

TRƯỜNG CAO ĐẲNG NGHỀ CÔNG NGHIỆP HÀ NỘI

Chủ biên: Nguyễn Xuân An
Đồng tác giả: Lê Ngọc Kính – Lê Thị Hoa
Nguyễn Thị Ngọc Anh



GIÁO TRÌNH
NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY
(Ban hành nội bộ)

Hà Nội – 2012

TUYÊN BỐ BẢN QUYỀN:

Giáo trình này sử dụng làm tài liệu giảng dạy nội bộ trong trường cao đẳng nghề Công nghiệp Hà Nội

Trường Cao đẳng nghề Công nghiệp Hà Nội không sử dụng và không cho phép bất kỳ cá nhân hay tổ chức nào sử dụng giáo trình này với mục đích kinh doanh.

Mọi trích dẫn, sử dụng giáo trình này với mục đích khác hay ở nơi khác đều phải được sự đồng ý bằng văn bản của trường Cao đẳng nghề Công nghiệp Hà Nội

LỜI GIỚI THIỆU

Môn học Nguyên lý – Chi tiết máy là nội dung không thể thiếu trong nhiều chương trình đào tạo nghề cơ khí. Môn học có sự gắn kết chặt chẽ giữa lý thuyết với thực nghiệm, là khâu nối giữa phần bồi dưỡng kiến thức khoa học cơ bản với bồi dưỡng kiến thức chuyên môn.

Vì vậy, giáo trình *Nguyên lý – Chi tiết máy* được biên soạn để làm tài liệu học tập cho sinh viên ngành cơ khí trình độ cao đẳng nghề, đồng thời làm tài liệu để giảng dạy và tham khảo. Giáo trình cung cấp những kiến thức cơ sở cho người học về nguyên lý cấu tạo, động học, động lực học của cơ cấu và máy; những vấn đề cơ bản trong thiết kế chi tiết máy; tính toán, thiết kế, kiểm nghiệm các chi tiết máy hoặc bộ phận máy thông dụng đơn giản. Tuy nhiên, nội dung của giáo trình được lược bớt những phần mang tính chất tham khảo về mặt lý thuyết và bổ sung những kiến thức mang tính chất thực tế ứng dụng để phù hợp với trình độ đào tạo nghề.

Nội dung giáo trình được chia làm hai phần:

- Phần 1: Nguyên lý máy (gồm 6 chương)
- Phần 2: Chi tiết máy (gồm 10 chương)

Tác giả xin chân thành cảm ơn sự giúp đỡ quý báu của các đồng nghiệp trong quá trình biên soạn. Để giáo trình ngày càng hoàn thiện hơn, rất mong nhận được ý kiến đóng góp của các đọc giả.

Hà Nội, ngày 30 tháng 8 năm 2012

Tham gia biên soạn

1. Chủ biên: **Nguyễn Xuân An**
2. Các Giáo viên tổ lý thuyết cơ sở

MỤC LỤC

PHẦN 1: NGUYÊN LÝ MÁY.....	6
BÀI MỞ ĐẦU	6
1. Vị trí của môn học.....	6
2. Đối tượng nghiên cứu.....	6
3. Nội dung nghiên cứu của môn học	7
4. Phương pháp nghiên cứu môn học.....	7
CHƯƠNG 1: CẤU TẠO CƠ CẤU	8
1.Những khái niệm cơ bản.....	9
2. Bậc tự do của cơ cấu	14
3. Xếp loại cơ cấu phẳng theo cấu trúc	19
CHƯƠNG 2: ĐỘNG HỌC CƠ CẤU.....	24
1. Mục đích, nhiệm vụ và phương pháp nghiên cứu	24
2 Phân tích động học cơ cấu phẳng loại 2 bằng phương pháp vẽ hoạ đồ.....	25
CHƯƠNG 3: PHÂN TÍCH LỰC CƠ CẤU PHẪNG.....	32
1. Khái niệm.....	33
2. Hợp lực quán tính.....	37
3. Xác định phản lực khớp động trên nhóm A-xua loại 2.....	39
4. Lực ma sát.....	41
2. Phương trình chuyển động của máy.....	43
CHƯƠNG 4: ĐỘNG LỰC HỌC MÁY	44
1. Khái niệm chung	44
3. Chuyển động thực của máy	49
CHƯƠNG 5: CƠ CẤU KHỚP LOẠI THẤP	52
1. Khái niệm.....	52
2. Đặc điểm chuyển động.....	56
3. Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá	58
CHƯƠNG 6: CƠ CẤU KHỚP LOẠI CAO	60
1. Khái niệm chung	62

2. Cơ cấu cam.....	62
3. Cơ cấu bánh răng.....	70
4. Hệ bánh răng	82
5. Cơ cấu các đăng	85
PHẦN 2: CHI TIẾT MÁY	90
CHƯƠNG 1 : MỐI GHÉP ĐINH TÁN.....	90
1. Khái niệm chung	90
2. Điều kiện làm việc của mối ghép.....	93
3. Tính toán mối ghép đinh tán.	93
CHƯƠNG 2 : MỐI GHÉP HÀN.....	95
1. Khái niệm chung	96
2. Vật liệu và ứng suất cho phép.....	98
3. Tính toán mối ghép hàn.	101
CHƯƠNG 3 : MỐI GHÉP THEN VÀ TRỤC THEN	104
1. Định nghĩa và phân loại mối ghép then	105
2. Ưu, nhược điểm của mối ghép then.....	107
3. Tính toán mối ghép then bằng	108
CHƯƠNG 4 : MỐI GHÉP REN.....	108
1. Khái niệm chung	109
2. Các biện pháp chống tháo lỏng mối ghép ren	114
3. Tính bu lông (vít)	115
CHƯƠNG 5 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	120
1. Khái niệm chung	121
2. Kết cấu các loại đai	123
3. Những vấn đề cơ bản trong lý thuyết truyền động đai.....	126
4. Tính toán bộ truyền động đai.....	131
5. Kết cấu bánh đai.....	132
6. Trình tự thiết kế bộ truyền đai	133
CHƯƠNG 6 : BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG.....	140
1. Khái niệm chung	141
2. Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.	148

3. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.....	153
4. Bộ truyền bánh răng nón.	157
5. Vật liệu, bôi trơn và ứng suất cho phép.	160
CHƯƠNG 7: TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT.....	176
1. Khái niệm chung.	177
2. Những thông số động học của bộ truyền.....	179
3. Các dạng hỏng và các chỉ tiêu tính toán bộ truyền.....	181
4. Vật liệu và ứng suất cho phép.....	182
5. Hiệu suất và bôi trơn.	184
6. Trình tự thiết kế bộ truyền.....	185
CHƯƠNG 8: TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	187
1. Khái niệm chung.	188
2. Những thông số cơ bản của truyền động xích.....	191
3. Các dạng hỏng của bộ truyền xích.....	192
4. Tính toán bộ truyền xích.....	193
5. Trình tự thiết kế bộ truyền xích	193
CHƯƠNG 9: TRỤC	195
1. Khái niệm chung.	196
2. Các dạng hỏng trục – Vật liệu chế tạo trục.	198
3. Tính toán trục.....	199
CHƯƠNG 10: Ổ TRỤC	201
1. Ổ trượt.....	202
2. Ổ lăn.....	206
TRẢ LỜI CÁC CÂU HỎI VÀ BÀI TẬP	212

NGUYÊN LÝ - CHI TIẾT MÁY

Mã mô đun: MH 13

Vị trí, tính chất, ý nghĩa, vai trò của mô đun:

- Vị trí:

+ Môn học Nguyên Lý-Chi Tiết Máy được bố trí sau khi sinh viên đã học xong tất cả các môn học, mô-đun: vẽ kỹ thuật, vật liệu cơ khí, cơ lý thuyết, sức bền vật liệu, Autocad, dung sai-đo lường kỹ thuật.

+ Môn học bắt buộc trước khi sinh viên học các môn học chuyên môn.

- Tính chất:

+ Là môn học kỹ thuật cơ sở bắt buộc, vừa mang tính chất lý thuyết và thực nghiệm.

+ Là môn học giúp cho sinh viên có khả năng tính toán, thiết kế, kiểm nghiệm các chi tiết máy hoặc bộ phận máy thông dụng đơn giản.

Mục tiêu của mô đun:

- Nêu lên được tính chất, công dụng một số cơ cấu và bộ truyền cơ bản trong các bộ phận máy thường gặp.

- Phân biệt được cấu tạo, phạm vi sử dụng, ưu khuyết điểm của các chi tiết máy thông dụng để lựa chọn và sử dụng hợp lý.

- Phân tích động học các cơ cấu và bộ truyền cơ khí thông dụng.

- Xác định được các yếu tố gây ra các dạng hỏng đề ra phương pháp tính toán, thiết kế hoặc thay thế, có biện pháp sử lý khi lựa chọn kết cấu, vật liệu để tăng độ bền cho các chi tiết máy.

- Vận dụng những kiến thức của môn học tính toán, thiết kế, kiểm nghiệm các chi tiết máy hoặc bộ phận máy thông dụng đơn giản.

- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Phần 1: NGUYÊN LÝ MÁY

BÀI MỞ ĐẦU

Mã chương/ bài: MH13-0

Mục tiêu:

- Xác định được đối tượng nghiên cứu của môn học.
- Nắm được phương pháp nghiên cứu.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Vị trí của môn học.
2. Đối tượng nghiên cứu.
3. Nội dung nghiên cứu của môn học
4. Phương pháp nghiên cứu môn học

1. Vị trí của môn học

+ Môn học Nguyên Lý-Chi Tiết Máy được bố trí sau khi sinh viên đã học xong tất cả các môn học, mô-đun: vẽ kỹ thuật, vật liệu cơ khí, cơ lý thuyết, sức bền vật liệu, Autocad, dung sai–đo lường kỹ thuật.

+ Môn học bắt buộc trước khi sinh viên học các môn học chuyên môn.

2. Đối tượng nghiên cứu

Đối tượng nghiên cứu của môn học này là máy và cơ cấu: Cơ cấu là tập hợp những vật thể chuyển động theo quy luật xác định có nhiệm vụ biến đổi hay truyền chuyển động. Máy là tập hợp một số những cơ cấu có nhiệm vụ biến đổi hoặc sử dụng cơ năng để làm ra công có ích.

- Điểm giống nhau căn bản giữa máy và cơ cấu là chuyển động của cơ cấu và máy đều có quy luật xác định.

- Điểm khác nhau căn bản là cơ cấu chỉ biến đổi hoặc truyền chuyển động, còn máy biến đổi hoặc sử dụng năng lượng.

Ngày nay, trong kỹ thuật cơ cấu đã được dùng có số lượng rất lớn. Việc xếp loại cơ cấu một cách khoa học, chỉ ra được tính hệ thống của chúng là rất quan trọng. Trên cơ sở xếp loại của các cơ cấu, người ta chỉ cần nghiên cứu những cơ cấu điển hình cho mỗi loại, là có thể coi như nghiên cứu được tất cả các cơ cấu.

Cơ cấu có thể được phân loại theo chức năng làm việc, cấu trúc hình học, chuyển động của các khâu, vv... Chương 1 sẽ giới thiệu cách xếp loại cơ cấu theo cấu trúc hình học, đó là phương pháp xếp loại có tính hệ thống cao nhất.

3. Nội dung nghiên cứu của môn học

Môn học Nguyên lý máy nghiên cứu vấn đề chuyển động và điều khiển chuyển động của cơ cấu và máy. Ba vấn đề chung của các loại cơ cấu và máy mà môn học Nguyên lý máy nghiên cứu là vấn đề về cấu trúc, động học và động lực học.

Ba vấn đề nêu trên được nghiên cứu dưới dạng hai bài toán: bài toán phân tích và bài toán tổng hợp.

- Bài toán phân tích cấu trúc nhằm nghiên cứu các nguyên tắc cấu trúc của cơ cấu và khả năng chuyển động của cơ cấu tùy theo cấu trúc của nó.

- Bài toán phân tích động học nhằm xác định chuyển động của các khâu trong cơ cấu, khi không xét đến ảnh hưởng của các lực mà chỉ căn cứ vào quan hệ hình học của các khâu.

- Bài toán phân tích động lực học nhằm xác định lực tác động lên cơ cấu và quan hệ giữa các lực này với chuyển động của cơ cấu.

4. Phương pháp nghiên cứu môn học

Bên cạnh các phương pháp của môn học Cơ học lý thuyết, để nghiên cứu các vấn đề động học và động lực học của cơ cấu, người ta sử dụng các phương pháp sau đây:

+ Phương pháp đồ thị (phương pháp vẽ - dựng hình)

+ Phương pháp giải tích

Ngoài ra, các phương pháp thực nghiệm cũng có một ý nghĩa quan trọng trong việc nghiên cứu các bài toán về Nguyên lý máy.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày được vị trí và đối tượng nghiên cứu của môn học Nguyên lý máy?
2. Trình bày được nội dung nghiên cứu và phương pháp nghiên cứu của môn học Nguyên lý máy?

Chương 1: CẤU TẠO CƠ CẤU

Mã chương/ bài: MH13-1

Mục tiêu:

- + Xác định được bậc tự do của cơ cấu.
- + Phân tích được và xếp loại cơ cấu phẳng.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Những khái niệm cơ bản.
 - 1.1. Khâu.
 - 1.2. Bậc tự do của khâu.
 - 1.2.1 Định nghĩa
 - 1.2.2 Bậc tự do của khâu trong không gian
 - 1.2.3 Bậc tự do của khâu trên mặt phẳng
 - 1.3. Nối động và khớp động
 - 1.3.1 Nối động các khâu
 - 1.3.2 Thành phần khớp động và khớp động
 - 1.3.3 Phân loại khớp động
 - 1.3.4. Lược đồ khớp động
 - 1.3.5. Lược đồ khâu và kích thước động của khâu
 - 1.4. Chuỗi động và cơ cấu
 - 1.4.1. Chuỗi động
 - 1.4.2 Cơ cấu
2. Bậc tự do của cơ cấu
 - 2.1. Khái niệm về số bậc tự do của cơ cấu
 - 2.2 Công thức tính bậc tự do cơ cấu
 - 2.2.1. Công thức tính bậc tự do cơ cấu
 - 2.2.2 Công thức tính bậc tự do cơ cấu không gian
 - 2.2.3 Công thức tính bậc tự do cơ cấu phẳng
 - 2.3 Bậc tự do thừa và công thức tổng quát tính bậc tự do cơ cấu không gian
 - 2.4. Khâu dẫn và ý nghĩa của bậc tự do
3. Xếp loại cơ cấu phẳng theo cấu trúc

- 3.1 Nguyên lý tạo thành cơ cấu của Axua
- 3.2 Xếp loại nhóm Axua
 - 3.2.1 Nhóm Axua
 - 3.2.2 Phân loại nhóm Axua
- 3.3. Xếp loại cơ cấu
 - 3.3.1 Nguyên tắc xếp loại cơ cấu
 - 3.3.2 Nguyên tắc tách nhóm Axua
 - 3.3.3. Thay thế khớp cao loại 4 bằng khớp thấp loại 5

1. Những khái niệm cơ bản

Mục tiêu:

- Trình bày được định nghĩa khâu, bậc tự do của khâu, nối động, khớp động, thành phần khớp động, chuỗi động và cơ cấu;
- Xác định được số bậc tự do của khâu trong không gian và khâu phẳng;
- Vẽ được lược đồ khớp động của các khớp thông dụng.
- Chủ động tích cực trong học tập

1.1. Khâu

Trong cơ cấu/ máy có những bộ phận có chuyển động tương đối đối với nhau, mỗi bộ phận có chuyển động riêng biệt này được gọi là khâu. Khâu có thể là một tiết máy hoặc nhiều tiết máy được ghép cứng lại với nhau. Khâu cũng có thể là vật rắn biến dạng (lò so), vật rắn không biến dạng (pít tông), vật rắn dạng dây dẻo (dây đai), hay chất lỏng hoặc khí.

Trong chương trình này, cơ cấu/ máy được nghiên cứu với giả thiết các khâu của chúng là vật rắn không biến dạng.

1.2. Bậc tự do của khâu

1.2.1. Định nghĩa

- Bậc tự do giữa hai khâu là khả năng chuyển động độc lập giữa hai khâu đó khâu đó.

- Số bậc tự do giữa hai khâu là số khả năng chuyển động độc lập giữa hai khâu đó khâu đó.

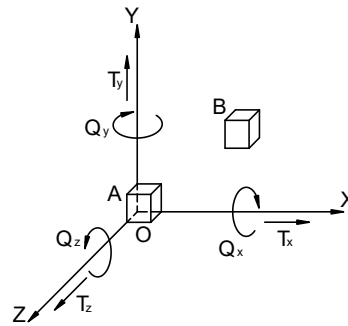
1.2.2. Bậc tự do của khâu trong không gian

Xét hai khâu A và B để rời nhau trong không gian, hình 1.1.

Gắn cho khâu A một hệ qui chiếu OXYZ. Khâu A được coi là đứng yên (còn được gọi là giá) và khâu B chuyển động tương đối đối với khâu A trong hệ qui chiếu này, (khâu B còn được gọi là khâu động).

Xét theo các trục OX, OY, OZ, khâu B có những chuyển động tương đối đối với khâu A như sau:

- Ba chuyển động tịnh tiến theo các trục tương ứng: T_x , T_y , T_z .
- Ba chuyển động quay quanh các trục tương ứng: Q_x , Q_y , Q_z .



Hình 1.1

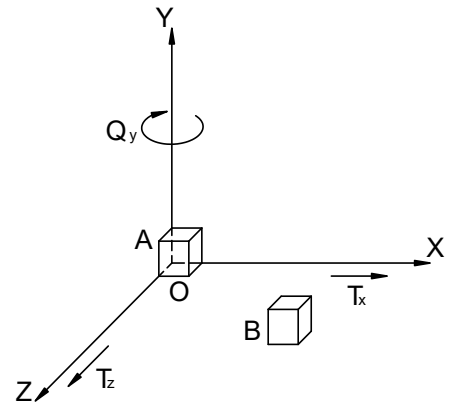
Các chuyển động trên hoàn toàn độc lập với nhau và mỗi khả năng chuyển động độc lập này được gọi là một bậc tự do.

Như vậy giữa hai khâu để rời nhau trong không gian có 6 bậc tự do. Nếu có n_1 khâu động để rời nhau trong không gian thì so với 1 khâu (giá) sẽ có $6(n_1-1)$ bậc tự do.

1.2.3 Bậc tự do của khâu trên mặt phẳng

Nếu khâu A và B để rời nhau trên cùng một mặt phẳng;

Ví dụ: Mặt phẳng Oxz, (hình 1.2) khâu B chỉ còn lại ba khả năng chuyển động tương đối với khâu A: Q_y , T_x , T_z . Như vậy giữa hai khâu để rời trên cùng một mặt phẳng có 3 bậc tự do. Nếu có n_1 khâu động để rời nhau trên cùng một mặt phẳng, thì so với khâu giá sẽ có $3(n_1-1)$ bậc tự do.



Hình 1.2

1.3. Nối động và khớp động

1.3.1 Nối động các khâu

Muốn từ các khâu để rời nhau có chuyển động không xác định đối với nhau tạo thành cơ cấu, (các khâu có chuyển động tương đối xác định đối với nhau), phải hạn chế bớt số bậc tự do tương đối giữa chúng. Muốn vậy phải nối động các khâu lại với nhau.

Nối động các khâu là hình thức bắt các khâu luôn tiếp xúc với nhau, theo một quy cách nhất định trong quá trình chuyển động, nhằm làm giảm bớt số bậc tự do giữa chúng.

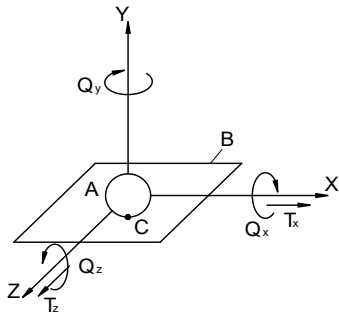
1.3.2 Thành phần khớp động và khớp động

- Thành phần khớp động là chỗ tiếp xúc trên mỗi khâu khi nối động
- Khớp động: hai thành phần khớp động trong một mối ghép động tạo thành một khớp động.

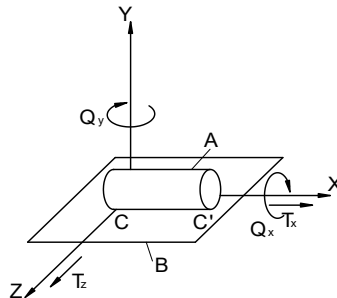
Ví dụ 1: Cho một khâu là quả cầu A tiếp xúc với một khâu là mặt phẳng B (hình 1.3). Trong quá trình chuyển động, với hình thức nối động này đã tạo ra một khớp động C, mà hai thành phần khớp động là hai tiếp điểm: CA và CB, (điểm CA thuộc khâu A và điểm CB thuộc khâu B). Khớp C hạn chế được một bậc tự do đó là T_y .

Ví dụ 2: Cho một khâu là hình trụ A tiếp xúc với một khâu là mặt phẳng B, (hình 1.4). Trong quá trình chuyển động, với hình thức nối động này đã tạo ra một khớp động CC', mà hai thành phần khớp động là hai đoạn thẳng: CAC'A và CBC'B, (đoạn thẳng CAC'A thuộc khâu A và đoạn thẳng CBC'B thuộc khâu B). Khớp CC' hạn chế được hai bậc tự do đó là T_y và Q_z .

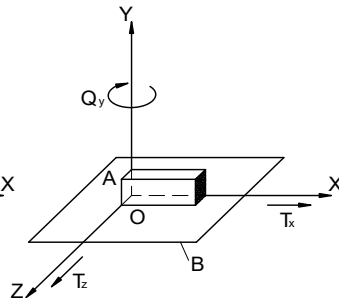
Ví dụ 3: Cho một khâu là hình hộp A tiếp xúc với một khâu là mặt phẳng B, (hình 1.5) Trong quá trình chuyển động, với hình thức nối động này đã tạo ra một khớp động, mà thành phần khớp động là hai mặt phẳng tiếp xúc: một mặt phẳng thuộc khâu A và một mặt phẳng thuộc khâu B. Khớp động này hạn chế được ba BẬC TỰ DO đó là T_y , Q_x , Q_z .



Hình 1.3



Hình 1.4



Hình 1.5

1.3.3 Phân loại khớp động

Khớp động được phân loại theo tính chất tiếp xúc hoặc theo số bậc tự do bị hạn chế.

a. Phân loại khớp động theo tính chất tiếp xúc

- Khớp loại cao (khớp cao): là các khớp động có thành phần khớp động là điểm hoặc đường, (Khớp động tại ví dụ 1 và ví dụ 2)

- Khớp loại thấp (khớp thấp): là các khớp động có thành phần khớp động là mặt (mặt cầu, mặt trụ, hoặc mặt phẳng). Khớp động tại ví dụ 3 là khớp thấp vì có thành phần khớp động là mặt phẳng.

b. Phân loại Khớp động theo số bậc tự do bị hạn chế hay số ràng buộc

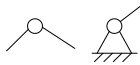
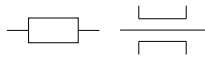

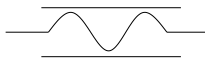
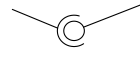
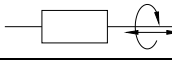
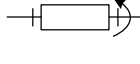
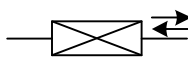
Có 5 loại khớp động:

- Khớp loại 1; hạn chế được 1 bậc tự do, hay có 1 ràng buộc, (khớp C, ví dụ 1).
- Khớp loại 2; hạn chế được 2 bậc tự do, hay có 2 ràng buộc,(khớp tại ví dụ 2).
- Khớp loại 3; hạn chế được 3 bậc tự do, hay có 3 ràng buộc, (khớp tại ví dụ 3).
- Khớp loại 4; hạn chế được 4 bậc tự do, hay có 4 ràng buộc, (ví dụ khớp trụ).
- Khớp loại 5; hạn chế được 5 bậc tự do, hay có 5 ràng buộc, (ví dụ khớp bản lề)

1.3.4. Lược đồ khớp động

Để đơn giản cho việc vẽ hình, các khớp động được vẽ dưới dạng lược đồ qui ước. Sau đây là một số lược đồ khớp động thường hay dùng trong kỹ thuật:

Bảng 1: Một số lược đồ khớp động thường dùng trong kỹ thuật

Stt	Tên KĐ	Loại KĐ phẳng	Số RB	Lược đồ KĐ
1	Khớp bản lề (khớp quay)	Khớp thấp loại 5	5	
2	Khớp trượt (khớp tịnh tiến)	Khớp thấp loại 5	5	
3	Khớp cao phẳng	Khớp cao loại 4	4	
4	Khớp vít	Khớp thấp loại 5	5	
Stt	Tên KĐ	Loại KĐ không gian	Số RB	Lược đồ KĐ
6	Khớp cầu	Khớp thấp loại 3	3	
7	Khớp trụ	Khớp thấp loại 4	4	
8	Khớp trụ quay	Khớp thấp loại 5	5	
9	Khớp tịnh tiến	Khớp thấp loại 5	5	

1.3.5. Lược đồ khâu và kích thước động của khâu

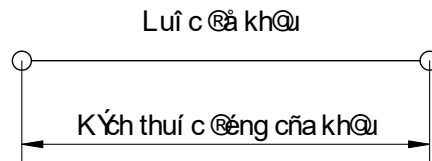
a. Kích thước động của khâu

Kích thước động của khâu là thông số xác định vị trí tương đối giữa các thành phần khớp động trên cùng một khâu.

Ví dụ: Thanh truyền trong động cơ đốt trong được nối với tay quay và pít tông bằng hai khớp bản lề. Các thành phần khớp động trên thanh truyền là các mặt trụ trong của các bạc biên có đường trục song song với nhau. Kích thước động của thanh truyền này là chiều dài khoảng cách giữa hai đường trục của hai bạc biên.

b. Lược đồ khâu

Để đơn giản hoá trong việc vẽ hình, các khâu được biểu diễn dưới dạng lược đồ. Lược đồ khâu phải thể hiện được đầy đủ các khớp động và kích thước động của khâu.



Hình 1.6: Lược đồ của khâu thanh truyền trong cơ cấu động cơ đốt trong.

1.4. Chuỗi động và cơ cấu

1.4.1. Chuỗi động

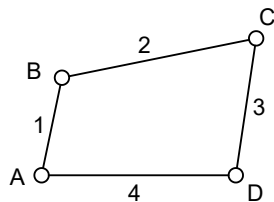
* Định nghĩa: Nhiều khâu nối động với nhau tạo thành một chuỗi động

* Phân loại

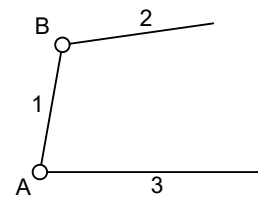
- Phân loại theo cấu trúc hình học có hai loại chuỗi động : chuỗi động kín và chuỗi động hở.

+ Chuỗi động kín là chuỗi động trong đó có các khâu được nối động với ít nhất hai khâu khác; tức là tham gia ít nhất 2 khớp động, (hình 1.7)

+ Chuỗi động hở (hình.1.8) là chuỗi động trong đó có các khâu chỉ được nối động với một khâu khác; tức là chỉ tham gia một khớp động.



Hình 1.7



Hình 1.8

- Phân loại theo chuyển động có hai loại chuỗi động: chuỗi động phẳng và chuỗi động không gian.

+ Chuỗi động phẳng là: chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trên cùng một mặt phẳng hoặc trên những mặt phẳng song song với nhau. (hình 1.7, hình 1.8)

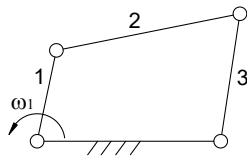
+ Chuỗi động không gian là: chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trên những mặt phẳng không song song với nhau (chéo nhau hoặc giao nhau). (hình 1.9)

1.4.2 Cơ cấu

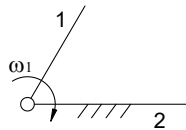
Định nghĩa: Cơ cấu là một chuỗi động có một khâu được lấy làm hệ qui chiếu gọi là giá và các khâu còn lại gọi là khâu động có chuyển động xác định trong hệ qui chiếu này.

Lưu ý: thực tế khâu gọi là giá có thể cố định (như vỏ máy hoặc móng máy) hoặc không cố định, khi xét chuyển động các khâu với giá, giá được xem là cố định.

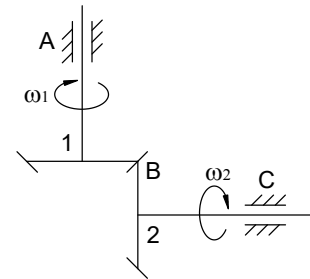
Ví dụ



Hình 1.10



Hình 1.11



Hình 1.12

Hình 1.10 Cơ cấu phẳng đóng kín

Hình 1.11 Cơ cấu phẳng hở

Hình 1.12 Cơ cấu không gian.

2. Bậc tự do của cơ cấu

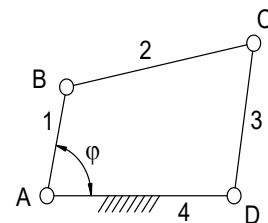
Mục tiêu:

- Trình bày được khái niệm về bậc tự do của cơ cấu, bậc tự do thừa;
- Viết được công thức tính bậc tự do của cơ cấu phẳng và cơ cấu không gian;
- Tính được số bậc tự do của cơ cấu phẳng;
- Trình bày được định nghĩa khâu dẫn và ý nghĩa của bậc tự do của cơ cấu;
- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng phân tích logic.

2.1. Khái niệm về số bậc tự do của cơ cấu

Số bậc tự do của cơ cấu là số quy luật truyền chuyển động độc lập có thể của cơ cấu.

Cụ thể hơn, nói theo thông số vị trí là: số bậc tự do của cơ cấu là số thông số vị trí cần phải cho trước



Hình 1.13

để xác định hoàn toàn vị trí của tất cả các khâu trong cơ cấu.

Ví dụ: Cho cơ cấu bốn khâu bản lề (hình 1.13) góc φ là góc giữa khâu AB với giá, khi cho φ một giá trị xác định thì khâu AB cũng có một vị trí xác định, từ đó vị trí của các khâu còn lại cũng hoàn toàn xác định. Ta nói cơ cấu này có một bậc tự do.

2.2 Công thức tính bậc tự do cơ cấu

2.2.1. Công thức tính bậc tự do cơ cấu

Công thức tính bậc tự do cơ cấu sẽ có dạng như sau:

$$W = W_0 - R$$

Trong đó: W - là số bậc tự do cơ cấu ;

W_0 - là tổng số bậc tự do của các khâu động khi còn để rời nhau đối với hệ qui chiếu gắn liền với giá ;

R - là tổng số ràng buộc của các khớp động trong cơ cấu.

2.2.2 Công thức tính bậc tự do cơ cấu không gian

* Xét cơ cấu gồm giá cố định và n khâu động.

Do mỗi khâu động khi để rời sẽ có 6 bậc tự do nên tổng số bậc tự do của n khâu động: $W_0 = 6n$

Để tính bậc tự do cơ cấu sẽ chúng ta phải tính được R

* Đối với các cơ cấu mà lược đồ không có một đa giác nào cả, tức là không có khớp nào là khớp đóng kín, sau khi nối n khâu động lại với nhau và với giá bằng P_j khớp loại j , thì tổng số ràng buộc của các khớp động trong cơ cấu được xác định như sau:

$$R = \sum_j^5 j.P_j = 1P_1 + 2P_2 + 3P_3 + 4P_4 + 5P_5$$

Với P_j - là số khớp loại j trong cơ cấu.

j - là chỉ số bằng số ràng buộc của khớp động loại j .

Ví dụ 1: cơ cấu rô to, (hình 1.14)

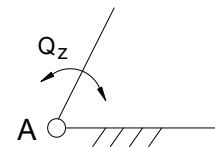
Có $n = 1$ (vì có 1 khâu động),

$$P_j = P_5 = 1 \text{ (khớp quay A loại 5)}$$

$$j = 5 \text{ (khớp A có 5 ràng buộc)}$$

$$W = W_0 - R = 6n - 5P_5 = 6.1 - 5.1 = 1$$

Như vậy cơ cấu có 1 bậc tự do hay nói một cách khác là có một khả năng chuyển động; (Q_z).



Hình 1.14

* Đối với các cơ cấu mà lược đồ là một hay một số đa giác đóng kín, hoặc đối với một số cơ cấu có cấu trúc hình học đặc biệt, những yếu tố hình học này cũng có ảnh hưởng tới việc xác định tổng số ràng buộc R trong cơ cấu, ta phải xét đến các ràng buộc trùng R_{tr} và ràng buộc thừa R_{th} trong công thức tính bậc tự do. Khi đó:

$$R = \sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} - R_{th}$$

$$W = 6 \cdot n - \left(\sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} - R_{th} \right)$$

Ví dụ 2: Xét cơ cấu (hình 1.15)

Cơ cấu này có lược đồ động là một tứ giác, do đó cơ cấu có một khớp đóng kín. Có thể chọn tùy ý một trong bốn khớp động làm khớp đóng kín. Giả sử chọn khớp D làm khớp đóng kín và các khâu 3,2,1,4 đã được nối động với nhau lần lượt bởi các khớp bản lề C,B,A, riêng khớp đóng kín D chưa được nối, xem (hình 1.16)

Các khâu 3 và 4 hiện tại chưa được nối động trực tiếp với nhau, nhưng đã được nối động gián tiếp qua các khâu 1 và 2 và các khớp động: A,B,C. Sự nối động gián tiếp này đã hạn chế một số bậc tự do (T_z, Q_y, Q_x), tức là đã tạo ra cho hai khâu 3 và 4 này một số ràng buộc gián tiếp đó là: T_z, Q_y, Q_x .

Nếu khâu 3 và 4 được nối động trực tiếp với nhau bằng khớp quay D (hình 1.15) thì giữa khâu 3 và 4 có 5 ràng buộc là T_x, T_y, T_z, Q_x, Q_y . Như vậy có 3 ràng buộc trùng nhau giữa các ràng buộc trực tiếp và các ràng buộc gián tiếp là T_z, Q_y, Q_x . được gọi là ràng buộc trùng và kí hiệu là R_{tr} . Công thức tính không phân biệt được các ràng buộc này dẫn đến số ràng buộc tính lớn hơn số ràng buộc thực R_{tr} .

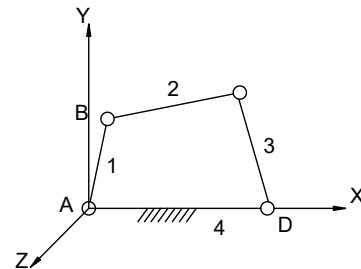
Vậy $n = 3$, $P_5 = 4$, $R_{tr} = 3$; (cơ cấu có một khớp khép kín).

Áp dụng công thức: $W = 6 \cdot n - \left(\sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} \right) = 6 \cdot 3 - (5 \cdot 4 - 3) = 1$

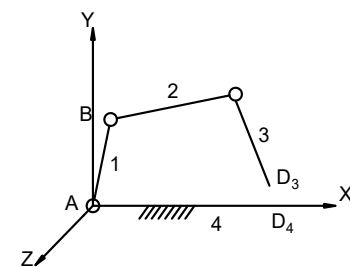
$W = 1$; tức là có một khả năng chuyển động, đó là chuyển động quay Q_z .

Ví dụ 3: Xét cơ cấu hình bình hành (hình 1.17a), hình bình hành này gồm có 4 khâu động (khâu 1,2,3,5) và 6 khớp bản lề (A, B, C, D, E, F). Tất cả các khớp động đều có đường tâm trục song song với nhau. Ngoài ra còn có:

$$AB = DC, AE = DF, AD = BC = EF$$



Hình 1.15



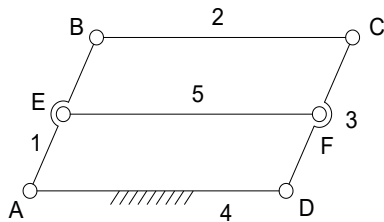
Hình 1.16

và có hai khớp động đóng vai trò khớp khớp kín (có thể chọn khớp D và F); vì lược đồ động của cơ cấu gồm hai đa giác: ABCD và AEFD.

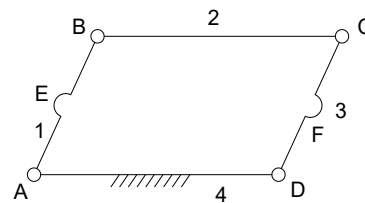
Áp dụng công thức tính bậc tự do cho cơ cấu ta có:

$$W = 6 \cdot n - \left(\sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} \right) = 6 \cdot 4 - (5 \cdot 6 - 2 \cdot 3) = 0$$

Theo kết quả tính thì hình bình hành (hình 1.17a) là một giàn tĩnh định; không chuyển động được. Nhưng thực chất thì đây chính là một cơ cấu và có số bậc tự do lớn hơn 0. Có thể giải thích điều này như sau:



Hình 1.17a



Hình 1.17b

Cơ cấu hình 1.17b, khi chưa nối khâu 1 và 3 bằng khâu 5 và hai khớp quay: E và F, thì chính là cơ cấu bốn khâu bản lề. Cơ cấu này có lược đồ là một hình bình hành và có $W = 1$. Việc nối khâu 1 và 3 bằng khâu 5 và hai khớp quay: E và F, là nhằm mục đích giữ cho hai điểm: E_1 thuộc khâu 1 và F_3 thuộc khâu 3, luôn cách nhau một khoảng cố định và bằng độ dài của khâu 5; $l_{E_1F_3} = l_{AD} = l_{BC}$. Việc nối như vậy là thừa, vì $l_{AE} = l_{DF}$ và ABCD là hbh, nên luôn có $l_{E_1F_3} = l_{AD} = l_{BC}$.

Xét về mặt chuỗi động, cơ cấu hình bình hành hình 1.17a và hình 1.17b không có gì khác nhau, nhưng cơ cấu hình 1.17a có cấu trúc bền hơn cơ cấu hình 1.17b. Khâu 5 và hai khớp bản lề: E và F, đã tạo ra một số ràng buộc không làm vai trò hạn chế bớt số bậc tự do của cơ cấu mà chỉ nhằm làm tăng độ bền cho cơ cấu này. Ràng buộc này được gọi là ràng buộc thừa. Khi tính tổng số ràng buộc của các khớp động trong cơ cấu hình 1.17a công thức tính đã tính ra kết quả lớn hơn ràng buộc thực tế một lượng là R_{th} (ràng buộc thừa). Số ràng buộc đúng thực phải là:

$$R = \sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} - R_{th}$$

Cơ cấu trong hình 1.17a có khâu 5 và hai khớp E, F (còn gọi là nhóm khâu khớp thừa) nên $R_{th} = 1$. Vậy số bậc tự do của cơ cấu là

$$W = 6 \cdot n - \left(\sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} - R_{th} \right) = 6 \cdot 4 - (5 \cdot 6 - 2 \cdot 3 - 1) = 1$$

2.2.3 Công thức tính bậc tự do cơ cấu phẳng

Trước khi được nối động, giữa hai khâu phẳng có 3 bậc tự do. Sau khi nối động chúng bằng một KĐ, giữa hai khâu còn lại 1 bậc tự do hoặc 2 bậc tự do. Như vậy chỉ có thể dùng khớp loại 5 (để lại 1 bậc tự do) hoặc khớp loại 4 (để lại 2 bậc tự do) nối động các khâu phẳng. Hai loại khớp này được gọi là khớp phẳng. Số ràng buộc của một khớp loại 5 trong cơ cấu phẳng là 2, còn của một khớp loại 4 là 1

Đối với cơ cấu phẳng, R_{tr} chỉ tồn tại tại các khớp đóng kín của đa giác gồm 3 khâu nối với nhau bằng 3 khớp trượt và tại khớp đóng kín này, $R_{tr} = 1$, và ta có:

$$R = \sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} = 2P_5 + P_4 - R_{tr}$$

Vì mỗi khâu động phẳng có 3 bậc tự do đối với giá, nếu cơ cấu phẳng có n khâu động thì sẽ có: $W_0 = 3n$

Vậy công thức tính bậc tự do của cơ cấu phẳng là:

$$W = 3n - (2P_5 + P_4 - R_{tr})$$

2.3 Bậc tự do thừa và công thức tổng quát tính bậc tự do cơ cấu không gian

Khi xác định bậc tự do cơ cấu, cần chú ý là có những bậc tự do của một số khâu không có ý nghĩa gì đối với vị trí của các khâu khác trong cơ cấu; tức là có những khâu mà chuỗi động của nó không hề làm thay đổi vị trí tương đối của các khâu động khác trong cơ cấu. Ta gọi bậc tự do này là bậc tự do thừa hay bậc tự do cục bộ. Khi tính W cho cả cơ cấu phải trừ số bậc tự do đó đi.

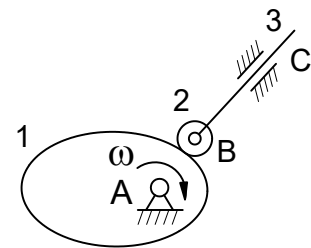
Nếu ký hiệu bậc tự do thừa là W_{th} , thì công thức đầy đủ và tổng quát để tính bậc tự do của cơ cấu không gian có dạng như sau:

$$W = 6 \cdot n - \left(\sum_{j=1}^5 jP_j - R_{tr} - R_{th} \right) - W_{th}$$

Ví dụ 4: Xác định bậc tự do của cơ cấu không gian cam có lược đồ như hình 1.18

Cơ cấu cam có: $n = 3$; $P_5 = 3$; $P_4 = 1$; $R_{tr} = 3$ (Cơ cấu cam tạo thành một đa giác, như vậy có một khớp đóng kín); $R_{th} = 0$; $W_{th} = 1$ (đó chính là chuỗi động của con lăn 2 quay quanh tâm của nó).

$$W = 6.3 - (5.3 + 4.1 - 3) - 1 = 1$$



Hình 1.18

Cơ cấu cam có $W = 1$; có nghĩa là nếu cho khâu dẫn 1 một chuyển động quay xác định với vận tốc góc ω_1 , thì cơ cấu có một chuyển động ra của khâu 3 là chuyển động tịnh tiến với vận tốc \vec{V}_3 hoàn toàn xác định.

2.4. Khâu dẫn và ý nghĩa của bậc tự do

* Khâu dẫn: Trong cơ cấu, khâu có qui luật chuyển động cho trước được gọi là khâu dẫn. Khâu dẫn thường được chọn là khâu nối với giá bằng khớp loại 5

* Ý nghĩa của bậc tự do

Số bậc tự do cơ cấu bằng số qui luật chuyển động cần phải cho trước của các khâu, để cho qui luật chuyển động của toàn cơ cấu hoàn toàn xác định. Trong cơ cấu có bao nhiêu bậc tự do thì cần bấy nhiêu khâu dẫn.

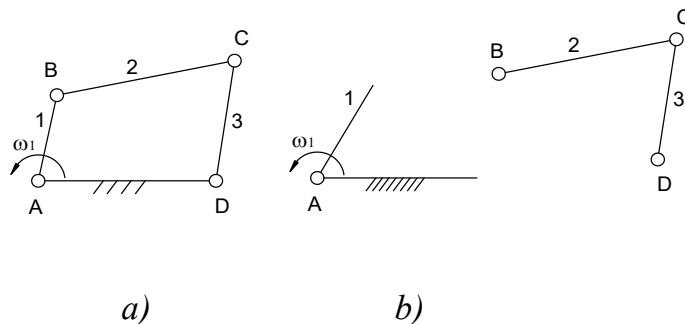
3. Xếp loại cơ cấu phẳng theo cấu trúc

Mục tiêu:

- Trình bày được nguyên lý tạo thành cơ cấu của Axua, định nghĩa nhóm Axua và phân loại nhóm Axua.
- Trình bày được nguyên tắc xếp loại cơ cấu và tách nhóm Axua.
- Thay thế được khớp cao loại 4 bằng khớp thấp loại 5
- Chủ động tích cực trong học tập.

3.1 Nguyên lý tạo thành cơ cấu của Axua

Mỗi cơ cấu gồm một hay nhiều khâu dẫn nối với giá và nối với những nhóm tĩnh



Hình 1.19

định tối giản có bậc tự do bằng không.

Ví dụ: Cơ cấu bốn khâu bản lề (hình 1.19a), gồm một khâu dẫn; (khâu 1) nối với giá; và với nhóm có bậc tự do bằng không; (nhóm 2 khâu: khâu 2 và 3, và ba khớp động: B,C,D, hình 1.19b).

$$\text{Nhóm BCD} = 3n - 2 \cdot P_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

3.2 Xếp loại nhóm Axua

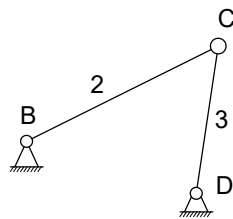
Giới hạn xếp loại cơ cấu phẳng gồm toàn khớp thấp loại 5. Trong trường hợp cơ cấu có khớp phẳng loại 4, trước khi xếp loại, phải tiến hành thay thế khớp cao này bằng khớp thấp loại 5.

3.2.1 Nhóm Axua

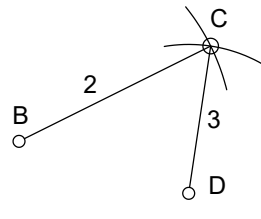
Nhóm tĩnh định tối giản có bậc tự do bằng không trong cơ cấu gọi là nhóm Axua. Nhóm Axua khi cố định các khớp chờ sẽ trở thành một giàn tĩnh định tối giản, nên còn gọi là nhóm tĩnh định tối giản. Nhóm Axua khi cho trước các vị trí của các khớp chờ, thì vị trí của nhóm hoàn toàn xác định

Ví dụ: Nhóm Axua BCD hình 1.19b, có hai khớp chờ: B và D; khớp B chờ nối với khâu dẫn, còn khớp D chờ nối với giá, và một khớp trong là khớp C. Khi cố định hai khớp chờ B và D, nhóm Axua này trở thành một giàn tĩnh định tối giản; tức là một giàn cố định tối giản (hình 1.20)

Khi cho trước vị trí của hai khớp chờ: B và D, vị trí của khớp trong C hoàn toàn xác định; đó là giao điểm của hai cung tròn tâm B và D và bán kính l_{BC} và l_{DC} , (hình 1.21).



Hình 1.20



Hình 1.21

3.2.2 Phân loại nhóm Axua

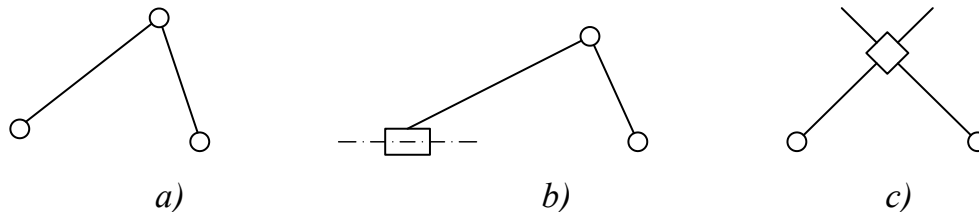
Nhóm Axua được chia thành hai tập hợp: tập hợp những nhóm Axua không chứa một chuỗi động kín đơn nào và tập hợp những nhóm Axua có chứa ít nhất một chuỗi động kín đơn.

a. Tập hợp những nhóm Axua không chứa một chuỗi động kín đơn nào

Trong tập hợp này có hai loại nhóm Axua: nhóm Axua loại hai và nhóm Axua loại ba.

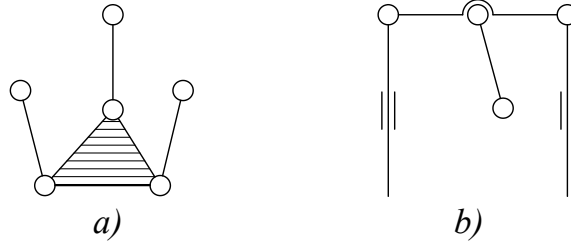
- Nhóm Axua loại hai; gồm những nhóm hai khâu ba khớp thấp loại 5 (Hình 1.22 a,b,c)

Lưu ý: Nhóm gồm 2 khâu và 3 khớp trượt không phải là nhóm Axua.



Hình 1.22

- Nhóm Axua loại ba; gồm những nhóm có những khâu gọi là khâu cơ sở được nối với các khâu khác trong nhóm bằng ba khớp động, (Hình 1.23 a,b).

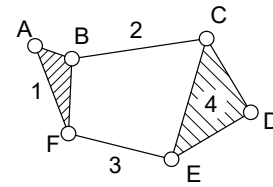


Hình 1.23

b. Tập hợp những nhóm Axua có chứa ít nhất một chuỗi động kín đơn

Các nhóm này đều có loại lớn hơn 3; tức là có loại từ 4 trở lên. Loại của nhóm được xếp theo số cạnh của chuỗi động kín đơn có nhiều cạnh nhất trong nhóm (hình 1.24) là nhóm Axua loại 4.

Lưu ý: nhóm Axua không những phải đảm bảo có bậc tự do bằng không, mà còn phải đảm bảo vị trí các khớp chờ của nhóm phải hoàn toàn xác định.

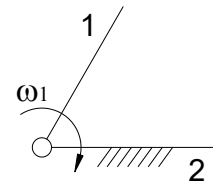


Hình 1.24

3.3. Xếp loại cơ cấu

3.3.1 Nguyên tắc xếp loại cơ cấu

- Nếu cơ cấu không chứa một nhóm Axua nào mà chỉ gồm một khâu động nối với giá bằng một khớp thấp loại 5; như cơ cấu Rô to (hình 1.25), thì cơ cấu được xếp là loại 1.



Hình 1.25

- Nếu cơ cấu chứa một nhóm Axua, thì loại của cơ cấu là loại của nhóm Axua đó.

- Nếu cơ cấu chứa nhiều nhóm Axua, thì loại của cơ cấu là loại của nhóm Axua có loại cao nhất.

3.3.2 Nguyên tắc tách nhóm Axua

Để xếp loại cơ cấu, phải biết trong cơ cấu có những nhóm Axua loại nào. Muốn vậy, trước khi đi xếp loại cơ cấu, phải tiến hành tách nhóm Axua ra khỏi cơ cấu. Việc tách nhóm Axua này phải đảm bảo nguyên tắc tách nhóm sau đây:

- Khi tách nhóm Axua phải cho trước khâu dẫn.
- Sau khi tách một nhóm Axua ra khỏi cơ cấu, phần còn lại của cơ cấu vẫn phải là một cơ cấu hoàn chỉnh; tức là phải là một chuỗi động có bậc tự do bằng bậc tự do của cơ cấu ban đầu.

- Khi tách nhóm Axua, hãy thử tách ra những nhóm Axua đơn giản nhất, ở xa khâu dẫn nhất, nếu không thoả mãn được nguyên tắc thứ hai, mới phải tách ra những nhóm Axua có loại cao hơn và phức tạp hơn.

3.3.3. Thay thế khớp cao loại 4 bằng khớp thấp loại 5

a. Mục đích

Đối với cơ cấu phẳng có khớp cao loại 4, muốn xếp loại chúng theo phương pháp Axua, thì trước tiên phải thay thế khớp cao này bằng khớp thấp loại 5; đưa cơ cấu có khớp cao về cơ cấu tương đương gồm toàn khớp thấp loại 5. Sau đó, tiến hành xếp loại cơ cấu tương đương.

b. Xét điều kiện thay thế

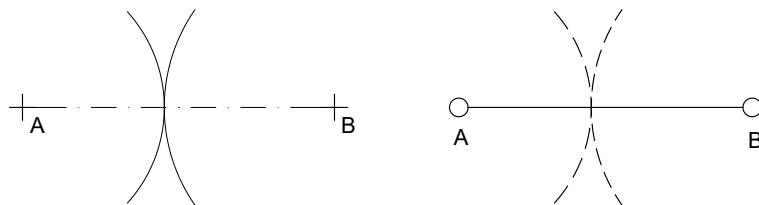
Để thay thế một khớp cao loại 4, người ta dùng một chuỗi động gồm toàn khớp thấp loại 5, chuỗi động này phải đảm bảo hai điều kiện sau:

Không làm thay đổi số bậc tự do của cơ cấu.

Không làm thay đổi qui luật chuyển động của các khâu

Vậy một khớp cao loại 4 tương đương một khâu và hai khớp loại 5. Vị trí của các khớp loại 5 này trùng với tâm cong của các thành phần khớp cao loại 4 (hình 1.26)



Bảng 2 sau đây minh hoạ một số chuỗi động thay thế một số khớp cao loại 4 thường gặp trong kỹ thuật.



Hình 1.26

Bảng 2: Thay thế một số dạng khớp cao loại 4 thường gặp trong kỹ thuật

Stt	Khớp cao loại 4	Chuỗi động thay thế
1		
2		

3		
---	---	---

Câu hỏi ôn tập

1. Nội dung và phương pháp nghiên cứu môn học Nguyên lý máy?
2. Khái niệm về tiết máy, khâu, chuỗi động, cơ cấu và máy. Cho ví dụ minh họa?
3. Khái niệm bậc tự do của khâu, nối động, thành phần khớp động và khớp động, lược đồ khớp động. Phân loại khớp động,?
4. Khái niệm về bậc tự do của cơ cấu. Viết công thức tính bậc tự do cơ cấu không gian và cơ cấu phẳng?
5. Phát biểu nguyên lý tạo thành cơ cấu của Axua. Khái niệm về nhóm Axua, xếp loại nhóm Axua?
6. Nguyên tắc tách nhóm Axua và nguyên tắc xếp loại cơ cấu?
7. Thay thế khớp cao loại 4 bằng khớp thấp loại 5; mục đích và điều kiện thay thế?

Chương 2: ĐỘNG HỌC CƠ CẤU

Mã chương/ bài: MH13-2

Mục tiêu:

- + Phân tích được động học cơ cấu loại 2 bằng phương pháp vẽ hoạ đồ.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Mục đích, nội dung và phương pháp nghiên cứu.
 - 1.1. Mục đích nghiên cứu
 - 1.2. Nội dung nghiên cứu
 - 1.3. Phương pháp nghiên cứu
- 2 Phân tích động học cơ cấu phẳng loại 2 bằng phương pháp vẽ hoạ đồ
 - 2.1. Tỉ xích hoạ đồ
 - 2.2. Bài toán chuyển vị
 - 2.2.1. Khái niệm về hoạ đồ chuyển vị cơ cấu và hoạ đồ cơ cấu
 - 2.2.2. Phương pháp vẽ giải bài toán chuyển vị
 - 2.3. Bài toán vận tốc và bài toán gia tốc
 - 2.3.1 Quan hệ vận tốc và gia tốc thường gặp
 - 2.3.2 Phương pháp vẽ giải bài toán vận tốc và gia tốc
 - 2.4. Định lý đồng dạng hoạ đồ vận tốc và gia tốc
 - 2.4.1. Định lý đồng dạng
 - 2.4.2 Nhận xét chung rút ra từ ví dụ về bài toán vận tốc và bài toán gia tốc

1. Mục đích, nhiệm vụ và phương pháp nghiên cứu

Mục tiêu:

Trình bày được Mục đích, nhiệm vụ và phương pháp nghiên cứu động học cơ cấu

1.1. Mục đích nghiên cứu

Xác định qui luật truyền chuyển động của cơ cấu từ khâu dẫn đến các khâu bị dẫn.

1.2. Nội dung nghiên cứu

Nội dung nghiên cứu gồm ba vấn đề, dưới ba dạng bài toán:

- Bài toán chuyển vị; xác định vị trí các khâu và quỹ đạo chuyển động do một điểm nào đó trên khâu vẽ ra trong quá trình chuyển động.
- Bài toán vận tốc; xác định vận tốc của từng điểm trên khâu và vận tốc góc của khâu.
- Bài toán gia tốc; xác định gia tốc của từng điểm trên khâu và gia tốc góc của khâu.

1.3. Phương pháp nghiên cứu

Phương pháp nghiên cứu là phương pháp phân tích động học cơ cấu có thể được dùng là giải tích, hình học (vẽ), đồ thị và thực nghiệm, trong đó hai phương pháp phổ biến nhất là giải tích và phương pháp hình học còn gọi là phương pháp vẽ họa đồ. Với ưu điểm là đơn giản, cho kết quả nhanh, kết quả tiện dùng cho các bài toán sau này nên phương pháp hình học được dùng phổ biến nhất.

2 Phân tích động học cơ cấu phẳng loại 2 bằng phương pháp vẽ họa đồ

Mục tiêu:

- Trình bày được khái niệm tỉ xích họa đồ và phương pháp giải bài toán chuyển vị, bài toán vận tốc và bài toán gia tốc bằng phương pháp vẽ họa đồ.
- Trình bày được định lý đồng dạng họa đồ vận tốc và gia tốc và rút ra nhận xét

2.1. Tỉ xích họa đồ

Phân tích động học cơ cấu bằng phương pháp vẽ đòi hỏi phải biểu diễn cơ cấu bằng lược đồ chuyển động và vận tốc, gia tốc bằng các họa đồ véc tơ, vì vậy phải có tỉ xích họa đồ.

Tỉ xích họa đồ là tỉ số giữa giá trị thật và giá trị độ dài trên hình vẽ tính theo mm.

- Tỉ xích độ dài; ký hiệu là μ_l và $\mu_l = \text{độ dài thực}/(\text{độ dài trên hình vẽ}) = l_{AB}/AB$ [m/mm]

- Tỉ xích vận tốc; ký hiệu là μ_v và $\mu_v = \text{Vận tốc thực}/(\text{độ dài trên hình vẽ})$ [ms⁻¹/mm]

- Tỉ xích gia tốc; ký hiệu là μ_a và $\mu_a = \text{Gia tốc thực}/(\text{độ dài trên hình vẽ})$ [ms⁻²/mm]

2.2. Bài toán chuyển vị

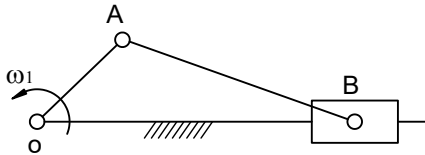
Giải bài toán chuyển vị là đi xác định vị trí các khâu và quỹ đạo chuyển động do một điểm nào đó trên khâu của cơ cấu vẽ ra trong quá trình chuyển động.

2.2.1. Khái niệm về họa đồ chuyển vị cơ cấu và họa đồ cơ cấu

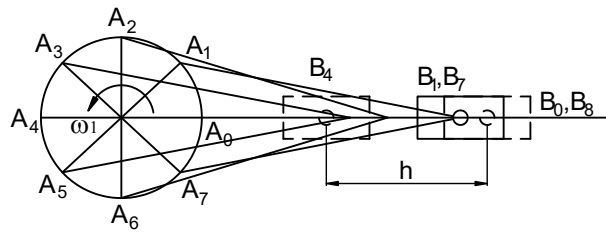
- Hoạ đồ chuyển vị cơ cấu là hình vẽ biểu diễn vị trí tương đối của các khâu ứng với những vị trí xác định của khâu dẫn.
- Hoạ đồ cơ cấu là lược đồ cơ cấu ứng với một vị trí xác định của khâu dẫn.

2.2.2. Phương pháp vẽ giải bài toán chuyển vị

Xuất phát từ vị trí của khâu dẫn và kích thước động của các khâu, qua phương pháp quỹ tích tương giao, xác định vị trí và quỹ đạo của các điểm trên khâu bị dẫn, lần lượt từng nhóm Axua một, kể từ nhóm Axua gần khâu dẫn nhất.



Hình 2.1



Hình 2.2

* Xét ví dụ

Vẽ hoạ đồ chuyển vị và xác định quỹ đạo của điểm B trên con trượt của cơ cấu tay quay con trượt (hình 2.1). Cho biết kích thước động của các khâu là: $l_{OA} = 0,025\text{m}$, $l_{AB} = 0,07\text{m}$.

Giải:

Chọn tỷ xích độ dài; $\mu_l = 0,001 \text{ m/mm}$ và vẽ hoạ đồ chuyển vị cơ cấu (hình 2.2)

Các kích thước trên hoạ đồ chuyển vị cơ cấu:

$$OA = l_{OA}/\mu_l = 0,025 / 0,001 = 25 \text{ mm}$$

$$AB = l_{AB}/\mu_l = 0,070 / 0,001 = 70 \text{ mm.}$$

Trên hoạ đồ chuyển vị của cơ cấu tay quay con trượt (hình 2.2)

Vẽ vòng tròn tâm O bán kính $OA = 25 \text{ mm}$; chia vòng tròn này bằng các điểm chia A_i ; từ các A_i quay các cung tròn bán kính $A_iB_i = 70\text{mm}$, cắt x-x tại các điểm B_i . Nói OA_iB_i là vị trí của cơ cấu ứng với các vị trí khâu dẫn tương ứng.

x-x: Quỹ đạo chuyển động của điểm B thuộc con trượt,

h: hành trình của con trượt,

B_4 và $B_8 (\equiv B_0)$: hai điểm biên;

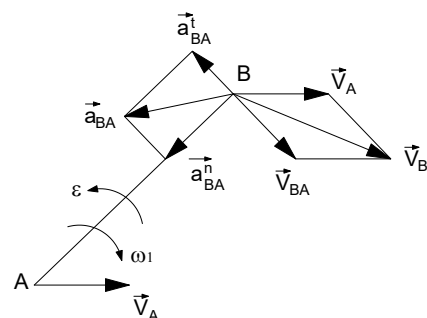
B_4 : điểm chết trong;

$B_8 (\equiv B_0)$: điểm chết ngoài.

2.3. Bài toán vận tốc và bài toán gia tốc

2.3.1 Quan hệ vận tốc và gia tốc thường gặp

26



Hình 2.3

a. Vận tốc và gia tốc của hai điểm thuộc cùng một khâu

Nếu hai điểm A và B, cùng thuộc một khâu là vật cứng không biến dạng, chuyển động với vận tốc góc ω gia tốc góc ε và điểm A có vận tốc dài \vec{v}_A và gia tốc dài \vec{a}_A xác định;

Vận tốc của hai điểm thuộc cùng một khâu

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA} \quad (2.1)$$

Với \vec{v}_{BA} có độ lớn $= \omega \cdot l_{AB}$ và phương $\perp AB$, chiều theo chiều của ω .

Mô tả phương trình (2.1) bằng hoạ đồ véc tơ vận tốc (hình 2.3) ta được \vec{v}_B .

Gia tốc của hai điểm thuộc cùng một khâu

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \quad (2.2)$$

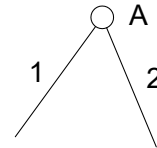
Với \vec{a}_{BA}^n có độ lớn $= \omega^2 \cdot l_{AB}$ và phương $// AB$, chiều từ B đến A.

\vec{a}_{BA}^t có độ lớn $= \varepsilon \cdot l_{AB}$ và phương $\perp AB$, chiều theo chiều của ε .

Gia tốc tương đối giữa hai điểm A và B được mô tả trên (hình 2.3)

b. Vận tốc và gia tốc của hai điểm đang trùng nhau thuộc hai khâu được nối động với nhau

Nối động bằng khớp quay loại 5



Hình 2.4

Khớp quay A nối động khâu 1 và khâu 2 (hình 2.4) tại tâm quay A của hai khâu, có hai điểm hiện đang trùng nhau: điểm A_1 thuộc khâu 1 và A_2 thuộc khâu 2.

Trong quá trình chuyển động, luôn có A_1 trùng với A_2 và luôn có:

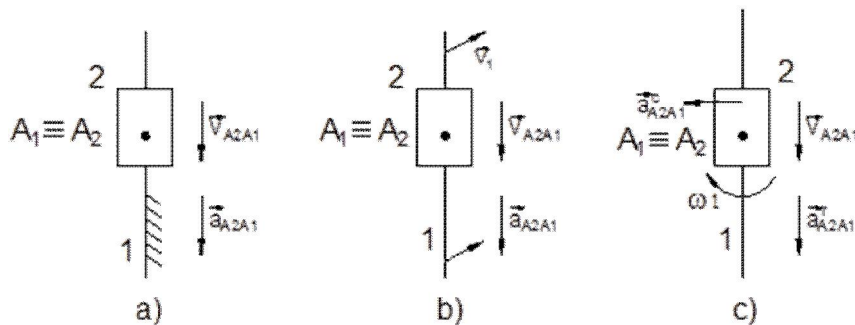
$$\vec{v}_{A_1} = \vec{v}_{A_2}; \vec{a}_{A_1} = \vec{a}_{A_2}$$

Nối động bằng khớp trượt loại 5

Nếu phương trượt không đổi

$$\begin{aligned} \vec{v}_{A_2} &= \vec{v}_{A_1} + \vec{v}_{A_2A_1} \\ \vec{a}_{A_2} &= \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_2A_1} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Phương trượt cố định như hình 2.5a hoặc hình 2.5b. Tại A, có hai điểm hiện đang trùng nhau: điểm A_1 thuộc khâu 1, điểm A_2 thuộc khâu 2.



Hình 2.5

Nếu phương trượt có chuyển động quay

$$\begin{aligned}\vec{v}_{A2} &= \vec{v}_{A1} + \vec{v}_{A2A1}; \\ \vec{a}_{A2} &= \vec{a}_{A1} + \vec{a}^c_{A2A1} + \vec{a}^r_{A2A1}\end{aligned}\quad (2.4)$$

Phương trượt có quay với vận tốc ω_1 (hình 2.5c) Trong trường hợp này, phương trượt thay đổi trong quá trình chuyển động, dẫn đến sự thay đổi phương chiều của vận tốc \vec{v}_{A2A1} , nên xuất hiện thêm thành phần gia tốc Coriolis \vec{a}^c_{A2A1} .
 Độ lớn $= 2\omega_1 \cdot V_{A2A1}$

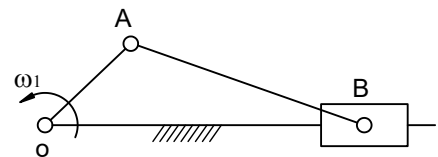
Phương chiều được xác định bằng cách quay véc tơ vận tốc \vec{v}_{A2A1} đi một góc 90° theo chiều của $\vec{\omega}_1$.

2.3.2 Phương pháp vẽ giải bài toán vận tốc và gia tốc

Vận tốc và gia tốc là những đại lượng véc tơ, nên phương pháp vẽ thường dùng trong kỹ thuật là phương pháp hoạ đồ véc tơ. Dựa vào một điểm đã biết trước vận tốc và gia tốc; thường là những điểm thuộc khâu dẫn, giá, hoặc là những điểm đã xác định được vận tốc và gia tốc ở bước trước, viết phương trình véc tơ vận tốc và gia tốc cho điểm cần tìm. Phân tích từng yếu tố: phương, chiều và suất của các véc tơ trong các phương trình này, nếu trong mỗi phương trình số ẩn không lớn hơn 2 thì tiến hành giải bằng cách vẽ hoạ đồ véc tơ.

* Xét ví dụ

Xác định vận tốc \vec{v}_{B3} và gia tốc \vec{a}_{B3} của con trượt 3 trong cơ cấu tay quay con trượt chính tâm nằm ngang. Cho biết vị trí góc của khâu dẫn 1 (φ) vận tốc góc của khâu dẫn; ω_1 và kích thước



Hình 2.6

động của các khâu: $\varphi = 45^\circ$, $\omega_1 = 20 \text{ 1/s}$ (có chiều ngược chiều kim đồng hồ),
 $l_{OA} = 0,025 \text{ m}$,

$L_{AB} = 0.070 \text{ m}$.

- Vẽ lược đồ cơ cấu

Chọn tỷ xích độ dài $\mu_l = 0,001 \text{ m/mm}$, ứng với vị trí của khâu dẫn 1; $\varphi = 45^\circ$, dựng lược đồ cơ cấu, hình H2.6.

- Xác định vận tốc \vec{v}_{B3} của con trượt 3

\vec{v}_{B3} được xác định dựa vào hai điểm đã biết vận tốc: điểm A_2 và B_4 .

+ Phương trình véc tơ vận tốc

Vì A là khớp quay $\vec{v}_{A2} = \vec{v}_{A1}$ có :

$$\text{Độ lớn} = \omega \cdot l_{AB} = 20 \cdot 0,025 \text{ m} = 0,5 \text{ m/s.} \quad (2.5)$$

Phương \perp OA, chiều theo chiều của ω .

Mặt khác tại B: khâu 2 và 3 nối với nhau bằng khớp quay B, đồng thời xét quan hệ A và B trên khâu 2

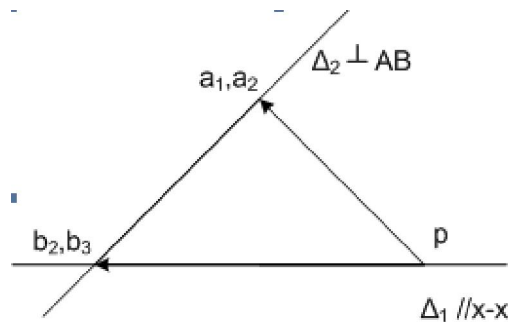
$$\vec{v}_{B3} = \vec{v}_{B2} = \vec{v}_{A2} + \vec{v}_{B2A2} \quad (2.6)$$

Đã biết \vec{v}_{B3} có phương $\Delta_1 // x-x$

\vec{v}_{B2A2} có phương $\Delta_2 \perp AB$

+ Hoạ đồ véc tơ vận tốc

Phương trình (2.6) có 2 ẩn: suất của \vec{v}_{B3} , suất của \vec{v}_{B2A2}



Hình 2.7

Giải phương trình này bằng phương pháp vẽ hoạ đồ véc tơ vận tốc, với tỷ xích vận tốc tùy chọn $\mu_v = 0,02 \text{ m/s.mm}$.

- Chọn một điểm p tùy ý làm gốc hoạ đồ vận tốc, từ p đặt véc tơ vận tốc (\vec{v}_{A2}), thể hiện bằng véc tơ pa_2 (a_2 trùng a_1) (hình 2.7); $pa_2 = V_{A2} / \mu_v = 0,5 \text{ m/s} : 0,02 \text{ m/s.mm} = 25 \text{ mm}$.

