

Nghiên cứu và chế tạo cặp bánh răng không tròn ăn khớp ngoài có biên dạng răng là đường xyclôit cải tiến của elíp

Nguyễn Thành Trung^{1,2}, Nguyễn Hoàng Việt², Nguyễn Hồng Thái²



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

TÓM TẮT

Bánh răng không tròn (BRKT) được biết đến như một phương án thay thế các cơ cấu cơ khí truyền thống trong các bộ biến đổi vận tốc liên tục. Trong đó, biên dạng bánh răng tác động trực tiếp tới hiệu suất hoạt động và chất lượng ăn khớp của cơ cấu BRKT. Tuy nhiên, các loại đường cong đang được sử dụng để tạo hình biên dạng cho BRKT vẫn tồn tại những hạn chế trong việc đáp ứng điều kiện cắt lẹm chân răng và sự đồng đều về kích thước răng tại các vị trí khác nhau trên đường lăn. Với mục đích tối ưu biên dạng BRKT, bài báo trình bày một phương án tạo hình biên dạng mới trong đó biên dạng răng thân khai truyền thống của BRKT được thay thế bằng biên dạng xyclôit cải tiến của elíp. Mô hình toán học biên dạng mới của BRKT được hình thành bằng bánh răng sinh trụ tròn (BRTT) lệch tâm biên dạng xyclôit cải tiến của elíp theo lý thuyết ăn khớp phẳng có xét đến điều kiện cắt lẹm chân răng. Một chương trình tính toán, thiết kế số được viết trên Matlab theo mô hình toán học được thiết lập bởi nghiên cứu. Trên cơ sở đó một cặp BRKT được thiết kế và chế tạo thử nghiệm trên máy cắt dây để kiểm chứng lý thuyết. Kết quả cho thấy với phương án thiết kế biên dạng mới đã khắc phục được nhược điểm các răng không đều trên BRKT của các nghiên cứu truyền thống khi sử dụng biên dạng thân khai của đường tròn.

Từ khóa: bánh răng không tròn, bánh răng sinh, biên dạng răng, đường xyclôit cải tiến

ĐẶT VẤN ĐỀ

Bánh răng không tròn được thiết kế để tạo ra các bộ biến đổi tốc độ một cách liên tục với độ chính xác cao. Do sự phức tạp trong thiết kế và khó khăn trong chế tạo đã làm hạn chế khả năng ứng dụng của BRKT trong thực tiễn. Tuy nhiên, với những ưu điểm nhỏ gọn và kết cấu cơ khí đơn giản cùng với sự phát triển của công nghệ gia công tiên tiến, BRKT ngày càng được nghiên cứu để thay thế các cơ cấu truyền thống trong máy móc thiết bị như: Các máy nông nghiệp¹; Cơ cấu máy của thiết bị khai thác khí đốt²; Cơ cấu hỗ trợ chuyển động nhảy của rôbốt³ hay trong các cơ cấu phân độ⁴ v.v.. Cho đến thời điểm hiện tại tạo hình biên dạng răng của BRKT có hai phương pháp chính được sử dụng phổ biến đó là thanh răng sinh⁵ và bánh răng sinh⁶ theo lý thuyết ăn khớp phẳng của Litvin⁷. Còn về biên dạng răng của BRKT có hai dạng đường cong được ứng dụng làm biên dạng răng trong hầu hết các nghiên cứu đó là: (1) đường cong thân khai của đường tròn⁷; (2) đường cong dạng cung tròn kiểu Novikov⁸. Trong đó đường cong thân khai của đường tròn được nghiên cứu phổ biến nhất các dạng đường cong khác rất ít khi đề cập đến. Tuy nhiên, có một nhược điểm chung của cả hai đường cong trên khi thiết kế BRKT là các răng không đều nhau về hình dạng hình học và kích thước. Dẫn đến trong quá trình

thiết kế người thiết kế phải có kiến thức chuyên môn sâu để hiệu chỉnh các thông số một cách thủ công lặp đi lặp lại để không có sự khác biệt nhiều giữa các răng. Đặc biệt là các răng ở vị trí có bán kính đường lăn lớn thì thường bị nhọn đỉnh răng, trong khi các răng ở vị trí bán kính đường lăn nhỏ thường bị hẹp chân răng và cắt lẹm.

Để khắc phục nhược điểm trên trong bài báo này chúng tôi đề xuất cải tiến biên dạng răng của BRKT bằng đường cong xyclôit cải tiến của elíp với các nội dung cụ thể: (1) Sử dụng đường cong xyclôit cải tiến đã được phát triển bởi Nguyễn Hồng Thái và cộng sự⁹ làm biên dạng răng của bánh răng sinh trụ tròn lệch tâm gọi tắt là BRTT lệch tâm; (2) Thiết lập mô hình toán học biên dạng răng của BRKT bằng bánh răng sinh BRTT lệch tâm theo lý thuyết ăn khớp phẳng của Litvin⁷; (3) Thiết lập các điều kiện của các thông số thiết kế để phân bố số răng và tránh cắt lẹm chân răng; (4) Viết mô đun tính toán, thiết kế số bằng Matlab và tiến hành thiết kế, chế tạo thử nghiệm để làm rõ các bước thiết kế và minh chứng có thể chế tạo để ứng dụng trong thực tiễn.

PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ

Trích dẫn bài báo này: Trung N T, Việt N H, Thái N H. Nghiên cứu và chế tạo cặp bánh răng không tròn ăn khớp ngoài có biên dạng răng là đường xyclôit cải tiến của elíp. *Sci. Tech. Dev. J. - Eng. Tech.*; 4(2):835-845.

