

BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CYCLOID MỚI VỚI KHẢ NĂNG CHỊU TẢI VÀ RUNG ĐỘNG NỔI BẬT

NOVEL CYCLOID GEAR TRANSMISSION WITH OUTSTANDING LOAD CAPACITY AND VIBRATION

Nguyễn Thái Dương, Đào Thanh Hùng, Võ Quang Trường

Trường Cao đẳng Công nghệ - Đại học Đà Nẵng;
ntduong.dct@gmail.com, hungthanhdao93@gmail.com, truong124@yahoo.com

Tóm tắt - Nghiên cứu dựa trên bộ truyền bánh răng cycloid thông thường để đề xuất bộ truyền bánh răng cycloid mới – bộ truyền bánh răng cycloid bao kép không hoàn toàn, mô tả các phương trình ăn khớp và phương trình biên dạng cặp ăn khớp liên hợp của bộ truyền mới. Trên cơ sở đó, sử dụng phần mềm Pro/Engineer 4.0 để dựng biên dạng cặp ăn khớp liên hợp, từ đó mô hình hóa 3D cho bộ truyền. Thông qua việc phân tích mô phỏng động lực học của bộ truyền bánh răng cycloid mới trong môi trường ANSYS Workbench và ADAMS/View, kết quả thể hiện sự nổi trội của bộ truyền mới về khả năng chịu tải và rung động so với các bộ truyền khác. Kết quả mang lại giá trị tham khảo nhất định trong việc thiết kế các bộ truyền nói riêng và trong lĩnh vực thiết kế cơ khí nói chung.

Từ khóa - truyền động bánh răng; bánh răng cycloid; rung động; mô phỏng động lực học hệ thống; ANSYS Workbench; ADAMS/View.

1. Đặt vấn đề

Bộ truyền bánh răng cycloid có kết cấu nhỏ gọn, trọng lượng nhẹ, tỷ số truyền lớn, hiệu suất truyền động cao, khả năng tải lớn [1, 2] ... nên bộ truyền này được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực như kỹ thuật cơ khí, kỹ thuật nâng chuyên, luyện kim, dệt may... ở cả trong và ngoài nước. Chính vì vậy, bộ truyền bánh răng cycloid từ lâu đã trở thành một đề tài nóng cho các nhà kỹ thuật trên khắp thế giới quan tâm nghiên cứu nhằm cải tiến bộ truyền để đạt hiệu quả tốt nhất hoặc thiết kế một dạng mới của bộ truyền bánh răng cycloid... Kết quả là đã có rất nhiều bộ truyền cycloid mới được thiết kế lý luận, chế tạo kiểm nghiệm và thu lại những kết quả rất hiệu quả, đáp ứng được nhu cầu sử dụng trong thực tế, có thể kể đến như bộ truyền FA, bộ truyền Dojen, bộ truyền RV, bộ truyền Twinspin... Trong những năm gần đây, bộ truyền bánh răng bao kép [3, 4] được nghiên cứu lý luận một cách mạnh mẽ vì những đặc tính ưu việt như nâng cao độ chính xác truyền động, khả năng chịu tải tốt hơn... Thêm vào đó, nghiên cứu mô phỏng động lực học dựa trên phần mềm SolidWorks COSMOS cho thấy thiết kế có con lăn gây ra sự biến đổi chuyển động và rung động lớn hơn so với thiết kế không có con lăn, đồng thời độ lớn ứng suất của thiết kế không có con lăn cũng nhỏ hơn so với thiết kế có con lăn [5]. Trong bối cảnh ở nước ta hiện nay, hầu như việc tiếp cận một bộ truyền bánh răng cycloid mới để nâng cao hơn nữa các đặc tính của bộ truyền bánh răng cycloid truyền thống còn khá mới mẻ. Với mong muốn đóng góp các cơ sở lý luận và phương pháp nghiên cứu động lực học đối với bộ truyền bánh răng mới này, bên cạnh đó, để tiết kiệm nguyên vật liệu, chi phí gia công và đánh giá kiểm nghiệm, nghiên cứu đã thiết lập mô hình hóa bộ truyền bánh răng cycloid mới, sau đó tiến hành mô phỏng bộ truyền trong môi trường ANSYS Workbench và ADAMS/View để khảo sát đặc tính

Abstract - The double-enveloping conjugated tooth pair is analyzed based on conventional conjugated tooth pair. The formation method and the curve equation of tooth profile are described, then the feature of conjugated tooth pair is discussed; After that, tooth profile of conjugated tooth pair and the 3D solid model of transmission are built on Pro/E software; the dynamic analysis of cycloid gear transmissions in ANSYS Workbench environment and ADAMS/View environment is done to show the best load capacity and vibration of the new cycloid transmission. In addition, the study provides certain reference values for designing other similar transmissions in particular and mechanical designing in general.