- Từ đầu mút a_2 ($\equiv a_1$), đặt đường $\Delta_2 \perp AB$; chỉ phương của \vec{v}_{B2A2} .

- Từ gốc hoạ đồ p, đặt đường $\Delta_1 // x-x$; chỉ phương của \vec{v}_{B3} .

- Hai đường Δ_1 và Δ_2 cắt nhau tại b_3 cho ta nghiệm của hệ phương trình; vận tốc (V_{B3}) chính là $pb_3 = 22 \text{ mm}$, đo trực tiếp trên hoạ đồ (hình 2.7) và \vec{v}_{B3} được xác định như sau:

$V_{B3} = pb_3 \cdot \mu_v = 22 \text{ mm} \cdot 0,02 \text{ m/s.mm} = 0,44 \text{ m/s}$ và \vec{v}_{B3} có phương chiều của véc tơ $\overrightarrow{pb_3}$ trên hoạ đồ. (hướng từ p đến b_3)

- Xác định gia tốc \vec{a}_{B3} của con trượt 3

Phương trình xác định \vec{a}_{B3} được xác định dựa vào hai điểm đã biết gia tốc: điểm A_2 và B_4 .

+ Phương trình véc tơ gia tốc

Vì A là khớp quay: $\vec{a}_{A2} = \vec{a}_{A1}$ có :

$$\text{Độ lớn} = \omega^2 \cdot l_{AB} = 20^2 \cdot 0,025 \text{ m} = 10 \text{ ms}^{-2}.$$

Phương // OA, chiều từ A đến O

Vì khâu 2 và 3 nối với nhau bằng khớp quay B, đồng thời xét quan hệ A₂ và B₂ trên khâu 2

$$\vec{a}_{B_3} = \vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}^n_{B_2A_2} + \vec{a}^t_{B_2A_2} \quad (2.7)$$

Ta có: $\vec{a}^n_{B_2A_2}$ có:

$$\text{Độ lớn} = V_{B_2A_2}^2 \cdot l_{AB} = (a_2 b_2 \cdot \mu_v)^2 \cdot l_{AB} = 1,90 \text{ ms}^{-2}. \text{ (kết quả từ bài tính vận tốc)}$$

Phương // BA, chiều từ B đến A

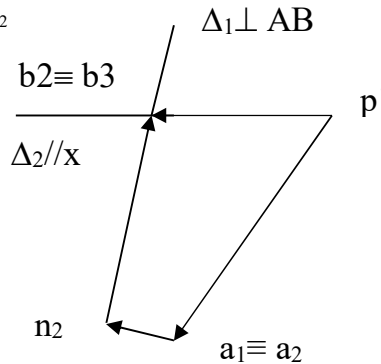
$\vec{a}^t_{B_2A_2}$ biết phương; $\Delta_1 \perp AB$

\vec{a}_{B_3} có phương $\Delta_2 // xx$ vì khâu 3 chuyển động tịnh tiến

Phương trình (2.7) đủ điều kiện giải. Tiến hành giải theo các bước sau:

Chọn cực p' là gốc của các véc tơ gia tốc tuyệt đối, tỷ xích gia tốc tùy chọn μ_a

Vẽ véc tơ $\vec{p'a_2}$ biểu thị \vec{a}_{A_2}



Hình 2.8

- Từ đầu mút a_2 , đặt véc tơ $\vec{a}^n_{B_2A_2}$, thể hiện bằng véc tơ $\vec{a_2n_2}$
- Từ n_2 , đặt đường $\Delta_1 \perp AB$; chỉ phương của $\vec{a}^t_{B_2A_2}$.
- Từ gốc hoạ đồ p', đặt đường $\Delta_2 // x-x$; chỉ phương của \vec{a}_{B_3} .
- Hai đường Δ_2 và Δ_1 cắt nhau tại b_3 cho ta nghiệm của phương trình; độ lớn của gia tốc a_{B_3} chính là $p'b_3 = 32 \text{ mm}$, (đo trực tiếp trên hoạ đồ gia tốc) và \vec{a}_{B_3} được xác định như sau:

$$a_{B_3} = p'b_3 \cdot \mu_a = 32 \text{ mm} \cdot 0,2 \text{ m.s}^{-2} \cdot \text{mm} = 6,4 \text{ m.s}^{-2} \text{ và } \vec{a}_{B_3} \text{ có phương chiều của véc tơ } \vec{p'b_3} \text{ (hướng từ p' đến b}_3)$$

2.4. Định lý đồng dạng hoạ đồ vận tốc và gia tốc

2.4.1. Định lý đồng dạng

- Định lý đồng dạng hoạ đồ vận tốc

Hình nối các điểm thuộc cùng một khâu, đồng dạng thuận với hình nối các mút véc tơ vận tốc tuyệt đối của các điểm đó trên hoạ đồ vận tốc.

- *Định lý đồng dạng hoạ đồ gia tốc*

Hình nối các điểm thuộc cùng một khâu, đồng dạng thuận với hình nối các mút véc tơ gia tốc tuyệt đối của các điểm đó trên hoạ đồ gia tốc.

- *Hệ quả*

Nếu đã biết vận tốc hoặc gia tốc của hai điểm thuộc cùng một khâu, thì vận tốc hoặc gia tốc của điểm thứ ba trên cùng khâu đó bao giờ cũng có thể xác định được, nhờ vào định lý đồng dạng hoạ đồ vận tốc, gia tốc.

2.4.2 Nhận xét chung rút ra từ ví dụ về bài toán vận tốc và bài toán gia tốc

Trên hoạ đồ véc tơ vận tốc và hoạ đồ véc tơ gia tốc:

- Tất cả các véc tơ có gốc tại gốc hoạ đồ đều biểu thị cho véc tơ vận tốc tuyệt đối và gia tốc tuyệt đối của các điểm trên khâu của cơ cấu.
- Các véc tơ nối mút của các véc tơ vận tốc tuyệt đối và gia tốc tuyệt đối của các điểm trên khâu, biểu thị cho véc tơ vận tốc tương đối và gia tốc tương đối của các điểm đó.
- Các điểm có vận tốc bằng không, véc tơ vận tốc của chúng là một điểm trùng với gốc p của hoạ đồ véc tơ vận tốc.
- Các điểm có gia tốc bằng không, véc tơ gia tốc của chúng là một điểm trùng với gốc p' của hoạ đồ véc tơ gia tốc.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày mục đích, nội dung và phương pháp nghiên cứu?
2. Trình bày khái niệm về tỉ xích hoạ đồ, hoạ đồ chuyên vị cơ cấu và hoạ đồ cơ cấu?
3. Trình bày phương pháp vẽ để giải bài toán chuyển vị?
4. Phân tích mối quan hệ giữa vận tốc và gia tốc?
5. Trình bày phương pháp vẽ để giải bài toán vận tốc và gia tốc
7. Phát biểu định lý đồng dạng hoạ đồ vận tốc và gia tốc và rút ra nhận xét khi giải bài toán vận tốc và bài toán gia tốc?

Chương 3: PHÂN TÍCH LỰC CƠ CẤU PHẪNG

Mã chương/ bài:MH13-3

Giới thiệu:

Phân tích lực nhằm mục đích làm cơ sở cho việc tính toán kích thước và độ bền của các khâu, khớp, quy định chế độ bôi trơn hợp lý đối với các khớp động. Đồng thời, việc phân tích lực cơ cấu còn là cơ sở để xác định công suất của máy, xác định quy luật chuyển động thực của máy và một số vấn đề liên quan đến thiết kế máy mới.

Phương pháp phân tích lực là: Phương pháp họa đồ véc tơ và phương pháp giải tích ... Tuy nhiên, trong chương này chúng ta chỉ chọn phương pháp họa đồ véc tơ để giải bài toán lực. Khi phân tích lực cơ cấu ta có các giả thiết: *Ngoại lực tác dụng lên các khâu, các tham số động học, các tham số quán tính và quy luật chuyển động của cơ cấu xem như đã biết.*

Phân tích lực cơ cấu gồm hai nội dung chính:

- Xác định phản lực trong các khớp động.
- Xác định lực cân bằng hoặc mô men cân bằng cần đặt lên khâu dẫn để cân bằng với các lực khác tác dụng lên cơ cấu.

Mục tiêu:

- + Xác định được hợp lực quán tính.
- + Phân tích lực trên cơ cấu khâu phẳng, áp lực trên nhóm Átxua loại 2
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập

Nội dung chính:

1. Khái niệm

1.1. Phân loại các lực tác dụng lên cơ cấu

1.1.1. Ngoại lực

1.1.1.1. Lực phát động

1.1.1.2. Lực cản kỹ thuật (lực cản có ích)

1.1.1.3. Trọng lực các khâu

1.1.2. Nội lực

1.1.3. Lực quán tính

1.2. Điều kiện tĩnh định để giải bài toán tính áp lực khớp động

1.2.1. Xác định tổng số phương trình lập được

1.2.2. Xác định tổng số ẩn cần tìm

2. Hợp lực quán tính

2.1 Khâu chuyển động tịnh tiến

2.2. Khâu chuyển động quay quanh trục đi qua trọng tâm

2.3. Khâu chuyển động quay quanh trục không đi qua trọng tâm

2.3.1. Khâu chuyển động quay đều quanh trục không đi qua trọng tâm

2.3.2. Khâu quay không đều quanh trục không qua trọng tâm

2.4. Khâu chuyển động song phẳng

3. Xác định phản lực khớp động trên nhóm A-xua loại 2

3.1. Nguyên tắc giải bài toán áp lực khớp động của nhóm A-Xua loại hai

3.2. Các ví dụ

4. Lực ma sát

4.1. Khái niệm về ma sát

4.2. Phân loại ma sát

4.2.1. Theo tính chất chuyển động tương đối giữa hai khâu

4.2.2. Theo tính chất tiếp xúc

4.2.3. Theo trạng thái tiếp xúc

1. Khái niệm

Mục tiêu:

- Trình bày được các lực tác dụng lên cơ cấu
- Xác định được điều kiện tĩnh định để giải bài toán tính áp lực khớp động
- **Chủ động tích cực trong học tập.**

1.1. Phân loại các lực tác dụng lên cơ cấu

Lực tác dụng lên các khâu của cơ cấu chia thành các nhóm lực sau:

Ngoại lực

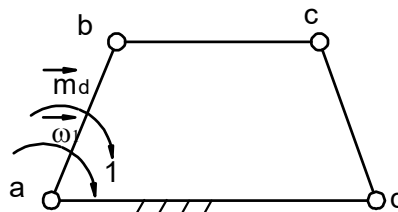
Nội lực

Lực quán tính

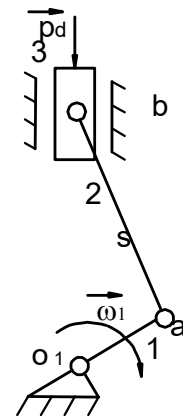
1.1.1. Ngoại lực

Ngoại lực tác dụng lên các khâu của cơ cấu gồm:

- Lực phát động



Hình 3.1a



Hình 3.1b

- Lực cản kỹ thuật
- Trọng lực các khâu.

1.1.1.1. Lực phát động

Lực phát động là lực từ bên ngoài tác dụng vào cơ cấu làm cho cơ cấu chuyển động. Lực phát động sinh công dương nghĩa là làm tăng động năng của máy. Thông thường lực phát động có dạng một mô men lực từ động cơ tác dụng lên khâu dẫn của cơ cấu thông qua hệ thống truyền động (hình 3.1a).

Tuy vậy có những trường hợp lực phát động không tác dụng lên khâu dẫn. Ví dụ như trong cơ cấu động cơ đốt trong thì lực phát động là lực khí cháy tác dụng lên piston 3 (hình 3.1b)

1.1.1.2. Lực cản kỹ thuật (lực cản có ích)

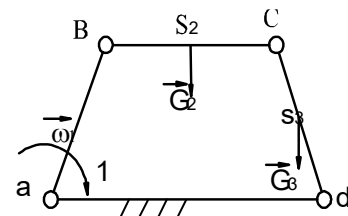
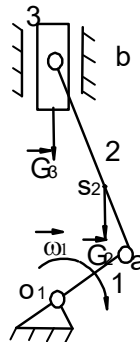
Lực cản kỹ thuật là lực từ đối tượng công nghệ tác dụng lên bộ phận làm việc của máy. Lực cản kỹ thuật sinh công âm tức là làm tiêu hao năng lượng của máy. Công của lực cản kỹ thuật chính là công có ích.

Ví dụ: Trọng lực của các vật cần di chuyển trong các máy nâng chuyển là lực cản kỹ thuật; Trên máy bào lực cắt do phôi tác dụng lên lưỡi dao bào là lực cản kỹ thuật.

1.1.1.3. Trọng lực các khâu

Trọng lực là lực hút của trọng trường tác dụng lên trọng tâm của khâu. Trọng lực của các khâu có giá trị, phương, chiều, không thay đổi. Công của trọng lực sau 1 chu kỳ chuyển động bằng không.

Trong trường hợp trọng lực của các khâu nhỏ hơn rất nhiều so với các lực khác thì có thể bỏ qua (Hình 3.1c, Hình 3.1d)



1.1.2. Nội lực

Nội lực là lực tác dụng tương hỗ giữa các khâu trong cơ cấu. Như vậy nội lực chính là phản lực khớp động

Gọi $\vec{R}_{i,i+1}$ là phản lực của khâu i tác dụng lên khâu $i+1$.

$\vec{R}_{i+1,i}$ là phản lực của khâu $i+1$ tác dụng lên khâu i .

Ta có: $\vec{R}_{i,i+1} = -\vec{R}_{i+1,i}$

Nếu xét toàn bộ cơ cấu thì trong mỗi khớp động các phản lực khớp động triệt tiêu nhau. Muốn tính phản lực khớp động thì phải tách cơ cấu thành các nhóm chuỗi động hở. Phản lực ở các thành phần khớp động tách rời trở thành ngoại lực tác dụng vào nhóm phản lực khớp động $\vec{R} = \vec{F} + \vec{N}$. Trong đó \vec{R} là phản lực khớp động, \vec{N} áp lực khớp động. Thành phần áp lực khớp động có phương vuông góc với phương chuyển động tương đối.

\vec{F} lực ma sát trong khớp động là lực cản có hại. Thành phần lực ma sát nằm trên phương chuyển động tương đối. Công của lực ma sát làm mòn, làm nóng các thành phần khớp động.

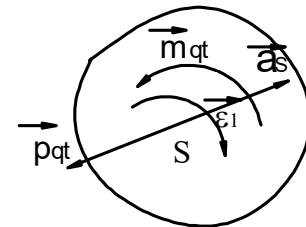
Thông thường giá trị lực ma sát trong khớp động nhỏ hơn nhiều so với giá trị áp lực nên khi giải bài toán phân tích lực gần đúng ta bỏ qua lực ma sát coi áp lực khớp động là phản lực khớp động.

1.1.3. Lực quán tính

Các khâu chuyển động có gia tốc thì có lực quán tính.

Lực quán tính ký hiệu là $\vec{P}_q = -m\vec{a}_s$ đặt tại trọng tâm. Lực quán tính không phải là ngoại lực tác dụng vào cơ cấu.

Mô men lực quán tính là $\vec{M}_q = -J_s \vec{\epsilon}$

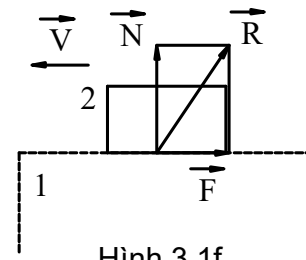


Hình3.1e

Khi cơ hệ chuyển động có gia tốc tức là cơ hệ ở trạng thái không cân bằng lực. Với hệ lực không cân bằng ta không thể viết được phương trình cân bằng lực và do đó không thể giải được các bài toán lực để tìm các lực chưa biết. Muốn giải được một hệ lực không cân bằng ta phải dựa vào nguyên lý ĐALAMBE nội dung là:

Đối với hệ ngoại lực không cân bằng tác dụng vào cơ hệ, nếu cộng thêm vào đó những lực quán tính và coi chúng là ngoại lực thì cơ hệ được coi là ở trạng thái cân bằng về lực. Khi đó có thể dùng phương pháp tĩnh học để giải bài toán lực của cơ hệ này.

Vì vậy, tuy thực tế lực quán tính không phải là ngoại lực thật tác dụng vào cơ hệ nhưng ta vẫn tìm cách xác định nó để giải các bài tính lực dễ hơn.. Mặt khác lực quán tính tạo ra phản lực động phụ trong khớp động, gây ra dao động của máy, ảnh hưởng đến độ bền và điều kiện làm việc của máy.



Hình 3.1f

1.2. Điều kiện tĩnh định để giải bài toán tính áp lực khớp động

(Ở đây vì ta bỏ qua lực ma sát nên $\vec{R} = \vec{N}$)

Khi tách ra khỏi cơ cấu một chuỗi động gồm n khâu, P_4 khớp loại 4, P_5 khớp loại 5, lúc đó tại các khớp chờ, áp lực sẽ trở thành ngoại lực tác dụng vào chuỗi động đó.

Để giải được bài toán tính áp lực khớp động thì tổng số phương trình cân bằng lực lập được phải bằng tổng số ẩn tìm áp lực có trong các phương trình đó và đây là điều kiện tĩnh định của bài toán.

1.2.1. Xác định tổng số phương trình lập được

Một khâu trong hệ qui chiếu phẳng thành lập được 3 phương trình cân bằng lực:

Thường dùng: $\sum X = 0, \sum Y = 0, \sum M = 0$

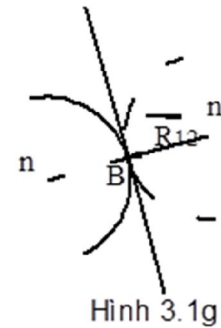
Vậy chuỗi động tách ra có n khâu sẽ thành lập được $3n$ phương trình cân bằng lực

1.2.2. Xác định tổng số ẩn cần tìm:

Một lực được xác định hoàn toàn khi biết ba yếu tố: Trị số, phương chiều, điểm đặt .

a. Xét áp lực của khớp loại 4 (hình 3.1g)

- Có điểm đặt tại điểm tiếp xúc B
- Phương nằm trên phương pháp tuyến chung của hai thành phần khớp động tại B
- Trị số là chưa xác định.



Như vậy áp lực của khớp loại 4 có 1 ẩn. Nếu chuỗi động tách ra có P_4 khớp loại 4 sẽ có P_4 ẩn

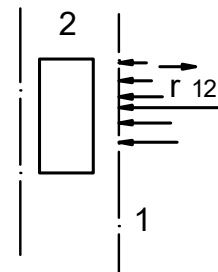
b. Xét áp lực của khớp loại 5

* Đối với khớp quay (hình 3.1i):

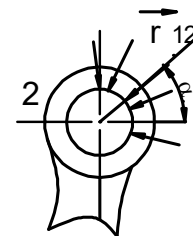
Áp lực đi qua tâm khớp còn phương và trị số là chưa xác định

* Đối với khớp trượt (hình 3.1h):

Áp lực có phương xác định là phương vuông góc với phương chuyển động tương đối . Trị số và điểm đặt là chưa xác định.



Hình 3.1h



Hình 3.1i

Vậy áp lực của khớp loại 5 có 2 ẩn. Chuỗi động tách ra có P_5 khớp loại 5 sẽ có $2P_5$ ẩn

Nếu chuỗi động tách ra có P_4 khớp loại 4 và P_5 khớp loại 5 sẽ có tổng số ẩn là $P_4 + 2P_5$

Điều kiện tĩnh định là: $3n = P_4 + 2P_5 \Rightarrow 3n - (P_4 + 2P_5) = 0$

Nếu chuỗi động tách ra chỉ có toàn khớp loại 5 thì Điều kiện tĩnh định:

$$3n - 2P_5 = 0$$

Vậy chuỗi động tách ra phải có bậc tự do bằng không và đây chính là điều kiện cần của nhóm A-Xua. Vì vậy để tính áp lực khớp động ta thường tách thành các nhóm A-Xua để giải.

2. Hợp lực quán tính

Mục tiêu:

- Xác định được hợp lực quán tính trên khâu chuyển động tịnh tiến, khâu chuyển động quay, chuyển động song phẳng.
- Có tinh thần trách nhiệm, chủ động trong học tập

2.1 Khâu chuyển động tịnh tiến (hình 3.2)

Khi khâu chuyển động tịnh tiến thì gia tốc của tất cả các điểm thuộc khâu đều như nhau nên lực có thể biểu thị qua gia tốc của bất cứ điểm nào thuộc khâu

$$\vec{P}_{qt} = -m\vec{a}_S = -m\vec{a}_B = -m\vec{a}_A$$

Lực quán tính đặt tại trọng tâm của khâu.

Mô men lực quán tính bằng 0 vì $\varepsilon = 0$

2.2. Khâu chuyển động quay quanh trục đi qua trọng tâm (hình 3.3)

Lực quán tính: $P_{qt} = 0$ vì $a_s = 0$

Mô men lực quán tính: $\vec{M}_q = -J_s \varepsilon$. Ngược chiều với gia tốc góc của khâu.

Trong đó:

J_s là mô men quán tính của khâu đối với trục đi qua trọng tâm vuông góc với mặt phẳng chuyển động.

2.3. Khâu chuyển động quay quanh trục không đi qua trọng tâm

Có hai trường hợp:

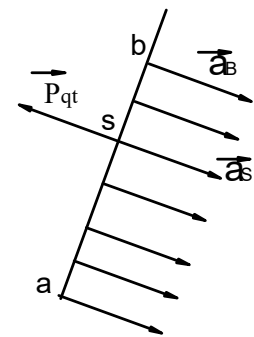
2.3.1. Khâu chuyển động quay đều quanh trục không đi qua trọng tâm (hình 3.4)

Khi đó:

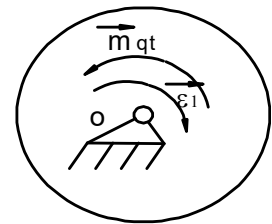
Lực quán tính: $\vec{P}_{qt} = -m\vec{a}_s = m\vec{a}_s^n$ và $P_{qt} = m\omega^2 l_{so}$.

P_{qt} được gọi là lực quán tính ly tâm

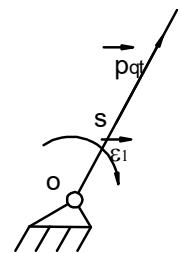
Mô men lực quán tính $M_{qt} = 0$ vì $\varepsilon = 0$.



Hình 3.2



Hình 3.3



Hình 3.4

2.3.2. Khâu quay không đều quanh trục không qua trọng tâm

Trong trường hợp đó xuất hiện cả lực quán tính $\vec{P}'_{qt} = -m\vec{a}_s$ và mô men lực quán tính $\vec{M}_q = -J_s \vec{\varepsilon}$. Trong đó $\vec{a}_s = \vec{a}_s^n + \vec{a}_s^t$

Để tiện cho việc tính toán thì lực quán tính và mô men lực quán tính được thay thế bằng hợp lực quán tính $\vec{P}'_{qt} = -m\vec{a}_s$ có điểm đặt tại K. ta có

$$h = \frac{M_{qt}}{P_{qt}} = \frac{J_s \varepsilon}{m a_s} \text{ nhưng vì } \varepsilon = \frac{a_s^t}{l_{so}}$$

$$\text{nên } h = \frac{J_s a_s^t}{m l_{so} a_s} = \frac{J_s}{m l_{so}} \sin \alpha$$

khoảng cách $l_{sk} = \frac{h}{\sin \alpha}$ nên cuối cùng ta có $l_{sk} = \frac{J_s}{m l_{so}}$ (1) ta thấy rằng độ lớn l_{sk}

của khâu luôn không đổi vì m, J_s, l_{so} không đổi, không phụ thuộc vào vị trí của khâu.

Vậy hợp lực quán tính của khâu chuyển động quay không đều quanh trục không đi qua trọng tâm được xác định bằng công thức $\vec{P}'_{qt} = -m\vec{a}_s$ và có điểm đặt tại K. (K gọi là tâm va đập). Vị trí điểm K được xác định theo công thức (1) và điểm K nằm cách xa O hơn điểm S

2.4. Khâu chuyển động song phẳng

Ở các chương trình trước ta đã đưa ra phương pháp xác định hợp lực quán tính của khâu từ hai thành phần lực là $\vec{M}_{qt}, \vec{P}_{qt}$ nhưng để thuận lợi cho việc xác định hợp lực ở nhiều vị trí khác nhau của cơ cấu thì ta có thể xác định hợp lực quán tính của khâu chuyển động song phẳng theo phương pháp sau:

Ta coi chuyển động song phẳng gồm hai chuyển động hợp thành là chuyển động tịnh và chuyển động quay

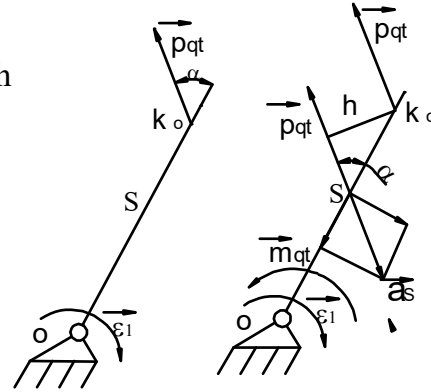
\vec{P}'_q là thành phần lực quán tính của khâu khi tham gia chuyển động tịnh tiến

\vec{P}''_q là thành phần lực quán tính của khâu khi tham gia chuyển động quay

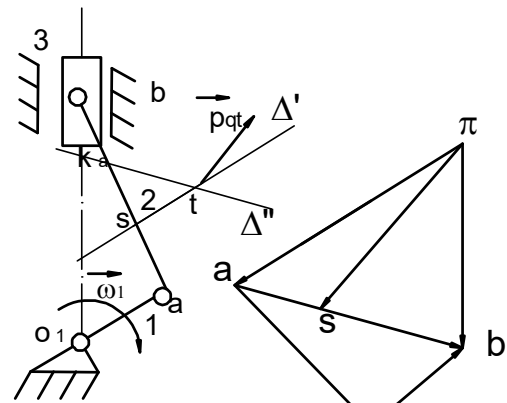
\vec{P}_q là hợp lực quán tính của khâu chuyển động song phẳng.

Vậy để xác định \vec{P}_q ta xác định thông qua các thành phần \vec{P}'_q, \vec{P}''_q

Ví dụ:



Hình 3.5a Hình 3.5b



Hình 3.6 Hình 3.7

Xét cơ cấu tay quay con trượt trong đó khâu AB là khâu chuyển động song phẳng. Điểm S là trọng tâm của khâu 2 (hình 3.6)

Giả sử cho trước họa đồ gia tốc của cơ cấu chuyển động của khâu AB có thể coi gồm 2 chuyển động hợp thành chuyển động tịnh tiến của khâu cùng với điểm A và chuyển động quay của khâu đối với điểm A ta có :

$$\vec{a}_S = \vec{a}_A + \vec{a}_{SA}$$

$$\vec{P}_{qt} = -m\vec{a}_s = m(\vec{a}_A + \vec{a}_{SA}) = (-m\vec{a}_s) + (-m\vec{a}_{SA}) = \vec{P}'_q + \vec{P}''_q$$

$$\vec{P}'_q = -m\vec{a}_s \quad \vec{P}''_q = -m\vec{a}_{SA}$$

Lực \vec{P}'_q qua trọng tâm và ngược chiều với gia tốc \vec{a}_A

Lực \vec{P}''_q đi qua tâm va đập K_A và ngược chiều với \vec{a}_{SA} . Do đó lực quán tính \vec{P}_q là hợp của 2 lực sẽ đi qua điểm T là giao điểm của các đường tác dụng của hai lực đó, cùng phương và ngược chiều với gia tốc trọng tâm \vec{a}_S

Kết luận: Hợp lực quán tính của khâu chuyển động song phẳng được xác định là $\vec{P}_{qt} = -m\vec{a}_s$ có điểm đặt tại T (T gọi là tâm quán tính) như vậy để xác định hợp lực quán tính \vec{P}_q ta đi xác định tâm quán tính T

Trên họa đồ gia tốc $\overrightarrow{\pi s}$ biểu thị gia tốc của điểm S

Cách xác định T

+ Từ trọng tâm S kẻ đường thẳng Δ' song song với $\overrightarrow{\pi a}$ ($\overrightarrow{\pi a}$ biểu thị gia tốc của điểm A)

+ Từ tâm va đập K_A kẻ đường thẳng Δ'' song song với $\overrightarrow{a_{SA}}$ ($\overrightarrow{a_{SA}}$ biểu thị gia tốc \vec{a}_{SA})

+ Δ' và Δ'' cắt nhau tại điểm T

Chú ý : 1. Tâm va đập K_A được xác định là $l_{sk} = \frac{J_s}{ml_{SA}}$ Điểm K nằm xa điểm A

hơn điểm S

2. Ta cũng có thể xem chuyển động của khâu AB hợp từ chuyển động tịnh tiến với điểm B và quay đối với B khi đó tâm va đập là K_B tương tự ta sẽ xác định được điểm T' khác điểm T. Nhưng T và T' cùng nằm trên một đường thẳng song song với $\overrightarrow{\pi s}$. Như vậy ta có thể lấy bất cứ điểm nào của khâu làm điểm theo khi xác định đường tác dụng của hợp lực quán tính.

3. Xác định phản lực khớp động trên nhóm A-xua loại 2

Mục tiêu :

- Trình bày được nguyên tắc giải bài toán áp lực khớp động của nhóm A-Xua loại hai

- Xác định được áp lực khớp động của nhóm A-Xua loại hai

- Rèn luyện tính cẩn thận.

3.1. Nguyên tắc giải bài toán áp lực khớp động của nhóm A-Xua loại hai

1. Tách nhóm A-Xua ra khỏi cơ cấu các áp lực ở khớp chờ khi đó trở thành ngoại lực tác dụng vào nhóm. Viết phương trình cân bằng lực cho cả nhóm hoặc cho từng khâu tùy theo điều kiện cụ thể. Nếu khớp trong của nhóm là khớp quay thì viết phương trình cân bằng lực cho cả nhóm để tính áp lực của khớp chờ sau đó tách riêng 1 khâu để tính áp lực của khớp trong.

2. Nếu trong phương trình cân bằng lực có số ẩn lớn hơn 2 thì ta phải khử bớt ẩn đi bằng cách chia áp lực của khớp quay ra làm 2 thành phần:

- Thành phần pháp đi qua tâm quay thứ hai

- Thành phần tiếp vuông góc với thành phần pháp

Sau đó viết phương trình cân bằng mô men đối với tâm quay thứ hai cho tất cả các lực có liên quan để tính thành phần áp lực tiếp tuyến.

3. Khi số ẩn của phương trình còn lại 2 ẩn ta giải bằng phương pháp vẽ đa giác lực.

4. Để cho việc vẽ đa giác lực được thuận tiện ta sắp xếp viết phương trình lực sao cho:

- Các lực đã biết viết trước các lực chưa biết viết sau.

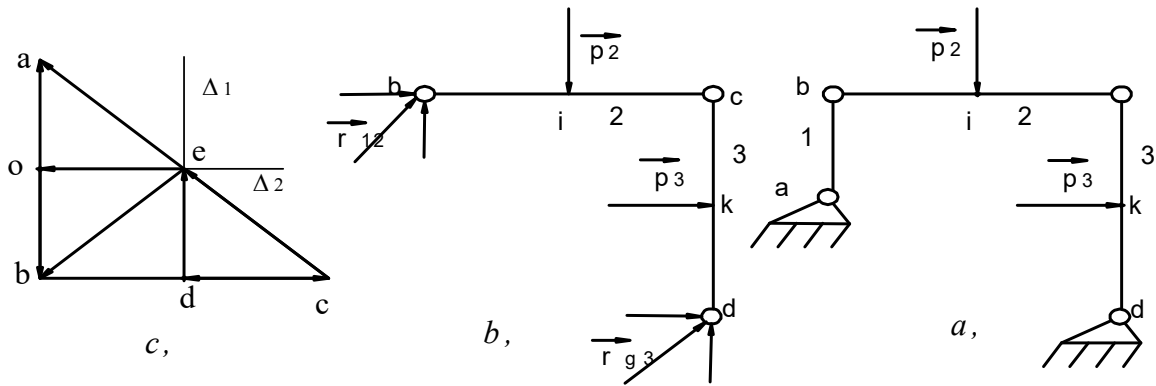
- Hai thành phần lực của cùng một lực viết liền nhau, các lực tác dụng lên cùng 1 khâu viết liền nhau để thuận tiện cho việc giải phương trình lực của từng khâu ngay trên đa giác lực chung.

5. Nếu trong nhóm có khớp tịnh tiến, ta phải xác định điểm đặt của áp lực bằng cách viết và giải phương trình cân bằng mô men với một điểm nào đó cho các lực tác dụng lên một trong hai khâu nối với nhau bằng khớp tịnh tiến đó.

3.2. Ví dụ

Cho cơ cấu 4 khâu bản lề (Tại vị trí như hình vẽ) $P_2 = P_3 = 1000\text{N}$ tác dụng tại trung điểm của các khâu. Xác định áp lực, \vec{N}_C, \vec{N}_D .

Giải:



Hình 3.8

1. Tách nhóm A-Xua gồm có khâu (2,3) ra khỏi cơ cấu

2. Viết phương trình cân bằng lực cho cả cơ cấu

$$\sum \vec{P}_n = \vec{N}_{12}^n + \vec{N}_{12}^t + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{N}_{G3}^n + \vec{N}_{G3}^t = 0^{(1)}$$

Trong đó $\vec{N}_{12} = \vec{N}_{12}^n + \vec{N}_{12}^t$; $\vec{N}_{12}^n \perp \vec{N}_{12}^t$, $\vec{N}_{12}^n // BC$

$$\vec{N}_{G3} = \vec{N}_{G3}^n + \vec{N}_{G3}^t; \vec{N}_{G3}^n \perp \vec{N}_{G3}^t, \vec{N}_{G3}^n // CD$$

$$\sum M_C^{(2)} = P_2 l_{BC}/2 - N_{12}^t l_{BC} = 0 \Rightarrow N_{12}^t = P_2/2 = 1000N/2 = 500N$$

($N_{12}^t > 0$ nên chiều \vec{N}_{12}^t là chiều giả thiết)

$$\sum M_C^{(3)} = P_3 l_{DC}/2 - N_{G3}^t l_{DC} = 0 \Rightarrow N_{G3}^t = P_3/2 = 1000/2 = 500N$$

($N_{G3}^t > 0$ nên chiều \vec{N}_{G3}^t là chiều giả thiết)

$$\text{Viết lại phương trình (1): } \sum \vec{P}_n = \vec{N}_{12}^n + \vec{N}_{12}^t + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{N}_{G3}^n + \vec{N}_{G3}^t = 0^{(1)}$$

Phương trình còn 2 ẩn nên ta đi vẽ họa đồ lực tính \vec{N}_C ($\vec{N}_{23} = -\vec{N}_{32}$)

$$\sum \vec{P}_{(3)} = \vec{N}_{23} + \vec{P}_3 + \vec{N}_{G3} = 0$$

Kết hợp trên họa đồ đa giác lực ta có $e\vec{b} = \vec{N}_{23}$

$$N_{23} = \frac{\sqrt{2}}{2} P_2 \text{ Phương chiều như hình vẽ.}$$

4. Lực ma sát

Mục tiêu:

- Trình bày được khái niệm về ma sát và phân loại ma sát
- Chủ động tích cực trong học tập.

4.1. Khái niệm về ma sát

Ma sát là hiện tượng xảy ra ở chỗ hai khâu tiếp xúc nhau với một áp lực nhất định, khi giữa hai khâu này có xu hướng chuyển động tương đối hoặc có chuyển động tương đối. Khi đó tại bề mặt tiếp xúc xuất hiện một lực cản lại chuyển động tương đối đó gọi là lực ma sát.

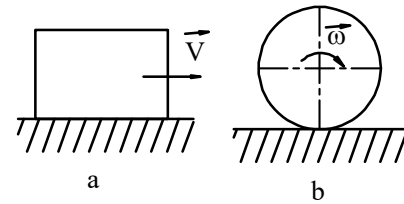
4.2. Phân loại ma sát

4.2.1. Theo tính chất chuyển động tương đối giữa hai khâu

- Ma sát trượt: Khi một điểm của khâu này lần lượt tiếp xúc với các điểm khác nhau của khâu kia

(hình 3.9a)

- Ma sát lăn: Khi các điểm nối tiếp nhau của khâu này lần lượt tiếp xúc với các điểm nối tiếp nhau của khâu kia. (hình 3.9b)



Hình 3.9

4.2.2. Theo tính chất tiếp xúc

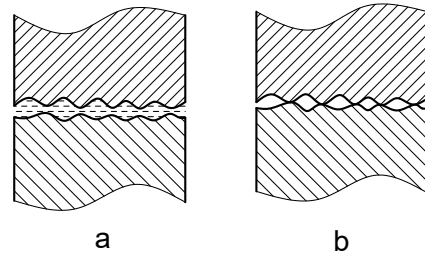
Ma sát được phân thành: ma sát khô, ma sát ướt, ma sát nửa khô, ma sát nửa ướt .

- Ma sát khô: Là ma sát khi hai bề mặt tiếp xúc không có chất bôi trơn ngăn cách. (hình 3.10.b)

- Ma sát ướt: Là ma sát khi giữa hai bề mặt tiếp xúc có một lớp chất bôi trơn ngăn cách hoàn toàn.

(hình 3.10.a)

- Nếu giữa hai bề mặt tiếp xúc có một lớp bôi trơn ngăn cách không hoàn toàn ma sát khi đó sẽ là nửa khô hoặc nửa ướt tùy thuộc vào một trong hai dạng ma sát đầu dạng nào hơn.



Hình 3.10

4.2.3. Theo trạng thái tiếp xúc

- Ma sát tĩnh: khi hai khâu tiếp xúc với nhau và có xu hướng chuyển động tương đối với nhau (nhưng vẫn còn đứng yên)

- Ma sát động: Khi hai khâu tiếp đang chuyển động tương đối với nhau

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày khái niệm về ngoại lực?
2. Trình bày khái niệm về nội lực?
3. Trình bày khái niệm về lực quán tính?
4. Trình bày điều kiện tĩnh định của bài toán tính áp lực khớp động?
5. Mục đích của việc tính lực quán tính?
6. Cách xác định hợp lực quán tính của các khâu?
7. Nguyên tắc giải bài toán áp lực khớp động của nhóm A-Xua loại hai

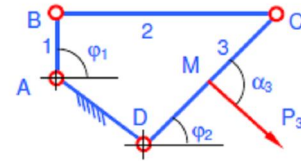
8. Trình bày khái niệm và phân loại ma sát?

Bài tập

1. Tính những áp lực khớp động của cơ cấu 4 khâu bản lề phẳng (hình 3.11a), cho trước

$$l_{AB} = \frac{l_{BC}}{4} = \frac{l_{CD}}{4} = 0,1(m), \text{ khâu BC nằm ngang, các góc}$$

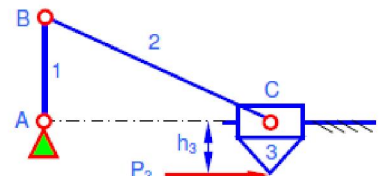
$\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_2 = 45^\circ$ và lực cản $P_3 = 1000N$ tác động tại trung điểm khâu 3 với $\alpha_3 = 90^\circ$



Hình 3.11a

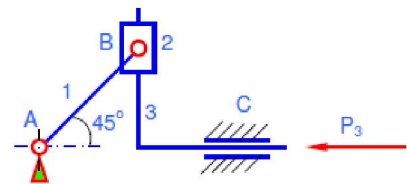
2. Tính áp lực khớp động của cơ cấu tay quay con trượt (hình 3.11b), cho trước $l_{AB} = \frac{l_{BC}}{2} = 0,1(m)$, AB

thẳng đứng, khâu AC nằm ngang, lực cản $P_3 = 1000N$ nằm ngang cách rãnh trượt một đoạn $h_3 = 0,085m$



Hình 3.11b

3. Tính áp lực khớp động của cơ cấu tính sin (hình 3.12), cho trước $l_{AB} = 0,1(m)$, $\varphi_1 = 45^\circ$ AB thẳng đứng, lực cản $P_3 = 1000N$



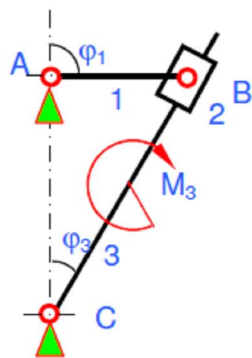
Hình 3.12

4. Tính những áp lực khớp động A, B, C, D của cơ cấu máy sàng (hình 3.14),, cho trước

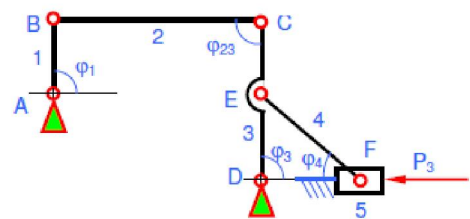
$$l_{AB} = \frac{l_{BC}}{2} = \frac{l_{CD}}{2} = l_{DE} = 0,1(m), \text{ các góc } \varphi = \varphi_{23} = \varphi_3 = 90^\circ,$$

$\varphi_4 = 45^\circ$ và lực cản $P_3 = 1000N$

5. Tính áp lực khớp động của cơ cấu cu lít (hình 3.15), cho trước $l_{AB} = 0,3(m)$, $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 30^\circ$, momen cản $M_3 = 600Nm$ đặt trên cu lít.



Hình 3.13



Hình 3.14

Chương 4: ĐỘNG LỰC HỌC MÁY

Mã chương/ bài: MH13-4

Mục tiêu:

- + Phân tích được chuyển động thực của máy.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung
2. Phương trình chuyển động của máy
 - 2.1. Phương trình chuyển động của máy dưới dạng động năng
 - 2.2. Các đại lượng thay thế - Khâu thay thế
 - 2.2.1. Khâu thay thế
 - 2.2.2. Mô men quán tính thay thế J_T
 - 2.2.3. Mô men lực thay thế M_T
 - 2.2.4. Phương trình chuyển động của máy với các đại lượng thay thế
 - 2.3. Phương trình chuyển động của máy dạng vi phân (phương trình mô men)
3. Chuyển động thực của máy
 - 3.1. Chế độ chuyển động thực của máy
 - 3.2. Xác định vận tốc thực của máy
 - 3.2.1. Phương pháp giải tích
 - 3.2.2. Phương pháp đồ thị

1. Khái niệm chung

Mục tiêu: Trình bày được định nghĩa chuyển động thực của máy và các quan niệm khi nghiên cứu chuyển động thực của máy.

Khi máy làm việc dưới tác dụng của các lực máy sẽ có một chuyển động xác định gọi là chuyển động thực của máy.

Khi nghiên cứu chương này ta quan niệm máy theo một nghĩa hẹp sau :

- Máy là một hệ vật rắn một bậc tự do chịu tác dụng của các lực hoàn toàn xác định, các khâu của máy là các vật rắn không biến dạng.
- Khối lượng và mô men quán tính của các khâu là cố định
- Vì qui luật chuyển động của các khâu phụ thuộc vào qui luật chuyển động của khâu dẫn nên để xác định chuyển động thực của máy ta chỉ cần xác định vận tốc thực của khâu dẫn, vận tốc này gọi là vận tốc thực của máy.

- Ta xét đối với trường hợp khâu dẫn là khâu nối với giả bằng khớp quay.

2. Phương trình chuyển động của máy

Mục tiêu:

- Trình bày khái niệm khâu thay thế
- Viết được phương trình chuyển động của máy dưới dạng động năng, công thức tính mômen quán tính thay thế J_T , mômen lực thay thế M_T , phương trình mômen)
- Chủ động, tích cực trong học tập

2.1. Phương trình chuyển động của máy dưới dạng động năng

Để thành lập được phương trình chuyển động của máy ta xuất phát từ định lý biến thiên động năng. Định lý này thể hiện qua phương trình sau:

$$\Delta E = A$$

Trong đó :

A : Tổng công của các lực tác dụng vào máy trong khoảng thời gian xác định từ $t_0 \rightarrow t$.

ΔE Là biến thiên động năng của máy cũng trong khoảng thời gian này $t_0 \rightarrow t$.

$\Delta E = E - E_0$, E, E_0 là động năng của máy tại thời điểm t, t_0

gọi φ , φ_0 lần lượt là các góc quay của khâu dẫn ứng với các thời điểm t, t_0

Trong phương trình trên các đại lượng A, ΔE có thể xác định thông qua các thông số động học, động lực học của máy

** Xác định biểu thức ΔE*

Xét một máy có n khâu động, một khâu động i của máy có m_i , J_{si} là khối lượng và mô men quán tính khối lượng đối với trọng tâm của khâu này

\vec{v}_{si} , $\vec{\omega}_i$ là vận tốc tại trọng tâm và vận tốc góc của khâu này tại một thời điểm t xác định.

Tại thời điểm t này động năng của khâu i là :

$$E_i = m_i \frac{v_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2}$$

Động năng của máy tại thời điểm này là :

$$E = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{v_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2} \right)$$

Biến thiên động năng của máy trong khoảng thời gian xác định từ $t_0 \rightarrow t$ là :

$$\Delta E = E - E_0 = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2(\varphi)}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2(\varphi)}{2} \right) - \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2(\varphi_0)}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2(\varphi_0)}{2} \right)$$

Viết gọn lại :

$$\Delta E = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2} \right) \Big|_{\varphi \rightarrow \varphi_0, t \rightarrow t_0} \quad (2)$$

* *Xác định biểu thức A*

Xét 1 khâu động thứ i trong máy . Giả sử ngoại lực tác dụng lên khâu này là một lực \vec{P}_i và một mô men \vec{M}_i

Tại thời điểm t khâu i có vận tốc \vec{V}_i và vận tốc góc là $\vec{\omega}_i$

Vậy công suất của các lực đặt trên khâu i tại thời điểm t là : $N_i = \vec{P}_i \cdot \vec{V}_i + \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i$

Tại thời điểm t này công suất của tất cả các lực đặt trên các khâu động của máy là:

$$N = \sum_{i=1}^n N_i = \sum_{i=1}^n (\vec{P}_i \cdot \vec{V}_i + \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i)$$

Tổng công của các lực tác dụng trong khoảng thời gian từ $t_0 \rightarrow t$ là;

$$A = \int_{t_0}^t N dt = \int_{t_0}^t \left(\sum_{i=1}^n \vec{P}_i \cdot \vec{V}_i + \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i \right) dt \quad (3)$$

* *Phương trình chuyển động*

từ (1) , (2) , (3) ta có:

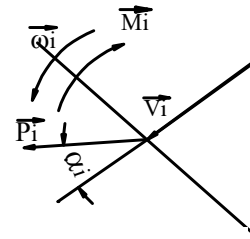
$$\sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2} \right) \Big|_{\varphi \rightarrow \varphi_0, t \rightarrow t_0} = \int_{t_0}^t \left(\sum_{i=1}^n \vec{P}_i \cdot \vec{V}_i + \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i \right) dt \quad (4)$$

Phương trình (4) là phương trình chuyển động của máy dưới dạng động năng với n khâu động

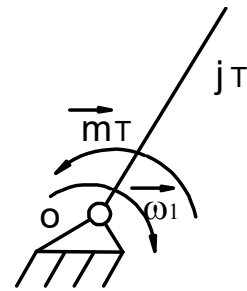
2.2. Các đại lượng thay thế - Khâu thay thế

2.2.1. Khâu thay thế

Việc nghiên cứu chuyển động thực của máy là một cơ hệ nhiều khâu được thay thế bằng việc nghiên cứu chuyển động thực của một cơ hệ đơn giản chỉ có một khâu khâu đó được gọi là khâu thay thế. Thông thường ta chọn khâu thay thế là khâu dẫn vì vậy khâu hay thể phải có vận tốc bằng vận tốc của khâu dẫn. Có mômen quán tính tại từng thời



Hình 4.1



Hình 4.2

điểm bằng mô men quán tính thay thế của máy, trên khâu đó đặt một mô men lực M_T tại từng thời điểm bằng mô men lực thay thế trên khâu dẫn cho tất cả các lực tác dụng vào máy. Khâu này phải tương đương với máy về mặt động lực học tức là có động năng và công suất bằng động năng và công suất các lực của máy.

2.2.2. Mômen quán tính thay thế J_T

Xét máy có n khâu động, một khâu động i của máy có m_i , J_{si} là khối lượng và mô men quán tính đối với trọng tâm của khâu này

\vec{v}_{si} , $\vec{\omega}_i$ là vận tốc tại trọng tâm và vận tốc góc của khâu này tại một thời điểm t xác định.

Động năng của máy tại thời điểm xác định là :

$$E = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2} \right) = \frac{\omega_1^2}{2} \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{\omega_1^2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2} \right)$$

$$E = \sum_{i=1}^n E_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2} \right)$$

$$\text{Đặt: } J_T = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{\omega_1^2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{\omega_1^2} \right) \quad (5) \quad E = \frac{J_T \omega_1^2}{2} = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{V_{si}^2}{2} + J_{si} \frac{\omega_i^2}{2} \right)$$

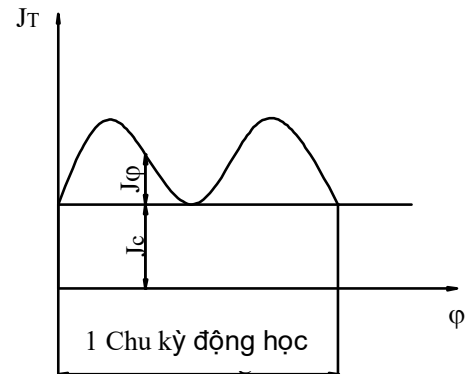
biến thiên động năng của máy trong khoảng từ

$$(\varphi_0 \rightarrow \varphi) \quad \Delta E_{(\varphi_0 \rightarrow \varphi)} = \frac{J_T(\varphi) \omega_1^2(\varphi)}{2} - \frac{J_T(\varphi_0) \omega_1^2(\varphi_0)}{2} \quad (6)$$

Nhận xét (5)

J_T có thứ nguyên là thứ nguyên của một mô men quán tính. Nếu ta gán cho khâu dẫn một mô men quán tính là J_T thì động năng của nó

bằng động năng của máy . như vậy về mặt động năng J_T thay thế cho tất cả các khối lượng và mô men quán tính của các khâu động của máy. Vì vậy J_T được gọi là mô men quán tính thay thế của máy trên khâu dẫn gọi tắt là mô men quán tính thay thế. J_T là đại lượng biến thiên theo chu kỳ động học ϕ



Hình 4.3

$$J_T = J_\phi + J_c$$

Trong đó

J_ϕ Phần thay thế của những khâu có tỷ số truyền thay đổi so với khâu dẫn

J_c Phần thay thế của khâu có tỷ số truyền không đổi so với khâu dẫn.

2.2.3. Mômen lực thay thế M_T

Xét 1 khâu động thứ i trong máy ngoại lực tác dụng lên khâu này là một lực \vec{P}_i và một mô men \vec{M}_i

Tại thời điểm t điểm i có vận tốc \vec{v}_i là và có vận tốc góc là $\vec{\omega}_1$
 Vậy công suất của các lực đặt trên khâu i tại thời điểm t là : $N_i = \vec{P}_i \cdot \vec{V}_i + \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i$

Tại thời điểm t này công suất của tất cả các lực đặt trên các khâu động của máy là:

$$N = \sum_{i=1}^n N_i = \sum_{i=1}^n \vec{P}_i \cdot \vec{V}_i + \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i$$

$$N = \sum_{i=1}^n N_i = \omega_1 \sum_{i=1}^n \left(\frac{\vec{P}_i \cdot \vec{V}_i}{\omega_1} + \frac{\vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i}{\omega_1} \right)$$

Đặt $M_T = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\vec{P}_i \cdot \vec{V}_i}{\omega_1} + \frac{\vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i}{\omega_1} \right)$ (7)

$$N = \vec{M}_T \vec{\omega}_1 = M_T \omega_1 = \sum_{i=1}^n (\vec{P}_i \cdot \vec{V}_i + \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i)$$

$$A = \int_{t_0}^t N dt = \int_{t_0}^t M_T \omega_1 dt = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi$$
 (8)

Nhận xét (7):

M_T có thứ nguyên là thứ nguyên của một mô men lực.

Nếu đặt vào khâu dẫn một mô men lực là M_T thì công suất của nó bằng công suất của tất cả các lực đặt trên máy .

$\vec{M}_T, \vec{\omega}_1$ cùng phương với nhau $M_T > 0$ thì $\vec{M}_T, \vec{\omega}_1$ cùng chiều

$M_T < 0$ thì $\vec{M}_T, \vec{\omega}_1$ ngược chiều

M_T gọi là mô men thay thế trên khâu dẫn cho tất cả các lực trên máy gọi tắt là mô men lực thay thế

2.2.4. Phương trình chuyển động của máy với các đại lượng thay thế

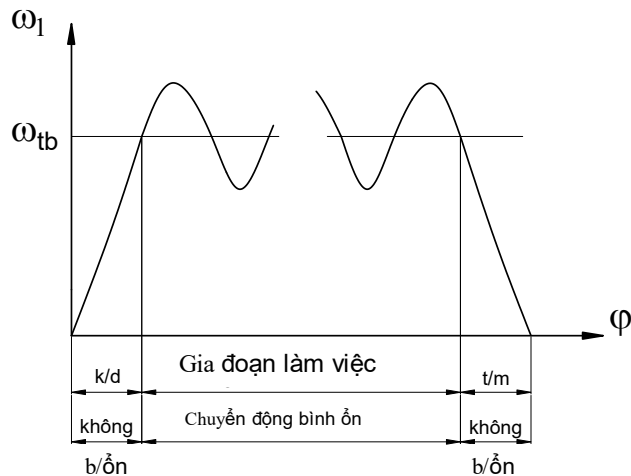
Từ (1) , (6) , (8) ta có:

$$\frac{J_T(\varphi)\omega_1^2(\varphi)}{2} - \frac{J_T(\varphi_0)\omega_1^2(\varphi_0)}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi$$
 (9)

Phương trình (9) phương trình chuyển động của máy với các đại lượng thay thế

2.3. Phương trình chuyển động của máy dạng vi phân (phương trình mô men)

Từ phương trình (9) ta đạo hàm hai vế ta có



Hình 4.4

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_T(\varphi)\omega_1^2(\varphi)}{2} \right) = M_T \quad M_T = J_T \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\omega_1^2}{2} \right) + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{d}{d\varphi} (J_T)$$

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\omega_1^2}{2} \right) = \frac{d}{d\omega_1} \left(\frac{\omega_1^2}{2} \right) \frac{d\omega_1}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \omega_1 \varepsilon_1 \frac{1}{\omega_1} = \varepsilon_1$$

$$M_T = J_T \varepsilon_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{d}{d\varphi} (J_T) \quad (10)$$

Nếu $J_T = \text{hằng số}$ thì $M_T = J_T \varepsilon_1$ (10')

Phương trình (10) là phương trình chuyển động của máy dạng vi phân hay là phương trình mô men. nếu $J_T = \text{hằng số}$ thì có dạng là phương trình (10')

3. Chuyển động thực của máy

Mục tiêu:

- Trình bày điều kiện để máy chuyển động bình ổn
- Trình bày cách xác định vận tốc thực của máy bằng phương pháp giải tích và phương pháp đồ thị
- Chủ động tích cực trong học tập

3.1. Chế độ chuyển động thực của máy

Vận tốc thực của máy nói chung là biến thiên theo vị trí góc quay của khâu dẫn. Nó có xu hướng tăng dần hoặc giảm dần hoặc biến thiên có chu kỳ quanh một giá trị trung bình cố định. Chế độ chuyển động bình ổn ứng với vận tốc biến thiên có chu kỳ quanh một giá trị trung bình cố định. Ứng với chế độ chuyển động bình ổn là giai đoạn làm việc của máy. Chế độ không bình ổn ứng với trường hợp vận tốc có xu hướng tăng dần hoặc giảm dần. Ứng với chế độ không bình ổn là giai đoạn khởi động và giai đoạn tắt máy. Khi khởi động $A_d > A_c$. Khi tắt máy thì $A_d < A_c$

* *Điều kiện để máy chuyển động bình ổn*

Từ phương trình (9) ta có :

$$\omega_1(\varphi) = \sqrt{\frac{J_T(\varphi_0)}{J_T(\varphi)} \omega_1^2(\varphi_0) + \frac{2}{J_T(\varphi)} \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi}$$

Nếu J_T là hằng số và $\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi = A = 0$ ứng với mọi vị trí φ của khâu dẫn thì ω_1 là

hằng số. Máy sẽ chuyển động bình ổn với vận tốc đều

Nếu $\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi = A = 0$ theo chu kỳ (a) và $\frac{J_T(\varphi_0)}{J_T(\varphi)} = 1$ theo chu kỳ (b)

Thì $\omega_1(\varphi) = \omega_1(\varphi_0)$ theo chu kỳ và máy chuyển động bình ổn

Vì J_T có chu kỳ biến thiên chính là chu kỳ động học nên điều kiện (a) luôn thỏa mãn sau một chu kỳ động học Φ

Kết luận: Vậy điều kiện để máy chuyển động bình ổn là $\int M_T d\varphi = A = 0$ theo chu kỳ. Tức là sau những khoảng thời gian nhất định tổng công của các lực tác dụng bằng không. Nói một cách khác trong những khoảng thời gian nhất định thì năng lượng cung cấp cho máy bằng năng lượng mà máy tiêu thụ $A_d = A_c$. Gọi Φ_A là góc quay của khâu dẫn ứng với khoảng thời gian này thì Φ_A là chu kỳ năng lượng

Gọi Φ_ω là chu kỳ biến thiên vận tốc thực của máy hay còn gọi là chu kỳ bình ổn của máy hoặc chu kỳ động lực học của máy là khoảng góc quay nhỏ nhất của khâu dẫn để vận tốc của máy lại trở về giá trị ban đầu cả về phương chiều và trị số

Φ_ω là bội số chung nhỏ nhất của Φ_A, Φ

$$\Phi_\omega = p\Phi_A = q\Phi$$

3.2. Xác định vận tốc thực của máy

3.2.1. Phương pháp giải tích

Xét ứng với trường hợp M_T, J_T đều là hàm của φ

Từ phương trình (9) ta có :

$$\begin{aligned} \omega_1(\varphi) &= \sqrt{\frac{J_T(\varphi_0)}{J_T(\varphi)} \omega_1^2(\varphi_0) + \frac{2}{J_T(\varphi)} \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi} \\ \omega_1(\varphi) &= \sqrt{\frac{2}{J_T(\varphi)} \left(\frac{J_T(\varphi_0) \omega_1^2(\varphi_0)}{2} + \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi \right)} \\ \omega_1(\varphi) &= \sqrt{\frac{2}{J_T(\varphi)} (E_0 + \Delta E)} \quad (*) \\ \omega_1(\varphi) &= \sqrt{\frac{2E(\varphi)}{J_T(\varphi)}} \quad (11) \end{aligned}$$

Nếu các hàm cho ở dưới dạng giải tích khi đó thay vào (*) ta sẽ xác định được ω_1 ứng với các vị trí của φ theo phương pháp giải tích.

3.2.2. Phương pháp đồ thị

Nếu M_T, J_T cho ở dưới dạng đồ thị thì ta dùng phương pháp đồ thị để xác định ω_1 .

Cách xác định như sau:

Xét trong một chu kỳ bình ổn

+ Ta có $\Delta E = A = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_T d\varphi$ vì vậy từ đồ thị $M_T - \varphi$ ta tích phân đồ thị này thì sẽ

được đồ thị $A - \varphi$ và cũng là đồ thị $\Delta E - \varphi$

Giả sử sau khi tích phân đồ thị $\Delta E - \varphi$ có dạng như sau:

+ Từ đồ thị $\Delta E - \varphi$ ta xác định đồ thị $E - \varphi$ bằng cách lùi trục hoành xuống phía dưới một khoảng bằng $E_0 = \frac{J_0 \omega_0^2}{2}$

+ Kết hợp đồ thị $E - \varphi$ và đồ thị $J_T - \varphi$ ta xác định được đồ thị $E - J$

+ Từ đồ thị $E - J$ ta có thể xác định được ω_1 ứng với các vị trí φ của khâu dẫn

$$\text{ta có } \text{tg}\Psi_k = \frac{y_k}{x_k} = \frac{E(\varphi_k)}{\mu_E} : \frac{J_T(\varphi_k)}{\mu_J}$$

$$\text{tg}\Psi_k = \frac{\mu_E}{\mu_J} : \frac{E(\varphi_k)}{J(\varphi_k)} = \frac{\mu_E}{\mu_J} \frac{\omega_1^2(\varphi_k)}{2}$$

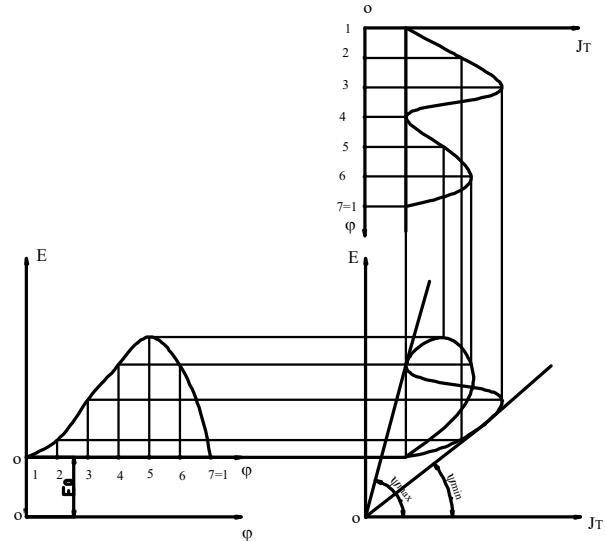
$$\omega_1(\varphi_k) = \sqrt{\frac{2\mu_E}{\mu_J} \text{tg}\Psi_k} \text{ vậy ứng với các}$$

điểm k khác nhau ta xác định các góc φ_k tương ứng của khâu dẫn và xác định được $\text{tg}\Psi_k$ từ đó xác định $\omega_1(\varphi_k)$

Ψ_k đạt max thì $\text{tg}\Psi_k$ đạt max khi đó $\omega_1(\varphi_k)$ đạt giá trị max

Ψ_k đạt min thì $\text{tg}\Psi_k$ đạt min khi đó $\omega_1(\varphi_k)$ đạt giá trị min

Câu hỏi ôn tập:



Hình 4.5

1. Trình bày định nghĩa chuyển động thực của máy và các quan niệm khi nghiên cứu chuyển động thực của máy?
2. Viết phương trình chuyển động của máy dưới dạng động năng
3. Trình bày khái niệm khâu thay thế. Mô hình động lực học của máy sau khi thay thế?
4. Viết công thức tính mômen quán tính thay thế J_T ?
5. Viết công thức tính mômen lực thay thế M_T ?
6. Viết phương trình chuyển động của máy với các đại lượng thay thế
7. Viết phương trình mô men?
8. Trình bày các giai đoạn và chế độ chuyển động của máy?
9. Xác định điều kiện để máy chuyển động bình ổn, điều kiện để vận tốc của máy $\omega_1 = \cos t$?

Chương 5: CƠ CẤU KHỚP LOẠI THẤP

Mã chương/ bài:MH13-5

Mục tiêu:

- + Trình bày được biến thể của cơ cấu 4 khâu bản lề.
- + Phân tích được đặc điểm về quỹ đạo và chuyển vận tốc của cơ cấu 4 khâu bản lề.
- + Phân tích được miền tự hãm của tay quay.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm

1.1. Định nghĩa và công dụng

1.2. Ưu nhược điểm

1.2.1. Ưu điểm

1.2.2. Nhược điểm

1.3. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

1.3.1. Cơ cấu bốn khâu bản lề

1.3.2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

2. Đặc điểm chuyển động

2.1. Tỷ số truyền

2.2. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

3. Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá

1. Khái niệm

Mục tiêu:

- Trình bày định nghĩa, công dụng, ưu nhược điểm của cơ cấu phẳng toàn khớp thấp.
- Vẽ và giải thích sơ đồ động của cơ cấu bốn khâu bản lề.
- Nhận biết các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề
- Rèn luyện khả năng phân tích logic.

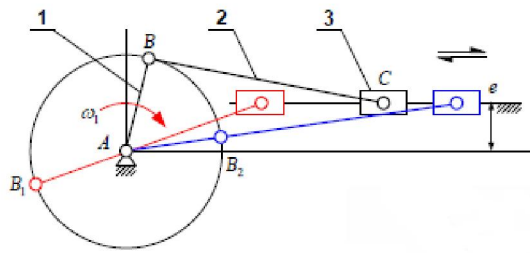
1.1. Định nghĩa và công dụng

Định nghĩa: Cơ cấu phẳng toàn khớp thấp là cơ cấu phẳng trong đó khớp động giữa các khâu là khớp thấp (khớp tịnh tiến loại 5 hay khớp bản lề)

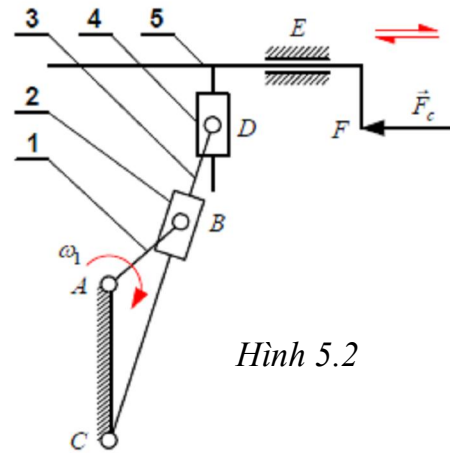
Công dụng: Được sử dụng nhiều trong thực tế kỹ thuật, đặc biệt là trong các cơ cấu biến đổi chuyển động.

Ví dụ:

- + Cơ cấu culít dùng trong máy bào (Hình 5.1)
- + Cơ cấu tay quay - con trượt dùng trong động cơ nổ, máy ép trục khủy, ...
- + Cơ cấu 4 khâu bản lề dùng trong hệ thống giảm chấn của xe đạp, (Hình 5.2)



Hình 5.1



Hình 5.2

1.2. Ưu nhược điểm

1.2.1. Ưu điểm

- + Thành phần tiếp xúc là mặt nên áp suất tiếp xúc nhỏ, vì vậy độ bền mòn và khả năng truyền lực cao
- + Chế tạo đơn giản và công nghệ gia công khớp thấp tương đối hoàn hảo. Do đó chế tạo và lắp ghép dễ đạt độ chính xác cao
- + Không cần các biện pháp bảo toàn như ở khớp cao
- + Dễ dàng thay đổi kích thước động của cơ cấu bằng cách điều chỉnh khoảng cách giữa các bản lề. Việc này khó thực hiện ở các cơ cấu khớp loại cao

1.2.2. Nhược điểm

Việc thiết kế các cơ cấu này theo những điều kiện cho trước rất khó, khó thực hiện chính xác bất kỳ quy luật chuyển động chính xác nào.

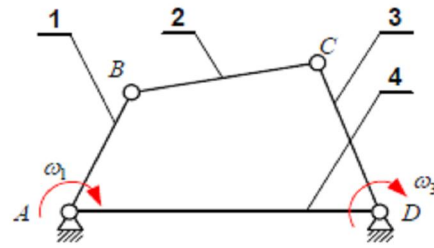
1.3. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

1.3.1. Cơ cấu bốn khâu bản lề

* Sơ đồ động

Cơ cấu 4 khâu bản lề có 4 khâu được nối với nhau bằng 4 khớp bản lề (Hình 5.3).

- + Khâu 4 cố định được gọi là giá
- + Khâu 2 đối diện với giá được gọi là thành truyền
- + Khâu 1,3 được gọi là tay quay. Hai khâu này có thể quay được toàn vòng hoặc không quay được toàn vòng tùy từng cơ cấu cụ thể.



Hình 5.3

* *Ứng dụng* : Cơ cấu 4 khâu bản lề được dùng nhiều trong thực tế. Ví dụ :

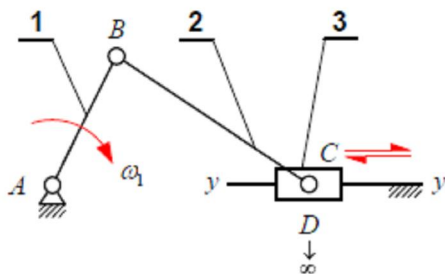
- + Khâu 1 quay, khâu 3 quay: cơ cấu hình bình hành, ...
- + Khâu 1 quay, khâu 3 lắc: cơ cấu ba – tầng máy dệt, ...
- + Khâu 1 lắc, khâu 3 quay: Cơ cấu bàn đạp máy may, ...
- + Khâu 1 lắc, khâu 3 lắc: Cơ cấu đo vải, ...

