

XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ ĐỘNG HỌC TRONG MỘT SỐ HỘP GIẢM TỐC HÀNH TINH HIỆN ĐẠI

Nguyễn Thị Quốc Dung- Phan Quang Thế (Trường ĐH Kỹ thuật công nghiệp - ĐH Thái Nguyên)

1. Mở đầu

Truyền động hành tinh là cơ cấu truyền động trong đó có trục quay của ít nhất một khâu di động. Những cơ cấu hành tinh mà tất cả các khâu cơ bản đều quay gọi là cơ cấu vi sai. Truyền động hành tinh thường được thực hiện theo nguyên lý ăn khớp, rất ít khi tồn tại kiểu truyền động hành tinh ma sát.

Trong thực tế kỹ thuật hiện đại thường sử dụng các kiểu hộp giảm tốc hành tinh sau:

- Hộp giảm tốc bánh răng hành tinh.
- Hộp giảm tốc bánh răng sóng.
- Hộp giảm tốc bánh răng hành tinh Cycloid.

2. Cơ sở tính toán vận tốc góc và tỉ số truyền trong các hộp giảm tốc hành tinh

Cơ sở xác định vận tốc góc của các khâu trong truyền động hành tinh là sử dụng phương pháp Willis và giải tích, áp dụng vào từng sơ đồ tính toán cụ thể mới có thể xác định chính xác vận tốc góc, tỉ số truyền cũng như đưa ra cách phân phối tỉ số truyền cho các bộ truyền một cách phù hợp. Để xác định vận tốc góc các khâu, sử dụng các ký hiệu mang chỉ số với qui ước chỉ số phía dưới ký hiệu khâu chủ động và bị động, chỉ số phía trên ký hiệu vận tốc góc xét với khâu đó.

Gọi $\omega_1, \omega_3, \omega_0$ lần lượt là vận tốc góc của các bánh trung tâm 1, 3 và cần 0. Sử dụng phương pháp Willis, tỉ số truyền của các khâu khi cố định cần 0 [1]:

$$i_{13}^0 = \frac{\omega_1^0}{\omega_3^0} = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_3 - \omega_0} \quad (1)$$

* Nếu biết trước số răng của các bánh, có thể xác định được vận tốc góc của các khâu:

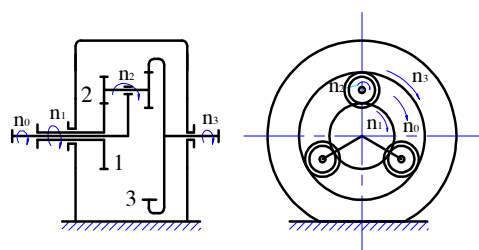
$$i_{13}^0 = \frac{\omega_1 - \omega_0}{\omega_3 - \omega_0} = -\frac{z_3}{z_1} \quad (2)$$

$$\omega_1 - \omega_0 = i_{13}^0 (\omega_3 - \omega_0)$$

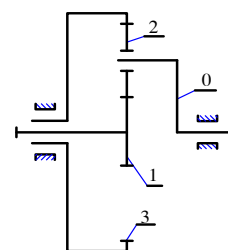
$$\rightarrow \omega_1 = i_{13}^0 (\omega_3 - \omega_0) + \omega_0$$

Từ (2) khi bánh trung tâm k cố định $\rightarrow \omega_k = 0$:

$$i_{10}^k = \frac{\omega_1}{\omega_0} = 1 - i_{1k}^0 \quad (3)$$



Hình 1: Truyền động hành tinh



Hình 2: Sơ đồ truyền động vi sai

$$i_{01}^k = \frac{\omega_0}{\omega_1} = \frac{1}{i_{10}^k} = \frac{1}{1 - i_{1k}^0} \quad (4)$$

Nếu biết tỉ số truyền của các khâu trong chuyển động tương đối với cần i_{1k}^0 có thể xác định được tỉ số truyền từ khâu đó đến cần i_{10}^k hoặc tỉ số truyền từ cần đến khâu đó i_{01}^k .

3. Xác định vận tốc góc và tỉ số truyền trong hộp giảm tốc bánh răng sóng

Truyền động bánh răng sóng sử dụng bánh răng mềm truyền sóng biến dạng. Cấu tạo bộ truyền bánh răng sóng gồm ba bộ phận cơ bản: Bánh răng mềm 1, bánh răng cứng 2 và cần tạo sóng b (hình 3) [3].

