

## Phân bố tỉ số truyền đảm bảo độ bền đều tiếp xúc và bôi trơn hệ thống truyền động bánh răng

Distributing transmission ratio to ensure regular contact resistance and lubrication of Multi-Stage Gear Train

Nguyễn Hữu Lộc

Trường Đại học Bách Khoa, ĐHQG-HCM

Email: [nhloc@hcmut.edu.vn](mailto:nhloc@hcmut.edu.vn)

Tel: +84-2838654535; Mobile: 0913603264

---

### Tóm tắt

#### Từ khóa:

Bộ truyền bánh răng; Độ bền đều; Điều kiện bôi trơn; Chiều rộng vành răng.

Phân phối tỷ số truyền và chọn chiều rộng vành răng... các cặp bánh răng trong hộp giảm tốc (HGT), hộp tốc độ (HTĐ)... cần phải thỏa mãn các điều kiện: kích thước bao, điều kiện bôi trơn, độ bền đều giữa các cặp bánh răng, kết cấu vỏ hộp hợp lý, thuận tiện để bố trí các chi tiết máy trong vỏ hộp. Không thể đưa ra phương pháp phân phối tỷ số truyền thỏa mãn tất cả điều kiện trên. Trong bài báo này chúng tôi trình bày phương pháp phân phối tỷ số truyền trong HGT, tốc độ thỏa mãn điều kiện bôi trơn và độ bền đều tất cả các cấp, tuy nhiên chỉ là chọn sơ bộ, trong quá trình tính toán cần phải hiệu chỉnh... ứng dụng khi thiết kế các HGT nhiều cấp bánh răng trụ, HTĐ...

### Abstract

#### Keywords:

Gear drive; regular contact resistance; lubricating condition; Width of gear pair.

The distribution of gear ratio and selection of gear width, pair of gears in multi-stage gearboxes, gearboxes etc. needs to meet the following requirements: size of gear reducer housing, lubricating condition, regular contact resistance between gears, appropriate and convenient housing structure for the layout of details within the housing etc. Practically, there is no distribution of transmission ratio satisfying all of the aforementioned requirements. In this paper, we present the distribution of transmission of multi-stage gear train ensuring regular contact resistance and lubrication at all level, but this is only preliminary selection. There are still adjustment and application to be done while designing and optimizing multi-stage gearboxes and gearboxes.