Key words - gear transmission; cycloid gear; vibration; system dynamic simulation; ANSYS Workbench; ADAMS/View.

động lực học, từ đó nghiệm chứng kết quả của việc thiết kế mô hình. Cuối cùng, kết quả phân tích sẽ mang lại ý nghĩa lý luận quan trọng và có tính ứng dụng cao trong thực tế.

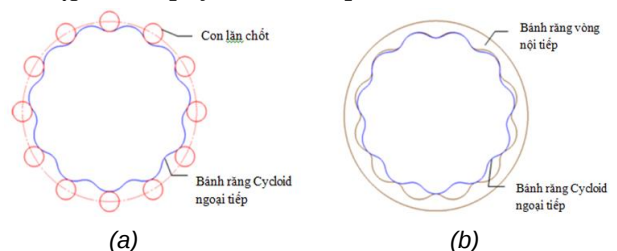
2. Phương pháp nghiên cứu

Bằng phương pháp xây dựng cơ sở lý thuyết cho các phương trình ăn khớp và phương trình biên dạng của cặp ăn khớp liên hợp đối với các bộ truyền khác nhau, bài báo tiến hành thảo luận đặc tính ăn khớp của các bộ truyền.

Sau đó, nghiên cứu đã thực hiện ứng dụng phần mềm Pro Engineering 4.0 [6] để xây dựng mô hình, lắp ráp mô hình, mô phỏng trực quan để cho ra mô hình 3D hoàn chỉnh theo kích thước. Quan trọng nhất, trong quá trình nghiên cứu, bài báo tiếp cận phần mềm phân tích phần tử hữu hạn ANSYS Workbench 12.0 [7] và phần mềm phân tích động lực học hệ thống ADAMS/View 2013 [8] để mô phỏng phân tích động lực học đối với các bộ truyền.

3. Mô hình hóa bộ truyền bánh răng cycloid

3.1. Cặp ăn khớp cycloid bao kép

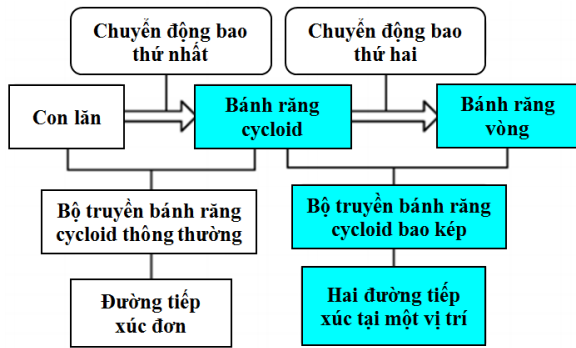


Hình 1. Cặp ăn khớp cycloid thông thường và bao kép

Cặp ăn khớp liên hợp trong bộ truyền bánh răng cycloid thông thường là do biên dạng răng của bánh răng cycloid và biên dạng của con lăn. Hình 1 trình bày cặp ăn khớp liên hợp được ứng dụng dựa trên hiện tượng tiếp xúc 2 lần

trong truyền động bánh răng. Từ đó, cặp ăn khớp liên hợp cycloid 2 lần tiếp xúc được suy luận ra thông qua ứng dụng phương pháp bao kép, cặp ăn khớp này là do biên dạng bánh răng cycloid thông thường (bánh răng cycloid ngoại tiếp) và biên dạng của bánh răng bao kép (bánh răng vòng nội tiếp) hình thành, như Hình 1.b thể hiện.

Hình 2 mô tả phương pháp bao kép. Theo nguyên lý ăn khớp bánh răng, biên dạng răng liên hợp là biên dạng do sự chuyển động tiếp xúc cho trước của phôi và dao cắt mà hình thành. Trong bộ truyền bánh răng cycloid thông thường, biên dạng răng của bánh răng cycloid là do biên dạng của con lăn đóng vai trò là dao cắt, thông qua chuyển động tiếp xúc tương đối giữa dao cắt và phôi gia công mà đạt được. Sau đó, nếu xem biên dạng răng của bánh răng cycloid đóng vai trò là bề mặt dao cắt, dựa trên sự chuyển động tiếp xúc tương đối cho trước giữa bề mặt dao cắt và phôi gia công, sẽ thu được biên dạng răng của bánh răng vòng bao kép. Từ đó, cặp ăn khớp liên hợp được hình thành thông qua kết hợp giữa biên dạng răng của bánh răng cycloid và biên dạng răng của bánh răng vòng bao kép, được gọi là cặp ăn khớp cycloid bao kép.



