

NGHIÊN CỨU CƠ CẤU VÍT ME - ĐAI ỐC VÀ ỨNG DỤNG TRONG CÁC ROBOT NÂNG HÀNG AGV

Lê Thị Lan, Đinh Văn Hiển
Khoa Điện - Cơ
Email:lanlt@dhhp.edu.vn

Ngày nhận bài: 19/5/2022

Ngày PB đánh giá: 20/6/2022

Ngày duyệt đăng: 24/6/2022

TÓM TẮT: Cơ cấu vít me-đai ốc có một số ưu điểm sau: kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, kích thước nhỏ gọn, có khả năng chịu tải cao, không gây tiếng ồn và làm việc với độ chính xác cao. Với những ưu điểm trên nên bộ truyền vít me - đai ốc ngày càng được sử dụng nhiều trong các máy gia công hiện đại, Robot AGV là loại máy nâng hiện đại như vậy, (AGV - Autonomous Guided Vehicles). Robot nâng vận chuyển là các Robot có nhiều chuyển động phức tạp như: lấy hàng, nâng hàng, đẩy hàng. Việc ứng dụng nhiều cơ cấu vít me - đai ốc vào hệ thống động học Robot để cho Robot thực hiện được nhiều nhiệm vụ nhất với năng suất làm việc cao nhất. Bài báo trình bày phương pháp lựa chọn tính toán thiết kế bộ truyền vít me-đai ốc một cách đầy đủ và logic nhằm phục vụ cho đồng nghiệp, sinh viên chuyên ngành Chế tạo máy và các nhà kỹ thuật có quan tâm.

Từ khóa: Vít me-đai ốc, Robot AGV, xe nâng hàng.

RESEARCH STRUCTURE AND APPLICATION OF THE LEAD SCREW SHAFT IN ROBOT LIFTING AGVs

ABSTRACT: The lead screw shaft was widely employed in mechanics, including CNC machines, Robot AGVs, forklifts, and lines, among other things. Because the lead screw shaft has a basic structure, is easy to manufacture, is compact in size, has a high load capacity, produces no noise, and works with high precision. As a result, incorporating a screw shaft into the Robot's or machine's design allows it to function at a high level of productivity and accuracy. In this paper, we propose a comprehensive solution for designing and calculating the lead screw shaft for all typical machines, including robots and other machines, in this work. The end result might be an application for industrial manufacture and all of the documentation needed to enroll in Hai Phong University's Machines Specialization.

Keywords: Screw shaft, Robot AGVs, forklifts.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay cơ cấu vít me - đai ốc ngày càng được sử dụng làm cơ cấu truyền dẫn chính trong các máy móc tự động vì nhiều ưu điểm vượt trội so với các bộ truyền thông thường [1]. Vấn đề đặt ra là tính toán, lựa chọn cơ cấu vít me - đai ốc sao cho đảm bảo đủ bền và phù hợp với máy cần thiết kế, bài báo đưa ra phương pháp tính toán thiết kế cơ cấu vít me - đai ốc một cách đầy đủ và logic nhằm phục vụ cho các bạn đọc quan tâm và nghiên cứu.

2. XÂY DỰNG CƠ SỞ LÝ LUẬN

2.1 Nguyên lý hoạt động của robot AGV [2]

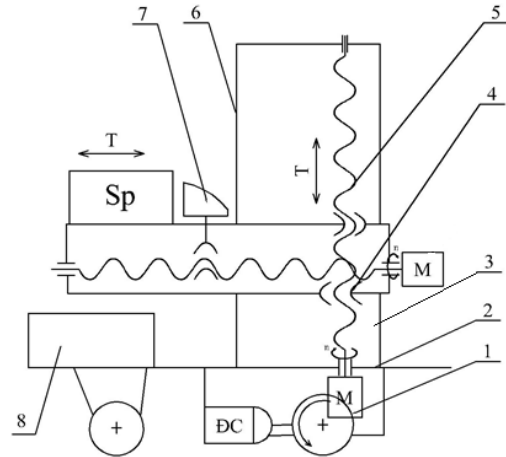
Robot AGV chuyển động theo một quỹ đạo được định trước nhờ vạch dẫn, hệ thống hai bánh xe được dẫn động bởi động cơ điện một chiều thông qua mạch điều khiển (hình 1). Các vạch dẫn có màu khác với màu nền của quỹ đạo chuyển động. Để robot chuyển động đúng quỹ đạo cần có bộ phận cảm biến, bộ phận này có nhiệm vụ phân biệt vạch dẫn và màu nền, đưa tín hiệu tương ứng về mạch điều khiển. Mạch điều khiển có nhiệm vụ thu nhận thông tin phản hồi từ bộ phận cảm biến từ đó điều khiển tốc độ và chiều quay của động cơ điện một chiều sao cho xe luôn bám và chuyển động theo vạch dẫn .



