

**ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ**



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 33**

HVTH: Hồ Quốc Tâm

Ngành học: Chế Tạo Máy

Lớp học: 20C1_CTM1

GVHD: LƯU THỊ YẾN VŨ

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

**ỦY BAN NHÂN DÂN THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ TỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ**



**TIỂU LUẬN MÔN HỌC
HỌC PHẦN NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
ĐỀ SỐ: 33**

Ngành học: Chế Tạo Máy

Lớp học: 20C1_CTM1

GIÁM KHẢO 1

GIÁM KHẢO 2

Thành phố Hồ Chí Minh – 7/2021

LỜI NÓI ĐẦU

Trong lĩnh vực kỹ thuật ngày nay thì lĩnh vực cơ khí đóng vai trò khá quan trọng trong thời đại công nghiệp hoá, hiện đại hoá . Nói đến lĩnh vực cơ khí thì chúng ta không thể không nhắc đến ngành chế tạo máy. Đó là chiếc chìa khoá để hướng tới phát triển nền kinh tế đất nước .

Ngành cơ khí nói chung và chế tạo chi tiết máy nói riêng, thì để tìm hiểu được các nguyên lý, sức bền và các loại cơ chế truyền động thì môn nguyên lý chi tiết máy sẽ giúp ta hiểu hơn về các vấn đề trên. Nguyên lý chi tiết máy là môn học sẽ trang bị cho ta một nền tảng kiến thức về nguyên lý hoạt động của các bộ truyền như bộ truyền đai, xích và bánh răng..... Từ những gì đã học các ta có thể tính toán được khả năng chịu tải của máy để máy có thể hoạt động tốt hơn.

Để tìm hiểu tốt hơn về nội dung chủ yếu của môn nguyên lý chi tiết máy thì bài tiểu luận dưới đây sẽ giúp bạn nắm thêm được phần nào về môn học này

MỤC LỤC

Trang

Chương 1: BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI _____ Error! Bookmark not defined.

Chương 2: BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH _____ Error! Bookmark not defined.

Chương 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG _____ Error! Bookmark not defined.

.....

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.

Chèn hình kèm dẫn chứng tên hình.

Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 3.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2 và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và Bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.

1.2. Phân loại bộ truyền động đai

Các loại đai

- Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai: Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len.
- Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai: Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược,

Đai tròn. Đai răng.

+ Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật.

+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$.

+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai.

+Đai tròn có tiết diện là hình tròn.

+ Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 3.2e).

Trong đó, đai dẹt và đai thang được dùng phổ biến hơn cả, đai tròn chỉ được dùng khi Công suất nhỏ, đai lược và đai răng dùng khi công suất lớn hoặc cần phải đảm bảo làm việc

Với tỉ số truyền ổn định, khuôn khổ kích thước nhỏ gọn

- Phân loại theo vị trí trục: Truyền động hai trục song song quay cùng chiều, truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều, chuyển động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là 90°).
- Phân loại theo nguyên lý làm việc: theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp

1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ($> 15\text{m}$).
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.
- An toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

2. Nhược điểm

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường

Kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).

- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng

Thêm $2 \div 3$ lần so với trong truyền động bánh răng).

- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.
- Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của

Đai.

Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

3 Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500kW , nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50)\text{kW}$, $v = 5 \div 30\text{m/s}$.
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt).

-

2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

2.1. Vật liệu làm đai

Vật liệu làm đai thỏa mãn độ bền mỏi, lâu mòn, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

- a. Đai dệt: Bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp.
- b. Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện.

3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

3.1 Chiều dài tính toán của dây đai L (mm)

Ta có: $L_{tt} = 2.a.\cos(\beta/2) + 0,5.\pi.(d_2 + d_1) + 0,5.\beta.(d_2 - d_1)$

Thông thường $\beta < 35^\circ$, có thể lấy $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

$\Rightarrow$ ct L_{tt}

Chiều dài cần thiết của dây đai L_{tt} (mm)

- Đối với đai dệt sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ 100 ÷ 400mm để nối đai. $L_{tt} = L + (100 \rightarrow 400)$ (mm)
- Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn

3.2 Góc ôm đai

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thoả mãn điều kiện sau:

+ Đối với đai dệt: $\alpha_1 \geq 150^\circ$

+ Đối với đai hình thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai)

4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

Vì có hiện tượng trượt nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1

Của bánh dẫn: $v_2 = (1 - \xi).v_1$

Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ 0,01 ÷ 0,05

+ Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$

+ Đai da $\approx 0,01$

Vận tốc được xác định theo

D1, d2: Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

N1, n2: số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng $20 \div 25$ m/s. Vận tốc >30 m/s xảy ra hiện tượng dao

Động xoắn, tăng lực ly tâm, nóng dây đai, giảm tuổi thọ và hiệu suất bộ truyền. Vận tốc < 5 m/s không nên dùng bộ truyền đai

3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai

3.1 Trượt hình học: xảy ra khi đai chưa làm việc và với tác dụng của lực căng ban đầu F_0 . Giữa đai và bánh đai sinh ra lực ma sát, đai bị giãn dài và trượt trên bánh đai.