¹Viện nghiên cứu Cơ khí, Bộ Công Thương, TP. Hà Nội, Việt Nam

²Viện Cơ khí, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, TP. Hà Nội, Việt Nam

Lịch sử

- Ngày nhận: 27-9-2020
- Ngày chấp nhận: 01-4-2021
- Ngày đăng: 16-4-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v4i2.773



Bản quyền

© ĐHQG Tp.HCM. Đây là bài báo công bố mở được phát hành theo các điều khoản của the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Phương trình đường lăn của BRTT lệch tâm

Nếu gọi đường tròn Σ_1 quay quanh tâm quay O_1 lệch so với tâm hình học O một đoạn $e = \overline{OO_1}$ là đường lăn của BRTT lệch tâm; I_1 là một điểm bất kỳ trên Σ_1 ; $r_1(\varphi_1)$ là bán kính cực của Σ_1 tại điểm I_1 . Theo tài liệu của Litvin và cộng sự (2009)⁷ phương trình bán kính cực $r_1(\varphi_1)$ của đường lăn Σ_1 tại tâm quay O_1 được viết:

$$r_1(\varphi_1) = \sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} - e \cos \varphi_1 \quad (1)$$

Phương trình đường lăn của BRKT ăn khớp ngoài đối tiếp với BRTT lệch tâm

Từ Hình 1 nếu gọi a_{12} là khoảng cách trục của cặp BRKT; Σ_2 là đường lăn của BRKT đối tiếp với BRTT lệch tâm; $r_2(\varphi_2)$ là bán kính cực của Σ_2 tại điểm I_2 ; φ_1, φ_2 lần lượt là góc quay của BRTT lệch tâm và BRKT quay quanh tâm của từng bánh răng. Do điều kiện Σ_1, Σ_2 lăn không trượt trên nhau tại tâm ăn khớp I ta có phương trình đường lăn của BRKT:

$$\begin{cases} r_2(\varphi_2(\varphi_1)) = a_{12} - \sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} + e \cos \varphi_1 \\ \varphi_2(\varphi_1) = \int_0^{\varphi_1} \frac{a_{12} - \sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} + e \cos \varphi_1}{\sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} + e \cos \varphi_1} d\varphi_1 \end{cases} \quad (2)$$

Trong đó: khoảng cách trục a_{12} của cặp BRKT-BRTT lệch tâm được xác định:

$$f(n_1, e, R) = n_1 \int_0^{2\pi} \left(\frac{a_{12} - \sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} + e \cos \varphi_1}{\sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} - e \cos \varphi_1} d\varphi_1 \right) - 2\pi = 0 \quad (3)$$

Với n_1 là số nguyên dương và là số vòng quay của BRTT lệch tâm khi BRKT quay được một vòng. Giải phương trình (3) bằng tích phân số ta xác định được khoảng cách trục $a_{12}(n_1, e, R)$.

Phương trình biên dạng răng của BRTT lệch tâm

Nguyên lý hình thành biên dạng răng

Biên dạng răng của BRTT lệch tâm là quỹ tích của một điểm K_s cố định trên elíp sinh Σ_{ES} , khi Σ_{ES} lăn không trượt trên đường lăn Σ_1 của BRTT lệch tâm. Như vậy, nếu Σ_{ES} lăn không trượt bên ngoài Σ_1 thì sẽ hình thành **biên dạng đỉnh răng**, còn khi Σ_{ES} lăn không trượt phía trong Σ_1 thì sẽ hình thành **biên dạng chân răng** như được mô tả trên Hình 2.

Với nguyên lý hình thành biên dạng như trên, theo tài liệu của Nguyễn Hồng Thái và Trần Ngọc Tiến (2018)⁹ thì mô hình toán học mô tả biên dạng Γ_1 của

BRTT lệch tâm xét tại tâm hình học O của Σ_1 được cho bởi:

$$r_K(\theta, \varphi, \psi) = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} x &= -(1)^g a(1 - \cos \psi) \cos(\varphi) - (1)^g \theta - (-1)^g b \sin(\varphi - (-1)^g \theta) \sin \psi + R \cos \theta; \\ y &= -a(1 - \cos \psi) \sin(\varphi - (-1)^g \theta) - b \cos(\varphi - (-1)^g \theta) \sin \psi + R \sin \theta \end{aligned}$$

Trong đó: $g = 1$ khi Γ_1 là phần biên dạng đỉnh răng và $g = 0$ khi Γ_1 là phần biên dạng chân răng; a, b lần lượt là bán trục lớn và bán trục nhỏ của elíp sinh Σ_{ES} ; tham số $\varphi(\psi) = \tan^{-1} \left(\frac{\partial x_{ES}(\psi)/\partial \psi}{\partial y_{ES}(\psi)/\partial \psi} \right)$ là góc quay tương đối giữa hệ quy chiếu $\vartheta_{ES}\{O_{ES}x_{ES}y_{ES}\}$ gắn với elíp sinh so với hệ quy chiếu $\vartheta_1\{O_1x_1y_1\}$ gắn với BRTT lệch tâm. Từ điều kiện lăn không trượt giữa Σ_1 và Σ_2 ta

có $\theta(\psi) = \frac{1}{R} \int_0^\psi \sqrt{\left(\frac{\partial x_{ES}(\psi)}{\partial \psi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{ES}(\psi)}{\partial \psi} \right)^2}$ là góc quay tương đối giữa hệ quy chiếu $\vartheta_1\{O_1x_1y_1\}$ so với hệ quy chiếu $\vartheta_f\{O_fx_fy_f\}$ cố định; $x_{ES}(\psi) = -a \cos \psi$; $y_{ES}(\psi) = b \sin \psi$ là các thành phần tọa độ theo y của ψ xét trong hệ quy chiếu $\vartheta_{ES}\{O_{ES}x_{ES}y_{ES}\}$, còn ψ là góc cực của Σ_{ES} .

Xét tại tâm quay O_1 lệch tâm so với tâm hình học O một khoảng e phương trình biên dạng răng của BRTT lệch tâm:

$$r_{K_1}(\theta, \varphi, \psi) = r_K(\theta, \varphi, \psi) - [e \ 0]^T \quad (5)$$

Thông số thiết kế biên dạng răng

Từ nguyên lý hình thành biên dạng các thông số thiết kế biên dạng răng được xác định như sau:

Bước răng trên đường lăn Σ_1 :

$$p_1 = t_1 + w_1 = 2C_{ES} \quad (6)$$

Trong đó: t_1, w_1 lần lượt là chiều dày răng và chiều rộng rãnh răng trên đường lăn Σ_1 do đó $t_1 = w_1 = C_{ES}$;

còn $C_{ES} = \int_0^{2\pi} \sqrt{r_{ES}(\psi)^2 + \left(\frac{dr_{ES}(\psi)}{d\psi} \right)^2} d\psi$ là chu vi của elíp sinh Σ_{ES} .