Hình 1. Hình ảnh Robot nâng vận chuyển [2]

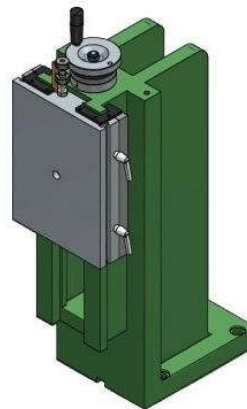
2.2 Xây dựng sơ đồ động học của robot AGV

Từ các chuyển động chính của Robot AGV, ta xây dựng được sơ đồ động:

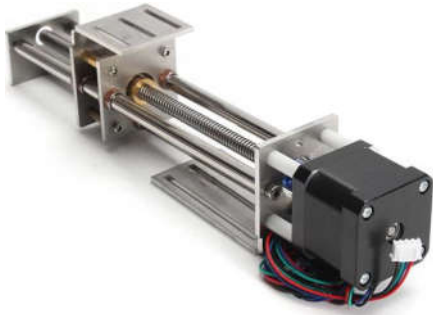


Hình 2. Sơ đồ động học Robot nâng vận chuyển AGV

1- Bánh xe; 2- Đế robot; 3- Khung robot; 4- Cơ cấu vít me đai ốc đẩy hàng; 5- Cơ cấu vít me đai ốc nâng hàng; 6- Khung Robot; 7- Tay đẩy hàng; 8- Hộp điều khiển.



Hình 3. Cơ cấu vít me - đai ốc nâng hạ của Robot AGV [2]



Hình 4. Cơ cấu vít me - đai ốc đẩy hàng của Robot AGV [2]

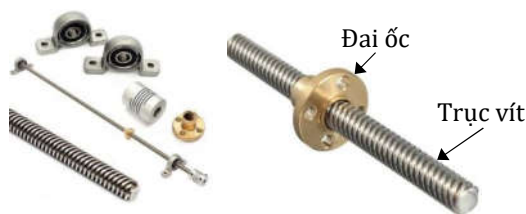
2.3 Bộ truyền vít me - đai ốc

- Bộ truyền vít me - đai ốc làm việc theo nguyên lý ăn khớp của cặp ren (giữa ren trong trên đai ốc với ren ngoài trên vít me) để biến đổi chuyển động quay thành tịnh tiến.

- Tùy theo tính chất tiếp xúc của cặp ren có thể chia bộ truyền làm 2 loại: ma sát trượt và ma sát lăn.

2.3.1 Bộ truyền vít me - đai ốc với ma sát trượt

Vít me được gắn đồng trục với động cơ thông qua khớp nối. Động cơ và vít me gắn cố định. Khi động cơ quay, vít me quay làm cho đai ốc di chuyển dọc theo trục vít me. Đai ốc được gắn chặt vào bộ phận cần chuyển động (hình 5).

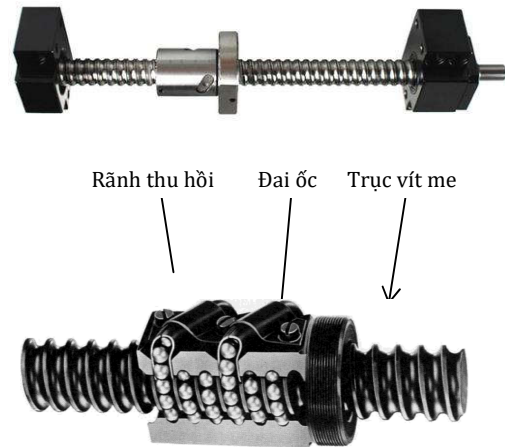


Hình 5. Vít me - đai ốc với ma sát trượt [1]

Tốc độ di chuyển của đai ốc phụ thuộc vào tốc độ của động cơ và bước ren của trục vít. Độ chính xác khi chuyển động không

cao khi bộ đôi vít me - đai ốc bị mòn, có khả năng tải cao, tỷ số truyền rất lớn tạo ra được lực dọc trục lớn. Khi động cơ quay 1 vòng thì đai ốc sẽ dịch chuyển 1 đoạn bằng bước ren của trục vít. Do đó, dùng động cơ bước có bước góc càng nhỏ và trục vít có bước ren càng nhỏ thì độ chính xác di chuyển của đai ốc càng cao.