3.2 Trượt đàn hồi: khi bộ truyền làm việc, do lực $F_1 > F_2$ nên độ biến dạng đai khi vào đai lớn hơn độ biến dạng đai khi ra đai $l_1 > l_2$. Do đó, khi vào tiếp xúc với bánh dẫn, đai sẽ bị co lại gây nên hiện tượng trượt đàn hồi và chuyển động chậm hơn bánh dẫn. Trên bánh bị dẫn thì ngược lại. Sự trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn bộ cung ôm α_1 và α_2 , chỉ xảy ra trên một phần của các cung α_{1t} và α_{2t} .

3.3 Trượt trơn: xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát (lực vòng lớn hơn lực ma sát). Vậy trượt trơn là hiện tượng xảy ra khi bộ truyền bị quá tải, bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không

5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Lực vòng

Ta có công thức lực vòng: ghi ct ra dùm vs

Lực vòng có ích

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng)

Điều kiện lực căng ban đầu để không xảy ra hiện tượng trượt trơn

CHƯƠNG 2. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Nguyên lí làm việc của truyền động xích

Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay. Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích

Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3 (hình 4.1). Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.

+ Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng. Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh răng.

+ Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

+ Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

1.3. Phân loại bộ truyền động xích

Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành các loại: Xích con lăn, xích ống, xích răng

1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích

1. Ưu điểm

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục khá xa nhau ($A_{\max} = 8 \text{ m}$).
- Khả năng tải cao hơn đai
- Hiệu suất truyền động cao hơn so với đai, đạt $\eta = 0.96 \div 0.98$.
- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với truyền động đai vì lực căng ban đầu không lớn.

- Có thể truyền chuyển động và công suất cùng một lúc đến nhiều trục.
- Không xảy ra sự trượt nên tỷ số truyền I không đổi.
- Kích thước nhỏ so với truyền động đai

2. Nhược điểm

- Giá thành tương đối cao vì kết cấu phức tạp.
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc.
- Vận tốc tức thời của xích và đĩa bị dẫn thay đổi theo thời gian (không ổn định).
- Yêu cầu chăm sóc thường xuyên (bôi trơn, ...) và phức tạp hơn so với bộ truyền đai.
- Chóng bị mòn khi làm việc nơi nhiều bụi và bôi trơn không tốt.

3. Phạm vi sử dụng

- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110\text{kW}$, $v \leq 15\text{m/s}$, $n \leq 500\text{v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy

2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.1. Bước xích

Bước xích p_C , mm được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

Bước xích p_C có giá trị từ 12, 7÷50,8 mm, có thể chọn theo bảng 4.2

2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa bị dẫn là d_2 ; cũng chính là

Đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt (Hình 4.7). Đường kính vòng chia của đĩa tính Chọn số mắt xích là số chẵn để nối xích dễ dàng

Khoảng cách chính xác

Để hoạt động bình thường ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a = (0.002 \div 0.004)a$

$$a_{cx} = a - \Delta a$$

Từ số mắt xích X đã chọn phải tính lại chiều dài L của dây xích

Tỉ số truyền của bộ truyền xích

Câu 3/ Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=10$ kW có các thông số sau số răng đĩa xích dẫn $Z_1=23$ răng; tỉ số truyền $u=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=320$ vòng/phút. Bộ truyền đặt nằm ngang; làm việc va đập mạnh; khoảng cách trục $a=39.p_c$; bôi trơn nhỏ giọt; khoảng cách trục bộ truyền xích điều chỉnh được; làm việc 2 ca; xích 2 dãy. Xác định:

a. Hệ số K và bước xích p_c ? (1,5 điểm)

b. Số mắt xích X để nối xích sẽ dài. (0,5 điểm)

Bài làm

a/ Hệ số K

$K_0 = 1 \rightarrow$ xích nằm ngang

$K_a = 1 \rightarrow$ do $a=39p_c$

$K_{đc} = 1 \rightarrow$ trục điều chỉnh được

$K_b = 1 \rightarrow$ bôi trơn nhỏ giọt

$K_r = 1,8 \rightarrow$ va chạm mạnh

$K_{lv} = 1,12 \rightarrow$ làm việc 2 ca

$K_x = 1,7 \rightarrow$ xích 2 dãy

$$K = K_0 \cdot K_a \cdot K_{đc} \cdot K_b \cdot K_r \cdot K_{lv} \cdot K_x = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,8 \cdot 1,12 = 2,016$$