1.3.2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

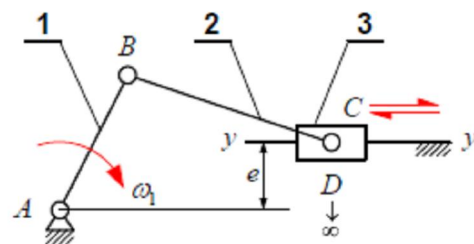
* *Cơ cấu tay quay - con trượt*

Cơ cấu 4 khâu bản lề có khớp D lòi ra ∞ theo phương $\perp AD$ thì được gọi là cơ cấu tay quay - con trượt. Có hai loại cơ cấu tay quay - con trượt:

- Cơ cấu tay quay - con trượt chính tâm (hình 5.4)
- Cơ cấu tay quay - con trượt lệch tâm (Hình 5.5)



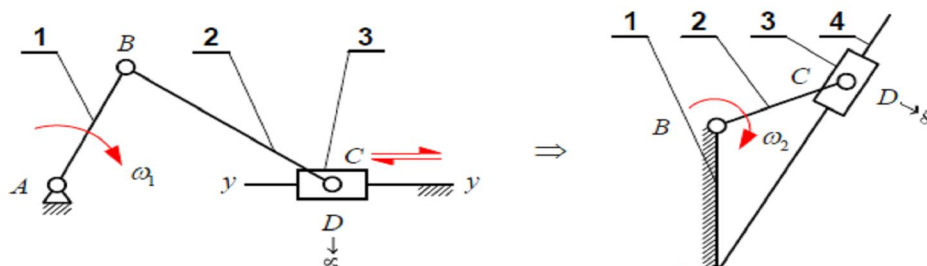
Hình 5.4



Hình 5.5

* *Cơ cấu cu-lít*

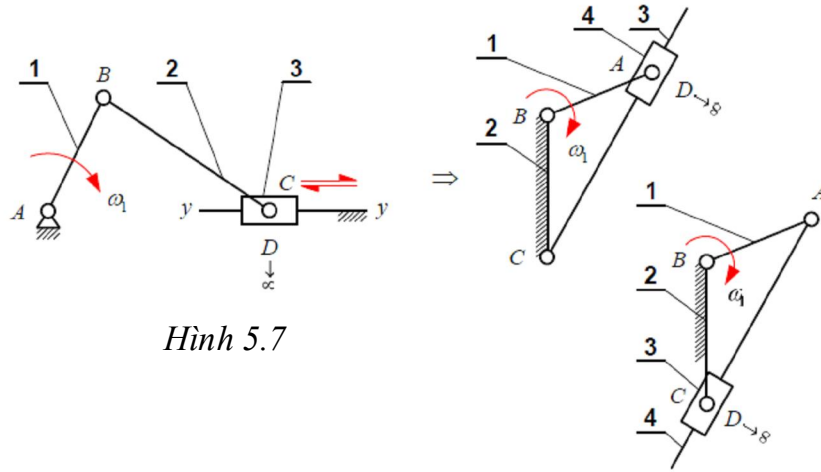
Cơ cấu tay quay - con trượt chính tâm cho khâu 1 hoặc khâu 2 làm giá thì



Hình 5.6

ta được cơ cấu cu-lít

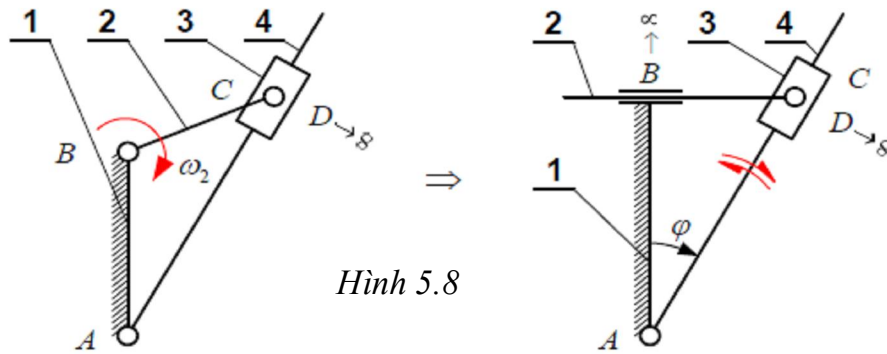
- Cơ cấu tay quay - con trượt chính tâm cho khâu 1 làm giá (Hình 5.6)
- Cơ cấu tay quay - con trượt chính tâm cho khâu 2 làm giá (Hình 5.7)



Hình 5.7

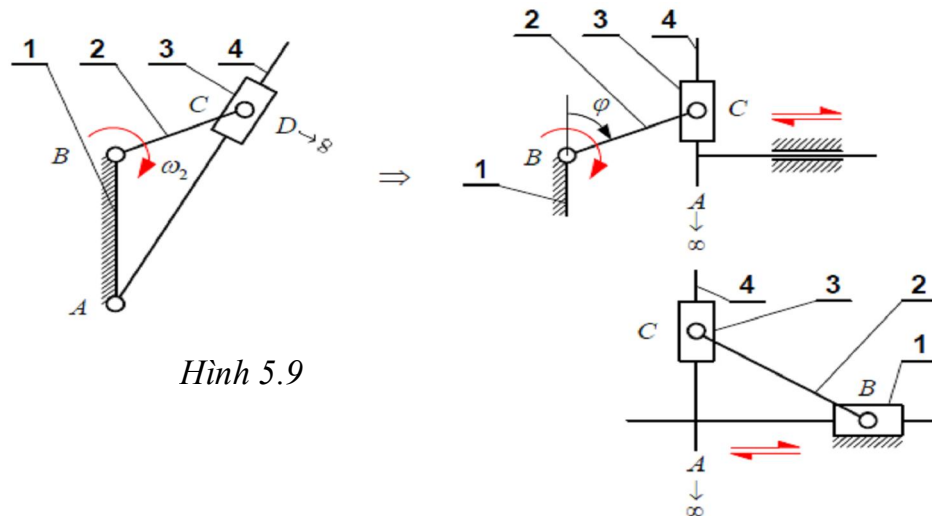
* Cơ cấu tang

Từ cơ cấu cu-lít, cho khớp B lùi ra ∞ theo phương của giá 1 ta được cơ



Hình 5.8

cấu tang (Hình 5.8)



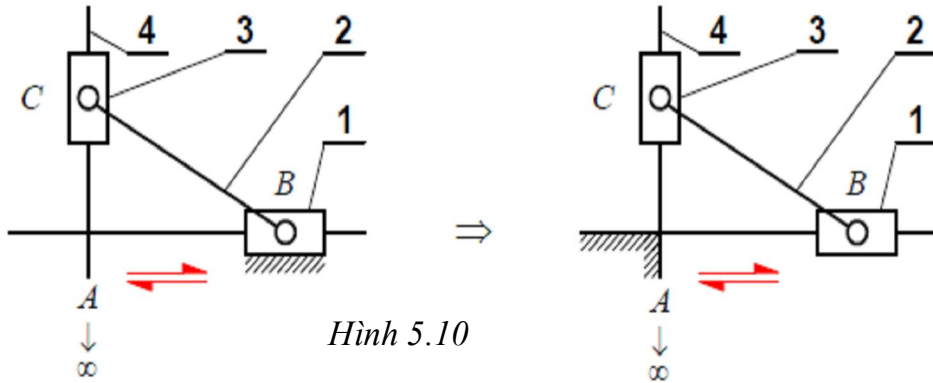
Hình 5.9

* Cơ cấu sin

Từ cơ cấu cu-lít, cho khớp A lùi ra ∞ theo phương của giá 1 ta được cơ cấu sin (Hình 5.9)

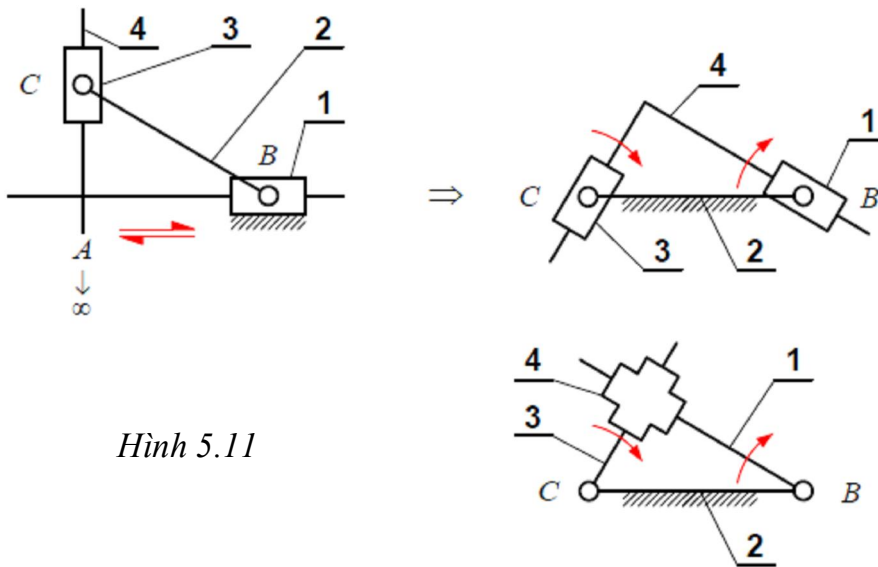
* Cơ cấu ellipse

Từ cơ cấu sin, đổi khâu 4 làm giá ta được cơ cấu ellipse (hình 5.10)



* Cơ cấu Oldham

Từ cơ cấu sin, đổi khâu 2 làm giá ta được cơ cấu Oldham (Hình 5.11)

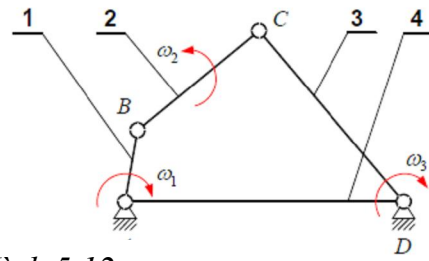


2. Đặc điểm chuyển động

Mục tiêu :

- Trình bày định nghĩa tỷ số truyền của hai khâu tùy ý, tỷ số truyền của cơ cấu

- Viết công thức tính tỷ số truyền của hai khâu tùy ý, tỷ số truyền của cơ cấu
- Phát biểu định lý Kennedy, định lý Willi
- Trình bày đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề
- Chủ động tích cực trong học tập



Hình 5.12

2.1. Tỷ số truyền

Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc ω_1 , khâu 2 chuyển động song phẳng với vận tốc góc ω_2 , khâu bị dẫn 3 quay với vận tốc góc ω_3 .

- Tỷ số truyền giữa hai khâu tùy ý của một cơ cấu là tỷ số vận tốc góc giữa hai khâu đó:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}$$

- Tỷ số truyền của cơ cấu là tỷ số truyền giữa khâu dẫn và khâu bị dẫn của cơ cấu:

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$$

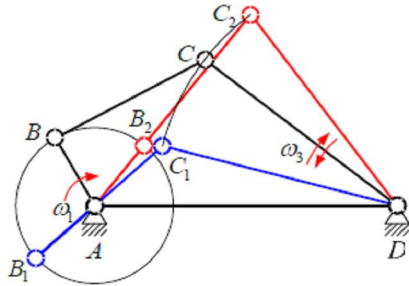
- Định lý Kennedy: Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, tâm quay tức thời trong chuyển động tương đối giữa hai khâu đối diện là giao điểm giữa hai đường tâm của hai khâu còn lại

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{V_{P_{13}} / l_{AP_{13}}}{V_{P_{13}} / l_{DP_{13}}} = \frac{l_{DP_{13}}}{l_{AP_{13}}}$$

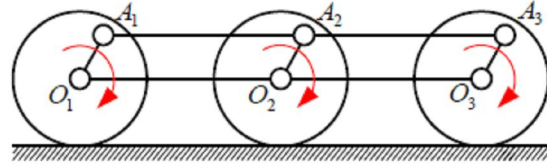
- Định lý Willi: Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, đường tâm thanh truyền chia đường tâm giá làm hai đoạn thẳng tỉ lệ nghịch với vận tốc góc của hai khâu nối giá.

2.2. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

- + Tỷ số truyền là một đại lượng biến thiên phụ thuộc vị trí cơ cấu
- + P_{13} chia ngoài đoạn AD $\rightarrow i_{13} > 0$: ω_1 cùng chiều ω_3
- + P_{13} chia trong đoạn AD $\rightarrow i_{13} < 0$: ω_1 ngược chiều ω_3
- + Khi tay quay AB và thanh truyền BC đuỗi thẳng hay đập nhau, tức $P_{13} \equiv A$, khâu 3 đang ở vị trí biên và chuẩn bị đổi chiều quay. (Hình 5.13)
- + Nếu $AB = CD$, $AD = BC$: cơ cấu hình bình hành thì khâu dẫn và khâu bị dẫn quay cùng chiều và cùng vận tốc (Hình 5.14)



Hình 5.13



Hình 5.14

3. Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá

Mục tiêu: Trình bày điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá

Xét cơ cấu 4 khâu bản lề (Hình 5.15)

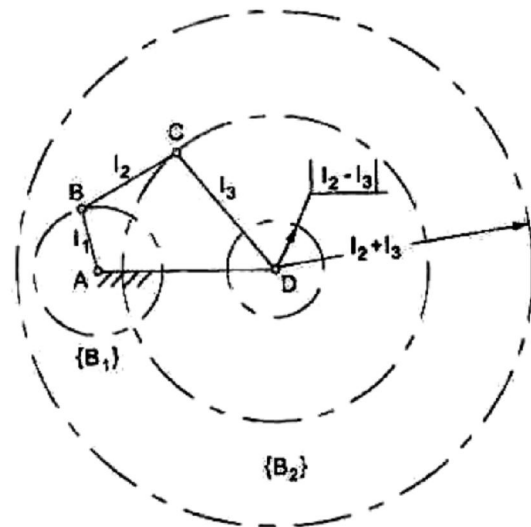
Tương tự khớp quay B được tháo rời: mỗi thành phần khớp động (B1, B2) được gọi là *khớp chờ*, mỗi vị trí của nó gọi là *vết chờ*. Tập hợp các vị trí của nó gọi là *tập hợp vết chờ*.

Tập hợp vết chờ của khâu (1) kí hiệu $\{B_1\}$ là vòng tròn tâm A, bán kính AB trong quá trình chuyển động. Tập hợp vết chờ của khâu (2) kí hiệu $\{B_2\}$ là tập các điểm phủ miền vành khăn tâm D, bán kính lớn $l_3 + l_2$ và bán kính nhỏ $|l_3 - l_2|$.

⇒ Muốn có điều kiện quay toàn vòng của khâu (1) thì vết chờ $\{B_1\}$ đi đến đâu vết chờ $\{B_2\}$ cũng phải đến đó, nghĩa là $\{B_1\} \square \{B_2\}$.

⇒ Định lý: *Khâu nối giá (i) quay được toàn vòng khi và chỉ khi tập hợp vết chờ $\{X_i\}$ của nó chứa trong tập hợp vết chờ $\{X_j\}$ của thanh truyền (j) kề nó.*

$$\{X_i\} \square \{X_j\}$$



Hình 5.15

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày định nghĩa, công dụng, ưu nhược điểm của cơ cấu phẳng toàn khớp thấp ?
2. Trình bày sơ đồ động và ứng dụng của cơ cấu bốn khâu bản lề ?
3. Vẽ và giải thích sơ đồ động của các cơ cấu biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề?
4. Trình bày đặc điểm chuyển động của cơ cấu 4 khâu bản lề ?
5. Trình bày điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá trong cơ cấu 4 khâu bản lề ?

Chương 6: CƠ CẤU KHỚP LOẠI CAO

Mã chương/ bài:MH13-6

Mục tiêu:

- + Phân tích được chuyển động các cơ cấu: Cơ cấu cam; Các cơ cấu bánh răng; Cơ cấu các đăng.
- + Phân tích được điều kiện ăn khớp của bánh răng thân khai.
- + Phân tích được chuyển động của hệ bánh răng.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung
2. Cơ cấu cam
 - 2.1. Định nghĩa và phân loại
 - 2.1.1 Định nghĩa
 - 2.1.2. Phân loại cơ cấu cam
 - 2.2. Phân tích động học cơ cấu cam
 - 2.2.1. Phương pháp giải bài toán phân tích động học cơ cấu cam
 - 2.2.2. Phân tích động học cơ cấu cam cần lắc nhọn
 - 2.2.2.1. Lập đồ thị chuyển vị của cần theo góc quay của cam
 - 2.2.2.2. Lập đồ thị vận tốc của cần theo góc quay của cam
 - 2.2.2.3. Lập đồ thị gia tốc của cần theo góc quay của cam
 - 2.3. Phân tích động lực học cơ cấu cam
 - 2.3.1. Khái niệm góc áp lực của cơ cấu cam (α)
 - 2.3.2. Ý nghĩa của góc áp lực trong cơ cấu cam
 - 2.4. Tổng hợp động lực học cơ cấu cam
3. Cơ cấu bánh răng
 - 3.1 Khái niệm và phân loại
 - 3.1.1.Khái niệm
 - 3.1.2 Phân loại cơ cấu bánh răng
 - 3.2. Động học cơ cấu bánh răng

- 3.2.1. Tỷ số truyền
- 3.2.2. Các thông số hình học cơ bản của bánh răng
- 3.2.3. Định lý cơ bản về ăn khớp bánh răng
- 3.2.4. Một số khái niệm
- 3.3. Bánh răng thân khai
 - 3.3.1. Định nghĩa và tính chất
 - 3.3.1.1. Định nghĩa
 - 3.3.1.2. Tính chất của đường thân khai
 - 3.3.1.3 Phương trình của đường thân khai
 - 3.3.2. Đường thân khai thoả mãn định lý ăn khớp
 - 3.3.3. Điều kiện ăn khớp của cặp bánh răng thân khai
 - 3.3.3.1. Khả năng dịch tâm
 - 3.3.3.2. Điều kiện ăn khớp đều
 - 3.3.4 Bánh răng thanh răng
 - 3.3.5. Chế tạo bánh răng thân khai
 - 3.3.5.1. Các phương pháp chế tạo bánh răng thân khai
 - 3.3.5.2. Các thông số chế tạo cơ bản của bánh răng
- 3.4. Bánh răng trụ
 - 3.4.1. Bánh trụ răng thẳng
 - 3.4.1.1. Sự hình thành mặt răng
 - 3.4.1.2. Đặc điểm ăn khớp.
 - 3.4.2. Bánh trụ răng nghiêng
 - 3.4.2.1 .Sự hình thành mặt răng
 - 3.4.2.2. Các thông số chế tạo của bánh răng nghiêng
 - 3.4.2.3. Một số đặc điểm ăn khớp của cặp bánh răng nghiêng
- 4. Hệ bánh răng
 - 4.1. Khái niệm, phân loại và công dụng hệ bánh răng
 - 4.1.1. Khái niệm
 - 4.1.2. Phân loại hệ bánh răng
 - 4.1.3. Công dụng của hệ bánh răng
 - 4.2. Phân tích động học hệ bánh răng

- 4.2.1. Tỷ số truyền của hệ bánh răng thường
- 4.2.2. Quan hệ vận tốc góc của hệ bánh răng vi sai
- 4.2.3. Tỷ số truyền của hệ bánh răng hành tinh
- 5. Cơ cấu các đăng
- 5.1. Công dụng
- 5.2. Sơ đồ cấu tạo, tỷ số truyền của cơ cấu các đăng
- 5.2.1. Sơ đồ cấu tạo của cơ cấu các đăng
- 5.2.2. Tỷ số truyền của cơ cấu các đăng
- 5.3. Cơ cấu các đăng kép

1. Khái niệm chung

Mục tiêu: Trình bày được định nghĩa và công dụng của cơ cấu khớp cao.

Định nghĩa: Cơ cấu khớp loại cao là cơ cấu trong đó khớp động giữa các khâu có ít nhất một khớp loại cao.

Công dụng: Được sử dụng nhiều trong thực tế kỹ thuật: cơ cấu cam, cơ cấu bánh răng, cơ cấu các đăng ...

2. Cơ cấu cam

Mục tiêu:

- Trình bày được định nghĩa cơ cấu cam.
- Nhận biết được các loại cơ cấu cam
- Phân tích được động học cơ cấu cam bằng cách lập đồ thị chuyển vị, đồ thị vận tốc, đồ thị gia tốc của cần theo góc quay của cam.
- Trình bày được khái niệm góc áp lực và ý nghĩa góc áp lực trong cơ cấu cam
- Chủ động, tích cực trong học tập.

2.1. Định nghĩa và phân loại

2.1.1 Định nghĩa

Cơ cấu cam là cơ cấu trong đó khâu bị dẫn được nối với khâu dẫn bằng khớp cao và chuyển động của khâu bị dẫn theo qui luật, là do hình dạng tiếp xúc trên khâu dẫn quyết định. Trong cơ cấu cam, khâu bị dẫn được gọi là cần và khâu dẫn là cam.

Ví dụ: Cơ cấu cam (hình 6.1)

Khâu 1 là cam

Khâu 2 là cần.

2.1.2. Phân loại cơ cấu cam

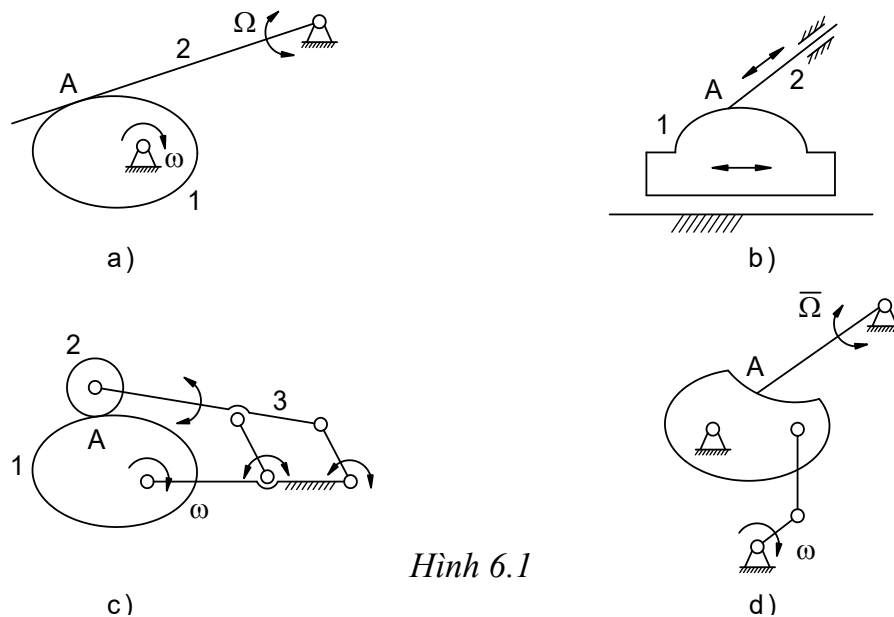
Cơ cấu cam được phân loại theo ba đặc điểm: chuyển động của cam, chuyển động của cần và tính chất tiếp xúc giữa cần và cam.

Theo chuyển động của cam có 3 loại: cam chuyển động quay (hình 6.1a), cam chuyển động tịnh tiến (hình 6.1b) và cam chuyển động lắc (hình 6.1d)

Theo chuyển động của cần có 3 loại: cần chuyển động lắc (hình 6.1a), cần chuyển động tịnh tiến (hình 6.1b) và cần chuyển động song phẳng (hình 6.1c).

Theo tính chất tiếp xúc giữa cần và cam có 3 loại:

- Cần đáy bằng (phương của cần tiếp xúc với biên dạng cam, hình 6.1a);
- Cần nhọn (phương của cần cắt biên dạng cam, hình 6.1b);
- Cần lăn (hình 6.1c)



Hình 6.1

Cơ cấu cam được dùng rộng rãi trong các cơ cấu và máy tự động như: cơ cấu phân phối khí và cơ cấu dịch chuyển thanh răng nhiên liệu của động cơ đốt trong, vv...

2.2. Phân tích động học cơ cấu cam

Phân tích động học cơ cấu cam được tiến hành dưới dạng bài toán xác định qui luật chuyển vị và qui luật biến thiên vận tốc và gia tốc của cần.

2.2.1. Phương pháp giải bài toán phân tích động học cơ cấu cam

Phương pháp đồ thị động học được sử dụng để giải bài toán phân tích động học cơ cấu cam. Nội dung của phương pháp này như sau:

a. Vẽ hoạ đồ chuyển vị cơ cấu, lập đồ thị chuyển vị của khâu bị dẫn (cần), theo thời gian hoặc góc quay của khâu dẫn (cam).

b. Từ đồ thị chuyển vị của cần, bằng phương pháp tích phân đồ thị suy ra đồ thị biến thiên của vận tốc và gia tốc của cần, theo thời gian hoặc góc quay của cam.

2.2.2. Phân tích động học cơ cấu cam cần lắc nhọn

Xét cơ cấu cam cần lắc nhọn có lược đồ động (hình 6.2a).

2.2.2.1. Lập đồ thị chuyển vị của cần theo góc quay của cam

a. Lập đồ thị chuyển vị của cần bằng phương pháp chuyển động tuyệt đối; (hình 6.2b)

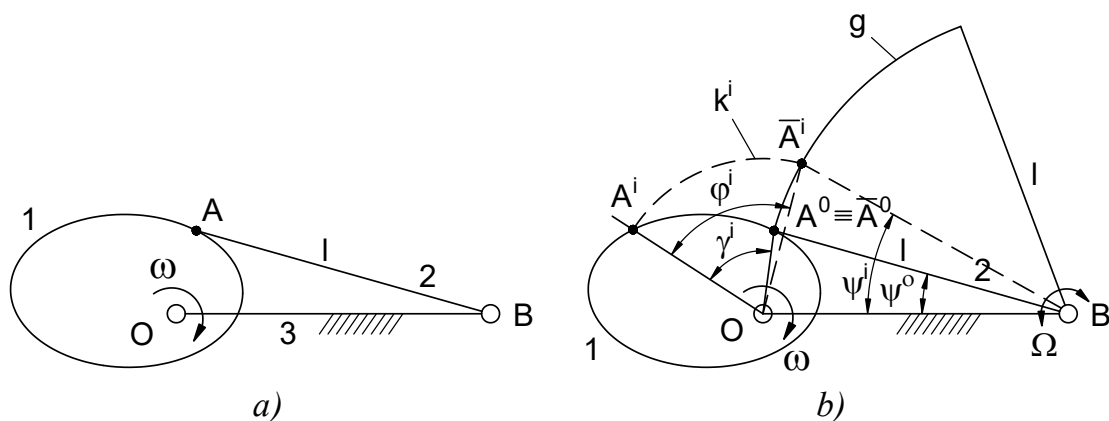
- Lấy đường OB làm chuẩn để đo góc lắc Ψ của cần, ứng với vị trí thấp nhất \bar{A}^0 của đầu cần so với tâm cam; tại điểm tiếp xúc A^0 trên mặt cam, là góc Ψ^0 . Vị trí của cần hoàn toàn được xác định bởi góc lắc Ψ^i của nó, vì thế chuyển vị của cần được đo bằng góc lắc Ψ^i .

- Để xác định chuyển vị góc Ψ^i ($i=1,2,3,\dots,n$) của cần, khi cần tiếp xúc với điểm A_i trên mặt cam, phải xác định được vị trí \bar{A}^i tương ứng của đầu cần. Khi cam quay, quỹ đạo k^i của điểm A_i trên mặt cam là đường tròn tâm O, bán kính $O A_i$, còn quỹ đạo g của đầu cần là cung tròn tâm B, bán kính bằng chiều dài l của cần. Vị trí \bar{A}^i tương ứng của đầu cần là giao điểm của hai quỹ đạo k^i và g nói trên.

s $A^i O \bar{A}^i = \varphi^i$ - là góc quay tương ứng của cam,

s $A^i O A^0 = \gamma^i$ - là góc mặt cam,

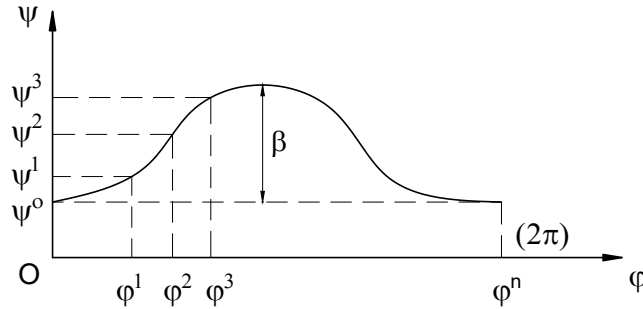
s $O B \bar{A}^i = \Psi^i$ - là góc chuyển vị của cần.



Hình 6.2

Đồ thị chuyển vị góc của cần theo góc quay của cam; $\Psi(\varphi)$, được biểu thị trên hệ trục tọa độ $O\Psi\varphi$; trên trục tung $O\Psi$ biểu diễn chuyển vị góc Ψ của cần, trên

trục hoành $O\varphi$ biểu diễn góc quay φ của cam. Xác định các điểm $I(\Psi^i, \varphi^i)$, nối các điểm này lại, ta được đường cong $\Psi(\varphi)$, (hình 6.3)



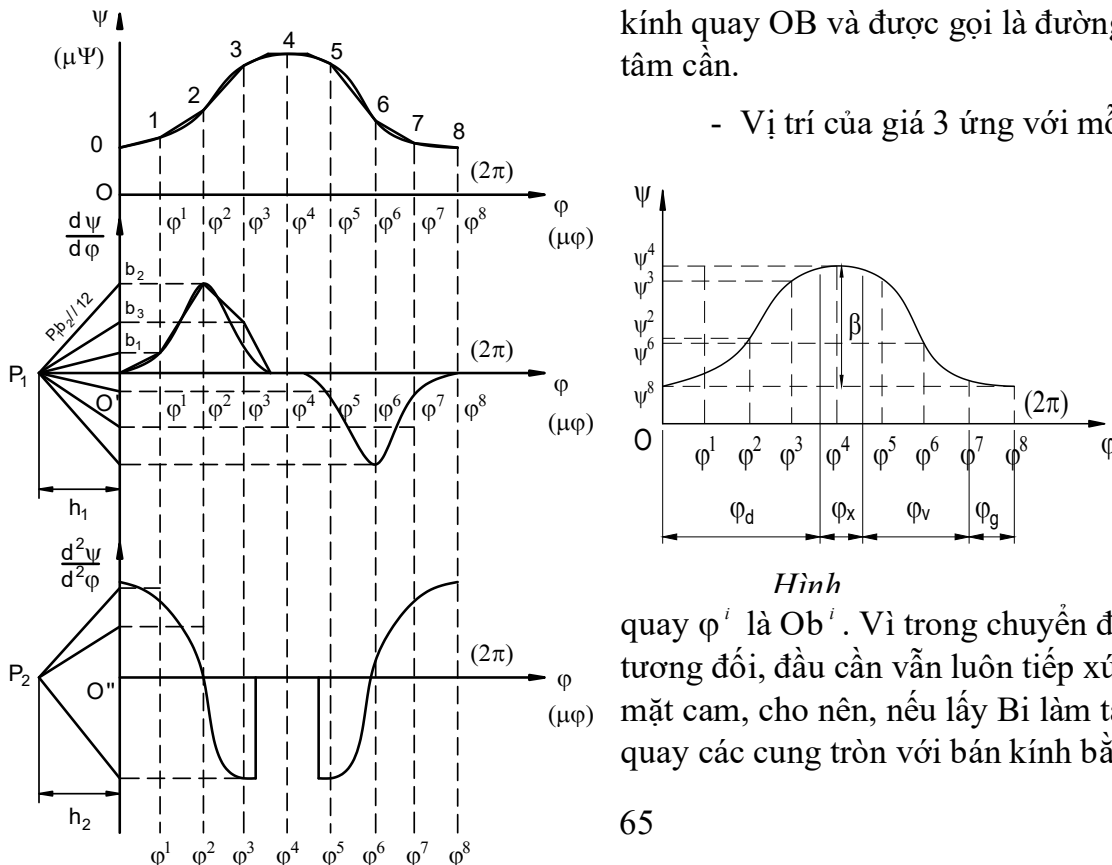
Hình 6.3

- Nhược điểm của phương pháp chuyển động tuyệt đối là khó có thể chọn được các điểm A^i trên mặt cam, sao cho các góc φ^i trên đồ thị chuyển vị cách đều nhau, nhằm tạo điều kiện thuận lợi cho việc tích phân đồ thị chuyển vị, để xác định qui luật biến thiên của vận tốc và gia tốc đầu cần.

b. Lập đồ thị chuyển vị của cần bằng phương pháp chuyển động đối giá

- Cam 1 được coi là đứng yên; có nghĩa là cam được đổi thành giá. Giá 3 sẽ chuyển động quay quanh cam với vận tốc ω và tâm quay O. Quỹ đạo của điểm B là một đường tròn, tâm quay O, bán kính quay OB và được gọi là đường tròn tâm cần.

- Vị trí của giá 3 ứng với mỗi góc



Hình 6.5

quay φ^i là Ob^i . Vì trong chuyển động tương đối, đầu cần vẫn luôn tiếp xúc với mặt cam, cho nên, nếu lấy B làm tâm, quay các cung tròn với bán kính bằng

chiều dài l của cần, thì cung tròn này sẽ cắt biên dạng cam ở những điểm A^i ; đó là những vị trí tiếp xúc tương ứng của đầu cần với biên dạng cam.

- Bằng phương pháp đổi giá, ta có thể xác định được các chuyển vị Ψ^i của cần, ứng với những góc quay φ^i cách đều nhau của cam với $\varphi^{i+1} - \varphi^i = \frac{2\pi}{n}$,

$i (= 1, 2, \dots, n)$ là số vị trí cần xét trong một vòng quay 2π của cam, có thể lấy $n = 6, 8, 12 \dots$ tùy mức độ cần thiết. Như vậy điểm B^i là những điểm chia đều đường tròn tâm cần.

- Từ hình 6.4, có thể nhận thấy:

Khi đầu cần tiếp xúc với những điểm có cùng kích thước với tâm cam, thì chuyển vị của cần không thay đổi.

- Góc β là góc lắc của cần;

$$\beta = \Psi_{\max} - \Psi_{\min}.$$

- Quá trình chuyển động của cần ứng với một vòng quay 2π của cam nói chung gồm bốn giai đoạn: (1) đi xa, ứng với góc φ_d ; lúc này vị trí của đầu cần mỗi lúc một xa tâm cam, (2) đứng xa, ứng với góc φ_x ; lúc này vị trí của đầu cần đứng yên, ở vị trí xa tâm cam nhất, (3) về gần, ứng với góc φ_v ; lúc này vị trí của đầu cần mỗi lúc một gần tâm cam hơn, (4) đứng gần, ứng với góc φ_g ; lúc này vị trí của đầu cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất. Các góc $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v, \varphi_g$ được gọi là các góc định kỳ trong một chu kỳ chuyển động của cơ cấu cam.

Lưu ý: Không phải bất kỳ cơ cấu cam nào cũng có đủ bốn giai đoạn chuyển động nói trên.

2.2.2.2. Lập đồ thị vận tốc của cần theo góc quay của cam

* Ký hiệu Ω là vận tốc góc của cần, qui luật biến thiên $\Omega(\varphi)$ có thể suy ra từ qui luật chuyển vị của cần như sau:

$$\Omega = \frac{d\Psi}{dt} = \frac{d\Psi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{d\Psi}{d\varphi} \quad (6.1)$$

* Nếu hàm $\Psi(\varphi)$ không biểu diễn dưới dạng giải tích mà dưới dạng đồ thị, thì ta có thể dùng phép tích phân đồ thị để suy ra đồ thị $d\Psi/d\varphi$. Cách tiến hành như sau: Thay đường cong $\Psi(\varphi)$ thành những đường gãy khúc gồm các đoạn 01, 12, 23, 34, ... như (hình 6.5a)

- Lấy một điểm; ký hiệu là P1, gọi là cực tích phân, trên trục hoành về phía âm của hệ trục tọa độ $\frac{d\Psi}{d\varphi}, \varphi$, cách gốc tọa độ một đoạn h_1 tùy ý (hình 6.5b)

- Từ P1, kẻ các đường song song với các đường 01, 12, 23, 34, ... trên đồ thị $\Psi(\varphi)$. Các đường này cắt trục tung $\frac{d\Psi}{d\varphi}$ tại các điểm $b_1, b_2, b_3, b_4, \dots$

- Từ các điểm $b_1, b_2, b_3, b_4, \dots$ kẻ các đường song song với trục hoành; trục φ , cho cắt các đường dóng từ các vị trí góc $\varphi^1, \varphi^2, \varphi^3, \varphi^4, \dots$ tại các điểm $a_1, a_2, a_3, a_4, \dots$ tương ứng.

- Nối các điểm ai này lại, ta được đường cong $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$.

- Nếu ký hiệu tỷ xích trục Ψ là μ_ψ và trục φ là μ_φ , thì tỷ xích trục $\frac{d\psi}{d\varphi}$ là

$$\mu \cdot \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{\mu_\psi}{h_1 \cdot \mu_\varphi} \quad (6.2)$$

Ví dụ, ứng với góc quay φ^1 của cam, vận tốc của cần sẽ là Ω^1 ,

$$\Omega^1 = \omega \cdot \frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi^1) \frac{\mu_\psi}{h_1 \cdot \mu_\varphi}$$

Tổng quát, vận tốc góc của cần được các định từ đồ thị theo công thức sau:

$$\Omega = \omega \cdot \frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi) \frac{\mu_\psi}{h_1 \cdot \mu_\varphi} \quad (6.3)$$

2.2.2.3. Lập đồ thị gia tốc của cần theo góc quay của cam

- Ký hiệu ε là gia tốc góc của cam, ξ là gia tốc góc của cần, qui luật biến thiên $\xi(\varphi)$ có thể suy ra từ qui luật chuyển vị của cần như sau:

$$\begin{aligned} \xi &= \frac{d\Omega}{dt} = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega \cdot \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \\ &= \varepsilon \cdot \frac{d\psi}{d\varphi} + \omega^2 \cdot \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Nếu hàm $\Psi(\varphi)$ không biểu diễn dưới dạng giải tích mà dưới dạng đồ thị, thì ta có thể dùng phép tích phân đồ thị để suy ra đồ thị $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$. Cách tiến hành

tích phân đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$, để suy ra đồ thị $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$, tương tự như các bước tích

phân đồ thị $\Psi(\varphi)$, để suy ra đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$ (hình 6.5c)

* Tỷ xích trục $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$ là $\mu \cdot \frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$ và được tính như sau:

$$\mu \cdot \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} = \mu_\psi \cdot \frac{h_2}{h_1} \quad (6.5)$$

* Ví dụ, ứng với góc quay φ^1 của cam, gia tốc của cần sẽ là ξ^1 ,

$$\xi^1 = \varepsilon \cdot \frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi^1) \frac{\mu_\psi}{h_1 \cdot \mu_\varphi} + \omega^2 \cdot \frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi^1) \cdot \mu_\psi \cdot \frac{h_2}{h_1}$$

* Tổng quát, gia tốc góc của cần được xác định từ đồ thị theo công thức sau:

$$\xi = \varepsilon \cdot \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot \frac{\mu\psi}{h_1 \cdot \mu_\varphi} + \omega^2 \cdot \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \cdot \mu_\psi \cdot \frac{h_2}{h_1} \quad (6.6)$$

2.3. Phân tích động lực học cơ cấu cam

Phân tích động lực học cơ cấu cam là đi xác định các đặc trưng lực học và động lực học của cơ cấu cam ; ví dụ như góc áp lực, hiệu suất truyền động, hệ số động học, v.v... Với nội dung chương trình này, giới hạn chỉ nghiên cứu góc áp lực.

2.3.1. Khái niệm góc áp lực của cơ cấu cam (α)

a. Định nghĩa góc áp lực (α)

góc áp lực là góc giữa phương của áp lực và vận tốc của tiếp điểm trên khâu bị dẫn.

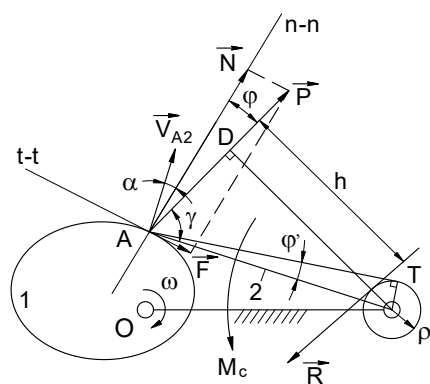
b. Ví dụ

* Xét cơ cấu cam cần lắc nhọn (hình 6.6), tại tiếp điểm A giữa cam và đầu cần, trong giai đoạn đi xa, lực đẩy \vec{P} từ cam tác động lên đầu cần gồm hai thành phần: thành phần áp lực \vec{N} và thành phần lực ma sát \vec{F} .

* Tại thời điểm đang xét, đầu cần có vận tốc dài là \vec{V} ; $\vec{V} \perp AB$.

* Góc α , góc giữa phương của \vec{N} và \vec{V} được gọi là góc áp lực của cơ cấu cam tại thời điểm xét.

Lưu ý: Góc áp lực của cơ cấu cam thay đổi tại mỗi thời điểm tiếp xúc khác nhau giữa cần và cam.



Hình 6.6

2.3.2. Ý nghĩa của góc áp lực trong cơ cấu cam

Xét tiếp cơ cấu cam cần lắc nhọn

a. Ý nghĩa thứ nhất

Công suất N truyền từ cam sang cần được tính theo công thức sau:

$$N = P \cdot V \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (6.7)$$

φ - là góc ma sát giữa cam và cần.

Từ công thức (6.7), ta nhận thấy nếu góc α càng nhỏ, thì công suất N càng lớn; tức là hiệu quả của lực đẩy P càng lớn.

b. Ý nghĩa thứ hai

Ký hiệu ρ_B là bán kính vòng ma sát khớp quay B của cần và \vec{R} là phản lực từ giá tác động lên cần.

Phản lực \bar{R} có phương tiếp xúc với vòng ma sát ρ_B , // và ngược chiều với lực đẩy \bar{P} . Ngẫu lực do \bar{R} và \bar{P} tạo ra; ($R.h = P.h$), cân bằng với mô men cản \bar{M}_c trên cần.

$$R.h = P.h = M_c \quad (6.8)$$

Khoảng cách h giữa hai lực \bar{R} và \bar{P} được xác định theo các thông số đã cho trước như sau:

Xét tam giác vuông DBA có: $DB = h + \rho_B$, $BA = l$; (độ dài của cần),

$$\begin{aligned} \gamma &= 90^\circ - (\alpha + \varphi), \\ \Rightarrow DB &= h + \rho_B = l \cdot \sin \gamma = l \cdot \sin[90^\circ - (\alpha + \varphi)] \\ \Rightarrow h &= l \cdot \cos(\alpha + \varphi) - \rho_B \end{aligned} \quad (6.9)$$

Kết hợp hai công thức: (6.8) và (6.9) có:

$$M_c = P.h = P \cdot [l \cdot \cos(\alpha + \varphi) - \rho_B] \quad (6.10)$$

Xét tam giác vuông TBA có: $TB = \rho_B$, $BA = l$, s $TAB = \varphi'$

$$\Rightarrow \rho_B = l \cdot \sin \varphi' \quad (6.11)$$

Kết hợp hai công thức: (6.10) và (6.11) có:

$$P = M_c / [l \cdot (\cos(\alpha + \varphi) - \sin \varphi')] \quad (6.12)$$

Trong công thức (6.12), φ , φ' , l là những đại lượng không đổi, vì vậy, nếu góc α có trị số sao cho $\cos(\alpha + \varphi) - \sin \varphi' = 0$; tức là $(\alpha + \varphi + \varphi') = 90^\circ$, thì lực đẩy P vô hạn; lúc này phương của lực đẩy \bar{P} sẽ tiếp xúc với vòng ma sát ρ_B ; điều này có nghĩa là dù cho lực đẩy \bar{P} có lớn đến vô hạn, cũng không thể đẩy được cần chuyển động, lúc đó cơ cấu cam sẽ ở trạng thái tự hãm và góc áp lực sẽ là góc áp lực giới hạn; α_{gh} .

Từ phân tích trên, ta thấy rằng góc áp lực α là một yếu tố lực học, ảnh hưởng đến khả năng chuyển động của cơ cấu cam. Để đảm bảo cho cơ cấu cam làm việc được; cần chuyển động được, phải thiết kế sao cho góc áp lực α thoả mãn điều kiện sau:

$$\alpha < \alpha_{max} < \alpha_{gh}$$

2.4. Tổng hợp động lực học cơ cấu cam

Tổng hợp động lực học cơ cấu cam là bài toán thiết kế mới cơ cấu cam thoả mãn các điều kiện sau:

- Đảm bảo vị trí và quy luật chuyển động cho trước của cần.
- Để cơ cấu làm việc được thì góc áp lực α phải nhỏ hơn góc áp lực lớn nhất cho phép

- Kích thước cam gọn nhất có thể.

Như vậy bài tập tổng hợp cơ cấu cam gồm 2 phần là: xác định vị trí tâm cam và xác định biên dạng cam.

3. Cơ cấu bánh răng

Mục tiêu:

- Trình bày được khái niệm, phân loại cơ cấu bánh răng
- Tính được tỷ số truyền và các thông số cơ bản của bánh răng.
- Phát biểu được định lý cơ bản về ăn khớp bánh răng
- Trình bày được định nghĩa và tính chất, phương trình của đường thân khai
- Trình bày được điều kiện ăn khớp của cặp bánh răng thân khai
- Trình bày được các phương pháp chế tạo và các thông số chế tạo cơ bản bánh răng thân khai
- Trình bày được sự hình thành mặt răng, đặc điểm ăn khớp của bánh trụ răng thẳng và bánh trụ răng nghiêng.
- Chủ động, tích cực trong học tập

3.1 Khái niệm và phân loại

3.1.1. Khái niệm

Cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp cao dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục quay có tỷ số truyền xác định (thường là hằng số) nhờ sự ăn khớp trực tiếp giữa 2 khâu có răng (bánh răng)

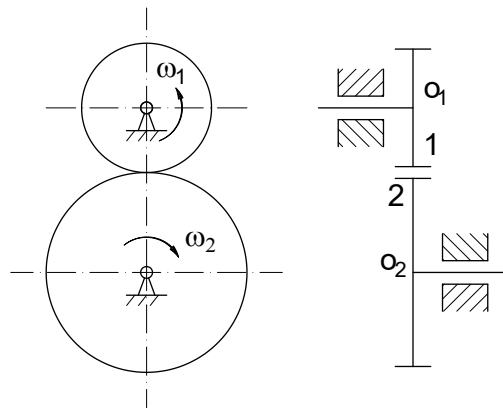
** Lược đồ cơ cấu bánh răng phẳng*

Lược đồ cơ cấu bánh răng phẳng có thể vẽ theo 2 hướng quan sát là dọc trục và song song với trục như các hình 6.9

3.1.2 Phân loại cơ cấu bánh răng

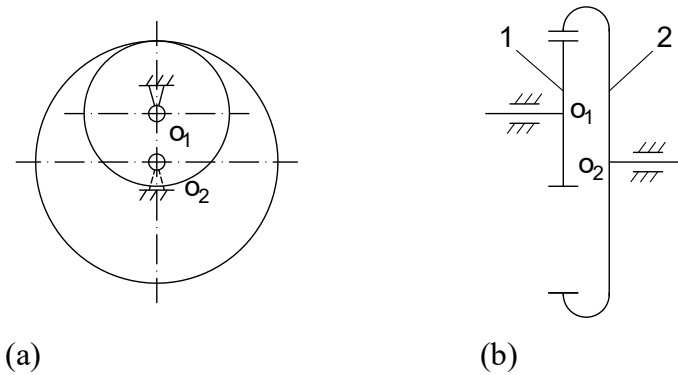
Có nhiều cách phân loại cơ cấu bánh răng.

- Theo vị trí tương đối của hai tâm quay hai bánh răng, ta có cặp bánh răng nội tiếp, cặp bánh răng ngoại tiếp.



Hình 6.7

Cặp bánh răng ngoại tiếp: hai tâm quay nằm ở hai phía của điểm tiếp xúc hai vòng lăn trên lược đồ (hình 6.7)



Hình 6.8

Cặp bánh răng nội tiếp: hai tâm quay nằm ở một phía của điểm tiếp xúc hai vòng lăn (hình 6.8)

- Theo hướng răng: có bánh răng thẳng, bánh răng nghiêng
- + Bánh răng thẳng có phương răng song song với trục của bánh răng
- + Bánh răng nghiêng có phương răng nghiêng một góc β với trục của bánh răng
- Theo đường cong làm biên dạng răng:
 - + Bánh răng thân khai: biên dạng răng là đường thân khai
 - + Bánh răng xyclôit : biên dạng răng là đường xycloit
 - + Bánh răng Nôvicôp: biên dạng răng là đường Nôvicôp

3.2. Động học cơ cấu bánh răng

3.2.1. Tỷ số truyền

Tỷ số truyền là tỷ số vận tốc góc giữa 2 trục quay được, ký hiệu là i :

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{hay} \quad i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Đối với cơ cấu phẳng để so sánh chiều quay của hai trục người ta dùng dấu của tỷ số truyền:

- nếu $i > 0$ thì 2 trục quay cùng chiều
- nếu $i < 0$ thì 2 trục quay ngược chiều.

3.2.2. Các thông số hình học cơ bản của bánh răng

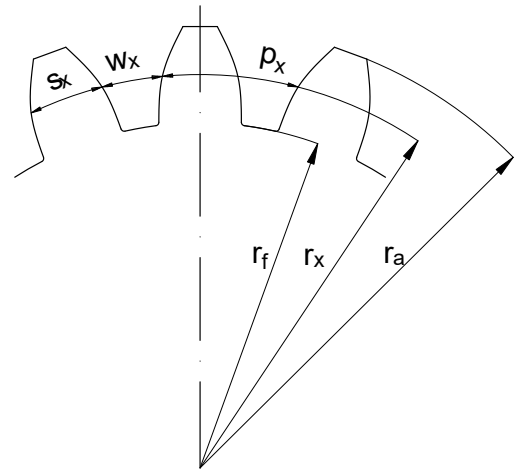
Trên mặt cắt vuông góc trục bánh răng như hình vẽ (hình 6.9) các thông số hình học cơ bản của bánh răng bao gồm:

1. Vòng đỉnh răng là vòng tròn giới hạn đỉnh các răng ký hiệu r_a

2. Vòng chân răng là vòng tròn giới hạn chân các răng ký hiệu r_f

3. Biên dạng răng là mỗi đoạn đường cong ở hai bên của răng trên mặt phẳng tiết diện. Mỗi răng có 2 biên dạng đối xứng nhau qua đường kính.

4. Bước răng p_x là cung đo trên vòng tròn C_x (có bán kính r_x và $r_f \leq r_x \leq r_a$) giữa hai biên dạng cùng phía của hai răng kề nhau. Nếu các răng cách đều nhau thì $p_x = \frac{2\pi r_x}{z}$



Hình 6.9

5. Chiều dày răng S_x là cung đo trên vòng tròn C_x giữa hai biên dạng của một răng

6. Chiều rộng rãnh răng W_x là cung đo trên vòng tròn C_x giữa hai biên dạng đối diện nhau của 2 răng kề nhau. Ta có $p_x = S_x + W_x$

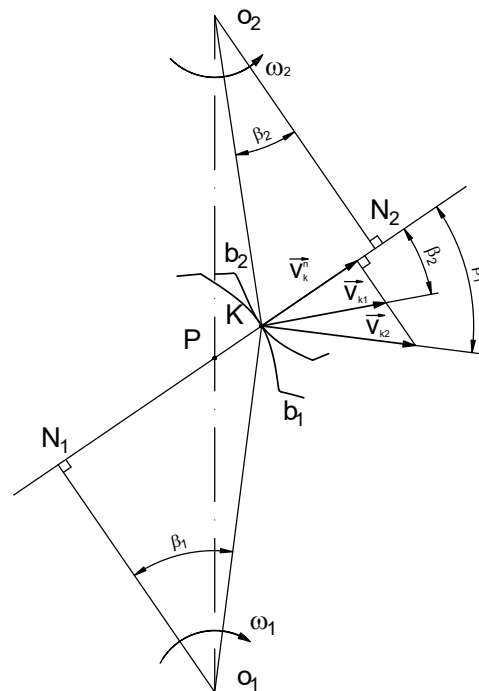
7. Chiều cao răng là khoảng cách đo trên bán kính giữa vòng đỉnh và vòng chân răng $h = |r_a - r_f|$. Đối với bánh răng ăn khớp trong thì $r_a < r_f$.

3.2.3. Định lý cơ bản về ăn khớp bánh răng

Định lý này còn gọi là định lý ăn khớp, nó cho ta cách xác định những đường cong nào thì làm được biên dạng răng thông qua điều kiện về pháp tuyến chung của 2 biên dạng ăn khớp.

Phát biểu định lý: Để đảm bảo tỷ số truyền xác định của một cặp bánh răng ăn khớp khi truyền động, pháp tuyến chung của hai biên dạng răng tại bất kỳ vị trí tiếp xúc nào đều phải đi qua một điểm xác định trên đường nối hai tâm quay và chia khoảng cách tâm thành hai đoạn tỷ lệ nghịch với vận tốc góc của hai bánh răng.

Kết luận: Để thực hiện một tỷ số truyền bằng hằng cặp biên dạng ăn khớp với nhau phải thỏa mãn điều kiện là pháp tuyến chung tại vị trí tiếp xúc



Hình 6.10

bất kỳ phải cắt đường nối tâm của hai bánh răng tại một điểm cố định.

3.2.4. Một số khái niệm

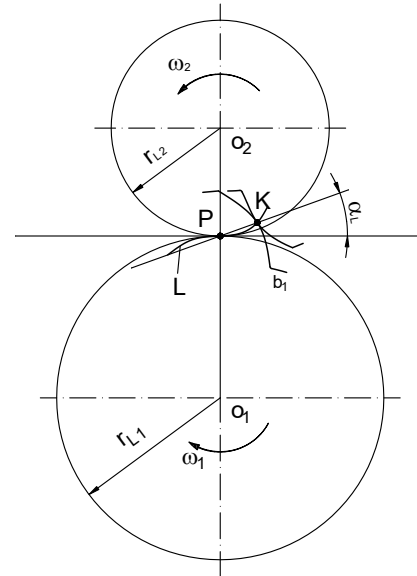
a- Điểm P được gọi là tâm ăn khớp, tại đó $v_{P1} = v_{P2}$ lúc này hai biên dạng chỉ lăn mà không trượt lên nhau. (Hình 6.10, 6.11)

b- Vòng lăn : hai vòng tròn tâm O_1 và tâm O_2 đi qua tâm ăn khớp P được gọi là hai vòng lăn, chuyển động tương đối của hai bánh răng là chuyển động lăn không trượt giữa hai vòng lăn. (Hình 6.11)

c- Điểm K được gọi là điểm ăn khớp, khi ăn khớp tại K hai biên dạng vừa lăn vừa trượt lên nhau, vận tốc trượt chính là v_{K1K2} có phương vuông góc với n-n cũng là phương tiếp tuyến chung của cặp biên dạng tại điểm tiếp xúc K. (Hình 6.10, 6.11)

d- Đường ăn khớp L là quỹ tích của các điểm ăn khớp K trên mặt phẳng gắn với giá. (Hình 6.11)

e- Góc ăn khớp α_L là góc tạo bởi: đường pháp tuyến chung của cặp biên dạng ăn khớp với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn đi qua P. (Hình 6.11)



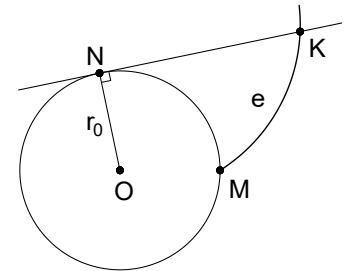
Hình 6.11

3.3. Bánh răng thân khai

3.3.1. Định nghĩa và tính chất

3.3.1.1. Định nghĩa

Đường thân khai của đường tròn (gọi tắt là đường thân khai) là quỹ tích của 1 điểm trên 1 đường thẳng khi đường thẳng đó lăn không trượt trên một đường tròn. Đường tròn này còn được gọi là vòng cơ sở của đường thân khai.



Hình 6.12

Ví dụ: Đường thân khai e là quỹ tích của điểm $K \in L$ khi L lăn không trượt trên đường tròn tâm O bán kính r_0 , vòng tròn (O, r_0) gọi là vòng cơ sở. M gọi là điểm gốc của đường thân khai

3.3.1.2. Tính chất của đường thân khai

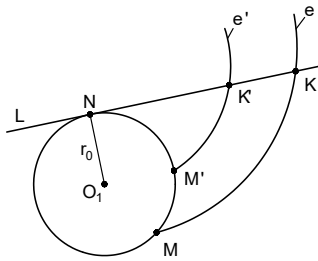
- Đường thân khai không có điểm nào nằm trong vòng cơ sở, điểm M còn gọi là điểm gốc của đường thân khai .

- Pháp tuyến của đường thân khai là tiếp tuyến của vòng cơ sở và ngược lại.

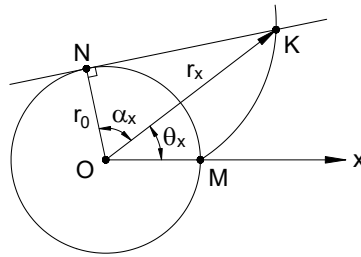
- Tâm cong của đường thân khai tại một điểm bất kỳ nằm trên vòng cơ sở và bán kính cong $NK = \text{độ dài cung } MN$.
- Hai đường thân khai của cùng vòng cơ sở có thể chồng khít lên nhau, khoảng cách giữa chúng(phương pháp tuyến chung) bằng cung đo giữa 2 điểm gốc.

3.3.1.3 Phương trình của đường thân khai

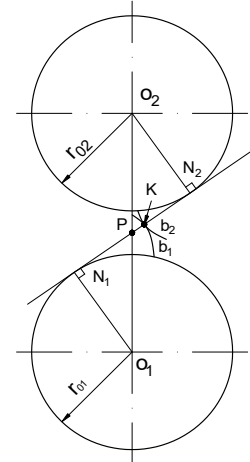
Dùng tọa độ cực để mô tả đường thân khai thuận lợi trong xác định các đặc điểm ăn khớp của cặp bánh răng thân khai.



Hình 6.13



Hình 6.14



Hình 6.15

Vậy phương trình của đường thân khai là :

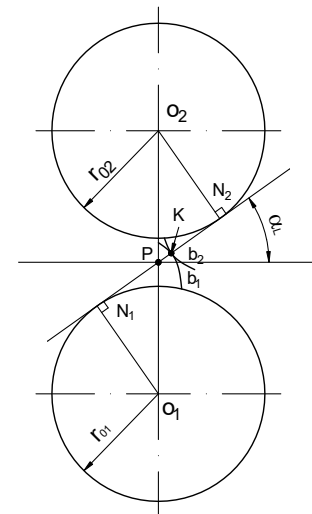
$$\begin{cases} r_x = \frac{r_0}{\cos \alpha_x} \\ \theta_x = \text{tg} \alpha_x - \alpha_x \end{cases} \quad (6.13)$$

Hàm $\text{tg} \alpha_x - \alpha_x$ còn được gọi là hàm thân khai (invôlut) ký hiệu $\text{inv} \alpha_x$ giá trị hàm được tính sẵn trong các sổ tay kỹ thuật.

3.3.2. Đường thân khai thỏa mãn định lý ăn khớp

Xét một cặp biên dạng thân khai b_1 và b_2 của hai vòng cơ sở C_1 (tâm O_1 , bán kính r_{01}) và C_2 (tâm O_2 , bán kính r_{02}) đang tiếp xúc nhau tại K. Tại M vẽ pháp tuyến chung của hai biên dạng, theo tính chất của đường thân khai, đường pháp tuyến chung này sẽ là tiếp tuyến chung của hai vòng cơ sở N_1N_2 (hình vẽ 6.15). Nếu O_1, O_2 cố định, r_{01}, r_{02} không đổi thì N_1N_2 phải cố định, nên nó sẽ cắt O_1O_2 tại điểm P cố định. Như vậy nếu lấy biên dạng răng là đường thân khai tròn thì ta được cặp bánh răng có biên dạng thỏa mãn định lý ăn khớp và có tỷ số truyền không đổi

$$i_{12} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_{L2}}{r_{L1}} = \text{const} = \frac{r_{L2}}{r_{L1}} \quad (6.14)$$



Hình 6.16

3.3.3. Điều kiện ăn khớp của cặp bánh răng thân khai

3.3.3.1. Khả năng dịch tâm

Khả năng dịch tâm là khả năng giữ nguyên được tỷ số truyền ngay cả khi tâm quay có xô dịch. Thật vậy theo

(6.13) ta có

$$r_{L1} = \frac{r_{01}}{\cos \alpha_L} \quad (a)$$

tương tự $r_{L2} = \frac{r_{02}}{\cos \alpha_L} \quad (b)$

Thay (a) và (b) vào (6.14) ta được $i_{12} = \frac{r_{02}}{r_{01}}. \quad (6.15)$

Khi hai bánh răng đã được chế tạo, tức là biên dạng đã làm xong thì vòng tròn cơ sở đã hoàn toàn xác định, theo (6.15) tỷ số truyền đã được xác định và không phụ thuộc vị trí tâm quay của hai bánh răng.

3.3.3.2. Điều kiện ăn khớp đều

Điều kiện ăn khớp đều là điều kiện về vị trí của các biên dạng trên vành răng của hai bánh răng ăn khớp. Ăn khớp đều là quá trình ăn khớp của cặp bánh răng diễn ra liên tục với tỷ số truyền ổn định (không đổi khi truyền động với $i = \text{const}$) trong cả chu kỳ động học. Điều kiện này gồm ba điều kiện cụ thể là điều kiện ăn khớp đúng, điều kiện ăn khớp trùng và điều kiện ăn khớp khít.

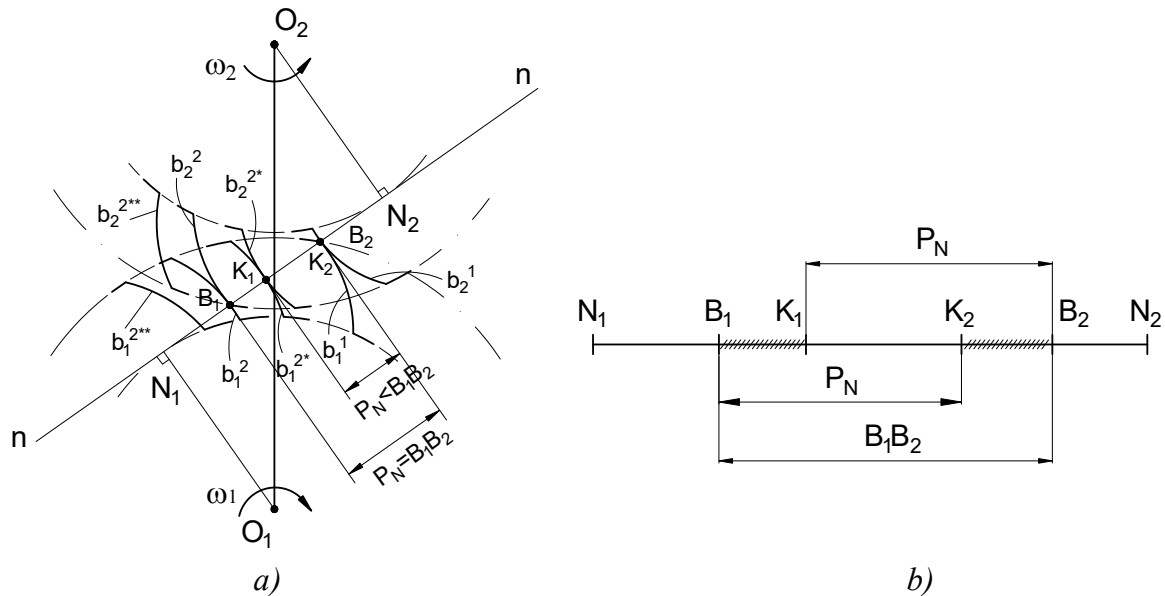
a. Điều kiện ăn khớp đúng

Điều kiện chung cho các cặp bánh răng $p_{L1} = p_{L2}$ nghĩa là bước răng trên vòng lăn của hai bánh răng phải bằng nhau.

Điều kiện cho cặp bánh răng thân khai $p_{N1} = p_{N2}$ hay $p_{01} = p_{02}$.

b. Điều kiện ăn khớp trùng

Ăn khớp trùng (còn gọi là trùng khớp) là có nhiều cặp biên dạng cùng ăn khớp tại một thời điểm.



Hình 6.17

Điều kiện ăn khớp trùng đối với cặp bánh răng nói chung là: $\varepsilon = \frac{CC'}{p_L} \geq 1$

Trong đó CC' là cung ăn khớp; p_L là bước răng trên vòng lăn.

Điều kiện ăn khớp trùng đối với cặp bánh răng thân khai là: $\varepsilon = \frac{B_1B_2}{p_N} \geq 1$ (6.16)

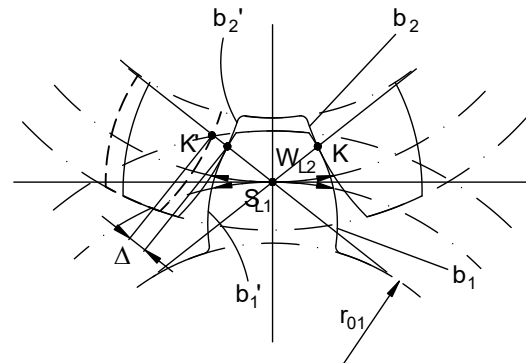
Trong đó B_1B_2 là đoạn ăn khớp thực (là 1 đoạn thẳng); p_N là bước răng trên đường ăn khớp (là 1 đoạn thẳng). Ta hãy xét điều kiện về vị trí của các biên dạng thoả mãn (6.16)

c. Điều kiện ăn khớp khít

Điều kiện: $S_{L1} = W_{L2}$ hoặc $S_{L2} = W_{L1}$

Điều kiện ăn khớp đúng và trùng là các yêu cầu về vị trí của các biên dạng cùng một phía, điều kiện ăn khớp khít quy định về vị trí các biên dạng phía đối diện của răng. Với một cặp bánh răng ăn khớp theo một chiều các cặp biên dạng theo một phía nào đó

tham gia ăn khớp còn các cặp biên dạng phía đối diện không ăn khớp, nhưng theo điều kiện ăn khớp khít chúng cũng phải tiếp xúc với nhau để khi ăn khớp đổi chiều quá trình ăn khớp không bị gián đoạn, các răng không bị va chạm.



Hình 6.18

3.3.4 Bánh răng thanh răng

Đặc điểm ăn khớp của cặp thanh răng – bánh răng

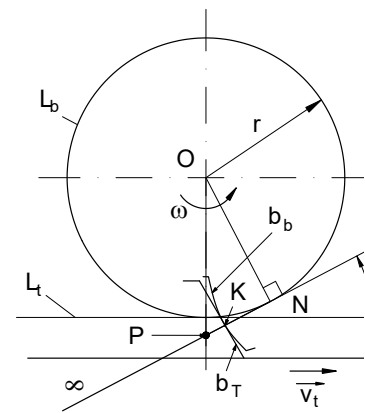
Xét một cặp thanh răng bánh răng ăn khớp, bánh răng quay quanh O với vận tốc ω thanh răng tịnh tiến với vận tốc v_t . Biên dạng thanh răng là b_t đang tiếp xúc với biên dạng bánh răng b_b tại K. (hình 6.19)

Đường ăn khớp là nửa đường thẳng NP_∞

Góc ăn khớp $\alpha_L = \alpha_0 = \text{const}$, không đổi trong quá trình ăn khớp

Chuyển động tương đối của chúng là chuyển động lăn không trượt giữa vòng lăn L_b và đường lăn L_t có vị trí chỉ phụ thuộc vào tỷ số v_t/ω mà không phụ thuộc vào vị trí tương đối giữa chúng. Bán kính vòng lăn không

đổi $r = \frac{v_t}{\omega}$

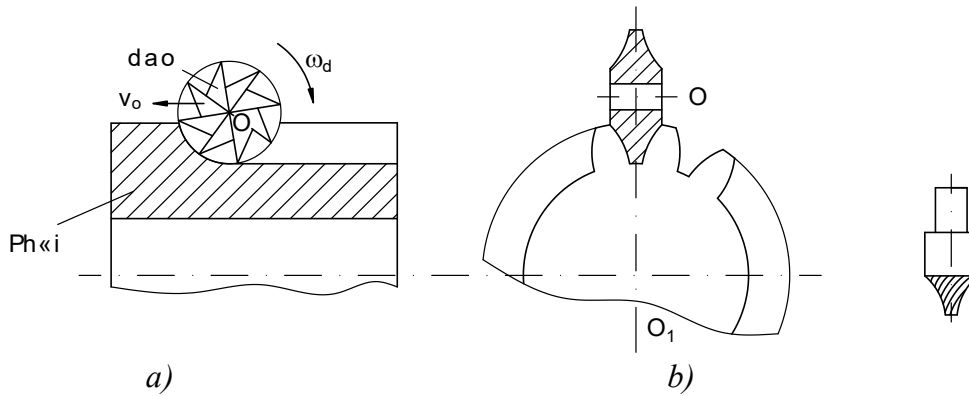


Hình 6.19

3.3.5. Chế tạo bánh răng thân khai

3.3.5.1. Các phương pháp chế tạo bánh răng thân khai

a. Phương pháp chép hình



Hình 6.20

Phương pháp chép hình là phương pháp sao chép lại biên dạng của bánh răng theo thiết kế. Các biện pháp thực hiện phổ biến là dùng dao cắt có biên dạng là rãnh răng của bánh răng cần chế tạo như là dao phay đĩa, dao phay ngón.

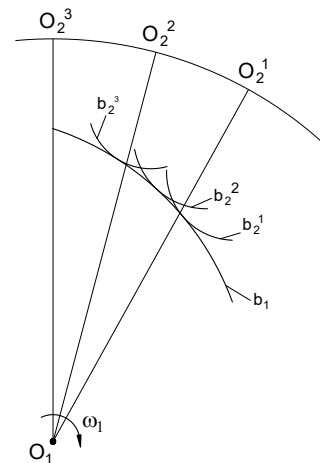
Dao phay đĩa có dạng hình đĩa, lưỡi cắt bố trí trên vành đĩa. Trên tiết diện qua trục dao, các lưỡi dao có đường bao giống như biên dạng rãnh răng. (hình 6.20).

Dao quay quanh trục và trục tịnh tiến theo phương trục của bánh răng cần chế tạo. Mỗi hành trình của dao hết chiều dài phôi là cắt được một rãnh của bánh răng, để cắt rãnh mới ta quay phôi đi một góc $360^0/z$. Cần cắt z hành trình ta sẽ được một bánh răng.

