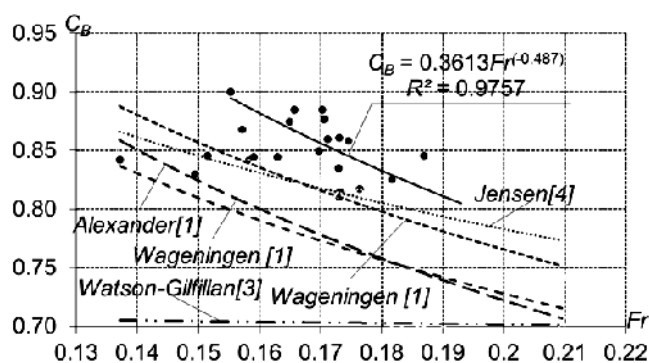


2.5. Hệ số béo thể tích

Hệ số béo thể tích là một trong những thông số hình học quan trọng của vỏ bao thân tàu, nó không chỉ ảnh hưởng đến sức cản của tàu, mà còn đặc trưng cho sức chở hàng của tàu khi giữ nguyên kích thước chính của tàu [2]. Trên hình 8 biểu diễn quan hệ $C_B = f(Fr)$, được xác định theo các công thức khác nhau (tham khảo [1], [3], [4]) và giá trị thực tế của các hệ số béo C_B ở các tàu hàng rời hiện đại trong những năm gần đây (các dấu chấm trên hình 8).



Hình 8. Quan hệ $C_B = f(Fr)$

Từ hình 8 ta thấy rằng, hệ số béo của các tàu hàng rời hiện đại ngày nay lớn hơn nhiều so với các công thức thực nghiệm do các tác giả [1, 3, 4] đề xuất. Như vậy, nên sử dụng công thức sau trong việc xác định hệ số béo ở các tàu hàng rời hiện đại:

$$C_B = 0,3613Fr^{(-0,487)} \quad (15)$$

3. Kết luận

Thông qua việc phân tích và xử lý các số liệu thống kê tàu hàng rời hiện đại trong những năm gần đây, tác giả đã chứng minh được rằng các công thức thực nghiệm do các tác giả khác nhau đề xuất trong việc xác định các thông số chủ yếu của tàu hàng rời trong giai đoạn thiết kế ban đầu đã không còn phù hợp với các tàu hàng rời hiện đại ngày nay.

Ngoài ra, tác giả đã xây dựng được bộ công thức mới xác định các thông số chủ yếu của tàu hàng rời trong giai đoạn thiết kế ban đầu có độ tin cậy tốt hơn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Đức Ân – Nguyễn Bản – Hồ Văn Bình – Hồ Quang Long – Trần Hùng Nam – Trần Công Nghị – Dương Đình Nguyên (1978), Sổ tay kỹ thuật đóng tàu – tập I, Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.
- [2] Trần Công nghị (2006), Sổ tay thiết kế tàu thủy, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia thành phố Hồ Chí Minh.
- [3] Trần Ngọc Tú – Lê Hồng Bang (2014), Đặc điểm thiết kế tàu container, Nhà xuất bản Hàng hải.
- [4] H. Schneekluth and V. Bertram (1998), *Ship Design for Efficiency and Economy*, Aachen University of Technology.
- [5] *Significant Ships*(1995 ÷ 2013), A publication of the Royal Institution of naval architects.

Người phản biện: PGS.TS. Lê Hồng Bang; TS. Đỗ Quang Khải

TÍNH TOÁN TỶ SỐ TRUYỀN CÁC CẤP TRONG HỘP GIẢM TỐC HAI CẤP BÁNH RĂNG TRỤ THEO YÊU CẦU CHIỀU DÀI HỘP NHỎ NHẤT SPLITTING THE TOTAL TRANSMISSION RATIO OF TWO-STAGE HELICAL GEARBOXES TO GET MINIMAL LENGTH OF GEARBOXES

ThS. HOÀNG VĂN THÀNH, ThS. CAO NGỌC VY
Viện Khoa học cơ sở, Trường ĐHHH Việt Nam

Tóm tắt

Bài báo trình bày phương pháp tính toán tỷ số truyền các cấp trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ theo chỉ tiêu chiều dài hộp nhỏ nhất. Mô hình tính được xây dựng dựa trên mối quan hệ giữa các mômen xoắn trên trục các bánh răng dẫn và điều kiện về độ bền đều tiếp xúc của các bộ truyền.

Abstract

This article presents a method for splitting the total power transmission ratios of helical gearboxes in order to get the minimal length of gearboxes. Basing on relation of torque on the driving gear shafts and regular contact resistance of gear units, a new model for determination of partial ratios has been established.

