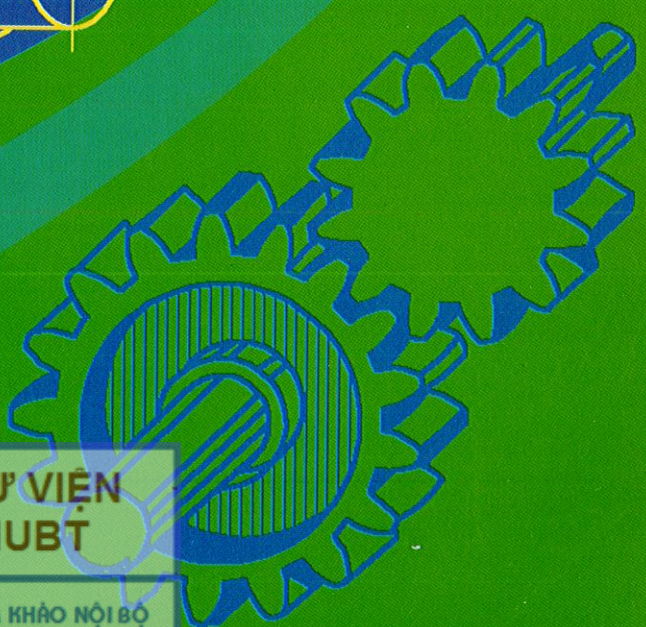
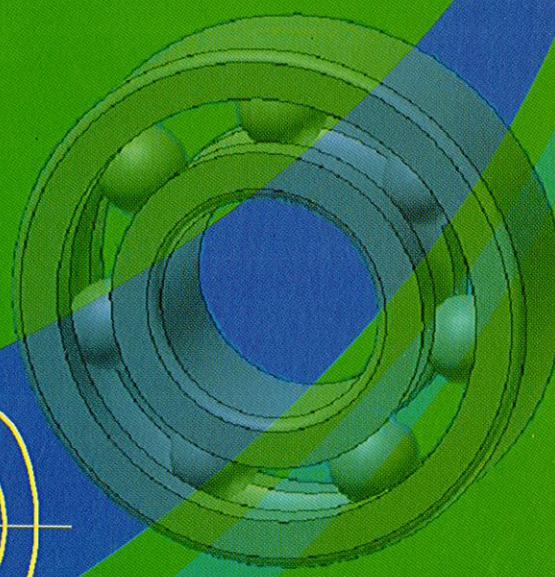
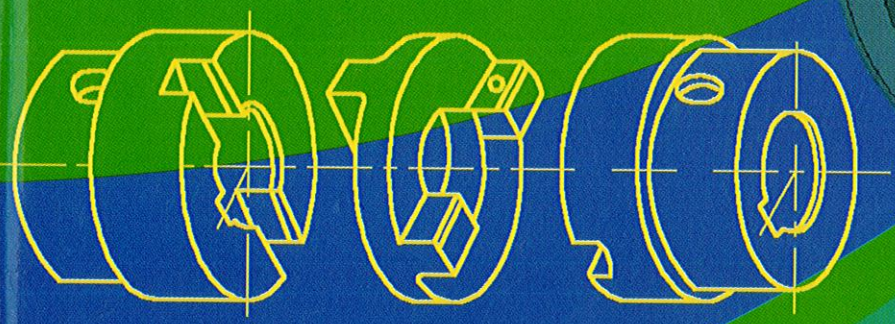


K2.150

NGUYỄN XUÂN NGỌC

CHI TIẾT MÁY

(DÙNG TRONG CÁC TRƯỜNG CAO ĐẲNG, ĐẠI HỌC KHỐI KỸ THUẬT)



NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM



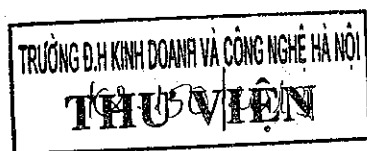
**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

NGUYỄN XUÂN NGỌC

CHI TIẾT MÁY

(Dùng trong các trường Cao đẳng, Đại học khối kỹ thuật)



NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM



Công ty Cổ phần sách Đại học - Dạy nghề – Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam giữ quyền công bố tác phẩm.

15 – 2010/CXB/37 – 2179/GD

Mã số : 7B739Y0 – DAI



**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Lời nói đầu

“*Chi tiết máy*” được biên soạn trên cơ sở chương trình môn học chi tiết máy đã được sử dụng nhiều năm tại trường Đại học Bách khoa Hà Nội và các trường đại học và cao đẳng cơ khí khác, với tư cách như một giáo trình tham khảo cho cả hệ kỹ sư và cử nhân của các trường kỹ thuật, đặc biệt cần thiết và phù hợp đối với hệ cử nhân. Tài liệu không chỉ trình bày những kiến thức cơ bản và truyền thống, mà những hệ thống số liệu, công thức tính toán cũng chứng tỏ khả năng sử dụng khá hợp lý, cân đối được kiểm nghiệm nhiều năm trong giảng dạy và có khả năng áp dụng cho những tính toán thiết kế máy thông thường.

Về mặt nội dung có bổ sung ngắn gọn phần khung, vỏ máy, giá đỡ là bộ phận không thể thiếu trong máy và cơ cấu phanh – bộ phận ngày càng sử dụng nhiều, có quan hệ rất chặt chẽ với khớp nối. Phần tiết máy ghép cũng được giới thiệu gọn nhưng vẫn khá đủ trong một chương. Những kiến thức cơ sở cho tính toán thiết kế được giới thiệu tương đối kỹ trong tất cả các chương như các hiện tượng vật lý trong truyền động, lực tác dụng trong các bộ truyền,...

Phần bổ túc và phụ lục nhằm trợ giúp, bổ sung các kiến thức cần thiết khi các tài liệu tham khảo còn hiếm, khó tìm và thiếu hiện nay ở nước ta. Phần phụ lục còn cung cấp những kiến thức cơ bản về một số bộ truyền rất nổi tiếng trước kia và hiện nay như bộ truyền bánh răng Vin-ha-be & Nô-vi-cốp, bộ truyền trục vít lõm, bánh răng côn xoắn.... và cho thêm một số bảng biểu, kết cấu, tính toán kích thước, thông số cần thiết.

Trong quá trình biên soạn không tránh khỏi những thiếu sót, tác giả rất mong nhận được ý kiến đóng góp của bạn đọc và đồng nghiệp để lần tái bản sau sẽ hoàn thiện hơn. Thư góp ý xin gửi về theo địa chỉ: Công ty Cổ phần Sách Đại học - Dạy nghề HEVOBCO, Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam, 25 Hàn Thuyên – Hà Nội.

Tác giả





**THƯ VIỆN
HUBT**

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

CÁC VẤN ĐỀ CƠ BẢN VỀ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

Chương 1

CÁC VẤN ĐỀ CƠ BẢN VỀ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

1.1. CHI TIẾT MÁY VÀ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

1.1.1. Máy và chi tiết máy

Hiện nay, máy móc chúng ta sử dụng hàng ngày là sự hợp thành của nhiều bộ phận. Mỗi bộ phận lại chia thành những bộ phận nhỏ hơn. Chi tiết máy được coi là phần hợp thành nhỏ nhất của máy và bộ phận máy.

Chi tiết máy thường được chia làm 2 loại : chi tiết máy có công dụng chung và chi tiết máy đặc biệt (có công dụng riêng). Chi tiết máy đặc biệt được nghiên cứu trong các môn chuyên ngành. Chi tiết máy có công dụng chung là đối tượng nghiên cứu của môn chi tiết máy.

Chi tiết máy có công dụng chung bao gồm các loại sau:

- Các chi tiết máy truyền động như: bánh răng, đai, xích, trục vít,...
 - Các chi tiết máy ghép như: then, bulông, đinh tán, mối hàn,...
 - Các chi tiết máy đỡ và nối như: trục, ổ lăn, ổ trượt, khớp nối,...
- Ngoài ra còn có vỏ, khung, giá máy, lò xo,...

1.1.2. Chi tiết máy và các môn học liên quan

Môn học chi tiết máy nghiên cứu cấu tạo, công dụng, nguyên tắc hoạt động, đặc điểm khi làm việc và phương pháp tính toán thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung.

Các môn học có quan hệ chặt chẽ với chi tiết máy và được sử dụng rất nhiều là: vật liệu học, nguyên lý máy, cơ học, sức bền vật liệu, vẽ kỹ thuật, dung sai lắp ghép và công nghệ chế tạo,... Đó là những môn khoa học cơ bản, kỹ thuật cơ sở và kỹ thuật chuyên môn của ngành cơ khí. Chi tiết máy đóng vai trò môn kỹ thuật cơ sở cuối cùng bắc cầu nối các kiến thức cơ sở với các môn chuyên môn. Vì vậy, nghiên cứu thiết kế chi tiết máy cần có kiến thức tổng hợp rộng và sâu. Để tạo thành máy người ta thường căn cứ vào yêu cầu thực tế sau:



- Khả năng làm việc của máy;
- Sử dụng thuận tiện, an toàn, tin cậy;
- Năng suất phù hợp, đảm bảo chất lượng thành phẩm của máy,...
- Hình thức, kích thước, khối lượng phù hợp, hiệu quả sử dụng cao.

Sau khi tính toán, thiết kế phải chế tạo, chạy thử, chỉnh sửa, khắc phục nhược điểm,... Khi trở thành thương phẩm còn có nhiều việc hơn nữa. Nhiều khi phải thiết kế lại, cải tiến thêm,...

Quá trình thiết kế máy là quá trình tính toán, lập nên các bản vẽ, chọn lựa phương án hợp lý cho chi tiết và bộ phận máy.

Các bước thiết kế máy :

1. Xác định nguyên tắc làm việc, sơ đồ hoạt động, chế độ làm việc của máy.
2. Chọn các phương án sơ đồ động, tham khảo các máy hiện có hoặc tương tự, phân tích các ưu, nhược điểm, xem xét các yêu cầu đặt ra cả cũ và mới.
3. Tính toán, xác định hoặc chọn các thông số động học và động lực học chính trên từng bộ phận máy (ví dụ tốc độ quay, tỷ số truyền, mômen và lực tác dụng).
4. Thiết kế, tính toán từng bộ phận, chi tiết máy theo yêu cầu về khả năng làm việc.
5. Xác định kết cấu, cấu tạo tổng hợp của tất cả các bộ phận.
6. Lập bản vẽ chung và các bản vẽ chi tiết.
7. Xác định các quá trình chế tạo và lắp ghép.
8. Viết thuyết minh và hoàn chỉnh các bản vẽ.

Các bước thiết kế chi tiết, bộ phận máy thường tiến hành như sau :

- Lập các sơ đồ tính và nêu các phương án.
- Xác định các số liệu cần cho trước : tốc độ, công suất, tải trọng, điều kiện làm việc,...
- Chọn vật liệu, loại, kiểu.
- Căn cứ vào yêu cầu về khả năng làm việc xác định kích thước, thông số chính, quan trọng.
- Xác định các thông số, số liệu cần thiết khác.
- Kiểm nghiệm chính xác khả năng làm việc của chi tiết.
- Quyết định chính thức các kích thước, thông số một cách đầy đủ, vẽ kết cấu, cấu tạo chi tiết, bộ phận máy.
- Xác định các thông số, số liệu liên quan, phục vụ cho tính toán hệ thống.

1.1.3. Phương pháp nghiên cứu và tính chất môn học

Khi thiết kế đòi hỏi khả năng sử dụng kiến thức tổng hợp nhiều môn học khác nhau, kết hợp chặt chẽ giữa lý thuyết và thực nghiệm, đặc biệt gắn với thực tế. Quá trình thiết kế bao gồm nhiều quá trình lồng nhau, sử dụng các sổ tay, tài liệu thiết kế, tra cứu nhiều tài

liệu kỹ thuật, phải căn cứ vào những yêu cầu và khả năng thực tế hiện có theo những điều kiện xác định, phải tính toán kết hợp với vẽ, sử dụng các kiến thức công nghệ và tạo hình.

1.2. TẢI TRỌNG VÀ ỨNG SUẤT

1.2.1. Phân loại tải trọng, tính chất và các khái niệm

Tải trọng là lực, mômen tác dụng tương hỗ lên chi tiết, vật thể. Ví dụ, phản lực gối tựa, lực ăn khớp của bánh răng, trục vít, lực căng đai, mômen xoắn trên khớp, trên trục,...

Các loại tải trọng thường gặp:

- Tải trọng tĩnh là tải trọng không đổi theo thời gian (cả về điểm đặt và trị số).
- Tải trọng động là tải trọng thay đổi theo thời gian.
- Tải trọng va đập là tải trọng thay đổi đột ngột trong thời gian rất ngắn với trị số lớn.

Các cách xác định tải trọng : Theo công suất tiêu hao khi làm việc và tốc độ (quay hoặc chạy); theo mômen tác động (mômen cản trên trục công tác hoặc mômen gây chuyển động trên trục động cơ) hoặc theo mối liên hệ của hệ thống động lực. Khi tính toán giá trị, xác định phương chiều thường phải sử dụng các phương trình cân bằng cơ học.

Các loại tải trọng hay dùng trong thiết kế là: tải trọng danh nghĩa; tải trọng tính toán; tải trọng tương đương.

– Tải trọng danh nghĩa là tải trọng xác định theo giá trị tải trọng người thiết kế muốn chi tiết máy có thể chịu được, thường xác định theo công thức lý thuyết.

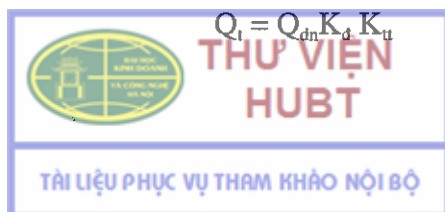
Trường hợp máy chịu nhiều mức giá trị tải trọng người ta hay lấy trị số lớn nhất với thời gian chịu tải lâu nhất làm tải trọng danh nghĩa.

– Tải trọng tương đương là khái niệm tải trọng thay thế cho trường hợp tải trọng thay đổi nhiều mức, tác động của nó gây hậu quả giống (tương đương) với chế độ thực nhiều mức tải trọng. Có thể xác định giá trị tải trọng tương đương Q_{td} theo tải trọng danh nghĩa Q_{dn} :

$$Q_{td} = Q_{dn} K_N$$

K_N là hệ số tuổi thọ được xác định theo chế độ thay đổi của tải trọng, nó cũng phụ thuộc tải trọng danh nghĩa được chọn. Q_{dn} là mức tải trọng nhất định được chọn trước trong chế độ tải.

Tải trọng tính toán Q_t là tải trọng dùng tính toán khả năng chịu tải của chi tiết máy, nó kể đến các ảnh hưởng của quá trình truyền tải như tính chất thay đổi của tải trọng (bằng cách đưa ra hệ số tải trọng động K_d) và tính chất tiếp xúc (bằng cách dùng hệ số xét đến phân bố tải trọng không đều trong vùng tiếp xúc K_u).



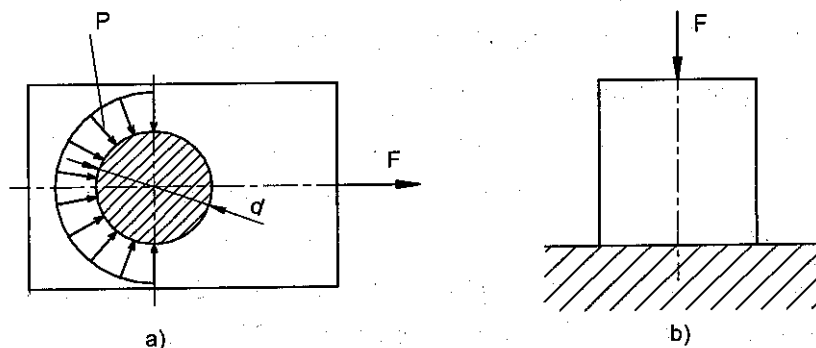
1.2.2. Ứng suất và các đặc trưng chính

Dưới tác dụng của tải trọng, ứng suất phát sinh trong chi tiết, vật thể của máy, thông qua ứng suất mà ta biết được mức độ căng thẳng, nặng nề mà chi tiết phải chịu. Có thể chia ứng suất thành ứng suất thể tích và ứng suất bề mặt.

– Ứng suất thể tích là các ứng suất kéo, nén, uốn, xoắn,... phát sinh trong cả vùng thể tích vật thể của chi tiết. Tính toán các loại ứng suất này theo những công thức đã biết trong sức bền vật liệu.

– Ứng suất bề mặt là loại ứng suất chỉ có trong một lớp mỏng bề mặt do lực tương tác trên bề mặt gây nên.

+ Khi lực tác dụng phân bố trên một diện tích khá rộng ta có ứng suất dập σ_d (hình 1.1).



Hình 1.1. Ứng suất dập *)

a) Trường hợp mặt tiếp xúc là mặt trụ; b) Trường hợp mặt tiếp xúc là mặt phẳng.

$$\sigma_d = \frac{F}{d.l} \text{ (hình 1.1a)}$$

$$\sigma_d = \frac{F}{A} \text{ (hình 1.1b)}$$

Trong đó:

A – diện tích bề mặt tiếp xúc

l – chiều rộng tiếp xúc của 2 mặt trụ

– Khi diện tiếp xúc rất nhỏ, về mặt lý thuyết là đường hoặc điểm ta có ứng suất tiếp xúc. Công thức tính ứng suất tiếp xúc (hình 1.2).

+ Trường hợp tiếp xúc đường (2 hình trụ trục song song tiếp xúc với nhau).

Ứng suất tiếp xúc theo Héc: $\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}}$

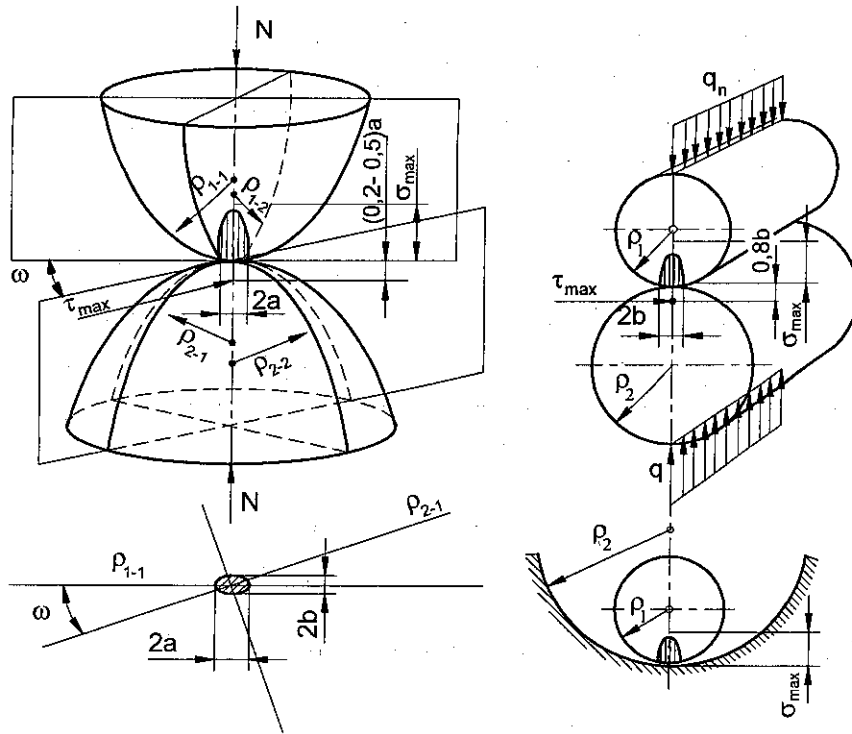
Z_M – hằng số đàn hồi của vật liệu hai vật tiếp xúc.

q_n – lực tác dụng trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc $q_n = \frac{F}{L_{tx}}$.

ρ – bán kính cong tương đương của hai mặt cong tại chỗ tiếp xúc: $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$

Với ρ_1, ρ_2 là bán kính hai hình trụ đã cho.

*) Ứng suất dập cũng được tính như áp suất.



Hình 1.2. Ứng suất tiếp xúc**)

+ Trường hợp tiếp xúc điểm: $\sigma_H = a \sqrt[3]{\frac{FE^2}{\rho^2}}$

a – hệ số hình dạng tiếp xúc.

E – môđun đàn hồi tương đương.

ρ – bán kính cong tương đương.

Ngoài trị số và phương chiều của ứng suất ta còn phải quan tâm đến sự thay đổi và tính chất thay đổi của chúng nữa.

Trong máy thường ít gặp ứng suất không đổi mà thường gặp ứng suất thay đổi và đặc biệt là ứng suất thay đổi theo chu kỳ. Đây là loại ứng suất mà trị số của nó thay đổi lặp lại giá trị sau một khoảng thời gian gọi là chu kỳ (xem hình 1.3).

Quá trình thay đổi tuần hoàn của ứng suất trong thời gian một chu kỳ gọi là chu trình ứng suất.

– Các đại lượng đặc trưng của ứng suất thay đổi theo chu kỳ

+ Giá trị ứng suất lớn nhất và nhỏ nhất : $\sigma_{max}, \sigma_{min}$;

+ Biên độ ứng suất : $\sigma_a = (\sigma_{max} - \sigma_{min})/2$;

+ Ứng suất trung bình : $\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min})/2$;

***) Các ký hiệu và thông số trên hình vẽ được đề cập đến trong PL1.

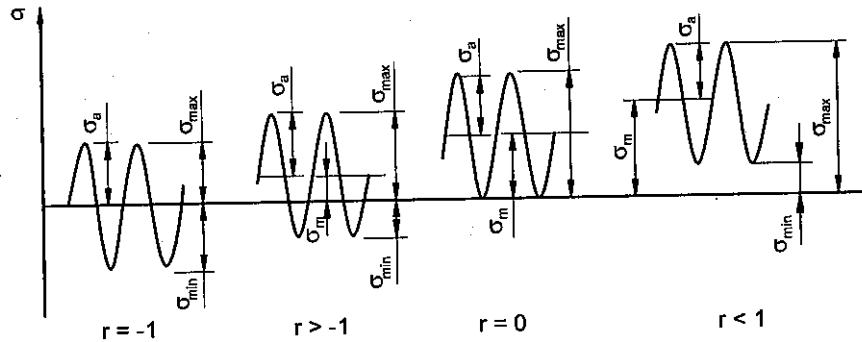
*) Xem thêm phụ lục PL1 giải thích kỹ hơn về ứng suất tiếp xúc khi tiếp xúc điểm.

– Hệ số tính chất chu trình : $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$;

Khi máy làm việc thường gặp các chu trình sau :

$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$; vì vậy $r = -1$; $\sigma_m = 0$. Đây là chu trình đối xứng.

$\sigma_{\min} = 0$; vì vậy $r = 0$; $\sigma_m = \sigma_a = \sigma_{\max}/2$. Chu trình này được gọi là chu trình mạch động.



Hình 1.3. Chu trình ứng suất

1.3. CÁC CHỈ TIÊU VỀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY

1.3.1. Độ bền

Chỉ tiêu độ bền là yêu cầu chi tiết máy dưới tác dụng của tải trọng và ứng suất không bị phá hỏng (gãy, vỡ, biến dạng dẻo, tróc rỗ bề mặt,...).

Để đảm bảo độ bền thông thường phải tuân theo điều kiện bền, khi ứng suất không đổi:

$$\sigma \leq [\sigma]$$

Trong đó:

σ : Ứng suất tác dụng lên chi tiết;

Ứng suất cho phép : $[\sigma] = \sigma_{gh}/n$;

σ_{gh} – giới hạn bền (vật liệu giòn) hay giới hạn chảy (vật liệu dẻo);

n – hệ số an toàn chọn.

Khi ứng suất thay đổi, chi tiết bị phá hỏng vì mỏi, người ta tính toán độ bền theo hệ số an toàn:

$$s \geq [s]$$

Trong đó :

$$s - \text{hệ số an toàn tính toán: } s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

$[s]$ – hệ số an toàn cho phép.

s_σ – hệ số an toàn tính theo ứng suất pháp.

s_τ – hệ số an toàn tính theo ứng suất tiếp.

Trong tính toán độ bền, việc xác định ứng suất cho phép và hệ số an toàn đóng vai trò rất quan trọng, nó ảnh hưởng quyết định đến kích thước của máy và bộ phận máy.

Ứng suất cho phép $[\sigma]$ và hệ số an toàn chọn n thường cho trong bảng, nhưng chỉ dùng được trong điều kiện cho trước mà bảng quy định. Khi điều kiện tính toán ngoài bảng, biết trước được σ_{gh} ta có thể xác định hệ số an toàn chọn n theo phương pháp tích số các hệ số thành phần :

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3$$

Trong đó:

n_1 – hệ số xét đến mức độ chính xác trong việc xác định tải trọng, ứng suất, thường lấy $n_1 = 1,2 \div 1,5$.

n_2 – hệ số xét đến độ đồng nhất của cơ tính vật liệu, thông thường $n_2 = 1,5 \div 2,5$.

n_3 – hệ số xét đến các yêu cầu riêng về mức độ an toàn thông thường $n_3 = 1 \div 1,5$.

1.3.2. Độ cứng

Chỉ tiêu độ cứng là yêu cầu chi tiết khi chịu tải không bị biến dạng đàn hồi quá mức cho phép. Biến dạng đàn hồi được xác định, định lượng là các chuyển vị đàn hồi như độ dẫn dài δ , độ võng y , góc xoay khi xoắn φ , góc xoay khi uốn θ có thể tính theo các công thức đã có trong sức bền vật liệu. Có thể viết:

$$\delta \leq [\delta]; \quad y \leq [y]; \quad \varphi \leq [\varphi]; \quad \theta \leq [\theta].$$

Các trị số biến dạng đàn hồi cho phép như : $[\delta]$, $[y]$, $[\varphi]$, $[\theta]$ được xác định theo yêu cầu làm việc của chi tiết.

1.3.3. Độ bền mòn và vấn đề ma sát, bôi trơn

Chỉ tiêu độ bền mòn là yêu cầu các bề mặt truyền động tương đối dưới tác dụng của tải trọng không bị mất đi các lớp bề mặt làm kích thước của chi tiết bị thay đổi nhiều, các khe hở trong lắp ghép tăng lên gây ồn, va đập và các điều kiện làm việc không tốt, phá hỏng nhanh các bộ phận, chi tiết máy. Để đảm bảo độ bền mòn có thể phải tính sao cho lượng mòn h_m nhỏ hơn giá trị cho phép.

$$h_m \leq [h]$$

Hoặc có thể hạn chế áp suất $p \leq [p]$; Hạn chế tích số vận tốc và áp suất $p v \leq [p v]$;
Hoặc hạn chế ứng suất tiếp xúc $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Để chống mòn, thường phải giảm ma sát bằng cách tăng độ nhẵn bề mặt và nhất là phải bôi trơn bề mặt ma sát, tăng độ rắn bề mặt cũng chống mòn rất hiệu quả bởi nó tăng rất nhiều khả năng chống mòn của vật liệu. Thực chất phương pháp tính hạn chế p hoặc $p v$ cũng là phương pháp hạn chế, giảm ma sát trong những điều kiện khác nhau mà thôi.

Ma sát, bôi trơn và mòn là một lĩnh vực khoa học chuyên ngành rất quan trọng (hiện nay trên thế giới chuyên ngành tribologie - tạm dịch là ma sát học), đóng vai trò thiết yếu



trong việc tìm biện pháp nâng cao chất lượng làm việc, tuổi thọ của máy. Vấn đề tạo ra bởi trơn ma sát ướt giữa hai bề mặt tiếp xúc có chuyển động tương đối là giải pháp tốt nhất để chống mòn và nâng cao hiệu suất làm việc cho máy, bộ phận máy. Tuy nhiên, trong thực tế rất khó thực hiện và yêu cầu trang thiết bị kỹ thuật rất cao để đảm bảo chế độ ma sát ấy.

1.3.4. Khả năng chịu nhiệt

a) Nhiệt và ảnh hưởng

Trong quá trình làm việc, chịu tải trọng, máy thường sinh nhiệt (do ma sát, do môi trường,...). Khi nhiệt độ tăng quá giới hạn có thể phát sinh sự thay đổi cơ tính vật liệu, sự dẫn nở có hại đến quá trình làm việc, phát sinh ứng suất nhiệt, gây nên sự giảm độ bền vật liệu. Sự dẫn nở các chi tiết sẽ làm thay đổi các khe hở đã định trong máy và thông thường nhanh chóng làm giảm độ nhớt của dầu, chất bôi trơn trong máy, làm xấu các điều kiện làm việc của máy. Vì vậy, tính toán khả năng chịu nhiệt cho máy là rất cần thiết.

b) Tính nhiệt và phương trình cân bằng nhiệt

Thường phải tính toán để nhiệt độ không vượt quá giá trị cho phép :

$$t \leq [t]$$

Trị số nhiệt độ cho phép phụ thuộc vào yêu cầu, điều kiện làm việc và chất bôi trơn. Để tính được nhiệt độ sinh ra người ta thường phải sử dụng phương trình cân bằng nhiệt.

$$Q_{\text{sinh}} = Q_{\text{thoát}}$$

Trường hợp hay gặp là thoát nhiệt bằng toả nhiệt tự nhiên :

$$Q_{\text{sinh}} = (1 - \eta)P; \quad Q_{\text{thoát}} = k_t A(t - t_o)$$

Trong đó :

P – công suất làm việc;

η – hiệu suất làm việc của máy;

A – diện tích toả nhiệt; k_t – hệ số toả nhiệt;

t – nhiệt độ máy; t_o – nhiệt độ môi trường.

1.3.5. Độ ổn định dao động

Dưới tác dụng của tải trọng và ứng suất thay đổi, máy thường bị rung, bị dao động, ảnh hưởng xấu đến thành phẩm, kết quả làm việc, điều kiện làm việc và có trường hợp nghiêm trọng còn gây nên phá hỏng máy.

Các đại lượng đặc trưng cho quá trình rung động là biên độ và tần số rung, thông số cộng hưởng, chính qua những đại lượng đó người ta đánh giá mức độ dao động và rung.

Các vấn đề tính toán dao động và rung:

– Tính biên độ và tần số dao động.

– Tính toán chế độ cộng hưởng.

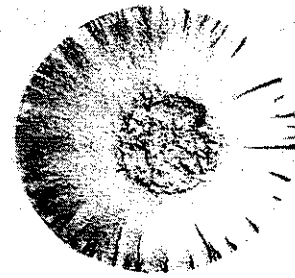
- Tính toán xác định các thông số của hệ thống động lực, thiết kế hệ thống hợp lý theo các yêu cầu về dao động và rung của máy.
- Thiết kế thiết bị giảm, chống rung.
- Cân bằng máy.

Để tính toán dao động và rung đầy đủ thường phải nghiên cứu công phu trong các tài liệu, chuyên đề hoặc thậm chí các giáo trình và môn học riêng.

1.4. ĐỘ BỀN MỎI

1.4.1. Hiện tượng phá hỏng về mỏi

Phá hỏng về mỏi là hiện tượng hỏng xảy ra khi ứng suất thay đổi, nó sẽ không xảy ra ngay khi chịu tải mà sau một số chu kỳ ứng suất đủ lớn, giá trị ứng suất giới hạn nhỏ hơn rất nhiều so với trường hợp ứng suất không đổi (giới hạn chảy hay giới hạn bền). Quá trình phá hỏng thường là quá trình phát triển của vết nứt trong vùng ứng suất lớn (hình 1.4).



Hình 1.4. Ảnh của vết gãy

Bằng thí nghiệm, người ta thấy rằng ứng suất giới hạn σ_{rN} (gây phá hỏng mẫu thử) phụ thuộc vào số chu kỳ chịu tải N_k và tuân theo quy luật đường cong mỏi sau (hình 1.5) $\sigma_{rN}^m N_k = \text{const}$.

Trong quá trình này vẫn tồn tại một giá trị ứng suất giới hạn gọi là giới hạn mỏi dài hạn σ_{rN_0} . Khi ứng suất tác dụng không vượt quá giá trị này chi tiết vẫn không bị phá hỏng dù số chu kỳ lớn vô hạn, số chu kỳ chịu tải tương ứng $N_k \geq N_0$.

$$\sigma_{rN_0}^m N_0 = \sigma_{rN}^m N_k$$

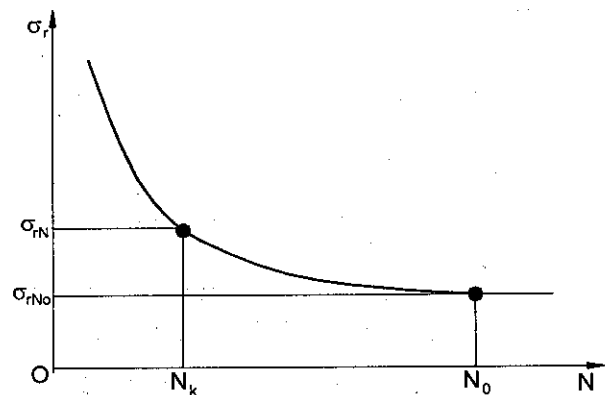
Trong đó: N_0 là số chu kỳ ứng suất cơ sở.

$$\text{Rút ra: } \sigma_{rN} = \sigma_{rN_0} \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$$

σ_{rN} được gọi là giới hạn mỏi ngắn hạn.

σ_{rN_0} và N_0 phụ thuộc vào vật liệu, m là bậc của đường cong mỏi, phụ thuộc vào loại ứng suất và vật liệu.

Giới hạn mỏi còn phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nữa đó là ứng suất trung bình σ_m và biên độ ứng suất σ_a , hãy xem đồ thị ứng suất giới hạn hình 1.6 (trong các tài liệu của Đức là đồ thị Smidith, tài liệu Anh, Mỹ, Pháp là đồ thị Goodman).

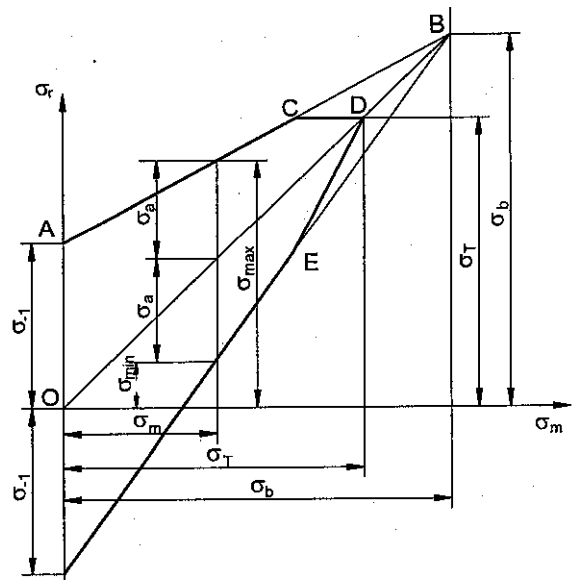


Hình 1.5. Đồ thị đường cong mỏi

Đồ thị ứng suất giới hạn (Goodman) cho mối quan hệ giữa ứng suất phá hỏng về mỗi lớn nhất σ_r , với giá trị ứng suất trung bình σ_m .

Trên đó có các trị số :

- Giới hạn bền σ_b và giới hạn chảy σ_T .
- Giới hạn mỏi khi ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng σ_{-1} .
- Biên độ ứng suất σ_a và ứng suất trung bình σ_m .
- Ứng suất lớn nhất và ứng suất nhỏ nhất σ_{max} và σ_{min} .



Hình 1.6. Đồ thị Goodman

AC, CD, DE, EF là các đoạn đồ thị giới hạn khả năng bền mỏi.

Khi tải trọng thay đổi, tương ứng với các chế độ tải T_1, T_2, T_3, \dots sẽ là các chu kỳ ứng suất N_1, N_2, N_3, \dots . Lúc này giới hạn mỏi phụ thuộc số chu kỳ ứng suất tính theo phương trình đường cong mỏi không phải theo số chu kỳ ứng suất tuyệt đối nữa mà là số chu kỳ ứng suất tương đương N_{td} dựa vào giả thiết cộng bậc nhất các tổn thất mỏi mà người ta rút ra:

$$N_{td} = \sum_{i=1}^n (\sigma_i / \sigma_{td})^m n_i \cdot T_i$$

$$[\sigma]_N = \sigma_{r No} \sqrt[m]{\frac{N_o}{N_{td}}}$$

σ_i – ứng suất do tải trọng T_i gây ra

σ_{td} – ứng suất tương đương do tải trọng tương đương T_{td} gây ra, nó là tải trọng chọn trong các tải trọng T_1, T_2, T_3, \dots (thường là tải trọng lớn nhất, kéo dài nhất).

1.4.2. Các nhân tố ảnh hưởng đến độ bền

a) Ảnh hưởng của hình dạng và kết cấu, sự tập trung ứng suất

Khi chi tiết có dạng tiết diện thay đổi về kích thước hay hình dạng người ta thấy tại vùng chuyển tiếp phát sinh những vết nứt đầu tiên rồi phá hỏng tại đó. Quá trình nghiên cứu cho thấy ứng suất tại vùng đó có chỗ lớn hơn nhiều so với tính toán (hình 1.7). Hiện tượng đó người ta gọi là hiện tượng tập trung ứng suất.

Bằng thí nghiệm có thể đo được và bằng lý thuyết đàn hồi, phương pháp phần tử hữu hạn có thể tính ra được giá trị ứng suất tại đó.

Người ta đưa ra định nghĩa về hệ số tập trung ứng suất lý thuyết $\alpha_\sigma, \alpha_\tau$:



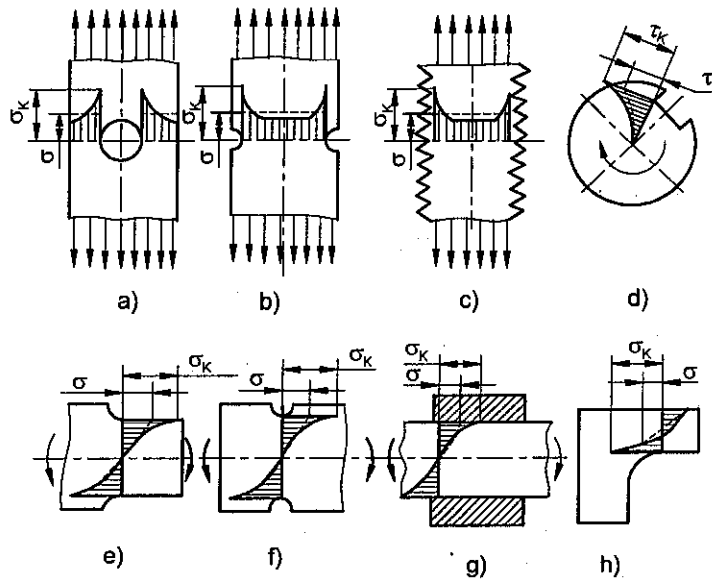
$$\alpha_{\sigma} = \sigma_{\max}/\sigma; \quad \alpha_{\tau} = \tau_{\max}/\tau$$

Trong công thức này σ_{\max} , τ_{\max} là ứng suất lớn nhất trong vùng tập trung ứng suất, tính toán bằng lý thuyết đàn hồi và σ , τ là trị số ứng suất tính theo phương pháp thông thường.

Không thể dùng trực tiếp α_{σ} , α_{τ} để tính sức bền mỗi của chi tiết có tập trung ứng suất nên phải dùng hệ số tập trung ứng suất thực tế K_{σ} , K_{τ} :

$$K_{\sigma} = \sigma_r/\sigma_{rc}; \quad K_{\tau} = \tau_r/\tau_{rc}$$

Trong công thức này σ_r , τ_r là giới hạn mỗi của mẫu thí nghiệm không có tập trung ứng suất, còn σ_{rc} , τ_{rc} là trị số giới hạn mỗi của mẫu thí nghiệm có tập trung ứng suất.



Hình 1.7. Hiện tượng tập trung ứng suất

- a) Lỗ trên trục, chịu kéo; b) Rãnh trên trục, chịu kéo; c) Ren, chịu kéo; d) Rãnh then, chịu xoắn; e) Góc lượn trục, chịu uốn; f) Rãnh trên trục, chịu uốn; g) Lắp độ đôi, chịu uốn; h) Góc lượn, chịu uốn.

Các hình từ 1.7a cho đến 1.7h cho thấy sự tập trung ứng suất của các hình dạng tiết diện và chịu tải trọng kéo, xoắn, uốn khác nhau.

b) Ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối

Kích thước chi tiết càng lớn người ta thấy giới hạn mỗi càng nhỏ (sức bền mỗi giảm). Vì vậy, người ta đưa vào tính toán các hệ số ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối ϵ_{σ} , ϵ_{τ} .

$$\epsilon_{\sigma} = \sigma_r^d/\sigma_r^{d_0}, \quad \epsilon_{\tau} = \tau_r^d/\tau_r^{d_0}$$

Trong công thức này σ_r^d , τ_r^d giới hạn mỗi của mẫu thí nghiệm có kích thước d cần xác định, còn $\sigma_r^{d_0}$, $\tau_r^{d_0}$ là giới hạn mỗi của mẫu thí nghiệm có kích thước chuẩn quy định $d_0 = 7 - 10\text{mm}$.

Nguyên nhân là khi kích thước tăng, tỷ lệ các khuyết tật trong chi tiết càng lớn làm cho sức bền càng giảm, mặt khác chiều dày lớp tăng bền bề mặt bị giảm tương đối.

c) Ảnh hưởng của độ nhám bề mặt

Độ nhám tăng (mấp mô bề mặt lớn) làm cho kích thước, hình dạng thay đổi nhiều làm tập trung ứng suất bề mặt tăng, vì vậy hệ số ảnh hưởng của độ nhám có ký hiệu là K_{σ}^n và K_{τ}^n được đưa ra.

$$K_{\sigma}^n = \sigma_r / \sigma_{r,n} ; K_{\tau}^n = \tau_r / \tau_{r,n}$$

Trong công thức này σ_r, τ_r là giới hạn mỏi của mẫu thí nghiệm có độ nhẵn tiêu chuẩn cao quy định, còn $\sigma_{r,n}, \tau_{r,n}$ là giới hạn mỏi của mẫu có độ nhám đang xét.

d) Ảnh hưởng của công nghệ tăng bền

Công nghệ tăng bền có một ảnh hưởng rất mạnh đến độ bền mỏi, khi dùng các phương pháp tăng bền sẽ làm cho giới hạn mỏi tăng khá nhiều. Vì thế, người ta lại đưa ra hệ số ảnh hưởng của gia công tăng bền.

$$\beta = \sigma_r' / \sigma_r \text{ hoặc } \beta = \tau_r' / \tau_r$$

Ở đây σ_r' và τ_r' là giới hạn mỏi của mẫu thí nghiệm có tăng bền và σ_r, τ_r là giới hạn mỏi của mẫu thí nghiệm không tăng bền.

Các phương pháp tăng bền hay dùng là : nhiệt luyện và hoá nhiệt luyện, lăn nén, phun bi bề mặt.

e) Công thức tính tổng hợp

Công thức tính độ bền mỏi theo hệ số an toàn, xuất phát từ đồ thị ứng suất giới hạn (đồ thị Goodman) hình 1.6.

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] ;$$

Trong đó : s_{σ} và s_{τ} là hệ số an toàn theo ứng suất pháp và ứng suất tiếp:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} ; s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \cdot \epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ là hệ số ảnh hưởng của ứng suất trung bình

(Các đại lượng, hệ số trong công thức đã được giải thích ở phần trên).



1.5. VẬT LIỆU CHẾ TẠO MÁY

Trong quá trình tính toán, thiết kế chi tiết máy, ở các bước đầu tiên ta phải chọn vật liệu của chi tiết. Khi chọn, những điều cần chú ý là:

- Xem xét khả năng thoả mãn yêu cầu làm việc, chịu tải của máy.
- Các điều kiện, khả năng gia công, chế tạo và cung cấp.
- Giá thành của chúng.

Đối với người thiết kế, số liệu quyết định chính là cơ tính và hàm lượng các chất tạo thành của vật liệu. Sau đây giới thiệu các loại vật liệu hay dùng :

1.5.1. Kim loại đen

Gồm có thép và gang:

a) Thép

Thép là vật liệu hay dùng nhất, loại thép thường dùng là :

- Thép kết cấu ký hiệu bằng các chữ CT theo sau là giới hạn bền kG/mm^2 .
- Thép chất lượng tốt ký hiệu chữ C theo sau là hàm lượng phần vạn cacbon.
- Thép hợp kim ký hiệu như thép chất lượng tốt viết thêm tên và phần trăm kim loại pha vào. Hay dùng các kim loại sau : Ni, Cr, Mn, Si... chúng thường nâng cao cơ tính thép lên rất nhiều.

Phương pháp nhiệt luyện đóng vai trò rất lớn, nhiều trường hợp có vai trò quyết định đến khả năng làm việc của thép.

b) Gang

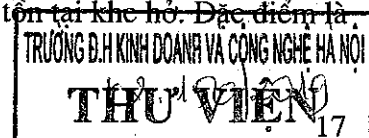
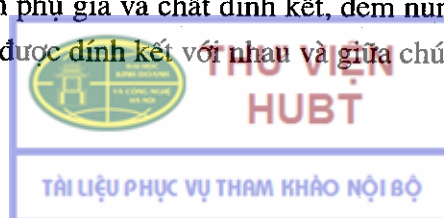
Gang có tính đúc rất cao, độ bền khá, giá rẻ nên được dùng rất nhiều, nhất là bệ, khung, vỏ máy. Gang xám là loại phổ thông nhất, ví dụ GX15-32 theo TCVN là gang xám có độ bền kéo $15kG/mm^2$, độ bền uốn là $32 kG/mm^2$.

1.5.2. Hợp kim màu

Hợp kim màu có ưu điểm là: ít gỉ, dẫn nhiệt, điện, có thể giảm ma sát, chống mòn như hợp kim đồng hoặc nhẹ hơn (như hợp kim nhôm, titan), kim loại sợi hỗn hợp là loại hợp kim có sợi kim loại hiếm trên nền kim loại phổ thông giúp tăng cơ tính, giảm trọng lượng vật liệu.

1.5.3. Vật liệu gốm kim loại

Bột kim loại được trộn phụ gia và chất dính kết, đem nung ở nhiệt độ và áp suất cao để tạo hình. Các hạt kim loại được dính kết với nhau và giữa chúng tồn tại khe hở. Đặc điểm là



không dễ nóng chảy, có khả năng hút dầu mỡ vào khe hở giữa các hạt. Khi nóng lên lại chảy ra bôi trơn bề mặt ma sát.

1.5.4. Vật liệu không kim loại

Vật liệu không kim loại gồm có: chất dẻo, gỗ, da, cao su,... là các loại vật liệu nhẹ, dễ gia công, chế biến, tạo hình bên ngoài để phù hợp yêu cầu.

Đặc biệt nhất phải kể đến chất dẻo (nhựa hay chất polyme) tuy có nhược điểm là môđun đàn hồi nhỏ, độ rắn thấp, độ bền hạn chế, chịu nhiệt kém nhưng chúng có độ bền đủ, cách điện, cách nhiệt, lại nhẹ, dễ tạo hình, dễ ép, cắt. Hiện nay polyme phát triển tới mức việc nghiên cứu, chế biến, sản xuất, thiết kế chúng đã là một ngành công nghệ lớn.

1.5.5. Vật liệu composite

Composite là vật liệu tổ hợp hai phần xương và nền là khác nhau, có cấu tạo, kết cấu được sắp xếp công phu, theo quy luật để chịu tải tốt hoặc làm việc thuận lợi nhất.

Đây là xu hướng phát triển cực nhanh và là ngành công nghệ cao hiện nay.

1.6. TÍNH CÔNG NGHỆ, KINH TẾ VÀ VẤN ĐỀ TIÊU CHUẨN HOÁ TRONG THIẾT KẾ CƠ KHÍ

1.6.1. Tính công nghệ

Tính công nghệ chính là khả năng gia công, chế tạo thuận tiện nhất, ít tốn công, chi phí thấp nhưng vẫn đảm bảo yêu cầu làm việc, sử dụng phù hợp với điều kiện hiện có.

Những yêu cầu cơ bản của tính công nghệ là :

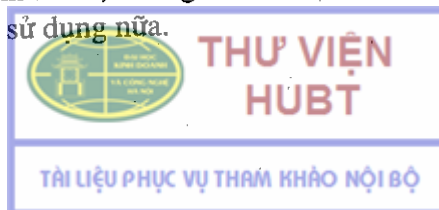
– Về kết cấu, cấu tạo của chi tiết phải đơn giản và hợp lý nhất, có hình dạng hình học dễ chế tạo, đơn giản nhất, dễ dùng các phương pháp gia công có năng suất cao, dễ lắp ghép, điều chỉnh.

– Về yêu cầu kỹ thuật, độ chính xác, độ nhám phải thích hợp, sao cho đảm bảo chất lượng mà giá thành gia công thấp nhất.

– Phương pháp tạo phôi của chi tiết (tạo phôi bằng cách đúc hay hàn, dập,...) phải hợp lý, cần phù hợp với điều kiện, quy mô sản xuất, kích thước phôi và lượng dư gia công thích hợp với công nghệ chế tạo.

1.6.2. Tính kinh tế trong thiết kế

Trong phần tính công nghệ đã đề cập đến chi phí chế tạo và giá thành sản phẩm là đã dụng chạm đến khía cạnh kinh tế rồi, nhưng cần xét toàn diện hơn về mặt kinh tế trong việc thiết kế, sử dụng và hiệu quả sử dụng nữa.



Giá thành của máy, bộ phận máy thiết kế không chỉ bao gồm phí tổn công sức thiết kế mà chủ yếu gồm giá thành vật liệu và chi phí chế tạo. Để đảm bảo tính kinh tế trong thiết kế thì ngay từ khi chọn vật liệu đã phải cân nhắc sao cho phí tổn ít nhất, hình dạng, kích thước, chất lượng yêu cầu sao cho chi phí gia công thấp nhất mà vẫn đảm bảo yêu cầu kỹ thuật. Chi phí khi sử dụng cũng phải ít nhất. Đặc biệt tổng hợp hơn là hiệu quả kinh tế khi sử dụng đáng để chú ý hàng đầu.

1.6.3. Vấn đề tiêu chuẩn hoá

Tiêu chuẩn hoá là sự quy định các chủng loại, hình dạng, kích thước, thông số, quy cách, yêu cầu, chất lượng của các sản phẩm, chi tiết, bộ phận. Ngày nay, ngay cả quy trình và quá trình, thậm chí cả điều kiện, môi trường để sản xuất, chế tạo và cung ứng,... cũng được quy định khi tiêu chuẩn hoá.

Chúng ta có thể có được nhiều lợi ích, ý nghĩa lớn khi tiêu chuẩn hóa trong một quy mô phù hợp.

- Thay thế, lắp lẫn thuận lợi, nhanh chóng.
- Nâng cao năng suất, chất lượng nhờ dễ sử dụng các phương pháp chế tạo, gia công tiên tiến tạo nên sản phẩm.
- Dễ dàng tự động hóa, hợp tác hóa, giảm giá thành sản phẩm.
- Thiết kế và chế tạo nhanh, thuận lợi, tiết kiệm được nguyên vật liệu.

Đối tượng tiêu chuẩn là :

- + Vấn đề chung (dãy số kích thước, tốc độ quay, đơn vị đo, thuật ngữ, ký hiệu,...).
- + Cấp chính xác và chất lượng bề mặt.
- + Các yếu tố cơ tính, chất lượng vật liệu với thành phần hóa học, tổ chức tinh thể, phương pháp nhiệt luyện thích hợp.
- + Hình dạng và kích thước các chi tiết thông dụng.
- + Yếu tố cấu tạo như ren, môđun, dạng sinh,...
- + Thông số cơ bản và chỉ tiêu chất lượng máy, bộ phận.
- + Tài liệu thiết kế và công nghệ.

Hiện nay, Việt Nam đã có hệ thống tiêu chuẩn hoá ký hiệu TCVN, chúng ta cũng sử dụng rất nhiều hệ thống tiêu chuẩn của thế giới (ISO) vào trong tiêu chuẩn của nước ta.

1.7. ĐẶC ĐIỂM TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

Tính toán, thiết kế chi tiết máy thường không chỉ có một kết quả duy nhất mà có nhiều phương án, nhiều lời giải, cần chọn ra phương án hợp lý nhất.

Quá trình tính toán, thiết kế thường gồm nhiều bước, chúng có thể tuân tự theo một kiểu nhưng cũng có thể lồng ghép vào nhau. Người ta thường phân biệt các bước sau : tính sơ bộ, tính gần đúng, tính chính xác. Mỗi bước có mục đích, phương thức riêng.



Ngoài việc sử dụng các công thức tính toán chính xác là kết quả của các công trình nghiên cứu công phu ta còn sử dụng nhiều công thức kinh nghiệm, gần đúng. Các công thức này thường chỉ kể đến các yếu tố quan trọng nhất, quyết định nhất, dùng các dạng hàm số khá đơn giản để tiếp cận được kết quả thật nhanh, rất có lợi cho quá trình thiết kế.

Chú ý đến độ tin cậy và tuổi thọ của chi tiết, bộ phận máy. Thiết kế máy để đảm bảo tuổi thọ và độ tin cậy là một xu hướng rất hiện đại, đặt ra cho người thiết kế nhiệm vụ không đơn giản, phải vận dụng hết những thành tựu hiện nay cũng chưa chắc đáp ứng tốt.

Trong thiết kế máy và chi tiết máy việc tính toán thường gắn chặt với vẽ, chúng ta sử dụng thường xuyên và vẽ những bản vẽ kỹ thuật phức tạp, nhất là các bản vẽ lắp, bản vẽ chung cả hệ thống, những bản vẽ chi tiết không đơn giản.

Chính việc tính toán, thiết kế rất phức tạp và đa dạng, thường xuyên tham khảo nhiều tài liệu, sử dụng nhiều bảng biểu, tiêu chuẩn kỹ thuật, nên phải chú ý đến lời khuyên rất có ích và quý giá của các nhà nghiên cứu, nhà kỹ thuật có nhiều kinh nghiệm.

Ngày nay, khi công nghệ thông tin phát triển như vũ bão đã cung cấp cho người thiết kế những công cụ tuyệt vời nhất để thực hiện nhiệm vụ của mình. Đặc biệt, các ngôn ngữ lập trình giúp chúng ta tính toán thông minh và có hệ thống với tốc độ tính toán kinh ngạc, giải quyết những nhiệm vụ tính toán mà trước kia chúng ta khó có thể tưởng tượng được. Các phần mềm đồ họa giúp chúng ta vẽ chính xác, rõ và đẹp, kể cả những những hình vẽ không gian ba chiều (3D) rất khó. Những phần mềm trợ giúp thiết kế xuất hiện ngày càng nhiều, càng chuyên sâu để giải quyết những nhiệm vụ thiết kế đặc biệt. Xu hướng tin học hoá thiết kế ngày càng phát triển đòi hỏi người thiết kế rất nhiều kiến thức để học và vận dụng chúng. Đi theo kịp trào lưu đó cũng chẳng dễ dàng. Yêu cầu người thiết kế phải có kiến thức vững chắc và tư duy nhanh nhạy, kỹ năng thiết kế phải rèn luyện, cập nhật không ngừng.

Phần thứ hai

TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

Truyền động cơ khí là bộ phận quan trọng trong máy, đóng vai trò và chức năng rất quyết định là tạo nên những chuyển động cần thiết của máy.

1. VAI TRÒ, CHỨC NĂNG

Nguồn chuyển động của máy thường là các động cơ (điện, máy nổ, tuabin thủy lực, khí ép,...), nó có tốc độ chuyển động thường khác với yêu cầu làm việc của máy, nhiều khi dạng và quy luật chuyển động cũng khác, nên yêu cầu biến đổi chuyển động luôn luôn phải đặt ra. Các bộ truyền xuất hiện là để đáp ứng những yêu cầu ấy. Hơn nữa, có lúc do yêu cầu an toàn, yêu cầu về kích thước, về hướng, vị trí của trục chuyển động và cả sự tiện lợi khi dùng mà không thể lúc nào cũng trực tiếp nối thẳng trục động cơ với trục công tác của máy mà phải dùng bộ truyền động để tạo ra, biến đổi và nối chuyển động từ động cơ đến bộ phận máy.

Các khả năng biến đổi chuyển động của các bộ truyền :

- Thay đổi tốc độ quay: giảm, tăng tốc độ.
- Biến đổi chuyển động quay thành tịnh tiến thẳng và ngược lại.
- Thay đổi hướng, vị trí trong không gian của trục quay, của bộ phận chuyển động.

Khi dùng nhiều bộ truyền và phối hợp chúng với nhau sẽ tạo ra những chuyển động rất phong phú của máy, đặc biệt trong các máy được tự động hoá và các bộ phận điều khiển chuyển động của các rôbot.

Biến đổi, truyền chuyển động có thể dùng bộ truyền cơ khí hay bằng các biện pháp khác như truyền động điện, truyền động thủy lực, khí ép. Tuy nhiên, cho đến nay, truyền động cơ khí vẫn chiếm phần lớn trong máy (trên 90%).

2. PHÂN LOẠI

Theo nguyên tắc làm việc người ta chia truyền động cơ khí làm hai loại là truyền động bằng ăn khớp và truyền động bằng ma sát.

Người ta lại phân biệt 2 kiểu : truyền động trực tiếp và truyền động gián tiếp.

Chúng ta có thể xem bảng phân loại và các bộ truyền cụ thể dưới đây:



BẢNG 0.1. CÁC LOẠI BỘ TRUYỀN

Nguyên tắc truyền động	Ăn khớp	Ma sát
Trực tiếp	Truyền động bánh răng Truyền động trục vít Truyền động vít – đai ốc	Truyền động bánh ma sát
Gián tiếp	Truyền động xích	Truyền động đai Bộ biến tốc ma sát

Tùy theo vị trí tương đối các trục truyền động ta lại có thể có các bộ truyền giữa các trục song song, cắt nhau và chéo nhau.

Trong phần này, chúng ta sẽ nghiên cứu lần lượt các bộ truyền trên.

3. HỘP TRUYỀN ĐỘNG

Các bộ truyền thường đặt trong các hộp kín cho dễ bảo quản sử dụng, lắp ráp. Các hộp truyền động thường có các dạng :

- Hộp giảm tốc: thường biến đổi một giá trị tốc độ (với một tỷ số truyền).
- Hộp số: biến đổi nhiều cấp tốc độ, mỗi cấp tương ứng một trị số tỷ số truyền cố định.
- Hộp biến tốc vô cấp: cho phép biến đổi tốc độ với tỷ số truyền có trị số nằm trong một khoảng liên tục.

4. CÁC THÔNG SỐ TRUYỀN ĐỘNG CHÍNH

a) Công suất

Đặc trưng cho lượng năng lượng truyền dẫn trong một đơn vị thời gian gồm:

- Công suất trên trục dẫn P_1 (kW).
- Công suất trên trục bị dẫn P_2 (kW): khi truyền dẫn từ trục này sang trục kia có sự mất mát năng lượng nên $P_2 < P_1$.

b) Hiệu suất truyền động η

η dùng để đánh giá chất lượng truyền động, đánh giá năng lượng bị tổn thất, mức độ được bảo toàn tốt hay xấu.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \text{ hoặc } \eta = 1 - \frac{P_m}{P_1}$$

Trong đó: $P_m = P_1 - P_2$ là năng lượng (công suất) mất mát.

c) Tốc độ

Thường là tốc độ quay trên các trục truyền động.

- n_1 (vg/ph) : tốc độ quay trên trục dẫn đo bằng số vòng quay trong một phút ; hoặc ω_1 (rad/s) : tốc độ quay trên trục dẫn đo bằng radian trong một giây.
- n_2 (vg/ph), ω_2 (rad/s): tốc độ quay trên trục bị dẫn.

d) Tỷ số truyền

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Đánh giá mức độ thay đổi tốc độ của các bộ truyền.

e) Mômen xoắn trên trục

Dùng đánh giá độ lớn của tải trọng tác dụng, tính theo công suất và tốc độ quay trên trục

$$T_1 = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1}{n_1}; T_2 = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_2}{n_2} = T_1 \cdot u \cdot \eta.$$

Xác định chiều mômen xoắn trên các bộ truyền :

- Trục dẫn : mômen gây nên chuyển động có chiều cùng chiều quay;
- Trục bị dẫn : mômen cản lại chuyển động có chiều ngược chiều quay.

5. HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

Các bộ truyền nối, liên kết với nhau thành hệ thống để biến đổi, truyền dẫn chuyển động từ nơi này sang nơi khác, thực hiện các chức năng khác nhau của máy và các bộ phận máy. Hệ thống truyền động vì vậy bao gồm tất cả các bộ truyền, các bộ phận để đỡ và ghép, nối chúng lại với nhau như trục, ổ, các tiết máy ghép, các chi tiết khung, bệ, vỏ để đỡ, liên kết tất cả các chi tiết, bộ phận trên.

Dữ liệu thiết kế trong hệ thống dẫn động.

Để tiến hành thiết kế hệ thống truyền động phải lập nên các số liệu để làm căn cứ tính toán thiết kế từng bộ truyền, từng bộ phận trong đó.

Quá trình tính toán để lập nên hệ thống số liệu này thường như sau :

1. Xác định công suất tiêu thụ của hệ thống dẫn động

Để xác định được công suất tiêu thụ này, chúng ta phải căn cứ vào công có ích mà hệ thống truyền động phải thực hiện, có thể phải tìm lực hoặc mômen cản của bộ phận công tác, tốc độ chuyển động hoặc tốc độ quay trên trục công tác,... Tiếp theo chúng ta tìm hiệu suất của hệ thống trên cơ sở cấu tạo, sơ đồ động của hệ thống truyền động. Từ đó rút ra được công suất cần thiết tác động và chọn đúng được nguồn phát năng lượng và tạo chuyển động (như động cơ điện, động cơ thủy khí,...).

2. Xác định tỷ số truyền chung của toàn bộ hệ thống theo tốc độ của nguồn chuyển động và tốc độ của trục công tác và phân phối tỷ số truyền ấy cho các bộ truyền hợp thành theo khả năng của các bộ truyền đó.

3. Tính toán tốc độ, công suất tác động trên các trục của hệ thống truyền động, rồi từ đó rút ra tải trọng là mômen xoắn trên các trục. Đó chính là hệ thống dữ liệu để tiến hành thiết kế hệ dẫn động.

Nội dung cụ thể của quá trình lập nên hệ thống dữ liệu này sẽ được trình bày kỹ hơn trong các tài liệu chuyên khảo về thiết kế máy, bộ phận.

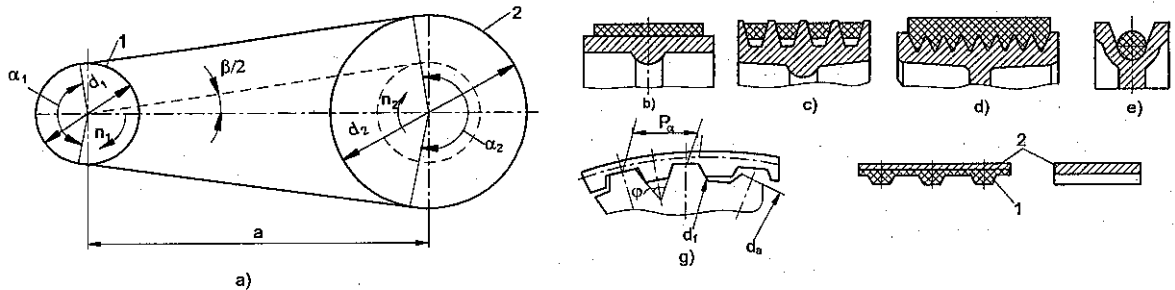


Chương 2

TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

2.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Truyền động đai gồm hai bánh đai lắp trên 2 trục dẫn, bị dẫn và vòng dây đai mắc căng trên 2 bánh ấy. Khi bánh dẫn quay, nhờ ma sát do lực căng gây ra sẽ kéo dây đai chạy, dây đai lại nhờ ma sát của nó với bánh bị dẫn kéo bánh bị dẫn quay theo, vì thế tải trọng và chuyển động được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn (xem hình 2.1a).



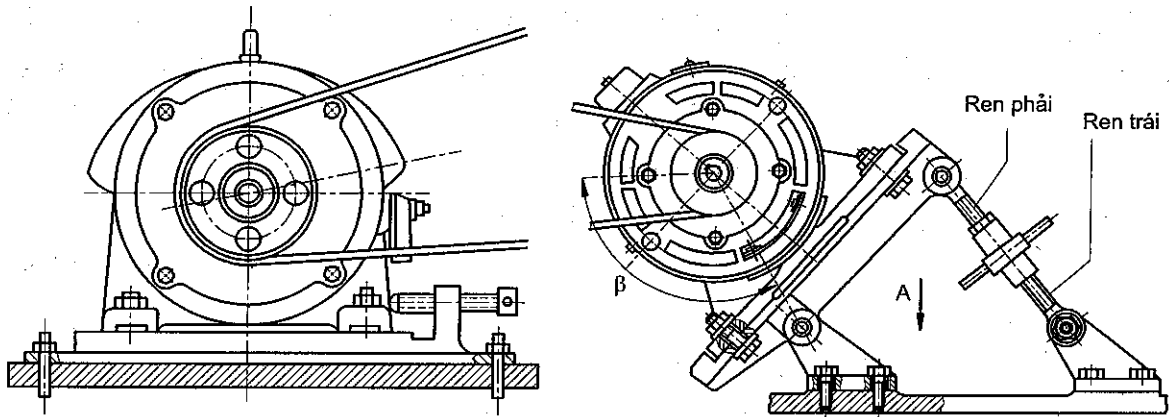
Hình 2.1

Dây đai là vòng dây mềm khép kín, có thể có nhiều hình dạng mặt cắt khác nhau, nếu có dạng hình chữ nhật mỏng ta gọi nó là đai dẹt (hình 2.1b), nếu là hình thang ta gọi là đai thang (hình 2.1c), hai loại này được dùng nhiều nhất hiện nay. Với máy công suất nhỏ, còn dùng đai tiết diện hình tròn (hình 2.1e). Để tăng khả năng tải, giảm kích thước người ta còn dùng đai răng lược (hình 2.1d), để chống trượt trên dùng đai răng (xem hình 2.1g).

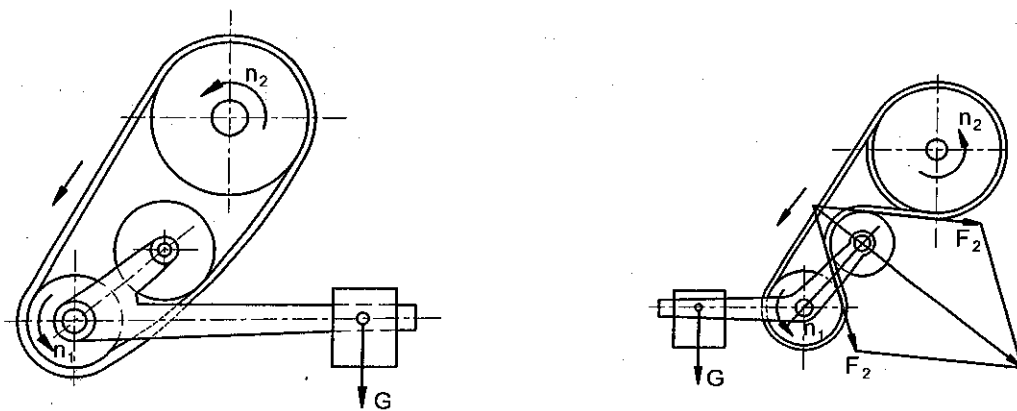
Khi truyền động thì phải căng đai nên luôn phải có bộ phận tạo lực căng, cấu tạo của nó có rất nhiều kiểu khác nhau. Kết cấu hay dùng nhất cho phép một trong hai trục bánh đai di chuyển được trên một bộ giá trượt hay giá quay (xem hình 2.2) vì thế căng được đai nhờ đặt khoảng cách trục theo độ lớn cần thiết.

Nếu phải giữ khoảng cách trục không đổi có thể dùng bánh căng lắp thêm đặt ở giữa hai bánh đai, để tạo lực căng ta dùng các vật nặng đặt trên các đòn (hình 2.3).

Trọng lực của chúng theo nguyên tắc cân bằng cơ học sẽ tạo lực căng đai.

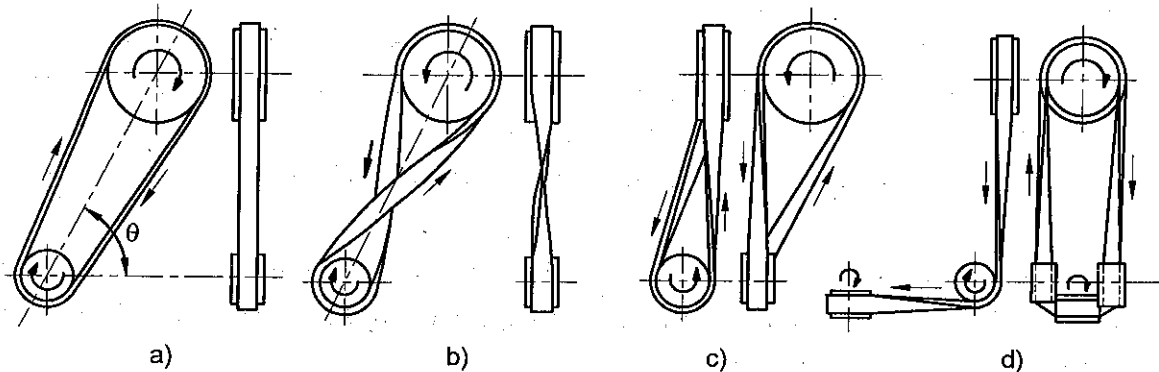


Hình 2.2



Hình 2.3

Bộ truyền đai hay dùng nhất vẫn là loại có trục song song hai bánh đai quay cùng chiều (hình 2.4a), tuy nhiên còn có thể bố trí sắp xếp khác như truyền chuyển động giữa hai trục song song nhưng hai bánh đai quay ngược chiều (bộ truyền bắt chéo), bộ truyền giữa hai trục chéo nhau (bộ truyền nửa chéo) (hình 2.4b,c) hoặc truyền động góc giữa hai trục vuông góc với nhau (hình 2.4d).



Hình 2.4. Các kiểu truyền động đai

Do truyền động bằng ma sát thông qua dây mềm có môđun đàn hồi không lớn nên truyền động đai êm, truyền được chuyển động giữa 2 trục xa nhau. Khi quá tải, đai trượt trên với bánh đai nên máy được an toàn. So với các loại truyền động khác bộ truyền đai có kết cấu khá đơn giản, giá thành thấp, dễ chế tạo.

Tuy vậy, bộ truyền có những nhược điểm rất đáng kể là :

– Kích thước công kênh vì khả năng tải thấp (tăng 5 lần so với bộ truyền bánh răng cùng tải trọng).

– Lực tác dụng lên trục lớn vì phải căng đai tạo lực ma sát.

– Tỷ số truyền không ổn định phụ thuộc tải trọng vì có trượt đàn hồi.

– Tuổi thọ khá thấp, nhất là khi tốc độ lớn.

Truyền động đai là loại truyền động rất phổ biến trong máy, thường hay sử dụng để truyền từ động cơ đến bộ phận khác, nơi có tốc độ lớn, khoảng công suất truyền có thể tới 50kW, tỷ số truyền không quá 5 với đai dẹt, còn đai thang cho phép lớn hơn nhưng nhỏ hơn 10.

2.2. CẤU TẠO ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

2.2.1. Đai dẹt

Vật liệu làm đai phải ôm gọn, tiếp xúc tốt với bánh đai, cần có hệ số ma sát đủ lớn với bánh đai, phải có độ bền mỏi tốt vì luôn chịu ứng suất thay đổi.

Vật liệu làm đai dẹt có thể dùng nhiều chất liệu khác nhau như: da, sợi, len là những vật liệu thiên nhiên.

Đai da có độ đàn hồi tốt, chống mòn tốt, khá bền nhưng chịu ẩm, chịu axit kém lại đắt nên hiện nay ít dùng. Đai sợi, vải thì mềm, ôm tốt và tiếp xúc tốt với bánh đai (ngay cả khi bánh đai nhỏ) nhưng kém bền, dãn nhanh, cũng ít được dùng.

Phổ biến nhất là đai vải cao su, vật liệu nhân tạo đã dùng từ khá lâu, loại đai này có ma sát tốt với bánh đai, độ bền cao, chống ẩm, chống axit tốt, được sản xuất hàng loạt, có rất nhiều cỡ, kích thước khác nhau, làm thành từng cuộn. Khi cần chiều dài nhất định thì cắt ra nối 2 đầu lại. Cần chú ý không để dây dầu, xăng, chất kiềm vì những chất này làm hỏng đai rất nhanh.

Vật liệu tốt nhất là chất dẻo, vật liệu tổng hợp (polyamid, nylon, kaprông,...), độ bền cao nhất, có thể truyền tải với tốc độ rất lớn (80m/s), đai không có đầu nối, được chế tạo sẵn thành vòng kín, bánh đai có thể nhỏ.

Bảng 2.1 cho tiêu chuẩn kích thước của đai dẹt vải – cao su thường dùng.



BẢNG 2.1. TIÊU CHUẨN KÍCH THƯỚC CỦA ĐAI DỆT VẢI – CAO SU THƯỜNG DÙNG

Số lớp	Chiều rộng đai b (mm)	Ký hiệu đai			
		Б-800 và Б-820		БКНЛ-65 và БКНЛ-65-2	
		Chiều dày đai h, mm			
		Có lớp lót	Không có lớp lót	Có lớp lót	Không có lớp lót
3	20... 112	4,5	3,75	3,0	3,0
4	20... 250	6,0	5,00	4,8	4,0
5	20... 250	7,5	6,25	6,0	5,0
6	80... 250	9,0	7,50	7,2	6,0

Chú thích : Chiều rộng tiêu chuẩn của đai như sau : 20 ; 25 ; (30) ; 32 ; 40 ; 50 ; (60) ; 63 ; (70) ; 71 ; (75) ; 80 ; (86) ; 90 ; 100 ; 112 ; (115) ; (120) ; 125 ; 140 ; (150) ; (160) ; (175) ; 180 ; 200 ; 224 ; (225) ; 250 (kích thước trong dấu ngoặc nên ít dùng).^{)}*

2.2.2. Đai thang

Đai tiết diện hình thang tiếp xúc với bánh đai trong hình chêm (hai mặt côn hai bên đối nhau) nên hiệu quả lực căng rất lớn, khi tính toán ma sát dùng hệ số ma sát tương đương.

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} \approx 3f \text{ (khi } \varphi = 36^\circ - 40^\circ\text{)}. \text{ Khả năng tải vì thế tăng lên rất nhiều so với đai dệt.}$$

Đai thang được chế tạo liền, thành vòng kín, không có đầu nối, vì thế chiều dài được lấy theo tiêu chuẩn, kích thước tiết diện cũng được tiêu chuẩn (b, h, góc φ). Theo TCVN (Việt Nam) sử dụng 7 tiết diện ký hiệu là Z, A, B, C, D, E, F và GOST (Liên xô) tương ứng là O, A, Б, В, Г, Д, E (xem bảng 2.2). Tiêu chuẩn ANSI (Mỹ) có 5 tiết diện A, B, C, D, E (xem phụ lục PL2).

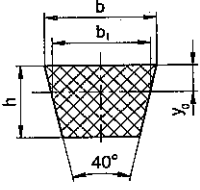
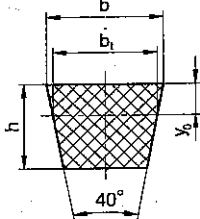
Ngoài đai thang loại bình thường còn sử dụng đai thang hẹp, đai thang chất lượng cao (theo tiêu chuẩn Việt Nam là SPZ, SPA, SPB tương ứng GOST có YO, YA, YБ, YB) và đai hình lược.

Đai hình lược thực chất là đai thang có số đai lớn, tiết diện nhỏ tạo thành nhiều gân chạy dọc chiều dài đai (xem hình 2.1d và bảng 2.3), các tiết diện dính liền với nhau.

Bảng 2.3 cho các kích thước đai hình lược (theo GOST).

^{*)} Cấu tạo và hình dạng mặt cắt ngang của đai xem trong PL1, (tiết diện đai mô tả trong hình PL1.1)

BẢNG 2.2. KÝ HIỆU ĐAI THANG THEO TCVN VÀ GOST

Loại đai	Kí hiệu	Kích thước tiết diện, mm				Diện tích tiết diện A, mm ²	Đường kính bánh đai nhỏ d ₁ , mm	Chiều dài giới hạn ℓ, mm
		b ₁	b	h	y ₀			
Đai hình thang thường 	Z (O)	8,5	10	6	2,1	47	63–140	400–2500
	A (A)	11	13	8	2,8	81	90–200	560–4000
	B (B)	14	17	10,5	4,0	138	125–280	800–6300
	C (B)	19	22	13,5	4,8	230	200–400	1800–10600
	D (Γ)	27	32	19,0	6,9	476	315–630	3150–15000
	E (Д)	32	38	23,5	8,3	692	500–1000	4500–18000
	F (E)	42	50	30	11	1170	800–1600	6300–18000
Đai hình thang hẹp 	SPZ(YO)	8,5	10	8	2	56	63–180	630–2550
	SPA(YA)	11	13	10	2,8	85	90–250	800–4500
	SPB(YB)	14	17	13	3,5	158	140–200	1250–8000
	YB	19	22	18	4,8	278	224–315	2000–8000

Trị số tiêu chuẩn của chiều dài đai (mm) như sau :

400, (425), 450, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000. Chú thích: Trị số trong ngoặc ít dùng.

BẢNG 2.3. KÍCH THƯỚC ĐAI HÌNH LƯỢC (GOST)

Loại tiết diện	Kích thước mm			Diện tích A ₁₀ mm ²	Chiều dài giới hạn mm	Số gân		Khối lượng 1m đai có 10 gân KG/m
	t	H	h			nên lấy	cho phép	
K	2,4	4,0	2,35	72	400 – 2000	2 – 36	36	0,09
N	4,8	9,5	4,85	356	1250 – 4000	4 – 20	50	0,45
M	9,5	16,7	10,35	1137	2000 – 4000	2 – 20	50	1,6

A₁₀ – diện tích của tiết diện đai có 10 gân^{)}*

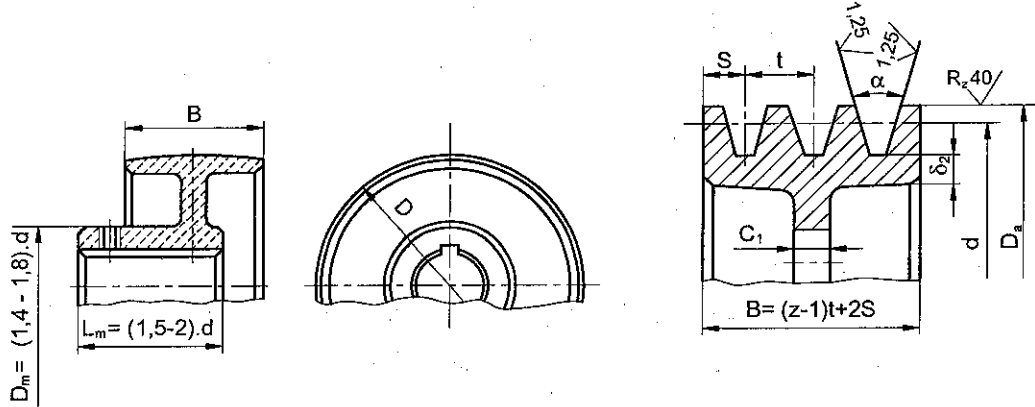
^{*)} Đai lược & đai răng xem thêm trong phụ lục PL1



2.2.3. Bánh đai

Bánh đai thường làm bằng thép hoặc gang, hợp kim nhôm. Bánh đai dẫn có đường kính nhỏ có thể làm đặc và chia 2 phần là vành bánh đai và mayơ (phần tiếp giáp, lắp với trục), chúng thường nối với nhau bằng đĩa hay nan hoa (xem hình 2.5).

Đường kính bánh đai có thể lấy theo tiêu chuẩn, các kích thước kết cấu khác cho trong bảng 2.4 hoặc tính theo các công thức kèm theo trong các tài liệu thiết kế.



Hình 2.5. Kết cấu bánh đai

BẢNG 2.4. KÍCH THƯỚC BÃNH ĐAI THANG

Ký hiệu tiết diện đai	H	h_o	t	e	$\varphi = 34^\circ$		$\varphi = 36^\circ$		$\varphi = 38^\circ$		$\varphi = 40^\circ$	
					d	b_1	d	b_1	d	b_1	d	b_1
					Z(O)	10	2,5	12	8	63...71	10	80...100
A(A)	12,5	3,3	15	10	90...112	13,1	125...160	13,3	180...400	13,4	≥ 450	13,5
B(B)	16	4,2	19	12,5	125...160	17	180...224	17,2	250...500	17,4	≥ 560	17,6
C(B)	21	5,7	25,5	17	200	22,7	224...315	22,9	355...630	23,1	≥ 710	23,3
D(Γ)	29	8,1	37,0	24	—	—	315...450	32,5	500...900	32,8	≥ 1000	33,2
E(D)	34	9,6	44,5	29	—	—	500...560	38,5	650...1120	38,9	≥ 1250	39,3
F(E)	44	12,5	58,0	38	—	—	—	—	800...1400	50,6	≥ 1600	51,1

Chú thích: Đường kính bánh đai d, mm: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

2.3. NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ SỞ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

2.3.1. Các thông số và quan hệ hình học chính

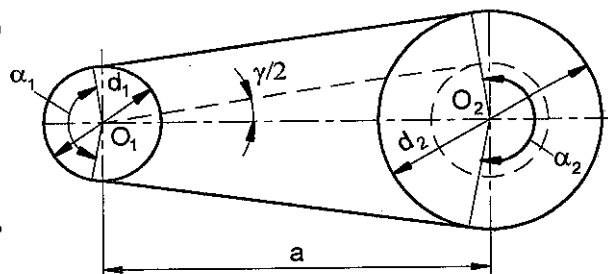
Khảo sát bộ truyền đai bình thường, có các thông số chính sau (hình 2.6):

d_1, d_2 : đường kính tính toán hai bánh đai

a : khoảng cách trục; L : chiều dài đai.

α_1, α_2 : góc ôm của đai với 2 bánh đai, chính là góc tiếp xúc của đai ôm lấy bánh đai.

γ : góc giữa 2 nhánh dây đai ($\gamma/2$: góc giữa nhánh dây đai và đường nối tâm).



Hình 2.6

a) Quan hệ hình học

Gọi $u = n_1/n_2$ là tỷ số truyền của bộ truyền và L là chiều dài của đai

Chúng ta có các công thức diễn tả mối quan hệ hình học sau:

$$\gamma/2 = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

$$\alpha_1 = \pi - \gamma = 180^\circ - 57^\circ 3' \cdot \arcsin \frac{d_2 - d_1}{a}$$

$$\alpha_2 = \pi + \gamma = 180^\circ + 57^\circ 3' \cdot \arcsin \frac{d_2 - d_1}{a};$$

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{(\pi - \gamma)d_1}{2} + \frac{(\pi + \gamma)d_2}{2}$$

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) - 2\gamma(d_2 - d_1)}{4 \cos \gamma}$$

Công thức gần đúng khi $\alpha_1 \geq 150^\circ$ *)

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (2.1)$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a};$$

$$L \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)}{4a} \quad (2.2)$$

$$a \approx \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right\} \quad (2.3)$$

*) Xem thêm trong phụ lục PL1 để thấy phương pháp tính gần đúng

b) Chọn và tính các thông số hình học

Chọn đường kính bánh đai nhỏ (bánh dẫn) có thể theo tải trọng tác dụng lên trục
Với đai dẹt thì :

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \text{ mm} \text{ hoặc } d_1 = (5,1 \div 6,4) \sqrt[3]{T_{x1}} \text{ mm} \quad (2.4)$$

Trong đó: P_1 – công suất trên trục dẫn, kW.

n_1 – tốc độ quay bánh dẫn, vg/ph.

T_{x1} – mômen xoắn trên bánh dẫn, Nm.

Với đai thang chọn d_1 theo d_{1min} , d_{1min} là đường kính bánh đai nhỏ nhất tương ứng với kích thước tiết diện đai theo tiêu chuẩn đã được chọn trước (tra bảng 2.2).

$$d_1 = (1,1 \div 1,2) d_{1min}$$

Trị số cụ thể cũng được lấy theo dãy số tiêu chuẩn của d .

Đường kính bánh đai lớn $d_2 = u \cdot d_1 (1 - \xi)$ trong đó hệ số trượt $\xi = 0,01 \div 0,02$

Khoảng cách trục a với đai dẹt cần đảm bảo $\alpha_1 > 150^\circ$ nên $a \geq 2(d_1 + d_2)$ và thông thường chọn sao cho tỷ số của vận tốc và chiều dài đai $v/L = 3 \div 5$.

Khoảng cách trục a với đai thang, do chỉ cần góc ôm $\alpha_1 \geq 120^\circ$ nên $a_{max} = 2(d_1 + d_2)$ và chọn theo d_2 phụ thuộc tỷ số truyền u (xem bảng 2.13). Ngoài ra còn phải thỏa mãn điều kiện: $a_{min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$ sao cho 2 bánh đai không chạm nhau.

2.3.2. Lực tác dụng lên đai

Khi chưa làm việc, hai nhánh đai chịu lực căng ban đầu như nhau F_0 . Lúc truyền tải sẽ có sự chênh lệch lực căng giữa 2 nhánh. Nhánh dẫn là nhánh chạy vào bánh dẫn của bộ truyền đai, nó sẽ chịu lực căng lớn F_1 . Nhánh bị dẫn ở phía chạy ra so với bánh dẫn, nó chịu lực căng nhỏ hơn là F_2 .

Theo điều kiện cân bằng mômen với trục quay chúng ta có :

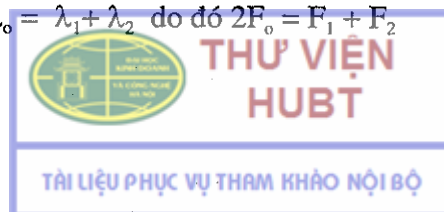
$$(F_1 - F_2) \frac{d_1}{2} = T_{x1}$$

Gọi $F_t = F_1 - F_2$ là lực vòng cần truyền ta sẽ được:

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_{x1}}{d_1} = \frac{2T_{x2}}{d_2} \quad (2.5)$$

Mặt khác theo điều kiện chiều dài hình học của đai không đổi trước và sau khi làm việc (căng đai theo cách giữ khoảng cách trục không đổi và không dùng bánh căng) thì độ dẫn dài của đai trước khi làm việc $2\lambda_0$, và độ dẫn dài khi truyền tải $\lambda_1 + \lambda_2$ là phải bằng nhau

$$2\lambda_0 = \lambda_1 + \lambda_2 \text{ do đó } 2F_0 = F_1 + F_2 \quad (2.6)$$



$$\text{Từ (2.5) và (2.6) rút ra } F_1 = F_0 + \frac{F_1}{2}; \text{ và } F_2 = F_0 - \frac{F_1}{2}; \quad (2.7)$$

(Công thức này có tên là công thức Pông-xơ-lê dùng phổ biến trong tính đai được căng theo điều kiện ở trên, tuy vậy chỉ là công thức gần đúng, dựa trên giả thiết quy luật thay đổi lực căng trong cung ôm theo quan hệ bậc nhất với biến số góc α).

Để truyền được chuyển động, đai không được phép trượt trên bánh đai (hình 2.7) vì thế lực căng phải tuân theo công thức Ole của đai mềm vắt trên mặt trụ.

$$F_1 \leq F_2 e^{f\alpha} \quad (2.8a)$$

f là hệ số ma sát giữa đai và bánh đai.

Công thức này chỉ đúng cho trường hợp tĩnh, cần nhớ rằng phần tổ đai luôn chuyển động theo quỹ đạo tròn trong vùng cung ôm nên ngoài các lực tác dụng khác còn có lực li tâm trên mỗi phân tổ đai, (xem hình 2.8) kết quả công thức Ole trở thành.

$$(F_1 - qv^2) \leq (F_2 - qv^2) e^{f\alpha} \quad (2.8b)$$

Trong công thức này q là khối lượng của một đơn vị chiều dài đai, v là vận tốc đai.

Kết hợp các công thức (2.7), (2.8b) và lấy $F_1 = F_1 - F_2$ rút ra lực căng ban đầu F_0 cần thiết để truyền lực F_1 .

$$F_0 \geq \frac{F_1}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right) + qv^2 \quad (2.9a)$$

hoặc tính toán khả năng truyền tải của bộ truyền theo lực căng ban đầu F_0 :

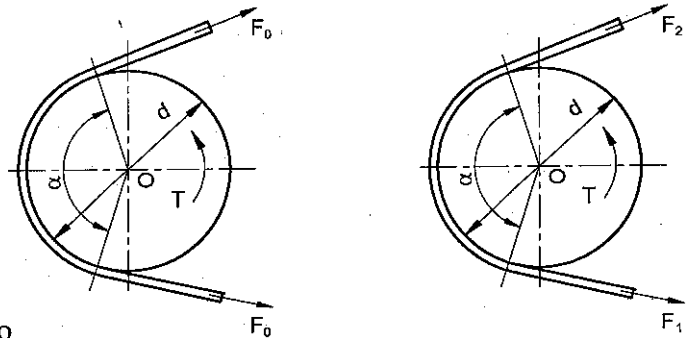
$$F_1 \leq 2(F_0 - qv^2) \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (2.9b)$$

2.3.3. Ứng suất trong đai

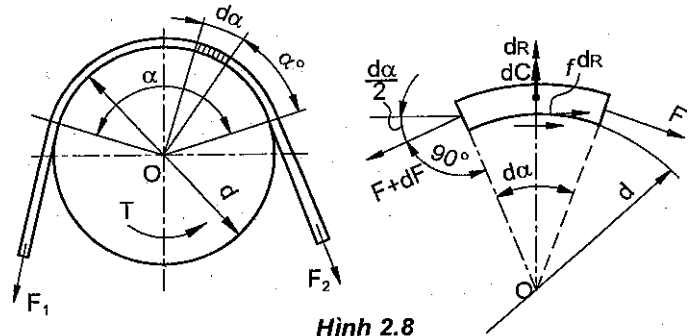
Dưới tác dụng của lực căng đai phát sinh ứng suất. Dây đai khi chưa truyền tải sẽ chịu lực căng ban đầu F_0 vì vậy có ứng suất căng ban đầu σ_0 .

$$\sigma_0 = F_0/A_d. \text{ Trong đó } A_d : \text{ diện tích tiết diện dây đai.}$$

Khi làm việc, nhánh dẫn chịu lực căng F_1 và do đó ứng suất căng trên nhánh dẫn σ_1 là:



Hình 2.7



Hình 2.8

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A_d} = \sigma_o + \frac{F_1}{2A_d} = \sigma_o + \frac{\sigma_t}{2}$$

Trong công thức này đã đặt ứng suất có ích σ_t :

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_d}$$

Tương tự trên nhánh bị dẫn có ứng suất σ_2

$$\sigma_2 = F_2/A_d = \sigma_o - \frac{F_t}{2A_d} = \sigma_o - \frac{\sigma_t}{2}$$

Trong cùng ô m lực căng thay đổi từ F_1 đến F_2 , ngoài ứng suất do lực căng, dây đai lại chịu thêm ứng suất uốn do bị uốn cong.

Trường hợp đai dẹt, trên bánh dẫn :

$$\sigma_{u1} = \frac{E.h}{d_1}; \text{ trên bánh bị dẫn } \sigma_{u2} = \frac{E.h}{d_2}$$

Trường hợp đai thang trên bánh dẫn : $\sigma_{u1} = 2 \frac{E.y_d}{d_1}$; trên bánh bị dẫn $\sigma_{u2} = 2 \frac{E.y_d}{d_2}$

Trong đó:

E – môđun đàn hồi của vật liệu đai.

h – chiều dày đai dẹt.

y_d – khoảng cách từ đáy lớn đến lớp trung hòa của đai thang.

Phân bố ứng suất trong đai có thể thấy được trên hình 2.9.

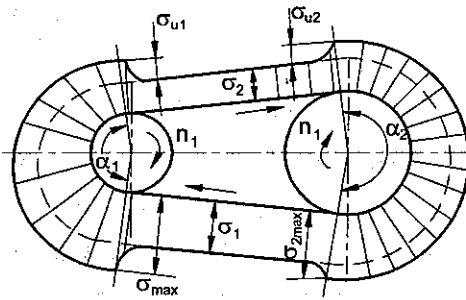
Nơi ứng suất lớn nhất ở tại điểm đai chạy vào trên nhánh dẫn: $\sigma_{max} = \sigma_o + \frac{\sigma_t}{2} + \frac{E.h}{d_1}$

Chú thích về ứng suất li tâm :

Lực li tâm và ứng suất li tâm có vai trò không thể phủ nhận, tuy nhiên kết quả của những tranh luận khoa học những năm 60 – 70 của thế kỷ 20 cho thấy trong trường hợp đai căng theo phương pháp cố định khoảng cách trục thì ứng suất lớn nhất không cần cộng thêm vào khi tính σ_{max} , chỉ trường hợp căng tự động thì trị số nhất thiết phải cộng vào ứng suất ly tâm.

2.3.4. Sự trượt trong truyền động đai

Trong truyền động đai có hai dạng trượt có ảnh hưởng quyết định đến khả năng tải và tính chất làm việc của bộ truyền đai đó là trượt trơn và trượt đàn hồi.



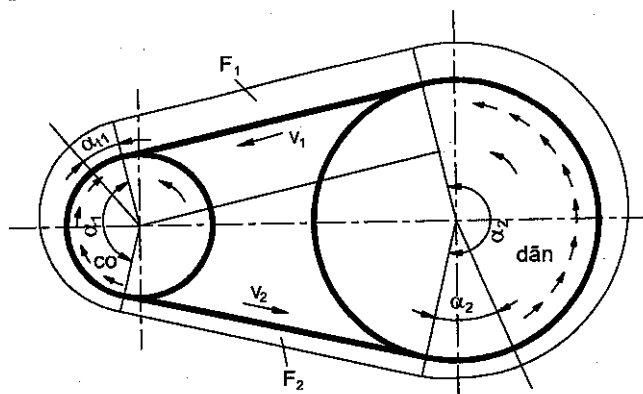
Hình 2.9. Ứng suất trong đai

a) Trượt trơn và khả năng tải

Trượt trơn xảy ra khi quá tải hay F_1 lớn hơn giá trị cho phép, hoặc lực căng ban đầu F_0 không đủ, lúc trượt trơn đai trượt hẳn, nhìn thấy so với bánh đai (thậm chí đai dừng lại hoặc chạy rất chậm còn bánh đai vẫn cứ quay nhanh) bộ truyền không thể truyền tải và chuyển động được nữa.

b) Sự trượt đàn hồi

Khác hẳn với trượt trơn, trượt đàn hồi vẫn xảy ra khi đai truyền tải và chuyển động. Nó do tính đàn hồi (co giãn được) của đai và khi có chênh lệch lực căng trong khi truyền động (thực hiện việc truyền tải). Dây đai khi chạy trong vùng cung ôm của đai đối với bánh đai, do lực căng thay đổi nên nó bị co (trên bánh dẫn) hoặc bị giãn (trên bánh bị dẫn) nên trượt với bánh đai. Kết quả là tốc độ v_2 của nhánh đai bị dẫn giảm đi vì trong cung ôm bánh dẫn có tốc độ co, trong khi nhánh dẫn vẫn có tốc độ v_1 , bằng tốc độ vòng của bánh đai dẫn. Theo thí nghiệm, người ta thấy điểm chạy vào tiếp xúc của đai đối với bánh đai có tốc độ bằng nhau và sự trượt chỉ xảy ra trong một vùng cung ôm nhất định gọi là cung trượt, phần cung ôm còn lại là cung tĩnh có tốc độ đai và bánh đai như nhau, vì thế tốc độ vòng của bánh đai bị dẫn chỉ là v_2 hay bánh đai bị dẫn quay chậm lại (xem hình 2.10).



Hình 2.10

Đặt vận tốc trượt $v_t = v_1 - v_2$, gọi ξ là hệ số trượt ta có:

$$\xi = \frac{v_t}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

hoặc có thể viết $v_2 = v_1(1 - \xi)$ và suy ra tỷ số truyền với tốc độ 2 nhánh đai khác nhau với:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}, \text{ m/s}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}, \text{ m/s}; \quad \text{suy ra: } u = n_1/n_2 = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \quad (2.10)$$

Trong các công thức này, d_1 là đường kính bánh đai nhỏ, mm; d_2 là đường kính bánh đai lớn, mm; n_1 là số vòng quay bánh đai nhỏ, vg/ph; n_2 là số vòng quay bánh đai lớn, vg/ph.