Vậy hệ số $K=2,016$

$$\text{Hệ số } K_n = \frac{n_0}{n_1} = \frac{400}{320} = 1,25$$

$$\text{Hệ số } K_z = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{23} = 1,087$$

Công suất tính toán

$$P_t = \frac{K \cdot K_n \cdot K_z}{K_x} \cdot P_1 = \frac{2,016 \cdot 1,25 \cdot 1,087}{1,7} \cdot 10 = 16,11 \text{ Kw}$$

$$\text{Mà } [P] \geq P_t$$

Tra bảng 4.3 chọn $[P]=19\text{Kw}$

$$\rightarrow P_t = 25,4 \text{ mm}$$

b/ Số mắt xích X

Số răng Z_2

$$Z_2 = u \cdot Z_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ răng}$$

$$a = 39p_c = 39 \cdot 25,4 = 990,6 \text{ mm}$$

$$X = \frac{2a}{p_c} + \frac{1}{2} (Z_1 + Z_2) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a}$$

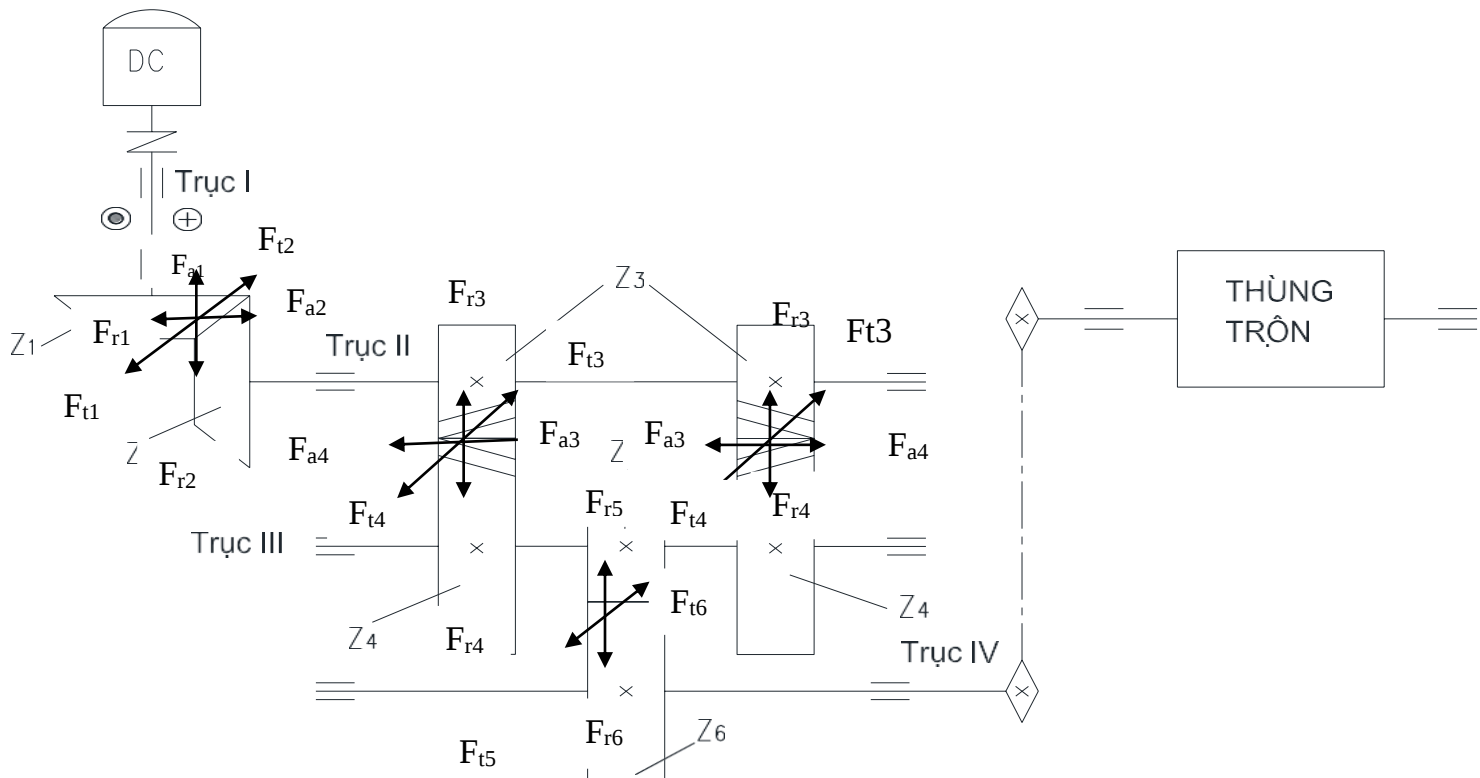
$$= \frac{2 \cdot 990,6}{25,4} + \frac{1}{2} (23 + 69) + \left(\frac{69 - 23}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{990,6}$$