Dao phay ngón có tiết diện qua trục giống như một rãnh răng. Khi cắt dao vừa quay vừa tịnh tiến theo chiều dọc trục bánh răng cần chế tạo. Cũng tương tự như trên, một hành trình tịnh tiến của trục dao ta tạo được một rãnh răng, sau đó phôi được xoay đi $360^0/z$ để dao lại cắt rãnh mới.

b. Phương pháp bao hình

* Cơ sở lý thuyết: Nếu có hai bánh răng đã được chế tạo, ta cho chúng ăn khớp thì chuyển động ăn khớp hoàn toàn xác định, đó là chuyển động lăn không trượt giữa hai vòng lăn hay chuyển động bao hình của các biên dạng. Ngược lại, nếu ta có một bánh răng, bắt buộc nó chuyển động như chuyển động ăn khớp với một phôi thì do chuyển động ăn khớp là chuyển động bao hình của các biên dạng, nên đường



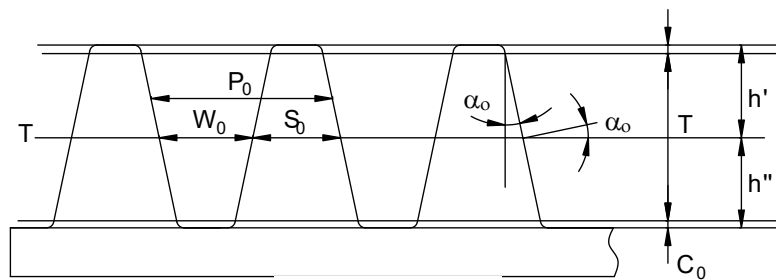
Hình 6.21

bao họ các đường vết của biên dạng bánh răng trên phôi là một đường thân khai, ăn khớp được với biên dạng bánh răng. Khi đó nếu biên dạng răng có khả năng cắt gọt nó sẽ cắt phôi thành bánh có thể ăn khớp với nó.

* *Chuyển động bao hình*: Để nhìn thấy được sự tạo biên dạng thân khai bằng phương pháp bao hình ta hãy quan sát chuyển động bao hình trong chuyển động ăn khớp bằng cách đổi giá. Giả sử có hai bánh răng ăn khớp có tâm quay là O_1 và O_2 , tâm ăn khớp là P , hai vòng lăn L_1 và L_2 vận tốc góc là ω_1 và ω_2 . Cho toàn bộ cơ hệ quay quanh O_1 với vận tốc góc ω_1 , khâu 1 trở thành đứng yên, khâu 2 có hai chuyển động là quay quanh O_2 với ω_2 và O_2 quay quanh O_1 với vận tốc góc $-\omega_1$. Ghi lại vị trí của các biên dạng b_2 ở các thời điểm gần nhau ta thấy chúng là một họ các đường thân khai mà đường bao của chúng chính là đường b_1 (hình 6.21).

c. Phương pháp chế tạo bằng dao thanh răng

Trong kỹ thuật chế tạo bánh răng, bánh răng dùng để cắt phôi được gọi là bánh răng dao. Bánh răng dao dùng chế tạo bánh răng ăn khớp ngoài thường được dùng là một bánh răng đặc biệt, nó có kích thước lớn vô cùng, tâm quay của bánh răng ở xa vô cùng, các vòng đỉnh răng, chân răng ... đều trở thành các đường thẳng. Dụng cụ này được gọi là dao thanh răng. (Hình 6.22)



Hình 6.22

Dao thanh răng được tiêu chuẩn hoá, toàn cầu có hai hệ tiêu chuẩn (ISO và Anh) đều có hai loại thông số cơ bản là kích thước và hình dáng

* Thông số kích thước (tiêu chuẩn ISO):

- Bước răng p_0 và mô đun m_0 là thông số kích thước quan trọng nhất. Vì các biên dạng là các đoạn thẳng song song nên các bước răng trên các đường đều bằng nhau.

- Môđun $m_0 = p_0/\pi$ (mm) thông số này được tiêu chuẩn cho trong các bảng tiêu chuẩn

- Chiều cao răng $h_0 = 2,5m_0$ gồm hai phần chiều cao đỉnh răng h' và chiều cao chân răng h'' .

$$h' = h'' = 1,25m_0$$

- Chiều cao các phần lượn đỉnh và chân răng $c_0 = 0,25m_0$. Phần này không phải biên dạng thân khai.

* Thông số hình dáng là góc áp lực của dao α_0 hay góc đỉnh dao là góc nghiêng giữa mặt biên bên răng với mặt vuông góc đường đỉnh răng.

Tiêu chuẩn ISO lấy $\alpha_0 = 20^\circ$

Tiêu chuẩn Anh lấy $\alpha_0 = 15^\circ$

- Đường trung bình trên dao là một đường cô định trên đó $S_0 = W_0 = p_0/2$.

3.3.5.2. Các thông số chế tạo cơ bản của bánh răng

a. Vòng chia

- *Khái niệm* : Vòng chia là vòng tròn trên bánh răng trùng với vòng lăn khi chế tạo. Khi chế tạo bánh răng phôi quay với vận tốc ω , thanh răng tịnh tiến với vận tốc v_t vòng lăn có bán kính $r = \frac{v_t}{\omega}$. Vòng lăn tiếp xúc với đường lăn trên thanh răng L_t . Như đã nói r không phụ thuộc vào vị trí của dao và phôi. Các thông số chế tạo cơ bản của bánh răng thân khai được xác định trên vòng chia.

Chu vi vòng chia là $2\pi r = tz = \pi mz$ từ đó $r = \frac{1}{2}mz$ hay $z = \frac{2r}{m}$; z là số răng của bánh răng.

- *Các thông số trên vòng chia*

+ Bước răng trên vòng chia ký hiệu là p , theo điều kiện ăn khớp đúng thì:

$p = p_0$ (Bước răng của dao)

+ Môđun trên vòng chia $m = p/\pi$ gọi là môđun của bánh răng và:

$m = m_0$ (môđun của dao)

b. Góc áp lực trên vòng chia α .

Đó là góc ăn khớp khi chế tạo nên $\alpha = \alpha_0$ (là góc áp lực của dao thanh răng). α được gọi là thông số về hình dáng vì $r_0 = r \cos \alpha = \frac{1}{2}mz \cos \alpha$.

Tiêu chuẩn ISO lấy $\alpha_0 = 20^\circ$

Tiêu chuẩn Anh lấy $\alpha_0 = 15^\circ$

Đường thân khai phụ thuộc bán kính vòng cơ sở r_0 , α tăng làm giảm r_0 và ngược lại.

3.4. Bánh răng trụ

Ở các phần trên ta chỉ xét tại một tiết diện của bánh răng. Trong thực tế kỹ thuật các bánh răng có chiều dày, tùy theo sự bố trí răng theo chiều dày ta có các loại bánh răng là:

Bánh răng trụ tròn răng thẳng gọi tắt là bánh trụ răng thẳng

Bánh răng trụ tròn răng nghiêng gọi tắt là bánh trụ răng nghiêng.

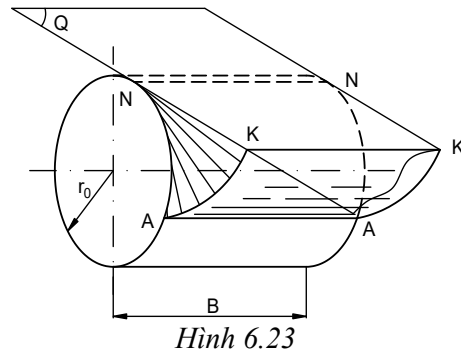
Bánh răng trụ tròn răng chữ V gọi tắt là bánh trụ răng chữ V

3.4.1. Bánh trụ răng thẳng

3.4.1.1. Sự hình thành mặt răng

Có một mặt trụ cơ sở bán kính r_0 , chiều dài B , mặt phẳng P tiếp xúc với mặt trụ bởi đoạn thẳng NN . Có một đường thẳng $KK // NN$ trên mặt P . Khi cho P lăn không trượt với mặt trụ thì KK sẽ tạo nên một mặt trụ thân khai. Lấy các mặt đó làm mặt bên của răng ta được BR là bánh trụ răng thẳng.

Có thể nói bánh trụ răng thẳng là do một tiết diện răng chuyển động tịnh tiến dọc trục tạo nên. (hình 6.23)



3.4.1.2. Đặc điểm ăn khớp.

- Sự ăn khớp diễn ra trên mọi tiết diện dọc trục là cùng lúc giống nhau nên các đặc trưng ăn khớp trên tiết diện cũng giống trên cả bánh răng.

- Các khái niệm là điểm trên tiết diện thì trên toàn BR trở thành đường, ví dụ điểm ăn khớp K thành đường ăn khớp KK , tâm ăn khớp P thành đường tâm ăn khớp PP , đường vào khớp B_1B_1 , đường ra khớp B_2B_2 ... Các yếu tố hình học trên một tiết diện là đường thì trên toàn bánh răng sẽ thành mặt như mặt phẳng ăn khớp, mặt trụ lăn, mặt trụ chia, mặt trụ cơ sở, mặt trụ đỉnh răng, chân răng...

Các răng vào khớp và ra khớp bằng một đường nên đột ngột không êm

Hệ số trùng khớp < 2 .

3.4.2. Bánh trụ răng nghiêng

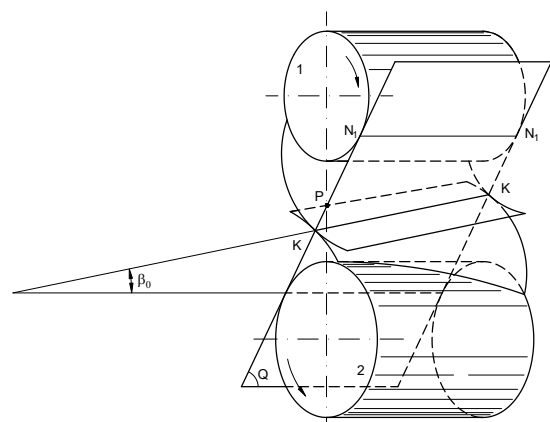
3.4.2.1. Sự hình thành mặt răng. (hình 6.24)

a. Mặt răng: Mặt răng của bánh răng trụ răng nghiêng thông dụng nhất là mặt xoắn ốc thân khai được định nghĩa như sau:

Cho một mặt phẳng P lăn không trượt trên mặt trụ tròn xoay L thì quỹ tích của một đường thẳng $KK \in P$, nghiêng một góc β_b so với đường sinh NN là một mặt xoắn ốc thân khai. Góc β_b gọi là góc nghiêng trên mặt trụ cơ sở.

b. Mặt xoắn ốc thân khai có một số tính chất như sau đây:

Giao tuyến của mặt xoắn ốc thân khai với mặt phẳng tiết diện bánh răng là một



Hình 6.24

đường thân khai.

Vết của mặt xoắn ốc thân khai trên mặt trụ cơ sở là một đường xoắn ốc có góc xoắn β_b , trên các mặt trụ có bán kính lớn hơn thì góc xoắn nhỏ hơn.

Vết của mặt xoắn ốc thân khai trên mặt phẳng tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở là một đường thẳng có góc nghiêng là β_b so với đường sinh trụ cơ sở

3.4.2.2. Các thông số chế tạo của bánh răng nghiêng

Các thông số chế tạo cơ bản như môđun m , bán kính vòng chia r , góc áp lực trên vòng chia α ... (khi xét trên một tiết diện) tương tự như trong bánh răng thẳng, với bánh răng nghiêng các thông số đó cần phải phân biệt sự khác nhau của chúng trên các tiết diện và các thông số khác của bánh răng nghiêng.

- Bước răng trên vòng chia p :

+ Bước răng trên mặt đầu $p_t = \frac{2\pi r}{z}$, đo trên mặt phẳng vuông góc với trục

bánh răng nghiêng.

+ Bước pháp $p_n = p_t \cos \beta$, đo trên mặt phẳng vuông góc với phương răng bánh răng nghiêng.

- Môđun

+ Môđun mặt đầu (môđun mặt) $m_t = p_t / \pi$

+ Môđun mặt pháp (môđun pháp) $m_t = m_t \cos \beta$,

- Góc áp lực trên vòng chia α

+ Trên mặt đầu $\cos \alpha_t = r_o / r$

+ Trên mặt pháp α_n có $\text{tg} \alpha_n = \text{tg} \alpha_t \cos \beta$,

- Góc nghiêng của răng β

+ Trên mặt trụ cơ sở β_o

+ Trên mặt trụ chia β , $\text{tg} \beta = \text{tg} \beta_o / \cos \alpha_t$

3.4.2.3. Một số đặc điểm ăn khớp của cặp bánh răng nghiêng

- Góc nghiêng của hai bánh phải đối ứng:

Với cặp ăn khớp ngoài $\beta_{L2} = -\beta_{L1}$

Với cặp ăn khớp trong $\beta_{L2} = \beta_{L1}$

- Đường ăn khớp là một đường thẳng nghiêng một góc β_o so với cạnh B_1B_1' của hình chữ nhật- miền ăn khớp thực (hình chữ nhật $B_1B_1'B_2B_2'$ hình 6.25). Trên một cặp răng ăn khớp hai mặt răng bắt đầu tiếp xúc bằng một điểm (ví dụ tại B_2) sau đó phát triển thành đoạn thẳng và cuối cùng kết thúc là một điểm tại B_1' , nên sự vào khớp và ra khớp êm hơn.

- Hệ số trùng khớp lớn hơn hệ số trùng khớp của cặp bánh răng thẳng tương ứng. Xét một cặp răng ăn khớp do răng nghiêng nên ở tiết diện đầu này quá trình ăn khớp đã kết thúc mà ở đầu kia cặp ấy có thể chưa ăn khớp

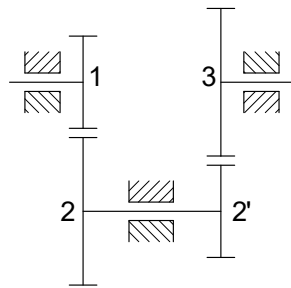
$$\epsilon_{ng} = \epsilon_{th} + \frac{btg\beta_0}{p_0} .$$

4. Hệ bánh răng

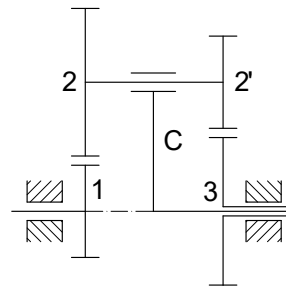
Mục tiêu:

- Trình bày được khái niệm, phân loại và công dụng hệ bánh răng
- Tính được tỷ số truyền của hệ bánh răng, phân tích được quan hệ vận tốc góc của hệ bánh răng vi sai.
- Chủ động, tích cực trong học tập

4.1. Khái niệm, phân loại và công dụng hệ bánh răng



Hình 6.25



Hình 6.26

4.1.1. Khái niệm

Trong việc truyền chuyển động bằng bánh răng, một cặp bánh răng không không đáp ứng được các yêu cầu về tỷ số truyền, khi đó người ta phải phối hợp nhiều cặp bánh răng trong một bộ truyền, ta gọi đó là hệ bánh răng.

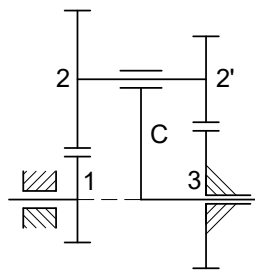
4.1.2. Phân loại hệ bánh răng

Hệ bánh răng được chia làm hai loại: Hệ bánh răng thường và hệ bánh răng vi sai

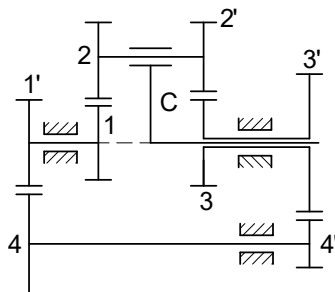
- Hệ bánh răng thường là hệ bánh răng mà các bánh răng đều có đường trục cố định (Hình 6.25)

- Hệ bánh răng vi sai là hệ bánh răng mà mỗi cặp bánh răng có ít nhất một bánh răng có đường trục quay (Hình 6.26). Các bánh răng có đường trục cố định gọi là các bánh răng trung tâm, các bánh răng có đường trục quay gọi là các bánh răng vệ tinh, khâu động mang trục của bánh răng vệ tinh được gọi là cần. Có hai hệ bánh răng vi sai đặc biệt là hệ hành tinh và hệ vi sai kín.

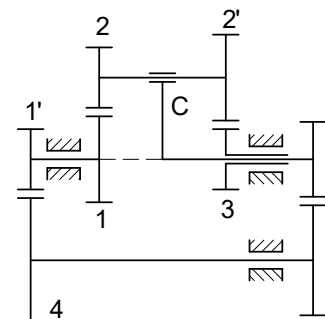
- Hệ bánh răng hành tinh là hệ vi sai có một bánh răng trung tâm cố định, (hình 6.29)



Hình 6.27



Hình 6.28



Hình 6.29

- Hệ bánh răng vi sai kín là hệ vi sai mà giữa hai bánh răng trung tâm hoặc giữa một bánh răng trung tâm và cần C được nối với nhau bằng một hệ bánh răng có bậc tự do bằng 1, (hình 6.28 và hình 6.29)

4.1.3. Công dụng của hệ bánh răng

- Tạo ra tỷ số truyền lớn.
- Tạo được bộ truyền có nhiều cấp truyền động gọi là hộp số.

Dùng trong truyền động cho hai bánh xe của ô tô nhận truyền động từ một động cơ mà hai bánh xe có vòng quay khác nhau tùy ý. Bộ truyền này gọi là cầu ô tô.

4.2. Phân tích động học hệ bánh răng

4.2.1. Tỷ số truyền của hệ bánh răng thường

Tỷ số truyền giữa hai trục quay 1 và n là tỷ số vận tốc góc của hai trục quay đó:

$$i_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} \quad \text{và} \quad i_{n1} = \frac{\omega_n}{\omega_1}$$

Ta chứng minh được tỷ số truyền từ trục 1 đến trục n bằng tích các tỷ số truyền của các cặp bánh răng ăn khớp nối tiếp.

$$i_{1n} = i_{12}i_{23} \dots i_{(n-1)n}$$

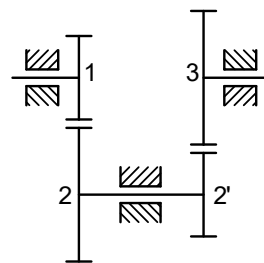
$$i_{12}i_{23} \dots i_{(n-1)n} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \dots \frac{\omega_{n-1}}{\omega_n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = i_{1n}$$

- Với cơ cấu bánh răng phẳng người ta dùng dấu để so sánh chiều quay giữa hai trục quay. Nếu hai trục quay cùng chiều $i > 0$

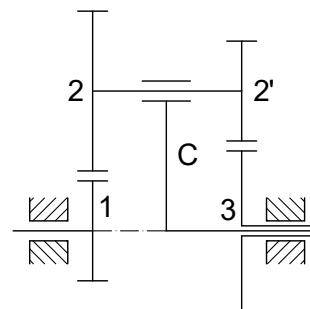
Nếu hai trục quay ngược chiều $i < 0$.

Hai bánh ăn khớp ngoài tỷ số truyền hai trục

$$i_{k,k+1} < 0 \quad \text{và} \quad i_{k,k+1} = -\frac{z_{k+1}}{z_k}$$



Hình 6.30



Hình 6.31

Hai bánh ăn khớp trong tỷ số truyền hai trục $i_{k,k+1} > 0$ và $i_{k,k+1} = \frac{z_{k+1}}{z_k}$

Để xác định dấu của tỷ số truyền có nhiều cặp BR người ta dùng hệ số dấu là

$(-1)^k$ với k là số cặp bánh răng ăn khớp ngoài

Ví dụ với hệ bánh răng hình 6.30:

$$i_{13} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} (-1)^2 \quad (k=2)$$

Vì hệ có 2 cặp bánh răng ăn khớp ngoài.

- Đối với hệ bánh răng không gian các trục quay không cùng phương nên không so sánh chiều quay. Công thức tính tỷ số truyền theo số răng cũng tương tự như hệ bánh răng phẳng.

4.2.2. Quan hệ vận tốc góc của hệ bánh răng vi sai

Hệ bánh răng vi sai có 2 bậc tự do thì cần cho trước chuyển động của hai khâu ta mới xác định được chuyển động của các khâu còn lại. Để có các quan hệ chuyển động của các khâu ta ta xây dựng quan hệ vận tốc góc của các trục bánh răng.

Xét hệ bánh răng vi sai hình 6.31 là hệ vi sai phẳng. Gọi $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_c$ lần lượt là các vận tốc góc của các khâu 1,2,3 và cần C. Cho toàn hệ thêm chuyển động quay mới là quay quanh O_c với vận tốc góc $-\omega_c$, khi đó tất cả các khâu được cộng thêm vận tốc góc $-\omega_c$. Gọi các vận tốc mới của các khâu là ω^c_i ta có:

$$\omega^c_1 = \omega_1 - \omega_c$$

$$\omega^c_2 = \omega_2 - \omega_c$$

$$\omega^c_3 = \omega_3 - \omega_c$$

$$\omega^c_c = \omega_c - \omega_c = 0.$$

Như vậy cần C trở thành đứng yên nên xét quan hệ chuyển động giữa các khâu như hệ thường. Tuy nhiên tỷ số truyền khi đó chỉ là tỷ số truyền tương đối, do chuyển động tương đối giữa các khâu không thay đổi nên các tỷ số truyền đó tính theo số răng như hệ thường.

$$\text{Ta có: } i^c_{12} = \frac{\omega^c_1}{\omega^c_2} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c} = -\frac{z_2}{z_1}$$

$$i^c_{23} = \frac{\omega^c_2}{\omega^c_3} = \frac{\omega_2 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = -\frac{z_3}{z_2}$$

$$i^c_{13} = \frac{\omega^c_1}{\omega^c_3} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} (-1)^2 \quad (\text{Tính theo số răng như hệ thường}).$$

Tổng quát ta có $i_{mq}^c = \frac{\omega_m^c}{\omega_q^c} = \frac{\omega_m - \omega_c}{\omega_q - \omega_c}$

Trong đó i_{mq}^c tính theo số răng như hệ thường

4.2.3. Tỷ số truyền của hệ bánh răng hành tinh

Hệ hành tinh có bậc tự do bằng 1

Xét hệ bánh răng hành tinh như hình 6.32.

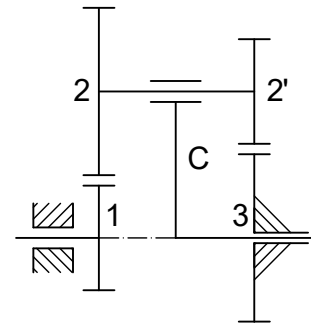
Bánh răng cố định là bánh 3 ($\omega_3 = 0$), công

thức tính tỷ số truyền của hệ hành tinh có dạng

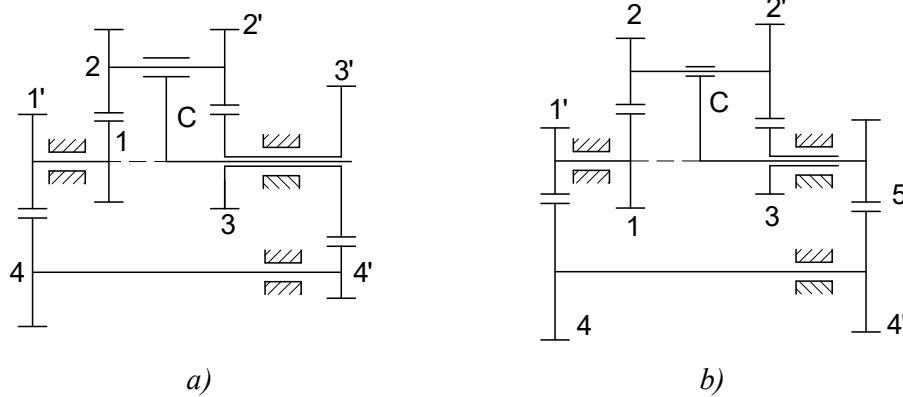
$$i_{13}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_3^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{-\omega_c}$$

Chia cả tử và mẫu cho ω_c ta được $i_{13}^c = \frac{i_{1c} - 1}{-1}$

$$\text{Hay } i_{1c} = 1 - i_{13}^c = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} (-1)^2$$



Hình 6.32



Hình 6.33

Để xác định tỷ số truyền giữa hai trục quay trong các hệ bánh răng này ta sử dụng công thức quan hệ vận tốc góc của hệ vi sai và biến đổi để vừa dùng được tỷ số truyền của hệ thường vừa xuất hiện yêu cầu bài toán.

Ví dụ yêu cầu tính i_{1c} trong hệ hình 6.33a, khi cho biết số răng của các bánh răng.

Sử dụng công thức của hệ vi sai là i_{13}^c

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} \quad \text{chia tử và mẫu số cho } \omega_1 \text{ ta được } i_{13}^c = \frac{1 - i_{c1}}{i_{31} - i_{c1}} \quad (a)$$

trong đó $i_{13}^c = \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} (-1)^2$ và $i_{13} = \frac{z_4 z_3}{z_1 z_4} (-1)^2$

thay vào (a) ta tính được i_{c1} và $i_{1c} = 1/i_{c1}$.

5. Cơ cấu các đăng

5.1. Công dụng

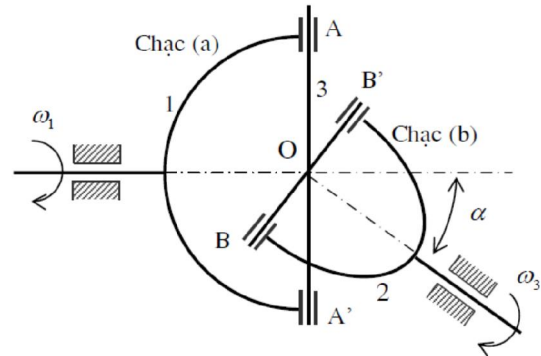
Cơ cấu các răng dùng truyền chuyển động giữa hai trục giao nhau một góc không lớn lắm. Góc có thể thay đổi trong quá trình chuyển động.

Cơ cấu các răng có thể truyền được công suất lớn, đặc biệt được dùng trong các xe ô tô để nối hộp tốc độ với hộp vi sai (cầu sau) hoặc trong những bộ phận điều khiển hướng (góc giữa hai trục thay đổi)

5.2. Sơ đồ cấu tạo, tỷ số truyền của cơ cấu các răng

5.2.1. Sơ đồ cấu tạo của cơ cấu các răng

Hai trục 1,2 giao nhau tại O, hợp với nhau một góc α , mỗi đầu trục mang một chạc kí hiệu a, b. Hai chạc này được nối với nhau qua khâu trung gian 3 (thường có dạng chữ thập) bằng các khớp quay A, A', B, B'. Hai nhánh AA' và BB' của khâu 3 lần lượt vuông góc với trục 1, 2 và vuông góc với nhau.



5.2.2. Tỷ số truyền của cơ cấu các răng

Tỷ số truyền của cơ cấu các răng được tính theo công thức:

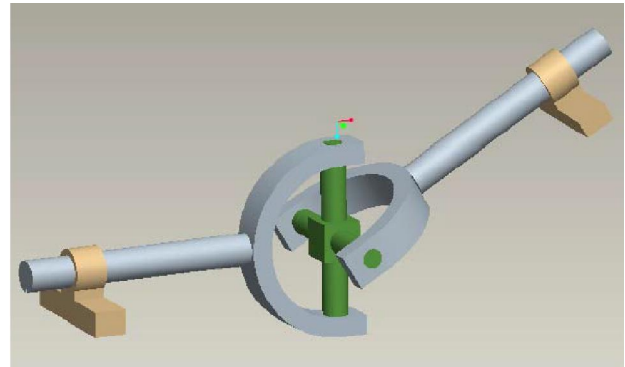
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha}$$

Trong đó:

ω_1, ω_2 : Lần lượt là vận tốc góc của trục 1 và 2

α : Góc hợp bởi trục 1 và 2

φ_1 : Góc quay của trục 1



Tỉ số truyền i_{12} thay đổi tuần hoàn theo góc quay φ_1 , và dao động giữa hai giá trị:

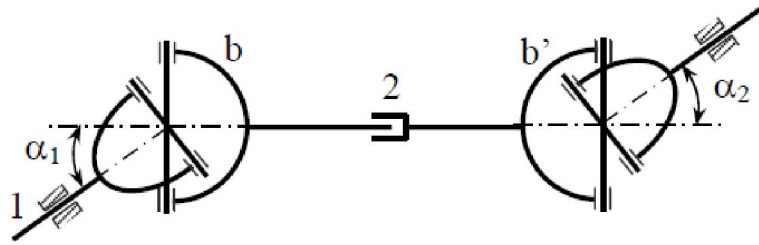
- Cực tiểu, khi $\varphi_1 = 0^\circ$ và $\varphi_1 = 180^\circ$ thì $i_{12}^{\min} = \cos \alpha$

- Cực đại, khi $\varphi_1 = 90^\circ$ và $\varphi_1 = 270^\circ$ thì $i_{12}^{\max} = \frac{1}{\cos \alpha}$

Điều đó có nghĩa là khi vận tốc $\omega_1 = \text{const}$, thì $\omega_2 \neq \text{const}$. Nếu góc lệch α giữa hai trục càng lớn thì tỉ số truyền thay đổi càng nhiều (ω_2 dao động càng lớn), dẫn đến dao động xoắn càng lớn trong các bộ phận bị dẫn.

5.3. Cơ cấu các răng kép

Để khắc phục sự dao động của vận tốc góc, để trục dẫn (1) và trục bị dẫn (3) có cùng vận tốc góc phải dùng cơ cấu các đăng kép. Trục (1) được nối với trục (3) thông qua trục (2) và hai khớp các đăng.



Khớp các đăng thứ nhất truyền chuyển động từ trục dẫn 1 sang trục trung gian 2 với tỷ số truyền là:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1 - \sin^2 \alpha_1 \cdot \cos^2 \varphi_{2b}}{\cos \alpha_1}$$

Khớp các đăng thứ hai truyền chuyển động từ trục 2 sang trục bị dẫn 3 với tỷ số truyền là:

$$i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{1 - \sin^2 \alpha_2 \cdot \cos^2 \varphi_{2b'}}{\cos \alpha_2}$$

Với $\varphi_{2b}, \varphi_{2b'}$: lần lượt là góc quay của chạc b, b' của trục 2 tính từ khi chạc này nằm trong mặt phẳng chứa trục 1, 2 và 2, 3.

Tỷ số truyền giữa trục 1 và 3 là:

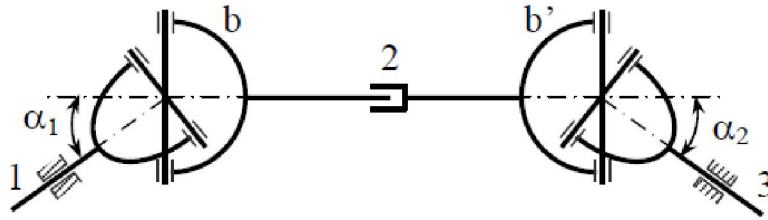
$$i_{13} = \frac{i_{12}}{i_{32}} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \cdot \frac{1 - \sin^2 \alpha_2 \cdot \cos^2 \varphi_{2b'}}{1 - \sin^2 \alpha_1 \cdot \cos^2 \varphi_{2b}}$$

Muốn tỷ số truyền i_{13} luôn bằng 1, cần đảm bảo đồng thời hai điều kiện sau:

- Hai góc lệch bằng nhau: $\alpha_1 = \alpha_2$
- Hai góc quay của hai chạc b, b' của trục 2 bằng nhau: $\varphi_{2b} = \varphi_{2b'}$

Điều đó có nghĩa là:

- Khi hai trục 1 và 3 song song hoặc cắt nhau (hình) thì hai chạc b, b' phải nằm trong cùng một mặt phẳng.
- Khi hai trục 1 và 3 chéo nhau thì phải lắp hai chạc b, b' của trục 2 sao cho khi chạc b nằm trong mặt phẳng chứa trục 1, 2 thì chạc b' nằm trong mặt phẳng chứa trục 2, 3



Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày định nghĩa và công dụng của cơ cấu khớp loại cao?
2. Trình bày định nghĩa và phân loại cơ cấu cam ?
3. Trình bày phương pháp giải bài toán phân tích động học cơ cấu cam ?
4. Lập đồ thị chuyển vị của cần theo góc quay của cam của cơ cấu cam cần lắc nhon ?
5. Lập đồ thị vận tốc của cần theo góc quay của cam của cơ cấu cam cần lắc nhon ?
6. Lập đồ thị gia tốc của cần theo góc quay của cam của cơ cấu cam cần lắc nhon ?
7. Trình bày khái niệm góc áp lực của cơ cấu cam (α)?
8. Trình bày ý nghĩa của góc áp lực trong cơ cấu cam?
9. Trình bày nội dung của bài tập tổng hợp động lực học cơ cấu cam?
10. Trình bày khái niệm và phân loại cơ cấu bánh răng?
11. Phân loại cơ cấu bánh răng?
12. Trình bày công thức tính tỷ số truyền của cơ cấu bánh răng?
13. Trình bày các thông số hình học cơ bản của bánh răng?
14. Phát biểu định lý cơ bản về ăn khớp bánh răng?
15. Trình bày những khái niệm được sử dụng cho cặp bánh răng ăn khớp ?
16. Trình bày định nghĩa, tính chất và phương trình của đường thân khai?
17. Trình bày đường thân khai thoả mãn định lý ăn khớp ?
18. Trình bày khả năng dịch tâm và điều kiện ăn khớp đề của cặp bánh răng thân khai ?
19. Trình bày đặc điểm ăn khớp của bánh răng - thanh răng ?
20. Trình bày các phương pháp chế tạo bánh răng thân khai ?

21. Trình bày các thông số chế tạo cơ bản của bánh răng ?
22. Trình bày sự hình thành mặt răng và đặc điểm ăn khớp của bánh trụ răng thẳng?
23. Trình bày sự hình thành mặt răng và đặc điểm ăn khớp của bánh trụ răng nghiêng?
24. Trình bày các thông số chế tạo của bánh răng nghiêng ?
25. Trình bày khái niệm, phân loại và công dụng của hệ bánh răng?
26. Trình bày công thức tính tỷ số truyền của hệ bánh răng thường
27. Trình bày quan hệ vận tốc góc của hệ bánh răng vi sai ?
28. Trình bày công thức tính tỷ số truyền của hệ bánh răng hành tinh ?
29. Trình bày công dụng của cơ cấu các đăng ?
30. Trình bày sơ đồ cấu tạo, tỷ số truyền của cơ cấu các đăng ?
31. Trình bày cơ cấu các đăng kép ?

Phần 2 : CHI TIẾT MÁY

Chương 1 : MỐI GHÉP ĐINH TÁN

Mã chương/ bài: MH13-7

Mục tiêu:

+ Trình bày được ưu khuyết điểm, cấu tạo, phạm vi sử dụng của mối ghép đinh tán.

+ Phân tích được điều kiện làm việc, phương pháp lựa chọn sử dụng hợp lý mối ghép chắc.

+ Xây dựng được các công thức tính toán, kiểm tra hoặc thiết kế mối ghép.

+ Vận dụng được để tính toán các bài tập.

+ Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung.

1.1 Cấu tạo, phân loại đinh tán và mối ghép đinh tán.

1.1.1 Cấu tạo mối ghép

1.1.2. Đinh tán

1.1.3. Phân loại mối ghép đinh tán

1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1.2.1. Ưu điểm

1.2.2. Nhược điểm

1.2.3. Phạm vi sử dụng

2. Điều kiện làm việc của mối ghép.

2.1. Trường hợp tán nóng

2.2. Trường hợp tán nguội

3. Tính toán mối ghép đinh tán.

3.1. Mối ghép chồng một hàng đinh.

3.1.1. Kiểm tra bền cho mối ghép

3.1.2. Tính số đinh tán cần thiết

3.2. Mối ghép nhiều hàng đinh.

3.3. Ứng suất cho phép

1. Khái niệm chung

Mục tiêu:

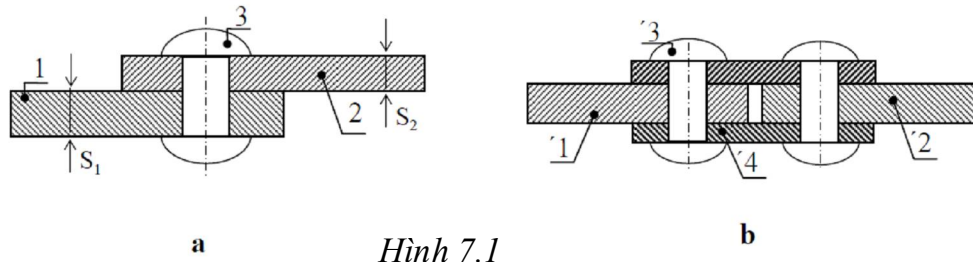
- Trình bày cấu tạo mối ghép đinh tán, phân loại đinh tán và mối ghép đinh tán;
- Phân tích ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của mối ghép đinh tán;
- Chủ động, tích cực trong học tập.

1.1 Cấu tạo, phân loại đinh tán và mối ghép đinh tán.

1.1.1 Cấu tạo mối ghép

Cấu tạo mối ghép đinh tán được thể hiện ở hình 7.1, các tấm ghép 1 và 2 được liên kết trực tiếp với nhau bằng các đinh tán số 3, hoặc liên kết thông qua tấm đệm 4 và đinh tán số 3. Các tấm ghép được đục lỗ hoặc khoan lỗ. (Đục: , Khoan:)

- Mối ghép đinh tán thuộc loại mối ghép cố định và không thể tháo rời được.



1.1.2. Đinh tán

* *Định nghĩa:* Đinh tán là chi tiết có hình trụ tròn, một đầu có mũ gọi là mũ sẵn, đầu kia chưa có mũ, sau khi lắp ghép thì đầu còn lại được tán thành mũ gọi là mũ tán.

Có hai cách tán mũ:

- Tán nguội: Dùng cho những đinh bằng thép có đường kính $d \leq 10\text{mm}$ hoặc những đinh làm bằng kim loại màu có đường kính bất kỳ.

- Tán nóng: Nung nóng phần tán đến nhiệt độ (1000-1100°C) rồi tán thành mũ

Vật liệu chế tạo đinh thường là kim loại dẻo, có hàm lượng cacbon thấp như: CT2, CT3,... hoặc kim loại màu như: đồng, nhôm,... tốt nhất là cùng mác thép với kim loại tấm ghép.

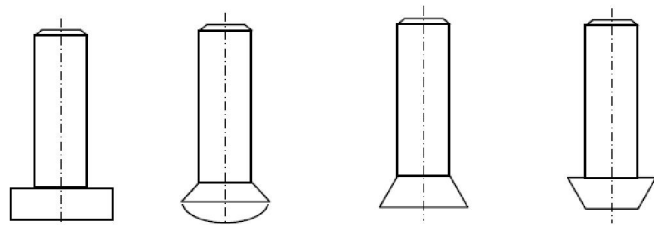
* *Phân loại đinh tán*

Dựa vào hình dạng của mũ đinh có:

Đinh mũ tròn

Đinh mũ côn

Đinh mũ chìm



Hình 7.2

Đỉnh mũ nửa chìm

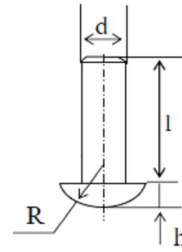
Đỉnh tán mũ tròn:

$$R = (0,851)d$$

$$h = (0,60,65)d$$

$$D = (1,61,7)d$$

$$d = (1,52)$$



Hình 7.3

1.1.3. Phân loại mối ghép đỉnh tán

a. Theo công dụng của mối ghép

- Mối ghép chắc: Dùng trong những kết cấu chịu tải trọng lớn, tải trọng chấn động, va đập,...

Ví dụ: Kết cấu dàn cầu, cần trục,...

- Mối ghép chắc kín: Dùng cho mối ghép có yêu cầu độ chắc và yêu cầu độ kín khít.

Ví dụ: mối ghép dùng chế tạo nồi hơi, bình kín,...

b. Theo hình thức ghép

- Mối ghép chồng: có 1,2 hoặc 3 dãy đỉnh

- Mối ghép giáp mối:

+ Mối ghép giáp mối một tấm đệm: có 1,2, 3 dãy đỉnh mỗi bên

+ Mối ghép giáp mối hai tấm đệm: có 1,2,3 dãy đỉnh mỗi bên

1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1.2.1. Ưu điểm

Mối ghép đỉnh tán là mối ghép chắc chắn, tin cậy, đơn giản, dễ chế tạo, dễ kiểm tra chất lượng, mối ghép chịu được tải trọng chấn động, va đập.

1.2.2. Nhược điểm

Mối ghép công kênh, tốn kém vật liệu

1.2.3. Phạm vi ứng dụng

Ngày nay do sự phát triển của công nghệ hàn nên phạm vi ứng dụng của mối ghép đỉnh tán ngày càng bị thu hẹp. Mối ghép đỉnh tán được sử dụng trong các trường hợp sau:

- Những mối ghép chịu lực lớn, trực tiếp chịu tải trọng động và va đập
- Những mối ghép làm việc ở nhiệt độ cao
- Vật liệu tấm ghép khó hàn

2. Điều kiện làm việc của mối ghép

Mục tiêu:

- Trình bày điều kiện làm việc của mối ghép trong trường hợp đinh tán được tán nóng và tán nguội.
- Phân tích logic, chủ động tích cực trong học tập.

2.1. Trường hợp tán nóng:

- Khi nguội thân đinh co lại theo chiều dọc và cả chiều ngang
- Đinh co lại theo chiều ngang sẽ tạo ra khe hở giữa lỗ và thân đinh
- Đinh co lại theo chiều dọc, đinh tán sẽ xiết chặt các tấm ghép lại với nhau, lúc này trên bề mặt tiếp xúc giữa các tấm ghép sẽ phát sinh lực ma sát.
- + Nếu tải trọng tác dụng nhỏ hơn lực ma sát thì tải trọng được truyền từ tấm ghép này sang tấm ghép kia nhờ lực ma sát.
- + Nếu tải trọng tác dụng lớn hơn lực ma sát thì các tấm ghép sẽ bị trượt tương đối với nhau một khoảng đúng bằng khe hở giữa lỗ và thân đinh làm cho đinh tán vừa chịu cắt, vừa chịu dập.

2.2. Trường hợp tán nguội

Giữa lỗ và thân đinh không có khe hở, khi có tải trọng tác dụng thì tải trọng được truyền trực tiếp từ tấm ghép này sang tấm ghép kia qua đinh tán nên mối ghép chủ yếu chịu cắt.

3. Tính toán mối ghép đinh tán.

Mục tiêu:

- Trình bày cách tính toán mối ghép đinh tán một hàng đinh và nhiều hàng đinh;
- Trình bày ứng suất cho phép trong tính toán mối ghép đinh tán.
- Giải được bài toán kiểm tra độ bền cho mối ghép đinh tán.

3.1. Mối ghép chồng một hàng đinh.

3.1.1. Kiểm tra bền cho mối ghép chồng chịu lực ngang

- Tính lực tác dụng lên một đinh tán $F_1 = \frac{F}{Z}$

F: Lực tác dụng lên mối ghép

Z: Số đinh tán trong mối ghép

- Kiểm tra độ bền cắt cho đinh tán $F_1 \leq \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) \cdot [\tau]$ (7.1)

$[\tau]$: ứng suất cắt cho phép của đinh

- Kiểm tra độ bền dập cho đinh tán $F_1 \leq S \cdot d \cdot [\sigma_d]$

$[\sigma_d]$: ứng suất dập cho phép của đinh

S: Chiều dày tấm ghép

d: Đường kính đinh tán

- Kiểm tra độ bền kéo (nén) đối với tấm ghép nào yếu nhất, theo tiết diện ngang qua lỗ đinh

$$F_1 \leq (t - d)S.d.[\sigma]_{kt}$$

t: Khoảng cách đường tâm của hai đinh tán liền kề

$[\sigma]_{kt}$: Ứng suất kéo cho phép của tấm ghép

- Độ bền cắt của mép lỗ trên tấm ghép theo mép đinh

$$F_1 \leq 2\left(e - \frac{d}{2}\right)S.[\tau]$$

3.1.2. Tính số đinh tán cần thiết

Số đinh tán cần thiết của mỗi ghép được xác định từ điều kiện (7.1):

$$Z \geq \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{d^2[\tau]}$$

Quan hệ kích thước của:

- Mỗi ghép chồng 1 dãy đinh là: $d = 2S$, $t = 3d$, $e = 1,5d$

- Mỗi ghép giáp mỗi 1 dãy đinh: $d = 1,5S$, $t = 3,5d$, $e = 2d$

3.2. Mỗi ghép nhiều hàng đinh.

Khi tính toán cho mỗi ghép nhiều hàng đinh thì cũng tương tự như trên, nhưng ta có quan hệ kích thước của mỗi ghép là :

Ghép chồng 2 dãy đinh : $d = 2S$, $t = 4d$, $e = 1,5d$

Ghép chồng n dãy đinh : $d = 2S$, $t = (1,6n + 1)d$, $e = 1,5d$

Ghép giáp mỗi 2 tấm đệm 2 dãy đinh: $d = 1,5S$, $t = 6d$, $e = 2d$

Ghép giáp mỗi 2 tấm đệm n dãy đinh: $d = 1,5S$, $t = (2,4n + 1)d$, $e = 2d$

Sau khi chọn kết cấu theo quan hệ kích thước trên, ta chọn số đinh cần thiết cho mỗi ghép theo độ bền cắt

$$Z \geq \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{id^2[\tau]}$$

Trong đó: i là số tiết diện chịu cắt của mỗi đinh

Đối với mỗi ghép chồng và ghép giáp mỗi 1 tấm đệm thì $i = 1$

Đối với mỗi ghép giáp mỗi 2 tấm đệm thì $i = 2$

3.3. Ứng suất cho phép

* *Ứng suất cắt cho phép*

Đối với mỗi ghép chịu tải trọng tĩnh, hoặc chịu tải trọng thay đổi nhưng không đổi chiều, có thể lấy giá trị ứng suất cho phép như sau :

Vật liệu đinh tán là thép CT31, CT34, CT38

Lỗ khoan : $[\tau] = 140 \text{ MPa}$

Lỗ đột, dập : $[\tau] = 100 \text{ MPa}$

Trường hợp tải trọng đổi chiều, cần lấy giảm đi một lượng bằng cách nhân thêm

hệ số γ với $\gamma = \frac{1}{\frac{a}{b} \cdot \frac{F_{\max}}{F_{\min}}}$

Trong đó : F_{\max} : tải trọng lớn nhất

F_{\min} : tải trọng nhỏ nhất

Tấm ghép bằng thép ít cacbon, $a = 1$; $b = 0,3$

Tấm ghép bằng thép cacbon trung bình, $a = 1,2$; $b = 0,8$

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cấu tạo mỗi ghép đinh tán?
2. Phân loại đinh tán và mỗi ghép đinh tán?
3. Phân tích ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của mỗi ghép đinh tán?
4. Trình bày điều kiện làm việc của mỗi ghép đinh tán?
5. Trình bày cách tính toán mỗi ghép đinh tán một hàng đinh?
6. Trình bày cách tính toán mỗi ghép đinh tán nhiều hàng đinh?
7. Trình bày ứng suất cho phép trong mỗi ghép đinh tán?

Chương 2 : MỖI GHÉP HÀN

Mã chương/ bài: MH13-8

Mục tiêu:

- + Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và cách phân loại mối ghép hàn.
- + Phân tích được điều kiện làm việc, các dạng hỏng để sử dụng mối ghép hàn hợp lý.
- + Xây dựng được các công thức tính toán, kiểm tra hoặc thiết kế mối ghép hàn.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung.
 - 1.1. Định nghĩa và phân loại.
 - 1.1.1. Định nghĩa
 - 1.1.2. Phân loại
 - 1.2. Ưu và nhược điểm.
 - 1.2.1. Ưu điểm
 - 1.2.2. Nhược điểm
2. Vật liệu và ứng suất cho phép.
 - 2.1. Vật liệu.
 - 2.2. Ứng suất cho phép
3. Tính toán mối ghép hàn.
 - 3.1. Mối hàn giáp mối.
 - 3.1.1. Đặc điểm của mối hàn
 - 3.1.2. Tính toán mối ghép hàn.
 - 3.2. Mối hàn chồng.
 - 3.2.1. Đặc điểm của mối hàn
 - 3.2.2. Tính toán mối ghép hàn.

1. Khái niệm chung*Mục tiêu:*

- Trình bày định nghĩa và phân loại mối ghép hàn;
- Phân tích ưu nhược điểm của mối ghép hàn
- Chủ động tích cực trong học tập.

1.1. Định nghĩa và phân loại

1.1.1 Định nghĩa

Mối ghép hàn là mối ghép không tháo được. Trong quá trình hàn các chi tiết máy, vùng hàn được đốt nóng cục bộ tới nhiệt độ nóng chảy hoặc dẻo rồi gắn lại với nhau nhờ lực hút phân tử của kim loại

1.1.2. Phân loại

a. Theo trạng thái kim loại vùng hàn

- Hàn nóng chảy: Kim loại vùng hàn được nung nóng đến trạng thái chảy và gắn lại với nhau khi đông đặc.

- Hàn áp lực: Kim loại vùng hàn chỉ được nung nóng tới trạng thái dẻo rồi dùng lực ép chúng lại

- Hàn vảy: Kim loại của các chi tiết máy không được nung nóng chảy mà vật liệu hàn được nung nóng chảy để dính kết các chi tiết lại với nhau

b. Theo mức độ tự động hóa

- Hàn tự động: Rôbốt hàn

- Hàn bán tự động: Máy hàn

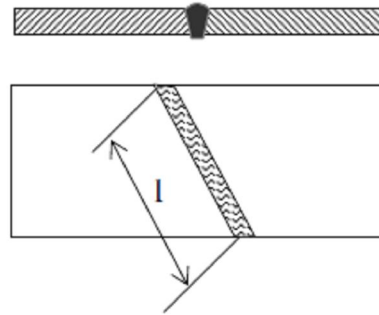
- Hàn thủ công

c. Theo công dụng của mối hàn

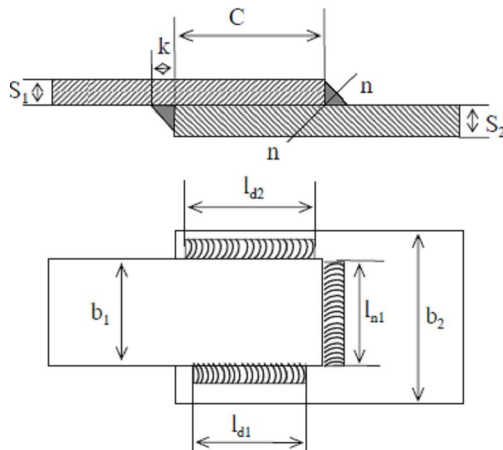
- Mối hàn chắc

- Mối hàn chắc kín

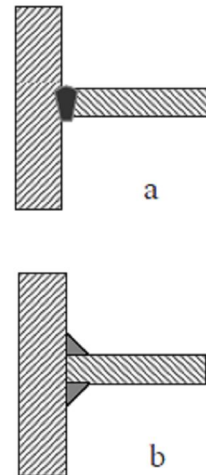
d. Theo hình thức ghép



Hình 8.1



Hình 8.2



Hình 8.3

- Mối hàn góc

- Mối hàn chồng (hình 8.2)

- Mỗi hàn chữ T (hình 8.3)

1.2. Ưu nhược điểm

1.2.1 Ưu điểm

- Tiết kiệm được kim loại: so với mối ghép bằng đinh tán thì nó tiết kiệm được khoảng $(15 \div 20)$ % kim loại

- Tiết kiệm được thời gian gia công, công sức gia công, giá thành hạ.

- Hàn có thể tạo được các kết cấu công kênh mà mối ghép khác cũng như các phương pháp ghép khác không thể thực hiện được

- Hàn rất dễ cơ khí hóa, tự động hóa, do đó có năng suất cao, tự động cao.

- Hàn dễ đảm bảo điều kiện bền đều, nguyên vật liệu được sử dụng hợp lý.

- Hàn có thể phục hồi, sửa chữa các chi tiết máy bị nứt, gãy, mòn.

1.2.2 Nhược điểm

- Độ tin cậy thấp vì chất lượng mối hàn phụ thuộc nhiều vào tay nghề của công nhân, khó kiểm tra các khuyết tật bên trong mối hàn nếu không có các thiết bị đặc biệt

2. Vật liệu và ứng suất cho phép.

Mục tiêu: Trình bày vật liệu hàn và ứng suất cho phép trong mối ghép hàn.

2.1. Vật liệu.

Vật liệu cho hàn kết cấu cầu thép bao gồm: Que hàn bọc thuốc, dây hàn tự động, thuốc hàn tự động và khí bảo vệ. Đối với mỗi loại thép, với mỗi phương pháp hàn cần có vật liệu hàn tương ứng theo quy định của Thiết kế và theo hướng dẫn của Tiêu chuẩn này. Vật liệu hàn phải qua các bước kiểm tra nhãn mác, chất lượng và Tư vấn kỹ thuật phê duyệt mới được áp dụng trong sản xuất.

- Que hàn điện bọc thuốc

Để hàn kết cấu cầu thép, chỉ được sử dụng que hàn có thuốc bọc thuộc hệ Bazơ - loại hydro thấp. Căn cứ thép cơ bản và kết cấu mối hàn mà chọn chủng loại cũng như kích thước que hàn cho phù hợp.

- Dây thuốc cho hàn tự động.

Dây hàn và thuốc hàn cho công nghệ hàn tự động các kết cấu cầu thép được lựa chọn phù hợp với thép cơ bản theo chỉ dẫn của Tiêu chuẩn này cũng như của các hãng sản xuất vật liệu hàn. Yêu cầu chung đối với dây hàn là phải đảm bảo dây không bị ô van quá giới hạn cho phép và không bị han rỉ. Thuốc hàn không bị ẩm ướt, tơi vụn hay vón cục.

- Khí bảo vệ: Khí bảo vệ phải bảo đảm độ tinh khiết được quy định riêng cho công nghệ hàn.

- Dây hàn trước khi nạp vào cuộn để sử dụng phải làm sạch dầu mỡ, han rỉ, hơi nước và các tạp chất khác. Dây lõi thuốc cần nung ở nhiệt độ $200 \div 230^{\circ}\text{C}$ trong 2 giờ. Khi cuộn dây hàn không để cong gập, gây tắc nghẽn khi hàn.
- Thuốc hàn cần phải khô, không lẫn tạp chất. Thuốc hàn được sấy ở nhiệt độ 350°C trong 2 giờ sau được bảo quản trong tủ ở nhiệt độ $60 \div 80^{\circ}\text{C}$, khi lấy ra chỉ dùng đủ số lượng cho 1 ca làm việc.
- Que hàn, thuốc hàn được sấy theo chế độ chỉ định trên bao gói hoặc các tài liệu kỹ thuật khác. Que hàn, thuốc hàn bị ẩm ướt không phép sử dụng cho hàn kết cấu thép.

2.2. Ứng suất cho phép

Các mối ghép hàn được tính theo ứng suất cho phép. Trị số các ứng suất cho phép của mối hàn chịu tải trọng tĩnh cho trong bảng 3. Chú ý các số liệu cho trong bảng này chỉ dùng cho các chi tiết làm bằng thép ít và vừa các bon hoặc thép ít hợp kim và trong trường hợp chất lượng mối hàn đạt các yêu cầu kỹ thuật.

Trong trường hợp kết cấu chịu tải trọng thay đổi, các trị số ứng cho phép lấy trong bảng 3 phải nhân với hệ số giảm ứng cho phép $\gamma < 1$.

Hệ số γ được xác định như sau:

$$\gamma = \frac{1}{(ak \pm b) - (ak \mp b)r} \quad (1)$$

Trong đó: a và b - hệ số, lấy theo bảng 4

k - hệ số tập trung ứng suất, lấy theo bảng 5

r - hệ số tính chất chu trình

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

σ_{\max} , σ_{\min} : ứng suất lớn nhất và nhỏ nhất trong chi tiết có kể đến dấu.

Trong công thức (1) các dấu ở phía trên của mẫu số dùng khi ứng suất lớn nhất là kéo, các dấu phía dưới dùng khi ứng suất lớn nhất là nén.

Bảng 3: Trị số ứng suất cho phép của mối hàn chịu tải trọng tĩnh

Phương pháp hàn	ứng suất cho phép của mối hàn		
	Kéo [σ] _k	Nén [σ] _n	Cắt [τ] _k
- Hàn hồ quang tay, dùng que hàn $\in 42$ và $\in 50$ - Hàn khí	0,9[σ] _k	[σ] _k	0,6[σ] _k
- Hàn hồ quang tự động dưới lớp thuốc, hàn hồ quang tay dùng que hàn $\in 42A$ và $\in 50A$ - Hàn tiếp xúc giáp mối	[σ] _k	[σ] _k	0,65[σ] _k
Hàn tiếp xúc điểm	-	-	0,6[σ] _k

Trong *Bảng 3*, [σ]_k - ứng suất kéo cho phép của kim loại được hàn khi chịu tải trọng tĩnh.

Bảng 4: Hệ số a và b

Vật liệu	a	b
Thép cacbon	0,75	0,3
Thép hợp kim thấp	0,8	0,3

Bảng 5: Hệ số ứng suất tập trung k

Loại mối hàn	Thép cacbon	Thép hợp kim thấp
Mối hàn giáp mối, khi hàn tự động	1,0	1,0
Mối hàn giáp mối, khi hàn tay	1,2	1,4
Mối hàn góc, khi hàn tự động	1,7	2,4
Mối hàn góc, khi hàn tay	2,3	3,2
Mối hàn chồng	3,4	4,3

Cần chú ý rằng phương pháp chính để chống lại hiện tượng mỏi trong mối ghép hàn là các biện pháp kết cấu nhằm giảm ứng suất tập trung ở miệng mối hàn.

Nếu trị số γ tìm được theo công thức (1) lớn hơn 1 thì lấy $\gamma = 1$. Điều này xảy ra khi tải trọng thay đổi trị số nhưng không thay đổi chiều ($r > 0$) và cũng chứng tỏ rằng trong trường hợp đó sức bền tĩnh có tác dụng quyết định đến mối hàn.

3. Tính toán mối ghép hàn.

Mục tiêu

- Trình bày kết cấu và đặc điểm của mối hàn giáp mối, mối hàn chồng.
- Trình bày cách tính độ bền mối hàn chồng và mối hàn giáp mối;
- Tính toán được một số bài toán tính độ bền của mối hàn.
- Tính toán cẩn thận.

3.1. Mối hàn giáp mối.

3.1.1. Đặc điểm của mối hàn

Khi chịu tải, mối hàn giáp mối có thể bị phá hỏng tại tiết diện chỗ miệng hàn hoặc tại tiết diện kề sát miệng hàn.

Hai tấm ghép được ghép với nhau bằng mối hàn giáp mối, sau khi hàn xong có thể coi như một tấm nguyên. Các dạng hỏng của mối hàn giáp mối, giống như các dạng hỏng của một tấm nguyên. Khi chịu uốn mối hàn sẽ bị gãy, khi chịu xoắn mối hàn sẽ bị đứt..

3.1.2. Tính toán mối ghép hàn.

* Trường hợp mối hàn chịu kéo (nén) ta có điều kiện bền:

$$\sigma = \frac{N}{bs} \leq [\sigma]$$

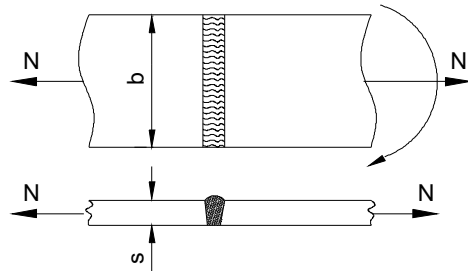
Trong đó:

b và s - chiều dài mối hàn và chiều dày tấm ghép (khi hàn các tấm có chiều dày khác nhau thì s lấy theo chiều dày nhỏ).

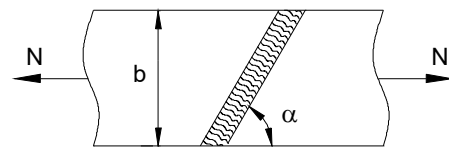
$[\sigma]$ - ứng suất kéo nén cho phép của mối ghép (Bảng 1)

Khi cần tăng sức bền của mối ghép, có thể dùng mối hàn xiên (hình 8.5). Điều kiện bền

$$s = \frac{N \sin \alpha}{bs} \leq [\sigma]$$



Hình 8.4



Hình 8.5

* Trong trường hợp mối hàn chịu mô men uốn trong mặt phẳng của tấm ghép ta có điều kiện bền:

$$s = \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]$$

Trong đó:

M_u - Mô men uốn

W - Mô đun chống uốn:

$$W = \frac{b^2 s}{6}$$

* Trường hợp mối hàn chịu kéo (nén) và uốn trong mặt phẳng các tâm ghép:

$$s = \pm \frac{N}{bs} + \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]$$

Dấu cộng dùng cho mối ghép chịu kéo, dấu trừ dùng cho mối ghép chịu nén.

3.2. Mối hàn chông.

3.2.1. Kết cấu và đặc điểm của mối hàn

a. Kết cấu của mối hàn chông

Chiều cao mối hàn chông lấy như sau:

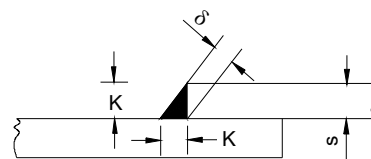
$$\delta = \eta \cdot k$$

Trong đó:

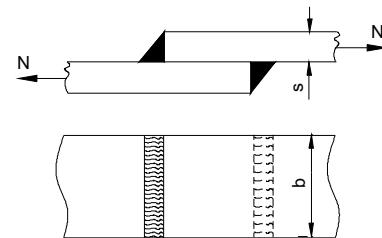
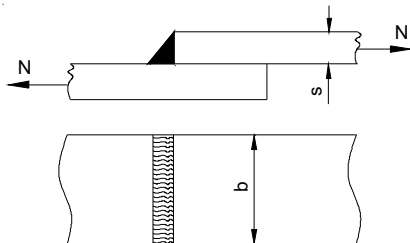
k - chiều rộng cạnh mối hàn

η - hệ số phụ thuộc vào phương pháp hàn

$\eta = 0,7$ khi hàn tay



Hình 8.6



Hình 8.7a. Hàn chông một mối

8.7b. Hàn chông hai mối

(Mối hàn ngang)

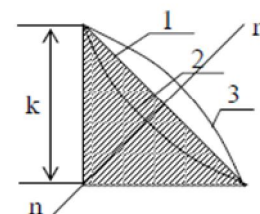
(Mối hàn ngang)

$\eta = 0,8$ khi hàn bán tự động

$\eta = 1,0$ khi hàn tự động

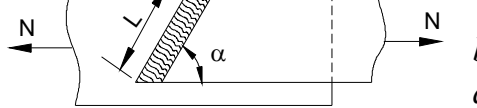
Tùy theo vị trí tương đối giữa phương của mối hàn và phương chịu lực, có thể chia mối hàn chông ra các loại sau: Mối hàn ngang, mối hàn xiên, mối hàn dọc.

Hình

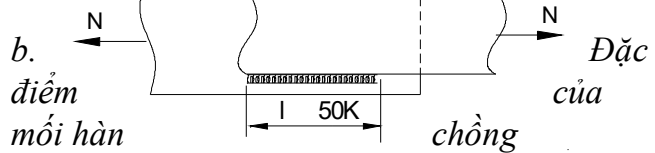


Hình 8.7

Hình 8.8 Kết cấu hàn chồng (xiên)



Hình 8.9. Kết cấu hàn chồng (dọc)



Mối hàn chồng có ba loại tiết diện ngang khác nhau, ứng với đường 1 là mối hàn bình thường, đường 2 là mối hàn lõm, đường 3 là mối hàn lồi. Mối hàn bình thường được dung rộng rãi nhất. Mối hàn lồi gây tập trung ứng suất. Mối hàn lõm giảm được sự tập trung ứng suất nhưng phải qua gia công cơ mới tạo được.

Khi chịu bất cứ loại tải trọng nào, mối hàn chồng cũng bị cắt đứt theo tiết diện pháp tuyến n-n, ứng suất trên tiết diện nguy hiểm là ứng suất cắt. Vì vậy, ta tính mối hàn chồng theo ứng suất cắt.

3.2.2. Tính toán mối ghép hàn.

Điều kiện bền của mối hàn chồng là:

$$\tau \leq [\tau]$$

$$\tau = \frac{N}{\delta \cdot L} \leq [\tau]$$

Trong đó τ là ứng suất cắt sinh ra trên mối hàn,

$[\tau]$ là ứng suất cắt cho phép của mối hàn.

L: Chiều dài đường hàn

δ : Chiều cao mối hàn

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày định nghĩa và phân loại mối ghép hàn?
2. Phân tích ưu nhược điểm của mối ghép hàn?
3. Trình bày vật liệu hàn và ứng suất cho phép của mối ghép hàn?
4. Trình bày đặc điểm của mối hàn giáp mối.
5. Trình bày kết cấu, đặc điểm của mối hàn giáp chồng.
6. Trình bày cách tính độ bền mối ghép hàn giáp mối?
7. Trình bày cách tính độ bền mối ghép hàn chồng?

Chương 3 : MỐI GHÉP THEN VÀ TRỰC THEN

Mã chương/ bài: MH13-9

Mục tiêu:

+ Trình bày được cấu tạo, ưu khuyết điểm và phạm vi sử dụng mối ghép then và trục then .

+ Phân tích được điều kiện làm việc, để lựa chọn, sử dụng hợp lý các phương pháp tính toán, kiểm tra mối ghép .

+ Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Định nghĩa và phân loại mối ghép then

1.1. Định nghĩa

1.2. Phân loại mối ghép then

1.2.1. Then ghép lỏng

1.2.2. Then ghép căng

2. Ưu, nhược điểm của mối ghép then

2.1. Ưu điểm

2.2. Nhược điểm

3. Tính toán mối ghép then bằng

1. Định nghĩa và phân loại mối ghép then

Mục tiêu:

- Trình bày định nghĩa then và phân biệt các loại mối ghép then;
- Chủ động tích cực trong học tập.

1.1. Định nghĩa

Then là tiết máy tiêu chuẩn dùng để ghép các tiết máy quay (mayơ) với trục, truyền mômen xoắn từ trục tới mayơ và ngược lại.

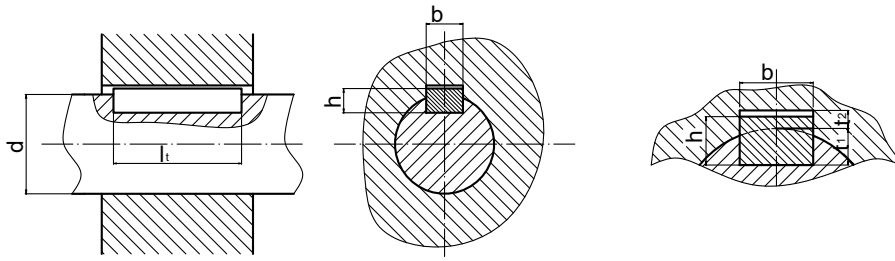
1.2. Phân loại mối ghép then

Có thể chia mối ghép then ra làm 2 loại: then ghép lỏng và then ghép căng

1.2.1. Then ghép lỏng

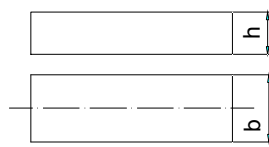
Mặt làm việc là hai mặt bên, trong mối ghép then có khe hở hướng tâm. (Hình 9.1). Then ghép lỏng có 3 loại: then bán nguyệt, then bằng và then dẫn hướng.

Then bán nguyệt: là then có khả năng tự động thích ứng với độ nghiêng của rãnh mayơ. (Hình 9.2) tròn và then bằng đầu vuông. (Hình 9.3; 9.4)

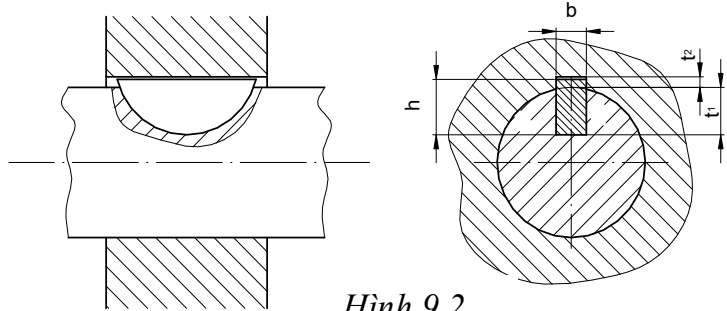


Hình 9.1

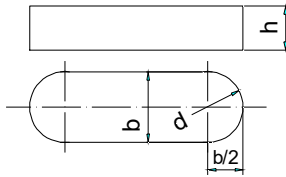
Then bằng dẫn hướng: tương tự như then bằng nhưng được bắt vít vào trục.
 Thường được dùng trong mỗi ghép cần di động chi tiết máy quay trên trục.



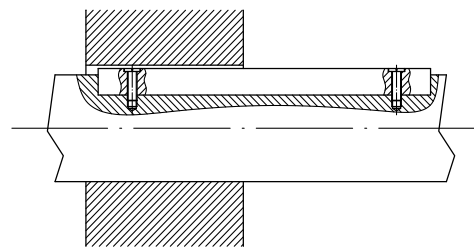
Hình 9.3: Then bằng đầu bằng



Hình 9.2



Hình 9.4: Then bằng đầu tròn



Hình 9.5

* Phạm vi sử dụng

Thông thường sử dụng 1 then bằng ở những kết cấu chịu tải lớn đôi khi phải dùng 2 then. (Trường hợp dùng 2 then thì phải đặt hai then lệch nhau 1 góc 180^0);

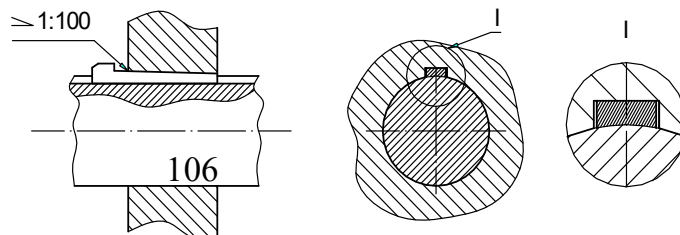
Then bằng được tiêu chuẩn hoá về tiết diện và chiều dài. Then bằng có tỷ lệ $h/b = 1:1$ thường được dùng cho đường kính trục nhỏ và tỷ lệ $h/b = 1:2$ thường được sử dụng cho đường kính trục lớn;

Then bán nguyệt thường được dùng cho mỗi ghép có mayơ khó đảm bảo độ đồng tâm với trục và chủ yếu dùng cho mỗi ghép chịu tải trọng nhỏ;

Then bằng dẫn hướng: thường được dùng trong mỗi ghép cần di động chi tiết máy quay trên trục.

