

PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN TRONG HỘP GIẢM TỐC HAI CẤP BÁNH RĂNG TRỤ

SPLITTING THE TOTAL TRANSMISSION RATIO OF TWO-STAGE HELICAL GEARBOXES

TS. ĐÀO NGỌC BIÊN
Viện KHCS, Trường ĐHHH

Tóm tắt

Trong bài báo trình bày phương pháp phân phối tỷ số truyền trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ theo yêu cầu bôi trơn, dựa trên điều kiện về quan hệ giữa các mômen xoắn trên trục bánh dẫn cấp nhanh và cấp chậm, điều kiện về độ bền đều tiếp xúc của các bộ truyền.

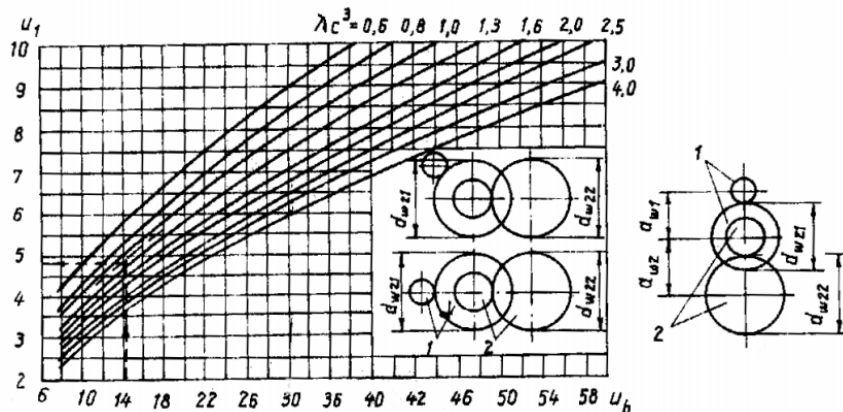
Abstract

In this article presents a method for splitting the total transmission ratio of two step helical gearboxes for archiving splash lubrication condition, based on relation of torque on the driving gear shafts and regular contact resistance of gear units.

1. Đặt vấn đề

Việc phân phối tỷ số truyền (TST) trong hộp giảm tốc (HGT) hai cấp bánh răng trụ có tính chất quyết định không những đến kích thước khuôn khổ, khối lượng, kết cấu, khả năng bôi trơn mà còn ảnh hưởng đến độ bền của các chi tiết máy trong hộp.

Hiện nay, việc phân phối TST trong HGT hai cấp bánh răng trụ theo yêu cầu bôi trơn chủ yếu được thực hiện bằng phương pháp đồ thị. Trong đó, TST u_1 của bộ truyền cấp nhanh được xác định từ đồ thị trình bày trên hình 1 [4], dựa vào các thông số chọn trước c , λ và TST chung u_h của hộp.



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.

$$c = d_{w22}/d_{w21},$$

$$\lambda = \frac{\Psi_{bd2}[K_{02}]}{\Psi_{bd1}[K_{01}]}$$

d_{w21}, d_{w22} – đường kính vòng lăn các bánh răng trụ lớn;

Ψ_{bd1}, Ψ_{bd2} – hệ số chiều rộng vành răng của bộ truyền bánh răng trụ; $[K_{01}], [K_{02}]$ – các hệ số.

Khi đó, TST u_2 của bộ truyền cấp chậm được tính theo công thức [2]:

$$u_2 = \frac{u_h}{u_1}. \tag{1}$$

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, đồng thời rất khó khăn khi lập trình tính toán tự động.

Trong bài báo này, trình bày việc phân phối TST trong HGT hai cấp bánh răng trụ theo yêu cầu bôi trơn, dựa trên mối quan hệ giữa các mômen xoắn của cấp nhanh và cấp chậm, cũng như điều kiện bền đều tiếp xúc của các bộ truyền.