Ngày nhận bài: 03/07/2018

Ngày nhận bài sửa: 03/9/2018

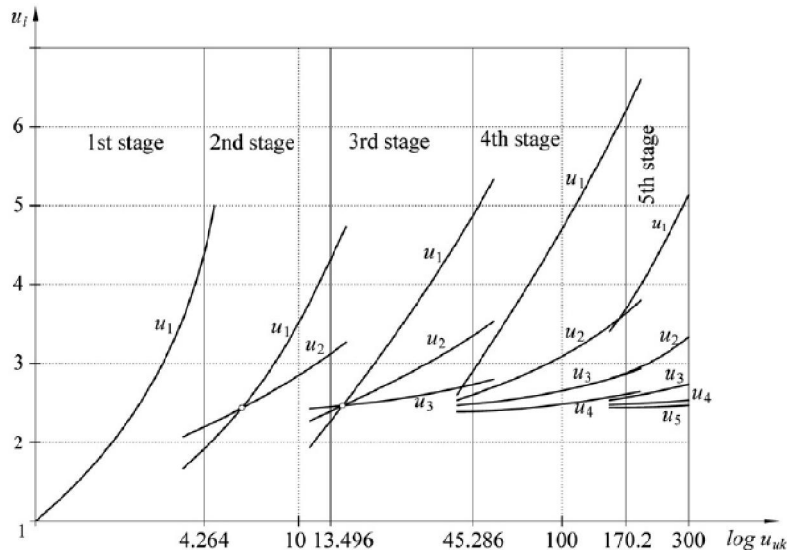
Ngày chấp nhận đăng: 15/9/2018

---

## 1. GIỚI THIỆU

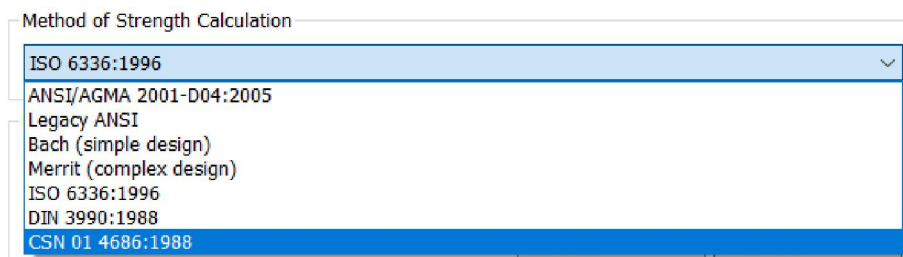
Phân bố tỉ số truyền (hình 1) và chọn chiều rộng vành răng để tính toán thiết kế với mục tiêu kết cấu hợp lý hệ thống bánh răng cần phải thỏa mãn các điều kiện: kích thước bao, điều

kiện bôi trơn, độ bền đều giữa các cặp bánh răng, kết cấu vỏ hộp hợp lý, thuận tiện để bố trí các chi tiết máy trong vỏ hộp...[6]. Trong thực tế khác với kiến thức đã học trong nhà trường do các HGT và HTĐ được sản xuất hàng loạt nên các doanh nghiệp đầu tư kinh phí và thời gian cho thiết kế với mục tiêu giảm giá thành, nâng cao chất lượng, kích thước nhỏ gọn... nên đây là bài toán tối ưu đa mục tiêu. Ngoài ra, cơ sở tính toán này giúp cho sinh viên và các kỹ sư thiết kế các bộ truyền bánh răng trong quá trình học tập cũng như kỹ sư trong quá trình thiết kế...



**Hình 1.** Phân bố tỉ số truyền hệ thống truyền động bánh răng [6]

Tính toán bánh răng thực hiện theo nhiều phương pháp tính khác nhau như hình 2: ANSI/AGMA 2001-D04:2005, Legacy ANSI, Bach (Simple design), Merrit (complex design), ISO 6336-2:2006, DIN 3990:1988 [1]. Trong nội dung bài báo này sử dụng ISO 6336-2:2006 phiên bản cập nhật mới nhất của ISO 6336-2:1996 để tính toán.



**Hình 2.** Các phương pháp tính bánh răng trên Autodesk Inventor

Hàm mục tiêu cho các bài toán tối ưu HGT (một - hai - ba cấp bánh răng trụ hoặc côn) liên quan đến [4-12]:

- 1) Tổng khoảng cách trục nhỏ nhất;
- 2) Khối lượng HGT nhỏ nhất;
- 3) Độ bền đều ứng suất tiếp xúc và uốn...

Ngoài các mục tiêu tối ưu trên đối với các HGT nhiều cấp còn có các mục tiêu sau:

- 4) Mô men quán tính tương đương hệ thống là nhỏ nhất ( $I_p$ );

- 5) Sai số góc nhỏ nhất ( $\Delta\phi\Sigma$ );
- 6) Hiệu suất lớn nhất ( $\eta$ ).

Ngoài ra bài toán kết hợp các mục tiêu trên gọi là bài toán đa mục tiêu. Các thông số cho trước khi giải bài toán tối ưu là: số vòng quay trục đầu vào và ra, tỉ số truyền chung HGT, số cặp hệ thống bánh răng... Trong bài báo này mục tiêu là độ bền đều ứng suất tiếp xúc và biến thiết kế là tỉ số truyền các cặp bánh răng.

## 2. CƠ SỞ TÍNH TOÁN

Đối với các bộ truyền bánh răng được bôi trơn tốt thì tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc. Để tiết kiệm vật liệu chế tạo thì khi thiết kế đảm bảo độ bền đều tiếp xúc các cặp bánh răng. Bài toán phân phối tỉ số truyền hệ thống bánh răng đảm bảo độ bền đều tiếp xúc và điều kiện bôi trơn được xem là bài toán tối ưu và được phát biểu như sau:

$$\text{Phân bố tỉ số truyền các cặp bánh răng: } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} u_{12} \\ u_{34} \\ \vdots \\ u_{n-1,n} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

để đảm bảo điều kiện bền đều tiếp xúc giữa các cặp bánh răng  $\sigma_{H12} \approx \sigma_{H34} \approx \dots \approx \sigma_{H(n-1)n}$ .