1.2.2. Then ghép căng

Mặt làm việc là mặt trên và mặt dưới của then. Hai



Hình 9.6

mặt bên có khe hở. Then ghép căng không những truyền được mômen xoắn mà còn truyền được cả lực dọc trục. (Hình 9.6)

Loại then ghép căng có 1 mặt làm việc được vát với độ côn 1:100, vì vậy khi làm việc gây ra độ lệch tâm cao giữa trục và mayơ. Then ghép căng có thể có đầu và không có đầu.

Có 3 loại then ghép căng

- Then ma sát: mặt làm việc phía dưới của then là một phần của mặt trụ có đường kính bằng đường kính trục lắp ghép. Loại then này không phải khoét rãnh then trên trục

- Then vát: có tiết diện hình chữ nhật. Trục và mayơ đều phải khoét rãnh then.

Then tiếp tuyến: cấu tạo bởi 1 cặp then vát đóng vào trục. Khác với then vát có độ dôi theo phương hướng tâm thì then tiếp tuyến có độ dôi theo phương tiếp tuyến.

** Phạm vi sử dụng*

Then ma sát do không khoét rãnh then trên trục nên không làm yếu trục và có thể lắp then ở bất kỳ vị trí nào trên trục. Khi quá tải then có tác dụng đảm bảo an toàn cho các tiết máy quay hoặc trục;

Then vát: trục và mayơ đều bị khoét rãnh then;

Then tiếp tuyến: nếu dựng một then tiếp tuyến thì chỉ truyền mômen xoắn 1 chiều. Khi cần truyền mômen xoắn theo 2 chiều phải dựng 2 then tiếp tuyến đặt cách nhau 120° - 135° ngược chiều nhau.

2. Ưu, nhược điểm của mỗi ghép then (so với phương pháp hàn, bulông đinh tán)

Mục tiêu:

- Phân tích ưu nhược điểm của mỗi ghép ren
- Rèn luyện khả năng phân tích logic

2.1. Ưu điểm

- Sử dụng thuận tiện do được tiêu chuẩn hoá;
- Cấu tạo đơn giản, dễ tháo lắp, giá thành rẻ;
- Mỗi ghép then hoa có thể đảm bảo cho các tiết máy quay lắp trên trục đạt độ đồng tâm cao, khả năng tải và độ tin cậy cao, nhất là khi tải trọng thay đổi và tải trọng va đập.

2.2. Nhược điểm

- Làm trục bị yếu đi, gây tập trung biến dạng và tập trung ứng suất lớn;
- Khó đảm bảo lắp ghép được chính xác;

- Khi dựng 1 then không thể truyền mômen xoắn lớn.

3. Tính toán mối ghép then bằng

Mục tiêu:

- Trình bày cách tính toán mối ghép then bằng

Do then là tiết máy tiêu chuẩn nên chỉ phải tính chọn theo điều kiện chịu tải của mối ghép. Từ đường kính trục d , tra bảng được các thông số của then (h, b, t_1, t_2) còn chiều dài then l_t được xác định theo chiều dài máy $l_{m\sigma}$ theo công thức sau:

$$l_t = (0,8 \div 0,9) l_{m\sigma} \quad (9.1)$$

sau đó theo tiêu chuẩn chọn lấy giá trị gần nhất.

Khi làm việc, dưới tác dụng của mômen xoắn T , then chịu đập ở hai mặt bên và chịu cắt ngang thân. Vì vậy, phải nghiệm then theo điều kiện bền đập và điều kiện bền cắt.

Điều kiện bền đập

$$\sigma_d = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_t} \leq [\sigma_d] \quad (9.2)$$

Điều kiện bền cắt

$$\tau_c = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_t} \leq [\tau_c] \quad (9.3)$$

T - mômen xoắn trên trục, MPa;

d - đường kính trục tại vị trí lắp then, mm;

h, b, t_1, l_t - chiều cao then, chiều rộng then, chiều sâu rãnh then trên trục và chiều dài tính toán của then, mm;

$[\sigma_d], [\tau_c]$ - ứng suất đập, ứng suất cắt cho phép của vật liệu then, MPa.

Nếu mối ghép không đủ bền thì có thể tăng chiều dài then sau đó kiểm tra lại các điều kiện bền của then. Nếu không thoả mãn thì ta dùng hai then đặt cách nhau 180° , khi đó mỗi then chịu $0,75T$.

Nếu 2 then không đủ bền thì dùng ba then hoặc then hoa.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày định nghĩa then và phân loại mối ghép then ?
2. Trình bày ưu nhược điểm của mối ghép then ?
3. Tính toán mối ghép then bằng ?

Chương 4 : MỐI GHÉP REN

Mã chương/ bài: MH13-10

Mục tiêu:

- + Trình bày được phạm vi sử dụng, ưu khuyết điểm và cấu tạo các loại ren.
- + Phân tích được điều kiện làm việc, các dạng hỏng nhằm sử dụng hợp lý mối ghép.
- + Xây dựng được các công thức tính toán bu lông ghép lỏng và bu lông ghép chặt đơn.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung.
 - 1.1. Công dụng của mối ghép ren và sự tạo thành ren
 - 1.2. Ưu nhược điểm của mối ghép ren
 - 1.3. Phân loại ren
 - 1.4. Các thông số hình học của ren hệ mét
 - 1.5. Các loại mối ghép ren
 - 1.5.1. Mối ghép bulông
 - 1.5.2. Mối ghép vít
 - 1.5.3 Mối ghép vít cây
2. Các biện pháp chống tháo lỏng mối ghép ren
 - 2.1. Nguyên nhân gây tháo lỏng
 - 2.2. Các biện pháp chống tháo lỏng
 - 2.2.1 Tạo ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc
 - 2.2.2. Cố định đai ốc với bulông hoặc với tiết máy được ghép
3. Tính bu lông (vít)
 - 3.1. Tính bu lông đơn
 - 3.1.1. Mối ghép bu lông có khe hở
 - 3.1.2. Mối ghép bulông không khe hở
 - 3.2. Tính nhóm bulông
 - 3.2.1. Mối ghép chịu lực ngang đi qua trọng tâm của bề mặt ghép
 - 3.2.2. Mối ghép chịu mômen trong mặt phẳng ghép

1. Khái niệm chung

Mục tiêu:

- Trình bày công dụng, ưu nhược điểm của mối ghép ren;
- Phân biệt các loại ren và mối ghép ren;
- Trình bày các thông số hình học của ren hệ mét;
- Chủ động tích cực trong học tập.

1.1. Công dụng của mối ghép ren và sự tạo thành ren

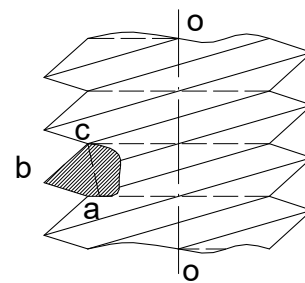
** Công dụng*

Ghép bằng ren là loại mối ghép có thể tháo được, trong đó mối ghép được tạo thành nhờ các tiết máy có ren như: bu lông và đai ốc, vít, ...

Các tiết máy có ren chiếm khoảng 60% tổng số các tiết máy hiện đại.

** Sự tạo thành ren*

Ren được tạo thành trên cơ sở đường xoắn ốc trụ hoặc côn. Cho một hình phẳng, thí dụ tam giác abc, di chuyển theo đường xoắn ốc và luôn nằm trong mặt phẳng qua trục của đường xoắn ốc (hình 10.1), các cạnh của hình phẳng sẽ quét thành mặt ren.



Hình 10.1. Nguyên lý tạo thành ren

Tùy theo hình phẳng là tam giác, hình vuông, hình thang, hình bán nguyệt, hình tròn v.v...ta sẽ có ren tam giác, ren hình vuông, ren hình thang, hình bán nguyệt, ren tròn, v.v...

1.2. Ưu nhược điểm của mối ghép ren

** Ưu điểm*

- Cấu tạo đơn giản, dễ sử dụng vì các tiết máy có ren được tiêu chuẩn hoá;
- Có thể cố định các tiết máy ở bất kỳ vị trí nào (nhờ khả năng tự hãm);
- Dễ tháo lắp;
- Giá thành hạ.

** Nhược điểm*

- Có sự tập trung ứng suất ở chân ren, do đó làm giảm độ bền mỏi của mối ghép.

1.3. Phân loại ren

Theo hình dạng đường xoắn ốc

- Ren hình trụ, hình thành trên cơ sở đường xoắn ốc trụ;
- Ren hình côn, hình thành trên cơ sở đường xoắn ốc côn.

Theo chiều của đường xoắn ốc

- Ren phải, đi lên về bên phải;
- Ren trái, đi lên về bên trái.

Theo số đầu mối đường xoắn ốc

- Ren một mối được tạo bởi 1 đường xoắn ốc;
- Ren nhiều mối được tạo bởi nhiều đường xoắn ốc.

Ren 1 mối được dùng nhiều hơn cả. Tất cả các ren dùng trong lắp ghép đều là ren 1 mối.

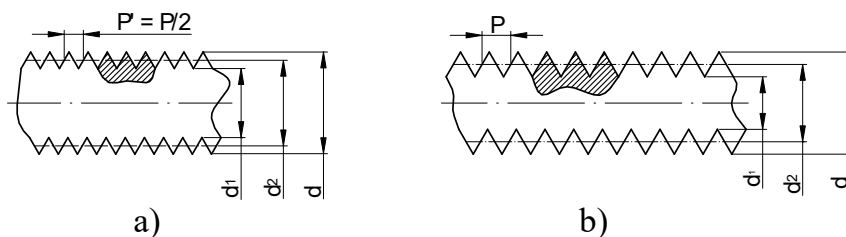
Theo công dụng

- Ren ghép chặt, dùng để ghép chặt các tiết máy lại với nhau;
- Ren của cơ cấu vít, dùng để truyền chuyển động hoặc để điều khiển.

Theo đơn vị đo

- Ren hệ mét, có tiết diện là tam giác đều, các kích thước đo bằng mm;
- Ren hệ Anh, có tiết diện là tam giác cân, góc ở đỉnh là 55° , các kích thước đo bằng tấc Anh (1 inch = 25,4 mm).

Ren hệ mét có 2 loại: Ren bước lớn (hình 10.2b) và ren bước nhỏ (hình 10.2a). Ren hệ mét bước lớn ký hiệu bằng chữ M, sau đó là trị số đường kính



Hình 10.2

danh nghĩa, thí dụ M16. Ren bước nhỏ có ghi thêm trị số bước ren,

Ví dụ M16x0,75.

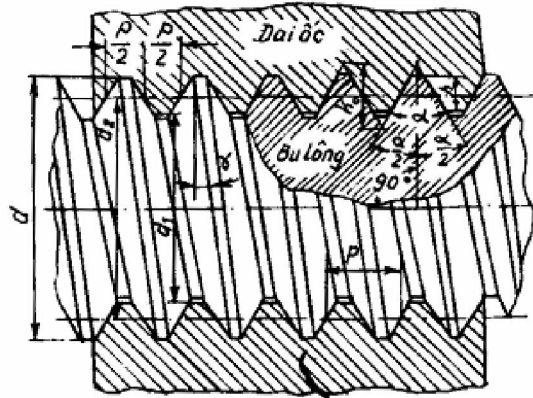
Với cùng đường kính ngoài d , đường kính trong d_1 của ren bước nhỏ lớn hơn ren bước lớn, do đó độ bền cao hơn, góc nâng nhỏ hơn do đó tính tự hãm cao hơn. Vì vậy ren bước nhỏ thường dùng trong các tiết máy chịu va đập (khả năng tự hãm tốt), trong các tiết máy có thành mỏng (độ bền cao) và trong các khí cụ, khi cần dịch chuyển nhỏ theo phương dọc trục ứng với góc quay cho trước.

Đối với ngành chế tạo máy, ren bước lớn vẫn được dùng chủ yếu trong lắp ghép vì độ bền của ren ít chịu ảnh hưởng của sai số chế tạo và bền mòn hơn ren bước nhỏ.

1.4. Các thông số hình học của ren hệ mét

- Đường kính ngoài d (hình 10.3), là đường kính hình trụ bao đỉnh ren ngoài của bulông;
- Đường kính trong d_1 , là đường kính hình trụ bao đỉnh ren trong của đai ốc;
- Đường kính trung bình d_2 , là đường kính hình trụ có đường sinh cắt profin ren ở các điểm chia đều bước ren.

Đối với ren tiêu chuẩn có thể lấy:



Hình 10.3. Các thông số hình học của ren hệ mét

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= 1,125d_1; \\ d_1 &= 0,8d; \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

- Bước ren p là khoảng cách giữa hai mặt song song của hai ren kề nhau đo theo phương dọc trục ren.

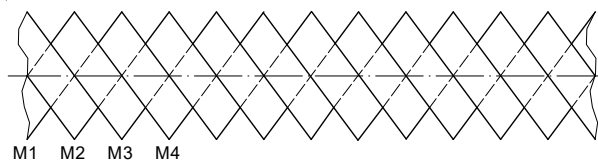
- Bước xoắn ốc p_x là đoạn dịch chuyển của đai ốc so với bulông khi xoay đai ốc hoặc bulông đi 1 vòng,

$$p_x = np, \quad (4.5)$$

Trong đó: n - số đầu mỗi ren.

Trên mặt tạo thành ren có thể có nhiều đường xoắn ốc (hình 10.4). Nếu các đường xoắn ốc có cùng bước xoắn ốc và chúng cách đều nhau thì số đường xoắn ốc là số đầu mỗi ren. Bước ren là khoảng cách giữa 2 điểm trên cùng 1 đường sinh của 2 ren kề nhau.

Tất cả các ren dùng trong lắp ghép đều là ren 1 mỗi. Ren nhiều mỗi dùng



Hình 10.4. Sơ đồ ren nhiều mỗi

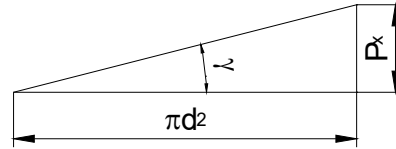
trong các tiết máy truyền động khi cần tăng hiệu suất (trong truyền động trực vít) hoặc khi cần thực hiện hành trình lớn sau 1 vòng quay (truyền động trực vít-đai ốc).

- Góc nâng ren

Góc nâng γ của ren (hình 10.5) là góc làm bởi tiếp tuyến của đường xoắn ốc trên hình trụ trung bình và mặt phẳng vuông góc với trục của ren:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_x}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2} \quad (4.6)$$

Các thông số hình học và dung sai kích thước của ren hệ mét được tiêu chuẩn hóa.



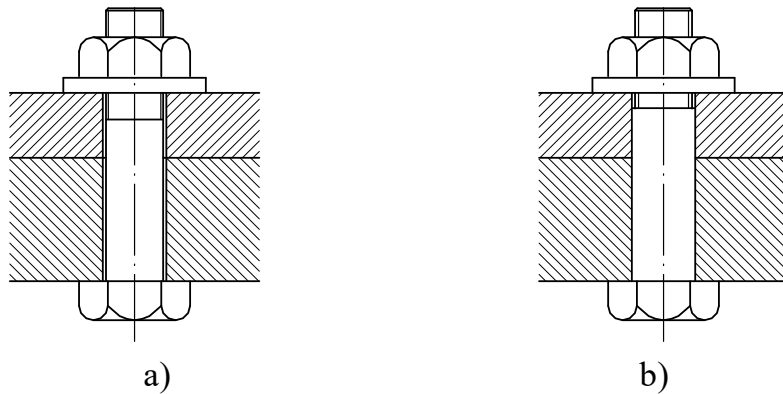
Hình 10.5. Sơ đồ xác định góc

1.5. Các loại mối ghép ren

1.5.1. Mối ghép bulông

Mối ghép bulông có 2 loại: có khe hở (hình 10.6.a) và không khe hở (hình 10.6.b).

Bulông là thanh trụ tròn đầu có ren để vặn đai ốc. Đầu bulông có hình vuông, hình 6 cạnh hoặc các hình khác. Trong đó hình sáu cạnh được dùng nhiều hơn cả.



Hình 10.6 Mặt cắt dọc trục mối ghép

Mối ghép bu lông được dùng khi:

- Các tiết máy ghép có chiều dày không lớn lắm;
- Các tiết máy ghép làm bằng vật liệu có độ bền thấp, nếu làm ren trên tiết máy ren không đủ bền;
- Cần tháo lắp luôn.

Đối với mối ghép bulông có khe hở cần xiết bulông với lực xiết V để tạo masát giữa các tấm ghép, giữ cho chúng không bị trượt tương đối với nhau.

Đối với mối ghép bulông không khe hở, vì thân bulông trực tiếp tiếp xúc với các tấm ghép nên không cần xiết chặt đai ốc.

1.5.2. Mối ghép vít

Vít khác bulông ở chỗ đầu có ren không vặn vào đai ốc mà vặn trực tiếp vào lỗ có ren của tiết máy được ghép (hình 10.7).

Mối ghép vít được dùng khi:

- Không có chỗ để chứa đai ốc;
- Cần giảm khối lượng của mối ghép;
- **Một trong các tiết máy được ghép có bề dày khá lớn.**

Ưu điểm của mối ghép vít là tháo, lắp nhanh, nhưng có nhược điểm là khi kích thước mối ghép nhỏ thì vít hay bị tháo lỏng.

1.5.3 Mối ghép vít cấy

Vít cấy là thanh trụ tròn 2 đầu có ren (hình 10.8), 1 đầu vặn vào lỗ có ren của 1 trong các tiết máy được ghép, đầu kia xuyên qua lỗ không có ren của tiết máy khác và vặn vào đai ốc.

Mối ghép vít cấy được dùng khi 1 trong các tiết máy ghép quá dày (không dùng được bulông), lại cần tháo lắp luôn, nếu dùng vít sẽ chóng hỏng lỗ ren.

2. Các biện pháp chống tháo lỏng mối ghép ren

Mục tiêu:

- Trình bày nguyên nhân gây tháo lỏng và các biện pháp chống tháo lỏng đai ốc;
- Rèn luyện khả năng phân tích, tư duy logic.

2.1. Nguyên nhân gây tháo lỏng

Mặc dù các ren dùng trong lắp ghép đều đảm bảo tự hãm khi chịu tải trọng tĩnh vì góc nâng của ren γ nhỏ hơn góc ma sát thay thế φ' . Nhưng do va đập hoặc rung động, ma sát giữa ren bulông và đai ốc bị giảm bớt gây nên hiện tượng lỏng đai ốc.

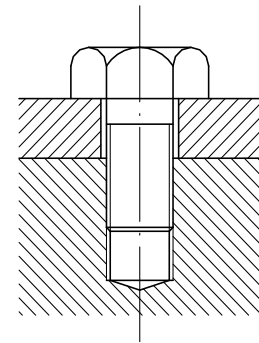
2.2. Các biện pháp chống tháo lỏng

Có 2 biện pháp chống tháo lỏng mối ghép ren:

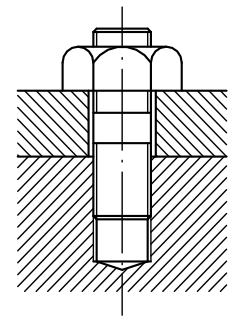
- Tạo ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc;
- Cố định đai ốc với bulông hoặc với tiết máy được ghép.

2.2.1 Tạo ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc

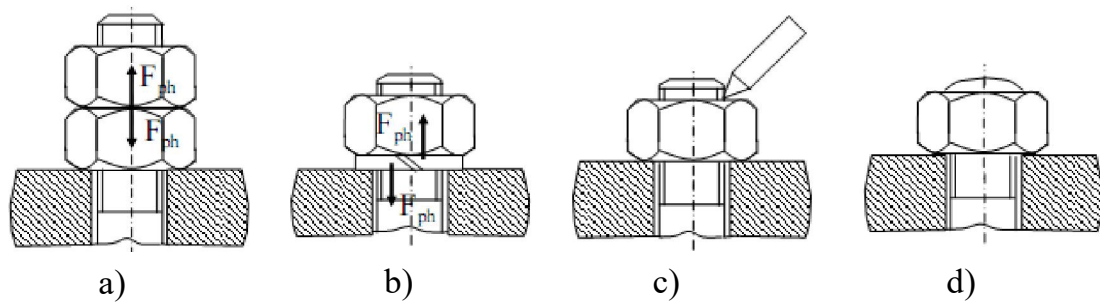
* Dùng 2 đai ốc (hình 10.9a)



Hình 10.7



Hình 10.8



Hình 10.9: Chống tháo lỏng cho mối ghép ren

Sau khi vặn chặt đai ốc phụ, giữa 2 đai ốc có lực căng phụ. Khi lực dọc trục tác dụng lên bulông bị triệt tiêu thì giữa 2 đai ốc vẫn có lực căng phụ, giữ cho đai ốc khỏi bị lỏng ra;

Dùng 2 đai ốc làm tăng thêm khối lượng và kích thước của mối ghép. Ngoài ra, khi bị rung động mạnh, khả năng chống tháo lỏng không đảm bảo.

*Dùng vòng đệm vênh (hình 10.9b)

Ma sát phụ được tạo nên do lực đàn hồi của vòng đệm vênh. Khi vặn chặt đai ốc, lực đàn hồi do vòng đệm vênh bị biến dạng luôn tác dụng lên đai ốc và tiết máy được ghép, gây nên lực căng phụ, do đó giữa ren bulông và đai ốc luôn có ma sát. Ngoài ra, cạnh sắc của vòng đệm vênh tỳ vào bề mặt tiếp xúc của đai ốc cũng có tác dụng giữ cho đai ốc khỏi bị lỏng ra.

Nhược điểm chủ yếu của phương pháp này là gây lực lệch tâm bulông.

2.2.2. Cố định đai ốc với bulông hoặc với tiết máy được ghép

* Dùng tiết máy phụ (Hình 10.9 c)

Tiết máy phụ dùng làm vật cản sự tháo lỏng của đai ốc.

Tiết máy phụ thường dùng là: Chốt chẻ, đệm hãm có ngạnh, đệm gập. Nhược điểm của phương pháp này là không thể điều chỉnh lực xiết dần dần mà phải điều chỉnh từng nấc.

* Gây biến dạng dẻo cục bộ (Hình 10.9d)

Tán hoặc hàn dính phần cuối của bulông với đai ốc là biện pháp chắc chắn, nhưng chỉ dùng với các mối ghép không tháo.

3. Tính bu lông (vít)

Mục tiêu:

- Trình bày cách tính bu lông đơn, nhóm bulông;
- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng phân tích logic.

3.1. Tính bu lông đơn

3.1.1. Mối ghép bu lông có khe hở

** Bu lông ghép lỏng chịu lực dọc trục (hình 10.10)*

Trong trường hợp này, đai ốc không được xiết chặt, lực xiết ban đầu bằng không. Ví dụ: bulông của các móc treo hoặc phần có ren của đoạn cuối móc cần trục, ...

Dưới tác dụng của ngoại lực F, thân bu lông chịu kéo. Điều kiện bền có dạng:

$$\sigma_k = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \Rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_k]}}, \quad (4.7)$$

F - lực dọc trục, N;

- ứng suất kéo cho phép, MPa;

d₁ - đường kính trong của bu lông, mm.

Từ d₁ tra bảng tiêu chuẩn tìm các kích thước khác của ren.

** Bulông được xiết chặt không chịu tải trọng ngoài (hình 10.11)*

Ví dụ: bulông của nắp các bình kín, không có áp suất dư. Cần xiết bu lông với lực xiết V, thân bu lông chịu kéo (do lực xiết) và chịu xoắn (do ma sát sinh ra trên bề mặt ren khi xiết đai ốc).

Gọi V là lực xiết cần thiết, M_r là mô men sinh ra trên bề mặt ren, ta có:

$$M_r = V \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \frac{d_2}{2}, \quad (\text{Nmm}) \quad (4.8)$$

φ' - góc ma sát thay thế, φ' = arctgf'

f' - hệ số ma sát tương đương;

γ - góc nâng của ren;

d₂ - đường kính trung bình của ren.

Ứng suất kéo do V gây nên:

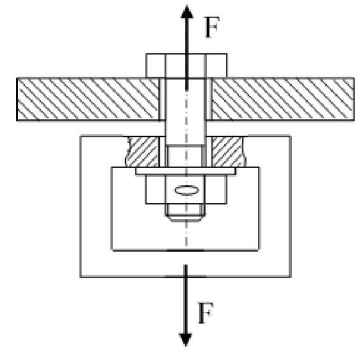
$$\sigma_k = \frac{4V}{\pi d_1^2}, \quad (\text{MPa})$$

Ứng suất xoắn do M_r gây nên:

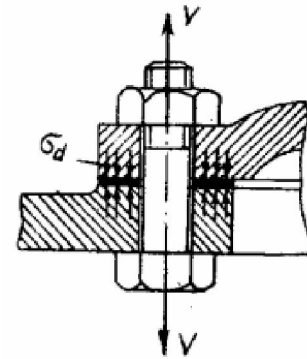
$$\tau_x = \frac{M_r}{W_0} = \frac{16d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{2\pi d_1^3} = \frac{8d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{\pi d_1^3}, \quad (\text{MPa}) \quad (4.9)$$

W₀ – mômen cản xoắn của tiết diện nguy hiểm của thân bu lông

$$W_0 = \frac{\pi d_1^3}{16}, \quad (\text{mm}^3)$$



Hình 10.10



Hình 10.11

Ứng suất tương đương được xác định theo thuyết bền thế năng biến đổi hình dáng (thuyết bền 4)

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_k^2 + 3\tau_x^2} = \sigma_k \sqrt{1 + \frac{3\tau_x^2}{\sigma_k^2}} = \sigma_k \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\gamma + \gamma') \right]^2} \quad (4.10)$$

Đối với các bu lông tiêu chuẩn, có thể lấy:

$$d_2 = 1,1d_1; \gamma = 2^\circ 30'; \gamma' = 0,2. \text{ Khi đó: } \sigma_{td} \approx 1,3\sigma_k$$

Như vậy, đối với bu lông được xiết chặt, không chịu tải trọng ngoài có thể tính gần đúng theo độ bền kéo với ứng suất tương đương bằng $1,3\sigma_k$. Ứng suất tăng lên 30% là xét đến ứng suất xoắn do tác dụng của mô men ma sát trên ren.

Điều kiện bền có dạng

$$\sigma_{td} = 1,3\sigma_k = 1,3 \frac{4V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \Rightarrow d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2V}{\pi[\sigma_k]}} \quad (4.11)$$

Từ d_1 tra bảng tiêu chuẩn tìm các kích thước khác của ren

* *Bu lông được xiết chặt chịu lực F ngang thân (hình 10.12)*

Phải xiết bulông với lực xiết V để tạo ma sát giữa các tấm ghép, giữ cho chúng không bị trượt do tác dụng của tải trọng ngoài.

Điều kiện làm việc của mỗi ghép:

$$F_{ms} = V \cdot f \cdot i \geq F, \quad (4.12)$$

Để kết cấu làm việc an toàn, lấy

$$F_{ms} = V \cdot f \cdot i = kF \quad (4.13)$$

k - hệ số an toàn;

i - số đôi bề mặt tiếp xúc giữa các tấm ghép;

f - hệ số ma sát giữa các tấm ghép.

Khi xiết, thân bulông chịu kéo do lực xiết V và chịu xoắn do mô men ma sát trên ren. Bulông được tính theo độ bền kéo với ứng suất tương đương:

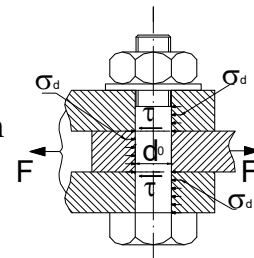
$$\begin{aligned} \sigma_{td} = 1,3\sigma_k &= \frac{1,3 \cdot 4V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \\ \rightarrow d_1 &\geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4V}{\pi[\sigma_k]}}; d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4kF}{\pi[\sigma_k] f i}} \end{aligned} \quad (4.14)$$

Từ d_1 tra bảng tiêu chuẩn tìm các kích thước khác của ren

3.1.2. Mỗi ghép bulông không khe hở

Khi làm việc, thân bulông chịu cắt và chịu đập.

Điều kiện bền cắt:



Hình 10.13

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d_0^2 i} \leq [\tau_c] \Rightarrow d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau_c]}} \quad (4.15)$$

i - số bề mặt chịu cắt;

d_0 - đường kính thân bulông (đường kính lỗ).

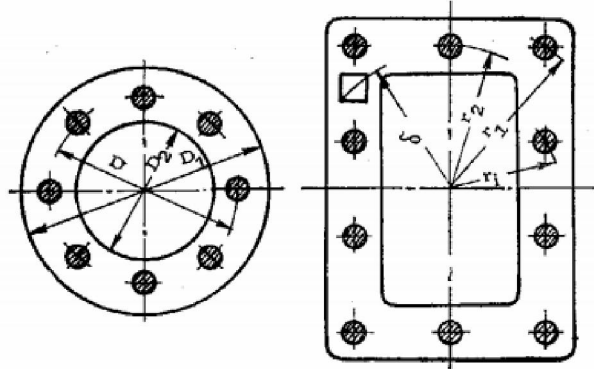
Điều kiện bền dập:

$$\sigma_d = \frac{F}{s d_0} [\sigma_d] \Rightarrow d_0 \geq \frac{F}{s [\sigma_d]} \quad (4.16)$$

s - chiều dày chịu dập, là trị số nhỏ trong 2 trị số s_1+s_3 và s_2 , nếu vật liệu các tấm ghép như nhau và $s/d_0 > 1$ thì lấy

$s=d_0$

Đường kính thân bulông được chọn là trị số lớn trong 2 trị số, xác định được từ (4.15) và (4.16) sau đó qui tròn theo tiêu chuẩn.



Hình 10.14

3.2. Tính nhóm bulông

Mỗi ghép nhóm bulông có số bulông.

Một nhóm bulông gồm các bulông có cùng khoảng cách từ tâm các bulông đến tâm mỗi ghép (hình 10.14).

Khi tính mỗi ghép nhóm bulông, ta giả thiết rằng:

- Các bulông có cùng kích thước và chịu lực siết như nhau
- Bề mặt ghép luôn phẳng.

Tính mỗi ghép nhóm bulông là:

- Tìm tải trọng tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất;
- Xác định đường kính các bulông theo tải trọng này

3.2.1. Mỗi ghép chịu lực ngang đi qua trọng tâm của bề mặt ghép

Giả thiết tải trọng P phân bố đều cho các bulông. Khi đó, mỗi bulông chịu một lực

$$F_i = \frac{P}{z} \quad (4.17)$$

z - số bulông của toàn mỗi ghép.

3.2.2. Mỗi ghép chịu mômen trong mặt phẳng ghép

Tải trọng tác dụng lên mỗi bulông tỷ lệ thuận với khoảng cách từ tâm bulông tới tâm mỗi ghép (có phương vuông góc với khoảng cách từ tâm bulông tới tâm mỗi ghép, chiều ngược với chiều mômen):

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \frac{F_3}{r_3} = \dots = \frac{F_z}{r_z}. \quad (4.18)$$

Giả sử F_1 lớn nhất (r_1 lớn nhất) ta cần xác định F_1 . Từ (4.18), ta có:

$$F_i = F_1 \frac{r_i}{r_1}, \quad i = \overline{1, n}. \quad (4.19)$$

Điều kiện cân bằng mômen của mỗi ghép có dạng:

$$F_1 r_1 z_1 + F_2 r_2 z_2 + \dots + F_n r_n z_n = M, \quad (4.20)$$

n - số nhóm bulông của mỗi ghép.

Thay (4.19) vào (4.20), ta được:

$$F_1 r_1^2 z_1 + F_1 r_2^2 z_2 + \dots + F_1 r_n^2 z_n = M r_1 \Rightarrow F_1 = F_{\max} = \frac{M r_1}{\sum_{i=1}^n r_i^2 z_i}. \quad (4.21)$$

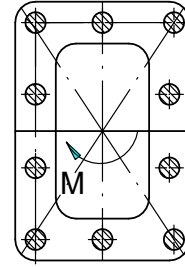
Nếu các bulông lắp có khe hở thì lực xiết V cần thiết là: $V = \frac{k F_1}{i.f}$.

Từ V tìm đường kính các bu lông theo công thức (4.14).

Nếu các bulông lắp không khe hở thì từ F_{\max} tính đường kính bulông theo điều kiện bền dập và bền cắt (công thức 4.15 và 4.16).

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày công dụng của mỗi ghép ren và sự tạo thành ren?
2. Trình bày ưu nhược điểm của mỗi ghép ren?
3. Phân loại ren?
4. Trình bày các thông số hình học của ren hệ mét?
5. Trình bày đặc điểm của các loại mỗi ghép ren?
6. Trình bày nguyên nhân và các biện pháp chống tháo lỏng mỗi ghép ren?
7. Trình bày cách tính bu lông đơn?
8. Trình bày cách tính nhóm bulông?



Hình 10.15

Chương 5 : BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Mã chương/ bài: MH13-11

Mục tiêu:

- + Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền động đai.
- + Phân tích được điều kiện làm việc, phương pháp tính toán thiết kế đai.
- + Lựa chọn phương án thiết kế hợp lý.
- + Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung.
 - 1.1. Phương pháp truyền động.
 - 1.2. Ưu nhược điểm của truyền động đai.
 - 1.3. Phân loại dây đai.
 - 1.4. Các kiểu truyền động đai
 - 1.5. Phương pháp điều chỉnh sức căng đai.
2. Kết cấu các loại đai.
 - 2.1. Vật liệu làm đai.
 - 2.2. Đai dẹt.
 - 2.3. Các phương pháp nối đai.
 - 2.4. Đai thang.
3. Những vấn đề cơ bản trong lý thuyết truyền động đai.
 - 3.1. Các thông số hình học.
 - 3.2. Lực tác dụng lên đai.
 - 3.3. Ứng suất sinh ra trong bộ truyền.
 - 3.4. Sự trượt của đai.
 - 3.5. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất.
4. Tính toán bộ truyền động đai.
 - 4.1. Tính toán bộ truyền động đai theo khả năng kéo.
 - 4.2. Tính đai theo độ bền lâu.
5. Kết cấu bánh đai.
6. Trình tự thiết kế bộ truyền.

1. Khái niệm chung

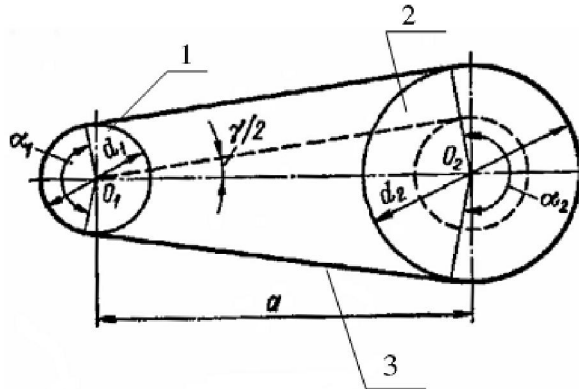
Mục tiêu:

- Trình bày phương pháp truyền động đai và phương pháp điều chỉnh sức căng đai.
- Phân tích ưu nhược điểm của truyền động đai
- Phân biệt các loại dây đai và các kiểu truyền động đai
- Tích cực, chủ động trong học tập

1.1. Phương pháp truyền động

Truyền động đai là truyền động bằng ma sát gián tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn qua dây đai mềm, đàn hồi.

Cấu tạo chính của bộ truyền động đai gồm có: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2, dây đai 3. Ngoài ra còn có thêm bộ phận căng đai (không biểu diễn trên hình vẽ)



Hình 11.1. Cấu tạo bộ truyền động

1.2. Ưu nhược điểm của truyền động đai.

Ưu điểm:

- Có khả năng truyền chuyển động và tải trọng giữa các trục xa nhau.
- Làm việc êm không ồn.
- Giữ được an toàn cho máy khi bị quá tải vì khi đó đai trượt trên bánh đai.
- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ.

Nhược điểm:

- Khuôn khổ kích thước lớn. Với điều kiện làm việc như nhau thì riêng đường kính bánh đai đã gấp 5 lần đường kính bánh răng.
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi giữa đai và bánh đai.

- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn do phải căng đai.
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.

Phạm vi sử dụng

Được dùng để truyền công suất $N 40 - 50 \text{ kW}$, vận tốc $v = 5 - 30 \text{ m/s}$. Thường được bố trí ở cấp nhanh, bánh dẫn lắp với trục động cơ.

1.3. Phân loại dây đai

- Theo đặc điểm cấu tạo (mặt cắt ngang và cấu tạo ngoài), truyền động đai được chia thành: đai dẹt, đai thang, đai tròn, đai hình lược (đai nhiều chân), và đai răng.

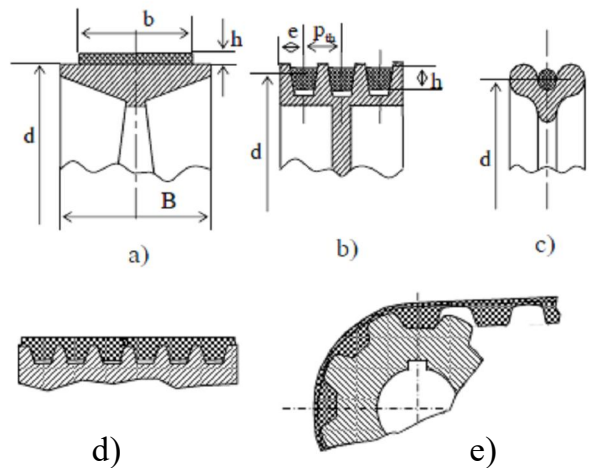
+ Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật (hình 11.2a)

+ Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\varphi = 40^\circ$ (hình 11.2b)

+ Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 11.2c)

+ Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai. (hình 5.2d)

+ Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai. (hình 11.2e)



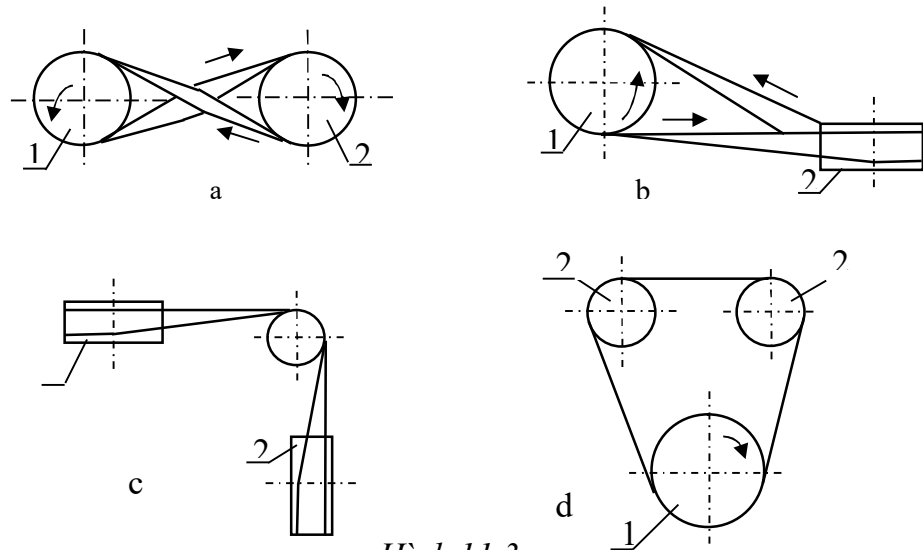
Hình 11.2

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.

1.4. Các kiểu truyền động đai

Theo quy luật biến đổi chuyển động, truyền động đai được chia thành:

- Truyền động giữa các trục song song cùng chiều (hình 11.1)
- Truyền động giữa các trục song song ngược chiều (hình 11.3a)
- Truyền động giữa các trục chéo nhau (hình 11.3b)
- Truyền động giữa các trục giao nhau (vuông góc nhau) (hình 11.3c)
- Truyền động có nhiều trục bị dẫn (hình 11.3d)

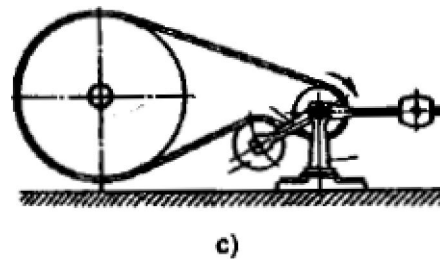
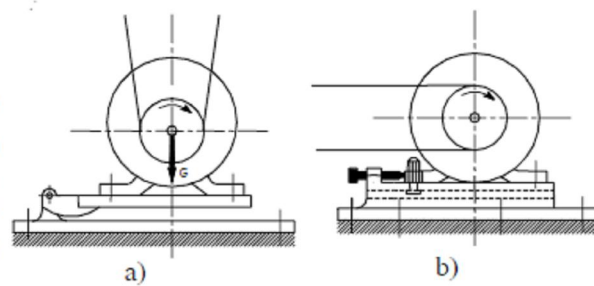


Hình 11.3

1.5. Phương pháp điều chỉnh sức căng đai.

Do dây đai là dây mềm nên sau một thời gian làm việc sẽ bị dãn. Vì vậy phải có các biện pháp căng đai để khắc phục. Bộ phận căng đai, tạo lực căng ban đầu kéo căng hai nhánh đai. Có một số biện pháp căng đai thường gặp:

- Dùng trọng lượng động cơ (Hình 11.4a)
- Dùng vít để căng đai (Hình 11.4 b)
- Dùng gối đỡ tự căng (căng đai bằng đối trọng) (Hình 11.4 c)



Hình 11.4

2. Kết cấu các loại đai

Mục tiêu:

- Trình bày vật liệu làm đai.
- Phân loại đai dẹt và các phương pháp nối đai
- Trình bày các kích thước cơ bản của đai thang, phân loại dây đai thang;
- Phân tích ưu nhược điểm của bộ truyền sử dụng đai dẹt và đai thang;
- Chủ động, tích cực, tư duy logic

2.1. Vật liệu làm đai

Vật liệu làm đai phải thỏa mãn các yêu cầu như có đủ độ bền mỏi, bền mòn, hệ số ma sát tương đối lớn và có tính đàn hồi cao.

Trong các vật liệu tự nhiên, chỉ có đai da là loại đai tốt nhất thỏa mãn các yêu cầu trên nhưng đắt tiền. Đối với đai làm bằng vật liệu tổng hợp, đảm bảo đai có đủ độ bền, các lớp chịu tải trọng chính được làm bằng sợi vải bền hoặc sợi kim loại, bố trí theo mặt trung hòa của đai. Lớp vỏ bọc của đai được làm bằng vật liệu có hệ số ma sát cao, chẳng hạn như cao su.

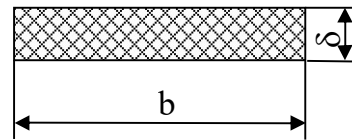
2.2. Đai dẹt

Mặt cắt ngang của đai dẹt có dạng hình chữ nhật với hai kích thước cơ bản là chiều rộng b , chiều dày δ . Cả hai kích thước này đều được tiêu chuẩn hoá.

2.2.1 Các loại dây đai dẹt

Phân loại đai dẹt theo vật liệu làm đai:

- *Đai da*: Tuổi thọ cao, khả năng tải lớn, chịu va đập tốt. Nhờ có tính bền mòn cao nên đai da làm việc tốt trong các bộ truyền chéo và nửa chéo. Nhưng đai da đắt tiền, không dùng được ở nơi ẩm ướt, có axit. Vì thế ngày nay ít được dùng.



Hình 11.5

- *Đai len*: được chế tạo từ len dẹt, có tính đàn hồi cao nên có thể làm việc tốt khi tải trọng không ổn định, có sự va đập hoặc đường kính bánh đai nhỏ. Đai len ít chịu ảnh hưởng của môi trường (nhiệt độ, độ ẩm, bụi, axit v.v...) nhưng khả năng tải kém và giá thành cao.

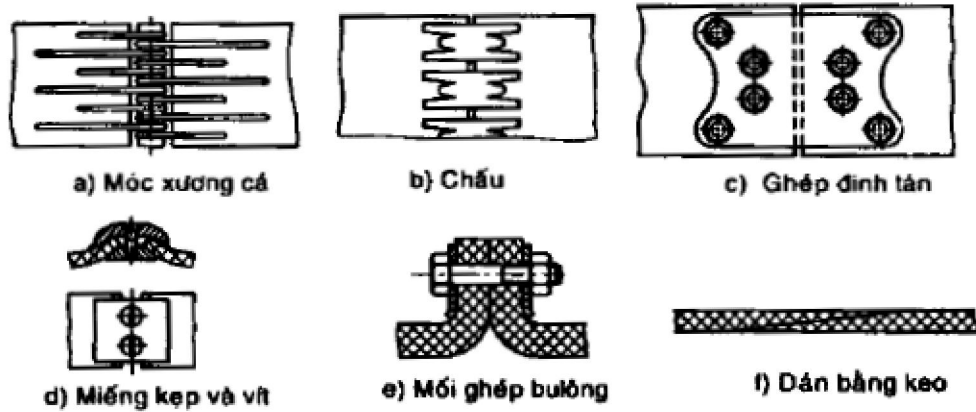
- *Đai vải cao su*: Đai gồm nhiều lớp vải và cao su. Đai có độ bền cao, đàn hồi tốt, ít chịu ảnh hưởng của thay đổi nhiệt độ và độ ẩm. Đai không chịu được va đập mạnh và dễ bị hỏng khi có dầu dây vào. Hiện nay đai vải cao su được sử dụng rộng rãi để truyền tải trọng tương đối ổn định.

- *Đai vải*: được dẹt từ các sợi bông, khối lượng nhỏ, giá thành rẻ. Nhờ tính chất mềm, dễ uốn nên có thể làm việc với các bánh đai có đường kính nhỏ. Tuy nhiên khả năng tải và tuổi thọ của đai này thấp hơn đai da và đai vải cao su, không làm việc được ở những nơi ẩm ướt và nhiệt độ cao.

- *Đai làm bằng vật liệu tổng hợp*: Đai có nền cơ bản là nhựa pôliamít liên kết với các lớp sợi tổng hợp, có độ bền và tuổi thọ cao, chịu được va đập, có thể làm việc với tốc độ cao từ $80 \div 100$ m/s.

2.2.2. Các biện pháp nối đai

Trừ một số loại đai dẹt làm bằng vật liệu tổng hợp được chế tạo sẵn thành vòng kín còn nói chung đai dẹt được chế tạo thành những băng dài. Khi dùng tùy theo khoảng cách hai trục người ta cắt ra và nối đầu đai lại thành vòng đai. Đai được nối bằng cách dán, khâu, hoặc dùng các vật nối bằng kim loại (dùng tấm kẹp v.v...)



Hình 11.6

2.2.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền đai dẹt

- *Ưu điểm:* Công suất lớn, kết cấu bánh đai đơn giản (không có rãnh đai), không đòi hỏi trục dẫn và trục bị dẫn song song với nhau do đó có nhiều cách bố trí trục phong phú, linh hoạt, có thể đổi phương chiều chuyển động.

- *Nhược điểm:* Kích thước công kênh, khoảng cách trục lớn, ồn và va đập hơn (do chỗ nối đai gây ra)

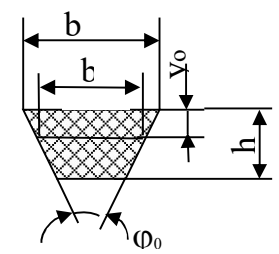
- *Phạm vi sử dụng*

- + Công suất truyền từ vài trục đến vài trăm kW, đặc biệt đến vài 3000kW
- + Thường dùng với tốc độ 5-25m/s, trường hợp siêu tốc có thể tới 110m/s
- + Tỷ số truyền thường dùng $i \leq 5$, nếu bộ truyền chéo thì $i = 6 \div 8$, nửa chéo i đến 3, có bộ phận căng i đến 8

2.3. Đai thang

2.3.1. Kích thước cơ bản của đai thang

- b: Bề rộng lớn nhất của đai
- b_0 : Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hoà
- y_0 : Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai
- h: Chiều cao của đai
- $\varphi_0 = 40^\circ$: Góc ở đỉnh



Hình 11.7

L : Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hoà

Tất cả các kích thước cơ bản của đai đều được tiêu chuẩn hoá và đều có sẵn trong sổ tay thiết kế cơ khí

2.3.2. Phân loại dây đai thang

- *Đai thường*: Được dùng rộng rãi trong truyền động cơ khí

- *Đai hẹp*: Được dùng riêng cho quạt và động cơ ô tô, máy kéo, máy nông nghiệp.

Cùng với chiều rộng đai b, đai thang hẹp có chiều cao h lớn hơn so với đai thường do đó khả năng tải cao hơn.

2.3.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền đai thang

- *Ưu điểm*: Trên bánh đai có rãnh dạng chêm nên khi đai lọt vào đó thì hai mặt bên của đai tì sát vào hai mặt bên của rãnh, làm lực ma sát giữa đai và bánh đai lớn hơn nhiều so với trường hợp của đai phẳng. Vì vậy với cùng một lực căng ban đầu thì bộ truyền đai thang truyền được công suất lớn hơn, khoảng cách trục ngắn hơn, góc ôm nhỏ hơn vì thế có thể chạy với tỷ số truyền lớn hơn. Mặt khác có thể điều chỉnh vô cấp tỷ số truyền bằng cách sử dụng các cặp bánh đai điều chỉnh được khe hở.

- *Nhược điểm*: Đai chóng hỏng hơn, hiệu suất thấp hơn và bánh đai khó chế tạo hơn.

- *Phạm vi sử dụng*

+ Công suất truyền động tới 350kW, tốc độ đai đến 25÷30 m/s, tỷ số truyền ≤ 10

+ Thích hợp cho các bộ truyền có hai trục song song và khoảng cách trục không lớn, có thể điều chỉnh được khoảng cách trục để mắc đai. Trường hợp khoảng cách trục nhất thiết phải cố định thì phải dùng con lăn căng.

3. Những vấn đề cơ bản trong lý thuyết truyền động đai.

Mục tiêu:

- Trình bày các thông số hình học, lực tác dụng và ứng suất trong truyền động đai;

- Phân tích sự trượt của đai, phân tích mối liên hệ giữa hệ số trượt, hệ số kéo và hiệu suất dựa trên đường cong trượt và đường cong hiệu suất.

- Chủ động tích cực trong học tập.

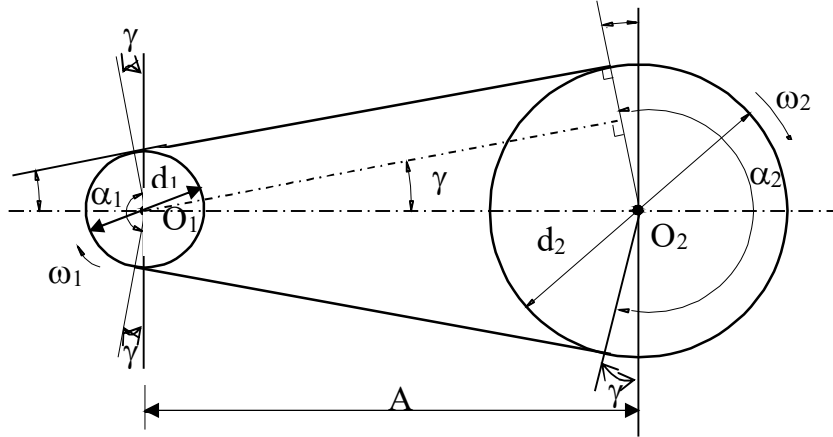
3.1. Các thông số hình học của bộ truyền động đai

Các thông số hình học chính của bộ chuyển động đai (hình 11.8), gồm có:

A - Khoảng cách trục, mm;

d_1, d_2 - Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn, mm;

- L- Chiều dài hình học của đai, không tính đến độ võng, mm;
- γ - Góc nghiêng của mỗi nhánh đai so với đường tâm bộ truyền;
- α_1, α_2 - Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn;



Hình 11.8

* Đường kính tính toán của các bánh đai d_1, d_2

Đường kính tính toán của các bánh đai d_1, d_2 của bộ truyền dẹt chính là đường kính ngoài của các bánh đai; với bộ truyền đai thang thì d_1, d_2 là đường kính các vòng tròn đi qua lớp trung hoà của đai.

Đường kính bánh dẫn (bánh nhỏ) d_1, mm

- Đường kính bánh dẫn d_1 của bộ truyền đai dẹt được tính theo công thức thực nghiệm của Xavêrin

$$d_1 = (1100 \sim 1300) \sqrt[3]{N_1 / n_1}, mm \text{ hoặc } d_1 = (5,2 \sim 6,4) \sqrt[3]{T_1}, mm \quad (11.1)$$

N_1, T_1, n_1 : Công suất, mô men xoắn k số vòng quay trong một phút của trục bánh đai dẫn;

- Đường kính bánh nhỏ $d_1 \approx 1,2 d_{min}, mm$

d_{min} : Đường kính tối thiểu, tra bảng theo T_1 và loại tiết diện đai thang.

Đường kính của bánh bị dẫn d_2, mm

$$d_2 = (1 - \varepsilon) \cdot u \cdot d_1, mm \quad (11.2)$$

u : tỉ số truyền của bộ truyền đai;

ε : hệ số trượt.

d_1 : Đường kính bánh dẫn, mm.

* Góc ôm trên bánh dẫn $\alpha_1, độ$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma^0 = 180^\circ - 2\gamma^0/2$$

γ^0 : góc nâng đai

$$\gamma^0 = \frac{2\gamma^0}{2} = 2.57 \cdot \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

Vì góc nâng khá nhỏ nên $\frac{\gamma^0}{2} \approx \sin \frac{\gamma}{2} \approx \arcsin \frac{\gamma}{2} \approx \frac{d_2 - d_1}{2a}$

Do đó :

$$L = 2a \cdot \cos \gamma / 2 + \alpha_1 \frac{d_1}{2} + \alpha_2 \frac{d_2}{2}$$

$$\alpha_1 = \pi - 2\gamma / 2 \approx \pi - \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$\alpha_2 = \pi + 2\gamma / 2 \approx \pi + \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$\rightarrow L = 2a \cdot \cos \gamma / 2 + \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2a}$$

$$\cos \gamma / 2 = 1 - \sin^2 \gamma / 4 \approx 1 - 2 \left(\frac{d_2 - d_1}{4a} \right)^2$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2.57 \cdot \frac{d_2 - d_1}{2a} = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (11.3)$$

* Chiều dài đai L , mm

$$\Rightarrow L = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \pi \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \text{ mm} \quad (11.4)$$

* Khoảng cách trục a , mm

$$\text{Đặt } \lambda_\lambda = L - \pi \frac{d_1 + d_2}{2}; \Delta = \frac{d_1 - d_2}{2}$$

Ta có:

$$\lambda_\lambda - 2a - \frac{\Delta^2}{a} = 0$$

Giải pt này ta được:

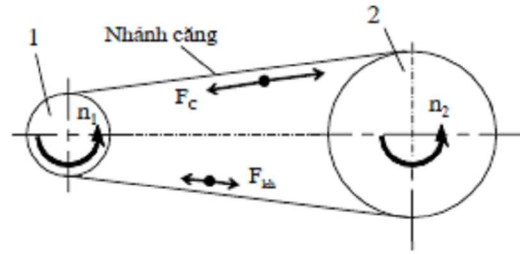
$$a = \frac{\lambda_\lambda - \sqrt{\lambda_\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4}, \text{ (mm)} \quad (11.5)$$

3.2. Lực tác dụng lên đai.

- Khi chưa làm việc dây đai được kéo căng bằng lực căng ban đầu F_0 .
- Khi chịu tải trọng T_1 trên trục I và T_2 trên trục II, xuất hiện lực vòng F_t , làm một nhánh đai căng thêm, gọi là nhánh dẫn, và một nhánh bớt căng gọi là nhánh bị dẫn (Hình 11.8).
- Lúc này, lực căng trên nhánh dẫn là: $F_1 = F_0 + F_t / 2$,

Lực căng trên nhánh bị dẫn là $F_2 = F_0 - F_t / 2$.

- Khi bánh đai quay, dây đai còn chịu thêm tác dụng của lực ly tâm làm cho chúng giãn thêm. Trên các nhánh đai tăng thêm lực căng là $F_v = q_m \cdot v^2$, và q_m là khối lượng của một mét đai. Lực F_v còn có tác dụng làm giảm lực ma sát giữa dây đai với bánh đai.



Hình 11.8

Lúc này, trên nhánh đai dẫn có lực căng

$$F_1 = F_0 + F_t / 2 + F_v$$

Trên nhánh đai bị dẫn có lực căng $F_2 = F_0 - F_t / 2 + F_v$

- Lực tác dụng lên trục và ổ trục của bộ truyền là lực hướng tâm F_r có phương vuông góc với đường trục bánh đai, có chiều kéo hai bánh lại gần nhau. Giá trị của F_r được tính như sau:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot \cos(\gamma/2)$$

3.3. Ứng suất sinh ra trong bộ truyền.

Dưới tác dụng của lực căng F_1 trên nhánh đai dẫn có ứng suất $\sigma_1 = \frac{F_1}{B}$

và trên nhánh đai bị dẫn có ứng suất $\sigma_2 = \frac{F_2}{B}$, với B là diện tích mặt cắt ngang của dây đai (mm^2).

Ngoài ra, khi dây đai vòng qua các bánh đai nó bị uốn. Vì vậy trong dây đai có thêm ứng suất uốn:

$$\text{Nhánh đai dẫn: } \sigma_{u1} = \frac{E \cdot h}{D_1}$$

$$\text{Nhánh đai bị dẫn: } \sigma_{u2} = \frac{E \cdot h}{D_2}$$

Trong đó: E là mô đun đàn hồi của vật liệu

Ta thấy $\sigma_{u2} < \sigma_{u1}$

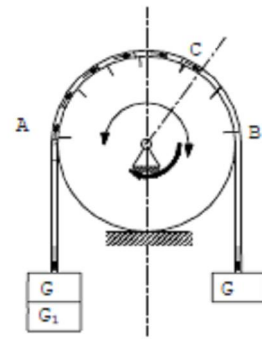
Quan sát sơ đồ ứng suất phân bố dọc theo chiều dài dây đai ở hình 11.9, ta có nhận xét:

- Khi bộ truyền làm việc, ứng suất tại một tiết diện của đai sẽ thay đổi từ giá trị $\sigma_{\min} = \sigma_2$ đến giá trị $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{u1}$. Như vậy, dây đai sẽ bị hỏng do mỏi.

- Khi đai chạy được một vòng, ứng suất tại mỗi tiết diện của đai thay đổi 4 lần. Để hạn chế số chu kỳ ứng suất trong dây đai, kéo dài thời gian sử dụng bộ truyền đai, có thể khống chế số vòng quay của dây đai.

3.4. Sự trượt của đai.

Thí nghiệm trượt đai (hình 11.9). Trọng lượng G của hai vật nặng tương đương với lực căng F_0 . Dây đai dẫn đều và tiếp xúc với bánh đai trên cung AB giữ bánh đai cố định. Đánh dấu các vị trí tương đối giữa dây đai với bánh đai bằng các vạch màu.



Hình 11.9

Treo thêm vật nặng G_1 vào nhánh trái của dây đai, nhánh trái sẽ bị dẫn dài thêm một đoạn. Các vạch màu giữa dây đai với bánh đai trên cung AC bị lệch nhau. Hiện tượng này được gọi là hiện tượng trượt đàn hồi của dây đai. Cung AC gọi là cung trượt, cung CB không có hiện tượng trượt gọi là cung tĩnh. Lực F_{ms} trên cung AC vừa đủ để cân bằng với trọng lượng G_1 của vật nặng.

Sự trượt đàn hồi xảy ra do dây đai biến dạng đàn hồi. Dây đai càng mềm thì dẫn càng nhiều và trượt càng lớn. Tăng dần giá trị của G_1 thì điểm C tiến dần đến điểm B . Khi điểm C trùng với điểm B , lúc đó F_{ms} trên cung AB cũng bằng G_1 . Đây là trạng thái tới hạn của dây đai, G_1 gọi là tải trọng giới hạn.

Tiếp tục tăng G_1 , dây đai sẽ chuyển động về phía trái, trượt trên bánh đai. Đây là hiện tượng trượt trơn. Lúc này lực F_{ms} không đủ lớn để giữ dây đai. Làm thí nghiệm ngược lại với nhánh đai bên phải. Quan sát các vạch màu, ta nhận thấy cung trượt luôn nằm ở phía nhánh đai đi ra khỏi bánh đai.

Trong bộ truyền đai, trên bánh đai dẫn cung trượt nằm về phía nhánh đai bị dẫn, trên bánh đai bị dẫn cung trượt nằm ở phía nhánh đai dẫn. Tải trọng ngoài càng tăng lên thì cung trượt càng tăng. Nếu tiếp tục tăng tải trọng đến khi cung trượt chiếm chỗ toàn bộ cung tĩnh, sẽ xảy ra trượt hoàn toàn, ta gọi là trượt trơn. Vậy hiện tượng trượt trơn xảy ra khi bộ truyền bị quá tải, khi đó bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không.

3.5. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất.

Để nghiên cứu ảnh hưởng của sự trượt trong bộ truyền đai đến hiệu suất truyền động và mất vận tốc của bánh đai bị dẫn. Người ta tiến hành các thí nghiệm xây dựng đường cong biểu diễn quan hệ giữa hệ số trượt ξ với hệ số kéo ψ , giữa hiệu suất η với hệ số kéo.

Đồ thị của hàm số $\xi(\psi)$ trong hệ tọa độ vuông góc $O\psi\xi$ gọi là đường cong trượt. Đồ thị của hàm số $\eta(\psi)$ trong hệ tọa độ vuông góc $O\psi\xi$ gọi là đường cong hiệu suất. Quan sát đồ thị (hình 11.10), ta có nhận xét :

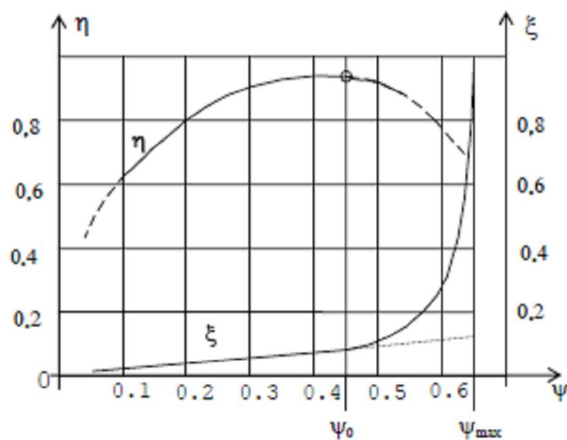
- Khi hệ số kéo thay đổi từ 0 đến ψ_o , bộ truyền chỉ có trượt đàn hồi, hệ số ξ tăng, đồng thời hiệu suất η cũng tăng.

- Khi ψ biến thiên từ ψ_o đến ψ_{max} hệ số trượt tăng nhanh, lúc này trong bộ truyền đai có trượt trơn từng phần, hiệu suất của bộ truyền giảm nhanh.

- Khi $\psi = \psi_{max}$ bộ truyền trượt trơn hoàn toàn, hiệu suất bằng 0, hệ số trượt bằng 1.

- Tại giá trị $\psi = \psi_o$ bộ truyền có hiệu suất cao nhất, mà vẫn chưa có hiện tượng trượt trơn từng phần. Lúc này bộ truyền đã sử dụng hết khả năng kéo. Đây là trạng thái làm việc tốt nhất của bộ truyền. Giá trị ψ_o được gọi là hệ số kéo tới hạn của bộ truyền.

- Khi tính thiết kế bộ truyền đai, cố gắng để bộ truyền làm việc trong vùng bên trái sát với đường $\psi = \psi_o$.



Hình 11.10

4. Tính toán bộ truyền động đai.

Mục tiêu:

- Trình bày cách tính toán bộ truyền động đai theo khả năng kéo và theo độ bền lâu

- Tính được một số thông số cơ bản của bộ truyền đai

- Rèn luyện tính cẩn thận

4.1. Tính toán bộ truyền động đai theo khả năng kéo.

4.1.1 Kiểm tra bộ truyền

Bài toán kiểm tra bộ truyền được thực hiện như sau :

- Tính hệ số kéo $\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{T_1}{D_1 \cdot F_0}$ (11.1)

- Lựa chọn giá trị hệ số kéo tới hạn ψ_o

Đối với đai dẹt, lấy $\psi_o = 0,4 \div 0,45$

Đối với đai thang, lấy $\psi_o = 0,45 \div 0,5$

- So sánh ψ và ψ_o . Nếu $\psi > \psi_o$ trong bộ truyền có trượt đơn.

- Tính ứng suất ban đầu $\sigma_o = F_0/B$ (11.2), so sánh σ_o với ứng suất ban đầu cho phép $[\sigma_o]$.

Đối với đai dẹt, lấy $[\sigma_o] = 1,8Mpa$

Đối với đai thang, lấy $[\sigma_o] = 2,0Mpa$

Nếu $\sigma_o > [\sigma_o]$, đai sẽ bị dãn trước thời gian quy định.

4.1.2 Bài toán thiết kế bộ truyền

Bài toán kiểm tra bộ truyền được thực hiện như sau.

- Lựa chọn giá trị thích hợp cho hệ số ψ_0 theo công thức (11.1)
- Giả sử chỉ tiêu $\psi \leq [\psi_0]$ thỏa mãn, ta viết được $\frac{T_1}{d_1.F_0} \leq \psi_0$ suy ra $F_0 \geq \frac{T_1}{d_1.\psi_0}$
- Tính ứng suất σ_0 theo (11.2), kiểm tra điều kiện $\sigma_0 \leq [\sigma_0]$

4.2. Tính toán bộ truyền động đai theo độ bền lâu.

4.2.1 Bài toán kiểm tra bộ truyền

Bài toán kiểm tra bộ truyền được thực hiện như sau :

+ Tính số vòng chạy của đai trong một giây U theo công thức :

$$U = \frac{v_1}{L} = \frac{\pi.D_1.n_1}{6.10^4.L}$$

Với v_1 : Vận tốc tiếp tuyến trên bánh dẫn, m/s ;

n_1 : Tốc độ quay của bánh dẫn ; vòng/phút

L : Chiều dài dây đai, m

+ Chọn số vòng chạy cho phép của đai trong một giây [U] thích hợp với loại bộ truyền, và tuổi bền của bộ truyền.

Đối với bộ truyền đai dẹt, nên lấy [U] = 3÷4

Đối với bộ truyền đai thang, nên lấy [U] = 4÷5

+ So sánh U và [U], đưa ra kết luận : Nếu $U > [U]$, bộ truyền không đủ bền

Nếu $U \leq [U]$, bộ truyền đủ độ bền mới.

4.2.2 Bài toán thiết kế bộ truyền

Bài toán kiểm tra bộ truyền được thực hiện như sau.

- Chọn giá trị [U] thích hợp với loại bộ truyền, và tuổi bền của bộ truyền.

- Giả sử chỉ tiêu $U \leq [U]$ thỏa mãn, ta viết được $\frac{\pi.D_1.n_1}{6.10^4.[U]} \leq [U]$ suy ra

$$L \geq \frac{\pi.D_1.n_1}{6.10^4.[U]}$$

5. Kết cấu bánh đai.

Mục tiêu : Trình bày một số đặc điểm về kết cấu của bánh đai

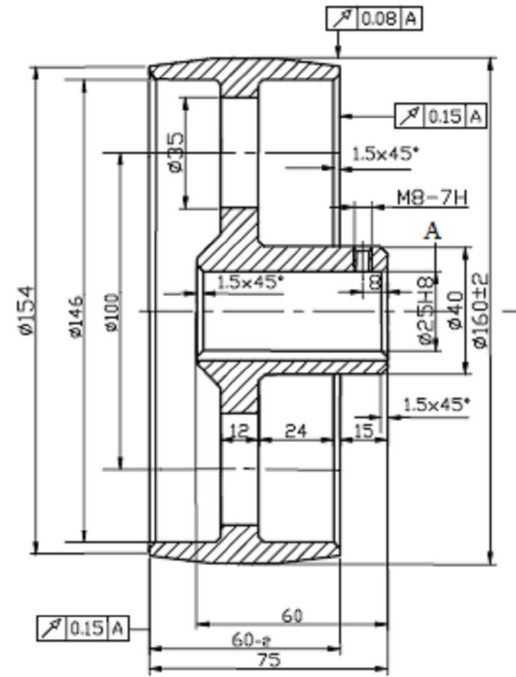
Hình dạng kết cấu bánh đai được quyết định bởi kích thước, loại đai và số lượng sản xuất (đơn chiếc, hàng loạt, hàng khối).

Bánh đai có đường kính nhỏ (dưới 100 mm) được chế tạo bằng dập hoặc đúc, không khoét lỗ.

Bánh đai có đường kính lớn thường được khoét lỗ, có lỗ hoặc có từ 4 đến 6 nan hoa để giảm bớt khối lượng. Các bánh đai này thường gồm ba phần : vành ngoài (dùng để tiếp xúc với đai), moayơ (để lắp lên trục), và đĩa nối vành với moayơ. Trong sản xuất đơn chiếc hoặc hàng loạt nhỏ thì bánh đai đường kính lớn chế tạo từ phôi cán, phôi rèn, đúc hoặc hàn. Trong sản xuất hàng loạt lớn và hàng khối thì bánh đai được đúc.