2. Phân phối tỷ số truyền trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ

Theo [5], độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng trụ được xác định theo công thức:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{u b_\omega d_{\omega 1}^2}} \leq [\sigma_H], \tag{2}$$

Z_M – hệ số cơ tính của vật liệu bánh răng; Z_H – hệ số hình dạng bề mặt tiếp xúc; Z_ϵ – hệ số xét đến sự trùng khớp của răng; T_1 – mômen xoắn trên trục bánh dẫn; b_ω – chiều rộng vành răng; $d_{\omega 1}$ – đường kính vòng lăn bánh dẫn.

Mômen xoắn cho phép trên trục bánh dẫn:

$$[T_{11}] = \frac{u_1 b_{\omega 1} d_{\omega 1}^2 [\sigma_{H1}]^2}{2(Z_M Z_H Z_\epsilon)^2 K_{H1} (u_1 \pm 1)}, \tag{3}$$

Thay $b_{\omega 1} = \psi_{bd1} d_{\omega 1}$; $\psi_{bd1} = 0,5 \psi_{ba1} (u_1 \pm 1)$; $d_{\omega 21} = u_1 d_{\omega 11}$; và $[K_{01}] = \frac{[\sigma_{H1}]^2}{(Z_M Z_H Z_\epsilon)^2 K_{H1}}$ [4] vào (6),

ta có:

$$[T_{11}] = \psi_{ba1} \frac{d_{\omega 21}^3}{4u_1^2} [K_{01}]. \tag{4}$$

ψ_{bd1} , ψ_{ba1} – các hệ số chiều rộng vành răng của bộ truyền bánh răng trụ;

Bằng cách tính tương tự cho bộ truyền cấp chậm, ta có:

$$[T_{12}] = \psi_{ba2} \frac{d_{\omega 22}^3}{4u_{21}^2} [K_{02}]. \tag{5}$$

Từ điều kiện về quan hệ giữa các mômen xoắn trên trục bánh dẫn của cấp nhanh và cấp chậm, ta có:

$$\frac{T_{12}}{T_{11}} = \frac{[T_{12}]}{[T_{11}]} = u_1 \eta_1, \tag{6}$$

η_1 – hiệu suất của bộ truyền cấp nhanh

$$\eta_1 = \eta_{brt} \eta_{ol}, \tag{7}$$

η_{brt} – hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ;

η_{ol} – hiệu suất của một cặp ổ lăn.

Kết hợp các phương trình (4), (5), (6) và (7), ta có:

$$\psi_{ba2} \frac{d_{\omega 22}^3}{4u_{21}^2} [K_{02}] = u_1 \eta_{brt} \eta_{ol} \psi_{ba1} \frac{d_{\omega 21}^3}{4u_1^2} [K_{01}], \tag{8}$$

Hoặc

$$\frac{1}{\eta_{brt} \eta_{ol}} \cdot \frac{\psi_{ba2}}{\psi_{ba1}} \cdot \frac{d_{\omega 22}^3}{d_{\omega 21}^3} \cdot \frac{[K_{02}]}{[K_{01}]} = \frac{u_2^2}{u_1}. \tag{9}$$

Vì $u_2 = u_r/u_1$ nên phương trình (9) có thể viết lại như sau:

$$\frac{1}{\eta_{brt} \eta_{ol}} \cdot \frac{\psi_{ba2}}{\psi_{ba1}} \cdot \frac{d_{\omega 22}^3}{d_{\omega 21}^3} \cdot \frac{[K_{02}]}{[K_{01}]} = \frac{u_h^3}{u_h}. \tag{10}$$

Do đó:

$$u_2 = \sqrt[3]{\frac{1}{\eta_{brt} \eta_{ol}} \cdot \frac{\psi_{ba2}}{\psi_{ba1}} \cdot \frac{[K_{02}]}{[K_{01}]} \cdot \frac{d_{\omega 22}^3}{d_{\omega 21}^3}} \cdot u_h. \tag{11}$$