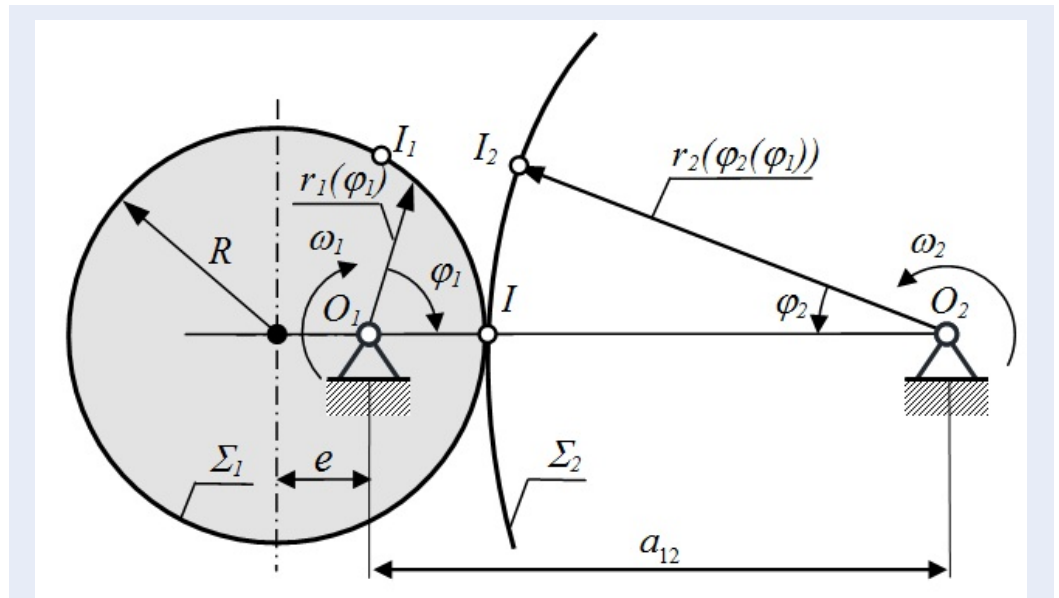
Chiều cao răng:

$$h = h_f + h_a = 4a \quad (7)$$

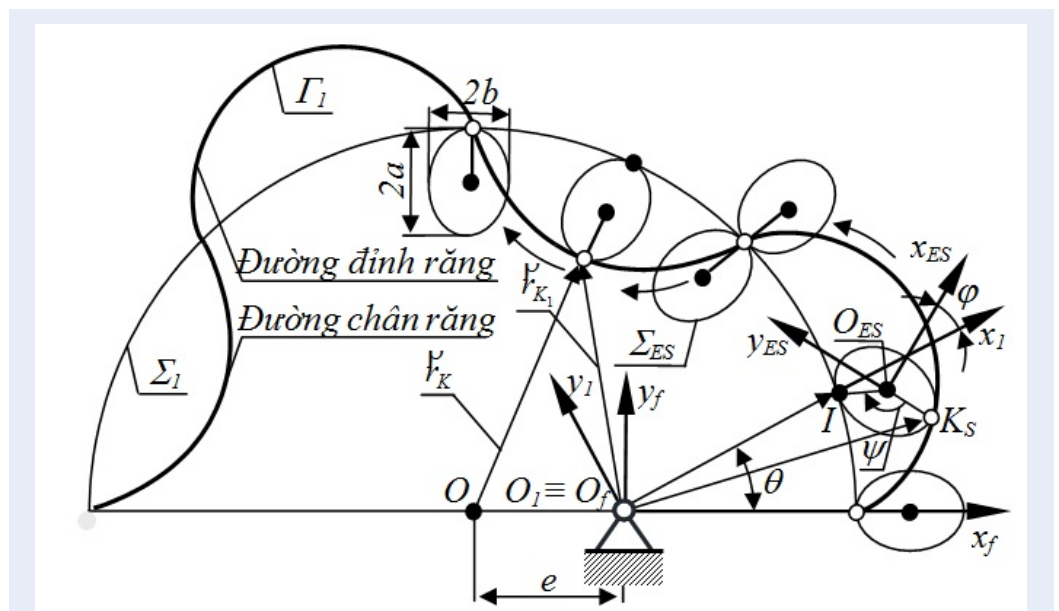
Với h_f, h_a lần lượt là chiều cao chân răng và chiều cao đỉnh răng $h_f = h_a = 2a$

Môđun được định nghĩa:

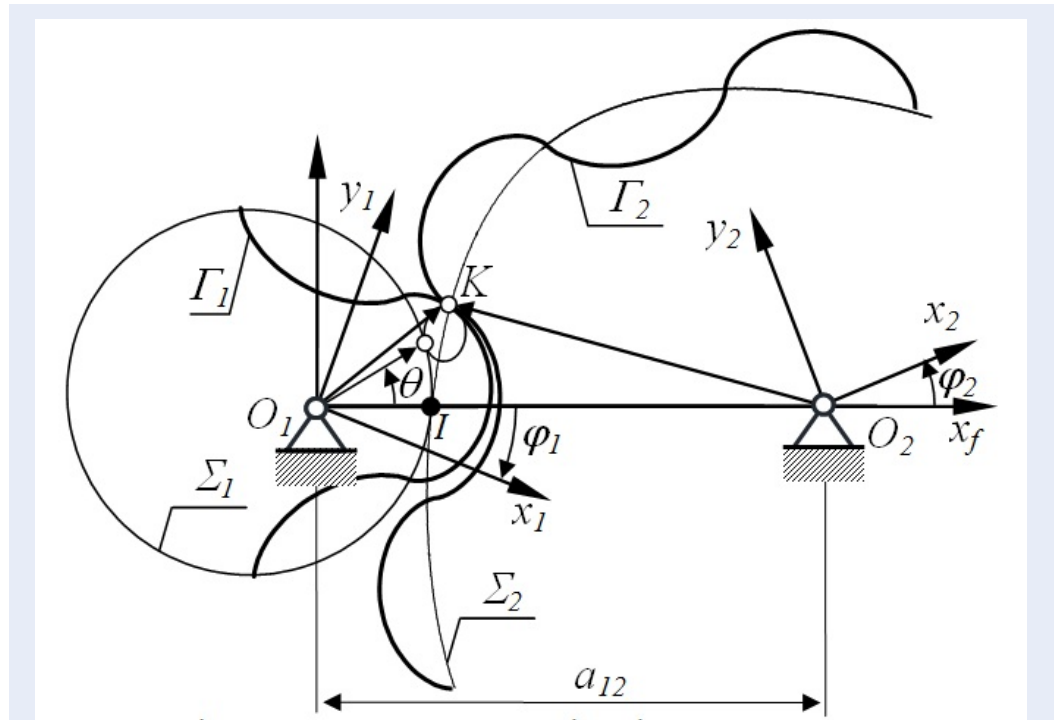
$$m_1 = \frac{2C_{ES}}{\pi} \quad (8)$$



Hình 1: Mối quan hệ động học giữa đường lăn của BRKT với đường lăn của BRTT lệch tâm