Hình dạng vành phụ thuộc vào loại đai. Nếu dùng đai dệt thì vành có bề mặt ngoài là mặt trụ hoặc có hình trống để hạn chế khả năng tuột đai (hình 11.11).

Đối với bộ truyền vận tốc cao ($v > 40$ m/s) người ta làm những rãnh vòng trên bề mặt bánh đai để giảm tác dụng của chêm khí động học



Hình 11.11

6. Trình tự thiết kế bộ truyền đai

Mục tiêu :

- Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền đai dệt và bộ truyền đai thang
- Tính toán được một số các thông số cơ bản của bộ truyền đai
- Rèn luyện tính cẩn thận.

6.1. Trình tự thiết kế bộ truyền đai dệt

Kích thước của bộ truyền đai dệt được tính toán thiết kế theo trình tự sau :

1 Chọn loại vật liệu đai. Tùy theo vận tốc dự kiến, và điều kiện làm việc, lựa chọn đai cao su, đai sợi tổng hợp, hoặc đai vải. Trong đó đai vải cao su được dùng nhiều hơn cả.

2 Xác định đường kính bánh đai nhỏ theo công thức kinh nghiệm:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$$

Có thể lấy d_1 theo dãy số tiêu chuẩn : 50, 55, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315,

Tính vận tốc v_1 , $v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / (6 \cdot 10^4)$, kiểm tra điều kiện . Nếu không thỏa mãn thì phải giảm giá trị đường kính d_1 . Có thể lựa chọn v_{\max} khoảng (20 ÷ 30) m/s

3 Tính đường kính đai bị dẫn d_2 , $d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi)$, lấy giá trị của ξ trong khoảng $0,01 \div 0,02$. Có thể lấy d_2 theo dãy số chuẩn. Khi lấy d_2 theo tiêu chuẩn, thì cần kiểm tra tỷ số truyền và số vòng quay n_2 . Điều chỉnh d_1 và d_2 sao cho u và n_2 không được sai khác với đầu bài quá 4%

4 Xác định khoảng cách trục a và chiều dài L . Xác định chiều dài nhỏ nhất L_{\min} của đai. Tính khoảng cách a_{\min} theo L_{\min} . Kiểm tra điều kiện $a_{\min} \geq 2 \cdot (d_1 + d_2)$. Nếu thỏa mãn, lấy $a = a_{\min}$ và lấy $L = L_{\min}$. Nếu không thỏa mãn, lấy $a = 2 \cdot (d_1 + d_2)$, tính theo a . Lấy thêm một đoạn chiều dài L_0 để nối đai, tùy theo cách nối đai có thể lấy L_0 trong khoảng $100 \div 400$ mm

5 Tính góc ôm α_1 . Kiểm tra điều kiện $\alpha \geq 150^\circ$. Nếu không đạt, thì phải tăng khoảng cách trục a , và tính lại chiều dài L .

6 Xác định tiết diện đai. Chọn trước chiều cao h của đai, $h \leq 40/d_1$, lấy h theo dãy tiêu chuẩn. Tính chiều rộng b của đai, lấy b theo dãy tiêu chuẩn.

7 Tính chiều rộng B của bánh đai. Lấy $B = 1,1 \cdot b + (10 \div 15)$ mm. Chọn các kích thước khác của bánh đai, vẽ kết cấu bánh đai dẫn và bánh đai bị dẫn.

8 Tính lực căng ban đầu F_0 , kiểm tra điều kiện căng ban đầu $F_0 / (b \cdot h) \leq 1,8$ Mpa.

9 Tính lực tác dụng lên trục F_r

6.2. Trình tự thiết kế bộ truyền đai thang

Kích thước của bộ truyền đai thang được tính toán thiết kế theo trình tự sau :

1- Chọn loại tiết diện đai. Tùy theo vận tốc dự kiến, và mô men xoắn trên trục T_1 , lựa chọn loại tiết diện đai phù hợp. Sẽ có một số loại tiết diện cùng thỏa mãn số liệu của đầu bài. Nếu chọn vài ba phương án để tính toán. Sau này sẽ phân tích chọn ra phương án tốt nhất. Tra bảng để có giá trị diện tích A_0 và đường kính d_{\min} cho từng loại tiết diện đai.

2- Xác định đường kính bánh đai nhỏ theo công thức : $d_1 \approx 1,2 \cdot d_{\min}$, nên lấy d_1 theo dãy số tiêu chuẩn : 50, 55, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, ...

Tính vận tốc v_1 , $v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot \frac{n_1}{6 \cdot 10^4}$, kiểm tra điều kiện $v_1 \leq v_{\max}$. Nếu không thỏa mãn thì phải giảm giá trị đường kính d_1 , Có thể lựa chọn v_{\max} trong khoảng $(20 \div 30)$ m/s

3- Tính đường kính bánh đai bị dẫn d_2 , $d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi)$, lấy giá trị của ξ trong khoảng $0,01 \div 0,02$. Có thể lấy d_2 theo dãy số tiêu chuẩn. Khi lấy d_2 theo tiêu chuẩn, thì cần kiểm tra tỷ số truyền và số vòng quay n_2 . Điều chỉnh d_1 và d_2 sao cho u và n_2 không được sai khác với đầu bài quá 4%.

4- Xác định khoảng cách trục a và chiều dài L. Khoảng cách trục sơ bộ có thể lấy theo công thức kiểm nghiệm $a_{sb} = C_d \cdot d_1$. Giá trị của C_d được chọn phù hợp vào tỷ số truyền u như bảng bên.

Kiểm tra điều kiện : $0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h \leq a_{sb} \leq 2 \cdot (d_1 + d_2)$ Nếu thỏa mãn, thì lấy $a_1 =$

a_2 . Nếu không thỏa mãn, thì lấy a_1 bằng giá trị giới hạn của bất đẳng thức. Tính L_1 theo a_1 , Lấy $L \geq L_1$ và theo dãy số tiêu chuẩn của đai. Tính a theo L,

u :	1	2	3	4	5	≥ 6
C_d :	1,5	2,4	3	3,8	4,5	5

5 Tính góc ôm α_1 . Kiểm tr điều

kiện $\alpha \geq 120^\circ$. Nếu không đạt, thì phải tăng khoảng cách trục a, và tính lại chiều dài L.

6 Xác định tiết diện đai. Đã có diện tích tiết diện của một dây đai A_0 . Tính số dây đai z, lấy z là một số nguyên. So sánh các phương án, chọn phương án tốt nhất: có số đai z trong khoảng cách 3÷4 dây.

7 Tính chiều rộng B của bánh đai. Lấy $B = (z-1) \cdot p_{th} + 2 \cdot e$ (mm). Chọn các kích thước khác của bánh đai theo tiêu chuẩn, vẽ kết cấu bánh đai dẫn và bánh đai bị dẫn.

8 Tính lực căng ban đầu F_0 kiểm tra điều kiện căng ban đầu $\frac{F_0}{A_0 \cdot z} \leq 2,0 MPa$.

9 Tính lực tác dụng lên trục F_r .

Ví dụ tính toán

Hãy thiết kế bộ truyền động đai (1-đai dẹt và 2-đai thang), tải trọng ổn định, quay 1 chiều, bộ truyền động nằm ngang với các thông số sau:

Thông số	Phương án 1	Phương án 2	Phương án 3
Công suất cần truyền (kw)	3.5	5	1.5
Số vòng quay trục dẫn (vg/phút)	1450	1460	1460
Số vòng quay trục bị dẫn (vg/phút)	480	500	600
Số ca làm việc trong ngày	2	2	2

PHƯƠNG ÁN 1:

a. Thiết kế bộ truyền đai dẹt:

1. Do bộ truyền động đai được thiết kế được sử dụng làm việc ở chế độ tải trọng ổn định nên ta chọn loại đai vải cao su.

2. Đường kính bánh đai nhỏ d_1 :

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{R_1}{n_1}} = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{3.5 * 1000}{1450}} = (147.56 \div 174,74) \text{ mm}$$

Chọn bán kính: $d_1=160 \text{ mm}$

Kiểm tra vận tốc đai theo điều kiện:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60.1000} \leq (25 \div 30) \text{ m/s}$$

$$= \frac{\pi.160.1450}{60.1000} = 12,15 \text{ m/s}$$

3. Đường kính bánh đai lớn d_2 :

$$d_2 = (1 - \xi) u d_1 = (1 - 0.01) \frac{1450}{480} 160 = 478,5 \text{ (mm)}$$

Chọn $d_2=500 \text{ mm}$.

- Số vòng quay thực n'_2 của bánh bị dẫn:

$$n'_2 = (1 - \xi) n_1 \frac{d_1}{d_2} = (1 - 0,01) 1450 \frac{160}{500} = 459 \text{ (vòng/phút)}$$

- Sai số về số vòng quay:

$$\Delta n = \frac{480 - 459}{480} = 4,4\%$$

Sai số Δn nằm trong khoảng cho phép $(3 \div 5)\%$, do đó không cần phải tra lại d_1 và d_2 .

4. Xác định khoảng trục a và chiều dài đai L :

- Chiều dài tối thiểu:

$$L_{Min} = \frac{V}{3 \div 5} = \frac{12,15}{3} = 4,05m = 4050(mm)$$

- Khoảng cách trục:

$$a = \frac{1}{4} \left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left[\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 2(d_2 - d_1)^2 \right]} \right)$$

$$= \frac{1}{4} \left(4050 - \frac{\pi(160 + 500)}{2} + \sqrt{\left[\left(4050 - \frac{\pi(160 + 500)}{2} \right)^2 - 2(500 - 160)^2 \right]} \right)$$

=1497 mm

- Kiểm nghiệm điều kiện:

$$a \geq (d_1 + d_2) = 2(160 + 500) = 1320(mm)$$

Tùy theo cách nối đai, sau khi tính toán xong cần tăng chiều dài đai thêm $100 \div 400 \text{ mm}$.

5. Góc ôm α_1 :

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{500 - 160}{1497} = 167^\circ$$

Thỏa điều kiện $\alpha_1 \geq 120^\circ$ đối với đai bằng chất dẻo.

6. Chiều dày và chiều rộng đai:

- Chiều dày:

$$\frac{h}{d_1} \leq \frac{1}{40} \Rightarrow h \leq \frac{d_1}{40} = \frac{160}{40} = 4$$

Chọn $h=4 \Rightarrow [\sigma_t]_0 = 2,25 \text{ N/mm}^2$

- Chiều rộng b của đai:

$$b \geq \frac{100RKd}{hV[\sigma_t]c_b c_\alpha c_v}$$

Trong đó: $[\sigma_t]_0 = 2,25 \text{ N/mm}^2$

$$c_b=1, K_d=1,15$$

$$c_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003(180^\circ - 167^\circ) = 0,961$$

$$\text{Vậy } b \geq \frac{100 \cdot 3,5 \cdot 1,15}{4 \cdot 12,15 \cdot 2,25 \cdot 1 \cdot 0,961 \cdot 1} = 30 \text{ mm}$$

Chọn $b=40 \text{ mm}$

7. Chiều rộng B của bánh đai:

Chiều rộng B của bánh đai dẹt khi mất bình thường:

$$B = 1,1b + (10 \div 15) = 1,1 \cdot 40 + 10 = 54 \text{ mm}$$

Chọn $B=50 \text{ mm}$

8. Lực căng:

$$F = 3F \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 3\sigma_0 h \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 3 \cdot 1,8 \cdot 40 \cdot 4 \cdot \sin\frac{167^\circ}{2} = 858,45 \text{ N}$$

b. Thiết kế đai thang:

1. Chọn loại đai:

Giả sử vận tốc của đai $v > 5 \text{ m/s}$, có thể dùng đai loại A, O, b (bảng 5.13). Ta có thể tính theo 3 phương án và chọn loại phương án nào có lợi hơn.

Tiết diện đai:	b	O	A
2. Định đường kính bánh nhỏ theo (bảng 5-14) lấy d_1 (mm)	140	70	140
Kiểm nghiệm vận tốc của đai: $v = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 1000}$ (m/s)	10,63	5,3	10,63
$v < v_{\max} = (30 \div 35) \text{ m/s}$ thỏa điều kiện			
3. Tính đường kính d_2 của bánh đai lớn: $d_2 = (1 - \xi) i d_1$ (mm)	494,4	207,2	414,4
- Lấy d_2 theo tiêu chuẩn (bảng 5-15)	400	200	400
- Số vòng quay thực n'_2 của trục bị dẫn: $n'_2 = (1 - \xi) n_1 \frac{d_1}{d_2}$ (vòng/phút)	497	497	497
- Sai số về số vòng quay so với yêu cầu: $\Delta n = \frac{n'_2 - n_2}{n_2} = \frac{497 - 480}{480} = 0,0354 = 3,54\%$	3,54	3,54	3,54

Sai số Δn nằm trong phạm vi cho phép
(3 ÷ 5)%, do đó không cần chọn lại đường kính d_2

Tỉ số truyền: $i = \frac{n_1}{n_2}$	2,92	2,92	2,92
4. Chọn sơ bộ khoảng cách trục a theo bảng(5-16) $a \sim d_2$	400	200	200
5. Tính chiều dài đai L theo khoảng cách trục a sơ bộ theo công thức:			
$L = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (\text{mm})$	1690	845	1690
- Lấy L theo tiêu chuẩn mm (bảng 5-12).	1700	875	1700
- Nếu chiều dài loại đai dưới 1700 mm, trị số tiêu chuẩn là trị số chiều dài trong L_0 , còn chiều dài L tính toán khoảng cách trục a: $L=L_0+x$. Nên chiều dài L của đai o là: $L=850+25=875(\text{mm})$.			
- Kiểm nghiệm số vòng chạy u trong 1 giây:			
$u = \frac{v}{L}$	6,3	6,1	6,3
Điều nhỏ hơn $u_{\max}=10$.			
6. Xác định chính xác khoảng cách trục a theo chiều dài đai đã lấy theo tiêu chuẩn:			
$a = \frac{2L - \pi(d_2 - d_1) + \sqrt{[(2L - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2]}}{8}$	405	216	405
- Khoảng cách trục a thỏa mãn điều kiện: $0,55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2)$ Với h tra theo bảng 5-11	10,5	6	8
- Khoảng cách trục nhỏ nhất cần thiết để mắc đai: $a_{\min} = a - 0,015L$ (mm)	308	203	380
- Khoảng cách trục lớn nhất cần thiết để tạo lực căng: $a_{\max} = a - 0,03L$ (mm)	456	242	456
7. Tính góc ôm α_1 , công thức:			
$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (\text{độ})$	143,4	145,7	143,4
Góc ôm α_1 thỏa điều kiện $\alpha_1 \leq 120^\circ$			
8. Xác định số đai Z cần thiết. Chọn ứng suất căng ban đầu $\sigma_0 = 1,2$ (N/mm ²) và theo trị số d_1 tra bảng 5-17 tìm được ứng suất có ích cho phép $[\sigma_p]_0$ N/mm ²	1,51	1,45	1,7
- Các hệ số:			
c_t (tra bảng 5-6)	0,9	0,9	0,9
c_α (tra bảng 5-18)	0,9	0,9	0,9
c_v (tra bảng 5-19)	0,93	1,04	0,93

- Số đai tính theo công thức:

$$Z \geq \frac{1000 R}{v[\sigma_p]_0 c_1 c_a c_v F}$$

F: tiết diện đai

Số đai Z	138	47	81
9. Định các kích thước chủ yếu của bánh đai:			
$B=(Z-1)t+2s$ (mm)			
Với t, s tra bảng 10-3			
- Kích thước t (mm)	20	12	16
- Kích thước s (mm)	12,5	8	10
- Vận chiều rộng bánh đai B	65	148	68
- Đường kính ngoài của bánh đai C (mm)			
tra bảng 10-3	5	2,5	3,5
- Bánh dẫn: $d_{n1} = d_1 + 2c$	150	75	147
- Bánh bị dẫn: $d_{n2} = d_2 + 2c$	410	205	407
10. Tính lực căng ban đầu s_0 :			
$s_0 = \sigma_0 F$ (N)	165,6	56,4	97,2
Lực tác dụng lên trục S (N)			
$S = 3S_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$	1415	1928	1107

Kết luận:

Chọn phương án dùng bộ truyền đai loại A có số đai ít và lực tác dụng lên trục nhỏ.

Qua tính toán ta thấy, cùng điều kiện làm việc, kích thước bộ truyền đai dẹt lớn hơn bộ truyền đai thang.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày phương pháp truyền động đai?
2. Phân tích ưu nhược điểm của truyền động đai?
3. Phân loại dây đai và các kiểu truyền động đai?
4. Trình bày phương pháp điều chỉnh sức căng đai?
5. Phân loại đai dẹt?
6. Trình bày các phương pháp nối đai dẹt?
7. Phân loại đai thang?
8. Phân tích ưu nhược điểm của bộ truyền sử dụng đai dẹt và đai thang?
9. Trình bày các thông số hình học của bộ truyền đai?
10. Trình bày lực tác dụng lên đai?
11. Trình bày ứng suất sinh ra trong bộ truyền đai?
12. Giải thích sự trượt của đai?

13. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất?
14. Trình bày cách tính toán bộ truyền đai theo khả năng kéo?
15. Trình bày cách tính toán bộ truyền đai theo độ bền lâu?
16. Trình bày các đặc điểm trong kết cấu bánh đai?
17. Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền đai?

Chương 6 : BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Mã chương/ bài:MH13-12

Mục tiêu:

+ Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng.

+ Phân tích được điều kiện làm việc, dạng hỏng và biết cách khắc phục để nâng cao độ bền cho bộ truyền.

+ Xây dựng được các công thức tính toán, thiết kế của bộ truyền động bánh răng.

+ Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung.

1.1. Khái niệm

1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1.3. Phân loại.

1.4. Độ chính xác.

1.5. Tải trọng và ứng suất trong bộ truyền bánh răng

1.5.1 Tải trọng

1.5.2. Ứng suất

1.6. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán.

1.6.1. Các dạng hỏng

1.6.2. Chỉ tiêu tính toán.

2. Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

2.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng.

2.2. Lực tác dụng trục và ổ trục

- 2.2. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.
 - 2.2.1. Theo độ bền tiếp xúc
 - 2.2.2. Theo độ bền uốn
3. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.
 - 3.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng
 - 3.2. Lực tác dụng lên trục và ổ trục
 - 3.3. Đặc điểm của răng nghiêng.
 - 3.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.
 - 3.4.1. Theo độ bền tiếp xúc
 - 3.4.2. Theo độ bền uốn
4. Bộ truyền bánh răng nón.
 - 4.1. Các thông số hình học của bánh răng nón
 - 4.2. Lực tác dụng lên trục và ổ trục
 - 4.3. Đặc điểm của bánh răng nón.
 - 4.4. Tính toán bộ truyền bánh răng nón.
 - 4.4.1. Theo độ bền tiếp xúc
 - 4.4.2. Theo độ bền uốn
5. Vật liệu, bôi trơn và ứng suất cho phép.
 - 5.1. Vật liệu.
 - 5.2. Ứng suất cho phép.
6. Trình tự thiết kế bộ truyền.

1. Khái niệm chung

Mục tiêu:

- Trình bày khái niệm và phân loại bộ truyền bánh răng;
- Phân tích ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng, các dạng hỏng của bộ truyền bánh răng;
- Trình bày độ chính xác, tải trọng, ứng suất và các chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng;
- Chủ động tích cực trong học tập.

1.1. Khái niệm

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 (Hình 12-1).

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng 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. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1.2.1 Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỷ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới 97 ... 99%;
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy.

1.2.2. Nhược điểm

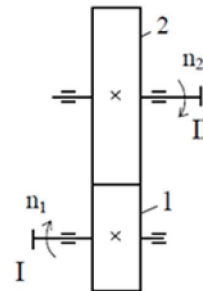
- Chế tạo tương đối phức tạp;
- Đòi hỏi độ chính xác cao;
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.

1.2.3. 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



Hình 12.1

- 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.

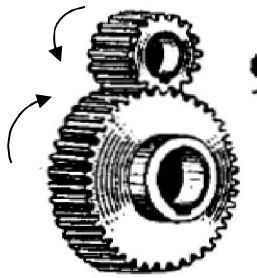
1.3. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau; (hình 12.2)

- Truyền động bánh răng côn, các trục cắt nhau; (hình 12.3)

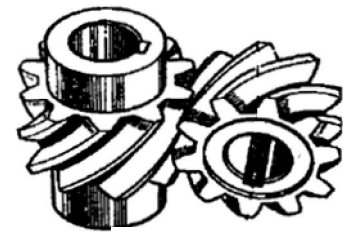
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau. (hình 12.4)



Hình 12.2



Hình 12.3



Hình 12.4

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 12.2; 12.3)

- Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong). (hình 12.7)

- Truyền động bánh răng chữ V (hình 12.8)

Theo dạng ăn khớp

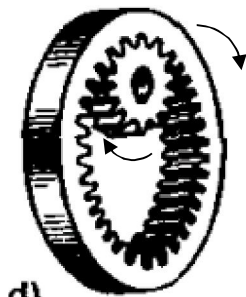
- Bộ truyền ăn khớp ngoài; (hình 12.2; 12.3; 12.4)

- Bộ truyền ăn khớp trong. (hình 12.5)

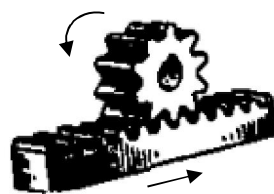
Theo dạng profin răng

- 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, Nôvikôv tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền (hình 12.9 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 tỷ số truyền.



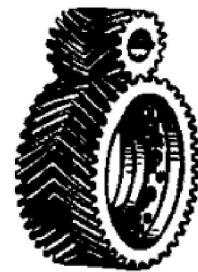
d)
Hình 12.5



Hình 12.6



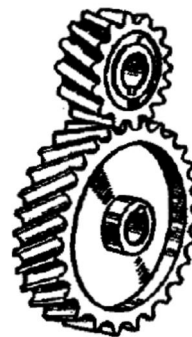
Hình 12.7



Hình 12.8

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 12.6)



a)



b)

Hình 12.9

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.

1.4. Độ chính xác.

Độ chính xác của bộ truyền bánh răng được đánh giá qua 3 độ chính xác thành phần, đó là:

- Độ chính xác động học, được đánh giá bởi sai số giữa góc quay thực và góc quay danh nghĩa của bánh răng bị dẫn. Độ chính xác này cần cho các cơ cấu phân độ.

- Độ chính xác ăn khớp êm, được đánh giá qua tiếng ồn và sự va đập. Khi sai số bước răng, sai số profil lớn, thì độ chính xác ăn khớp êm thấp. Độ chính xác này quan trọng đối với những bộ truyền làm việc với số vòng quay lớn.

- Độ chính xác tiếp xúc, được xác định qua diện tích vết tiếp xúc trên mặt răng. Người ta bôi sơn lên mặt một bánh răng, cho bộ truyền làm việc, sau đó đo vết sơn trên mặt răng của bánh thứ hai. Độ chính xác này quan trọng đối với các bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng nặng.

Tiêu chuẩn quy định 12 cấp chính xác cho mỗi độ chính xác nói trên. Cấp 1 là chính xác cao nhất, cấp 12 là thấp nhất. Tùy theo đặc tính làm việc của mỗi bộ truyền, mà chọn cấp chính xác thích hợp cho từng độ chính xác. Trong một bánh răng cấp chính xác của các độ chính xác không chênh nhau quá 2 cấp. Vì mỗi độ chính xác được quyết định bởi sai lệch của một số kích thước của bánh răng. Trong một bánh răng, độ chính xác của các kích thước không thể sai lệch nhau nhiều.

Cách ghi ký hiệu độ chính xác của bộ truyền bánh răng,

Ví dụ: Ghi ký hiệu: 8 - 7 - 7 - Ba TCVN 1067-84

+ Bộ truyền bánh răng có độ chính xác động học cấp 8,

+ Độ chính xác ăn khớp êm cấp 7,

+ Độ chính xác tiếp xúc mặt răng cấp 7,

+ Dạng khe hở cạnh răng B và dạng dung sai của khe hở là a.

Nếu độ chính xác động học, độ chính xác ăn khớp êm và độ chính xác tiếp xúc cùng cấp thì chỉ cần ghi một số, nếu dạng dung sai trùng với dạng khe hở thì không cần ghi dạng dung sai, ví dụ: 7 - B TCVN 1067-84.

1.5. Tải trọng và ứng suất trong bộ truyền bánh răng

1.5.1 Tải trọng

Tải trọng danh nghĩa của bộ truyền bánh răng chính là công suất P hoặc mô men xoắn T_1, T_2 ghi trong nhiệm vụ thiết kế. Từ đó ta tính được lực tiếp tuyến F_t trên vòng tròn lăn, và lực pháp tuyến F_n tác dụng trên mặt răng (Hình 12.10).

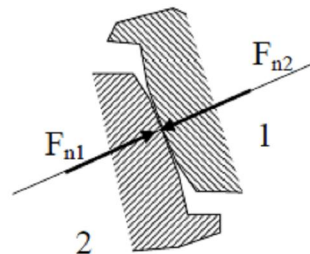
$$F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2T_2}{d_{w2}} \quad \text{hoặc} \quad F_t = \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$$

Trong đó: d_{w1}, d_{w2} : đường kính vòng tròn lăn

d_{tb1}, d_{tb2} : đường kính trung bình

(bánh răng côn)

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha_{wn} \cdot \cos\beta}$$



Hình 12.10

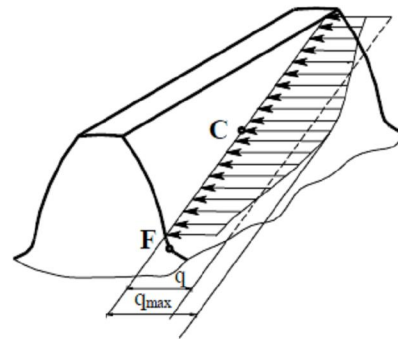
Trong đó: β : góc nghiêng của phương răng (bánh răng thẳng $\beta = 0$)

α_{wm} : Góc ăn khớp đo trên mặt phẳng vuông góc với phương răng

Ngoài tải trọng danh nghĩa nêu trên, khi bộ truyền làm việc, do va đập, có thêm tải trọng động tác dụng lên răng. Tải trọng này tỷ lệ với vận tốc làm việc, được ký hiệu là F_v . Tính chính xác F_v tương đối khó khăn, nên người ta kể đến nó bằng hệ số tải trọng động K_v .

Khi có nhiều đôi răng cùng ăn khớp, tải trọng phân bố không đều trên các đôi răng, sẽ có một đôi răng chịu tải lớn hơn các đôi khác. Để đôi răng này đủ bền, khi tính toán ta phải tăng tải trọng danh nghĩa lên K_α lần, $K_\alpha \geq 1$. K_α gọi là hệ số kể đến sự phân bố tải không đều trên các đôi răng.

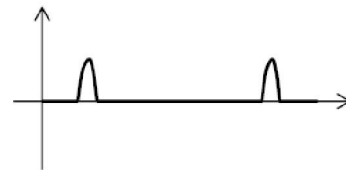
Trên từng đôi răng, do độ cứng khác nhau của các điểm tiếp xúc, tải trọng phân bố không đều dọc theo chiều dài răng (Hình 12.11). Như vậy để cho điểm chịu tải lớn nhất của răng đủ bền, khi tính toán phải tăng tải danh nghĩa lên K_β lần, $K_\beta \geq 1$. K_β gọi là hệ số kể đến sự phân bố tải không đều trên chiều dài răng.



Hình 12.11

1.5.2. Ứng suất

Tải trọng tác dụng lên răng sẽ gây nên ứng suất tiếp xúc σ_H và ứng suất uốn σ_F trên răng. Khi ứng suất vượt quá giá trị cho phép thì bánh răng bị hỏng. Sự hỏng hóc sẽ bắt đầu từ những điểm nguy hiểm của răng. Qua thực

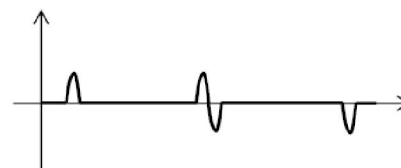


Hình 12.12

tế sử dụng vẽ phân tích biến dạng của răng, người ta nhận thấy ứng suất tiếp xúc σ_H tại điểm C có giá trị lớn nhất; tại điểm F có tập trung ứng suất, vết nứt thường bắt đầu ở đây, phát triển dần lên và làm gãy răng. Khi răng vào ăn khớp, ứng suất σ_H và σ_F có giá trị khác không, khi ra khỏi vùng ăn khớp giá trị của nó bằng không. Như vậy ứng suất trên răng là ứng suất thay đổi, răng bị hỏng do mỏi.

Ứng suất σ_H là ứng suất thay đổi theo chu trình mạch động (Hình 12.12).

Ứng suất σ_F thay đổi theo chu trình mạch động, khi bộ truyền làm việc một chiều. Và σ_F được coi là thay đổi theo chu trình đối xứng, khi bộ truyền làm việc hai chiều, bộ truyền đảo chiều quay nhiều lần trong quá



Hình 12.13

trình làm việc (Hình 12.13).

1.6. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán.

1.6.1. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, trên bánh răng có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Gãy răng bánh răng, một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh răng. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa và còn gây nguy hiểm cho các chi tiết máy lân cận.

Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt răng có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền có độ rần mặt răng cao, ứng suất tiếp xúc không lớn lắm và được bôi trơn đầy đủ.

Nguyên nhân: do ứng suất tiếp xúc thay đổi, mặt răng bị mỏi, xuất hiện các vết nứt trên bề mặt. Vết nứt lớn dần lên, đến một mức nào đó sẽ làm tróc ra một mảnh kim loại, để lại vết lõm.

- Mòn răng, ở phía chân răng và đỉnh răng có trượt biên dạng, nên răng bị mài mòn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có ứng suất tiếp xúc trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- Đính xước mặt răng, trên bề mặt răng có dính các mẫu kim loại, kèm theo những vết xước. Đính xước làm mặt răng bị hỏng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Đính xước thường xảy ra ở các bộ truyền có độ rần mặt răng thấp, ứng suất lớn, và vận tốc làm việc cao.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt răng đối diện, tạo thành các vấu. Các vấu này cào xước mặt răng trong những lần vào ăn khớp tiếp theo. Cứ như thế mặt răng bị phá hỏng.

- Biên dạng mặt răng, trên bánh răng dẫn có rãnh ở phía giữa, còn trên bánh răng bị dẫn có gờ ở phía giữa răng, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có độ rần mặt răng thấp, ứng suất tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn, lưu lại trên mặt răng lâu, lớp mặt răng mềm ra, kim loại bị xô đẩy từ chỗ nọ sang chỗ kia. Do chiều của lực ma sát, trên răng bánh dẫn kim loại bị đẩy về phía chân răng và đỉnh răng, còn trên bánh bị dẫn kim loại dồn về phía giữa răng.

- Bong mặt răng, có những vảy kim loại tách ra khỏi bề mặt răng, tạo nên những vết lõm nông và rộng. Bong mặt răng làm thay đổi biên dạng răng, giảm chất

lượng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dạng hỏng này thường có ở những bộ truyền mặt răng được tôi, sau khi thấm nitơ, thấm than.

Nguyên nhân: do nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện không tốt, tổ chức kim loại trên mặt răng bị phá hỏng, kém bền vững. Dưới tác dụng của ứng suất lớn và thay đổi, một lớp mỏng kim loại đã bị tách khỏi mặt răng.

Để tránh các dạng hỏng nêu trên, người ta tính toán bộ truyền

1.6.2. Chỉ tiêu tính toán

Để tránh các dạng hỏng nêu trên, người ta tính toán bộ truyền bánh răng theo các chỉ tiêu: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ (13-1)

$$\sigma_F \leq [\sigma_F] \quad (13-2)$$

Đồng thời chọn chế độ và phương pháp nhiệt luyện hợp lý.

Trong đó σ_H là ứng suất tiếp xúc tại điểm nguy hiểm trên mặt răng,

$[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép của mặt răng, tính theo sức bền mỏi,

σ_F là ứng suất uốn tại điểm nguy hiểm trên tiết diện chân răng,

$[\sigma_F]$ là ứng suất uốn cho phép của răng, tính theo sức bền mỏi.

Tính toán bộ truyền bánh răng theo chỉ tiêu 13-1, gọi là tính theo sức bền tiếp xúc.

Tính theo chỉ tiêu 13-2, gọi là tính theo sức bền uốn.

Nếu bộ truyền bánh răng chịu tải trọng quá tải trong một thời gian rất ngắn, cần phải kiểm tra các bánh răng theo sức bền tĩnh, gọi là tính bộ truyền bánh răng theo quá tải.

2. Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

Mục tiêu:

- Trình bày các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng
- Phân tích lực tác dụng trục và ổ trục của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng?
- Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc, độ bền uốn;
- Tính toán được một số các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng;
- Tích cực trong học tập, tính toán chính xác.

2.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng.

- Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m , đơn vị đo là mm. Các bánh 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.

Ví dụ: 1; 1,25; (1,375); 1,5; (1,75); 2; (2,25); 2,5; 3; (3,5); 4; (4,5); 5; (5,5); 6; (7); 8; (9); 10; (11); ..

- Hệ số chiều cao đỉnh răng h_a^* , hệ số này quyết định răng cao hay thấp. Chiều cao của răng thường lấy $h = 2,25.h_a^*.m$. Các bánh răng tiêu chuẩn có $h_a^* = 1$.

- Hệ số khe hở chân răng C^* , hệ số này quyết định khe hở giữa vòng đỉnh răng và vòng tròn chân răng của bánh răng ăn khớp với nó. Cần có khe hở này để hai bánh răng không bị chèn nhau. Thông thường lấy $C^* = 0,25$.

- Hệ số bán kính cung lượn đỉnh dao gia công bánh răng ρ^* , hệ số này liên quan đến đoạn cong chuyển tiếp giữa chân răng và biên dạng răng. Giá trị thường dùng $\rho^* = 0,38$.

- Hệ số dịch dao x_1 của bánh răng dẫn, và x_2 của bánh răng bị dẫn. Giá trị hệ số dịch dao thường dùng $-1 \leq x \leq 1$.

- Chiều rộng vành răng bánh răng dẫn B_1 và vành răng bánh bị dẫn B_2 , mm.

Thường dùng $B_1 > B_2$. Mục đích: khi có sai lệch do lắp ghép, thì bộ truyền vẫn tiếp xúc đủ chiều dài tính toán B.

- Số răng của bánh dẫn z_1 , của bánh bị dẫn z_2 .

- Góc prôfin thanh răng sinh α , độ, còn được gọi là góc áp lực trên vòng tròn chia.

- Góc ăn khớp α_w , độ. Là góc làm bởi đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn với đường ăn khớp. Nếu $x_t = x_1 + x_2 = 0$, thì $\alpha_w = \alpha$.

- Đường kính vòng tròn chia d_1 và d_2 , mm. Có quan hệ $d_1 = m.z_1$, $d_2 = m.z_2$.

- Đường kính vòng tròn lăn d_{w1} và d_{w2} , mm. Có quan hệ $d_{w1} = d_1 \cdot \cos\alpha / \cos\alpha_w$.

- Đường kính vòng tròn cơ sở d_{b1} và d_{b2} , mm. Là đường kính vòng tròn có đường thân khai được dùng làm biên dạng răng. $d_b = d \cdot \cos\alpha$.

- Đường kính vòng tròn chân răng d_{f1} và d_{f2} , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} và d_{a2} , mm.

- Chiều cao răng h , mm. Có quan hệ $h = (2.h_a^* + C^*).m = (d_a - d_p) / 2$.

- Khoảng cách trục a_w , là khoảng cách giữa tâm bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn; mm. Có $a_w = (d_{w1} + d_{w2}) / 2$.

- Chiều dày đỉnh răng S_{a1} , S_{a2} , mm. Thường dùng $S_a \geq 0,2.m$.

- Chiều dày chân răng S_{f1} , S_{f2} mm. Kích thước S_f liên quan trực tiếp đến hiện tượng gãy răng.

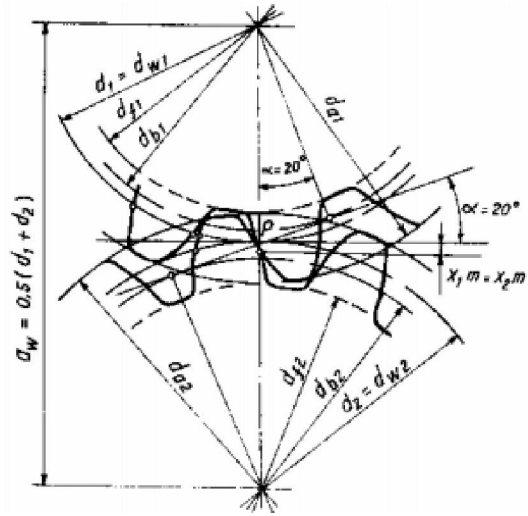
- Bước răng trên vòng tròn chia p , mm. Là khoảng cách đo trên vòng tròn chia của hai biên dạng răng cùng phía gần nhau nhất.

Bước răng trên vòng tròn cơ sở p_b , được đo trên vòng tròn cơ sở.

Bước răng trên đường ăn khớp p_k , được đo trên đường ăn khớp, $p_k = p_b$.

- Hệ số trùng khớp ε_α . Giá trị của ε_α cho biết khả năng có nhiều nhất bao nhiêu đôi răng cùng ăn khớp và ít nhất có mấy đôi răng cùng ăn khớp. Hệ số trùng khớp được tính: $\varepsilon_\alpha = \overline{AE} / p_b$ trong đó AE là chiều dài của đoạn ăn khớp thực. Các cặp bánh răng thường dùng có $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$.

- Hệ số giảm khoảng cách trục y . Trong bộ truyền bánh răng dịch chỉnh góc, tổng hệ số dịch dao $x_t \neq 0$ có: Khoảng cách trục $\alpha_w = (z_1 + z_2) \cdot m \cdot \cos\alpha / (2 \cdot \cos\alpha_w) - y \cdot m$.



Hình 12.14

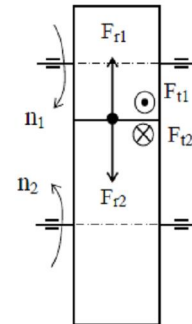
2.2. Lực tác dụng trục và ổ trục

- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. 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 n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

$$F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_1 / d_{w1}$$

- Lực hướng tâm 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.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan\alpha_w$$



Hình 12.15

2.3. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

2.3.1. Theo độ bền tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc sinh ra trên mặt răng được xác định theo công thức Héc

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \quad (13-3)$$

Trong đó Z_M là hệ số kể đến cơ tính của vật liệu chế tạo các bánh răng, $\text{MPa}^{1/2}$

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi \cdot [E_2 \cdot (1 - \mu_1^2) + E_1 \cdot (1 - \mu_2^2)]}}$$

E_1, E_2 là mô đun đàn hồi của vật liệu bánh răng 1 và 2,

μ_1, μ_2 là hệ số Poát xông của vật liệu bánh răng 1 và 2,

q_n là cường độ tải trọng trên đường tiếp xúc của răng, N/mm

K_{HV} là hệ số kể đến tải trọng động dùng để tính ứng suất tiếp xúc,

$K_{H\beta}$ là hệ số kể đến phân bố tải không đều trên chiều dài răng, khi tính ứng suất tiếp xúc, l_H là chiều dài tiếp xúc của các đôi răng. Lấy gần đúng $l_H = B$,

Coi như có một đôi răng ăn khớp. Thực tế số đôi răng ăn khớp có lúc lớn hơn 1. Để kể đến sự khác biệt này người ta đưa vào hệ số điều chỉnh Z_ε . Hệ số Z_ε được

$$\text{tính theo công thức kinh nghiệm } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

ρ là bán kính cong tương đương của hai bề mặt tại điểm tiếp xúc,

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

ρ_1 là bán kính cong của điểm giữa răng bánh dẫn, gần đúng $\rho_1 = d_{w1} \cdot \sin \alpha_w / 2$,

ρ_2 là bán kính cong của điểm giữa răng bánh bị dẫn, có $\rho_2 = d_{w2} \cdot \sin \alpha_w / 2$.

Kể đến sự khác biệt giữa mặt thân khai và mặt trụ, người ta đưa vào hệ số điều chỉnh Z_H . Hệ số Z_H được tính theo công thức kinh nghiệm $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$

Thay $F_n = F_t / \cos \alpha_w$, cùng các thông số khác vào công thức Héc, ta có công thức tính ứng suất tiếp xúc:

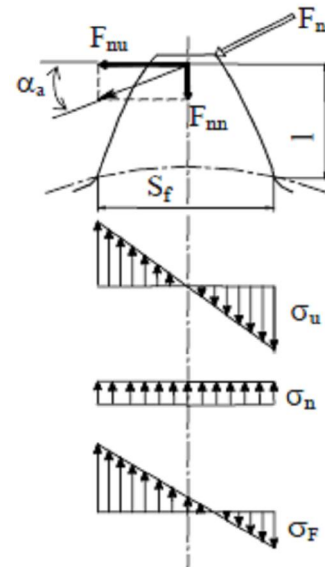
$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_\varepsilon Z_H}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2 T_1 \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} (u+1)}{B u}}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ được xác định bằng thực nghiệm, phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện mặt răng, tầm quan trọng của bộ truyền và số chu kỳ ứng suất trong suốt thời gian sử dụng bộ truyền. Có thể tra trực tiếp từ các bảng, hoặc tính theo công thức kinh nghiệm.

Ta có công thức tính đường kính bánh răng dẫn và khoảng cách trục như sau:

$$d_{w1} = 77.3 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_d \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

$$a_{wt} = 50 \cdot (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta}}{\psi_d \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}}$$



Hình 12.16

Đối với các bộ truyền thông dụng, có thể lấy

mô đun $m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w$, chọn giá trị của m trong dãy số tiêu chuẩn. Tính các thông số khác của bộ truyền. Ví dụ, $B = \psi_a \cdot a_w$; $d_{w2} = u \cdot d_{w1}$; $Z_1 \approx d_{w1}/m$, v.v..

2.3.2. Theo độ bền uốn

Trường hợp nguy hiểm nhất đối với dạng hỏng gãy răng là toàn bộ lực F_n tác dụng lên một đôi răng, đặt tại đỉnh răng. Lực F_n được phân thành hai phần, lực nén răng F_{nn} và lực uốn răng F_{nu}

$$\begin{aligned} F_{nn} &= F_n \cdot \sin \alpha_a \\ F_{nu} &= F_n \cdot \cos \alpha_a \end{aligned}$$

α là góc áp lực trên vòng tròn đỉnh răng.

Lực F_{nn} gây ứng suất nén σ_n trên tiết diện chân răng, còn F_{nu} tạo nên mô men uốn $M_u = F_{nu} \cdot l$ gây ứng suất uốn σ_u trên tiết diện chân răng.

$$\begin{aligned} \sigma_n &= F_{nn} / B \cdot S_f \\ \sigma_u &= 6 \cdot F_{nu} \cdot l / (B \cdot S_f^2) \end{aligned}$$

Vết nứt chân răng thường xuất hiện ở phía chịu kéo của chân răng, nên giá trị của ứng suất tổng σ_F được tính theo công thức: $\sigma_F = \sigma_u - \sigma_n$

Đặt $l = e \cdot m$, và $S_f = g \cdot m$. Trong đó e và g là hằng số tính toán, m là mô đun răng.

Và tính lực pháp tuyến $F_n = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta}}{d_{w1} \cdot \cos \alpha_w}$

K_{Fv} là hệ số kể đến tải trọng động, tính cho sức bền uốn,

$K_{F\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố tải không đều dọc theo chiều dài răng.

Thay các giá trị các thông số vào công thức tính ứng suất σ_F , ta có:

$$\delta_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta}}{d_{w1} \cdot B \cdot m} \left(\frac{6 \cdot e \cdot \cos \alpha_a}{g^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha_a}{g \cdot \cos \alpha_w} \right) = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta}}{d_{w1} \cdot B \cdot m} \cdot Y_F$$

Với $Y_F = \frac{6 \cdot e \cdot \cos \alpha_a}{g^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha_a}{g \cdot \cos \alpha_w}$ gọi là hệ số dạng răng

Giá trị của Y_F không phụ thuộc mô đun m , mà chỉ phụ thuộc vào các thông số xác định hình dạng của răng. Y_F được gọi là hệ số dạng răng. Khi tính bánh răng, xác định giá trị của Y_F từ các bảng tra trong sách Bài tập Chi tiết máy, phụ thuộc vào số răng z và hệ số dịch dao x của bánh răng.

$$\delta_{F1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta}}{d_{w1} \cdot B \cdot m} \cdot Y_{F1}; \delta_{F2} = \delta_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$$

Giá trị của $[\sigma_F]$ được chọn phụ thuộc vào vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện thể tích răng, số chu kỳ ứng suất uốn, tầm quan trọng của bánh răng, kích thước của răng. Có thể tra trong sổ tay thiết kế, sách Bài tập Chi tiết máy.

Giả sử chỉ tiêu $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$ thỏa mãn, ta có:

$$m \geq 1,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{Z_1^2 \cdot \psi_d \cdot [\sigma_{F1}]}}$$

ψ_d là hệ số chiều rộng bánh răng theo đường kính d , lấy theo kinh nghiệm như trong phần tính bánh răng theo sức bền tiếp xúc. Lấy giá trị của m theo dãy số tiêu chuẩn.

- Kiểm tra sức bền uốn của bánh răng 2, nếu không đủ bền thì phải chọn tăng giá trị mô đun m lên.

- Tính các thông số khác của bộ truyền, vẽ kết cấu của các bánh răng.

3. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.

Mục tiêu:

- Trình bày các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng;

- Phân tích lực tác dụng trục, ổ trục của bộ truyền và đặc điểm làm việc bánh răng trụ răng nghiêng;

- Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo độ bền tiếp xúc, độ bền uốn;

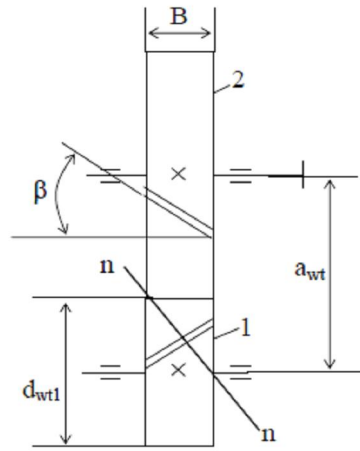
- Tính toán được một số các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng;

- Tích cực trong học tập, tính toán cẩn thận;

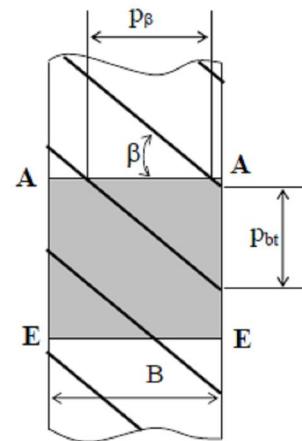
3.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, được đo trên mặt đầu của bánh răng. Một số kích thước thuộc bộ thông số này có thêm chỉ số t . Ví dụ, mô đun m_t , khoảng cách trục a_{wt} , đường kính vòng chia d_{wt1} , d_{wt2} , góc ăn khớp α_{wt} , góc profil sinh α_t vv.. (Hình 12.17). Bộ thông số này dùng để đo, kiểm tra kích thước của bộ truyền bánh răng. m_t và α_t trên mặt phẳng mút không phải lấy theo dãy số tiêu chuẩn.

- Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến $n-n$, vuông góc với phương của răng. Các kích thước trong mặt phẳng này có thêm



Hình 12.17



Hình 2.18

chỉ số n . Ví dụ, mô đun m_n , góc profil α_n , góc ăn khớp α_{wn} , vv.. Các thông số trong mặt phẳng pháp tuyến được lấy theo dãy số tiêu chuẩn. Các thông số này dùng để tính toán bộ truyền bánh răng.

- Góc nghiêng β , góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ. Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β :

$$0 < \beta \leq 45^{\circ}$$

- Hệ số trùng khớp dọc ε_{β} . Hệ số ε_{β} được xác định như sau (Hình 12.18):

+ Giả sử triển khai mặt trụ cơ sở bánh răng dẫn và bị dẫn, đặt song song với mặt phẳng ăn khớp AA-EE. Đường thẳng của đoạn AA là đường vào khớp và EE là đường ra khớp của các cặp bánh răng.

+ Cũng như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, hệ số trùng khớp $\varepsilon_{\alpha} = \frac{\overline{AE}}{p_{bt}}$

+ Hệ số trùng khớp dọc được tính theo công thức

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{\overline{AA}}{p_{\beta}} = \frac{B \cdot \operatorname{tg} \beta}{p_{bt}}$$

Trong bộ truyền bánh răng nghiêng, nếu $\varepsilon_{\beta} > 1$, thì ngay cả khi $\varepsilon_{\alpha} < 1$ bộ truyền vẫn làm việc bình thường, vì luôn có ít nhất 1 đôi răng tiếp xúc trong vùng ăn khớp.

Các thông số xác định trên mặt mút và trên mặt pháp tuyến có mối liên quan như sau:

$$\begin{aligned} m_n &= m_t \cdot \cos \beta \\ \operatorname{tg} \alpha_n &= \operatorname{tg} \alpha_t \cdot \cos \beta \\ \operatorname{tg} \alpha_{wn} &= \operatorname{tg} \alpha_{wt} \cdot \cos \beta \end{aligned}$$

3.2. Lực tác dụng lên trục và ổ trục

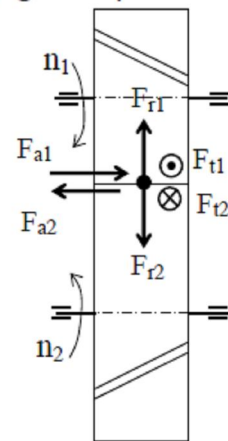
- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

$$F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_1 / d_{wt1}$$

- Lực hướng tâm 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.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wt}$$

- Lực dọc trục F_{a1} tác dụng lên trục I, song song



Hình 12.19

với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1}, F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường răng.

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

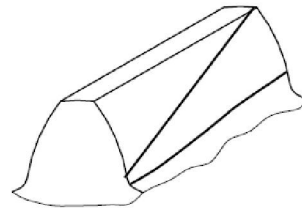
3.3. Đặc điểm của răng nghiêng.

- Bộ truyền bánh răng nghiêng ăn khớp êm hơn bộ truyền bánh răng thẳng, do đó tải trọng động nhỏ hơn, giá trị của hệ số K_v nhỏ hơn so với bánh răng thẳng.

- Khi tính chiều dài tiếp xúc l_H trong bộ truyền bánh răng nghiêng, ta kể đến tất cả các đôi răng trong vùng ăn khớp, nên cường độ tải trọng trên đường tiếp xúc q_n nhỏ hơn so với bánh răng thẳng. Kể đến sự khác biệt này, người ta dùng hệ số Z_ε , $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$. Đồng thời phải đưa hệ số kể đến sự phân bố tải không đều cho các đôi răng K_α vào công thức tính toán.

- Đường tiếp xúc của một đôi răng trong bánh răng nghiêng nằm chệch trên mặt răng (Hình 13.19). Do đó chiều dài cánh tay đòn $l = g.m$ của mô men uốn M_u nhỏ hơn; đồng thời tiết diện nguy hiểm lệch so với tiết diện chân răng một góc, nên mô men chống uốn của tiết diện nguy hiểm lớn hơn so với tiết diện chân răng. Như vậy, ứng suất uốn F trong bánh răng nghiêng nhỏ hơn so với bánh răng thẳng.

- Dạng răng của bánh răng nghiêng trên mặt phẳng vuông góc với phương răng (mặt pháp tuyến), giống dạng răng của một bánh răng thẳng có thông số mô đun $m_{td} = m_n$, và $z_{td} = z/\cos^3 \beta$. Bánh



Hình 12.20

răng này được gọi là bánh răng thẳng tương đương của bánh răng nghiêng. Khả năng tải của bánh răng thẳng tương đương bằng với khả năng tải của bánh răng nghiêng, ta có thể tính toán bánh răng nghiêng thông qua việc tính toán bánh răng thẳng tương đương. Như vậy, với kích thước như nhau, bánh răng nghiêng có góc β càng lớn thì khả năng tải càng lớn.

3.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.

Phương pháp tính bộ truyền bánh răng nghiêng tương tự như tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng. Công thức tính bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng được thiết lập bằng cách phân tích những đặc điểm về sức bền của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng, đưa vào công thức tính toán bánh răng trụ răng thẳng các hệ số điều chỉnh, kể đến sự khác biệt về sức bền giữa bánh răng nghiêng và bánh răng thẳng.

3.4.1. Theo độ bền tiếp xúc

Xuất phát từ công thức Héc, có kể đến những đặc điểm về sức bền của bánh răng nghiêng, ta có công thức tính ứng suất tiếp xúc của bánh răng trụ răng nghiêng

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_\varepsilon Z_H}{d_{wt1}} \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha} (u+1)}{B \cdot u}}$$

Trong đó: Hệ số kể đến vật liệu Z_M lấy tương tự như ở bánh răng trụ răng thẳng.

Hệ số kể đến có nhiều đôi răng ăn khớp $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$

Hệ số kể đến hình dạng mặt răng $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta}{\sin 2\alpha_{wt}}}$

Giá trị của các hệ số K_{HV} , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$ được lấy từ bảng tra trong sổ tay thiết kế cơ khí, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

Chú ý:

+ Hai bánh răng thường bằng thép, nên lấy gần đúng $Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$,

+ Bánh răng tiêu chuẩn dùng góc profil $\alpha = 20^\circ$, và hệ số dịch dao không lớn, do đó có thể lấy gần đúng $Z_H = 1,76$,

+ Các bộ truyền bánh răng thường dùng có hệ số trùng khớp $\varepsilon_\alpha \approx 1,6$,

+ Đặt phương trình phụ $\psi_a = B/a_{wt}$, ψ_a được gọi là hệ số chiều rộng bánh răng

theo khoảng cách trục. Hoặc $\psi_d = B/d_{wt1}$, là hệ số chiều rộng bánh răng theo

đường kính bánh dẫn. Giá trị của ψ_a được chọn theo kinh nghiệm, tương tự như ở bánh răng trụ răng thẳng.

- Ứng suất cho phép $[\sigma_H]$ được lấy tương tự như tính bánh răng trụ răng thẳng.

- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ thỏa mãn, Ta có công thức tính đường kính bánh răng dẫn, hoặc khoảng cách trục như sau:

$$d_{wt1} = 68,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot (u+1)}{\psi_a \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

$$a_{wt} = 48 \cdot (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}{\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Đối với các bộ truyền thông dụng, có thể lấy mô đun $m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a_{wt}$,

chọn giá trị của m_n trong dãy số tiêu chuẩn. Tính mô đun m_t và các thông số khác

của bộ truyền. Ví dụ, $B = \psi_a \cdot a_{wt}$; $d_{wt2} = u \cdot d_{wt1}$; $Z_1 \approx d_{wt1}/m_t$, vv..

3.4.2. Theo độ bền uốn

Thực hiện tính toán tương tự như với bánh răng trụ răng thẳng, có kể đến những đặc điểm về sức bền, ta có công thức tính ứng suất uốn tại tiết diện chân răng của các bánh răng như sau:

$$\sigma_{F1} = \frac{2.T_1 K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}}{d_{wt1} \cdot B \cdot m_n}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$$

Trong đó: Giá trị của hệ số dạng răng Y_{F1} tra bảng theo số răng z_{td1} và x_1 ; hệ số dạng răng Y_{F2} tra bảng theo số răng z_{td2} và x_2 .

Y_{β} là hệ số kể đường tiếp xúc nằm chệch trên mặt răng, $Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140}$,

Y_{ε} là hệ số kể đến có nhiều đôi răng cùng ăn khớp, $Y_{\varepsilon} = 1/\varepsilon_{\alpha}$.

Giá trị của các hệ số K_{FV} , $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ được lấy từ bảng tra trong Sổ tay thiết kế, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

- Giả sử chỉ tiêu $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$ thỏa mãn, ta tính được:

$$m_n \geq 1,12 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}}{Z_{td1}^2 \cdot \psi_d \cdot [\sigma_{F1}]}}$$

ψ_d là hệ số chiều rộng bánh răng theo đường kính d , lấy theo kinh nghiệm như trong phân tích bánh răng theo sức bền tiếp xúc.

Lấy giá trị của m_n theo dãy số tiêu chuẩn.

- Kiểm tra sức bền uốn của bánh răng 2, nếu không đủ bền thì phải chọn tăng giá trị mô đun m_n lên.

- Tính mô đun m_t và các thông số khác của bộ truyền, vẽ kết cấu của các bánh răng.

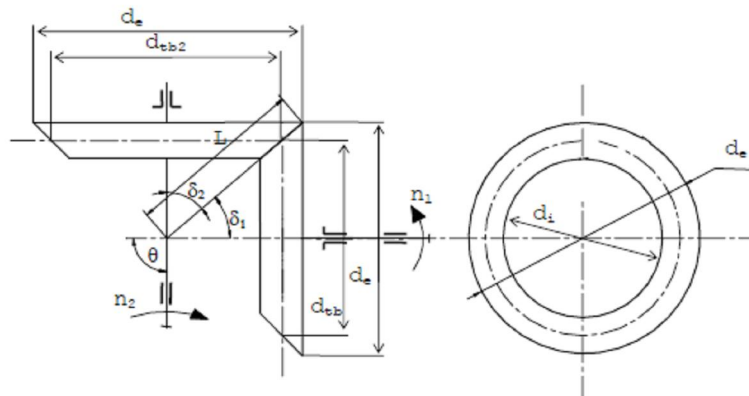
4. Bộ truyền bánh răng nón.

Mục tiêu:

- Trình bày các thông số hình học của bộ truyền bánh răng nón;

- Phân tích lực tác dụng trục và ô trục của bộ truyền và đặc điểm làm việc của bánh răng nón?

- Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng nón theo độ bền tiếp xúc và độ



Hình 12.21

bền uốn;

- Tính toán được một số các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng nón;
- Tích cực trong học tập, tính toán chính xác.

4.1. Các thông số hình học của bánh răng nón

Bộ truyền bánh răng nón răng thẳng có một bộ thông số tương tự như của bánh răng trụ răng thẳng, xác định trên mặt nón phụ lớn nhất của bánh răng, trong đó khoảng cách trục a_w được thay bằng chiều dài nón L . Bộ thông số này dùng để đo kiểm tra kích thước của bánh răng. Một số kích thước của bộ thông số này có thêm chỉ số e. Ví dụ mô đun m_e , đường kính vòng chia d_{e1} , d_{e2} , đường kính vòng đỉnh răng d_{ae1} , d_{ae2} , vv.. (Hình 12.21).

- Một số thông số được xác định trên mặt nón phụ trung bình. Các thông số có thêm chỉ số tb. Ví dụ, mô đun m_{tb} , đường kính d_{tb} , vv.. Các thông số này dùng tính toán kiểm tra bền và thiết kế bộ truyền bánh răng nón.

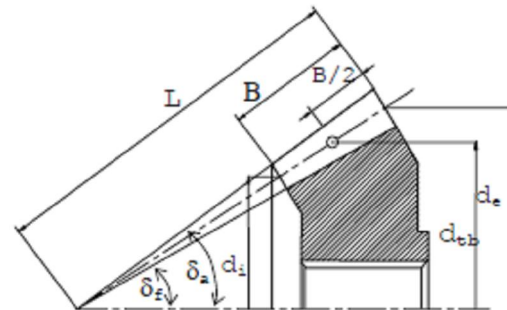
- Góc mặt nón chia của bánh dẫn δ_1 , của bánh bị dẫn δ_2 ; độ. Thường dùng bộ truyền bánh răng nón có góc giữa hai trục $\theta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (Hình 12.22).

- Góc mặt nón chân răng δ_{f1} , δ_{f2} và góc mặt nón đỉnh răng δ_{a1} , δ_{a2} .

Các thông số xác định trên mặt mút lớn và mặt trung bình có mối liên hệ như sau:

$$m_{tb} = m_e \cdot \frac{L}{L - 0,5B}$$

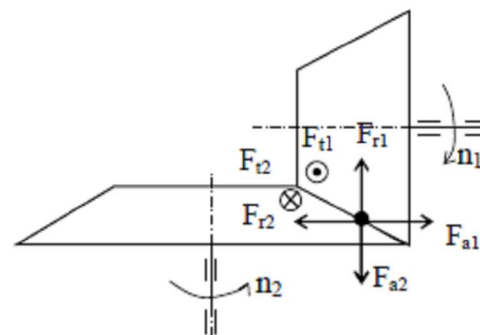
$$d_{tb} = d_e \cdot \frac{L}{L - 0,5B}$$



Hình 12.22

4.2. Lực tác dụng lên trục và ổ trục

- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. 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 n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 . Giá trị $F_{t1} = F_{t2} = 2 \cdot T_1 / d_{tb1}$.



Hình 12.23

- Lực hướng tâm 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.

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_2$$

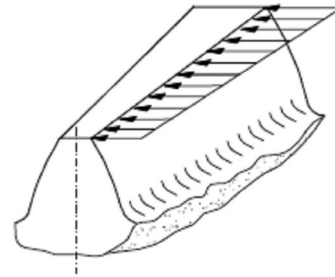
- Lực dọc trục F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1 = F_{r2}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_2 = F_{r1}$$

4.3. Đặc điểm của răng nón.

- Tiết diện răng của bánh răng nón có kích thước thay đổi dọc theo chiều dài răng, càng về phía đỉnh nón, kích thước càng nhỏ. Song, tải trọng phân bố trên đường tiếp xúc của răng cũng tỷ lệ với kích thước tiết diện răng, nên giá trị ứng suất tiếp xúc σ_H và ứng suất uốn σ_F tại các tiết diện không thay đổi dọc theo chiều dài răng (Hình 12.24). Thường người ta tính toán bộ truyền bánh răng nón theo tiết diện trung bình của răng.



Hình 12.24

- Dạng răng của bánh răng nón răng thẳng trên mặt nón phụ trung bình, giống như dạng răng của bánh răng trụ răng thẳng có các thông số $m_{td} = m_{tb}$, $z_{td} = z / \cos \delta$. Bánh răng

thẳng này được gọi là bánh răng tương đương. Khả năng tải của bộ truyền bánh răng nón bằng 0,85 khả năng tải của bánh răng thẳng tương đương. Do đó, có thể tính toán bộ truyền bánh răng nón qua bánh răng thẳng tương đương, với tải trọng tăng lên 1/0,85 lần.

4.4. Tính toán bộ truyền bánh răng nón.

4.4.1. Theo độ bền tiếp xúc

Xuất phát từ công thức Héc, có kể đến những đặc điểm về sức bền của bánh răng nón, ta có công thức tính ứng suất tiếp xúc của bộ truyền bánh răng nón:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_\epsilon Z_H}{d_{tb1}} \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{HV} K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 B \cdot u}}$$

Trong đó: Hệ số kể đến vật liệu Z_M lấy tương tự như ở bánh răng trụ răng thẳng.

Giá trị của hệ số kể đến có nhiều đôi răng ăn khớp Z_ϵ , và hệ số Z_H được lấy tương tự như bánh răng trụ.

Giá trị của các hệ số K_{HV} , $K_{H\beta}$, được lấy từ bảng tra trong sổ tay thiết kế, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

Ứng suất cho phép $[\sigma_H]$ được lấy tương tự như tính bánh răng trụ răng thẳng.

Giả sử chỉ tiêu $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ thỏa mãn, với các chú ý: Đặt phương trình phụ $\psi_d = B/d_{tb1}$, là hệ số chiều rộng bánh răng theo đường kính bánh dẫn. Giá trị của ψ_d được chọn trong khoảng từ 0,3 đến 0,6 tùy theo vị trí của bánh răng so với hai giá đỡ.

Ta có công thức tính đường kính trung bình của bánh răng dẫn như sau:

$$d_{tb1} = 77,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_d \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Đối với các bộ truyền thông dụng, có thể lấy mô đun $m_{tb} = (0,02 \div 0,03) \cdot d_{tb1}$, có thể chọn giá trị của m_{tb} trong dãy số tiêu chuẩn. Tính mô đun m_e và các thông số khác của bộ truyền. Ví dụ, $B = \psi_d \cdot d_{tb1}$; $d_{tb2} = u \cdot d_{tb1}$; $Z_1 \approx d_{tb1} / m_{tb}$, vv..

4.4.2. Theo độ bền tiếp uốn

Thực hiện tính toán tương tự như với bánh răng trụ răng thẳng, có kể đến những đặc điểm về sức bền, ta có công thức tính ứng suất uốn tại tiết diện chân răng của các bánh răng như sau:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta}}{0,85 d_{tb1} \cdot B \cdot m_{tb}} \cdot Y_{F1}$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}}$$

Trong đó: Giá trị của hệ số dạng răng Y_{F1} tra bảng theo số răng $z_{td1} = z_1 / \cos \delta_1$ và x_1 ; hệ số dạng răng Y_{F2} tra bảng theo số răng $z_{td2} = z_2 / \cos \delta_2$ và x_2 .

Giá trị của các hệ số K_{FV} , $K_{F\beta}$ được lấy từ bảng tra trong sổ tay thiết kế, hoặc sách Bài tập Chi tiết máy.

5. Vật liệu, bôi trơn và ứng suất cho phép.

Mục tiêu:

- Trình bày vật liệu chế tạo bánh răng và các phương pháp bôi trơn bộ truyền;
- Trình bày ứng suất cho phép;
- Chủ động tích cực trong học tập.

5.1. Vật liệu.

Bánh răng chủ yếu được chế tạo bằng thép, ngoài ra có thể dùng gang, hoặc vật liệu phi kim loại.

Tùy theo cách nhiệt luyện, và độ rắn mặt răng, có thể chia bánh răng thép ra hai nhóm chính:

- Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $BH \leq 350$. Trước khi cắt răng, người ta nhiệt luyện phi liệu bằng tôi cải thiện hoặc thường hoá. Sau khi cắt răng không phải tôi và sửa răng. Chi phí cho cắt gọt tương đối thấp. Để hạn chế dính xước răng, và đảm bảo sức bền đều cho hai bánh răng, vì số chu kỳ ứng suất của

bánh 1 lớn hơn của bánh 2, nên chọn vật liệu bánh răng nhỏ khác vật liệu bánh răng lớn.

Thường chọn bánh dẫn có $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$, HB_2 là độ rắn mặt răng bánh bị dẫn. Đối với các bánh răng chịu tải trọng nhỏ và trung bình nên chọn thép C40, C45, C50Mn, tôi cải thiện. Đối với các bánh răng chịu tải nhỏ, dùng trong các cơ cấu không quan trọng, có thể chọn thép CT51, CT61, C40, C45, thường hoá.

- Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $HB > 350$. Các bánh răng thuộc nhóm này, được gia công phức tạp hơn. Phôi liệu được ủ cho ổn định, sau đó đem cắt răng. Thực hiện tôi bề mặt: thường thấm than, thấm nitơ, thấm xianua trước khi tôi. Sau khi tôi phải gia công sửa răng bằng nguyên công mài hoặc nghiền. Nên chọn hai bánh răng bằng cùng một loại vật liệu, nhiệt luyện đạt độ rắn bề mặt như nhau. Thường dùng các thép có hàm lượng các bon thấp như: thép C15, C20, 15Cr, 20Cr, bề mặt được thấm than trước khi tôi.

5.2. Bôi trơn.

Để giảm mất mát công suất do ma sát, giảm mài mòn răng và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần bôi trơn bộ truyền thường xuyên.

Đối với bộ truyền để hở của những máy không quan trọng có thể bôi trơn định kỳ bằng mỡ. Đối với bộ truyền kín, ta có hai kiểu bôi trơn là bôi trơn ngâm dầu và bôi trơn lưu thông.

Bôi trơn ngâm dầu: Bánh răng được ngâm trong dầu ở trong hộp. Cách bôi trơn này thường dùng khi vận tốc $v \leq 12 m/s$. Khi vận tốc vòng lớn, công suất mất mát do khuấy dầu tăng lên, dầu dễ bị biến chất do bắn tóe, mất các chất cặn bã ở đáy hộp dễ bị khuấy động và hắt vào chỗ ăn khớp làm cho răng chóng bị mài mòn. Vì vậy cần đảm bảo lượng dầu ngâm cần thiết. Khi vận tốc của bộ truyền gần bằng 12 m/s thì bánh răng được ngâm trong dầu với chiều cao là $(0,75 \div 2)h$ nhưng không nhỏ hơn 10mm. Trong đó: h là chiều cao răng. Đối với bánh răng côn, mức dầu nên ngập chiều rộng bánh răng lớn. Khi vận tốc nhỏ $(0,8 \div 1,5)m/s$, lấy chiều sâu ngâm dầu bằng $1/6$ bán kính bánh răng cấp nhanh và bằng $1/4$ bán kính bánh răng cấp chậm. Lượng dầu bôi trơn thường vào khoảng $(0,4 \div 0,8)$ lít cho 1kW công suất truyền.

Bôi trơn lưu thông: Phương pháp này dùng cho bộ truyền có vận tốc lớn (lớn hơn $12 \div 14)m/s$. Dầu bôi trơn có áp suất $(0,5 \div 1,75)at$ được bơm từ bể qua các đường ống, qua các vòi phun đến bôi trơn chỗ ăn khớp. Đối với bánh răng nghiêng hoặc bánh răng chữ V nên đặt vòi phun sao cho các tia dầu bắn theo chiều quay của bánh răng.

5.3. Ứng suất cho phép.

Giá trị của ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$, có thể tra bảng, hoặc xác định theo công thức kinh nghiệm:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} \cdot S_H \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_{XH}$$

Trong đó: σ_{Hlim} là giới hạn mỏi tiếp xúc của mặt răng, tra bảng để có giá trị.

S_H là hệ số an toàn khi tính sức bền tiếp xúc, có thể lấy $S_H = 1,1 \div 1,2$;

Z_R là hệ số kể đến độ nhám bề mặt, bánh răng thông thường lấy $Z_R = 0,95$.