2.3.2 Bộ truyền vít me - đai ốc với ma sát lăn



Hình 6. Vít me - đai ốc với ma sát lăn [1]

Trong bộ truyền vít - đai ốc với ma sát lăn như hình 6 giữa các bề mặt làm việc của vít và đai ốc là các con lăn bằng thép. Điều này đem đến một ưu điểm: chỉ cần một lực quay rất nhỏ đã có thể làm cho đai ốc chuyển động. Bộ truyền này hiện nay được sử dụng rộng rãi, đặc biệt là trong các cơ cấu chuyển động chính xác, hệ thống điều khiển và các bộ truyền lực quan trọng, hiệu suất cao nhưng khả năng chịu tải kém hơn so với vít me - đai ốc thường.

Trên vít và đai ốc có các rãnh xoắn ốc và các con lăn sẽ lăn trên rãnh này. Để luôn tồn tại các con lăn giữa các bề mặt ren của

vít và đai ốc thì trên các đầu đai ốc hoặc vít người ta nối các rãnh thu hồi. Rãnh thu hồi có thể nằm trên đai ốc hoặc vít. Độ chính xác di chuyển cao do không có độ rơ giữa vít me và đai ốc.

2.3.3 Các ưu, nhược điểm chính

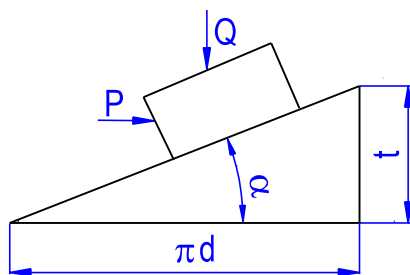
Ưu điểm: Bộ truyền vít me - đai ốc có kết cấu đơn giản, nhỏ gọn và dễ chế tạo phù hợp cho các máy có kích thước nhỏ. Khả năng tải của bộ truyền lớn, độ tin cậy cao, làm việc êm và không ồn do đó có thể chuyển động chậm với độ chính xác cao.

Nhược điểm: Do ma sát lớn nên ren sẽ mòn nhanh. Bộ truyền vít me - đai ốc với ma sát lăn có hiệu suất cao hơn so với vít me - đai ốc ma sát trượt.

2.4 TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN VÍT ME -ĐAI ỐC

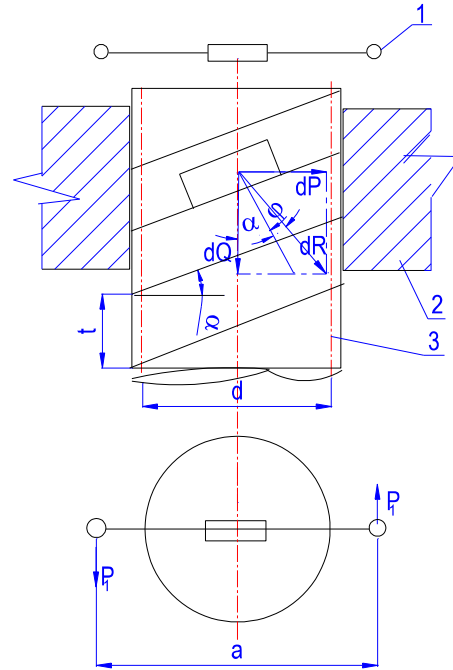
2.4.1 Xác định lực tay quay khi nâng, hạ hàng và hiệu suất cơ cấu

Vì hoạt động của Robot AGV là nâng (hình 3), nên ta xét trường hợp sau: Khi đai ốc di chuyển trên ren vít cũng tương tự như đẩy vật lên dốc, sơ đồ lực như hình 7.



Hình 7. Sơ đồ tải tác dụng lên đai ốc

Ở sơ đồ trên, ta có: P - ngoại lực cần thiết (N); Q - trọng lượng trục vít (N); t- bước ren (mm); d - đường kính trung bình ren (mm); α - góc nâng của ren.