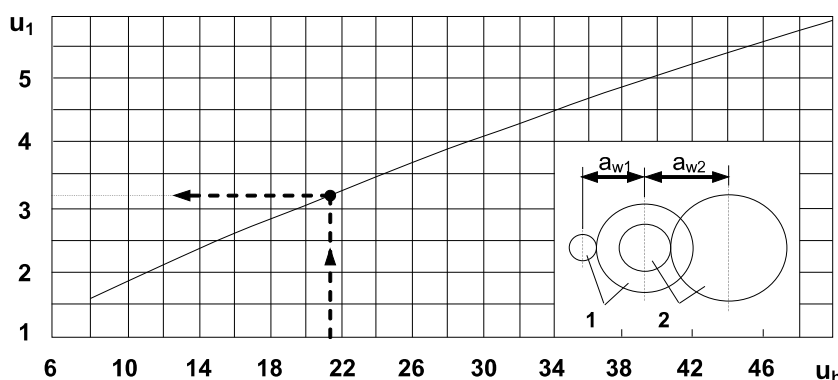
1. Đặt vấn đề

Kết quả phân phối tỷ số truyền (TST) u_h trong hộp giảm tốc (HGT) hai cấp bánh răng trụ có ảnh hưởng quyết định không những đến kích thước, khối lượng, kết cấu, khả năng bôi trơn mà còn ảnh hưởng đến độ bền của các chi tiết máy trong hộp [2, 3].

Hiện nay, việc thiết kế HGT hai cấp bánh răng trụ có kích thước nhỏ gọn thường xác định TST của các cấp bộ truyền bằng phương pháp đảm bảo tổng khoảng cách trục nhỏ nhất, theo một trong các cách sau: Tính toán bằng đồ thị hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.

Tính toán bằng đồ thị: Phương pháp này được giới thiệu trong [7], được trích dẫn lại trong [2]. Theo phương pháp này, tỷ số truyền u_1 của bộ truyền cấp nhanh được xác định từ đồ thị trình bày trên hình 1, dựa vào tỷ số truyền chung u_h của hộp.

Phương pháp này có độ chính xác không cao do phải tra đồ thị, lại bất tiện vì luôn phải mang theo tài liệu tra cứu, khó khăn khi lập trình tính toán tự động [3].



Hình 1. Đồ thị xác định tỷ số truyền u_1 của bộ truyền cấp nhanh trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ

Tính theo công thức gần đúng: Theo phương pháp này, tỷ số truyền u_1 , của bộ truyền cấp nhanh trong hộp được tính theo công thức [3, 7]:

$$u_1 = \frac{u_h \cdot u_h^{2/3} + 1}{2 \cdot u_h^{2/3} + u_h} \tag{1}$$

Tính toán theo công thức (1) cho kết quả nhanh chóng và chính xác, thuận tiện cho việc lập trình tự động tính toán thiết kế. Tuy nhiên, trong trường hợp này, kích thước bánh lớn của bộ truyền cấp nhanh tương đối lớn, làm tăng tổn thất do khuấy dầu trong hộp [3].

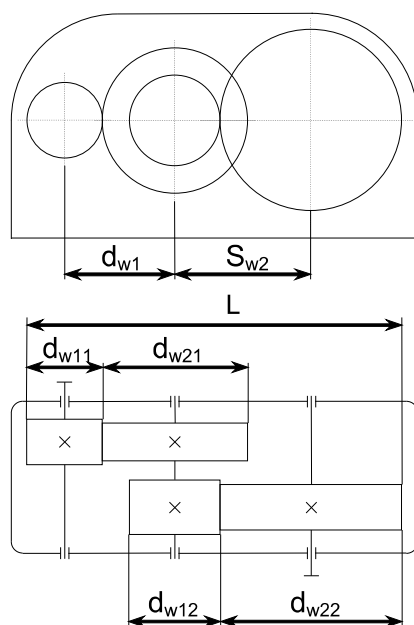
Dựa trên kết quả phân tích mối liên hệ giữa các mômen xoắn trên trục bánh răng dẫn cấp nhanh và cấp chậm, điều kiện về độ bền đều tiếp xúc của các bộ truyền, bài báo trình bày một phương pháp tính toán tỷ số truyền trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ nhằm thu được chiều dài HGT được thiết kế là nhỏ nhất.