Với các ràng buộc:

- Điều kiện bôi trơn các cặp bánh răng
- Các thông số như: tỉ số truyền, chiều rộng vành răng, hệ số chiều rộng vành răng... là các giá trị tiêu chuẩn

### 2.1. Đảm bảo bền đều theo ứng suất tiếp xúc các cặp bánh răng trụ

Ứng suất tiếp xúc các cặp bánh răng được xác định theo công thức [1, 2]:

$$\sigma_{H12} = Z_{M1} Z_{H1} Z_{\epsilon1} \sqrt{\frac{2T_I \cdot 10^3 K_{H12} (u_{12} + 1)}{d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}} \quad \text{và} \quad \sigma_{H34} = Z_{M3} Z_{H3} Z_{\epsilon3} \sqrt{\frac{2T_{II} \cdot 10^3 K_{H34} (u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 b_{3w} u_{34}}}$$

Để đảm bảo độ bền đều thì các giá trị ứng suất bằng nhau, khi đó:

$$Z_{M1} Z_{H1} Z_{\epsilon1} \sqrt{\frac{2T_I \cdot 10^3 K_{H12} (u_{12} + 1)}{d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}} = Z_{M3} Z_{H3} Z_{\epsilon3} \sqrt{\frac{2T_{II} \cdot 10^3 K_{H34} (u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 b_{3w} u_{34}}} \quad (2)$$

Trong trường hợp tổng quát: cặp bánh răng cùng vật liệu và cấp nhanh là nghiêng, cấp chậm là bánh răng thẳng thì  $K_{H12} = K_{H34}$ ,  $T_{II} = u_{12} T_I$ . Từ đây suy ra:

$$K_{ah} \sqrt{\frac{(u_{12} + 1)}{d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}} = K_{as} \sqrt{\frac{u_{12} (u_{34} + 1)}{d_{w3}^2 b_{3w} u_{34}}} \quad (3)$$

trong đó:  $K_{ah} = \sqrt[3]{\frac{(Z_{M1} Z_{H1} Z_{\epsilon1})^2}{4}}$  và  $K_{as} = \sqrt[3]{\frac{(Z_{M3} Z_{H3} Z_{\epsilon3})^2}{4}}$ ;

Các hệ số  $K_{as} = 500$  đối với răng thẳng và  $K_{ah} = 430$  đối với răng nghiêng [2].  
Hệ số chiều rộng vành răng:

$$\psi_{ba12} = \frac{b_{1w}}{a_{12w}} = \frac{2b_{1w}}{d_{w1}(u_{12}+1)} = \frac{2b_{1w}u_{12}}{d_{2w}(u_{12}+1)}$$

Suy ra:  $b_{1w} = \frac{\psi_{ba12}d_{2w}(u_{12}+1)}{2u_{12}}$  và  $b_{3w} = \frac{\psi_{ba34}d_{4w}(u_{34}+1)}{2u_{34}}$  (4)

Từ đây thu được công thức xác định tỉ số truyền cặp bánh răng cấp nhanh của HGT:

$$u_{12} = \frac{d_{2w}}{d_{4w}} \sqrt[3]{\left(\frac{K_{as}}{K_{ah}}\right)^2 \frac{u^2 \psi_{ba12}}{\psi_{ba34}}} \quad (5)$$

Nếu cặp cấp nhanh là bánh răng nghiêng, cấp chậm là răng thẳng thì có sự liên hệ:

$$u_{12} = \frac{d_{2w}}{d_{4w}} \sqrt[3]{\left(\frac{K_{as}}{K_{ah}}\right)^2 \frac{u^2 \psi_{ba12}}{\psi_{ba34}}} \quad (6)$$