Hình 2: Nguyên lý hình thành biên dạng răng của BRTT lệch tâm



Hình 3: Sơ đồ xác định biên dạng đối tiếp của bánh răng không tròn

Mô hình toán học biên dạng của bánh răng đối tiếp với bánh răng trụ tròn lệch tâm

Để thiết lập phương trình biên dạng răng Γ_2 của BRKT, xét trong hệ quy chiếu cố định $\vartheta_f \{O_f x_f y_f\}$ gắn liền với giá và gọi $\vartheta_1 \{O_1 x_1 y_1\}$, $\vartheta_2 \{O_2 x_2 y_2\}$ lần lượt là hệ quy chiếu động gắn trên BRTT lệch tâm và BRKT như được mô tả trên Hình 3. Chuyển tọa độ điểm K_1 bất kỳ trên Γ_1 của BRTT lệch tâm trong hệ quy chiếu $\vartheta_1 \{O_1 x_1 y_1\}$ về hệ quy chiếu $\vartheta_2 \{O_2 x_2 y_2\}$ của BRKT ta có phương trình biên dạng răng của BRKT:

$$r_{K_2} = M_{2f} M_{f1} r_{K_1} \tag{9}$$

Trong đó

$$M_{2f} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_1 & \sin \varphi_1 & 0 \\ -\sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$M_{f1} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_2(\varphi_1) & \sin \varphi_2(\varphi_1) & a_{12} \\ -\sin \varphi_2(\varphi_1) & \cos \varphi_2(\varphi_1) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

Còn r_{K_1} được xác định từ phương trình (5). Khai triển (9) phương trình biên dạng răng Γ_2 của BRKT được viết lại:

$$r_{K_2} = \begin{bmatrix} x_{K_1} \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + y_{K_1} \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + a_{12} \cos \varphi_1 \\ -x_{K_1} \sin(\varphi_1 + \varphi_2) + y_{K_1} \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + a_{12} \sin \varphi_1 \end{bmatrix} \tag{10}$$

Trong phương trình (9): Mỗi quan hệ $\varphi_2(\varphi_1)$ giữa φ_2 và φ_1 được xác định bởi: $\varphi_2 = n_1 \int_0^{2\pi} \left(\frac{r_1(\varphi_1)}{a_{12} - r_1(\varphi_1)} \right) d\varphi_1$, còn mỗi quan hệ giữa φ_1 và θ được xác định thông qua phương trình ăn khớp đối tiếp:

$$n_1 \times V_{12} = 0 \tag{11}$$

Trong đó: n_1 là véc tơ pháp tuyến chung của cặp biên dạng đối tiếp (Γ_1, Γ_2) , V_{12} là vận tốc trượt tương đối giữa hai biên dạng (Γ_1, Γ_2) tại điểm ăn khớp K_{12} ; còn véc tơ n_1 được xác định:

$$n_1 = \frac{\partial r_{K_1}(\theta)}{\partial \theta} \times k \tag{12}$$

Với $k = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^T$, còn V_{12} được cho bởi phương trình (13):

$$V_{21} = (\omega_1^{(1)} - \omega_1^{(2)}) \times r_{K_1} - (a_{12} \times \omega_1^{(2)}) \tag{13}$$

Sau khi khai triển công thức (13) và biến đổi ta có:

$$V_{12} = \omega_1 \times \begin{bmatrix} (1 + i_{21}(\varphi_1)) y_{K_1}(\theta) - a_{12} i_{21}(\varphi_1) \sin \varphi_1 \\ (1 + i_{21}(\varphi_1)) x_{K_1}(\theta) + a_{12} i_{21}(\varphi_1) \cos \varphi_1 \end{bmatrix} \tag{14}$$

Giải phương trình (15) ta xác định được mối quan hệ của φ_1 và θ .

Thông số thiết kế của BRKT

Để cặp bánh răng BRTT – BRKT ăn khớp khít và đúng thì cặp bánh răng phải cùng môđun và:

$$p_1 = p_2 = t_1 + w_1 = t_2 + w_2 = 2C_{ES} \quad (16)$$

Do điều kiện lăn không trượt của hai đường lăn Σ_1, Σ_2 vì vậy số răng của BRKT phải thỏa mãn:

$$z_2 = \frac{C_{\Sigma_2}}{p_2} = \frac{n_1 C_{\Sigma_1}}{p_1} = n_1 z_1 \quad (17)$$

Trong đó $C_{\Sigma_1}, C_{\Sigma_2}$ lần lượt là chu vi của đường lăn Σ_1 và Σ_2 .

Điều kiện tránh cắt lẹm chân răng

Để trong quá trình tạo hình biên dạng của bánh răng sinh không cắt lẹm vào chân răng của bánh răng được tạo hình, theo tài liệu Litvin và cộng sự (2001)¹⁰ thì phương trình biên dạng răng phải thỏa mãn:

$$\begin{cases} \Delta_1 = \begin{vmatrix} \frac{dx_{K_1}(\theta)}{d\theta} & -V_{12x} \\ \frac{\partial f(\varphi_1)}{\partial \varphi_1} & \frac{d\varphi_1}{dt} \end{vmatrix} \neq 0 \\ \Delta_2 = \begin{vmatrix} \frac{dy_{K_1}(\theta)}{d\theta} & -V_{12y} \\ \frac{\partial f(\varphi_1)}{\partial \varphi_1} & \frac{d\varphi_1}{dt} \end{vmatrix} \neq 0 \end{cases} \quad (18)$$

Với: V_{12x}, V_{12y} là các thành phần của vận tốc trượt tại điểm $K \equiv K_1 \equiv K_2$ với $K_1 \in \Gamma_1, K_2 \in \Gamma_2$ được xác định bởi (14), khai triển Δ_1, Δ_2 ta có như Hình 4:

Như vậy, bộ tham số thiết kế cặp BRKT phải thỏa mãn phương trình (18), nếu không thỏa mãn thì cần phải hiệu chỉnh lại thông số thiết kế của đường lăn và biên dạng răng của cặp BRTT- BRKT.

KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Khảo sát ảnh hưởng của độ lệch tâm e của BRTT lệch tâm đến hàm truyền

Từ hệ phương trình (2) ta có phương trình biểu diễn hàm truyền i_{12} :

$$i_{12}(\varphi_1) = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_2} = \frac{a_{12} - \sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} + e \cos \varphi_1}{\sqrt{(R^2 - e^2 \sin^2 \varphi_1)} - e \cos \varphi_1} \quad (20)$$

Trong phương trình (20) với giá trị a_{12} không đổi và $\varphi_1 \in [0 \div 2\pi]$ thì hàm truyền i_{12} phụ thuộc vào bán kính R và độ lệch tâm e của BRTT. Để khảo sát ảnh hưởng của độ lệch tâm e của BRTT đến hàm truyền i_{12} gọi hệ số $\lambda = \frac{e}{R}$, khi đó Hình 4 là đồ thị hàm tỷ số truyền i_{12} ứng với mỗi giá trị λ được trình bày trong Bảng 1.