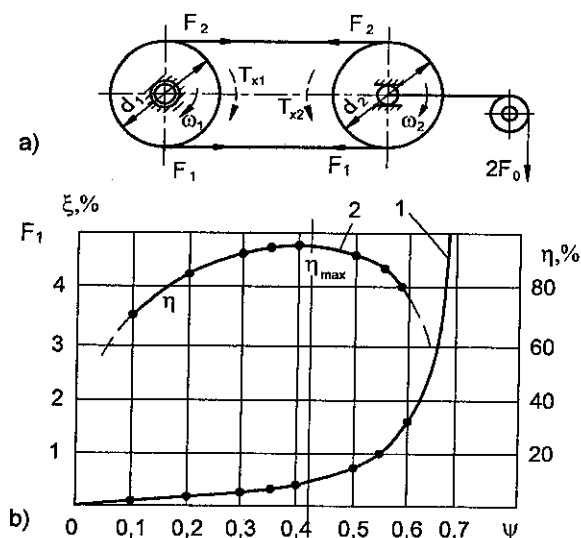
Thực tế là sự trượt đàn hồi không nhìn thấy bằng mắt thường, phải thiết kế bộ phận đo trong các máy thí nghiệm mới xác định được. Giá trị của ξ thay đổi bậc nhất theo tải trọng, vì thế bộ truyền đai có tỷ số truyền không ổn định, bị thay đổi theo tải trọng.

2.3.5. Đường cong trượt, đường cong hiệu suất và ứng dụng

Để có thể thấy rõ tính chất của sự trượt, người ta có thể dùng thí nghiệm lập mối quan hệ giữa tải trọng mà đặc trưng là hệ số kéo ψ với hệ số trượt ξ (hình 2.11).

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \text{ Điều kiện thí nghiệm : } \alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ; v = 10 \text{ m/s ; bộ truyền nằm}$$

ngang; tải trọng ổn định.



Hình 2.11

Kết quả thí nghiệm (hình 2.11b) cho thấy, khi tăng tải trọng (ψ tăng) hệ số trượt tăng theo và trong khoảng $0 \leq \psi \leq \psi_0$ nó tăng bậc nhất, chứng tỏ quá trình này là quá trình trượt đàn hồi, khi $\psi > \psi_0$ thì hệ số trượt ξ không tăng bậc nhất nữa mà tăng vọt theo đường cong, cho tới khi tải trọng đạt tới ψ_{max} thì trượt trơn hoàn toàn. Như vậy khoảng $\psi_0 \leq \psi \leq \psi_{max}$ quá trình là trượt đàn hồi có kèm theo trượt trơn cục bộ. Quá trình này được miêu tả bằng đường cong (1) trên hình 2.11b.

Đường cong (2) có được bằng thí nghiệm là đường cong hiệu suất, nó cho thấy ban đầu khi tải trọng nhỏ hiệu suất khá thấp (có thể giải thích là do mất mát ma sát vì lực căng khá lớn so với công suất tiêu thụ), khi tăng tải trọng tiếp tục thì công suất mất mát ấy hầu như không tăng, làm hiệu suất tăng dần lên và η_{max} đạt được tại ψ_0 . Trong vùng $\psi > \psi_0$ hiệu suất

giảm rất nhanh và dai mòn nhiều do trượt. Bộ truyền làm việc tốt nhất là vùng lân cận ψ_0 phía bên trái.

Dùng đường cong trượt và hiệu suất, chúng ta sẽ lấy trị số ψ_0 làm điểm tới hạn giúp xác định ứng suất có ích cho phép trong điều kiện thí nghiệm.

$$[\sigma_t]_0 = 2\psi_0 \sigma_0$$

Theo các kết quả thí nghiệm thì với đai dẹt vải cao su $\psi_0 = 0,6$; đai thang $\psi_0 = 0,7$ (số liệu này chỉ cho trị số tương đối, không dùng để tính khi yêu cầu tính chính xác và định lượng cao).

2.4. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

2.4.1. Chỉ tiêu tính toán bộ truyền đai

Điều quan trọng nhất đối với bộ truyền đai khi làm việc là không bị trượt trơn. Về nguyên tắc có thể dùng các công thức lý thuyết (2.9a) để tính toán, nhưng sẽ không đủ số liệu tin cậy và bỏ qua rất nhiều ảnh hưởng phức tạp khác. Vì vậy, trong thực tế người ta tính toán thiết kế dựa vào các số liệu thí nghiệm của đường cong trượt và hiệu suất cùng với việc chú ý đến điều kiện làm việc cụ thể của các bộ truyền, đảm bảo chắc chắn rằng bộ truyền không bị trượt trơn. Cách tính như vậy gọi là tính đai theo khả năng kéo. Hiện là cách tính chủ yếu của đa số các nước trên thế giới.

a) Tính đai theo khả năng kéo

Công thức tính toán chủ yếu là :

$$\sigma_t = F/A_d \leq [\sigma_t]$$

Trong đó: $[\sigma_t] = [\sigma_t]_0$; $[\sigma_t]_0$ là ứng suất có ích cho phép; C là hệ số điều kiện sử dụng.

b) Tính đai theo độ bền lâu

Khi tính theo khả năng kéo người ta chọn trước σ_0 , trị số này càng lớn tuổi thọ đai sẽ giảm, nên khi thiết kế kỹ càng người ta còn yêu cầu tính thời gian phục vụ, làm việc của bộ truyền. Đó là yêu cầu tính đai theo độ bền lâu.

Người ta hay sử dụng phương trình đường cong mỏi để tính toán, rút ra số chu kỳ làm việc cho phép của đai. Chu kỳ này tỷ lệ với thời gian làm việc và với tỷ số v/L (vận tốc và chiều dài đai : chính là số vòng chạy của đai trong một đơn vị thời gian).

Hiện nay xu hướng tính toán thiết kế bộ truyền thường là kết hợp giữa hai chỉ tiêu khả năng kéo và độ bền lâu. Tuy vậy, số liệu tính của các nước khác nhau có sự khác biệt khá lớn. Kết quả phụ thuộc rất nhiều vào trình độ, công nghệ sản xuất và thí nghiệm đai.

2.4.2. Tính đai theo khả năng kéo

a) Đai dẹt

Từ công thức : $\sigma_t = \frac{F_t}{A_d} \leq [\sigma_t]$ suy ra kích thước mặt cắt của đai.

Với đai dẹt có diện tích đai $A_d = b \cdot h$ ta thường chọn trước chiều dày h theo tiêu chuẩn và chiều dày này không quá lớn so với đường kính d_1 , nghĩa là tỷ số $\frac{h}{d_1} \leq \frac{1}{40}$ với đai vải cao

su, $\frac{h}{d_1} \leq \frac{1}{35}$ với đai da và $\frac{h}{d_1} \leq \frac{1}{30}$ với đai sợi, vải.

Công thức cho đai dẹt có thể viết :

$$b \geq \frac{F_t K_d}{h [\sigma_t]_o \cdot C} \quad (2.11)$$

Trong công thức này:

$[\sigma_t]_o$ – ứng suất có ích cho phép, $[\sigma_t]_o$ xác định bằng thí nghiệm trong điều kiện bộ truyền nằm ngang, vận tốc $v = 10\text{m/s}$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$, tải trọng ổn định. Ứng suất có ích cho phép $[\sigma_t]_o$ của đai dẹt với $\sigma_o = 1,8\text{MPa}$ xác định theo bảng 2.5.

BẢNG 2.5. ỨNG SUẤT CÓ ÍCH CHO PHÉP CỦA ĐAI DẸT VỚI $\sigma_o = 1,8\text{MPa}$

Loại đai	d_1/h								
	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Vải cao su	2,1	2,17	2,20	2,25	2,28	2,30	2,33	2,37	2,40
Da	1,7	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40	2,50	2,60
Sợi bông	1,50	1,60	1,67	1,72	1,77	1,80	1,85	1,90	1,95
Sợi len	1,20	1,30	1,37	1,47	1,47	1,50	1,55	1,60	1,65

Chú thích: Với $\sigma_o = 2\text{MPa}$ các trị số $[\sigma_t]_o$ trong bảng tăng thêm 10%.
 Với $\sigma_o = 1,6\text{MPa}$ các trị số $[\sigma_t]_o$ trong bảng giảm 10%.

K_d : hệ số tải trọng động xét đến tính chất tải trọng và chế độ làm việc của bộ truyền, để xác định xem bảng 2.6.

BẢNG 2.6. HỆ SỐ TẢI TRỌNG ĐỘNG K_d

Đặc tính tải trọng	Loại máy	K_d
Tải trọng tĩnh, tải trọng mở máy đạt tới 120% so với trị số danh nghĩa	Máy phát điện, quạt, máy nén, bơm ly tâm, máy cắt gọt liên tục, băng tải	1,0
Tải trọng làm việc có dao động nhỏ, tải trọng mở máy tăng tới 150% so với danh nghĩa	Máy bơm, nén khí kiểu pít tông có 3 xi lanh trở lên, xích tải, máy phay, máy tiện rơvônve	1,1
Tải trọng làm việc dao động lớn, tải trọng mở máy lớn tới 220% so với danh nghĩa	Thiết bị dẫn động quay hai chiều, máy bơm, nén khí kiểu pít tông, máy bào, xọc, vít vận chuyển, máng cào, máy ép vít và ép lệch tâm vô lăng nặng	1,25
Tải trọng va đập mạnh và đảo chiều, tải trọng mở máy đến 300% so với danh nghĩa	Máy cắt tấm, búa máy, máy nghiền, thang máy, máy xúc, máy ép vít và máy ép lệch tâm vô lăng nhẹ	1,5–1,6

Chú thích :1– Đối với động cơ có mômen mở máy lớn, đóng mở nhiều lần, các trị số trong bảng tăng lên 0,15.
2– Các trị số trong bảng dùng cho chế độ làm việc 1 ca, nếu 2 ca tăng lên 0,15 và nếu 3 ca tăng lên 0,35.

C – hệ số điều kiện làm việc, là tích số $C = C_v C_\alpha C_b$;

C_v – hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc đai ;

$C_v = 1,04 - 0,0004v^2$, trong đó vận tốc v (m/s) hay tra bảng 2.7.

BẢNG 2.7. HỆ SỐ XÉT ĐẾN ẢNH HƯỞNG CỦA VẬN TỐC ĐAI

v (m/s)	1	5	10	15	20	25	30
C_v	1,04	1,08	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

C_α – hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm.

$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1)$ trong đó α_1 tính ra độ hay được tra bảng 2.8.

BẢNG 2.8. HỆ SỐ XÉT ĐẾN ẢNH HƯỞNG CỦA GÓC ÔM

α_1	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0

b) Đai thang

Do cấu tạo và kết cấu cũng như hệ thống tiêu chuẩn của truyền động đai thang có khác so với đai dẹt, mặt khác vẫn dựa vào công thức tính theo khả năng kéo nên cần chọn trước kích thước tiết diện (biết trước diện tích mặt cắt một dây đai A_1) sau đó tính ra số dây đai cần thiết z . Công thức tính đai thang theo khả năng kéo:

$z \geq F_1 \cdot K_d / (A_1 \cdot [\sigma_1])$ rồi chuyển công thức tính số đai cần thiết về dạng tính công suất như dạng thông dụng của tất cả các tài liệu tính toán :

$$z \geq P_1 \cdot K_d / [P] \quad \text{với} \quad [P] = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta T_1 \cdot n_1 / 9550 \quad (2.12)$$

Trong đó: P_1 là công suất truyền trên trục dẫn; $[P]$ là công suất truyền cho phép của một dây đai có kích thước tiết diện chọn trước.

P_0 là công suất truyền cho phép của một dây đai thang có tiết diện tiêu chuẩn xác định nhờ thí nghiệm, $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$, tải trọng ổn định, chiều dài đai $L = L_0$ quy định. Xác định P_0 theo đồ thị hình 2.12 hoặc bảng 2.9 với $\sigma_0 = 1,2 \text{ MPa}$.

BẢNG 2.9. TRỊ SỐ CỦA CÔNG SUẤT CHO PHÉP $[P_0]$ ĐỐI VỚI ĐAI THANG THƯỜNG,
 $\sigma_0 = 1,2 \text{ MPa}$

Ký hiệu tiết diện đai và chiều dài đai thí nghiệm l_0 , mm	Đường kính bánh đai nhỏ d_1 , mm	Vận tốc đai, m/s					
		3	5	10	15	20	25
Z(O) $l_0 = 1320$	63	0,33	0,49	0,83	1,04	1,14	–
	90	0,46	0,64	1,17	1,54	1,80	1,88
	112	0,48	0,75	1,33	1,78	2,12	2,30
A(A) $l_0 = 1700$	112	0,70	1,08	1,85	2,4	2,73	2,85
	125	0,78	1,17	2,0	2,75	3,08	3,26
	140	0,80	1,25	2,20	2,92	3,44	3,75
	160	0,84	1,32	2,34	3,14	3,78	4,09
	180	0,88	1,38	2,47	3,37	4,06	4,46
B(B) $l_0 = 2240$	125	0,92	1,38	2,25	2,61	–	–
	180	1,2	2,13	3,38	4,61	5,34	5,93
	225	1,35	2,30	4,0	5,53	6,46	7,08
	280	1,65	2,51	4,47	5,57	7,38	8,22
C(B) $l_0 = 3750$	200	1,83	2,73	4,55	5,75	6,28	–
	250	2,30	3,54	6,02	8,0	9,23	9,69
	280	2,46	3,77	6,59	8,82	10,27	11,0
	315	2,63	3,88	7,39	9,71	11,33	12,27
	355	2,84	4,29	7,57	10,51	12,42	13,63
	450	3,0	4,74	8,54	11,53	14,15	15,62
D(Γ) $l_0 = 6000$	355	–	6,67	11,17	14,91	16,50	17,51
	500	–	9,75	15,57	20,23	24,90	26,47
	630	–	10,76	17,46	23,60	27,89	32,19
	800	–	11,14	19,16	26,50	31,11	34,23

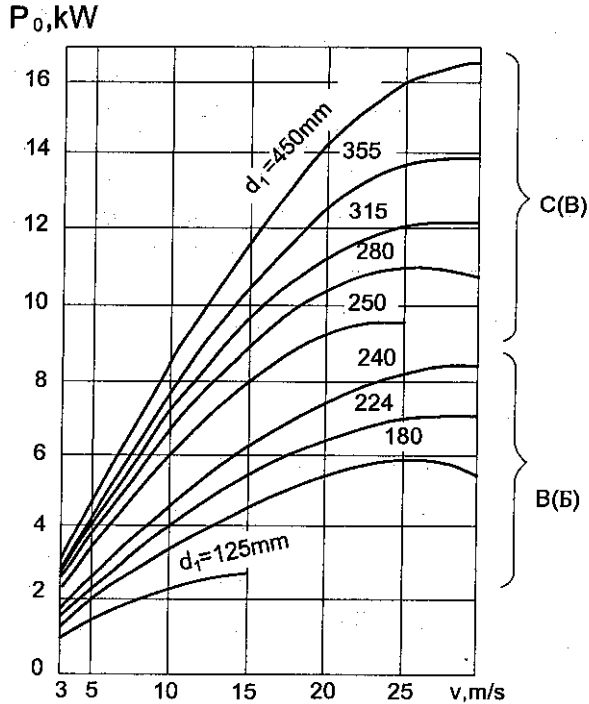
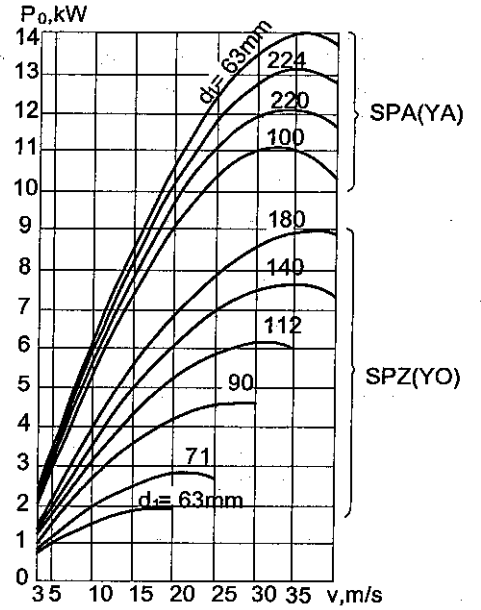
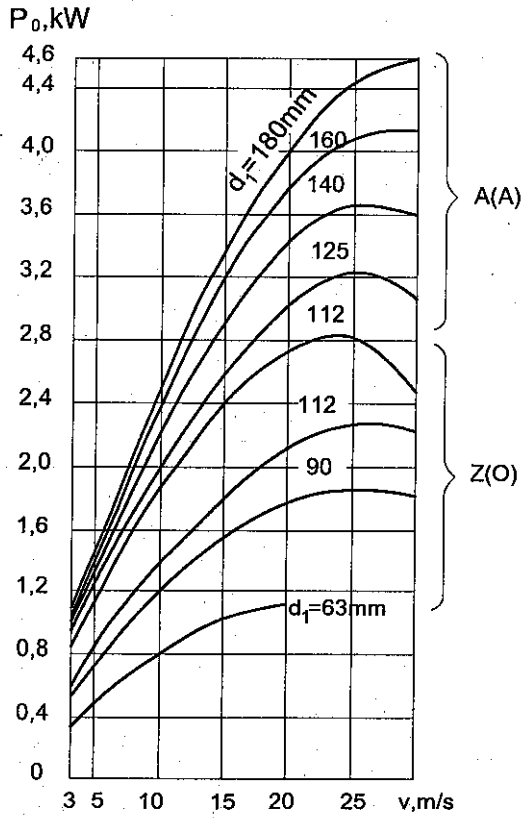
K_d – hệ số tải trọng động xét đến tính chất tải trọng và chế độ làm việc của bộ truyền, xem bảng 2.7.

C_α – hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm.

$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1)$ trong đó α_1 tính ra độ, hay tra bảng 2.10.

BẢNG 2.10. HỆ SỐ XÉT ĐẾN ẢNH HƯỞNG CỦA GÓC ÔM

α_1°	70	80	90	100	120	140	160	180
C_α	0,56	0,62	0,68	0,74	0,83	0,89	0,95	1,0



Hình 2.12. Đồ thị xác định công suất cho phép P_0 .

C_L – hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai đến sức bền mỗi, tuổi thọ của đai, xác định theo bảng 2.11.

BẢNG 2.11. HỆ SỐ XÉT ĐẾN ẢNH HƯỞNG CỦA CHIỀU DÀI ĐAI

L/L_0	Đai thang	Đai thang hẹp và đai hình lược	L/L_0	Đai thang	Đai thang hẹp và đai hình lược
0,3	0,79	0,8	1,2	1,04	1,03
0,4	0,82	0,85	1,4	1,07	1,06
0,5	0,86	0,89	1,6	1,1	1,08
0,6	0,89	0,91	2,0	1,15	1,12
0,8	0,95	0,96	2,4	1,2	1,15
1	1	1			

ΔT_1 – gia số mômen xoắn truyền cho phép trên trục dẫn khi tỷ số truyền $u > 1$, làm tăng sức bền mỗi của đai nhờ bánh đai bị dẫn có d_2 lớn làm giảm ứng suất uốn trong đai, xác định theo bảng 2.12.

BẢNG 2.12. GIA SỐ MÔMEN XOẮN ΔT_1 (Nm)

Tỷ số truyền	Đai hình thang				Đai hình thang hẹp	
	Z (o)	A (A)	B (B)	C (B)	SPZ(yo)	SPA(yA)
1,05 – 1,07	0,08	0,20	0,5	1,5	0,3	0,7
1,08 – 1,13	0,15	0,40	1,1	2,9	0,6	1,4
1,14 – 1,20	0,23	0,60	1,6	4,4	0,9	2,1
1,21 – 1,30	0,30	0,80	2,1	5,8	1,2	2,8
1,31 – 1,40	0,35	0,9	2,3	6,6	1,4	3,1
1,41 – 1,60	0,38	1,0	2,6	7,3	1,5	3,5
1,61 – 2,39	0,40	1,1	2,9	8,0	1,7	3,8
2,4 và lớn hơn	0,50	1,2	3,1	9,0	1,8	4,2

c) Đai hình lược

Tính toán đai hình lược gần giống với đai thang, tính số gân (số răng lược) z thay cho

$$\text{số dây đai: } z \geq \frac{10P_1.K_d}{[P]}$$

Trong công thức này công suất cho phép $[P]$ tính như trong đai thang (xem công thức 2.18) với P_0 là công suất truyền cho phép của đai lược có 10 gân, có tiết diện tiêu chuẩn, $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$, tải trọng ổn định, chiều dài đai L_0 quy định, được xác định thông qua thí nghiệm (bảng 2.13).

BẢNG 2.13. CÔNG SUẤT P_0 TRUYỀN ĐƯỢC BỞI MỘT ĐAI HÌNH LƯỢC

Tiết diện đai	Đường kính đai d_1 , mm	P_0 (kW) khi vận tốc đai v , m/s					
		5	10	15	20	25	30
K $L_0 = 710\text{mm}$	50	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–
	56	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2
	63	1,90	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
	71	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
	80	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
	90	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4
	100	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7
J $L_0 = 1600\text{mm}$	80	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–
	90	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–
	100	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–
	112	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–
	125	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
	140	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	160	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5
M $L_0 = 2240\text{mm}$	180	14,5	24,0	30,2	21,8	33,8	34,2
	200	16,3	27,7	35,8	40,3	43,4	45,4
	224	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	50,3
	250	19,7	34,4	45,9	53,8	57,0	59,0
	280	21,0	37,4	50,3	59,8	65,0	68,0

2.4.3. Lực tác dụng lên trục

Do căng đai khi hoạt động nên các trục bánh đai dẫn và bị dẫn đều chịu lực tác dụng, việc xác định đúng nó là rất quan trọng khi thiết kế cả hệ thống. Cần tính đúng trị số và đặt đúng cả phương chiều do bộ truyền gây ra.

Khi chưa chịu tải, đai chịu lực căng ban đầu F_0 , lực R_0 là cộng vectơ của 2 lực F_0 trên 2 nhánh, R_0 hướng theo đường nối tâm hai bánh đai.

$$R_0 = 2F_0 \cdot \cos(\gamma/2) = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

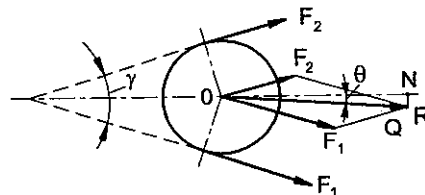
Khi chịu tải (hình 2.13), đai chịu lực căng F_1 và F_2 , lực R là tổng vectơ của F_1 và F_2

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}$$

Lực R nghiêng với đường nối tâm một góc θ khá nhỏ, có thể tính theo công thức:

$$\text{tg} \theta = \frac{F_1}{2F_0} \text{tg}(\gamma/2)$$

Thường tính gần đúng lấy $R = R_0 = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$ và R coi như hướng theo đường nối tâm.



Hình 2.13

2.4.4. Các quá trình thiết kế và ví dụ tính toán

Cần biết trước mômen hoặc công suất tác động, tỷ số truyền và tốc độ quay, xác định điều kiện làm việc, các yêu cầu thiết kế.

a) Trình tự thiết kế truyền động đai dẹt

Trước khi tính toán thiết kế tối thiểu phải biết được công suất hay mômen xoắn trên trục, tốc độ quay và tỷ số truyền.

– Chọn loại vật liệu đai theo yêu cầu và điều kiện làm việc.

Thường chọn vật liệu vải cao su là loại thông dụng.

– Xác định đường kính bánh đai

d_1 chọn theo công thức kinh nghiệm (2.4) nên lấy theo tiêu chuẩn: $d_2 = u \cdot d_1$

– Xác định khoảng cách trục a , chiều dài đai L , góc ôm α_1

+ Thường chọn trước $L = \sqrt{(3 \div 5) \text{ m}}$; tính a theo L và d_1, d_2 nhưng phải đảm bảo:

$$a > 2(d_1 + d_2)$$

+ Làm tròn a rồi tính lại L theo a đã tròn và d_1, d_2 đã được xác định.

– Tính góc ôm α_1 theo (2.1), nếu $\alpha_1 < 150^\circ$ thì phải tăng khoảng cách trục a cho đủ

– L cộng thêm (100 ÷ 400)mm để nối đai.

– Xác định kích thước tiết diện đai.

– Chọn trước h đảm bảo điều kiện $\frac{h}{d_1} < \left(\frac{h}{d_1}\right)_{\max}$, trong đó giá trị $\left(\frac{h}{d_1}\right)_{\max}$ tương ứng với

đai vải, cao su, da và sợi bông là $\left(\frac{1}{40}, \frac{1}{35}, \frac{1}{30}\right)$.

– b tính theo công thức (2.11) sau đó làm tròn theo tiêu chuẩn.

– Tính kích thước bánh đai:

Tính chiều rộng và các yếu tố kích thước kết cấu khác của bánh đai (theo công thức trong 2.4.2).

– Xác định lực tác dụng lên trục R .

Xem trong 2.4.3, dùng công thức $R = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$.

b) Trình tự thiết kế truyền động đai thang

– Chọn các phương án kích thước tiết diện đai.

Theo tải trọng là mômen trên trục dẫn có thể chọn loại tiết diện đai theo bảng 2.14.



BẢNG 2.14. KHOẢNG MÔMEN XOẮN TRUYỀN NÊN DÙNG CHO CÁC TIẾT DIỆN ĐAI

Loại đai	Loại tiết diện	Mômen xoắn trục nhanh T_1 , Nm	d_{1min} mm	Loại đai	Loại tiết diện	Mômen xoắn trục nhanh T_1 , Nm	d_{1min} mm
Đai thang	Z (O)	< 30	63	Đai thang hẹp	SPZ (YO)	< 150	63
	A (A)	15 ÷ 60	90		SPA(YA)	90 ÷ 400	90
	B (B)	45 ÷ 150	125		SPB(YB)	300 ÷ 2000	140
	C (B)	120 ÷ 600	200		YB	>1500	224
	D (Γ)	420 ÷ 2400	315				
	E (Δ)	1600 ÷ 6000	500				
	F (E)	> 4000	-				

Theo bảng trên nên chọn 2, 3 phương án kích thước tiết diện lớn nhỏ khác nhau để đồng thời tính toán. Ví dụ tương ứng $T_1 = 55\text{Nm}$, có thể chọn 2 phương án A và B.

- Xác định d_1, d_2

Tùy theo tiết diện đai đã chọn lấy $d_1 = (1,1 \div 1,2)d_{1min}$ và cần chọn theo tiêu chuẩn, sau đó tính $d_2 = u.d_1$.

- Xác định a, L, α_1

+ Trước tiên có thể lấy a theo bảng 2.15.

+ Tính L theo a, d_1, d_2 đã có ở trên rồi lấy theo tiêu chuẩn, tính lại a theo L tiêu chuẩn.

+ Tính và nghiệm lại $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (không đạt thì tăng L theo tiêu chuẩn).

BẢNG 2.15. CHỌN KHOẢNG CÁCH TRỤC a CỦA ĐAI THANG

u	1	2	3	4	5	≥ 6
a/d_1	1,5	2,4	3	3,8	4,5	5

- Tính số đai cần thiết:

Theo công thức (2.12) tính ra số đai cho từng phương án tiết diện đã chọn.

Số đai z tính ra thường là số thập phân, phải làm tròn là số nguyên cố gắng sao cho đảm bảo số đai chọn và số đai tính không chênh lệch quá, ví dụ như:

($z_{chọn} - z_{tính} < 0,2$) vì thế sau khi tính xong phải xử lý kết quả (nếu cần thì tăng hoặc giảm d_1).

- Tính lực tác dụng R trên trục: dùng công thức $R = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$

Ví dụ : Thiết kế bộ truyền đai hình thang truyền từ động cơ điện đến bộ phận giảm tốc của máy vận chuyển có các số liệu sau:

- Công suất truyền ở trục dẫn $P_1 = 4,8\text{kW}$.

- Tốc độ quay động cơ điện $n_1 = 1450\text{vòng/ph}$.

– Tỷ số truyền của bộ truyền đai $u = 3,8$.

Máy làm việc 2 ca (8h/ca), tải trọng va đập nhẹ.

Giải:

– Trước tiên cần tính mômen xoắn trên trục dẫn để chọn các thông số ban đầu cho các phương án, số liệu:

$$T_1 = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_1}{n_1} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 4,8}{1450} = 31,61 \text{ Nm.}$$

Theo bảng 2.2 chọn sơ bộ 2 phương án tiết diện đai để cùng tính toán, so sánh là: A và B (tra bảng 2.4 có $t = 15; 19; e = 10; 12,5$; và bảng 2.2 có $A_d = 81; 138$).

Nội dung tính toán	Kết quả cho phương án	
	A	B
<p>2. Chọn, tính và xác định đường kính bánh đai</p> <p>Chọn $d_1 = (1,1-1,2) d_{1\min}$</p> <p>Theo bảng 2.12 thì: $d_{1\min}$</p> <p>$d_1 = (1,1-1,2) \cdot 90 =$</p> <p>$d_1 = (1,1-1,2) \cdot 125 =$</p> <p>Chọn d_1 theo tiêu chuẩn</p> <p>Đường kính bánh đai lớn $D_2 = u \cdot d_1$</p> <p>$= 3,8 \cdot 100$</p> <p>$= 3,8 \cdot 140$</p> <p>Làm tròn d_2 (không nhất thiết lấy theo tiêu chuẩn vì sẽ làm sai số tỷ số truyền lớn)</p> <p>3. Khoảng cách trục a</p> <p>Xác định sơ bộ theo bảng 2.13 với $u = 3,8$ suy ra $a/d_1 = 3,7$, vì vậy:</p> <p>$a = 3,7 \cdot d_1$</p> <p>$= 3,7 \cdot 100$</p> <p>$= 3,7 \cdot 140$</p> <p>Kiểm tra điều kiện $2(d_1 + d_2) > a > 0,55(d_1 + d_2) + h$</p> <p>$2(100 + 380) = 960 > 370 > 0,55 \cdot (100 + 380) + 8 = 270$</p> <p>$2(140 + 530) = 1340 > 518 > 0,55 \cdot (140 + 530) + 10 = 378,5$</p> <p>4. Tính chiều dài đai cần thiết</p> $L \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$ $= 2 \cdot 370 + \frac{\pi(100 + 380)}{2} + \frac{(380 - 100)^2}{4 \cdot 370}$ $= 2 \cdot 518 + \frac{\pi(140 + 530)}{2} + \frac{(530 - 140)^2}{4 \cdot 518}$ <p>Lấy, chọn L theo tiêu chuẩn trong bảng 2.2.</p> <p>Xác định khoảng cách trục a theo chiều dài tiêu chuẩn đã chọn</p> $a \approx \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right\}$	<p>90 mm</p> <p>99–108 mm</p> <p>100 mm</p> <p>380 mm</p> <p>380 mm</p> <p>370 mm</p> <p>thỏa mãn</p> <p>1546,95 mm</p> <p>1600 mm</p>	<p>125 mm</p> <p>137–150 mm</p> <p>140 mm</p> <p>532 mm</p> <p>530 mm</p> <p>518 mm</p> <p>thỏa mãn</p> <p>2161,84 mm</p> <p>2240 mm</p>

$= \frac{1}{4} \left\{ 1600 - \frac{\pi(100+380)}{2} + \sqrt{\left[1600 - \frac{\pi(100+380)}{2} \right]^2 - 2(380-100)^2} \right\}$	398,41 mm	
$= \frac{1}{4} \left\{ 2240 - \frac{\pi(140+530)}{2} + \sqrt{\left[2240 - \frac{\pi(140+530)}{2} \right]^2 - 2(530-140)^2} \right\}$		559,82 mm
<p>5. Kiểm tra góc ôm α trên bánh đai nhỏ</p> $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$ $= 180^\circ - 57^\circ \frac{380 - 100}{370}$ $\alpha_1 > 120^\circ$	140°	140,3°
<p>6. Tính số dây đai cần thiết z</p> $z = P \cdot K_d / [P]$ <p>Công suất cho phép của 1 đai</p> $[P] = P_o \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta T_1 \cdot n_1 / 9550$ <p>Hệ số ảnh hưởng góc ôm C_α theo bảng 2.10</p> <p>Hệ số ảnh hưởng chiều dài đai C_L theo bảng 2.11</p> <p>Với đai A, $L_o = 1700$; $L/L_o = 0,94$; $C_L = 1,2$ Nm</p> <p>Với đai B, $L_o = 2240$; $L/L_o = 1$; $C_L = 3,1$ Nm</p> <p>Gia số mômen trên bánh dẫn ΔT_1 theo bảng 2.11 với $u = 3,8$</p> $v = \pi d_1 n_1 / 60000$ <p>Đai A: $v = \pi \cdot 100 \cdot 1450 / 60000$</p> <p>Đai B: $v = \pi \cdot 140 \cdot 1450 / 60000$</p> <p>$P_o$ tra theo đồ thị hình 2.12</p> <p>Công suất cho phép: $[P] = 1,5 \cdot 0,89 \cdot 0,98 + 1,2 \cdot 1450 / 9550$</p> $[P] = 2,6 \cdot 0,89 \cdot 1 + 3,1 \cdot 1450 / 9550$ <p>Hệ số tải trọng động K_d theo bảng 2.6</p> <p>Số đai cần theo tính toán z_1</p> <p>Đai A: $z_1 = 4,8 \cdot 1,25 / 1,5$</p> <p>Đai B: $z_1 = 4,8 \cdot 1,25 / 2,5$</p> <p>Số đai chọn $z \geq z_1$ và phải là số nguyên</p>	thỏa mãn	thỏa mãn
<p>7. Tính lực tác dụng lên trục $R = 2 \cdot z \cdot A_d \cdot \sigma_o \sin(\alpha_1/2)$</p> $R = 2 \cdot z \cdot A_d \cdot \sigma_o \cdot \sin(\alpha_1/2)$ $= 2 \cdot 4 \cdot 81 \cdot 1,2 \cdot \sin 70^\circ =$ $= 2 \cdot 3 \cdot 138 \cdot 1,2 \cdot \sin(140,3/2^\circ) =$	7,59 m/s	10,63 m/s
<p>8. Chiều rộng bánh đai</p> $B = (x - 1)t + 2e$ $= (4 - 1)15 + 2 \cdot 10$ $= (3 - 1)19 + 2 \cdot 12,5$	1,52 kW	2,6 kW
	1,5 kW	2,5 kW
	1,25	1,25
	4,0	2,4
	4	3
	730,7 N	933,68 N
	65 mm	63 mm

Đến đây có thể bắt đầu nghĩ đến việc chọn phương án thiết kế, tuy nhiên phương án đai B chưa thật hoàn thiện, hiệu số $z - z_1 = 0,6$ là lớn, nên thừa tải nhiều không tận dụng hết khả năng bộ truyền, còn có thể giảm kích thước bộ truyền, có 2 cách :

- Giữ nguyên số đai là 3 nhưng giảm d_1, d_2
- Tìm cách lấy số đai là 2 (chiều rộng bánh đai giảm) bằng cách tăng một chút đường kính d_1, d_2 . Lập lại những bước tính trên có kết quả những số liệu sau:



Tính theo phương án A	Kết quả phương án B
2. Chọn, tính và xác định đường kính bánh đai B	
Chọn $d_1 = d_{1min}$	
Chọn d_1 theo tiêu chuẩn $d_1 = 125\text{mm}$	(160)
Đường kính bánh đai lớn $d_2 = u \cdot d_1 = 3,8 \cdot 125 = 475\text{mm}$	
Làm tròn $d_2 = 475\text{mm}$ (không nhất thiết lấy theo tiêu chuẩn vì sẽ làm sai số tỷ số truyền lớn)	(600)
3. Khoảng cách trục a	
Xác định sơ bộ theo bảng 2.14 với $u = 3,8$; suy ra $a/d_1 = 3,7$, vì vậy	
$a = 3,7 \cdot d_1 = 3,7 \cdot 125 = 462,5$	
Kiểm tra điều kiện $2(d_1 + d_2) > a > 0,55(d_1 + d_2) + h$	
$2(125 + 475) = 1200 > 465 > 0,55 \cdot (125 + 475) + 10 = 340$	(590)
4. Tính chiều dài đai cần thiết	
$L \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$	
$= 2 \cdot 465 + \frac{\pi(125 + 475)}{2} + \frac{(475 - 125)^2}{4 \cdot 465} = 1938,34\text{mm}$	(2455,84)
Chọn L theo tiêu chuẩn trong bảng 2.2. $L = 1900\text{mm}$	(2500)
Xác định khoảng cách trục a theo chiều dài tiêu chuẩn đã chọn	
$a \approx \frac{1}{4} \left\{ 1900 - \frac{\pi(125 + 475)}{2} + \sqrt{\left[1900 - \frac{\pi(125 + 475)}{2} \right]^2 - 2(475 - 125)^2} \right\}$	
$\approx 444,3\text{mm}$	(613,66)
5. Kiểm tra góc ôm α trên bánh đai nhỏ	
$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ$	
$= 180^\circ - \frac{475 - 125}{444,3} 57^\circ = 133^\circ 4'$	(130°9)
$\alpha_1 > 120^\circ$	
6. Tính số dây đai cần thiết z	
$z = P \cdot K_d / [P]$	
Công suất cho phép của 1 đai	
$[P] = P_o \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta T_1 \cdot n_1 / 9550$	
Hệ số ảnh hưởng góc ôm C_α theo bảng 2.10 $C_\alpha = 0,87$	(0,86)
Hệ số ảnh hưởng chiều dài đai C_L theo bảng 2.10	
Với đai B, $L_o = 1900$; $L/L_o = 0,85$; $C_L = 0,88$	(1)
Giá số mômen trên bánh dẫn ΔT_1 theo bảng 2.11 với $u = 3,8$; $\Delta T_1 = 3,1\text{Nm}$	
$v = \pi d_1 n_1 / 60000$	
$= \pi \cdot 125 \cdot 1450 / 60000 = 9,49\text{m/s}$	(12,14)
P_o tra theo đồ thị hình 2.12: $P_o = 2,1$	(3,5)
$[P] = 2,1 \cdot 0,87 \cdot 0,88 + 3,1 \cdot 1450 / 9550 = 2,08$	(3,48)
Hệ số tải trọng động K_d theo bảng 2.6; $K_d = 1,25$	(1,72)
Số đai cần theo tính toán z_1	
Đai B $z_1 = 4,8 \cdot 1,25 / 2,08 = 2,9$; vậy số đai chọn $z = 3$ là hợp lý.	(2)

Kết luận: Phương án A có nhiều ưu điểm hơn phương án B.



Chương 3

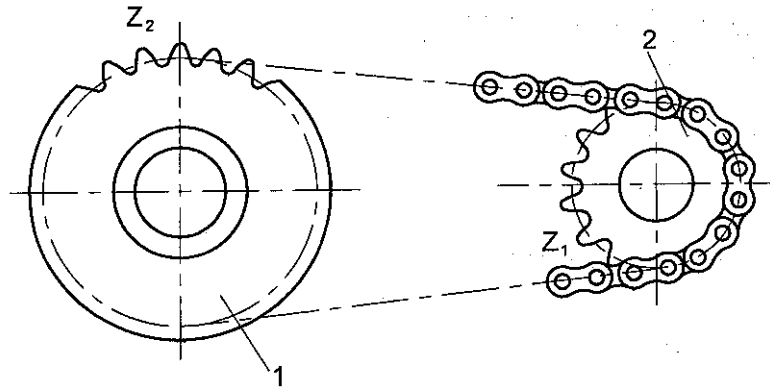
TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

3.1. KHÁI NIỆM

3.1.1. Giới thiệu

– Nguyên tắc làm việc : Bộ truyền gồm hai đĩa xích có răng ăn khớp với dây xích (hình 3.1), dây xích là khâu trung gian, nó là dây mềm gồm những mắt nối bản lề với nhau mắc ôm lấy 2 đĩa thành 1 vòng khép kín, các mắt xích có thể quay tương đối với nhau quanh tâm chốt xích.

Đĩa xích dẫn quay kéo dây xích chạy và dây xích kéo đĩa bị dẫn quay theo.



Hình 3.1. Bộ truyền xích

Các bộ phận khác có thể là bánh căng, hộp che, chi tiết bôi trơn xích, bộ phận điều chỉnh khoảng cách trục,...

– Ưu điểm của bộ truyền:

- + Truyền động với khoảng cách trục lớn.
- + Kích thước gọn hơn bộ truyền đai.
- + Hiệu suất cao có thể đạt tới $0,96 \div 0,98$.
- + Truyền động không có trượt.

– Nhược điểm của bộ truyền:

- + Làm việc có tiếng ồn.
- + Tỷ số truyền u và vận tốc xích v tức thời bị thay đổi theo chu kỳ.

+ Yêu cầu bôi trơn, chăm sóc thường xuyên.

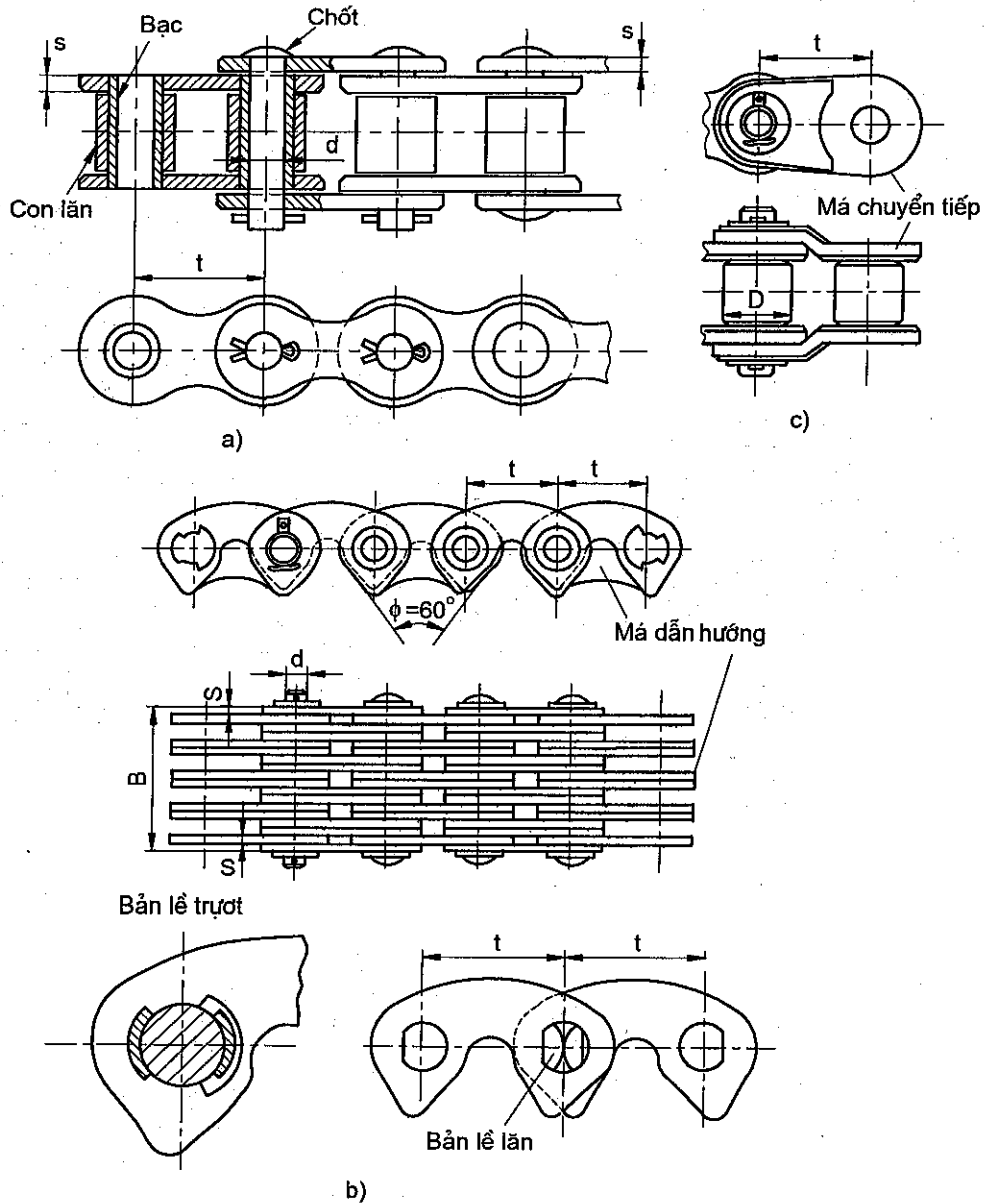
+ Nhanh mòn khi bôi trơn kém.

- Phạm vi sử dụng:

Được dùng nhiều trong xe đạp, xe máy, máy vận chuyển, rôbot, máy công cụ, máy nông nghiệp, máy chế biến,...

Thường dùng khi công suất $P \leq 100\text{kW}$, với tỷ số truyền $u \leq 5$, khoảng vận tốc $v = 2 \div 6\text{m/s}$

3.1.2. Cấu tạo (hình 3.2)

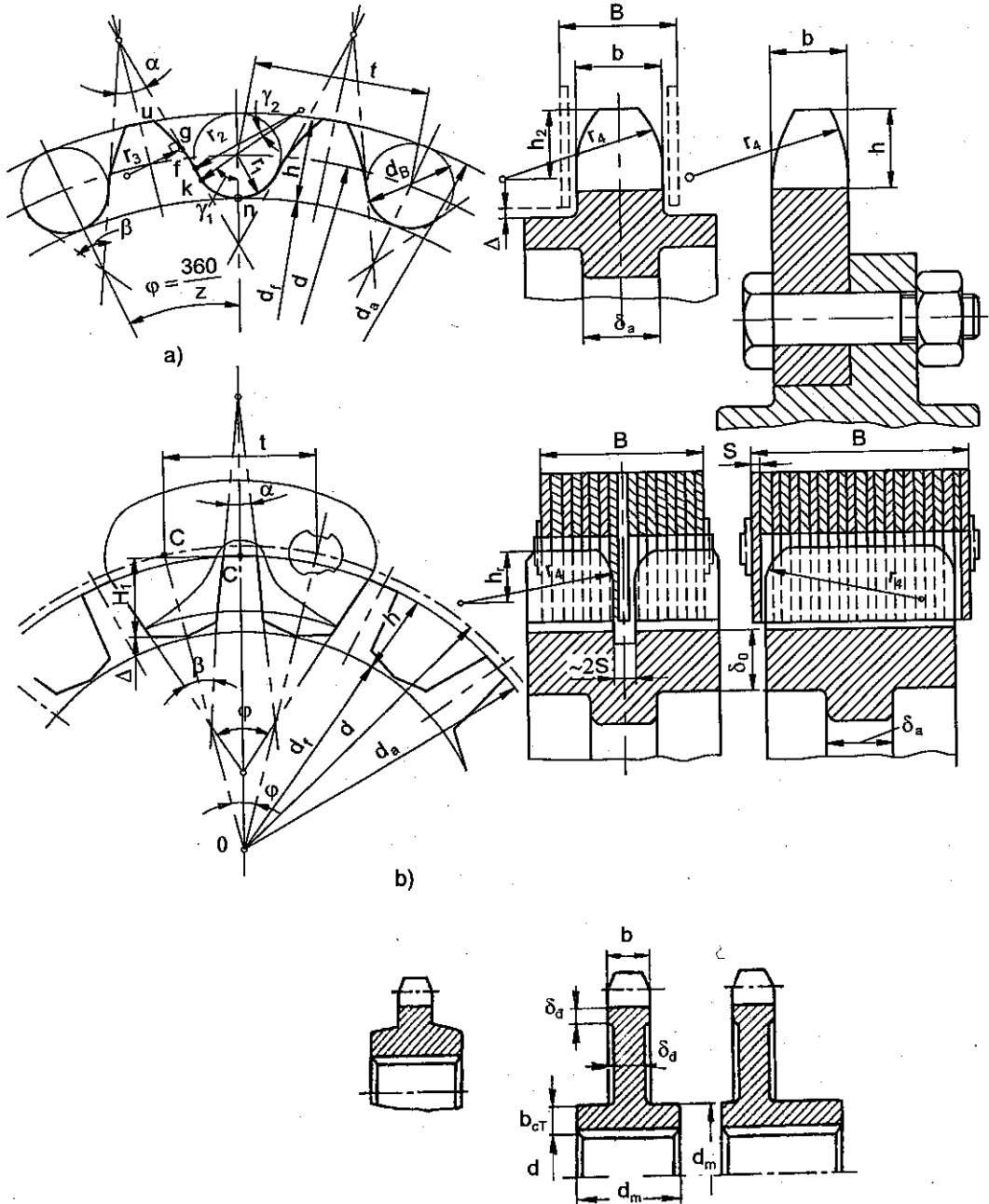


Hình 3.2. Cấu tạo xích



- Xích:

Xích con lăn (hình 3.2a) gồm các mắt xích nối bản lề, nhưng 2 mắt kế nhau không giống nhau, mắt này có 2 má ngoài lắp chặt với 2 chốt, còn mắt kia lại có 2 má trong lắp chặt với 2 ống lót, các ống lót này lại lắp lỏng với các chốt nối trên, vì vậy các mắt xoay tương đối dễ dàng với nhau. Để cho hai mắt đầu và cuối nối được với nhau thành vòng kín cần chọn số mắt xích là số chẵn. Khi phải dùng số mắt xích lẻ thì phải có mắt chuyển tiếp (xem hình 3.2c). Con lăn lắp lỏng với ống lót để khi vào tiếp xúc sẽ giảm ma sát với răng đĩa.



Hình 3.3. Kết cấu đĩa xích



THƯ VIỆN
HUBT

Kích thước các mắt xích được tiêu chuẩn, bước xích là thông số chủ yếu (xem bảng 3.1).

Xích răng là xích có má xích dạng răng ăn khớp trực tiếp với răng đĩa xích, biên dạng tiếp xúc của chúng là đường thẳng gần như song song với vận tốc tương đối của xích với đĩa nên ăn khớp ít va đập và êm nhất. Các má xích xếp chập liền nhau theo chiều rộng, cho phép thay đổi B (xem hình 3.2b). Bản lề khá đặc biệt kiểu máng lót trượt tương đối với chốt hoặc kiểu bản lề lăn không cần chốt (hình 3.2b) dùng phổ biến hiện nay.

Vật liệu má xích thường là thép cacbon trung bình được cán nguội, chốt và ống lót là thép ít cacbon được thấm than. Tất cả được tôi cứng đạt được độ rắn 50 – 60 HRC.

– Đĩa xích:

Biên dạng đĩa xích con lăn gồm những cung tròn nối lại (hình 3.3a), quan hệ kích thước tính theo tiêu chuẩn (tùy theo công nghệ chế tạo của từng nước). Biên dạng đĩa xích răng đơn giản hơn là những đoạn thẳng nối với nhau (xem hình 3.3b).

Cấu tạo đĩa xích xem hình 3.3c, đĩa xích thường bằng thép có nhiệt luyện theo yêu cầu. Vành răng có thể liền hoặc rời với mayơ.

3.1.3. Thông số và quan hệ hình học

– Đường kính vòng chia :

Tâm chốt xích khi đã vào khớp với răng đĩa nằm trên vòng tròn chia tính theo công thức :

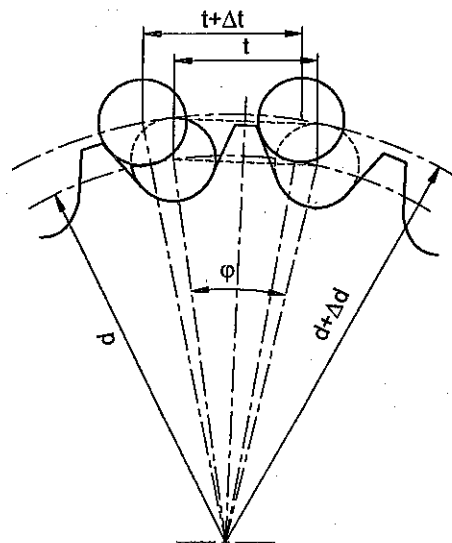
$$d_1 = \frac{t}{\sin(\pi/Z_1)} ; \quad d_2 = \frac{t}{\sin(\pi/Z_2)} \quad (3.1)$$

– Tại vị trí chưa vào khớp, nơi các nhánh xích "tự do" các mắt xích thẳng hàng nhưng khi đã vào khớp xích ôm lấy đĩa xích và quay tương đối với nhau một góc $\varphi = 2.\pi/Z$. Góc φ càng lớn xích càng mau mòn, va đập nhiều và tốc độ càng không ổn định vì vậy không nên chọn Z quá nhỏ. Các bộ truyền có vận tốc trung bình và cao nên chọn : $Z_{\min} = 29 - 2.u \leq 19$.

Khi vận tốc thấp $v < 2\text{m/s}$ thì $Z_{\min} = 13 \div 15$;
 $v > 2\text{m/s}$ thì $Z_{\min} = 17$.

Bản lề xích khi mòn sẽ dẫn tới khe hở làm tăng bước xích Δt , và có gia số đường kính Δd .

$$\Delta d = \frac{\Delta t}{\sin(\pi/Z)} ; \quad (\text{xem hình 3.4})$$



Hình 3.4

Nếu Z lớn thì ngay cả Δt chưa lớn cũng làm cho Δd lớn gây ra tuột xích. Vì vậy cần hạn chế Z_{\max} . Với xích con lăn $Z_{\max} = 100 \div 120$; xích răng $Z_{\max} = 120 \div 140$.

– Khoảng cách trục a và số mắt xích

+ Bộ truyền xích là truyền động bằng dây mềm, dây xích có chiều dài tính theo số mắt xích là $L = X.t$, xích ôm lấy dây xích không theo vòng tròn mà theo hình đa giác với số cạnh là Z , số răng đĩa xích. Cần xác định quan hệ giữa đường kính thực chất là Z_1, Z_2 và t , với chiều dài L , thực chất là X và khoảng cách trục a . Có thể viết các công thức sau:

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (3.2)$$

$$X \approx \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \frac{(Z_2 + Z_1)^2 t}{\pi^2 / a} \quad (3.3)$$

$$a \approx 0,25.t.(X - 0,5(Z_1 + Z_2) + \sqrt{(X - 0,5(Z_1 + Z_2))^2 - \frac{2(Z_2 - Z_1)^2}{\pi^2}}) \quad (3.4)$$

Những công thức này là gần đúng theo các suy diễn tương tự bộ truyền đai.

Để $\alpha_1 \geq 120^\circ$ thì $a \geq (d_2 - d_1)$ và để cho 2 đĩa xích không chạm nhau thì:

$$a \geq 0,5(d_2 + d_1) + (30 \div 50) \text{ mm}$$

Thông thường nên chọn $a = (30 \div 50)t$, khi a quá lớn làm xích nhanh chùng và làm việc bị rung $a_{\max} = 80t$.

+ Bước xích t được tiêu chuẩn hóa và coi là thông số quan trọng nhất (bảng 3.1).

BẢNG 3.1. XÍCH CON LĂN MỘT DÂY

Ký hiệu xích	Thông số cơ bản					Kích thước			Khối lượng 1 mét xích kg
	t mm	B _{bh} mm	D mm	d mm	Q, N không nhỏ hơn	b mm	B mm	ℓ mm	
PR-8-460	8,0	3,0	5,0	2,31	4600	7,11	4,77	11,7	0,2
PR-9,525-910	9,525	5,72	6,35	3,28	9100	8,26	8,53	16,8	0,45
PR-12,7-900-1	12,7	2,4	7,75	3,66	9000	9,91	5,80	11,7	0,3
PR-12,7-900-2	12,7	3,30	7,75	3,66	9000	9,91	5,80	11,7	0,35
PR-12,7-1820-1	12,7	5,40	8,51	4,45	18200	11,81	8,90	18,2	0,65
PR-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	18200	11,81	11,30	20,9	0,75
PR-15,875-2270-1	15,875	6,48	10,16	5,08	22700	14,8	10,11	20,1	0,8
PR-15,875-2270-2	15,875	9,65	10,16	5,08	22700	14,8	13,28	23,7	1,0
PR-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	5,96	31800	18,2	17,75	30,6	1,9
PR-25,4-5670	25,4	15,88	15,88	7,95	56700	24,2	22,61	38,5	2,6
PR-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	9,55	88500	30,2	27,46	46,0	3,8
PR-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	11,1	127000	36,2	35,46	56,9	5,5
PR-44,45-22680	44,45	25,4	25,7	12,7	172000	42,4	37,19	61,3	7,5
PR-50,08-35380	50,08	31,75	28,58	14,29	226800	48,3	45,21	72,0	9,7
PR-63,5-35380	63,5	38,1	39,68	19,81	353800	60,4	56,63	88,7	16,0

3.2. CÁC ĐẶC TÍNH TRUYỀN ĐỘNG

3.2.1. Vận tốc và tỷ số truyền

– Vận tốc và tỷ số truyền trung bình:

Đĩa xích quay 1 vòng, xích sẽ chạy một đoạn đường $Z.t$, nên tốc độ trung bình của xích là:

$$v_{tb} = \frac{Z_1.t.n_1}{60000} = \frac{Z_2.t.n_2}{60000} \text{ m/s} \quad (t : \text{mm}; n_1, n_2 : \text{vg/ph}) \quad (3.5)$$

Suy ra tỷ số truyền trung bình $u = \frac{Z_2}{Z_1}$.

– Vận tốc và tỷ số truyền tức thời :

Xích ôm lấy đĩa xích theo hình đa giác nên phát sinh hiệu ứng động lực học làm vận tốc và tỷ số truyền của xích thay đổi. Theo quy luật chuyển động song phẳng của đường dây xích, có thể viết biểu thức cho phương trình hình chiếu của vận tốc hai đầu đường dây xích trên phương nối 2 điểm đó: $v_1.\cos\beta_1 = v_2.\cos\beta_2$ (xem hình 3.5).*)

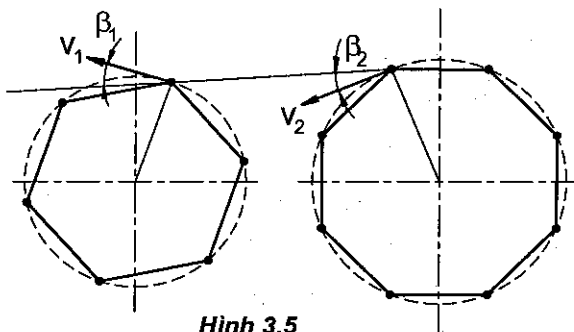
Trong đó: v_1, v_2 là các vectơ vận tốc vòng của 2 đầu dây xích điểm đặt nằm trên vòng tròn chia của mỗi đĩa xích (tâm chốt xích).

β_1, β_2 : góc tạo thành giữa đường dây xích và vận tốc vòng của điểm 2 đầu tâm chốt xích trên bánh dẫn và bị dẫn. Khi làm việc β_1, β_2 thay đổi liên tục và tỷ số truyền tức thời của bộ truyền xích.

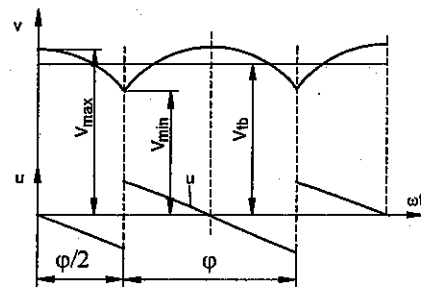
$$u = \frac{d_2 \cos\beta_2}{d_1 \cos\beta_1} \quad (3.6)$$

Khi β_1, β_2 thay đổi theo chu kỳ (xem hình 3.6). Vận tốc xích trên đường dây xích vì thế cũng thay đổi theo chu kỳ.

Khoảng thay đổi của β_1, β_2 là $(+\frac{\varphi_1}{2}, -\frac{\varphi_1}{2})$ và $(+\frac{\varphi_2}{2}, -\frac{\varphi_2}{2})$.



Hình 3.5



Hình 3.6

*) Có thể coi bộ truyền xích là cơ cấu 4 khâu bản lề, hai đĩa xích là hai tay quay nối giá và đường dây xích là thanh truyền có chiều dài thay đổi, thêm bớt một mắt xích.

3.2.2. Tính toán tải trọng động và va đập

Mắt xích vào ăn khớp với đĩa xích luôn có va đập và chịu tác dụng của các lực tác động khác. Cần hạn chế tốc độ quay đĩa dẫn, theo bước xích và số răng Z_1 cho trong bảng 3.2.

BẢNG 3.2. TỐC ĐỘ QUAY GIỚI HẠN CỦA ĐĨA XÍCH DẪN n_{gh}

Số răng đĩa xích nhỏ	n_{gh} khi bước xích t, mm							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,5	50.8
	Xích con lăn							
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2550	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700
	Xích răng							
17 ÷ 35	3300	2650	2200	1650	1300	-	-	-

Trên các nhánh xích sẽ có các lực căng, kéo xích, trọng lượng xích, lực tác động từ đĩa xích, lực va đập, lực ly tâm,...

Lực tác dụng tổng hợp quan trọng nhất là các lực căng 2 nhánh xích dẫn và bị dẫn F_1 và F_2 .

$$F_2 = F_o + F_v ; \quad F_1 = F_2 + F_t$$

Trong các công thức này, F_o là lực căng ban đầu do trọng lượng xích gây ra, F_v là phân lực căng do lực ly tâm.

$F_v = q.v^2$ với q là khối lượng một đơn vị chiều dài xích (kg/m), v là vận tốc xích (m/s), $F_v(N)$.

Lực vòng $F_t = \frac{P}{v}$; P là công suất truyền (kW), v là vận tốc trung bình $v = \frac{Z_1 t n_1}{60000}$.

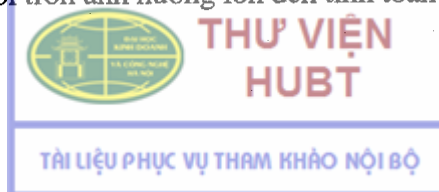
3.3. TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN XÍCH

3.3.1. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Khi làm việc bộ truyền có thể có các dạng hỏng chính sau :

- Mòn bản lề xích

Giữa chốt và ống lót xoay tương đối với góc φ_1 và φ_2 và chịu lực ma sát do áp suất trên bề mặt tiếp xúc giữa chốt và ống lót gây ra, vì thế sau một thời gian các bề mặt này bị mòn, tăng khe hở trong bản lề dẫn đến tăng bước xích Δt , rồi tuột xích. Hiện tượng này được coi là hiện tượng phá hỏng chính của bộ truyền xích. Để giảm mòn, việc bôi trơn bộ truyền đóng vai trò rất quan trọng, chế độ bôi trơn ảnh hưởng lớn đến tính toán áp suất trong bản lề.



– Đứt vì mỏi

Thường được coi trọng chỉ tiêu này khi bộ truyền bôi trơn rất tốt, mòn ít, chịu tải nặng hoặc quay rất nhanh, khi cần tính toán thiết kế loại bộ truyền này có thể xem thêm trong các tài liệu thiết kế.

– Tróc, rỗ, mòn con lăn, đĩa xích

Hiện nay tính xích chủ yếu theo dạng hỏng mòn bản lề bằng cách hạn chế áp suất trong bản lề xích $p \leq [p]$.

3.3.2. Tính xích theo áp suất cho phép

Để đảm bảo bộ truyền, hạn chế mòn bản lề, áp suất tính toán trong bản lề phải nhỏ hơn giá trị cho phép:

$$p = \frac{KF_1}{AK_x} \leq [p] \quad (3.7)$$

Trong đó :

$$F_1 - \text{lực vòng}; F_1 = \frac{1000P}{v} \text{ (N)}; v = \frac{Z_1 t n_1}{60000}, \text{ (m/s)}$$

A – diện tích tính toán của bề mặt tiếp xúc giữa chốt và ống lót, với xích ống con lăn $A = d.B$; d – đường kính chốt mm; B – chiều dài ống lót xích 1 dây (mm).

Với xích răng bản lề máng lót $A = 0,75.d.B$; d: đường kính chốt mm; l : chiều dài máng lót mm;

K_x – hệ số xét đến số dây xích. Khi $x = 1, K_x = 1$; $x = 2, K_x = 1,7$; $x = 3, K_x = 2,5$; $x = 4, K_x = 3$;

K – hệ số điều kiện sử dụng, là tích số của các hệ số thành phần

$$K = K_d \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_o \cdot K_b \quad (3.8)$$

K_d – hệ số tải trọng động xét đến tính chất của tải trọng.

K_a – hệ số khoảng cách trục xét đến ảnh hưởng của chiều dài xích.

K_{dc} – hệ số xét đến khả năng điều chỉnh khoảng cách trục.

K_o – hệ số xét đến cách bố trí của bộ truyền (tính theo góc nghiêng đường nối tâm bộ truyền đối với đường nằm ngang θ).

K_b – hệ số xét đến chế độ bôi trơn.

Có thể xác định các hệ số trên theo bảng 3.3.



BẢNG 3.3. CÁC HỆ SỐ TRONG CÔNG THỨC TÍNH HỆ SỐ ĐIỀU KIỆN SỬ DỤNG

Điều kiện làm việc	Các hệ số
Tải trọng tĩnh, làm việc êm Tải trọng có va đập Tải trọng va đập mạnh	$K_d = 1$ $K_d = 1,2 - 1,5$ $K_d = 1,8$
Khoảng cách trục $a = (30 \div 50) t$ $a = (60 \div 80) t$ $a < 25 t$	$K_a = 1$ $K_a = 0,8$ $K_a = 1,25$
Khả năng điều chỉnh sự căng xích - cho phép a thay đổi - dùng bánh căng - không điều chỉnh sự căng	$K_{dc} = 1$ $K_{dc} = 1,1$ $K_{dc} = 1,25$
Góc nghiêng đường nối tâm với phương ngang θ $\theta < 60^\circ$ $\theta > 60^\circ$	$K_o = 1$ $K_o = 1,25$
Chế độ bôi trơn - tốt, đủ dầu bôi trơn liên tục - nhỏ giọt - định kỳ	$K_b = 0,8$ $K_b = 1$ $K_b = 1,5$

[p] là áp suất cho phép xác định bằng thực nghiệm, phụ thuộc bước xích t, tốc độ quay của đĩa dẫn cho trong bảng 3.4.

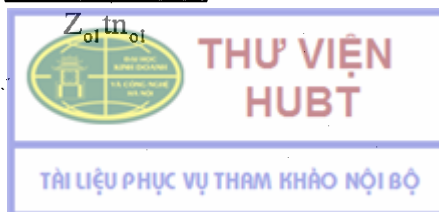
Công thức (3.7) được dùng để kiểm nghiệm bộ truyền sau khi đã xác định bước xích t và các kích thước, thông số khác có liên quan. Nhưng khi thiết kế phải chọn bước xích trước, trong khi đó diện tích A không có quan hệ thật ổn định và chính xác với t, và ngay cả [p] cũng lại phụ thuộc t và tốc độ quay n_1 vì thế không nên từ (3.6) rút ra công thức đơn giản xác định t.

BẢNG 3.4. ÁP SUẤT CHO PHÉP [p]

Bước xích t mm	[p] MPa, n_1 vg/ph								
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
Xích con lăn									
12,7 – 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	14
19,05 – 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	–
31,75 – 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–	–
44,45 – 50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–	–
Xích răng									
12,7 – 15,875	20	18	16,5	15	14	13	12	10,5	8
19,05 – 25,4	20	17	15	13	12	11	10	8,5	–
31,75	20	16,5	14	12	10,5	9,5	7	–	–

Có thể biến đổi công thức (3.7) theo dạng công suất sau:

$$KF_1 v \leq [p] v A K_x Z_{ol} t n_{ol}$$



Đặt $K_z = \frac{n_{o1}}{n_1}$; $K_n = \frac{Z_{o1}}{Z_1}$; và $\frac{[p]AZ_{o1}n_{o1}}{6.10^7} = [p_o]$ là công suất cho phép của bộ truyền có số răng bánh dẫn Z_{o1} , và tốc độ quay n_{o1} .

$$\text{Ta có: } \frac{K.K_z.K_n.P}{K_x} = [P_o] \quad (3.9)$$

Khi lập xong bảng $[p_o]$ có thể dùng (3.9) để chọn bước xích t cho bộ truyền cần thiết kế.

– Lực tác dụng lên trục

Dưới tác dụng của các lực căng F_1 và F_2 , dùng phép cộng vectơ ta sẽ có R_x :

$$F_2 = F_o + F_v ; F_1 = F_2 + F_t ; R_x = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma}$$

Tuy vậy, thường F_2 khá nhỏ và xét đến sự tăng tải do trọng lượng xích ta lấy:

$$R_x = k_t F_t \quad (3.10)$$

k_t : hệ số xét đến ảnh hưởng của trọng lượng xích. Khi bộ truyền nằm ngang $k_t=1,15$, còn khi bộ truyền đặt thẳng đứng $k_t= 1,05$.

Chiều của lực R_x lấy gần đúng là theo đường căng của dây xích hướng về phía đĩa xích kia.

BẢNG 3.5. CÔNG SUẤT CHO PHÉP CỦA BỘ TRUYỀN XÍCH $[P_o]$ CÓ $Z_{o1}= 25$

Cỡ xích và ký hiệu	Bản lề		Công suất cho phép $[P_o]$ kW, với tốc độ quay đĩa nhỏ n_o , vg/ph							
	d_c mm	Chiều dài ống B ,mm	50	200	400	600	800	1000	1200	1400
Xích con lăn 1 dây										
PR-12,7-900	3,66	5,8	0,19	0,68	1,23	1,68	1,06	2,42	2,72	3,2
PR-12,7-1820-1	4,45	8,9	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
PR-12,7-1820-2	4,45	11,3	0,45	1,61	2,91	3,98	4,9	5,74	6,43	7,55
PR-15,875-2300-1	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
PR-15,875-2300-2	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
PR-19,05-2500	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
PR-25,4-5000	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
PR-31,75-88500	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
PR-38,1-10000	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
PR-44,45-13000	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
PR-50,08-16000	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-
Xích răng										
12,7	Chiều rộng $B=10$ mm	0,13	0,49	0,88	1,23	1,53	1,8	1,97	2,28	
15,875		0,19	0,69	1,25	1,72	2,15	2,52	2,76	3,20	
19,05		0,28	0,98	1,74	2,30	2,79	3,20	3,50	4,00	
25,4		0,46	1,59	2,79	3,70	4,52	5,12	5,60	6,40	



3.3.3. Trình tự thiết kế bộ truyền xích ống con lăn

1. Chọn số răng đĩa xích nhỏ $Z_1 = 29 - 2u \geq 19$, tính số răng đĩa xích lớn $Z_2 = u.Z_1$.

2. Theo điều kiện bền mòn chọn bước xích t theo công thức (3.9).

Trước tiên tính K_z , K_n , khi tính K_n phải chọn n_{o1} gần nhất với n_1 cho trước của bộ truyền thiết kế, xác định công suất truyền P , xác định hệ số điều kiện sử dụng K .

$$K = K_d \cdot K_a \cdot K_{dc} \cdot K_o \cdot K_b$$

Trong đó, căn cứ vào điều kiện làm việc mà xác định K_d , để xác định K_a phải chọn a_{sb} ; chọn chế độ bôi trơn để xác định K_b , chọn cách điều chỉnh khoảng cách trục để có K_{dc} , chọn độ nghiêng bộ truyền theo yêu cầu kết cấu để có K_o , chọn số dây xích (lúc đầu hay chọn 1 dây xích cho đơn giản, sau tùy theo yêu cầu mà điều chỉnh lại), tính ra trị số công suất tính toán.

$$P_t = K \cdot K_z \cdot K_n \cdot P / K_x$$

Theo bảng 3.5 tìm theo cột n_o đã chọn, giá trị $[P_o]$ vừa vận lớn hơn P_t ít nhất và đóng sang tìm được bước xích t cần thiết.

3. Xác định khoảng cách trục a , số mắt xích X .

4. Nghiệm lại áp suất tên bản lề và xử lý kết quả.

5. Tính d_1 và d_2 và các thông số cấu tạo khác.

6. Xác định lực tác dụng lên trục $R_x = k_t \cdot F_t$ và chiều lấy theo đường dây xích căng.

Ví dụ :

Thiết kế bộ truyền xích truyền động từ hộp giảm tốc đến thùng trộn, với số liệu biết trước sau :

– Mômen xoắn trên trục bị dẫn $T_2 = 1350\text{Nm}$;

– Tỷ số truyền $u = 4,4$;

– Tốc độ quay trên trục bị dẫn là $45\text{v}/\text{ph}$;

Bộ truyền nghiêng một góc lớn hơn 60° so với đường nằm ngang. Tải trọng va đập nhẹ. Bôi trơn định kỳ.

Giải:

1. Chọn loại xích

Chọn xích thường dùng là xích con lăn, phù hợp với vận tốc làm việc không lớn

2. Chọn số răng đĩa xích nhỏ

Theo điều kiện thông thường

$$Z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 4,4 = 20,2; \text{ Chọn } Z_1 = 21;$$

Số răng đĩa xích lớn là: $Z_2 = u \cdot Z_1 = 21 \cdot 4,4 = 92,4$; Lấy $Z_2 = 92$;

3. Xác định bước xích t theo điều kiện công suất

$$P_t = K \cdot K_z \cdot K_n \cdot P / K_x \leq [P_o];$$



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trước tiên phải tính tốc độ quay đĩa xích dẫn :

$$n_1 = u.n_2 = \frac{Z_2}{Z_1} n_2 = \frac{92}{21} .45 = 197,14 \text{ vg/ph};$$

Công suất máy trên trục bị dẫn :

$$P_2 = \frac{T_2.n_2}{9,55.10^3} = \frac{1350.45}{9,55.10^3} = 6,36 \text{ kW};$$

Công suất máy trên trục dẫn :

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_d . \eta_x} = \frac{6,36}{0,995.0,93} = 6,87 \text{ kW};$$

Hệ số điều kiện sử dụng $K = K_d . K_a . K_o . K_{dc} . K_b$ trong đó:

Hệ số tải trọng động $K_d = 1,3$ do tải trọng va đập ;

Lấy khoảng cách trục $a = 40.t$ nên hệ số xét chiều dài xích $K_a = 1$;

Hệ số bố trí bộ truyền $K_o = 1,25$ theo điều kiện cho trước;

Hệ số xét điều chỉnh khoảng cách trục $K_{dc} = 1$ theo điều kiện cho trước;

Hệ số xét điều kiện bôi trơn $K_b = 1,0$ vì bôi trơn nhỏ giọt.

Kết quả là :

$$K = 1,3.1,0.1,25.1,0.1,0 = 1,625;$$

Hệ số tốc độ quay bánh dẫn : $K_n = \frac{n_{oi}}{n_1} = \frac{200}{197,14} = 1,0145$;

Hệ số số răng đĩa dẫn : $K_z = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{25}{21} = 1,19$;

Chọn xích 1 dãy $K_x = 1$;

Công suất tính toán $P_1 = 1,625.1,0145.1,19.6,87/1 = 13,47 \text{ kW}$;

Theo bảng 3.5 tương ứng cột $n_{oi} = 200 \text{ vg/ph}$ rút ra được bước xích $t = 31,75$ có :

$$[P_o] = 19,3 \text{ kW}.$$

Hãy chọn kích thước $t = 31,75$.

4. Xác định khoảng cách trục của bộ truyền

Định sơ bộ khoảng cách trục $a = 40.t = 40.31,75 = 1270 \text{ mm}$.

Tính số mắt xích X :

$$X = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2 t}{4\pi^2 a} = \frac{21 + 92}{2} + \frac{2.1270}{31,75} + \frac{(92 - 21)^2 . 31,75}{4\pi^2 . 1270} = 139,7$$

Lấy tròn chẵn $X = 140$.

Tính lại a theo X tròn:

$$a = 0,25.t \left[X - 0,5(Z_1 + Z_2) + \sqrt{[X - 0,5(Z_1 + Z_2)]^2 - 2 \left[\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right]^2} \right]$$



$$= 0,25.31,75 \left[140 - 0,5(21+92) + \sqrt{[140 - 0,5(21+92)]^2 - 2 \left[\frac{92-21}{\pi} \right]^2} \right]$$

$$= 1275,08 \text{mm}$$

Rút bớt đi $\Delta a = 0,003.a = 0,003.1275 = 3,82 \text{mm}$ để xích hơi chùng.

Vậy khoảng cách trục $a = 1275,08 - 3,82 = 1272,2 \text{mm}$;

5. Nghiệm lại áp suất trên chốt xích

$$p = \frac{F_t K}{AK_x}$$

$$\text{Lực vòng } F_t = \frac{1000.P_1}{v_1} = \frac{6.10^7.P_1}{Z_1.t.n_1} = \frac{6.10^7.6,87}{21.31,75.197,14} = 3466,06 \text{N}$$

Diện tích tiếp xúc tính toán của bản lề :

$$A = d.B \text{ với } d = 9,55 ; B = 27,46 \text{ (theo bảng 3.5); } A = 9,55.27,46 = 262 \text{mm}^2$$

$$p = \frac{3466,06.1,625}{262.1} = 21,49 \text{MPa}$$

Tra bảng 3.4 tương ứng $n_{o1} = 200 \text{ vg/ph}$ và $t = 31,75$ có $[p] = 29 \text{MPa}$. Như vậy đã đảm bảo độ bền mòn.

6. Tính các đường kính đĩa xích

Đường kính vòng chia :

$$\text{– Đĩa dẫn } d_1 = \frac{t}{\sin(\pi/Z_1)} = \frac{31,75}{\sin(\pi/21)} = 213,027 \text{mm}$$

$$\text{– Đĩa bị dẫn } d_2 = \frac{t}{\sin(\pi/Z_2)} = \frac{31,75}{\sin(\pi/92)} = 929,964 \text{mm}$$

Đường kính vòng đỉnh :

$$d_{a1} = d_1 + 0,9d_L \text{ (} Z > 16 \text{)} ; \text{ với đường kính con lăn } d_L = 19,05 \text{mm}$$

$$= 213,027 + 0,9.19,05 = 230,17 \text{mm.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 0,9d_L = 929,964 + 0,9.19,05 = 947,11 \text{mm.}$$

Đường kính vòng chân :

$$d_{f1} = d_1 - 2r_1 ; \text{ với } r_1 = 0,502d_L + 0,05 = 0,502.19,05 + 0,05 = 9,61 \text{mm}^*)$$

$$= 213,027 - 2.9,61 = 193,8 \text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2r_1 = 929,964 - 2.9,61 = 910,74 \text{mm}$$

7. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức lực vòng

$$F_t = \frac{1000.P_1}{v_1} = \frac{6.10^7.P_1}{Z_1.t.n_1} = \frac{6.10^7.6,87}{19.31,75.197,14} = 3466,06 \text{N}$$

Lấy hệ số ảnh hưởng trọng lượng xích $k_1 = 1,1$. Lực tác dụng lên trục F_R

$$F_R = k_1.F_t = 1,1.3466,06 = 3822,7 \text{N}$$

*) Xem phụ lục PL1

Chương 4

TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

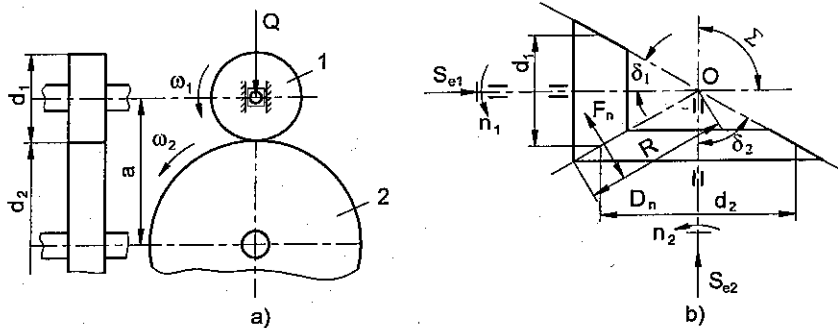
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Giới thiệu

Bộ truyền bánh ma sát gồm hai bánh ma sát (hình trụ hoặc hình côn) lắp trên hai trục dẫn và bị dẫn. Hai bề mặt được ép chặt lên nhau nhờ lực ép. Khi bánh dẫn quay, nhờ lực ma sát giữa hai bề mặt kéo bánh bị dẫn quay theo, chuyển động và tải trọng được truyền và biến đổi từ trục dẫn sang trục bị dẫn.

4.1.2. Phân loại

a) Bộ truyền có tỷ số truyền cố định



Hình 4.1. Bộ truyền có tỷ số truyền cố định

– Bộ truyền bánh ma sát hình trụ (hình 4.1a).

Hai bánh ma sát hình trụ trục song song tiếp xúc với nhau theo đường sinh hình trụ, vận tốc chuyển động của các điểm trên đường đó phải bằng nhau từ đó suy ra tỷ số truyền:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

– Bộ truyền bánh ma sát côn (hình 4.1b).

Hai hình côn tiếp xúc theo đường sinh, có vận tốc trên đó bằng nhau và tỷ số truyền suy ra là:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1(1-\xi)}$$

THƯ VIỆN HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Trong đó: d_1, d_2 là đường kính trung bình của hình côn; ξ là hệ số trượt, xét đến ảnh hưởng của sự trượt đàn hồi.

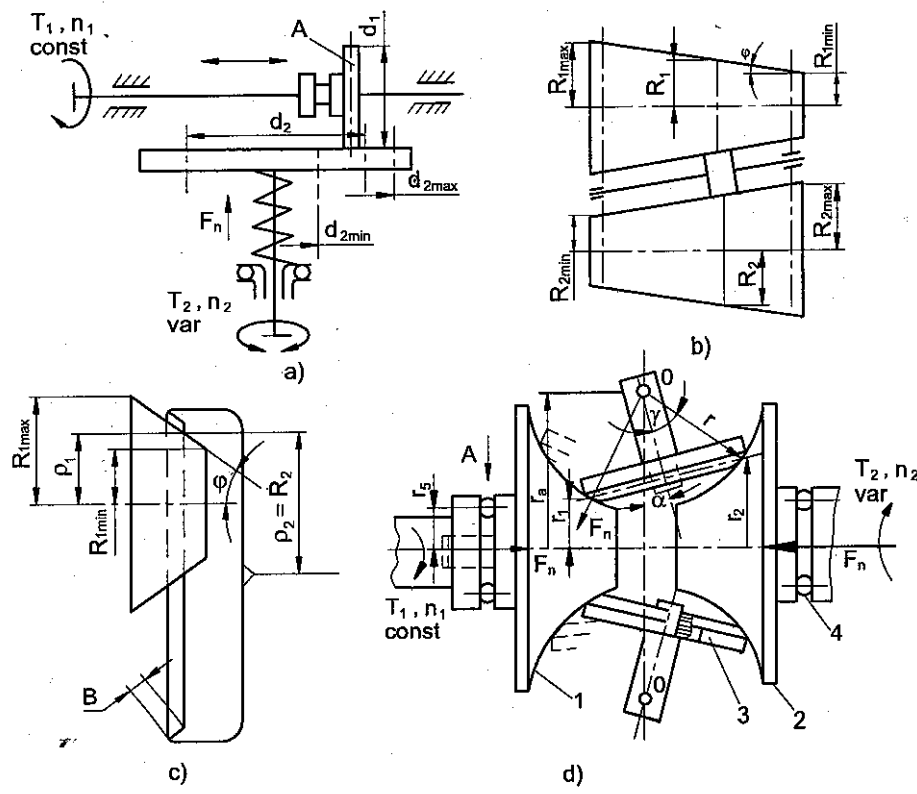
b) Bộ truyền có tỷ số truyền thay đổi

– Bộ truyền bánh ma sát mặt đĩa (xem hình 4.2a).

Bộ truyền gồm có một bánh ma sát, mặt trụ của nó tiếp xúc với mặt phẳng của đĩa theo đường xuyên tâm của đĩa phẳng ấy, vì vậy kích thước tiếp xúc từ tâm đĩa đến đoạn tiếp xúc có thể thay đổi được bằng cách cho bánh ma sát trượt dọc trục (r_2 thay đổi được), trong khi kích thước r_1 của mặt trụ tiếp xúc không đổi.

– Bộ truyền bánh ma sát hình côn trục song song

Bộ truyền gồm hai hình côn trục song song tiếp xúc nhau, bánh hình côn lớn khá hẹp, bánh nhỏ lại rộng. Có thể coi bán kính tiếp xúc r_1 thay đổi được còn r_2 hầu như không đổi (vùng tiếp xúc thay đổi dọc theo đường sinh bánh côn nhỏ) (xem hình 4.2c).



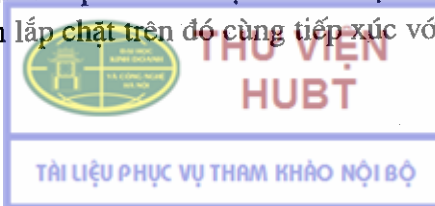
Hình 4.2. Bộ truyền có tỷ số truyền thay đổi

– Bộ truyền bánh ma sát hai hình côn ngược

Đây là loại truyền động gián tiếp gồm hai bánh hình côn giống nhau có trục song song đặt ngược nhau, chúng cùng tiếp xúc với một bánh trụ trung gian có thể trượt dọc trục tạo bán kính tiếp xúc R_1, R_2 cùng thay đổi (hình 4.2b).

– Bộ truyền bánh ma sát 2 mặt lõm (hình 4.2d)

Cũng là loại truyền động gián tiếp. Gồm 2 trục dẫn và bị dẫn nằm trên 2 trục đồng tâm, có 2 bánh ma sát mặt cong lõm lắp chặt trên đó cùng tiếp xúc với 2 bánh hình chỏm cầu ép



chặt ngược chiều nhau có khả năng lác quanh tâm O để thay đổi tỷ số truyền (r_1, r_2 cùng thay đổi) (hình 4.2d).

Khoảng điều chỉnh tốc độ Đ:

Với loại biến tốc trực tiếp $\Delta = D_{\max}/D_{\min} = R_{\max}/R_{\min}$

Với loại biến tốc truyền động gián tiếp $\Delta = (D_{\max}/D_{\min})^2 = (R_{\max}/R_{\min})^2$

Rõ ràng là khoảng điều chỉnh tốc độ trong bộ truyền động gián tiếp cho phép lớn hơn nhiều.

4.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng

a) Ưu điểm

- Cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo.
- Làm việc êm, khi quá tải thì trượt trơn có tác dụng an toàn không gây phá hỏng các tiết máy khác.
- Có những loại thay đổi vô cấp tỷ số truyền.

b) Nhược điểm

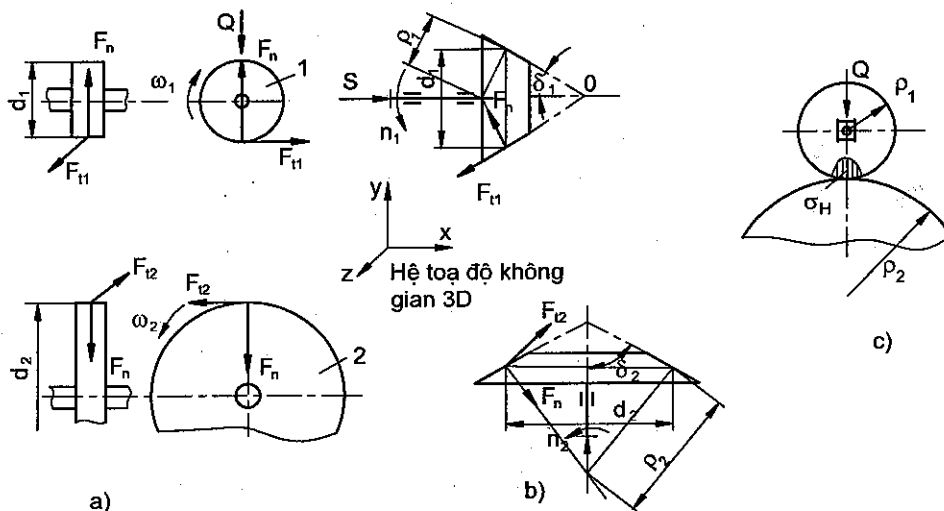
- Khả năng tải không cao.
- Lực tác dụng lên trục lớn.
- Tỷ số truyền không ổn định.

c) Phạm vi sử dụng

Truyền công suất nhỏ, vận tốc nhỏ như các dụng cụ đo, máy điện tử, cũng dùng trong máy nâng chuyển, thiết bị rèn ép, các bộ biến tốc vô cấp,...

4.2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

4.2.1. Lực tác dụng



a) Bánh ma sát trụ (hình 4.3a)

Để truyền động phải tạo lực ép Q, lực này sẽ gây ra áp lực pháp F_n tại vùng tiếp xúc:

$$F_n = Q$$

Khi truyền động sẽ có mômen xoắn tác dụng trên trục dẫn và bị dẫn làm bánh dẫn quay và cản chuyển động, bánh bị dẫn được lực ma sát F_{12} do bánh dẫn kéo chuyển động và tác dụng trở lại lực lên bánh dẫn F_{11} , theo điều kiện cân bằng sẽ có:

$$F_{12} = F_{ms} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{11} = \frac{2T_1}{d_1};$$

Trong đó: $F_{ms} = f.F_n$, nên phải tạo lực ép đảm bảo $F_n \geq F_{ms}/f$;

f là hệ số ma sát giữa các bánh ma sát, hệ số ma sát f lấy theo bảng 4.1:

BẢNG 4.1. HỆ SỐ MA SÁT GIỮA CÁC BÁNH MA SÁT

Vật liệu	Điều kiện làm việc	Hệ số ma sát f
Thép với thép hoặc gang với gang	Có dầu	0,05
Thép với thép	khô	0,10 ÷ 0,15
Tếc tô lít với gang hoặc thép	khô	0,20 ÷ 0,25
Phíp với thép hoặc gang	khô	0,15 ÷ 0,20
Da với gang	khô	0,25 ÷ 0,35
Gỗ với gang	khô	0,45 ÷ 0,50
Cao su với gang hoặc thép	khô	0,50 ÷ 0,60

Vì vậy lực ép cần thiết $Q = F_n = \frac{2kT_1}{f.d_1}$;

Trong đó lấy $k = 1,2 \div 1,5$ là hệ số an toàn.

b) Bánh ma sát côn (hình 4.3b,c)

Người ta phải gây lực ép dọc trục S để tạo nên áp lực pháp F_n trên bề mặt côn và cũng phải tuân theo các điều kiện sau:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = F_{ms} = F_n f; \text{ vì vậy: } F_n \geq \frac{2T_1}{f.d_1};$$

Theo điều kiện cân bằng dọc trục $S = F_n \sin\delta$;

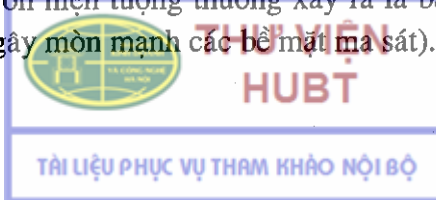
Từ đó tính được lực ép cần thiết, khi đưa vào hệ số an toàn k :

$$\text{Lực ép } S = F_n \sin\delta = \frac{2kT_1 \cdot \sin\delta}{f.d_1}.$$

4.2.2. Sự trượt

a) Hiện tượng trượt trơn

Hiện tượng trượt trơn xảy ra khi quá tải và khi giá trị lực ép không đảm bảo điều kiện trên khi truyền tải. Khi trượt trơn hiện tượng thường xảy ra là bánh dẫn tiếp tục quay còn bánh bị dẫn hầu như dừng lại (gây mòn mạnh các bề mặt ma sát).



b) Hiện tượng trượt hình học

Do tính chất hình học của hai bề mặt tiếp xúc gây nên vận tốc của các tiếp điểm khác nhau. Ví dụ bộ biến tốc ma sát mặt đĩa, bánh trụ có vận tốc không đổi dọc theo đường sinh tiếp xúc. Trong khi ấy, đường tiếp xúc của đĩa ma sát có vận tốc tăng bậc nhất từ trong ra ngoài (hình 4.4). Giả sử tại P vận tốc hai bánh ma sát bằng nhau, thì tại điểm tiếp xúc khác, cách p một đoạn Δ sẽ có vận tốc trượt $v_t = v_2 - v_1$.

Hầu hết các biến tốc ma sát đều xuất hiện trượt hình học.

c) Trượt đàn hồi

Cũng như bộ truyền đai, bộ truyền bánh ma sát có sự trượt đàn hồi.

Nguyên nhân cũng không khác so với bộ truyền đai, trượt đàn hồi xảy ra do sự biến dạng đàn hồi của vật liệu bánh ma sát (tính co giãn được của vật liệu) và khi truyền tải vùng biến dạng đàn hồi (cũng là vùng tiếp xúc của 2 bánh ma sát) có sự thay đổi co giãn liên tục do lực ma sát gây ra, xuất hiện vận tốc co và vận tốc dẫn (xem hình 4.5).

Vùng chạy vào tiếp xúc (cung tình) có vận tốc bằng nhau. Chính tại vùng ấy vận tốc 2 bánh đã thay đổi, bánh dẫn có vận tốc: $v_1 = v_{10} - v_{co}$;

Còn bánh bị dẫn có vận tốc: $v_2 = v_{20} + v_{dẫn}$;

v_{10} : vận tốc vành vùng không biến dạng của bánh dẫn.

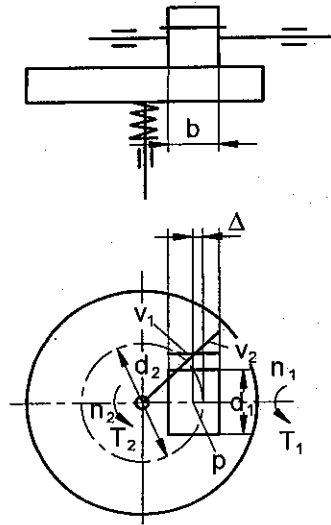
v_{20} : vận tốc vành vùng không biến dạng của bánh bị dẫn.

Vì vậy cân bằng 2 vận tốc này sẽ suy ra :

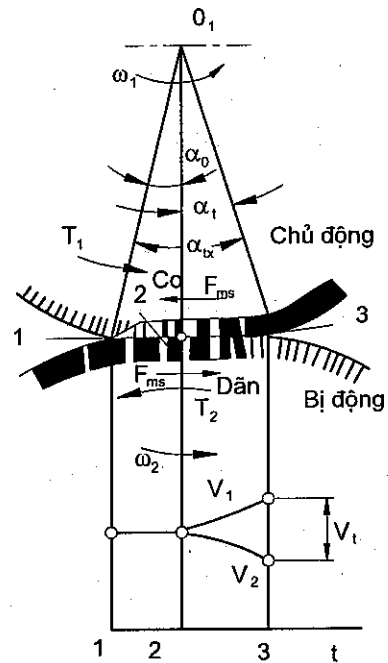
$v_{20} = v_{10} - v_{co} - v_{dẫn}$, nghĩa là $v_{20} < v_{10}$. Từ đây định nghĩa hệ số trượt :

$$\xi = \frac{v_{01} - v_{20}}{v_{10}}$$

Suy ra $u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$

Hình 4.4



Hình 4.5

4.2.3. Ứng suất tiếp xúc

– Trường hợp tiếp xúc đường, ứng suất tiếp xúc theo Héc được tính như sau:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \quad (\text{xem hình 4.3c})$$

Z_M – hằng số đàn hồi của vật liệu hai vật tiếp xúc;

q_n – lực tác dụng trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc $q_n = F_n/L_{tx}$;

F_n – lực pháp tuyến tác dụng;

L_{tx} – chiều dài tiếp xúc;

ρ – bán kính cong tương đương của hai mặt cong tại chỗ tiếp xúc.

Có thể dùng công thức đơn giản hơn:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E}{\rho}}$$

Tính bán kính cong tương đương ρ : $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$

Ở đây ρ_1 và ρ_2 là bán kính cong tại chỗ tiếp xúc của 2 bề mặt ma sát. Trường hợp bánh ma sát trụ đó là bán kính hình trụ.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2(u \pm 1)}{u/d_1}$$

Nếu là bánh ma sát côn thì ρ là chiều dài đường sinh hình nón phụ trung bình.

Cũng có thể viết : $\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$

Với $\rho_1 = \frac{d_1}{2 \cdot \cos \delta_1}$; $\rho_2 = \frac{d_2}{2 \cdot \cos \delta_2}$ (xem hình 4.3).

Nếu $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ (2 trục hình côn vuông góc với nhau) rút ra.

$$\rho = \frac{d_1 \sqrt{u^2 + 1}}{2u}$$

Môđun đàn hồi tương đương $E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$; trong đó E_1 và E_2 là môđun đàn hồi của vật

liệu bánh ma sát (với hệ số Poát-xông $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$).

– Trường hợp tiếp xúc điểm :

$$\sigma_H = a \sqrt{\frac{F_n E^2}{\rho^2}}$$

Trong công thức này a là hệ số tính toán lý thuyết phụ thuộc các thông số hình học của hai mặt tiếp xúc, E và ρ cũng là môđun đàn hồi tương đương và bán kính cong tương đương (xem phần bổ túc BT2).