Trong đó đường kính các bánh bị dẫn:

$$d_{2w} = \frac{2b_{1w}u_{12}}{\psi_{ba12}(u_{12}+1)} \quad \text{và} \quad d_{4w} = \frac{2b_{3w}u_{34}}{\psi_{ba34}(u_{34}+1)}$$

Cho nên:  $u_{12} = \frac{u_{12}}{(u_{12}+1)} \frac{(u_{34}+1)}{u_{34}} \sqrt[3]{\left(\frac{K_{ath}}{K_{ang}}\right)^2 \frac{u^2 \psi_{ba12}}{\psi_{ba34}}}$

Sau khi đơn giản:

$$u_{12} = \frac{\left( u \sqrt[3]{\left(\frac{K_{as}}{K_{ah}}\right)^2 \frac{\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}}} - 1 \right)}{\left( 1 - \sqrt[3]{\left(\frac{K_{ath}}{K_{ang}}\right)^2 \frac{\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}}} \right)} \quad (7)$$

Trong trường hợp cặp bánh răng cùng thẳng hoặc cùng nghiêng:

$$u_{12} = \frac{\left( u \sqrt[3]{\frac{\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}}} - 1 \right)}{\left( 1 - \sqrt[3]{\frac{\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}}} \right)} \quad (8)$$

Trong trường hợp HGT 2 cấp cấp nhanh phân đôi, mô men xoắn mỗi cặp bánh răng trên trục I được chia đôi nên công thức (2) được viết thành:

$$Z_{M1}Z_{H1}Z_{\varepsilon1} \sqrt{\frac{T_I \cdot 10^3 K_{H12}(u_{12}+1)}{d_{w1}^2 b_{1w} u_{12}}} = Z_{M3}Z_{H3}Z_{\varepsilon3} \sqrt{\frac{2T_{II} \cdot 10^3 K_{H34}(u_{34}+1)}{d_{w3}^2 b_{3w} u_{34}}} \quad (9)$$

Từ đây suy ra:

$$u_{12} = \frac{\left( u^3 \sqrt{\left( \frac{K_{as}}{K_{ah}} \right)^2 \frac{2\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}} - 1} \right)}{\left( 1 - \sqrt[3]{\left( \frac{K_{as}}{K_{ah}} \right)^2 \frac{2\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}}} \right)} \quad (10)$$

Trong trường hợp cặp bánh răng cùng thẳng hoặc cùng nghiêng:

$$u_{12} = \frac{\left( u^3 \sqrt{\frac{2\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}} - 1} \right)}{\left( 1 - \sqrt[3]{\frac{2\psi_{ba12}}{u\psi_{ba34}}} \right)} \quad (11)$$

## 2.2. Lựa chọn các thông số tiêu chuẩn

Các thông số như: tỉ số truyền, chiều rộng vành răng, hệ số chiều rộng vành răng, khoảng cách trục... là các giá trị được chọn theo dãy số tiêu chuẩn. Phổ biến nhất là dãy số theo cấp số nhân, với số sau có giá trị bằng số trước đó nhân cho công bội  $\varphi$ . Công bội có giá trị  $\varphi = \sqrt[n]{10}$  với  $n$  có thể là 5, 10, 20 hoặc 40 tương ứng với dãy số có ký hiệu R5, R10, R20, R40...

- Tỉ số truyền bộ truyền bánh răng chọn theo dãy số tiêu chuẩn R20 với công bội 1,12: 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5; 14,0; 16,0; 18,0; 20,0; 22,4; 28,0; 31,5; 35,5; 40,0; 45,0; 50,0; 56,0; 63,0; 71,0; 80,0; 90,0; 100; 112; 123; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500...

- Đối với HGT 2 cấp tỉ số truyền chọn theo dãy tiêu chuẩn sau: 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 19; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50...

- Hệ số chiều rộng vành răng  $\psi_{ba}$  được chọn theo dãy số tiêu chuẩn: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,00; 1,25

- Chiều rộng vành răng  $b_w$  chọn theo dãy tiêu chuẩn R10 [2]: 10; 10,5; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 50; 52; 55; 60; 63; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160

- Giá trị khoảng cách trục  $a_w$  được chọn theo dãy tiêu chuẩn R40: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400... hoặc dãy 2: 140; 180; 225; 280; 355; 450...