2. Xác định chiều dài hộp giảm tốc

Theo hình 2, chiều dài hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ được xác định theo công thức:

$$L = \frac{d_{w11}}{2} + a_{w1} + a_{w2} + \frac{d_{w22}}{2} \tag{2}$$

d_{w11} : Đường kính vòng lăn bánh dẫn cấp nhanh, mm; d_{w22} : Đường kính vòng lăn bánh bị dẫn cấp chậm, mm;



Hình 2. Xác định chiều dài hộp giảm tốc

a_{w1} : Khoảng cách trục của bộ truyền cấp nhanh

$$a_{w1} = \frac{d_{w11} + d_{w21}}{2} = \frac{d_{w21}}{2} \left(\frac{1}{u_1} + 1 \right) \quad (3)$$

d_{w21} : Đường kính vòng lăn bánh bị dẫn cấp nhanh, mm; u_1 : Tỷ số truyền của bộ truyền cấp nhanh;

a_{w2} : Khoảng cách trục của bộ truyền cấp chậm

$$a_{w2} = \frac{d_{w12} + d_{w22}}{2} = \frac{d_{w22}}{2} \left(\frac{1}{u_2} + 1 \right) \quad (4)$$

d_{w22} : Đường kính vòng lăn bánh bị dẫn cấp chậm, mm; u_2 : Tỷ số truyền của bộ truyền cấp chậm.

Thay (3) và (4) vào (2), ta có:

$$L = \frac{d_{w21}}{2} \left(\frac{2}{u_1} + 1 \right) + \frac{d_{w22}}{2} \left(\frac{1}{u_2} + 2 \right) \quad (5)$$

Độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng được xác định theo công thức [1, 2, 4, 5, 6, 7, 8]:

$$\sigma_{H1} = Z_M Z_{H1} Z_{\epsilon 1} \sqrt{\frac{2T_{11} K_{H1} (u_1 + 1)}{u_1 b_{w1} d_{w11}^2}} \leq [\sigma_{H1}] \quad (6)$$

Z_M - hệ số xét đến cơ tính của vật liệu các bánh răng; Z_H - hệ số hình dạng bề mặt tiếp xúc; Z_{ϵ} - hệ số xét đến sự trùng khớp của răng; K_H - hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc; u - tỷ số truyền; b_w - chiều rộng vành răng; d_{w1} - đường kính vòng lăn bánh dẫn; $[\sigma_H]$ - ứng suất tiếp xúc cho phép của bộ truyền;

Mômen xoắn cho phép trên trục bánh răng dẫn:

$$[T_1] = \frac{u b_w d_{w1}^3}{2(u+1)} \cdot \frac{[\sigma_H]^2}{(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 \cdot K_H} \quad (7)$$

Thay $b_w = \frac{1}{2} \psi_{ba} (u+1) d_{w1}$ và $[K_0] = \frac{[\sigma_H]^2}{K_H (Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}$ vào (7), ta có:

$$[T_1] = \frac{\psi_{ba} d_{w1}^3}{4u^2} \cdot \frac{[\sigma_H]^2}{(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 \cdot K_H} = \frac{\psi_{ba} d_{w1}^3}{4u^2} [K_0] \quad (8)$$

Đường kính vòng lăn bánh răng bị dẫn:

$$d_{w2i} = \sqrt[3]{\frac{4u_i^2 [T_{1i}]}{\psi_{ba} [K_{0i}]}} \quad (9)$$

$[T_{1i}]$: Mômen xoắn cho phép trên trục bánh dẫn cấp nhanh và cấp chậm.

Gọi T_r là mômen xoắn trên trục ra của hộp giảm tốc, ta có:

$$\frac{T_r}{T_{11}} = \frac{[T_r]}{[T_{11}]} = u\eta = u_1 u_2 \eta_{br}^2 \eta_{ol}^2 \quad (10)$$

u_1, u_2 : Tỷ số truyền của bộ truyền cấp nhanh và cấp chậm; η_{br} : Hiệu suất của một cặp bánh răng trụ, $\eta_{br} = 0,96 \div 0,98$ [2, 7]. η_{ol} : Hiệu suất của một cặp ổ lăn, $\eta_{ol} = 0,99 \div 0,995$ [2, 7].

Từ (10), ta có:

$$[T_{11}] = \frac{[T_r]}{u_1 u_2 \eta_{br}^2 \eta_{ol}^2} \quad (11)$$

Thay (11) vào (9), ta có:

$$d_{w21} = \sqrt[3]{\frac{4u_1 [T_r]}{u_2^2 \eta_{br}^2 \eta_{ol}^2 \psi_{ba1} [K_{01}]}} \quad (12)$$

Tính toán tương tự cho bộ truyền cấp chậm, ta có:

$$\frac{T_r}{T_{12}} = \frac{[T_r]}{[T_{12}]} = u_2 \eta_{br} \eta_{ol} \quad (13)$$

Mômen xoắn cho phép trên trục bánh dẫn cấp chậm:

$$[T_{12}] = \frac{[T_r]}{u_2 \eta_{br} \eta_{ol}} \quad (14)$$

Thay (14) vào (9), ta có:

$$d_{w22} = \sqrt[3]{\frac{4u_2 [T_r]}{\eta_{br} \eta_{ol} \psi_{ba2} [K_{02}]}} \quad (15)$$