Hình 8. Sơ đồ tính lực nâng đai ốc
1 - Tay quay trực vít me;
2 - Đai ốc; 3 - Trục vít me

Theo các tính toán thiết kế từ [3-6], khi nâng 1 phần tử dQ trên độ dốc α cần tác dụng một lực dP theo quan hệ sau: $dP = dQ \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)$ (1)

Trong đó: $\varphi = \arctg f$ - góc ma sát tương đương φ ; $f = 0,1 - 0,15$ f: hệ số ma sát.

Để quay được đai ốc cần một mô men cân bằng:

$$P_1 a = M_1 = P_1 a = M_1 = \int r dP = \int r dQ \text{tg}(\alpha + \varphi) = r dQ \text{tg}(\alpha + \varphi) \quad (2)$$

Trong trường hợp hạ xuống ta có:

$$P_2 a = M_2 = r dQ \text{tg}(\alpha - \varphi) \quad (3)$$

Hiệu suất của cơ cấu Vít me - đai ốc là tỷ số của công có ích trên tổng công:

$$\eta = \frac{A_{ci}}{A_{tc}} \quad (4)$$

Sau 1 vòng quay tải trọng Q được nâng lên 1 quãng s, vậy công có ích là:
 $A_{ci} = Qs = Q2\pi r t g \alpha$

Trong khi đó lực P tác dụng trên quãng đường $2\pi r$ với tổng công:

$$A_{tc} = P2\pi r = Q2\pi r t g (\alpha + \varphi)$$

$$\eta = \frac{A_{ci}}{A_{tc}} = \frac{Q2\pi r t g \alpha}{Q2\pi r t g (\alpha + \varphi)} = \frac{t g \alpha}{t g (\alpha + \varphi)} \quad (6)$$

Hiệu suất tăng cùng với góc vít α . Theo (3) có thể thấy nếu trong cơ cấu nâng Vít me - đai ốc yêu cầu tự hãm khi và chỉ khi : $\alpha < \varphi$, do đó hiệu suất trong trường hợp này không vượt quá 0,5. Để tăng hiệu suất bộ truyền cần giảm φ bằng cách bôi trơn tốt và dùng vật liệu có hệ số ma sát giảm để chế tạo đai ốc.

2.4.2 Tính công suất cần thiết khi nâng

Công suất và vận tốc của bộ truyền vít me-đai ốc được xác định theo công thức:

$$N = \frac{P_1 v_n}{60.1000\eta}, KW \quad (6)$$

$$v_n = \frac{H}{s}, m / ph \quad (7)$$

2.4.3 Tính toán trục vít me

Thực tế cho thấy truyền động vít me-đai ốc chủ yếu bị hỏng do mòn ren, trường hợp vít chịu tải lớn thì bị hỏng do không đủ độ cứng vững, với các vít dài có thể bị uốn dọc hoặc làm việc không ổn định. Do vậy việc tính toán chọn vít phải tính đến các dạng hỏng cơ bản trên.

a-Tính theo độ bền mòn

Phương pháp này là phương pháp cơ bản để xác định đường kính trục vít và chiều cao đai ốc. Bộ truyền được thiết kế theo độ

độ bền mòn xuất phát từ điều kiện áp suất trên mặt ren không vượt quá một giá trị cho phép xác định bằng thực nghiệm:

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 h x} \leq [p] \quad (8)$$

Trong đó: F_a - lực dọc trục vít (N); d_2 - đường kính trung bình của ren (mm); h - chiều cao làm việc của ren (mm).

Thay: $h = \psi_h t$

Trong đó: t - bước ren (mm); $\psi_h = 0,5$ - đối với ren hình thang; $\psi_h = 0,75$ - đối với ren răng cưa; $\psi_h = 0,54$ - đối với ren tam giác.

Thay: $x = \frac{H}{t}$;

H - chiều cao đai ốc;

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 \psi_h H} \leq [p] \quad (9)$$

Đặt: $\psi_H = \frac{H}{d_2}$

Trong đó: $\psi_H = 1,2 \div 1,5$ - đối với đai ốc nguyên; $\psi_H = 2,5 \div 3,5$ - đối với đai ốc ghép.

