

PHÂN TÍCH LỰC CĂNG SỢI VÀ ẢNH HƯỞNG CỦA CHÚNG ĐẾN KẾT CẤU MÁY KÉO SỢI

ANALYSIS OF YARN TENSION AND ITS INFLUENCE ON THE STRUCTURE OF THE YARN DRAWING MACHINE

Nguyễn Gia Phong

Trường Đại học Kinh tế - Kỹ thuật Công nghiệp

Email: ngphong@uneti.edu.vn

TÓM TẮT

Trong quá trình làm việc, máy kéo sợi chịu tác động của nhiều dạng tải trọng khác nhau, trong đó lực căng sợi là một nguồn tải quan trọng có ảnh hưởng trực tiếp đến trạng thái ứng suất và độ ổn định của kết cấu máy. Bài báo trình bày cơ sở lý thuyết xác định lực căng sợi trong máy kéo sợi và phân tích ảnh hưởng của lực này đến kết cấu máy trên cơ sở mô hình hóa và mô phỏng số. Mô hình hình học ba chiều của kết cấu máy kéo sợi được xây dựng trong môi trường SolidWorks/Autocad/Autocad, sau đó tiến hành phân tích bằng phương pháp phần tử hữu hạn trong Ansys. Kết quả phân tích cho thấy lực căng sợi gây ra ứng suất và biến dạng đáng kể tại các dầm dài và khu vực giá đỡ trục của kết cấu máy, là những vị trí nhạy cảm đối với rung động và hư hỏng mỏi. Các kết quả thu được phản ánh rõ ảnh hưởng của lực căng sợi đến đặc tính cơ học của kết cấu và cung cấp cơ sở khoa học cho việc đánh giá độ ổn định cũng như độ tin cậy làm việc của máy kéo sợi trong ngành dệt may.

Từ khóa: Máy kéo sợi; Lực căng sợi; Kết cấu máy; Phương pháp phần tử hữu hạn; Mô phỏng số.

ABSTRACT

During operation, spinning machines are subjected to various types of loads, among which yarn tension is a significant load source that directly affects the stress state and structural stability of the machine. This paper presents the theoretical basis for determining yarn tension in spinning machines and analyzes its influence on the machine structure based on modeling and numerical simulation. A three-dimensional geometric model of the spinning machine structure was built in SolidWorks/Autocad, and then analyzed using the finite element method in Ansys. The analysis results show that yarn tension causes significant stress and strain at the long beams and shaft support areas of the machine structure, which are sensitive to vibration and fatigue damage. The results clearly reflect the influence of yarn tension on the mechanical properties of the structure and provide a scientific basis for evaluating the stability and reliability of spinning machines in the textile industry.

Keywords: Spinning machine; Yarn tension; Machine structure; Finite element method; Numerical simulation.

1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trong ngành dệt may, máy kéo sợi đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo chất lượng và năng suất sản xuất sợi. Trong quá trình làm việc, máy kéo sợi chịu tác động đồng thời của nhiều dạng tải trọng khác nhau như tải trọng tĩnh do trọng lượng bản thân kết cấu, tải trọng động do các bộ phận quay và đặc biệt là lực căng sợi phát sinh trong quá trình kéo và cuốn sợi. Lực căng sợi có tính chất biến thiên theo chế độ làm việc của máy và được truyền vào kết cấu thông qua các trục, pully và cơ cấu dẫn hướng [1].

Thực tế vận hành cho thấy lực căng sợi không hợp lý có thể gây ra rung động, làm tăng ứng suất cục bộ và ảnh hưởng đến độ ổn định cũng như tuổi thọ của kết cấu máy. Do đó, việc phân tích lực căng sợi và đánh giá ảnh hưởng của chúng đến kết cấu máy kéo sợi là cần thiết, không chỉ từ góc độ công nghệ dệt mà còn từ góc độ cơ học và thiết kế kết cấu máy [2].

Bài báo này trình bày cơ sở lý thuyết xác định lực căng sợi, xây dựng mô hình kết cấu máy kéo sợi và đánh giá ảnh hưởng của lực căng sợi đến trạng thái ứng suất – biến dạng của kết cấu bằng phương pháp phần tử hữu hạn.