4.3. TÍNH TOÁN SỨC BỀN TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT HÌNH TRỤ

4.3.1. Dạng hỏng

Quá trình mòn: Mặc dù ma sát trong bộ truyền là ma sát lăn, nhưng với sự phân tích ở trên về lực tác dụng và các dạng trượt (trượt đàn hồi và trượt hình học) quá trình mòn bề mặt tiếp xúc vẫn xảy ra. Các lớp mỏng vật liệu bánh ma sát dần dần, tuần tự mất đi (tuy quá trình mòn có ít hơn trường hợp ma sát trượt).

Để tránh mòn cũng cần tăng độ cứng bề mặt tiếp xúc, tăng độ nhẵn bề mặt và bôi trơn bề mặt tiếp xúc.

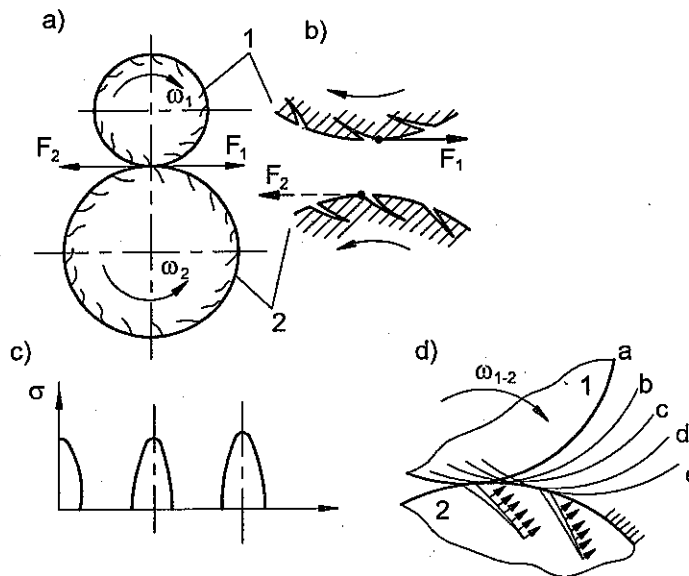
– Mòn bề mặt : ma sát gây ra mòn, đặc biệt khi không bôi trơn, độ rắn bề mặt thấp.

– Tróc vì mỏi bề mặt : xảy ra chủ yếu với các bộ truyền được bôi trơn đủ.

Quá trình phá hỏng tróc vì mỏi bề mặt:

Dưới tác dụng của ứng suất tiếp xúc thay đổi theo chu kỳ, trên bề mặt sẽ phát sinh các vết nứt rất nhỏ, dầu bôi trơn sẽ chui vào các vết nứt đó trong quá trình làm việc. Mỗi lần tiếp xúc, dưới tác dụng của ứng suất và cả áp lực dầu trong đó vết nứt bị bịt miệng, vết nứt sẽ phát triển nhanh nếu ứng suất lớn quá mức và dần dần bong ra một mảnh bề mặt tạo thành vết tróc. Nhiều vết tróc sẽ dẫn đến phá hỏng bề mặt.

Nơi phá hỏng tróc vì mỏi thường là bánh bị dẫn vì hướng vết nứt (chiều từ đuôi đến miệng) luôn là chiều lực ma sát, vì vậy chỉ với bánh bị dẫn khi vào tiếp xúc miệng vết nứt mới vào trước gây áp lực dầu trong vết nứt rất lớn làm nó phát triển thành tróc (hình 4.6).



Hình 4.6

Để hạn chế hỏng do mòn và tróc người ta cần hạn chế ứng suất tiếp xúc không vượt quá giá trị cho phép. Phương pháp tính toán này dùng phổ biến cho các bộ truyền có công suất đủ lớn được bôi trơn tốt (thông dụng).

4.3.2. Tính bộ truyền bánh ma sát hình trụ theo sức bền tiếp xúc (xem hình 4.3)

Bộ truyền bánh ma sát hình trụ tiếp xúc theo đường sinh với chiều dài là chiều rộng tiếp xúc b trị số ứng suất tiếp xúc tính theo công thức Héc, trường hợp tiếp xúc đường thì:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E}{\rho}}$$

Phân bố ứng suất tiếp xúc trên vùng biến dạng xem hình 4.6c và 4.6d.

Tải trọng riêng q_n là lực tác dụng trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc $q_n = F_n/b$;

F_n – áp lực pháp tuyến, N

b – chiều rộng tiếp xúc, mm

$$F_n = \frac{2k.T_1}{f.d_1}; \quad T_1 = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1}{n_1};$$

f – hệ số ma sát; k – hệ số an toàn 1,2 ÷ 1,5

P_1 – công suất truyền kW;

n_1 – tốc độ quay bánh dẫn vg/ph.

Bán kính cong tương đương ρ xác định theo công thức: $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$;

Đã tính được: $\rho_1 = d_1/2$; $\rho_2 = d_2/2$; (mm)

$$\text{Rút ra: } \rho = \frac{u.d_1}{2(u \pm 1)}$$

Môđun đàn hồi tương đương : $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$, MPa (N/mm²)

E_1 – môđun đàn hồi bánh dẫn MPa (N/mm²)

E_2 – môđun đàn hồi bánh bị dẫn MPa (N/mm²)

$$\text{Suy ra: } \sigma_H = \frac{2583}{d_1} \sqrt{\frac{EkP_1(u+1)}{f b n_1 u}} \leq [\sigma_H] \quad (4.1)$$

Đây là công thức kiểm nghiệm về sức bền tiếp xúc cho bộ truyền bánh ma sát hình trụ.

$[\sigma_H]$ – ứng suất tiếp xúc cho phép, MPa.

Khi thiết kế chúng ta cần phải xác định kích thước bộ truyền theo tải trọng và vật liệu chọn trước.

Từ công thức kiểm nghiệm trên, đặt hệ số chiều rộng $u = b/d_1$;

Thường chọn $\psi_d = 0,4 \div 0,6$. Công thức (4.1) được biến đổi trở thành:

$$d_1 \geq 190 \sqrt[3]{\frac{EkP_1(u \pm 1)}{f\psi_d u n_1 [\sigma_H]^2}}; \quad (4.2)$$

Công thức này dùng để thiết kế theo sức bền tiếp xúc tìm ra kích thước sơ bộ của bộ truyền bánh ma sát hình trụ.

Vật liệu và ứng suất cho phép:

Vật liệu bánh ma sát phải có khả năng chống mòn, chống tróc và có hệ số ma sát đủ lớn. Thông thường hay dùng thép tôi cho các bộ truyền chịu tải lớn (cũng dùng gang). Khi chịu tải nhỏ có thể dùng vật liệu không kim loại như gỗ, cao su, tect-tô-lít hoặc các loại chất dẻo khác phù hợp.

Ứng suất cho phép $[\sigma_H]$ có thể tham khảo lấy tùy thuộc vật liệu như sau:

- Với thép tính theo độ rắn bề mặt $[\sigma_H] = (1,5 \div 2,5)HB$ hoặc $[\sigma_H] = (13 \div 18)HRC$.
- Gang tính theo độ bền uốn $[\sigma_H] = 1,5\sigma_{bu}$ (khi làm việc có dầu).
- Tect-tô-lít, làm việc khô $[\sigma_H] = (80 \div 100)MPa$.

Chương 5

TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Truyền động bánh răng là loại truyền động bằng ăn khớp, khi làm việc các răng của bánh dẫn thay nhau vào tiếp xúc liên tục và đẩy răng của bánh bị dẫn chuyển động. Nhờ quá trình vào khớp, ra khớp liên tục này mà chuyển động và tải trọng được truyền từ trục dẫn sang trục bị dẫn.

Truyền động bánh răng có rất nhiều loại (hình 5.1), nếu phân loại theo vị trí tương đối giữa các trục truyền động ta có:

- Bộ truyền bánh răng hình trụ dùng để truyền chuyển động giữa các trục song song.
- Bộ truyền bánh răng hình côn (hình nón) dùng để truyền chuyển động giữa các trục cắt nhau.
- Bộ truyền bánh răng trụ chéo và nón chéo dùng để truyền chuyển động giữa các trục chéo nhau.
- Bộ truyền bánh răng hành tinh là loại bộ truyền có một hoặc vài trục của bánh răng này chuyển động quanh trục bánh răng kia ăn khớp với nó (chuyển động hành tinh).

Theo hình dạng biên dạng răng ta phân biệt bánh răng thân khai (thường dùng nhất vì có tính công nghệ cao), bánh răng vin-ha-be & nô-vi-kóp, bánh răng xi-clô-it,... Tùy theo hướng răng ta có bánh răng thẳng, bánh răng nghiêng, bánh răng côn xoắn (bánh răng côn (nón) có hướng răng theo một cung tròn) (xem hình 5.1).

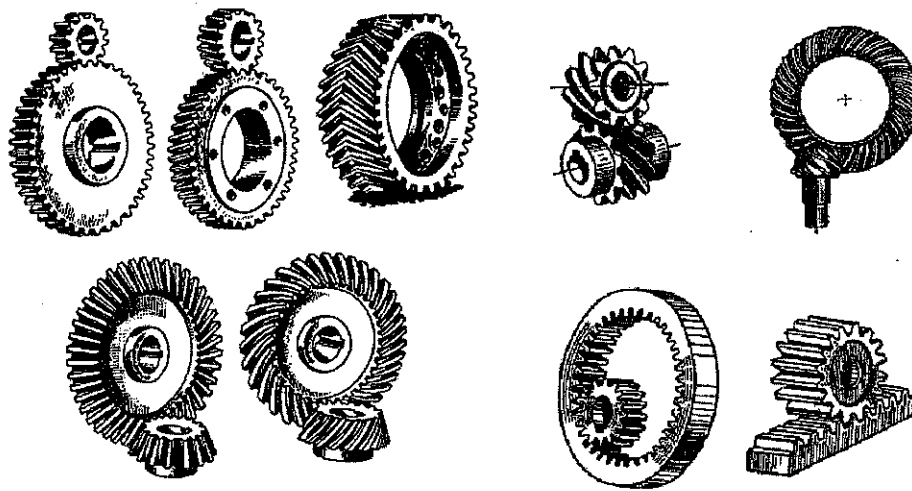
Bộ truyền bánh răng là loại bộ truyền tốt nhất và thông dụng nhất trong các loại bộ truyền. Ưu điểm nổi bật là:

- Độ bền cao, khả năng tải lớn, vì vậy kích thước nhỏ gọn.
- Tỷ số truyền chính xác, không đổi.
- Hiệu suất truyền động rất cao có thể đạt được $0,97 \div 0,99$.
- Làm việc tin cậy, tuổi thọ cao.

Tuy vậy, bộ truyền khi ăn khớp có tiếng ồn, nhất là khi vận tốc lớn, chế tạo đòi hỏi độ chính xác cao, phải dùng dao cắt và máy cắt răng đặc biệt.

Phạm vi sử dụng bộ truyền bánh răng rất rộng rãi, có thể dùng trong các bộ truyền công suất rất nhỏ như các loại đồng hồ đo, các thiết bị máy điện tử, tin học cho đến các thiết bị hạng nặng của các máy nâng, vận chuyển, vận tải, ô tô, máy khai thác mỏ, tuabin

phát năng lượng cực lớn, các thiết bị cơ khí trong mọi ngành công nghiệp, máy nông nghiệp, máy công cụ,... với khoảng tỷ số truyền và vận tốc rất rộng.



Hình 5.1. Các loại truyền động bánh răng

5.2. NHỮNG ĐẶC ĐIỂM CHÍNH TRONG TÍNH TOÁN HÌNH HỌC VÀ ĂN KHỚP CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Các vấn đề cơ bản và thông dụng về ăn khớp (của bánh răng, trục vít) đã được trình bày trong môn Nguyên lý máy. Có thể tham khảo để nắm vững hơn trong các tài liệu chuyên khảo. Phụ lục PL2 trình bày thêm các dạng ăn khớp đặc biệt và một số tính toán hình học ăn khớp quan trọng, phức tạp hơn.

5.2.1. Thông số và quan hệ hình học của truyền động bánh răng hình trụ

Chuyển động tương đối của 2 bánh răng có tỷ số truyền cố định là sự lăn không trượt của hai hình trụ có đường kính d_1 và d_2 như đã nghiên cứu trong cơ học lý thuyết và nguyên lý máy (xem hình 5.2).

– Đường kính vòng chia: $d = m_s \cdot Z$

Trong đó: m_s : môđun mặt đầu; Z : số răng của bánh răng.

– Môđun là thông số cơ bản, đại diện cho độ lớn của răng bánh răng

Môđun tương ứng với bước răng mặt đầu và bước răng pháp tuyến

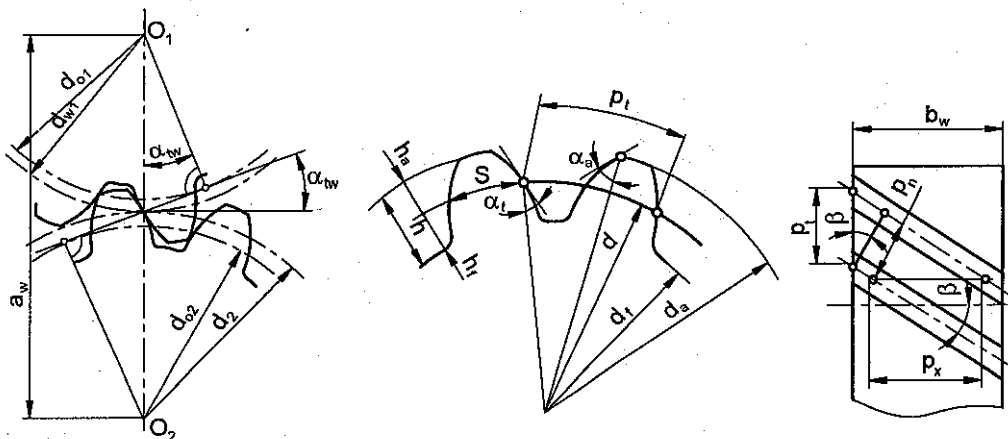
Môđun mặt đầu $m_s = t_s/\pi$; Môđun pháp $m_n = t_n/\pi$; $m_n = m_s \cdot \cos\beta$

Môđun pháp m_n được tiêu chuẩn hóa (xem bảng 5.1).

BẢNG 5.1. MÔĐUN PHÁP m_n

Dây 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
Dây 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	

- Góc nghiêng răng β : góc giữa đường sinh hình trụ và hướng răng.
- Góc ăn khớp pháp α_n .
- Góc ăn khớp mặt đầu α_t khi không dịch chỉnh $\text{tg}\alpha_t = \text{tg}\alpha_n / \cos\beta$.



Hình 5.2

- Dịch chỉnh và hệ số dịch chỉnh x : $x = \frac{E - 0,5 \cdot Z \cdot m_s}{m_n}$;

E - khoảng cách trục bánh răng đến mặt phẳng lăn thanh răng cắt tạo hình
 Khoảng cách trục chia $a = 0,5 \cdot m_s (Z_1 + Z_2)$;

- Hệ số trùng khớp mặt đầu $\epsilon_\alpha = \frac{P_1 P_2}{t_{cs}}$.

$P_1 P_2$: đoạn ăn khớp thực; t_{cs} : bước cơ sở.

Công thức gần đúng cho cặp bánh răng không dịch chỉnh :

$$\epsilon_\alpha = (1,88 - 3,2 \cdot \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}) \cdot \cos\beta ; \quad (5.1)$$

Công thức tính theo thông số hình học:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{o2}^2} - a \sin \alpha}{\pi \cdot m_n} \cdot \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}$$

r_{a1}, r_{o1} - bán kính vòng đỉnh và vòng cơ sở bánh răng dẫn.

r_{a2}, r_{o2} - bán kính vòng đỉnh và vòng cơ sở bánh răng bị dẫn.

Bánh răng dịch chỉnh

Khi dịch chỉnh, khoảng cách trục chọn a_w sẽ khác với a , vì vậy góc ăn khớp mặt đầu khi dịch chỉnh α_{tw} cũng khác :

$$a_w = \frac{a \cdot \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tw}}$$

Đường kính vòng lăn :

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u \pm 1}; \quad d_{w2} = \frac{2a_w \cdot u}{u \pm 1}; \quad \text{với } u = \frac{Z_1}{Z_2};$$

$$a_w = a + y \cdot m_n = a + (x_2 \pm x_1 - \Delta y)m; \quad y - \text{hệ số dịch tâm}$$

Với điều kiện ăn khớp khít $y \neq x_1 + x_2$; nên đặt $\Delta y = x_1 + x_2 - y$;

Đỉnh răng phải giảm một lượng $\Delta y \cdot m_n$ nên gọi Δy là hệ số giảm đỉnh răng.

$a_w = a + (x_1 + x_2 - \Delta y) \cdot m_n$. Để tính được Δy cần theo điều kiện ăn khớp khít thể hiện qua phương trình sau :

$$\text{inv} \alpha_{tw} = \frac{2(x_1 + x_2) \text{tg} \alpha_t}{Z_1 + Z_2} + \text{inv} \alpha_t. \quad (5.2)$$

– Đường kính đỉnh răng $d_a = d + 2 \cdot m_n (f + x - \Delta y)$;

– Đường kính chân răng $d_f = d - 2 \cdot m_n (f + c - x)$;

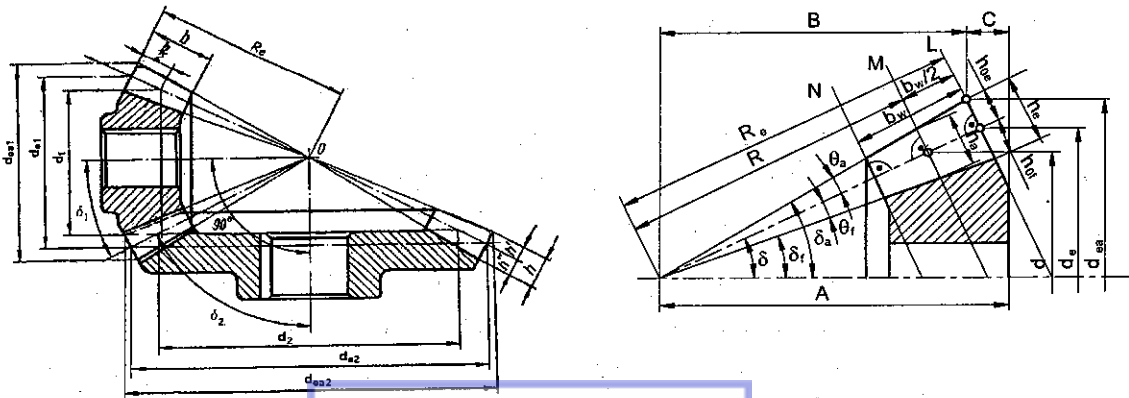
f : hệ số chiều cao đỉnh răng; c : hệ số khe hở chân và đỉnh răng.

5.2.2. Truyền động bánh răng hình côn

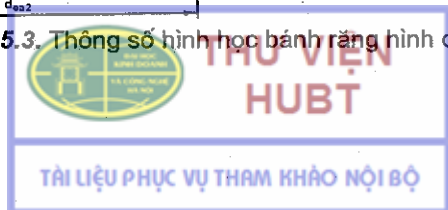
Trong truyền động giữa 2 trục cắt nhau, chuyển động tương đối giữa chúng là sự lăn không trượt của hai hình côn có đỉnh chung và tiếp xúc nhau theo đường sinh hình côn, góc côn ở đỉnh của mỗi mặt côn là δ_1 và δ_2 có tỷ số truyền:

$$u = \sin \delta_2 / \sin \delta_1 ;$$

Khi hai trục quay vuông góc với nhau $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ thì $u = \cotg \delta_1 = \text{tg} \delta_2$;



Hình 5.3. Thông số hình học bánh răng hình côn thẳng



Trong khi bánh răng trụ giới hạn bề mặt làm việc bằng 2 mặt phẳng mặt đầu vuông góc với đường sinh và trục quay hình trụ thì bánh răng côn giới hạn bề mặt răng côn bằng 2 mặt nón phụ có cùng trục quay với hình côn nhưng có đường sinh vuông góc với đường sinh của mặt côn lớn. Như thế sẽ có mặt mút lớn và mặt mút nhỏ (L và N trên hình 5.3) là hai mặt côn phụ lớn và nhỏ. Ngoài ra, trong tính toán còn dùng mặt côn phụ trung bình M trên hình 5.3.

Các thông số bánh răng hình côn răng thẳng (xem hình 5.3) gồm: Các đường kính (đường kính đáy lớn, đường kính trung bình) và chiều dài nón ngoài R_c , chiều dài nón trung bình R).

– Đường kính đáy lớn hình côn

Đường kính vòng chia $d_{e1} = m_c \cdot Z_1$; $d_{e2} = m_c \cdot Z_2$; m_c : môđun đáy lớn được tiêu chuẩn

Đường kính vòng đỉnh $d_{eal} = d_{e1} + 2 \cdot f \cdot m_c \cdot \cos \delta_1$;

Đường kính vòng chân $d_{efl} = d_{e1} - 2 \cdot (f+c) \cdot \cos \delta_1$; thông thường $f = 1$; $c = 0,2$.

– Đường kính trung bình $d_1 = m \cdot z_1$; $d_2 = m \cdot z_2$; m : môđun trung bình

– Chiều dài nón ngoài $R_c = \frac{m_c \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}{2}$

– Chiều dài nón trung bình $R = R_c - b/2$;

$$d_1 = R \cdot \sin \delta_1 ; d_2 = R \cdot \sin \delta_2$$

– Môđun trung bình $m = m_c \frac{R}{R_c} = \left(1 - \frac{b}{2 \cdot R_c}\right)$

5.3. CHẾ TẠO BÁNH RĂNG VÀ ĐỘ CHÍNH XÁC

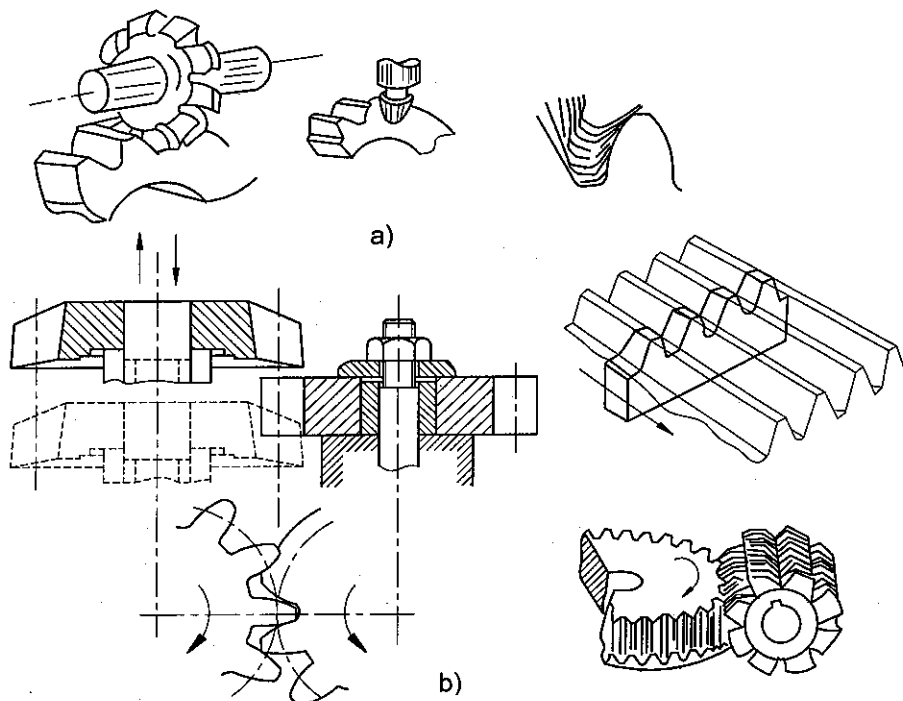
Tạo hình bề mặt răng là quá trình phức hợp, đòi hỏi kiến thức, kỹ năng cao trong việc sử dụng máy công cụ, máy và dao cắt bánh răng, chúng cũng là những bộ phận cắt tinh tế, phức tạp nhất trong gia công cơ khí.

5.3.1. Các phương pháp cắt răng (hình 5.4)

– Phương pháp chép hình (hình 5.4a) : Dùng dao cắt có cạnh cắt được định hình sẵn để cắt chép lại hình dạng răng cần thiết, vì vậy phải dùng dao cắt riêng, đặc biệt tạo hình sẵn (cho mỗi môđun m_n , và số răng Z của bánh răng), có thể dùng máy phay, bào bình thường để cắt răng, mỗi môđun m_n phải có một bộ dao riêng.

– Phương pháp bao hình (hình 5.4b): Dùng dao cắt có cạnh cắt dạng dùng chung, tạo hình không khó (ví dụ dạng thẳng cho răng thân khai) để cắt răng trên máy riêng, đặc biệt (chuyên dùng gia công, cắt răng bánh răng như máy phay lăn răng, xọc răng, bào răng bao hình), khi cắt máy phải tạo nên chuyển động của phối bánh răng được cắt và dao cắt răng

ăn khớp với nhau đồng thời với chuyển động cắt răng. Vì vậy, máy có các xích truyền động phức tạp và phải được điều khiển theo tính toán ăn khớp bánh răng, mỗi dao cắt có thể cắt bánh răng có số răng thay đổi tùy theo yêu cầu.

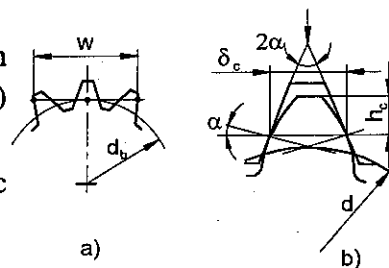


Hình 5.4. Các phương pháp cắt răng

5.3.2. Kiểm tra bánh răng (hình 5.5)

Có 3 chỉ tiêu kiểm tra đó là độ chính xác động học, độ ăn khớp êm và mức độ tiếp xúc. Để đánh giá cần kiểm tra (đo) các thông số :

- Độ đảo vành răng và chiều dài pháp tuyến chung (hoặc chiều dày răng trên cung xác định).
- Sai số bước răng.
- Vết tiếp xúc.



Hình 5.5. Kiểm tra bánh răng

5.4. NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ SỞ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

5.4.1. Lực trên các răng

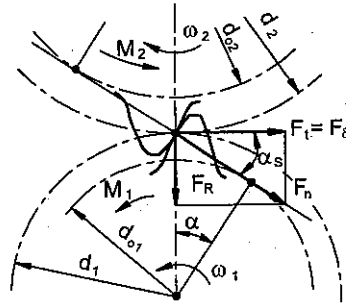
a) Bánh trụ răng thẳng

Mặt phẳng mặt đầu của bánh răng cũng là mặt phẳng vuông góc với bề mặt răng, có thể đặt lực tổng hợp pháp tuyến F_n (vuông góc với bề mặt răng) nằm trong mặt phẳng này. Đường ăn khớp trong bánh răng thân khai lại chính là đường vuông góc với mặt biên dạng

nên F_n nằm ngay trên đường ăn khớp. Coi F_n là véctơ trượt, ta luôn có thể đưa F_n về tâm ăn khớp P. Tại đây chia nó làm 2 thành phần đó là F_R (lực hướng tâm đi qua tâm quay) và lực F_t tiếp tuyến với vòng tròn lăn là lực vòng (lực tiếp tuyến) (xem hình 5.6). Theo điều kiện cân bằng bánh răng có thể viết:

$$F_t = \frac{2T_x}{d}; F_R = F_t \operatorname{tg} \alpha; F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}; \quad (5.3)$$

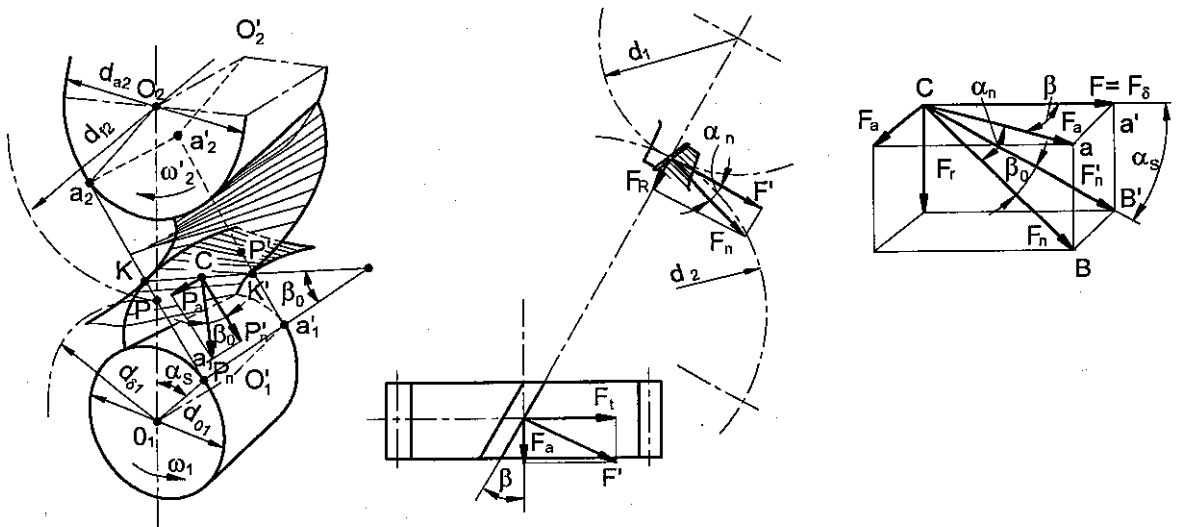
$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_R$$



Hình 5.6. Lực trên các răng của bánh trụ răng thẳng

Chú ý: Cần nhớ chiều F_t với bánh dẫn ngược chiều quay, với bánh bị dẫn cùng chiều quay. Lực F_R hướng vào tâm với răng lồi và hướng ra khỏi tâm khi răng lõm (ăn khớp trong).

b) Bánh trụ răng nghiêng (hình 5.7)



Hình 5.7

Mặt phẳng đặt lực trường hợp này là mặt phẳng pháp N-N vuông góc với bề mặt và hướng răng. Lực tổng F_n nằm trong mặt phẳng này, có thể chia nó thành F' và F_R . Lại chia F' làm 2 thành phần, một nằm trên mặt phẳng tiếp tuyến nhưng vuông góc với trục quay, đó là lực tiếp tuyến F_t (còn gọi là lực vòng), còn thành phần kia song song với trục quay gọi nó là lực dọc trục F_a . Theo hình 5.7 có: $F_n = F_t + F_R$; $F' = F_t + F_a$

$$F_t = \frac{2T_x}{d}; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta; F' = \frac{F_t}{\cos\beta}; F_R = F' \operatorname{tg}\alpha_n = \frac{F_t \operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta} \quad (5.4)$$

Chiều của F_t và F_r của bánh răng nghiêng cũng giống như bánh răng thẳng, còn khi xác định chiều của F_a cần đặt sao cho hướng vào mặt răng làm việc.

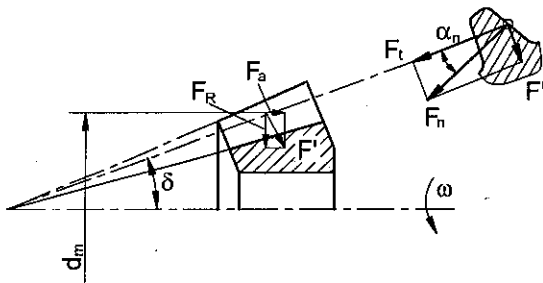
c) Bánh răng côn

Răng thẳng:

Lực tổng hợp pháp tuyến F_n (vuông góc với bề mặt răng) nằm trong mặt phẳng ăn khớp nghiêng góc α_n với mặt phẳng tiếp chung của hai hình côn chia và qua điểm giữa của chiều rộng răng. F_n chia làm 2 thành phần là F_t và F' , F' lại chia làm 2 thành phần, đó là F_R và F_a (hình 5.8). Kết quả có $\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_R + \vec{F}_a$

$$\text{Tương tự như bánh răng trụ } F_t = \frac{2T_1}{d_1};$$

Theo hình vẽ có : $F' = F_t \operatorname{tg}\alpha_n$ và $F_R = F_t \operatorname{tg}\alpha_n \cdot \cos\delta$; và $F_a = F_t \operatorname{tg}\alpha_n \cdot \sin\delta$.



Hình 5.8

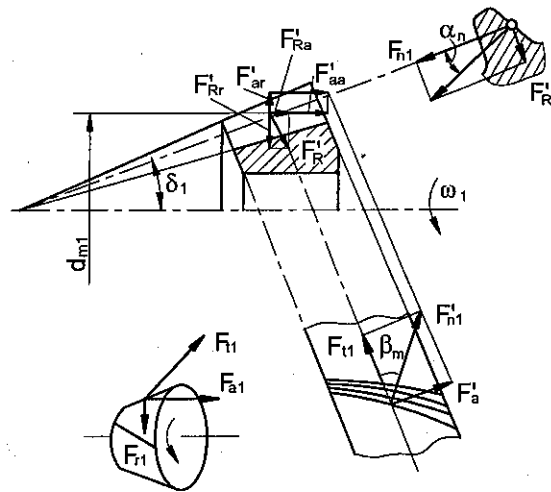
Răng nghiêng, xoắn:

Tương tự như trong bánh trụ răng nghiêng lực F_n của bánh côn răng nghiêng gồm các thành phần F_t , F'_R , F'_a . Mỗi thành phần F'_R , F'_a lại chia ra 2 thành phần hướng tâm và dọc trục của bánh răng côn (xem hình 5.8 và 5.9). $\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}'_R + \vec{F}'_a$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1};$$

$$\vec{F}'_R = \vec{F}'_{Rr} + \vec{F}'_{Ra}; F'_R = \frac{F_t \operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta_n} \rightarrow F'_{Rr} = F'_R \cdot \cos\delta \text{ và } F'_{Ra} = F'_R \cdot \sin\delta;$$

$$\vec{F}'_a = \vec{F}'_{ar} + \vec{F}'_{aa}; F'_a = F_t \operatorname{tg}\beta_n \rightarrow F'_{ar} = -F'_a \cdot \sin\delta \text{ và } F'_{aa} = F'_a \cdot \cos\delta;$$



Hình 5.9

$$\text{Lực hướng tâm } F_R = F'_{Rr} \pm F'_{ar}; F_R = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 \mp \sin \beta_n \sin \delta_1);$$

$$\text{Lực dọc trục } F_a = F'_{Ra} F'_{an}; F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cos \delta_1); \quad (5.5)$$

Trong các công thức này dấu ở trên khi F'_a hướng vào đáy côn lớn của bánh răng (cần chú ý rằng F'_a phải hướng vào bề mặt làm việc của răng). Nếu tính ra trị số F_R hay F_a là âm (< 0) thì chiều lực sẽ ngược với hướng quy ước dương là hướng vào tâm (F_R) và hướng vào đáy lớn hình nón (F_a).

Chú ý rằng: Khi 2 trục bánh răng côn vuông góc với nhau (truyền động giữa hai trục vuông góc) thì lực hướng tâm bánh răng nọ sẽ trực đối (ngược chiều và bằng trị số) với lực dọc trục của bánh răng kia.

5.4.2. Tải trọng tính toán và hệ số tải trọng

Khi tính khả năng tải (khả năng làm việc) của chi tiết ta thường dùng tải trọng tương ứng với giá trị lý thuyết (thường tính theo các điều kiện cân bằng tĩnh) và tải trọng phân bố đơn giản (thường là phân bố đều) tại vùng làm việc trên bề mặt răng. Điều kiện làm việc thực lại khác với giả thiết đó, vì vậy phải sử dụng giá trị tải trọng tính toán P_t .

$$P_t = K \cdot P_{dn}$$

Trong đó: $K \geq 1$ – hệ số tải trọng;

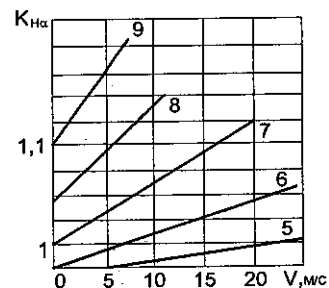
P_{dn} – tải trọng danh nghĩa.

Thông thường K là tích số của các hệ số kể đến các nhân tố ảnh hưởng đã làm cho tác động của tải trọng thực tế tăng lên.

a) Hệ số xét sự phân bố lực không đều trên các cặp răng cùng ăn khớp ($K_{H\alpha}$)

Trong quá trình làm việc thường có nhiều cặp răng cùng ăn khớp, khi tính lý thuyết ta giả thiết rằng tải trọng phân bố đều trên đó vì vậy cần phải đưa vào các hệ số $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$ kể đến sự phân bố không đều thực sự xảy ra trên các cặp răng cùng ăn khớp cho hai trường hợp tính sức bền tiếp xúc ($K_{H\alpha}$) và sức bền uốn ($K_{F\alpha}$).

Với bánh trụ răng thẳng khi tính toán thường chỉ coi là có một cặp răng ăn khớp nên lấy $K_{H\alpha} = 1$, $K_{F\alpha} = 1$. Các công trình nghiên cứu cho bánh răng nghiêng ta có thể xác định hệ số xét sự phân bố lực không đều trên các răng ảnh hưởng đến sức bền tiếp xúc $K_{H\alpha}$ theo các đồ thị trên hình 5.10. Trên đồ thị cho thấy $K_{H\alpha}$ phụ thuộc vận tốc và mỗi cặp chính xác chế tạo (5, 6, 7, 8, 9) có đường đồ thị riêng.



Hình 5.10

Hệ số $K_{F\alpha}$ xét sự phân bố lực không đều trên các răng cùng ăn khớp ảnh hưởng đến sức bền uốn được xác định cho trường hợp hệ số trùng khớp dọc ε_B thỏa mãn điều kiện :

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} \geq 1$$

Theo công thức :
$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{cx} - 5)}{4 - \varepsilon_\alpha}$$

Trong công thức này n_{cx} là cấp chính xác chế tạo.

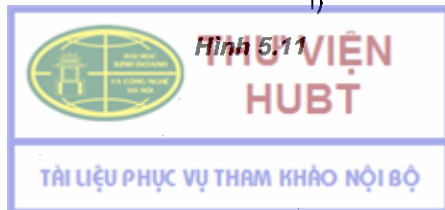
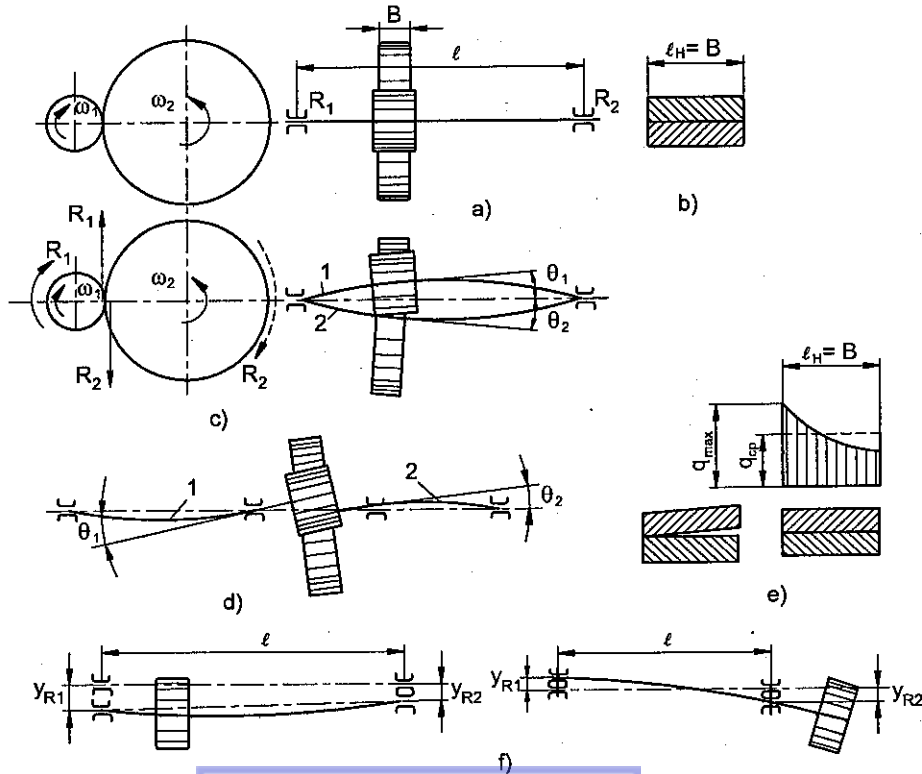
b) Hệ số tập trung tải trọng (K_β)

Trong quá trình làm việc thường các răng tiếp xúc nhau trên một hay nhiều đoạn thẳng, khi tính lý thuyết ta cho rằng tải trọng phân bố đều trên các đường tiếp xúc với tải trọng riêng trung bình $q = F_n / \ell_H$; (F_n : lực tác dụng, ℓ_H : chiều dài tiếp xúc).

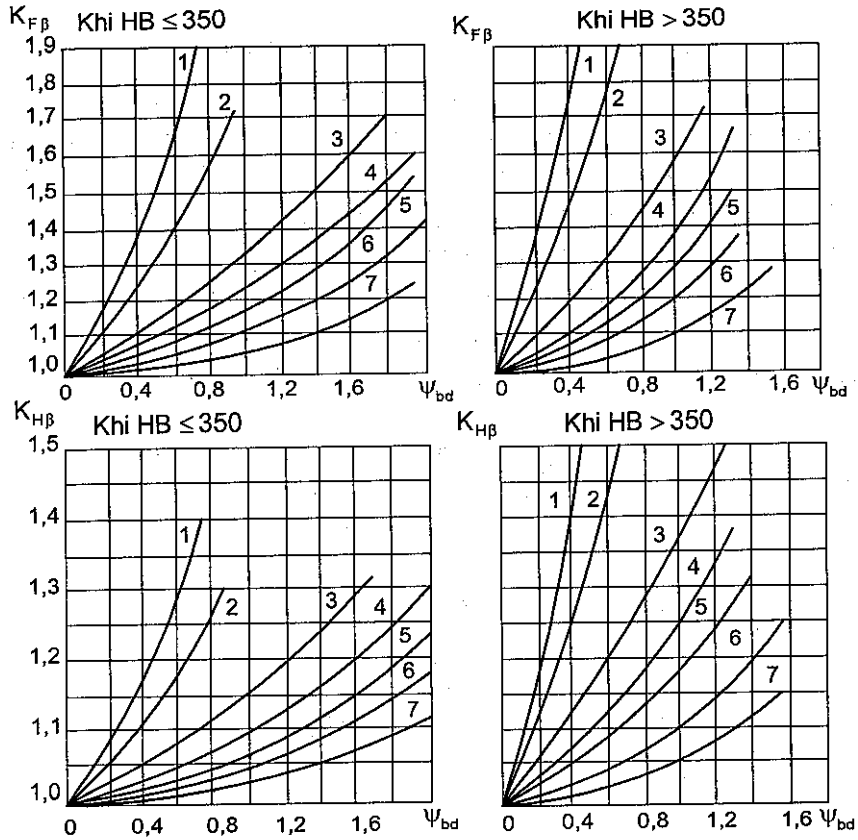
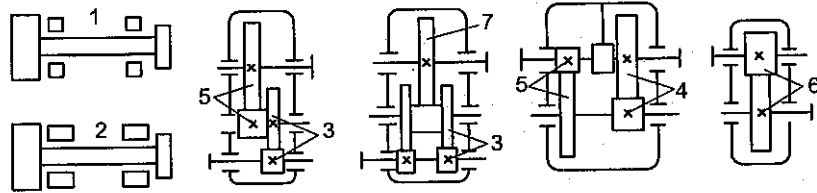
Thực tế sự phân bố lực lại không đều, nên đưa vào hệ số tập trung tải trọng $K_{H\beta}$:

$$K_{H\beta} = q_{max} / q \text{ cho tính sức bền tiếp xúc và } K_{F\beta} \text{ cho tính sức bền uốn.}$$

Nguyên nhân chủ yếu của tập trung tải trọng là sai lệch hướng răng gây ra do biến dạng uốn của trục, sự xoắn đường sinh răng (hình 5.11), mà các nhân tố ảnh hưởng là : chiều rộng răng (chiều dài tiếp xúc), vị trí bánh răng trên trục, ngoài ra độ rắn bề mặt răng lại có ảnh hưởng lớn đến quá trình chạy mòn làm san bằng bớt các sai lệch hướng răng,... vì vậy có thể các hệ số này xác định theo đồ thị hình 5.12&5.13 (các con số cho trên sơ đồ và trên các đồ thị tương ứng ký hiệu cho các phương án vị trí bánh răng trên trục). Đối với bánh răng côn có thể xác định $K_{H\beta}$ và $K_{F\beta}$ theo hình 5.13.



Vị trí bánh răng trong hệ thống máy

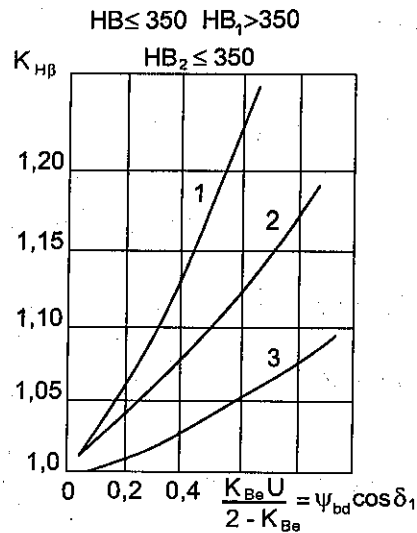
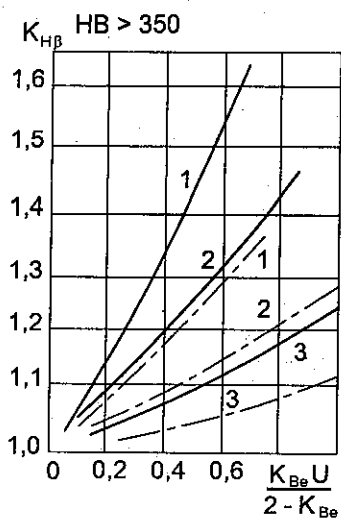
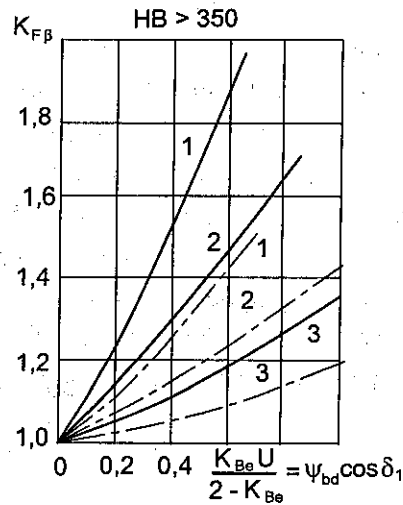
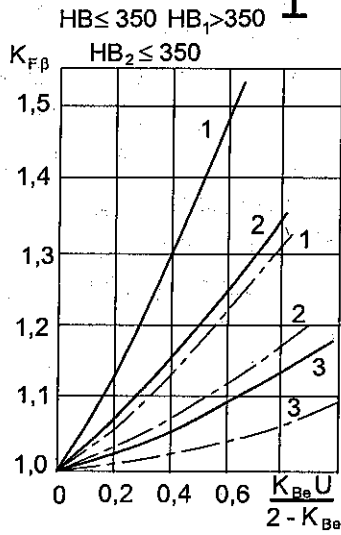
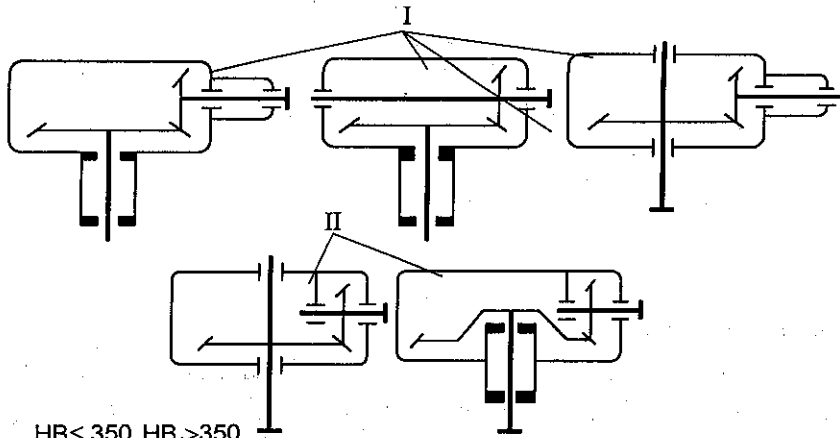


Hình 5.12. Xác định hệ số K_{HB} , K_{FB} cho bánh răng trụ

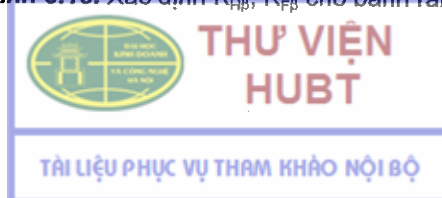
Các đồ thị này cho cách xác định K_{HB} , K_{FB} theo hệ số chiều rộng răng $\psi_{bd} = \frac{b}{d}$ (bánh răng trụ) và

$$\psi_{bd} = \frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} \quad (\text{với } K_{be} = b/R_d)$$

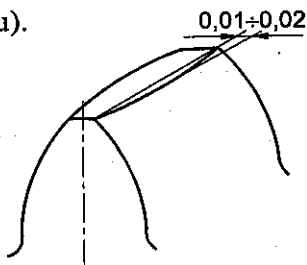
Vị trí bánh răng trong hệ thống máy



Hình 5.13. Xác định $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ cho bánh răng côn



Phương pháp khắc phục sự tập trung tải trọng là làm răng có dạng hình trống (xem hình 5.14 và các TL nghiên cứu).



Hình 5.14

c) Tải trọng động trên răng

Để xác định trị số tải trọng tính toán nhằm tính khả năng làm việc của bánh răng ngoài việc kể đến yếu tố phân bố tải còn phải tính đến yếu tố trị số tổng cộng tăng lên tuyệt đối do quá trình động lực học gây ra, đó chính là quá trình va đập và rung động.

Các răng ăn khớp liên tiếp nhau khi chuyển khớp (cặp răng cũ kết thúc ăn khớp và cặp răng mới bước vào ăn khớp) sẽ phát sinh va đập và rung động, sai số bước răng có ảnh hưởng đến sự va đập này vì thế độ chính xác chế tạo là yếu tố quyết định đầu tiên. Ảnh hưởng quan trọng nữa là vận tốc chuyển động v và kích thước bánh răng, nó làm tăng năng lượng va đập và cũng là những yếu tố quyết định đến trị số tải trọng động.

Bánh răng nghiêng ăn khớp êm, va đập giảm so với bánh răng thẳng, để giảm va đập người ta còn có công nghệ vát mép đỉnh răng, vì vậy dạng vát hay nghiêng của răng ảnh hưởng đến trị số tải trọng động (phương pháp giảm va đập, rung động là vát mép đỉnh răng).

Hệ số tải trọng động được định nghĩa theo công thức sau:

$$K_v = 1 + \frac{q_v}{q_t}$$

Trong đó q_v là tải trọng động tác dụng làm tăng tải trên một đơn vị chiều rộng răng.

Kết quả nghiên cứu tính toán, xác định các hệ số K_v cho trong các công thức và bảng sau đây:

$$\text{Hệ số tải trọng động khi tính sức bền tiếp xúc } K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b_\omega d_1}{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

$$\text{Hệ số tải trọng động khi tính sức bền uốn } K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_\omega d_1}{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}}$$

Trong các công thức này v là cường độ tải trọng động:

$$\text{Bộ truyền bánh răng trụ: } v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a}{u}}; \quad v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a}{u}};$$

$$\text{Bộ truyền bánh răng côn: } v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{d_1(u+1)}{u}}; \quad v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{d_1(u+1)}{u}}$$

Với: δ_F, δ_H – hệ số xét ảnh hưởng sai lệch ăn khớp (xem bảng 5.1).

BẢNG 5.1. HỆ SỐ XÉT ẢNH HƯỞNG SAI LỆCH ẪN KHỚP

Độ rắn bề mặt răng bánh dẫn HB ₁ và bánh bị dẫn HB ₂	Dạng răng	δ_H	δ_F
HB ₂ ≤ 350HB	Thẳng, không vát mép	0,006	0,016
	Thẳng, có vát mép	0,004	0,011
	Nghiêng	0,002	0,006
HB ₁ và HB ₂ đều lớn hơn 350 HB	Thẳng, không vát mép	0,014	0,016
	Thẳng, có vát mép	0,010	0,011
	Nghiêng	0,004	0,006

g_o – hệ số xét ảnh hưởng sai lệch bước (xem bảng 5.2).

v – vận tốc vòng bánh răng (m/s); T_1 – mômen xoắn trên bánh dẫn (Nmm).

a – khoảng cách trục bộ truyền bánh răng trụ (mm); u – tỷ số truyền;

d_1 – đường kính trung bình bánh răng côn dẫn (mm).

Chú ý: v_H, v_F không được lấy lớn hơn v_{Hmax}, v_{Fmax} cho trong bảng 5.3.

BẢNG 5.2. TRỊ SỐ g_o

Môđun m, mm	Cấp chính xác theo chỉ tiêu làm việc êm			
	6	7	8	9
Đến 3,55	38	47	56	73
Lớn hơn 3,55 đến 10	42	53	61	82
Lớn hơn 10	48	64	73	100

BẢNG 5.3. CÁC TRỊ SỐ GIỚI HẠN v_{Hmax}, v_{Fmax} N/mm

Môđun m, mm	Cấp chính xác theo chỉ tiêu làm việc êm			
	6	7	8	9
Đến 3,55	160	240	380	700
Lớn hơn 3,55 đến 10	194	310	410	880
Lớn hơn 10	250	450	590	1050

5.4.3. Các dạng hỏng trong truyền động bánh răng và chỉ tiêu tính toán

Các dạng hỏng chính thường gặp khi sử dụng của bộ truyền bánh răng là gãy răng, tróc vì mài, mòn và dính bề mặt răng (hình 5.15).



– Gãy răng : Dưới tác dụng của lực ăn khớp sẽ phát sinh ứng suất uốn ở chân răng và làm gãy răng (hình 5.15a). Gãy có thể do quá tải đột ngột nhưng thường là gãy vì mỏi. Nơi phát sinh những vết nứt đầu tiên gây ra gãy thường ở phía chịu kéo. Để tránh dạng hỏng này cần tính răng theo sức bền uốn:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

Ứng suất uốn lớn nhất là tại chân răng, cũng là nơi có tập trung ứng suất tại góc lượn chân răng.

– Tróc vì mỏi bề mặt răng : Dạng hỏng thường có nguy cơ xảy ra với bộ truyền đặt trong hộp kín, được bôi trơn tốt, ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng thay đổi theo chu kỳ vượt quá giới hạn mỏi tiếp xúc. Xảy ra chỉ sau một thời gian có số chu kỳ ứng suất đủ lớn. Giống như bộ truyền bánh ma sát được bôi trơn tốt, dưới tác dụng của ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng sẽ phát sinh những vết nứt rất nhỏ. Mỗi lần vào tiếp xúc, vết nứt có khả năng lớn dần khi ứng suất tiếp xúc đủ lớn và đặc biệt do áp lực dầu trong vết nứt. Nếu hướng vết nứt tạo điều kiện thuận lợi cho vết nứt phát triển, thì tới một lúc nào đó bề mặt răng xuất hiện các vết rỗ, tróc phá hủy dần dần bề mặt răng.

Điều kiện thuận lợi của vết nứt cho quá trình tróc là hướng của nó (kể từ đuôi đến miệng vết nứt) có chiều sao cho khi vào tiếp xúc thì miệng bị bịt trước làm cho áp lực dầu trong vết nứt rất lớn làm nó phát triển. Các nghiên cứu cho thấy hướng vết nứt luôn hướng theo chiều lực ma sát và ở vùng chân răng có hướng vết nứt tạo thuận lợi cho tróc. Vì thế, hiện tượng tróc rỗ luôn quan sát thấy ở vùng chân bánh răng (hình 5.15b).

Để tránh hiện tượng tróc phá hỏng bánh răng cần đảm bảo ứng suất tiếp xúc không vượt quá giới hạn mỏi tiếp xúc: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

– Mòn bề mặt răng: Quá trình ăn khớp bánh răng có chuyển động lăn và trượt tương đối giữa 2 bề mặt răng chịu tải, vì vậy ma sát giữa chúng sẽ gây nên mòn bề mặt răng.

Thông thường sẽ mòn nhiều tại đỉnh và chân răng nơi hệ số trượt và vận tốc trượt lớn. Tuy nhiên, trong những điều kiện nhất định có những bộ truyền lại mòn ngay ở tâm ăn khớp, nơi vận tốc trượt nhỏ nhất và gần như bằng 0, nhưng khi tính đến biến dạng tiếp xúc nơi đó tác dụng của mòn vì lăn và sự trượt đảo chiều lại nghiêm trọng nhất.

Điều kiện làm việc nguy hiểm về mòn là bộ truyền được bôi trơn kém như dầu bôi trơn không được cung cấp đủ, dầu bẩn, có nhiều hạt cát, bụi hoặc kim loại làm tăng mòn, những bộ truyền không được che kín.

Đã có nhiều nghiên cứu tính toán về mòn nhưng dữ liệu tính và công thức tính còn khác biệt nhiều. Trong thực tế nếu bôi trơn tốt sự mòn xảy ra khá ít không phải lúc nào cũng cần tính toán.

– Đỉnh bề mặt răng (hình 5.15c) : Phá hỏng về đỉnh là quá trình kéo dãn vật liệu bị bám dính chặt vào nhau của hai bề mặt răng trong quá trình chuyển dịch vùng tiếp xúc khi ăn

khớp, dạng hỏng này phá hỏng bề mặt rất nhanh. Thường xảy ra với bánh răng chịu tải rất lớn, tốc độ rất cao, màng dầu ngăn cách vật liệu hai bề mặt chúng không thể hình thành, nhiệt độ cục bộ tại vùng tiếp xúc rất lớn. Vì thế, để tránh dạng hỏng này người ta cần tính toán hạn chế nhiệt độ tại vùng tiếp xúc $\theta \leq [\theta^\circ]$. Công thức và dữ liệu tính toán hiện nay còn khác nhau khá nhiều. Chúng ta không nghiên cứu công thức tính trong phạm vi tài liệu này. Trong thực tế người ta sử dụng các loại dầu chống dính trong các điều kiện khác nhau rất có hiệu quả.

5.5. TÍNH SỨC BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ RĂNG THẲNG

5.5.1. Tính toán truyền động bánh trụ răng thẳng theo sức bền tiếp xúc

Để tránh dạng hỏng do tróc vì mỗi bề mặt răng cho bộ truyền được bôi trơn đầy đủ ta sử dụng công thức Héc với điều kiện bền tiếp xúc :

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (5.6)$$

Trong công thức này, Z_M là hằng số đàn hồi của vật liệu:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}} \quad (5.7)$$

Ở đây E_1, E_2 là môđun đàn hồi của vật liệu hai bánh răng, μ_1 và μ_2 là hệ số Poát-xông tương ứng hai vật liệu ấy.

Ta tính toán bán kính cong tương đương tại tâm ăn khớp (xem hình 5.16):

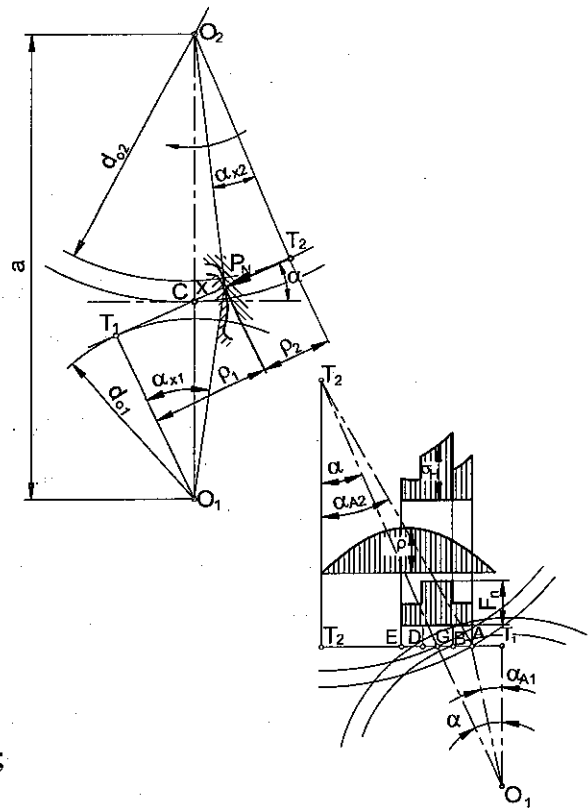
$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} \quad \text{với } \rho_1 = \frac{d_1}{2} \sin \alpha ; \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha ;$$

$$\rho = d_1 \cdot \sin \alpha \frac{u \pm 1}{2} \quad (5.8)$$

Tải trọng riêng $q_n = F_n / l_H$;

Chiều dài tiếp xúc l_H theo các nghiên cứu được tính theo công thức:

$$l_H = \frac{3b}{4 - \varepsilon_\alpha} = \frac{b}{Z_\varepsilon^2}$$



Hình 5.16. Phân bố lực, biến thiên p và ứng suất σ_H

Trong đó Z_ϵ là hệ số xét đến sự tăng chiều dài tiếp xúc do nhiều cặp răng đồng thời ăn khớp vì thế : $Z_\epsilon = \sqrt{(4 - \epsilon_\alpha) / 3}$; (5.9)

$$F_n = \frac{2T_1 \cdot K_H}{d_1 \cdot \cos \alpha}; \text{ và } T_1 = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot N}{n_1}$$

$$q_n = \frac{2T_1 K_H Z_\epsilon^2}{d_1 b \cdot \cos \alpha} \quad (5.10)$$

Kết quả rút ra công thức tính ứng suất tiếp xúc và điều kiện bền sau:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u \pm 1)}{d_1^2 b u} \frac{2}{\sin 2\alpha} Z_\epsilon^2}$$

Đặt $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ (5.11)

Sẽ có công thức sau:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u \pm 1)}{b u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.12)$$

Công thức này dùng để kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh trụ răng thẳng, nó tính ứng suất tiếp xúc σ_H sinh ra tại vùng tâm ăn khớp trên bề mặt răng,

Trong đó :

T_1 – mômen xoắn trên trục dẫn Nmm

Z_M – hằng số đàn hồi của vật liệu, xác định theo công thức (5.7), với bánh răng thép có giá trị $Z_M = 275(\text{MPa})^{1/2}$.

Z_H – hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc xác định theo công thức (5.11).

$K_{H\beta}, K_{H\alpha}$ – hệ số tập trung tải trọng và hệ số tải trọng động, cách xác định xem trong phần (5.4.2).

Z_ϵ – hệ số xét đến sự tăng chiều dài tiếp xúc xác định theo công thức (5.9).

d_1, b – đường kính vòng lăn và chiều rộng tiếp xúc, mm.

u – tỷ số truyền của bộ truyền $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_2}{n_1}$

$[\sigma_H]$ – ứng suất tiếp xúc cho phép, N/mm²

Kết quả tính theo công thức sẽ cho ta biết bộ truyền có đảm bảo độ bền tiếp xúc hay không, ta cần biết trước tải trọng tác dụng, các thông số động học và kích thước hình học của bộ truyền.

Khi thiết kế, biết trước tải trọng, tốc độ quay và tỷ số truyền sẽ phải xác định kích thước bộ truyền.



Từ công thức kiểm nghiệm (5.12) trên, đặt $b = \psi_d \cdot d_1$, chọn trước vật liệu và chế độ nhiệt luyện để có ứng suất cho phép, rút ra công thức thiết kế tính kích thước bộ truyền.

Công thức thiết kế tính đường kính bánh răng dẫn d_1 .

$$d_1 \geq H_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} (u \pm 1)}{\psi_d u [\sigma_H]^2}}, \text{ mm} \quad (5.13)$$

Trong công thức này H_d là hệ số tính toán đường kính, nó phụ thuộc vật liệu (Z_M), góc ăn khớp α (Z_H) và hệ số trùng khớp ε_α (Z_e).

$$H_d = \sqrt[3]{2(Z_M Z_H Z_e)^2}$$

Với bánh răng bằng thép $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$, thông thường $\alpha = 20^\circ$ và $Z_H = 1,76$, $\varepsilon_\alpha = 1,6$ do vậy: $H_d = 77 \text{ (MPa)}^{1/3}$.

Các kích thước khác của bộ truyền có thể suy ra từ d_1 , u và ψ_d .

$$\text{Khoảng cách trục } a = \frac{d_1 (u \pm 1)}{2};$$

Cũng có thể thiết lập công thức thiết kế tính ra khoảng cách trục a với hệ số chiều rộng theo khoảng cách trục $\psi_a = b/a$.

$$a \geq H_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\psi_a u [\sigma_H]^2}} \text{ mm} \quad (5.14)$$

Trong công thức này H_a là hệ số tính toán khoảng cách trục :

$$H_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_e)^2}$$

Với bánh răng bằng thép $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$, thông thường $Z_H = 1,76$, $\varepsilon_\alpha = 1,6$ vì vậy :

$$H_a = 50 \text{ (MPa)}^{1/3}.$$

Công thức liên hệ giữa ψ_a và ψ_d : $\psi_d = \frac{\psi_a (u \pm 1)}{2}$;

Để xác định hoàn toàn kích thước của bánh răng cần xác định một thông số nữa là môđun. Thông số này cho ta biết kích thước của răng. Tuy nhiên, kinh nghiệm thiết kế theo sức bền tiếp xúc thường lấy trong khoảng:

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a$$

Chọn môđun m theo tiêu chuẩn rồi xác định các số răng các bánh răng

$$Z_1 = \frac{2a}{m(u \pm 1)}; \text{ và } Z_2 = u \cdot Z_1;$$



Dĩ nhiên Z_1 và Z_2 phải là số nguyên. Nếu không cần dịch chỉnh, bánh răng sau làm tròn nguyên số răng cần tính lại chính xác khoảng cách trục: $a = \frac{m(u \pm 1)}{2}$.

Số răng bánh nhỏ cần chọn sao cho không nhỏ quá, tránh bị cắt lẹm chân răng khi chế tạo.

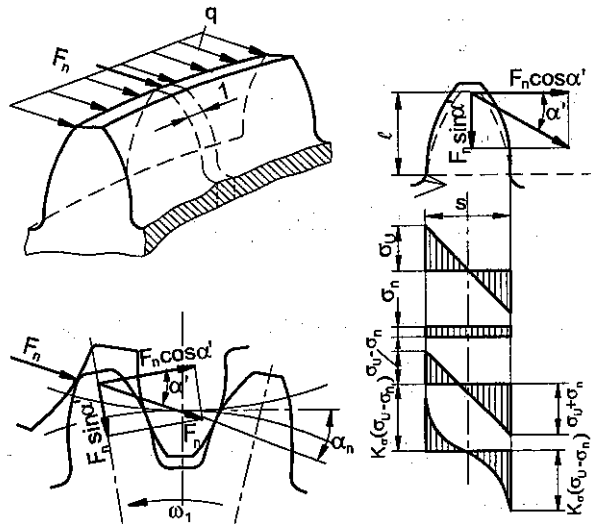
Kinh nghiệm thiết kế cho biết nên chọn hệ số chiều rộng ψ_a như sau :

Đối với bánh răng thép trong hộp giảm tốc $\psi_a = (0,2 \div 0,6)$;

trong hộp tốc độ $\psi_a = (0,1 \div 0,2)$.

5.5.2. Tính toán truyền động bánh trụ răng thẳng theo sức bền uốn

Để tránh gãy răng, cần tính răng theo sức bền uốn. Mômen uốn lớn nhất khi lực đặt tại đỉnh răng, tuy lúc ăn khớp ở đỉnh sẽ có ít nhất 2 cặp răng ăn khớp đồng thời nhưng nếu có sai số chế tạo trường hợp nguy hiểm nhất chỉ có một cặp răng ăn khớp mà thôi. Vì vậy, sẽ tính toán ứng suất phía chân răng chịu kéo kể cả ảnh hưởng của tập trung ứng suất ở góc lượn chân răng (hình 5.17).



Hình 5.17

Đưa lực đặt ở đỉnh về đường tâm đối xứng của răng, lực F_n này nghiêng với đường vuông góc với trục răng một góc α' . Chia F_n làm 2 thành phần: thành phần vuông góc với trục răng là $F_n \cdot \cos \alpha'$ gây uốn và thành phần dọc trục răng $F_n \cdot \sin \alpha'$ gây nén, ứng suất tổng là:

$$\sigma = \frac{6 \cdot F_n \cdot \cos \alpha' \cdot l}{s^2 \cdot b} - \frac{F_n \cdot \sin \alpha'}{s \cdot b}$$

Với $F_n = F_t \cdot K_F / \cos \alpha$, chiều cao răng l và chiều dày răng s đều tỷ lệ với môđun m , đặt

$l = e \cdot m$ và $s = g \cdot m$ nhân thêm vào hệ số tập trung ứng suất α_σ nên trở thành:

$$\sigma_F = \alpha_\sigma \sigma = \frac{F_t K_F}{b \cdot m \cos \alpha} \cdot \alpha_\sigma \left(\frac{6 \cdot e \cdot \cos \alpha'}{g^2} - \frac{\sin \alpha'}{g} \right)$$

$$\text{Đặt } Y_F = \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha} \left(\frac{6e \cos \alpha'}{g^2} - \frac{\sin \alpha'}{g} \right) \quad (5.15)$$

Gọi Y_F là hệ số dạng răng. Nó được tính toán sẵn phụ thuộc 2 thông số, đó là số răng Z và hệ số dịch chỉnh x theo đồ thị hình 5.18.

$$\text{Công thức tính ứng suất uốn và điều kiện bền : } \sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{b m} \leq [\sigma_F]$$

$$\text{hay là } \sigma_F = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_F}{d_1 b m} \leq [\sigma_F] \quad (5.16)$$

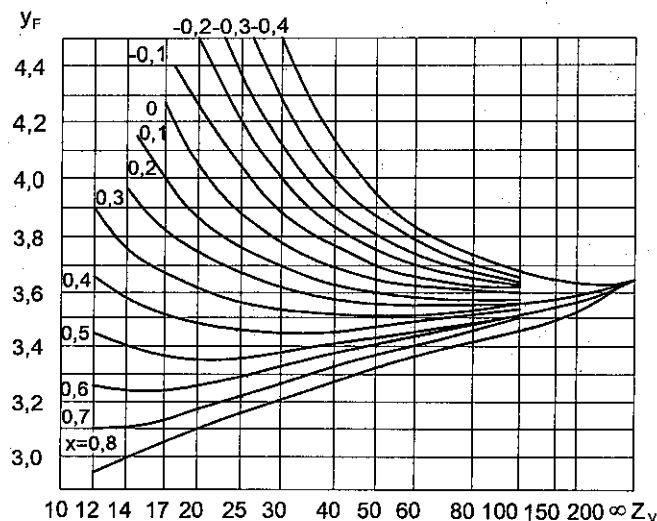
Đây là công thức dùng kiểm nghiệm bánh trụ răng thẳng theo sức bền uốn. Để tiến hành tính toán cần phải biết:

- Trị số tải trọng T_1 , mômen xoắn trên trục dẫn (Nmm).
- Kích thước bộ truyền d_1, b là đường kính và chiều rộng bánh răng (mm), m là môđun bánh răng (mm).
- Xác định các hệ số tập trung tải trọng và tải trọng động cho sức bền uốn $K_{F\beta}, K_{Fv}$ theo phần 5.4.2.
- Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$ (N/mm²) tùy theo vật liệu chọn.

Khi kiểm nghiệm nhớ rằng ứng suất uốn trên răng bánh dẫn σ_{F1} và bánh bị dẫn σ_{F2} khác nhau, vì chúng có số răng và hệ số dịch chỉnh khác nhau nên Y_{F1} và Y_{F2} khác nhau, cần kiểm tra cả 2 bánh răng.

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_F}{d_1 b m} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}] \quad (5.17)$$



Hình 5.18. Đồ thị xác định hệ số dạng răng



*** Thiết kế theo sức bền uốn**

Khi thiết kế theo sức bền uốn sẽ phải xác định kích thước răng của bộ truyền.

Từ công thức kiểm nghiệm (5.17) trên, đặt $b = \psi_d \cdot d_1$, theo vật liệu và chế độ nhiệt luyện chọn trước để có ứng suất cho phép, rút ra công thức thiết kế tính môđun bánh răng

$$m \geq 1,4 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1}}{Z_1^2 \psi_d [\sigma_{F1}]}} \text{ mm} \quad (5.18)$$

Người ta có thể tính thiết kế bánh răng theo sức bền uốn khi điều kiện làm việc của bộ truyền không có nguy cơ tróc rỗ bề mặt, răng giòn dễ gãy, bộ truyền bôi trơn kém (bánh răng không che kín, dầu bôi trơn không đảm bảo sạch,...).

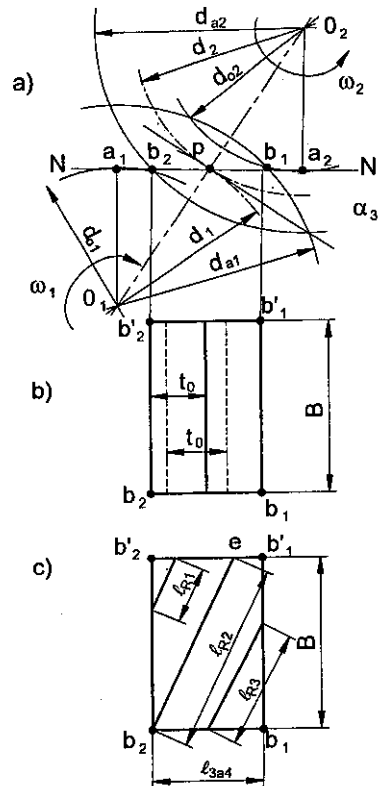
Cần chọn trước số răng Z_1 , đảm bảo không bị cắt lẹm chân răng (ví dụ $Z_1 \geq 17$ khi $x=0$), chọn hệ số chiều rộng $\psi_d = b/d_1 = (0,2 \div 1,4)$ trị số lớn hay nhỏ tùy vị trí bánh răng trên trục và mức độ tải trọng, $\psi_d = 0,6 \div 1,4$ khi $HB < 350$ và $\psi_d = 0,2 \div 0,9$ khi $HB > 350$. Bánh răng lắp côngxon (lắp chìa) chỉ nên lấy $\psi_d = 0,2 \div 0,25$.

5.6. TÍNH SỨC BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ RĂNG NGHIÊNG

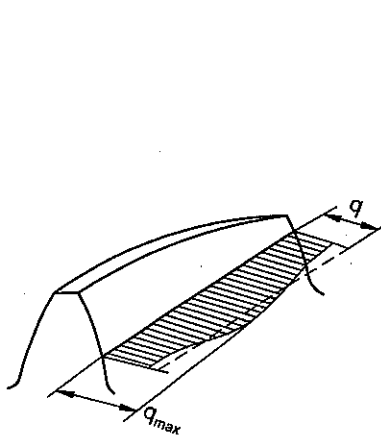
5.6.1. Đặc điểm

– Quá trình ăn khớp (hình 5.19) và tính chất :

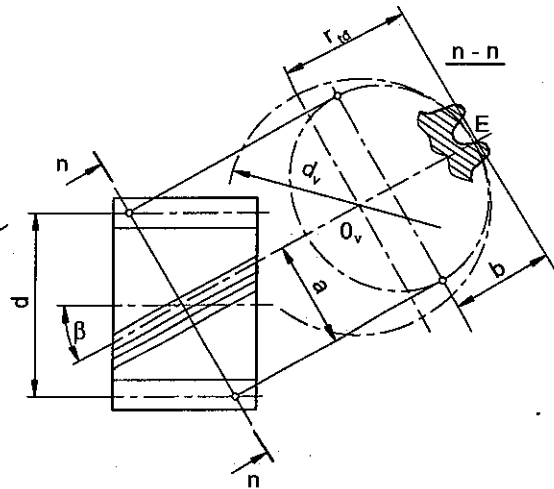
Khi răng nghiêng vào ăn khớp (vào tiếp xúc trong vùng ăn khớp thực, vùng giới hạn bởi mặt phẳng tiếp với hình trụ cơ sở và 2 hình trụ đỉnh răng) sẽ không tiếp xúc ngay theo chiều rộng răng mà đầu tiên chỉ là một điểm (ở đỉnh) sau đó chạy đến giữa răng sẽ rộng dần, khi tiếp xúc cả chiều rộng b thì do đường tiếp xúc nằm chệch nghiêng góc β với đường sinh nên chiều dài tiếp xúc là $b/\cos\beta$. Điểm tiếp xúc chạy đến chân thì đoạn tiếp xúc lại giảm dần và khi ra khớp chỉ là 1 điểm. Nhờ ăn khớp như vậy và số răng ăn khớp đồng thời lớn hơn so với răng thẳng nên ăn khớp êm và tải trọng động giảm.



Hình 5.19



Hình 5.20



Hình 5.21

Chiều dài tiếp xúc l_H tính theo công thức :

$$l_H = \frac{b \cdot \epsilon_\alpha \cdot K_\epsilon}{\cos \beta}$$

Trong công thức K_ϵ là hệ số xét đến sự thay đổi của chiều dài tiếp xúc (khi ϵ_α và ϵ_β không nguyên) có thể lấy từ 0,9 đến 1.

– Phân bố tải trọng : Với bánh răng nghiêng, lực phân bố không đều trên đường tiếp xúc (xem hình 5.20) có thể lấy $q_{max}/q = 1,2$.

Khi tính sức bền bánh răng nghiêng có thể đưa về tính toán như bánh trụ răng thẳng tương đương khi xét sự ăn khớp trong mặt phẳng $n - n$ vuông góc với hướng răng, cũng là mặt phẳng vuông góc với bề mặt răng, dạng bề mặt răng trong mặt cắt này hoàn toàn giống như bánh trụ răng thẳng có môđun pháp m_n và bán kính vòng chia là bán kính cong lớn nhất của elip giao giữa mặt phẳng pháp với hình trụ chia (hình 5.21). Như vậy, bánh trụ răng thẳng tương đương của bánh răng nghiêng có các đặc điểm sau :

- Môđun tương đương là môđun pháp m_n
- Bán kính tương đương $\frac{d_{td}}{2} = r_{td} = \frac{a^2}{b} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}$ ($a = \frac{d}{2 \cos \beta}$; $b = \frac{d}{2}$)
- Chiều rộng $b_{td} =$ chiều dài tiếp xúc l_H .
- Số răng tương đương $Z_{td} = \frac{d_{td}}{m_n} = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$.

5.6.2. Tính sức bền bánh trụ răng nghiêng

a) Tính sức bền tiếp xúc

Áp dụng công thức Héc (5.6) với các thông số hình học, kích thước của bánh trụ răng thẳng tương đương.



Trước tiên là tải trọng riêng q_n :

$$q_n = \frac{F_n}{\ell_H}$$

Trong đó:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = \frac{2T_1 \cdot K_H}{d_1 \cos \alpha_n \cdot \cos \beta}$$

$$\ell_H = \frac{b \cdot \varepsilon_\alpha \cdot K_\varepsilon}{\cos \beta}$$

$$q_n = \frac{2T_1 \cdot K_H}{d_1 \cdot b \cdot \varepsilon_\alpha \cdot K_\varepsilon \cos \alpha_n}$$

Bán kính cong tương đương $\rho_{td} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ với:

$$\rho_1 = \frac{d_{td1} \sin \alpha_n}{2} \quad \rho_2 = \frac{d_{td2} \sin \alpha_n}{2} ; d_{td1} = \frac{d_1}{\cos^2 \beta} ; d_{td2} = \frac{d_2}{\cos^2 \beta}$$

Kết quả là:
$$\rho = \frac{u \cdot d_1 \cdot \sin \alpha_n}{2(u+1) \cos^2 \beta}$$

Rút ra công thức tính ứng suất tiếp xúc sau:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{b \cdot u}} \quad (5.19)$$

Trong đó:

Z_M – hằng số đàn hồi của vật liệu, xác định theo công thức (5.7), với bánh răng thép có giá trị $Z_M = 275(\text{MPa})^{1/2}$.

Z_H – hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc xác định theo công thức:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_{tw}}}$$

Z_ε – hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc xác định theo công thức:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

$K_{H\alpha}$ – hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng đồng thời ăn khớp

$K_{H\beta}$ – hệ số tập trung tải trọng

K_{Hv} – hệ số tải trọng động

(Cách xác định chúng xem trong phần 5.4.2).

d_1, b – đường kính vòng lăn và chiều rộng tiếp xúc bánh răng (mm)

u – tỷ số truyền của bộ truyền $u = Z_2/Z_1 = n_2/n_1$

$[\sigma_H]$ – ứng suất tiếp xúc cho phép N/mm^2

Rút ra các công thức thiết kế theo đường kính d_1 với hệ số chiều rộng theo đường kính $\psi_d = b/d_1$.

$$d_1 \geq H_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{\psi_d u [\sigma_H]^2}} \quad \text{mm} \quad (5.20)$$

Trong công thức này H_d là hệ số tính toán đường kính: $H_d = \sqrt[3]{2(Z_M Z_H Z_e)^2}$

Bánh răng bằng thép $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$, thông thường $\alpha_n = 20^\circ$ lấy trị số sơ bộ.

$$H_d = 68 \text{ (MPa)}^{1/3}$$

Công thức thiết kế tính ra khoảng cách trục a với hệ số chiều rộng theo khoảng cách trục $\psi_a = b/a$

$$a \geq H_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{\psi_a u [\sigma_H]^2}} \quad \text{mm} \quad (5.21)$$

H_a là hệ số tính toán khoảng cách trục $H_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_e)^2}$

Với bánh răng bằng thép $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$, $H_d = 68 \text{ (MPa)}^{1/3}$ có thể lấy trị số sơ bộ

$$H_a = 43 \text{ (MPa)}^{1/3}$$

* *Chú ý trong tính toán sức bền tiếp xúc*

Khi tính kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc hệ số $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$ xác định được do kích thước và các thông số động học, yếu tố công nghệ được biết hoặc chọn trước vì vậy có thể theo các bảng, đồ thị trong mục 5.4.2 mà tính ra chính xác. Nhưng khi tính toán thiết kế dùng công thức (5.12), (5.13) chưa có kích thước bánh răng nên thường phải chọn sơ bộ trước K_H , theo kinh nghiệm nên chọn trong khoảng 1,1 ÷ 1,3.

Hệ số chiều rộng ψ_a cũng như trong bánh răng thẳng đối với hộp giảm tốc nên chọn trong khoảng 0,2 ÷ 0,6.

Môđun pháp trong bánh răng nghiêng phải lấy theo tiêu chuẩn và tính toán thiết kế theo sức bền tiếp xúc cũng nên chọn $m_n = (0,01 \div 0,02)a$.

Khoảng cách trục a của bộ truyền nên lấy tròn (thuận tiện nhất người ta hay lấy số nguyên và những con số hàng đơn vị là 0 hoặc 5).

Góc β hay chọn trong khoảng $8^\circ \div 20^\circ$ vì phải đủ lớn để phát huy ưu điểm của bánh răng nghiêng mặt khác lại đảm bảo lực dọc trục F_a không lớn quá tác dụng lên trục và ổ.

Sau khi chọn m_n và chọn sơ bộ β hãy tính ra số răng:

$$Z_1 = \frac{2a \cdot \cos\beta \cdot m_n}{u \pm 1}; \quad Z_2 = u \cdot Z_1; \quad \text{làm tròn nguyên rồi tính chính xác lại } \beta$$

$$\cos\beta = \frac{m_n (Z_2 \pm Z_1)}{2a}$$



Với bánh răng chữ V nên chọn sơ bộ $\beta = 30^\circ \div 40^\circ$

b) Tính sức bền uốn

Trong bánh răng nghiêng, do đường tiếp xúc là nghiêng nên khi răng bị gãy tiết diện gãy cũng thường chệch đi một góc μ (hình 5.22).

Tính toán sức bền uốn cho bánh trụ răng nghiêng có thể đưa về tính bánh trụ răng thẳng tương đương, sẽ nhận được công thức tương tự bánh trụ răng thẳng.

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_F Y_\beta Y_\varepsilon}{d_1 b m_n} \leq [\sigma_F] \quad (5.22)$$

Trong đó: m_n là môđun pháp (mm);

Y_F là hệ số dạng răng xác định theo số răng bánh trụ răng thẳng tương đương :

$$Z_{td} = Z / \cos^3 \beta;$$

T_1 (Nmm), d_1 (mm), b (mm) vẫn là mômen xoắn trên trục dẫn, đường kính vòng lăn và chiều rộng bánh răng. Bên cạnh $K_{F\beta}$, K_{Fv} là các hệ số tải trọng tập trung và hệ số tải trọng động, trong công thức có thêm hệ số tải trọng phân bố không đều giữa các răng đồng thời ăn khớp $K_{F\alpha}$ (xem trong phần (5.4.2)).

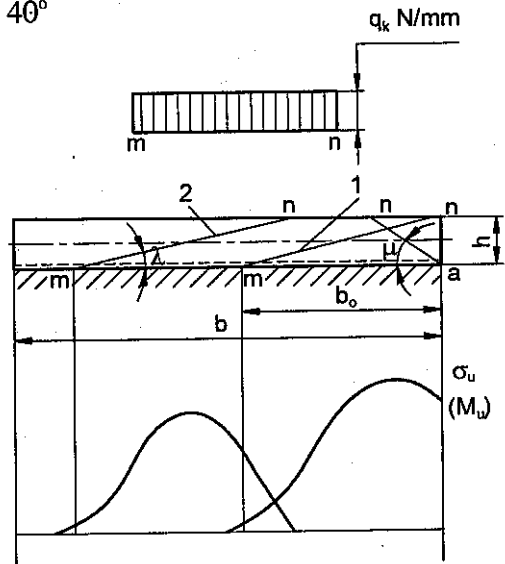
Y_β – hệ số xét ảnh hưởng của góc nghiêng $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140}$

Y_ε – hệ số xét ảnh hưởng của hệ số trùng khớp $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$.

Công thức thiết kế theo sức bền uốn sẽ tính môđun pháp:

$$m_n \geq H_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1}}{Z_1^2 \psi_d [\sigma_{F1}]} \text{ mm}} \quad (5.23)$$

$H_m = 1,12$ với bánh răng nghiêng có $\varepsilon_\beta \geq 1$, $H_m = 1,2$ khi $\varepsilon_\beta < 1$.



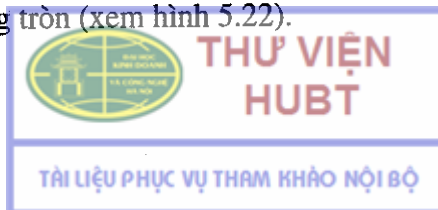
Hình 5.22

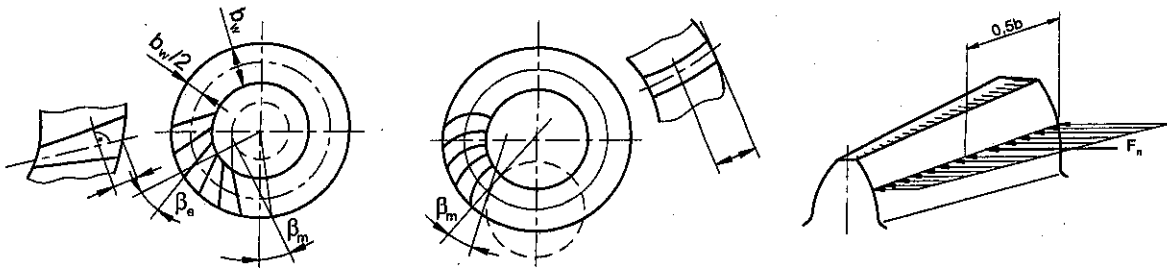
5.7. TÍNH SỨC BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN

5.7.1. Đặc điểm

– Bộ truyền bánh răng côn truyền động giữa hai trục cắt nhau, góc giữa hai trục thường là 90° . Dùng rất phổ biến do yêu cầu đổi hướng trục quay trong máy và cơ cấu.

Về mặt công nghệ chế tạo và lắp ghép bộ truyền này phức tạp và đắt hơn nhiều so với bánh răng hình trụ. Hướng răng cũng có các loại răng thẳng, răng nghiêng và loại đặc biệt phổ biến hiện nay là răng cung tròn (xem hình 5.22).





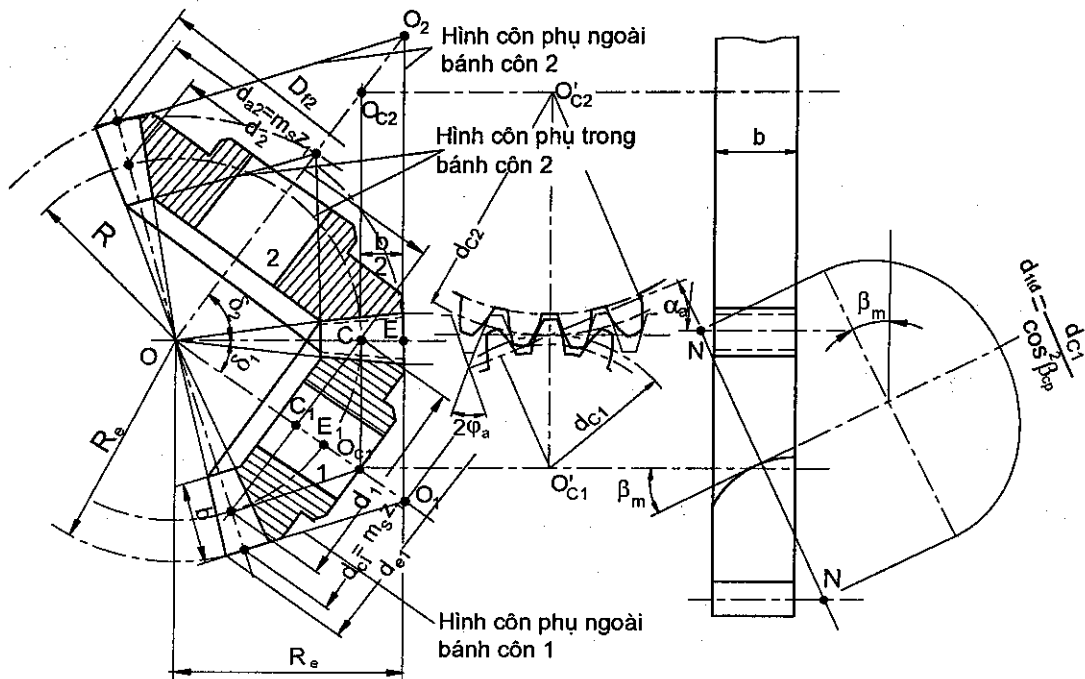
Hình 5.23

Cách xác định góc nghiêng trung bình β_m hãy xem hình 5.23 chú ý rằng vòng tròn vẽ là các vòng tròn của bánh răng dẹt sinh dùng khi chế tạo bằng phương pháp bao hình của máy cắt răng.

Phân bố tải trọng dọc theo đường tiếp xúc không đều nên đặt lực tập trung tại giữa chiều rộng răng chỉ là quy ước và tăng sự an toàn cho tính toán.

– Bánh răng trụ răng thẳng tương đương : cắt bánh răng côn bằng mặt cắt là mặt côn phụ trung bình (ở giữa chiều rộng răng có trục trùng với trục quay của bánh răng côn và có đường sinh vuông góc với đường sinh mặt côn lằn) (hình 5.24) biên dạng răng trong mặt cắt này hầu như trùng với biên dạng bánh răng trụ có bán kính vòng chia bằng chiều dài đường sinh hình nón phụ nói trên và môđun bằng môđun trung bình. Như vậy, đường kính bánh răng tương đương và số răng tương đương tính theo các công thức:

$$d_{td} = \frac{d}{\cos^2 \beta \cdot \cos \delta}; \quad Z_{td} = \frac{Z}{\cos^3 \beta \cdot \cos \delta};$$



Hình 5.24

HUBT

 TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

– Do sai số chế tạo và lắp ghép nên sức bền bánh răng côn chỉ bằng 85% bánh răng trụ tương đương với nó, khi tính điều kiện bền cần đưa vào hệ số 0,85 làm tăng ứng suất.

Tính toán kích thước, thông số hình học của bánh răng thẳng và răng cong xem trong bảng 5.4.

5.7.2. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn

Phương pháp tính toán là đưa về tính bánh răng thẳng tương đương và dựa vào những đặc điểm đã phân tích ở trên sẽ tìm được những công thức, quan hệ đáng chú ý.

$$\text{Bán kính cong tương đương : } \rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\rho_1 = \frac{d_{td1} \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \beta} ; \rho_2 = \frac{d_{td2} \sin \alpha_n}{2 \cos^2 \beta} ; d_{td} = \frac{d}{\cos \delta}$$

$$\text{Với } \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}}$$

$$\text{Và } \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}}$$

Kết quả là :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha_n} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right) = \frac{2 \cos^2 \beta \sqrt{u^2 + 1}}{u d_1 \sin \alpha_n}$$

Công thức kiểm nghiệm tính sức bền tiếp xúc khi biết tải trọng và kích thước, vật liệu bánh răng, sử dụng công thức Héc cho bánh răng tương đương :

$$\text{Với bánh răng côn răng thẳng: } \sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2 T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b u}} \leq [\sigma_H]$$

$$\text{Với bánh răng côn răng nghiêng: } \sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.24)$$

Về hình thức công thức rất giống bánh răng trụ, các hệ số và thông số giống như bánh răng trụ nhưng tỷ số $\frac{u+1}{u}$ được thay bằng $\frac{\sqrt{u^2+1}}{u}$, d_1 là đường kính trung bình và đưa vào hệ số 0,85 như đã nêu trên. Cần nhớ rằng góc tạo thành giữa 2 trục quay là $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Công thức kiểm nghiệm theo sức bền uốn :

$$\sigma_{F1} = \frac{2 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} Y_F Y_\beta Y_\epsilon}{0,85 d_1 b m} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}] \quad (5.25)$$

* Công thức sử dụng khi thiết kế:

Công thức thiết kế đảm bảo sức bền tiếp xúc theo đường kính tương tự bánh răng trụ.

$$d_1 \geq H_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_d u [\sigma_H]^2}} \quad (5.26)$$

Với $\psi_d = b/d_1$.

Trong đó $H_d = 77(\text{MPa})^{1/3}$, $K_{H\alpha} = 1$ với bánh răng thẳng và $H_d = 68(\text{MPa})^{1/3}$ với bánh răng nghiêng, để thuận tiện trong tính toán tiếp tục quá trình thiết kế nên rút ra chiều dài côn ngoài R_c theo đường kính trung bình bánh dẫn d_1 .

$$R_c = \frac{d_1}{2 \sin \delta_1} + \frac{\psi_d \cdot d_1}{2} = \frac{d_1}{2} \left(\psi_d + \frac{1}{\sin \delta_1} \right)$$

Thuận tiện hơn có thể tính toán trực tiếp R_c bằng cách sử dụng hệ số chiều rộng theo chiều dài côn ngoài K_{bc} :

$$R_c \geq H_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{(1 - K_{bc}) K_{bc} u [\sigma_H]^2}} \quad (5.26)$$

$K_{bc} = b/R_c$; nên chọn $K_{bc} = 0,25 \div 0,3$; $H_R = 0,5H_d$.

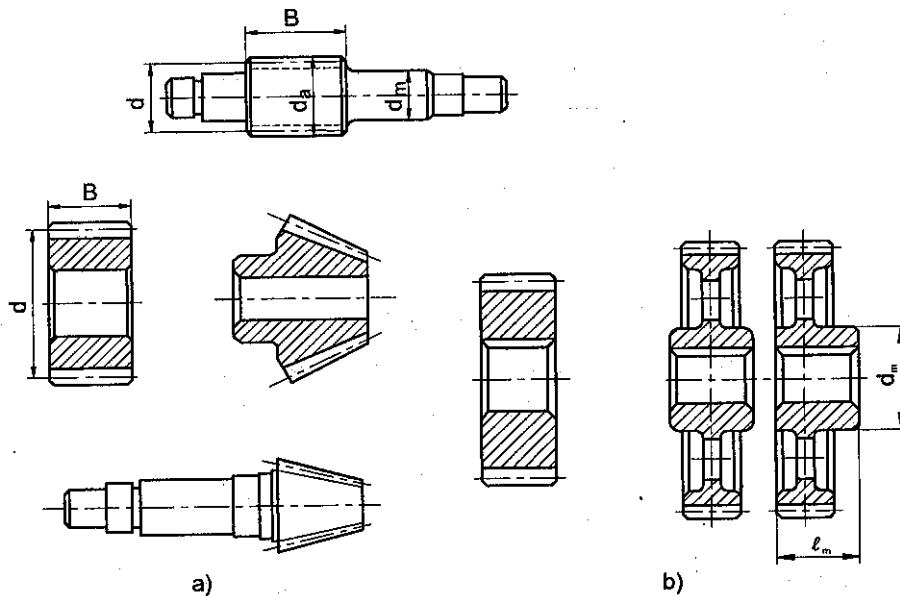
Sau khi xác định kích thước cơ bản cho sức bền tiếp xúc là đường kính trung bình hay chiều dài nón cần tiếp tục xác định môđun, số răng và góc nghiêng của cặp bánh răng. Để dễ chế tạo, thường chọn môđun theo kinh nghiệm, đồng thời chú ý đảm bảo không bị cắt lẹm chân răng. Đối với bánh răng thẳng môđun đáy lớn phải lấy theo dãy tiêu chuẩn. Với bánh răng côn răng cong môđun trung bình được lấy theo tiêu chuẩn và góc nghiêng β thường lấy 35° .*)

5.8. KẾT CẤU, VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

5.8.1. Kết cấu

Như các bộ truyền động khác, khi kích thước thân bánh răng không khác nhiều với đường kính trục, bánh răng có dạng đặc, liền trục. Khi bánh răng lớn hơn, vành răng và mayơ nối với nhau bằng đĩa, nan hoa,... giảm trọng lượng và tổn hao vật liệu (xem hình 5.25).