$$= 125,37$$

Vậy ta chọn $X = 126$ răng

Câu 1: Cho hệ thống truyền động như hình bên dưới, cho biết số vòng quay động cơ là $n_{dc} = 1960$ vòng/phút. Số răng các bánh răng: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 50$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 65$, $Z_5 = 25$, $Z_6 = 45$, tỉ số truyền của bộ truyền xích $u_x = 2$. Xác định:

- Nguyên lý làm việc của bộ truyền và xác định chiều quay của thùng trộn. (0,75 điểm)
- Tỉ số truyền chung của hệ thống và số vòng quay thùng trộn (0,75 điểm)
- Phương và chiều các lực tác dụng lên các bánh răng. (1,0 điểm)



Bài làm

a/ Động cơ truyền chuyển động đến trục 1, bánh răng Z_1 quay $\Rightarrow Z_2$ quay do Z_2 cố định trục 2 nên trục 2 quay mà bánh răng Z_3 ăn khớp Z_4 nên trục 3 quay. Z_5 cố định trục 3 và ăn khớp Z_6 nên trục 4 quay. Trục 4 nối với bộ phận công tác bằng bộ truyền xích nên thùng trộn hoạt động.

b/ Số vòng quay thùng trộn

- Tỷ số truyền từ trục 1-2 : u_{12}

$$u_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{20} = 2.5$$

- Tỷ số truyền từ trục 2-3 : u_{23}

$$u_{23} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{65}{20} = 3.25$$

- Tỷ số truyền từ trục 3-4 : u_{34}

$$u_{34} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{45}{25} = 1.8$$

- Tỷ số truyền hệ thống

$$u = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot u_x = 2.5 \cdot 3.25 \cdot 1.8 \cdot 2 = 29.25$$

$$\text{Mà ta có } u = \frac{ndc}{nct} \Rightarrow n_{ct} = \frac{ndc}{u} = \frac{1960}{29.25} = 67 \text{ vòng/phút}$$

Vậy số vòng quay thùng trộn là 67 vòng/phút

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1. Định nghĩa

Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1

Công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1

- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng

Quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp

Chèn hình trong tài liệu về bánh răng dôi

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 5.1) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mối ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mối ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 . Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao

1.2 Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau (Hình 5.2)
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau (Hình 5.3)
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau (Hình 5.4)

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Truyền động bánh răng thường, đường tâm trục của tất cả các bánh răng đều cố định
- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay
- Theo phương của răng so với đường sinh
- Truyền động bánh răng thẳng (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng) (hình 5.2, Hình 5.3)

- Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong) (hình 5.7)
- Truyền động bánh răng chữ V (hình 5.8)
- Theo dạng ăn khớp
- Bộ truyền ăn khớp ngoài (hình 5.2; 5.3; 5.4)
- Bộ truyền ăn khớp trong (hình 5.5)

Theo dạng pôfin răng

- Truyền động bánh răng thân khai
 - Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xiclôit, sử dụng chủ
 - Yếu trong đồng hồ và dụng cụ đo.
 - Truyền động bánh răng Nôvikôv: Biên dạng răng là cung tròn, Nôvikov tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng (hình 5.9 a, b)
 - Truyền động bánh răng thân khai được dùng rộng rãi hơn cả, do răng được chế tạo bằng dụng cụ có cạnh thẳng, đảm bảo độ chính xác cao và không bị ảnh hưởng của sai số
 - Khoảng cách trục do đó không làm thay đổi qui luật chuyển động và tỉ số truyền

Theo dạng thay đổi chuyển động

- Truyền động bánh răng-bánh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động quay
- Truyền động bánh răng-thanh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại (hình 5.6)

Theo kết cấu

- Bộ truyền hở không được bôi trơn hoặc bôi trơn định kỳ, làm việc với vận tốc thấp;
- Bộ truyền kín được bôi trơn đầy đủ, làm việc với vận tốc trung bình hoặc cao

1.3 Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1 Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỉ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;

- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

2. Nhược điểm

- Chế tạo tương đối phức tạp.
- Đòi hỏi độ chính xác cao.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.
- Chịu va đập kém.