## 2.3. Đảm bảo điều kiện bôi trơn các cặp bánh răng

Trong thiết kế HGT có mặt phẳng chứa các đường tâm trục nằm ngang, để đảm bảo điều kiện bôi trơn với  $d_{2w}$  và  $d_{4w}$  là đường kính vòng chia bánh bị dẫn cấp nhanh và cấp chậm:

$$1 \geq \frac{d_{4w}}{d_{2w}} \geq \frac{2}{3} \quad (12)$$

Đường kính  $d_{2w}$ ,  $d_{4w}$  được xác định theo công thức:

$$d_{2(4)w} = K_{ds(h)} \sqrt[3]{\frac{T_{I(III)} K_{H1(3)} u^2_{12(34)}}{\psi_{ba12(34)} [\sigma_{H12(34)}]^2}} \quad (13)$$

trong đó:  $K_{ds(h)} = 10 \sqrt[3]{2(Z_M Z_H Z_\epsilon)^2}$  - giá trị bằng số phụ thuộc vào góc ăn khớp, hệ số trùng khớp và vật liệu chế tạo bánh răng, với bánh răng thẳng  $K_{ds} = 756$  và đối với bánh răng nghiêng  $K_{dh} = 680$ .

Từ đây tỉ số truyền cấp nhanh được chọn được suy ra từ công thức:

- Nếu các cặp bánh răng cùng nghiêng hoặc cùng thẳng và  $K_{H1} \approx K_{H2}$  thì:

$$\frac{3}{2} \sqrt[3]{\frac{\psi_{ba12}[\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34}[\sigma_{H34}]^2}} \geq u_{12} \geq \sqrt[3]{\frac{\psi_{ba12}[\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34}[\sigma_{H34}]^2}} \quad (14)$$

- Nếu cấp nhanh là răng nghiêng, cấp chậm răng thẳng:

$$\frac{3}{2} \frac{756}{680} \sqrt[3]{\frac{\psi_{ba12}[\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34}[\sigma_{H34}]^2}} \geq u_{12} \geq \frac{756}{680} \sqrt[3]{\frac{\psi_{ba12}[\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34}[\sigma_{H34}]^2}} \quad (15)$$

Do đó chọn tỉ số truyền phụ thuộc vào tỉ số hệ số chiều rộng vành răng, vật liệu được chọn. Tỉ số truyền  $u_{12}$  và  $u_{34}$  nên chọn theo tiêu chuẩn.

HGT 2 cấp cấp nhanh phân đôi:

$$\text{Đường kính bánh bị dẫn cấp cấp nhanh } d_{w2} = K_{ds(h)} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H1} u_{12}^2}{2 \psi_{ba12} [\sigma_{H12}]^2}}$$

Nếu cùng nghiêng hoặc cùng thẳng và  $K_{H1} \approx K_{H2}$  thì:

$$\frac{3}{2} \sqrt[3]{\frac{2 \psi_{ba12} [\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34} [\sigma_{H34}]^2}} \geq u_{12} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \psi_{ba12} [\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34} [\sigma_{H34}]^2}} \quad (16)$$

Nếu cấp nhanh nghiêng, cấp chậm răng thẳng:

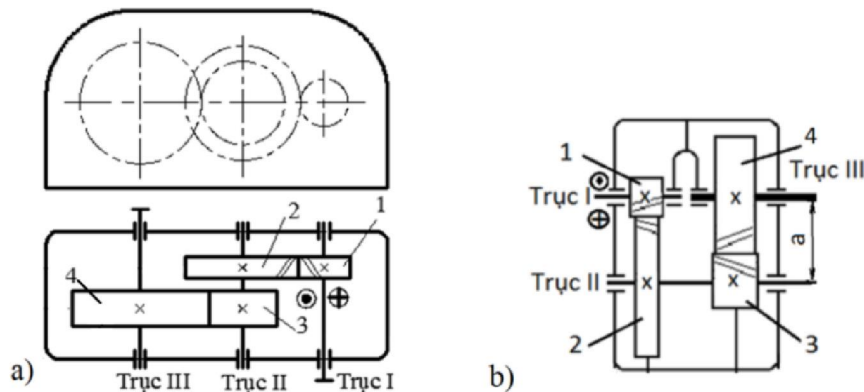
$$\frac{3}{2} \frac{756}{680} \sqrt[3]{\frac{2 \psi_{ba12} [\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34} [\sigma_{H34}]^2}} \geq u_{12} \geq \frac{756}{680} \sqrt[3]{\frac{2 \psi_{ba12} [\sigma_{H12}]^2 u^2}{\psi_{ba34} [\sigma_{H34}]^2}} \quad (17)$$

Do đó chọn tỉ số truyền phụ thuộc vào tỉ số hệ số chiều rộng vành răng, vật liệu được chọn. Tỉ số truyền  $u_{12}$  và  $u_{34}$  nên chọn theo tiêu chuẩn.

### 3. KẾT QUẢ TÍNH TOÁN VÀ THẢO LUẬN

#### 3.1. Hộp giảm tốc 2 cấp đồng trục và khai triển

Nếu cho trước tỉ số  $\frac{\psi_{ba34}}{\psi_{ba12}} = 2$  và cấp nhanh là răng nghiêng, cấp chậm là bánh răng thẳng.



Hình 3. Sơ đồ HGT

Áp dụng công thức (7) để xác định tỉ số truyền  $u_{12}$  để đảm bảo độ bền đều và điều kiện bôi trơn thỏa mãn công thức (17) ta thu được Bảng 1.

**Bảng 1.** Bảng giá trị phân bố tỉ số truyền HGT 2 cấp khai triển và đồng trục

Tỉ số truyền HGT			Tỉ số truyền thực
Tỉ số truyền chung	Cấp nhanh $u_{12}$	Cấp chậm $u_{34}$	
8	4	2	8
10	5	2	10
12,5	5	2,5	12,5
16	6,3	2,5	15,75
20	8	2,5	20

Bảng kết quả trên phù hợp phân phối tỉ số truyền đang sử dụng ngoài thị trường.

Trong các trường hợp đặc biệt: với HGT 2 cấp đồng trục (Hình 3b) thì  $a_{w1} = a_{w2}$ : Thông thường chọn  $d_{w1} = d_{w3}$ ,  $d_{w2} = d_{w4}$  và chọn trước  $u_{12} = u_{34}$ , mặt khác để đảm bảo độ bền đều:

$$u_{12} = \sqrt[3]{\frac{u_{12}^2 b_{1w}}{b_{3w}}}$$

Từ đây suy ra quan hệ giữa chiều rộng vành răng:

$$b_{1w} = \frac{b_{3w}}{u_{12}} = \frac{b_{3w}}{\sqrt{u}}$$

Hay nói cách khác chọn hệ số chiều rộng vành răng cấp nhanh theo cấp chậm đã tính toán để đảm bảo độ bền đều:

$$\psi_{ba12} = \frac{\psi_{ba34}}{\sqrt{u}}$$

Suy ra liên hệ hệ số chiều rộng vành răng cấp nhanh và cấp chậm đảm bảo độ bền đều:

- Nếu cả 2 cặp đều thẳng hoặc nghiêng

$$\psi_{ba12} = \psi_{ba34} \frac{(u_{12} + 1)^3 u_{34}}{(u_{34} + 1)^3 u_{12}^2}$$

- Nếu cặp cấp nhanh là nghiêng và cấp chậm là thẳng:

$$\psi_{ba12} = \psi_{ba34} \frac{K_{ah} (u_{12} + 1)^3 u_{34}}{K_{as} (u_{34} + 1)^3 u_{12}^2} = \psi_{ba34} \frac{430 (u_{12} + 1)^3 u_{34}}{500 (u_{34} + 1)^3 u_{12}^2} \quad (18)$$