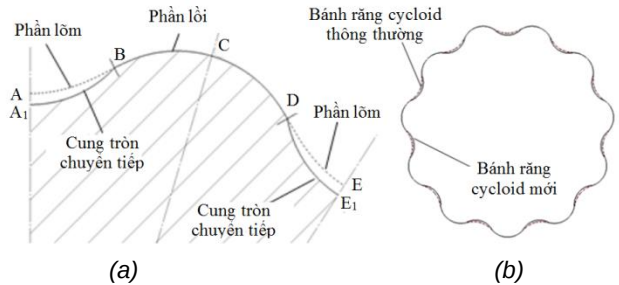
Hình 2. Phương pháp bao kép

3.2. Cặp ăn khớp cycloid bao kép không hoàn toàn

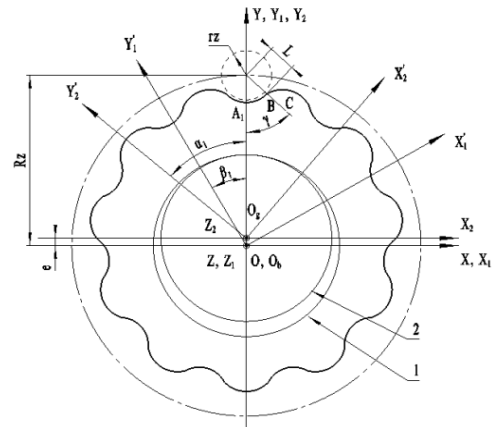
Cặp ăn khớp cycloid bao kép có nhiều ưu điểm nổi bật [3] như lợi dụng tiếp xúc kép để nâng cao khả năng chịu tải; sự gia tăng thêm đường tiếp xúc góp phần làm giảm sai số thông qua hiệu ứng quân bình hóa sai số, từ đó sẽ nâng cao độ chính xác truyền động; ngoài ra, đặc tính ăn khớp của đường tiếp xúc thứ hai có lợi cho việc nâng cao tính năng bôi trơn và độ bền tiếp xúc. Tuy nhiên, đặc tính tiếp xúc đôi của truyền động này yêu cầu sai số gia công cũng như sai số lắp ghép cho cặp ăn khớp liên hợp này là rất nhạy cảm, cũng có thể nói, trong trường hợp này, độ chính xác gia công là rất cao, từ đó mới có thể thực hiện được quá trình tiếp xúc đôi trong vùng ăn khớp nhất định, khi đó mới có thể phát huy hết đặc tính ăn khớp nổi trội của đường tiếp xúc thứ hai. Để giảm bớt độ nhạy cảm của sai số gia công cặp ăn khớp cycloid bao kép, đồng thời vẫn giữ được tính năng nổi bật của đường tiếp xúc thứ hai, trong nội dung này, dựa trên cặp ăn khớp cycloid bao kép ban đầu sẽ đề xuất cặp ăn khớp mới: cặp ăn khớp cycloid bao kép không hoàn toàn.

Dựa trên đặc điểm biên dạng bánh răng của cycloid, đề xuất phương pháp tạo hình biên dạng bánh răng cycloid không hoàn toàn như sau: biên dạng răng được tạo nên bởi hai phần, trong đó: một phần giống với phần lồi của bánh răng cycloid thông thường, phần còn lại là cung tròn,

được dùng như đường cong chuyển tiếp. Trong Hình 3.a, đường cong A_1BCDE_1 là biên dạng một răng của bánh răng cycloid không hoàn toàn, đường cong BCD là phần lồi của biên dạng bánh răng cycloid, giống với phần lồi của biên dạng bánh răng cycloid thông thường; đường cong A_1B và DE_1 là phần lõm của biên dạng bánh răng cycloid, tuy nhiên, phần lõm của bánh răng cycloid mới này không tham gia ăn khớp trong quá trình bộ truyền làm việc. Hình 3.b thể hiện sự so sánh giữa hai biên dạng: biên dạng bánh răng cycloid thông thường và biên dạng bánh răng cycloid mới.



