

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA RUNG ĐỘNG ĐỘNG LỰC HỌC ĐẾN ĐỘ BỀN MỎI CỦA GỐI ĐỠ TRỤC CHÍNH MÁY DỆT KIỂM TỐC ĐỘ CAO

STUDY ON THE EFFECT OF DYNAMIC VIBRATION ON THE FATIGUE STRENGTH OF THE MAIN SHAFT SUPPORT BEARINGS OF HIGH-SPEED RIVETING MACHINES

Đỗ Thị Lan

Khoa Dệt may và Thời trang, Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: dtlan@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo nghiên cứu ảnh hưởng của đặc tính động lực học và tải trọng quán tính đến độ bền mỏi cụm gối đỡ trục chính trên máy dệt kiểm tốc độ cao. Bằng cách kết hợp lý thuyết dao động cưỡng bức và mô phỏng phần tử hữu hạn (FEA), nghiên cứu đã xác định chính xác trạng thái ứng suất von Mises và các tần số dao động riêng của kết cấu dưới tác động của cơ cấu kiểm dệt khứ hồi. Kết quả cho thấy tại vận tốc 600 vòng/phút, lực quán tính tăng mạnh theo hàm bậc hai vận tốc góc, đẩy ứng suất tại các vị trí liên kết lên ngưỡng 112,4 MPa. Theo tiêu chuẩn Goodman, đây là vùng tiệm cận giới hạn mỏi chu kỳ cao, tiềm ẩn nguy cơ nứt vỡ do rung động bậc cao. Nghiên cứu cung cấp cơ sở định lượng quan trọng để đánh giá độ ổn định hệ thống, đồng thời đề xuất giải pháp tối ưu hóa biên dạng gối đỡ nhằm nâng cao tuổi thọ và hiệu suất vận hành cho các dòng máy dệt thế hệ mới.

Từ khóa: Máy dệt kiểm; Gối đỡ trục chính; Lực quán tính; Phân tích phần tử hữu hạn (FEA); Độ bền mỏi; Dao động động lực học.

ABSTRACT

This paper investigates the influence of dynamic characteristics and inertial loads on the fatigue strength of the main shaft bearing assembly on a high-speed loom. By combining forced vibration theory and finite element simulation (FEA), the study accurately determined the von Mises stress state and the natural vibration frequencies of the structure under the influence of the reciprocating loom mechanism. The results show that at 600 rpm, the inertial force increases sharply as a function of the quadratic angular velocity, pushing the stress at the connection points to 112.4 MPa. According to the Goodman criterion, this is the region approaching the high-cycle fatigue limit, posing a risk of fracture due to high-order vibrations. The study provides an important quantitative basis for evaluating system stability and proposes solutions to optimize the bearing profile to improve the lifespan and operating efficiency of new generation looms.

Keywords: Rake weaving machine; Spindle bearing; Inertial force; Finite element analysis (FEA); Fatigue strength; Dynamic vibration.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trong công nghiệp dệt hiện đại, máy dệt kiểm nổi bật nhờ khả năng xử lý đa dạng các loại sợi với hiệu suất cao [3], [8]. Trục chính của máy đóng vai trò then chốt, điều phối toàn bộ quá trình đưa sợi và đóng khổ vải dưới tải trọng động biến thiên phức tạp [2], [11]. Khi vận hành ở tốc độ 600 vòng/phút, lực quán tính từ chuyển động khứ hồi của kiểm dệt tăng mạnh theo hàm bậc hai vận tốc góc, gây tập trung ứng suất tại các vùng nhạy cảm như gối đỡ và vị trí liên kết [1], [7], [10].

Nguy cơ nghiêm trọng nhất đối với hệ thống là hiện tượng phá hủy mỏi và cộng hưởng cơ khí [6], [9]. Ngay cả khi ứng suất tức thời thấp hơn giới hạn bền, chu kỳ tải trọng tần suất cao vẫn dễ dàng khởi phát các vết nứt vi mô [4], [12].

Hiện nay, phương pháp phần tử hữu hạn (FEA) là công cụ thiết yếu để dự báo trạng thái cơ học của kết cấu máy phức tạp [5]. Dựa trên các nền tảng lý thuyết hiện đại [1], [11], bài báo này tập trung mô phỏng và phân tích tương tác giữa rung động động lực học và độ bền mỏi của cụm gối đỡ trục chính. Kết quả nghiên cứu cung cấp cơ sở định lượng để tối ưu hóa thiết kế, nâng cao độ tin cậy và kéo dài tuổi thọ vận hành cho thiết bị trong thực tế.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

2.1. Động lực học cơ cấu kiểm dệt và lực quán tính

Trong máy dệt kiểm, chuyển động của thanh kiểm được điều khiển bởi cơ cấu tay quay thanh truyền hoặc cam, tạo ra chuyển động tịnh tiến khứ hồi không điều hòa. Theo Norton [2] và Gosh [7], gia tốc của thanh kiểm (a) thay đổi liên tục theo góc quay trục chính (θ) dẫn đến

lực quán tính (F_{in}) tác động ngược trở lại gối đỡ:

$$F_{in} = -m_k \cdot a = -m_k \cdot r \cdot \omega^2 \left(\cos \theta + \frac{\lambda \cos 2\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (2.1)$$

Trong đó:

- m_k : Khối lượng quy đổi của kiểm dệt và các chi tiết chuyển động [11].
- ω : Vận tốc góc của trục chính.
- λ : Thông số hình học của cơ cấu truyền động.