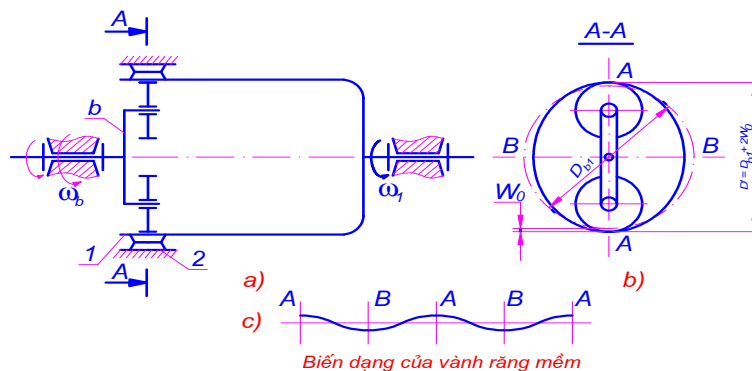
Nhờ biến dạng của bánh răng mềm nên có thể tạo ra một vài vùng ăn khớp đồng thời, do đó bù trừ được các sai số chế tạo và lắp ráp, đạt độ chính xác động lực học tương đối cao, làm việc điều hoà, ít ồn...

Truyền động bánh răng sóng được dùng chủ yếu ở các cơ cấu đòi hỏi tỉ số truyền lớn, độ chính xác cao, các cơ cấu có quán tính nhỏ và yêu cầu tác động nhanh trong các hệ thống điều khiển, các khớp động trong các tay máy, truyền chuyển động xuyên kín qua các môi trường hoá chất, phóng xạ...nhờ những ưu điểm:

- Khe hở giữa các cặp răng ở miền đỉnh sóng gần như triệt tiêu.
- Số đôi răng đồng thời ăn khớp lớn (đến 40%).
- Đạt tỉ số truyền lớn: $i = 50-300$ (1 cấp); $i = 200-10^4$ (2 cấp).
- Làm việc điều hoà, êm, ít ồn...
- Hiệu suất truyền động tương đối cao: Khi $i = 50-200$ thì $\eta = 70-85\%$.
- Có thể tạo được cơ cấu truyền động xuyên kín qua vách ngăn giữa hai môi trường (hình 4).

* **Trường hợp bánh răng cứng cố định và cần b dẫn động** (hình 3):

Tính toán tương tự truyền động bánh răng hành tinh. Giả sử khâu chủ động là cần tạo sóng có vận tốc ω_0 , khâu bị động là trục bánh răng mềm có vận tốc góc ω_1 . Sở dĩ bánh răng 1 quay là do chênh lệch số răng giữa bánh răng mềm 1 và bánh răng cứng 2. Ứng với mỗi vòng quay của cần tạo sóng b, một răng của bánh răng mềm 1 sẽ có 2 lần vào ăn khớp với bánh răng cứng 2. Khi cần tạo sóng b quay hết 1 vòng ($\phi_b = 2\pi$) thì trục quay của bánh răng mềm 1 sẽ quay theo chiều ngược lại một góc tương ứng với phần chênh lệch số răng: $\phi_1 = \frac{2\pi}{z_1}(z_2 - z_1)$.



Hình 3: Sơ đồ hộp giảm tốc bánh răng sóng

Tỉ số truyền của hệ xác định theo công thức:

$$i_{b1}^2 = \frac{\omega_b}{\omega_1} = \frac{2\pi}{\frac{2\pi}{z_1}(z_2 - z_1)} \quad (5)$$

$$\rightarrow i_{b1}^2 = \frac{z_1}{z_2 - z_1} \quad (6)$$

Với z_1 và z_2 là số răng của bánh răng mềm và bánh răng cứng.

* **Trường hợp cố định bánh răng mềm** (hình 4):

Bánh răng cứng là khâu bị động.