Hình 3. Biên dạng bánh răng cycloid



Hình 4. Hệ tọa độ

Hệ tọa độ được thiết lập như Hình 4, trong đó, bánh răng vòng được thể hiện là thành phần 1, thành phần 2 thể hiện bánh răng cycloid-cung tròn ngoại tiếp, trong đó đường cong A_1B thể hiện biên dạng phần lõm dịch chuyển của bánh răng cycloid-cung tròn, còn đường cong BC thể hiện biên dạng phần lồi của bánh răng cycloid-cung tròn.

Phương trình biên dạng phần lồi $\sum_{BC}^{(2)}$ của bánh răng cycloid-cung tròn tại hệ tọa độ $O_gX_2Y_2Z_2$ được thể hiện như sau [4]:

$$\begin{cases} x_{2BC} = R_2 \sin[(i-1)\beta_1] + r_2 \cos[\theta - (i-1)\beta_1] - e \sin(i\beta_1) \\ y_{2BC} = R_2 \cos[(i-1)\beta_1] + r_2 \sin[\theta - (i-1)\beta_1] - e \cos(i\beta_1) \\ z_{2BC} = v \end{cases}, \beta_1 \in (\beta_t, \pi) \quad (1)$$

$$\phi_1 = [R_2(i-1)\cos\theta - ie\cos(\theta + \beta_1)]\omega_1 = 0$$

Biên dạng phần lõm A_1B của bánh răng cycloid-cung tròn là đường cong chuyển tiếp, không tham gia trong quá trình ăn khớp. Phương trình biên dạng của cung tròn này được thể hiện như sau [4]:

$$\begin{cases} x_{2AB} = L \sin \gamma \\ y_{2AB} = R_z - e - L \cos \gamma \\ z_{2AB} = v \end{cases} \quad (2)$$

Phương trình biên dạng của bánh răng vòng nội tiếp được thể hiện như sau [4]:

$$\begin{cases} x_1 = R_z \sin \left[\frac{(i-1)(\alpha_1 + i\beta_1)}{i} \right] + r_z \cos \left[\theta + \frac{1-i}{i} \alpha_1 + (i-1)\beta_1 \right] \\ - e \left[\sin \left(\frac{\alpha_1}{i} \right) + \sin \left(\frac{i-1}{i} \alpha_1 + i\beta_1 \right) \right] \\ y_1 = R_z \cos \left[\frac{(i-1)(\alpha_1 + i\beta_1)}{i} \right] + r_z \sin \left[\theta + \frac{1-i}{i} \alpha_1 + (i-1)\beta_1 \right] \\ + e \left[\cos \left(\frac{\alpha_1}{i} \right) - \cos \left(\frac{i-1}{i} \alpha_1 + i\beta_1 \right) \right] \\ z_1 = v \\ \phi_2 = \sin \left(\frac{\alpha_1 + i\beta_1}{2} \right) \sin \left(\theta - \frac{\alpha_1 + (i-2)\beta_1}{2} \right) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

3.3. Mô hình hóa các bộ truyền bánh răng cycloid

Bộ truyền bánh răng cycloid mới với các thông số đầu vào như sau: Công suất trên trục vào: P₁ = 22 kW; Số vòng quay trục vào: n₁ = 1.450 vòng/phút; Tỷ số truyền: i = 11.

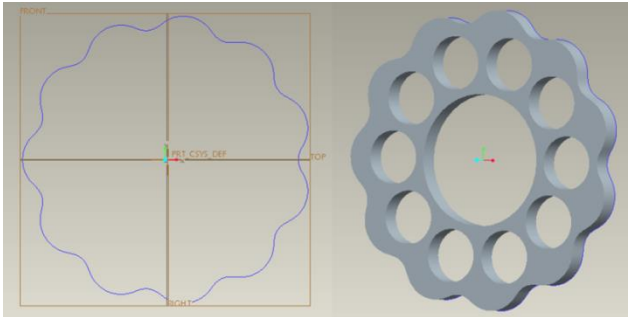
Dựa trên số liệu ban đầu, thông qua các công thức, ta tính được các thông số của bộ truyền như sau:

Bảng 1. Thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng cycloid (mm)

Số răng z _c	Độ lệch tâm a	Bán kính vòng tròn qua tâm các con lăn của vành răng chốt r _p	Đường kính của con lăn trên vành răng chốt d _{rp}	Đường kính chốt trên vành răng chốt d _{sp}	Bề rộng bánh răng cycloid b
11	6	130	24	14	15