*) Trong các tài liệu hướng dẫn thiết kế sẽ có hướng dẫn kỹ hơn



Hình 5.25

5.8.2. Vật liệu

– Thép là vật liệu được dùng nhiều nhất vì sức bền cao, có thể nhiệt luyện để nâng cao sức bền rất nhiều. Bộ truyền chịu tải nhẹ, kích thước nhỏ gọn có thể dùng gang, kim loại màu, chất dẻo và các chất liệu không kim loại khác.

Có 2 nhóm vật liệu thép đáng chú ý nhất :

- Nhóm bánh răng thép có độ rắn $HB < 350$ (nhóm I)
- Nhóm bánh răng thép có độ rắn $HB > 350$ (nhóm II)

Nhóm I – Thường dùng thép cacbon trung bình C40, C45, thép hợp kim 40Cr, 40CrNi, C50Mn, phương pháp nhiệt luyện thường là thường hóa hoặc tôi cải thiện (hóa tốt), với độ rắn không quá lớn, cho phép cắt gọt sau khi nhiệt luyện. Vì vậy, không nhất thiết phải mài răng khi sử dụng, giá thành không quá cao và có thể chế tạo được không quá khó trong điều kiện công nghệ thông thường. Đây là nhóm vật liệu rất thông dụng trong sản xuất chế tạo, thiết kế,...

Nhóm II – Vật liệu hay dùng trong nhóm này cũng vẫn có thể là thép thường, thép hợp kim có hàm lượng cacbon trung bình, như nhóm trên, nhưng chế độ nhiệt luyện tối thiểu là tôi toàn khối, tốt hơn có thể là tôi bề mặt (tôi cao tần, tôi ngọn lửa để lõi răng vẫn mềm), người ta còn dùng loại vật liệu thép có hàm lượng cacbon ít như C15, C20, 15Cr, 20Cr... rồi đem hóa nhiệt luyện (thấm xianua, thấm nitơ, hoặc thấm than), sau đó đem tôi, ram. Tất cả các bánh răng trong nhóm này có được độ rắn bề mặt rất cao, tăng sức bền của bánh răng

lên rất nhiều. Thường phải gia công cắt gọt trước khi nhiệt luyện. Phải gia công tinh (mài hoặc mài nghiền) sau nhiệt luyện nên giá thành chế tạo rất cao.

Trường hợp bánh răng có kích thước lớn người ta dùng thép đúc như thép đúc 35, 45...

BẢNG 5.4. MỘT SỐ MẮC THÉP CHẾ TẠO BÁNH RĂNG VÀ GIỚI HẠN BỀN UỐN

Nhiệt luyện	Độ rắn của răng		Mác thép	Giới hạn bền uốn σ_{Flim}^o MPa	S_H	S_F
	Bề mặt	Lõi				
Thường hóa	180 – 230 HB		Thép cacbon C40, C45, C50 và thép hợp kim 40Cr, 40CrNi. (40, 45, 40X, 40XH, 45X, 35XM,...)	1,8 HB	1,1	1,75
Tôi cải thiện	190 – 280 HB					
Tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao	45–55 HRC	250–300 HB		550	1,1	2,2
Tôi thể tích	45–55 HRC		Thép hợp kim 40Cr, 40CrNi (40X, 40XH,...)	550	1,2	2,2
Thấm nitơ	550–750 HV	24–40 HRC	Thép hợp kim 38CrMnAl, 40Cr (38XMnOT, 40X, 40XΦA,...)	12HRC+30	1,2	2,2
Thấm than	56–62 HRC	30–45 HRC	Thép hợp kim 18CrMnTi, 20Cr (18XIT, 20X, 25XIT, 12XH3A,...)	800	1,2	2,2

5.8.3. Ứng suất cho phép

Ứng suất cho phép cần xác định thường là ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép, nó phụ thuộc chủ yếu vào giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn uốn, đồng thời có rất nhiều các nhân tố ảnh hưởng. Các bảng 5.5, 5.6 và 5.7 trình bày các công thức, các thành phần, hệ số, số liệu kèm theo dùng trong tính toán xác định ứng suất cho phép.

BẢNG 5.5. ỨNG SUẤT TIẾP XÚC VÀ ỨNG SUẤT UỐN CHO PHÉP

Nội dung	Sức bền tiếp xúc	Sức bền uốn
Công thức tính	$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}^o K_{HL}}{S_H} Z_R Z_V K_{XH}$	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}^o K_{FC} K_{FL}}{S_H} Y_R Y_V K_{XF}$
Giới hạn bền mỏi	Giới hạn bền mỏi tiếp xúc σ_{Hlim}^o xem bảng 5.7	Giới hạn bền mỏi uốn σ_{Flim}^o xem bảng 5.4
Hệ số an toàn	$S_H = 1,1 - 1,35$ (bảng 5.6)	$S_F = 1,7 - 2,2$ (bảng 5.4)
Hệ số tuổi thọ	$K_{HL} = \sqrt[n_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ $N_{HE} \geq N_{HO}$ thì $K_{HL} = 1$	$K_{FL} = \sqrt[n_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ $N_{FE} \geq N_{FO}$ thì $K_{FL} = 1$
Số chu kỳ ứng suất	Số chu kỳ ứng suất cơ sở N_{HO} : bảng 5.7 Số chu kỳ ứng suất tương đương N_{HE}	Số chu kỳ ứng suất cơ sở $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ Số chu kỳ ứng suất tương đương N_{FE}



Nội dung	Sức bền tiếp xúc	Sức bền uốn
	$N_{HE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_H/2} n_i t_i$ $N_{HE} < N_{min}$ thì $N_{HE} = N_{min}$ $m_H = 6$ là bậc đường cong mỗi tiếp xúc T_i, n_i Tải trọng và tốc độ quay ở chế độ tải thứ i ; T_1 : tải trọng lớn nhất.	$N_{FE} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_F} n_i t_i$ $N_{FE} < N_{min}$ thì $N_{FE} = 5 \cdot 10^4$ $m_F = 6$ là bậc đường cong mỗi uốn nếu $HB < 350$, mài mặt lượn chân răng và $m_F = 9$ nếu $HB > 350$, không mài mặt lượn chân răng. T_i, n_i tải trọng và tốc độ quay ở chế độ tải thứ i ; T_1 : tải trọng lớn nhất.
Hệ số ảnh hưởng	Z_R Hệ số ảnh hưởng của độ nhám bề mặt Z_V hệ số ảnh hưởng của vận tốc lấy theo số liệu nghiên cứu, nếu không có thể lấy $Z_R = 0,95$; $Z_V = 1$. K_{xH} hệ số ảnh hưởng của kích thước đường kính (độ lớn) của bánh răng $K_{xH} = 1$, khi $d_a \leq 700$ $K_{xH} = 0,9$ khi $700 < d_a < 2500$	Y_R hệ số ảnh hưởng của độ nhám bề mặt lượn chân răng $Y_R = 1$, nếu có đánh bóng $Y_R = 1,05-1,2$ Y_s hệ số ảnh hưởng của kích thước răng $Y_s = 1,08 - 0,16 \cdot \lg m$; K_{xF} hệ số ảnh hưởng của kích thước đường kính (độ lớn) của bánh răng; $K_{xF} = 1$; khi $d_a < 400$; $K_{xF} = 0,95$; khi $d_a < 700$ $K_{xF} = 0,92$; khi $d_a < 1000$; $K_{xF} = 0,85$; khi $d_a > 1500$ K_{FC} hệ số xét ảnh hưởng của sự thay đổi chiều tải trọng. Chịu tải 1 chiều $K_{FC} = 1$; khi tải đổi chiều $K_{FC} = 0,8$ nếu ($HB > 350$); $K_{FC} = 0,7$ nếu ($HB < 350$); $K_{FC} = 0,9$ nếu thấm nitơ

BẢNG 5.6. GIỚI HẠN BỀN MỖI TIẾP XÚC σ_{Hlim}^o CỦA BÁNH RĂNG THÉP

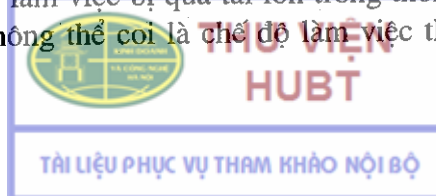
Phương pháp nhiệt luyện	σ_{Hlim}^o, MP_a
Không hóa nhiệt luyện bề mặt, $HB < 350$	2HB
Tôi thể tích (38 ÷ 50 HRC)	18HRC+150
Tôi bề mặt (40 ÷ 50 HRC)	17HRC+200
Thấm than hoặc thấm xianua ($HRC > 56$)	23HRC
Thấm nitơ (550 ÷ 750HV)	1050

BẢNG 5.7. CÁC TRỊ SỐ N_{HO} VÀ N_{MIN} CỦA BÁNH RĂNG THÉP

Độ rắn bề mặt răng		Số chu kỳ cơ sở $N_{HO} \cdot 10^{-5}$	$N_{min} \cdot 10^{-6}$
HB	HRC		
200		10	0,032
250		17	0,055
300		25	0,080
350		36	0,116
	40	44	1,29
	50	84	2,46
	56	120	3,50

Chế độ quá tải ngắn hạn

Khi bộ truyền bánh răng làm việc bị quá tải lớn trong thời gian rất ngắn hoặc chịu tải có tính đột ngột, tức thời, không thể coi là chế độ làm việc thường xuyên cần phải được



kiểm nghiệm quá tải ngắn hạn nhằm tránh biến dạng dẻo (với vật liệu dẻo) hoặc gãy vỡ đột ngột (với vật liệu giòn). Các điều kiện :

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{max}}{T_1}} \leq [\sigma_F]_{max}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \sqrt{\frac{T_{max}}{T_1}} \leq [\sigma_F]_{max}$$

Các trị số σ_H , σ_F tính theo các công thức kiểm nghiệm ở trên tương ứng với các loại bánh răng khác nhau.

5.8.4. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng theo sức bền tiếp xúc

1. Chọn vật liệu và xác định ứng suất cho phép

Nên chọn vật liệu thông dụng như thép, gang,... và phối hợp tốt giữa vật liệu bánh dẫn (làm việc nhiều và quay nhanh hơn) với vật liệu bánh bị dẫn, số chu kỳ chịu tải ít hơn nhưng thường có kích thước, khối lượng lớn hơn.

Khi tính ứng suất cho phép phải chú ý đến chế độ tải trọng và ứng suất, số chu kỳ làm việc và quan trọng nhất là cơ tính vật liệu.

Thông thường với thép hay chọn vật liệu nhóm I, nhưng nếu yêu cầu giảm kích thước, bộ truyền thật nhỏ gọn có thể cân nhắc chọn vật liệu nhóm II, nhưng luôn nhớ rằng yêu cầu về công nghệ, nhiệt luyện sẽ phức tạp hơn nhiều, giá thành chế tạo sẽ tăng đáng kể.

Với thép độ rắn bề mặt, chất lượng bề mặt do nhiệt luyện và công nghệ tạo hình bề mặt gây ra có ảnh hưởng quyết định nhất. Công thức tính ứng suất tiếp xúc và uốn cho phép xem trong mục 5.8.3.

2. Tính sơ bộ kích thước bộ truyền; các công thức thiết kế theo sức bền tiếp xúc.

– Cần hiểu kỹ và nắm vững các công thức, ý nghĩa và cách chọn hợp lý các thông số, đại lượng trong công thức.

– Đối với bộ truyền bánh răng trụ là công thức tính khoảng cách trục hay đường kính bánh răng dẫn (công thức 5.21, 5.22), với bánh răng côn là đường kính bánh dẫn hay chiều dài nón trung bình (công thức 5.25, 5.26).

– Khi dùng công thức thiết kế cần chọn các hệ số chiều rộng, xác định sơ bộ các hệ số tải trọng theo hướng dẫn.

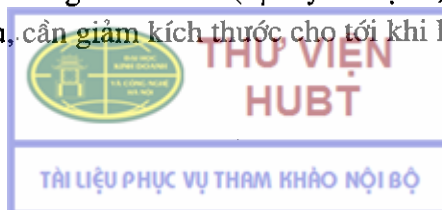
– Với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng nên làm tròn a (khoảng cách trục) tạo điều kiện thuận lợi cho tính toán, đo, kiểm tra hoặc theo yêu cầu (nếu có).

3. Xác định các thông số cần thiết : môđun pháp m_n với bánh răng trụ, môđun mặt đáy lớn m_{e1} với bánh côn răng thẳng, môđun pháp trung bình m_n đối với bánh răng côn xoắn, góc nghiêng răng β , số răng Z_1, Z_2, \dots cần thiết cho tính chính xác kích thước hình học và tính kiểm nghiệm độ bền răng.

4. Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc trên cơ sở các thông số hình học và động học đã chọn và xác định đúng các hệ số tải trọng. Xử lý kết quả kiểm nghiệm:

– Nếu $\sigma_H > [\sigma_H]$, phải tăng kích thước (d_1 hay a hoặc b) để đảm bảo sức bền

– Nếu thừa bền nhiều, cần giảm kích thước cho tới khi lượng thừa bền đủ nhỏ.



Lượng thừa bền tính theo tỷ số $L_{tb} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H}$ có thể lấy theo yêu cầu tiết kiệm vật

liệu, giảm kích thước, khả năng tính toán hoặc công nghệ chế tạo (ví dụ lấy $L_{tb} \leq 0,1$).

5. Kiểm nghiệm sức bền uốn

Sức bền uốn của răng phụ thuộc chủ yếu vào môđun bánh răng và thường chọn theo yêu cầu công nghệ mà không phải xử lý thừa bền phức tạp. Môđun tăng không làm kích thước bánh răng tăng nhiều nhưng làm số răng giảm, ảnh hưởng đến hệ số dạng răng Y_F .

6. Tính chính xác lần cuối các thông số hình học và kích thước cần thiết.

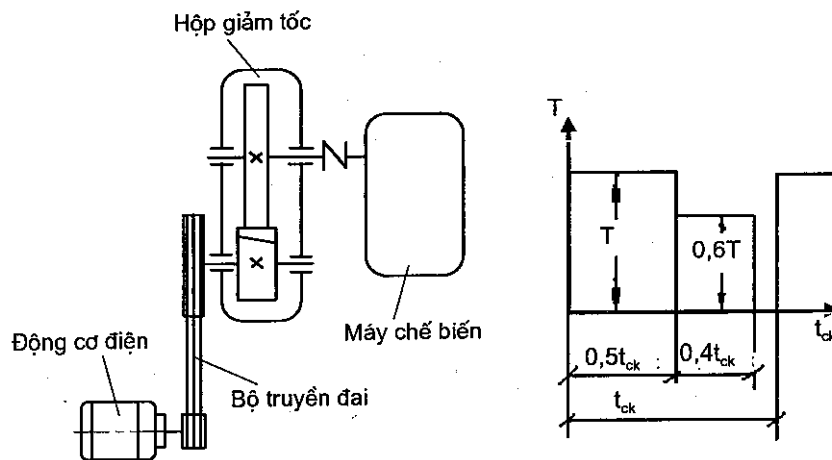
7. Tính lực tác dụng lên trục gồm các thành phần lực F_t, F_R, F_a .

5.8.5. Ví dụ

Thiết kế bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc một cấp trong hệ dẫn động của máy chế biến với các số liệu:

– Công suất trên trục dẫn $P_1 = 6,8kW$; tốc độ quay động cơ $n_1 = 1440vg/ph$; tỷ số truyền bánh răng $u = 4,2$. Tỷ số truyền bộ truyền đai $u_d = 3$. Thời gian làm việc 15000h.

– Tải trọng thay đổi theo sơ đồ sau:



Giải :

Trước tiên hãy tính toán đủ các dữ liệu cần thiết ban đầu.

$$\text{Tốc độ quay của bánh răng dẫn } n_1 = \frac{n_{dc}}{u_d} = \frac{1440}{3} = 480vg/ph$$

Mômen xoắn trên trục dẫn :

$$T_1 = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1}{n_1} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 6,8}{480} = 135291,7Nmm$$

Các bước và kết quả tính toán :

1. Chọn vật liệu

Theo bảng 5.4 chọn vật liệu thông thường cho bánh răng nhỏ là thép 40Cr, bánh răng lớn là thép C45, phương pháp nhiệt luyện là tôi cải thiện (tôi, ram cao) để đạt được độ rắn là 220HB (bánh răng nhỏ) và 200HB (bánh răng lớn).

BẢNG KẾT QUẢ TÍNH TOÁN

Ứng suất tiếp xúc cho phép	Ứng suất uốn cho phép
$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} K_{HL}}{S_H} Z_R Z_V K_{xH}$	$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim} K_{FC} K_{FL}}{S_H} Y_R Y_V K_{x_F}$
Giới hạn bền mỗi tiếp xúc σ_{Hlim} xem bảng 5.7 Bánh dẫn $\sigma_{Hlim} = 2.HB + 70 = 2.220 + 70 = 510 \text{ MPa}$ Bánh bị dẫn $\sigma_{Hlim} = 2.200 + 70 = 470 \text{ MPa}$	Giới hạn bền mỗi uốn σ_{Flim} xem bảng 5.4 Bánh dẫn $\sigma_{Flim} = 1,8 HB = 1,8.220 = 396 \text{ MPa}$ Bánh bị dẫn $\sigma_{Flim} = 1,8.200 = 360 \text{ MPa}$
Theo bảng 5.4, $S_H = 1,1$	Theo bảng 5.4, $S_F = 1,7$
Số chu kỳ ứng suất cơ số N_{HO} : bảng 5.8 $N_{HO} = 10^7$ Số chu kỳ ứng suất tương đương N_{HE} $N_{HE} = 60.c. \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_H/2} n_i t_i$ $= 60.1. (1^3.0,5 + 0,6^3.0,4) \cdot \frac{15000.480}{4,2}$ $m_H = 6$	Số chu kỳ ứng suất cơ số $N_{FO} = 4.10^6$ Số chu kỳ ứng suất tương đương N_{FE} $N_{FE} = 60.c. \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_F} n_i t_i$ $= 60.1. (1^6.0,5 + 0,6^6.0,4) \cdot \frac{15000.480}{4,2}$ $m_F = 6$
$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ $N_{HE} \geq N_{HO}$ nên $K_{HL} = 1$	$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ $N_{FE} \geq N_{FO}$ nên $K_{FL} = 1$
$[\sigma_H]_1 = 510.1/1,1 = 464 \text{ MPa}$ $[\sigma_H]_2 = 470.1/1,1 = 427 \text{ MPa}$ $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} = \frac{464 + 427}{2} = 445,5 \text{ MPa}$	$[\sigma_F]_1 = 396.1/1,7 = 233 \text{ MPa}$ $[\sigma_F]_2 = 360.1/1,7 = 212 \text{ MPa}$

2. Xác định sơ bộ khoảng cách trục theo điều kiện bền tiếp xúc (5.21)

$$a \geq H_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{\psi_a u [\sigma_H]^2}} \text{ mm}; H_a = 43$$

Chọn hệ số chiều rộng $\psi_a = 0,35$;

Sơ bộ lấy tích số hệ số tải trọng $K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\alpha} = K_H = 1,2$;

$$a \geq 43. (4,2 + 1) \sqrt[3]{\frac{13529.1.7.1,2}{0,35.4.2.445,5^2}} = 183,91 \text{ mm}$$

Chọn $a_{sb} = 185 \text{ mm}$



3. Xác định các thông số của bộ truyền

$m_n = (0,01 \div 0,02)a_{sb} = (0,01 \div 0,02).185 = 1,85 - 4,3$. Chọn $m_n = 2,5$. $\beta = 15^\circ$.

$$\text{Tính được } Z_1 = \frac{2.a_{sb} \cdot \cos \beta \cdot m_n}{u+1} = \frac{2.185 \cdot \cos 15^\circ \cdot 2,5}{4,2+1} = 27,49.$$

Chọn $Z_1 = 27$, $Z_2 = Z_1 \cdot u = 27 \cdot 4,2 = 113,4$; chọn $Z_2 = 113$.

Xác định lại β :

$$\cos \beta = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2.a_{sb}} = \frac{2,5(27+113)}{2.185} = 0,94594.$$

Vậy: $\beta = 18^\circ 92' (18^\circ 55')$

$$d_1 = m_n Z_1 / \cos \beta = 2,5 \cdot 27 / \cos 18^\circ 92' = 71,357 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_n Z_2 / \cos \beta = 2,5 \cdot 113 / \cos 18^\circ 92' = 298,643 \text{ mm}$$

$$b = \psi_a \cdot a_{sb} = 0,35 \cdot 185 = 64,75 \text{ m}; \text{ chọn } b = 65 \text{ mm}$$

Kiểm nghiệm hệ số trùng khớp dọc:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{65 \cdot \sin 18^\circ 92'}{\pi \cdot 2,5} = 2,68 > 1,1$$

4. Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc và xử lý kết quả

Công thức 5.19:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_E}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{b \cdot u}} \leq [\sigma_H]$$

Cần xác định chính xác các hệ số, đại lượng tính toán trong công thức kiểm nghiệm.

Bánh răng thép nên có hệ số cơ tính vật liệu: $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$

Góc ăn khớp mặt đầu α_t có thể xác định theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 18^\circ 92' = 0,38476; \text{ suy ra } \alpha_t = 21^\circ 045'$$

Hệ số xét hình dạng bề mặt tiếp xúc:

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha_t} = \sqrt{2 \cdot \cos 18^\circ 92' / \sin 42^\circ 09'} = 1,68.$$

Tính gần đúng hệ số trùng khớp mặt đầu cho bánh răng không dịch chỉnh:

$$\varepsilon_\alpha = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right) \cdot \cos \beta = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{27} + \frac{1}{113} \right) \right) \cdot \cos 18^\circ 92' = 1,646$$

Hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc :

$$Z_E = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,646} = 0,779$$

Xác định các hệ số tải trọng:



– Hệ số phân bố lực không đều trên các răng cùng ăn khớp $K_{H\alpha}$

$$\text{Vận tốc bánh răng: } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 71,357 \cdot 480}{60000} = 1,79 \text{ m/s ;}$$

Chọn cấp chính xác chế tạo 8. Theo đồ thị hình 5.8 có $K_{H\alpha} = 1,05$

– Hệ số tập trung tải trọng $K_{H\beta}$, với HB < 350, bánh răng đặt theo sơ đồ 6 và:

$$\psi_d = \frac{\psi_\alpha (u+1)}{2} = \frac{0,35(4,2+1)}{2} = 0,91$$

Theo đồ thị hình 5.12 có $K_{H\beta} = 1,05$

– Hệ số tải trọng động K_{Hv}

$$\text{Công thức tính } K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b_\omega d_1}{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

Theo bảng 5.1 và 5.2, hệ số ảnh hưởng sai số ăn khớp $\delta_H = 0,002$; hệ số ảnh hưởng sai lệch bước $g_o = 56$.

$$\text{Do đó hệ số: } v_H = \delta_H g_o v \sqrt{\frac{a}{u}} = 0,002 \cdot 56 \cdot 1,79 \sqrt{\frac{185}{4,2}} = 1,33$$

$$\text{và } K_{Hv} = 1 + \frac{1,33 \cdot 65 \cdot 71,357}{2 \cdot 135291 \cdot 1,05 \cdot 1,05} = 1,02 ;$$

Kết quả tính được:

$$\sigma_H = \frac{275 \cdot 1,68 \cdot 0,779}{71,357} \sqrt{\frac{2 \cdot 135291 \cdot 1,05 \cdot 1,05 \cdot 1,02 (4,2+1)}{65 \cdot 4,2}} = 384 \text{ N/mm}^2$$

So sánh với ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H] = 445,5 \text{ MPa}$ tính sơ bộ ở trên thì còn thừa bên, lượng thừa bên là:

$$L_{tb} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H} = \frac{445,5 - 384}{384} = 0,16 \text{ (16\%)}$$

Như vậy để tận dụng khả năng vật liệu có thể giảm kích thước bộ truyền sao cho $L_{tb} \leq 0,1$

Lấy giảm khoảng cách trục tới $a = 165 \text{ mm}$ và vì vậy cần tính lại từ bước 3, môđun chọn là $m_n = 2$, đồng thời tăng một chút chiều rộng b với $\psi_a = 0,4$.

$$Z_1 = \frac{2 \cdot a_{sb} \cdot \cos \beta \cdot m_n}{u+1} = \frac{2 \cdot 165 \cdot \cos 15^\circ \cdot 2}{4,2+1} = 30,6$$

Chọn $Z_1 = 31$, $Z_2 = Z_1 \cdot u = 31 \cdot 4,2 = 130,2$; Chọn $Z_2 = 130$.

Xác định lại β :

$$\cos \beta = \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2a_{sb}} = \frac{2(30+130)}{2 \cdot 165} = 0,9697$$



Vậy $\beta = 14^\circ 14' (14^\circ 8')$

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2.30}{\cos 14^\circ 14'} = 61,875 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = \frac{2.130}{\cos 14^\circ 14'} = 268,125 \text{ mm}$$

$$b = \psi_a \cdot a_{sb} = 0,4.165 = 66 \text{ mm}; \text{ chọn } b = 66 \text{ mm}$$

Kiểm nghiệm hệ số trùng khớp dọc :

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{58 \cdot \sin 14^\circ 14'}{\pi \cdot 2} = 2,25 > 1,1$$

4'. Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc với thông số mới

Xác định chính xác các hệ số, đại lượng tính toán trong công thức kiểm nghiệm.

Bánh răng thép nên có hệ số cơ tính vật liệu:

$$Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$$

Góc ăn khớp mặt đầu α_t có thể xác định theo công thức :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta = \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 14^\circ 14' = 0,37534; \text{ suy ra } \alpha_t = 20^\circ 57'$$

Hệ số xét hình dạng bề mặt tiếp xúc :

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha_t} = \sqrt{2 \cos 18^\circ / \sin 41^\circ 14'} = 1,717.$$

Tính gần đúng hệ số trùng khớp mặt đầu cho bánh răng không dịch chỉnh :

$$\varepsilon_\alpha = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right) \cdot \cos \beta = \left(1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{130} \right) \right) \cdot \cos 14^\circ 14' = 1,696$$

Hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc :

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,646} = 0,768;$$

Xác định các hệ số tải trọng :

- Hệ số phân bố lực không đều trên các răng cùng ăn khớp $K_{H\alpha}$

$$\text{Vận tốc bánh răng } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 61,875 \cdot 480}{60000} = 1,555 \text{ m/s};$$

Chọn cấp chính xác chế tạo 8. Theo đồ thị hình 5.9 có $K_{H\alpha} = 1,05$

- Hệ số tập trung tải trọng $K_{H\beta}$, với $HB < 350$, bánh răng đặt theo sơ đồ hình 5.12 và:

$$\psi_d = \frac{\psi_a(u+1)}{2} = \frac{0,4(4,2+1)}{2} = 1,04$$

Theo đồ thị hình 5.12 có $K_{H\beta} = 1,05$

- Hệ số tải trọng động K_{Hv}

$$\text{Công thức tính } K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b_w d_1}{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

Theo bảng 5.1 và 5.2 có hệ số ảnh hưởng sai số ăn khớp $\delta_H = 0,002$; hệ số ảnh hưởng sai lệch bước $g_o = 56$

$$\text{Do đó hệ số } v_H = \delta_H g_o v \sqrt{\frac{a}{u}} = 0,002.56.1,555 \sqrt{\frac{185}{4,2}} = 1,21$$

$$\text{Và } K_{Hv} = 1 + \frac{1,21.58.61,875}{2.135291.1,05.1,05} = 1,014 ;$$

Kết quả là:

$$\sigma_H = \frac{275.1,717.0,768}{61,875} \sqrt{\frac{2.135291.1,05.1,05.1,014(4,2+1)}{66.4,2}} = 441 \text{ N/mm}^2$$

Bộ truyền vừa đủ sức bền tiếp xúc với $[\sigma_H] = 445,5 \text{ MPa}$

5. Kiểm nghiệm sức bền uốn :

Công thức 5.22:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_F Y_\beta Y_\epsilon}{d_1 b m_n} \leq [\sigma_F]$$

– Xác định hệ số dạng răng Y_F

Số răng tương đương :

$$Z_{d1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 30 / \cos^3 14^\circ 14' = 32,9$$

$$Z_{d2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 130 / \cos^3 14^\circ 14' = 142,57$$

Theo đồ thị hình 5.18: $Y_{F1} = 3,86$; $Y_{F2} = 3,6$

$$\text{– Hệ số tải trọng } K_{F\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n_{cx} - 5)}{4 - \epsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,696 - 1)(8 - 5)}{4 - 1,696} = 2,64.$$

Theo đồ thị 5.12 có $K_{F\beta} = 1,18$ (vị trí bánh răng 6, $\psi_d = 1,04$)

K_{Fv} theo công thức :

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_w d_1}{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}}$$

Hệ số ảnh hưởng sai số ăn khớp $\delta_F = 0,006$; Hệ số ảnh hưởng sai lệch bước $g_o = 56$

$$\text{Cường độ tải trọng: } v_F = \delta_F g_o v \sqrt{\frac{d_1 (u+1)}{u}}$$

$$v_F = 0,006.56.1,555 \sqrt{\frac{61,875.(4,2+1)}{4,2}} = 4,57$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{4,57.66.61,875}{2.135291.2,64.1,18} = 1,022$$



Ứng suất uốn trên bánh dẫn:

$$\sigma_{F1} = \frac{2.135291.2,64.1,18.1,022.3,86.0,899.\cos 14^{\circ}14}{61,875.66.2.1,696} = 209,27 \text{ N/mm}^2$$

Ứng suất uốn trên bánh bị dẫn :

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{209,27.3,6}{3,86} = 195,17 \text{ MPa}$$

Với $[\sigma_{F1}] = 233 \text{ MPa}$ và $[\sigma_{F2}] = 212 \text{ MPa}$ sức bền uốn bộ truyền đã đảm bảo.

6. Tính toán thông số hình học của các bánh răng

Đường kính vòng chia:

$$d_1 = m_n Z_1 / \cos \beta = 2.30 / \cos 14^{\circ}14 = 61,875 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_n Z_2 / \cos \beta = 2.130 / \cos 14^{\circ}14 = 268,125 \text{ mm}$$

Khoảng cách trục $a = 165 \text{ mm}$; Chiều rộng bánh răng $b = 66 \text{ mm}$

Góc nghiêng $\beta = 14^{\circ}14$; ($14^{\circ}8'$)

Hệ số dịch chỉnh $x_1 = x_2 = 0$;

Đường kính vòng đỉnh răng $d_{a1} = d_1 + 2.m_n = 61,875 + 2.2 = 65,875 \text{ mm}$

$$d_{a2} = d_2 + 2.m_n = 268,125 + 2.2 = 272,175 \text{ mm}$$

Đường kính vòng chân răng $d_{f1} = d_1 - 2,5.m_n = 61,875 - 2,5.2 = 56,875 \text{ mm}$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5.m_n = 268,125 - 2,5.2 = 263,175 \text{ mm}$$

7. Tính lực ăn khớp trên các răng, tác dụng lên trục

Lực vòng:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2.135291}{61,875} = 4373,04 \text{ N}$$

Lực hướng tâm:

$$F_{R1} = F_{R2} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 4373,04 \frac{\tan 20^{\circ}}{\cos 14^{\circ}14} = 1641,39 \text{ N}$$

Lực dọc trục :

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 4373,04 \cdot \tan 14^{\circ}14 = 1101,68 \text{ N}$$

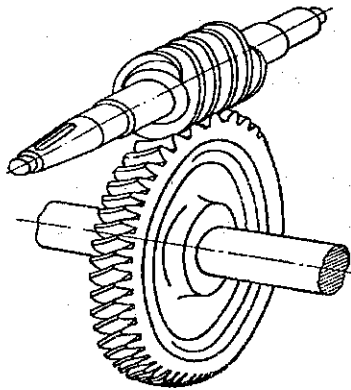
Chương 6

TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

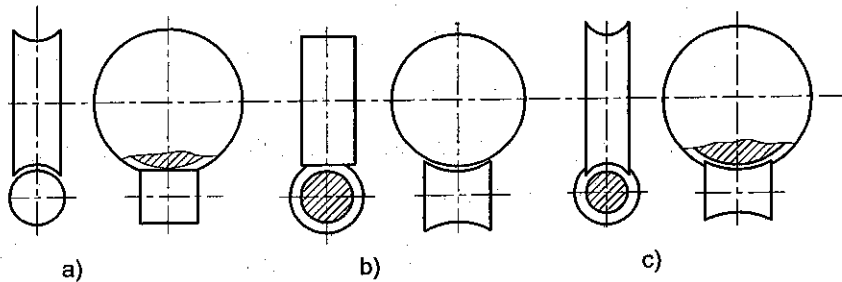
6.1. KHÁI NIỆM

6.1.1. Nguyên tắc làm việc, phân loại và cấu tạo

Truyền động trục vít là truyền động bằng ăn khớp trực tiếp giữa hai trục chéo nhau, thông thường hay dùng khi góc giữa hai trục là 90° . Trục vít là trục có ren, bánh vít là bánh răng nghiêng đặc biệt (hình 6.1), tiếp xúc nhau theo đường. Tổng quát có thể khảo sát theo nguyên tắc ăn khớp răng không gian, nguyên tắc ăn khớp máy, truyền động giữa các trục chéo nhau. Trục vít loại thường dùng là loại hình trụ, bánh vít có đường sinh dạng cung tròn ôm lấy trục vít (hình 6.2a).



Hình 6.1



Hình 6.2

Trục vít loại có đường sinh của trục tạo ren là cung tròn ôm lấy bánh vít, đó là bộ truyền trục vít lôm glô-bô-it^{*)} (hình 6.2b).

6.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Tương tự như trong bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít có ưu điểm nổi bật là nhờ truyền động bằng ăn khớp, dạng răng được tạo hình chính xác mà bộ truyền có độ bền cao, nên kích thước nhỏ gọn, tỷ số truyền không đổi. Khoảng tỷ số truyền cho phép rất lớn, thông thường $u = 8 \div 200$ (đặc biệt tới 1000), so với bộ truyền bánh răng thì nó làm việc êm hơn vì ăn khớp giữa ren trục vít và răng bánh vít rất liên tục, ít va đập. Khi cần có thể tạo nên tự hãm trong truyền động.

^{*)} Xem phụ lục

Nhược điểm của bộ truyền là chế tạo đòi hỏi chính xác, yêu cầu máy và dao cắt riêng, rất phức tạp. Bộ truyền có hiệu suất thấp, sinh nhiệt nhiều do ma sát lớn, thường phải có biện pháp làm nguội. Để chống ma sát và mòn, vật liệu bánh vít phải dùng kim loại màu (thường dùng hợp kim đồng) khá đắt.

Khoảng công suất dùng thường là không quá $50 \div 60\text{kW}$, khoảng tỷ số truyền $u = 20 \div 60$, (cơ cấu phân độ, chia góc có thể tới 300). Dùng phổ biến trong máy công cụ, ô tô, máy kéo, máy nâng, vận chuyển, các khí cụ, đồng hồ đo, máy chế biến,...

6.1.3. Các thông số và cấu tạo chính

a) Trục vít trụ

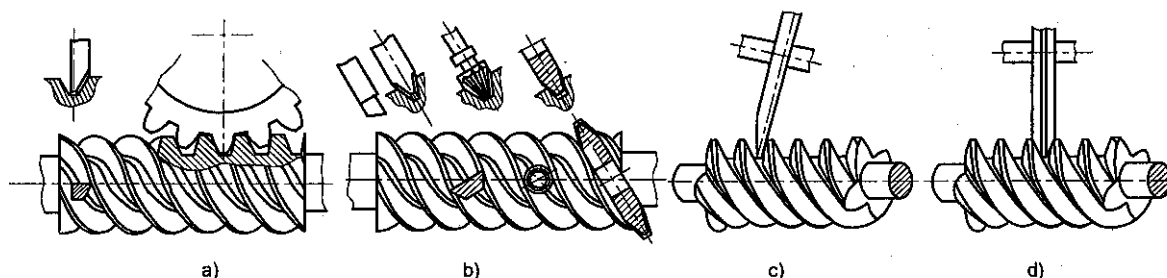
Sự tạo thành ren (xem hình 6.3), thường có 3 kiểu tùy theo công nghệ tạo ren trục vít:

– Trục vít ac-si-mét (hình 6.3a) có cạnh tiết diện ren thẳng (hình thang như thanh răng) trong mặt phẳng qua trục của trục vít. Tạo hình ren nhờ lưỡi dao tiện cắt ở chế độ bình thường. Trường hợp tạo hình này dễ và đơn giản nhất nhưng tính công nghệ không cao, cắt khó và chậm. Giao tuyến mặt ren với mặt phẳng vuông góc với trục là đường xoắn ốc ac-si-mét.

– Trục vít công-vô-lu-ýt (hình 6.3b) cũng có cạnh ren thẳng nhưng trong tiết diện pháp (vuông góc với mặt ren) có thể tạo ren bằng cách tiện hay phay. Giao tuyến nối trên của mặt ren là đường thân khai kéo dài. Cắt ren dễ và thuận lợi hơn cho trục vít.

– Trục vít thân khai (hình 6.3c,d)

Cạnh thẳng của dụng cụ cắt, tạo ren nằm trong mặt phẳng tiếp tuyến với hình trụ cơ sở, tạo điều kiện mài nhẵn bề mặt ren một cách thuận lợi. Giao tuyến nối trên là đường thân khai.



Hình 6.3. Các loại trục vít và sự tạo thành ren

* Các thông số của trục vít (xem hình 6.4)

Đường kính vòng chia $d_1 = m \cdot q$

Môđun dọc m được tiêu chuẩn hoá.

Khi chế tạo bánh vít phải dùng một dao phay có hình dạng giống trục vít (nhưng có lưỡi cắt) để tạo hình bề mặt răng.

Hệ số đường kính q của trục vít vì thế phải quy định theo tiêu chuẩn để giảm và thống nhất số loại kích thước dao phay và phụ kiện kèm theo (xem bảng 6.1).

BẢNG 6.1. MÔĐUN m VÀ HỆ SỐ ĐƯỜNG KÍNH q CỦA TRỤC VÍT

Tiêu chuẩn															
m															
Dãy 1	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
Dãy 2	1,5	3	3,5	6	7	18									
q															
Dãy 1	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0								
Dãy 2	7,1	9,0	11,2	14,0	18	22,4									

Các kích thước khác của trục vít :

Khi bộ truyền dịch chỉnh sẽ có đường kính vòng lăn :

$$d_{w1} = m(q+2x) ; \quad (6.2)$$

Trong đó x là hệ số dịch chỉnh.

Đường kính đỉnh và chân ren trục vít :

$$d_{a1} = d_1 + 2fm ; d_{f1} = d_1 - 2(f + c)m ; \quad (6.3)$$

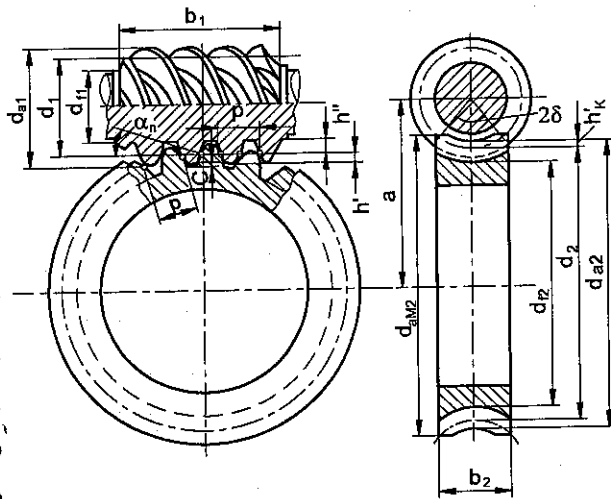
(thường $f = 1, c = 0,2$)

Ren trục vít là ren môđun bước p là bội số của số π

$$p = Z_1 \cdot \pi \cdot m$$

Ăn khớp trục vít và bánh vít là ăn khớp không gian giữa các trục chéo nhau nhưng về mặt động học có thể hiểu đơn giản hóa dưới dạng ăn khớp giữa thanh răng và bánh răng.

– Khảo sát trong mặt cắt qua trục trục vít và vuông góc với trục bánh vít, sự quay của trục ren là trục vít tạo chuyển động của cạnh ren giống như một thanh răng chuyển động tịnh tiến dọc trục của trục vít làm cho bánh vít đóng vai trò là bánh răng ăn khớp với nó quay theo.*)



Hình 6.4

Số đầu mối ren Z_1 của trục vít là 1, 2, 4 (khi $Z_1 = 3$ chế tạo khó đảm bảo chính xác nên hầu hết không dùng nữa hoặc không khuyến khích dùng).

Góc vít γ là góc nâng của ren trục vít theo đường xoắn ốc hình trụ chia tính theo công thức:

$$\operatorname{tgy} = \frac{p}{\pi \cdot d_1} = \frac{Z_1}{q} \quad (6.4)$$

Chiều dài cắt ren trục vít $b_1 = (11 + 0,06Z_2) \cdot m$ (khi $x = 0$) với $x \neq 0$ có thể tính theo bảng 6.2.

*) Thực chất ăn khớp hình học bề mặt là ăn khớp máy

BẢNG 6.2. CHIỀU DÀI CẮT REN TRỤC VÍT

x	$Z_1 = 1; 2$	$Z_1 = 4$
	b_1 / m (không nhỏ hơn)	b_1 / m (không nhỏ hơn)
-1	$10,5 + Z_1$	$10,5 + Z_1$
-0,5	$8 + 0,06 \cdot Z_2$	$9,5 + 0,09 \cdot Z_2$
0	$11 + 0,06 \cdot Z_2$	$12,5 + 0,09 \cdot Z_2$
0,5	$11 + 0,1 \cdot Z_2$	$12,5 + 0,1 \cdot Z_2$
1	$12 + 0,1 \cdot Z_2$	$13 + 0,1 \cdot Z_2$

Trục vít luôn làm liền trục, trừ khi quá lớn so với đường kính cần thiết (xem hình 6.5a).

– Bánh vít (hình 6.5b)

Đây là bánh răng nghiêng đặc biệt có đường sinh là cung tròn ôm lấy trục vít, góc nghiêng là γ .

Đường kính vòng chia và vòng lăn luôn trùng nhau $d_2 = mZ_2$; (6.5)

Nhưng đường kính đỉnh d_{a2} lại phụ thuộc hệ số dịch chỉnh x.

$$d_{a2} = m(Z_2 + 2f + 2x) \quad (6.6)$$

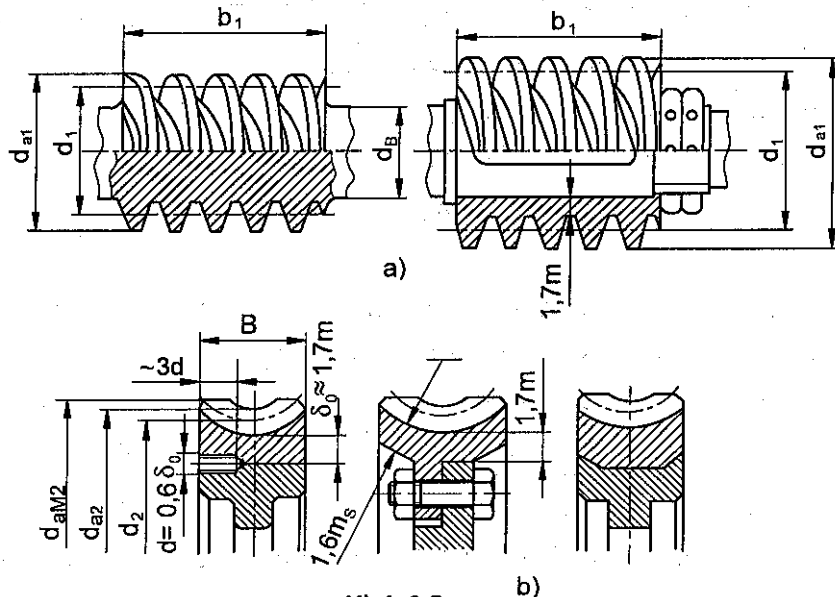
Đường kính chân răng bánh vít phụ thuộc vào đường kính đỉnh dao phay cắt nó d_{ad} để đảm bảo khoảng cách trục a_w

$$d_{f2} = 2 \left(a_w - \frac{d_{ad}}{2} \right); \quad (6.7)$$

d_{ad} của dao có thể chọn sơ bộ theo công thức $d_{ad} = m(q + f + c)$.

Đường kính bao ngoài bánh vít : d_{aM2}

$$d_{aM2} = d_{a2} + (d_1(1 - \cos\delta)) \leq d_{a2} + k \cdot m \quad (6.8)$$



Hình 6.5

Hệ số k phụ thuộc Z_1 ; $k = 2; 1,5; 1$ tương ứng $Z_1 = 1; 2; 4$.

Góc ôm bánh vít với trục vít $2\delta = 100^\circ$

Chiều rộng bánh vít b_2 chọn sao cho $2\delta = 100^\circ$ với $\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$;

Có nghĩa là $b_2 = (d_{a1} - 0,5m) \cdot \sin\delta$ với $\delta = 50^\circ$ (6.9)

Tuy nhiên bị hạn chế:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} \text{ khi } Z_1 = 1; 2 \text{ và } b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} \text{ khi } Z_1 = 4.$$

Kết cấu bánh vít tương tự như bánh răng nhưng vành bánh vít thường ghép bởi 2 phần (hình 6.5c) để tiết kiệm kim loại màu và làm thân bánh vít thêm chắc, bền.

6.2. CÁC ĐẶC TÍNH TRUYỀN ĐỘNG

6.2.1. Vận tốc, tỷ số truyền và sự trượt

Trục vít quay, cạnh ren trong mặt cắt qua trục của nó chuyển động như thanh răng chuyển động dọc trục với tốc độ $v_{dt} = \pi m Z_1 n_1$. Tốc độ này truyền cho bánh răng chính là bánh vít $v_2 = \pi d_2 n_2$. Hai trị số này bằng nhau sẽ nhận được công thức tính tỷ số truyền.

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{m \cdot Z_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1 \cdot \text{tg}\gamma} \quad (6.10)$$

Xét vận tốc tại điểm tiếp xúc của trục vít :

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000};$$

Và của bánh vít :

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000};$$

$v_1 \perp v_2$ nên có vận tốc trượt: $\vec{v}_t = \vec{v}_1 - \vec{v}_2$

Có thể tính tang của góc tạo thành giữa v_t với v_1 là :

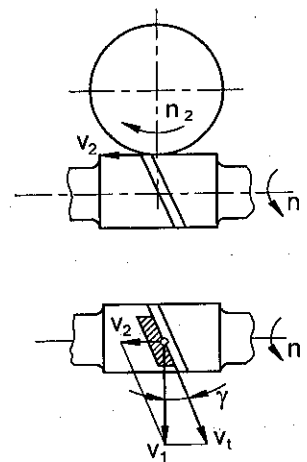
$$\text{tg}T = \frac{v_2}{v_1} = \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1} = \frac{Z_1}{q} = \text{tg}\gamma. \text{ Điều này}$$

có nghĩa là $T = \gamma$.

Hướng của vận tốc trượt là dọc theo chiều dài răng bánh vít, dọc ren trục vít.

Có thể thấy ngay là trị số vận tốc trượt khá lớn :

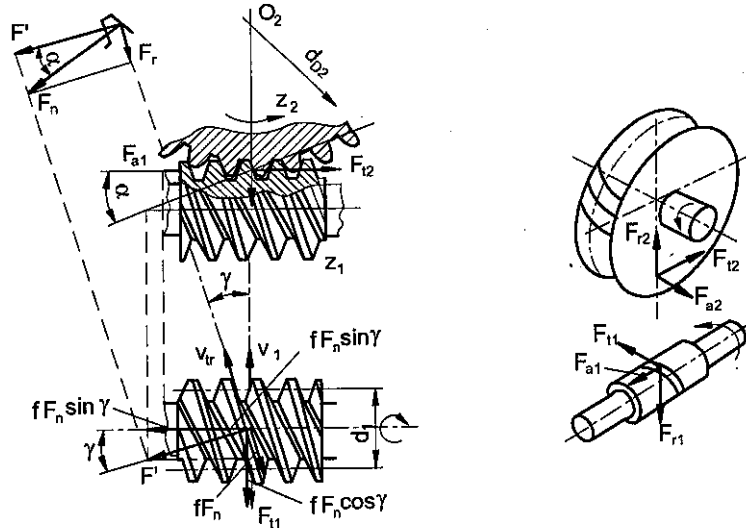
$$v_t = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{\cos\gamma \cdot 60000} = \frac{m \cdot n_1 \sqrt{Z_1^2 + q^2}}{19100} \quad (6.11)$$



Hình 6.7

Hướng của đường tiếp xúc hầu như song song với v_1 (hình 6.7) vì thế sự hình thành màng dầu trên 2 bề mặt tiếp xúc rất khó, dạng hỏng dính và mòn rất dễ xảy ra. Với trị số v_1 khác nhau cần phải dùng vật liệu khác nhau tùy theo yêu cầu để chống ma sát.

6.2.2. Lực tác dụng



Hình 6.8

Tương tự như trong bánh răng áp lực pháp F_n tác dụng tương hỗ giữa 2 bề mặt ren trục vít và răng bánh vít có thể chia làm 3 thành phần vuông góc với nhau trong tọa độ không gian là lực vòng F_t , lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a (xem hình 6.8). Theo nguyên tắc cân bằng cơ học và tác dụng tương hỗ ta có :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad (6.12)$$

Có nghĩa là lực vòng trên trục vít bằng lực dọc trục trên bánh vít và ngược lại : lực vòng trên bánh vít bằng lực dọc trục trên trục vít.

Giống như trong bánh răng nghiêng ta có công thức tính lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \gamma}; \quad (6.13)$$

Các công thức này chỉ là gần đúng, yếu tố ma sát đã được đơn giản bớt. Trong trường hợp ma sát thật lớn có thể dùng các công thức sau :

$$F_{t2} = F_n \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \gamma - f \cdot F_n \cdot \sin \gamma; \quad \text{và} \quad F_{t1} = F_n \cdot \cos \alpha_n \cdot \cos \gamma + f \cdot F_n \cdot \cos \gamma \quad (\text{xem hình 6.8});$$

Với hệ số ma sát tương đương $f' = f / \cos \alpha_n = \operatorname{tg} \varphi'$; φ' là góc ma sát tương đương.

$$F_n = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha_n} \frac{\cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi')} = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha_n} \frac{\cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')}$$

Và các công thức $F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{d_1 \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'); \quad F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi'); \quad (6.14)$$

(Chú ý: dấu + khi trục vít dẫn, dấu - khi bánh vít dẫn)

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{2T_2 \operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi'}{d_2 \cos(\gamma + \varphi')} = \frac{2T_1}{d_1} \frac{\cos \varphi'}{\sin(\gamma + \varphi')}$$

6.2.3. Hiệu suất

Mất mát công suất trong bộ truyền khá lớn vì ma sát không nhỏ và vận tốc trượt lớn. Cần phân biệt 2 trường hợp :

a) Trục vít dẫn

Không kể đến mất mát công suất vì nguyên nhân khác, chỉ tính ma sát trong ăn khớp:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1}$$

Như trong mỗi ghép ren $F_{t1} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi')$; nên suy ra $F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi')$; dấu cộng khi trục vít dẫn, dấu trừ khi bánh vít dẫn.

Thay vào giá trị lực trên $\frac{F_{t2} \cdot d_2 \cdot \omega_2}{F_{t1} \cdot d_1 \cdot \omega_1}$; suy ra $\eta = \frac{Z_2}{u \cdot q \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$

$$\text{Kết quả: } \eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (6.15)$$

b) Bánh vít dẫn

$$\eta = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{T_2 \cdot \omega_2}$$

Thay vào giá trị lực trên $\frac{F_{t1} \cdot d_1 \cdot \omega_1}{F_{t2} \cdot d_2 \cdot \omega_2}$; suy ra $\eta = \frac{u \cdot q \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}{Z_2} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}$; (6.16)

Khi $\gamma < \varphi'$, bộ truyền sẽ tự hãm: $\operatorname{tg} \gamma = Z_1/q$

Thông thường $Z_1 = 1 \div 4$, $q = 6,3 \div 25$ nên $\gamma = 3^\circ 5' \div 30^\circ$.

Góc ma sát φ' có thể tham khảo trong bảng 6.3.



BẢNG 6.3. HỆ SỐ MA SÁT f VÀ GÓC MA SÁT φ' (TRỤC VÍT BẰNG THÉP, RĂNG BÁNH VÍT BẰNG ĐỒNG THANH THIẾC)

$v_t, \text{m/s}$	f	φ'
0,1	0,08 – 0,09	4°30' – 5°10'
0,5	0,055 – 0,065	3°10' – 3°40'
1	0,045 – 0,055	2°30' – 3°10'
2	0,035 – 0,045	2°00' – 2°30'
3	0,028 – 0,035	1°30' – 2°10'
7	0,018 – 0,026	1°00' – 1°30'
10	0,016 – 0,024	0°55' – 1°20'
15	0,014 – 0,020	0°50' – 1°10'

Khi kể đến cả tổn thất khác như khuấy dầu của bộ truyền có thể dùng công thức khi bánh vít dẫn.

$$\eta = \frac{(0,95 \div 0,98) \cdot \text{tg}(\gamma - \varphi')}{\text{tgy}}$$

BẢNG 6.4. GIÁ TRỊ THƯỜNG GẶP CỦA η KHI TRỤC VÍT DẪN

Z_1	1	2	4
η	0,7 – 0,75	0,75 – 0,82	0,87 – 0,92

6.3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

6.3.1. Dạng hỏng và yêu cầu tính toán

Như trong truyền động bánh răng có thể nêu ra các dạng hỏng : gãy, tróc, mòn, dính. Tuy nhiên, do đặc tính làm việc của bộ truyền, đó là ma sát lớn và sự hình thành màng dầu giữa 2 bề mặt tiếp xúc không thuận lợi nên cần phải chú ý rất nhiều đến dính và mòn.

Khi vật liệu bánh vít là đồng thanh nhôm sắt, dạng hỏng dính rất nguy hiểm và ứng suất tiếp xúc cho phép phụ thuộc vào vận tốc trượt,...

Khi vật liệu bánh vít là đồng thanh thiếc, có khả năng chống dính tốt, ứng suất tiếp xúc cho phép xác định giống như trong bánh răng chỉ phụ thuộc vật liệu và hệ số chu kỳ ứng suất.

Mòn làm cho răng giảm kích thước, dễ bị gãy, cần chú ý điều này khi tính sức bền uốn.

Ngoài ra, trục vít thường làm liền trục, cần kiểm nghiệm nó theo sức bền mỗi thân trục vít.

Quá trình làm việc có ma sát lớn, sinh nhiệt nhiều còn đòi hỏi phải tính nhiệt cho bộ truyền, quyết định các phương pháp tỏa nhiệt cần thiết.

6.3.2. Hệ số tải trọng

Giống như trong tính toán bộ truyền bánh răng phải xác định hệ số tải trọng khi tính sức bền, đó là các hệ số tải trọng tập trung và hệ số tải trọng động K_β, K_v .

Theo tài liệu nghiên cứu có thể xác định hệ số tập trung tải trọng khi tính sức bền tiếp xúc theo công thức sau:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\phi} \right)^3 \left(1 - \frac{T_{2tb}}{T_2} \right)$$

với tải trọng trung bình $T_{2tb} = \frac{\sum T_{2i} \cdot t_i \cdot n_{2i}}{\sum t_i \cdot n_{2i}}$

Trong đó:

T_{2i} , t_i , n_{2i} – trị số, thời gian chịu tải và tốc độ bánh vít tương ứng của chế độ tải thứ i .

Z_2 , θ – số răng bánh vít và hệ số biến dạng trục vít tra theo bảng 6.5.

BẢNG 6.5. HỆ SỐ BIẾN DẠNG TRỤC VÍT θ

Số mỗi ren Z_1	Hệ số đường kính trục vít θ									
	6,3	7,1	8,0	9,0	10,0	11,2	12,5	14,0	16,0	18,0
1	44	57	72	89	108	127	157	190	240	292
2	36	45	57	71	86	102	125	152	190	230
4	30	37	47	58	70	82	101	123	152	185

Hệ số tải trọng động phụ thuộc chủ yếu vào vận tốc trượt và cấp chính xác chế tạo được xác định theo kết quả nghiên cứu trong bảng 6.6.

BẢNG 6.6. HỆ SỐ TẢI TRỌNG ĐỘNG K_{Hv} (K_{Fv})

Cấp chính xác	Hệ số tải trọng động K_{Hv} (K_{Fv}) khi vận tốc trượt v_t , m/s					
	đến 1,5	trên 1,5	trên 3	trên 7,5	trên 12	trên 18
6	–	–	1	1,1	1,3	1,4
7	1	1	1,1	1,2	–	–
8	1,1	1,2	1,3	–	–	–
9	1,3	–	–	–	–	–

6.3.3. Tính độ bền tiếp xúc

Sử dụng công thức Héc cho tiếp xúc đường của hai mặt tiếp xúc là ren trục vít và răng

bánh vít: $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E}{\rho}}$ (6.17)

Trước tiên cần tính tải trọng riêng $q_n = \frac{F_n K_{H\beta} K_{Hv}}{l_H}$

Chiều dài tiếp xúc như trong bánh răng nghiêng $l_H = \frac{K_\varepsilon \cdot \pi \cdot d_1 \cdot 2\delta \cdot \varepsilon_\alpha}{360 \cdot \cos \gamma}$; trong công thức

này chiều rộng bánh răng b đã được thay thế bằng trị số $\frac{\pi \cdot d_1 \cdot 2\delta}{360}$ đó chính là chiều dài cung



vòng chia của trục vít giới hạn bởi góc 2δ , cung vòng tròn là đường sinh của bánh vít ôm lấy trục vít.

Với $K_e = 0,75$; $\varepsilon_\alpha = 1,8$; $2\delta = 100^\circ$; ta có $l_H = 1,2d_1/\cos\gamma$;

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos\alpha_n \cdot \cos\gamma}; \text{ kết quả là: } q_n = \frac{F_{t2}}{1,2d_1 \cos\alpha_n} \quad (6.18)$$

Bán kính cong tương đương ρ của công thức Héc $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$.

$$\text{Trong đó cạnh răng trục vít } \rho_1 = \infty \text{ nên } \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_2} = \frac{2\cos^2\gamma}{d_2 \sin\alpha_n} \quad (6.19)$$

Với trục vít bằng thép, bánh vít bằng đồng thanh $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ MPa; $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ MPa

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \text{ và lấy } \alpha_n = 20^\circ; \gamma = 10^\circ$$

Rút ra công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc :

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H] \quad (6.20)^*$$

Trong công thức này $d_{w1} = m \cdot (q + 2x)$; $d_2 = m \cdot Z_2$;

Hoặc khi biết khoảng cách trục a_w , Z_2 , q

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2} \sqrt{\left(\frac{Z_2 + q}{a_w}\right)^3 \frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{q}} \leq [\sigma_H] \quad (6.21)$$

Cho bộ truyền không dịch chỉnh. Nếu có dịch chỉnh thay q bởi $(q + 2x)$.

Để thiết kế từ công thức trên rút ra kích thước bộ truyền. Ta sẽ có công thức thiết kế tính khoảng cách trục (với $m = \frac{2a_w}{q + Z_2 + 2x}$).

$$a_w \geq (Z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2 [\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{q}} \quad (6.22)$$

Cho bộ truyền không dịch chỉnh. Nếu có dịch chỉnh thay q bởi $(q + 2x)$.

Sử dụng công thức (6.22) cần chọn trước q . Chú ý rằng q lớn làm tăng bền thân trục vít nhưng giảm hiệu suất. Để chọn hợp lý, các tài liệu thiết kế sẽ đưa ra những lời khuyên cần thiết tương ứng các yêu cầu và điều kiện khác nhau.

* Xem thêm PL2 để có các công thức

6.3.4. Tính độ bền uốn

Ta tiến hành tính ứng suất uốn trên răng bánh vít vì nó yếu hơn khá nhiều so với ren trục vít. Độ bền của đồng thanh kém hơn và chân ren trục vít quấn quanh trục có độ dài lớn. Tuy nhiên răng bánh vít cong, kích thước răng hai mặt đầu dày hơn so với tiết diện tính toán ở mặt phẳng trung bình (ở giữa chiều rộng) của bánh vít nên sức bền uốn tăng lên so với bánh răng thường. Răng bánh vít nghiêng, có thể sử dụng công thức của bánh răng nghiêng với các chú ý sau :

– Môđun là môđun pháp xác định theo công thức :

$$m_n = m \cdot \cos \gamma$$

– Hệ số dạng răng Y_F xác định theo số răng tương đương :

$$Z_{td} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}; \text{ xem bảng 6.7}$$

– Lấy trung bình góc vít $\gamma = 10^\circ$; $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 0,93$; ($\beta = \gamma$).

– Hệ số trùng khớp và các hệ số xét đến chiều dài tiếp xúc :

$$\varepsilon_\alpha = 1,8 ; K_\varepsilon = 0,75 ; \text{ nên } Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha} = 0,74$$

– Để kể đến mòn ta nhân ứng suất với hệ số 1,5; kết quả là:

$$\sigma_F = \frac{1,4 T_2 K_{F\beta} K_{Fv} Y_F}{b_2 d_2 m_n} \leq [\sigma_F] \quad (6.23)$$

Công thức này dùng để nghiệm sức bền uốn của răng bánh vít. Trong đó các hệ số tải trọng tính sức bền uốn có thể lấy: $K_{F\beta} = K_{H\beta}$; $K_{Fv} = K_{Hv}$

BẢNG 6.7. HỆ SỐ DẠNG RĂNG BÁNH VÍT Y_F

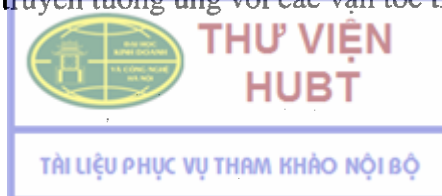
Z_{td}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

6.4. VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

6.4.1. Vật liệu

Do đặc tính làm việc của bộ truyền trục vít là có vận tốc trượt lớn và khó tạo thành màng dầu bôi trơn tốt nên việc chọn vật liệu chống ma sát rất quan trọng. Bên cạnh yêu cầu về độ bền thông thường người ta phải căn cứ vào vận tốc trượt để chọn vật liệu chống ma sát.

Bảng 6.8 dưới đây cho ta thấy được phạm vi sử dụng, giới hạn bền, cơ tính một số vật liệu thường dùng của bộ truyền tương ứng với các vận tốc trượt v_t khác nhau.



BẢNG 6.8. CƠ TÍNH MỘT SỐ VẬT LIỆU LÀM VÀNH RĂNG BÁNH VÍT

Vật liệu	Cách đúc	σ_b , MPa	σ_{ch} , MPa	$E \cdot 10^{-5}$, MPa	HB	Vận tốc trượt lớn nhất, v , m/s
BCuSn10P1 (БpOФ 10-1)	KC	200	120	0,75	80 ÷ 100	25
	KKL	260	150	1	100 ÷ 120	
BCuSn10NiP (БpOHФ)	ĐLT	290	170	0,98	100 ÷ 120	35
BCuSn6Zn6Pb3 (БpOЦC 6-6-3)	KC	150	80	0,93	60 ÷ 70	12
	KKL	180	100	"	"	
BCuSn5Zn5Pb5 (БpOЦC 5-5-5)	KC	150	80	0,88	60 ÷ 70	12
	KKL	180	100	"	"	
BCuAl9Fe4 (БpAJX 9-4)	KC	400	200	0,90	110 ÷ 140	10
	KKL, ĐLT	500	"	"	"	
BCuAl10Fe4Ni4 (БpAJKH10-4-4)	KKL, ĐLT	600	400	0,98	170 ÷ 220	10
	KKL	300	130	0,90	80 ÷ 100	
LCu58Mn2Sn2Pb2 (ЛMЦC58-2-2)	KC	320*	-	0,9	160 ÷ 230	3
	GX 15-32 (C415)	360*	-	1	170 ÷ 230	
GX18-36 (C418)						

Chú thích: KC: khuôn cát; KKL: khuôn kim loại; ĐLT: Đúc ly tâm
 (*): đối với gang, các trị số này là giới hạn bền uốn σ_{bu}

Người ta hay chọn thép làm vật liệu trục vít do độ bền cao, vật liệu bánh vít cần chọn phối hợp với vật liệu trục vít thành cặp vật liệu ma sát và bền tốt nhất có thể.

Trường hợp vận tốc cao $v_1 \geq 8\text{m/s}$ cần dùng vật liệu bánh vít là đồng thanh thiếc có khả năng chống dính cao như BCuSn10P1, BCuSn10NiP, BCuSn6Zn6Pb3, BCuSn5Zn5Pb5.

Vận tốc thấp hơn, khi $v \leq 5\text{m/s}$ có thể dùng đồng thanh không thiếc BCuAl9Fe4, BCuAl10Fe4Ni4.

Vật liệu đồng thau, gang xám làm bánh vít chỉ dùng khi tải trọng thật nhỏ và $v_1 < 2\text{m/s}$: LCu58Mn2Sn2Pb2, GX 15-32, GX18-36.

Vật liệu trục vít thường là thép cacbon trung bình 40, 45, 40Cr, 40CrNi. Để giảm ma sát và chống mòn bề mặt trục vít nên tôi cứng, mài nhẵn, đánh bóng. Khi dùng công nghệ thấm than, thấm nito thì có thể chọn thép ít cacbon như thép 15, 20, 15Cr, 20Cr, 18CrMnTi,... Độ cứng bề mặt trục vít thường yêu cầu $45 \div 50\text{HRC}$, khi tải trọng nhỏ, vận tốc thấp thì chỉ cần độ rắn trục vít $\text{HB} < 350$.

Ngoài các vật liệu trong bảng, với tải trọng nhỏ còn có thể dùng chất dẻo làm bánh vít.

6.4.2. Ứng suất cho phép

a) Ứng suất tiếp xúc cho phép

– Vật liệu bánh vít là đồng thanh thiếc

Ứng suất tiếp xúc cho phép xác định theo công thức sau : $[\sigma_H] = (0,75 \div 0,9) \cdot \sigma_b \cdot K_{HL}$

Trong đó: hệ số tuổi thọ $K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$

với số chu kỳ ứng suất tương đương $N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^4 n_i t_i$

σ_b – giới hạn bền vật liệu bánh vít, xem bảng 6.8.

T_i, n_i – tải trọng và tốc độ quay ở chế độ tải thứ i ; T_1 – tải trọng lớn nhất, kéo dài.

Khi $N_{HE} > 2,5 \cdot 10^8$ thì lấy $N_{HE} = 2,5 \cdot 10^8$

– Vật liệu bánh vít là đồng thanh không thiếc hoặc gang.

Ứng suất tiếp xúc cho phép phụ thuộc vào vận tốc trượt, khi v_t tăng, $[\sigma_H]$ sẽ bị giảm, chú ý rằng $[\sigma_H]$ không phụ thuộc số chu kỳ tải trọng.

BẢNG 6.9. ỨNG SUẤT CHO PHÁP CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

Vật liệu bánh vít	$[\sigma_H], \text{MPa}$ khi vận tốc trượt $v_t, \text{m/s}$							$[\sigma_F], \text{MPa}$
	0,5	1	2	3	4	6	8	
BCuAl9Fe4 (БрАЖ 9-4)	250	230	210	180	160	120	90	80
BCuAl10Fe4Ni4 (БрАЖН10-4-4)	280	270	250	220	200	150	100	–
LCu66Al6Fe3Mn2 (ЛАЗМц66-6-3-2)	230	220	200	180	160	120	80	–
СЧ 10	115	100	72	–	–	–	–	34
СЧ 15	130	115	86	–	–	–	–	38

b) Ứng suất uốn cho phép

– Bánh vít bằng đồng thanh, quay 1 chiều có thể dùng công thức:

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_{ch} + 0,06\sigma_b) \cdot K_{FL}$$

Nếu quay 2 chiều $[\sigma_F] = (0,16\sigma_b) K_{FL}$

Trong đó, giới hạn chảy σ_{ch} và giới hạn bền σ_b xác định theo bảng 6.8.

Hệ số tuổi thọ $K_{FL} : K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$



Số chu kỳ tương đương $N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^{n_{cd}} \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^9 n_i t_i$; n_{cd} : số chế độ tải

Khi $N_{FE} > 2,5 \cdot 10^8$ lấy $N_{FE} = 2,5 \cdot 10^8$

- Bánh vít bằng gang: quay 1 chiều $[\sigma_F] = 0,12\sigma_{bu}$
quay 2 chiều $[\sigma_F] = 0,075\sigma_{bu}$

6.5. TÍNH NHIỆT

Ma sát và mất mát công suất khiến cho bộ truyền sinh nhiệt và nóng lên rất nhanh. Ngay cả khi được bôi trơn tốt cũng không chắc thoát nhiệt đủ, vì thế, lúc truyền động với công suất đủ lớn phải tính nhiệt rất cẩn thận. Phải đảm bảo dầu bôi trơn không bị nóng quá nhiệt độ cho phép, nhằm đảm bảo không bị dính, đủ khả năng tạo màng dầu bôi trơn trong vùng tiếp xúc.

Phương pháp tính là dùng phương trình cân bằng nhiệt, nhiệt sinh ra do tổn hao công suất phải bằng nhiệt lượng thoát đi.

- Nhiệt sinh ra $Q_s = 1000(1 - \eta) P$ với η là hiệu suất truyền động, P là công suất truyền (kW).
- Nhiệt thoát bằng tỏa nhiệt tự nhiên $Q_t = K_t \cdot A \cdot (t - t_0)$
- Nhiệt thoát bằng các biện pháp bổ sung (hình 6.9)

Dùng quạt gió $Q_q = K_{tq} A_q \cdot (t - t_0)$

Dùng gân tăng diện tích bề mặt thoát nhiệt lên $10 \div 20\%$.

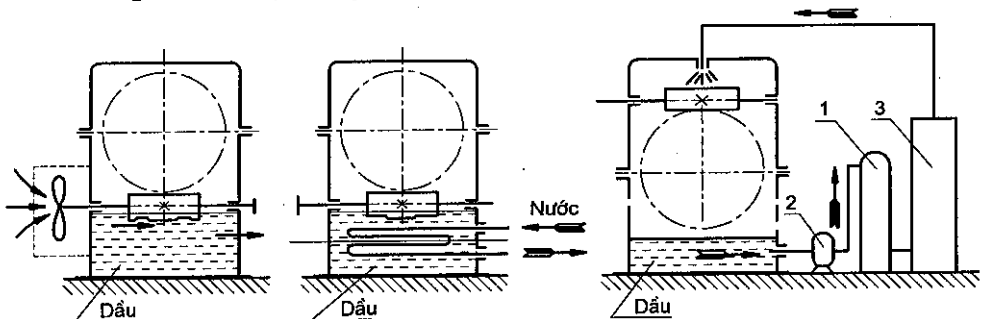
Trong đó:

K_t, K_{tq} – hệ số tỏa nhiệt tự nhiên và hệ số tỏa nhiệt có quạt ;

A, A_q – diện tích tỏa nhiệt tự nhiên và diện tích tỏa nhiệt có quạt;

t – nhiệt độ bộ truyền và dầu bị nóng lên; t_0 – nhiệt độ môi trường.

Dẫn nhiệt chủ động từ trong vùng nhiệt ra ngoài, thường dùng đường ống chứa chất làm lạnh lưu thông thoát nhiệt ra ngoài.



Hình 6.9

Bảng 6.10 cho công thức và giải thích các đại lượng tính nhiệt cho bộ truyền.

BẢNG 6.10. CÁC CÔNG THỨC VÀ ĐẠI LƯỢNG CHỌN CHO TÍNH TOÁN NHIỆT

Đại lượng, thông số	Công thức tính	Mục đích tính
Nhiệt độ sinh ra t	$t = \frac{1000(1-\eta)P}{K_T A(1+\psi)\beta} + t_o \leq [t]$	Kiểm nghiệm, kiểm tra
Diện tích tỏa nhiệt cần thiết A	$A \geq \frac{1000(1-\eta)P}{K_T ([t]-t_o)(1+\psi)\beta}$	Thiết kế
Hệ số chế độ làm việc β	$\beta = \frac{t_{ck}}{\sum P_i t_i / P}$ t _{ck} : thời gian 1 chu kỳ làm việc P _i , t _i : công suất và thời gian ở chế độ tải thứ i	Tính đến thời gian ngắt quãng và thay đổi tải
Hệ số thoát nhiệt qua đáy ψ	$\psi = 0,25$	Xét ảnh hưởng của truyền nhiệt trực tiếp
Nhiệt độ cho phép của dầu [t]	$[t] = 75^\circ \div 90^\circ$	Xét khả năng chịu nhiệt của dầu
Hệ số tỏa nhiệt	$K_T = (8 \div 17,5) W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ Tùy theo mức độ lưu thông không khí	Tùy môi trường tỏa nhiệt

Khi dùng quạt để thoát nhiệt có thể dùng các công thức sau

$$t = \frac{1000(1-\eta)P}{[K_T(A - A_q)(1+\psi) + K_{Tq}A_q]\beta} + t_o \leq [t]$$

$$A \geq \frac{1000(1-\eta)P}{[0,7K_T(1+\psi) + 0,3K_{Tq}]\beta([t]-t_o)}$$

K_{Tq} có thể lấy 17; 21; 29; 40 W/(m²·°C) tương ứng các tốc độ quạt 750, 1000, 1500, 3000vg/ph.

6.6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ

1. Dự đoán sơ bộ vận tốc trượt (theo kinh nghiệm hoặc công thức xác định sơ bộ trong điều kiện thông thường).

2. Chọn vật liệu và xác định ứng suất cho phép, chọn các điều kiện công nghệ và phương pháp gia công.

3. Chọn Z_1 , tính Z_2 , làm tròn nguyên, chọn hệ số đường kính q theo tiêu chuẩn dự đoán hiệu suất, xác định mômen xoắn trên trục bánh vít T_2 .

Khi tỷ số truyền lớn, có thể chọn Z_1 nhỏ (1 hay 2), khi tỷ số truyền nhỏ cần chọn Z_1 lớn để đảm bảo Z_2 không quá nhỏ để bị cắt lẹm chân răng khi tạo hình bề mặt răng bánh vít ($Z_2 \geq 26 \div 28$). Khi chọn q cần chú ý rằng, mặc dù theo tiêu chuẩn hiện nay cho phép chọn q trong khoảng rất rộng (6,3 ÷ 25) nhưng chọn cho hợp lý không phải là đơn giản.



Trị số q lớn làm tăng kích thước trục vít vì vậy tăng sức bền bộ truyền, nhưng lại làm giảm hiệu suất truyền động.

$$\text{Khi có bôi trơn khuấy dầu } \eta = \frac{(0,95 \div 0,98) \text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} ; \text{ và } \text{tg} \gamma = Z_1/q ;$$

Trị số đúng của η phụ thuộc không chỉ góc xoắn vít γ mà cả góc ma sát φ' chọn theo vận tốc trượt (bảng 6.3). Nên chọn vài trị số q tính toán đồng thời để so sánh đối chiếu.

4. Tính sơ bộ khoảng cách trục theo công thức thiết kế (6.22).

$$a_w \geq (Z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{q}}$$

Làm tròn a_w rồi xác định môđun $m = \frac{2a}{Z_2 + q}$, lấy m theo tiêu chuẩn, xác định lại a_w

theo công thức $a_w = \frac{m(Z_2 + q + 2x)}{2}$; trong đó phải quyết định hệ số dịch chỉnh x và trị số chính xác của a_w . Trị số a_w có thể làm tròn, lấy theo tiêu chuẩn hoặc tính một cách đơn giản với hệ số x = 0 theo công thức $a = \frac{m(Z_2 + q)}{2}$.

Trường hợp a_w làm tròn, lấy theo tiêu chuẩn khác với a vừa nói trên thì tính ra hệ số dịch chỉnh.

$$x = \frac{2(a_w - a)}{m}$$

5. Tính kiểm nghiệm lại ứng suất tiếp xúc theo công thức kiểm nghiệm (6.21) hoặc (6.20)

Xử lý kết quả kiểm nghiệm như sau:

– Nếu $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ và lượng thừa bên $L_{tb} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H}$ khá nhỏ (ví dụ $L_{tb} < 0,2$) có thể coi

kết quả nhận được nói trên là đạt yêu cầu về bền tiếp xúc mà không phải tính toán, điều chỉnh lại.

– Nếu L_{tb} quá lớn so với yêu cầu về tính chính xác cần chọn lại các thông số theo xu hướng giảm (m, q, a, x) để bộ truyền gọn, tiết kiệm, và kích thước hợp lý hơn.

– Nếu điều kiện kiểm nghiệm không thỏa mãn, $\sigma_H > [\sigma_H]$ thì phải tăng kích thước tới lúc đạt yêu cầu.

6. Tính kiểm nghiệm lại sức bền uốn theo công thức (6.23) chỉ yêu cầu đủ bền.

7. Xác định các thông số hình học cho đủ và chính xác, các công thức trong (6.1.3).

8. Tính lực tác dụng lên trục theo các công thức trong (6.2.2).

Ví dụ:

Thiết kế bộ truyền trục vít trong hộp giảm tốc 1 cấp dùng cho máy nâng chuyển với các số liệu cho sau:

– Tốc độ trục dẫn n_1 (vg/ph)

Phương án số liệu	a	b	c	d
n_1	1440	2900	720	930

– Công suất trên trục vít P_1 (kW)

Phương án số liệu	A	B	C	D	E	F	G	H
P_1	3	5	7	12	20	9	14	6

– Tỷ số truyền u

Phương án số liệu	1	2	3	4	5
u	11	32	16,5	19	23

Bộ truyền làm việc 13000h, tải không đổi, quay một chiều.

Giải: (Cho bộ phương án aD5) : $n_1 = 1440$ (vg/ph); $P_1 = 12$ (kW); $u = 23$.

$$\text{Mômen xoắn trên trục dẫn } T_1 = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1}{n_1} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 12}{1440} = 7,958 \cdot 10^3 \text{ Nmm.}$$

Phương án 1

1. Dự đoán sơ bộ vận tốc trượt $v_t = 4\text{m/s}$ chọn vật liệu.

Trục vít thép 40CrNi, tôi cứng và mài nhẵn độ rắn bề mặt 45HRC.

Vành răng bánh vít là đồng thanh thiếc BCuSn10P1 (БрОФ 10-1).

Theo bảng 6.6 có cơ tính vật liệu tương ứng với đúc trong khuôn kim loại có giới hạn bền.

$\sigma_b = 260\text{MPa}$, giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 150\text{MPa}$.

2. Xác định ứng suất cho phép

$$[\sigma_H] = (0,75 \div 0,9) \sigma_b K_{HL}$$

Trong đó số chu kỳ làm việc bánh vít với thời gian làm việc $\Sigma t_i = L_h$

$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^4 \cdot n_i \cdot t_i = 60 \frac{n_1}{u \cdot L_h} = 60 \frac{1440}{23 \cdot 13000} = 4,9 \cdot 10^7$$

$$\text{Hệ số tuổi thọ: } K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{4,9 \cdot 10^7}} = 0,82$$

$$[\sigma_H] = (0,75 \div 0,9) \cdot \sigma_b \cdot K_{HL} = 0,8 \cdot 260 \cdot 0,82 = 170,56\text{MPa}$$

Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F] = (0,25\sigma_{ch} + 0,06\sigma_b) \cdot K_{FL}$

Trong công thức giới hạn chảy σ_{ch} và giới hạn bền σ_b xác định theo bảng 6.8.

Số chu kỳ làm việc N_{FE} giống như trong ứng suất tiếp xúc cho phép.



$$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^9 n_i t_i = 60 n_2 L_h = 4,9 \cdot 10^7$$

Hệ số tuổi thọ K_{FL} : $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{4,9 \cdot 10^7}} = 0,65$

Kết quả $[\sigma_F] = (0,25 \cdot 150 + 0,06 \cdot 260) \cdot 0,65 = 34,5 \text{MPa}$

3. Chọn $Z_1 = 2$; tính $Z_2 = u \cdot Z_1 = 23 \cdot 2 = 46$;

Dự đoán hiệu suất $\eta = 0,8$;

Xác định mômen xoắn trên trục bánh vít

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 7,958 \cdot 10^3 \cdot 23 \cdot 0,8 = 146,43 \cdot 10^3 \text{Nmm}$$

Chọn hệ số đường kính q theo tiêu chuẩn $q=10$ và 12 ; chọn sơ bộ hệ số tải trọng $K_H = 1,1$.

4. Tính sơ bộ khoảng cách trục theo công thức thiết kế (6.22)

a) Với $q = 12$

$$a_{sb} = (Z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \frac{T_2 K_{HB} K_{HV}}{q}} = (46 + 12) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{46 \cdot 170,56} \right)^2 \frac{146,43 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{12}} = 107,13 \text{mm}$$

Lấy $a_{sb} = 110 \text{mm}$. Tương ứng có thể tính môđun $m = \frac{2a}{Z_2 + q} = 3,79$;

Theo bảng tiêu chuẩn chọn $m = 4$; Nếu không dịch chỉnh có thể lấy khoảng cách trục.

$$a = \frac{m(Z_2 + q)}{2} = \frac{4(46 + 12)}{2} = 116 \text{mm}.$$

Góc xoắn vít γ có $\text{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{2}{12} = 0,1667$ nên $\gamma = 9^\circ 46'$

Tính vận tốc trượt theo (6.11): $v_t = m \cdot n_1 \frac{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}{19100}$.

$$= 4,1440 \frac{\sqrt{2^2 + 12^2}}{19100} = 3,67 \text{m/s}$$

Xác định góc ma sát (bảng 6.3) $\phi' = 1^\circ 30'$ với $f = 0,025$. Từ đó tính được hiệu suất:

$$\eta = (0,95 \div 0,98) \cdot \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \phi')} = 0,96 \cdot \frac{\text{tg} 9^\circ 46'}{\text{tg}(9^\circ 46' + 1^\circ 5')} = 0,82.$$

b) Với $q = 10$

$$a_{sb} = (Z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \frac{T_2 K_{HB} K_{HV}}{q}} = (46 + 10) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{46 \cdot 170,56} \right)^2 \frac{146,43 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{10}} = 109,91 \text{mm};$$

Lấy $a = 110$ và tính ra $m = \frac{2.110}{46+10} = 3,92$; lấy $m = 4$

$$\text{Và } a = \frac{4(46+10)}{2} = 112\text{mm}$$

Góc xoắn vít γ có $\text{tg}\gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2$ nên $\gamma = 11^\circ 31'$

$$\begin{aligned} \text{Tính vận tốc trượt theo (6.11) } v_t &= m.n_1 \frac{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}{19100} = 4.1440. \frac{\sqrt{2^2 + 10^2}}{19100} \\ &= 3,075\text{m/s} \end{aligned}$$

Tương tự xác định góc ma sát (bảng 6.3) $\varphi' = 1^\circ 30'$ với $f = 0,025$.

Từ đó tính được hiệu suất:

$$\eta = (0,95 \div 0,98) \cdot \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} = 0,96 \cdot \frac{\text{tg}11^\circ 31'}{\text{tg}(11^\circ 31' + 1^\circ 5')} = 0,84.$$

Rõ ràng là nên chọn phương án b) có $q = 10$; $a = 112$; $m = 4$;

5. Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc và xử lý số liệu kiểm nghiệm

Trước tiên tính các kích thước cần thiết

$$d_1 = m.q = 4.10 = 40\text{mm};$$

$$d_2 = m.Z_2 = 4.46 = 164\text{mm};$$

Hệ số tải trọng :

– Hệ số tải trọng tập trung $K_{H\beta} = 1$ vì tải trọng không đổi.

– Hệ số tải trọng động, chọn cấp chính xác chế tạo 8 theo bảng 6.4 có $K_{Hv} = 1,3$.

Số với $[\sigma_H] = 170,56\text{MPa}$; sức bền tiếp xúc không đảm bảo. Cần tăng một ít kích thước bộ truyền.

$$\text{Chọn } a = 120; q = 8 \text{ từ đó tính } m = \frac{2.120}{46+8} = 4,44; \text{ lấy } m = 5 \text{ và } a = \frac{5.(46+8)}{2} = 135\text{mm}$$

Góc xoắn vít γ có: $\text{tg}\gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25$ nên $\gamma = 14^\circ 036'$

$$\text{Tính vận tốc trượt theo (6.11) } v_t = m.n_1 \frac{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}{19100} = 5.1440. \frac{\sqrt{2^2 + 8^2}}{19100} = 3,11\text{m/s}$$

Tương tự trên góc ma sát (bảng 6.3) $\varphi' = 1^\circ 30'$ với $f = 0,025$ tính được hiệu suất:

$$\eta = (0,95 \div 0,98) \cdot \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')} = 0,96 \cdot \frac{\text{tg}14^\circ 036'}{\text{tg}(14^\circ 036' + 1^\circ 5')} = 0,863.$$

Mômen xoắn trên trục bị dẫn:



$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 7,958 \cdot 10^3 \cdot 23,0,863 = 157,96 \cdot 10^3 \text{ Nmm};$$

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 8 = 40 \text{ mm};$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 5 \cdot 46 = 230 \text{ mm};$$

Sức bền tiếp xúc đã đảm bảo, lượng thừa bên là :

$$L_{cb} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{\sigma_H} = 0,14 \text{ (14\%)} \text{ có thể chấp nhận.}$$

6. Kiểm nghiệm sức bền uốn răng bánh vít

$$\text{Số răng tương đương: } Z_{td} = Z_2 / \cos^3 \gamma = 46 / \cos^3 14^\circ 036 = 50,38.$$

$$\text{Hệ số dạng răng tra bảng 6.5: } Y_F = 1,45$$

$$\text{Đường kính đỉnh răng trục vít } d_{a1} = d_1 + 2m = 40 + 2 \cdot 5 = 50 \text{ mm};$$

Chiều rộng răng bánh vít theo công thức với $\delta = 50^\circ$

$$b_2 = (d_{a1} - 0,5m) \cdot \sin \delta = (50 - 0,5 \cdot 5) \sin 50^\circ = 36,39 \text{ mm}$$

Và không được lớn hơn $0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 50 = 37,5$.

$$\text{Có thể chọn } b_2 = 36 \text{ mm vậy } \sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{36}{50 - 0,5 \cdot 5} = 0,7579; \delta = 49^\circ 27'$$

Ứng suất uốn trong răng bánh vít

$$\sigma_F = \frac{1,4 T_2 K_{F\beta} K_{Fv} Y_F}{b_2 d_2 m_n} = \frac{1,4 \cdot 157,96 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 3,1 \cdot 1,45}{36 \cdot 230 \cdot 5 \cdot \cos 14^\circ 036} = 10,38 \text{ MPa}$$

Với ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F] = 34,5$ sức bền uốn đảm bảo.

7. Tính toán các kích thước, thông số hình học của bộ truyền

Bộ truyền không dịch chỉnh, $m = 5$; $q = 8$; $x = 0$;

Khoảng cách trục $a = 135 \text{ mm}$;

Trục vít:

Đường kính vòng chia $d_1 = 40 \text{ mm}$;

Đường kính đỉnh $d_{a1} = 50 \text{ mm}$;

Đường kính chân ren trục vít $d_{r1} = d_1 - 2,4m = 40 - 2,4 \cdot 5 = 28 \text{ mm}$;

Bánh vít:

Đường kính vòng chia $d_2 = 230 \text{ mm}$;

Đường kính đỉnh bánh vít $d_{a2} = m(Z_2 + 2f + 2x) = 5(46 + 2 + 2 \cdot 0) = 240 \text{ mm}$;

Đường kính ngoài của dao cắt bánh vít $d_{ad} = m(q + 2f + 2c) = 5(8 + 2 + 0,4) = 52 \text{ mm}^*)$

Đường kính chân răng bánh vít :

$$d_{r2} = 2(a_w - \frac{d_{ad}}{2}) = 2(135 - \frac{52}{2}) = 218 \text{ mm};$$

*) Trị số ước tính, trong thực tế sẽ có nhiều thay đổi.

Đường kính bao ngoài bánh vít : d_{aM2}

$$d_{aM2} = d_{a2} + d_1(1 - \cos\delta) = 240 + 40(1 - \cos 49^\circ 27') = 253,905 \leq d_{a2} + k.m = 240 + 1,5.5 = 247,5;$$

Chọn $d_{aM2} = 247,5\text{mm}$;

- Tính lực ăn khớp tác dụng trong bộ truyền

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2.7.958.10^3}{40} = 397,9\text{N};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2.157.96.10^3}{230} = 1373,56\text{N};$$

$$F_{R1} = F_{R2} = \frac{F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha_n}{\cos\gamma} = \frac{1373,56 \cdot \text{tg}20^\circ}{\cos 14^\circ 036'} = 515,32 \text{ N};$$

8. Tính nhiệt

Sẽ tính diện tích tỏa nhiệt cần thiết của vỏ hộp giảm tốc để sau khi thiết kế xong cả hộp tiến hành kiểm tra lại, tạo điều kiện thuận lợi cho thiết kế quá trình thoát nhiệt.

Dùng công thức tính diện tích tỏa nhiệt cần thiết A của hộp:

$$A \geq \frac{1000(1 - \eta)P_1}{K_T ([t] - t_o)(1 + \psi)\beta}$$

Hệ số tỏa nhiệt $K_T = 12\text{W}/(\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C})$ khi mức độ lưu thông không khí bình thường.

Nhiệt độ cho phép của dầu lấy $[t] = 80^\circ\text{C}$, nhiệt độ môi trường 35° .

Hệ số thoát nhiệt qua chân tiếp xúc lấy $\psi = 0,25$. Hệ số chế độ làm việc $\beta = 1$.

$$A \geq \frac{1000(1 - 0,86).12}{12(80 - 35)(1 + 0,25)1} = 2,49\text{m}^2$$

Kết quả tính toán cho thấy việc thoát nhiệt là rất cấp thiết với bộ truyền, quan hệ rất nhiều đến thiết kế hình dạng, độ lớn của hộp giảm tốc, việc chọn các biện pháp thoát nhiệt bổ sung.

Chương 7

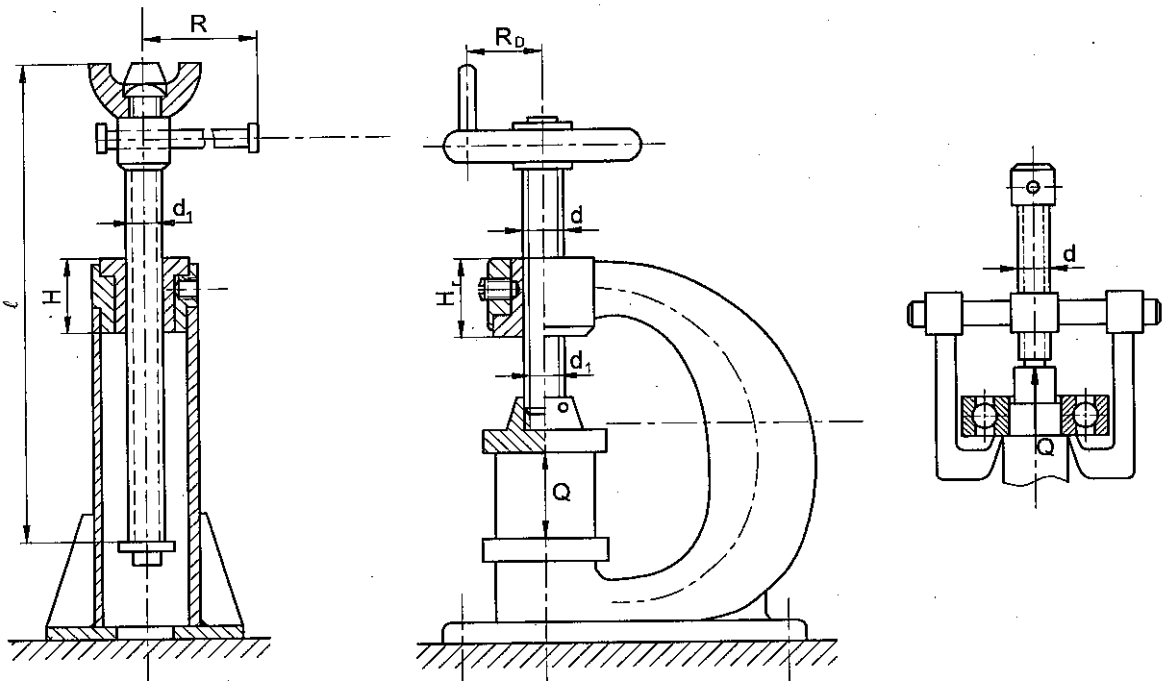
TRUYỀN ĐỘNG VÍT – ĐAI ỐC

7.1. KHÁI NIỆM

7.1.1. Giới thiệu và đặc điểm

Bộ truyền vít đai ốc là bộ truyền biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến dọc đường trục của bộ truyền nhờ sự ăn khớp ren liên tục trong quá trình truyền chuyển động, sự ăn khớp ren này giống hệt như trong mối ghép ren. Trong vùng làm việc, toàn bộ các bề mặt ren của cả vít và đai ốc tiếp xúc, chuyển động tương đối với nhau tạo lực đẩy dọc trục rất lớn trong khi mômen tác dụng gây chuyển động quay không cần lớn.

Dạng thường dùng nhất là vít quay, đai ốc tịnh tiến (như vítme máy công cụ, êtô kẹp thông thường, vam,...). Dạng khác như vít vừa quay vừa tịnh tiến, đai ốc đứng yên như bộ phận ép, máy ép vít, kích,... (xem hình 7.1).



Hình 7.1

Quan hệ giữa tốc độ quay của vít (hoặc đai ốc) n_q (vg/ph) và tốc độ chuyển động thẳng dọc trục v_d :

$$v_d = \frac{Z \cdot n_q \cdot p_x}{60000} \text{ (m/s)}$$

Trong đó:

Z – số đầu mối ren; p_x – bước ren (mm).

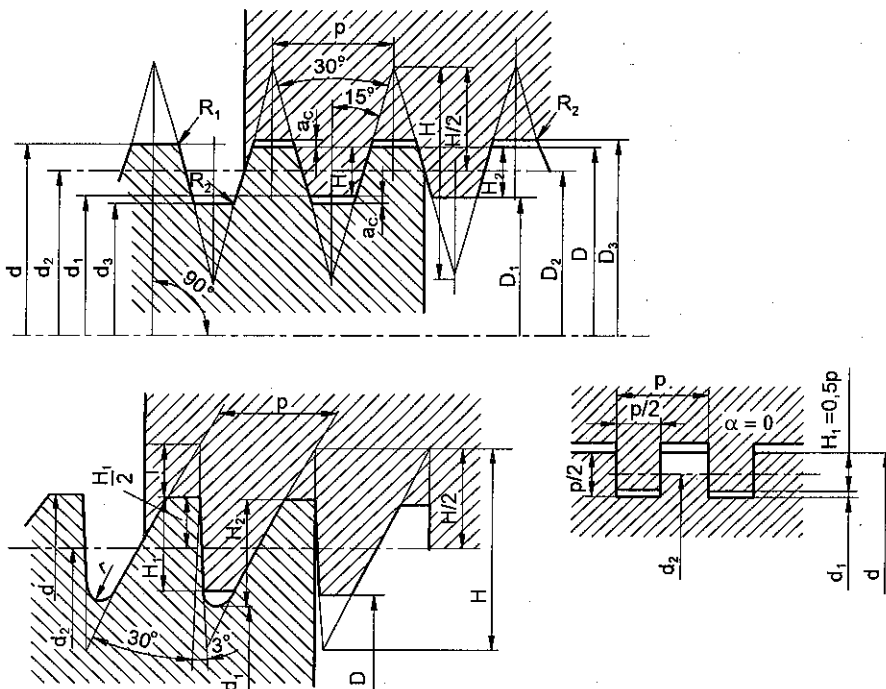
7.1.2. Ưu nhược điểm

– Bộ truyền có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo. Khả năng tạo lực đẩy rất lớn, tạo chuyển vị dọc trục rất chính xác. Kích thước bộ truyền rất gọn.