Z_V là hệ số kể đến vận tốc vòng, bánh răng thông thường lấy $Z_V = 1,1$.

Z_{XH} là hệ số kể đến kích thước của bánh răng, các bánh răng $d_a < 700$ mm, lấy $Z_{XH} = 1$.

Giá trị của ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$ được tra bảng hoặc tính theo công thức công thức kinh nghiệm:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot Y_{XF}$$

Trong đó: σ_{Flim} là giới hạn mỏi uốn của răng, tra bảng để có giá trị.

S_F là hệ số an toàn khi tính sức bền uốn, có thể lấy $S_F = 1,1 \div 1,2$.

Y_R là hệ số kể đến độ nhám mặt lượn chân răng, các bánh răng thông thường lấy $Y_R = 1$. Các bánh răng có chân răng được đánh bóng, lấy $Y_R = 1,0 \div 1,1$.

Y_S là hệ số kể đến kích thước của răng, thông thường lấy $Y_S = 1,08$.

Y_{XF} là hệ số kể đến kích thước của bánh răng, đối với bánh răng thông dụng có $d_a < 700$ mm, lấy $K_{XF} = 1$.

6. Trình tự thiết kế bộ truyền.

Mục tiêu: Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.

Phần này trình bày các bước tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, răng chữ V, bánh răng nón cũng được thực hiện theo các bước tương tự như bánh răng trụ răng nghiêng.

Các bước thiết kế bao gồm:

1- Chọn vật liệu chế tạo các bánh răng, cách nhiệt luyện, tra cơ tính của vật liệu.

Đối với các bánh răng có độ rắn bề mặt $HB \leq 350$, thường chọn vật liệu bánh 1 có cơ tính cao hơn bánh 2, $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$. Đối với các bánh răng có độ rắn bề mặt $HB > 350$, thường chọn vật liệu hai bánh như nhau.

2- Xác định giá trị ứng suất cho phép, $[\sigma_{H1}]$, $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F1}]$, $[\sigma_{F2}]$. Nếu bộ truyền làm việc có quá tải trong thời gian ngắn, cần xác định thêm giá trị của $[\sigma_{Hqt1}]$, $[\sigma_{Hqt2}]$, $[\sigma_{Fqt1}]$ và $[\sigma_{Fqt2}]$.

3- Tính đường kính d_{wt1} , hoặc khoảng cách trục a_{wt} , sau khi đã chọn hệ số ψ_d , hoặc ψ_a , hệ số $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$ và $K_{H\alpha}$.

4- Lấy giá trị mô đun m_n trong khoảng $(0,01 \div 0,02).a_{wt}$, thuộc dãy số tiêu chuẩn.

5- Chọn sơ bộ giá trị góc nghiêng β trong khoảng $8^0 \div 15^0$ (đối với bánh răng chữ V chọn $\beta = 20^0 \div 45^0$). Tính mô đun $m_t = m_n / \cos\beta$. Lấy $z_1 \approx d_{wt1} / m_t$, làm tròn thành số nguyên. Tính $z_2 = u.z_1$.

Tính lại góc nghiêng β theo công thức: $\beta = \arccos \frac{Z_1.m_n}{d_{wt1}}$, chọn giá trị cho β .

6- Tính chính xác khoảng cách trục, đường kính các bánh răng, theo số răng, mô đun răng và góc nghiêng đã chọn.

7- Xác định chiều rộng vành răng $B = \psi_a . a_{wt}$, Tính hệ số trùng khớp dọc ϵ_β , tính hệ số trùng khớp ϵ_α . Kiểm tra điều kiện hoặc $\epsilon_\beta > 1$, hoặc $\epsilon_\alpha > 1$. Nếu không thoả mãn, phải điều chỉnh lại kích thước của bộ truyền.

8- Kiểm tra lại sức bền tiếp xúc và sức bền uốn của các bánh răng. Nếu không thoả mãn, phải điều chỉnh lại kích thước của các bánh răng.

9- Kiểm tra sức bền tĩnh của các bánh răng, nếu như có tải trọng quá tải trong thời gian ngắn. Nếu không thoả mãn, phải điều chỉnh lại kích thước của các bánh răng.

10- Xác định các kích thước khác, vẽ kết cấu của các bánh răng trong bộ truyền.

11- Tính lực tác dụng lên trục và ổ. Để có số liệu tính toán thiết kế trục và ổ mang bộ truyền bánh răng.

Chú ý: Khi thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, ở bước thứ 5, tính số răng $z_1 = d_{wt1} / m$, làm tròn z_1 , tính $z_2 = z_1 . u$. Lúc này giá trị của d_{wt1} , d_{w2} và khoảng cách trục a_w bị thay đổi. Muốn duy trì giá trị đường kính và khoảng cách trục đã định, dùng cặp bánh răng dịch chỉnh góc. Với góc ăn khớp α_w được tính từ công thức:

$$\cos\alpha_w = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{d_{wt1} . (u + 1)} . \cos\alpha$$

Hoặc với hệ số dịch dao ($x_t = x_1 + x_2$) được tính theo công thức sau:

$$x_t = \frac{d_{wt1} (u + 1)}{2.m} - \frac{Z_1 + Z_2}{2}$$

Ví dụ tính toán

Hãy thiết kế bộ truyền bánh răng (1-răng trụ răng thẳng, 2-răng trụ răng nghiêng, 3-bánh răng nón răng thẳng). Biết:

Thông số	Phương án 1	Phương án 2	Phương án 3
Công suất cần truyền (kw)	3,27	4,68	1,40
Số vòng quay trục dẫn (vg/phút)	480	500	600
Số vòng quay trục bị dẫn (vg/phút)	141,2	131,6	166,7
Thời gian làm việc 2 ca/ngày	5 năm	5 năm	5 năm
- Năm	360 ngày	360 ngày	360 ngày
- Ngày			

Bài làm

A. Bánh răng trụ răng thẳng:

Tính theo tải trọng không thay đổi và bộ truyền ăn khớp ngoài.

1. Chọn vật liệu làm bánh răng nhỏ: Thép 50, bánh răng lớn thép 35 đều thường hóa (theo bảng 3-6).

Cơ tính của hai loại thép này (bảng 3-8):

- Thép 50:

$$\sigma_{b1} = 620 \frac{N}{mm^2}; \sigma_{ch1} = 320 \frac{N}{mm^2}; HB = 200$$

(Phôi rèn giả thiết đường kính phôi dưới 100mm)

- Thép 35:

$$\sigma_{b2} = 500 \frac{N}{mm^2}; \sigma_{ch2} = 260 \frac{N}{mm^2}; HB = 170$$

(Phôi rèn giả thiết đường kính phôi từ 100-300 mm)

2. Định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép.

a. Ứng suất tiếp xúc cho phép.

- Số chu kỳ tương đương của bánh lớn [công thức (3-3)]

$$N_{td2} = 60 u n_2 T = 60 \cdot 1 \cdot 141,2 \cdot 5 \cdot 360 \cdot 2 \cdot 8 = 24,4 \cdot 10^7$$

- Số chu kỳ làm việc tương đương của bánh nhỏ

$$N_{td1} = N_{td2} \cdot i = 24,4 \cdot 10^7 \cdot 3,4 = 82,95 \cdot 10^7$$

$$\text{Với } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{480}{141,2} = 3,4$$

Theo bảng 3-9 ta được số chu kỳ cơ sở của đường cong mỗi tiếp xúc $N_0 = 10^7$

Do $N_{td1} > 10^7$, $N_{td2} > 10^7$ nên hệ số chu kỳ ứng suất $K_N = 1$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn

$$[\sigma]_{\text{tđ2}} = [\sigma]_{N_{0\text{rx}}} \cdot K_N = 2,6 \cdot HB = 2,6 \cdot 170 = 442 \frac{N}{mm^2}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép bánh nhỏ

$$[\sigma]_{\text{tđ1}} = [\sigma]_{N_{0\text{rx}}} \cdot K_N = 2,6 \cdot HB = 2,6 \cdot 200 = 520 \frac{N}{mm^2}$$

Với $[\sigma]_{N_{0\text{rx}}}$ tra bảng 3-9

Lấy trị số nhỏ $[\sigma]_{\text{tđ2}} = 442 \frac{N}{mm^2}$ để tính

b. Ứng suất uốn cho phép

- Số chu kỳ tương đương của bánh lớn $N_{td2} = 82,95 \cdot 10^7 > N_0 = 5 \cdot 10^6$

- Số chu kỳ tương đương của bánh nhỏ $N_{td1} = 24,4 \cdot 10^7 > N_0 = 5 \cdot 10^6$

$$\Rightarrow K_N = 1.$$

Tính ứng suất uốn theo công thức (3-5) vì bộ truyền làm việc một chiều

$$[\sigma]_u = \frac{(1,4 \div 1,6)\sigma_{-1}K_N}{nK_\sigma}$$

- Giới hạn mỏi uốn thép 50

$$\sigma_{-1} = 0,42 * \sigma_{b1} = 0,42 * 620 = 260,4 \text{ N/mm}^2$$

- Giới hạn mỏi uốn thép 35

$$\sigma_{-1} = 0,42 * \sigma_{b2} = 0,42 * 500 = 210 \text{ N/mm}^2$$

Lấy hệ số an toàn $n=1,5$ (thép rèn); hệ số tập trung ứng suất ở chân răng $K_\sigma = 1,8$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh nhỏ

$$[\sigma]_{u1} = \frac{1,5 \cdot 260,4 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,8} = 144,67 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh lớn

$$[\sigma]_{u2} = \frac{1,5 \cdot 210 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,8} = 116,67 \text{ N/mm}^2$$

3. Sơ bộ lấy hệ số tải trọng K

$$K = K_{tt} \cdot K_d = 1,4$$

4. Chọn hệ số tải trọng bánh răng ψ_A

$$\psi_A = \frac{b}{A} = 0,4$$

5. Xác định khoảng cách trục A theo công thức (3-9)

$$A \geq (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{\alpha i}}\right)^2 \frac{KN}{\psi_A n_2}}$$

$$= (3,4 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{442,3,4}\right)^2 \frac{1,4 \cdot 3,27}{0,4 \cdot 141,2}} = 149,94 \text{ mm}$$

Lấy $A=150 \text{ mm}$

6. Tính vận tốc vòng bánh răng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng

Vận tốc vòng [công thức (3-17)]

$$v = \frac{2\pi A n_1}{60 \cdot 1000(i+1)} = \frac{2\pi \cdot 150 \cdot 480}{60 \cdot 1000 \cdot (3,4 + 1)} = 1,71 \text{ m/s}$$

Với vận tốc này theo bảng 3-11 có thể chọn cấp chính xác 9.

7. Định chính xác hệ số tải trọng K

$$K = K_{tt} \cdot K_d$$

Với $K_{tt}=1$ (tải trọng không thay đổi)

$$K_d = 1,45 \text{ (bảng 3-13)}$$

Ta có $K=1,45$

Sai số $\Delta K = \frac{1,45 - 1,4}{1,4} = 0,036 = 3,6\% < 5\%$ ít khác với trị số dự đoán nên không

cần điều chỉnh lại khoảng cách trục A.

8. Xác định modul, số răng, chiều rộng bánh răng và xác định chính xác khoảng cách trục A:

Mô đun: $m=0,01.A=0,01.150=1,5$.

Trị số mô đun lấy theo tiêu chuẩn (bảng 30-1)

- Số răng bánh dẫn (bánh nhỏ):

$$Z_1 = \frac{2A}{m(i+1)} = \frac{2.150}{1,5(3,4+1)} = 45,45$$

Lấy $Z_1=45$

- Số răng bánh lớn:

$$Z_2=i.Z_1=3.45=153$$

Lấy $Z_2=153$

- Xác định chính xác khoảng cách trục A

$$A=0,5m(Z_1+Z_2)=0,5.1,5.(45+153)=148,5\text{mm}$$

- Chiều rộng bánh răng

$$b=\psi_A.A = 0,4.148,5 = 59,4\text{mm}$$

9. Kiểm nghiệm lại sức bền uốn của răng

- Số răng tương đương

Bánh nhỏ: $Z_{td1}=Z_1=45$

Bánh lớn: $Z_{td2}=Z_2=153$

Theo bảng 3-18 và số răng tương đương tìm được hệ số dạng răng

Bánh nhỏ: $y_1=0,483$

Bánh lớn: $y_2=0,517$

- Kiểm nghiệm ứng suất uốn tại chân răng bánh nhỏ [công thức (3-33)]

$$\begin{aligned} \sigma_{u1} &= \frac{19,1.10^6 \text{KN}}{y_1 m^2 Z_1 n_1 b} = \frac{19,1.10^6.1,45.3,27}{0,483(1,5)^2.45.480.59,4} \\ &= 64,95 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{u1} = 144,67 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

- Ứng suất uốn tại chân răng bánh lớn [công thức (3-40)]

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \frac{y_1}{y_2} = 64,95 \cdot \frac{0,483}{0,517} = 60,68 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{u2} = 116,67 \text{ N/mm}^2$$

10. Kiểm nghiệm sức bền của răng khi chịu quá tải đột ngột

- Ứng suất tiếp xúc cho phép [công thức (3-43)]:

Bánh nhỏ: $[\sigma]_{txqt1} = 2,5[\sigma]_{N_{ox1}} = 2,5.520 = 1300 \text{ N/mm}^2$

Bánh lớn: $[\sigma]_{txqt2} = 2,5[\sigma]_{N_{ox2}} = 2,5.442 = 1105 \text{ N/mm}^2$

- Ứng suất uốn cho phép [công thức (3-46)]:

Bánh nhỏ: $[\sigma]_{uqt1} = 0,8.\sigma_{ch1} = 0,8.320 = 256 \text{ N/mm}^2$

Bánh lớn: $[\sigma]_{uqt2} = 0,8.\sigma_{ch2} = 0,8.260 = 208 \text{ N/mm}^2$

- Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc [công thức (3-13) và (3-41)]

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{uqt}} &= \sigma_{\text{ix}} \sqrt{K_{\text{qt}}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3 \text{KN}}{b n_2}} \cdot 1 \\ &= \frac{1,05 \cdot 10^6}{148,5 \cdot 3,4} \sqrt{\frac{(3,4+1)^3 \cdot 1,45 \cdot 3,27}{48 \cdot 141,2}} = 456,36 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

- Ứng suất tiếp xúc quá tải nhỏ hơn trị số ứng suất cho phép của bánh lớn và bánh nhỏ.

- Kiểm nghiệm sức bền uốn [công thức (3-42)]

$$\text{Bánh nhỏ: } \sigma_{\text{uqt1}} = \sigma_{\text{u1}} \sqrt{K_{\text{qt}}} = 64,95 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{\text{uqt1}}$$

$$\text{Bánh lớn: } \sigma_{\text{uqt2}} = \sigma_{\text{u2}} \sqrt{K_{\text{qt}}} = 60,68 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{\text{uqt2}}$$

11. Các thông số hình học của bộ truyền

- Môđun: $m=1,5$.

- Số răng: $Z_1=45$; $Z_2=153$

- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^\circ$

- Đường kính vòng chia (vòng lăn):

$$d_{c1}=d_1=mZ_1=1,5 \cdot 45=67,5 \text{ mm}$$

$$d_{c2}=d_2=mZ_2=1,5 \cdot 153=229,5 \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục $A=148,5 \text{ mm}$

- Chiều rộng bánh răng $b=59,4 \text{ mm}$

- Đường kính vòng đỉnh

$$D_{e1}=d_{c1}+2m=67,5+2 \cdot 1,5=70,5 \text{ mm}$$

$$D_{e2}=d_{c2}+2m=229,5+2 \cdot 1,5=232,5 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng chân

$$D_{i1}=d_{c1}-2m-2c=d_{c1}-2m-2 \cdot 0,25m=d_{c1}-2,5m=67,5-2,5 \cdot 1,5=63,75 \text{ mm}$$

$$D_{i2}=d_{c2}-2m-2c=d_{c2}-2m-2 \cdot 0,25m=d_{c2}-2,5m=229,5-2,5 \cdot 1,5=225,75 \text{ mm}$$

12. Tính lực tác dụng lên trục [công thức (3-49)]

$$\text{- Lực vòng: } P = \frac{2M_x}{d_1} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \text{ N}}{d_1 \cdot n_1} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,27}{67,5 \cdot 480} = 1927,69 \text{ N}$$

$$\text{- Lực hướng tâm: } P_r = P \cdot \text{tg} \alpha = 1927,69 \cdot \text{tg} 20^\circ = 701,6 \text{ N.}$$

B. Bánh răng trụ răng nghiêng:

Tính theo tải trọng không thay đổi

1. Chọn vật liệu làm bánh răng nhỏ: Thép 45, bánh răng lớn thép 35 đều thường hóa (theo bảng 3-6).

Cơ tính của hai loại thép này (bảng 3-8):

- Thép 45

$$\sigma_{b1} = 600 \text{ N/mm}^2; \sigma_{ch1} = 300 \text{ N/mm}^2; \text{HB} = 200$$

(Phôi rèn giả thiết đường kính phôi dưới 100mm)

- Thép 35

$$\sigma_{b2} = 500 \text{ N/mm}^2; \sigma_{ch2} = 260 \text{ N/mm}^2; \text{HB} = 170$$

(Phôi rèn giả thiết đường kính phôi từ 100-300 mm)

2. Định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép.

a. Ứng suất tiếp xúc cho phép.

- Số chu kỳ tương đương của bánh lớn [công thức (3-3)]

$$N_{td2} = 60 \cdot n_2 \cdot T = 60 \cdot 1 \cdot 141,2 \cdot 5 \cdot 360 \cdot 2 \cdot 8 = 24,4 \cdot 10^7$$

- Số chu kỳ làm việc tương đương của bánh nhỏ

$$N_{td1} = N_{td2} \cdot i = 24,4 \cdot 10^7 \cdot 3,4 = 82,95 \cdot 10^7$$

$$\text{Với } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{480}{141,2} = 3,4$$

Theo bảng 3-9 ta được số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi tiếp xúc $N_0 = 10^7$

Do $N_{td1} > 10^7$, $N_{td2} > 10^7$ nên hệ số chu kỳ ứng suất $K_N = 1$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh nhỏ

$$[\sigma]_{tx1} = [\sigma]_{N_{0tx}} \cdot K_N = 2,6 \cdot HB = 2,6 \cdot 200 = 520 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép bánh lớn

$$[\sigma]_{tx2} = [\sigma]_{N_{0tx}} \cdot K_N = 2,6 \cdot 170 = 442 \text{ N/mm}^2$$

Với $[\sigma]_{N_{0tx}}$ tra bảng 3-9

Để tính sức bền ta dùng trị số nhỏ là $[\sigma]_{tx2} = 442 \text{ N/mm}^2$

b. Ứng suất uốn cho phép

- Số chu kỳ tương đương của bánh lớn $N_{td2} = 82,95 \cdot 10^7 > N_0 = 5 \cdot 10^6$

- Số chu kỳ tương đương của bánh nhỏ $N_{td1} = 24,4 \cdot 10^7 > N_0 = 5 \cdot 10^6$

$$\Rightarrow K_N = 1.$$

Tính ứng suất uốn theo công thức (3-5) vì bộ truyền làm việc một chiều

$$[\sigma]_u = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1} K_N}{n K_\sigma}$$

- Giới hạn mỏi uốn đối với thép 45

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_{b1} = 0,43 \cdot 600 = 258 \text{ N/mm}^2$$

- Giới hạn mỏi uốn đối với thép 35

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b = 0,43 \cdot 500 = 215 \text{ N/mm}^2$$

Lấy hệ số an toàn $n = 1,5$ (thép rèn); hệ số tập trung ứng suất ở chân răng

$$K_\sigma = 1,8$$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh nhỏ

$$[\sigma]_{u1} = \frac{1,5 \cdot 258 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,8} = 143,3 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh lớn

$$[\sigma]_{u2} = \frac{1,5 \cdot 215 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,8} = 119,4 \text{ N/mm}^2$$

3. Sơ bộ lấy hệ số tải trọng K

$$K = K_{tt} \cdot K_d = 1,3$$

4. Chọn hệ số chiều rộng bánh răng

$$\text{Bộ truyền chịu tải trọng trung bình } \psi_A = \frac{b}{A} = 0,3$$

5. Xác định khoảng cách trục A theo công thức (3-10), lấy $\theta = 1,25$

$$A \geq (i+1)^{\beta} \sqrt{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{\alpha i}}\right)^2 \frac{KN}{\psi_A \theta n_2}} = (3,4+1)^{\beta} \sqrt{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{442 \cdot 3,4}\right)^2 \frac{1,3 \cdot 3,27}{0,3 \cdot 1,25 \cdot 141,2}} = 149,45 \text{ mm}$$

Lấy $A=150 \text{ mm}$

6. Tính vận tốc vòng bánh răng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng

Vận tốc vòng [công thức (3-17)]

$$v = \frac{2\pi A n_1}{60 \cdot 1000(i+1)} = \frac{2\pi \cdot 150 \cdot 480}{60 \cdot 1000(3,4+1)} = 1,71 \text{ m/s}$$

Với vận tốc này theo bảng 3-11 có thể chọn cấp chính xác 9.

7. Định chính xác hệ số tải trọng K

$$K = K_{tt} \cdot K_d$$

Với $K_{tt}=1$ (tải trọng không thay đổi)

$$K_d = 1,2 \text{ (bảng 3-14). Giả sử } b > \frac{2,5 \cdot m_n}{\sin \beta}$$

Ta có $K=1,2$

Sai số $\Delta K = \frac{1,3 - 1,2}{1,3} = 0,036 = 3,6\% < 5\%$ khác nhiều so với trị số dự đoán nên

cần điều chỉnh lại khoảng cách trục A

$$A = A_{sobo} \sqrt[3]{\frac{K}{K_{sobo}}} = 150 \sqrt[3]{\frac{1,2}{1,3}} = 146,1 \text{ mm}$$

Lấy $A=147 \text{ mm}$

8. Xác định modul, số răng, chiều rộng bánh răng và xác định chính xác khoảng cách trục A:

- Mô đun: $m_n = (0,01 \div 0,02)A = (1,47 \div 2,49) \text{ mm}$

Trị số mô đun lấy theo tiêu chuẩn (bảng 30-1)

Lấy $m_n = 2 \text{ mm}$

- Số răng bánh dẫn (bánh nhỏ):

$$Z_1 = \frac{2A \cos \beta}{m_n(i+1)} = \frac{2 \cdot 147 \cdot \cos 10^\circ}{2(3,4+1)} = 32,9$$

Lấy $Z_1 = 33$

Trong đó $\beta = (8 \div 20)$ Chọn $\beta = 10$

- Số răng bánh lớn:

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 3,4 \cdot 33 = 112,2$$

Lấy $Z_2 = 112$

- Tính chính xác góc nghiêng β công thức (3-28).

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2A} = \frac{(33 + 112)2}{2 \cdot 147} = 0,99$$

$$\Rightarrow \beta = 9^\circ 27'$$

- Xác định chính xác khoảng cách trục A

$$A = \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2 \cos \beta} = \frac{(33 + 112)2}{2 \cdot \cos 9^\circ 27'} = 147 \text{ mm}$$

- Chiều rộng bánh răng

$$b = \psi_A \cdot A = 0,3 \cdot 147 = 44,1 \text{ mm}$$

- Chiều rộng bánh răng phải thỏa mãn điều kiện

$$b = 44,1 > \frac{2,5 \cdot m_n}{\sin \beta} = \frac{2,5 \cdot 2}{\sin 9^\circ 27'} = 30$$

9. Kiểm nghiệm lại sức bền uốn của răng

- Số răng tương đương

$$\text{Bánh nhỏ: } Z_{td1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{33}{\cos^3 9^\circ 27'} = 34,4$$

$$\text{Lấy } Z_{td1} = 35$$

$$\text{Bánh lớn: } Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{112}{\cos^3 9^\circ 27'} = 116,69$$

$$\text{Lấy } Z_{td2} = 117$$

Theo bảng 3-18 và số răng tương đương tìm được hệ số dạng răng

$$\text{Bánh nhỏ: } y_1 = 0,4635$$

$$\text{Bánh lớn: } y_2 = 0,517$$

- Kiểm nghiệm ứng suất uốn tại chân răng bánh nhỏ [công thức (3-36)]

Hệ số $\theta'' = (1,4 \div 1,6)$ Lấy $\theta'' = 1,5$

$$\begin{aligned} \sigma_{u1} &= \frac{19,1 \cdot 10^6 \text{ KN}}{y_1 m_n^2 Z_1 n_1 b \theta''} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,2 \cdot 3,27}{0,4635 \cdot (2)^2 \cdot 33 \cdot 480 \cdot 44,1 \cdot 1,5} \\ &= 38,5 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{u1} = 143,3 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

- Ứng suất uốn tại chân răng bánh lớn [công thức (3-40)]

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \frac{y_1}{y_2} = 41,07 \cdot \frac{0,4635}{0,517} = 36,82 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{u2} = 119,4 \text{ N/mm}^2$$

10. Kiểm nghiệm sức bền của răng khi chịu quá tải đột ngột

- Ứng suất tiếp xúc cho phép [công thức (3-43)]:

$$\text{Bánh nhỏ: } [\sigma]_{txqt1} = 2,5[\sigma]_{N_{ox1}} = 2,5 \cdot 520 = 1300 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Bánh lớn: } [\sigma]_{txqt2} = 2,5[\sigma]_{N_{ox2}} = 2,5 \cdot 442 = 1105 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất uốn cho phép [công thức (3-46)]:

$$\text{Bánh nhỏ: } [\sigma]_{uqt1} = 0,8 \cdot \sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Bánh lớn: } [\sigma]_{uqt2} = 0,8 \cdot \sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 260 = 208 \text{ N/mm}^2$$

- Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc [công thức (3-14) và (3-41)]

$$\begin{aligned} \sigma_{txqt} &= \sigma_{tx} \sqrt{K_{qt}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3 \text{ KN}}{\theta \cdot b n_2}} \cdot 1 \\ &= \frac{1,05 \cdot 10^6}{147 \cdot 3,4} \sqrt{\frac{(3,4+1)^3 \cdot 1,2 \cdot 3,27}{1,25 \cdot 44 \cdot 1 \cdot 141,2}} = 435,36 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Ứng suất tiếp xúc quá tải nhỏ hơn trị số ứng suất cho phép của bánh lớn và bánh nhỏ.

- Kiểm nghiệm sức bền uốn [công thức (3-42)]

$$\text{Bánh nhỏ: } \sigma_{uqt1} = \sigma_{u1} \sqrt{K_{qt}} = 38,5 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{uqt1}$$

$$\text{Bánh lớn: } \sigma_{ugt2} = \sigma_{u2} \sqrt{K_{qt}} = 36,82 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{ugt2}$$

11. Các thông số hình học của bộ truyền

- Môđun pháp: $m_n = 2$.
- Số răng: $Z_1 = 33$; $Z_2 = 112$
- Góc ăn khớp: $\alpha_n = 20^\circ$
- Góc nghiêng $\beta = 9^\circ 27'$
- Đường kính vòng chia (vòng lăn):

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 33}{\cos 9^\circ 27'} = 66,9 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 112}{\cos 9^\circ 27'} = 227,08 \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục $A = 147 \text{ mm}$
- Chiều rộng bánh răng $b = 44,1 \text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh
 $D_{e1} = d_{c1} + 2m_n = 66,9 + 2 \cdot 2 = 70,9 \text{ mm}$
 $D_{e2} = d_{c2} + 2m_n = 227,08 + 2 \cdot 2 = 231,08 \text{ mm}$
- Đường kính vòng chân
 $D_{i1} = d_1 - 2m_n - 2c = d_1 - 2 \cdot 2,25m_n = d_1 - 2,5m_n = 66,9 - 2,5 \cdot 2 = 61,9 \text{ mm}$
 $D_{i2} = d_2 - 2m_n - 2c = d_2 - 2 \cdot 2,25m_n = d_2 - 2,5m_n = 227,08 - 2,5 \cdot 2 = 222,08$

mm

12. Tính lực tác dụng lên trục [công thức (3-49)]

- Đối với bánh nhỏ:

$$\text{Lực vòng: } P = \frac{2M_x}{d_1} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \text{ N}}{d_1 n_1} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,27}{66,9 \cdot 480} = 1945 \text{ N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } P_{r1} = \frac{P_1 \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{1945 \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9^\circ 27'} = 717,45 \text{ N}$$

$$\text{Lực dọc trục: } P_{a1} = P_1 \operatorname{tg} \beta = 1945 \operatorname{tg} 9^\circ 27' = 323,74 \text{ N}$$

- Đối với bánh lớn

$$\text{Lực vòng: } P_1 = P_2 = 1945 \text{ N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } P_{r2} = P_{a1} = 323,74 \text{ N}$$

$$\text{Lực dọc trục: } P_{a2} = P_{r1} = 717,45 \text{ N}$$

C. Bánh răng nón răng thẳng:

1. Chọn vật liệu làm bánh răng nhỏ: Thép 50, bánh răng lớn: thép đúc 45 đều thường hóa (theo bảng 3-6).

Cơ tính của hai loại thép này (bảng 3-8):

- Thép 50:

$$\sigma_{b1} = 620 \text{ N/mm}^2; \sigma_{ch1} = 320 \text{ N/mm}^2; \text{HB} = 210$$

(Phôi rèn giả thiết đường kính phôi dưới 100mm)

- Thép đúc 45:

$$\sigma_{b2} = 550 \text{ N/mm}^2; \sigma_{ch2} = 320 \text{ N/mm}^2; \text{HB} = 170$$

(Phôi đúc giả thiết đường kính phôi từ 100-300 mm)

2. Định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép.

a. Ứng suất tiếp xúc cho phép.

- Số chu kỳ tương đương đương của bánh lớn [công thức (3-3)]

$$N_{td2} = 60n_2T = 60 \cdot 1.141,2 \cdot 5.360 \cdot 2.8 = 24,4 \cdot 10^7$$

- Số chu kỳ làm việc tương đương của bánh nhỏ

$$N_{td1} = N_{td2} \cdot i = 24,4 \cdot 10^7 \cdot 3,4 = 82,95 \cdot 10^7$$

$$\text{Với } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{480}{141,2} = 3,4$$

Theo bảng 3-9 ta được số chu kỳ cơ sở của đường cong mỗi tiếp xúc $N_0 = 10^7$

Do $N_{td1} > 10^7$, $N_{td2} > 10^7$ nên hệ số chu kỳ ứng suất $K_N = 1$

- Ứng suất cho phép của bánh nhỏ

$$[\sigma]_{\text{ox1}} = [\sigma]_{N_{0\text{ox}}} \cdot K_N = 2,6 \cdot \text{HB} = 2,6 \cdot 210 = 546 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất tiếp xúc cho bánh lớn

$$[\sigma]_{\text{ox2}} = [\sigma]_{N_{0\text{ox}}} \cdot K_N = 2,6 \cdot \text{HB} = 2,6 \cdot 170 = 442 \text{ N/mm}^2$$

Với $[\sigma]_{N_{0\text{ox}}}$ tra bảng 3-9

Lấy trị số nhỏ $[\sigma]_{\text{ox2}} = 442 \text{ N/mm}^2$ để tính toán

b. Ứng suất uốn cho phép

- Số chu kỳ tương đương của bánh lớn $N_{td2} = 82,95 \cdot 10^7 > N_0 = 5 \cdot 10^6$

- Số chu kỳ tương đương của bánh nhỏ $N_{td1} = 24,4 \cdot 10^7 > N_0 = 5 \cdot 10^6$

$$\Rightarrow K_N = 1.$$

- Tính ứng suất uốn theo công thức (3-5) vì bộ truyền làm việc một chiều

$$[\sigma]_{\text{u}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1} K_N}{n K_{\sigma}}$$

- Giới hạn mỏi uốn đối với thép 50

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_{b1} = 0,43 \cdot 620 = 266,6 \text{ N/mm}^2$$

- Giới hạn mỏi uốn đối với thép đúc 45

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_{b2} = 0,43 \cdot 550 = 236,5 \text{ N/mm}^2$$

Lấy hệ số an toàn của bánh răng nhỏ $n = 1,5$ (thép rèn) và của bánh răng lớn (thép đúc) $n = 1,8$; hệ số tập trung ứng suất ở chân răng $K_{\sigma} = 1,8$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh nhỏ

$$[\sigma]_{\text{u1}} = \frac{1,5 \cdot 266,6 \cdot 1}{1,5 \cdot 1,8} = 148,1 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh lớn

$$[\sigma]_{\text{u2}} = \frac{1,5 \cdot 236,5 \cdot 1}{1,8 \cdot 1,8} = 109,49 \text{ N/mm}^2$$

3. Sơ bộ lấy hệ số tải trọng K

$$K = K_{\text{tt}} \cdot K_{\text{đ}} = 1,4$$

4. Chọn hệ số tải trọng bánh răng ψ_L

$$\psi_L = \frac{b}{L} = 0,3$$

5. Tính chiều dài nón theo [công thức (3-11)]

$$L \geq \sqrt{(i^2 + 1)} \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{(1 - 0,5 \cdot \psi_L) i [\sigma]_{ix}}\right)^2 \frac{KN}{0,85 \psi_L n_2}}$$

$$= \sqrt{(3,4^2 + 1)} \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{(1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 3,4 \cdot 442}\right)^2 \frac{1,4 \cdot 3,27}{0,85 \cdot 0,3 \cdot 141,2}} = 156,4 \text{ mm}$$

Lấy $L=157 \text{ mm}$

6. Tính vận tốc vòng bánh răng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng

Vận tốc vòng [công thức (3-18)]

$$v = \frac{2\pi L(1 - 0,5\psi_L)n_1}{60 \cdot 1000 \sqrt{(i^2 + 1)}} = \frac{2\pi \cdot 157 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3) \cdot 480}{60 \cdot 1000 \sqrt{(3,4^2 + 1)}} = 1,89 \text{ m/s}$$

Với vận tốc này theo bảng 3-11 có thể chọn cấp chính xác 9.

7. Định chính xác hệ số tải trọng K

$$K = K_{tt} \cdot K_d$$

Với $K_{tt}=1$ (tải trọng không thay đổi)

$$K_d = 1,45 \text{ (bảng 3-13)}$$

Ta có $K=1,45$

Sai số $\Delta K = \frac{1,45 - 1,4}{1,4} = 0,036 = 3,6\% < 5\%$ ít khác với trị số dự đoán nên không

cần điều chỉnh lại chiều dài nón L.

8. Xác định môđun, số răng, chiều dài răng và xác định chính xác chiều dài nón L:

- Môđun: $m_s = (0,02 \div 0,03)L = (0,02 \div 0,03)157 = (3,14 \div 4,71)$

Lấy $m_s=4$

Trị số môđun lấy theo tiêu chuẩn (bảng 30-1)

- Số răng bánh dẫn (bánh nhỏ):

$$Z_1 = \frac{2L}{m_s \sqrt{(i^2 + 1)}} = \frac{2 \cdot 157}{4 \cdot \sqrt{(3,4^2 + 1)}} = 22,15$$

Lấy $Z_1=23$

- Số răng bánh lớn:

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 3,4 \cdot 23 = 78,2$$

Lấy $Z_2=78$

- Xác định chính xác khoảng cách trục L công thức trong bảng (3-5)

$$L = 0,5 m_s \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 4 \cdot \sqrt{23^2 + 78^2} = 162,64 \text{ mm}$$

- Chiều dài răng

$$b = \psi_L \cdot L = 0,3 \cdot 162,64 = 48,792 \text{ mm}$$

Lấy $b=49 \text{ mm}$

- Môđun trung bình:

$$m_{tb} = m_s \frac{(L - 0,5b)}{L} = 4 \frac{(162,64 - 0,5 \cdot 49)}{162,64} = 3,4 \text{ mm}$$

9. Kiểm nghiệm lại sức bền uốn của răng

- Góc mặt nón lặn bánh nhỏ tính theo công thức trong bảng 3-5

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{1}{i} = \frac{1}{3,4} = 0,294 \Rightarrow \varphi_1 = 16^{\circ}23'$$

- Số răng tương đương bánh nhỏ [công thức (3-3)]

$$Z_{td1} = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{23}{\cos 16^{\circ}23'} = 23,97$$

Lấy $Z_{td1} = 24$

- Góc mặt nón lặn bánh lớn (bảng 3-5)

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = i = 3,4 \Rightarrow \varphi_2 = 73^{\circ}36'$$

- Số răng tương đương bánh lớn

$$Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{78}{\cos 73^{\circ}36'} = 276,26$$

Lấy $Z_{td2} = 276$

- Theo bảng 3-18 và số răng tương đương tìm được hệ số dạng răng

Bánh nhỏ: $y_1 = 0,4216$

Bánh lớn: $y_2 = 0,517$

- Kiểm nghiệm ứng suất uốn tại chân răng bánh nhỏ [công thức (3-35)]

$$\begin{aligned} \sigma_{u1} &= \frac{19,1 \cdot 10^6 \text{ KN}}{0,85 \cdot y_1 m_{tb}^2 Z_1 n_1 b} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,45 \cdot 3,27}{0,85 \cdot 0,4216 \cdot (3,4)^2 \cdot 23 \cdot 480 \cdot 49} \\ &= 40,41 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{u1} = 148,1 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

- Ứng suất uốn tại chân răng bánh lớn [công thức (3-40)]

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \frac{y_1}{y_2} = 40,41 \cdot \frac{0,4216}{0,517} = 32,95 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{u2} = 109,49 \text{ N/mm}^2$$

10. Kiểm nghiệm sức bền của răng khi chịu quá tải đột ngột

- Ứng suất tiếp xúc cho phép [công thức (3-43)]:

$$\text{Bánh nhỏ: } [\sigma]_{txqt1} = 2,5[\sigma]_{N_{ox1}} = 2,5 \cdot 546 = 1365 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Bánh lớn: } [\sigma]_{txqt2} = 2,5[\sigma]_{N_{ox2}} = 2,5 \cdot 442 = 1105 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất uốn cho phép [công thức (3-46)]:

$$\text{Bánh nhỏ: } [\sigma]_{uqt1} = 0,8 \cdot \sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 320 = 256 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Bánh lớn: } [\sigma]_{uqt2} = 0,8 \cdot \sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 320 = 256 \text{ N/mm}^2$$

- Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc [công thức (3-15) và (3-41)]

$$\begin{aligned} \sigma_{txqt} &= \sigma_{tx} \sqrt{K_{qt}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{(L - 0,5b)i} \sqrt{\frac{(i^2 + 1)^{3/2} \text{ KN}}{0,85bn_2}} \cdot 1 \\ &= \frac{1,05 \cdot 10^6}{(162,64 - 0,5 \cdot 49)3,4} \sqrt{\frac{(3,4^2 + 1)^{3/2} \cdot 1,45 \cdot 3,27}{0,85 \cdot 49 \cdot 141,2}} = 423,5 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Ứng suất tiếp xúc quá tải nhỏ hơn trị số ứng suất cho phép của bánh lớn và bánh nhỏ.

- Kiểm nghiệm sức bền uốn [công thức (3-42)]

$$\text{Bánh nhỏ: } \sigma_{uqt1} = \sigma_{u1} \sqrt{K_{qt}} = 40,41 \text{ N/mm}^2 < [\sigma]_{uqt1}$$

Bánh lớn: $\sigma_{ugt2} = \sigma_{u2} \sqrt{K_{qt}} = 32,95 \frac{N}{mm^2} < [\sigma]_{ugt2}$

11. Các thông số hình học của bộ truyền

- Môđun: $m_s=4$.
- Số răng: $Z_1=23$; $Z_2=78$
- Góc mặt nón lắn:
 - $\varphi_1 = 16^{\circ}23'$; $\varphi_2 = 73^{\circ}36'$
- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^{\circ}$
- Đường kính vòng chia (vòng lắn):
 - $d_1=m_s Z_1=4.23=92 \text{ mm}$
 - $d_2=m_s Z_2=4.78=312 \text{ mm}$
- Chiều dài nón $L=162,64 \text{ mm}$
- Chiều dài răng $b=49 \text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh
 - $D_{e1}=m_s(Z_1+2\cos\varphi_1) = 4(23+2.\cos16^{\circ}23')=99,68 \text{ mm}$
 - $D_{e2}= m_s(Z_2+2\cos\varphi_2) = 4(78+2.\cos73^{\circ}36')=314,26 \text{ mm}$

12. Tính lực tác dụng [công thức (3-51)]

Đối với bánh nhỏ:

- Lực vòng: $P_1 = \frac{2M_{x1}}{d_{tb1}} = \frac{2M_{x1}}{m_{tb}Z_1} = \frac{2.9,55.10^6 N}{m_{tb}Z_1 n_1} = \frac{2.9,55.10^6.3,27}{3,4.23.480} = 1663,92N$
- Lực hướng tâm:
 - $P_{r1}=P_1 \text{tg} \alpha \cos \varphi_1 = 1663,92.\text{tg}20^{\circ} \cos 16^{\circ}23' = 581,03 \text{ N.}$
- Lực dọc trục:
 - $P_{a1}=P_1 \text{tg} \alpha \sin \varphi_1 = 1663,92 \text{tg}20^{\circ} \sin 16^{\circ}23' = 170,82N$

Đối với bánh lớn

- Lực vòng: $P_1=P_2=1663,92N$
- Lực hướng tâm: $P_{r2}=P_{a1}=170,82N$
- Lực dọc trục: $P_{a2}=P_{r1}=581,03N$

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày khái niệm về bộ truyền bánh răng, cấu tạo chung và nguyên lý làm việc?
2. Trình bày ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền bánh răng?
3. Phân loại bộ truyền bánh răng?
4. Trình bày độ chính xác trong chế tạo bánh răng?
5. Phân tích tải trọng và ứng suất trong bộ truyền bánh răng?
6. Phân tích các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán?
7. Trình bày các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng.
8. Phân tích lực tác dụng trục và ổ trục của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng?

9. Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc?
10. Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền uốn?
11. Trình bày các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng?
12. Phân tích lực tác dụng trục và ổ trục của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng?
13. Trình bày đặc điểm làm việc của răng nghiêng?
14. Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo độ bền tiếp xúc?
15. Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng theo độ bền uốn?
16. Trình bày các thông số hình học của bộ truyền bánh răng nón?
17. Phân tích lực tác dụng trục và ổ trục của bộ truyền bánh răng nón?
18. Trình bày đặc điểm làm việc của bánh răng nón.
19. Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng nón theo độ bền tiếp xúc?
20. Trình bày cách tính toán bộ truyền bánh răng nón theo độ bền uốn?
21. Trình bày vật liệu chế tạo và ứng suất cho phép của bộ truyền bánh răng?
22. Trình bày phương pháp bôi trơn bộ truyền bánh răng?
23. Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng?

Chương 7: TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

Mã chương/ bài: MH13-13

Mục tiêu:

+ Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền trục vít - bánh vít.

+ Phân tích được điều kiện làm việc, chọn được vật liệu biết các biện pháp khắc phục các dạng hỏng.

+ Xây dựng được các công thức tính toán thiết kế bộ truyền theo sức bền tiếp xúc và uốn.

+ Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung.

1.1. Cấu tạo và phân loại.

1.1.1. Cấu tạo

1.1.2. Phân loại.

1.2. Ưu và khuyết điểm.

1.2.1. Ưu điểm

1.2.2. Nhược điểm

2. Những thông số động học của bộ truyền

2.1. Vận tốc và tỷ số truyền.

2.2. Lực tác dụng lên bộ truyền.

3. Các dạng hỏng và các chỉ tiêu tính toán bộ truyền.

3.1. Các dạng hỏng.

3.2. Các chỉ tiêu tính toán bộ truyền

4. Vật liệu và ứng suất cho phép.

4.1 Vật liệu chế tạo trục vít và bánh vít.

4.2. Ứng suất cho phép.

5. Hiệu suất và bôi trơn.

5.1. Hiệu suất

5.2. Bôi trơn.

6. Trình tự thiết kế bộ truyền.

1. Khái niệm chung.

Mục tiêu:

- Trình bày cấu tạo, phân tích ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng bộ truyền trục vít –bánh vít;

- Nhận biết các loại bộ truyền trục vít –bánh vít;
- Chủ động tích cực trong học tập

1.1. Cấu tạo và phân loại.

1.1.1. Cấu tạo

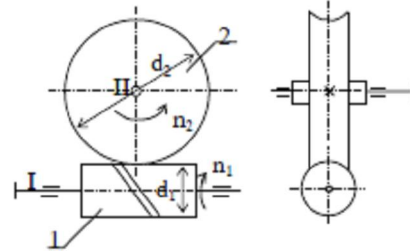
Bộ truyền trục vít - bánh vít thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc với nhau trong không gian (Hình 13.1), hoặc chéo nhau.

Bộ truyền trục vít có 2 bộ phận chính:

+ Trục vít dẫn 1, có đường kính d_1 , trục vít thường làm liền với trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 .

+ Bánh vít 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 trục vít có các đường ren (cũng có thể gọi là răng của trục vít), trên bánh vít có răng tương tự như bánh răng. Khi truyền động ren trục vít ăn khớp với răng bánh vít, tương tự như bộ truyền bánh răng.

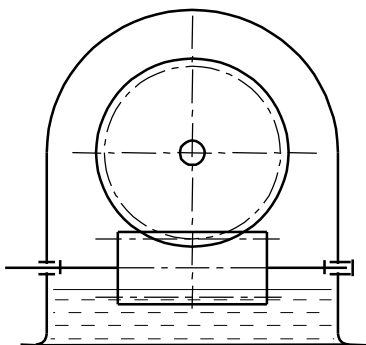


Hình 13.1

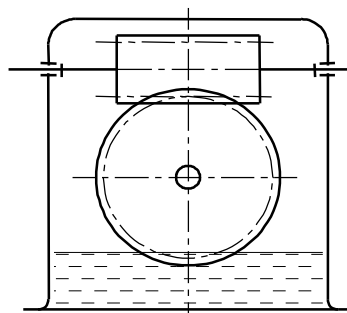
1.1.2. Phân loại.

a. Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít

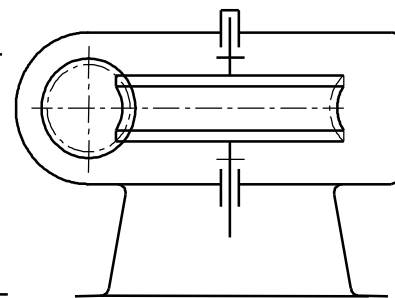
- Bộ truyền trục vít nằm dưới (Hình 14.2)
- Bộ truyền trục vít nằm trên (Hình 14.3)
- Bộ truyền trục vít nằm bên cạnh: (Hình 14.4)



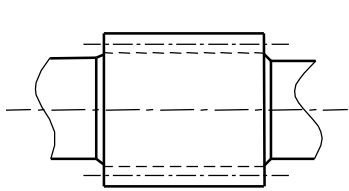
Hình 13.2



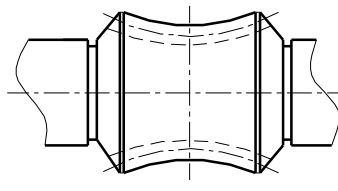
Hình 13.3



Hình 13.4



Hình 13.5



Hình 13.6

b. Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ (Hình 13.5)
- Bộ truyền trục vít lôm (bộ truyền glôbôit) (Hình 13.6)

c. Theo biên dạng (profil)ren

- Bộ truyền trục vít acsimet
- Bộ truyền trục vít Convôlut
- Bộ truyền trục vít thân khai

1.2. Ưu và khuyết điểm.

1.2.1. Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn
- Làm việc êm không ồn
- Có khả năng tự hãm

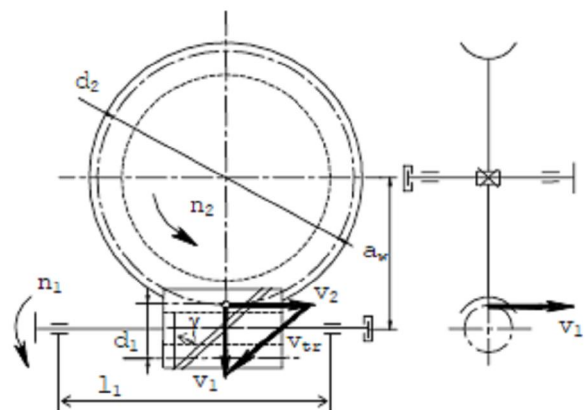
1.2.2. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp
- Phát nhiệt nhiều
- Vật liệu chế tạo bánh vít thường phải có tính giảm ma sát tốt (đồng thanh...) nên đắt tiền

2. Những thông số động học của bộ truyền.

Mục tiêu:

- Trình bày vận tốc và tỷ số truyền của bộ truyền trục vít – bánh vít;
- Phân tích và viết công thức tính các lực tác dụng lên bộ truyền;
- Rèn luyện tính cẩn thận.



Hình 13.7

2.1. Vận tốc và tỷ số truyền.

- n_1, n_2 : Lần lượt là số vòng quay của trục vít, và bánh vít, (v/ph)
- Z_1 : Số mối ren của trục vít;
- Z_2 : Số răng bánh vít
- Tỷ số truyền, ký hiệu là u ,

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

- Công suất trên trục dẫn P_1 (kW) công suất trên trục bị dẫn P_2 (kW)
- Vận tốc vòng của bánh dẫn v_1 , bánh bị dẫn v_2 ; m/s. Vận tốc trượt v_{tr} . Trong bộ truyền trục vít vận tốc trượt rất lớn (Hình 13.7), $v_{tr} = v_1 / \cos\gamma$.

2.2. Lực tác dụng lên bộ truyền.

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau (Hình 13.8):

- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 . Giá trị của F_{t1} và F_{t2} :

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}, F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định:

$$F_{t1} = F_{t2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi)$$

Trong đó φ là góc ma sát trên bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và răng bánh vít.

γ : Góc nâng ren trục vít

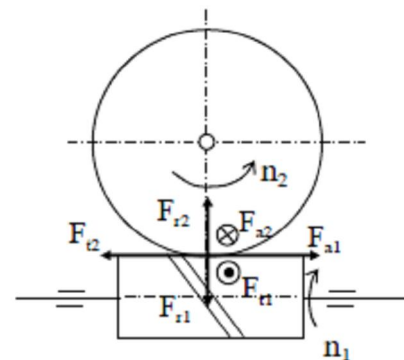
T_1, T_2 : Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)

d_1, d_2 : Đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít; (mm)

- Lực hướng tâm 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.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha / \cos\gamma$$

- Lực dọc trục 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}, F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:



Hình 13.8

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1$$

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

3. Các dạng hỏng và các chỉ tiêu tính toán bộ truyền.

Mục tiêu:

- Phân tích các dạng hỏng của bộ truyền trục vít – bánh vít;
- Trình bày các chỉ tiêu tính toán bộ truyền;
- Rèn luyện khả năng phân tích logic

3.1. Các dạng hỏng.

Trong quá trình làm việc, bộ truyền trục vít - bánh vít có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Đính xước bề mặt, thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có đính các hạt kim loại, bị bứt ra từ bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra đính lên mặt ren trục vít, tạo thành các vấu, các vấu này cào xước mặt răng bánh vít.

- Mòn răng bánh vít và ren trục vít, do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng bánh vít. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có áp suất trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- Biến dạng mặt răng, trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

- Gãy răng bánh vít, một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm.

Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.

- Nhiệt độ làm việc quá cao. Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các mối ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục dẫn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.
- Trục vít bị uốn cong, do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l_1 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

3.2. Các chỉ tiêu tính toán bộ truyền

Để tránh các dạng hỏng nêu trên, người ta tính toán bộ truyền trục vít theo các chỉ tiêu:

$$\sigma_H \leq [\sigma_{H2}] \quad (13-1)$$

$$\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}] \quad (13-2)$$

$$\theta_{lv} \leq [\theta] \quad (13-3)$$

$$F_{a1} \leq [F_a] \quad (13-4)$$

Trong đó:

σ_H là ứng suất tiếp xúc tại điểm nguy hiểm trên mặt răng,

$[\sigma_{H2}]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép của mặt răng bánh vít.

σ_{F2} là ứng suất uốn tại điểm nguy hiểm trên tiết diện chân răng bánh vít,

$[\sigma_{F2}]$ là ứng suất uốn cho phép của răng bánh vít, tính theo sức bền mỏi.

θ_{lv} là nhiệt độ làm việc của bộ truyền trục vít.

$[\theta]$ là nhiệt độ làm việc cho phép của bộ truyền.

$[F_a]$ là lực dọc trục cho phép của trục vít.

Tính toán bộ truyền trục vít theo chỉ tiêu 13-1, là tính theo sức bền tiếp xúc.

Tính theo chỉ tiêu 13-2, gọi là tính theo sức bền uốn.

Tính theo chỉ tiêu 13-3, gọi là tính theo điều kiện chịu nhiệt.

Tính theo chỉ tiêu 13-4, gọi là tính theo độ ổn định thân trục vít.

4. Vật liệu và ứng suất cho phép.

Mục tiêu:

- Trình bày vật liệu chế tạo trục vít, bánh vít và ứng suất cho phép
- Chủ động tích cực trong học tập.

4.1 Vật liệu chế tạo trục vít và bánh vít.

Vật liệu chế tạo trục vít, bánh vít có thể chọn như sau:

- Khi truyền công suất nhỏ (dưới 3kW), nên dùng trục vít Acsmet hoặc Covôlut không mài. Trục vít được làm bằng thép C35, C45, C50, C35CrCu, tôi cải thiện có độ rắn bề mặt dưới 350 HB.

- Khi truyền công suất trung bình và lớn, người ta dùng trục vít thân khai có mài. Thường dùng loại thép C40Cr, 40CrNi, 12CrNi3Al, 20CrNi3Al, 30CrMnPbAl, tôi đạt độ rắn bề mặt 45 ÷ 50 HRC. Sau khi cắt ren, tôi bề mặt ren, sau đó mài ren và đánh bóng. Trục vít tôi thường dùng ăn khớp với bánh vít bằng đồng thanh.

- Bánh vít trong các bộ truyền kín có vận tốc trượt $v_{tr} \leq 5$ m/s, được làm bằng đồng thanh không thiếc, như: BCuAl19Fe4, BCuAl10Fe4Ni4; hoặc đồng thau LCu66Al6Fe3Mg2, LCu58Mg2Pb2.

Nếu vận tốc trượt trong khoảng 5 ÷ 12 m/s, bánh vít được chế tạo bằng đồng thanh ít thiếc, như: BCuSn6Zn6Pb3, BCuSn5Zn5Pb5.

Nếu vận tốc trượt lớn hơn nữa, có thể dùng đồng thanh nhiều thiếc, như: BCuSn10P1, BCuSn10NiP.

- Trong các bộ truyền quay tay, hoặc công suất nhỏ, bánh vít được chế tạo bằng gang, ví dụ như: GX10, GX15, GX18, GX20. Trường hợp này dùng trục vít bằng thép C35, C40, C45, tôi cải thiện đạt độ rắn 300 HB ÷ 350 HB.

4.2. Ứng suất cho phép.

Ứng suất tiếp xúc cho phép có thể chọn như sau:

- Đối với các bánh vít bằng đồng thanh thiếc, có $\sigma_b < 300$ MPa,

$$\text{lấy } [\sigma_H] = (0,75 \div 0,9) \cdot \sigma_b \cdot K_{NH}$$

Trong đó K_{NH} là hệ số kể đến số chu kỳ ứng suất. $K_{NH} = \sqrt[4]{\frac{N}{N_o}}$

- Đối với các bánh vít bằng đồng thanh không thiếc, có $\sigma_b > 300$ MPa,

$$\text{lấy } [\sigma_H] = 250 \text{ MPa, khi vận tốc } v_{tr} = 0,5 \text{ m/s,}$$

$$[\sigma_H] = 210 \text{ MPa, khi vận tốc } v_{tr} = 2 \text{ m/s,}$$

$$[\sigma_H] = 160 \text{ MPa, khi vận tốc } v_{tr} = 4 \text{ m/s,}$$

$$[\sigma_H] = 120 \text{ MPa, khi vận tốc } v_{tr} = 6 \text{ m/s,}$$

- Đối với bánh vít bằng gang,

$$\text{lấy } [\sigma_H] = 120 \text{ MPa, khi vận tốc } v_{tr} = 0,5 \text{ m/s,}$$

$$[\sigma_H] = 110 \text{ MPa, khi vận tốc } v_{tr} = 1 \text{ m/s,}$$

Ứng suất uốn cho phép có thể lấy như sau:

- Đối với bánh vít bằng đồng thanh,

$$\text{quay một chiều, lấy } [\sigma_F] = (0,25 \cdot \sigma_{ch} + 0,08 \cdot \sigma_b) \cdot K_{NF}$$

$$\text{quay hai chiều, lấy } [\sigma_F] = 0,16 \cdot \sigma_b \cdot K_{NF}$$

K_{NF} là hệ số kể đến số chu kỳ ứng suất $K_{FH} = \sqrt[9]{\frac{N}{N_o}}$

- Đối với bánh vít bằng gang,
quay một chiều, lấy $[\sigma_F] = 0,12 \cdot \sigma_{bu}$
quay hai chiều, lấy lấy $[\sigma_F] = 0,075 \cdot \sigma_{bu}$

Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép quá tải có thể chọn như sau:

Bánh vít bằng đồng thanh thiếc, lấy $[\sigma_{Hqt}] = 4 \cdot \sigma_{ch}$, $[\sigma_{Fqt}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch}$,

Bánh vít bằng đồng thanh không thiếc, lấy $[\sigma_{Hqt}] = 4 \cdot \sigma_{ch}$, $[\sigma_{Fqt}] = 0,8 \cdot \sigma_{ch}$,

Bánh vít bằng gang, lấy $[\sigma_{Hqt}] = 1,5 \cdot [\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{Fqt}] = 0,6 \cdot \sigma_b$.

5. Hiệu suất và bôi trơn.

Mục tiêu:

- Viết được công thức tính hiệu suất của bộ truyền trục vít – bánh vít;
- Trình bày cách bôi trơn bộ truyền trục vít – bánh vít;
- Chủ động, tích cực trong học tập

5.1. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu. Vì vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, trường hợp trục vít dẫn động, thì hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)} \quad (13 - 5)$$

Nếu xét đến cả mất mát công suất do khuấy dầu thì hiệu suất được tính theo công thức

$$\eta = 0,95 \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)} \quad (13 - 6)$$

Qua công thức trên ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc nâng ren trục vít γ và giảm góc ma sát φ . Xét biến thiên của hiệu suất η theo góc nâng ren trục vít γ , khi $\gamma = 45^\circ - \varphi/2$ hiệu suất η có hệ số cực đại. Tuy nhiên để kích thước bộ truyền không quá lớn hoặc không làm giảm độ cứng vững của trục vít thì thường lấy γ không quá 25° .

Khi kích thước bộ truyền chưa được xác định (do đó chưa biết được vận tốc trượt v_{tr} và γ) có thể lấy sơ bộ hiệu suất như sau:

$$Z_1 = 1 \text{ thì } \eta = 0,7 \div 0,75$$

$$Z_1 = 2 \text{ thì } \eta = 0,75 \div 0,82$$

$$Z_1 = 4 \text{ thì } \eta = 0,87 \div 0,92$$

Trường hợp bánh vít dẫn động hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức sau:

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}{\operatorname{tg}\gamma} \quad (14 - 6)$$

Hiệu suất của bộ truyền có bánh vít dẫn động rất thấp ($\eta < 0,5$). Từ công thức (14 - 6) ta có thể thấy khi $\gamma \leq \varphi$ thì $\eta \leq 0$, nghĩa là bộ truyền tự hãm (chuyển động không thể truyền từ bánh vít sang trục vít)

5.2. Bôi trơn.

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải bôi trơn cho bộ truyền. Để bôi trơn cho bộ truyền thì một phần trục vít hoặc một phần bánh vít phải được nhúng trong dầu tùy theo vị trí bánh vít ở dưới hay trục vít ở dưới. Để tránh mất mát nhiều công suất do khuấy dầu, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập 1/3 bánh kính bánh vít. Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng $0,35 \div 0,7$ lít cho 1 kW. Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12 \text{ m/s}$ thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu.

Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng khả năng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp cho dầu bôi trơn theo bảng 6. Để tăng khả năng chống dính nên pha thêm khoảng 3 ÷ 10% dầu thực vật hoặc mỡ động vật.

Bảng 6: Chọn độ nhớt động của dầu bôi trơn bộ truyền trục vít (Ở nhiệt độ 50°C và 100°C)

Vận tốc trượt v_{tr} , m/s	Dưới 1	Dưới 2,5	Dưới 5	5÷10	10÷15	15÷25	Trên 25
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 50°C	450	270	180	120	85	60	45
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 100°C	53	34	23	15	-	-	-

6. Trình tự thiết kế bộ truyền.

Mục tiêu:

- Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít
- Chủ động tích cực trong học tập

Thiết kế bộ truyền trục vít có thể thực hiện theo trình tự sau:

1- Chọn vật liệu trục vít, cách nhiệt luyện. Dự đoán vận tốc trượt v_{sb} , chọn vật liệu bánh vít. Chọn phương pháp gia công, chọn cấp chính xác gia công.

2- Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F2}]$, nếu có tải trọng quá tải cần xác định thêm $[\sigma_{Hqt}]$, $[\sigma_{Fqt}]$. Xác định $[F_a]$ và $[\theta]$.

3- Chọn số mối ren z_1 , tính số răng $z_2 = u.z_1$. Chọn hệ số đường kính trục vít q theo tiêu chuẩn. Tính góc nâng $\gamma = \arctg(z_1/q)$. Chọn giá trị sơ bộ của hiệu suất η_{sb} .

4- Tính khoảng cách trục a_w theo công thức 14-7. Tính mô đun $m = 2.a_w/(z_2+q)$, lấy giá trị của m theo tiêu chuẩn. Tính mô đun pháp $m_n = m.\cos\gamma$.

5- Tính các kích thước chủ yếu của bộ truyền:

Đường kính vòng chia trục vít, $d_1 = m.z_1$;

Đường kính vòng chia bánh vít, $d_2 = m.z_2$;

Chiều rộng vành bánh vít $B_2 = 0,75.d_{a1}$, khi $z_1 = 1$ hoặc 2.

$B_2 = 0,67.d_{a1}$, khi $z_1 = 4$.

Chiều dài phần gia công ren của trục vít có thể lấy:

$B_1 \geq (11+0,07.z_2).m$, khi $z_1 = 1$ hoặc 2.

$B_1 \geq (12,5+0,09.z_2).m$, khi $z_1 = 4$.

6- Kiểm tra vận tốc trượt v_{tr} , kiểm tra giá trị hiệu suất η . Nếu sai khác so với giá trị sơ bộ ban đầu quá 5%, thì phải chọn lại giá trị v_{sb} , hoặc chọn lại η_{sb} và tính lại.

7- Kiểm tra sức bền uốn của bánh vít. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh kích thước của bộ truyền.

8- Kiểm tra điều kiện ổn định của trục vít. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh kích thước của bộ truyền.

9- Kiểm tra điều kiện chịu nhiệt của bộ truyền. Nếu không thỏa mãn, phải tìm cách xử lý.

10- Vẽ kết cấu của trục vít, bánh vít.

11- Tính lực tác dụng lên trục và ổ.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cấu tạo, ưu nhược điểm của bộ truyền trục vít – bánh vít?

2. Phân biệt các loại bộ truyền trục vít – bánh vít?

3. Trình bày các thông số động học của bộ truyền trục vít – bánh vít?

4. Phân tích các lực và viết công thức tính các lực tác dụng lên bộ truyền trục vít?

5. Trình bày các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán của bộ truyền trục vít – bánh vít ?

6. Trình bày ứng suất cho phép dùng trong tính toán bộ truyền trục vít ?
7. Nêu vật liệu chế tạo bánh vít, trục vít ?
8. Viết công thức tính hiệu suất của bộ truyền ? Phân tích sự ảnh hưởng của góc γ và góc φ đến hiệu suất của bộ truyền trục vít – bánh vít ?
9. Trình bày cách bôi trơn bộ truyền ?
10. Nêu trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít ?

Chương 8: TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

Mã chương/ bài: MH13-14

Mục tiêu:

+ Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền xích.

+ Phân tích được điều kiện làm việc, các biện pháp khắc phục các dạng hỏng.

+ Xây dựng được các công thức tính toán thiết kế bộ truyền theo áp suất cho phép và kiểm tra số lần va đập của xích.

+ Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Khái niệm chung.

1.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.

1.3. Phân loại xích.

2. Những thông số cơ bản của truyền động xích.

2.1. Các thông số hình học của bộ truyền xích

2.2. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình.

2.3. Tỷ số truyền tức thời.

2.4. Tải trọng động va đập của bản lề xích và răng đĩa.

3. Các dạng hỏng của bộ truyền xích

4. Tính toán bộ truyền xích.

5. Trình tự thiết kế bộ truyền xích.

1. Khái niệm chung.

Mục tiêu:

- Trình bày cấu tạo và nguyên lý làm việc của bộ truyền xích;

- Phân tích ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền xích;

- Phân biệt các loại xích truyền động;

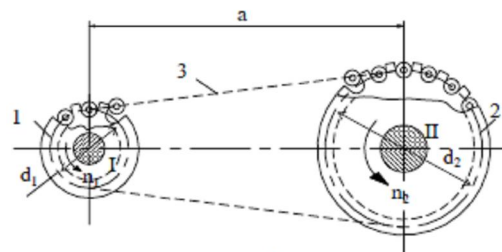
- Chủ động tích cực trong học tập

1.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

1.1.1. Cấu tạo

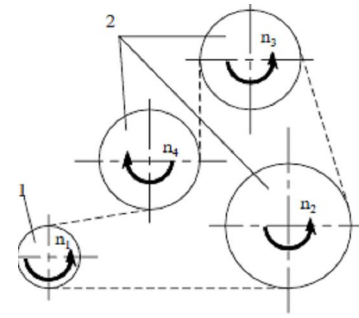
Bộ truyền xích thường dùng truyền chuyển động giữa hai trục song song với nhau và cách xa nhau (Hình 14.1), hoặc truyền chuyển động từ một trục dẫn đến nhiều trục bị dẫn (Hình 14.2).

Bộ truyền xích có 3 bộ phận chính:



Hình 14.1

+ 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 .



Hình 14.2

+ 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.

1.1.2. Nguyên lý làm việc.

Nguyên lý làm việc của bộ truyền xích: dây xích ăn khớp với răng đĩa xích gần giống như thanh răng ăn khớp với bánh răng. 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 tỷ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng.

1.2.1. Ưu điểm

Bộ truyền xích có khả năng tải cao hơn, kích thước nhỏ gọn hơn so với bộ truyền đai.

- Bộ truyền xích có thể truyền chuyển động giữa hai trục xa nhau, mà kích thước của bộ truyền không lớn.
- Bộ truyền xích có thể truyền chuyển động từ một trục dẫn đến nhiều trục bị dẫn ở xa nhau.
- Hiệu suất truyền động cao hơn đai.

1.2.2. Nhược điểm

- Bộ truyền xích có vận tốc và tỷ số truyền tức thời không ổn định.
- Bộ truyền làm việc có nhiều tiếng ồn.
- Yêu cầu chăm sóc, bôi trơn thường xuyên trong quá trình sử dụng.
- Bản lề xích mau bị mòn, và có quá nhiều mối ghép, nên tuổi thọ không cao.

1.2.3. phạm vi sử dụng

- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.
- Khi cần truyền chuyển động giữa các trục xa nhau, hoặc truyền chuyển động từ một trục đến nhiều trục.
- Bộ truyền xích thường dùng truyền tải trọng từ nhỏ đến trung bình. Tải trọng cực đại có thể đến 100 kW.
- Bộ truyền có thể làm việc với vận tốc nhỏ, đến trung bình. Vận tốc thường dùng không nên quá 6 m/s. Vận tốc lớn nhất có thể dùng 25 m/s, khi tỷ số truyền nhỏ hơn 3.
- Tỷ số truyền thường dùng từ $1 \div 7$. Tỷ số truyền tối đa không nên quá 15.
- Hiệu suất trung bình trong khoảng 0,96 đến 0,98 .

1.3. Phân loại xích.

Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành các loại:

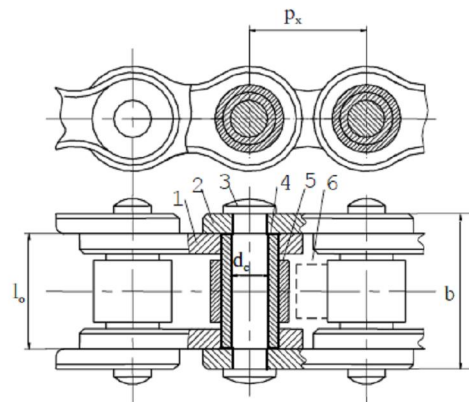
- *Xích con lăn* (Hình 15.3). Các má xích được dập từ thép tấm, má xích 1 ghép với ống lót 4 tạo thành mắt xích trong. Các má xích 2 được ghép với chốt 3 tạo thành mắt xích ngoài. Chốt và ống lót tạo thành khớp bản lề, để xích có thể quay gập. Con lăn 5 lắp lỏng với ống lót, để giảm mòn cho răng đĩa xích và ống lót. Số 6 biểu diễn tiết diện ngang của răng đĩa xích. Xích con lăn được tiêu chuẩn hóa cao. Xích được chế tạo trong nhà máy chuyên môn hóa.

- *Xích ống*, có kết cấu tương tự như xích ống con lăn, nhưng không có con lăn. Xích được chế tạo với độ chính xác thấp, giá tương đối rẻ.