Bảng 2. Thông số hình của của bánh răng cycloid (mm)

Đường kính vòng tròn chân bánh răng cycloid d _{cc}	Đường kính vòng tròn đỉnh bánh răng d _{dc}	Chiều cao răng h	Đường kính vòng tròn qua tâm các lỗ chốt ra D _w	Đường kính chốt ra d _{sw}	Đường kính con lăn chốt ra d _{rw}	Đường kính lỗ chốt ra d _w
223,7	247,7	12	166	22	32	44,15

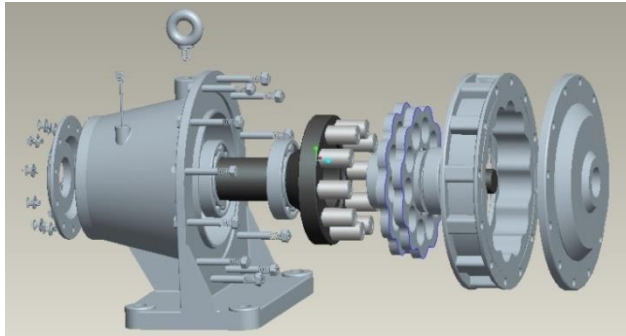


Hình 5. Bánh răng cycloid

Bánh răng cycloid là một chi tiết dạng đĩa có các lỗ được phân bố đồng đều, biên dạng răng của bánh răng cycloid là một nét đặc trưng của bánh răng này; việc tạo ra được biên dạng răng cycloid là một điểm khó của chi tiết

này. Do trong phần mềm Pro/E 4.0 không có các lệnh vẽ biên dạng răng của bánh răng cycloid, nên trong phần này sẽ dựa vào các phương trình biên dạng tương ứng để tính ra các tọa độ điểm, từ đó dễ dàng hình thành biên dạng răng cycloid, được thể hiện như Hình 5.

Tương tự, tiến hành áp dụng phần mềm thiết kế 3D Pro/E 4.0 để mô hình hóa thực thể 3D các chi tiết chủ yếu của các bộ truyền, sau đó tiến hành lắp ráp các chi tiết để tạo thành bộ truyền bánh răng cycloid (Hình 6).



Hình 6. Mô hình 3D bộ truyền bánh răng cycloid

4. Kết quả và thảo luận

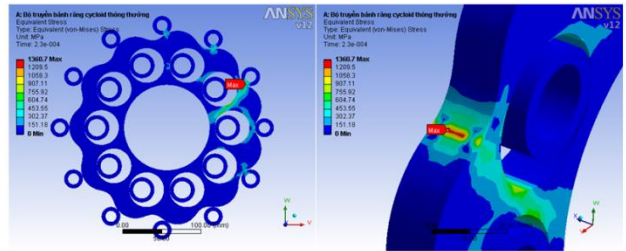
Các mô hình 3D của các bộ truyền được đưa vào môi trường ANSYS Workbench và ADAMS/View, sau khi thiết lập các điều kiện biên ban đầu và các ràng buộc, với trường hợp các bộ truyền làm việc trong điều kiện đầy tải - tức là trên trục ra của bộ truyền được thiết lập thêm mô-men xoắn được tính theo công thức:

$$T = 9.55 \times 10^6 \cdot \frac{P}{n} \cdot \eta \cdot i = 1466353 \text{ (Nmm)}$$

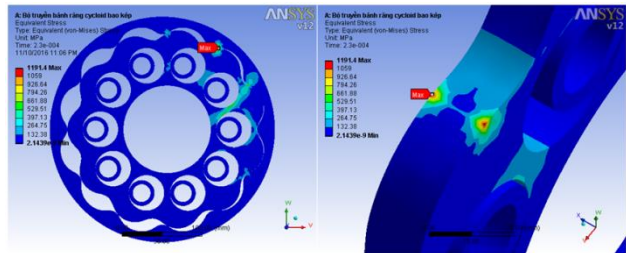
Trong đó: η = 0,92 – Hiệu suất của bộ truyền.