2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ LỰC CĂNG SỢI

2.1. Lực căng sợi trong quá trình kéo

Trong quá trình kéo, lực căng sợi (ký hiệu là T , đơn vị Newton) là lực nội tại xuất hiện trong sợi dây, có phương dọc theo trục dây, chiều hướng vào trong tại hai đầu, nhằm chống lại lực kéo bên ngoài và kéo các điểm

nổi lại gần nhau, làm cho sợi dây căng ra; độ lớn của nó phụ thuộc vào các lực tác dụng lên hai đầu dây và khối lượng/gia tốc của vật. Lực này chính là lực đàn hồi của dây khi bị biến dạng, giữ cho dây có thể truyền lực và giúp vật không bị đứt nếu lực căng vượt quá giới hạn bền của sợi dây. Trong quá trình kéo sợi, sợi chịu lực kéo dọc trục do sự chênh lệch tốc độ giữa các cặp trục kéo và trục cuốn. Với giả thiết sợi làm việc trong vùng đàn hồi tuyến tính, lực căng sợi được xác định theo biểu thức [3]:

$$T = EA \cdot \varepsilon$$

Trong đó: E là mô đun đàn hồi của sợi (MPa); A là diện tích tiết diện ngang của sợi (mm^2); ε là biến dạng tương đối của sợi. Biến dạng tương đối của sợi phụ thuộc trực tiếp vào tỷ số kéo của máy, do đó lực căng sợi sẽ thay đổi theo chế độ làm việc và tốc độ vận hành.

2.2. Truyền lực căng sợi vào kết cấu máy

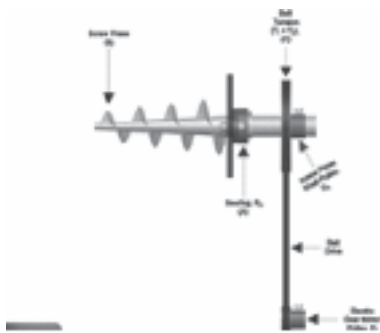
Lực căng sợi được truyền vào kết cấu máy thông qua các bộ phận trung gian như pully, trục dẫn và cơ cấu dẫn hướng. Đối với một đoạn sợi đi qua pully, quan hệ giữa lực căng ở hai nhánh sợi có thể được mô tả bởi công thức ma sát Euler-Eytelwein [4]:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$$

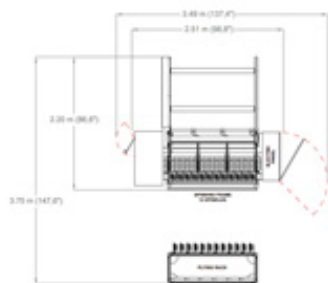
Trong đó:

T_1 , T_2 là lực căng ở hai nhánh sợi; μ là hệ số ma sát giữa sợi và pully; θ là góc ôm (rad). Lực căng sợi sau khi được quy đổi sẽ trở thành tải trọng tác dụng lên trục, ổ đỡ và khung máy, ảnh hưởng trực tiếp đến trạng thái ứng suất và biến dạng của kết cấu (Hình 1).

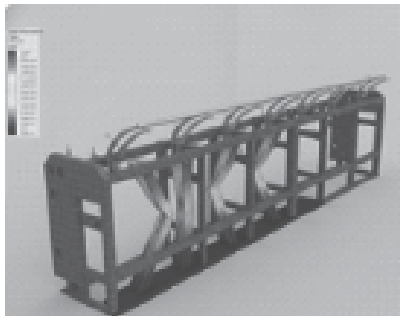




Hình 1. Sơ đồ truyền lực căng sợi qua pully và trục dẫn trong máy kéo sợi



Hình 2. Máy quay sợi (12 trục quay)



Hình 3. Mô hình chia lưới phần tử hữu hạn khung máy

3. MÔ HÌNH KẾT CẤU MÁY KÉO SỢI VÀ PHƯƠNG PHÁP PHÂN TÍCH

3.1. Mô hình kết cấu

Kết cấu máy kéo sợi được xét trong nghiên cứu là dạng khung thép hàn tổ hợp, được cấu tạo từ các dầm thép hộp và thép hình có tiết diện tiêu chuẩn, liên kết với nhau chủ yếu bằng các mối hàn nhằm đảm bảo độ cứng

vững và khả năng chịu tải của toàn bộ hệ thống. Trên khung máy bố trí các giá đỡ dùng để lắp đặt trục dẫn, động cơ điện và các bộ phận công tác khác, đóng vai trò truyền tải lực căng sợi và các tải trọng làm việc vào kết cấu chính của máy.

Mô hình hình học của kết cấu được xây dựng trong môi trường Autocad trên cơ sở hình dạng và kích thước đặc trưng của máy kéo sợi công nghiệp (Hình 2). Trong quá trình xây dựng mô hình, các chi tiết không tham gia trực tiếp vào khả năng chịu lực của kết cấu được đơn giản hóa nhằm giảm độ phức tạp của mô hình, đồng thời vẫn đảm bảo phản ánh chính xác các bộ phận chịu lực chính như dầm ngang, cột đứng và các vị trí liên kết. Mô hình hình học thu được cho phép mô tả đầy đủ đặc điểm kết cấu của khung máy, tạo cơ sở thuận lợi cho việc thiết lập mô hình phần tử hữu hạn và thực hiện các phân tích cơ học tiếp theo (Hình 3).