Trường hợp các bánh răng bằng thép nhóm I và HGT được bôi trơn bằng phương pháp ngâm dầu, có thể lấy: $[K_{02}]/[K_{01}] = 1 \div 1,3$; $d_{\omega 22}/d_{\omega 21} = 1 \div 1,3$; $\psi_{ba2}/\psi_{ba1} = 1,2 \div 1,3$ [4]. Đồng thời, thay: $\eta_{brt} = 0,96 \div 0,98$ và $\eta_{ol} = 0,99 \div 0,995$ [4] vào (11), ta có:

$$u_2 \approx (1,08 \div 1,56) \sqrt[3]{u_h}. \tag{12}$$

Phương trình (12) dùng để tính toán TST u_2 của bộ truyền cấp chậm trong HGT hai cấp bánh răng trụ. Từ u_2 ta dễ dàng xác định được TST u_1 của bộ truyền cấp nhanh theo công thức (1).

Đặc biệt, nếu chọn $[K_{02}]/[K_{01}] = 1$; $d_{w22}/d_{w21} = 1$; $\psi_{ba2}/\psi_{ba1} = 1,3$; $\eta_{brt} = 0,97$; $\eta_{oi} = 0,992$ rồi thay vào (12), ta có:

$$u_2 \approx 1,113\sqrt{u_h}. \quad (13)$$

3. Kết luận

1. Bài báo đã thiết lập được công thức giải tích dùng để phân phối TST trong HGT hai cấp bánh răng trụ. Công thức này không những cho phép xác định nhanh chóng và chính xác TST của các cấp theo tỷ số truyền chung, 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 phân phối tỷ số truyền trong HGT hai cấp bánh răng trụ, làm cơ sở khoa học cho việc phân phối TST trong các loại HGT khác, đồng thời có thể dùng làm tài liệu tham khảo khi nghiên cứu, cũng như giảng dạy và học tập.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Đào Ngọc Biên, Cao Ngọc Vi, *Phân phối tỷ số truyền trong hộp giảm tốc hai cấp bánh răng côn – trụ*. Tạp chí Giao thông vận tải, số 5/2011, Tr37, 43.
- [2] Đào Ngọc Biên, *Thiết kế môn học Chi tiết máy*, Nxb Hải Phòng. Hải Phòng, 2008.
- [3] Trịnh Chất, *Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy*, Nxb Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2007.
- [4] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1 và 2*, NXB Giáo dục, Hà Nội, 1998.
- [5] Nguyễn Trọng Hiệp, *Chi tiết máy tập 1 và 2*, Nxb Giáo dục, Hà Nội, 2001.
- [6] V.B. Bhandari, *Design of machine elements*, Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, New Delhi, 2008.
- [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.

Phản biện: ThS. Bùi Thức Đức

NGUYÊN LÝ LẶN - NỔI LÊN CỦA TÀU NGẦM diving and floating principles of the submarine

KS. HUỖNH XUÂN SINH; TS. ĐỖ QUANG KHÁI
Trường Đại học Hàng hải Việt Nam
ThS. PHẠM THANH HƯƠNG
Đại học Bách khoa Hà nội

Tóm tắt

Bài báo này trình bày các chế độ hoạt động và nguyên lý lặn, nổi lên của tàu ngầm và giải pháp lặn tối ưu của tàu ngầm khi thực hiện nhiệm vụ.

Abstract

This paper presents diving and floating principles of the submarine and optimal diving solution for submarines team in executing a mission.

1. Sơ lược về lịch sử phát triển

Tàu ngầm là loại phương tiện thủy có thể hoạt động ở cả hai chế độ bơi và lặn sâu trong nước để thực hiện những nhiệm vụ xác định. Theo phương án điều khiển tàu mà ta có thể chia ra làm ba loại: Tàu ngầm có điều khiển (Submarine), Phương tiện lặn tự động điều khiển (AUV – Autonomous Underwater Vehicle) và phương tiện lặn điều khiển từ tàu mẹ (ROV – Remotely Operation Vehicle). Trong nội dung bài báo này tập trung vào trình bày về nguyên lý lặn và nổi lên của tàu ngầm.