Khi cần tạo sóng quay b quay tròn một vòng ($\varphi_b = 2\pi$) thì bánh răng cứng 2 sẽ quay cùng chiều với cần tạo sóng một góc:

$$\varphi_2 = \frac{2\pi}{z_2}(z_2 - z_1)$$

$$i_{b2}^1 = \frac{\omega_b}{\omega_2} = \frac{2\pi}{\frac{2\pi}{z_2}(z_2 - z_1)} \quad (7)$$

$$\rightarrow i_{b2}^1 = \frac{z_2}{z_2 - z_1} \quad (8)$$

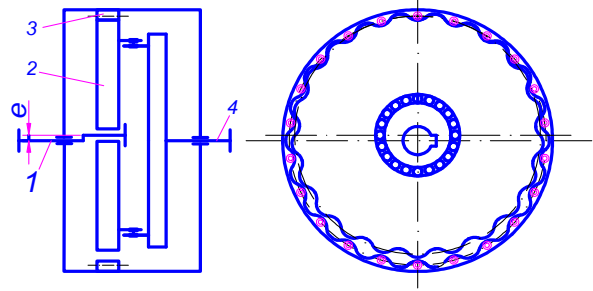
Vậy, tỉ số truyền của cơ cấu bánh răng sóng chỉ phụ thuộc vào số răng các bánh.

4. Xác định vận tốc góc và tỉ số truyền trong hộp giảm tốc cycloid

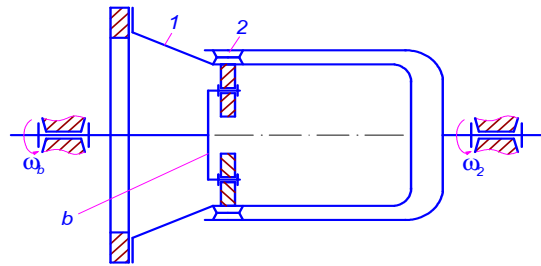
Các loại hộp giảm tốc răng cycloid có tỉ số truyền lớn được sử dụng đặc biệt rộng rãi trong những năm gần đây. Loại hộp giảm tốc này gồm 4 chi tiết chính: Trục vào lắp trên ổ bi và bánh lệch tâm 1, đĩa răng cycloid 2, vòng răng vành ngoài bằng chốt và con lăn 3, trục ra cùng vành chốt và con lăn 4 (hình 5) [2].

Do đặc điểm kết cấu có nhiều đôi răng đồng thời ăn khớp, mặt khác tồn tại sự tiếp xúc giữa các cung lồi lõm có lớp dầu, lại được bố trí hai vùng ăn khớp đối xứng nên hộp giảm tốc cycloid có những ưu điểm:

- Tỉ số truyền thay đổi trong khoảng rộng: Cấp đơn từ 6:1 đến 87:1, cấp kép 10 000 000:1
- Khả năng chịu tải lớn: Mô men xoắn đầu ra có thể đạt tới 65 000 Nm.
- Kích thước nhỏ gọn, trọng lượng nhẹ, quán tính thấp.



Hình 5 : Sơ đồ hộp giảm tốc cycloid



Hình 4: Trường hợp cố định bánh răng mềm

- Hầu như không có khe hở cạnh răng khi ăn khớp đổi chiều vì vậy làm việc êm và không bị trễ trong điều khiển.

- Các cấp truyền động dễ dàng thiết kế theo nguyên tắc môđun hoá nên rất thuận lợi cho việc nâng cấp tỉ số truyền và chuyên môn hoá sản xuất.

Hộp giảm tốc cycloid thường được dùng trong rô bốt của các ngành dầu khí, công nghiệp nhẹ, công nghiệp chế biến, công nghiệp dược, công nghiệp dệt may, in ấn và sấy khô, công nghiệp mỏ, luyện kim, ngành cấp thoát nước và chế tạo máy... Cấu tạo hộp giảm tốc cycloid như trên hình 6.

Vận tốc góc của trục ra chính là vận tốc góc của đĩa răng cycloid. Khi vành răng ngoài cố định, với số răng và số chốt đã biết, tỉ số truyền của hệ được xác định theo công thức:

$$i_{02}^3 = \frac{1}{i_{20}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^0} = \frac{1}{1 - \frac{z_3}{z_2}} = \frac{z_2}{z_2 - z_3} \quad (9)$$

Nếu cần dẫn động:

$$i_{02}^3 = \frac{\omega_0}{\omega_2} \rightarrow \omega_2 = \omega_0 \left(1 - \frac{z_3}{z_2}\right) \quad (10)$$

Với: z_2 và z_3 là số răng đĩa cycloid và vành răng chốt con lăn. Vận tốc cần 0 chính là vận tốc góc của trục 1.