Tuy nhiên bộ truyền chỉ tạo nên những chuyển dịch khá chậm. Bề mặt ren chịu ma sát lớn nên chóng mòn. Thông thường hiệu suất rất thấp, khi ma sát trong ren là ma sát trượt. Muốn tăng hiệu suất dùng bộ truyền vít đai ốc bi, tiếp xúc trong ren là ma sát lăn nhờ đưa vào giữa các bề mặt ren các viên bi lăn không trượt (bộ truyền này hiện dùng khá phổ biến trong các máy công cụ CNC), xem kết cấu trong hình 7.4.

7.1.3. Kết cấu ren và vật liệu

Thường dùng các dạng tiết diện ren sau: hình thang; răng cưa; vuông; cung tròn (khi dùng vít – đai ốc bi).



Hình 7.2

Vít thường dùng vật liệu thép cacbon trung bình như CT5, 35, 45, 40CrNi, 40Cr,... tới đạt độ rắn tới 50HRC. Đai ốc thường dùng đồng thanh thiếc. Khi vận tốc thấp, tải trọng nhỏ có thể dùng gang xám.

7.1.4. Hiệu suất

Trường hợp thông thường vít hoặc đai ốc quay là chi tiết dẫn động, hiệu suất tính theo công thức: $\eta = \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi')}$; với γ là góc nâng của đường xoắn ốc ren vít.

φ' là góc ma sát tương đương của các bề mặt ren.

Bộ truyền vít đai ốc ma sát trượt thông thường có $\gamma = 5^\circ \div 20^\circ$ và $\eta = 0,4 \div 0,7$; hiệu suất khá thấp. Hiệu suất sẽ tăng lên cùng góc vít γ . Khi φ' càng nhỏ η càng tăng, nên rất cần chọn cặp vật liệu giảm ma sát trong ren.

Khi dùng vít – đai ốc bi, ma sát lăn, góc φ' rất nhỏ, hiệu suất có thể đạt tới $0,8 \div 0,9$.

Trường hợp chi tiết chuyển động dọc trục là dẫn động, hiệu suất tính theo công thức:

$$\eta = \frac{\text{tg}(\gamma - \varphi')}{\text{tg}\gamma}$$

Nếu $\varphi' > \gamma$ sẽ là trường hợp tự hãm, chuyển động dọc sẽ không thể thực hiện vai trò dẫn động.

7.2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN VÍT - ĐAI ỐC

Do ma sát lớn nên bộ truyền tính toán chủ yếu theo mòn bề mặt ren. Phần lớn chuyển động không thật nhanh nên chỉ tiêu tính toán thường là hạn chế áp suất trên mặt ren không vượt quá trị số cho phép: $p \leq [p]$;

Ngoài dạng hỏng vì mòn vít còn có thể phá hỏng do kéo, nén đồng thời bị xoắn. Cần kiểm nghiệm thêm sức bền thân vít.

Khi vít dài chịu nén cần được kiểm tra mất ổn định do uốn dọc.

7.2.1. Tính theo độ bền mòn

Áp suất trên ren p phụ thuộc lực dọc F_a và diện tích tiếp xúc của ren (xem hình 7.3) cần đảm bảo điều kiện sau: $p = \frac{F_a}{x \cdot h \cdot \pi d_2} \leq [p]$.

Trong đó:

– Số vòng ren tiếp xúc $x = H/p_x$ với: H – chiều dày đai ốc; p_x – bước ren;

d_2 – đường kính trung bình của ren;

h – chiều cao tiếp xúc của ren.

Thường có thể lấy chiều cao tiếp xúc của ren theo bước ren, nên đặt $\psi_h = h/P_x$;

Trong tiêu chuẩn thông thường là $\psi_h = 0,5$ với ren thang, ren vuông, $\psi_h = 0,75$ với ren răng cưa và $\psi_h = 0,54$ với ren tam giác.

Công thức tính áp suất trở thành:

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 \psi_h H} \leq [p] \quad (7.2)$$

Công thức cho phép kiểm nghiệm về mòn cho ren bộ truyền.

Khi thiết kế cần tìm ra độ lớn của ren theo tải trọng. Vì thế trong (7.2) ta đặt $\psi_H = H/d_2$ và suy ra đường kính trung bình của ren:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h [p]}} \quad (7.3)$$

Đây là công thức thiết kế cho bộ truyền. Có thể chọn các trị số trong thiết kế như sau

$\psi_H = 1,2 \div 1,5$; nếu đai ốc nguyên.

$\psi_H = 2,5 \div 3,5$; nếu đai ốc tách đôi.

Áp suất cho phép $[p] = 11 \div 13 \text{MPa}$ nếu cặp vật liệu là thép tôi và đồng thanh.

$[p] = 8 \div 10 \text{MPa}$ nếu cặp vật liệu là thép không tôi và đồng thanh.

$[p] = 4 \div 6 \text{MPa}$ nếu cặp vật liệu là thép không tôi và gang.

Sau khi tính d_2 cần suy ra đường kính ngoài, sau đó lấy theo tiêu chuẩn gần nhất và xác định tất cả các thông số ren cần thiết.

7.2.2. Tính độ bền thân vít, tính ổn định

– Độ bền thân vít được tính theo công thức ứng suất tương đương.

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq [\sigma] ; \quad (7.4)$$

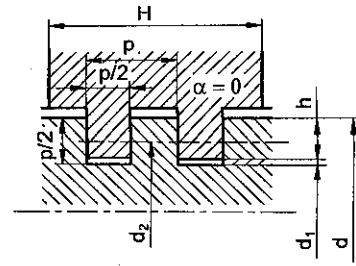
Trong đó: Ứng suất pháp do kéo hoặc nén $\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}$

Ứng suất tiếp do xoắn $\tau = \frac{T_x}{W_x} = \frac{16T_x}{\pi d_1^3}$

Với: F_a, T_x – lực dọc trục kéo, nén vít và mômen xoắn tác dụng lên vít.

d_1 – đường kính chân ren của vít.

Ứng suất cho phép của vật liệu vít $[\sigma] = \sigma_{ch}/3$; σ_{ch} là giới hạn chảy vật liệu vít.



Hình 7.3

– Khi vít dài, chịu nén cần kiểm tra độ ổn định uốn dọc

$F_a \leq P_E$; trong đó lực giới hạn về ổn định P_E tính theo công thức:

$$P_E = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J \cdot (\mu l)^2}{s}; \quad (7.5)$$

Trong đó:

E – môđun đàn hồi vật liệu vít;

J – mômen quán tính tiết diện vít $J = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}$;

S – hệ số an toàn về ổn định $S = 2,5 \div 4$;

$\mu \cdot l$ – chiều dài tương đương của vít;

với l là khoảng cách 2 gối tựa (khi chỉ có 1 gối thì gối thứ hai là đai ốc).

$\mu = 1$ nếu gối tựa là ổ lăn hoặc ổ trượt hẹp ($L/d \leq 2$).

Vít gọi là dài khi $\mu \cdot l \geq 100 \cdot j$ hay $\mu \cdot l > 25 \cdot d_1$, ở đây $j \approx d_1/4$.

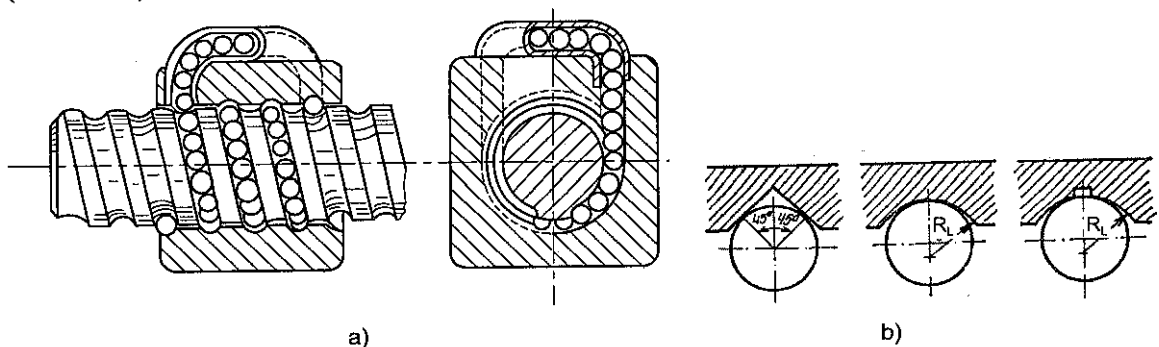
7.3. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN VÍT – ĐAI ỐC BI

7.3.1. Đặc điểm và cấu tạo

Hiện nay, bộ truyền vít - đai ốc (hình 7.4a) được dùng rất nhiều trong máy công cụ kỹ thuật số nhờ độ chính xác chuyển động, hiệu suất rất cao trong việc biến chuyển động quay thành chuyển động thẳng. Vấn đề thiết kế chế tạo trở thành nhu cầu trong thiết kế cơ khí.

– Đặc điểm ren

Ren rãnh vít và đai ốc hay dùng dạng cung tròn, một số trường hợp dạng rãnh tam giác (hình 7.4b).



Hình 7.4

Bán kính rãnh lăn: $R_L = 0,52 \cdot d_b$;

Đường kính bi d_b chọn theo đường kính trong ren d_1 , tải trọng càng lớn đường kính bi d_b càng tăng $d_b = (0,08 \div 0,15)d_1$.

Bước xoắn $P = d_b + (1 \div 5)mm$

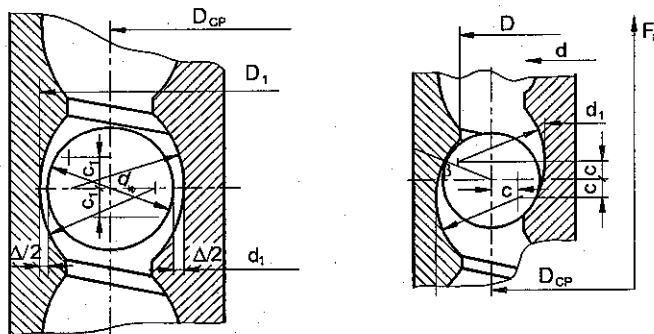
– Tính toán khe hở cần thiết Δ trong hệ đai ốc - con lăn - vít tạo nên góc tiếp xúc $\beta = 45^\circ$ (hình 7.5).

– Khe hở và vùng tiếp xúc

Các công thức tính $c = \left(R_L - \frac{d}{2}\right) \cos \beta$; $D_{tb} = d_1 + 2(R_L - c)$; $\Delta = D_1 - (2d_b + d_1)$; thường chọn $\Delta = 0,03 \div 0,12\text{mm}$.

Số bi cần thiết theo chiều rộng đai ốc H : $n_b = \frac{\pi \cdot D_{tb} \cdot H}{d_b} - 1$; và $n_b < 65$.

Chiều rộng đai ốc H không vượt quá 2 ÷ 2,5 vòng ren để lực phân bố đều trên các con lăn.



Hình 7.5

7.3.2. Khả năng làm việc và chỉ tiêu tính toán

Đường kính d_1 xác định theo độ bền thân vít như bộ truyền bình thường

Các công thức tính:

– Tốc độ quay của vít $n_1 = \frac{60.103.v}{P.Z}$.

Trong đó: v – tốc độ chuyển động tịnh tiến của đai ốc, m/s.

P – công suất truyền, kW.

Z – số đầu mối ren.

– Hiệu suất:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi_L)}; \text{ khi vít chủ động.}$$

$$\eta = \frac{\text{tg}(\gamma - \varphi_L)}{\text{tg} \gamma}; \text{ khi đai ốc chủ động.}$$

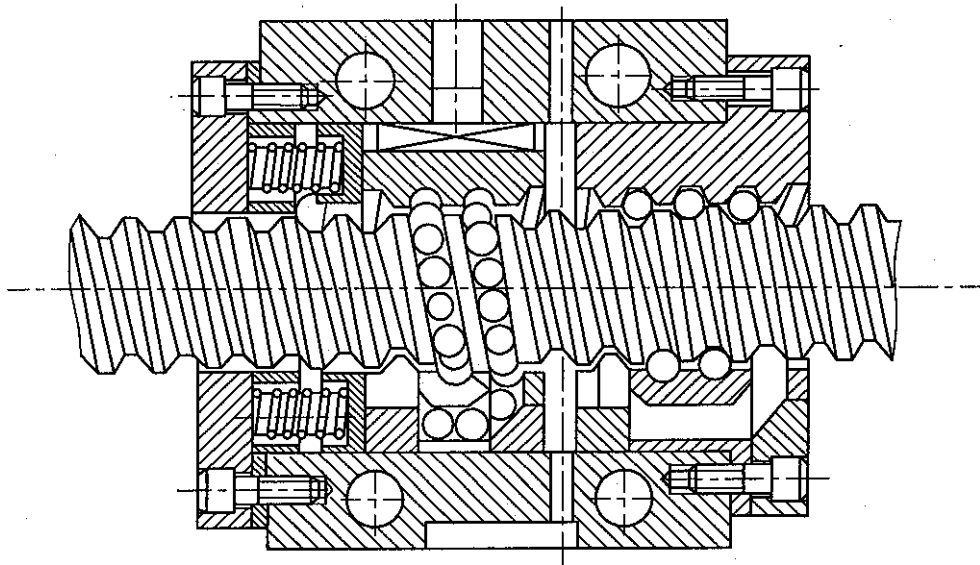
Góc ma sát lăn $\varphi_L = \frac{\text{arctg} 2.f_1}{d_b \cdot \sin \beta}$; trong đó hệ số ma sát lăn rất nhỏ $f_L = 0,004 \div 0,006$.

Khi thiết kế bộ truyền cần phải kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc tránh dạng hỏng biến dạng dẻo bề mặt tiếp xúc : $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

σ_H được tính theo tải trọng dọc trục F_a tác dụng lên vít và các thông số kích thước bộ truyền. Còn $[\sigma_H]$ thường xác định theo vật liệu và chế độ nhiệt luyện.*)

7.3.3. Kết cấu

Thông thường cấu tạo bộ truyền cần có kết cấu điều chỉnh khe hở bộ truyền dễ dàng và thuận lợi (xem hình 7.6).



Hình 7.6. Kết cấu của bộ truyền

* Xem phụ lục PL2

TIẾT MÁY GHÉP

Chương 8

CÁC TIẾT MÁY GHÉP

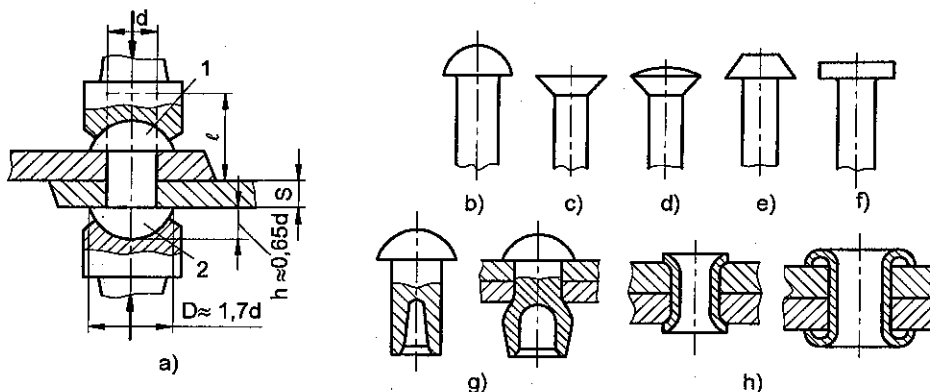
8.1. GHÉP KHÔNG THÁO ĐƯỢC

Gồm mối ghép đinh tán và mối ghép hàn, hai loại mối ghép này có đặc tính là không thể tách rời các chi tiết cần ghép với nhau nếu không phá mối ghép.

8.1.1. Khái niệm

a) Mối ghép đinh tán

Dùng đinh tán là thanh hình trụ một đầu có mũ sẵn lồng qua lỗ các chi tiết (thường là các tấm) rồi dùng búa tạo đầu mũ thứ hai gọi là mũ tán, nhờ thế các chi tiết ghép chặt lại với nhau (hình 8.1). Ta có được mối ghép đinh tán (hình 8.1a).



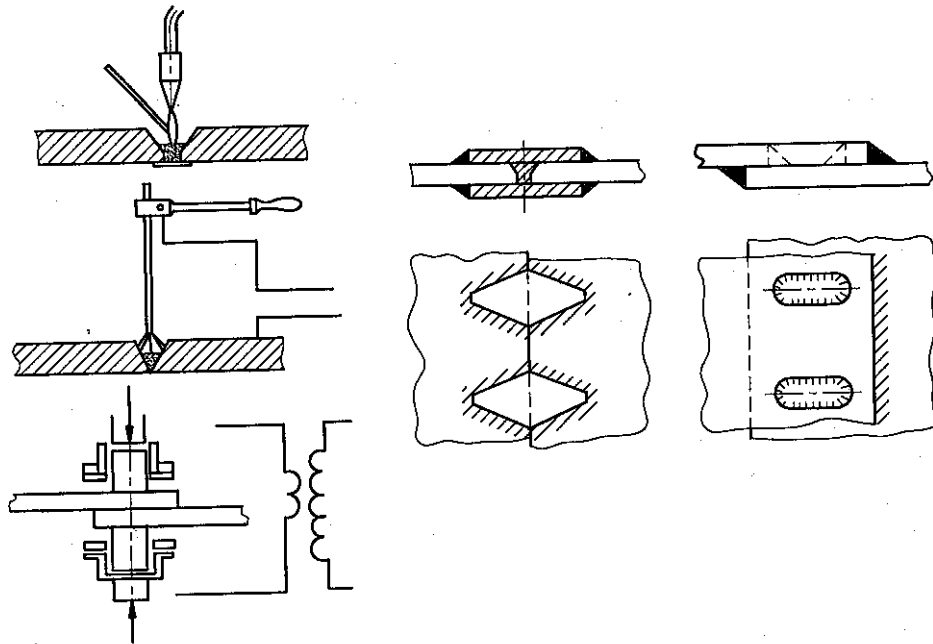
Hình 8.1. Mối ghép đinh tán

Đinh tán có nhiều dạng mũ tán khác nhau, mũ tròn, mũ dẹt, mũ côn, mũ chìm, mũ nửa chìm. Có cả đinh tán rỗng (cho các tấm da, giấy, vải), đinh tán mũ nở (cho bình kín) (hình 8.1).

Đỉnh có thể tán nóng hay tán nguội. Phải dùng vật liệu dẻo làm đỉnh mới có thể thực hiện công nghệ tán tạo nên mũ. Với đỉnh thép thường khi $d < 8\text{mm}$ có thể tán nguội, đường kính lớn hơn nên tán nóng. Lỗ đỉnh có thể tạo nên bằng cách đột hay khoan.

b) Mối ghép hàn (hình 8.2)

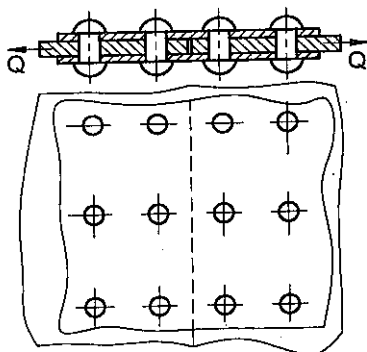
Mối ghép tạo nên bằng cách đốt nóng cục bộ các chi tiết cần ghép, nếu là hàn hồ quang và hàn hơi thì đốt nóng chảy cả que hàn, đốt nóng đủ dẻo rồi ép dính lại khi hàn tiếp xúc. Liên kết phân tử của vật liệu sau khi nóng chảy rồi nguội đi hay ép dẻo gắn chặt các chi tiết với nhau.



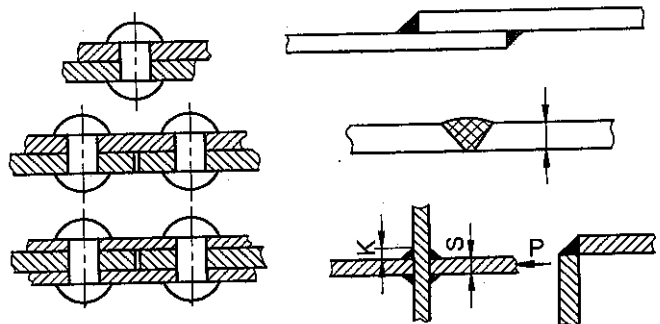
Hình 8.2. Mối ghép hàn

8.1.2. Phân loại mối ghép

a) Theo vị trí tương đối giữa các tiết máy ghép ta có mối ghép chồng và mối ghép giáp mối



Hình 8.3



Hình 8.4

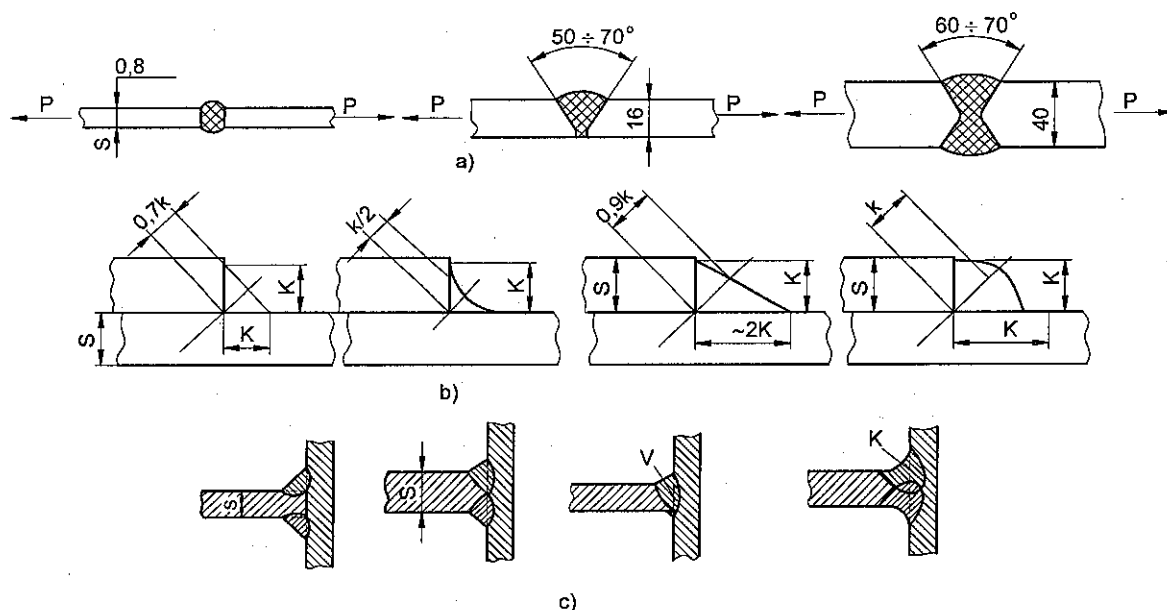
Riêng mối hàn có thêm mối hàn góc khi ghép 2 tấm có hai mặt vuông góc với nhau (hình 8.4). Mối ghép đinh tán có thể có 1 hay nhiều hàng đinh và ghép giáp mỗi phải có tối thiểu một tấm đệm (hình 8.3).

b) Theo công dụng có thể phân biệt mối ghép chắc và mối ghép chắc kín

Mối ghép chắc là loại mối ghép chỉ yêu cầu bền dưới tác dụng của tải trọng.

Mối ghép chắc kín không những yêu cầu bền mà còn yêu cầu kín nghĩa là các chất hơi và lỏng không bị dò, chảy dưới áp lực qua mặt tiếp giáp giữa các chi tiết (thường ở dạng tấm, vỏ) với nhau.

Các dạng tiết diện ngang của đường hàn (hình 8.5).

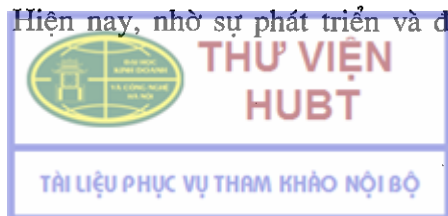


Hình 8.5

- Hàn giáp : miệng hàn chọn theo độ dày tấm (xem hình 8.5b).
- Hàn chông : tiết diện ngang hình tam giác vuông cân với k là kích thước cạnh hàn, cần giảm tập trung ứng suất dùng tiết diện dạng lõm, cần tăng độ bền thì dạng tam giác vuông lệch, vuông tròn (hình 8.5b).
- Hàn góc (hình 8.5c) : có thể hàn kiểu hàn chông hoặc hàn kiểu hàn giáp (miệng hàn hình chữ K, V).

8.1.3. Ưu nhược điểm, phạm vi sử dụng

Mối ghép đinh tán có ưu điểm là bền chắc, dễ kiểm tra, không làm hỏng các tấm ghép khi tháo như mối hàn, nhưng công kênh, tốn công hơn mối hàn rất nhiều. Mối hàn gọn nhẹ hơn có thể giảm 15% khối lượng so với kết cấu đinh tán (so với khung, vỏ dùng kết cấu đúc thậm chí giảm tới 50%). Hiện nay, nhờ sự phát triển và đảm bảo của kỹ thuật kiểm tra



người ta dùng mối hàn là chính mà ít dùng mối ghép đinh tán, hiện mối ghép đinh tán chỉ dùng trong những trường hợp không hàn được, trường hợp không cho phép nung nóng.

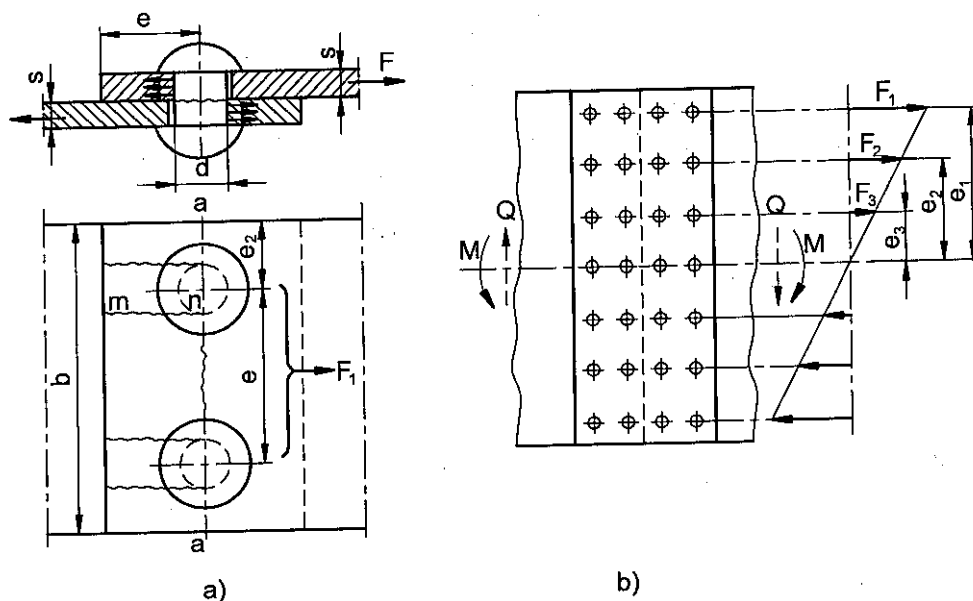
Các chi tiết bộ phận hay dùng mối ghép không tháo được thường là ụ, bệ, vỏ, khung, kết cấu dàn, mái của máy, cầu, tàu, thuyền,...

8.1.4. Tính mối ghép đinh tán

a) Tính mối ghép chắc một hàng đinh chịu lực ngang đối xứng (hình 8.6a)

Sau khi tán đinh, các tấm ghép ép chặt với nhau do lực ép lúc tán đinh vẫn còn dư sau khi gây biến dạng dẻo và do sự co của đinh sau khi nguội (khi tán nóng).

Lực ngang có xu hướng làm các tấm ghép trượt tương đối với nhau, lực ma sát do lực ép nói trên sẽ chống lại lực ngang này. Tuy vậy, lực ép này không xác định được chính xác, có thể bỏ qua. Dưới tác dụng của lực ngang các đinh tán và tấm ghép sẽ trực tiếp chịu tải. Mỗi đinh hoặc mỗi đoạn chiều dài một bước đinh của tấm ghép t sẽ chịu lực $F_1 = F/Z$.



Hình 8.6. Mối ghép chắc một hàng đinh chịu lực ngang đối xứng

Các dạng hỏng có thể xảy ra :

- Đinh bị cắt đứt tại tiết diện ngang.
- Bề mặt tiếp xúc đinh và tấm ghép bị dập.
- Tấm ghép bị kéo đứt tại tiết diện yếu nhất a - a.
- Tấm ghép bị cắt đứt theo a - b và c - d

Các phương trình bền tương ứng:

$$\text{Điều kiện bền cắt : } \tau = \frac{4F_1}{\pi d^2} \leq [\tau]_d ; \text{ suy ra lực giới hạn } \rightarrow F_1 \leq \frac{\pi d^2 [\tau]}{4} ; \quad (1)$$

$$\text{Điều kiện bền dập: } \sigma_d = \frac{F_1}{sd} \leq [\sigma_d]; \quad \rightarrow F_1 \leq sd[\sigma_d]; \quad (2)$$

$$\text{Điều kiện bền kéo tấm: } \sigma_k = \frac{F_1}{(t-d)s} \leq [\sigma]_{kt} \quad \rightarrow F_1 \leq (t-d)s[\sigma]_{kt}; \quad (3)$$

$$\text{Điều kiện bền cắt tấm: } \tau = \frac{F_1}{s(2e-d)} \leq [\tau]_t; \quad \rightarrow F_1 \leq s(2e-d)[\tau]_t; \quad (4)$$

Trong các công thức trên:

$[\tau]_d$ – ứng suất cắt cho phép của vật liệu đinh;

$[\sigma_d]$ – ứng suất dập cho phép;

$[\sigma]_{kt}$ – ứng suất kéo cho phép của vật liệu tấm;

$[\tau]_t$ – ứng suất cắt cho phép của vật liệu tấm.

Các trị số ứng suất này tra ở bảng 8.1.

Theo quan điểm sức bền đều các trị số lực giới hạn các dạng hỏng là như nhau có quan hệ kích thước sau:

$$\text{Từ (1) và (2) rút ra } d = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{[\sigma_d]}{[\tau]_d} \cdot s; \text{ với } [\sigma_d] = (1,6 \div 2)[\tau]_d \text{ có } d = (2 \div 2,5)s;$$

$$\text{Từ (1) và (3) với } d = 2s; \text{ và } [\tau]_d = [\sigma]_{kt} \text{ rút ra } t = d \left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{[\tau]_d}{[\sigma]_{kt}} + 1 \right) \approx 2,6d$$

$$\text{Từ (1) và (4) với } d = 2s; \text{ với } [\tau]_t \approx 0,8[\tau]_d \text{ rút ra } e = 0,5d \left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{[\tau]_d}{[\tau]_t} + 1 \right) \approx 1,5d$$

Lấy $d = 2s$; $t = 3d$; $e = 1,5d$.

Cuối cùng cần xác định số đinh cần thiết theo điều kiện bền cắt: $z \geq \frac{4F}{\pi d^2}$.

Tương tự cách tính cho các trường hợp mối ghép kiểu khác, sẽ có mối quan hệ kích thước khác sau đây:

– Ghép chồng với n dãy đinh: $d = 2s$; $t = (1,6n + 1)d$; $e = 1,5d$.

– Ghép giáp mối 2 tấm dẹt, 1 dãy đinh $d = 1,5s$; $t = 3,5d$; $e = 2d$.

– Ghép giáp mối 2 tấm dẹt, n dãy đinh $d = 1,5s$; $t = (2,4.n + 1)d$; $e = 2d$.

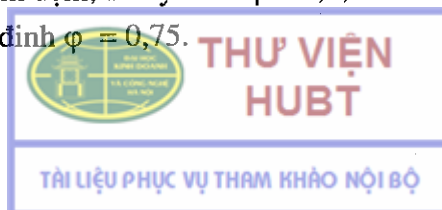
So với tấm nguyên, mối ghép bị giảm bền nên người ta đưa vào hệ số bền φ , xác định bằng tỷ số giữa lực lớn nhất của tấm ghép chịu được và lực lớn nhất của tấm nguyên cho phép. Dùng công thức độ bền kéo (3) có thể tính ra: $\varphi = \frac{(t-d).S.[\sigma]_k}{t.S.[\sigma]_k} = \frac{(t-d)}{t}$

Như thế sẽ có trị số φ với các mối ghép khác nhau:

– Ghép chồng với 1 dãy đinh $\varphi = 0,67$;

– Ghép giáp mối 2 tấm dẹt, 1 dãy đinh $\varphi = 0,7$;

– Ghép chồng 2 dãy đinh $\varphi = 0,75$.



BẢNG 8.1. TRỊ SỐ ỨNG SUẤT CHO PHÉP DÙNG CHO TÍNH MỐI GHÉP ĐINH TẮN

Loại ứng suất	Cách tạo lỗ	Ứng suất cho phép	
		Thép CT2, CT0	Thép CT3
[τ] _d	Khoan	140	140
	Đột	180	100
[σ] _d	Khoan	280	320
	Đột	240	280
[σ] _{kt}	Khoan hoặc đột	140	160
[τ] _t	Khoan hoặc đột	90	100

b) Mỗi ghép chịu mômen (hình 8.6b)

Trường hợp chịu cả lực Q và mômen M, lúc tính toán hãy cộng tác dụng cả 2 loại tải trọng này. Dưới tác dụng của M ở mỗi hàng đinh chịu lực tăng dần từ giữa mối ghép đến đinh chịu lực xa nhất theo quan hệ bậc nhất.

$$F_1/e_1 = F_2/e_2 = F_3/e_3 = F_i/e_i = \dots \text{ có nghĩa là } F_i = F_1 \cdot e_i/e_1.$$

Giả sử khoảng cách của đinh xa nhất đến điểm giữa hàng đinh là e_1 , n là số đinh chịu tải từ giữa hàng đinh đến đinh chịu tải xa nhất, hướng của phản lực gây ra bởi M sẽ vuông góc với đường thẳng của hàng đinh. Theo điều kiện cân bằng mômen tại điểm giữa hàng đinh là:

$$2 \cdot n \cdot (F_1 \cdot e_1 + F_2 \cdot e_2 + \dots + F_n \cdot e_n) = M \text{ suy ra } F_1 = M \cdot e_1 / (2n \sum e_i^2)$$

Sau khi tính được F_1 ta cộng vectơ với Q_1 và từ đó tính sức bền nơi đinh chịu tải lớn nhất.

c) Tính mối ghép chắc kín

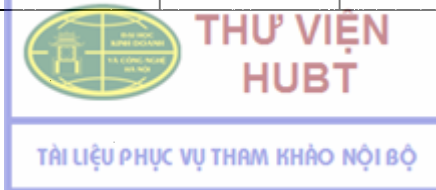
Để mối ghép được kín, đinh phải ép chặt các tấm ghép với nhau, tạo ma sát đủ lớn để chúng không trượt với nhau do tác dụng của F_1 , vì vậy khả năng chống trượt cũng tỷ lệ thuận với diện tích đinh. Bằng thí nghiệm người ta đưa ra giới hạn cản trượt cho phép là khả năng giữ kín của một đơn vị diện tích đinh [ξ], và để đảm bảo kín thì giới hạn cản trượt nhỏ hơn trị số cho phép xác định bằng thí nghiệm:

$$\xi = \frac{4F_1}{\pi d^2} \leq [\xi]$$

[ξ] cho theo bảng 8.2, dùng trong nồi hơi chịu áp suất p (MPa), với cường độ lực q tác dụng trên một đơn vị dài dọc thành nồi (N/mm).

BẢNG 8.2. GIỚI HẠN CẢN TRƯỢT CHO PHÉP [ξ]

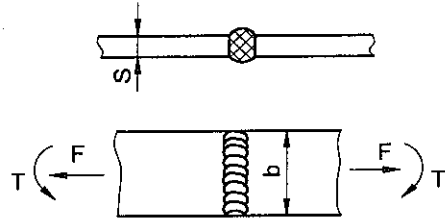
Kiểu ghép	$q = pD/2$ N/mm	d đường kính đinh, mm	Bước đinh t, mm	$\varphi = \frac{t-d}{t}$	[ξ] MPa
Ghép chồng 1 dây đinh	Dưới 500	s + 8	2d + 8	0,6	600 ÷ 700
Ghép chồng 2 dây đinh	350 ÷ 950	s + 8	2,6d + 15	0,7	600 ÷ 650
Ghép chồng 3 dây đinh	450 ÷ 1350	s + (6 + 8)	3d + 22	0,75	550 ÷ 600
Ghép giáp mối 2 đệm, 2 dây	450 ÷ 1350	s + (5 + 8)	3,5d + 15	0,75	450 ÷ 575
Ghép giáp mối 2 đệm, 3 dây	450 ÷ 1350	s + 5	6d + 20	0,85	450 ÷ 550



8.1.5. Tính mối hàn

a) Tính mối hàn giáp (hình 8.7)

Mối hàn giáp hay bị phá hỏng tại các tiết diện ngay cạnh mối ghép, nơi cơ tính vật liệu bị quá trình đốt nóng khi hàn ảnh hưởng, nên tính toán mối hàn giáp thường tính như tấm nguyên và chỉ lấy ứng suất cho phép theo trị số của mối hàn (giảm đi so với vật liệu của tấm hàn).



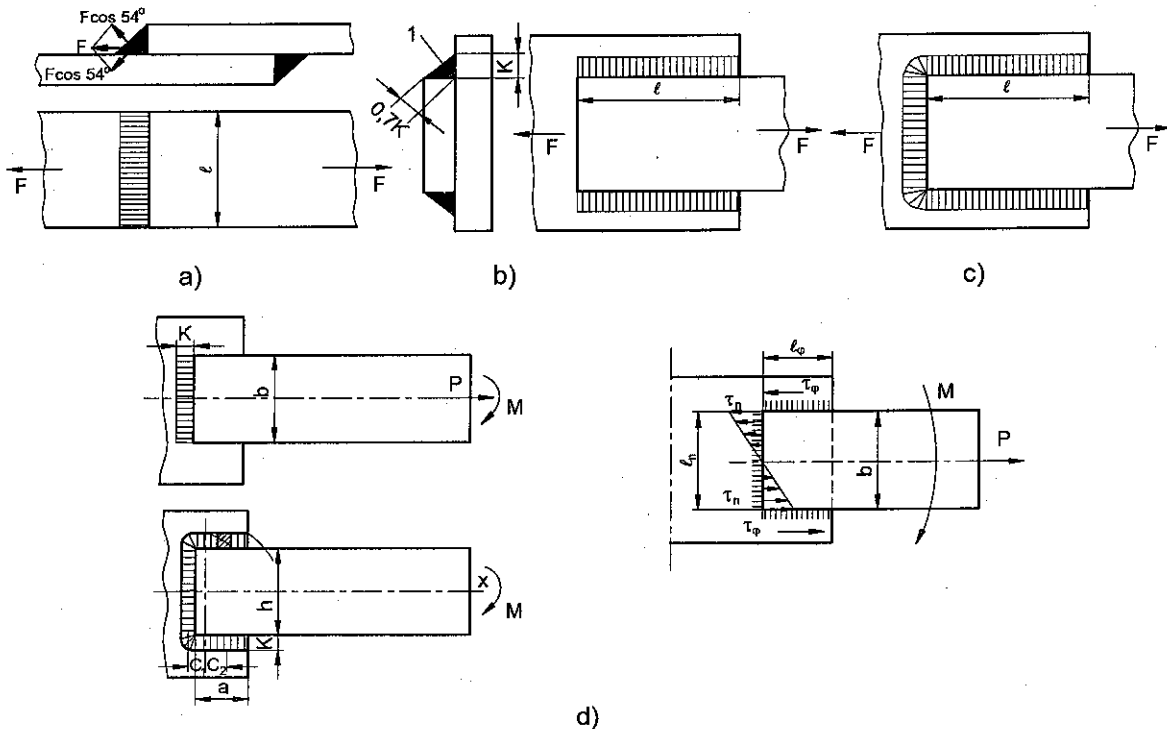
Hình 8.7

Ví dụ: Trường hợp tấm hàn giáp chịu tải tổng hợp cả lực kéo và mômen uốn, ứng suất lớn nhất phải đảm bảo điều kiện bên:

$$\sigma = \frac{F}{b.s} + \frac{6T}{b.s^2} < [\sigma]'$$

$[\sigma]'$ – ứng suất cho phép của mối hàn

b) Tính mối hàn chông (hình 8.8)



Hình 8.8. Mối hàn chông

Dưới tác dụng của tải trọng mối hàn chông thường bị phá hỏng tại tiết diện phân giác góc vuông. Khả năng tải phụ thuộc vào độ lớn tiết diện phá hỏng.

Phương pháp tính toán sức bền mối hàn chông là tính toán quy ước theo độ bền cắt.

– Trường hợp mối hàn chịu lực nằm trong mặt phẳng tấm ghép

+ Với hàn ngang (hình 8.8a), lực có chiều vuông góc với đường hàn.



- + Với hàn dọc (hình 8.8b), lực có chiều song song với đường hàn.
 - + Với hàn hỗn hợp có đường hàn tổng hợp 2 trường hợp trên (hình 8.8c).
- Cách tính độ bền không thay đổi.

$$\tau = \frac{F}{0,7k.L} \leq [\tau]'$$

Trong công thức này : L là tổng chiều dài của đường hàn, k là kích thước cạnh hàn, $[\tau]'$ là ứng suất cho phép của mối hàn.

– Trường hợp chịu mômen :

$$\tau = M/W_c \leq [\tau]';$$

Trong đó: W_c là mômen cản của tiết diện phá hỏng (tiết diện phân giác góc vuông), tương ứng ba loại đường hàn của các trường hợp chịu lực nói trên (hình 8.8d).

$$a) W_c = \frac{0,7k\ell^2}{6}; \quad b) W_c = b \cdot 0,7k \cdot \ell_d; \quad c) W_c = \frac{0,7k\ell^2}{6} + b \cdot 0,7k \cdot \ell_d;$$

– Khi chịu cả lực và mômen

Tính toán thực hiện bằng cách cộng tác dụng của cả hai trường hợp trên $\tau = \tau_{do F} + \tau_{do M}$

c) Tính mối hàn góc

– Nguyên tắc tính

Nếu hàn theo kiểu hàn chồng sẽ tính như mối hàn chồng, nếu hàn theo kiểu chữ K sẽ tính như mối hàn giáp.

Ví dụ: Chi tiết chịu tải như hình 8.9a:

$$\text{Kiểu hàn chồng: } \tau = \frac{E}{0,7k.L} + \frac{6M}{0,7k.L^2} \leq [\tau]';$$

$$\text{Kiểu chữ K: } \sigma = \frac{E}{s.L} + \frac{6M}{s.L^2} \leq [\sigma]'$$

Trong đó: k là đường kính cạnh hàn; s là chiều dày tấm hàn.

Mối hàn ống tròn chịu uốn và xoắn (hình 8.9b)

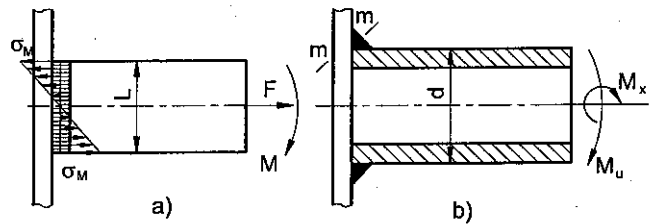
Mặt cắt chịu tải coi như hình vành khăn đường kính trong d và đường kính ngoài. $D = d + 1,4k$. Với sự chênh lệch D và d khá nhỏ nên có thể sử dụng các công thức gần đúng để tính toán. Mômen uốn M_u sẽ gây ứng suất τ_u nằm trong mặt phẳng qua trục của ống.

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_u}; \quad \text{với } W_u = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} \approx \pi \cdot d^2 \cdot 0,7k/4$$

Mômen xoắn M_x sẽ gây ứng suất τ_x nằm tiếp tuyến với hình trụ của ống (vuông góc với τ_u).

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_x} \approx \frac{2M_x}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2}$$

Ứng suất cắt tổng τ phải đảm bảo điều kiện: $\tau = \sqrt{\tau_u^2 + \tau_x^2} \leq [\tau]'$.



Hình 8.9

8.1.6. Vật liệu và ứng suất cho phép

Để chất lượng mối hàn đảm bảo, cần chọn vật liệu thích hợp tương ứng với thiết bị hàn, vật liệu chi tiết hàn, phương pháp hàn. Trình độ kỹ thuật hàn đóng vai trò rất quyết định đến chất lượng mối hàn. Xu hướng hiện nay khi sản xuất hàng loạt là phương pháp hàn tự động, với phương tiện hiện đại, chuẩn bị kỹ thuật đầy đủ, đảm bảo được chất lượng hay được dùng.

Khi hàn thép nên dùng vật liệu hàn là thép ít cacbon, dùng thép hàm lượng cacbon cao làm chất lượng mối hàn thấp, phải có kỹ thuật xử lý nhiệt thật tốt.

BẢNG 8.3. ỨNG SUẤT CHO PHÉP CỦA MỐI HÀN

Phương pháp hàn	Ứng suất cho phép của mối hàn		
	Kéo	Nén	Cắt
Hàn hồ quang bằng tay, que hàn E41 và E50, hàn hơi	$0,9[\sigma]_k$	$[\sigma]_k$	$0,6[\sigma]_k$
Hàn hồ quang tự động đối lớp thuốc hàn, hàn bằng tay dùng que hàn E42A và E50A. Hàn tiếp xúc giáp mối.	$[\sigma]_k$	$[\sigma]_k$	$0,65[\sigma]_k$
Hàn tiếp xúc điểm	—	—	$0,6[\sigma]_k$
<i>$[\sigma]_k$ là ứng suất kéo cho phép của vật liệu chi tiết được hàn khi chịu tải tĩnh. Hệ số an toàn của các kết cấu kim loại $s = 1,2 \div 1,5$.</i>			

Khi tải trọng tĩnh, có thể lấy ứng suất cho phép theo bảng 8.3, nếu tải trọng thay đổi cần nhân trị số trong bảng với hệ số :

$$\gamma = \frac{1}{0,6K_t \pm 0,3 - (0,6K_t \mp 0,3)r}; \text{ trong đó } r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$$

(Dấu trên dùng cho trường hợp ứng suất kéo, dấu dưới dùng cho trường hợp ứng suất nén).

K_t là hệ số tập trung ứng suất thực tế, mối hàn hồ quang có thể tra bảng 8.4.

BẢNG 8.4. HỆ SỐ TẬP TRUNG ỨNG SUẤT THỰC TẾ CỦA MỐI HÀN HỒ QUANG

Yếu tố tính	K_t	
	Thép ít cacbon	Thép ít hợp kim
Tiết máy hàn giáp	1,5	1,9
Tiết máy hàn ngang	2,7	3,3
Tiết máy hàn dọc	3,5	4,5
Mối hàn thấu giáp mối	1,2	1,4
Mối hàn ngang	2,0	2,5
Mối hàn dọc	3,5	4,5
Mối hàn hỗn hợp	2,5	3,5

8.2. GHÉP BẰNG ĐỘ DÔI VÀ THEN (MỐI GHÉP TRÊN TRỤC)

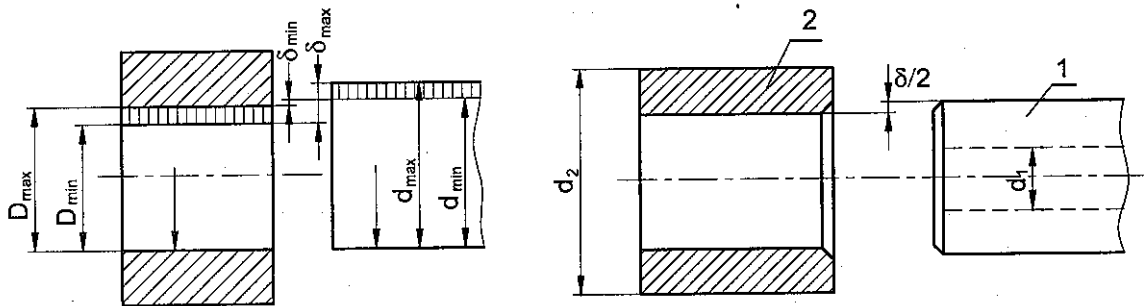
8.2.1. Giới thiệu và cấu tạo

Ghép bằng độ dôi và then có ứng dụng phổ biến trong máy, cơ cấu, công cụ và kết cấu lắp ghép khác, thường dùng để ghép các chi tiết trên trục.

a) Ghép bằng độ dôi

Ghép bằng độ dôi là loại mối ghép trên trục rất thông dụng, thường dùng là loại mối ghép trực tiếp có độ dôi δ (hiệu số kích thước thực của trục và lỗ $\delta = d_r - d_l$)

Ngoài ghép độ dôi trực tiếp, còn có thể dùng loại mối ghép gián tiếp (thông qua chi tiết trung gian) dùng vòng néo và thanh néo (xem phần bố túc BT3), hiện nay ít dùng.



Hình 8.10

Theo định nghĩa trong dung sai lắp ghép trên cơ sở đường kính lắp danh nghĩa của trục và lỗ phải bằng nhau, nhưng sai lệch cho phép lại khác nhau. Để có độ dôi đường kính trục phải lớn hơn đường kính lỗ.

Độ dôi lớn nhất $\delta_{max} = d_{max} - D_{min}$; Độ dôi nhỏ nhất $\delta_{min} = d_{min} - D_{max}$ (hình 8.10);

Để có thể lắp chúng với nhau phải dùng các phương pháp lắp sau:*)

- Phương pháp ép: phải dùng búa, máy ép tạo lực ép dọc chiều trục.
- Phương pháp nung nóng: tăng nhiệt độ làm đường kính chi tiết lỗ lớn lên, ghép trục vào sau làm nguội trở về kích thước cũ phát sinh độ dôi, lỗ và trục ghép chặt với nhau. Cách lắp này cần chú ý tới giới hạn nhiệt độ nung, không được làm hỏng vật liệu, kích thước lỗ.

- Phương pháp làm lạnh chi tiết trục : làm giảm nhiệt độ trục cho chúng co lại, thường phải dùng các chất có tác dụng hạ nhiệt thật nhiều như tuyết CO₂, không khí lỏng. Đòi hỏi thiết bị làm lạnh phức tạp và tốn kém.**)

Sau khi lắp, trên bề mặt tiếp xúc của trục và lỗ xuất hiện áp suất lớn tạo ma sát chống lại sự xoay tương đối quanh đường tâm hoặc trượt dọc trục do mômen xoắn hoặc lực dọc gây ra.

*) Để thực hiện lắp ghép theo các phương pháp này cần tính nhiệt độ nung nóng, làm lạnh hoặc lực ép cần thiết để chọn thiết bị ép, có thể xem trong PL2.

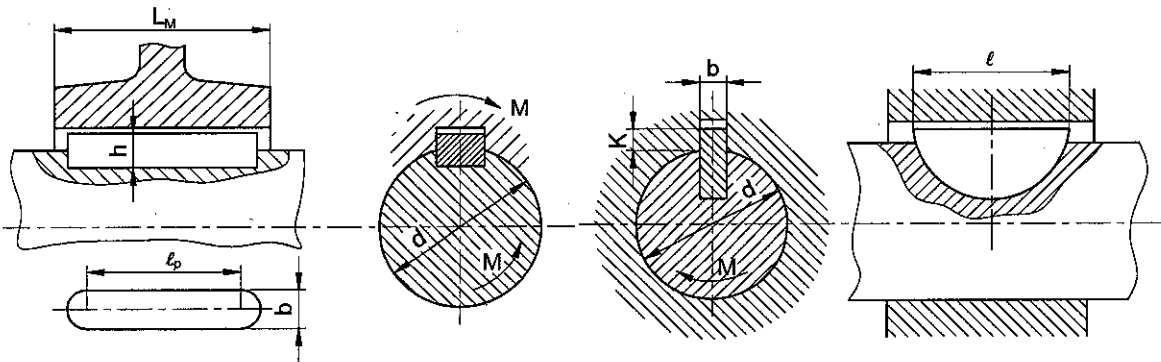
**) Tính nhiệt độ và lực ép cần thiết : theo công thức dẫn nở vì nhiệt, theo áp suất do độ dôi sinh ra rồi suy ra tổng lực ma sát trên toàn bộ diện tích mối ghép, xem trong PL2.

b) Ghép bằng then

Để cố định tương đối giữa trục và lỗ thường dùng then, then là chi tiết có dạng thanh, tiết diện ngang có dạng hình chữ nhật (xem hình 8.11).

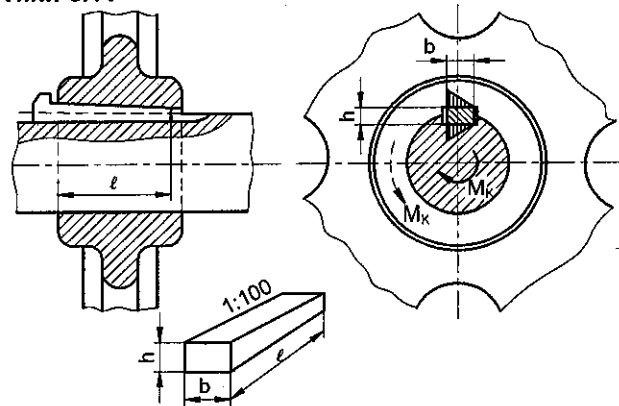
Thường sử dụng then bằng, then bán nguyệt, then dẫn hướng là các loại then ghép lỏng. Chúng cố định, không cho trục, lỗ xoay tương đối với nhau.

Then bằng (và các loại then ghép lỏng) truyền lực bằng hai mặt bên, chúng có khe hở mặt đáy với trục và may ơ lỗ, lắp chặt theo chiều rộng b với rãnh then của cả trục và lỗ. Kích thước tiết diện b và h được chọn theo tiêu chuẩn, tùy thuộc đường kính trục d . Chiều dài l chọn theo l_m , chiều dài may ơ.



Hình 8.11

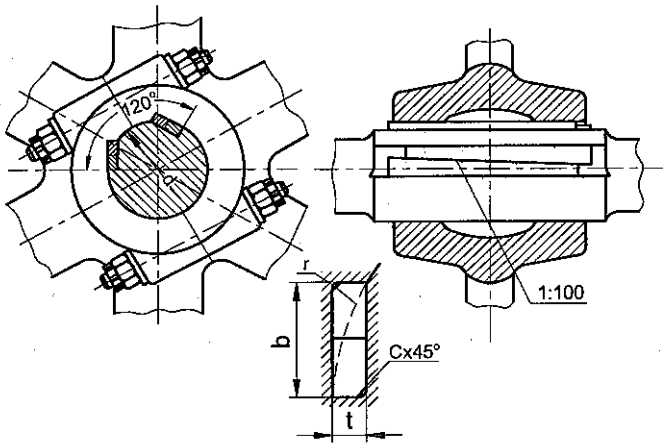
Các loại then vát, then ma sát, then tiếp tuyến là then ghép căng (khi chưa chịu tải đã có áp lực rất lớn do được chêm chặt dọc theo chiều trục) chúng còn cho phép chịu lực dọc trục (cố định chiều trục) nhờ ma sát lớn tại mặt đáy giữa then với trục và may ơ chi tiết. Mặt đáy hai phía của then vát không song song mà có độ dốc (thường khoảng 1/100) (hình 8.12).



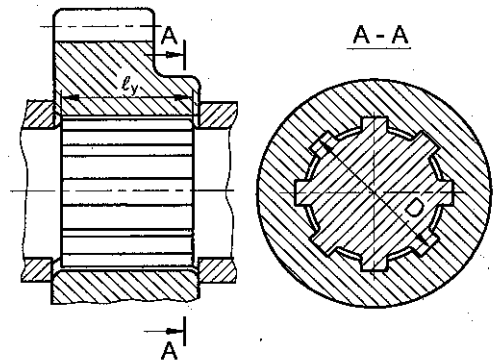
Hình 8.12

Hiện nay, then vát, then ma sát ít dùng vì chúng gây lệch tâm tạo rung động lớn cho trục. Then tiếp tuyến hay dùng trong chế tạo máy hạng nặng vì những chi tiết rất lớn, việc lắp chặt các chi tiết rất khó, dùng then tiếp tuyến sẽ tạo điều kiện lắp đơn giản hơn. Cần chú ý khi truyền mômen xoắn 2 chiều cần phải tạo 2 chiều tiếp tuyến ngược nhau và lệch 120° (hình 8.13).

Hiện nay, trong các máy chịu tải nặng, máy công cụ, ô tô, máy kéo rất hay dùng then hoa (hình 8.14), là mối ghép nhiều then liền trục xếp đặt như cánh hoa.



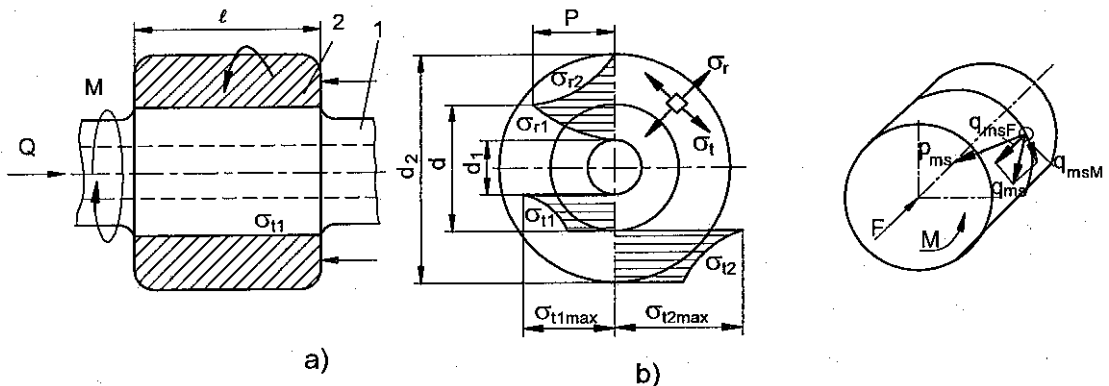
Hình 8.13



Hình 8.14

Then hoa thường có 3 dạng thường dùng là then chữ nhật, then thân khai và then tam giác (xem hình 8.14).

8.2.2. Tính mối ghép độ dôi



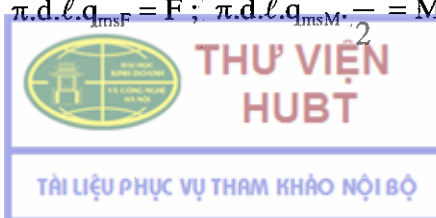
Hình 8.15

Khả năng tải của mối ghép chủ yếu là nhờ độ dôi giữa trục và chi tiết lỗ. Sau khi lắp, phát sinh áp suất trên bề mặt tiếp xúc và vì vậy chính lực ma sát do áp suất sinh ra cản lại tác dụng của tải trọng ngoài có xu hướng gây nên sự chuyển động tương đối giữa trục và lỗ vì thế tính toán trước hết là xác định áp suất cần thiết do độ dôi sinh ra.

a) Áp suất cần thiết

Khi chịu lực dọc trục và mômen xoắn trên mỗi đơn vị diện tích của bề mặt ghép phát sinh lực ma sát q_{msF} và q_{msM} (vuông góc với nhau) (hình 8.15) trong đó theo điều kiện cân bằng cơ học.

$$\pi \cdot d \cdot l \cdot q_{msF} = F; \quad \pi \cdot d \cdot l \cdot q_{msM} \cdot \frac{d}{2} = M;$$



Rút ra: $q_{msF} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot l}$; $q_{msM} = \frac{2M}{\pi \cdot d^2 \cdot l}$;

$$q_{ms\Sigma} = \sqrt{q_{msF}^2 + q_{msM}^2} \text{ vậy } f.p = \sqrt{\left(\frac{F}{\pi \cdot d \cdot l}\right)^2 + \left(\frac{2M}{\pi \cdot d^2 \cdot l}\right)^2}$$

Kết quả áp suất cần thiết p tính theo công thức:

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l}$$

b) Độ dôi cần thiết

Để tạo nên áp suất cần thiết trên phải chế tạo trục và lỗ có độ dôi cần thiết :

$$\delta = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right); \text{ (công thức La Mê)}$$

Trong đó, các hệ số: $C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$; $C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$;

E_1, E_2, μ_1, μ_2 môđun đàn hồi và hệ số Poát-xông của vật liệu trục và lỗ.

c) Chọn kiểu lắp

Độ dôi kiểu lắp δ_{k1} cần đảm bảo $\delta_{k1} \geq \delta$.

Sản xuất hàng loạt nên chọn δ_{k1} là trị số độ dôi xác suất trung bình.

Mặc dầu những tính toán trên đảm bảo được khả năng tải của mối ghép nhưng vẫn còn nguy cơ do độ dôi yêu cầu quá lớn khi lắp trục và lỗ có thể bị vỡ, biến dạng dẻo, hoặc lượng biến dạng sau khi lắp gây những hậu quả nghiêm trọng khác, vì thế rất cần kiểm nghiệm lại sức bền và biến dạng do áp suất gây ra.

d) Nghiệm sức bền và biến dạng

– Điều kiện bền:

+ Đối với chi tiết lỗ: $p \leq \sigma_{ch2} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2}$;

+ Đối với chi tiết trục: $p \leq \sigma_{ch1} \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2}$



– Điều kiện biến dạng

$$\text{Lượng giảm đường kính trong của trục } \Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]}$$

$$\text{Lượng tăng đường kính ngoài của lỗ } \Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2 \left[\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right]}$$

8.2.3. Chọn và tính then, then hoa (hình 8.16)

Kích thước mối ghép chọn theo tiêu chuẩn và kết cấu sau đó nghiệm lại sức bền then.

a) Then bằng và then bán nguyệt

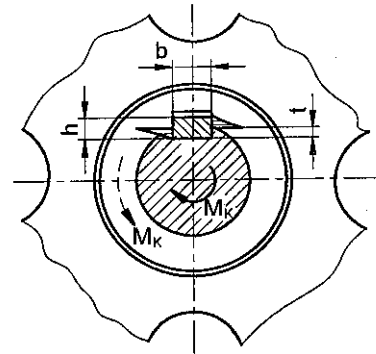
Kích thước b, h chọn theo d (tra bảng 8.6)

Chiều dài then chọn theo công thức :

$$l = (0,8 - 0,9) \cdot l_m$$

Nghiệm sức bền vì then bị cắt $\tau_c = \frac{2M}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_c]$;

Bề mặt tiếp xúc then và chi tiết, trục bị dập.



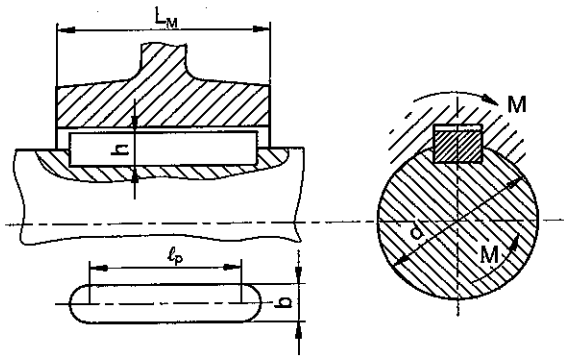
Hình 8.16

$$\sigma_d = \frac{2M}{d \cdot t_1 \cdot l_1} \leq [\sigma_d]; \quad [\sigma_d] \text{ tra theo bảng 8.5.}$$

BẢNG 8.5. ỨNG SUẤT DẬP, ỨNG SUẤT CẮT CHO PHÉP

Ứng suất dập cho phép	Ứng suất cắt cho phép
$[\sigma_d] = \sigma_{ch} / s$; σ_{ch} – giới hạn chảy nhỏ nhất của vật liệu các tiết máy ghép s – hệ số an toàn lấy trong khoảng 1,25 ÷ 1,5 tùy mức độ chính xác của việc xác định tải trọng. Với then bằng thép 45: $[\sigma_d] = 60 \div 70\text{MPa}$	$[\tau_c] = 120\text{MPa}$ khi tải trọng tĩnh $[\tau_c] = 50 \div 90\text{MPa}$ khi tải trọng va đập

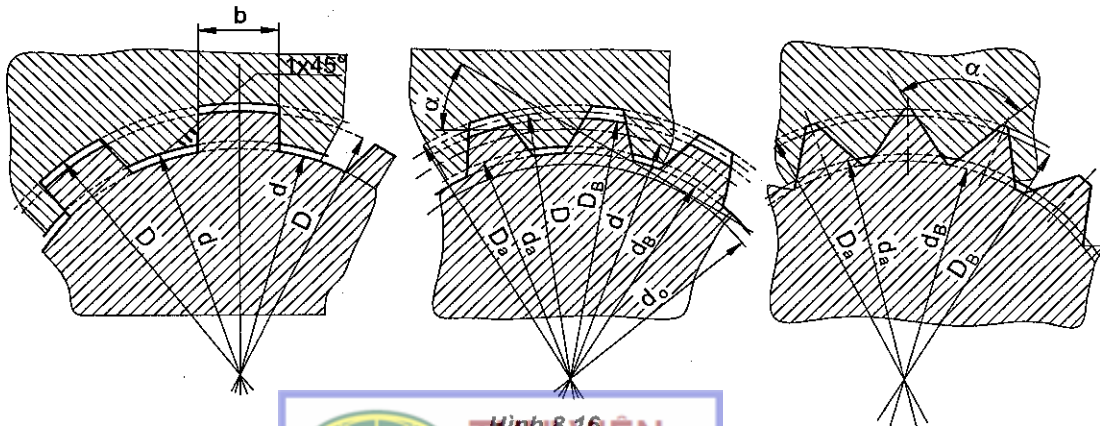
BẢNG 8.6. TIÊU CHUẨN THEN BẰNG



Đường kính trục d, mm	Kích thước tiết diện, mm		Chiều sâu rãnh then, mm		Bán kính góc lượn rãnh r, mm	
	b	h	trên trục, t ₁	trên lỗ, t ₂	nhỏ nhất	lớn nhất
6-8	2	2	1,2	1	0,08	0,16
> 6... 10	3	3	1,8	1,4		
> 10... 12	4	4	2,5	1,8		
> 12... 17	5	5	3	2,3	0,16	0,4
> 17... 22	6	6	3,5	2,8		
> 22... 30	8	7	4	2,8		
> 30... 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
> 38... 44	12	8	5	3,3		
> 44... 50	14	9	5,5	3,8		
> 50... 58	16	10	6	4,3		
> 58... 65	18	11	7	4,4		
> 65... 75	20	12	7,5	4,9		
> 75... 85	22	14	9	5,4	0,4	0,6
> 85... 95	25	14	9	5,4		
> 95... 100	28	16	10	6,4		
> 110... 130	32	18	11	7,4	0,4	0,6
.....						

Chú thích : Chiều dài then bằng chọn theo dãy số sau : 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

b) Then hoa



Hình 8.16

THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Mối ghép then hoa có sức bền cao hơn rất nhiều so với mối ghép then thường, cho phép các chi tiết trượt dọc trục dễ dàng, dùng rất tốt cho hộp số điều chỉnh tốc độ bằng nhiều cặp bánh răng.

Nghiệm sức bền đập cho mối ghép then hoa : $\sigma_d = \frac{2M}{Z \cdot d_b \cdot \psi \cdot \ell \cdot h} \leq [\sigma_d]$.

– Với then chữ nhật (hình 8.16a): Chiều cao tiếp xúc $h = \frac{D_b - d_a}{2 - 2f}$

Trong đó : f – lượng vát đỉnh răng.

D_b – đường kính ngoài của trục.

d_a – đường kính trong của lỗ.

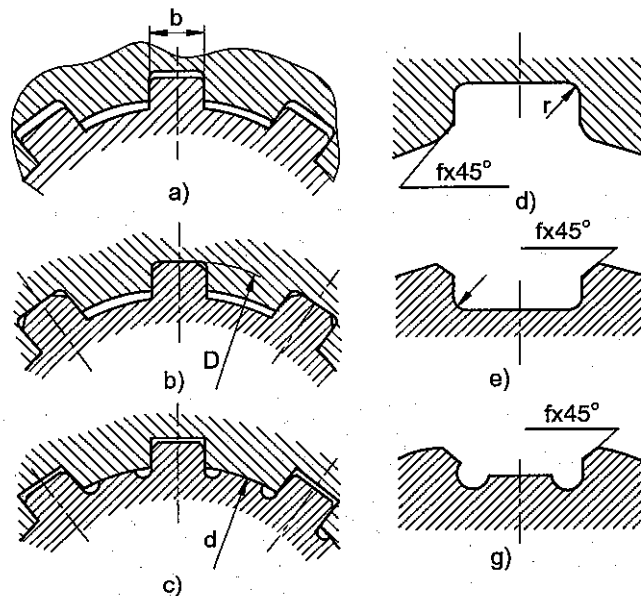
Đường kính trung bình $d_{tb} = \frac{D_b + d_a}{2}$;

– Với then hoa thân khai (hình 8.16b): $d_{tb} = m \cdot Z$; $h = 0,8m$;

– Với then hoa tam giác (hình 8.16c): $d_{tb} = m \cdot Z$; $h = \frac{D_b - d_a}{2}$.

ψ là hệ số phân bố không đều của lực trên các then $\psi = 0,8 \div 0,9$;

Z – số răng then hoa; M – mômen xoắn trên trục; ℓ – chiều dài tiếp xúc.



Hình 8.17. Các phương pháp định tâm

Chọn phương pháp định tâm (hình 8.17) theo công nghệ

Có 3 phương pháp định tâm :

- Theo đường kính ngoài D : thuận lợi cho trục.
- Theo đường kính trong d : thuận lợi cho lỗ.
- Theo chiều rộng then b : phân bố lực đều hơn trên các răng nhưng độ đồng tâm kém hơn 2 phương pháp trên.

8.3. GHÉP BẰNG REN

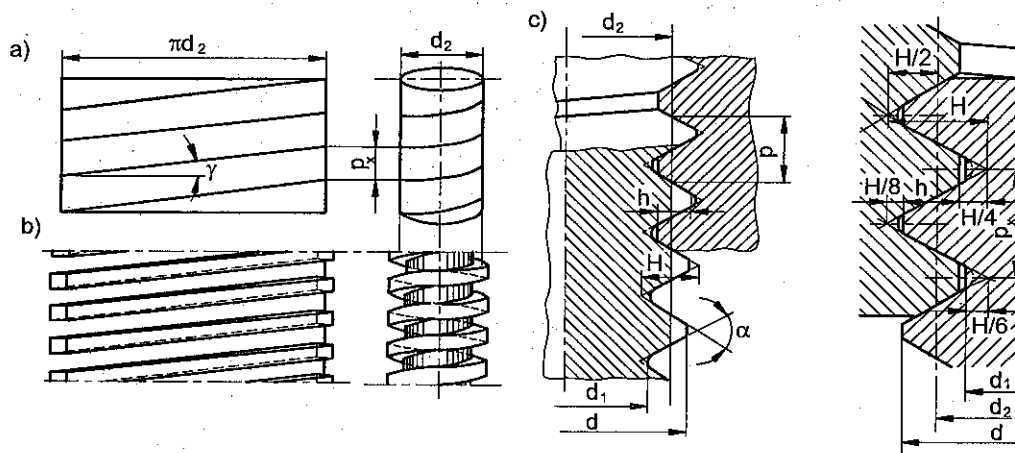
8.3.1. Khái niệm

Ghép bằng ren là loại mối ghép sử dụng chi tiết có ren ngoài (trục ren) và chi tiết có lỗ ren xoay tương đối với nhau tạo nên chuyển động ép dọc trục quay để ghép chặt các chi tiết, bộ phận với nhau. Lúc này các ren trong và ngoài phải khớp với nhau. Mối ghép này cho phép tháo lắp dễ dàng và là loại mối ghép dùng nhiều nhất trong máy, cơ cấu và các bộ phận của hệ thống thiết bị trong công nghiệp và sinh hoạt hiện nay.

Ghép bằng ren có cấu tạo khá đơn giản, dễ chế tạo, sử dụng vô cùng rộng rãi, giá thành rẻ, các dụng cụ cắt ren (bàn ren, ta rô...) rất phổ biến.

Nhược điểm chủ yếu của mối ghép là tại chân ren có sự tập trung ứng suất lớn, độ bền vì thế kém đi nhiều.

Ren được tạo thành trên cơ sở đường xoắn ốc hình trụ hoặc hình côn. Cho một hình phẳng (hình tam giác, hình thang, vuông,...) có một cạnh trùng với đường sinh của hình trụ (côn) chạy tựa trên đường xoắn ốc, sao cho mặt phẳng chứa hình phẳng luôn đi qua trục quay của hình trụ đã cho. Hình phẳng sẽ tạo trong không gian một hình ren, cạnh của hình phẳng sẽ tạo nên mặt xoắn ốc, đó là những bề mặt ren (hình 8.18).



Hình 8.18. Sự tạo thành ren

Ren tạo nên trên cơ sở nhiều đường xoắn ốc gọi là ren nhiều đầu mối. Ren lắp ghép hay dùng là ren một đầu mối.

Các thông số hình học chính của ren tam giác :

d : đường kính của hình trụ bao đỉnh ren ngoài, đồng thời là đường kính danh nghĩa của ren.

d_1 : đường kính bao chân ren phía trong

d_2 : đường kính trung bình, chia đôi tiết diện ren sao cho chiều dày ren bằng chiều rộng rãnh. Đường kính này là đường kính hình trụ chứa đường xoắn ốc tạo thành ren. Gần đúng có thể viết:

$$d_2 \approx \frac{d + d_1}{2}$$

P : bước ren, được quy định theo tiêu chuẩn, là khoảng cách giữa 2 điểm tương ứng của 2 ren kề nhau dọc theo chiều trục.

h : chiều cao làm việc của tiết diện ren.

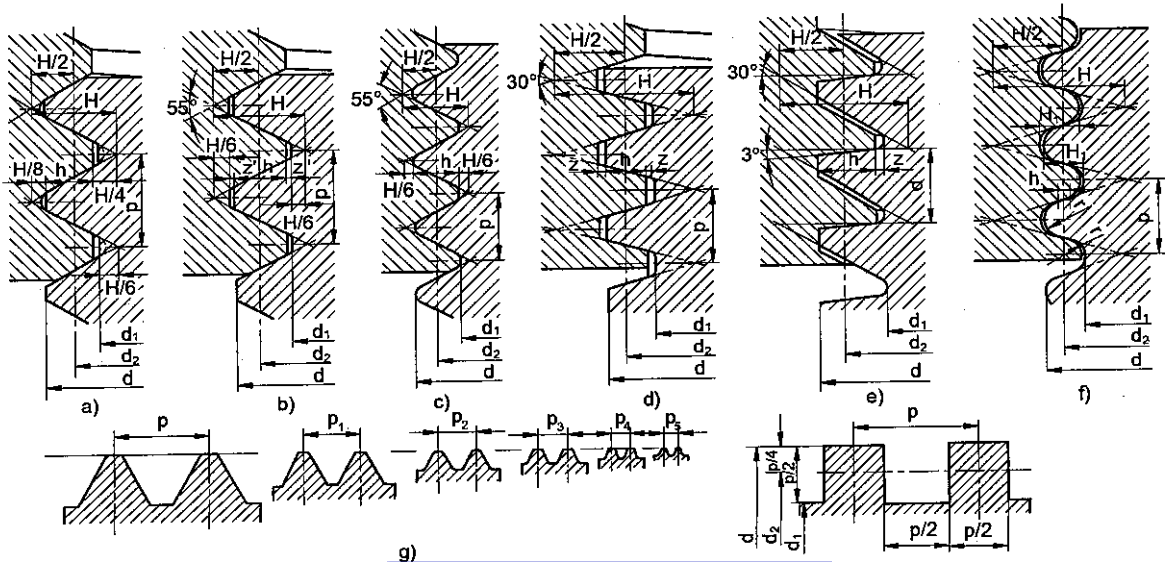
P_x : bước xoắn của đường xoắn ốc. Thường là bội số của bước ren

$$P_x = n \cdot P, \text{ trong đó } n \text{ là số đầu mối ren}$$

γ : góc nâng của ren, là góc tạo thành giữa tiếp tuyến của đường xoắn ốc với mặt phẳng vuông góc với trục của hình trụ trung bình.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_x'}{\pi d_2} = \frac{nP}{\pi d_2} \quad (8.1)$$

α : góc tiết diện ren.



Phân loại ren

- Theo công dụng có 2 loại : ren lắp ghép và ren truyền động.
- Theo hình dạng tiết diện người ta phân biệt ren tam giác, ren hình thang, ren tròn, ren vuông, ren hình răng cưa,...
- Theo hệ tiêu chuẩn có ren hệ mét dùng đơn vị đo quốc tế (hệ mét), với ren tam giác có góc tiết diện $\alpha = 60^\circ$, quy định bước P, trong khi ren hệ Anh dùng đơn vị đo của Anh, góc tiết diện ren $\alpha = 55^\circ$, quy định số vòng ren trên một đơn vị đo chiều dài của Anh.

Ren bước lớn và ren bước nhỏ : theo tiêu chuẩn của ren hệ mét, ren bước lớn quy định với mỗi đường kính chỉ có một bước ren, còn ren bước nhỏ tương ứng với mỗi đường kính có 2 hoặc 3 bước nhỏ hơn.

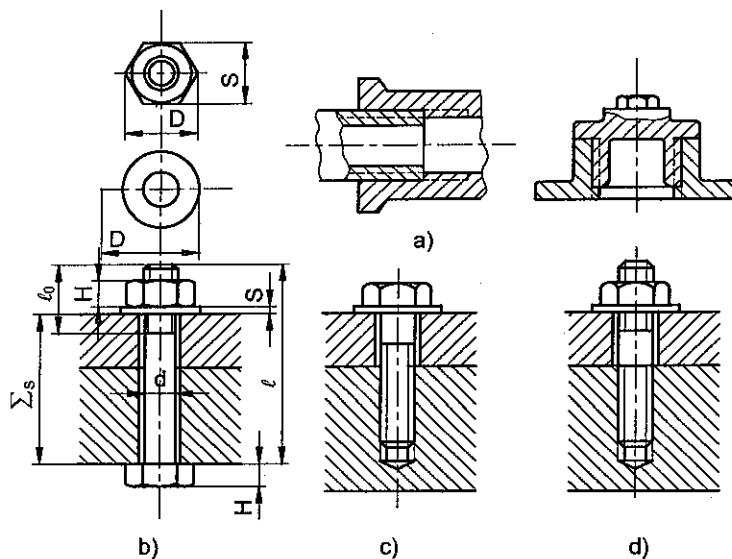
Cần chú ý rằng ren bước nhỏ tuy có ren nhỏ hơn nhiều so với ren bước lớn nhưng có đường kính chân ren d_1 lớn hơn, góc nâng ren γ giảm nên tăng khả năng chịu kéo và khả năng chống lỏng (tự hãm).

Ren ống để nối các ống với nhau, có thể dùng ren hình trụ nhưng hay dùng ren hình côn đảm bảo kín tốt hơn. Ren vít đầu nhọn bắt gỗ tự tạo lỗ ren khi ghép cũng là một loại ren côn.

8.3.2. Các kiểu mối ghép ren và cấu tạo

a) Các kiểu mối ghép ren

Thông thường có 3 kiểu mối ghép ren là mối ghép bulông, vít, vít cấy. Kết cấu, cấu tạo các mối ghép ren (xem hình 8.20).



Hình 8.20

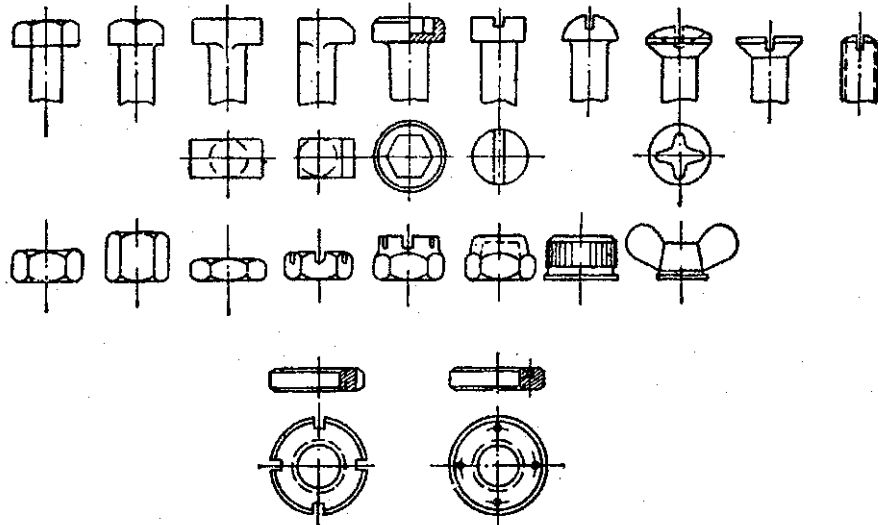
Mối ghép bulông (hình 8.20b) hay dùng để ghép 2 hoặc nhiều tiết máy lại với nhau, bulông là một thanh một đầu có ren ngoài (trục ren), đầu kia thường có mũ có nhiều kiểu hình dạng khác nhau (dạng điển hình hay dùng là đầu 6 cạnh), tùy theo dụng cụ vận chặt, nó xuyên qua lỗ các chi tiết, đầu có ren vận đai ốc, khi vận chặt đầu bulông và đai ốc sẽ ép, ghép chặt các chi tiết với nhau.

Mối ghép vít (hình 8.20c) là thanh có hình dạng, cấu tạo giống bulông, nhưng đầu có ren không vặn chặt với đai ốc mà vặn chặt vào với lỗ ren của chi tiết cần ghép để ghép chặt chi tiết ấy với chi tiết khác. Kiểu ghép này dùng khi chi tiết cần ghép rất dày, không tiện khoan lỗ xuyên qua, mối ghép sẽ không có đai ốc chiếm thêm không gian mối ghép.

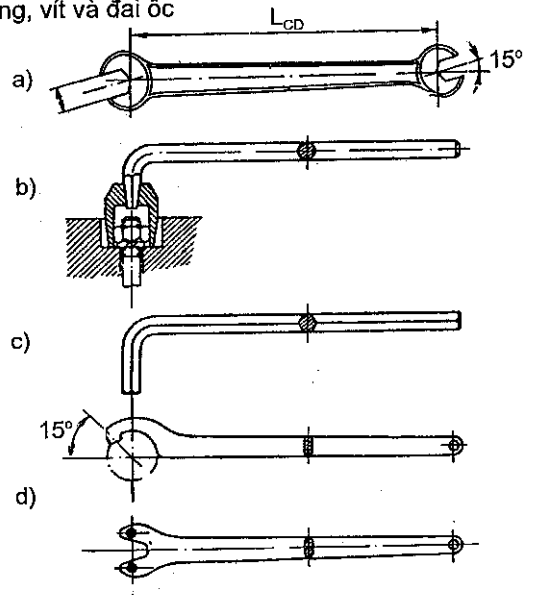
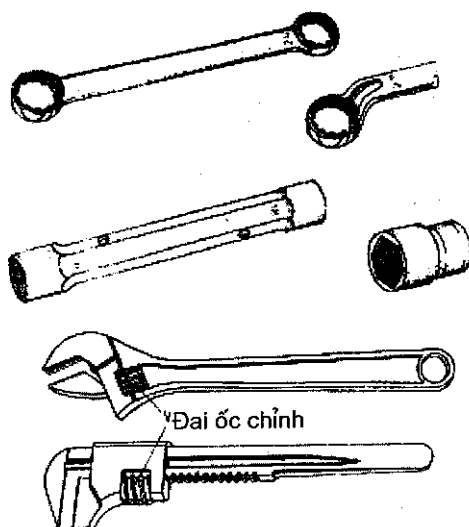
Mối ghép vít cấy (xem hình 8.20d) lại dùng chi tiết có ren ngoài cả 2 đầu là vít cấy (trục có ren 2 đầu), một đầu ren vặn vào lỗ ren chi tiết cần ghép, đầu ren kia vặn vào đai ốc để khi cần tháo rời các chi tiết chỉ cần tháo đai ốc là chúng có thể rời nhau.

Giữa chi tiết và đai ốc hoặc đầu bulông, vít thường có vòng đệm bảo vệ bề mặt chi tiết. Đơn giản nó chỉ là tấm mỏng có dạng hình vành khăn, đường kính lớn hơn đầu vít, bulông.

Hình dạng đầu bulông, vít, đai ốc có thể có rất nhiều dạng khác nhau tùy theo công dụng, dụng cụ vặn chặt và các ý đồ của người thiết kế, sử dụng (xem các hình 8.21, 8.22).



Hình 8.21. Các dạng đầu bulông, vít và đai ốc



Hình 8.22. Chia vặn bulông, vít

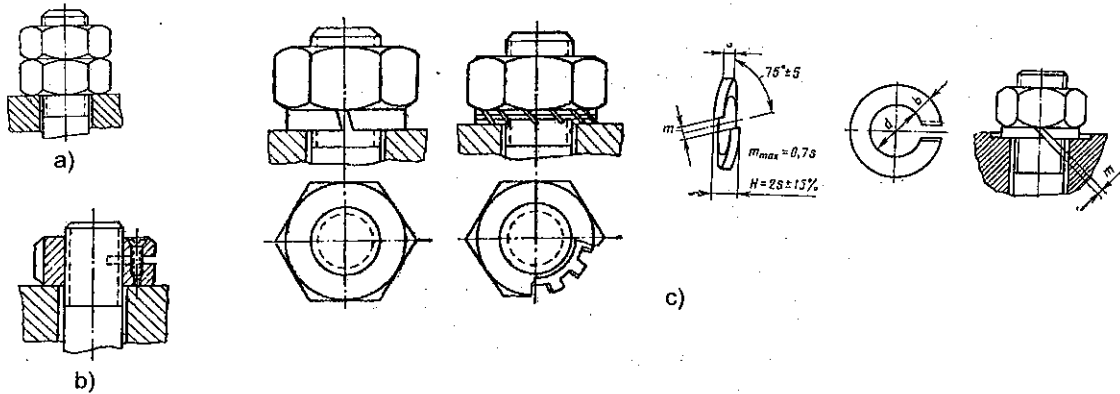


THƯ VIỆN
HUBT

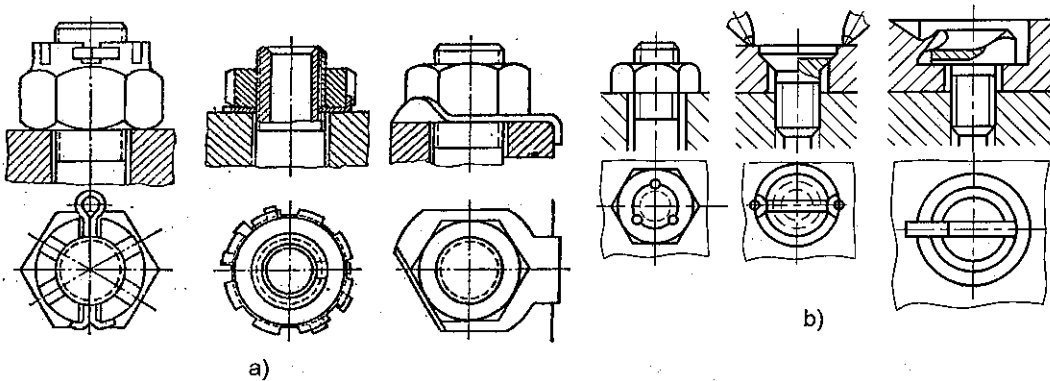
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

8.3.3. Hiện tượng tự lỏng và các kết cấu chống lỏng

Thông thường, ren được tiêu chuẩn, chế tạo đảm bảo tính tự hãm, có nghĩa là lực đẩy, mômen xoay do phản lực do biến dạng đàn hồi khi xiết chặt không làm tuột mối ghép, đó là do góc nâng γ đủ nhỏ (thường nhỏ hơn góc ma sát) nên khiến cho lực ma sát trong ren đủ lớn chống lại được mômen xoay làm lỏng mối ghép. Tuy vậy, khi chịu tải thay đổi, sự rung động hoặc khi nhiệt độ thay đổi làm cho từng khoảng khắc rất nhỏ theo chu kỳ bị mất ma sát nên sau một thời gian nhất định mối ghép ren bị lỏng ra. Đó là hiện tượng tự lỏng (giống như vật nặng đặt trên mặt phẳng nghiêng độ dốc nhỏ, tự hãm nhưng khi rung lại bị tuột dần xuống). Hiện tượng này gây hậu quả có thể rất nghiêm trọng, vì nhiều khi mối ghép ren đóng vai trò quyết định trong việc cố định các chi tiết và bộ phận với nhau. Trong thiết kế sử dụng máy luôn phải dùng các biện pháp, kết cấu chống lỏng. Người ta thường gọi đó là các bộ phận hãm.



Hình 8.23



Hình 8.24

Để chống lỏng thường có 3 biện pháp :

– Tạo ma sát phụ giữa đai ốc hoặc vít với các chi tiết khác. Như dùng hai đai ốc vặn liên tiếp ngăn cản đai ốc chính lỏng ra (hình 8.23a). Cách này đơn giản nhưng công kềm, hiệu quả không cao. Hay dùng nhất là đặt đệm vênh giữa đai ốc hoặc đầu vít với tiết máy ghép (xem hình 8.23c).

- Cố định tương đối giữa trục ren và lỗ ren bằng các tiết máy trung gian. Kết cấu này có rất nhiều dạng vô cùng phong phú, hay dùng chốt chẻ, đệm gập, đệm cánh (xem hình 8.24a).
- Hàn đính hoặc tạo biến dạng dẻo cục bộ (xem hình 8.24b).

8.3.4. Tính toán mối ghép ren

a) Dạng hỏng và phương pháp, chỉ tiêu tính toán

Dạng chịu tải của mối ghép ren rất phong phú nên tính toán mối ghép không đơn giản. Dạng hỏng hay gặp và quan trọng nhất là ren bị đứt tại chân ren, hoặc tại đầu, tán của bulông, vít nơi có tập trung ứng suất lớn. Ngoài ra, bề mặt chịu lực của bulông, vít, của ren có thể bị đập, thân bị cắt, uốn. Thông thường, người ta tính ra đường kính chân ren là nơi yếu nhất, các kích thước khác của ren lấy theo tiêu chuẩn. Trong tiêu chuẩn của ren người ta lấy quan hệ kích thước theo sức bền đều.

- Bulông ghép lỏng chịu lực dọc trục (hình 8.25)

Mối ghép không cần vận chặt, chưa chịu tải bulông, vít không chịu lực, dưới tác dụng của lực F thân bulông chịu kéo.

$$\text{Điều kiện bền là: } \sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (8.2)$$

Với d_1 – đường kính chân ren.

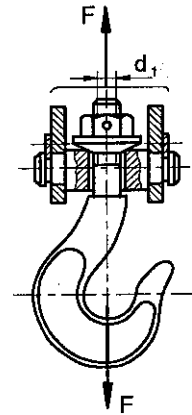
$[\sigma_k]$ – ứng suất kéo cho phép cho theo vật liệu bulông, vít.

Từ đó có được đường kính bulông khi thiết kế :

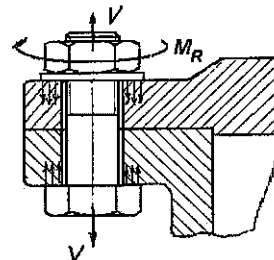
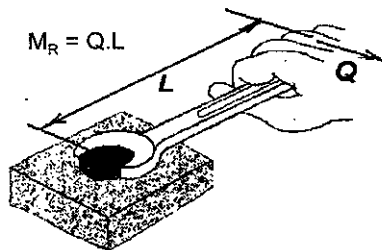
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_k]}} \quad (8.2a)$$

- Mối ghép vận chặt không chịu lực ngoài

Đây là loại mối ghép gặp khá nhiều trong các kết cấu máy, dụng cụ, đồ vật sinh hoạt như các nắp đậy, nút ren, vỏ che,... Tải trọng tác dụng thường không đáng kể, có thể rất ngẫu nhiên hoặc tác dụng trong thời gian rất ngắn. Tuy vậy, nó phải được vận chặt để các chi tiết cần ghép không bị tách ra (hình 8.26). Có trường hợp lại yêu cầu vận chặt, tạo lực xiết rất lớn, phải được kiểm tra kỹ.



Hình 8.25



Hình 8.26

Dưới tác dụng của lực xiết chặt là V , thân bulông, vít chịu ứng suất kéo σ : $\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2}$

Tác dụng của áp lực trên bề mặt ren và ma sát trong ren khi xiết chặt, thân vít, bulông còn chịu mômen xoắn M_R tính theo công thức sau: $M_R = V \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\gamma + \phi') / 2$; (8.3)

Trong công thức: f – hệ số ma sát, d_2 – đường kính trung bình của ren; γ – góc vít của ren; ϕ' – góc ma sát tương đương trong ren.

Như thế thân vít, bulông còn chịu ứng suất cắt do xoắn :

$$\tau = \frac{M_R}{W_x} = \frac{V d_2 \text{tg}(\gamma + \phi') d_2}{\pi d_1^3 / 8} = \frac{8 V d_2 \text{tg}(\gamma + \phi')}{\pi d_1^3}$$

Điều kiện bền sẽ tính theo ứng suất tương đương: $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$

$$= \frac{4V}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 12 \cdot \left[\frac{d_2}{d_1} \text{tg}(\gamma + \phi') \right]^2} = \sigma \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_1} \text{tg}(\gamma + \phi') \right]^2}$$

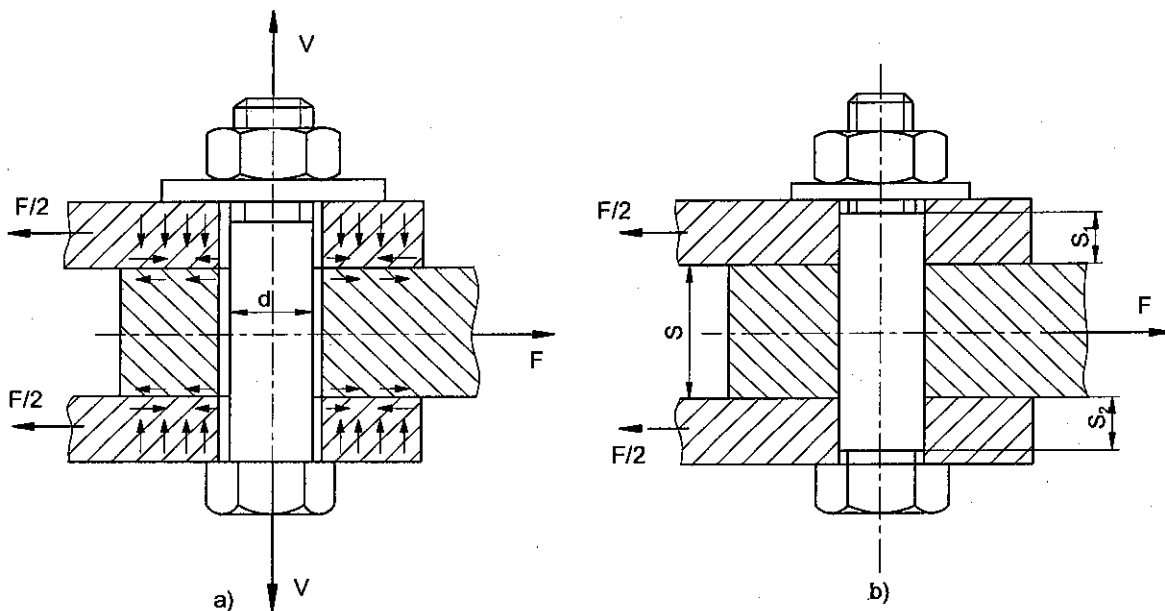
Với ren lắp ghép bình thường ta có $d_2/d_1 \approx 1,12$; $\gamma \approx 2^\circ 30'$; $\text{tg}\phi' \approx 0,2$

Kết quả điều kiện bền là:

$$\sigma_{td} = 1,3\sigma = \frac{1,3V}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma_k] \quad (8.4)$$

Hoặc đường kính cần thiết khi thiết kế: $d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4V}{\pi [\sigma_k]}}$

– Mối ghép chịu lực ngang



Lực tác dụng F nằm trong mặt phẳng tấm ghép, vuông góc với trục bulông, vít. Có 2 trường hợp lắp ghép khác nhau.

+ Mỗi ghép vận chặt lắp có khe hở (hình 8.27a)

Cần xiết chặt bulông với lực vận chặt V đủ lớn, ép chặt các tấm ghép với nhau. Do tác dụng của lực F sẽ sinh ra lực ma sát giữa các tấm ghép chống lại sự trượt giữa các tấm ghép.