Từ Hình 5 nhận thấy với cùng một khoảng cách trục a_{12} , biên độ của hàm truyền $i_{12}(\varphi_1)$ có thể được tăng, giảm bằng cách thay đổi hệ số $\lambda = \frac{e}{R}$. Như vậy, có thể thay đổi hàm tỷ số truyền thông qua thay đổi hệ số λ mà không làm thay đổi khoảng cách trục. Điều này cho phép người thiết kế khảo sát lựa chọn phương án thiết kế để phù hợp với kích bản ứng dụng.

Thiết kế thử nghiệm

Trên cơ sở nghiên cứu lý thuyết thông số thiết kế cặp BRKT được cho trong Bảng 2 dưới đây, Hình 5 là kết quả kiểm tra điều kiện cắt lẹm, còn Hình 6 là bản vẽ thiết kế.

Từ Hình 6 và Hình 7 cho thấy bộ thông số thiết kế cặp BRKT- BRTT lệch tâm với biên dạng đề xuất là đường xyclôit cải tiến của elíp không có hiện tượng cắt lẹm chân răng, hình dạng hình học và kích thước của tất cả các răng trên BRKT đều nhau. Từ đó, cho thấy kết quả của nghiên cứu này đã khắc phục được nhược điểm các răng trên BRKT không đều về hình dạng và kích thước ở các vị trí khác nhau trên bánh răng mà các nghiên cứu truyền thống gặp phải khi sử dụng biên dạng thân khai của đường tròn làm biên dạng răng của BRKT.

Chế tạo thử nghiệm

Từ kết quả nghiên cứu lý thuyết và thiết kế chúng tôi tiến hành chế tạo thử nghiệm trên máy cắt dây như được mô tả trên Hình 8 với các thông số công nghệ gia công và thông số máy được cho trong Bảng 3 dưới đây.

Vật liệu và chuẩn bị phôi trước khi gia công biên dạng

Vật liệu chế tạo cặp BRKT là thép tấm 40X, trước khi gia công để đảm bảo độ vuông góc giữa biên dạng răng, trục bánh răng với mặt đầu. Phôi được mài phẳng hai mặt trên máy mài phẳng NIPPEI TOYAMA Type SFG-30/60 (Nhật Bản) với thông số gia công: vận tốc trục chính $n = 1800$ vg/ph, chiều sâu cắt $t = 0.05$ mm, tốc độ tịnh tiến của phôi $v_{ph} = 20$ m/ph, lượng chạy dao dọc $s_d = 30$ m/s và gia công phần máy ơ trên máy phay CNC HITACHI SEIKI VS40 (Nhật Bản) với thông số công nghệ: vận tốc trục chính $s = 1500$ vg/ph, chiều sâu cắt $t = 0,2$ mm, lượng chạy dao $F = 300$ mm/ph. Phương pháp gá đặt, kiểm tra, và các nguyên công gia công được mô tả trên Hình 9.

Hình 10 dưới đây là ảnh chụp bộ truyền BRKT – BRTT lệch tâm ăn khớp ngoài sau khi gia công.

Từ Hình 10 cho thấy với các phương pháp gia công hiện đại, các biên dạng phức tạp không còn là trở ngại trong nghiên cứu phát triển BRKT vào các kích bản ứng dụng khác nhau.

$$\begin{cases} \Delta_1 = A_1 + B_1 C_1 \\ \Delta_2 = A_2 - B_1 C_1 \end{cases} \quad (19)$$

Trong đó:

$$\begin{cases} A_1 = \frac{r_1(\varphi_1)x'_{K_1}(\theta)}{r_2(\varphi_2(\varphi_1))} (r_1'(\varphi_1)(y'_{K_1}(\theta)\sin\varphi_1 + x'_{K_1}(\theta)\cos\varphi_1) \\ \quad + r_1(\varphi_1)(y'_{K_1}(\theta)\cos\varphi_1 - x'_{K_1}(\theta)\sin\varphi_1)) \\ A_2 = \frac{r_1(\varphi_1)y'_{K_1}(\theta)}{r_2(\varphi_2(\varphi_1))} (r_1'(\varphi_1)(y'_{K_1}(\theta)\sin\varphi_1 + x'_{K_1}(\theta)\cos\varphi_1) \\ \quad + r_1(\varphi_1)(y'_{K_1}(\theta)\cos\varphi_1 - x'_{K_1}(\theta)\sin\varphi_1)) \\ B_1 = \left(1 + \frac{r_1(\varphi_1)}{r_2(\varphi_2(\varphi_1))}\right) y_{K_1}(\theta) - a_{12} \frac{r_1(\varphi_1)}{r_2(\varphi_2(\varphi_1))} \sin\varphi_1 \\ C_1 = y_{K_1}''(\theta)y_{K_1}(\theta) + y_{K_1}'^2(\theta) + x_{K_1}''(\theta)x_{K_1}'(\theta) + x_{K_1}'^2(\theta) \\ \quad - r_1(\varphi_1)(y'_{K_1}(\theta)\sin\varphi_1 + x'_{K_1}(\theta)\cos\varphi_1) \end{cases}$$