Từ đó xác định được d_2 :

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_h \psi_H [p]}}, mm \quad (10)$$

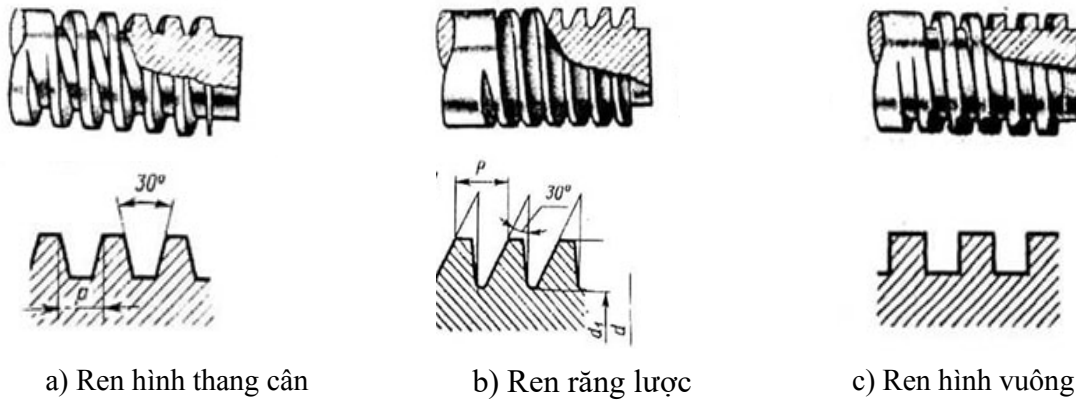
Trong đó: $[p]$ áp suất cho phép và được lấy như sau:

$[p] = 11 \div 13$ Mpa - vật liệu là thép tôi - đồng thanh

$[p] = 8 \div 10$ MPa - vật liệu là thép không tôi - đồng thanh

$[p] = 4 \div 6$ MPa - vật liệu là thép không tôi - gang

Từ d_2 tính được ở trên sẽ tính được các kích thước khác của ren: $d_1, d, t \dots$ theo bảng Tiêu chuẩn về ren.



Hình 9. Profin ren dùng trong vít me - đai ốc

b- Tính toán về độ bền

Đối với các vít chịu tải lớn cần kiểm nghiệm về độ bền. Vì khi làm việc vít vừa chịu mô men xoắn và vừa chịu nén (hoặc kéo) nên cần tính theo ứng suất tương đương σ_{td} theo thuyết bền thế năng biến đổi hình dáng, cụ thể:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (11)$$

Trong đó: $[\sigma] = \frac{\sigma_c}{s}$ là ứng suất cho phép (MPa); σ_c - giới hạn chảy của vật liệu; $s = 3$ - hệ số an toàn.

σ : ứng suất do lực dọc trục F_a gây nên

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \quad (12)$$

τ : ứng suất do mô men xoắn M_z gây nên

$$\tau = \frac{M_z}{W_o} = \frac{16M_z}{\pi d_1^3} \quad (13)$$

Ở đây: d_1 - đường kính trong của ren (mm); W_o - mô men cản xoắn của tiết diện nguy hiểm; M_z - mô men xoắn (Nmm).

$$M_z = M_r + M_n$$

Trong đó: $M_r = F_a \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) / 2$ là mô men trên ren; M_n - mô men do lực ma

$$\begin{aligned} \text{sát: } M_n &= F_{ms} = f \cdot F_n = f \cdot F_a \cdot d_{tb} / 2 \\ &= f \cdot F_a (d_n + d_o) / 4 \end{aligned}$$

Ở đây $d_{tb}/2$ là trị số bán kính trung bình phụ thuộc vào bề mặt tiếp xúc giữa đầu vít và góitỳ, $d_{tb}/2$ có thể xác định theo công thức: $d_{tb}/2 = (d_n + d_o) / 4$ với d_n và d_o là các đường kính ngoài và đường kính trong (đường kính lỗ khoét) của bề mặt góitỳ.

c- Tính toán về ổn định

Với các vít chịu nén và tương đối dài (chiều dài tương đương của vít: $\mu l > 7d_1$) cần tiến hành kiểm tra theo điều kiện ổn định về uốn dọc. Công thức kiểm nghiệm

$$\text{Ole có dạng: } S_o = \frac{F_{th}}{F_a} \geq [S_o] \quad (14)$$

Trong đó:

S_o - hệ số an toàn về ổn định; F_{th} - tải trọng tới hạn; F_a - lực nén dọc trục; $[S_o]$ - hệ số an toàn ổn định cho phép.

