức Tuấn, Nguyễn Trọng Nghĩa (2009). Xác định đặc trưng hao mòn mặt lăn và lợi bánh xe đầu máy D20E vận dụng tại Xí nghiệp đầu máy Đà Nẵng. Tạp chí Khoa học Giao thông Vận tải, 28, 131: 139.
5. Braghin F, Lewis R, Dwyer R S (2006), A Mathematical Model to Predict Railway Wheel Profile Evolution Due to Wear, Wea, 261(11), 1253-1264.
6. Jendel T (2002), Prediction of Wheel Profile Wear-Comparisons with Field Measurements. Wear, 253(12), 89-99.
7. Pearce T G, Sherratt N D (1991), Prediction of wheel profile wear, Wear, 114(1-2), 343-351.
8. Pombo J, Ambrosio J, Pereira M (2010). A study on wear evaluation of railway wheels based on multibody dynamics and wear computation. Multibody System Dynamics, 24 (3), 347-366.
9. Hertz H. On the contact of elastic solids. Reine und angewandte Mathematik, 1882(92): 156-171.
10. Zobory I. Prediction of wheel/rail profile wear. Vehicle System. Dynamics, 1997, 28(2): 221-259
11. 李亨利, 傅茂海(2005), 曲线几何参数对货车转向架曲线通过性能的影响, 中国铁道学报, 35(2): 112:119.

RESEARCH EFFECT OF PARAMETERS ON WHEEL WEAR OF LOCOMOTIVE ON ZOBORY'S METHOD

Tao Van Chien

University of Transport and Communications

ABSTRACT

This paper deals with an evaluation model of locomotive wheel flange wear is proposed based on the Zobory's method. The model is a combination of the locomotive dynamics model, Hertz contact theory and Zobory's method. The model is used to evaluate the influence of gauge widen and rail cant on wheel wear. This is the basis for research and selection of appropriate railway parameters to reduce wheel wear of locomotive.

Key words: *wheel wear, Hertz contact theory, Zobory's method, locomotive*

Ngày nhận bài: 22/4/2024;

Ngày gửi phản biện: 25/4/2024;

Ngày nhận phản biện: 28/5/2024;

Ngày chấp nhận đăng: 31/5/2024.

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.