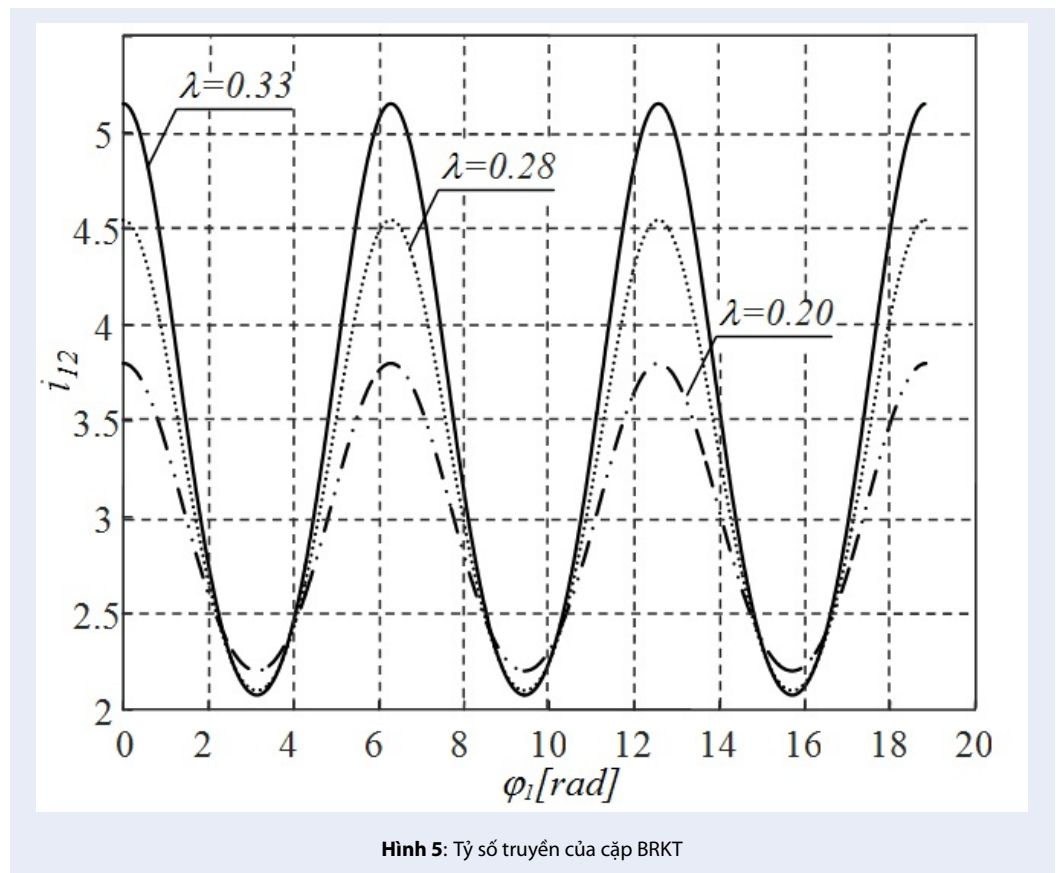
Hình 4: Phương trình (19)

Bảng 1: Khảo sát tỷ số truyền theo λ

STT	Bán kính R [mm]	Độ lệch tâm e [mm]	λ
1	25,0	5,0	0,20
2	26,5	7,5	0,28
3	30,0	10,0	0,33

Bảng 2: Thông số thiết kế cặp BRKT

Tên gọi	Ký hiệu	Giá trị	
		BR 1	BR 2
Khoảng cách trục [mm]	a_{12}		99
Mô đun	m		6,2
Bán kính của Σ_1 [mm]	R	25	—
Độ lệch tâm [mm]	e	5	—
Hệ số chu vi	n		3
Số răng	z_i	8	24
Bước răng [mm]	c	19,6	19,6
Chiều cao răng [mm]	h	7	7
Biên dạng răng elíp:	a	1,8	1,8
+ Bán trục lớn [mm]	b	1,4	1,4
+ Bán trục nhỏ [mm]			



Hình 5: Tỷ số truyền của cặp BRKT

Bảng 3: Thông số công nghệ gia công trên máy cắt dây

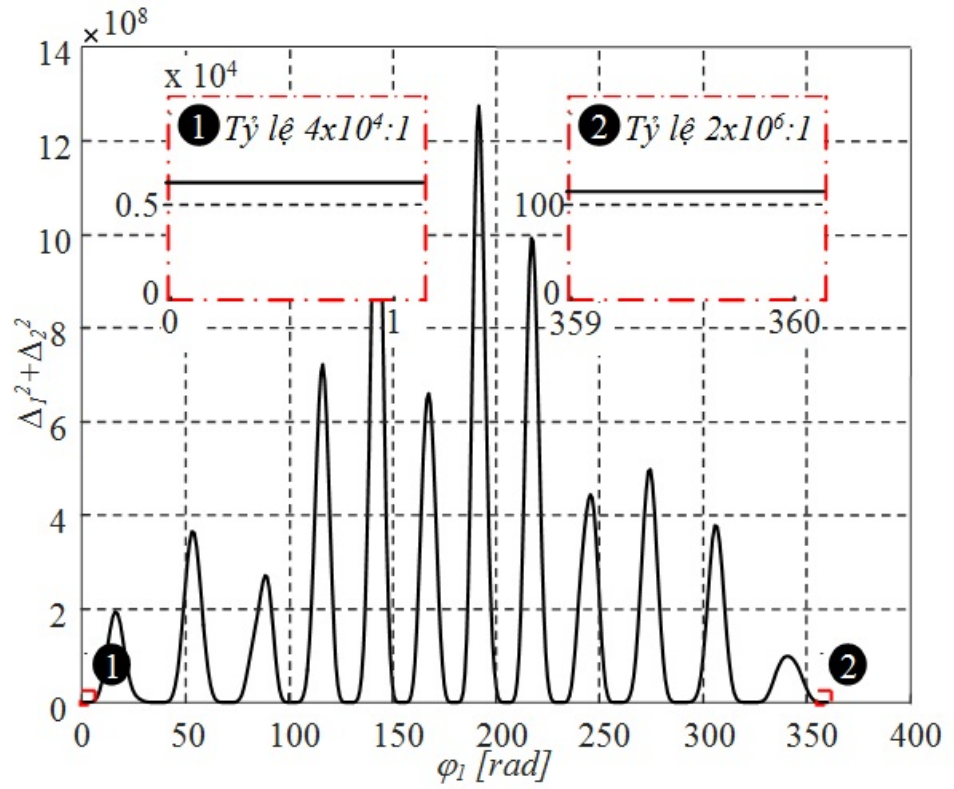
STT	Tên gọi	Giá trị
1	Đường kính dây	0,18 mm
2	Tốc độ cắt lớn nhất	200 mm/ph
3	Độ rộng xung	56 μ s
4	Tần số xung điện	15,625 Hz
5	Cường độ xung	4 A
6	Thời gian trễ đảo dây	3 s
7	Chất điện môi (dầu xung điện)	Buhmwoo – BW EDM-100