Lực này, khi kết hợp với lực quán tính ly tâm của trục quay lệch tâm [10], tạo ra một hệ tải trọng động biến thiên có chu kỳ, tác động trực tiếp vào ổ bi và vỏ gối đỡ.

2.2. Phương trình trạng thái và biến dạng kết cấu

Dưới tác động của tải trọng động, trạng thái biến dạng của gối đỡ được xác định dựa trên lý thuyết đàn hồi. Theo Timoshenko [6], mối quan hệ giữa ứng suất và biến dạng trong vùng đàn hồi của thép hợp kim làm gối đỡ được mô tả qua định luật Hooke tổng quát. Ứng suất tương đương von Mises (σ_{eq}), dùng để đánh giá độ bền tổng hợp, được xác định bởi công thức [4], [5]:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (2.2)$$

Trong đó, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ là các ứng suất chính tại nút phần tử trong mô hình FEA.

2.3. Mô hình phân tích dao động và cộng hưởng

Để đánh giá độ ổn định động lực học, gối đỡ được coi là một hệ thống đàn hồi có cản. Theo Rao [10], tần số dao động riêng (f_n) của

kết cấu là yếu tố quyết định khả năng xảy ra cộng hưởng. Phương trình đặc trưng để xác định tần số riêng bậc i là:

$$\det([K] - \omega_i^2[M]) = 0 \quad (2.3)$$

Trong đó, $[K]$ là ma trận độ cứng và $[M]$ là ma trận khối lượng được thiết lập qua phương pháp phần tử hữu hạn [5]. Tốc độ máy dẹt (n) cần được thiết kế sao cho tần số kích thích từ trục chính không trùng với các giá trị f_n này nhằm tránh hiện tượng rung động cộng hưởng gây hỏng hóc gối đỡ [10].

2.4. Lý thuyết bền mỏi và tuổi thọ chi tiết

Vì lực quán tính đảo chiều liên tục theo chu kỳ quay, gối đỡ phải được thiết kế dựa trên giới hạn bền mỏi thay vì giới hạn bền tĩnh. Dựa trên lý thuyết của Suresh [6] và tiêu chuẩn thiết kế cơ khí của Shigley [1], giới hạn mỏi (S_e) của gối đỡ được hiệu chỉnh qua các hệ số bề mặt, kích thước và tải trọng:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (2.4)$$

Tuổi thọ của gối đỡ (số chu kỳ N) dưới tác động của biên độ ứng suất σ_a do tốc độ 600 vòng/phút gây ra sẽ được dự báo qua đường cong mỏi S-N và tiêu chuẩn Goodman hiệu chỉnh [1], [9]:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (2.5)$$

Trong đó, σ_a là ứng suất trung bình và S_u là giới hạn bền kéo của vật liệu [12].

3. THIẾT LẬP MÔ HÌNH MÔ PHỎNG

3.1. Xây dựng mô hình hình học và lựa chọn vật liệu

Mô hình 3D của cụm gối đỡ trục chính được xây dựng dựa trên thông số kỹ thuật của máy dẹt kiểm công nghiệp khổ rộng (Hình 1). Để đảm bảo tính chính xác trong phân tích mỏi, các chi tiết như thân gối đỡ, ổ lăn và bu lông liên kết được mô hình hóa chi tiết [1]. Vật liệu được lựa chọn là thép hợp kim 40CrNi (tiêu chuẩn tương đương trong [4]), có giới hạn bền cao và khả năng chống mỏi tốt.