Để xác định tải trọng giới hạn cần dựa vào độ mềm λ của vít: $\lambda = \frac{\mu l}{i}$ (15)

Trong đó: μ - hệ số phụ thuộc vào phương pháp cố định các đầu vít, xác định như sau: $\mu = 1$ khi cả hai đầu vít đặt trên ổ lăn hoặc ổ trượt có chiều dài ổ $l_0 \leq 2d_0$, với d_0 là đường kính ổ; $\mu = 2$ khi một đầu bị ngàm, một đầu tự do; $\mu = 0,7$ khi một đầu bị ngàm, một đầu đặt trên ổ lăn hoặc ổ trượt có $l_0 \leq 2d_0$; $\mu = 0,5$ khi cả hai đầu vít bị ngàm. Với chú ý là nếu dùng đai ốc làm gối đỡ thứ 2 thì coi như vít bị ngàm một đầu; l - chiều dài tính toán của vít, với vít hai gối đỡ l là khoảng cách giữa hai gối; với vít một gối đỡ thì l là khoảng cách từ giữa chiều cao đai ốc đến gối đỡ; i - bán kính quán tính của tiết diện vít: $i = \sqrt{\frac{4J}{\pi d_1^2}}$ (16)

Khi $\lambda \geq 100$ tải trọng tới hạn được tính theo công thức Ole sau đây: $F_{th} \leq \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}$ (17)

Trong đó: $J = \frac{\pi d_1^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right)$ là mô men quán tính của tiết diện vít (mm^4); E - mô đun đàn hồi của vật liệu, vít thép: $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa;

Khi $60 < \lambda < 100$ thì F_{th} được xác định theo công thức thực nghiệm sau:

$$F_{th} = 0,25 \pi d_1^2 (a - b \lambda) \quad (18)$$

Trong đó: a, b là hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào vật liệu vít; $a = 450$, $b = 1,67$

đối với thép 45; $a = 473$, $b = 1,87$ đối với thép hợp kim, thép tôi;

Khi $\lambda \leq 60$: không cần kiểm nghiệm về ổn định.

* **Lưu ý:** các công thức bên trên là để tính kích thước cho hai loại vít me - đai ốc ma sát trượt và ma sát lăn vì ma sát trượt có hệ số lớn hơn ma sát lăn; đối với cơ cấu vít me đai ốc bị cần thêm bước tính chọn đường kính viên bi, cụ thể:

$$\text{Đường kính bi: } d_b = (0,08 \dots 0,15) d_1$$

$$\text{Bước vít: } p = d_b + (1 \dots 5) \text{ mm}$$

3. KẾT LUẬN

Trong nội dung bài báo đã nghiên cứu kết cấu của bộ truyền vít me - đai ốc và hương pháp tính toán bộ truyền vít me - đai ốc với đầy đủ các thông số và công thức tính toán. Đây là những nội dung tổng quan nhất về bộ truyền vít me - đai ốc. Qua bài báo này các tác giả hy vọng sẽ cung cấp cho các nhà chuyên môn một tài liệu về bộ truyền Vít me - đai ốc để phục vụ công tác nghiên cứu. Đặc biệt, những nội dung trình bày trong bài báo này có thể được sử dụng làm tài liệu hướng dẫn sinh viên thực hiện đồ án tốt nghiệp chuyên ngành Công nghệ chế tạo máy và Cơ - Điện tử khi cần tính toán thiết kế bộ truyền vít me - đai ốc. Tuy nhiên, khuôn khổ bài báo có hạn, nên các tác giả chưa trình bày được chi tiết các tính toán thiết kế bộ truyền Vít me - đai ốc trong các máy tự động. Các tác giả hy vọng sẽ trình bày nội dung này trong bài báo chuyên ngành trong thời gian gần đây nhất.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Dương Công Định, (2014) *Nghiên cứu thiết kế chế tạo cơ cấu vít me-đai ốc bi dùng cho máy công cụ CNC* - ĐH Công nghiệp Thái nguyên.
2. Nguyễn mạnh Tiên, (2018) *Phân Tích Và Điều Khiển Robot Công Nghiệp* - Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
3. Nguyễn Trọng Hiệp, (2005) - *Chi tiết máy* - Nhà xuất bản Giáo dục.
4. Trịnh Chất (2006) - *Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy* - Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
5. Phạm Đắp, Nguyễn Anh Tuấn (2005) - *Thiết kế máy công cụ* - Nhà xuất bản Khoa học - Kỹ thuật.
6. N.ACHERKAN.D.SC (1983) - *Machine Tool Design* - Publisher Moscow.