Để tạo ra tỉ số truyền lớn, cần giảm chênh lệch số răng của bánh 3 và 2, thường là chênh lệch một răng. Như vậy:

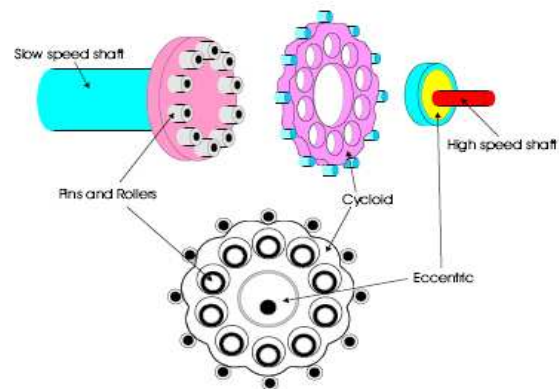
$$\omega_2 = \omega_0 \left(1 - \frac{z_3}{z_2}\right) = \omega_0 \left(\frac{z_2 - z_3}{z_2}\right) = \frac{-\omega_0}{z_2} \quad (11)$$

$$\rightarrow i_{02}^3 = -z_2 \quad (12)$$

Tỉ số truyền của hệ bằng số răng đĩa cycloid, đĩa răng và do đó trục ra quay ngược chiều trục dẫn.

5. Kết luận

Các loại hộp giảm tốc vừa có tỉ số truyền lớn vừa đảm bảo hiệu suất cao luôn là mục tiêu nghiên cứu của các nhà sản xuất từ nhiều thập kỷ qua. Hộp giảm tốc hành tinh đã phần nào đáp ứng được các mục tiêu trên nên ngày càng được ứng dụng rộng rãi. Tìm hiểu cấu tạo, nguyên lý làm việc cũng như phương pháp tính toán thiết kế hợp lý sẽ góp phần khai thác và sử dụng tốt các loại hộp giảm tốc trên, đồng thời hướng tới mục tiêu chủ động chế tạo sản xuất chúng, đáp ứng các nhu cầu sử dụng của thực tiễn sản xuất.



Hình 6: Các chi tiết trong hộp giảm tốc cycloid

Tóm tắt

Trong những năm gần đây, có sự gia tăng ồ ạt của việc sử dụng các loại hộp giảm tốc hành tinh chứng tỏ chúng có những tính năng ưu việt. Qua khảo sát của một số nhóm nghiên cứu thấy rằng: Từ năm 2000 trở lại đây, hầu hết các thiết bị và dây chuyền công nghệ nhập ngoại đều sử dụng các hộp giảm tốc hành tinh. Bài báo này trình bày về đặc điểm cấu tạo và cách xác định các thông số động học của một số hộp giảm tốc hành tinh hiện đại.

Summary

In recent years, the massive increment of using planetary gearboxes has proved their preeminence. Studies of the possible consumption carried out by some study groups indicated that since 2000s, most of the imported production lines and devices have used modern planetary gearboxes. This paper presents the construction characteristics, features and determination of basic parameters of some modern planetary gearboxes.

Tài liệu tham khảo

- [1]. Đinh Gia Tường, Nguyễn Xuân Lạc, Trần Doãn Tiến (1970), *Nguyên lý máy*, Nxb Đại học và Trung học chuyên nghiệp, Hà Nội.
- [2]. Bùi Xuân Liêm (1992), *Nguyên lý máy*, Nxb Giáo dục.
- [3]. Nguyễn Văn Lãm, Nguyễn Trọng Hiệp, *Thiết kế đồ án chi tiết máy*, NXB Giáo dục, 1993
- [4]. A. Kahraman (1994), *Load shearing characteristic of planetary transmissions*, Mech. Mach. Theory 29.
- [5]. A. Kahraman (1994), *Planetary gear train dynamics*, J. Mech. Design, Trans. ASME 116, 713–720.
- [6]. D.R.Salgado, J.M.DelCastillo (2005), *A method for detecting degenerate structures in planetary gear trains*, Mechanism and Machine Theory 40, 948-962
- [7]. Pralay Kwmar Das and Shiam Sunder Gupta (1980), *An analytical method to calculate misalignment in the journal earing of planetary gear system*, Wear, 61, 143 - 156