Bảng 1. Thông số vận hành và hình học cụm gối đỡ

Thông số thiết kế	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị	Ghi chú
Khối lượng thanh kiểm dẹt	m_k	2.5	kg	Tài liệu [3]
Hành trình kiểm dẹt	S	0.85	m	Khổ vải 1.9m
Bán kính quay trục chính	r	0.045	m	Cơ cấu tay quay
Tốc độ vận hành mục tiêu	n	600	vòng/phút	Ngưỡng khảo sát
Tần số kích thích tại 600 vòng/phút	f_{exc}	10	Hz	$f = n/60$

Bảng 2. Đặc tính vật liệu Thép hợp kim 40CrNi

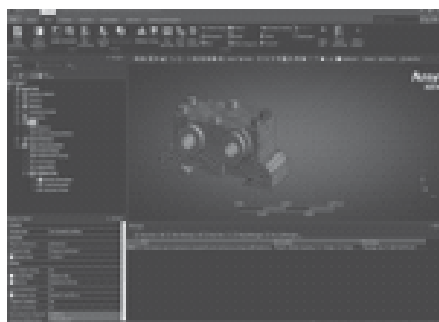
Đặc tính	Giá trị	Đơn vị
Mô đun đàn hồi (E)	2.1E+11	Pa
Hệ số Poisson	0.3	-
Khối lượng riêng	7850	kg/m ³
Giới hạn bền kéo	980	MPa
Giới hạn chảy	785	MPa
Giới hạn mỏi nội tại	490	MPa

3.2. Chia lưới phần tử hữu hạn

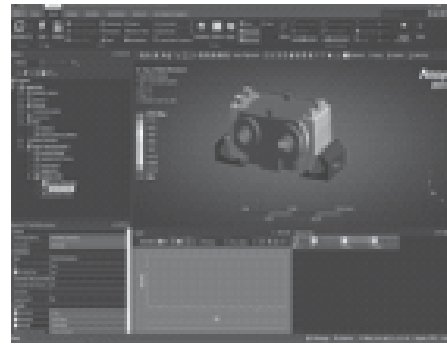
Việc chia lưới được thực hiện bằng phần tử khối bậc cao (Solid 186/187) theo phương pháp phần tử hữu hạn [5] (Hình 2). Tại các vị trí chuyển tiếp biên dạng và lỗ lắp ổ bi - nơi dự đoán có nồng độ ứng suất cao [6] - lưới được làm mịn cục bộ (Local Refinement) để đảm bảo độ hội tụ của kết quả tính toán (Hình 3).



Hình 1. Mô hình 3D của cụm gối đỡ trục chính



Hình 2. Chia lưới phần tử hữu hạn của cụm gối đỡ trục chính



Hình 3. Biến dạng tổng thể của cụm gối đỡ trục chính

Tổng số nút (Nodes): 156.420;
 Tổng số phần tử (Elements): 84.235;
 Chất lượng lưới (Element Quality):
 > 0.85 (Đảm bảo độ tin cậy theo tiêu chuẩn [5]).

3.3. Điều kiện biên và tải trọng

Dựa trên điều kiện làm việc thực tế và các công thức động lực học (2.1) [11], các điều kiện biên được thiết lập như sau:

Cố định (Fixed Support): Áp dụng tại mặt đáy của gối đỡ, nơi liên kết trực tiếp với khung máy.

Tải trọng tập trung (Remote Force): Mô phỏng lực quán tính của kiểm dẹt tác động lên tâm trục chính. Tại tốc độ 600 vòng/phút, lực này được tính toán là $F_{in} = 1250$ N.

Tải trọng ly tâm (Rotational Velocity): Thiết lập tốc độ quay của trục chính từ 400 đến 650 vòng/phút để khảo sát sự biến thiên của ứng suất.

3.4. Thiết lập phân tích dao động và mỏi

Sau khi hoàn thành chia lưới và thiết lập điều kiện biên, các bước phân tích chuyên sâu được thực hiện nhằm đánh giá tính ổn định động lực học của gối đỡ:



3.4.1. Phân tích Dao động riêng

Xác định 6 dạng dao động đầu tiên để đánh giá nguy cơ cộng hưởng [10]. Mô hình được thiết lập ở trạng thái có tiền ứng suất (Pre-stressed) nhằm mô phỏng chính xác điều kiện gối đỡ bị ép chặt bởi bu lông liên kết và trọng lượng trục chính trong thực tế.

3.4.2. Phân tích Độ bền mỏi

Sử dụng công cụ Fatigue Tool với lý thuyết Goodman hiệu chỉnh để dự báo tuổi thọ dưới tải trọng chu kỳ [1]. Các thông số đầu vào bao gồm:

- Hệ số hiệu chỉnh môi: $k_a = 0,82$ (bề mặt gia công); $k_b = 0,9$ (kích thước); $k_c = 0,95$ (độ tin cậy 90%) [1].

- Chu kỳ tải trọng: Thiết lập tải trọng đối xứng hoàn toàn ($R = -1$) dựa trên đặc tính đảo chiều của lực quán tính kiểm dẹt.

- Dữ liệu S-N: Giá trị giới hạn mỏi nội tại $S'_e = 490$ MPa của thép 40CrNi [12].