4. Phạm vi sử dụng

Bộ truyền bánh răng được sử dụng nhiều nhất so với các bộ truyền cơ khí khác. Nó được sử dụng trong hầu hết các loại máy. Truyền động bánh răng được ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí: từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng v.v

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.
- Tỷ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

II. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

(5.1)

N_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút); n_2 : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

Z_1 : số răng của bánh răng dẫn; Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn

III. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

- Bước răng trên đường kính vòng chia t : ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.
- Mô đun m : Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m

được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

$M = t/\square$ giá trị m được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

Dãy 1: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25

Dãy 2: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Ưu tiên chọn dãy 1

- Số răng bánh nhỏ Z_1 : nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.
- Số răng bánh lớn Z_2 : xác định từ tỉ số truyền
- Profil góc α_0 : $\alpha_0 = 14,5^\circ; 20^\circ, 25^\circ$ là thông số cơ bản của biên dạng răng.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo bảng 5.1

Bảng 5.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

IV. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Gọi $\square$ là góc nghiêng của răng (góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ). Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của $\square$; có điều kiện $8^\circ \leq \square \leq 20^\circ$ đối với bánh răng trụ răng nghiêng và $30^\circ \leq \square \leq 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V.

- Bước ngang p_t : là bước đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- Bước pháp p_n : là bước đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng,
- Môđun ngang m_t : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- Môđun pháp m_n : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng (hình 5.16). Ta có quan hệ: $p_n = p_t \cos \square$; $m_n = m_t \cos \square$
- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng $2 \div 3$ m/s) thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục (một trục phải để công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

Các thông số hình học chủ yếu

Φ_1, Φ_2 : góc mặt nón lăn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn, bánh bị dẫn.

Góc giữa hai trục: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$

Tỷ số truyền:

Các thông số hình học của bánh răng côn được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lớn và tiết diện trung bình.

- Các thông số hình học ở đáy lớn:
 - Môđun ở đáy lớn: m_S .
 - Chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 \cdot m_S \cdot \sqrt{Z_1}$
 - Chiều dài răng: $b = (0,3 \sim 0,33)L$
 - Đường kính vòng lăn (vòng chia): $d_1 = m_S \cdot Z_1$; $d_2 = m_S \cdot Z_2$
 - Đường kính vòng đỉnh: $d_{e1} = m_S \cdot (Z_1 + 2 \cos \varphi_1)$; $d_{e2} = m_S \cdot (Z_2 + 2 \cos \varphi_2)$
 - Đường kính vòng chân: $d_{f1} = m_S \cdot (Z_1 - 2,4 \cos \varphi_1)$; $d_{f2} = m_S \cdot (Z_2 - 2,4 \cos \varphi_2)$
 - Chiều cao răng: $h = 2,2 \cdot m_S$
- Các thông số ở tiết diện trung bình:
 - Môđun trung bình: m_{tb}
 - Đường kính trung bình: $d_{tb1} = m_{tb} \cdot Z_1 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_1$

$$d_{tb2} = m_{tb} \cdot Z_2 = 2(L - 0,5b) \sin \varphi_2$$

Lưu ý: do kích thước độ lớn của răng tỷ lệ với khoảng cách đến đỉnh các mặt nón nên

V. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng khi xét lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng, ta chỉ xét lực tác dụng lên bánh răng dẫn, trên bánh răng bị dẫn lực tác dụng ngược chiều và cùng độ lớn với lực trên bánh dẫn.

1. Lực pháp tuyến F_n : nằm trên mặt phẳng pháp trùng với mặt ngang và phân tích thành 2 thành phần là lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r

Với α gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường $\alpha = 20^\circ$

2 Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

3 Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng
- Giá trị: $Fr1 = Fr2 = Ft1.tg\alpha$

5.2 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, gồm có các lực tác dụng sau:

1. **Lực pháp tuyến F_n** : nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và phân tích thành 3 thành Phần F_t , F_r , F_a .

- Giá trị:

2. **Lực vòng F_t**

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

3.Lực hướng tâm F_r

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng
- Giá trị:

4.Lực dọc trục F_a

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm việc

5.3 Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, gồm có các lực tác dụng sau:

Hình 5.20. Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

1. **Lực vòng:** F_t1 tác dụng lên trục dẫn I, lực F_t2 tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương của F_t1 và F_t2 trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_t1 ngược với chiều quay $n1$, chiều của F_t2 cùng với chiều quay $n2$.
- Công thức

2. **Lực hướng tâm**

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: F_r1 tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_r2 vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