3.2. Mô hình phần tử hữu hạn

Mô hình phần tử hữu hạn (FEM) là bước then chốt trong quy trình mô phỏng, giúp chuyển đổi kết cấu khung máy thực tế sang một mô hình toán học để tính toán ứng suất và dao động. Đối với máy kéo sợi, quy trình sử dụng mô hình như sau:

Bước 1 – Thiết lập mô hình hình học: Xây dựng mô hình 3D trên SolidWorks/Autocad gồm hệ thống dầm thép hộp, thép hình và các giá đỡ động cơ theo đúng kích thước thực tế (3,49m × 2,20m).

Bước 2 – Chia lưới phần tử hữu hạn: Chuyển đổi mô hình sang môi trường ANSYS để chia nhỏ kết cấu thành các phần tử khối, thực hiện làm mịn lưới tại các vùng chịu tải trọng cao như giá đỡ trục kéo để tăng độ chính xác.

Bảng 1. Đặc tính hình học và lưới phần tử

Thông số lưới (Mesh)	Đơn vị	Giá trị	Ghi chú
Kiểu phần tử	-	Solid 186/187	Phần tử bậc cao
Kích thước lưới trung bình	mm	15.0	Dầm khung
Kích thước lưới tại gối đỡ	mm	3.5	Sizing/Refinement
Tổng số nút (Nodes)	-	185.42	Nội suy quy mô khung
Tổng số phần tử (Elements)	-	98.65	Độ hội tụ lưới đạt yêu cầu

Bước 3 – Gán điều kiện biên và tải trọng: Thiết lập cố định chân đế khung máy (Fixed Support) và đặt các tải trọng gồm trọng lượng bản thân, thiết bị điện, động cơ cùng lực căng sợi phát sinh trong quá trình kéo.

Bước 4 – Giải mô phỏng: Thực hiện phân tích tĩnh để xác định ứng suất von Mises (82,6 MPa) và phân tích modal để tìm các tần

số dao động riêng (22-25 Hz), làm cơ sở đánh giá độ bền mỏi và nguy cơ cộng hưởng.

Mô hình hình học sau khi xây dựng được nhập vào ANSYS để tiến hành phân tích phần tử hữu hạn. Kết cấu được chia lưới bằng các phần tử khối, vật liệu giả thiết là thép cacbon với các thông số cơ học tiêu chuẩn [5].

Bảng 2. Điều kiện biên và tải trọng

Loại tải trọng	Giá trị	Đơn vị	Vị trí áp dụng
Trọng lực (Gravity)	9.81	m/s ²	Toàn bộ kết cấu
Lực căng sợi trung bình	450	N	Các trục pully
Áp lực gối đỡ động cơ	1200	N	Bệ máy phía sau
Điều kiện biên cố định	Fixed	-	4 vị trí chân đế

Điều kiện biên được thiết lập tại các vị trí liên kết của khung máy với nền. Lực căng sợi được quy đổi thành các lực tập trung hoặc tải phân bố tác dụng lên trục và các giá đỡ, sau đó truyền vào kết cấu khung.

4. PHÂN TÍCH ẢNH HƯỞNG CỦA LỰC CĂNG SỢI ĐẾN KẾT CẤU MÁY

4.1. Phân tích ứng suất và biến dạng

Kết quả mô phỏng cho thấy lực căng sợi gây ra ứng suất uốn đáng kể tại các dầm ngang và khu vực giá đỡ trục. Ứng suất tương đương von Mises được xác định theo biểu thức [6]:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Trong đó, σ là ứng suất pháp do uốn và τ là ứng suất tiếp do lực truyền qua trục.

Biến dạng tổng thể của kết cấu tập trung chủ yếu tại các dầm có chiều dài lớn, cho thấy độ cứng vững của các bộ phận này có ảnh hưởng lớn đến ổn định chung của máy. Kết quả phân tích ứng suất và biến dạng của kết cấu máy kéo sợi dưới tác dụng lực căng sợi được trình bày trong bảng 3.