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

4.1. Phân tích trạng thái ứng suất và biến dạng tĩnh

Bảng 3. Kết quả phân tích ứng suất và biến dạng theo tốc độ

Tốc độ (vòng/phút)	Lực quán tính (N)	Ứng suất Max (MPa)	Biến dạng Max (mm)	Hệ số an toàn (SF)
400	555.6	49.9	0.36	15.73
450	703.1	63.2	0.46	12.42
500	868.1	78.1	0.57	10.05
550	1050.3	94.5	0.69	8.31
600	1250.0	112.4	0.82	6.98
650	1467.4	132.0	0.96	5.95

Dựa trên kết quả mô phỏng (Bảng 3), ta thấy ứng suất và biến dạng tăng dần theo tốc độ máy. Tại ngưỡng 600 vòng/phút, ứng suất tương đương đạt 112,4 MPa, tập trung chủ yếu

tại vùng lắp ổ bi và các góc chân gối đỡ. Biến dạng cực đại đạt 0,82 mm tại tâm trục, cho thấy độ cứng vững của kết cấu vẫn nằm trong giới hạn cho phép của máy dẹt kiểm công nghiệp.

4.2. Đánh giá ổn định động lực học và độ bền mỏi

Bảng 4. Phân tích tần số dao động riêng (Modal Analysis)

Dạng dao động	Tần số (Hz)	Đặc điểm	Trạng thái cộng hưởng
Mode 1	32.5	Uốn phương đứng	An toàn
Mode 2	58.4	Xoắn trục chính	An toàn
Mode 3	85.2	Dao động uốn ngang	An toàn
Mode 4	112.7	Dao động cục bộ vỏ	An toàn

Dao động: Tần số dao động riêng bậc thấp nhất ($f_1 = 32,5$ Hz) cao hơn gấp 3 lần tần số kích thích tại 600 vòng/phút (10 Hz), khẳng định kết cấu không bị cộng hưởng trong dải làm việc tiêu chuẩn [10].

Độ bền mỏi: Với hệ số an toàn mỏi đạt 6,98 ở tốc độ 600 vòng/phút, gối đỡ đảm bảo khả năng vận hành lâu dài. Tuy nhiên, nếu tốc độ tăng lên 650 vòng/phút, tuổi thọ dự báo giảm xuống còn $1,8 \times 10^6$ chu kỳ, đòi hỏi việc giám sát rung động chặt chẽ hơn.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu cụm gối đỡ trực chính máy dệt kiểm qua mô phỏng FEA rút ra các kết luận sau:

- Cơ học: Tại 600 vòng/phút, lực quán tính kiểm dệt gây ứng suất cực đại 112,4 MPa và độ võng 0,82 mm. Các giá trị này nằm trong giới hạn đàn hồi nhưng cho thấy sự tập trung ứng suất rõ rệt tại lỗ bu lông và ô bi.

- Động lực học: Tần số dao động riêng thấp nhất (32,5 Hz) cao gấp 3 lần tần số kích thích (10 Hz), khẳng định kết cấu cứng vững, không xảy ra cộng hưởng gây rung lắc trong dải vận hành.

- Độ bền mỏi: Hệ số an toàn mỏi ở 600 vòng/phút đạt 6,98. Tuy nhiên, khi tăng lên 650 vòng/phút, tuổi thọ dự báo giảm mạnh còn 1,8 triệu chu kỳ, cho thấy cần cải tiến vật liệu hoặc biên dạng nếu muốn nâng cao năng suất máy. ❖

Ngày nhận bài: 20/5/2026

Ngày phản biện: 01/6/2026

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2015), "*Mechanical Engineering Design*". McGraw-Hill.
- [2]. Norton, R. L. (2013), "*Design of Machinery*". McGraw-Hill.
- [3]. Adanur, S. (2001), "*Handbook of Weaving*". Technomic Publishing Company.
- [4]. Timoshenko, S. (1956), "*Strength of Materials*". D. Van Nostrand Company.
- [5]. Cook, R. D., et al. (2007), "*Concepts and Applications of Finite Element Analysis*". Wiley.
- [6]. Suresh, S. (1998), "*Fatigue of Materials*". Cambridge University Press.
- [7]. Gosh, A., & Mallik, A. K. (2014), "*Theory of Mechanisms and Machines*". East-West Press.
- [8]. Lord, P. R. (2003), "*Handbook of Yarn Production: Technology, Science and Economics*". Woodhead Publishing.
- [9]. Harris, T. A., & Kotzalas, M. N. (2006), "*Rolling Bearing Analysis*". Taylor & Francis.
- [10]. Rao, S. S. (2011), "*Mechanical Vibrations*". Pearson.
- [11]. Zhang, Y. Q. (2018), "*Dynamic Analysis and Optimization of Rapier Loom Mechanisms*". Journal of Textile Research.
- [12]. Das, A. (2015), "*Science of Clothing Comfort*". Woodhead Publishing India.