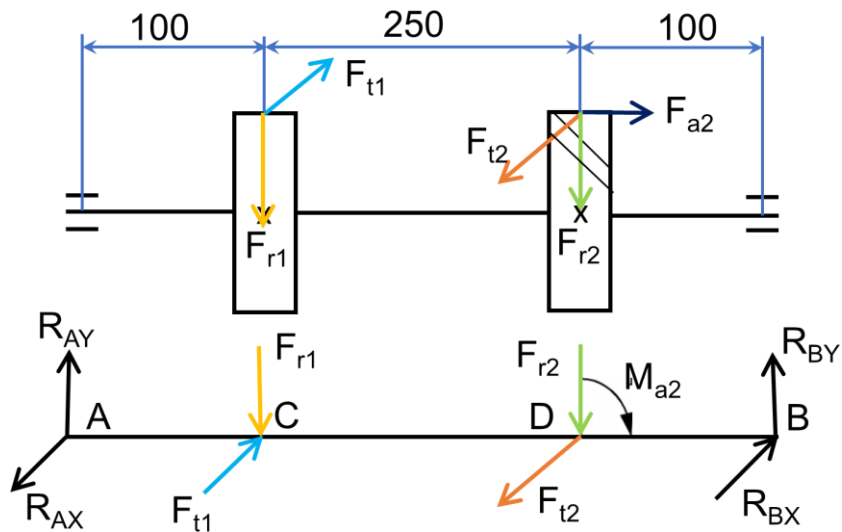
- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$. $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

3 Lực dọc trục

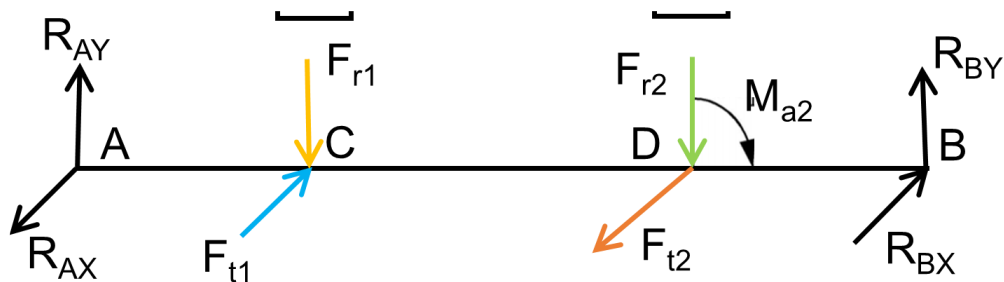
- Điểm đặt: vị trí ăn khớp
- Phương chiều: F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.
- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$.

Câu 4/ Cho trục trung gian chịu lực tác dụng như hình, ta thay trục bằng dầm sức bền tĩnh định bên dưới với phản lực tại hai gối giả định như hình. Cho giá trị các lực như sau: $F_{r1}=1500\text{N}$, $F_{t1}=4000\text{N}$, $F_{r2}=2000\text{N}$, $F_{t2}=6000\text{ N}$, $M_{a2}=80000\text{N.mm}$, moment xoắn $T=300000\text{Nmm}$ được truyền từ bánh răng 1 sang bánh răng 2.

- Viết phương trình cân bằng và tính phản lực tại gối A, B. (1,0 điểm)
- Vẽ biểu đồ moment xoắn uốn và tính giá trị moment M_X và M_Y tại C, D. (1,25 điểm)
- Tính moment tương đương và đường kính trục tại D khi $[\sigma] = 60\text{Mpa}$. (1,0 điểm)



Bài làm



a/Phương trình cân bằng lực tại A theo trục Y

$$\begin{aligned} M_{AX} &= -100F_{r1} - 350F_{r2} - M_{a2} + 450R_{BY} \\ &= -100 \cdot 1500 - 350 \cdot 2000 - 80000 + 450 \cdot R_{BY} = 0 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow R_{BY} = 2066,67 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng lực

$$\begin{aligned} F_X &= R_{AY} - F_{r1} - F_{r2} + R_{BY} \\ &= R_{AY} - 1500 - 2000 + 2066,67 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow R_{AY} = 1433,33 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng lực tại A theo trục X

$$\begin{aligned} M_{AY} &= 100F_{t1} - 350F_{t2} + 450R_{BX} \\ &= 100 \cdot 4000 - 350 \cdot 6000 + 450 \cdot R_{BX} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow R_{BX} = 3777,78 \text{ N}$$