4.1. Phân tích động lực học trong môi trường ANSYS Workbench

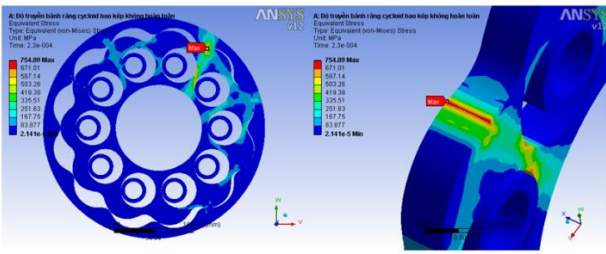
Sau khi thiết lập mô hình phân tử hữu hạn đối với các bộ truyền, tiến hành tính toán thu được các kết quả như Hình 7, 8, 9 và 10 thể hiện.



Hình 7. Phân bố ứng suất trong bộ truyền bánh răng cycloid thông thường



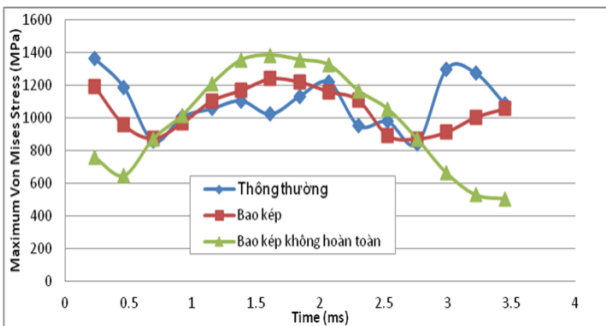
Hình 8. Phân bố ứng suất trong bộ truyền bánh răng cycloid bao kép



Hình 9. Phân bố ứng suất trong bộ truyền bánh răng cycloid bao kép không hoàn toàn

Từ các Hình 7, 8 và 9 có thể thấy rằng: Trong quá trình mô phỏng động lực học, đặc tính ăn khớp của 3 bộ truyền bánh răng cycloid khác biệt rõ rệt. Tại thời điểm $t = 0,23$ ms, ăn khớp trong bộ truyền bánh răng cycloid thông thường chủ yếu là do phần lõm của bánh răng cycloid với con lăn vòng răng chốt ăn khớp (Hình 7); mặt khác, ăn khớp trong bộ truyền bánh răng cycloid bao kép bao gồm 2 phần: một phần do phần lõm của bánh răng cycloid với phần lõm của bánh răng vòng ăn khớp, phần còn lại do phần lõm của bánh răng cycloid với phần lõm của bánh răng vòng ăn khớp (Hình 8); cuối cùng, ăn khớp trong bộ truyền bánh răng cycloid bao kép không hoàn toàn chỉ do phần lõm của bánh răng cycloid với phần lõm của bánh răng vòng ăn khớp, còn phần lõm của bánh răng cycloid không tham gia ăn khớp (Hình 9).

Bên cạnh đó, trong quá trình khảo sát sự phân bố ứng suất trên chiều rộng vành răng khi bộ truyền đang công tác, phát hiện ra rằng, bộ truyền bánh răng cycloid truyền thống và bộ truyền bánh răng cycloid bao kép có sự phân bố ứng suất không đồng đều. Cụ thể, trong bộ truyền bánh răng cycloid thông thường, ứng suất tập trung chính giữa vành răng, còn trong bộ truyền bánh răng cycloid bao kép thì ứng suất lại phân bố ở hai đầu vành răng, trong khi đó, bộ truyền bánh răng cycloid bao kép không hoàn toàn lại có ứng suất phân bố khá đồng đều (được hiển thị phần màu đỏ trên Hình 9 – tức gần như mỗi một nút trên chiều rộng vành răng đều tiếp nhận tải trọng). Điều này có khả năng làm cho ứng suất của bộ truyền bánh răng cycloid bao kép không hoàn toàn phát sinh trong quá trình làm việc sẽ nhỏ hơn, đây là một yếu tố rất quan trọng để nâng cao khả năng chịu tải của bộ truyền so với những bộ truyền khác.



Hình 10. So sánh ứng suất lớn nhất của các bộ truyền bánh răng cycloid

Hình 10 thể hiện sự so sánh ứng suất phân bố lớn nhất thay đổi theo thời gian của 3 bộ truyền. Dựa vào Bảng 3 có thể thấy rằng, ứng suất phân bố lớn nhất trong bộ truyền bánh răng cycloid bao kép không hoàn toàn có giá trị nhỏ nhất, giá trị ứng suất trung bình của bộ truyền này so với giá trị ứng suất trung bình của bộ truyền bánh răng cycloid thông

thường đã giảm đi khoảng 10%. Từ đó, việc ứng dụng bộ truyền bánh răng cycloid không có con lăn, cụ thể hơn là bộ truyền bánh răng cycloid bao kép không hoàn toàn có thể làm tăng độ bền tiếp xúc, nâng cao khả năng chịu tải.