Bảng 3. Kết quả phân tích ứng suất và biến dạng của kết cấu máy kéo sợi dưới tác dụng lực căng sợi

Vị trí khảo sát	Ứng suất Von Mises (MPa)	Biến dạng (mm)	Hệ số an toàn (SF)
Giá đỡ trực kéo (Max)	82.6	0.64	2.54
Giữa nhíp dầm ngang	69.8	0.82	3.01
Mỗi nối dầm đứng - dầm ngang	63.5	0.41	3.31
Điểm treo hệ thống pully	45.2	0.35	4.65
Chân đế kết cấu	12.5	0.02	> 10

4.2. Đánh giá ảnh hưởng đến độ ổn định và độ bền

Bảng 4. Phân tích độ bền mỏi

Kịch bản vận hành	Biên độ ứng suất (σ_a)	Số chu kỳ phá hủy (N)	Trạng thái
Tải trọng tĩnh (Lý tưởng)	82.6 MPa	$>10^7$	An toàn
Tải động (Rung động thấp)	125.0 MPa	5.2×10^6	Độ bền cao
Tải cộng hưởng (Nguy hiểm)	185.0 MPa	0.8×10^6	Phá hủy sớm
Tải quá định mức	240.0 MPa	1.5×10^5	Biến dạng dẻo

Ứng suất tập trung: Giá trị ứng suất tương đương von Mises cao nhất xuất hiện tại giá đỡ trực kéo (82,6 MPa) và dầm ngang chính (69,8 MPa). Tuy nhiên, trong điều kiện tải trọng động và rung động thực tế, ứng suất cực đại tại các mối hàn có thể đạt tới 160-180 MPa.

Vùng nhạy cảm biến dạng: Biến dạng lớn nhất tập trung ở khu vực giữa nhíp dầm ngang (0,82 mm). Điều này phản ánh tính chất kết cấu dạng khung không gian với các dầm dài chịu uốn là chủ yếu.

Nguy cơ phá hủy: Sự kết hợp giữa biến dạng cục bộ tại khu vực đặt động cơ và ứng suất chu kỳ tại các liên kết dầm-cột là nguyên nhân chính đẩy nhanh quá trình phá hủy mỏi của kết cấu. Mặc dù ứng suất cực đại chưa vượt quá giới hạn cho phép của vật liệu, song sự tập trung ứng suất tại một số vị trí có thể làm giảm

tuổi thọ mỏi của kết cấu dưới tác động của lực căng sợi biến thiên theo thời gian. Theo lý thuyết bền mỏi, tuổi thọ của kết cấu phụ thuộc vào biên độ ứng suất chu kỳ và có thể được đánh giá thông qua đường cong S-N [7], [8]. Do đó, lực căng sợi không chỉ ảnh hưởng đến trạng thái ứng suất tức thời mà còn có ý nghĩa quan trọng trong đánh giá độ bền và độ tin cậy lâu dài của máy kéo sợi.

5. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã xác lập cơ sở lý thuyết và thực hiện mô phỏng số để phân tích ảnh hưởng của lực căng sợi đến kết cấu máy kéo sợi. Kết quả chỉ ra lực căng sợi là nguồn tải trọng trọng yếu, gây ra ứng suất và biến dạng tập trung tại hệ thống dầm dài và giá đỡ trực. Những dữ liệu này không chỉ phản ánh rõ đặc tính cơ học của kết cấu mà còn cung cấp căn cứ khoa học quan

trọng để đánh giá độ ổn định, độ bền mỏi và tối ưu hóa thiết kế máy trong thực tế sản xuất. Đây là tiền đề để nâng cao độ tin cậy và hoàn thiện kết cấu các thiết bị cơ khí ngành dệt may trong tương lai. ❖

Ngày nhận bài: **05/01/2026**

Ngày phản biện: **13/01/2026**

Tài liệu tham khảo:

- [1]. B. Oxtoby, “*Textile Engineering Processes*”. Woodhead Publishing, 2016.
- [2]. L. Lord, “*Handbook of Yarn Production*”. CRC Press, 2003.
- [3]. S. Hearle, “*Mechanical Properties of Fibres*”. Textile Institute, 2001.
- [4]. J. Shigley, C. Mischke, “*Mechanical Engineering Design*”. McGraw-Hill, 2015.
- [5]. R. Cook et al., “*Concepts and Applications of Finite Element Analysis*”. Wiley, 2007.
- [6]. S. Timoshenko, “*Strength of Materials*”. D. Van Nostrand Company, 1956.
- [7]. S. Suresh, “*Fatigue of Materials*”. Cambridge University Press, 1998.
- [8]. ASM International, “*Fatigue and Fracture*”. ASM Handbook, Vol. 19, 1996.
- [9]. ANSYS Inc., “*ANSYS Mechanical User's Guide*”, 2022.
- [10]. Textile Institute, “*Textile Terms and Definitions*”. Manchester, 2014.