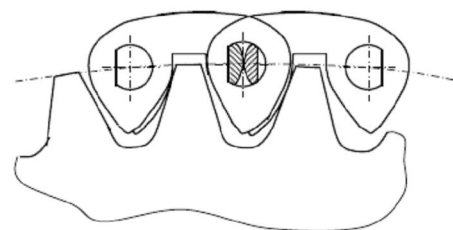
- *Xích răng* (Hình 14.4), khớp bản lề được tạo thành do hai nửa chốt hình trụ tiếp xúc nhau. Mỗi mắt xích có nhiều má xích lắp ghép trên chốt. Khả năng

tải của xích răng lớn hơn nhiều so với xích ống con lăn có cùng kích thước. Giá thành của xích răng cao hơn xích ống con lăn. Xích răng được tiêu chuẩn hóa rất cao.

Trong các loại trên, xích con lăn được dùng nhiều hơn cả. Xích ống chỉ dùng trong các máy đơn giản, làm việc với tốc độ thấp. Xích răng được dùng khi cần truyền tải



Hình 14.3



Hình 14.4

trọng lớn, yêu cầu kích thước nhỏ gọn. Trong chương này chủ yếu trình bày xích ống con lăn.

2. Những thông số cơ bản của truyền động xích.

Mục tiêu:

- Trình bày các thông số hình học cơ bản của bộ truyền xích;
- Viết được công thức tính tỷ số truyền trung bình, tỷ số truyền tức thời, vận tốc xích trung bình, tải trọng động va đập của bản lề xích và răng đĩa xích;
- Rèn luyện tính cẩn thận.

2.1. Các thông số hình học của bộ truyền xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn d_1 , của đĩa bị dẫn 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 15.5).

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.

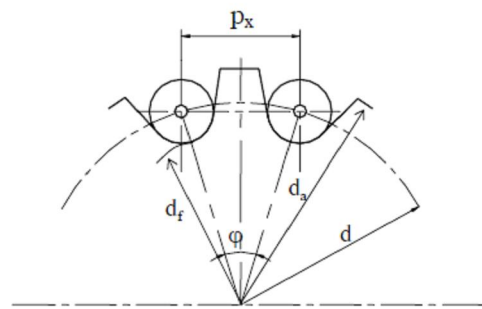
- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.

- Số răng của đĩa xích dẫn z_1 , của đĩa xích bị dẫn z_2 .

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

- Số mắt của dây xích N_x . Số mắt xích nên lấy là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau. Nếu số mắt xích N_x là số lẻ, phải dùng má xích chuyển tiếp để nối. Má chuyển tiếp rất dễ bị gãy. Số mắt xích: $N_x = L/p_x$.

- Khoảng cách trục a , là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.



Hình 14.5

2.2. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình.

a) Vận tốc trung bình V của xích

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}$$

Trong đó: n_1 : Tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

n_2 : Tốc độ quay của đĩa xích bị dẫn (vg/ph)

Vì $\pi \cdot D_1 \approx Z_1 \cdot t$ và $\pi \cdot D_2 \approx Z_2 \cdot t$, nên thay vào ta có:

$$V = \frac{n_1 \cdot Z_1 \cdot t}{60 \cdot 10^3} = \frac{n_2 \cdot Z_2 \cdot t}{60 \cdot 10^3}$$

Z_1, Z_2 : Số răng đĩa xích dẫn và đĩa xích bị dẫn

t: Bước xích

b) Tỷ số truyền trung bình của bộ truyền

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

2.3. Tỷ số truyền tức thời.

$$\text{Tỷ số truyền tức thời } u_{tt} = \frac{d_2 \cos \alpha}{d_1 \cos \alpha_1}$$

Trong đó: α, α_1 : lần lượt là góc gãy khúc của xích khi vào khớp đối với bánh bị dẫn và bánh dẫn.

Có thể giảm bớt sự chuyển động không đều của đĩa xích bị dẫn bằng cách tăng số răng đĩa xích, để cho khoảng biến thiên của α và α_1 giảm đi.

2.4. Tải trọng động và đập của bản lề xích và răng đĩa.

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{q \cdot A \cdot n_1^2 \cdot t}{18 \cdot 10^4} \quad (\text{N})$$

Trong đó m: khối lượng xích (kg)

a_x : Gia tốc xích (m/s)

A: khoảng cách trục (mm)

t: Bước xích (mm)

n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

q: khối lượng 1 mét xích (kg/m)

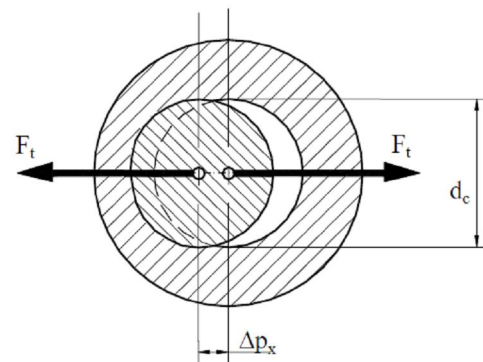
3. Các dạng hỏng của bộ truyền xích

Mục tiêu:

- Phân tích các dạng hỏng của bộ truyền xích

- Chủ động tích cực trong học tập

Trong khi làm việc, trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

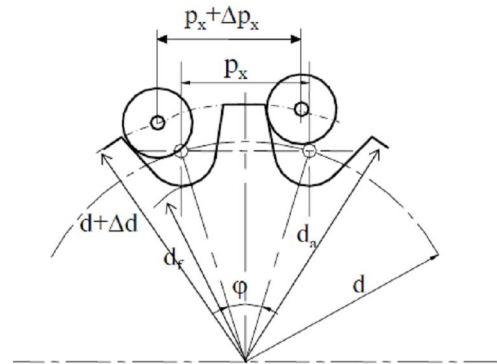


- Đứt xích, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.
- Mòn bản lề xích. Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp suất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh. Ổng lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x (Hình 14.9).

Khi bước xích tăng thêm, toàn bộ dây xích bị đẩy ra phía đỉnh răng đĩa xích, tâm các chốt nằm trên đường tròn có đường kính $d+\Delta d$. Xích dễ bị tuột ra khỏi đĩa xích (Hình 15.10).

Mòn làm giảm đáng kể tiết diện ngang của chốt, có thể dẫn đến gãy chốt.

- Các phần tử của dây xích bị mỏi: rỗ bề mặt con lăn, ồng lót, gãy chốt, vỡ con lăn.
- Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gãy.



Hình 14.10

4. Tính toán bộ truyền xích.

Mục tiêu:

- Trình bày cách tính toán bộ truyền xích theo áp suất.
- Chủ động tích cực trong học tập

Để hạn chế các dạng hỏng kể trên, bộ truyền xích cần được tính toán thiết kế hoặc kiểm tra theo chỉ tiêu sau:

$$p \leq [p]$$

Trong đó p là áp suất trên bề mặt tiếp xúc của chốt và ồng lót, MPa.

$[p]$ là áp suất cho phép của khớp bản lề, MPa.

Bài toán thiết kế bộ truyền xích thực hiện các nội dung chủ yếu sau đây:

+ Chọn loại xích, dự kiến số vòng quay, xác định áp suất cho phép $[p]$.

$$p = \frac{2KT_1}{d_1 AK_x} \leq [p]$$

Trong đó: A là diện tích tính toán của bản lề, $A = d_c \cdot l_0$.

K là hệ số tải trọng, giá trị của K phụ thuộc vào đặc tính tải trọng, kích thước, vị trí và điều kiện sử dụng bộ truyền. K được tính theo công thức:

$$K = K_d \cdot K_a \cdot K_0 \cdot K_{dc} \cdot K_b$$

+ K_d là hệ số kể đến tải trọng động. Nếu tải trọng va đập mạnh lấy $K_d = 1,8$. Nếu tải trọng va đập trung bình, lấy $K_d = 1,2 \div 1,5$.

+ K_a là hệ số kể đến số vòng chạy của xích trong một giây. Nếu $a = (30 \div 50) \cdot p_x$, lấy $K_a = 1$. Nếu $a = (60 \div 80) \cdot p_x$, lấy $K_a = 0,8$. Nếu $a < 25 \cdot p_x$, lấy $K_a = 1,25$.

+ K_0 là hệ số kể đến cách bố trí bộ truyền. Nếu bộ truyền đặt nghiêng so với phương ngang một góc nhỏ hơn 60° , lấy $K_0 = 1$. Trường hợp khác lấy $K_0 = 1,25$.

+ K_{dc} là hệ số kể đến khả năng điều chỉnh lực căng xích. Nếu không điều chỉnh được, lấy $K_{dc} = 1,25$. Nếu điều chỉnh được thường xuyên, lấy $K_{dc} = 1$.

+ K_b là hệ số kể đến điều kiện bôi trơn. Nếu bôi trơn ngâm dầu, lấy $K_b = 0,8$. Nếu bôi trơn nhỏ giọt, lấy $K_b = 1$. Nếu bôi trơn định kỳ, lấy $K_b = 1,5$.

+ K_x là hệ số kể đến dùng nhiều dãy xích. Nếu dùng xích 1 dãy, lấy $K_x = 1$. Nếu dùng xích 2 dãy, lấy $K_x = 1,7$. Nếu dùng 3 dãy xích, lấy $K_x = 2,4$.

- Áp suất cho phép $[p]$ được xác định theo thực nghiệm. Tra bảng trong các sổ tay thiết kế phụ thuộc vào số vòng quay và bước xích.

Có thể tính gần đúng $d_1 = z_1 \cdot p_x / \pi$; và diện tích $A \approx 0,28 \cdot p_x^2$. Lúc đó ta có:

$$p_x \geq 2,823 \sqrt{\frac{KT_1}{z_1 K_x [p]}}$$

+ Chọn p_x theo giá trị tiêu chuẩn, tính các kích thước khác của bộ truyền, vẽ kết cấu của đĩa xích dẫn, đĩa xích bị dẫn.

5. Trình tự thiết kế bộ truyền xích

Mục tiêu:

- Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền xích
- Chủ động tích cực trong học tập

Kích thước của bộ truyền xích được tính toán thiết kế theo trình tự sau:

- 1- Chọn loại xích. Thông thường chọn xích ống con lăn.
- 2- Chọn số răng đĩa xích nhỏ, $z_1 = 29 - 2 \cdot u \geq 19$. Tính $z_2 = u \cdot z_1$
- 3- Tính bước xích p_x , lấy p_x theo dãy số tiêu chuẩn.

Kiểm tra điều kiện $p_x \leq p_{x_{\max}}$. Nếu không thỏa mãn, phải tăng số dãy xích để giảm giá trị bước xích.

4- Tính đường kính của đĩa xích. $d_1 = p_x / \sin(\pi/z_1)$; $d_2 = u \cdot d_1$.

5- Xác định sơ bộ khoảng cách trục a_{sb} . Lấy $a_{sb} = (30 \div 50) \cdot p_x$. Kiểm tra điều kiện $a_{sb} > (d_1 + d_2)/2 + 2 \cdot h$; h là chiều cao của răng đĩa xích. Tính góc ôm α_1 theo công thức (15-1). Kiểm tra điều kiện $\alpha_1 \geq 120^\circ$. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh khoảng cách trục a_{sb} .

6- Tính chiều dài xích L_{sb} theo a_{sb} , dùng công thức (15-2). Tính số mắt xích $N_x = L_{sb} / p_x$. Lấy N_x là số chẵn. Tính chiều dài $L = N_x \cdot p_x$. Tính khoảng cách trục a theo L , dùng công thức (15-3). Để tránh lực căng ban đầu trong xích, bớt khoảng cách trục a đi một lượng $\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a$.

7- Tính chiều rộng B của đĩa xích. Vẽ kết cấu đĩa xích dẫn và đĩa xích bị dẫn.

8- Tính lực tác dụng lên trục F

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cấu tạo, nguyên lý làm việc của bộ truyền xích?
2. Phân tích ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền xích?
3. Trình bày các thông số hình học chính của bộ truyền xích?
4. Viết công thức tính vận tốc xích trung bình, tỷ số truyền trung bình, tỷ số truyền tức thời và tải trọng va đập?
5. Phân tích các dạng hỏng của bộ truyền xích?
6. Trình bày cách tính toán bộ truyền xích theo áp suất cho phép?
7. Nêu trình tự thiết kế bộ truyền xích?

Chương 9: TRỤC

Mã chương/ bài: MH13-15

Mục tiêu:

- + Trình bày được công dụng và phân loại kết cấu trục.
- + Phân tích được các dạng hỏng, biết cách định vị các chi tiết máy trên trục và các biện pháp nâng cao sức bền mỏi của trục.
- + Xây dựng được các công thức tính toán thiết kế trục.

+ Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính

1. Khái niệm chung.

1.1. Công dụng.

1.2. Phân loại.

1.3. Kết cấu trục và các biện pháp cố định tiết máy quay trên trục

1.3.1. Kết cấu trục

1.3.2. Các biện pháp định vị tiết máy quay trên trục

2. Các dạng hỏng trục – Vật liệu chế tạo trục.

2.1. Các dạng hỏng của trục.

2.2. Vật liệu chế tạo trục.

3. Tính toán trục.

3.1. Tính sơ bộ.

3.2. Tính gần đúng.

3.3. Tính kiểm nghiệm trục.

1. Khái niệm chung.

Mục tiêu:

- Trình bày công dụng, phân loại trục;
- Mô tả kết cấu trục và các biện pháp định vị tiết máy trên trục;
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động trong học tập.

1.1 Công dụng

Trục là tiết máy dùng để đỡ các tiết máy quay như bánh đai, bánh răng, đĩa xích, ... để truyền mômen xoắn hoặc làm cả hai nhiệm vụ trên.

1.2 Phân loại

- Dựa vào tải trọng tác dụng lên trục gồm có:

+ Trục tâm: chỉ đỡ tiết máy quay nghĩa là chỉ chịu mô men uốn mà không chịu mô men xoắn (ví dụ trục của tang cáp trong máy nâng chuyên. Tang cáp được quay nhờ sự ăn khớp của các răng của vành răng trên tang. Trục có thể quay hoặc không quay cùng với tang).

+ Trục truyền chung: là trục luôn quay, chỉ dùng để truyền mô men xoắn đến các bộ phận máy công tác nghĩa là chỉ chịu mô men xoắn.

+ Trục truyền: là trục luôn quay, vừa đỡ các tiết máy quay vừa truyền mô men xoắn đến các tiết máy quay và ngược lại nghĩa là có thể tiếp nhận đồng thời cả mô men uốn lẫn mô men xoắn, (ví dụ trục trong hộp giảm tốc).

- Dựa theo dạng đường tâm trục

+ Trục thẳng: đường tâm trục là đường thẳng;

+ Trục khuỷu: đường tâm trục là đường gấp khúc (ví dụ trục khuỷu trong động cơ đốt trong);

+ Trục mềm: dùng để truyền chuyển động quay và mô men xoắn giữa các bộ phận máy có vị trí thay đổi khi làm việc (ví dụ trục trong máy chữa răng).

- Theo cấu tạo chia ra: trục trơn, trục bậc, trục đặc và trục rỗng. Với loại trục tiết diện tròn thì:

+ Trục trơn: có đường kính không đổi trên suốt chiều dài trục. Trục trơn ngắn còn gọi là chốt;

+ Trục bậc: đường kính giảm dần về 2 đầu trục;

+ Trục đặc: tiết diện là hình tròn đặc;

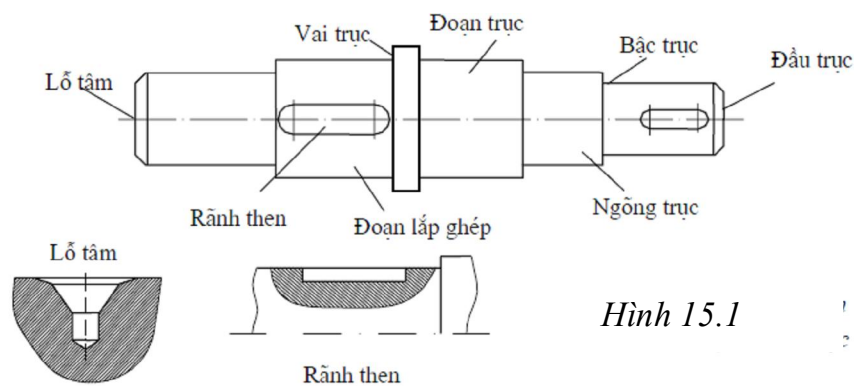
+ Trục rỗng: tiết diện là hình vành khăn.

1.3. Kết cấu trục và các biện pháp cố định tiết máy quay trên trục

1.3.1. Kết cấu trục

Các yếu tố quyết định kết cấu trục:

- Trị số và tình hình phân bố tải trọng tác dụng lên trục;
- Cách bố trí và cố định các tiết máy trên trục;
- Phương pháp gia công và lắp ghép;
- Quy mô và khả năng chế tạo của cơ sở sản xuất.



Hình 15.1

Kết cấu trục

Kết cấu của trục được xác định theo tình hình phân bố lực tác dụng lên trục, cách bố trí và cố định các tiết máy lắp trên trục, phương pháp gia công và lắp ghép v.v...

Trục thường được chế tạo có dạng hình trụ tròn nhiều bậc (gồm nhiều đoạn có đường kính khác nhau). Ít khi dùng trục trơn, có đường kính không đổi theo chiều dài vì không thích hợp với đặc điểm phân bố ứng suất tròn trục: ứng suất thay đổi theo chiều dài trục; mặt khác lắp ghép và sửa chữa khó khăn, phức tạp.

Khi cần giảm khối lượng có thể làm trục rỗng, tuy nhiên giá thành chế tạo khá đắt

Một số chú ý khi định kết cấu trục

- Ngõng trục là đoạn trục lắp với ổ trục và thân trục là phần trục để lắp các tiết máy quay. Đường kính ngõng trục và thân trục phải lấy theo trị số tiêu chuẩn (theo dãy) để thuận tiện cho việc chế tạo và lắp ghép. Riêng đoạn trục tự do (phần không lắp các tiết máy) đường kính không cần tiêu chuẩn.

- Một lần hạ bậc trục, đường kính được phép giảm tối đa từ 10-15 mm. Tại nơi hạ bậc trục phải có bán kính góc lượn, bán kính góc lượn càng lớn càng tốt, dạng elíp là tốt nhất;

- Để đảm bảo khi lắp ráp, tiết máy có thể tỳ sát vào bề mặt định vị của vai trục và giảm tập trung ứng suất thì bán kính góc lượn của vai trục phải nhỏ hơn bán kính góc lượn của tiết máy quay và đường kính tại vai trục phải đủ lớn;

1.3.2. Các biện pháp định vị tiết máy quay trên trục

Định vị theo phương dọc trục: dùng vai trục, gờ trục, vòng chặn bắt vít vào trục, độ côn, dùng vòng đệm cánh;

Định vị theo phương tiếp tuyến: dùng lắp ghép có độ dôi, lắp ghép bằng then hoặc then hoa.

Mỗi một phương pháp chỉ có khả năng định vị tiết máy theo một phương, chiều nhất định. Để có thể định vị được tiết máy trên trục ta phải kết hợp các phương pháp trên.

2. Các dạng hỏng trục – Vật liệu chế tạo trục.

Mục tiêu:

- Phân tích các dạng hỏng của trục;
- Trình bày vật liệu chế tạo trục;
- Rèn luyện tính cẩn thận, chính xác trong học tập

2.1. Các dạng hỏng của trục.

Trục bị hỏng thường do mỏi. Nguyên nhân gây trục có thể là:

- Trục thường xuyên làm việc quá tải. Do khi thiết kế không đánh giá đúng tải trọng tác dụng.
- Sự tập trung ứng suất do thiết kế gây nên (góc lượn, rãnh then, lỗ ...), hoặc do chất lượng chế tạo xấu (vết xước do gia công xấu, kỹ thuật nhiệt luyện kém ...)
- Sử dụng không đúng kỹ thuật (ổ trục điều chỉnh không đúng, khe hở cần thiết quá nhỏ ...)
- Trường hợp dùng ổ trượt nếu tính toán và sử dụng sai, màng dầu không hình thành được, ổ nóng trục nóng lên nhiều.
- Trong một số kết cấu, có khi phải hạn chế biến dạng xoắn của trục (ví dụ như trục của cơ cấu di chuyển cầu lăn...)
- Trục còn có thể bị hỏng do dao động ngang và dao động xoắn, do đó có những trường hợp phải kiểm nghiệm trục về dao động.

2.2. Vật liệu chế tạo trục

Trục được chế tạo từ thép cacbon và thép hợp kim. Khi không cần nhiệt luyện thì dùng thép CT5, khi cần nhiệt luyện thì dùng thép 40, 45, 40X ... Đối với trục chịu tải nặng trong các máy quan trọng thì dùng thép 40XH, 40XHMA, 3XΓΓ... rồi nhiệt luyện.

Các trục quay nhanh trên gối đỡ trượt thì để nâng cao độ chịu mài mòn của gối đỡ nên dùng thép xêmentit hóa 20, 20X. Nếu quay đặc biệt nhanh thì dùng thép 12XH3A, 18XΓΓ

3. Tính toán trục.

Mục tiêu:

- Trình bày cách tính toán trục sơ bộ, tính gần đúng, tính kiểm nghiệm trục;
- Rèn luyện tính cẩn thận, chính xác trong học tập

3.1. Tính sơ bộ.

Để tính sơ bộ đường kính trục có thể dùng công thức kiểm nghiệm. Khi không có công thức kiểm nghiệm thích hợp thì đường kính trục được định sơ bộ theo mômen xoắn vì lúc này chiều dài trục chưa xác định nên chưa tìm được mômen uốn.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,2[\tau]}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó: M_x : Mô men xoắn trên trục, Nmm;

$[\tau] = 20 \div 35 \text{ N/mm}^2$: Ứng suất tiếp cho phép

3.2. Tính gần đúng.

Sau khi tìm được sơ bộ đường kính trục, tiến hành định kết cấu và các kích thước của trục, có xét đến vấn đề lắp, tháo, cố định và định vị các tiết máy trên trục v.v....

Định vị ổ trục và các điểm đặt lực. Trên thực tế lực phân bố trên chiều dài máy, ổ, nhưng để đơn giản ta coi như lực tập trung.

Phân tích lực tác dụng lên trục, tính phản lực và vẽ biểu đồ mômen uốn. Nếu lực nằm trong các mặt phẳng khác nhau thì phân tích chúng ra các thành phần nằm trong mặt phẳng ngang, và tính cả phản lực trong các mặt phẳng này. Vẽ các biểu đồ mômen uốn trong mặt phẳng đứng, mặt phẳng ngang và biểu đồ mômen xoắn

Thực tế cho thấy rằng hầu hết trục phá hỏng là do mỏi. Vì vậy phép tính chính xác trục về cơ bản là cách tính độ bền mỏi và phép tính độ bền mỏi ở đây rút cuộc lại là xác định hệ số an toàn bền tính toán n đối với tiết diện được coi là nguy hiểm của trục. Điều kiện như sau:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

Trong đó:

$[n]$: hệ số an toàn để đảm bảo độ bền, độ cứng vững;

n_σ : Hệ số an toàn theo ứng suất pháp;

n_τ : Hệ số an toàn theo ứng suất tiếp;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad \text{và} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

σ_{-1} : Giới hạn mỏi của vật liệu khi chịu uốn,

Đối với thép cacbon $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$

Đối với thép hợp kim $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B + (70-120) N / mm^2$

τ_{-1} : Giới hạn mỏi của vật liệu khi chịu xoắn, $\tau_{-1} = (0,5 \div 0,58)\sigma_{-1}$

σ_a, τ_a : lần lượt là biên độ ứng suất và ứng suất trung bình của ứng suất pháp;

σ_m, τ_m : lần lượt là biên độ ứng suất và ứng suất trung bình của ứng suất tiếp;

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W_u}, \sigma_m = 0 \text{ (khi tải trọng chiều dọc trục lớn)}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_x}{2W_x}$$

M_u, M_x : Mômen uốn, mômen xoắn;

W_u, W_x : Mômen chống uốn, mômen chống xoắn

k_σ, k_τ : lần lượt là hệ số tập trung ứng suất khi uốn, xoắn

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: lần lượt là hệ số tỷ lệ đường kính trục đối với ứng suất uốn, xoắn

ψ_σ, ψ_τ lần lượt là hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình tới độ bền mỏi uốn và xoắn.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày công dụng, phân loại trục?
2. Trình bày kết cấu trục và các biện pháp cố định tiết máy quay trên trục?
3. Các dạng hỏng trục và vật liệu chế tạo trục?
4. Trình bày cách tính sơ bộ trục?
5. Trình bày cách tính gần đúng trục?
6. Trình bày cách tính kiểm nghiệm trục?

Chương 10: Ổ TRƯỢT

Mã chương/ bài: MH13-16

Mục tiêu:

+ Trình bày được phạm vi sử dụng, phân loại, ưu khuyết điểm, cấu tạo của ổ trượt và ổ lăn.

+ Phân tích được các dạng hỏng và tình hình làm việc của ổ.

+ Lựa chọn được kết cấu ổ trượt và phương pháp tính để chọn ổ lăn hợp lý.

+ Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Ổ trượt.
 - 1.1. Khái niệm.
 - 1.1.1 Cấu tạo
 - 1.1.2. Phạm vi sử dụng
 - 1.1.3. Phân loại ổ trượt
 - 1.2. Tính toán ổ trượt
 - 1.2.1. Các dạng ma sát trong ổ trượt
 - 1.2.2. Khả năng tải của ổ
2. Ổ lăn
 - 2.1. Khái niệm
 - 2.1.1. Công dụng
 - 2.1.2. Cấu tạo
 - 2.1.3. Ưu, nhược điểm
 - 2.1.4. Các loại ổ lăn chính
 - 2.2. Bôi trơn và che kín ổ lăn.
 - 2.2.1. Bôi trơn
 - 2.2.2. Che kín ổ lăn.
 - 2.3. Tính toán ổ lăn.
 - 2.3.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán
 - 2.3.2. Khả năng tải động
 - 2.3.3. Khả năng tải tĩnh

1. Ổ trượt

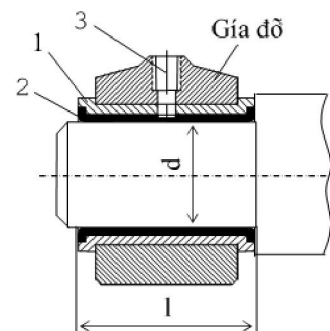
Mục tiêu:

- Trình bày cấu tạo, phạm vi sử dụng của ổ trượt, phân biệt các loại ổ trượt;
- Trình bày các dạng ma sát trong ổ trượt và khả năng tải của ổ trượt bôi trơn thủy động;
- Chủ động, tích cực trong học tập.

1.1. Khái niệm

1.1.1 Cấu tạo

Cấu tạo chung của ổ trượt: kết cấu ổ trượt đơn giản gồm thân ổ (1), lót ổ (2), rãnh dầu (3).

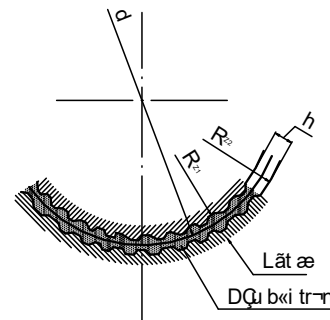


Hình 16.1

1.1.2. Phạm vi sử dụng

Trong các ngành chế tạo máy, ổ trượt được sử dụng ít hơn ổ lăn. Tuy nhiên trong nhiều trường hợp ổ trượt có nhiều ưu việt hơn:

- + Khi trục quay với vận tốc cao (nếu dùng ổ lăn tuổi thọ của ổ sẽ thấp);
- + Khi yêu cầu các phương của trục rất chính xác (trong các máy chính xác). Ổ trượt gồm ít chi tiết nên dễ chế tạo chính xác cao và có thể điều chỉnh được khe hở;
- + Khó chế tạo ổ lăn khi đường kính trục khá lớn;
- + Đảm bảo việc tháo lắp với trục có đường tâm là đường gấp khúc (trục khuỷu);
- + Khi ổ làm việc trong những điều kiện đặc biệt (trong nước và trong các môi trường ăn mòn). Do ổ trượt có thể chế tạo bằng các vật liệu như cao su, gỗ, chất dẻo v.v... nên ổ trượt thích hợp với môi trường làm việc trên;
- + Khi có tải trọng va đập và dao động, ổ trượt có thể làm việc tốt nhờ khả năng giảm chấn của màng dầu bôi trơn;
- + Trong các cơ cấu có vận tốc thấp.



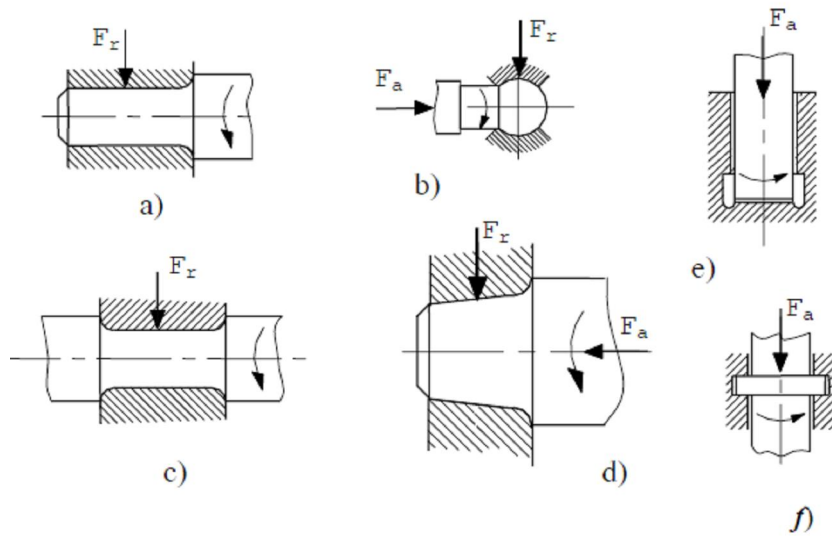
Hình 16.2

1.1.3 Phân loại ổ trượt

Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, ổ trượt được chia thành một số loại như sau:

- Tùy theo khả năng chịu tải, có các loại:
 - + Ổ đỡ là ổ chỉ có khả năng chịu lực hướng tâm (Hình 16.3, a, c).
 - + Ổ đỡ chặn là ổ vừa có khả năng chịu lực hướng tâm, vừa có khả năng chịu lực dọc trục (Hình 16.3, b, d).
 - + Ổ chặn, là ổ chỉ có khả năng chịu lực dọc trục (Hình 16.3, e, f).
- Theo hình dạng của ngõng trục tiếp xúc với ổ, chia ra:
 - + Ổ trụ, ngõng trục là mặt trụ tròn xoay, thường dùng loại có đường sinh thẳng (Hình 16.3, a).
 - + Ổ côn, ngõng trục là mặt nón cụt tròn xoay, thường dùng loại có đường sinh thẳng (Hình 16.3, d).
 - + Ổ cầu, ngõng trục là mặt cầu (Hình 16.3, b).
- Theo kết cấu, người ta chia ra:
 - + Ổ nguyên, ổ là một bạc tròn.

+ Ổ ghép, ổ gồm nhiều mảnh ghép lại với nhau, thông thường dùng ổ hai nửa



Hình 16.3

1.2. Tính toán ổ trượt

1.2.1. Các dạng ma sát trong ổ trượt

Ma sát và bôi trơn có tác dụng quyết định khả năng làm việc của ổ;

Để giảm ma sát và mài mòn ta cần phải bôi trơn ổ. Tùy theo điều kiện bôi trơn ổ ma sát trong ổ có các dạng sau:

- *Ma sát ướt*: là ma sát giữa bề mặt ổng trục và lót ổ được ngăn cách bởi lớp bôi trơn có chiều dày h lớn hơn tổng độ nhấp mô bề mặt.

$$h > R_{Z1} + R_{Z2}$$

R_{Z1}, R_{Z2} - chiều cao trung bình của các nhấp mô bề mặt ổng trục và lót ổ.

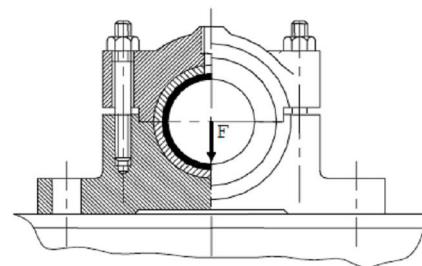
- *Ma sát nửa ướt*: Xuất hiện khi điều kiện trên không được thỏa mãn, nghĩa là lớp bôi trơn không đủ ngập tổng chiều cao nhấp mô bề mặt.

- *Ma sát khô*: là ma sát giữa các bề mặt tuyệt đối sạch, trực tiếp tiếp xúc với nhau;

- *Ma sát nửa khô*: là ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc trực tiếp với nhau có màng hấp phụ;

Vì vậy ổ trượt sẽ làm việc tốt nhất khi được bôi trơn ma sát ướt. Với ma sát khô hoặc nửa khô thì các bề mặt làm việc bị mài mòn nhanh.

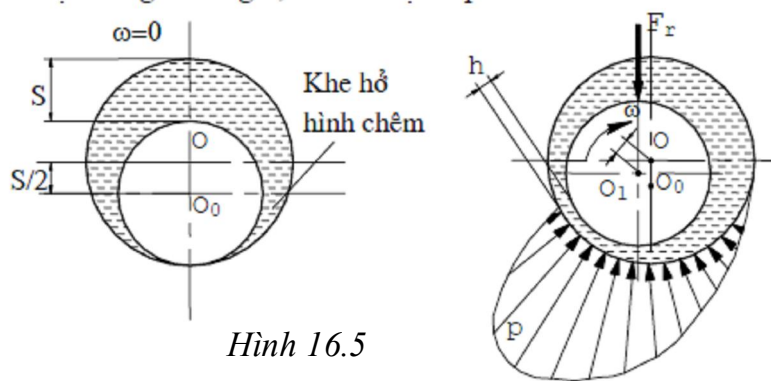
1.2.2. Khả năng tải của ổ



Hình 16.4

Xét khả năng của ổ trượt tạo ma sát ướt bằng bôi trơn thủy động:

- Do đường kính của ngõng trục nhỏ hơn đường kính lỗ lót ổ, nên ở cả hai bên đều có khe hình chêm. Khi vận tốc góc bằng 0, hai bề mặt tiếp xúc với nhau. Khe hở lớn nhất bằng S , khe hở nhỏ nhất bằng 0, lúc này khe hình chêm có độ chêm lớn nhất (Hình 16.5).



Hình 16.5

Như vậy điều kiện thứ nhất về bôi trơn thủy động đã có trong ổ trượt.

- Dầu được chọn có độ nhớt nhất định, và được cung cấp liên tục từ lỗ dầu qua rãnh dầu vào ổ. Như vậy điều kiện thứ hai về bôi trơn thủy động cũng có trong ổ trượt.

- Khi trục quay, vận tốc trượt tương đối giữa hai bề mặt có phương và chiều thích hợp, kéo dầu vào khe hở hình chêm. Nếu ta chọn số vòng quay của trục đủ lớn sẽ có vận tốc trượt lớn. Như vậy điều kiện thứ ba cũng có thể có trong ổ trượt.

Ổ trượt hoàn toàn có khả năng tạo ma sát ướt bằng bôi trơn thủy động.

Quy luật phân bố áp suất p của dầu trên bề mặt của ngõng trục, được trình bày trên hình 16.5. Khả năng tải của lớp dầu, hay áp lực do lớp dầu tác dụng lên ngõng trục được tính theo công thức của lý thuyết Thủy lực:

Trong đó: B là chiều rộng của ổ, mm.

d là đường kính của ngõng trục, mm.

μ là độ nhớt động lực của dầu, cP (xenti poazơ).

ω là vận tốc góc của ngõng trục, rad/s.

ψ là khe hở tương đối, $= S/d$.

Φ là hệ số khả năng tải của ổ.

Giá trị của Φ phụ thuộc vào vị trí của ngõng trục trong lót ổ. Độ lệch tâm e càng lớn thì Φ có giá trị càng lớn. Nếu độ lệch tâm e bằng 0, tâm của hai vòng tròn

trùng nhau, sẽ không còn khe hình chêm, và không có khả năng tăng áp suất cho lớp dầu bôi trơn.

Người ta đã thí nghiệm và lập thành bảng số liệu quan hệ giữa độ lệch tâm e , thông qua hệ số χ , và hệ số khả năng tải. Với $\chi = 2.e/S$, gọi là độ lệch tâm tương đối của ổ trượt.

Như vậy khả năng tải của lớp dầu trong ổ trượt sẽ được tăng lên, khi ta tăng kích thước chiều rộng B và đường kính d của ổ, tăng độ nhớt μ của dầu, tăng vận tốc góc ω và giảm khe hở S giữa ngông trục và lót ổ.

2 Ổ lăn

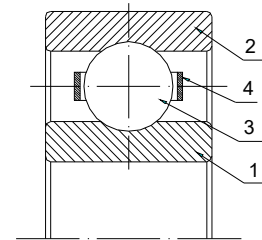
Mục tiêu:

- Trình bày công dụng, cấu tạo, ưu nhược điểm của ổ lăn, phân biệt được các loại ổ lăn chính;
- Trình bày các biện pháp bôi trơn và che kín ổ lăn, các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán, cách tính toán ổ lăn theo khả năng tải động và khả năng tải tĩnh;
- Chủ động, tích cực trong học tập.

2.1. Khái niệm

2.1.1. Công dụng

Ổ lăn là một bộ phận máy tiêu chuẩn, dùng để đỡ trục và các tiết máy lắp trên trục. Nhờ ổ mà trục có thể quay được quanh một đường tâm xác định. Ổ tiếp nhận tải trọng từ trục và truyền cho vỏ máy (gối trục).



Hình 16.6

2.1.2. Cấu tạo

Ổ lăn thường cấu tạo bởi bốn bộ phận chính: Vòng trong 1, vòng ngoài 2, con lăn 3 và vòng cách 4.

+ Vòng trong và vòng ngoài thường có rãnh lăn để con lăn tự do chuyển động trên đó, $r_{\text{rãnh}} > r_{\text{con lăn}}$. Vòng trong được lắp với ngông trục, vòng ngoài được lắp với gối trục. Tùy theo yêu cầu mà vòng trong và vòng ngoài có thể quay hoặc đứng yên.

Ví dụ: Ổ lăn trong hộp giảm tốc, vòng trong quay cùng với ngông trục còn vòng ngoài đứng yên cùng với vỏ hộp.

Ổ lăn của bánh ô tô, vòng trong đứng yên cùng với trục còn vòng ngoài quay cùng với may ơ.

+ Vòng trong và vòng ngoài thường làm bằng thép Crôm hoặc thép hợp kim ít Cacbon thấm than và tôi hoặc thép chịu nhiệt (khi ổ làm việc ở nhiệt độ cao đến 500°C , thép không gỉ (khi làm việc trong môi trường ăn mòn).

+ Vòng cách dùng để giữ cho 2 con lăn liên tiếp luôn cách nhau một khoảng nhất định, không cho hai con lăn kề nhau tiếp xúc trực tiếp với nhau, được chế tạo bằng vật liệu giảm ma sát như thép Cacbon.

2.1.3. Ưu, nhược điểm

Ưu điểm:

Hệ số ma sát nhỏ, mô men cản khi mở máy thấp;

Chăm sóc và bôi trơn đơn giản, ít tổn vật liệu bôi trơn;

Kích thước chiều rộng của ổ lăn nhỏ hơn so với ổ trượt có cùng đường kính ngõng trục;

Mức độ tiêu chuẩn hoá và tính lắp lẫn cao do đó thay thế thuận tiện, giá thành chế tạo tương đối thấp khi sản xuất hàng loạt lớn.

Nhược điểm

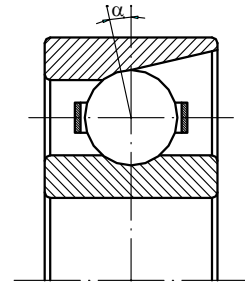
Kích thước hướng kính lớn hơn ổ trượt khi có cùng đường kính ngõng trục;

Lắp ghép tương đối khó khăn, không lắp được ổ lăn vào trục có đường tâm gãy khúc;

Làm việc có nhiều tiếng ồn, khả năng giảm chấn kém;

Lực quán tính tác dụng lên các con lăn khá lớn khi làm việc với vận tốc cao;

- Giá thành tương đối cao khi sản xuất với số lượng ít.



Hình 16.7

2.1.4. Các loại ổ lăn chính

a. Ổ bi đỡ 1 dãy (hình 16.7)

- Dùng chủ yếu là chịu lực hướng tâm. Có thể chịu được một phần nhỏ lực dọc trục bằng 70% khả năng lực hướng tâm không dùng đến;

$$F_a = 0,7 \cdot ([F_r] - F_r);$$

- Có khả năng làm việc bình thường khi ổ nghiêng 15'-20';

Thường dùng trong trường hợp trục ngắn cứng (với $l/d < 10$);

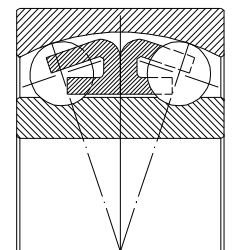
Thường dùng để đỡ các trục của hộp giảm tốc.

b. Ổ bi đỡ chặn

Chịu được cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a một chiều;

Khả năng chịu lực dọc trục của ổ phụ thuộc vào góc tiếp xúc α giữa bi với vòng ngoài. Có 3 loại ổ: $\alpha = 12^\circ, 26^\circ, 36^\circ$. Góc α càng tăng sẽ làm tăng khả năng chịu lực dọc trục của ổ;

Muốn tăng khả năng tải người ta có thể lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng cùng chiều. Trường hợp cần chặn lực dọc trục F_a



theo 2 chiều thì phải lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng ngược chiều nhau.

c. Ổ bi đỡ lòng cầu 2 dãy

- Mặt trong của vòng ngoài là một phần của mặt cầu có tâm nằm trên đường tâm trục của ổ và đường thẳng chia đôi chiều rộng ổ.

Chủ yếu chịu lực hướng tâm F_r và có thể chịu thêm lực dọc trục bằng 20% lực hướng tâm không dùng đến;

Hình 16.8

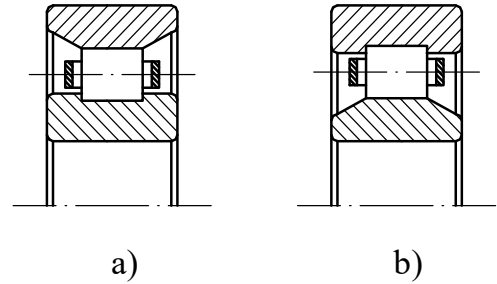
Loại ổ này phù hợp với trục bị uốn nhiều và trục khó đạt được độ đồng tâm khi lắp ghép. Ổ có thể làm việc được bình thường khi trục bị nghiêng từ 2° - 3° .

d. Ổ đĩa trụ ngắn đỡ 1 dãy

Gồm 2 loại:

Loại vòng ngoài tháo rời (hình 16.9.a);

Loại vòng trong tháo rời (hình 16.9.b)



Hình 16.9

Hai ổ này chỉ chịu được lực hướng tâm, khả năng chịu lực hướng tâm gấp 1.6 lần ổ bi đỡ 1 dãy cùng kích thước;

Loại chịu được một ít lực dọc trục 1 chiều ;

Loại chịu được một ít lực dọc trục 2 chiều ;

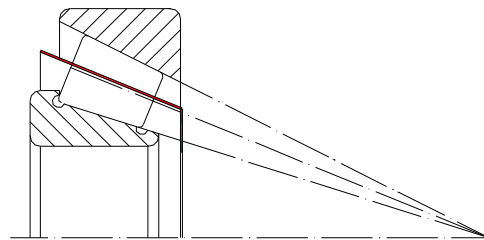
Ổ có khả năng chịu tải lớn, chịu va đập tốt nhưng không dùng được với trục bị uốn nhiều. Ổ có yêu cầu cao về lắp ghép đồng tâm.

e. Ổ đĩa côn đỡ chặn

Cấu tạo: góc côn của đĩa $1,5^\circ$ đến 2° . Đỉnh côn của đĩa trùng với đỉnh côn của rãnh con lăn;

+ Có thể chịu lực hướng tâm và lực dọc trục 1 chiều lớn;

+ Góc tiếp xúc α từ 10° ÷ 16° (bằng 1/2 góc côn của mặt rãnh lăn trên vòng ngoài). Khi góc α trong khoảng 25° ÷ 30° thì ổ đĩa côn có thể chịu lực F_a rất lớn.



Hình 16.10

2.2. Bôi trơn và che kín ổ lăn.

2.2.1. Bôi trơn

Bôi trơn ổ lăn rất cần thiết để ngăn gỉ, giảm ma sát và để làm nguội cục bộ chỗ bề mặt làm việc của ổ, cũng như làm nguội ổ nói chung. Ngoài ra về

phương diện che kín ổ, chất bôi trơn cũng có tác dụng làm kín khe hở giữa ổ và bộ phận che kín. Mặt khác có tác dụng làm giảm tiếng ồn

Để bôi trơn có thể dùng mỡ hoặc dầu khoáng. Mỡ bôi trơn được dùng rộng rãi khi nhiệt độ của ổ không cao ($< 100^{\circ}\text{C}$), không có yêu cầu quay phải rất nhẹ, và kết cấu gối trục dễ thao tác để rửa và thay mỡ.

Dầu bôi trơn được dùng khi cần giảm mát mát do ma sát đến mức thấp nhất, khi nhiệt độ cao hoặc làm việc ở chỗ ẩm ướt. Dầu bôi trơn ổ là dầu khoáng. Nhiệt độ cho phép của ổ khi dùng dầu để bôi trơn là 120°C , trường hợp đặc biệt có thể lên tới 150°C hoặc hơn nữa.

2.2.2. Che kín ổ lăn.

Để ngăn bụi, các hạt mài mòn và nước từ ngoài lọt vào trong ổ và ngăn không cho dầu chảy ra ngoài, cần dùng các bộ phận che kín ổ.

Theo nguyên tắc tác dụng của bộ phận che kín, có thể chia ra:

- Che kín do tiếp xúc (vòng che, vòng kim loại, vòng phốt hoặc chất dẻo) dùng khi vận tốc thấp và trung bình.
- Che kín bằng rãnh dích dắc, có tác dụng cản sự chảy của chất lỏng (hoặc khí) qua các rãnh hẹp, dùng cho vận tốc bất kì.
- Che kín nhờ li tâm, dầu và chất bẩn rơi vào đĩa chắn đang quay sẽ bị văng ra do lực ly tâm, dùng khi vận tốc trung bình và cao.
- Che kín bằng cách phối hợp một số cách đã nêu.

2.3. Tính toán ổ lăn.

2.3.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

2.3.1.1. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc ổ lăn có thể bị hỏng ở các dạng sau:

- Mòn ổ. Mòn làm tăng khe hở của ổ, tăng độ lệch tâm, giảm số lượng con lăn tham gia chịu tải. Khi lượng mòn chưa nhiều, có thể điều chỉnh khe hở để ổ làm việc tốt trở lại. Mòn quá mức quy định, ổ bị hỏng, nên thay ổ khác.
- Tróc rỗ bề mặt ổ. Ổ được bôi trơn đầy đủ, sau một thời gian dài sử dụng, trên bề mặt ổ và các con lăn xuất hiện lỗ rỗ. Chất lượng bề mặt giảm, ổ làm việc không tốt nữa. Rỗ là do hiện tượng mỏi bề mặt, vết nứt xuất hiện, phát triển làm tróc ra một miếng kim loại, để lại vết rỗ trên bề mặt.
- Kẹt ổ, ổ không quay được, hoặc quay rất nặng. Nguyên nhân: có thể do trục biến dạng lớn quá, hoặc do dẫn nở nhiệt, hoặc do lắp ghép có độ dôi quá lớn. Kẹt làm ổ mòn cục bộ, tổn hao công suất lớn.
- Vỡ con lăn, vòng cách, do mỏi hoặc do lực va đập lớn. Các mảnh vỡ rơi vào ổ, gây nên kẹt tắc, ổ không tiếp tục làm việc được nữa.

- Với các vòng ổ, do lắp ghép với độ dôi quá lớn, hoặc va đập quá mạnh. Các vòng ổ bị vỡ, ổ không làm việc tiếp tục được nữa.

2.3.1.2. Chỉ tiêu tính toán

- Các ổ làm việc với vận tốc thấp hoặc đứng yên được tính theo khả năng tải tĩnh để tránh biến dạng dư bề mặt làm việc.

- Các ổ làm việc với vận tốc cao hoặc tương đối cao được tính theo khả năng tải động để tránh trượt vì mỏi.

2.3.2. Khả năng tải động

- Hệ số tải trọng động của ổ được xác định theo công thức:

Trong đó:

L là số triệu vòng quay của ổ trong suốt thời gian sử dụng ổ.

L được tính theo công thức: $L = t_b \cdot 60 \cdot n \cdot 10^{-6}$.

t_b là tuổi bền của ổ, đơn vị là h. Còn gọi là thời gian sử dụng theo tính toán thiết kế.

q là số mũ của đường cong mỏi, q được lấy như sau:

q = 3 đối với ổ bi.

q = 10/3 đối với ổ đĩa.

n là số vòng quay của trục, v/ph.

Đối với các trục quay chậm, $1 \text{ v/ph} \leq n \leq 10 \text{ v/ph}$, lấy $n = 10$ để tính.

Q là tải trọng quy đổi tác dụng lên ổ lăn. Q được tính như sau:

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_{at}) \cdot K_t \cdot K_d$$

đối với ổ chặn $Q = F_a \cdot K_t \cdot K_d$

Trong đó:

K_t là hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ làm việc của ổ. Giá trị của K_t tra bảng.

K_d là hệ số xét đến ảnh hưởng của tải trọng động. Giá trị của K_d tra bảng.

X là hệ số ảnh hưởng của lực hướng tâm đến tuổi bền của ổ. Giá trị của X được tra trong bảng.

V là hệ số kể đến vòng nào quay, vòng trong quay ổ bền hơn, lấy $V=1$, vòng ngoài quay lấy $V=1,2$.

Y là hệ số kể đến ảnh hưởng của lực dọc trục đến tuổi bền của ổ. Giá trị của Y tra trong bảng.

F_r là lực hướng tâm tác dụng lên ổ. Chính là giá trị của phản lực gối tựa khi tính trục.

F_{at} là tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ.

- Hệ số khả năng tải động [C] tra bảng, theo loại ổ và cỡ ổ.

Đối với các ổ có số vòng quay lớn $n \geq 1 \text{ v/ph}$, được tính theo chỉ tiêu mỏi:

$$C \leq [C]$$

2.3.3. Khả năng tải tĩnh

Đối với các ổ quay chậm, số vòng quay $n < 1$ v/ph, được tính toán theo sức bền tĩnh.

- Hệ số tải trọng tĩnh của ổ được xác định theo công thức:

$$C_0 = Q_0 \quad (20-5)$$

Q_0 là tải trọng quy đổi tác dụng lên ổ lăn theo tải tĩnh. Q_0 được tính như sau:

$$Q_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_{at}$$

đối với ổ chặn $Q_0 = F_{at}$

Trong đó:

X_0 là hệ số ảnh hưởng của lực hướng tâm đến tuổi bền tĩnh của ổ.

Y_0 là hệ số kể đến ảnh hưởng của lực dọc trục đến tuổi bền tĩnh của ổ.

F_r là lực hướng tâm tác dụng lên ổ.

F_{at} là tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ. Giá trị của F_{at} đối với từng sơ đồ đỡ trục được tính tương tự như phần xác định Q .

- Hệ số khả năng tải $[C_0]$ tra bảng theo loại ổ và cỡ ổ.

Đối với các ổ quay chậm $n < 1$ v/ph được tính theo chỉ tiêu tải tĩnh:

$$C_0 \leq [C_0]$$

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cấu tạo, phạm vi sử dụng của ổ trượt?
2. Phân loại ổ trượt?
3. Trình bày các dạng ma sát trong ổ trượt?
4. Khả năng tải của ổ trượt bôi trơn thủy động?
5. Trình bày công dụng, cấu tạo, ưu nhược điểm của ổ lăn?
6. Phân loại ổ lăn?
7. Trình bày các biện pháp bôi trơn và che kín ổ lăn?
8. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán ổ lăn?
9. Cách tính toán ổ lăn theo khả năng tải động?
10. Cách tính toán ổ lăn theo khả năng tải tĩnh?

TRẢ LỜI CÁC CÂU HỎI VÀ BÀI TẬP

NGUYÊN LÝ MÁY

Chương 1

Câu 1.

- Nội dung nghiên cứu môn học Nguyên lý máy
- Phương pháp nghiên cứu môn học Nguyên lý máy

Câu 2.

- Khái niệm tiết máy
- Khái niệm khâu
- Khái niệm chuỗi động
- Khái niệm cơ cấu

- Khái niệm máy
- Ví dụ minh họa

Câu 3.

- Khái niệm bậc tự do của khâu
- Khái niệm thành phần khớp động
- Khái niệm lược đồ khớp động
- Phân loại khớp động

Câu 4.

- Khái niệm về bậc tự do của cơ cấu.
- Viết và giải thích công thức tính bậc tự do cơ cấu không gian
- Viết và giải thích công thức tính bậc tự do cơ cấu cơ cấu phẳng

Câu 5.

- Nguyên lý tạo thành cơ cấu của Axua.
- Khái niệm về nhóm Axua
- Xếp loại nhóm Axua

Câu 6.

- Nguyên tắc tách nhóm Axua
- Nguyên tắc xếp loại cơ cấu

Câu 7.

- Thay thế khớp cao loại 4 bằng khớp thấp loại 5
- Mục đích thay thế
- Phương pháp thay thế

Chương 2

Câu 1.

- Mục đích nghiên cứu
- Nội dung nghiên cứu
- Phương pháp nghiên cứu

Câu 2.

- Tỉ xích họa đồ
- Họa đồ chuyển vị cơ cấu
- Họa đồ cơ cấu

Câu 5

- Vận tốc và gia tốc của hai điểm thuộc cùng một khâu
- Vận tốc và gia tốc của hai điểm đang trùng nhau thuộc hai khâu được nối động với nhau

Câu 8

- Định lý đồng dạng hoạ đồ vận tốc
- Định lý đồng dạng hoạ đồ gia tốc
- Hệ quả
- Nhận xét

Chương 3

Câu 1.

- Khái niệm lực phát động
- Khái niệm lực cản kỹ thuật
- Khái niệm trọng lực các khâu

Câu 2.

- Định nghĩa nội lực
- Kí hiệu phản lực khớp động
- Phương của phản lực khớp động

Câu 3.

- Kí hiệu và công thức tính lực quán tính, mômen quán tính
- Nguyên lý ĐALAMBE

Câu 4

- Các phương trình cân bằng lực
- Phương, chiều, điểm đặt của áp lực của khớp loại 4, 5
- Điều kiện tĩnh định

Câu 6. Cách xác định hợp lực quán tính của các khâu:

- Khâu tịnh tiến
- Khâu chuyển động quay quanh trục đi qua trọng tâm
- Khâu chuyển động quay đều quanh trục không đi qua trọng tâm
- Khâu chuyển động quay đều quanh trục không đi qua trọng tâm
- Khâu quay không đều quanh trục không qua trọng tâm

- Khâu chuyển động song phẳng

Câu 7.

- Khái niệm ma sát

- Phân loại ma sát

Bài 1:

Giá trị áp lực tại khớp động D: $N_{D3} = 500\sqrt{2}(N)$

Giá trị áp lực tại khớp động B: $N_{12} = 500\sqrt{2}(N)$

Áp lực tại khớp động C: $\vec{N}_{32} = -\vec{N}_{12}$, giá trị: $N_{32} = 500\sqrt{2}(N)$

Bài 2:

Giá trị áp lực tại khớp trượt: $N = 1000\frac{\sqrt{3}}{3}(N)$, điểm đặt của \vec{N} cách tâm C một khoảng 0,1m.

Giá trị áp lực tại khớp động B: $N_{12} = 2000\frac{\sqrt{3}}{3}(N)$

Áp lực tại khớp động C: $\vec{N}_{32} = -\vec{N}_{12}$, giá trị: $N_{32} = 2000\frac{\sqrt{3}}{3}(N)$

Bài 3:

Giá trị áp lực tại khớp trượt C: $N = 0$

Áp lực tại khớp động B: \vec{N}_{12}

Áp lực tại khớp trượt trên khâu 2: $\vec{N}_{32} = -\vec{N}_{23}$

Giá trị $N_{32} = N_{23} = N_{12} = P_3 = 2000(N)$

Bài 4:

Giá trị áp lực tại khớp động B: $N_{12} = 500(N)$

Áp lực tại khớp động C: $\vec{N}_{32} = -\vec{N}_{12}$, giá trị: $N_{32} = 500(N)$

Giá trị áp lực tại khớp động D: $N_D = 1000\sqrt{2}(N)$

Giá trị áp lực tại khớp động E: $N_{34} = N_D = 1000\sqrt{2}(N)$

Giá trị áp lực tại khớp trượt trên khâu 5: $N = P_3 = 1000(N)$

Bài 5:

Áp lực tại khớp động B: \vec{N}_{12}

Áp lực tại khớp trượt trên khâu 2: $\vec{N}_{32} = -\vec{N}_{23}$

Áp lực tại khớp động C: \vec{N}_{C3}

giá trị: $N_{C3} = N'_{C3} = N_{23} = N_{32} = N_{12} = 1000(N)$

Chương 4

Câu 1.

- Định nghĩa chuyển động thực của máy
- Quan niệm khi nghiên cứu chuyển động thực của máy

Câu 2.

- Viết phương trình chuyển động của máy dưới dạng động năng
- Giải thích kí hiệu các đại lượng trong phương trình

Câu 3.

- Khái niệm khâu thay thế
- Mô hình động lực học của máy sau khi thay thế

Câu 4.

- Viết công thức tính mômen quán tính thay thế J_T
- Giải thích kí hiệu các đại lượng trong công thức

Câu 5.

- Viết công thức tính mômen lực thay thế M_T
- Giải thích kí hiệu các đại lượng trong công thức

Câu 6.

- Viết phương trình chuyển động của máy với các đại lượng thay thế
- Giải thích kí hiệu các đại lượng trong phương trình

Câu 7.

- Viết phương trình mô men
- Giải thích kí hiệu trong phương trình

Câu 8.

- Các giai đoạn hoạt động của máy
- Chế độ chuyển động của máy

Câu 9.

- Điều kiện để máy chuyển động bình ổn
- Điều kiện để vận tốc của máy $\omega_1 = \cos nt$

Chương 5

Câu 1.

- Định nghĩa cơ cấu phẳng toàn khớp thấp
- Công dụng của cơ cấu phẳng toàn khớp thấp

- Ưu nhược điểm của cơ cấu phẳng toàn khớp thấp

Câu 2.

- Vẽ và giải thích sơ đồ động của cơ cấu bốn khâu bản lề
- Ứng dụng của cơ cấu bốn khâu bản lề

Câu 3. Vẽ và giải thích sơ đồ động của các cơ cấu biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề :

- Cơ cấu tay quay - con trượt
- Cơ cấu cu-lít
- Cơ cấu tang
- Cơ cấu sin
- Cơ cấu ellipse
- Cơ cấu Oldham

Chương 6

Câu 1.

- Định nghĩa của cơ cấu khớp loại cao
- Công dụng của cơ cấu khớp loại cao

Câu 2

- Định nghĩa cơ cấu cam
- Phân loại cơ cấu cam

Câu 3.

- Nội dung phương pháp giải bài toán phân tích động học cơ cấu cam

Câu 4.

- Lập đồ thị chuyển vị của cần bằng phương pháp chuyển động tuyệt đối
- + Trình bày cách lập đồ thị
- + Vẽ đồ thị
- Lập đồ thị chuyển vị của cần bằng phương pháp chuyển động đối giá
- + Trình bày cách lập đồ thị
- + Vẽ đồ thị

Câu 5.

- Trình bày cách lập đồ thị
- Vẽ đồ thị

Câu 6

- Trình bày cách lập đồ thị
- Vẽ đồ thị

Câu 7

- Định nghĩa góc áp lực của cơ cấu cam
- Ví dụ

Câu 8.

- Ý nghĩa thứ nhất
- Ý nghĩa thứ hai

Câu 10.

- Khái niệm cơ cấu bánh răng
- Phân loại cơ cấu bánh răng

Câu 12.

- Viết công thức tính tỷ số truyền của cơ cấu bánh răng
- Giải thích công thức

Câu 13.

- Vẽ hình
- Trình bày các thông số hình học cơ bản của bánh răng

Câu 14.

- Phát biểu định lý
- Kết luận

Câu 15

- Vẽ hình
- Những khái niệm được sử dụng cho cặp bánh răng ăn khớp

Câu 16

- Định nghĩa
- Tính chất
- Phương trình của đường thân khai?

Câu 18.

- Khả năng dịch tâm
- Điều kiện ăn khớp đều

- + Điều kiện ăn khớp đúng
- + Điều kiện ăn khớp trùng
- + Điều kiện ăn khớp khít

Câu 20.

- + Phương pháp chép hình
- + Phương pháp bao hình
- + Phương pháp chế tạo bằng dao thanh răng

Câu 22.

- Sự hình thành mặt răng của bánh trụ răng thẳng
- Đặc điểm ăn khớp của bánh trụ răng thẳng

Câu 23.

- Sự hình thành mặt răng của bánh trụ răng nghiêng
- Đặc điểm ăn khớp của bánh trụ răng nghiêng

Câu 25.

- Khái niệm của hệ bánh răng
- Phân loại của hệ bánh răng
- Công dụng của hệ bánh răng

Câu 26

- Viết công thức tính tỷ số truyền của hệ bánh răng thường
- Giải thích công thức

Câu 28

- Viết công thức tính tỷ số truyền của hệ bánh răng hành tinh
- Giải thích công thức

Câu 30.

- Sơ đồ cấu tạo của cơ cấu các đăng
- Tỷ số truyền của cơ cấu các đăng

Câu 31.

- Công dụng của cơ cấu các đăng kép
- Vẽ sơ đồ
- Công thức tính tỷ số truyền

CHI TIẾT MÁY

Chương 1

Câu 1.

- Vẽ hình
- Giải thích cấu tạo mối ghép đinh tán

Câu 2.

- Phân loại đinh tán
- Phân loại mối ghép đinh tán

Câu 3.

- Ưu điểm của mối ghép đinh tán
- Nhược điểm của mối ghép đinh tán
- Phạm vi sử dụng của mối ghép đinh tán

Câu 4.

- Trường hợp tán nóng
- Trường hợp tán nguội

Câu 5

- Kiểm tra bền cho mối ghép chồng chịu lực ngang
- Tính số đinh tán cần thiết

Chương 2

Câu 1.

- Định nghĩa mối ghép hàn
- Phân loại mối ghép hàn

Câu 2.

- Ưu điểm của mối ghép hàn
- Nhược điểm của mối ghép hàn

Câu 3.

- Vật liệu hàn
- Ứng suất cho phép của mối ghép hàn

Câu 4.

- Vẽ hình
- Đặc điểm của mối hàn giáp mối.

Câu 5.

- Vẽ hình và giải thích kết cấu
- Đặc điểm của mỗi hàn giáp chồng.

Câu 6

- Mỗi hàn chịu kéo (nén)
- Mỗi hàn chịu mô men uốn

Câu 7.

- Viết công thức tính
- Giải thích công thức

Chương 3

Câu 1.

- Định nghĩa then
- Phân loại mối ghép then (có vẽ hình)

Câu 2.

- Ưu điểm của mối ghép then
- Nhược điểm của mối ghép then

Chương 4

Câu 1.

- Công dụng của mối ghép ren
- Sự tạo thành ren

Câu 2.

- Ưu điểm của mối ghép ren
- Nhược điểm của mối ghép ren

Câu 3.

- Vẽ hình
- Phân loại ren

Câu 4.

- Vẽ hình
- Các thông số hình học của ren hệ mét

Câu 5.

- Vẽ hình
- Đặc điểm của các loại mối ghép ren

Câu 6.

- Nguyên nhân tháo lỏng mối ghép ren
- Các biện pháp chống tháo lỏng mối ghép ren

Câu 7.

- Mối ghép bu lông có khe hở
- Mối ghép bulông không khe hở

Câu 8.

- Mối ghép chịu mômen trong mặt phẳng ghép
- Mối ghép chịu lực ngang đi qua trọng tâm của bề mặt ghép

Chương 5

Câu 1.

- Vẽ hình
- Phương pháp truyền động đai

Câu 2.

- Ưu điểm của truyền động đai
- Nhược điểm của truyền động đai

Câu 3.

- Phân loại dây đai (có vẽ hình)
- Các kiểu truyền động đai (có vẽ hình)

Câu 4.

- Vẽ hình minh họa
- Các phương pháp điều chỉnh sức căng đai

Câu 6.

- Vẽ hình
- Các phương pháp nối đai dẹt

Câu 7.

- Kể tên các loại đai thang
- Đặc điểm của từng loại đai thang

Câu 8

- Ưu điểm của bộ truyền đai dẹt
- Nhược điểm của bộ truyền đai dẹt

- Ưu điểm của bộ truyền đai thang
- Nhược điểm của bộ truyền đai thang

Câu 9.

- Vẽ hình
- Các thông số hình học của bộ truyền đai

Câu 12.

- Trình bày thí nghiệm
- Giải thích sự trượt của đai

Câu 13.

- Vẽ đường cong trượt và đường cong hiệu suất
- Phân tích sự liên hệ giữa hệ số trượt, hiệu suất, hệ số kéo.

Câu 14.

- Kiểm tra bộ truyền theo khả năng kéo
- Bài toán thiết kế bộ truyền theo khả năng kéo

Câu 15.

- Kiểm tra bộ truyền theo độ bền lâu
- Bài toán thiết kế bộ truyền theo độ bền lâu

Câu 17.

- Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền đai dẹt
- Trình bày trình tự thiết kế bộ truyền đai thang

Chương 6

Câu 1.

- Khái niệm về bộ truyền bánh răng
- Cấu tạo chung bộ truyền bánh răng
- Nguyên lý làm việc bộ truyền bánh răng

Câu 2.

- Ưu điểm của bộ truyền bánh răng
- Nhược điểm của bộ truyền bánh răng
- Phạm vi sử dụng của bộ truyền bánh răng

Câu 5.

- Phân tích tải trọng trong bộ truyền bánh răng

- Ứng suất trong bộ truyền bánh răng

Câu 6.

- Phân tích các dạng hỏng bộ truyền bánh răng

- Chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng

Câu 7.

- Vẽ hình

- Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng.

Câu 8.

- Vẽ hình

- Lực tác dụng trục và ổ trục của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Câu 11.

- Vẽ hình

- Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng.

Câu 12.

- Vẽ hình

- Lực tác dụng trục và ổ trục của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Câu 16.

- Vẽ hình

- Các thông số hình học của bánh răng nón.

Câu 17.

- Vẽ hình

- Lực tác dụng trục và ổ trục của bộ truyền bánh răng nón

Câu 18.

- Vật liệu chế tạo

- Ứng suất cho phép của bộ truyền bánh răng

Chương 7

Câu 1.

- Cấu tạo của bộ truyền trục vít – bánh vít

- Ưu điểm của bộ truyền trục vít – bánh vít

- Nhược điểm của bộ truyền trục vít – bánh vít

Câu 2.

- Vẽ hình các loại bộ truyền trục vít – bánh vít
- Phân biệt các loại bộ truyền trục vít – bánh vít

Câu 3.

- Vận tốc của bộ truyền trục vít – bánh vít
- Tỷ số truyền của bộ truyền trục vít – bánh vít

Câu 4.

- Vẽ hình
- Phân tích các lực bộ truyền trục vít
- Viết công thức tính các lực tác dụng lên bộ truyền trục vít

Câu 5.

- Các dạng hỏng của bộ truyền trục vít – bánh vít
- Chỉ tiêu tính toán của bộ truyền trục vít – bánh vít

Câu 6.

- Ứng suất tiếp xúc cho phép:
- Ứng suất uốn cho phép

Câu 8.

- Viết công thức tính hiệu suất của bộ truyền trục vít – bánh vít
- Giải thích các đại lượng trong công thức tính hiệu suất
- Phân tích sự ảnh hưởng của góc γ và góc φ đến hiệu suất của bộ truyền trục vít – bánh vít

Chương 8

Câu 1.

- Cấu tạo của bộ truyền xích
- Nguyên lý làm việc của bộ truyền xích

Câu 2.

- Cấu tạo của bộ truyền xích
- Ưu điểm của bộ truyền xích
- Nhược điểm của bộ truyền xích

Câu 4.

- Viết và giải thích công thức tính vận tốc xích trung bình
- Viết và giải thích công thức tính tỷ số truyền tức thời

- Viết và giải thích công thức tính tải trọng va đập

Chương 9

Câu 1.

- Công dụng của trục
- Phân loại trục

Câu 2.

- Vẽ hình
- Kết cấu trục
- Các biện pháp cố định tiết máy quay trên trục

Câu 3.

- Các dạng hỏng trục
- Vật liệu chế tạo trục

Chương 10

Câu 1.

- Cấu tạo,
- Phạm vi sử dụng của ổ trượt?

Câu 5.

- Công dụng của ổ lăn
- Cấu tạo của ổ lăn
- Ưu nhược điểm của ổ lăn

Câu 7.

- Biện pháp bôi trơn
- Che kín ổ lăn

Câu 8

- Các dạng hỏng
- Chỉ tiêu tính toán ổ lăn?

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Chi tiết máy tập 1,2 - Nguyễn Trọng Hiệp – NXB Giáo dục 2008
- [2] Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, 2 - Trịnh Chất-Lê Văn Uyển – NXB Giáo dục 2006
- [3] Giáo trình cơ kỹ thuật – Đỗ Sanh, Nguyễn Văn Vượng, Phan Hữu Phúc - NXB Giáo dục 2003
- [4] Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy - Trịnh Chất- NXB Khoa học và kỹ thuật HN 2005
- [5] Giáo trình công nghệ chế tạo máy – Phí Trọng Hào, Nguyễn Thanh Mai - NXB Giáo dục 2004
- [6] Thiết kế chi tiết máy - Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lãm - NXB Giáo dục 2008

[7] Nguyên Lý máy tập 1, 2– Đinh Gia Tường, Tạ Khánh Lâm - NXB Giáo dục
2005