Bảng 3. Biên độ ứng suất lớn nhất và ứng suất trung bình trong các bộ truyền

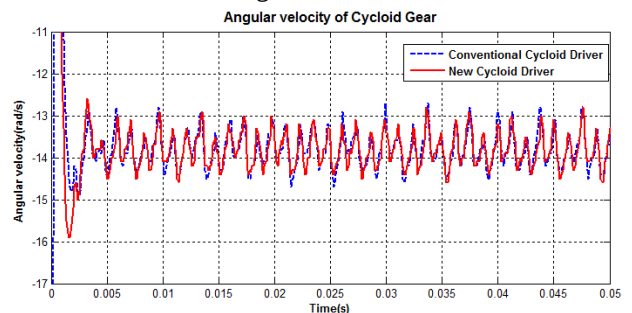
Loại	Biên độ ứng suất lớn nhất (MPa)	Ứng suất trung bình (MPa)
Thông thường	Dưới 1.360,7	Khoảng 1.089,2
Bao kép	Dưới 1.236,5	Khoảng 1.0461
Bao kép không hoàn toàn	Dưới 1.380,8	Khoảng 977,7

4.2. Phân tích động lực học trong môi trường ADAMS/View

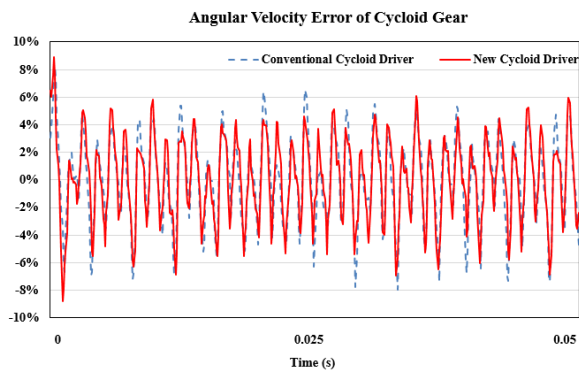
Với trường hợp làm việc trong điều kiện đầy tải, các mô hình 3D của các bộ truyền đã được tiến hành tính toán và thu được kết quả như từ Hình 11 đến Hình 14 thể hiện.

Trong các bộ truyền bánh răng cycloid, do bánh răng đóng vai trò hạt nhân cùng lúc tiếp xúc với bánh răng vòng (hoặc con lăn răng chốt) và các chốt ra, nên trong quá trình chuyển động chỉ cần sự thay đổi nhỏ vận tốc góc của bánh răng cũng đều gây ra rung động và tiếng ồn cho bộ truyền. Nghiên cứu đã tiến hành phân tích độc lập hai đối tượng là bánh răng cycloid (Hình 11, 12) và trục ra (Hình 13, 14).

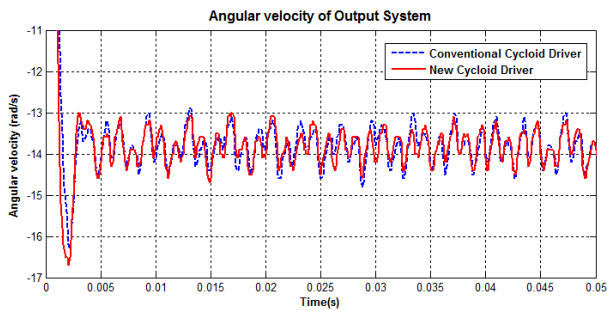
Khi bắt đầu chuyển động, do tồn tại các khe hở nên các bộ truyền đều có sự biến động lớn của vận tốc góc, tuy nhiên, chỉ xảy ra trong khoảng thời gian rất ngắn. So với vận tốc góc danh nghĩa trên trục ra $\omega_{dn} = 2\pi n/i = 13,8$ (rad/s), thì cả hai bộ truyền đều thể hiện sự không ổn định vận tốc góc của cả bánh răng và trục ra. Tuy nhiên, dựa vào các Hình 11 và Hình 12 (đối với bánh răng cycloid) có thể thấy rằng, biên độ vận tốc góc của bánh răng cycloid trong bộ truyền mới nhỏ hơn so với bộ truyền thông thường, với biên độ lớn nhất của vận tốc góc lần lượt ứng với bộ truyền thông thường là 12,7 (rad/s) (sai số 7,9%) và bộ truyền mới là 12,9 (rad/s) (sai số 6,9%). Tương tự, dựa vào các Hình 13 và Hình 14 (đối với trục ra) thấy rằng, biên độ vận tốc góc của trục ra trong bộ truyền mới cũng nhỏ hơn so với bộ truyền thông thường, với biên độ lớn nhất của vận tốc góc lần lượt ứng với bộ truyền thông thường là 14,76 (rad/s) (sai số 7%) và bộ truyền mới là 14,7 (rad/s) (sai số 6,5%). Điều này chứng tỏ rằng, sự rung động xuất hiện trong bộ truyền bánh răng cycloid loại mới so với loại thông thường có phần nhỏ hơn – đây là một đặc tính động lực học rất có ý nghĩa trong lĩnh vực thiết kế bộ truyền bánh răng nói riêng và trong lĩnh vực thiết kế cơ khí nói chung.