Thông thường ta chọn  $\psi_{ba34}$  cho cấp chậm và tính toán thiết kế cho cấp chậm trước. Sau đó chọn  $\psi_{ba12}$  cho cấp nhanh và suy ra chiều rộng vành răng  $b_{12}$  để đảm bảo độ bền đều. Nhưng thông thường  $\psi_{ba12}$  nhỏ hơn nhiều so với giới hạn dưới của miền cho phép  $\psi_{ba}$  nên thông thường đối với HGT 2 cấp đồng trục thông thường chọn  $b_{12}$  lớn hơn khoảng cho phép đảm bảo bền đều, nghĩa là cặp bánh răng cấp nhanh dư bền.

### 3.2. Hộp giảm tốc 2 cấp phân đôi

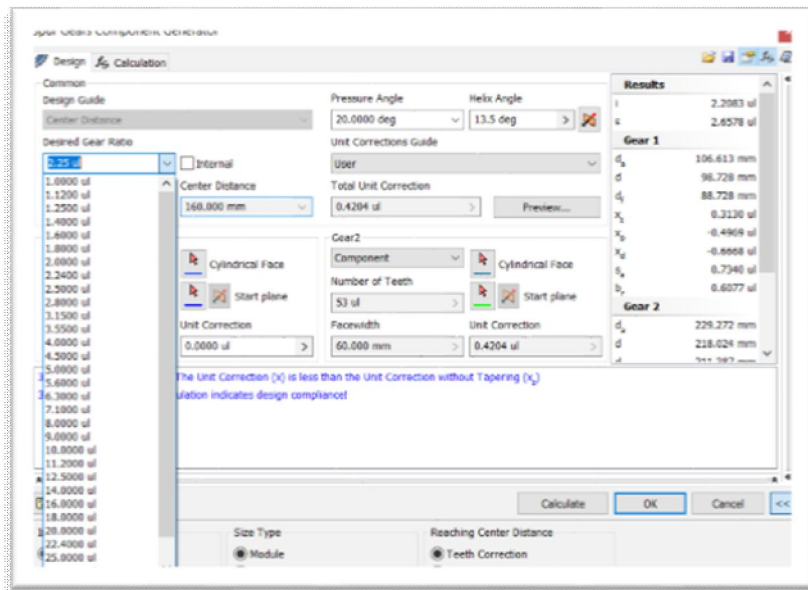
Đối với bánh răng chữ V thì  $\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,63$ , do cấp nhanh gồm 2 cặp bánh răng và nếu tính cho từng cặp với do đó ta chọn  $\frac{\psi_{ba34}}{\psi_{ba12}} = 3,2$

Áp dụng công thức (10), (17) để xác định tỉ số truyền  $u_{12}$  để đảm bảo độ bền đều và điều kiện bôi trơn ta thu được bảng 2.

**Bảng 2.** Bảng phân bố tỉ số truyền HGT 2 cấp phân đôi

Tỉ số truyền chung	Tỉ số truyền HGT		Tỉ số truyền thật
	Cấp nhanh $u_{12}$	Cấp chậm $u_{34}$	
8	5	1,6	8
10	5,6,3	2; 1,6	10; 10,08
12,5	6,3; 7,1	2; 1,8	12,6; 12,78.
16	8	2	16
20	8; 9; 10	2,5; 2,24; 2,0	20; 20,16; 20

Sử dụng phần mềm Autodesk Inventor để tính toán bộ truyền bánh răng dựa trên cơ sở phân bố tỉ số truyền như trên giúp ta nâng cao độ chính xác và rút ngắn thời gian thiết kế (hình 4). Các thông số bộ truyền được tiêu chuẩn hóa toàn bộ khi tính toán bằng phần mềm này.