KẾT LUẬN

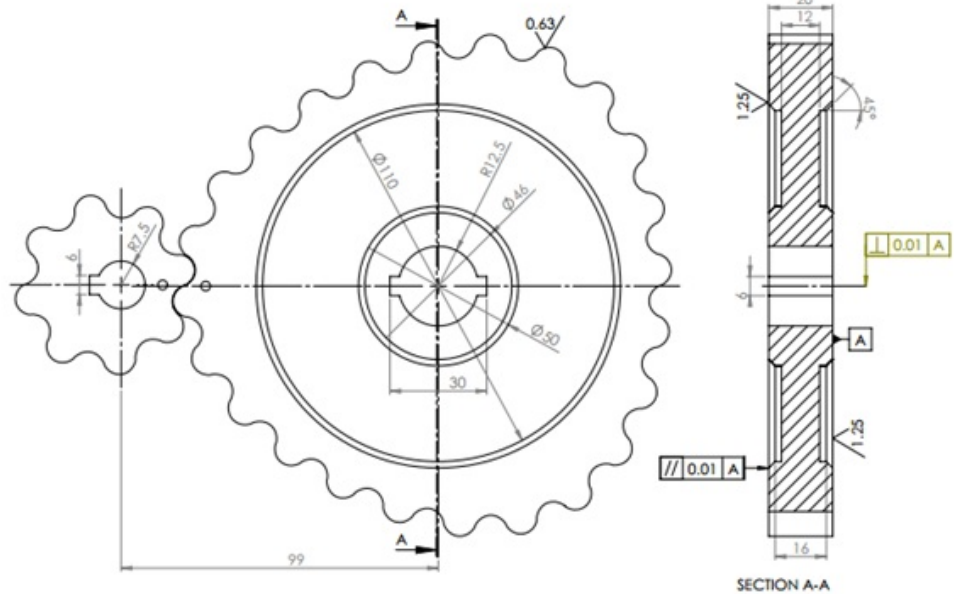
Từ những kết quả nghiên cứu lý thuyết, thảo luận, đánh giá nêu trên, nghiên cứu này đã đề xuất ứng dụng đường cong xyclôit cải tiến của đường elíp vào thiết kế biên dạng răng của BRKT. Các mô hình toán được thiết lập bởi nghiên cứu này cho phép xây dựng mô đun phần mềm thiết kế hình dạng hình học của một cặp BRKT hoàn chỉnh khi xét đến các điều kiện phân bố số răng và tránh cắt lẹm chân răng của các tham số thiết kế. Từ bản thiết kế và mẫu chế tạo thử nghiệm cho thấy phương án thiết kế biên dạng mới đã

khắc phục được nhược điểm các răng không đều về mặt hình dạng hình học và kích thước trên BRKT của các nghiên cứu truyền thống khi sử dụng biên dạng thân khai của đường tròn.

Những kết quả này sẽ là cơ sở khoa học và thực tiễn quan trọng để tiếp tục phát triển những nghiên cứu tiếp theo trong thiết kế và chế tạo BRKT cho các thiết bị hiện đại như các bộ biến đổi vô cấp CVT của ngành công nghiệp Ô tô cũng như trong các thiết bị công nghiệp khác.



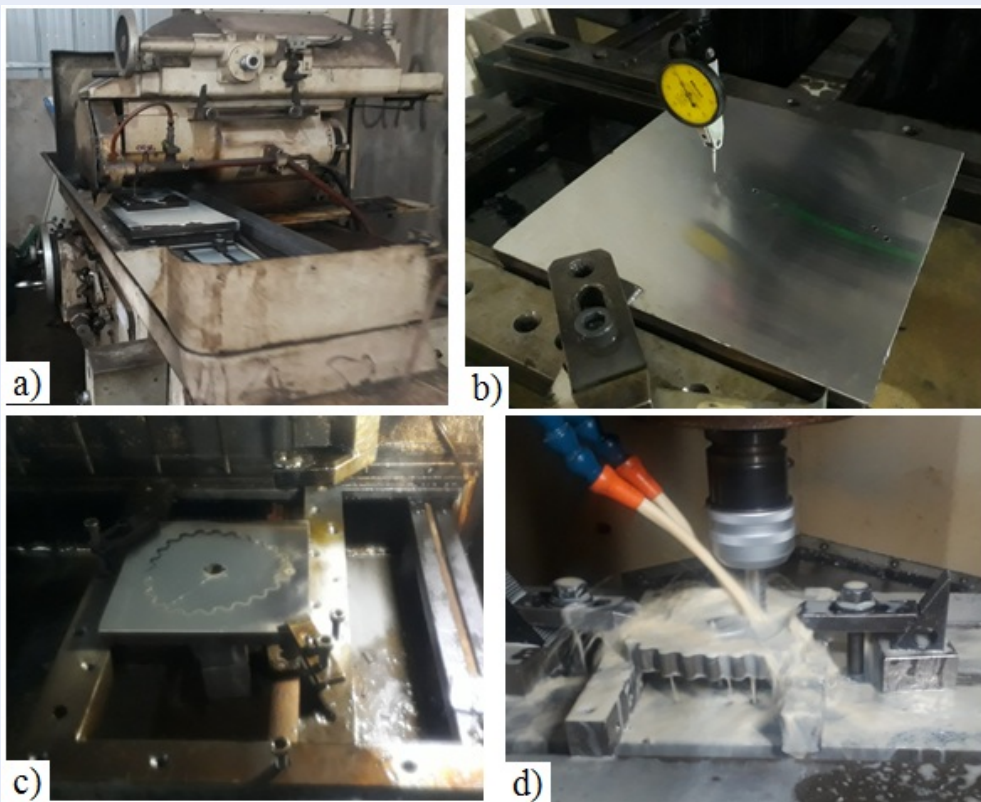
Hình 6: Kiểm tra điều kiện cắt lẹm BRKT



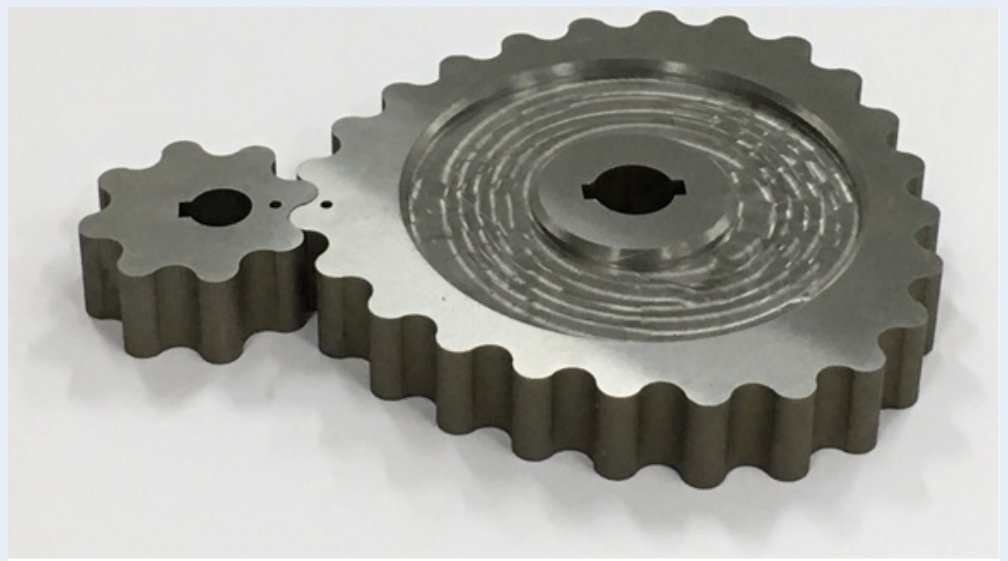
Hình 7: Bản thiết kế cặp BRKT



Hình 8: Ảnh chụp quá trình gia công trên máy cắt dây ST3240VM (Đài Loan)