Điều kiện chống trượt sẽ là : $i \cdot f \cdot V \leq F$ và vì thế suy ra $V \geq \frac{F}{i \cdot f}$

Trong đó: i – số mặt ma sát; f – hệ số ma sát giữa các tấm ghép. Thông thường $f = 0,15 - 0,2$.

Để cho an toàn lực xiết V cần thiết là: $V = \frac{kF}{i \cdot f}$ (8.5)

Trong đó k là hệ số an toàn, có thể lấy $k = 1,3 - 1,5$;

Lúc này, bulông chịu tải giống như trường hợp trên, vừa chịu kéo, vừa chịu xoắn. Điều kiện bền tương tự :

$$\sigma_{td} = 1,3 \cdot \frac{4V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] ; \text{ trong đó } V \text{ tính theo (8.5)}$$

Số mặt ma sát theo hình chịu tải: $i = 2$.

+ Mỗi ghép lắp có độ dôi (hình 8.27b)

Để chịu tải trọng ngang tốt hơn có thể dùng bulông tinh lắp có độ dôi. Giữa thân bulông và lỗ tấm ghép không có khe hở, dùng kiểu lắp chặt. Lúc này thân bulông, vít chịu tải trực tiếp. Dạng hỏng giống như mối ghép đinh tán, bulông có thể bị cắt và dập. Điều kiện bền:

$$\tau = \tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau] ; \quad (8.6a)$$

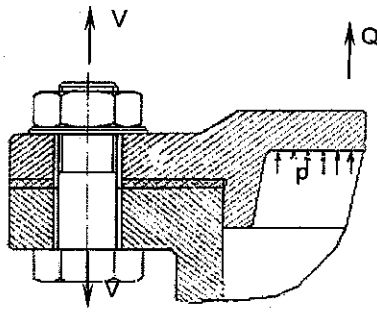
$$\sigma_d = \frac{F}{i \cdot s_1 \cdot d_0} \leq [\sigma_d] ; \quad (8.6b)$$

Trong đó $i = 2$ là số mặt chịu cắt, dập; $[\tau]$ và $[\sigma_d]$ là ứng suất cắt và dập cho phép (xem trong bảng 2).

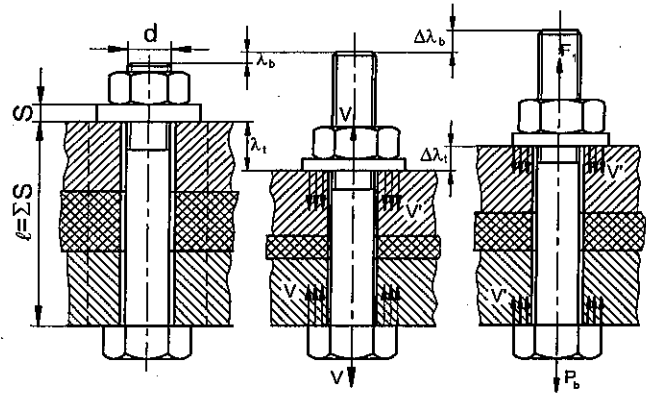
s_1 – chiều cao chịu dập tính toán của tấm ghép và bulông, vít (lấy số nhỏ trong 3 trị số s , $2s_1$, $2s_2$).

– Bulông vận chặt chịu lực dọc trục

Lực tác dụng song song với trục bulông, mặt khác bulông phải được vận chặt để đảm bảo kín hoặc cố định hoàn toàn chắc chắn trước khi chịu tải. Hình 8.28 cho ví dụ chịu tải của bulông ghép nắp một bình hơi vào nồi hơi chịu áp suất lớn, nắp sẽ bị đẩy dọc trục với lực Q .



Hình 8.28



Chưa vận chặt

Vận chặt

Vận chặt + có tải

Hình 8.29

+ Lực tổng F_b tác dụng vào bulông

Trước khi chịu tải, bulông phải được vận chặt với lực V đủ lớn giữ cho bình hơi được kín. Giả sử có Z bulông, khi bắt đầu làm việc mỗi bulông sẽ chịu thêm lực $F_1 = Q/Z$ (hình 8.28).

Cần nhớ rằng, lực vận chặt V là do biến dạng đàn hồi của các tiết máy cân ghép gây ra. Vì thế lúc bulông chịu thêm tải do F_1 làm nó giãn dài thêm $\Delta\lambda_b$, sẽ nói bớt $\Delta\lambda_1$ cho các tiết máy cân ghép (hình 8.29).

Do đó: $\Delta\lambda_b = \Delta\lambda_1$ đây được gọi là điều kiện đồng biến dạng.

Lúc này lực tác dụng lên bulông F_b là tổng của F_1 và lực vận chặt V' đã được nói bớt (với $V' < V$), gọi $\Delta V = V - V'$ ta có:

$$F_b = F_1 + V' = F_1 + V - \Delta V; \quad (1)$$

Lượng giãn dài thêm của bulông $\Delta\lambda_b$ sẽ là tích số của hiệu số lực tác dụng trước và sau khi có áp lực Q là $(F_b - V) = (F_1 - \Delta V)$ với độ mềm δ_b của bulông.

$$\Delta\lambda_b = (F_1 - \Delta V) \cdot \delta_b; \quad (2)$$

Và ta đã biết trong sức bền vật liệu $\delta_b = \frac{l_b}{E \cdot A_b}$;

Với l_b – chiều dài chịu kéo của bulông; E – môđun đàn hồi vật liệu bulông;

A_b – diện tích tiết diện chịu kéo của bulông.

Mặt khác, lực tác dụng lên tấm ghép trước khi có Q là V , và sau khi Q tác dụng là V' . Lượng biến dạng được nói bớt $\Delta\lambda_1$ của nó sẽ bằng tích số hiệu số ΔV với độ mềm là δ_1 .*)

$$\Delta\lambda_1 = \Delta V \delta_1$$

Theo điều kiện đồng biến dạng: $\frac{F_1 - \Delta V}{\delta_b} = \frac{\Delta V}{\delta_1}$;

*) Để tính được độ mềm bulông và tiết máy xem PI11

Rút ra :
$$\Delta V = \frac{F_1 \cdot \delta_b}{\delta_b + \delta_\tau}; \quad (3)$$

Như thế, lực vận chạt lên tấm ghép được giảm đi tỷ lệ thuận với tải trọng ngoài tác dụng vào.

Kết quả tính được lực tác dụng vào bulông khi thay (3) vào (1)

$$F_b = V + \frac{F_1 \cdot \delta_b}{\delta_b + \delta_\tau}; \quad (4)$$

Đặt $\chi = \frac{\delta_b}{\delta_b + \delta_\tau}$; $\chi < 1$ được gọi là hệ số giảm tải trọng thì :

$$F_b = V + \chi F_1; \text{ và } \Delta V = (1 - \chi)F_1; \quad (8.7)$$

Có nghĩa là chỉ có một phần tải trọng ngoài χF_1 cộng vào làm tăng tải tác dụng lên bulông mà thôi. Phần còn lại $(1 - \chi)F_1$ lại có tác dụng giảm tải cho tiết máy ghép.

Lực vận chạt ban đầu V phải đủ lớn để $V' = V - \Delta V > 0$ có nghĩa là:

$$V' = V - (1 - \chi)F_1 > 0; \text{ suy ra } V > (1 - \chi)F_1;$$

Để an toàn, đưa vào hệ số $k = (1,3 \div 1,5)$ khi tải không đổi và $k = (1,5 \div 4)$ khi tải thay đổi, tính V theo công thức:

$$V = k(1 - \chi)F_1 \quad (8.8)$$

+ Tính sức bền tĩnh (khi tải trọng ngoài không đổi)

Khi tính ứng suất tổng hợp cần chú ý chỉ có phần lực do V gây ra làm tăng ứng suất lên 30%. Điều kiện bền là: $\sigma = \frac{4(1,3V + \chi \cdot F_1)}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k];$

$$\text{Hay là } \sigma = \frac{4[1,3.k(1 - \chi) + \chi] \cdot F_1}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (8.9)$$

Cách tính hoàn toàn giống như một thanh chịu kéo với lực là $[1,3.k.(1 - \chi) + \chi] \cdot F_1$

+ Tính sức bền mỏi

Khi tải trọng F_1 thay đổi theo chu kỳ từ 0 đến F_{\max} liên tục với tần số lớn cần tính sức bền mỏi bulông theo hệ số an toàn (như trường hợp thanh truyền của pittông máy nổ). Trước tiên xác định ứng suất biên độ và ứng suất trung bình trong thân bulông.

Lực tác dụng thay đổi trong khoảng từ V đến $F_b = V + \chi \cdot F_{\max}$,

$$\text{Biên độ ứng suất là: } \sigma_a = \frac{4\chi \cdot F_{\max}}{2\pi \cdot d_1^2}$$

$$\text{Ứng suất trung bình: } \sigma_m = \sigma_{\min} + \sigma_a = \frac{4V}{\pi d_1^2} + \frac{2\chi \cdot F_{\max}}{\pi d_1^2}$$

$$\text{Ứng suất lớn nhất: } \sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = \frac{4V}{\pi d_1^2} + \frac{4\chi \cdot F_{\max}}{\pi d_1^2}$$

Bulông chịu chế độ ứng suất không đối xứng, tính sức bền mỗi theo công thức:

$$s_a = \frac{\sigma_{-1}(1 - \sigma_m / \sigma_b)}{\sigma_a K_\sigma} \geq [s_a] \quad (8.10)$$

Trong đó :

σ_{-1} – giới hạn mỏi của vật liệu bulông (xác định theo bảng 8.16).

σ_b – giới hạn bền của vật liệu bulông (xác định theo bảng 8.17).

K_σ – hệ số tập trung ứng suất tại chân ren, thường có trị số khoảng $3,5 \div 5,5$; tùy theo vật liệu và kích thước ren.

Nếu có các biện pháp công nghệ cán ren hoặc thiết kế kết cấu đai ốc đặc chủng có thể hạ K_σ xuống $20 \div 40\%$.

$[s_a]$ – hệ số an toàn cho phép, thường lấy $[s_a] = 2,5 \div 4$.

Mặt khác vẫn cần nghiệm lại điều kiện bền tĩnh theo công thức :

$$\sigma_{ch} / \sigma_{\max} \geq [s]$$

Ứng suất cho phép khi tính sức bền lấy theo các trị số, số liệu trong các bảng 8.7 đến 8.9.

BẢNG 8.7. CƠ TÍNH VÀI MÁC THÉP THƯỜNG CHẾ TẠO CHI TIẾT CÓ REN

Cấp bền bulông	σ_b , MPa		σ_{ch} , MPa	Mác thép	
	min	max		Bulông	Đai ốc
3,6	300	490	200	CT3,10	CT3
4,6	400	550	240	20	CT3
5,6	500	700	300	30,35	10
6,6	600	800	360	35,45,40Mn	15
8,8	800	1000	640	35Cr,35CrAl	20,35,45
10,9	1000	1200	900	35Mn2,40Cr	35Cr,38CrAl

Cấp bền bulông biểu thị bằng 2 số. Số đầu nhân với 100 cho giới hạn bền nhỏ nhất tính bằng MPa, số thứ hai chia cho 10 biểu thị tỷ số giới hạn chảy và giới hạn bền, σ_{ch}/σ_b

BẢNG 8.8. HỆ SỐ AN TOÀN VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

Loại tải trọng	Các trị số cho phép
Lực dọc trục – Không xiết chặt	$[\sigma_k] = 0,6\sigma_{ch}$
	Tải trọng tĩnh $[\sigma_k] = \sigma_{ch} / [s]$; $[s]$ tra theo bảng 8.9 khi không kiểm tra lực siết $[s] = 1,2 \div 1,5$ khi có kiểm tra lực siết
– Xiết chặt	Tải trọng thay đổi $[s_a] \geq 2,5 \div 4$ khi không kiểm tra lực siết $[s_a] = 1,5 \div 2,5$ khi có kiểm tra lực siết



Lực ngang – Bulông lắp có khe hở – Bulông lắp không có khe hở	Tải trọng tĩnh hoặc thay đổi $[\sigma_k] = \sigma_{ch} / [s]$; $[s]$ – theo bảng 7.9 khi không kiểm tra lực siết $[s] = 1,2 \div 1,5$
	$[\tau] = 0,4\sigma_{ch}$ – tải trọng tĩnh $[\tau] = (0,2 \div 0,3)\sigma_{ch}$ – tải trọng thay đổi $[\sigma_d] = 0,8\sigma_{ch}$ – đối với thép $[\sigma_d] = 0,8\sigma_b$ – đối với gang

BẢNG 8.9. HỆ SỐ AN TOÀN $[s]$ KHI LỰC XIẾT KHÔNG KIỂM TRA

Vật liệu bulông	Tải trọng tĩnh			Tải trọng thay đổi	
	M6 ÷ M16	M16 ÷ M30	M30 ÷ M60	M6 ÷ M16	M16 ÷ M30
Thép cacbon	4 ÷ 3	3 ÷ 2	2 ÷ 1,3	10 ÷ 6,5	6,5
thép hợp kim	5 ÷ 4	4 ÷ 2,5	2,5	7,5 ÷ 5	5

8.3.5. Tính mỗi ghép nhóm

Mối ghép nhóm bulông, vít rất hay được sử dụng trong kết cấu máy và cơ cấu. Khi tải trọng phân bố đều, ta sử dụng các phương pháp tính mối ghép đơn đã giới thiệu phần trên. Tuy nhiên, phổ biến hơn là trường hợp tải trọng phân bố không đều. Các bulông trong nhóm tuy chịu tải khác nhau nhưng vẫn lấy kích thước như nhau. Phần này trình bày cách tính toán sức bền cho mối ghép nhóm kiểu ấy. Chúng ta sẽ phân tích, tìm các bulông, vít chịu tải lớn nhất, xác định tải trọng tác dụng lên nó, tính sức bền. Khi thiết kế các bulông khác trong nhóm sẽ lấy theo kích thước của bulông, vít chịu tải lớn nhất đó. Chú ý rằng khi lắp các bulông thường được vặn chặt như nhau. Các mặt phẳng lắp ghép, mặt tiếp xúc giữa các tiết máy luôn được coi là giữ được phẳng khi chịu tải, biến dạng. Dưới đây là các dạng chịu tải điển hình.

– Tải trọng tác dụng trong mặt phẳng vuông góc với trục bulông

Trước tiên phải xác định lực tác dụng lên mỗi bulông và xác định xem bulông nào chịu lực lớn nhất. Có thể có 3 trường hợp chịu tải sau:

Bulông chịu lực ngang đi qua trọng tâm mối ghép.

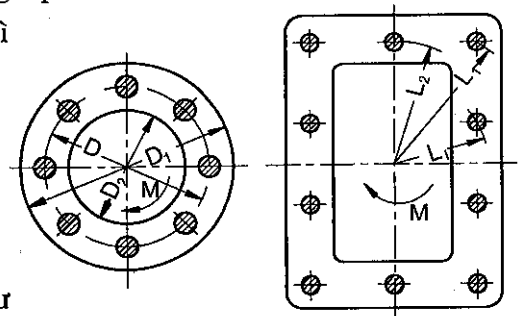
Ngoại lực Q phân bố đều trên số bulông z . Vì vậy mỗi bulông chịu lực ngang F : $F = Q/z$;

Suy ra lực siết nếu bulông lắp có khe hở

$$V = \frac{k.F}{i.f} = \frac{kQ}{Z.i.f} ; \text{ với } k \text{ là hệ số an toàn.}$$

– Mối ghép chịu mômen

Khi bulông lắp có khe hở: sẽ có lực xiết như nhau và mỗi bulông tạo mômen cân $m_i = V.f.L_i$; mômen tác dụng sẽ cân bằng với tổng của tất cả m_i .



Hình 8.30

$$kM = \sum_{i=1}^z V.f.L_i$$



$$\text{Suy ra lực xiết: } V = \frac{k.M}{f \sum L_i} \quad (8.11)$$

Khi bulông lắp không có khe hở:

Thân bulông sẽ chịu lực trực tiếp. Dưới tác dụng của mômen M, hai tấm ghép có xu hướng xoay tương đối với nhau quanh tâm mỗi ghép. Lực tác dụng trên mỗi bulông tỷ lệ thuận với khoảng cách L_i giữa tâm mỗi ghép và tâm bulông (vì biến dạng của nó cũng tỷ lệ với khoảng cách này). Hướng lực vuông góc với đường nối hai tâm này. Có thể viết:

$$M = \sum F_i \cdot L_i; \text{ mà } F_i/L_i = F_{\max}/L_{\max}; \text{ vì thế } M = F_{\max} \cdot \sum (L_i)^2/L_{\max};$$

$$\text{Suy ra } F_{\max} = M \cdot L_{\max} / \sum (L_i)^2 \quad (8.12)$$

$$\text{và } F_i = F_{\max} \cdot L_i / L_{\max};$$

Tính được F_{\max} sẽ dễ dàng tính sức bền bulông chịu lực lớn nhất này.

– Mỗi ghép chịu cả lực và mômen

Mỗi ghép chịu cả lực ngang Q và mômen M thì phải cộng tác dụng cả hai tải trọng này.

Khi bulông lắp không có khe hở: Lực tác dụng ngang nằm trong mặt phẳng tấm ghép sẽ là tổng véctơ của lực F do Q gây ra và các lực F_i tác dụng lên mỗi bulông. Từ đó, suy ra lực tác dụng lên bulông nào là lớn nhất, tiếp đó tính được sức bền bulông ấy.

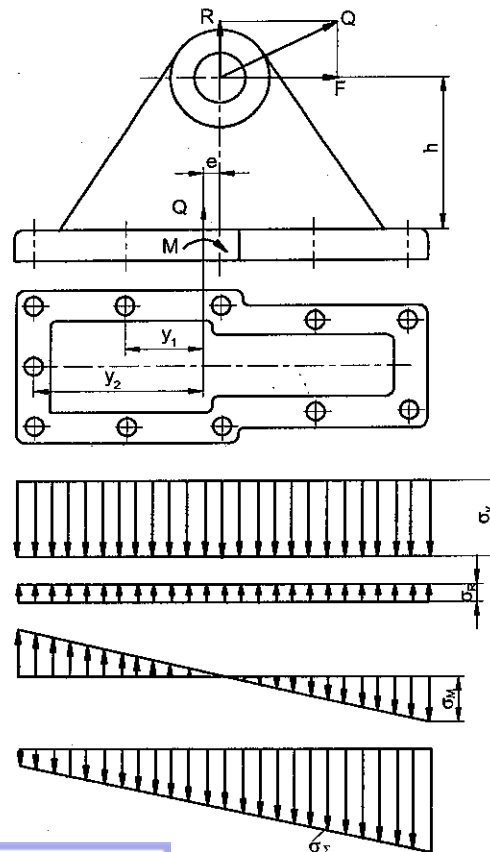
– Tải trọng nằm trong mặt phẳng song song với trục bulông

Dạng chịu tải này cũng rất phổ biến trong thực tế kết cấu máy. Một cách tổng quát hãy xem trên hình 8.31. Ụ máy chịu lực lớn trong mặt phẳng song song với trục bulông và lực tổng hợp Q này không đi qua tâm C của mối ghép mà đặt tại điểm A nằm giữa chiều rộng ụ, chiều cao điểm đặt lực so với mặt phẳng ghép là h. Các số liệu cho trước còn là đoạn lệch ngang của trọng tâm mối ghép so với điểm đặt lực là e, các tọa độ ngang y_1, y_2, \dots của các bulông tính từ trọng tâm mối ghép.

Các giả thiết :

– Ụ máy và nền đủ cứng dưới tác dụng của tải trọng, mặt tiếp xúc vẫn phẳng.

– Bulông lắp phân bố đều trong mối ghép và vắn chặt như nhau.



Hình 8.31

Lực Q sẽ được chia làm 2 thành phần là R (thẳng đứng) và F (nằm ngang). Khi đưa nó về tâm mối ghép phải có thêm mômen M: $M = F.h - R.e$;

Lực R và mômen M có xu hướng làm tách hở bề mặt ghép, còn F gây nên trượt ụ theo chiều ngang. Vì vậy mỗi bulông phải được xiết đủ chặt với lực V.

R và M đều là những tải trọng gây nên lực kéo dọc trục bulông sau vận chặt. Khác nhau chỉ là lực R phân bố đều cho các bulông còn M tạo lực phân bố không đều trên các bulông, ngược chiều nhau hai phía trái, phải của trọng tâm C.

Như trong phần trước đã trình bày, có thể coi R và M chia làm 2 thành phần là R_b và M_b tác dụng lên bulông còn phần kia R_m và M_m tác dụng lên tiết máy ghép.

$$R_b = R\chi = R \frac{\delta_m}{\delta_m + \delta_b}; R_m = R\chi = R \frac{\delta_b}{\delta_b + \delta_m}$$

$$\text{và } M_b = M \frac{\delta_m}{\delta_m + \delta_b}; M_m = M \frac{\delta_b}{\delta_b + \delta_m};$$

Theo điều kiện mối ghép không tách hở:

Khi vận chặt bulông, mặt tiếp xúc các tấm ghép chịu ứng suất dập, gọi z là số bulông thì: $\sigma_v = z \cdot \frac{V}{A_R}$; với A_R là diện tích vòng tiếp xúc của bề mặt các tấm ghép.

Tác dụng của R_m làm giảm tác dụng của lực vận chặt nói trên: $\sigma_R = \frac{R_m}{A_R}$;

Tác dụng của M_m làm tấm ghép xoay quanh C vì vậy phía trái được giảm tải trong khi phía phải tăng tải (tỷ lệ với khoảng cách từ C đến tâm bulông), ứng suất tăng và giảm phân bố giống như ứng suất uốn trên bề mặt tiếp xúc.

$\sigma_M = M_m/W_R$; với W_R là mômen chống uốn rỗng của bề mặt tiếp xúc hai tấm ghép ứng suất dập tổng trên bề mặt tiếp xúc cực đại hoặc cực tiểu:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_v - \sigma_R \pm \sigma_M = Z \cdot \frac{V}{A_R} - \frac{R_m}{A_R} \pm \frac{M_m}{W_R}$$

Để mối ghép không bị tách hở, ứng suất dập tổng phải luôn lớn hơn 0.

$$Z \cdot \frac{V}{A_R} - \frac{R_m}{A_R} \pm \frac{M_m}{W_R} > 0; \text{ vì vậy } V > \frac{1}{Z} \left(R_m + \frac{M_m A_R}{W_R} \right)$$

Đưa vào hệ số an toàn k; lực xiết cần thiết là :

$$V = \frac{k}{Z} \left(R_m + \frac{M_m A_R}{W_R} \right); \quad (8.13)$$

Mặt khác cũng phải đảm bảo điều kiện bền dập :

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_d]$$

Trường hợp nền ghép bulông là bê tông $[\sigma_d] = (1 \div 2)$ MPa; là gỗ $[\sigma_d] = (2 \div 4)$ MPa

Theo điều kiện mối ghép không bị trượt:

Khi dùng mối ghép vận chặt lắp có khe hở thì điều kiện lực sẽ là $F < f(ZV - R_m)$ đưa vào hệ số an toàn k sẽ rút ra lực xiết cần thiết:

$$V = \frac{k.F + f.R_m}{f.Z} \quad (8.14)$$

Lực xiết sẽ được chọn từ trị số lớn của công thức trên và công thức (8.14) mômen M_b tác dụng lên các bulông các lực F_i không bằng nhau mà các lực F_i đó tỷ lệ với khoảng cách y_i của mỗi bulông. Ta dùng 2 công thức.

$$M_b = \sum(Z_i.F_i.y_i) \text{ và } F_i = F_1.y_i/y_1$$

Trong đó:

Z_1, y_1, F_1 – số bulông, khoảng cách chiều ngang đến trọng tâm mỗi ghép, lực tác dụng của bulông xa nhất.

Z_i, y_i, F_i – số bulông, khoảng cách chiều ngang đến trọng tâm mỗi ghép, lực tác dụng của bulông thứ i .

Suy ra được lực tác dụng lớn nhất lên bulông xa nhất do M_b gây ra :

$$F_1 = M_b.y_1/(\sum Z_i.y_i^2) \quad (8.15)$$

Tính sức bền bulông chịu lực lớn nhất

Tải trọng tổng cộng tác dụng lên bulông chịu lực lớn nhất gồm: $F_b = V + R_b + F_1$; và mômen xoắn do V gây ra.

Khi tính ứng suất phải chú ý rằng thành phần xác định và không đổi do V gây ra còn R_b, F_1 sẽ tùy theo tải trọng ngoài.

- Dùng công thức (8.11) cho sức bền khi tải trọng tĩnh.
- Dùng công thức (8.14) cho sức bền khi tải trọng thay đổi theo chu kỳ.

Ví dụ :

Giá chịu tải lắp vào thành máy nhờ hệ bulông như kết cấu trong hình 8.32 sau:

Cho kích thước trong bảng, với d là đường kính bulông, chiều dày tấm thép nền: $h_n = h = 1,5d$

Phương án	A	B	C	D	E	G
d mm	6	8	12	14	16	20
a mm	80	150	200	300	400	500
b mm	40	70	120	140	210	260

Phương án	1	2	3	4	5
L	1,2a	1,5a	2a	2,5a	3a

Tính khả năng tải R của mỗi ghép, khi dùng bulông vắn chặt lắp có khe hở, vật liệu bulông thép 35. Nếu dùng bulông lắp có độ dôi thì với tải trọng ấy nhân dôi, đường kính cần thiết của bulông là bao nhiêu? Tính với phương án kích thước 3D.

$$a = 300; b = 140; d = 14; L = 2.a = 600;$$

$$d = 14; d_1 = 0,85.d = 0,85.14 = 11,9;$$

Giải :

Đây là trường hợp bulông chịu tải trọng ngang. Mỗi ghép đồng thời chịu lực ngang R và mômen $M = R.l$ khi đưa lực R về tâm mỗi ghép.

- Bulông vắn chặt lắp có khe hở



Trước tiên ta tính lực vận chặt cần thiết V của bulông. Mỗi bulông khi vận chặt với lực V , dưới tác dụng của mômen M sẽ phát sinh lực ma sát $Q_{ms} = V \cdot f$ hướng vuông góc với đường nối tâm bulông và trọng tâm mối ghép cần lại tác dụng quay của M . Để đảm bảo cân bằng ta có biểu thức sau:

$\sum Z_i \cdot \rho_i \cdot Q_{msi} = R \cdot \ell$; với $Q_{msi} = V_q \cdot f$; Các lực Q_{msi} tác dụng trên mỗi bulông bằng nhau về trị số nhưng hướng thay đổi theo vị trí bulông.

Rút ra $V_q = kR \cdot \ell / (f \cdot \sum Z_i \cdot \rho_i)$.

$$\sum Z_i \cdot \rho_i = 2 \frac{b}{2} + 4 \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2} = 2 \frac{140}{2} + 4 \sqrt{\left(\frac{300}{2}\right)^2 + \left(\frac{140}{2}\right)^2} = 802,1 \text{ mm}$$

Mặt khác, lực ma sát còn phải cản lại tác dụng của lực ngang R vì thế thành phần ma sát P_{msi} phải ngược chiều với R và tính theo công thức:

$P_{msi} = R/Z$; $P_{msi} = V_p \cdot f$; Các lực P_{msi} tác dụng trên mỗi bulông bằng nhau và cùng phương.

Rút ra $V_p = kR/(Z \cdot f)$

Cộng tác dụng của Q_{msi} và P_{msi} sẽ là cộng vectơ. Trị số lớn nhất sẽ tại vị trí góc trên và dưới bên phải, gọi S_{ms} là vectơ tổng $\vec{S}_{ms} = \vec{Q}_{ms} + \vec{P}_{ms}$

Lực vận chặt cần thiết tổng hợp là $V = kS_{ms}/f$;

Để đảm bảo sức bền tĩnh bulông: $\frac{1,3,4 \cdot V}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$;

Theo bảng 8.7 $[\sigma] = \sigma_{ch} / [s] = 300/1,5 = 200 \text{ MPa}$

Vì thế, cho phép vận chặt với $V \leq [\sigma] \cdot (\pi d_1^2) / 5,2 = 200 \cdot (\pi \cdot 11,9^2) / 5,2 = 17110,8 \text{ N}$

Suy ra $S_{ms} = V \cdot f / k = 17110,8 \cdot 0,15 / 1,5 = 1711 \text{ N}$.

Hai thành phần Q_{msi} và P_{msi} tại hai vị trí cân tính có góc tạo thành bằng nhau, gọi nó là δ , ta có thể tính được $\cos \delta = \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} = \frac{300}{\sqrt{300^2 + 150^2}} = 0,8944$ ($\delta = 26^\circ 56'$).

Mặt khác tỷ số của P_{msi} và Q_{msi} sẽ là:

$$P_{msi} / Q_{msi} = R \cdot \sum Z_i \cdot \rho_i / (R \cdot L \cdot z) = \sum Z_i \cdot \rho_i / (L \cdot z) = 802,1 / (300 \cdot 6) = 0,4456 ;$$

hoặc $Q_{msi} / P_{msi} = L \cdot z / \sum Z_i \cdot \rho_i = 2,24$;

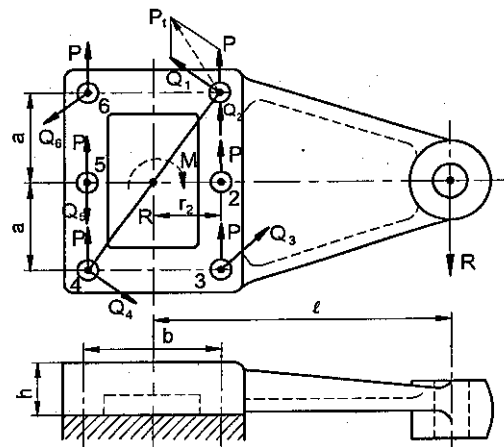
Còn có hệ thức sau :

$$S_{ms} = \sqrt{Q_{msi}^2 + P_{msi}^2 + 2Q_{msi} \cdot P_{msi} \cdot \cos \delta} .$$

Ta tính được P_{msi} và Q_{msi} theo S_{ms}

$$P_{msi} = \frac{R}{Z} = \frac{S_{ms}}{\sqrt{1 + \left(\frac{Q_{msi}}{P_{msi}}\right)^2 + 2 \left(\frac{Q_{msi}}{P_{msi}}\right) \cos \delta}}$$

$$P_{msi} = \frac{1711}{\sqrt{1 + 2,24^2 + 2 \cdot 2,24 \cdot 0,8944}} = 540,4 \text{ N}$$



Hình 8.32

$$Q_{msi} = \frac{R \cdot \ell}{\sum z_i \cdot \rho_i} = \frac{S_{ms}}{\sqrt{1 + \left(\frac{P_{msi}}{Q_{msi}}\right)^2 + 2 \left(\frac{P_{msi}}{Q_{msi}}\right) \cos \delta}}$$

$$Q_{msi} = \frac{1711}{\sqrt{1 + 0,4456^2 + 2 \cdot 0,4456 \cdot 0,8944}} = 1211,18 \text{ N}$$

Kết quả khả năng tải R của giá treo có kích thước đã cho:

$$R = z \cdot P_{msi} = 6 \cdot 540,4 = 3242,4 \text{ N}$$

– Trường hợp bulông lắp có độ dôi

Lúc này đã biết trị số lực tác dụng $R = 2 \cdot 3242,4 = 6485 \text{ N}$;

Tương tự như trong trường hợp trên, tác dụng của R gây nên lực ngang lên mỗi bulông

$$P_i = R/z = 6485/6 = 1080,8 \text{ N}$$

Tác dụng của mômen $M = R \cdot L = 1080,8 \cdot 300 = 324240 \text{ Nmm}$; sẽ tác dụng lên mỗi bulông lực Q_i có trị số và hướng thay đổi, trị số lớn nhất tính theo công thức (8.15)

$$Q_{\max} = \frac{k \cdot M \cdot \rho_{\max}}{\sum (\rho_i)^2}; \text{ và } Q_i = \frac{Q_{\max} \cdot \rho_i}{\rho_{\max}}$$

$$\text{Để tính } Q_{\max} \text{ cần tính } \frac{\rho_{\max}}{\rho_i^2} = \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{2 \cdot b^2 + 4 \cdot (a^2 + b^2)}$$

$$= \frac{\sqrt{150^2 + 70^2}}{2 \cdot 70^2 + 4 \cdot (150^2 + 70^2)} = \frac{1}{721,33}$$

$$Q_{\max} = \frac{324240}{721,33} = 449,5 \text{ N}$$

Lực tổng S_{\max} lớn nhất là cộng vectơ của P_i và Q_{\max} giống như trên, góc tạo thành giữa các lực vẫn là δ , tính theo công thức:

$$S_{\max} = \sqrt{Q_{\max}^2 + P_i^2 + 2 Q_{\max} \cdot P_i \cdot \cos \delta}$$

$$= \sqrt{449,5^2 + 1080,8^2 + 2 \cdot 449,5 \cdot 1080,8 \cdot 0,8944} = 1496,4 \text{ N}$$

Đường kính cần thiết của bulông, vít theo sức bền dập với :

$$[\sigma_d] = 0,8 \sigma_{ch} = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{S_{\max}}{(h/d) \cdot [\sigma_d]}} = \sqrt{\frac{1496,4}{1,5 \cdot 240}} = 2,04 \text{ mm}$$

Đường kính cần thiết của bulông, vít theo sức bền cắt với :

$$[\tau_c] = 0,4 \sigma_{ch} = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 S_{\max}}{\pi [\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1496,4}{\pi \cdot 120}} = 3,98 \text{ mm}$$

Rõ ràng là mặc dù phải chịu tải tăng 2 lần nhưng kích thước mối ghép bulông lắp không khe hở có kích thước gọn hơn hai lần so với mối ghép vắn chặt lắp có khe hở.



CÁC TIẾT MÁY ĐỠ VÀ NỐI

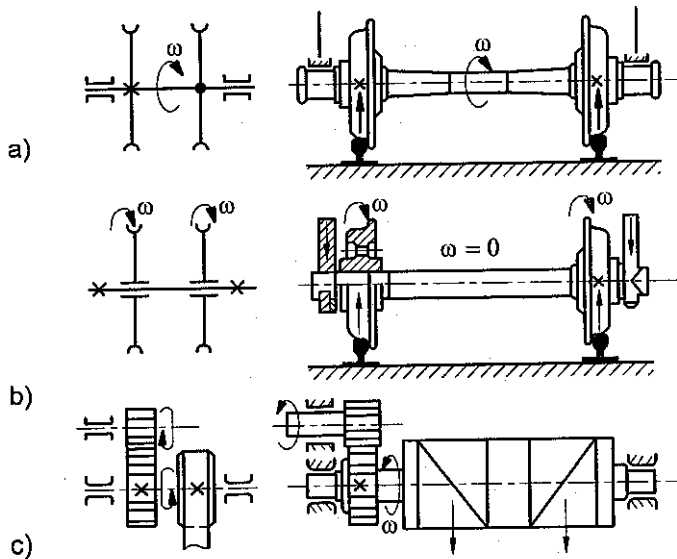
Chương 9

TRỤC

9.1. KHÁI NIỆM CHUNG VÀ CẤU TẠO

Trục là bộ phận dùng để đỡ các chi tiết quay như bánh răng, bánh đai, đĩa xích... các chi tiết truyền động, nó truyền mômen xoắn và kéo theo chuyển động quay từ vị trí này đến vị trí khác, từ bộ phận này sang bộ phận khác của máy, cơ cấu, kết cấu. Trục định hướng chuyển động của các chi tiết lắp trên nó, nó tiếp nhận tải trọng tác dụng trong máy.

Khi trục chỉ đỡ các tiết máy, không chịu mômen xoắn người ta gọi nó là trục tâm (hình 9.1a).



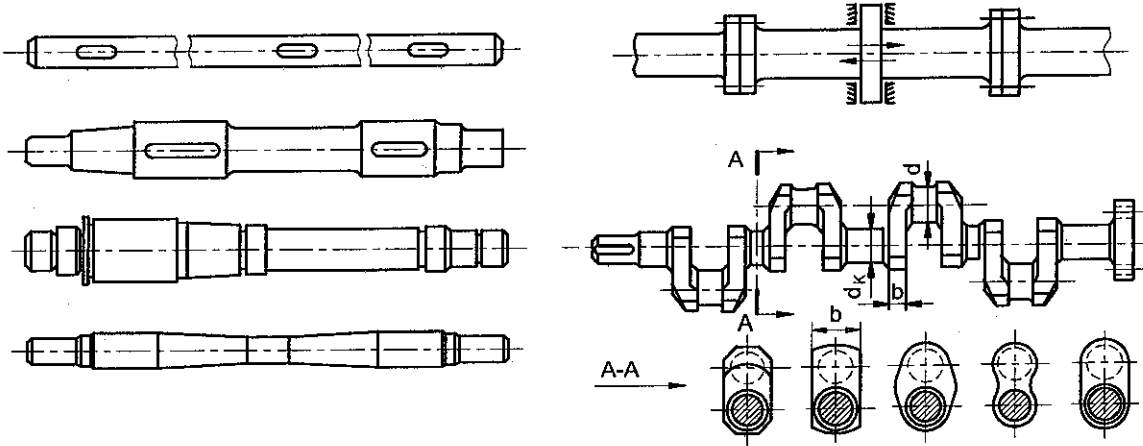
Hình 9.1

Khi nó làm cả 2 nhiệm vụ *chịu và truyền* mômen xoắn, đỡ các tiết máy quay người ta gọi nó là trục truyền (hình 9.1b).

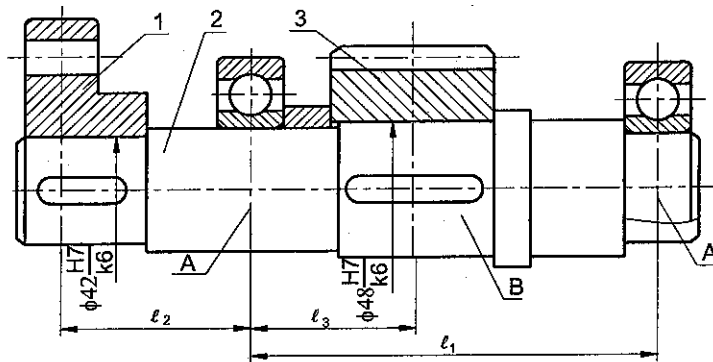
Trục thường dùng có đường tâm là đường thẳng gọi là trục thẳng. Trục khuỷu có đường tâm là đường gãy khúc. Trục mềm là trục có đường tâm là đường cong thay đổi được

hình dạng trong không gian (chương trình chi tiết máy chỉ nghiên cứu trục thẳng) (xem hình 9.2).

Hình 9.3 cho thấy trục là hình trụ nhiều bậc. Phần trục lắp với chi tiết quay là thân trục (B), phần trục lắp với ổ là ngồng trục (A). Các phần hình trụ chuyển tiếp là vai gờ trục, thường có tác dụng cố định dọc theo chiều trục cho các bộ phận lắp trên nó.



Hình 9.2



Hình 9.3

9.2. KẾT CẤU, VẬT LIỆU

9.2.1. Kết cấu

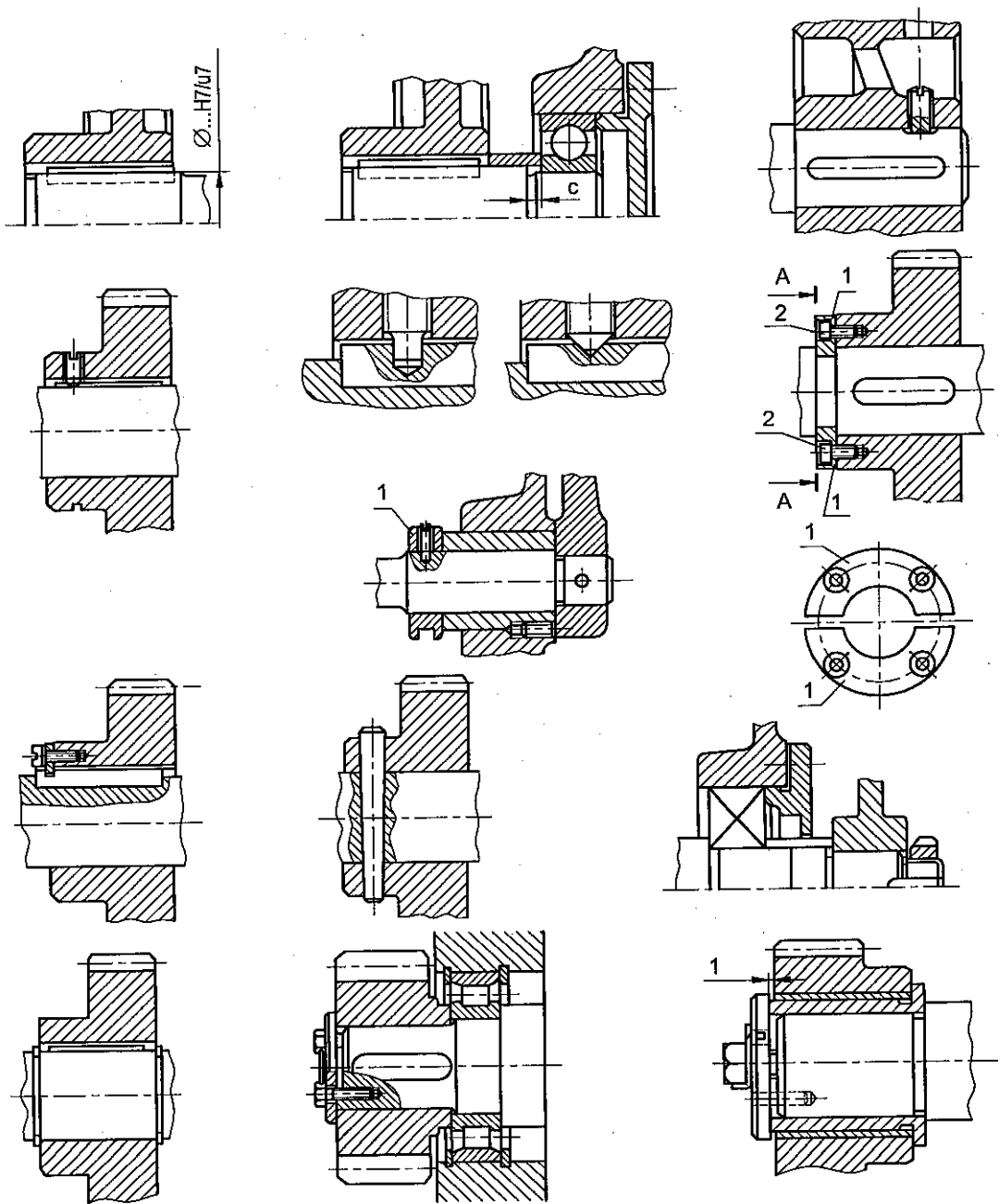
Để cố định các chi tiết quay cùng với trục người ta dùng mối ghép then, then hoa và mối ghép bằng độ dôi. Thường gọi sự cố định này là cố định theo phương tiếp tuyến. Còn có thể dùng chốt, trục định hình, vít cố định chi tiết theo phương này (hình 9.4).

Cố định dọc trục hay dùng gờ vai trục, chốt, vít, vòng chắn, vòng đệm, nắp chắn (hình 9.4). Đường kính trục tại nơi lắp với chi tiết khác được lấy theo tiêu chuẩn. Dãy số đường kính thân trục : $10 \div 22, 22, 24, 25, 26, 28, 30 \div 42, 45, 48 \div 52, \dots$

Dãy số đường kính ngồng trục: 10, 12, 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100,...

Nơi không lắp ghép không cần lấy theo tiêu chuẩn.

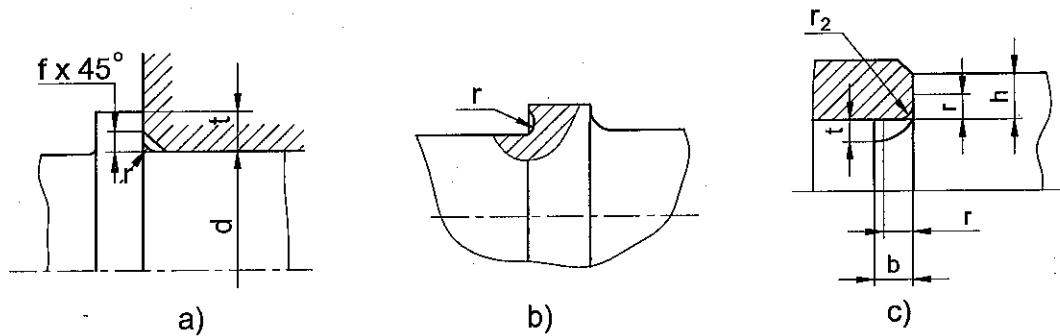




Hình 9.4. Các phương pháp cố định trực

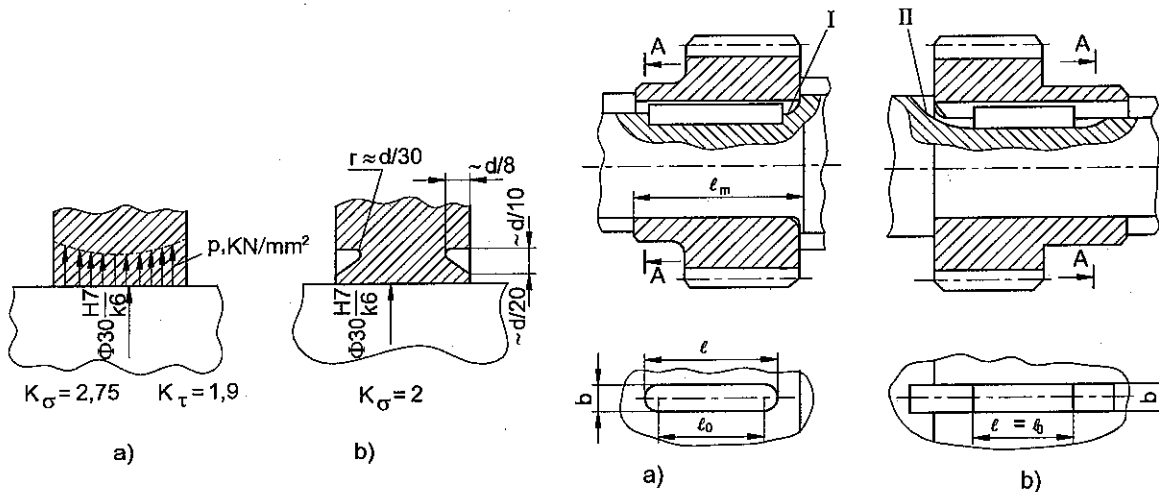
– Các biện pháp nâng cao sức bền mối :

Hình dạng trục bậc, sự thay đổi đường kính dọc chiều trục làm cho nó có nhiều vùng thay đổi kích thước được gọi là vùng chuyển tiếp. Tại vùng này (tăng hay giảm d) xuất hiện sự tập trung ứng suất, làm giảm sức bền trục, vì vậy không nên thay đổi kích thước đột ngột mà thường thiết kế vùng chuyển tiếp dạng góc lượn (hình 9.5), để giảm tập trung ứng suất. Bán kính góc lượn tăng sẽ làm giảm tập trung ứng suất. Nhưng để lắp đúng cần đảm bảo bán kính $r < c$, trong đó c là lượng vát góc của chi tiết lỗ lắp với trục. Các hình 9.5b, c cũng cho phương án giải quyết hình dạng góc lượn khi lượng vát c quá bé.



Hình 9.5

Máy σ chi tiết lắp trên trục không nên làm đặc mà thiết kế máy σ thành mỏng để giảm tập trung ứng suất khi trục bị uốn (hình 9.6). Rãnh then là nơi tập trung ứng suất lớn trên trục nên cần ghi nhớ rằng mặc dù rãnh then chế tạo bằng dao phay ngón (hình 9.7a) là thông dụng và gọn hơn nhưng tập trung ứng suất lớn hơn nhiều so với kiểu chế tạo bằng dao phay đĩa (hình 9.7b).



Hình 9.6

Hình 9.7

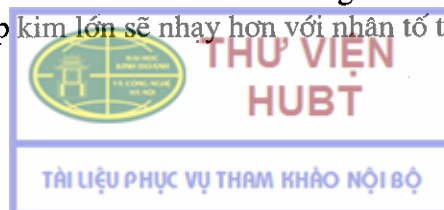
Nếu không có yêu cầu bắt buộc không được lấy chênh lệch đường kính quá lớn, làm tăng tập trung ứng suất và kết cấu lắp ghép không thuận lợi, thông thường chênh lệch đường kính $\Delta d < 10 \div 20$ mm với khoảng kích thước thông dụng $d = (15 \div 150)$ mm.

Thiết kế trục ngoài yêu cầu độ bền, yêu cầu lắp ghép thuận tiện, dễ dàng cũng quan trọng không kém. Trục hay có dạng ở giữa lớn, hai đầu nhỏ để dễ lắp.

9.2.2. Vật liệu

Yêu cầu độ bền cho vật liệu trục được đặt lên hàng đầu. Thường dùng nhất là thép, gang, kim loại có độ bền cao và có nhiều khả năng tăng bền nhờ nhiệt luyện.

Thép cacbon có hàm lượng trung bình C30, C35, C45, 40Cr, 40CrNi là những loại hay dùng nhất. Khi yêu cầu sức bền cao hơn có thể dùng các loại thép hợp kim hàm lượng cao, nhưng nếu hàm lượng hợp kim lớn sẽ nhạy hơn với nhân tố tập trung ứng suất.



Trường hợp trục không quan trọng, chịu tải không lớn có thể sử dụng các loại thép kết cấu thông thường như CT31, CT33, CT51, CT6,...

Phương pháp nhiệt luyện là hóa tốt, tôi và ram. Tôi bề mặt sẽ đảm bảo được độ rắn bề mặt và độ bền cao, lõi dẻo nhưng công nghệ phức tạp và đắt hơn nhiều.

Cơ luyện trục là các phương pháp lăn nén, phun bi, cũng có tác dụng nâng cao sức bền trục.

Phôi thép chế tạo trục nên dùng phương pháp rèn, cán, không nên dùng phôi đúc.

Bảng 9.1 cho một số vật liệu thông dụng kèm theo cơ tính, độ bền và phương pháp nhiệt luyện.

BẢNG 9.1. CƠ TÍNH, ĐỘ BỀN VÀ PHƯƠNG PHÁP NHIỆT LUYỆN MỘT SỐ VẬT LIỆU THÔNG DỤNG

Mác thép	Đường kính phôi, mm	Độ rắn, HB	Giới hạn bền sib, MPa	Giới hạn chảy sib, MPa	Nhiệt luyện
CT5	<100 100 ÷ 300	– –	550 470	280 240	–
Thép 45	<100	170 ÷ 220 190 ÷ 240 240 ÷ 285	600 750 850	360 450 580	Thường hóa Tôi cải thiện Tôi cải thiện
Thép 40Cr	<60 60 ÷ 100	260 ÷ 280 230 ÷ 260	1000 750	800 520	Tôi cải thiện
Thép 40CrNi	<100 100 ÷ 300	250 ÷ 280 230 ÷ 260	850 800	600 580	Tôi cải thiện
35CrMnCA	<30 30 ÷ 60	310 270 ÷ 310	1700 1000	1350 900	Tôi cải thiện
Thép 20Cr	<60	200(*)	650	400	Thấm than, tôi
12CrNi3A	<40 40 ÷ 80	300(*) 250(*)	1000 920	800 700	Thấm than, tôi Thấm than, tôi
18CrMnTi	<40 40 ÷ 80	300(*) 270(*)	1000 950	800 750	Thấm than, tôi

Chú thích: Trị số có dấu (*) chỉ độ rắn trong lõi, độ rắn bề mặt của các mác thép này đạt được 53 – 63 HRC sau khi thấm than, tôi và ram.

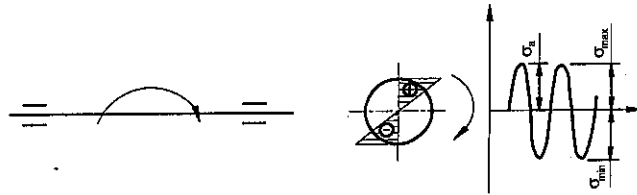
9.3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRỤC

9.3.1. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Dạng hỏng chủ yếu của trục là gãy vì mỏi, nguyên nhân là :

– Tác dụng của ứng suất tiếp τ do mômen xoắn gây nên sẽ thay đổi theo chu kỳ mạch động (với chế độ làm việc một chiều và có nghỉ).

– Tác dụng của ứng suất pháp σ do mômen uốn gây nên, vì trục quay nên thớ trên và dưới của trục bị kéo nén luân chuyển đổi chiều, ứng suất pháp σ này thay đổi theo chu kỳ đối xứng (hình 9.8).



Hình 9.8

Phá hỏng vì mỏi thường là nơi có tập trung ứng suất, nơi có khuyết tật của vật liệu.

Dạng hỏng khác cũng có thể xảy ra như:

- Gãy do quá tải đột ngột, sẽ tính theo sức bền tĩnh với tải trọng lớn tác dụng khi quá tải.
- Trục còn có thể bị gãy do cộng hưởng, trường hợp này cần tính dao động trục.

Trục có thể bị biến dạng đàn hồi quá mức cho phép cần tính theo độ cứng, theo yêu cầu làm việc của máy hoặc bộ phận. Khi dùng ổ trượt, trục có thể mòn, dính ngồng trục, tính toán trục sẽ kết hợp với tính ổ trượt.

9.3.2. Tính sơ bộ trục

Bước tính này xác định sơ bộ đường kính trục một cách đơn giản, giúp áng chừng khoảng đường kính trục, giúp người thiết kế, sử dụng máy hình dung được sơ bộ độ lớn của trục, của máy. Tính toán chỉ dựa theo mômen xoắn, nhưng ứng suất cho phép lại lấy theo những số liệu kinh nghiệm về sức bền chung của trục. Nhiều trường hợp khi số liệu thiết kế không khẳng định chính xác người thiết kế có thể lấy tạm là đường kính của trục, máy có thể làm việc với tải trọng đủ lớn và mức độ an toàn nhất định.

Công thức xuất phát từ điều kiện bền theo ứng suất tiếp do mômen xoắn gây ra

$$\tau = \frac{T_x}{W_x} = \frac{T_x}{0,2 \cdot d^3} \leq [\tau]$$

Trong đó:

T_x – mômen xoắn trên trục, Nmm và d – đường kính trục, mm.

W – mômen cản xoắn của trục, mm³.

Từ đây rút ra đường kính :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_x}{0,2[\tau]}} \quad (9.1)$$

Và khi lấy $T_x = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P}{n}$ đặt $C = \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6}{0,2[\tau]}}$

Sẽ có công thức sau: $d \geq C \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$ (9.1)

Trong đó: P – công suất trên trục, kW; n – tốc độ quay của trục, v/ph.

Hệ số $C = 130 \div 120$ khi $[\tau] = 20 \div 30\text{MPa}$ (dùng khi tính trục hộp giảm tốc vật liệu trục là thép cacbon trung bình).

Nếu lấy $[\tau] = 12 \div 15\text{MPa}$ thì $C = 160 \div 150$.

Khi tính toán trục truyền công dụng chung trị số C dao động trong khoảng $(130 \div 110)$.

Tính toán sơ bộ còn giúp ta xác định các đoạn chiều dài trục, đó là những kích thước rất cần thiết và quan trọng trong các bước tính chính xác hay gần đúng. Vì rằng chiều dài trục trong nhiều trường hợp thường là tổng hợp (tổng cộng) của các chiều dày và khe hở, các chiều dài cần thiết của các chi tiết máy, bộ phận khác, các khoảng cách ấy lại hay phụ thuộc vào bản thân đường kính trục. Vì thế, khi có đường kính d dù chỉ sơ bộ cũng giúp tính được các đoạn chiều dài cần thiết.

9.3.3. Xác định chiều dài trục

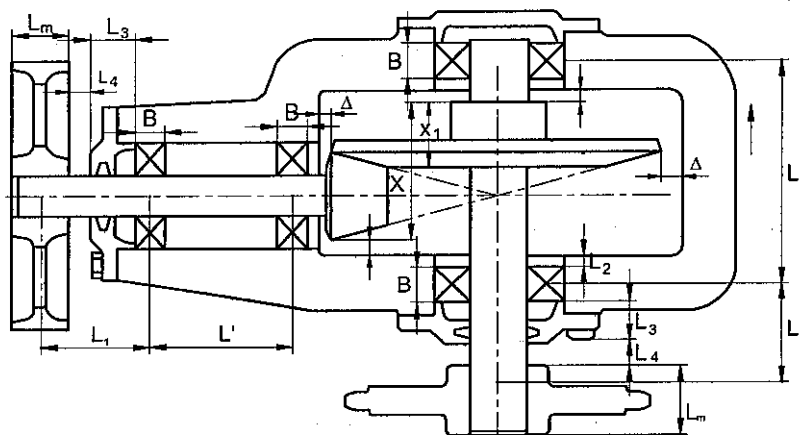
Muốn xác định được chiều dài trục phải biết sơ đồ truyền động, sơ đồ cấu tạo của bộ phận máy. Dựa vào đó các bước tính có thể tiến hành như sau :

– Vẽ phác cấu tạo bộ phận đang thiết kế (xem các hình 9.9, hình 9.10, hình 9.11), để vẽ được phải tính sơ bộ đường kính trục theo công thức (9.1), làm tròn đường kính theo tiêu chuẩn.

– Tính, chọn chiều rộng, chiều dày các chi tiết lắp trên trục (xem công thức trong bảng 9.2 của các ví dụ thực tế hay dùng).

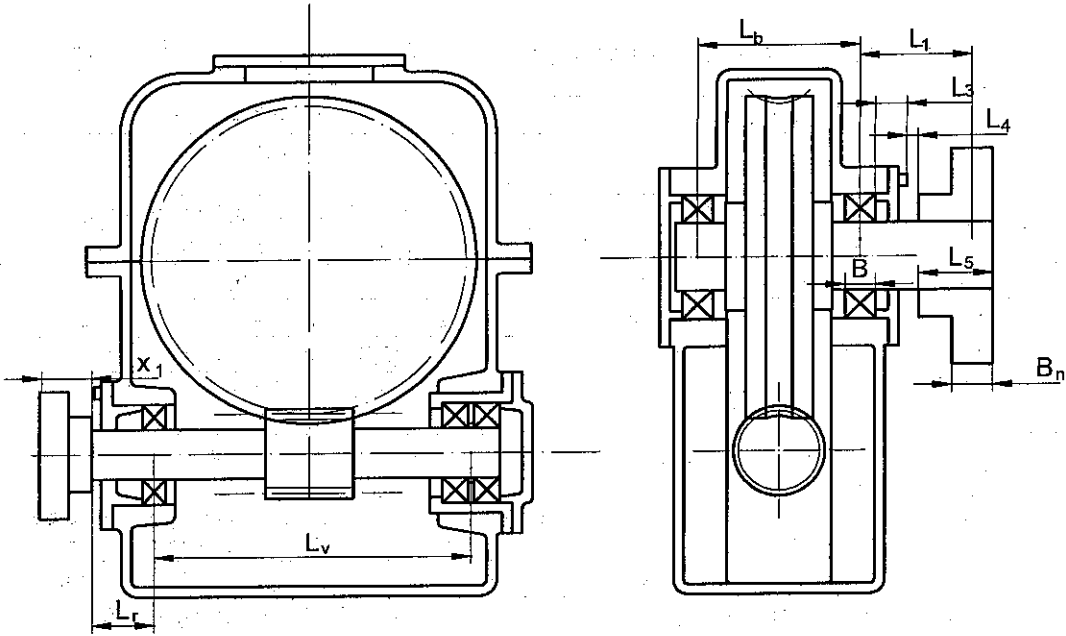
– Chọn các khe hở giữa các chi tiết, bộ phận với nhau (bảng 9.2).

– Vẽ phác các bộ phận trong mối tương quan vị trí chặt chẽ với nhau, sau đó tính, xác định được các chiều dài cần thiết của trục bằng cách cộng các đoạn chiều dày và các khe hở nằm trong đó.*)

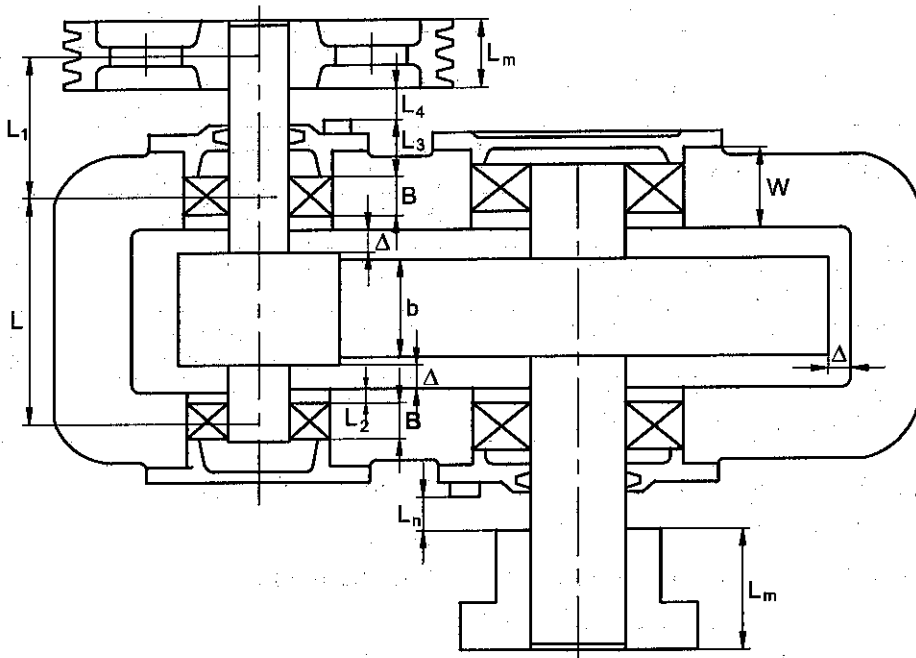


Hình 9.9. Hộp giảm tốc bánh răng côn

*) Xem ví dụ khác trong thiết kế môn học



Hình 9.10. Hộp giảm tốc trục vít- bánh vít



Hình 9.11. Hộp giảm tốc bánh răng trụ

BẢNG 9.2. QUAN HỆ KÍCH THƯỚC GIỮA CÁC YẾU TỐ CỦA HỘP GIẢM TỐC

Kí hiệu	Tên gọi	Quan hệ kích thước		
a	Khoảng cách từ cạnh chi tiết quay đến thành trong hộp	(4 ÷ 10)mm		
b	Chiều rộng bánh răng	Theo thiết kế bộ truyền bánh răng		
B	Chiều rộng ổ lăn	Chọn theo đường kính trục sơ bộ		
c	Khoảng cách giữa các chi tiết quay	(5 ÷ 10)mm		
Δ	Khe hở thành trong hộp và bánh răng	$\Delta \geq 1,2\delta$; δ là chiều dày thành hộp		
L'	Khoảng cách gối ổ bánh răng nón nhỏ	$L' = (2,5 \div 3)d$; d. đường kính trục		
L	Khoảng cách giữa các gối đỡ bánh răng trụ và nón lớn	Tổng hợp các kích thước tạo thành		
L ₁	Khoảng cách giữa các gối đỡ trục và điểm đặt lực bánh đai, đĩa xích, khớp	Tổng hợp các kích thước tạo thành		
L ₂	Khoảng cách giữa cạnh ổ và thành trong hộp	L ₂ = (3 ÷ 10)mm khi ổ bôi trơn bằng dầu. Nếu bôi trơn bằng mỡ lấy tăng lên L ₂ = (10 ÷ 15)mm		
L ₃	Chiều cao của nắp và đầu vít nắp ổ	L ₃ = (12 ÷ 20)mm, tùy theo độ lớn nắp và vít		
L ₄	Khoảng cách giữa nắp ổ và mặt cạnh chi tiết quay ngoài hộp	L ₄ = (5 ÷ 12)mm, tùy độ lớn hộp		
L _m	Chiều dài may ơ chi tiết lắp trên trục	L _m = (1,2 ÷ 1,5) d ; d – đường kính trục		
L _n	Khoảng cách giữa nắp ổ và khớp nối	Tùy yêu cầu của khớp		
e	Khe hở giữa trục và bánh răng	e ≥ 10mm		
x và x ₁	Các kích thước bánh nón	Tính theo cấu tạo, kết cấu bánh răng có thể sơ bộ lấy $x_1 = (1,5 \div 1,8)d$; x là tổng hợp các kích thước hợp thành		
L _v	Khoảng cách giữa 2 gối trục vít	Khi công suất P ₂ < 8 kW	Khi công suất P ₂ = (8 ÷ 18)kW	Khi công suất P ₂ > 18 kW
		L _v = 0,8d _{a2}	L _v = 0,9d _{a2}	L _v = (0,9 ÷ 1,1)d _{a2}
h ₁ , h ₂	Khoảng cách giữa mặt phẳng qua trục bánh vít tới gối ổ trục vít	h ₁ = h ₂	h ₁ = (1 ÷ 1,2)h ₂	h ₁ = (1,2 ÷ 1,3)h ₂
L _b	Khoảng cách giữa 2 gối trục bánh vít	L _b /2 = d _{a1} + (15 ÷ 20)mm	L _b /2 = d _{a1} + (20 ÷ 30)mm	L _b /2 = d _{a1} + (25 ÷ 35)mm
Chú thích : P ₂ – công suất truyền trên bánh vít ; d _{a2} – đường kính đỉnh răng bánh vít ; d _{a1} – đường kính đỉnh ren trục vít.				

Kích thước sơ bộ chiều rộng B và đường kính ngoài D của ổ lăn :

$$B = (0,3 \div 0,6) d ; \quad D = (2 \div 2,4) d ;$$

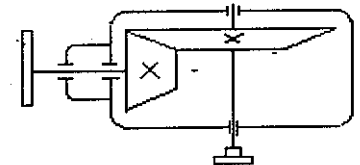
Chiều dày thành hộp có thể dùng công thức kinh nghiệm :

$$\delta = 0,025a + 1 \text{ hoặc } \delta = 0,04R_c + 1$$

Trong đó: a là khoảng cách trục hộp giảm tốc bánh răng trụ, R_c là chiều dài nón ngoài hộp giảm tốc bánh răng côn và $\delta \geq 6\text{mm}$ do hạn chế của kỹ thuật đúc.

Ví dụ: Tính chiều dài cần thiết các đoạn trục bị dẫn của hộp giảm tốc bánh răng côn .

Bộ truyền bánh răng côn thẳng hai trục vuông góc có m_{kc} = 4; Z₁ = 25; Z₂ = 90; b = 48mm.



Các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng côn :

$$R_e = m_w \cdot \frac{1}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{4}{2} \sqrt{25^2 + 90^2} = 186,815 \text{ mm}.$$

Góc côn đỉnh của bánh răng :

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u = Z_2/Z_1 = 90/25 = 3,6 \quad ; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 15^\circ 12' 41''$$

$$\delta_2 = 74^\circ 47' 58''$$

Môđun trung bình :

$$m = m_w \frac{R_e - b/2}{R_e} = 4 \frac{186,815 - 48/2}{186,815} = 3,486$$

Đường kính trung bình bánh dẫn $d_1 = m \cdot Z_1 = 3,486 \cdot 25 = 87,15$

Đường kính vòng chia đáy lớn $d_{c1} = m_w \cdot Z_1 = 4 \cdot 25 = 100$; $d_{c2} = m_w \cdot Z_2 = 4 \cdot 90 = 360$;

Xác định các thành phần kích thước theo bảng 9.2.

Độ dày thành hộp giảm tốc : $\delta = 0,04R_e + 1 = 0,04 \cdot 187 + 1 = 8,4$; lấy $\delta = 8 \text{ mm}$

Khoảng cách chi tiết quay tới thành trong hộp : $\Delta = 1,2 \cdot \delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6$; lấy tròn $\Delta = 10 \text{ mm}$.

Khoảng cách từ mép ổ đến thành trong hộp $L_2 = 8 \text{ mm}$

$B = 19$; $L_3 = (12 \div 20) \text{ mm}$, $L_4 = (5 \div 12) \text{ mm}$ chọn $L_4 = 8$; $c = 30$;

Tính các đoạn chiều dài cần thiết của trục bị dẫn :

– Khoảng cách giữa gối và điểm đặt lực trên khớp nối

$$M_1 = B/2 + L_3 + L_4 + L_m - c/2 = 19/2 + 14 + 8 + 1,645 - 30/2 = 88,5 \text{ mm}$$

$$x = x_1 + b \cdot \sin \delta_1 + 2 \cdot (R_e - b) \sin \delta_1 = 63 + 48 \cdot \sin 15^\circ 12' + 2(187 - 48) \cdot \sin 15^\circ 12' = 148;$$

– Khoảng cách giữa các gối ổ :

$$M_g = x + 2 \cdot L_2 + 2\Delta + B = 148 + 2 \cdot 8 + 2 \cdot 10 + 19 = 203 ;$$

– Khoảng cách từ gối ổ đến điểm đặt lực trên bánh răng côn :

$$M_2 = B/2 + L_2 + \Delta + x_1 - b \sin \delta_1 / 2 = 19/2 + 8 + 10 + 63 - 48 \cdot \sin 15^\circ 12' / 2 = 84,23.$$

9.3.4. Tính toán chính xác trục theo hệ số an toàn

a) Công thức tính toán

Tính toán sức bền mỗi khi ứng suất phức tạp phải dùng công thức theo hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm :



Hệ số an toàn chung s:

$$s = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [s] \quad (9.3)$$

Trong đó:

$[s] = (1,5 \div 2)$: hệ số an toàn cần đạt được, khi cần trực cứng hơn lấy $[s] = (2,5 \div 3)$;

Hệ số an toàn xét riêng ứng suất uốn s_σ :

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (9.4)$$

Và hệ số an toàn xét riêng ứng suất xoắn s_τ :

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (9.5)$$

Trong đó:

σ_{-1}, τ_{-1} – giới hạn bền mỏi uốn và giới hạn bền mỏi xoắn của vật liệu trục khi ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng, tốt nhất lấy theo các số liệu thí nghiệm về mỏi trên các mẫu thử nhẵn có $d = 7 \div 10$ mm.

Cũng có thể lấy theo công thức kinh nghiệm sau :

$$\sigma_{-1} = (0,40 \div 0,45) \sigma_b; \quad \tau_{-1} = (0,23 \div 0,28) \sigma_b;$$

σ_a, τ_a – biên độ ứng suất uốn và xoắn

σ_m, τ_m – ứng suất uốn và xoắn trung bình trên mặt cắt của trục.

Có thể tính $\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ theo các quan hệ và công thức sau: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$;

Khi trục quay $\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$ nên $\sigma_a = \sigma_{\max}$; $\sigma_m = 0$ (ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng).

$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$; khi trục làm việc có dừng $\tau_{\min} = 0$ nên $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2}$; (ứng suất thay

đổi theo chu kỳ mạch động). Còn khi trục làm việc đổi chiều $\tau_{\min} = -\tau_{\max}$ nên $\tau_a = \tau_{\max}$; $\tau_m = 0$.

Dùng công thức sau đây để xác định ứng suất lớn nhất sinh trên tiết diện trục.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_u}{W_u}; \quad \tau_{\max} = \frac{T_x}{W_x};$$



Với M_u, T_x là mômen uốn và mômen xoắn tại tiết diện tính toán của trục.

W_u, W_x là mômen chống uốn và mômen chống xoắn của tiết diện trục (bảng 9.3). Khi

tiết diện trục hình tròn có thể tính $W_u = \frac{\pi.d^3}{32}$ và $W_x = \frac{\pi.d^3}{16}$;

Khi có rãnh then thì $W_u = \frac{\pi.d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$

và $W_x = \frac{\pi.d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$;

Trong đó: b – chiều rộng rãnh then; t_1 – chiều sâu rãnh then ;

Trục là ống rỗng với $\gamma = d'/d$; (d' là đường kính trong) ta có:

$$W_u = \frac{\pi.d^3(1-\gamma^4)}{32}; \quad W_x = \frac{\pi.d^3(1-\gamma^4)}{16};$$

Trong công thức tính chính xác, các hệ số ảnh hưởng đến sức bền mỗi $K_\sigma, \varepsilon_\sigma, K_\tau, \varepsilon_\tau, \psi_\sigma, \psi_\tau$ được xác định như sau:

ψ_σ, ψ_τ là các hệ số ảnh hưởng của ứng suất pháp và ứng suất tiếp trung bình.

– với thép cacbon $\psi_\sigma = 0,10, \psi_\tau = 0,05$;

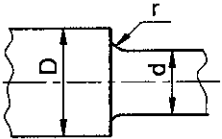
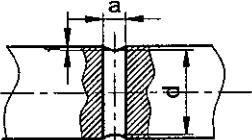
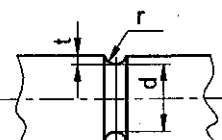
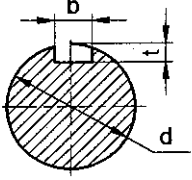
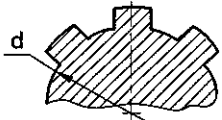
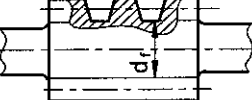
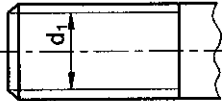
– với thép hợp kim $\psi_\sigma = 0,15, \psi_\tau = 0,1$;

K_σ, K_τ là hệ số tập trung ứng suất pháp và tiếp thực tế của trục tại những vùng có hiện tượng này xảy ra (nơi có rãnh then, lắp bằng độ dôi, lỗ trên trục, góc lượn, rãnh trên trục, nhám bề mặt). Khi tồn tại nhiều nhân tố tập trung ứng suất tại một chỗ ta lấy trị số lớn nhất. Riêng ảnh hưởng của hệ số tập trung ứng suất do nhám bề mặt K_σ^n, K_τ^n (bảng 9.3) được kể đến bằng cách cộng thêm $(K_\sigma + K_\sigma^n - 1)$ hoặc $(K_\tau + K_\tau^n - 1)$ nhưng trừ trường hợp lắp chặt sẽ không kể đến ảnh hưởng do nhám bề mặt. Các trị số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ tại vùng lắp chặt (xem bảng 9.7).

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ là các hệ số ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục (thường là đường kính d , hoặc kích thước tiết diện trục khác (xem bảng 9.4)).

β – hệ số tăng bền bề mặt của trục, cho trong bảng 9.5 theo phương pháp tạo bền bề mặt để xác định các hệ số này có thể lấy theo các bảng, biểu dưới đây:

BẢNG 9.3. HỆ SỐ TẬP TRUNG ỨNG SUẤT THỰC TẾ K_σ, K_τ

Dạng tập trung ứng suất		K_σ		K_τ		Mômen cản	
		σ_b MPa				uốn W_u	xoắn W_x
		≤ 700	> 1000	≤ 700	> 1000		
	Góc lượn ($D/d=1,25 \div 2$) $r/d=0,02$ $r/d=0,06$ $r/d=0,01$	2,5 1,85 1,6	3,5 2,0 1,64	1,8 1,4 1,25	2,1 1,53 1,35	$\frac{\pi \cdot d^3}{32}$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16}$
	Lỗ ngang	1,9	2,0	1,75	2,0	$\frac{\pi \cdot d^3}{32}$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16}$
	Rãnh vòng $t=r$ $r/d=0,02$ $r/d=0,06$ $r/d=0,1$	1,9 1,8 1,7	2,35 2,0 1,85	1,4 1,35 1,25	1,7 1,65 1,5	$\xi \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ $\xi = \left(1 - \frac{1,54a}{d}\right)$	$\xi \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ $\xi = \left(1 - \frac{a}{d}\right)$
	Rãnh then - Phay ngón - Phay đĩa	1,76 1,46	2,2 1,8	1,54 1,54	1,9 1,9	$\frac{\pi \cdot d^3}{32} - A_t$ $A_t = \frac{bt(d-t)^3}{2d}$	$\frac{\pi \cdot d^3}{16} - A_t$
	Then hoa chữ nhật Then hoa thân khai	1,6 1,6	1,75 1,75	2,45 1,5	2,8 1,6	$\xi \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ $\xi = 1,125$ với loạt nhẹ $\xi = 1,205$ với loạt trung bình $\xi = 1,265$ với loạt nặng	$\xi \frac{\pi \cdot d^3}{16}$
	Ren trục vít	2,3	2,5	1,7	1,9	$\frac{\pi \cdot d_f^3}{32}$	$\frac{\pi \cdot d_f^3}{32}$
	Ren thường	1,8	2,4	1,2	1,5	$\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$	$\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}$

BẢNG 9.4. HỆ SỐ KÍCH THUỐC ϵ_σ , ϵ_τ

Hệ số ϵ_σ , ϵ_τ	Đường kính trục mm							
	15	20	30	40	50	70	100	200
ϵ_σ (thép cacbon)	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
ϵ_σ (thép hợp kim)	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,62	0,52
ϵ_τ	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,73	0,70	0,6

BẢNG 9.5. HỆ SỐ TĂNG BỀN BỀ MẶT CỦA TRỤC β

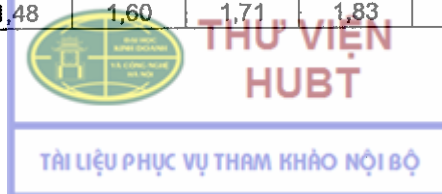
Phương pháp tăng bền bề mặt	Giới hạn bền σ_b MPa trong lõi	Hệ số tăng bền β		
		Trục trơn	Trục ít tập trung ứng suất $K_\sigma \leq 1,5$	Trục tập trung ứng suất nhiều $K_\sigma > 1,5 \div 2$
Tôi cao tần	600 ÷ 800	1,5 ÷ 1,7	1,6 ÷ 1,7	2,4 ÷ 2,8
	800 ÷ 1000	1,3 ÷ 1,5	—	—
Thấm nitơ	900 ÷ 1200	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,7	1,7 ÷ 2,1
Thấm cacbon	400 ÷ 600	1,8 ÷ 2,0	3	—
	700 ÷ 800	1,4 ÷ 1,5	—	—
	1000 ÷ 2000	1,2 ÷ 1,3	2	—
Phun bi	600 ÷ 1500	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,6	1,7 ÷ 2,1
Lăn nén	—	1,2 ÷ 1,3	1,5 ÷ 1,6	1,8 ÷ 2,0

BẢNG 9.6. HỆ SỐ TẬP TRUNG ỨNG SUẤT DO NHÁM BỀ MẶT K_σ^n , K_τ^n

Cách gia công và nhám bề mặt	Trị số K_σ^n , K_τ^n với giới hạn bền σ_b , MPa		
	400	800	1200
Mài Ra 0,16...0,32	1	1	1
Tiện tinh Ra 0,63...2,5	1,05	1,1	1,25
Tiện thô Rz 20...80	1,2	1,25	1,5
Bề mặt thô	1,3	1,50	2,2

BẢNG 9.7. CÁC TRỊ SỐ K_σ/ϵ_σ , K_τ/ϵ_τ CỦA TRỤC TẠI VÙNG LẮP CHẶT

Đường kính d mm	Kiểu lắp	Giới hạn bền σ_b , MPa							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		K_σ/ϵ_σ							
$\leq 30...50$	r6	2,25	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	k6	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	h6	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
	s6	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,6	5,2
$> 50...100$	k6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,2	3,45	3,9
	h6	1,8	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00	3,40
		K_τ/ϵ_τ							
$\leq 30...50$	r6	1,75	1,9	2,05	2,2	2,35	2,5	2,65	2,95
	k6	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	h6	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
	s6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
$> 50...100$	k6	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	h6	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,2	2,42



b) Về tính gần đúng trục

Rõ ràng trục chịu tải đồng thời cả mômen uốn và mômen xoắn, gây nên cả ứng suất pháp σ và ứng suất tiếp τ trên trục.

$$\sigma = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u}{0,1d^3}; \text{ và } \tau = \frac{T_x}{W_x} = \frac{T_x}{0,2d^3};$$

Như thông thường có thể tính sức bền theo ứng suất tương đương.

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \frac{\sqrt{M_u^2 + 3T_x^2}}{0,1d^3} \leq [\sigma]; \text{ đặt } M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 3T_x^2}$$

M_{td} – mômen tương đương tác dụng lên trục.

$[\sigma]$ – ứng suất cho phép của vật liệu trục được lấy trong bảng theo số liệu kinh nghiệm.

Từ đó rút ra đường kính trục:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}}$$

Phương pháp tính này chỉ mang tính gần đúng vì giá trị $[\sigma]$ không có cơ sở thực nghiệm vững chắc mà chỉ là kinh nghiệm, công thức không kể đến các nhân tố ảnh hưởng lớn đến sức bền mỏi như tập trung ứng suất, kích thước tuyệt đối và chất lượng bề mặt cũng như các công nghệ tăng bền (không nên coi là phép tính quyết định mà chỉ là bước tính định lượng gần với giá trị cần thiết của kích thước trục).

c) Các bước tính toán chính xác thiết kế trục

– Tính sơ bộ trục, xác định d , chọn sơ bộ ổ, tính chiều dày (chiều rộng) các chi tiết lắp trên trục.

– Vẽ phác bộ phận máy chứa trục được thiết kế, tính các đoạn chiều dài của trục.

– Đặt lực tác dụng lên các bộ phận lắp trên trục, lập sơ đồ tính trục. Coi trục là một dầm chịu lực, các ổ là các gối đỡ, tính các phản lực gối đỡ (sử dụng các phương trình cân bằng cơ học). Vẽ biểu đồ mômen uốn và xoắn (theo phương pháp của sức bền vật liệu)

– Theo biểu đồ mômen xác định được các tiết diện nguy hiểm của trục, dùng công thức tính chính xác (9.3) có thể tìm ra được trị số đường kính trục cần thiết tại các tiết diện này.

Để tìm được đường kính trục tại các tiết diện nguy hiểm nhanh hơn có thể dùng công thức tính gần đúng trục, xác định đường kính tại tiết diện nguy hiểm, xét ảnh hưởng đồng

thời cả mômen uốn lẫn mômen xoắn $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}}$;

Sau đó tiến hành sử dụng công thức tính chính xác (9.3) tính hệ số an toàn, xử lý số liệu, xác định chính xác đường kính trục đảm bảo đủ bền cho các đường kính trục cần thiết tại các tiết diện nguy hiểm.

– Cuối cùng theo yêu cầu sức bền, yêu cầu lắp ghép và công nghệ chế tạo người thiết kế vẽ và quyết định kết cấu trục.

Chú ý rằng: đường kính cần thiết ta tính ở bước trên không bắt buộc phải lấy theo vì nhiều khi để đảm bảo yêu cầu lắp ghép hay công nghệ mà ta phải tăng kích thước lên, hoặc do yêu cầu của chọn ổ mà cần có sự điều chỉnh cho thích hợp, hài hòa về kết cấu.

Ví dụ:

Thiết kế trục bị dẫn hộp giảm tốc bánh răng côn 1 cấp với các số liệu sau :

– Công suất truyền động trên trục dẫn $P_1 = 5,2 \text{ kW}$, tốc độ quay trên trục dẫn $n_1 = 430 \text{ vg/ph}$.

Bộ truyền bánh răng côn thẳng hai trục vuông góc có $m_e = 4$; $Z_1 = 25$; $Z_2 = 90$;

$b = 48 \text{ mm}$; (số liệu khớp nối)

– Các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng côn

$$R_e = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{4}{2} \sqrt{25^2 + 90^2} = 186,815 \text{ mm} .$$

$$\text{tg} \delta_2 = u = Z_2/Z_1 = 90/25 = 3,6; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 15^\circ 12' 41'';$$

$$\delta_2 = 74^\circ 47' 58''$$

$$m = m_{te} \cdot \frac{R_e - b/2}{R_e} = 4 \frac{186,815 - 48/2}{186,815} = 3,486 ;$$

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 3,486 \cdot 25 = 87,15;$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P/n_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 5,2 / 430 = 115488,3 \text{ Nmm}; B = 19;$$

$$T_2 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot P/n_2 = u T_1 = 3,6 \cdot T_1 = 3,6 \cdot 115488,3 = 415000 \text{ Nmm};$$

Tính lực tác dụng ăn khớp bánh răng côn:

$$F_t = 2 \cdot T_1 / d_1 = 2 \cdot 115488,3 / 87,15 = 2650,3 \text{ N} ;$$

$$F_{R1} = F_{a2} = F_t \cdot \text{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta_{e1} = 2650,3 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \cos 15^\circ 12' = 931,25 \text{ N} ;$$

$$F_{a1} = F_{R2} = F_t \cdot \text{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta_{e1} = 2650,3 \cdot \text{tg} 20^\circ \cdot \sin 15^\circ 12' = 251,6 \text{ N} ;$$

Tính lực tác dụng lên khớp nối do phân bố lực không đều trên các chốt vòng đàn hồi

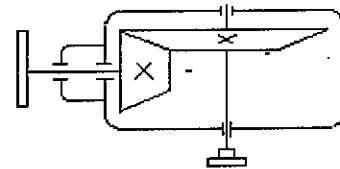
Tra bảng chọn khớp nối chốt đàn hồi với:

$$F_k = (0,2 \div 0,3) 2T_2/d_k = (0,2 \div 0,3) \cdot 2 \cdot 415000 / 130 = (1280 \div 1919) \text{ N} .$$

$$F_t = 931,25 \text{ N}; F_{R1} = F_{a2} = 931,25 \text{ N}; F_{a1} = F_{R2} = 251,6 \text{ N}; F_k = 1919 \text{ N}; T_2 = 415758,6 \text{ Nmm}.$$

Giải :

1. Tính sơ bộ trục, xác định d, chọn sơ bộ ổ lăn



Trục dẫn: $d \geq C\sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 125\sqrt[3]{\frac{5,2}{430}} = 28,7$ chọn đường kính sơ bộ $d_1 = 30$ mm

Chọn sơ bộ ổ bi đỡ chặn nhẹ theo bảng PL3.1 có $d = 30$; $B = 16$; $D = 62$

Trục bị dẫn: $d \geq C\sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 125\sqrt[3]{\frac{5,2 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 3,6}{430}} = 43,38$ chọn $d_2 = 45$ mm

Chọn sơ bộ ổ bi đỡ chặn nhẹ theo bảng PL3.1 có $d = 45$; $B = 19$; $D = 85$

Tính chiều dày (chiều rộng) các chi tiết lắp trên trục:

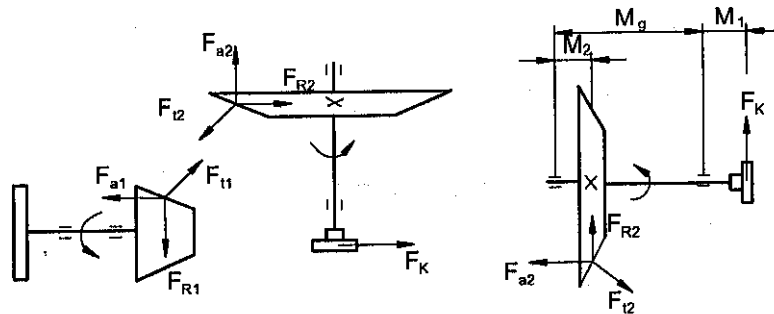
Bánh răng côn nhỏ có chiều dài may $\sigma L_{m1} = 1,2d_1 = 1,2 \cdot 30 = 36$; nhưng $L_{m1} > b$ nên lấy $L_{m1} = 52$;

Bánh răng côn lớn có chiều dài may $\sigma x_1 = 1,4d_2 = 1,4 \cdot 45 = 63$

2. Vẽ phác hộp giảm tốc, tính các đoạn chiều dài cần thiết của trục (xem ví dụ phân trên)

$F_{12} = 2850,3$ N; $F_{R2} = 251,6$ N; $F_{a2} = 931,25$ N; $M_g = 203$; $M_1 = 88,5$; $M_2 = 84,23$;

$F_k = 919$ N



Tính phản lực gối đỡ dùng các phương trình cân bằng cơ học:

$$\sum M_a = 0 \Leftrightarrow F_{R2} \cdot M_2 - F_{a2} \cdot d_2/2 - R_{yb} \cdot M_g + F_k \cdot (M_1 + M_g) = 0;$$

Suy ra: $R_{yb} = F_{R2} \cdot (M_2/M_g) - F_{a2} \cdot d_2/(2M_g) + F_k \cdot (M_1 + M_g)/M_g$
 $= 251,6 \cdot (84,23/203) - 931,25 \cdot 360/(2 \cdot 203) + 1919 \cdot (88,5 + 203)/203 = 2034$ N;

$\sum M_a = 0$; $F_{12} \cdot M_2 - R_{xb} \cdot M_g = 0$; Suy ra $R_{xb} = F_{12} \cdot M_2/M_g = 2850,3 \cdot 84,23/203 = 1182,66$ N

$\sum Y = 0$; $F_{R2} - R_{ya} - R_{yb} + F_k = 0$; Suy ra $R_{ya} = F_{R2} - R_{yb} + F_k = 251,6 - 2034 + 1919 = 136,6$ N;

$\sum X = 0$; $F_{12} - R_{xb} - R_{xa} = 0$; Suy ra $R_{xa} = F_{12} - R_{xb} = 2850,3 - 1182,66 = 1667,64$ N

Tính mômen uốn:

- Tại chỗ lắp bánh răng:

Mặt phẳng yz: $M_{uy} = R_{ya} \cdot M_2 = 136,6 \cdot 84,23 = 11505,8$ Nmm; bên trái

$M_{uy} = R_{ya} \cdot M_2 - F_{a2} \cdot d_2/2 = 136,6 \cdot 84,23 - 931,25 \cdot 360/2 = -156119,2$ Nmm; bên phải

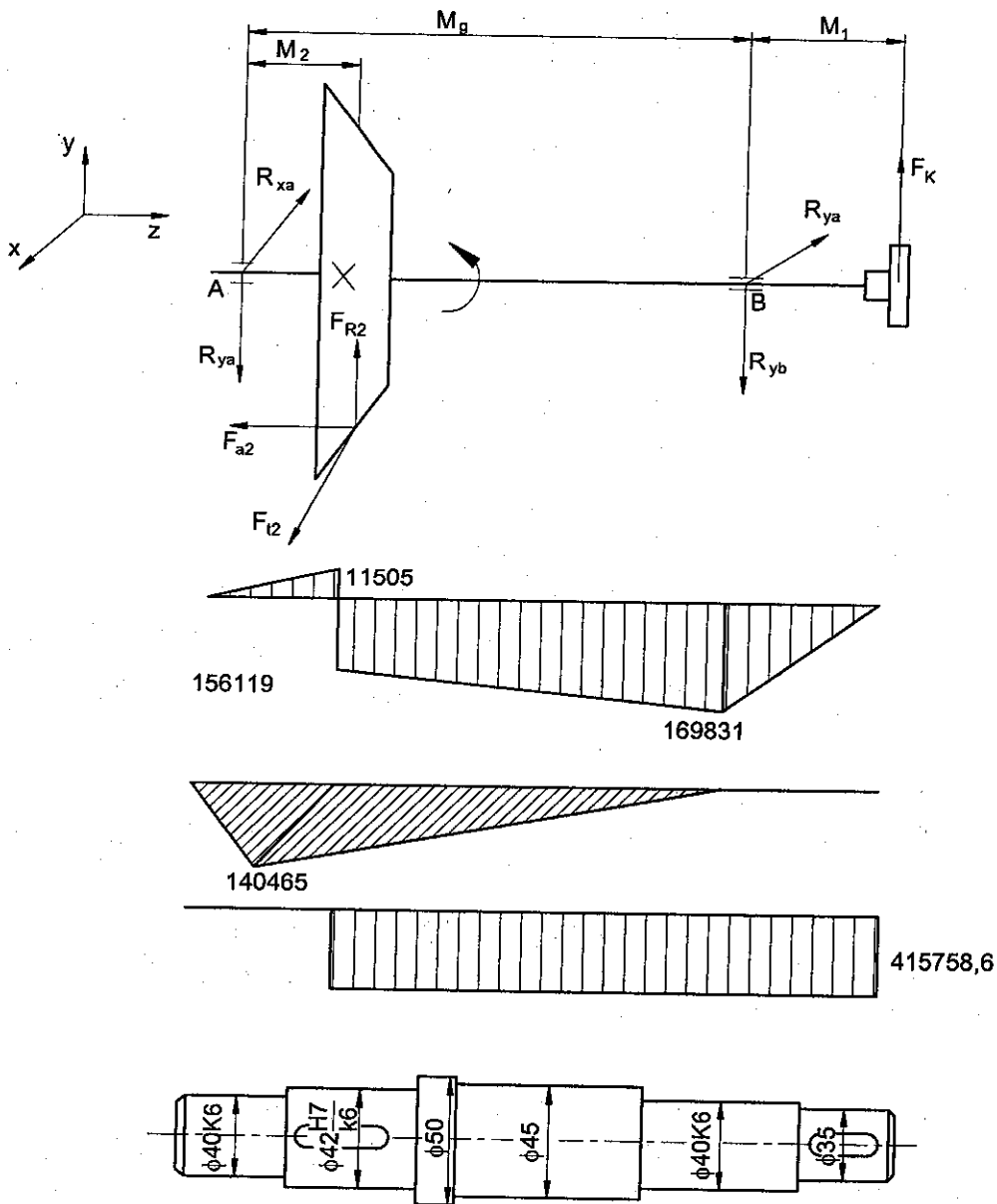
Mặt phẳng xz: $M_{ux} = R_{xa} \cdot M_2 = 1667,64 \cdot 84,23 = 140465,3$ Nmm.

- Tại gối b:

Mặt phẳng yz: $M_{uy} = F_k \cdot M_1 = 1919 \cdot 88,5 = 169831,5$ Nmm;

Mặt phẳng yz: $M_{ux} = 0$;





Tính gần đúng :

Tại chỗ lắp bánh răng : $M_{yy} = 156119$; $M_{xx} = 149465$;

$$M_{td} = \sqrt{156119^2 + 149465^2 + 0,75 \cdot 415758^2} = 419839 \text{ Nmm.}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{419839}{0,1 \cdot 50}} = 43,7$$

Tại gối b: $M_y = 169831,5$;

$$M_{td} = \sqrt{169831^2 + 0^2 + 0,75 \cdot 415758^2} = 398100$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{398100}{0,1.50}} = 43$$

Chọn tại chỗ lắp bánh răng $d = 42$; Đường kính ngõng trục $d = 40$;

Tính chính xác trục :

Chọn vật liệu trục thép 45 tôi cải thiện, có : $\sigma_b = 750\text{MPa}$;

Sử dụng công thức hệ số an toàn sức bền mỏi : $s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s]$ để tìm ra đường

kính trục cần thiết tại hai tiết diện nguy hiểm là nơi lắp bánh răng và ngõng trục.

Tính toán các số liệu đặc trưng cho vật liệu :

$$\sigma_{-1} = (0,40 \div 0,45)\sigma_b = (0,40 \div 0,45)750 = 300 \div 337,5; \text{ lấy } \sigma_{-1} = 320\text{MPa}$$

$$\tau_{-1} = (0,23 \div 0,28)\sigma_b = (0,23 \div 0,28)750 = 172,5 \div 210; \text{ lấy } \tau_{-1} = 190\text{MPa}$$

Các hệ số ảnh hưởng đến sức bền mỏi trong tất cả các trường hợp

– Hệ số kích thước với $d = 35 \div 42 \text{ mm}$; $\varepsilon_\sigma = 0,85 \div 0,86$; $\varepsilon_\tau = 0,78 \div 0,79$ (bảng 9.4)

– Hệ số ảnh hưởng của ứng suất trung bình $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; với thép cacbon.

– Hệ số tăng bền $\beta = 1$.

– Hệ số tập trung tải trọng :

Tại chỗ lắp bánh răng, do rãnh then và nhám bề mặt (bảng 9.3) $K_\sigma = 1,76$; $K_\tau = 1,54$; do lắp độ dôi (bảng 9.3) $K_\sigma = 2$; $K_\tau = 1,6$.

Tại chỗ lắp ổ: lắp bằng độ dôi $K_\sigma = 2$; $K_\tau = 1,6$; góc lượn (bảng 9.3) $K_\sigma = 2,5$; $K_\tau = 1,8$.

Bắt đầu từ số liệu tính gần đúng, chọn đường kính trục và thay đổi sao cho hệ số an toàn tính toán nằm trong khoảng dự tính.

Tính toán thử với 2 phương án :

a) Đường kính trục tại nơi lắp bánh răng $d_r = 42$; tại ngõng trục $d_n = 40$;

b) Đường kính trục tại nơi lắp bánh răng $d_r = 38$; tại ngõng trục $d_n = 35$.