Phương trình cân bằng lực

$$\begin{aligned} F_Y &= R_{AX} - F_{t1} + F_{t2} - R_{BX} \\ &= R_{AX} - 4000 + 6000 - 3777,78 = 0 \end{aligned}$$

$$\Rightarrow R_{AX} = 1777,78 \text{ N}$$

Vậy phản lực tại A và B là:

$$R_{AX} = 1777,78 \text{ N}$$

$$R_{AY} = 1433,33 \text{ N}$$

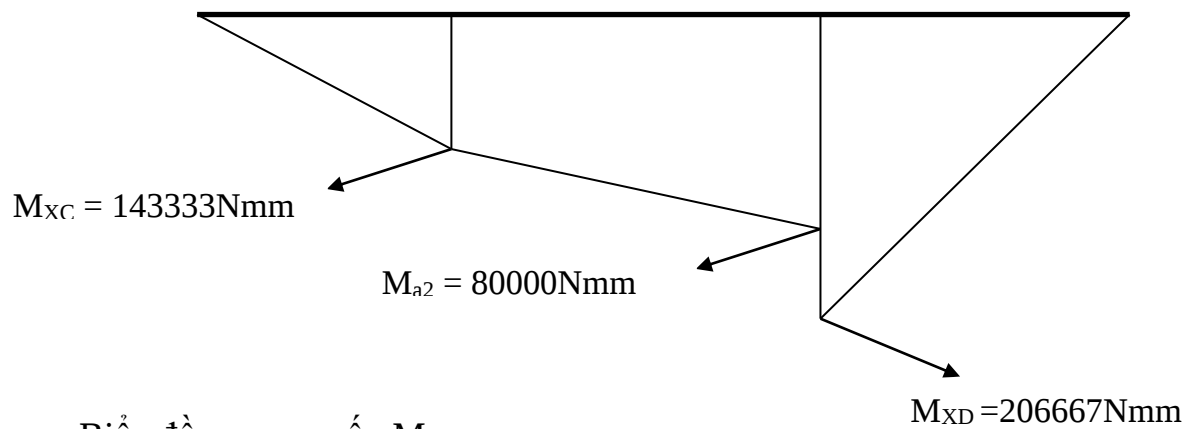
$$R_{BX} = 3777,78 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 2066,67 \text{ N}$$

b/ Biểu đồ moomen uốn M_X

$$M_{XC} = R_{AY} \cdot 100 = 1433,33 \cdot 100 = 143333 \text{ Nmm}$$

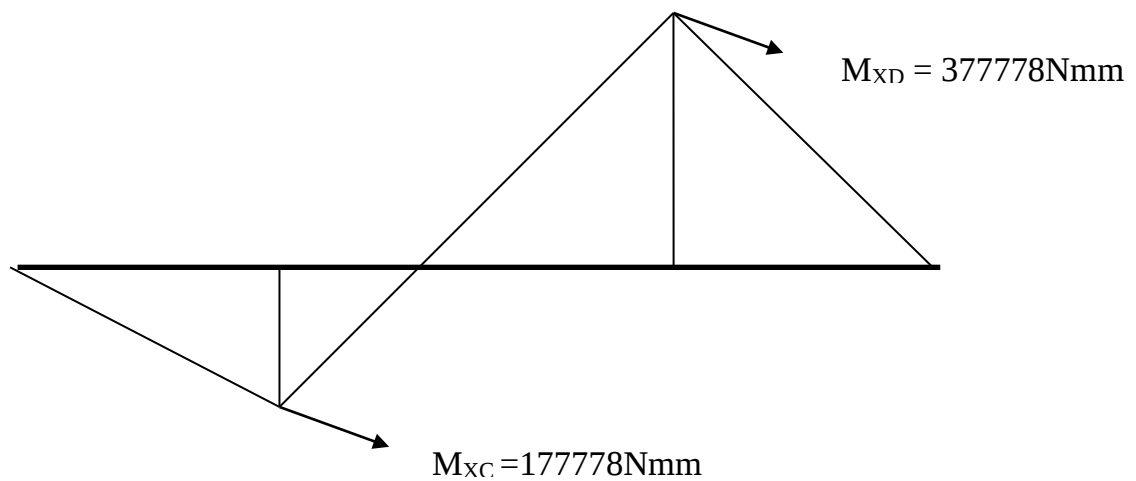
$$M_{XD} = R_{BY} \cdot 100 = 2066,67 \cdot 100 = 206667 \text{ Nmm}$$