Thay $d_{w21}, d_{w22}, C_\psi = \psi_{ba2}/\psi_{ba1}, C_K = [K_{02}/K_{01}]$ và $\eta = \eta_{br}\eta_{ol}$ vào (5), ta có:

$$L = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{4[T_r]}{[K_{01}]}} \sqrt[3]{\frac{1}{\psi_{ba1} \eta^2}} \left[\sqrt[3]{\frac{u_h}{u_2^2} \left(\frac{2u_2}{u_h} + 1 \right)} + \sqrt[3]{\frac{u_2 \eta}{C_\psi C_K} \left(\frac{1}{u_2} + 2 \right)} \right] \quad (16)$$

Trong đó: $\psi_{ba1} = 0,25 \div 0,4$; $C_\psi = 1,2 \div 1,3$; $C_K = 1,0 \div 1,3$; $\eta = \eta_{br}\eta_{ol} = 0,95 \div 0,975$ [2, 7].
 Chọn: $\psi_{ba1} = 0,3$; $C_\psi = 1,25$; $C_K = 1,2$; $\eta = \eta_{br}\eta_{ol} = 0,963$ và thay vào (16), ta có:

$$L = 2,396\sqrt[3]{\frac{[Z_r]}{[K_{01}]}} \left[\sqrt[3]{\frac{u_1}{u_2}} \left(\frac{2}{u_1} + 1 \right) + 0,214\sqrt[3]{u_2} \left(\frac{1}{u_2} + 2 \right) \right] \quad (17)$$

3. Phân phối tỷ số truyền theo yêu cầu chiều dài hộp nhỏ nhất

Chiều dài hộp giảm tốc sẽ có giá trị nhỏ nhất khi và chỉ khi phương trình (17) đạt giá trị nhỏ nhất. Hay:

$$\min L = f(u_1; u_2) = \min \left\{ 2,396K_0 \left[\sqrt[3]{\frac{u_1}{u_2}} \left(\frac{2}{u_1} + 1 \right) + 0,214\sqrt[3]{u_2} \left(\frac{1}{u_2} + 2 \right) \right] \right\} \quad (18)$$

Trong đó: $u_h - u_1 u_2 = 0$; $u_h = 5 \div 40$;

Giải phương trình (18) theo phương pháp nhân tử Lagrange với ẩn u_1 , ta có:

$$u_1 = \frac{\sqrt[3]{u_h} + 0,214u_h}{\sqrt[3]{u_h} + 0,214} \quad (19)$$

Phương trình (19) dùng để tính toán tỷ số truyền của bộ truyền cấp nhanh theo tỷ số truyền chung u_h khi thiết kế hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ. Khi phân phối tỷ số truyền theo phương pháp này thì hộp giảm tốc được thiết kế sẽ có chiều dài nhỏ nhất (so với các phương pháp phân phối tỷ số truyền khác).

Khi đã có u_1 , thì tỷ số truyền u_2 của bộ truyền cấp chậm được xác định theo công thức [2, 3, 7]:

$$u_2 = \frac{u_h}{u_1} \quad (20)$$

4. Kết luận và kiến nghị

1. Bài báo đã thiết lập được công thức dùng để tính toán tỷ số truyền của các bộ truyền trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ. Các công thức này được xây dựng dưới dạng hàm giải tích sơ cấp, không những cho kết quả tính toán tỷ số truyền nhanh chóng và chính xác, mà còn tạo điều kiện thuận lợi để lập trình tự động tính toán thiết kế;

2. Kết quả của bài báo có thể dùng để tính toán tỷ số truyền trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ, làm cơ sở khoa học cho việc phân phối tỷ số truyền trong các loại hộp giảm tốc khác. Đồng thời, có thể dùng làm tài liệu tham khảo khi nghiên cứu, cũng như trong công tác giảng dạy và học tập.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Trịnh Chất, "Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy". NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội. 2007
- [2] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển. "Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1 và 2". NXB Giáo dục, Hà Nội. 1998
- [3] Trịnh Chất. "Tính toán tối ưu tỷ số truyền trong hệ truyền động bánh răng". Hội nghị khoa học Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. 1996
- [4] Nguyễn Trọng Hiệp. "Chi tiết máy, tập 1 và 2". NXB Giáo dục, Hà Nội. 2001
- [5] ISO 6336-2. "Part 2: Calculation of surface durability (pitting)". 2006
- [6] R. C. Juvinall, K. M. Marshek (2003). 'Fundamentals of Machine Component' Design - 3rd edition. John Wiley & Sons.
- [7]. Кудрявцев В.Н, и др. "Конструкции и расчет зубчатых редукторов". Машиностроение, Ленинград. 1971
- [8]. М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. "Детали Машин". Высшая школа, Москва. 2008

Người phản biện: TS. Hoàng Mạnh Cường; TS. Vũ Văn Duy