Phương án a)

– Tại nơi lắp bánh răng $d_r = 42$; có then với kích thước $b = 12$; $h = 8$; $t = 5$;

$$\begin{aligned} \text{Ứng suất lớn nhất : } \sigma_{\max} &= \frac{M_u}{W_u} = \frac{\sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}}{0,1dr^3 - \frac{bt(dr-t)^3}{2dr}} \\ &= \frac{M_u}{W_u} = \frac{\sqrt{149465^2 + 156119^2}}{\frac{3,14}{32}42^3 - \frac{12.5(42-5)^3}{2.42}} = 34,32 \end{aligned}$$

$$\tau_{\max} = \frac{T_x}{W_u} = \frac{T_x}{0,2dr^3 - \frac{bt(dr-t)^2}{2dr}} = \frac{415758}{\frac{3,14}{16}42^3 - \frac{12,5(42-5)^2}{2,42}} = 30,64$$

Ứng suất biên độ: $\sigma_a = \sigma_{\max} = 34,32\text{MPa}$
 $\tau_a = \tau_{\max}/2 = 15,32\text{MPa}$

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\epsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = \frac{320}{\frac{2}{0,86}34,2 + 0,10} = 4,02$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\epsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = \frac{190}{\frac{1,6}{0,79}15,32 + 0,05.15,32} = 5,98$$

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{4,02 \cdot 5,98}{\sqrt{4,02^2 + 5,98^2}} = 3,33$$

- Tại ngỗng trục $dn = 40$

Ứng suất lớn nhất $\sigma_{\max} = \frac{Mu}{W_u} = \frac{\sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}}{0,1d_n^3} = 31,659\text{MPa}$

$$\tau_{\max} = \frac{T_x}{W_x} = \frac{T_x}{0,2dn^3 - \frac{bt(dn-t)^2}{2dn}} = \frac{415758}{\frac{3,14}{16}40^3 - \frac{12,5(40-5)^2}{2,40}} = 35,69\text{MPa}$$

Ứng suất biên độ $\sigma_a = \sigma_{\max} = 31,659\text{MPa}$

$$\tau_a = \tau_{\max}/2 = 17,84\text{MPa}$$

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta\epsilon_\sigma}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = \frac{320}{\frac{2}{0,86}31,659 + 0,10} = 4,35$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta\epsilon_\tau}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = \frac{190}{\frac{1,6}{0,79}17,84 + 0,05.17,84} = 5,13$$

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{4,35 \cdot 5,13}{\sqrt{4,35^2 + 5,13^2}} = 3,31$$

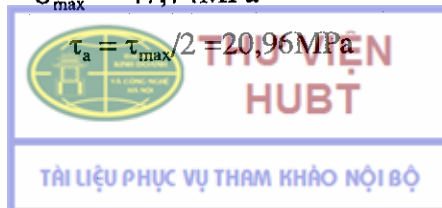
Phương án b):

- Tại nơi lắp bánh răng $dr = 38$; tại ngỗng trục $dn = 35$;

Ứng suất lớn nhất $\sigma_{\max} = \frac{Mu}{W_u} = \frac{\sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}}{0,1d_n^3} = \frac{\sqrt{149465^2 + 15619^2}}{\frac{3,14}{32}38^3} = 47,74\text{MPa}$

$$\tau_{\max} = \frac{T_x}{W_u} = \frac{T_x}{0,2dr^3 - \frac{bt(dr-t)^2}{2dr}} = \frac{415758}{\frac{3,14}{16}38^3 - \frac{12,5(38-5)^2}{2,38}} = 41,93\text{MPa}$$

Ứng suất biên độ: $\sigma_a = \sigma_{\max} = 47,74\text{MPa}$

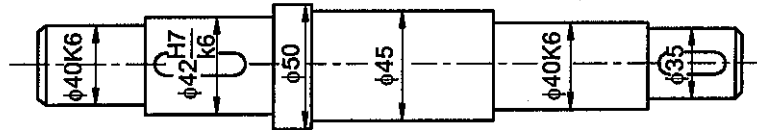


$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{320}{\frac{2}{0,86} 47,74 + 0,1 \cdot 0} = 2,88$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{190}{\frac{1,6}{0,79} 20,96 + 0,05 \cdot 20,96} = 4,37$$

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{2,88 \cdot 4,37}{\sqrt{2,88^2 + 4,37^2}} = 2,4$$

Quyết định kết cấu trục:



9.3.5. Tính toán độ cứng trục

Nhiều trường hợp trục không chỉ yêu cầu bền mà còn yêu cầu về độ cứng, khi độ cứng không đủ có thể gây nên tình trạng làm việc xấu cho các bộ phận máy (như bánh răng, ổ,...). Vì vậy, phải quan tâm đến độ cứng trục. Thông thường khi đường kính đủ bền, chiều dài trục không lớn yêu cầu độ cứng cũng để đảm bảo. Tuy nhiên trong những trường hợp yêu cầu khắt khe, chất lượng rất cao và nhất là yêu cầu do thực tế đặt ra buộc phải tính toán về độ cứng.

Thông thường tính độ cứng trục theo biến dạng uốn hoặc biến dạng xoắn.

$$y \leq [y]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi];$$

Trong đó:

y , θ , φ : độ võng, góc xoay khi uốn và góc xoay khi xoắn tính toán theo công thức trong sức bền vật liệu, xem trong bảng tính tóm tắt (9.9).

$[y]$, $[\theta]$, $[\varphi]$: trị số cho phép của độ võng, góc xoay nói trên không được vượt quá. Được lấy theo yêu cầu làm việc, hoạt động của bộ phận máy. Trị số cụ thể được giới thiệu trong bảng 9.8 tương ứng với các trường hợp ứng dụng khác nhau.

BẢNG 9.8. TRỊ SỐ CHO PHÉP CỦA ĐỘ VỒNG, GÓC XOAY

	Trường hợp ứng dụng	Trị số thường dùng
1	Trục thường trong máy	$[y] = (0,0002 \div 0,0003)L_g$ (L_g : Khoảng cách gối)
2	Nơi lắp bánh răng	$[y] = (0,01 \div 0,03)\text{m}$
3	Nơi lắp ổ trượt	$[\theta] = 0,001\text{rad}$
4	Nơi lắp ổ bi đỡ	$[\theta] = 0,01\text{rad}$
5	Nơi lắp ổ lòng cầu	$[\theta] = 0,05\text{rad}$
6	Trục chính máy cắt	$[\varphi] = 5' / \text{m}$
7	Trục máy vận chuyển	$[\varphi] = 15' \div 20' / \text{m}$
8	Trục hộp giảm tốc và hộp tốc độ	$[\varphi] = 30' / \text{m}$

BẢNG 9.9. CÔNG THỨC TÍNH TOÁN BIẾN DẠNG TRỰC

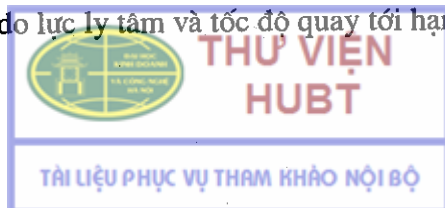
Biến dạng uốn			Biến dạng xoắn
Góc xoay và Độ võng	sơ đồ dầm 2 gối, lực ở giữa	sơ đồ dầm 2 gối, lực công xoắn	
θ_A	$\frac{Pab(\ell+b)}{6EI\ell}$	$\frac{P_1c\ell}{6EI}$	Góc xoắn $\varphi = TL/(GJ_0)$ T : mômen xoắn ℓ : khoảng cách từ tiết diện tính đến tiết diện chuẩn G : môđun đàn hồi trượt vật liệu trục J_0 : mômen quán tính độ cực tiết diện trục
θ_B	$\frac{Pab(\ell+a)}{6EI\ell}$	$\frac{P_1c\ell}{3EI}$	
θ_C	θ_B	$\frac{P_1c(2\ell+3c)}{6EI}$	
θ_D	$\frac{Pb(\ell^2-b^2-3d^2)}{6EI\ell}$	$\frac{P_1c(3d^2-\ell^2)}{6EI\ell}$	
θ_E	$\frac{Pa(\ell^2-a^2-3e^2)}{6EI\ell}$	-	
θ_H	$\frac{Pab(b-a)}{6EI\ell}$	-	
y_D	$\frac{Pbd(\ell^2-b^2-d^2)}{6EI\ell}$	$\frac{P_1cd(\ell^2-d^2)}{6EI\ell}$	
y_E	$\frac{Pae(\ell^2-a^2-e^2)}{6EI\ell}$	-	
y_H	$\frac{Pa^2b^2}{3EI\ell}$	-	
y_C	$\theta_B \cdot c$	$\frac{P_1c^2(\ell+c)}{3EI}$	

Biến dạng đàn hồi trục ảnh hưởng đặc biệt đến quá trình động lực học và dao động trục. Phần tiếp sau sẽ cho thấy rõ ảnh hưởng ấy.

9.3.6. Tính toán động lực học cho trục

Tính toán động lực học máy nói chung và tính toán động lực học trục nói riêng rất phức tạp và nhiều vấn đề chuyên biệt. Trong phần này chỉ đưa ra một phần nhỏ tính toán cần chú ý, coi đó là ví dụ. Để tính toán đầy đủ và chính xác hơn cần tham khảo những tài liệu chuyên khảo về động lực học và rung động của máy.

1. Tính toán độ võng do lực ly tâm và tốc độ quay tới hạn



Khi chuyển động quay, trục làm cho bản thân nó, các chi tiết lắp trên nó và quay cùng chịu những tác dụng động lực học phức tạp.

Xét trường hợp đơn giản và rất thông thường là trục quay có một chi tiết lắp ở giữa với 2 ổ là 2 gối tựa (hình 9.12), khối lượng chi tiết là m , tốc độ n vg/ph, thường luôn có độ lệch tâm e nhất định (khoảng cách giữa trọng tâm của chi tiết và trục quay là e). Xét chuyển vị ngang (vuông góc với đường tâm trục) và tính toán bỏ qua trọng lượng bản thân trục. Lực ly tâm F_L gây uốn trục và phản lực gối tựa tại ổ. Mômen uốn làm trục võng và độ võng y (cũng nằm trong mặt phẳng chứa trục quay và trọng tâm chi tiết) lại làm tăng sự lệch tâm của chi tiết với trục và lực ly tâm là: $F_L = m.(y + e).\omega^2$;

Tổng phản lực gối tựa tại ổ tỷ lệ với độ võng của trục $R_s = C.y$ (C là lực gây nên 1 đơn vị độ võng).

$$F_L = R_s \text{ nghĩa là: } m.(y + e).\omega^2 = C.y;$$

$$\text{Rút ra: } y = \frac{e}{\frac{C}{m\omega^2} - 1};$$

Khi $\omega^2 = \frac{C}{m}$ thì $y = \infty$ có nghĩa là độ võng rất lớn và trục bị phá hỏng. Như thế tồn tại một trị số tốc độ tới hạn $\omega_{th} = \sqrt{\frac{C}{m}}$

$$\text{hoặc } n_{th} = \frac{30}{\pi}.\omega_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}};$$

Tỷ số C/m ảnh hưởng quyết định đến trị số tốc độ tới hạn. Gọi $G = mg$ là trọng lượng chi tiết lắp trên trục thì độ võng tĩnh $y_T = G/C$ là độ võng trục do trọng lượng chi tiết gây ra giúp ta tính toán tốc độ tới hạn n_{th}

$$n_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_T}} = 947 \sqrt{\frac{1}{y_T}}; \text{ với gia tốc trọng trường } g = 9810 \text{ mm/s}^2.$$

Để trục làm việc tốt người ta hạn chế tốc độ làm việc của trục phải nhỏ hơn đáng kể so với tốc độ tới hạn. Thông thường $n < 0,7n_{th}$.

Trường hợp tốc độ trục rất cao so với n_{th} thì $y \rightarrow -e$, có nghĩa là sự lệch tâm tổng hợp giảm về 0.

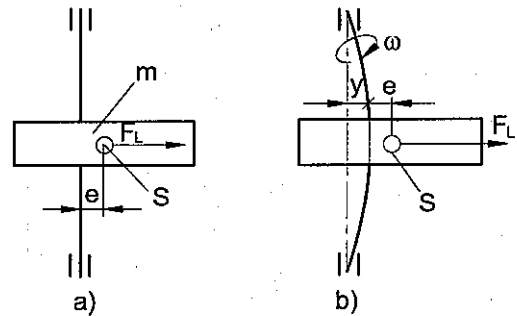
Quá trình này được gọi là quá trình tự định tâm.

2. Tính toán dao động trục

Tính toán dao động trục chung và tổng quát quan hệ chặt chẽ với các vấn đề sau:

- Chuyển vị đàn hồi và quy luật chuyển động, dao động.
- Dao động đàn hồi tự do và dao động tắt dần.
- Tải trọng gây dao động cưỡng bức và quy luật tác động của nó.
- Biên độ dao động và quá trình cộng hưởng,...

Những tài liệu chuyên khảo về động lực học và rung động của máy, những tài liệu chuyên khảo chuyên sâu về tính trục sẽ trình bày kỹ những vấn đề ấy.



Hình 9.12

Chương 10

Ổ LĂN

10.1. KHÁI NIỆM CHUNG

10.1.1. Ổ trục

Ổ trục là bộ phận đỡ các trục quay, nó tạo cho trục một vị trí xác định trong không gian. Khi trục chịu tải nó truyền lực qua gối ổ vào thân, khung máy.

Theo dạng ma sát trong ổ có thể phân làm 2 loại :

- Ổ lăn có ma sát lăn giữa con lăn và các vòng ổ.
- Ổ trượt có ma sát trượt giữa ngồng trục và lót ổ.

Tùy theo hướng chịu lực chính của ổ ta có các loại :

- Ổ đỡ dùng chịu lực hướng tâm.
- Ổ chặn dùng chịu lực dọc trục.
- Ổ đỡ chặn dùng chịu cả lực hướng tâm và lực dọc trục.

Ổ trục hay được đặt trong các gối ổ, các gối này được cố định với thân, vỏ máy nhờ các mối ghép. Trường hợp đơn giản nhất gối ổ liền một khối với khung, vỏ máy.

10.1.2. Ổ lăn

Gồm các bộ phận vòng ngoài 1 lắp với gối ổ, vòng trong 2 lắp với ngồng trục và các con lăn 3 nằm giữa vòng trong và ngoài (hình 10.1), chúng lăn không trượt trên các vòng này, vì vậy chuyển động của chúng là chuyển động hành tinh quanh đường tâm trục.

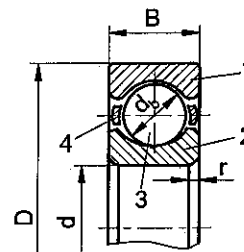
Giữa các con lăn thường có vòng cách 4 không cho chúng tiếp xúc nhau gây ma sát lớn (nếu tiếp xúc nhau hai con lăn có tốc độ trượt gấp đôi vận tốc vòng con lăn).

Các kích thước chính của ổ gồm: D – đường kính ngoài, d – đường kính trong và B – chiều rộng ổ.

Con lăn có nhiều hình dạng khác nhau, ổ có con lăn hình cầu thường gọi là ổ bi, ổ có con lăn hình côn, trụ, hình trống gọi là ổ đĩa (hình 10.2).

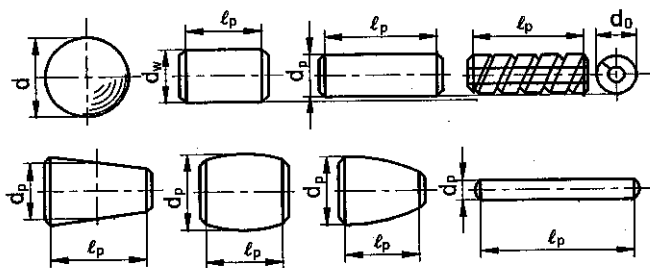
Ổ lăn có thể có một hay nhiều dãy con lăn và nhiều nhất là 4 dãy.

Khi gọi tên ổ người ta thường kết hợp các từ với nhau chỉ rõ các đặc tính của ổ. Trong phần các loại ổ và công dụng sẽ cho ta thấy các loại ổ hay dùng nhất.

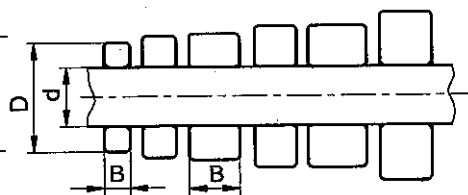


Hình 10.1

Theo khả năng tải người ta còn chia ổ ra làm nhiều hạng, cùng một đường kính trong như nhau nhưng tùy theo đường kính ngoài và chiều rộng người ta phân biệt các hạng (cỡ) đặc biệt nhẹ, nhẹ, nhẹ rộng, trung, trung rộng và nặng (hình 10.3).



Hình 10.2



Hình 10.3

10.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ổ lăn được sử dụng nhiều nhất trong máy, cơ cấu và công cụ hiện đại. Nhờ ma sát lăn có hệ số ma sát rất nhỏ (thường trong khoảng $0,001 \div 0,008$) nên tổn thất năng lượng, mômen cản ngay khi mở máy rất nhỏ, hiệu suất làm việc rất cao, nhiệt sinh ra ít.

Ổ lăn được tiêu chuẩn hóa và chế tạo sẵn, rất dễ cung ứng, thay thế rất nhanh, sản xuất hàng loạt lớn với công nghệ tự động hóa rất cao, vì thế khả năng lắp lẫn rất tốt, giá thành, chi phí thấp.

Chăm sóc và bôi trơn ổ lăn khá dễ dàng, khả năng chứa dầu, mỡ nhiều trong ổ. Chu kỳ phải thay thế, bổ sung chất bôi trơn dài hơn nhiều so với ổ trượt.

Chiều rộng ổ lăn khá nhỏ so với ổ trượt ($b/d < 0,3$), kích thước chiều trục của ổ rất gọn.

Tuy vậy, ổ lăn có những nhược điểm sau :

- Kích thước đường kính lớn và lắp ghép yêu cầu chính xác cao.
- Làm việc có tiếng ồn, khả năng chống va đập kém.
- Khi tốc độ quay cao lực quán tính lớn, tuổi thọ ổ sẽ kém.
- Giá thành ổ sẽ rất cao nếu sản xuất đơn chiếc hoặc hàng loạt nhỏ.

Ổ lăn dùng đặc biệt phổ biến trong máy công cụ, máy vận chuyển, ô tô, máy kéo, máy mỏ, máy nông nghiệp, máy xây dựng, hộp giảm tốc, các cơ cấu,...

10.2. CÁC LOẠI Ổ LĂN CHÍNH

- Ổ bi đỡ một dãy (hình 10.4a)

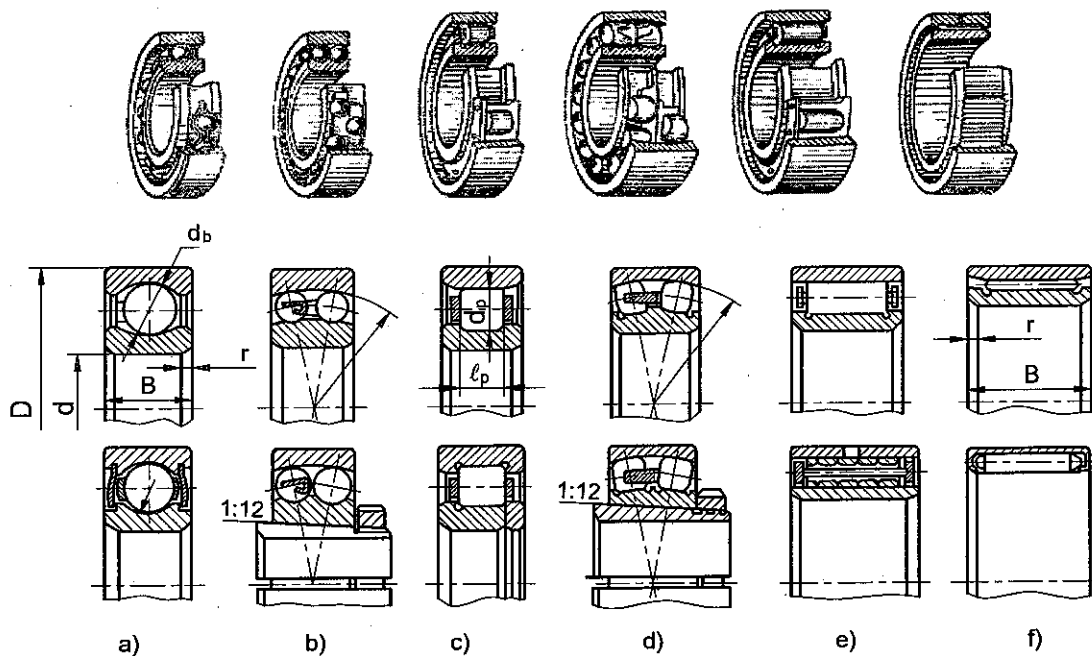
Loại ổ phổ thông được sử dụng nhiều nhất trong các loại máy, công cụ, thiết bị. Thường dùng để chịu lực hướng tâm, nhưng vẫn có khả năng chịu lực dọc trục tới 70%

phần lực hướng tâm chưa dùng hết. Góc xoay cho phép của đường tâm trục so với đường tâm ổ là $15' \div 20'$.

– Ổ lồng cầu 2 dãy (hình 10.4b, e)

Ổ có cấu tạo đặc biệt với mặt trong của vòng ngoài là mặt cầu có tâm nằm trên đường tâm trục quay nên có khả năng tự lựa, cho phép góc xoay khi uốn hoặc do lắp ghép không chính xác của trục tại gối ổ là $(2^\circ \div 3^\circ)$. Ổ cũng chủ yếu chịu lực hướng tâm nhưng có thể chịu lực dọc trục tới 20% phần lực hướng tâm cho phép chưa dùng tới.

Nếu con lăn của ổ là hình cầu đó là ổ bi, nếu là hình trụ thì là ổ đĩa lồng cầu 2 dãy. Các kiểu ổ này dùng trong trường hợp trục dài dễ bị võng và lắp kém chính xác, khó đảm bảo đồng tâm. Loại ổ đĩa có khả năng tải khoảng gấp 2 so với ổ bi, hệ số ma sát 0,004.



Hình 10.4

– Ổ đĩa ngấn đỡ (hình 10.4c)

Ổ này chỉ dùng để chịu lực hướng tâm, nó có con lăn hình trụ chiều dài không lớn, không thể chịu lực dọc trục. Kết cấu ổ có 5 phương án cấu tạo tùy theo khả năng cố định dọc trục với vị trí của các gờ chắn của vòng trong hay vòng ngoài kết hợp không cho con lăn chuyển động dọc trục tương đối với vòng ổ. Hầu như không cho phép góc xoay của đường tâm trục. Yêu cầu đồng tâm khi lắp ghép giữa trục và ổ rất cao. Nên tránh dùng ổ này khi trục võng, uốn nhiều.

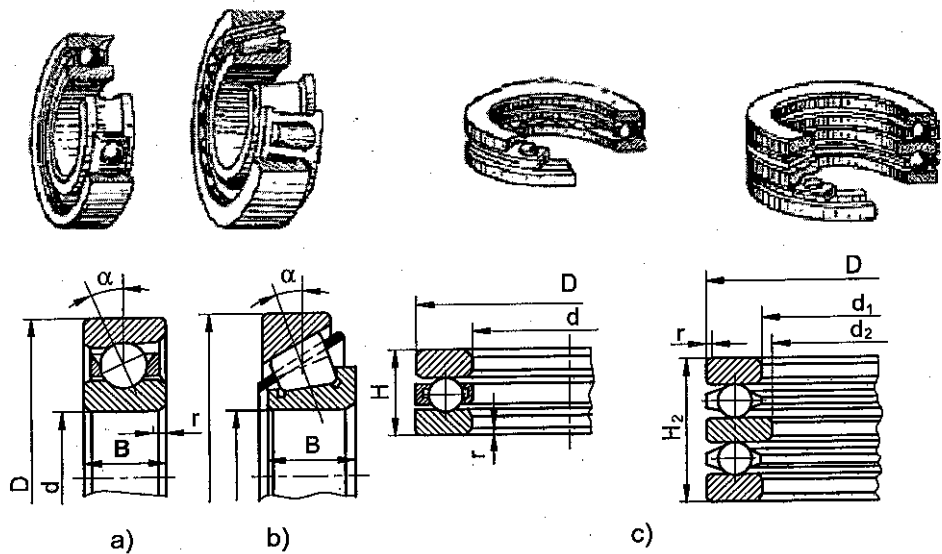
Khả năng tải chịu lực hướng tâm tăng 70% so với ổ bi cùng kích thước. Nhưng hệ số ma sát khá lớn (0,003).

– Ổ đĩa trụ xoắn đở (hình 10.4d)

Ổ có cấu tạo giống như ổ đĩa trụ ngắn trên nhưng có con lăn là ống xoắn ốc hình trụ, giống như một lò xo, vì vậy có thể biến dạng và cho phép góc xoay đường tâm trục so với trục quay tới $30'$, chịu được lực va đập, chấn động, hệ số ma sát lớn (0,006). Khả năng tải nhỏ hơn so với ổ đĩa ngắn.

– Ổ kim (hình 10.4 e)

Ổ kim có con lăn hình trụ rất nhỏ chiều dài lớn nhằm giảm kích thước đường kính nhỏ nhất có thể. Có thể gọi chúng là những chiếc kim, do đường kính nhỏ lại không dùng vòng cách nên số kim (con lăn) khá lớn cho khả năng chịu tải hướng tâm rất lớn, tuy vậy tuổi thọ ổ thấp, hệ số ma sát lớn nhất (0,008). Trường hợp muốn giảm thêm kích thước đường kính có thể bỏ vòng trong hay vòng ngoài cho kim trực tiếp lăn trên ngỗng trục hay mặt trụ trong của gối ổ.



Hình 10.5

– Ổ bi đở chặn (hình 10.5a)

Khi có lực dọc trục mà vẫn luôn có lực hướng tâm người ta thường dùng ổ đở chặn, mà ổ bi là loại hay dùng. Ổ này có vùng tiếp xúc lệch giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài khi chịu tải. Chính sự tiếp xúc lệch nói trên tạo khả năng chịu lực dọc trục của ổ, góc tiếp xúc α là thông số đặc trưng của loại ổ này. Tiêu chuẩn ổ lăn của nhiều nước lấy α thay đổi trong khoảng $12^\circ - 36^\circ$.

– Ổ đĩa côn đở chặn (hình 10.5b)

Cũng là ổ đở chặn thông dụng trong máy. Con lăn là hình côn tiếp xúc đường với các vòng ổ. Khả năng tải vì vậy cao hơn nhiều so với ổ bi. Góc tiếp xúc α tính theo góc côn của mặt trong vòng ngoài. Ổ lắp ghép khá dễ dàng, vòng trong, các con lăn cùng vòng cách

thành một khối còn vòng ngoài tách rời được riêng. Góc côn của con lăn thường trong khoảng $1^\circ - 2^\circ$. Góc α cũng được chọn trong khoảng từ $10^\circ - 30^\circ$. Khả năng chịu lực dọc trục cũng như ổ bi tăng lên khi α tăng. Về mặt cấu tạo luôn phải nhớ rằng đỉnh côn của mặt trong vòng ngoài, của con lăn và mặt côn vòng trong phải có đỉnh trùng nhau trên trục quay. Như vậy mới có chuyển động lăn của chúng với nhau.

– Ổ bi chặn (hình 10.5c)

Khi ổ chịu lực dọc trục lớn có thể phải chọn ổ chặn, loại ổ chỉ dùng chịu lực dọc trục, nó không có khả năng cố định hướng tâm cũng như chịu lực hướng tâm, ổ bi chặn là loại hay được dùng trước tiên.

Ổ bi chặn nếu chịu lực một chiều chỉ cần 1 lớp, nếu chịu lực 2 chiều thì phải có 2 lớp. Khi lắp có vòng ổ cố định lắp với vỏ, có khe hở đối với trục, vòng ổ khác lắp chặt quay cùng trục. Con lăn chuyển động hành tinh lăn không trượt trên 2 vòng ổ đối diện nhau.

Khi tốc độ quay lớn lực li tâm và mômen con quay sẽ làm tăng ma sát và mòn trong ổ. Tốc độ giới hạn của ổ bi chặn chỉ là 1500v/ph. Khi tốc độ lớn hơn phải chuyển sang dùng ổ đỡ chặn hay ổ bi đỡ.

– Độ chính xác ổ lăn

Theo TCVN 1484–85 có 5 cấp chính xác ổ lăn ký hiệu lần lượt từ thấp đến cao là O, 6, 5, 4, 2. Mỗi cấp chính xác người ta quy định rõ các sai lệch kích thước và sai lệch hình học cho các kích thước cơ bản là D, d và B. Thường sử dụng cấp chính xác bình thường O và cấp 6. Cần nhớ rằng tăng độ chính xác thì giá thành cũng tăng vài lần trở lên.

– Vật liệu ổ lăn

Thường dùng thép ổ lăn là thép hợp kim đặc biệt cho phép nhiệt luyện tăng độ rắn, độ bền lên rất nhiều, hàm lượng cacbon khá cao ($1 \div 1,1\%$). Có thể dùng thép hợp kim ít cacbon như thép 18CrMnTi thấm than và tôi. Độ rắn thép sau nhiệt luyện trong khoảng $62 \div 65$ HRC. Vòng cách thường là thép mềm hoặc kim loại màu (hợp kim nhôm, đồng), chất dẻo.

– Ký hiệu ổ lăn

Thường ký hiệu ổ lăn theo tiêu chuẩn bằng một dãy số. Theo TCVN 3776 – 83 quy định dãy số ký hiệu cho biết các yếu tố sau của ổ :

- + Đường kính trong của ổ
- + Hạng (cỡ) của ổ
- + Kiểu ổ
- + Dạng kết cấu
- + Loại chiều rộng ổ.

Cụ thể có thể xem bảng tra cứu 10.1 dưới đây:



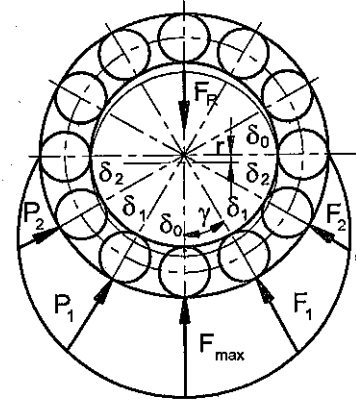
BẢNG 10.1. Ý NGHĨA DÂY SỐ KÝ HIỆU Ổ LĂN

Hai số đầu	Số thứ ba	Số thứ tư	Số thứ năm và sáu	Số thứ bảy
00 d=10 mm 01 d=12 mm 02 d=15 mm 03 d=17 mm các ổ khác có d = (20 ÷ 495) mm ký hiệu bằng các số là 1/5 đường kính d	8,9 – siêu nhẹ 1,7 – đặc biệt nhẹ 2,5 – nhẹ 3,6 – trung 4 – nặng 9 – ổ có đường kính không tiêu chuẩn	0 – ổ bi đỡ 1dây 1 – bi đỡ lòng cầu 2 dây 2 – đĩa trụ ngắn đỡ 3 – đĩa lòng cầu 2 dây 4 – kim hoặc đĩa trụ dài 5 – đĩa trụ xoắn 6 – bi đỡ chặn 7 – đĩa côn 8 – bi chặn, bi chặn đỡ 9 – đĩa chặn, chặn đỡ	Biểu thị về đặc điểm cấu tạo ổ	Biểu thị loại chiều rộng ổ 8 – đặc biệt hẹp 7 – hẹp 1 – bình thường 2 – rộng 3,4,5,6 – đặc biệt rộng
Chú thích – Có thể xem thêm trong TCVN và các sổ tay được giới thiệu kỹ hơn.				

10.3. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG LỰC HỌC VÀ ỨNG SUẤT TÁC DỤNG TRONG Ổ LĂN

10.3.1. Phân bố lực trên các con lăn của ổ đỡ, tính lực tác dụng lớn nhất (hình 10.6)

Phản lực gối tựa trong ổ lăn sẽ phân bố trên các con lăn tiếp xúc với các vòng ổ. Trong ổ đỡ, dưới tác dụng của lực hướng tâm F_R chỉ có nửa số con lăn ở phía hai vòng ổ trong và ngoài ép vào nhau là chịu lực và lực phân bố không đều. Đặt lực F_R trên đường tâm trục, từ trên xuống, vẽ vòng tròn chuyển vị của đường lăn con lăn, có thể thấy ngay con lăn dưới cùng (con lăn nằm trong mặt phẳng chứa đường tâm trục và chứa lực F_R) sẽ chịu lực lớn nhất, nó bị biến dạng nhiều nhất. các con lăn hai phía chịu lực giảm dần theo sự tăng của góc φ_i .



Hình 10.6

Giải bài toán siêu tĩnh này ta dùng phương trình cân bằng:

$$F_R = F_{max} + 2F_1 \cos \varphi_1 + 2F_2 \cos \varphi_2 + \dots + 2F_i \cos \varphi_i + \dots + 2F_n \cos \varphi_n$$

Với $(n = \frac{Z}{4} - 1)$: một nửa số con lăn chịu tải)

$$F_R = F_{max} + 2 \sum_{i=1}^n F_i \cos \varphi_i \quad (10.1)$$

Với $\varphi_i = i\gamma$; $\gamma = 2\pi/Z$

Và các phương trình cho quan hệ biến dạng giữa các con lăn với nhau $\delta_i = \delta_0 \cdot \cos \varphi_i$;

δ_0 – biến dạng con lăn chịu tải lớn nhất; δ_i – biến dạng con lăn chịu tải thứ i.

Trong ổ lăn quan hệ giữa biến dạng và lực không luôn là bậc nhất, bài toán tiếp xúc cho ta quan hệ $\delta = c.F^x$ với $x = 2/3$ cho ổ bi, ổ đĩa $x = 1$.

$$F_{\max} = \sqrt[x]{\frac{\delta_o}{c}}; F_i = \sqrt[x]{\frac{\delta_i}{c}} \text{ và } \delta_i = \delta_o \cdot \cos^2 i \gamma$$

vì thế $F_i = F_{\max} \sqrt[\alpha]{\cos^2 i \gamma}$.

Thay vào (10.1) rút ra :

$$F_{\max} = \frac{F_R}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \sqrt[\alpha]{\cos^2 i \gamma}} \quad (10.2)$$

Đặt $K_Z = \frac{Z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \sqrt[\alpha]{\cos^2 i \gamma}}$; vì thế $F_{\max} = \frac{K_Z F_R}{Z}$

Với ổ bi có $Z = 10 \div 20$; sẽ tính được $K_Z = 4,37$

Thực tế cho thấy có sai số một chút giữa tính toán và phân bố thực tế do có khe hở trong ổ. Người ta thường lấy:

Ổ bi $K_Z = 5$ nghĩa là $F_{\max} = 5 \frac{F_R}{Z}$

Ổ đĩa $K_Z = 4,6$ nghĩa là $F_{\max} = 4,6 \frac{F_R}{Z}$

Trường hợp ổ chặn và ổ đỡ chặn (hình 10.7)

Với ổ chặn $F_{\max} = \frac{F_a}{0,8Z}$; trị số 0,8 đưa vào để kể đến sai số chế tạo của bi và vòng ổ. F_a

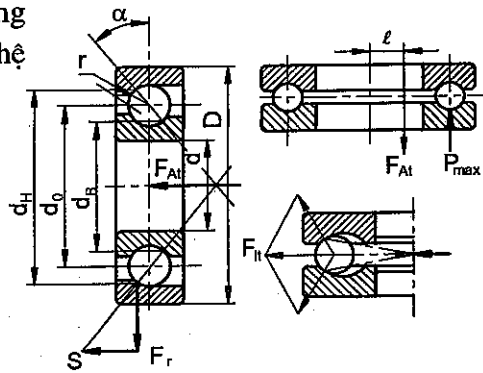
là lực dọc trục tác dụng lên ổ.

Trong ổ đỡ chặn có cả lực hướng tâm và dọc trục, nên khi tính tải trọng người ta phải tính tải trọng tương đương và mỗi thành phần hướng tâm và dọc trục được nhân với một hệ số riêng rồi cộng vào với nhau thành tải trọng tương đương (xem phần tính cụ thể sau).

Đáng chú ý là lực hướng tâm F_R chỉ là một thành phần của lực pháp tổng N , nếu chỉ có một con lăn thì thành phần dọc trục của N là $S = F_R \cdot \tan \alpha$ (α là góc tiếp xúc của ổ đỡ chặn).

Nhưng lấy S là tổng của tất cả thành phần dọc trục của nhiều con lăn, tính toán sẽ trở nên phức tạp và thay đổi phụ thuộc nhiều yếu tố, người ta đưa vào hệ số e để tính S .

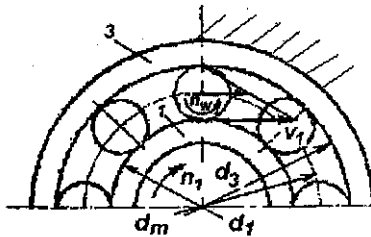
$S = e \cdot F_R$; trong đó e được nghiên cứu tính toán sẵn và cho trong bảng kèm theo của tiêu chuẩn ổ lăn. Nó phụ thuộc vào góc tiếp xúc α và một số yếu tố khác sẽ nêu cụ thể ở phần sau.



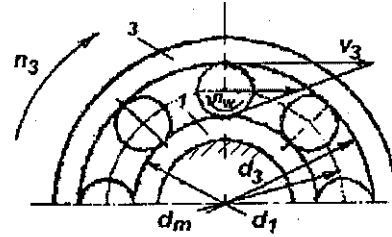
Hình 10.7

10.4. CHUYỂN ĐỘNG CỦA CÁC VÒNG Ổ, CÁC CON LĂN VÀ CÁC TƯƠNG TÁC ĐỘNG LỰC HỌC

Con lăn chuyển động hành tinh, để xác định chuyển động của chúng và vòng cách có thể áp dụng nguyên lý dừng cần của Willis (dùng chuyển động của vòng cách).



Hình 10.8



Hình 10.9

Tốc độ quay của vòng ổ là n_1 , tốc độ quay của vòng cách n_c , tốc độ quay của con lăn quay xung quanh trục của nó là n_w , trục con lăn lại quay quanh tâm ổ với tốc độ của vòng cách, v_1 là tốc độ chuyển động của điểm tiếp xúc con lăn và vòng trong (hình 10.8).

Cho toàn bộ ổ quay ngược quanh đường tâm trục với tốc độ n_c của vòng cách thì :

$$\frac{n_1 - n_c}{-n_c} = -\frac{d_3}{d_1} = \frac{d_m + D_w}{d_m - D_w}; \text{ và } (n_w \cdot D_w = (n_1 - n_c) \cdot d_1 = n_c \cdot d_3);$$

Trong đó :

d_1, d_3 là đường kính vòng tròn tiếp xúc mà bi (con lăn) lăn trên đó của vòng trong và vòng ngoài;

D_w là đường kính con lăn ;

d_m là đường kính vòng tròn chứa tâm con lăn $d_m = \frac{d_1 + d_3}{2}$;

n_w là tốc độ quay tính theo vg/ph của con lăn;

n_c là tốc độ quay tính theo vg/ph của vòng cách.

Cũng dùng cách tương tự với trường hợp vòng ngoài quay với tốc độ n_3 , tốc độ chuyển động của điểm tiếp xúc giữa con lăn và vòng ngoài là v_3 .

Kết cấu nghiên cứu trong nguyên lý máy và cơ học ta có bảng 10.2 sau:

BẢNG 10.2. TỐC ĐỘ QUAY TÍNH THEO vg/ph CỦA CON LĂN VÀ VÒNG CÁCH

Tốc độ quay	Khi vòng trong quay	Khi vòng ngoài quay
Vòng ổ	n_1	n_3
Vòng cách	$n_c = 0,5n_1(1 - D_w/d_m)$	$n_c = 0,5n_3(1 + D_w/d_m)$
Con lăn	$n_w = 0,5n_1(d_m/D_w - D_w/d_m)$	$n_w = 0,5n_3(d_m/D_w + D_w/d_m)$

Theo tính toán trong bảng, khi vòng ngoài quay tốc độ con lăn tăng lên khá nhiều do $v_3 > v_1$. Ngoài lực tác dụng lên ổ là phản lực gối tựa của trục, còn có tải trọng do quá trình động lực học của bản thân ổ.

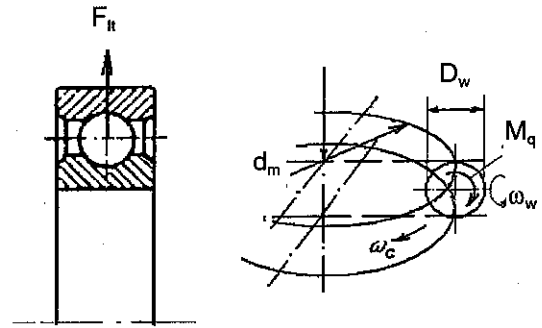
10.4.1. Lực quán tính ly tâm

Lực này đặt tại tâm con lăn:

$$F_{lt} = \frac{m\omega_c^2 d_m}{2}$$

Ở đây m là khối lượng con lăn.

Lực quán tính ly tâm ép chặt thêm con lăn vào vòng ổ, làm tăng ma sát và mòn, nó càng đặc biệt nguy hiểm đối với ổ bị chặn vì lực ly tâm làm tăng xúc lệch và làm con lăn văng xa rãnh lăn.



Hình 10.10

10.4.2. Mômen con quay

Đối với ổ chặn và đỡ chặn do trục quay của con lăn không song song với trục nên xuất hiện mômen con quay: $M_q = I \omega_w \omega_c \sin \alpha$;

ω_w – vận tốc góc rad/s của con lăn

ω_c – vận tốc góc rad/s của vòng cách

I – mômen quán tính của con lăn đối với trục quay của nó

α – góc tạo thành giữa trục quay của con lăn và đường trục của ổ; với ổ chặn $\alpha = 90^\circ$ nên $M_q = I \omega_w \omega_c$.

Mômen con quay tác dụng trong mặt phẳng chứa trục quay con lăn và đường tâm trục. Nó cũng làm tăng lực tác dụng, tăng ma sát và mòn của ổ.

10.5. ỨNG SUẤT TRONG Ổ LĂN

Con lăn tiếp xúc đồng thời cả vòng trong và vòng ngoài (hình 10.11), ứng suất tác dụng gây phá hỏng nghiêm trọng nhất trong ổ lăn là ứng suất tiếp xúc. Để tính toán được trị số có thể sử dụng công thức Héc cho tiếp xúc điểm và tiếp xúc đường.

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}}; \sigma_H = a \sqrt{\frac{FE^2}{\rho}}$$

Trong đó: F – lực tác dụng giữa các con lăn và vòng ổ;

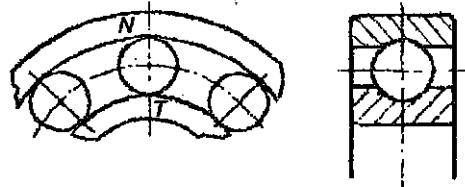
$q_n = \frac{F}{l_H}$ – lực tác dụng trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc con lăn và vòng ổ;

l_H – chiều dài tiếp xúc khi tiếp xúc đường;

a – hệ số phụ thuộc dạng hình học các bề mặt tiếp xúc;

Bán kính cong tương đương ρ tính theo công thức : $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$.

Trong đó ρ_1 và ρ_2 là bán kính cong tại điểm tiếp xúc của 2 mặt cong và dấu + dùng cho 2 mặt lồi tiếp xúc nhau, còn dấu - dùng cho mặt lồi tiếp xúc với mặt lõm.



Hình 10.11

Chú ý rằng trong ổ lăn các đối tượng tiếp xúc với nhau là vòng ổ và con lăn, chúng là các hình có mặt tiếp xúc tròn xoay. Tiếp xúc giữa vòng ngoài và con lăn là tiếp xúc giữa mặt lồi và mặt lõm, còn tiếp xúc giữa vòng trong và con lăn là hai mặt lồi. Vì vậy σ_H giữa vòng trong và con lăn tại điểm T sẽ lớn hơn nhiều so với σ_H tại điểm N giữa vòng ngoài và con lăn. Tuy nhiên khi tính sức bền mỗi còn phải tính đến số chu kỳ ứng suất tại các điểm tiếp xúc nữa.

Khi vòng trong quay, số chu kỳ ứng suất tại điểm T lại bằng số vòng quay của trục, trong khi đó số chu kỳ ứng suất tại điểm N lại bằng số lần con lăn lăn qua điểm tiếp xúc, lại có trị số lớn hơn rất nhiều so với số vòng quay của trục. Như thế nơi ứng suất lớn có số chu kỳ ứng suất nhỏ còn nơi có ứng suất nhỏ sẽ chịu số chu kỳ lớn. Điều kiện làm việc như thế là hợp lý và tốt.

Khi vòng ngoài quay tình trạng xảy ra ngược lại. Số chu kỳ ứng suất tại điểm T lại bằng số lần con lăn lăn qua điểm tiếp xúc, có trị số lớn hơn rất nhiều so với số vòng quay của vòng ổ. Trong khi đó số chu kỳ ứng suất tại điểm N lại bằng số vòng quay của vòng ổ, Như thế nơi ứng suất lớn có số chu kỳ ứng suất lớn còn nơi có ứng suất nhỏ sẽ chịu số chu kỳ lại nhỏ. Điều kiện làm việc như thế là bất hợp lý và nguy hiểm.

10.6. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ Ổ LĂN

10.6.1. Dạng hỏng và đặc điểm tính toán

Khi làm việc ổ lăn có thể bị các dạng hỏng sau :

- Tróc vì mỗi bề mặt làm việc do chịu ứng suất tiếp xúc thay đổi theo chu kỳ mạch động và khi làm việc trong điều kiện bôi trơn tốt, đầy đủ, số chu kỳ ứng suất đủ lớn. Đây thường là dạng hỏng chính của đa số ổ có tốc độ quay đủ nhanh, làm việc lâu dài.

- Biến dạng dẻo bề mặt tiếp xúc có thể xảy ra với ổ lăn quay chậm hoặc hầu như không quay, chịu tải lớn, ứng suất lớn hơn giới hạn đàn hồi tiếp xúc.

- Mòn con lăn và các vòng ổ nếu bôi trơn kém, thiếu chất bôi trơn, chất bôi trơn bẩn, có lẫn cát, bụi, hạt kim loại trong khi ma sát.

– Vỡ các vòng ổ, con lăn nếu chịu tải nặng, va đập mạnh, lắp ghép không đúng,... vỡ vòng cách do lực ly tâm khi tốc độ quay rất lớn,...

Để tránh các dạng hỏng, đảm bảo khả năng làm việc, chịu tải của ổ ta có thể:

– Tính theo độ bền lâu để tránh tróc vì mỗi bề mặt làm việc, đó là phương pháp tính chính của đa số ổ, được gọi là *tính ổ theo khả năng tải động*.

– Tính theo khả năng tải tĩnh nhằm tránh dạng hỏng biến dạng dẻo bề mặt tiếp xúc của ổ, còn gọi là *tính toán ổ theo khả năng tải tĩnh*, dùng cho ổ quay chậm hoặc ít quay.

Các dạng hỏng khác có thể tránh được nếu sử dụng ổ đúng yêu cầu kỹ thuật, bôi trơn, làm kín tốt, lắp ghép đúng.

10.6.2. Tính và chọn ổ lăn theo khả năng tải động

a) Khả năng tải động của ổ

Tính toán khả năng tải động nhằm khắc phục phá hỏng về tróc vì mỏi, vì vậy phương trình đường cong mỏi cho sức bền tiếp xúc là cơ sở để tính toán.

$\sigma_H^m \cdot N = \text{const}$, trong đó N là số chu kỳ ứng suất; m là bậc của đường cong mỏi.

Ứng suất tiếp xúc σ_H có thể tính theo công thức Héc, phụ thuộc lực tác dụng, kích thước ổ, thông số cơ tính vật liệu,...

Số chu kỳ ứng suất N tỷ lệ với tốc độ quay n và thời gian làm việc của ổ, người ta đưa ra khái niệm về số triệu vòng quay L là tuổi thọ cần thiết của ổ.

$L = 60 \cdot n \cdot L_n \cdot 10^{-6}$; với L_n là số giờ làm việc.

Rút ra được mối quan hệ sau: $P^q \cdot L = \text{const}$;

Trong đó: P là tải trọng quy đổi;

q là số mũ, thường lấy $q = 3$ khi tính ổ bi, $q = 10/3$ cho trường hợp ổ đĩa.

Suy ra: $C = PL^{1/q}$; (10.3)

C là hằng số có thể nhận được bằng cách thí nghiệm ổ lăn, khi tác động tải trọng P lên ổ rồi cho ổ chạy đến khi hỏng, sẽ nhận được L .

Ý nghĩa của C có thể thấy rõ ngay khi lấy $L = 1$ (tuổi thọ là 1 triệu vòng quay) thì $C = P$. Điều ấy có nghĩa là hằng số C chính là tải trọng (hay lực tác dụng lên ổ) cho phép khi ổ làm việc tới một triệu vòng. Người ta gọi C là khả năng tải động của ổ.

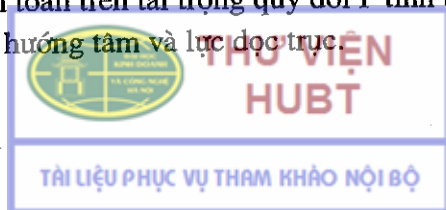
Các nhà sản xuất ổ lăn có nhiệm vụ thí nghiệm và đưa ra trị số khả năng tải động C trong bảng thống kê số liệu ổ lăn tiêu chuẩn của mình. Trị số ấy trong bảng ta gọi nó là khả năng tải động cho phép.

Phương pháp tính ổ lăn sẽ là chọn ổ theo tiêu chuẩn sao cho đảm bảo khả năng tải động tính toán C_1 không vượt quá hoặc bằng khả năng tải động cho phép.

$$C_1 = PL^{1/q} \leq C;$$

Đương nhiên là đường kính trong của ổ phải lắp vừa ngõng trục. Vì vậy giữa tính trục và chọn ổ luôn có mối liên hệ mật thiết với nhau.

Trong công thức tính toán trên tải trọng quy đổi P tính theo Niuton, xác định theo phản lực gối ổ bao gồm cả lực hướng tâm và lực dọc trục



b) Tải trọng quy đổi P

Khác với tính toán sức bền các chi tiết khác thường phải tính ứng suất, trong ổ lăn nhờ đã được tiêu chuẩn hóa chế tạo và thí nghiệm sẵn nên chỉ cần tính tải trọng. Tuy vậy để kể đến những yếu tố ảnh hưởng phức tạp phải tính toán tải trọng quy đổi P.

Trong các trường hợp khác nhau quá trình tính toán tải trọng quy đổi xét đến các yếu tố sau :

- Hướng của lực (hướng tâm hay dọc trục);
- Chuyển động của vòng ổ;
- Tính chất lực tác dụng;
- Nhiệt độ làm việc.

Các công thức tính toán như sau:

Ổ bi đỡ và ổ đỡ chặn các loại

$$P = (XVF_R + YF_a).K_d.K_t.$$

Ổ đũa ngắn đỡ:

$$P = F_R.K_d.K_t.$$

Ổ chặn:

$$P = F_a.K_d.K_t.$$

Ổ chặn đỡ:

$$P = (XF_R + YF_a).K_d.K_t.$$

Trong các công thức này:

F_R, F_a – lực hướng tâm và lực dọc trục tác dụng lên ổ (N).

X, Y – hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục xác định theo bảng 10.3.

V – hệ số xét chuyển động của vòng ổ, nếu vòng trong quay $V = 1$, nếu vòng ngoài quay $V = 1,2$.

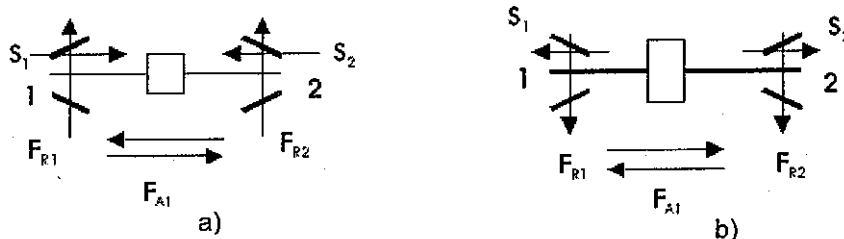
K_d – hệ số xét ảnh hưởng đặc tính tải trọng xem trong bảng 10.4.

K_t – hệ số xét ảnh hưởng nhiệt độ làm việc của ổ xem trong bảng 10.5.

Vài chú ý khi xác định lực dọc trục F_a và hệ số Y trong ổ đỡ chặn.

Về nguyên tắc xác định trị số F_a trong gối ổ phải tuân theo các phương trình cân bằng cơ học. Sau đây chỉ là vài hướng dẫn để tính toán cho thuận tiện và nhanh chóng, bớt nhầm lẫn.

Xét trường hợp 2 gối tựa thông dụng với 2 sơ đồ lắp khác nhau, đó là sơ đồ chữ "O" (hình 10.12a) và sơ đồ chữ "X" (hình 10.12b).



Hình 10.12



BẢNG 10.3. HỆ SỐ TẢI TRỌNG HƯỚNG TÂM VÀ HỆ SỐ TẢI TRỌNG DỌC TRỤC X.Y

Góc tiếp xúc α	iF_a/C_0	Ổ một dãy				Ổ hai dãy				e
		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Ổ bi đỡ một dãy										
0	0,014				2,30				2,30	0,19
	0,028				1,99				1,99	0,22
	0,056				1,71				1,71	0,26
	0,084				1,55				1,55	0,28
	0,110	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30
	0,170				1,31				1,31	0,34
	0,280				1,15				1,15	0,38
	0,420				1,04				1,04	0,42
0,560				1,00				1,00	0,44	
Ổ bi đỡ chặn										
12	0,014				1,81				2,08	0,30
	0,028				1,62				1,84	0,34
	0,056				1,46				1,69	0,37
	0,085				1,34				1,52	0,41
	0,110	1	0	0,45	1,22	1		0,74	1,98	0,45
	0,170				1,13				1,84	0,48
	0,290				1,04				1,69	0,52
	0,430				1,01				1,64	0,54
0,570				1,00				1,62	0,54	
18,19,20				1,00				1,09	0,70	0,57
24,25,26				0,87				0,92	0,67	0,68
30				0,76				0,78	0,63	0,80
35,36				0,66				0,66	0,6	0,95
40				0,57				0,55	0,57	1,14
Ổ bi đỡ lòng cầu										
						1	$0,42\cotg \alpha$	0,65	$0,65\cotg \alpha$	$1,5tg \alpha$
Ổ đĩa đỡ – chặn										
		1	0	0,4	$0,4\cotg \alpha$	1	$0,45\cotg \alpha$	0,67	$0,67\cotg \alpha$	$1,5tg \alpha$
Ổ bi chặn – đỡ										
40					1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
60					1	1,9	0,54	0,92	1	2,17
75					1	3,89	0,52	1,66	1	4,67
Ổ đĩa chặn – đỡ										
						$1,5tg \alpha$	0,67	$tg \alpha$	1	$1,5tg \alpha$

BẢNG 10.4. HỆ SỐ ẢNH HƯỞNG NHIỆT ĐỘ K_T

t° C	<125	125	150	75	200	250
K_T	1	1,05	1,1	1,17	1,25	1,4



BẢNG 10.5. HỆ SỐ ẢNH HƯỞNG ĐẶC TÍNH TẢI TRỌNG K_d

Tính chất tải trọng	K_d	Máy, thiết bị
Êm, không va đập	1	Dẫn động điều khiển, truyền động công suất nhỏ, băng tải con lăn...
Va đập nhẹ	1 ÷ 1,2	Cơ cấu nâng, pa lăng điện, cần trục, cầu lăn, tời, động cơ điện công suất nhỏ và trung bình, quạt nhỏ, bộ truyền bánh răng chính xác...
Va đập trung bình	1,3 ÷ 1,8	Hộp giảm tốc các loại, truyền động bánh răng, cơ cấu quay và di chuyển thay đổi tâm với cần trục. Trục chính máy công cụ, máy phân ly, ly tâm, máy điện Máy vận chuyển.

Trên 2 gối ổ 1 và 2 tác dụng tương ứng các lực hướng tâm F_{R1} và F_{R2} , trên trục còn có tác dụng ngoại lực dọc trục F_{At} , các trị số lực hướng tâm F_{R1} và F_{R2} thực ra chỉ là thành phần của áp lực tổng N_1 và N_2 trên gối. Tương ứng với chúng sẽ có thành phần dọc trục:

$$S_1 = e \cdot F_{R1}; \text{ và } S_2 = e \cdot F_{R2};$$

Trong đó hệ số e xác định theo bảng 10.3, cho ổ bi. Nếu ổ dũa côn thì:

$$S_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{R1}; \text{ và } S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{R2};$$

Từ đó ta có thể tính lực dọc trục trên mỗi ổ:

$$F_{a1} = S_2 \pm F_{At}; \quad F_{a2} = S_1 \mp F_{At};$$

Dấu cộng trong công thức sẽ được dùng khi F_{At} cùng chiều với S_1 hay S_2 và ngược lại sẽ là dấu trừ trong các công thức này.

Trị số lực dọc trục F_{a1} và F_{a2} chỉ là giá trị đúng khi $F_{a1} > S_1$ và $F_{a2} > S_2$, nếu ngược lại.

$F_{a1} < S_1$ thì phải lấy $F_{a1} = S_1$ và khi $F_{a2} < S_2$ thì lấy $F_{a2} = S_2$. Tuy vậy các trị số này tính ra không ảnh hưởng đến trị số tải trọng quy đổi P vì hệ số Y_1 hay Y_2 lúc này lấy bằng 0.

Việc xác định trị số e và Y trong một số trường hợp khá phức tạp và không dễ dàng đối với ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc $\alpha \leq 15^\circ$. Lúc này e thay đổi theo lực F_a và trị số C_o . (Các tài liệu hướng dẫn thiết kế sẽ giới thiệu cách tính khi đó). Trường hợp ổ đỡ chặn lắp liền 2 ổ trên một gối có chiều chặn ngược nhau (để chịu lực dọc trục đối chiều và cố định cả 2 chiều dọc trục) sẽ được tính toán như ổ có 2 dãy con lăn.

10.6.3. Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh

Khi ổ quay rất chậm hoặc hầu như không quay, khả năng tải của ổ xác định theo khả năng tải tĩnh không để xảy ra dạng hỏng là biến dạng dẻo bề mặt.

Phương pháp tính toán là hạn chế tải trọng tĩnh quy đổi P_o không vượt quá trị số C_o .

$$P_o \leq C_o$$

C_o là khả năng tải tĩnh của ổ được cho trong bảng tiêu chuẩn ổ lăn xác định qua thí nghiệm của nhà sản xuất ổ.”)

*) Chuẩn để xác định lượng C_o theo biến dạng

Tải trọng tĩnh quy đổi P_o xác định theo công thức sau :

Với ổ đỡ chặn và ổ bi đỡ :

$$P_o = X_o \cdot F_R + Y_o \cdot F_a ;$$

Với ổ chặn và chặn đỡ

$$P_o = F_a + 2,3F_R \cdot \text{tg}\alpha; \text{ với } \alpha \text{ là góc tiếp xúc.}$$

Trong đó: X_o, Y_o là hệ số tải trọng tĩnh hướng tâm và dọc trục xác định theo bảng (10.6).

BẢNG 10.6. BẢNG HỆ SỐ X_o, Y_o

Loại ổ	Một dãy		Hai dãy	
	X_o	Y_o	X_o	Y_o
Ổ bi đỡ	0,6	0,5	0,6	0,5
Ổ bi đỡ lòng cầu	0,5	$0,22\text{cotg}\alpha$	1	$0,44\text{cotg}\alpha$
Ổ bi đỡ–chặn $\alpha = 12^\circ$	0,5	0,47	1	0,94
Ổ bi đỡ–chặn $\alpha = 20^\circ$	0,5	0,37	1	0,74
Ổ bi đỡ–chặn $\alpha = 36^\circ$	0,5	0,28	1	0,56
Ổ đĩa côn	0,5	$0,22\text{cotg}\alpha$	1	$0,44\text{cotg}\alpha$

10.6.4. Quá trình tính toán thiết kế chọn ổ lăn

Số liệu cần thiết trước khi tính toán, chọn ổ lăn là lực tác dụng lên gối ổ, tốc độ quay, đường kính ngõng trục, điều kiện làm việc.

Tùy theo điều kiện chịu tải, phương pháp chọn ổ lăn có các cách tính khác nhau :

– Trường hợp tốc độ quay $n \leq 1\text{vg/ph}$:

Chọn theo khả năng tải tĩnh theo điều kiện: $P_o \leq C_o$.

– Trường hợp $n \geq 10\text{vg/ph}$:

Tính ổ theo khả năng tải động với điều kiện: $C_i \leq C_{\text{bảng}}$.

– Trường hợp $n = 1 \div 10\text{vg/ph}$:

Vẫn tính theo khả năng tải động nhưng lấy $n = 10\text{vg/ph}$ để tính toán.

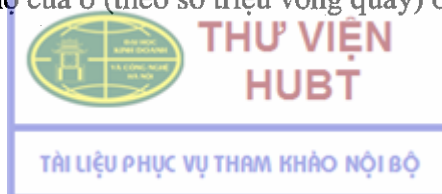
– Khi tải trọng thay đổi nhiều mức (trị số lớn nhỏ khác nhau):

Tính toán có thể đưa về tải trọng một mức chọn trước (thường chọn tải trọng lớn nhất, kéo dài nhất, có ảnh hưởng mạnh nhất) tương đương với nó là P_E .

$$P_E = \sqrt[n]{\sum_{i=1}^n \frac{P_i^q L_i}{L_\Sigma}} ;$$

Trong đó: P_i – tải trọng quy đổi của từng mức tải trọng ở chế độ tải thứ i tương ứng.

L_i – tuổi thọ của ổ (theo số triệu vòng quay) ở chế độ thứ i .



L_{Σ} – tuổi thọ toàn bộ (theo số triệu vòng quay) của ổ.

Ngoài ra còn phải tính cả tuổi thọ tính theo giờ tương đương L_{hE} : $L_{hE} = L_{h\Sigma} \cdot K_{HL}$

K_{HL} – hệ số quy đổi tính giống như hệ số tuổi thọ trong bộ truyền bánh răng.

$L_{h\Sigma}$ – tuổi thọ toàn bộ tính theo giờ.

Tuổi thọ của ổ (theo số triệu vòng quay) tương đương L_E tính được :

$$L_E = 60 \cdot n \cdot L_{hE} \cdot 10^{-6}$$

Chọn tuổi thọ của ổ tính theo giờ:

Theo những số liệu kinh nghiệm tuổi thọ của ổ tính theo giờ L_h thường được chọn như sau:

+ Máy, cơ cấu làm việc gián đoạn, từng thời gian ngắn lấy $L_h = 4000$ giờ.

+ Máy, cơ cấu làm việc liên tục, suốt ngày đêm không nghỉ $L_h = 40000$ giờ.

+ Máy làm việc chỉ 1 ca, tải không hết mức $L_h = 12000$ giờ.

+ Máy làm việc 1 hay 2 ca, tải hết mức $L_h = 20000$ giờ.

Các bước tính toán thiết kế chọn ổ thường lần lượt như sau :

1. Chọn loại ổ, sơ đồ lắp đặt ổ

Cần cân nhắc những đặc tính chính sau :

– Ổ bi hay đĩa, ổ đỡ hay đỡ chặn, ổ tự lựa hay không.

– Thường chọn 2 ổ 2 bên như nhau, cách cố định ổ kiểu "O" hay "X" (sơ đồ lắp đặt).

2. Xác định các trị số tải trọng tác dụng lên ổ

Theo kết quả đã có trong tính trục xác định phản lực hướng tâm tại ổ, tương ứng 2 ổ sẽ có F_{r1} và F_{r2} . Tính đủ các ngoại lực dọc trục trên trục. Tính các thành phần S_1, S_2 của từng gối ổ, sau đó tính F_{a1} và F_{a2} của từng ổ. Chú ý xác định trị số e trong những trường hợp không đơn giản.

3. Tính tải trọng quy đổi trên cả hai gối ổ (P_1 và P_2) theo F_{r1} và F_{r2} , F_{a1} và F_{a2} .

4. Xác định khả năng tải động cần thiết và chọn kích thước ổ

Khả năng tải động $C_1 = P \cdot L^{1/q}$ được tính theo trị số lớn trong P_1 và P_2 , vì hai ổ thường chọn như nhau cho dễ lắp ráp, chế tạo, chỉ vài trường hợp ngoại lệ, theo yêu cầu mới chọn khác nhau.

Chọn kích thước ổ theo bảng tiêu chuẩn ổ của mỗi nước sao cho hệ số C trong bảng vừa vặn lớn hơn C_1 đảm bảo điều kiện:

$$C_1 = P \cdot L^{1/q} \leq C_{\text{bảng}} \text{ có nghĩa là } C_{\text{bảng}} - C_1 \text{ cần có trị số nhỏ nhất.}$$

Đồng thời có: $d_{\delta} = d_{\text{ngõng trục}}$

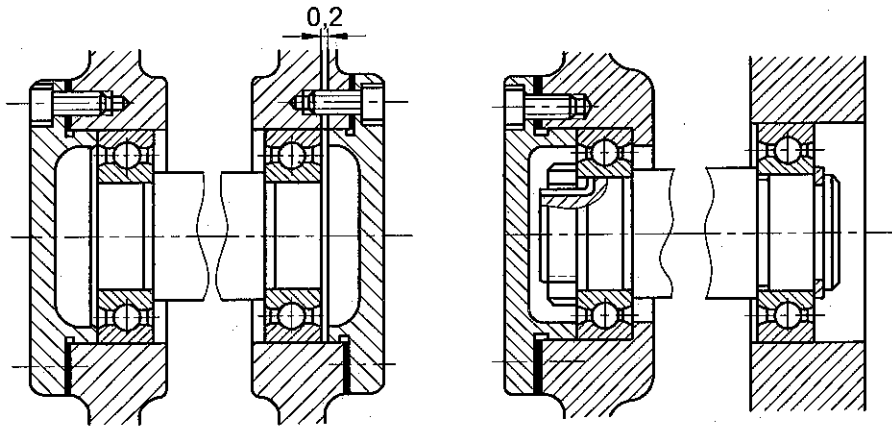
10.7. CỐ ĐỊNH Ổ LĂN TRÊN KHUNG, VỎ MÁY VÀ TRÊN TRỤC, BÔI TRƠN VÀ LÓT KÍN

10.7.1. Các phương pháp định vị, lắp ghép ổ và kết cấu

a) Nguyên tắc chính và các kiểu, sơ đồ lắp thường dùng

– Ổ lăn có vòng trong lắp chặt trên trục và phải đảm bảo sự đồng tâm tốt nhất, có khả năng chống di động dọc trục có hai vì vậy chế độ lắp là các kiểu lắp chặt k6, m6, j6, n6,... Vòng ngoài lắp chặt trên vỏ, các kiểu lắp hay dùng là H7, K7, J₆, K6,... tùy chế độ tải.

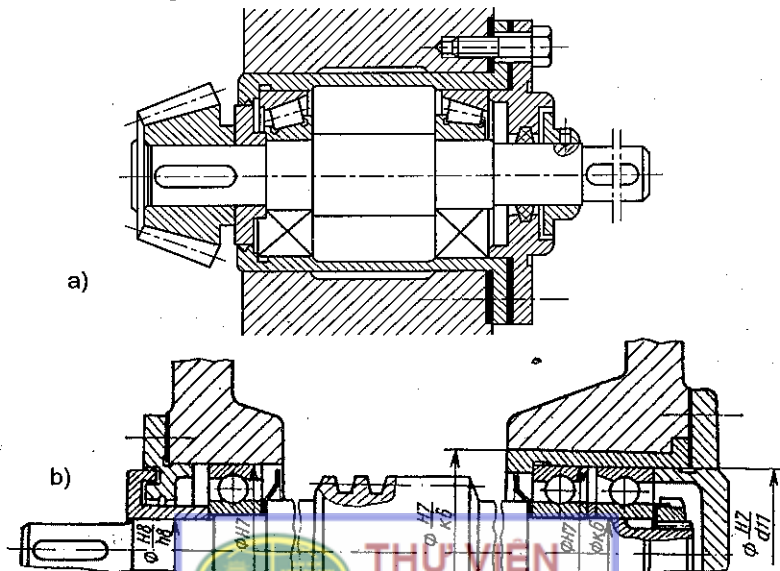
– Sơ đồ lắp chữ "O" hay dùng với vòng trong chỉ cần cố định 1 phía trên trục, cho trường hợp ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn hoặc ổ đĩa côn đỡ chặn (xem hình 10.13).



Hình 10.13

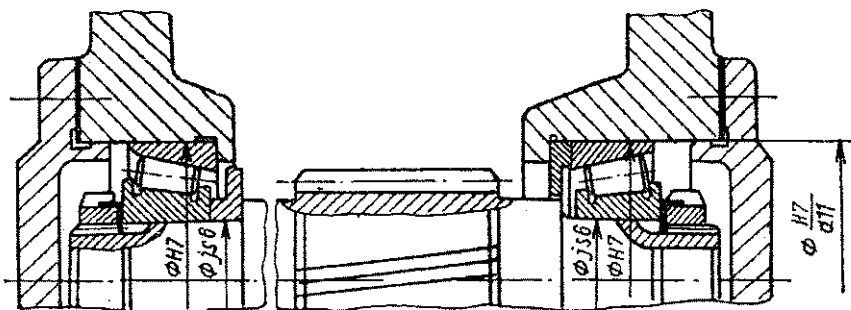
– Kiểu lắp cố định 1 bên, 1 đầu tự do (theo yêu cầu cho dẫn nở hoặc điều chỉnh vị trí) xem (hình 10.14).

– Cố định ổ bánh răng côn nhỏ côngxôn, ổ trục vít (hình 10.14b).



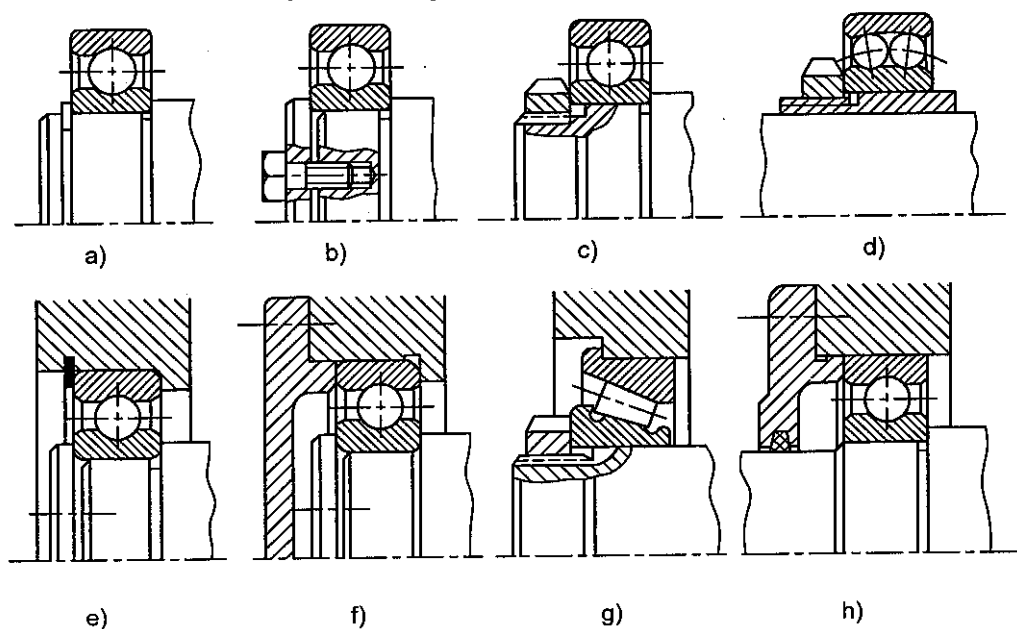
Hình 10.14

– Cố định hệ thống 2 gối : sơ đồ chữ "O" (hình 10.14a), sơ đồ chữ "X" (xem hình 10.15).



Hình 10.15. Sơ đồ chữ "X"

– Các kiểu kết cấu : trên trục, trên vỏ, gối,...



Hình 10.16

Tuỳ mục tiêu cố định giữa ổ trục và trục mà quyết định kiểu kết cấu (hình 10.16) với các mối ghép khác nhau.

10.7.2. Bôi trơn và lót kín

a) Phương pháp bôi trơn và chất bôi trơn

Bôi trơn ổ lăn có mục đích đầu tiên để đảm bảo ma sát tốt nhất, chống mòn các con lăn và vòng ổ, chống gỉ cho ổ. Ngoài ra còn giúp chống ồn, giảm nhiệt độ, làm nguội máy, có thể góp phần làm kín ổ không cho bụi, chất lạ xâm nhập làm hại ổ.

Người ta dùng dầu khoáng lỏng hoặc mỡ để bôi trơn ổ.

Mỡ là chất được dùng phổ biến với ổ lăn vì rất dễ lưu giữ trong ổ, khi nhiệt độ máy không lớn nó không bị chảy đi, đọng lại rất tự nhiên trong các khoang trống có sẵn trong ổ.

Bôi trơn ổ bằng dầu vẫn làm tổn hao ma sát ít nhất, tuy vậy phải được cung cấp thường xuyên, rất thích hợp trong những trường hợp hộp truyền động kín có đủ dầu, lúc này dầu bôi trơn hay được khuấy té hoặc được dẫn chảy vào ổ.

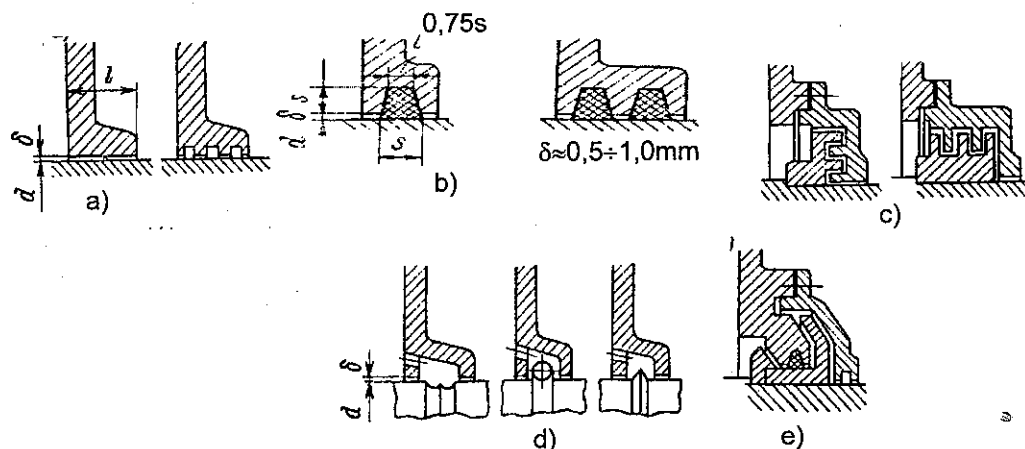
Nhiệt độ làm việc cao nhất của dầu trong máy thường chỉ là 120°C, với các loại dầu đặc biệt có thể cho phép tới 150°C hoặc hơn.

Bôi trơn ổ bằng bột mịn graphít, bi sun-fua mô-líp-đen còn cho phép nhiệt độ cao hơn nhiều và môi trường làm việc rất khắc nghiệt.

– Che kín và các kiểu lót kín (hình 10.17)

Che kín ổ lăn không cho bụi, hạt kim loại, chất có hại chui vào ổ luôn là nhiệm vụ đặt ra khi thiết kế kết cấu máy. Người ta phải dùng nắp ổ và các bộ lót kín khi nắp ổ thùng cho trục xuyên qua. Hình 10.7 cho vài kiểu lót kín phổ thông nhất.

- Dạng tiếp xúc (hình 10.7b): vòng ngậm kín, vòng ép ngậm, vòng ép lò xo,....
- Dạng rãnh mở (hình 10.7a)
- Dạng rãnh dích dắc (hình 10.7c)
- Dạng ly tâm (hình 10.7d)
- Dạng kết hợp (hình 10.7e)



Hình 10.17. Các dạng lót kín

Ví dụ:

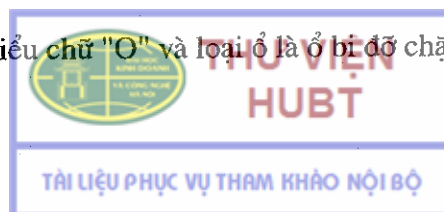
Tính ổ lăn trục ra hộp giảm tốc có đường kính ngõng trục $d = 35 \text{ mm}$, lực hướng tâm tác dụng lên mỗi ổ theo kết quả tính trục :

$$\begin{aligned} R_{yb} &= 2034 \text{ N}; & R_{xb} &= 1182,66 \text{ N}; \\ R_{ya} &= 136,6 \text{ N}; & R_{xa} &= 1667,64 \text{ N}; \end{aligned}$$

Ngoại lực dọc trục tổng hợp trên trục $F_{At} = 931,25 \text{ N}$. Tốc độ quay của trục 119,4 vg/ph. Thời gian làm việc 14000h.

Giải :

- Chọn sơ đồ lắp ổ kiểu chữ "O" và loại ổ là ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc $\alpha = 26^\circ$.



Theo bảng 10.3 hệ số quan hệ thành phần dọc trục và thành phần hướng tâm $e = 0,68$;

Lực tác dụng lên ổ :

Tại gối B : Lực hướng tâm

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{1182,66^2 + 2034^2} = 2352,8N;$$

Thành phần dọc trục của phản lực gối :

$$S_B = e.R_B = 0,68.2352 = 1599,36N$$

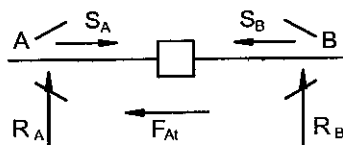
Tại gối A :

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{1667,64^2 + 136,6^2} = 1673,2N;$$

Thành phần dọc trục của phản lực gối :

$$S_A = e.R_A = 0,68.1673,2 = 1137,8N$$

Sơ đồ cụ thể tính ổ :



Tính lực dọc trục tác dụng lên từng ổ :

$$\text{Ổ A : } F_{aA} = S_B + F_{At} = 1599,36 + 931,25 = 2530,61N > S_A$$

$$\text{Ổ B : } F_{aB} = S_A - F_{At} = 1137,8 - 931,25 = 206,55N < S_B$$

Theo bảng 10.3 do $F_{aA} > S_A$ nên theo bảng 10.3, các hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục $X_A = 0,41$; $Y_A = 0,87$;

$F_{aB} < S_B$ nên cũng theo bảng 10.3 các hệ số $X_B = 1$; $Y_B = 0$;

Tải trọng quy đổi của ổ A :

$$P_A = (R_A \cdot X_A + F_{aA} \cdot Y_A) K_d K_t = (1673,2 \cdot 0,41 + 0,87 \cdot 2530,61) \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 3445,1 N$$

Tải trọng quy đổi của ổ B :

$$P_B = (R_B \cdot X_B + F_{aB} \cdot Y_B) K_d K_t = (2352,1 + 0) \cdot 1,2 = 2822,4 N;$$

Chọn hai ổ A và B như nhau nên tính toán theo tải trọng quy đổi của ổ A là P_A có trị số lớn.

Với ổ bi có $q = 3$

$$\text{Tuổi thọ của ổ } L = 60nL_n 10^{-6} = 60 \cdot 119,4 \cdot 14000 \cdot 10^{-6} = 6.1194,14 \cdot 10 = 100,2 ;$$

Khả năng tải động tính toán cần thiết C_t :

$$C_t = P_A \cdot L^{1/q} = 3445,1 \cdot 100,2^{1/3} = 16006,5N$$

Ổ 36207 có $d = 35$; $C_t = 24kN$; $D = 72$; $B = 17$; ổ nhẹ hẹp.

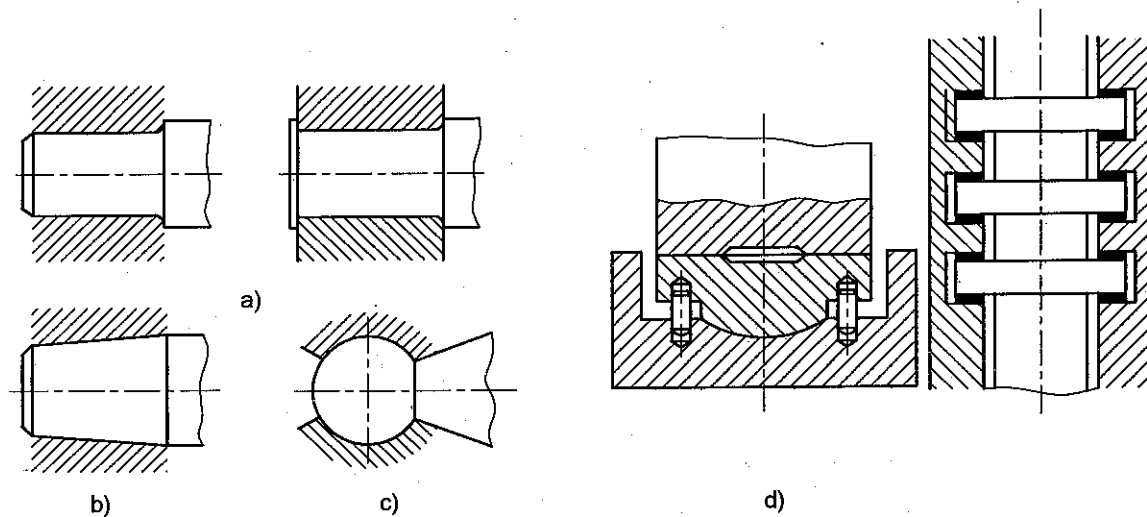
Chương 11

Ổ TRƯỢT

11.1. GIỚI THIỆU VÀ CẤU TẠO

Ổ trượt là ổ trục có ma sát giữa trục và ổ là ma sát trượt, đó là ma sát trong chuyển động trượt tương đối giữa bề mặt ngông trục và bề mặt ổ trục.

Có nhiều dạng bề mặt ổ trượt. Phổ biến nhất là bề mặt hình trụ, còn có thể có bề mặt hình côn, mặt phẳng, hình cầu (xem hình 11.1a, b, c, d).



Hình 11.1

Tuy dùng ít hơn ổ lăn nhưng ổ trượt trong nhiều trường hợp sau có những ưu thế nổi bật :

- Khi tốc độ rất cao, dùng ổ lăn tuổi thọ sẽ thấp.
- Trường hợp yêu cầu phương của trục rất chính xác, dùng ổ lăn có nhiều chi tiết lắp chồng, gây nhiều sai lệch.
- Trục thật lớn, ổ lăn thường không có sẵn phải đặt chế tạo riêng sẽ rất đắt.
- Dùng ổ ghép gồm nhiều mảnh để tháo lắp dễ.
- Ổ làm việc trong điều kiện và môi trường đặc biệt, ăn mòn cần những vật liệu đặc biệt (cao su, chất dẻo,...).
- Khi có yêu cầu giảm chấn, va đập mạnh.
- Cơ cấu không quan trọng, đơn giản và rẻ tiền.

* Cấu tạo

Thông thường ổ có 2 bộ phận chính là lót ổ và thân ổ. Lót ổ trực tiếp tiếp xúc với ngõng trục, chịu ma sát và mòn chủ yếu, thay thế được nhanh khi hết khả năng sử dụng. Thân ổ lắp chặt với lót ổ, đỡ nó và cố định trên khung, vỏ máy nhờ các mối ghép (bulông, vít).

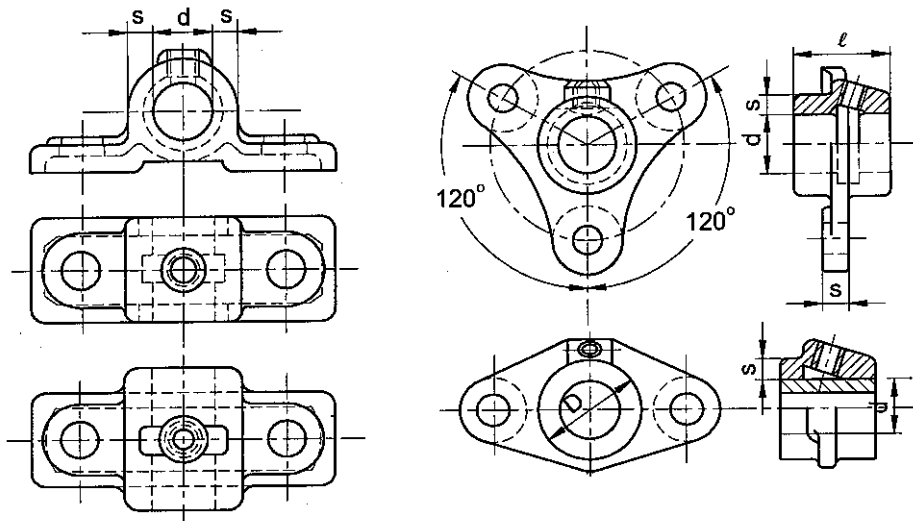
Thường phân biệt 2 loại ổ chính : ổ nguyên và ổ ghép.

11.1.1. Ổ nguyên (hình 11.2)

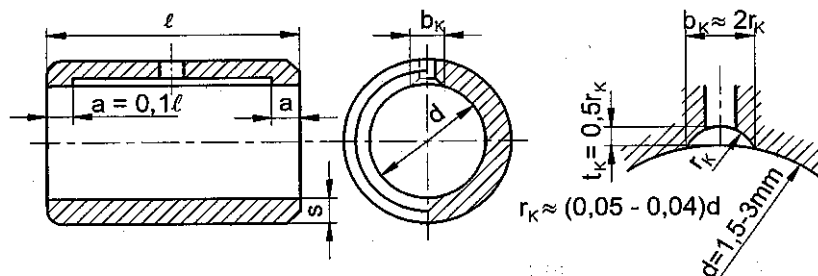
Đây là loại ổ có thân ổ là một khối liền, không tách rời, rất gọn, chắc chắn. Thường cố định trên khung, bệ máy bằng bulông, vít. Khi lắp phải lồng sẵn vào trục rồi mới có thể cố định được. Vì thế khó lắp và điều chỉnh khe hở trong ổ.

Lót ổ có dạng một ống liền lắp chặt với thân, thường dùng vật liệu chống ma sát như hợp kim màu, bề mặt trong thường có rãnh dẫn, chứa các chất bôi trơn như dầu, mỡ. Có rất nhiều hình dạng rãnh dầu khác nhau để thuận tiện bôi trơn và tránh làm giảm khả năng tải của ổ (xem hình 11.3).

Ổ nguyên thường chỉ dùng trong máy, cơ cấu có vận tốc không lớn, làm việc gián đoạn, tải trọng nhỏ.



Hình 11.2. Ổ nguyên

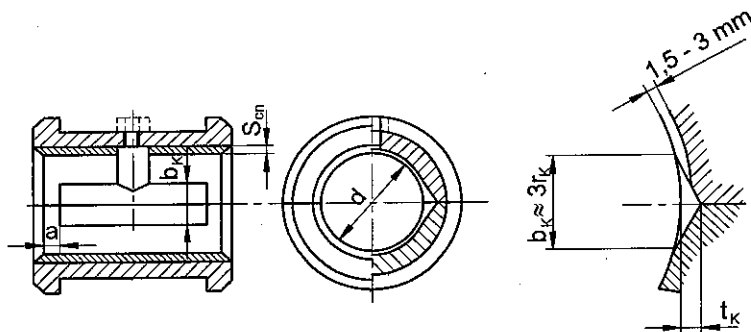


Hình 11.3. Lót ổ

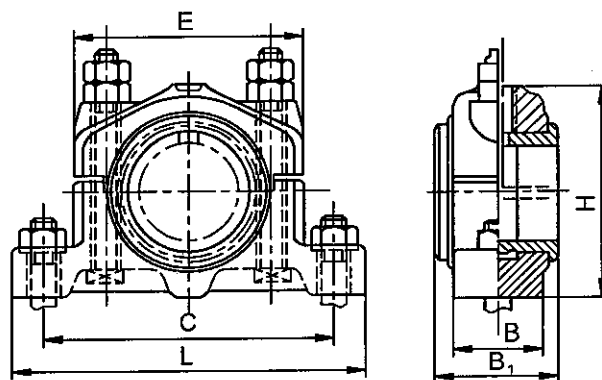
11.1.2. Ổ ghép (hình 11.5)

Loại ổ này khắc phục được những nhược điểm của ổ nguyên. Cấu tạo phức tạp hơn nhiều. Gối ổ ghép lại bởi 2 phần là thân và nắp có mặt phẳng phân cách theo đường tâm ổ. Lót ổ cũng tách hai trở thành hai máng lót và trên bề mặt trong của máng lót cũng có những rãnh dẫn chất bôi trơn.

Nhờ mặt phân cách mà lắp ghép ổ lên trục dễ dàng nhiều. Có thể đặt trục lên rồi mới đẩy nắp ghép hai phần lại với nhau. Hai máng lót có thể điều chỉnh thay đổi khe hở trong ổ (hình 11.4). Thời hạn dùng lót ổ vì thế có thể tăng lên.



Hình 11.4. Máng lót ổ ghép



Hình 11.5. Ổ ghép

11.2. CÁC DẠNG MA SÁT VÀ VẤN ĐỀ BÔI TRƠN Ổ TRƯỢT

11.2.1. Các dạng ma sát trượt (hình 11.6)

Nghiên cứu ma sát trượt là phải xét tình trạng, cấu tạo bề mặt tiếp xúc với nhau trong chuyển động tương đối của quá trình ma sát, và các chất nằm giữa các bề mặt tham gia quá trình ấy. Có vài dạng ma sát chính sau :

– Ma sát khô và nửa khô:

Ma sát khô là ma sát giữa các bề mặt tuyệt đối sạch, không có chất trung gian (thường chỉ có trong điều kiện phòng thí nghiệm), các mối tương tác phân tử, nguyên tử của các bề mặt này khá mạnh vì vậy hệ số ma sát trường hợp ma sát khô rất lớn, $f = 0,4 \div 1,0$.



Thực tế chúng ta thường gặp ma sát nửa khô, đó là ma sát giữa 2 bề mặt không tuyệt đối sạch, tuy không đưa vào những chất trung gian nhưng vẫn có màng khí, hơi ẩm, màng hấp phụ rất mỏng giữa các bề mặt này. Nhờ vậy, hệ số ma sát giảm khá mạnh, thông thường $f = 0,1 \div 0,3$.

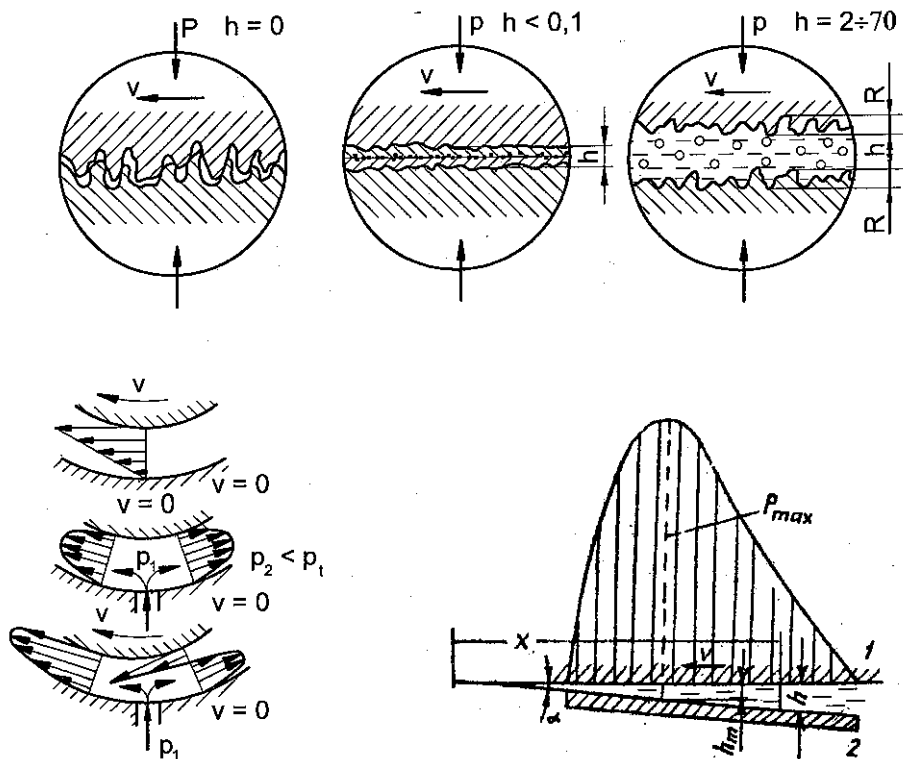
– Ma sát nửa ướt :

Để giảm một cách hiệu quả ma sát trượt người ta hay đưa vào giữa hai bề mặt ma sát chất lỏng bôi trơn (thường là các loại dầu). Tuy vậy, tại các đỉnh mấp mô hai bề mặt vẫn tiếp xúc, móc vào nhau (khe hở giữa hai bề mặt $h < R_{z1} + R_{z2}$). Hệ số ma sát trường hợp ma sát nửa ướt này thường đã khá nhỏ $f = 0,01 \div 0,1$.

– Ma sát ướt :

Ma sát ướt là trường hợp ma sát giữa 2 bề mặt có lớp chất trung gian (thường là chất lỏng bôi trơn) liên tục, đủ dày (khe hở giữa hai bề mặt $h > R_{z1} + R_{z2}$), quá trình ma sát không có sự trực tiếp xúc giữa 2 mấp mô bề mặt, vì thế biến thành quá trình nội ma sát giữa các lớp chất bôi trơn. Hệ số ma sát rất nhỏ $f = 0,001 \div 0,005$.

Trạng thái ma sát này không chỉ làm giảm tối thiểu những mất mát năng lượng do ma sát mà còn góp phần bảo vệ các bề mặt, tránh được các dạng hỏng nghiêm trọng của bề mặt (như tróc, dính, mòn,...).



Hình 11.5

11.2.2. Nguyên lý bôi trơn thủy động và sự tạo thành ma sát ướt

Để có được bôi trơn ma sát ướt thường có 2 cách thực hiện:

– Thiết bị dùng phương pháp thủy tĩnh

Dùng các kết cấu máy tạo áp lực chất lỏng nâng vật chuyển động lên để có ma sát ướt.

– Sử dụng bôi trơn thủy động, dùng áp lực thủy động tự có để tạo ma sát ướt.

Dùng bản thân chuyển động của chất bôi trơn tạo ra áp suất thủy động tách hai bề mặt ma sát xa nhau, vì thế có ma sát ướt.

a) Nguyên lý bôi trơn thủy động

Hai tấm tạo với nhau một góc α giữa chúng có chất lỏng độ nhớt μ chuyển động với tốc độ v vào khe hẹp dần (xem hình 11.6), khe hở giữa chúng là $h(x)$ thay đổi theo x , theo Rây-nôn áp lực thủy động tác dụng trên bề mặt thay đổi theo quy luật :

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3} \quad (11.1)$$

(Công thức rút ra khi áp dụng định luật Newton trong chất lỏng).

Vùng áp suất sẽ tạo nên khả năng tải (chịu lực) của các tấm, bằng tích phân mặt áp suất trên đó sẽ tính được lực tổng đẩy hai bề mặt xa nhau.

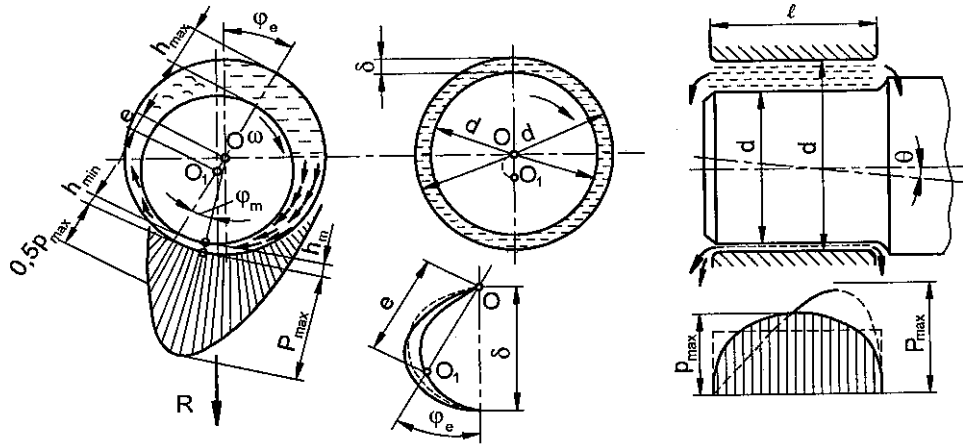
Như vậy để tạo ma sát ướt phải có những điều kiện sau:

- Giữa 2 bề mặt phải có khe hở hình chêm ($\alpha \neq 0$) và chất lỏng bôi trơn giữa chúng.
- Chất lỏng bôi trơn phải có độ nhớt ($\mu \neq 0$).
- Chất lỏng có tốc độ chuyển động v chảy vào khe hẹp.
- Áp lực tổng do áp suất thủy động gây ra phải đủ lớn để màng dầu bôi trơn liên tục.