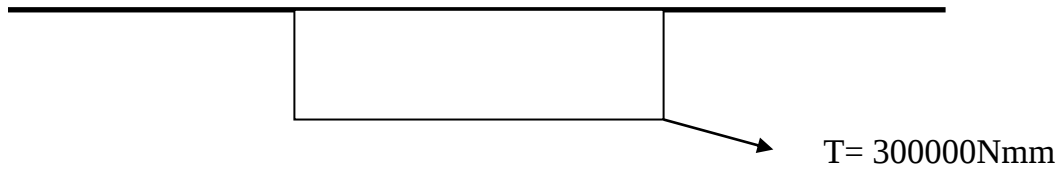
Biểu đồ momen uốn M_Y

$$M_{YC} = M_{AX} \cdot 100 = 1777,78 \cdot 100 = 177778 \text{ Nmm}$$

$$M_{YD} = M_{BX} \cdot 100 = 3777,78 \cdot 100 = 377778 \text{ Nmm}$$



Biểu đồ Momen xoắn T



c/ Momen tương đương tại D : M_D

$$\begin{aligned} M_D &= \sqrt{M_{DX}^2 + M_{DY}^2 + 0,75T^2} \\ &= \sqrt{206667^2 + 377778^2 + 0,75 \cdot 300000^2} \\ &= 502918,95 \text{ N} \end{aligned}$$

Điều kiện tại D

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_D}{0,1 \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{502918,95}{0,1 \cdot 60}} = 43,76$$

Do tại D lắp then nên

$$d_D \geq 43,76 + 0,05 \cdot 43,76$$

$$d_D \geq 45,948$$

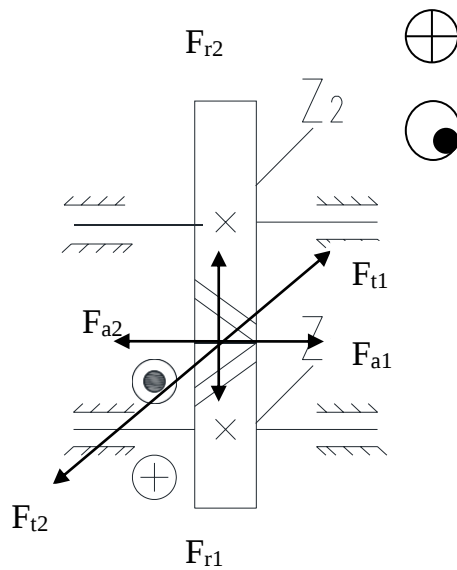
Vậy ta chọn $d_D = 48 \text{ mm}$

Câu 2/ Cho bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tiêu chuẩn ăn khớp ngoài như hình bên dưới truyền mô men xoắn $T_1 = 80000 \text{ Nmm}$, có khoảng cách trục $a_w = 340 \text{ mm}$, mô đun pháp tuyến $m_n = 5 \text{ mm}$, $Z_2 = 3,5 \cdot Z_1$; góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các bánh răng không dịch chỉnh.

Hãy xác định:

a. Số răng Z_1 , Z_2 và góc nghiêng răng β ? (1 điểm)

Lực tác dụng (phân tích và tính giá trị lực) lên cặp bánh răng trên đã cho. (1,25 điểm)



Bài làm

a/ Ta có khoảng cách trục a_w

Mà $Z_2 = 3,5Z_1$

$$a_w = \frac{mn(Z_1 + Z_2)}{2\cos\beta}$$

$$a_w = \frac{mn(Z_1 + 3,5Z_1)}{2\cos\beta}$$

$$\cos\beta = \frac{mn \cdot 4,5Z_1}{2 \cdot a_w} = \frac{5 \cdot 4,5 \cdot Z_1}{2 \cdot 340} / 1/$$

Mà ta có điều kiện $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \cos\beta \geq \cos 20^\circ$$

$$\rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{22,5Z_1}{680} \geq \cos 20^\circ$$

$$\rightarrow 29,9 \geq Z_1 \geq 28,4$$

Vậy ta chọn $Z_1 = 29$ răng

$$\text{Mà } Z_2 = 3,5Z_1 = 3,5 \cdot 29 = 101,5$$

Chọn $Z_2 = 102$ răng

Vậy $Z_1 = 29$ răng

$$Z_2 = 102 \text{ răng}$$

Thay Z_1 vào /1/ ta được

$$\cos\beta = \frac{5.4.5.z_1}{2..340} = \frac{22.5.29}{680} = 0,9595$$

$$\rightarrow \beta = 16,35^\circ$$

Vậy góc nghiêng răng $\beta = 16,35^\circ$

b/ Đường kính vòng chia

$$d_1 = \frac{m.n.z_1}{\cos\beta} = \frac{5.29}{0,9595} = 151,12 \text{ mm}$$

- Lực vòng F_t

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2.80000}{151,12} = 1058,76 \text{ N}$$

- Lực hướng tâm F_r

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\alpha}{\cos\beta} = \frac{1058,76 \cdot \tan 20}{0,9595} = 401,62 \text{ N}$$

- Lực dọc trục F_a

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan\beta = 1058,76 \cdot \tan 16,35 = 310,6 \text{ N}$$

END