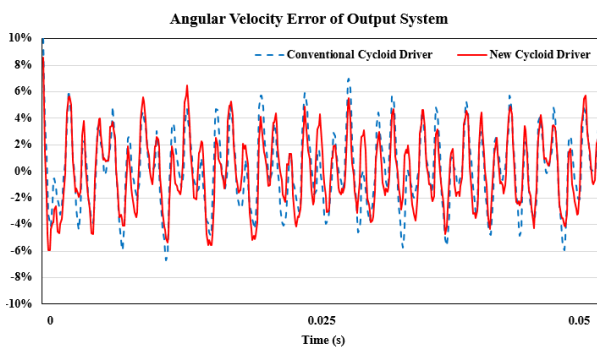
Hình 11. Sự thay đổi vận tốc góc của bánh răng cycloid



Hình 12. Sai số vận tốc góc của bánh răng cycloid



Hình 13. Sự thay đổi vận tốc góc của trục ra



Hình 14. Sai số vận tốc góc của trục ra

5. Kết luận

Nghiên cứu đã dựa trên bộ truyền bánh răng cycloid thông thường, giới thiệu các bộ truyền bánh răng cycloid bao kép và bao kép không hoàn toàn, trình bày các phương trình ăn khớp và phương trình biên dạng các cặp ăn khớp liên hợp của các bộ truyền, đồng thời thảo luận đặc tính ăn khớp của các bộ truyền. Sau đó, ứng dụng phần mềm thiết kế 3D Pro Engineering 4.0 để mô hình hóa các bộ truyền. Cuối cùng, thông qua mô phỏng động lực học trong môi trường ANSYS Workbench và ADAMS/View để phân tích động lực học của bộ truyền, kết quả thể hiện được sự ưu việt của bộ truyền bánh răng cycloid loại mới so với các bộ truyền khác về phương diện khả năng chịu tải và rung động. Kết quả nghiên cứu phân tích vừa đóng góp cho hiện trạng nghiên cứu trong nước một hướng tiếp cận phân tích động lực học dựa trên sự kết hợp hai phần mềm trên, đồng thời mang lại giá trị tham khảo nhất định trong thiết kế bộ truyền bánh răng cycloid nói riêng và trong lĩnh vực thiết kế cơ khí nói chung.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] https://en.wikipedia.org/wiki/Cycloidal_drive
- [2] <http://www.darali.com/page21.html>
- [3] Chen B.K., Zhong H., Liu J.Y., Li C.Y. and Fang T.T., "Generation and investigation of a new cycloid drive with double contact", *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 49, 2012, pp. 270-283.
- [4] Liu J.Y., Chen B.K., Matsumura S., Li, C.Y. and Houjoh H., "Design of a Novel Cycloid Drive with a Cycloid-arc Gear and Analysis of Its Meshing Characteristic", *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, Vol. 6, No.2, 2012, pp.310-322.
- [5] Chiu-FanHsieh, "Dynamics Analysis of Cycloidal Speed Reducers with Pin wheel and Nonpinwheel Designs", *Journal of Mechanical Design*, Vol.136 /091008, [DOI:10.1115/1.4027850], 2014.
- [6] <http://www.ptc.com/cad/pro-engineer>
- [7] <http://www.ansys.com/>
- [8] <http://www.mscsoftware.com/page/research-msc>

(BBT nhận bài: 08/09/2017, hoàn tất thủ tục phản biện: 09/10/2017)