Hình 9: Các nguyên công trong quá trình gia công BRKT, trong đó: a) gia công trên máy mài, b) căn chỉnh độ vuông góc trên máy cắt dây, c) gia công tia lửa điện trên máy cắt dây, d) gia công máy cơ trên máy phay CNC



Hình 10: Ảnh chụp cận BRKT sau khi gia công

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Bộ Giáo dục và Đào tạo trong đề tài cấp Bộ, Mã số B2019 - BKA - 09. Học viên cao học Nguyễn Hoàng Việt được hỗ trợ bởi chương trình học bổng đào tạo thạc sĩ trong nước của Quỹ Đổi mới sáng tạo Vingroup.

DANH MỤC CÁC TỪ VIẾT TẮT

BRKT: Bánh răng không tròn.

BRTT: Bánh răng trụ tròn.

XUNG ĐỘT LỢI ÍCH

Nhóm tác giả xin cam đoan rằng không có bất kỳ xung đột lợi ích nào trong công bố bài báo.

ĐÓNG GÓP CỦA TÁC GIẢ

Tác giả Nguyễn Hồng Thái đưa ra ý tưởng, kế hoạch triển khai nghiên cứu và viết bản thảo bài báo. Nguyễn Thành Trung, Nguyễn Hoàng Việt xây dựng mô hình toán học, lập trình, tổ chức triển khai chế tạo thực nghiệm theo ý tưởng và kế hoạch triển khai viết bài của tác giả Nguyễn Hồng Thái.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Zhao X, Chu M, et al. Research on design method of non-circular planetary gear train transplanting mechanism based on precise poses and trajectory optimization. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018;10:1–12. Available from: <https://doi.org/10.1177/1687814018814368>.

2. Xu G, et al. Design and Performance Analysis of a Coal Bed Gas Drainage Machine Based on Incomplete Non-Circular Gears. *Energies*. 2017;p. 2–19. Available from: <https://doi.org/10.3390/en10121933>.
3. Okada, et al. Optimal design of nonlinear profile of gear ratio using non-circular gear for jumping robot. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2012;p. 1958–1963. Available from: [10.1109/icra.2012.6224661](https://doi.org/10.1109/icra.2012.6224661).
4. Zheng F. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mechanism and Machine Theory*. 2016;105:108–128. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.019>.
5. Liu Y, et al. Research on Hobbing Process Principles and Linkage Models for Higher-Order Elliptic Gear. *Advanced Materials Research*. 2012;p. 479–481. Available from: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.479-481.2343>.
6. Zheng F, et al. Linkage model and manufacturing process of shaping non-circular gears. *Mechanism and Machine Theory*. 2016;96:192–212. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2015.09.010>.
7. Litvin FL. Alfonso Fuentes-Azna, Ignacio Gonzalez-Perez, Kenichi Hayasaka. *Noncircular Gears Design and Generation*. Cambridge University Press. 2009; Available from: <https://doi.org/10.1017/CBO9780511605512>.
8. Liang D, et al. Generation and analysis of gear drive with tubular tooth surfaces having double contact points. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2017; Available from: <https://doi.org/10.1016/j.acme.2016.10.006>.
9. Thái NH, Tiến TN. Ảnh hưởng của tham số thiết kế đến hiện tượng trượt biên dạng và lưu lượng của quạt Roots. *Tạp chí phát triển Khoa học và Công nghệ, Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh*. 2018;1(1):13–19.
10. Litvin FL. Alfonso Fuentes. *Gear geometry and applied theory*. Cambridge. 2001;.

Research and manufacture of external non-circular gear-pair with improved cycloid profile of the ellipse

Nguyen Thanh Trung^{1,2}, Nguyen Hoang Viet², Nguyen Hong Thai^{2,*}



Use your smartphone to scan this QR code and download this article

ABSTRACT

Non-circular gears (NCGs) are known as an alternative to conventional mechanical mechanisms in continuous speed converters. In which, the gear profile is the factor that directly affects the performance and quality meshing of the non-circular gear. However, the types of curves that are being used to generating profiles of the non-circular gears still exist limited in meeting the conditions of undercutting and uniformity of tooth sizes at different positions on the centrode. To optimize the profile of the non-circular gear, the paper presents a new profile in which the traditional involute profile of the non-circular gears is replaced by an improved cycloid curve of the ellipse. The mathematical model of new profile of non-circular gear is formed by eccentric circular shaper cutter with the improved cycloid of the ellipse in accordance with the theory of gearing in consideration of undercutting conditions. Based on the mathematical model established by this research, a program was written in Matlab. On that basis, a pair of non-circular gear was designed and fabricated experimentally on a wire breaker to verify the theory. The results show that with the new tooth profile design scheme, the shortcomings of uneven teeth on the non-circular gear of the traditional studies when using the involute profile of the circle have been overcome.

Key words: non-circular gear, shaper cutter, tooth profile, improved cycloid curve

¹National Research Institute Of Mechanical Engineering, Hanoi, Vietnam

²School of Mechanical, Hanoi University of Science and Technology (HUST), Hanoi, Vietnam

Correspondence

Nguyen Hong Thai, School of Mechanical, Hanoi University of Science and Technology (HUST), Hanoi, Vietnam

Email: thai.nguyenhong@hust.edu.vn

History

- Received: 27-9-2020
- Accepted: 01-4-2021
- Published: 16-4-2021

DOI : 10.32508/stdjet.v4i2.773



Copyright

© VNU-HCM Press. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International license.



Cite this article : Trung N T, Viet N H, Thai N H. **Research and manufacture of external non-circular gear-pair with improved cycloid profile of the ellipse.** *Sci. Tech. Dev. J. – Engineering and Technology*; 4(2):835-845.