**Hình 4.** Tính toán thiết kế bánh răng trụ trên Autodesk Inventor

#### 4. KẾT LUẬN

Ngoài các mục tiêu khi thiết kế cặp bánh răng trong hệ thống truyền động như: Tổng khoảng cách trục nhỏ nhất; Khối lượng HGT nhỏ nhất; Độ bền đều giữa ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn... cần chú ý đến đảm bảo độ bền đều tiếp xúc giữa các cặp bánh răng, điều kiện bôi trơn.... Giúp ta chọn tỉ số truyền và chiều rộng răng hợp lý. Ngoài ra ta còn có thể kết hợp các mục tiêu trên và ứng dụng các công cụ thiết kế hiện đại là các phần mềm thiết kế để thiết kế tối ưu HGT và HTĐ có kết cấu hợp lý, tiết kiệm vật liệu, nâng cao độ chính xác và giảm thời gian thiết kế.... Sử dụng phương pháp trên để chọn tỉ số truyền các cấp khi chọn vật liệu các cấp khác nhau, HGT, HTĐ nhiều cấp... Ngoài ra mở rộng cho các hệ thống truyền động có bánh răng côn, trục vít, hệ thống bánh răng hành tinh...



## DANH MỤC KÝ HIỆU

$Z_M$  : Hệ số xét đến cơ tính vật liệu

$K_H$  : Hệ số tải trọng tính, khi thiết kế có thể chọn sơ bộ  $K_H \approx K_{H\beta}$ ;

$Z_H$  : Hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc;

$Z_e$  : Hệ số xét đến ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc.

$\psi_{ba}$  : Hệ số chiều rộng vành răng;

$b_w$  : Chiều rộng vành răng;

$u_{12}, u_{34}, u$  : Tỷ số truyền cặp bánh răng cấp nhanh, cấp chậm và chung HGT;

$d_{1w}, d_{2w}, d_{3w}, d_{4w}$  : Đường kính vòng chia các bánh răng.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. ISO 6336-2:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears -- Part 2: Calculation of surface durability (pitting)
- [2]. Nguyễn Hữu Lộc. Giáo trình Cơ sở thiết kế máy. 2018, NXB Đại học Quốc gia Tp Hồ Chí Minh.
- [3]. Nguyễn Hữu Lộc. Bài tập chi tiết máy. 2018, NXB Đại học Quốc gia Tp Hồ Chí Minh
- [4]. Nenad Marjanovic, Biserka Isailovic, Vesna Marjanovic, Zoran Milojevic, Mirko Blagojevic, Milorad Bojic. A practical approach to the optimization of gear trains with spur gears. Mechanism and Machine Theory, 53:1–16 · July 2012
- [5]. Chong, T. H., Bae, I., and Park, G.-J., 2002, "A new and generalized methodology to design multi-stage gear drives by integrating the dimensional and the configuration design process," Mechanism and Machine Theory, 37(3), pp. 295-310
- [6]. Marjanovic, N., Isailovic, B., Marjanovic, V., Milojevic, Z., Blagojevic, M., and Bojic, M., 2012, "A practical approach to the optimization of gear trains with spur gears," Mechanism and Machine Theory, 53, pp. 1-16
- [7]. Golabi, S. i., Fesharaki, J. J., and Yazdipoor, M., 2014, "Gear train optimization based on minimum volume/weight design," Mechanism and Machine Theory, 73, pp. 197- 217.
- [8]. Mendi, F., Başkal, T., Boran, K., and Boran, F. E., 2010, "Optimization of module, shaft diameter and rolling bearing for spur gear through genetic algorithm," Expert Systems with Applications, 37(12), pp. 8058-8064
- [9]. Savsani, V., Rao, R. V., and Vakharia, D. P., 2010, "Optimal weight design of a gear train using particle swarm optimization and simulated annealing algorithms," Mechanism and Machine Theory, 45(3), pp. 531-541
- [10]. Gologlu, C., and Zeyveli, M., 2009, "A genetic approach to automate preliminary design of gear drives," Computers & Industrial Engineering, 57(3), pp. 1043-1051
- [11]. Pomrehn, L. P., and Papalambros, P. Y., 1995, "Discrete optimal design formulations with application to gear train design," Journal of Mechanical Design (ASME), 117(3), pp. 419-424
- [12]. Deb, K., and Jain, S., 2001, "Multi-speed gearbox design using multi-objective evolutionary algorithms," Journal of Mechanical Design (ASME), 125(3), pp. 1-25.