11.2.3. Sự tạo thành ma sát ướt trong ổ trượt đỡ (hình 11.7)

Trong ổ trượt đỡ $d_o > d_u$, ta gọi khe hở đường kính $\delta = d_o - d_u$, đặt hệ số khe hở $\psi = \delta/d$; khi lắp trục trong ổ, thường có sự lệch tâm với độ lệch tâm e gọi $\chi = \frac{2e}{\delta}$ là độ lệch tâm tương đối.

Chính nhờ sự lệch tâm này mà trong ổ đỡ tự tạo thành khe hở hình chêm giữa hai bề mặt ổ trục và ổ. Trục quay sẽ cuốn dầu chảy trong khe hẹp hình chêm và tạo điều kiện gây nên áp lực thủy động đẩy 2 bề mặt ma sát xa nhau. Có thể dùng phương trình Rây-nôn trong hệ tọa độ độc cực của trục và ổ để tính được lực đẩy hướng tâm làm 2 bề mặt tách xa.

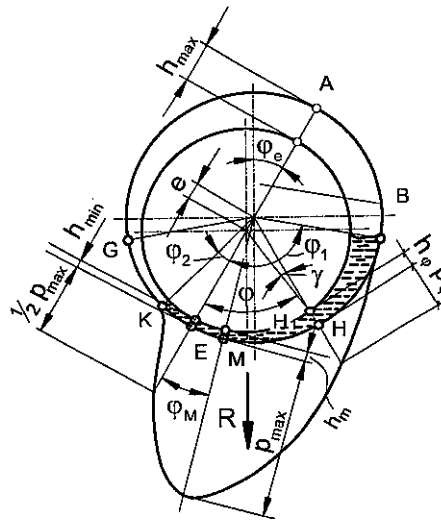


Hình 11.7

Miền có áp lực thủy động $\varphi_1 - \varphi_2$ khe hở nhỏ nhất $h_{\min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta}{2} (1 - \chi)$; khe hở tại

tọa độ φ : $h_\varphi = \frac{\delta}{2} + e \cdot \cos \varphi = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi)$ (xem hình 11.8);

Khe hở tại tọa độ φ_0 : $h_{\varphi_0} = \frac{\delta}{2} + e \cdot \cos \varphi_0 = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi_0)$.



Hình 11.8

Công thức Ray-nôn trong hệ tọa độ độc cực với $\omega = \frac{2v}{d}$

$$dp = 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \frac{(1 + \chi \cos \varphi) - (1 + \chi \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi = 6\mu \frac{\omega \chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{\psi^2 (1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi$$

Tích phân trong khoảng $\varphi_1 \rightarrow \varphi_2$



Kết quả chúng ta có :

$$F_R = \frac{C_U L d \mu \omega}{\psi^2} \quad (11.2)$$

Trong đó đã đặt C_U là tích phân 2 lớp :

$$C_U = 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^2} d\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi \quad (11.3)$$

Gọi C_U là hệ số khả năng tải khi ổ trượt có thể tạo nên chế độ ma sát ướt.

Tích phân này tính được bằng phương pháp số, nó phụ thuộc tỷ số L/d và hệ số χ . Hình 11.10 cho thấy sự biến thiên theo χ và các đường cong khác nhau tương ứng với L/d khác nhau.

Đặt $p = \frac{F_R}{Ld}$ – áp suất tính toán trên bề mặt tiếp xúc hình học giữa ngông trục và lót ổ.

$$\text{Suy ra: } p = C_u \frac{\mu \omega}{\psi^2}$$

Áp suất tính toán mà ổ trượt bôi trơn ma sát ướt có thể chịu được tỷ lệ thuận với C_u , độ nhớt μ và tốc độ quay ω , tỷ lệ ngược với ψ^2 (bình phương của khe hở tương đối). Trị số C_u được tính toán sẵn theo phương pháp tích phân số, được cho trong bảng 11.1 và tham khảo thêm trong phụ lục PL3.

BẢNG 11.1. HỆ SỐ KHẢ NĂNG TẢI C_U

L/d	χ													
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
	Hệ số khả năng tải C_U													
0,3	0,0522	0,0826	0,128	0,203	0,259	0,347	0,475	0,699	1,122	2,074	3,352	5,730	15,15	50,52
0,4	0,0893	0,141	0,218	0,399	0,431	0,573	0,778	1,079	1,775	3,195	5,055	8,393	21,00	65,26
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	5,615	10,706	25,62	75,86
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956	12,64	29,17	83,21
0,7	0,234	0,361	0,538	0,818	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072	14,14	31,88	88,90
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,533	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992	15,37	33,99	92,89
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,057	4,459	7,294	10,753	16,37	35,66	96,36
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,809	7,772	11,38	17,18	37,00	89,95
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,016	8,186	11,91	17,86	38,12	101,15
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35	18,43	39,04	102,90
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73	18,91	39,81	104,42
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34	19,68	41,07	108,84
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,617	4,778	6,545	10,091	14,34	20,97	43,11	110,79

11.2.4. Chất bôi trơn và vật liệu lót ổ

a) Chất bôi trơn

Các dạng chất bôi trơn chính được thống kê và cho các đặc tính chính trong bảng 11.2 :



BẢNG 11.2. CÁC ĐẶC TÍNH CỦA CHẤT BÔI TRƠN

Chất bôi trơn	Trạng thái	Tính chất, thông số đặc trưng
Dầu	Lỏng	- Độ nhớt động lực μ (đơn vị đo Poazơ P : Ns/m ²) - Độ nhớt động ν (đơn vị đo Stốc St : s/m ²) - Quan hệ $\mu = \gamma \cdot \nu$ trong đó γ là khối lượng riêng - Ảnh hưởng của nhiệt độ $\mu_t = \mu_{t_0} (t_0/t)^m$ (trong đó t_0, t , là các nhiệt độ khác nhau, m số mũ, $m = 2,6 \div 3$)
Mỡ	Nhão	Dầu trộn với chất làm đặc, góp phần che kín Ma sát tĩnh khá lớn nhưng ma sát động nhỏ như dầu
Chất rắn	Bột	- Cho phép nhiệt độ làm việc rất cao - Có thể trộn hoặc không trộn với dầu

b) Vật liệu lót ổ

Trục làm bằng thép được nhiệt luyện rất cứng và ít mòn và hỏng, vật liệu lót ổ đóng vai trò quyết định đến quá trình ma sát và làm việc. Cần chọn vật liệu lót ổ có hệ số ma sát thấp với trục, có khả năng chống mòn, dính là dạng hỏng chính. Ngoài ra phải có sức bền đủ và dẫn nhiệt tốt.

Có 3 loại vật liệu chính đó là hợp kim kim loại màu, vật liệu gốm kim loại và vật liệu không kim loại.

- Hợp kim màu

Đây là vật liệu chính của lót ổ, có rất nhiều loại được sử dụng.

Babít: Loại hợp kim màu chủ yếu là thiếc, chì tạo nên một nền mềm trong đó pha xen các hạt cứng là an-ti-moan, đồng, niken hoặc cadmi,... Khả năng giảm ma sát, chống dính và mòn tốt nhất, nhưng rất mềm nên chỉ được tráng một lớp mỏng vài phần mười mm trên nền vật liệu rắn hơn là đồng thanh, gang hoặc thép.

Babít dùng nhiều trong các ổ quan trọng như các trục khuỷu của động cơ, máy nổ lớn nhỏ, có thể chịu tải rất nặng,...

Đồng thanh: Dùng làm lót ổ có tốc độ trung bình nhưng chịu tải nặng. Yêu cầu trục phải có độ rắn lớn. Phải được tôi và mài thật kỹ. Khả năng làm việc không kém nhiều so với babít.

Gang xám: Cũng có thể dùng khi tải nhỏ, vận tốc thấp, giá thành rất rẻ, dùng tốt cho những trường hợp máy đơn giản, không yêu cầu chất lượng cao.

Các loại hợp kim nhôm, hợp kim kẽm, đồng thau : cũng có thể được dùng trong những trường hợp nhất định, chống ma sát khá nhưng không yêu cầu quá cao. Giá thành dễ chấp nhận.

- Gốm kim loại

Vật liệu tạo thành từ bột kim loại, được ép, nung trong khuôn với áp suất rất lớn kèm theo các chất phụ để dính kết các hạt lại với nhau (chì, thiếc, grafit...), sẽ có rất nhiều khoảng rỗng giữa các hạt kim loại. Độ rỗng thường dùng có thể tới 22% ÷ 28%. Bột kim loại hay dùng là bột đồng thanh, bột sắt, sắt-grafit. Sau chế tạo xong thường ngâm dầu ở nhiệt độ cao (110 ÷ 120)°. Khi làm việc dầu ngấm vào trong lỗ rỗng trong vật liệu sẽ tự rửa để bôi trơn ổ.

– Vật liệu không kim loại

Hay dùng nhất là vật liệu polyme (téc-tô-lít, li-nô-phôn, pô-li-amit, grafit, cao su, gỗ). Khả năng chạy mòn nói chung tốt, chống dính và có thể bôi trơn bằng nước.

11.3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ Ổ TRƯỢT

11.3.1. Dạng hỏng và chỉ tiêu tính

Quá trình làm việc trong ổ trượt chủ yếu là quá trình ma sát, vì thế dạng hỏng chính là mòn và một số trường hợp là dính. Các dạng hỏng khác như tróc vì mỗi bề mặt tiếp xúc, kẹt ổ do biến dạng nhiệt,... ít khi xảy ra.

Tính ổ trượt đảm bảo bôi trơn ma sát ướt sẽ làm ổ trượt tránh được hầu hết các dạng hỏng kể trên, nhưng trong thực tế rất ít ổ trượt có được điều kiện làm việc để đạt được ma sát ướt. Phần lớn ổ trượt làm việc trong điều kiện ma sát nửa ướt. Trong trường hợp này người ta thường tính ổ theo hạn chế áp suất $p \leq [p]$; nếu tốc độ quay của ổ trượt không lớn và hạn chế tích số giữa áp suất và vận tốc, khi vận tốc đủ lớn $p.v \leq [pv]$; cách tính này người ta gọi là tính toán quy ước ổ trượt.

Ngay cả những ổ làm việc trong điều kiện ma sát ướt khi khởi động và tắt máy nó cũng làm việc trong điều kiện ma sát nửa ướt. Vì vậy việc kiểm nghiệm ổ theo phương pháp tính toán quy ước luôn luôn rất cần thiết.

11.3.2. Tính toán quy ước ổ trượt

a) Tính theo áp suất cho phép trên ngỗng trục và lót ổ

Về mặt hình học thuận tủy lót ổ và ngỗng trục tiếp xúc với nhau trên diện tích một nửa hình trụ có đường kính ổ là d và chiều dài tiếp xúc L . Dưới tác dụng của tải trọng hướng tâm F_R , phát sinh áp suất p và giả sử rằng áp suất phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc thì có thể tính p theo công thức $p = \frac{F_R}{d.L}$;

Thực tế đường kính ổ lớn hơn một chút so với đường kính trục $d_o > d_n$, nên áp suất lớn hơn khá nhiều, tuy vậy cũng không cần phải tính chính xác trị số này vì áp suất cho phép tìm được trong tính toán xác định bằng thí nghiệm và số liệu kinh nghiệm thiết kế. Công thức tính toán khi vận tốc trượt (cũng là vận tốc vòng ngỗng trục) không lớn sẽ là :

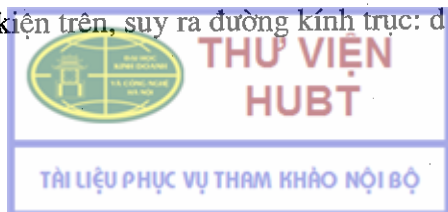
$$p = \frac{F_R}{d.L} \leq [p]; \quad (11.4)$$

Ở đây áp suất cho $[p]$ có đơn vị đo N/mm^2 cho trong bảng 11.3 .

Thường thì sau khi tính trục, trị số đường kính ngỗng trục đã biết. Chiều dài tiếp xúc L cũng là chiều rộng lót ổ có thể chọn trước rồi nghiệm lại theo (11.4).

Khi cho phép tùy chọn đường kính d , cũng có thể chọn $L/d = \lambda$; trong phạm vi hay

dùng rồi tính d theo điều kiện trên, suy ra đường kính trục: $d \geq \frac{F_R}{\lambda[p]}$



BẢNG 11.3. CÁC TRỊ SỐ [p], [pv] VÀ [v] THEO VẬT LIỆU LỚT Ổ

Vật liệu	[p] MPa	[v] m/s	[pv] MP, μm/s	Vật liệu	[p] MPa	[v] m/s	[pv] MPam/s
Ba-bit (Tương đương B16, BH6 của Nga)	15	15	10	Hợp kim kẽm ZnAl10Mg5	12	10	12
Đồng thanh BCuSn10P1	15	10	15	Đồng thau LCu58Mn2Sn2Pb2	10	1	10
BCuSn5Zn5Pb5	8	3	12	LCu52Mn4Fe1			
BCuSn6Zn6Pb3	5	3	10				
BCuAl9Fe4	15	4	12				
BCuAl10Fe3Mn1,5	20	8	20				
Hợp kim nhôm ACM4-0,5 (Nga)	20	10	20	Gang xám (Tương đương ACT1, ACT2 Nga)	0,05÷0,1	2	0,1÷0,3

Khi vận tốc trục đủ lớn, ma sát trượt và năng lượng ma sát lớn sẽ gây mòn rất mạnh, nhưng mặt khác vận tốc tăng cũng làm khả năng hình thành màng dầu bảo vệ và giảm ma sát cũng tăng lên. Lúc này không thể tính theo chỉ áp suất mà phải tính theo tích số vận tốc và áp suất.

$$\text{Với } v = \frac{\pi dn}{60000} \text{ m/s ; } d - \text{mm; } n - \text{vg/ph;}$$

Công thức tính toán trở thành:

$$p.v = \frac{F_R}{L.d} \frac{\pi dn}{60000} = \frac{F_R n}{19100L} \leq [pv]; \text{ N/mm}^2.\text{m/s}^2; \quad (11.5)$$

Lực hướng tâm F_R tính theo Niuton, chiều dài tiếp xúc L theo mm, tốc độ quay n theo vg/ph; [pv] cho trong bảng 11.3 với các loại vật liệu khác nhau.*)

11.3.3. Thiết kế ổ trượt đỡ bôi trơn ma sát ướt

Ổ trượt bôi trơn ma sát ướt cần đảm bảo điều kiện cơ bản sau:

– Khe hở nhỏ nhất cần tạo ra giữa hai bề mặt trượt phải lớn hơn tổng chiều cao nhấp mô bề mặt của chính hai bề mặt đó cộng với các lượng sai lệch do biến dạng, do dẫn nở vì nhiệt không đều,...

$$h_{\min} \geq R_{z1} + R_{z2} + \Delta_r + \Delta_s; \quad (11.6)$$

Khe hở này sẽ được tạo nên do áp lực thủy động trong chuyển động tương đối của trục đối với ổ như đã trình bày trong mục 11.2.3.

*) Thực chất tích số này cũng đại diện cho năng lượng ma sát trên một đơn vị diện tích nên phương pháp tính này cũng là cơ sở tính toán cho các công trình tính toán, nghiên cứu ma sát theo phương pháp năng lượng hiện đại. Mỗi nước, mỗi cơ sở nghiên cứu có những số liệu thực nghiệm và cách tính riêng. Tuy vậy, những số liệu cho trong bảng 11.10 đủ để tham khảo tốt giúp cho tính toán thiết kế ổ trượt.

Trong công thức (11.2): $F_R = \frac{C_U \ell d \mu \omega}{\psi^2}$; hoặc $p = \frac{C_U \mu \omega}{\psi^2}$.

F_R là lực đẩy tổng hợp của áp lực thủy động cần tạo ra hoặc p là áp suất tính toán trong ổ cần có ứng với F_R và kích thước L, d của ổ.

Nếu lấy F_R bằng lực hướng tâm tác dụng lên ổ và chọn trước tỷ số $\lambda = L/d$, đường kính ngõng trục d đã được xác định thì hệ số khả năng tải cần thiết $C_{U \text{ cần}}$ sẽ được suy ra

$$C_{U \text{ cần}} = \frac{p \psi^2}{\mu \omega};$$

Theo đồ thị hình PL3.1 hoặc bảng tra 11.1, tương ứng với C_U và L/d sẽ xác định được độ lệch tâm tương đối χ . Từ đó tính được khe hở nhỏ nhất h_{\min} .

$$h_{\min} = (1 - \chi) \cdot \frac{\delta}{2};$$

Dùng điều kiện (11.6) để kiểm tra sẽ biết được ổ có thỏa mãn điều kiện bôi trơn ma sát ướt hay không. Để có được khe hở lấp ghép δ phải chọn trước kiểu lấp lỏng trong các kiểu hay dùng trong ổ trượt.

Trình tự tính toán ổ trượt bôi trơn ma sát ướt có thể như sau :

– Xác định trước các kích thước có thể có từ các tính toán thiết kế trục là đường kính trục d và các phản lực gối tựa F_R và các điều kiện làm việc kèm theo.

– Chọn $\lambda = L/d$, chọn dầu bôi trơn và xác định μ , độ nhớt dầu.

– Chọn kiểu lắp ổ, xác định khe hở δ của ổ.

– Tính $C_{U \text{ cần}}$

$$C_{U \text{ cần}} = \frac{p \psi^2}{\mu \omega}; \text{ với } p = \frac{F_R}{d.L}$$

– Dùng đồ thị (11.10) hoặc bảng PL3.5 tương ứng L/d đã chọn và $C_{U \text{ cần}}$ vừa tính tra bảng xác định χ .

– Từ χ suy ra $h_{\min} = (1 - \chi) \cdot \frac{\delta}{2}$;

– Căn cứ vào h_{\min} đã tính và điều kiện (11.6) xử lý kết quả như sau:

+ Nếu thỏa mãn điều kiện (11.6) thì đã tính toán xong. Nếu thừa nhiều có thể giảm bớt chiều rộng ổ hoặc chọn dầu có chất lượng giảm bớt, rẻ tiền hơn,...

+ Nếu không thỏa mãn điều kiện (11.6) có thể chọn lại các thông số $\lambda = L/d$, kiểu lắp ổ và khe hở của ổ δ , rồi tính lại h_{\min} cho đến khi đạt yêu cầu. Nếu thay đổi đến mức tốt nhất vẫn không đạt yêu cầu, phải chuyển sang thiết kế ổ theo tính toán quy ước, chấp nhận chế độ ma sát trong ổ là ma sát nửa ướt.



11.4. TÍNH NHIỆT CHO Ổ TRƯỢT

Thông thường tính nhiệt rất quan trọng và có tính quyết định khi tính ổ ma sát ướt vì độ nhớt của dầu chịu ảnh hưởng rất lớn của nhiệt độ. Quá trình tính toán nhiệt cho ổ bôi trơn ma sát ướt thường phải tiến hành tính như sau:

- Viết phương trình cân bằng nhiệt;
- Nhiệt lượng sinh ra;
- Nhiệt lượng thoát đi :
 - + Do tỏa nhiệt tự nhiên
 - + Do dầu chảy mang đi
- Kết quả và các cách xử lý ^{*)}.

^{*)} Để nắm được vấn đề cần xem thêm trong phụ lục

Chương 12

KHỚP NỐI VÀ PHANH

12.1. KHÁI NIỆM VỀ KHỚP NỐI

Khớp nối là bộ phận nối các trục hoặc các tiết máy quay lại với nhau, truyền chuyển động và mômen xoắn giữa chúng. Nó có thể thực hiện các chức năng khác như :

- Đóng, mở (cho hoạt động, hoặc ngắt hoạt động) máy, cơ cấu.
- Điều chỉnh tốc độ.
- Giảm rung động, va đập.
- Đề phòng quá tải làm hỏng máy.
- Bù hoặc khắc phục những tác hại của các sai lệch không đồng tâm.
- Góp phần điều khiển, điều chỉnh máy.

Có 3 loại khớp nối chính :

- Nối trục: loại khớp nối cố định, kết nối các trục hoặc các tiết máy với nhau, chúng sẽ chỉ rời nhau khi dùng máy, tháo khớp nối ra.

- Ly hợp : loại khớp nối cho phép nối hoặc tách các trục với nhau vào bất cứ lúc nào theo sự điều khiển.

- Ly hợp tự động : loại ly hợp đặc biệt tách hoặc nối các trục một cách tự động theo những thông số, tính chất, chỉ tiêu đã định trước.

Chọn và tính khớp nối:

Khớp nối là bộ phận dùng rất phổ biến trong máy nên đã được tiêu chuẩn hóa, thường cho trước những hình dạng, kích thước, cấu tạo chính. Người thiết kế, sử dụng chỉ cần chọn, xem xét cho thích hợp với điều kiện làm việc của máy, cơ cấu.

Khớp nối chọn chủ yếu theo mô men xoắn tính toán trên trục $T_1, T_1 = K_{cd} \cdot T_x$

Trong đó:

T_x – mômen xoắn danh nghĩa trên trục;

K_{cd} – hệ số chế độ sử dụng, có thể tra trong bảng 12.1 (sau khi chọn thường phải kiểm nghiệm lại khả năng làm việc các chi tiết trong điều kiện nguy hiểm).

BẢNG 12.1. HỆ SỐ CHẾ ĐỘ SỬ DỤNG K_{cd}

Loại máy	K_{cd}
Băng tải, quạt gió, máy cắt kim loại có chuyển động liên tục	1,2 ÷ 1,5
Xích tải, vít tải, máng cào, bơm ly tâm, máy dệt	1,5 ÷ 2
Bơm pit-tông, máy nén khí kiểu pit-tông, máy nghiền, máy búa, máy cắt tấm, máy cán thép, máy bào	2 ÷ 3
Guồng tải, cần trục, thang máy	3 ÷ 4

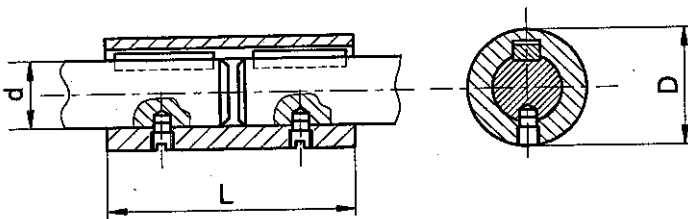
12.2. NỐI TRỤC

12.2.1. Nối trục chặt

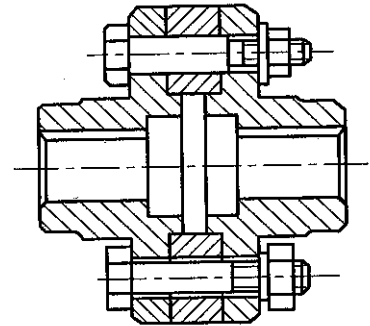
Loại nối trục này thường có kết cấu đơn giản, dùng nối cứng các trục có cùng một đường tâm. Nối cứng có nghĩa là về nguyên tắc yêu cầu không có bất cứ sai lệch không đồng trục nào và sau khi lắp không cho phép bất cứ sự di động nhỏ tương đối giữa hai nửa khớp khi làm việc. Thực tế vẫn có những sai lệch không đồng trục không mong muốn, chúng sẽ gây nên ứng suất uốn trên trục và có thể phá hỏng nó.

a) Nối trục ống

Nối trục chỉ là một ống lắp với cả 2 đầu trục bằng mối ghép then hoặc chốt (hình 12.1). Các kích thước của ống (D , L) được lấy theo tiêu chuẩn. Loại này lắp ráp khó và đòi hỏi trục khá dài cho nên bất tiện, ít được dùng. Điều kiện lắp ghép yêu cầu độ đồng tâm 2 trục cao, gây ứng suất uốn trở nhỏ.



Hình 12.1



Hình 12.2

b) Nối trục đĩa

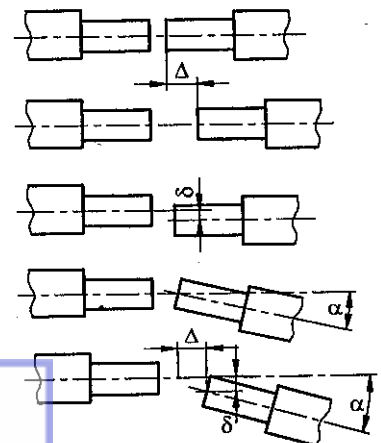
Loại nối trục này dễ lắp và tiện dụng, kết cấu rất đơn giản (xem hình 12.2), gồm 2 đĩa lắp trên 2 đầu trục, hai đĩa này lại được ghép với nhau bằng bulông, chúng phải được định tâm với nhau bằng phần mặt trụ lõi và lõm khớp nhau tương ứng trên 2 đĩa. Bulông có thể ghép theo kiểu vặn chặt lắp có khe hở, hoặc dùng bu lông tinh lắp có độ dôi. Mỗi nửa khớp lắp chặt trên trục và dùng mối ghép then. Khớp nối chọn theo tiêu chuẩn và có thể cân nghiệm lại sức bền của bulông chịu lực ngang.

12.2.2. Nối trục bù

Các chi tiết hoặc các trục nối với nhau bằng khớp nối thường không tuyệt đối đồng tâm, luôn tồn tại các sai lệch không đồng trục.

Các sai lệch không đồng trục (hình 12.3) thường là :

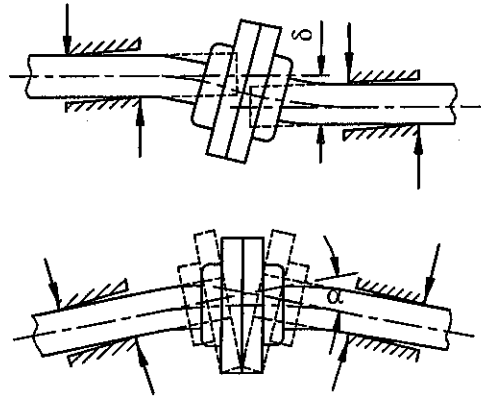
- Lệch dọc Δ ;
- Lệch tâm δ ;



Hình 12.3

- Lệch góc α ;
- Lệch tổng hợp có cả 3 loại lệch (Δ , δ , α).

Khi tồn tại các sai lệch mà cứ dùng nối trực chắt sẽ gây nên ứng suất uốn trên trục (xem hình 12.4). Vì vậy, các nối trục bù có chức năng khắc phục (bù) các sai lệch đó.



Hình 12.4

a) Nối trục răng

Gồm 2 bánh răng ngoài gối nhau lắp trên 2 đầu trục, chúng cùng ăn khớp với hai ống răng trong, hai ống răng này lại ghép chặt với nhau bằng mối ghép bulông (xem hình 12.5).

Khe hở giữa cạnh răng, đỉnh và chân răng của các bộ truyền bánh răng ăn khớp trong này giúp nối trục bù các sai lệch không đồng trục trên. Để tăng khả năng bù sai lệch, nhất là lệch góc có thể lược tròn đường sinh răng và chế tạo răng hình trống.

Khả năng tải của khớp bị hạn chế bởi áp suất phay ứng suất đập trên bề mặt răng

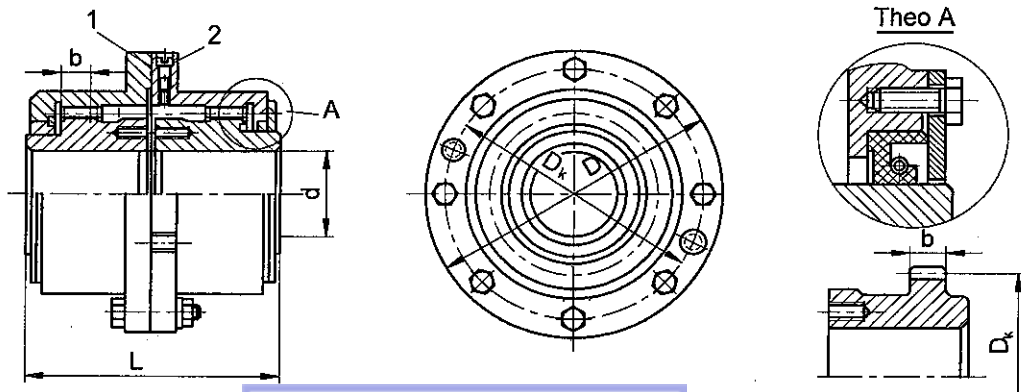
$$p = \frac{2K_{cd}T_x}{D_k Z A} < [p];$$

Trong đó : D_k – đường kính vòng chia bánh răng $D_k = m.Z$;

Z – số răng của bánh răng ;

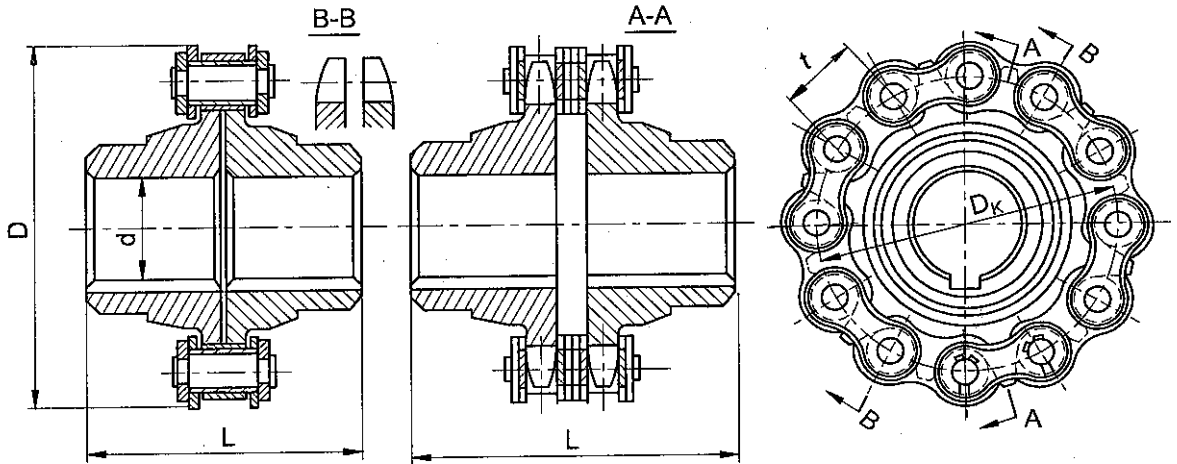
$A = h.b$ – diện tích tính toán của bề mặt tiếp xúc các răng; với h – chiều cao tiếp xúc; b – chiều rộng tiếp xúc.

Giới hạn các sai lệch thường là $\delta < 0,02d$; $\alpha < 0,02d$.



b) Nối trục xích

Có 2 đĩa xích giống nhau lắp trên 2 đầu trục và dùng một vòng xích 2 dây khép kín quấn quanh hai đĩa xích đó. Khe hở giữa răng đĩa xích, con lăn xích và các má xích cho phép bù các sai lệch không đồng trục. Nếu tải trọng nhỏ có thể dùng xích 1 dây và đĩa xích làm mỏng chỉ còn một nửa (xem hình 12.6).

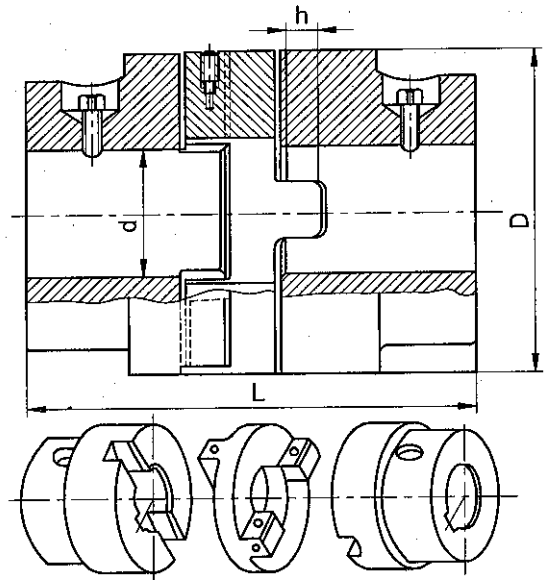


Hình 12.6

Sai lệch góc cho phép có thể tới 1° , và lệch tâm tới 1,2mm, tuy vậy không nên dùng trong trường hợp truyền tải luôn bị đảo chiều.

c) Nối trục chữ thập (khớp Ôn-dam)

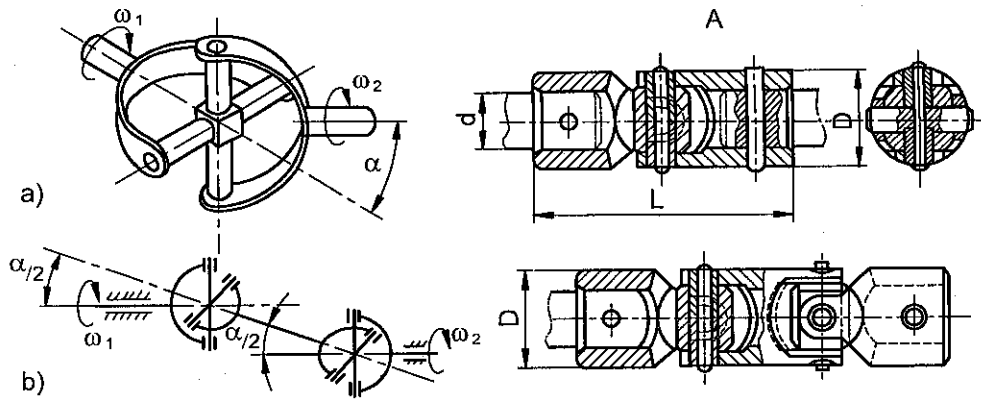
Nối trục có 2 đĩa có rãnh xuyên tâm lắp trên 2 đầu trục, chúng cùng khớp với 2 gờ của đĩa trung gian ở 2 mặt đối nhau và vuông góc với nhau (hình chữ thập). Khớp nối dùng để bù độ lệch tâm là chính. Độ lệch cho phép rất lớn ($\delta_{\max} = 10\text{mm}$). Khi làm việc rãnh và gờ trượt tương đối tạo một chuyển động song phẳng vừa quay quanh trục vừa trượt dọc theo rãnh và gờ với nhau theo chu kỳ của đĩa trung gian. Khe hở giữa rãnh và gờ tạo điều kiện cho bù các sai lệch góc và lệch dọc (hình 12.7).



Hình 12.7

d) Nối trục bản lề (khớp Các-dăng)

Nối trục bản lề còn gọi là khớp Các-dăng được dùng rất nhiều trong máy vận chuyển như ô tô, máy kéo. Loại này cho phép bù sai lệch góc rất lớn $\alpha_{\max} = 45^\circ$. Cấu tạo khớp bao gồm 2 chạc lắp trên 2 đầu trục, mỗi chạc xuyên một chốt, hai chốt này gắn chặt và đường tâm nằm trên cùng mặt phẳng, đặt vuông góc với nhau (hình 12.8a). Hình vẽ lắp kết cấu (hình 12.8b) cho thấy rõ cấu tạo không quá phức tạp của nối trục này.



Hình 12.8

Cần chú ý rằng khớp Các-dăng đơn (hình 12.8a) làm cho tốc độ quay tức thời của trục bị dẫn thay đổi theo chu kỳ ($\omega_1 \cos \alpha \leq \omega_2 \leq \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$). Để khắc phục có thể dùng khớp Các-dăng kép (hình 12.8b). Khớp này có một đoạn trục trung gian cùng nghiêng một góc ($\alpha/2$) với 2 trục dẫn và bị dẫn. Khi ấy luôn đảm bảo $\omega_1 = \omega_2$.

12.2.3. Nối trục đàn hồi

Để bù các sai lệch không đồng trục còn có thể sử dụng các tiết máy cho phép trị số biến dạng đàn hồi lớn như lò xo hoặc các vật đệm dùng cao su. Khi sử dụng các chi tiết này để truyền tải người ta còn thu nhận được một kết quả rất quan trọng nữa là làm giảm va đập và chấn động cho máy, cơ cấu. Đặc tính quan trọng này của nối trục đàn hồi làm cho nó có ứng dụng rộng rãi.

Thông số quan trọng trong tính toán, sử dụng nối trục đàn hồi là độ cứng: $C = \frac{dT}{d\varphi}$;

T: mômen xoắn; φ : góc xoắn chuyển vị đàn hồi tương đối giữa 2 trục.

a) Nối trục chốt đàn hồi (xem hình 12.9)

Hai đĩa lắp trên 2 đầu trục giống như nối trục đĩa nhưng không cần có các mặt trụ định tâm vì sai lệch hai đường tâm phải nằm trong giới hạn cho phép. Các đĩa này nối với nhau bằng các chốt bọc vòng đàn hồi (ống bằng cao su hay vật liệu đàn hồi lớn). Nhờ vậy độ lệch góc có thể tới 1° , lệch tâm cho phép là 0,6mm, lệch dọc lớn nhất là 5mm.

Loại nối trục này dùng rất nhiều trong các máy. Khi kiểm nghiệm sức bền nối trục này ta tính sức bền dập của vòng đàn hồi.

$$\sigma_d = \frac{2K_{cd} \cdot T_x}{D_k Z l d} < [\sigma_d]$$

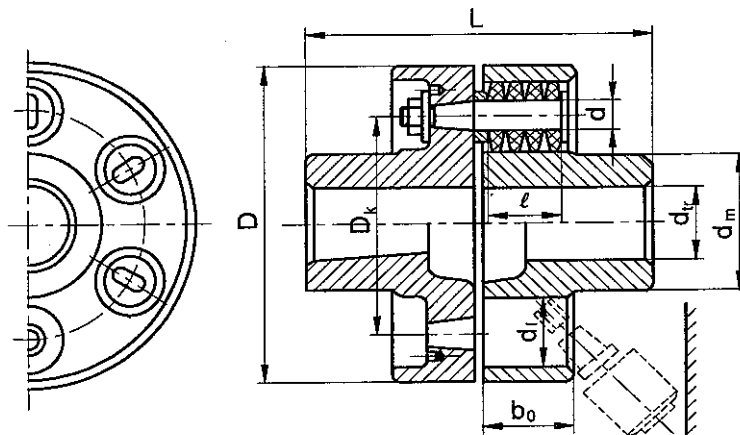


Trong đó: D_k – đường kính đường tròn chứa tâm chốt

d – đường kính chốt

l – chiều dài tiếp xúc chốt và vòng đàn hồi

K_{cd}, T_x – hệ số chế độ sử dụng và mômen xoắn tác dụng lên trục.

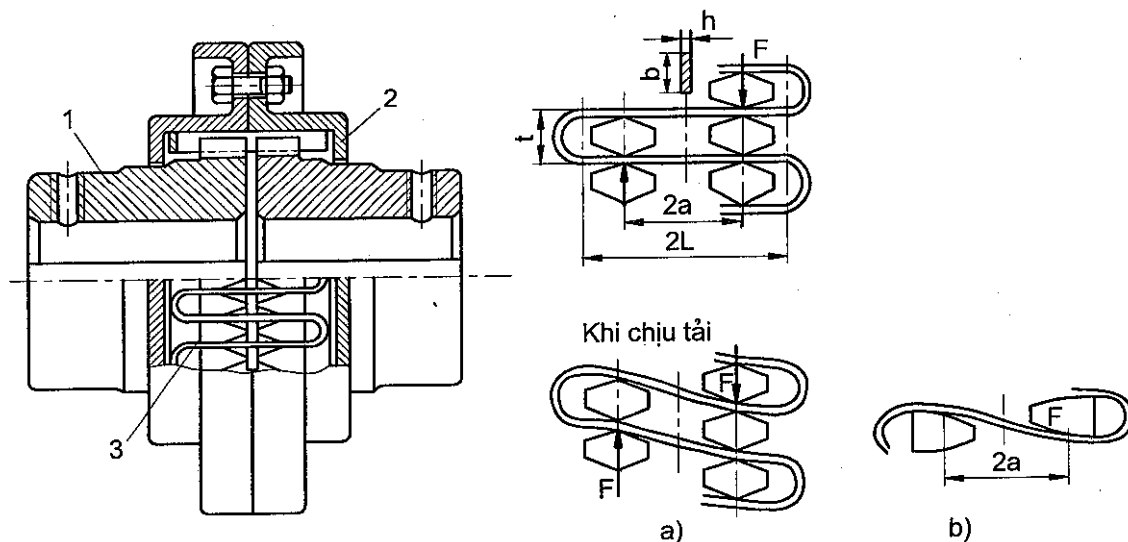


Hình 12.9

b) Nối trục răng lò xo

Trên hình 12.9 cho thấy cấu tạo của khớp gồm 2 đĩa có răng giống nhau lắp trên 2 đầu trục, tiết diện ngang của răng có thể xem trên hình 12.10. Tất cả các răng tương ứng xen kẽ trên 2 đĩa được gài với nhau bằng các đoạn lò xo dẹt uốn ngoằn ngoèo. Nhờ khả năng biến dạng đàn hồi lớn của lò xo mà sai lệch không đồng trục cho phép khá lớn. Vỏ bọc bên ngoài của khớp giữ không cho lò xo bật ra và cần đủ kín chứa dầu bôi trơn cho các răng giảm ma sát khi cọ với lò xo.

$$\Delta_{\max} = (5 \div 20)\text{mm}; \delta_{\max} = 3\text{mm}; \alpha_{\max} = 1^{\circ}25'$$



Hình 12.10

Điều đặc biệt là khả năng giảm chấn, chịu rung của khớp nối rất tốt vì tính đàn hồi cao, trường hợp tiết diện ngang của răng có dạng hình lục lăng dẹt thì có độ cứng không đổi ($a = \text{const}$), trường hợp tiết diện ngang là đường cong đã nghiên cứu sẵn (hình 12.11b) sẽ có độ cứng thay đổi theo tải trọng ($a = \text{var}$) thì còn có khả năng giảm và dập tắt dao động.

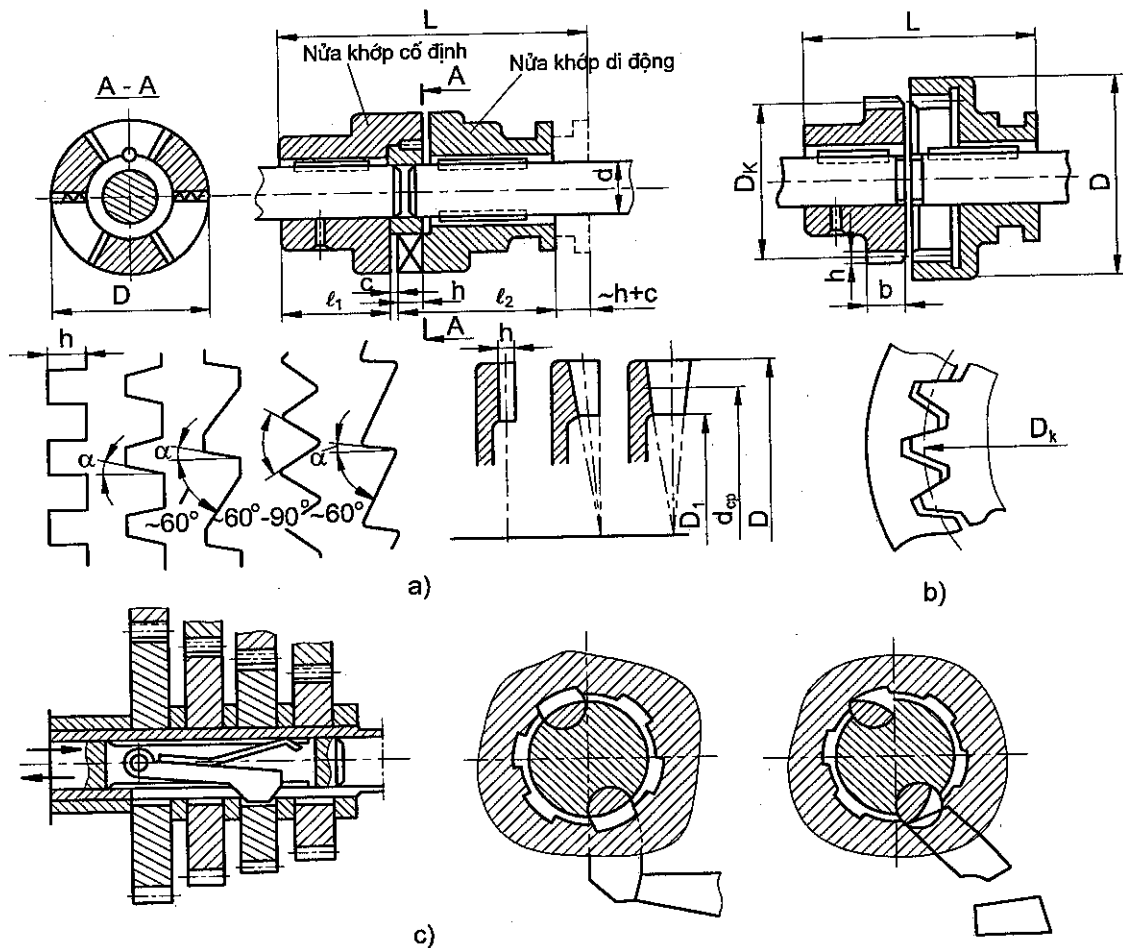
12.3. LY HỢP

Ly hợp là loại khớp nối cho phép nối hoặc tách các trục theo điều khiển, nên yêu cầu quan trọng là cơ cấu điều khiển phải tin cậy, nhẹ nhàng, êm, dễ sử dụng và điều chỉnh.

Theo nguyên tắc hoạt động có thể chia ly hợp thành hai nhóm : ly hợp ăn khớp và ly hợp ma sát.

12.3.1. Ly hợp ăn khớp

Loại ly hợp này thực hiện chức năng nhờ sự ra, vào ăn khớp của các vấu hoặc các răng, then gài di động (hình 12.11).



Hình 12.11
THƯ VIỆN HUBT
 TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

a) Ly hợp vấu

Vấu là các răng ở mặt đầu (xem hình 12.11a), ly hợp có hai nửa khớp đều có vấu, lắp trên 2 đầu trục đồng tâm, một nửa cố định, một nửa di động có thể dùng cơ cấu tay gạt để điều khiển chuyển động dọc trục (hay dùng mối ghép then dẫn hướng hoặc then hoa lắp với trục), cho các vấu vào ăn khớp hay tách ra. Khi đã vào khớp, vấu của nửa khớp này được nằm gọn, gài chặt vào rãnh của nửa khớp kia.

Các vấu thường tiếp xúc theo mặt phẳng của vấu nên kết cấu đơn giản, gọn và khả năng tải lớn. Tuy nhiên khi đóng, mở khớp phát sinh va đập lớn, vì thế không cho phép chênh lệch tốc độ hai nửa khớp lớn (thường không được vượt quá 0,6m/s).

Hình dạng vấu có thể là chữ nhật, hình thang hay tam giác. Khi đang có tải vấn đề khác phức tạp ma sát cho dạng vấu hình chữ nhật hoặc lực dọc trục trong trường hợp vấu hình thang và tam giác đều không dễ. Thường phải có cơ cấu hòa động bộ khá phức tạp.

b) Ly hợp răng

Loại ly hợp ăn khớp này sử dụng sự ra vào ăn khớp của các bánh răng ăn khớp trong để đóng, mở khớp (hình 12.11b). Giống như ly hợp vấu phải có cơ cấu điều khiển để làm di trượt dọc trục các bánh răng di động. Loại ly hợp răng này dùng rất nhiều trong các máy công cụ, máy nâng chuyển hạng nặng, máy ép, máy cán hiện đại. Giống như nối trục răng, biên dạng răng vẫn là thân khai bình thường nhưng đầu mép được vát, lượn để vào, ra khớp dễ dàng, khe hở cạnh răng cũng tăng lên đáng kể. Kích thước có thể lấy theo tiêu chuẩn của khớp nối răng.

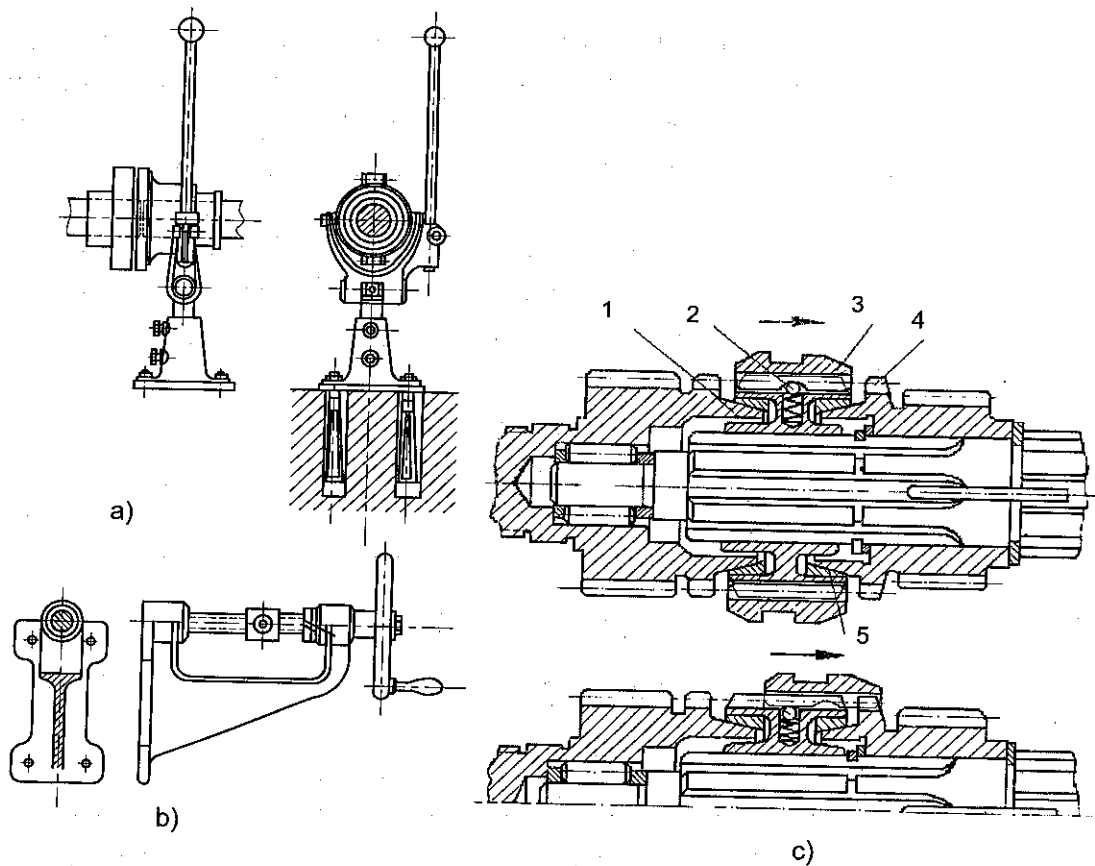
c) Ly hợp kiểu then gài

Dùng then gài kiểu trượt hay kiểu quay (hình 12.11c) vào ăn khớp với mayơ chi tiết ở các vị trí phù hợp, sẽ nối trục với các chi tiết quay cần thiết lắp trên trục ấy.

Cơ cấu điều khiển của cả 3 loại trên phải được thiết kế và thử nghiệm rất cẩn thận. Hình 12.12 cho thí dụ vài cơ cấu điều khiển có thể dùng.

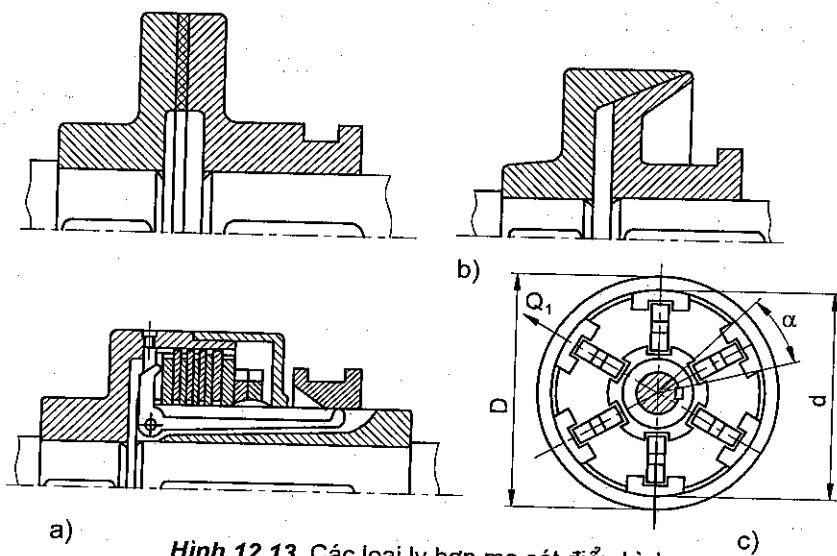
Nguyên tắc kiểm nghiệm sức bền giống như khớp nối răng, tính theo áp suất trên mặt răng hay ứng suất dập.

Hình 12.12c cho kết cấu ly hợp răng có kèm theo cơ cấu hòa động bộ kiểu ma sát côn.



Hình 12.12

12.3.2. Ly hợp ma sát



Hình 12.13. Các loại ly hợp ma sát điển hình

a) Đĩa; b) Côn; c) Tru.



Đây là loại ly hợp rất phổ biến và hiệu quả rất cao trong máy và cơ cấu hiện nay. Đặc biệt với các máy vận chuyển, ô tô, xe máy, máy công cụ, các thiết bị máy móc các loại, công suất từ nhỏ cho đến lớn. Điều khiển ly hợp bằng cách tạo ra hoặc ngắt lực ma sát để đóng, mở khớp, nó cho phép chênh lệch vận tốc rất lớn mà không cần cơ cấu hòa đồng bộ. Lực ma sát có thể được tạo ra bằng cách tạo lực ép trên các bề mặt tiếp xúc. Một nửa khớp cố định, nửa khớp thứ hai sẽ di động, di chuyển và tiếp xúc ép chặt các bề mặt của 2 nửa khớp với nhau khi muốn nối khớp. Khi tách, cần di động vô hiệu lực ép, hai nửa khớp sẽ rời nhau.

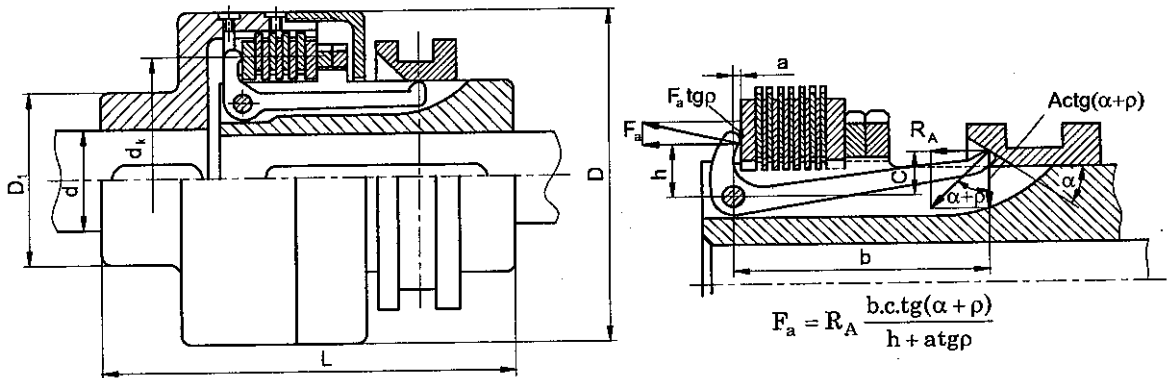
Có 3 loại ly hợp ma sát điển hình theo hình dạng mặt tiếp xúc ma sát đó là : đĩa, côn, trụ (hình 12.13).

Các công thức tính toán khả năng tải cho trong bảng 12.2.

BẢNG 12.2. CÔNG THỨC TÍNH KHẢ NĂNG TẢI LY HỢP MA SÁT

Đĩa	Côn	Trụ
$T_{ms} = \frac{F_a f Z d_k}{2} \leq K_{cd} \cdot T$ <p>F_a: lực ép dọc trục Z: số cặp mặt ma sát</p>	$T_{ms} = \frac{F_a f' d_k}{2} \leq K_{cd} \cdot T$ <p>$f' = f/\sin\alpha$ hệ số ma sát tương đương F_a: lực ép dọc trục $\alpha > \rho$; thường lấy $\alpha = 8^\circ + 15^\circ$</p>	$T_{ms} = \frac{\rho A_{bx} f d_k}{2} \leq K_{cd} \cdot T$ <p>A_{bx}: diện tích tiếp xúc mặt trụ</p>

Ly hợp ma sát dạng đĩa phẳng có hình dạng và kết cấu đơn giản, dễ chế tạo nhưng nếu chỉ dùng một đĩa ma sát khả năng tải sẽ rất kém. Hiện nay hay dùng loại ma sát nhiều đĩa, với số đĩa không vượt quá 11.



Hình 12.14

Hình 12.14 cho ta kết cấu khớp ly hợp ma sát nhiều đĩa thông dụng. Nửa khớp bên trái là một ống lắp một số đĩa ma sát 1 có gờ khớp với rãnh của ống, chúng có thể trượt dọc đường tâm ống nhưng không thể quay trong ống. Nửa trục bên phải là trục nằm trong ống lắp các đĩa ma sát 2 xen giữa các đĩa 1 ở trên cũng nhờ mối ghép then hoa hay then trượt, nó không quay quanh trục, chỉ có thể trượt dọc trục. Để ép các đĩa ma sát của hai nửa khớp với nhau dùng tay đòn 3 là một đòn bẩy được ống trượt 4 nén xuống, ép chặt các đĩa ma sát với nhau, ly hợp được nối. Khi ống trượt 4 lùi sang bên phải, nó không ấn đòn bẩy nữa, ly

hợp được tách. Lực dọc trục F_a có thể chỉnh được nhờ 2 đai ốc 5. Trị số cần thiết của F_a có thể tính được: $F_a = \frac{2K_{cd}T_x}{d_k Z f}$

$$\text{Áp suất } p \text{ trên mặt đĩa phải đảm bảo: } p = \frac{F_a}{A} = \frac{2K_{cd}T_x}{d_k Z f A} < [p]$$

Trong đó: A – diện tích tiếp xúc giữa 2 đĩa với nhau, $A \approx \pi d_k \cdot h$; với d_k , h là đường kính trung bình và chiều rộng tiếp xúc đĩa ma sát.

Z – số mặt tiếp xúc các đĩa ma sát.

f – hệ số ma sát giữa các đĩa (xem bảng 12.3).

$[p]$ – áp suất cho phép của vật liệu các đĩa.

Hệ số ma sát f , áp suất cho phép $[p]$ được giới thiệu trong bảng 12.3.

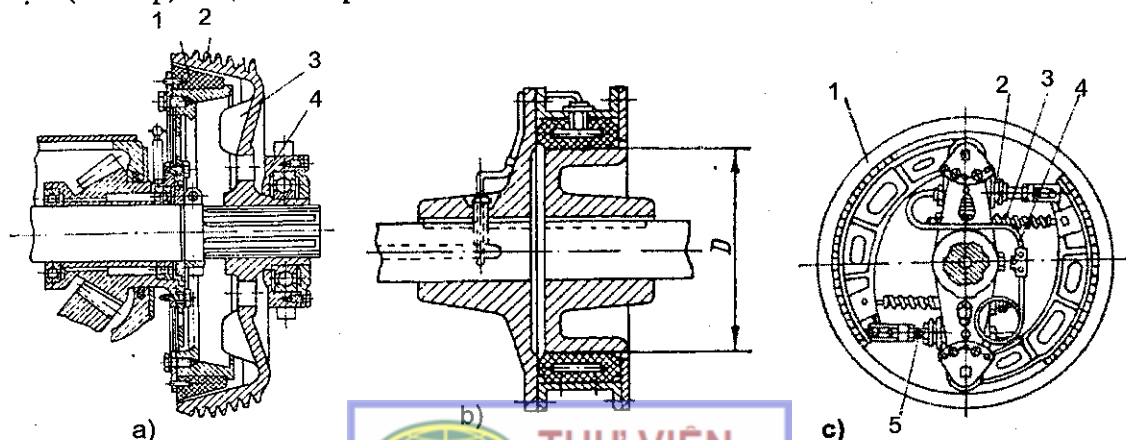
BẢNG 12.3. HỆ SỐ MA SÁT f VÀ ÁP SUẤT CHO PHÉP $[p]$ CỦA MỘT SỐ VẬT LIỆU MA SÁT

Điều kiện bôi trơn và vật liệu ma sát	f	$[p]$
Được bôi trơn		
Thép tôi với thép tôi	0,06	0,6 – 0,8
Gang với gang hoặc thép tôi	0,08	0,6 – 0,8
Téc-tô-lít với thép	0,12	0,4 – 0,6
Gốm kim loại với thép tôi	0,1	0,8 – 0,1
Không bôi trơn		
Gang với gang hoặc với thép tôi	0,15	0,2 – 0,3
Phê-đơ-rơ với thép hoặc gang	0,3	0,2 – 0,3
Gốm kim loại với thép tôi	0,4	0,3 – 0,4

Chú thích
 1– Trị số nhỏ dùng khi ly hợp có nhiều đĩa ma sát, trị số lớn dùng khi ly hợp có ít đĩa ma sát.
 2– Khi $v < 2,5\text{m/s}$ cần giảm bớt $[p]$; nếu $v \approx 5\text{m/s}$ giảm 15%; nếu $v \approx 10\text{m/s}$ giảm 30%; nếu $v \approx 15\text{m/s}$ giảm 35%; ($v = \pi d_k n / 60000$ – vận tốc trung bình của ly hợp ma sát).

Ly hợp côn ma sát có kết cấu khá đơn giản, lực ép cần thiết giảm đi nhiều so với ly hợp ma sát đĩa, tuy vậy yêu cầu độ chính xác chế tạo cao, kích thước chiều rộng lớn nên tuy thời gian đầu được dùng nhiều nhưng nay còn ít dùng.

Ly hợp ma sát trụ có 2 dạng : guốc đẩy, vành ép. Lực ép tạo ra có thể nhờ lò xo, thủy lực (dầu ép) hoặc khí ép. Kết cấu hình 12.15 cho vài dạng ly hợp côn, trụ ma sát.

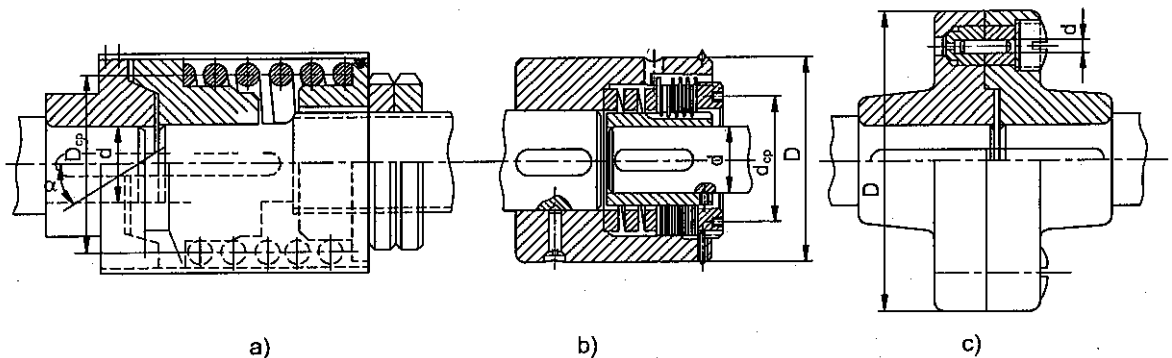


12.4. LY HỢP TỰ ĐỘNG

Các loại ly hợp tự động có nhiệm vụ tách hoặc nối các trục hoặc các bộ phận quay với nhau một cách tự động theo các tiêu chí, yêu cầu, các thông số truyền động cho trước. Thường có các loại sau:

- Ly hợp an toàn là loại ly hợp tự động tách rời khi quá tải, đảm bảo an toàn cho máy, cơ cấu.
- Ly hợp một chiều là loại ly hợp chỉ truyền động theo một chiều truyền tải nhất định, khi chuyển động ngược nó sẽ tự động tách ly hợp.
- Ly hợp ly tâm, sử dụng lực ly tâm để điều khiển sự tách hay nối khớp. Tốc độ quay đủ lớn sẽ tạo lực ly tâm đủ lớn để nối ly hợp.

12.4.1. Ly hợp an toàn



Hình 12.16. Các loại ly hợp an toàn

a) Ly hợp vấu an toàn (hình 12.16a)

Ly hợp vấu an toàn vốn là ly hợp vấu tam giác hay hình thang, chúng được cài với nhau nhờ lực lò xo đẩy dọc trục đã tính toán sẵn. Khi thành phần dọc trục của áp lực tổng cộng trên vấu lớn hơn lực lò xo sẽ đẩy vấu lùi lại không ăn khớp nữa và hai nửa khớp tách xa nhau. Truyền động bị cắt, các vấu trượt lên nhau, vì vậy các đầu vấu được lượn tròn cho dễ trượt và vấu được tôi rất cứng.

Góc nghiêng của vấu khá lớn, có thể lấy $\alpha \approx 45^\circ \div 55^\circ$. Loại ly hợp này chỉ dùng trong các máy, cơ cấu chịu tải nhỏ, khi vận tốc lớn cũng không nên dùng loại này vì sẽ gây va đập nhiều và gây tiếng ồn.

b) Ly hợp ma sát an toàn (hình 12.16b)

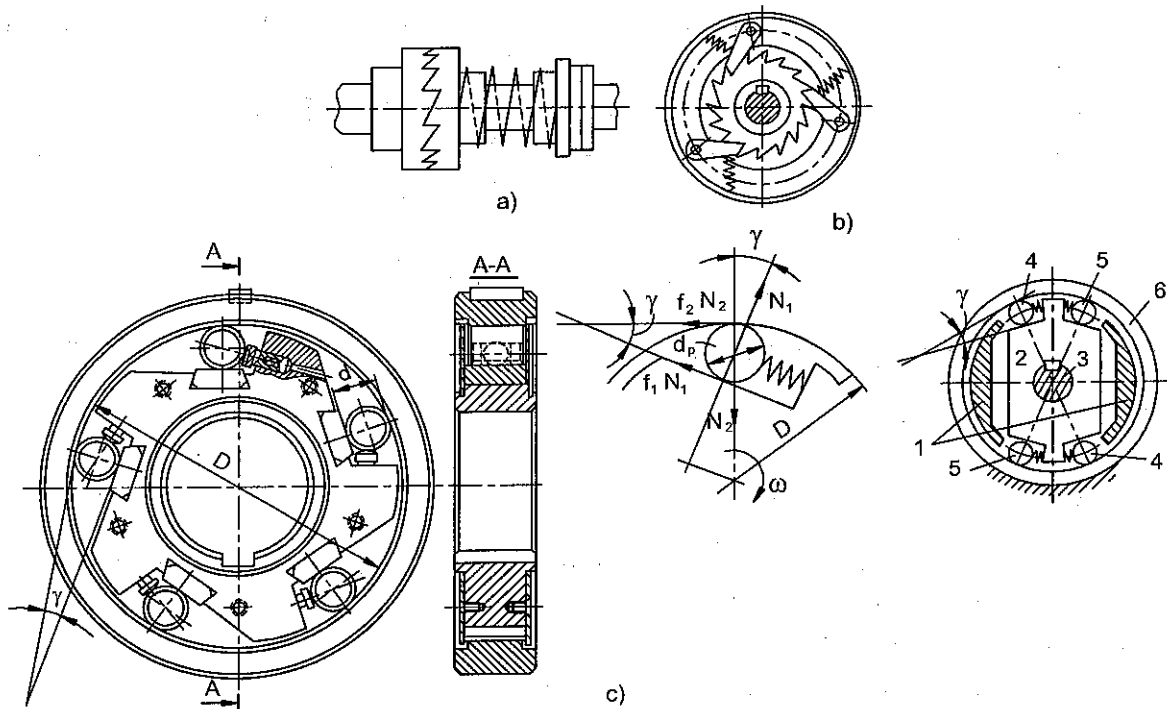
Ly hợp ma sát an toàn cũng chính là ly hợp ma sát (ly hợp nhiều đĩa), dùng lò xo để điều chỉnh sẵn lực ép dọc trục đã tính toán chính xác. Khi quá tải lực ma sát trên đĩa tạo mômen xoắn không đủ lớn truyền tải sẽ làm các đĩa trượt tương đối, truyền động bị cắt, hai nửa khớp sẽ không cùng quay. Phương pháp tính tương tự như ly hợp ma sát.

c) Ly hợp chốt an toàn (hình 12.16c)

Thực chất ly hợp này giống như một nối trục đĩa (hình 12.16c), hai nửa khớp nối với nhau không bằng bulông mà nhờ những chốt hình trụ chịu cắt dưới tác dụng của mô men xoắn tác dụng lên khớp. Những chốt này được chế tạo chính xác, độ bền ổn định, mỗi chốt lắp trong hai nửa ống trên hai nửa khớp, khi quá tải sẽ bị cắt đứt và hai nửa khớp sẽ tách rời nhau. Để máy truyền tải tiếp tục phải dùng máy tháo chốt đã đứt, thay chốt mới. Bằng cách vận, tháo vít 3 sẽ đẩy được chốt gãy ra, lắp chốt mới dễ dàng. Máy sẽ an toàn khi quá tải. Dùng công thức tính sức bền cắt của chốt sẽ tính được mômen xoắn lớn nhất khớp truyền tải được theo đường kính và ứng suất cho phép của chốt.

12.4.2. Ly hợp một chiều

Hình 12.17 cho kết cấu của 3 loại ly hợp một chiều thông dụng : vấu, răng và con lăn ma sát một chiều.



Hình 12.17. Các loại ly hợp

a) Ly hợp vấu; b) Ly hợp răng; c) Ly hợp con lăn ma sát một chiều.

– Ly hợp vấu một chiều (hình 12.17a):

Người ta sử dụng ly hợp vấu có dạng hình tam giác vuông lệch, góc nghiêng lớn, lò xo đẩy để gài các vấu có lực ép rất nhỏ nên chỉ khi khớp truyền tải phía mặt vấu song song với trục thì khớp mới làm việc và truyền chuyển động. Nếu chiều quay thay đổi, vấu làm việc phía mặt nghiêng thì lực dọc trục trên mặt vấu sẽ xuất hiện đẩy lò xo và nửa khớp lùi lại, truyền động dễ dàng bị ngắt, hai nửa khớp sẽ tách xa trượt tương đối với nhau. Khớp làm việc chỉ một chiều.

– Ly hợp răng một chiều (hình 12.17b):

Thực chất là cơ cấu con cóc - bánh cóc. Bánh cóc có răng lắp trên trục, khớp với rãnh răng bánh cóc là con cóc lắp trên một đĩa ôm lấy bánh cóc có thể xoay quanh chốt và được lò xo ép chặt vào rãnh nói trên. Nếu vành đĩa đóng vai trò chủ động thì khi nó quay theo chiều đẩy sâu vào rãnh bánh cóc mới truyền chuyển động, nếu quay theo chiều ngược lại, răng con cóc sẽ trượt trên mặt răng bánh cóc và truyền động bị ngắt. Khớp làm việc chỉ một chiều.

– Ly hợp con lăn ma sát một chiều (hình 12.17c):

Hai loại ly hợp một chiều ở trên chỉ dùng trong trường hợp tải trọng nhỏ, tốc độ không cao vì va đập mạnh và sức bền các chi tiết hạn chế. Ly hợp con lăn ma sát một chiều (hình 12.17c) cho phép làm việc với tải trọng lớn hơn, tốc độ cao hơn.

Nửa khớp dẫn 1 quay theo chiều kim đồng hồ có con lăn 4 nằm trên mặt phẳng cắt bậc do ống 6 tác dụng sẽ lăn theo chiều ngược kim đồng hồ chêm vào khe hẹp giữa ống và mặt phẳng cắt bậc của trục làm cho ống phải quay theo cùng trục. Con lăn 4 được lò xo 2 luôn đẩy vào tiếp xúc với ống.

Lực tác dụng lên con lăn tại điểm tiếp xúc với ống 6 và với mặt phẳng của trục 1 là N_2 và N_1 là những áp lực pháp, chính tại điểm đó còn có các lực ma sát $T_2 = f.N_2$ và $T_1 = f.N_1$. Các lực này từng cặp tạo thành góc γ với nhau.

Phương trình lực cân bằng lực cho con lăn rút ra $N_1 = N_2$ và phải đảm bảo :

$$f.N_1.\cos(\gamma/2) + f.N_2.\cos(\gamma/2) \geq N_1.\sin(\gamma/2) + N_2.\sin(\gamma/2)$$

Rút ra kết quả: $\text{tg}(\gamma/2) \leq \text{tg}2\varphi'$; φ' – góc ma sát. Góc $\gamma \leq 2\varphi'$ với $\cos \gamma = \frac{2b+d}{D-d}$

(thường chọn $\gamma = 7^\circ \div 8^\circ$).

12.4.3. Ly hợp ly tâm

Đây là loại ly hợp mà sự đóng, mở (nối, tách) khớp phụ thuộc trị số lực ly tâm do vật nặng có trọng tâm cách xa trục quay của trục gây ra. Hình 12.18 cho các phương án kết cấu khác nhau của ly hợp ly tâm sử dụng trong thực tế.

Các kết cấu có trục dẫn nằm trong, trục bị dẫn đều là dạng ống ôm lấy trục dẫn và có sử dụng kết cấu ly hợp ma sát trụ hay ma sát nhiều đĩa.

Trường hợp cơ cấu hình 12.18a trục quay làm hai vành bán nguyệt 1 và 2 quay, tạo lực ly tâm F_{L1} tác dụng vào trọng tâm C của 2 vành bán nguyệt ấy. Mỗi vành bán nguyệt có thể quay quanh các chốt A và B. Mặt trụ của mỗi vành bán nguyệt do lực F_{L1} tác dụng sẽ sinh ra lực ép vào mặt trong của ống bị dẫn và nhờ lực ma sát do lực ép đó tạo ra lại kéo ống bị dẫn quay theo. Tuy nhiên do tác dụng của bộ lò xo móc 2 vành bán nguyệt, khớp nối chỉ làm việc khi lực ly tâm lớn hơn lực lò xo và trị số lớn hơn đó phải đủ tạo ra ma sát để truyền tải. Công thức tính khả năng tải sẽ là:

$$K_{cd} \cdot T_x \leq f \cdot (F_{L1} - S_{Lx}) \cdot \frac{D}{2}$$

Trong đó: f – hệ số ma sát giữa vật liệu mặt ngoài vành bán nguyệt và mặt trong ống.

F_{L_t} – lực ly tâm tác dụng lên trọng tâm vành (với m là khối lượng vành và ω là tốc độ quay tính theo rad/s, r là khoảng cách trọng tâm vành bán nguyệt đến trục quay).

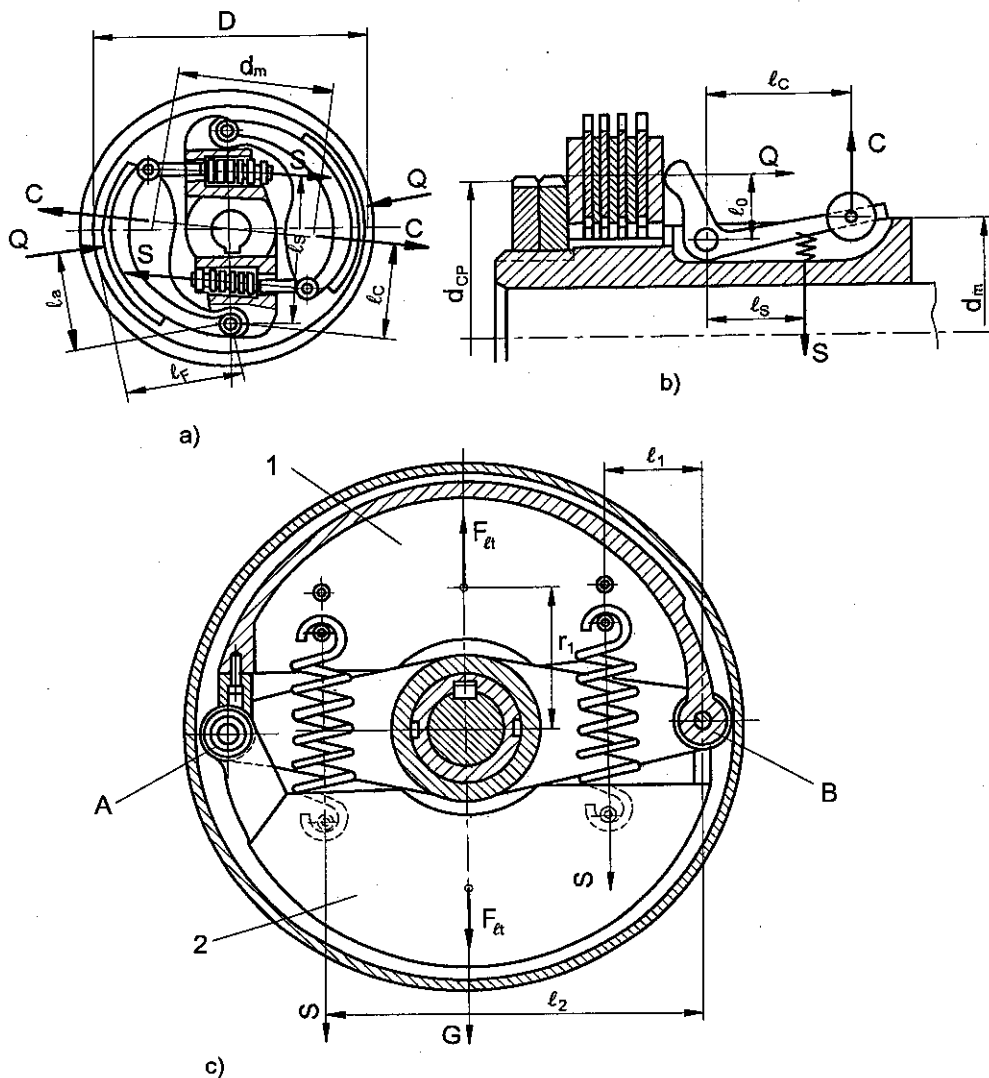
$$F_{L_t} = m \cdot r \cdot \omega^2.$$

S_{L_x} – lực căng của lò xo.

D – đường kính trong của ống bị dẫn.

Từ đây có thể rút ra tốc độ tới hạn (và khả năng tải ly hợp).

$$\omega_{th} = \sqrt{\frac{2K_{cd} T_x + S_{L_x}}{fD}} \cdot \frac{1}{mr} \quad \text{và} \quad n_{th} = \frac{30}{\pi \omega_{th}}$$



12.5. PHANH

12.5.1 Công dụng và phân loại

Phanh là bộ phận tạo tác động dưới dạng lực hoặc mômen cản, làm giảm tốc độ hoặc làm dừng chuyển động của máy, cơ cấu, bộ phận.

Khi phanh, động năng của bộ phận cần phanh (hay của máy thông qua quá trình ma sát (hay quá trình vật lý khác) biến thành nhiệt (hay dạng năng lượng khác). Người ta phân biệt phanh cơ khí, phanh điện và phanh thủy lực.

Theo cách tác động ta có phanh thủ công (tay, chân), phanh hơi, phanh tự tác dụng (ví dụ nhờ lực ly tâm).

Phanh hãm là phanh chỉ để giảm tốc độ, phanh dừng là phanh tác động cho đến khi dừng hẳn, phanh giữ là phanh chỉ để cho máy bộ phận không chuyển động được... (theo mục đích, quy luật phanh).

12.5.2. Phương trình mômen cơ bản

Dựa vào phương trình chuyển động cơ bản, ta có phương trình mômen khi có phanh tác động là.

$$M = M_d \pm M_c \pm M_a \pm M_p$$

Trong đó : M_d – mômen dẫn động, làm máy chạy;

M_c – mômen cản khi máy làm việc;

M_a – mômen làm gia tốc (tăng hay giảm tốc độ máy);

M_p – mômen phanh.

Thông thường mômen cản ngược chiều với mômen tác động (dẫn) và mômen phanh cùng có tác động như mômen cản, vì thế:

$$M_d = M_c - M_a + M_p ;$$

Trong điều kiện thông thường: $M_d = M_c$; thì $M_p = M_a$;

Nếu là phanh dừng thì : $M_p = M_c + M_a$; hoặc $M_p = M_d - M_c + M_a$;

Phanh cơ khí là các loại phanh được giới thiệu trong phần này. Các loại phanh khác như phanh điện, thủy khí tham khảo trong các tài liệu chuyên ngành.

12.5.3. Phanh cơ khí

a) Đặc điểm

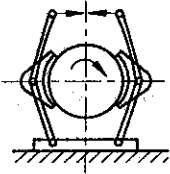

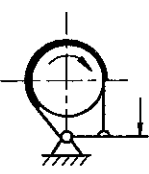

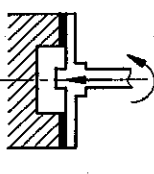
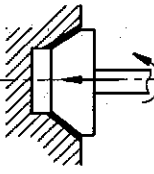
Tất cả các phanh cơ khí đều dùng cặp ma sát để gây nên tác động phanh. Các bề mặt chúng ép lên nhau. Ma sát phát sinh trong vùng tiếp xúc cản lại chuyển động tương đối.

Cặp ma sát phanh này dùng vật liệu đặc biệt có hệ số ma sát lớn khiến cho áp lực, áp suất tương tác giảm đi do đó giảm tải cho các chi tiết phanh. Tuy nhiên, hệ số ma sát lại

phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ, áp suất và tốc độ chuyển động tương đối nên rất khó xác định chính xác.

b) Các sơ đồ trong hình 12.19 cho ta cấu tạo, kết cấu và cách tác động của các loại phanh cơ khí khác nhau

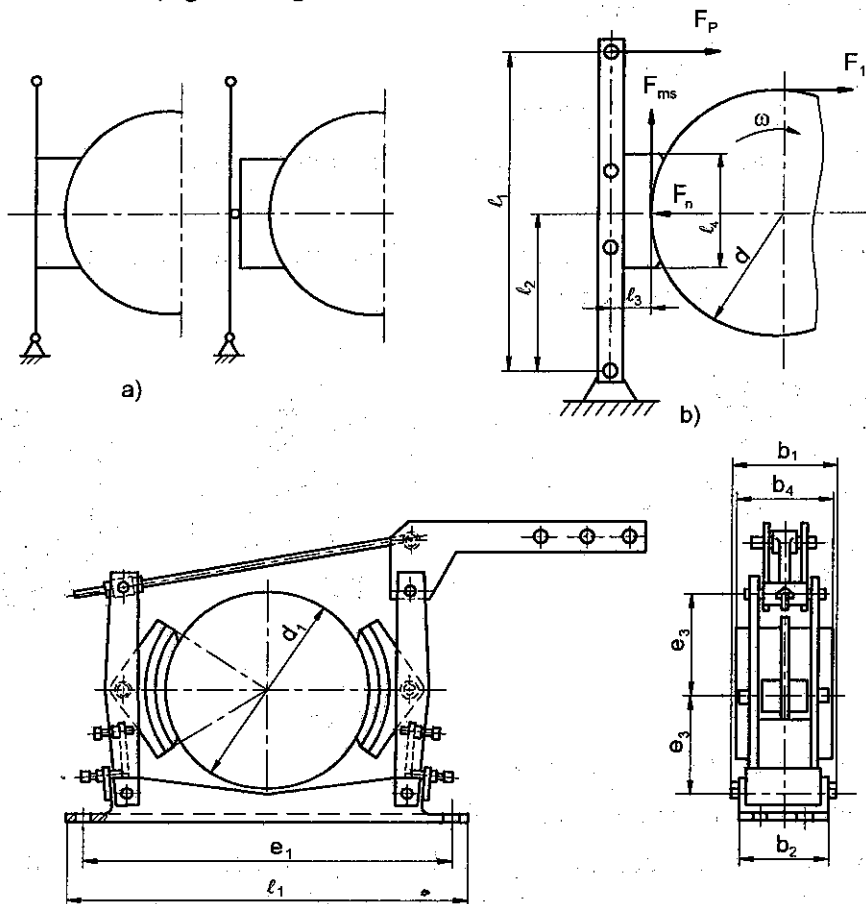
Các sơ đồ (hình 12.19).

Phanh má ngoài	Phanh má trong	Phanh đai ngoài	Phanh đá trong	Phanh đĩa	Phanh côn
					

Hình 12.19. Sơ đồ cấu tạo các loại phanh cơ khí

12.5.4. Phanh má

– Kết cấu, cách tác động và công thức tính:



a) Phanh má ngoài

Hình 12.20a là sơ đồ phanh má ngoài dạng nổi cứng và kiểu có bản lề, lựa xoay được, lực tác động lên má có thể dùng lò xo, dầu ép hay khí nén hoặc cần đẩy tay. Má phanh có dạng mặt trụ tròn. Có thể chỉ dùng 1 má phanh nhưng sẽ gây uốn trục nên thường dùng 2 má đối xứng.

Các công thức tính (hình 12.20b)

$$\text{Lực ma sát } F_{ms} = 2M_{ph}/d;$$

Quan hệ lực ma sát và áp lực pháp $F_{ms} = f.F_n$; nên :

$$\text{Lực phanh } F_p = \frac{F_n \cdot \ell_2 \pm F_{ms} \cdot \ell_3}{\ell_1} = F_{ms} \frac{(\ell_2/f) \pm \ell_3}{\ell_1}; \text{ (+ quay thuận, - quay nghịch)}$$

Áp suất trung bình trên bề mặt ma sát:

$$p_{tb} = \frac{F_n}{b.L_4} = \frac{2M_p}{d.f.b.L_4} \leq [p]$$

$$\text{Công ma sát } A_{ms} = P_{ms} \cdot t_{ms} = 2 \cdot \pi \cdot M_p \cdot n \cdot t_{ms};$$

Trong đó: t_{ms} – thời gian phanh;

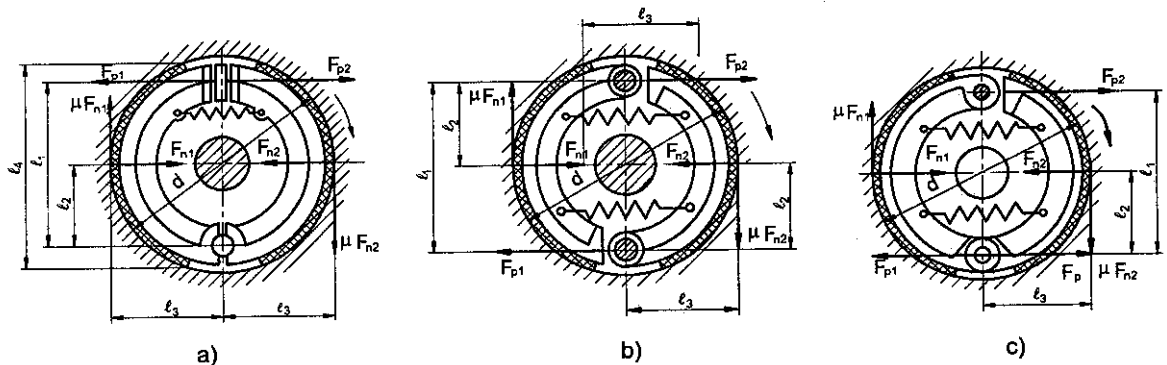
n – tốc độ trống phanh;

P_{ms} – công suất phanh.

Kết cấu cấu tạo một loại phanh má ngoài cho trên hình 12.20c.

b) Phanh má trong

Kết cấu trên hình 12.21 cho cấu tạo 3 phanh má trong. Loại này hay dùng trong xe máy, ô tô, máy nâng, vận chuyển các loại.



Hình 12.21

Các công thức tính và đặc tính:

– Má phanh kiểu thông thường (hình 12.21a)

Hai má trong của phanh thường đặt đối xứng trong lòng trống phanh, được tác động bằng các cơ cấu cơ khí, điện hay hơi ép, tiếp xúc với trống phanh một góc giới hạn khoảng $90^\circ \div 130^\circ$. Chuyển động về vị trí cũ sau khi phanh nhờ lò xo.

+ Đoạn đường tác dụng bằng nhau thì :

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{M_p}{d.f}; F_{p1} + F_{p2} = 2 \cdot \frac{M_p}{d.f} \cdot \frac{\ell_2}{\ell_1}; \frac{F_{p1}}{F_{p2}} = \frac{\ell_2 + f.\ell_3}{\ell_2 - f.\ell_3};$$

Lực phanh sẽ không đều.

+ Nếu lấy lực phanh $F_{p1} = F_{p2}$ thì:

$$F_{n1} = \frac{F_{p2} \cdot \ell_1}{\ell_2 + f.\ell_3}; F_{n2} = \frac{F_{p2} \cdot \ell_1}{\ell_2 - f.\ell_3}; \frac{F_{n1}}{F_{n2}} = \frac{\ell_2 - f.\ell_3}{\ell_2 + f.\ell_3};$$

Áp lực không đều nên mòn sẽ không đều.

+ Lực phanh gây mômen cùng chiều tác dụng so với chiều quay (hình 12.21b)

Lực phanh thường phải như nhau nên

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{M_p}{d.f}; F_{p1} + F_{p2} = 2 \cdot \frac{M_p}{d.f} \cdot \frac{\ell_2 \pm f.\ell_3}{\ell_1};$$

Tùy chiều quay trống phanh (dấu + có nghĩa tự làm yếu, dấu - có nghĩa làm tăng tác dụng).

- Má phanh có khả năng xoay tự lựa (hình 12.21c)

Lực phanh khác nhau trên mỗi má phanh

Má phải: $F_{n1} = \frac{F_{p2} \cdot \ell_1}{\ell_2 + f.\ell_3};$

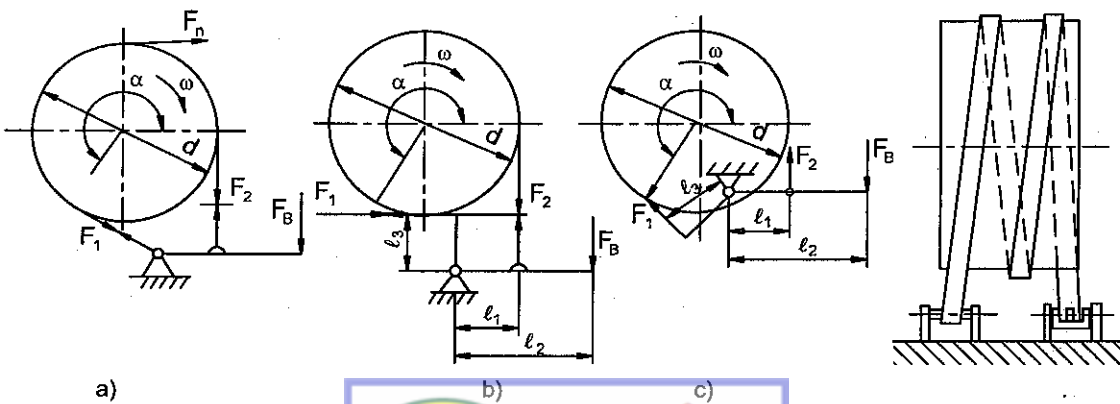
Má trái: $F_{n1} = \frac{F_{p2} + F_{n2} \cdot f.d}{2\ell_2} \cdot \frac{\ell_1}{L_2 + f\ell_3}$

Mômen phanh tính theo công thức:

$$M_{ph} = \frac{f(F_{n1} + F_{n2})d}{2}; \text{ và áp suất trên bề mặt ma sát } p_{tb1,2} = \frac{F_{n1,2}}{b.\ell_4}$$

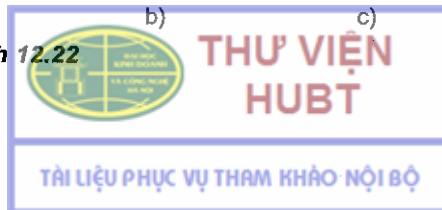
12.5.5. Phanh đai

a) Phanh đai ngoài



Hình 12.22

Hình 12.23



Phanh đai trong là loại phanh dùng đai, dây mềm vắt, quấn quanh đĩa hay trống phanh, tạo lực căng, gây ma sát để phanh. Kết cấu loại phanh này khá đơn giản, khá gọn, dễ bố trí không gian lắp đặt. Lực tác dụng không yêu cầu lớn mà vẫn tạo được mômen phanh khá lớn.

Nhằm tăng tác dụng phanh góc ôm đai thường chọn lớn $\alpha \geq 270^\circ$. Có 3 sơ đồ cơ sở chính của loại này (hình 12.22).

a) Phanh đơn tác dụng dùng đòn đơn gây lực căng (hình 12.22a)

Công thức tính trọng, đĩa phanh quay theo chiều kim đồng hồ gọi mômen phanh lúc này là M_p .

$$M_p = \frac{F_p \cdot d}{2} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot (e^{f\alpha} - 1)$$

Với $F_p = F_2 \cdot l_1 / l_2$

Khi chiều quay ngược chiều kim đồng hồ, gọi mômen phanh lúc này là M_{pn} thì :

$$M_p / M_{pn} = e^{f\alpha}$$

– Phanh cộng tác dụng dùng đòn có tay, tác dụng kép (hình 12.22b)

Công thức tính : $M_p = \frac{F_p d}{2} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{1 + e^{f\alpha} l_3 / l_2}$; $F_p = \frac{F_2 l_1 + F_1 l_3}{l_2}$;

$$\frac{M_p}{M_{pn}} = \frac{e^{f\alpha} + l_3 / l_1}{1 + e^{f\alpha} l_3 / l_1}$$

Thấy rõ là khi $l_1 = l_3$ thì chiều quay không ảnh hưởng đến trị số mômen phanh $M_p = M_{pn}$

– Phanh vi sai có tác dụng (như cơ cấu vi sai) tăng hiệu quả phanh (hình 12.22c)

Công thức tính:

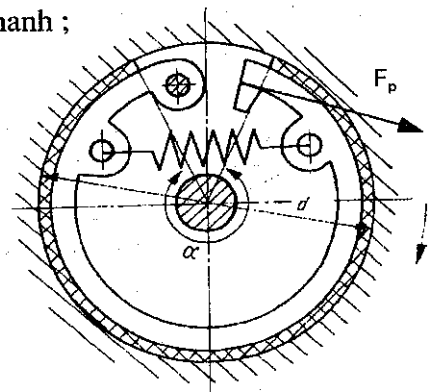
$$M_p = \frac{F_p d}{2} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{1 + e^{f\alpha} l_3 / l_2}$$
 ; $F_p = \frac{F_2 l_1 - F_1 l_3}{l_2}$; $\frac{M_p}{M_{pn}} = \frac{e^{f\alpha} - l_3 / l_1}{1 - e^{f\alpha} l_3 / l_1}$;

Chú ý rằng khi $l_1 \leq l_3, e^{f\alpha}$; thì xảy ra hiện tượng tự phanh ;

Muốn tăng hiệu quả phanh có thể dùng phanh ngoài quấn toàn vòng (hình 12.23).

b) Phanh đai trong

Cấu tạo cho trên hình 12.24, dây đai được ấn ép sát mặt trụ trong của đĩa hay trống phanh thông qua vòng thép khuyết (vòng cắt mở miệng) tác dụng làm nở đường kính nhờ lực F_p . Công thức tính giống như phanh đai ngoài.

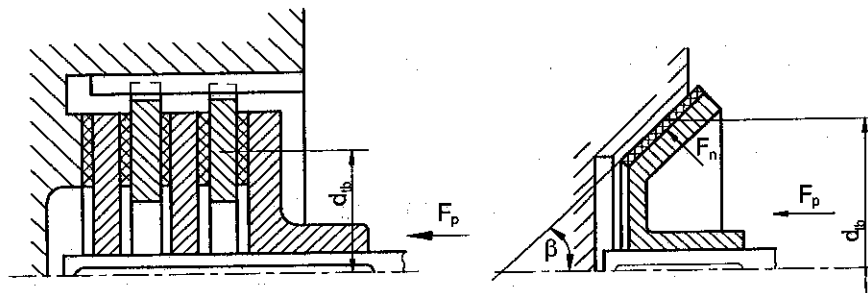


Hình 12.24

12.5.6. Phanh đĩa và phanh côn

Cấu tạo (hình 12.25), hoạt động giống như ly hợp ma sát đĩa và côn, công thức tính cũng tương tự phanh đĩa $M_p = F_p \cdot f \cdot i \cdot \frac{d_{tb}}{2}$; với i : số mặt ma sát;

và phanh côn $M_p = F_p \cdot f \cdot \frac{d_{tb}}{2 \sin \beta}$;



Hình 12.25

Chương 13

KHUNG, VỎ MÁY VÀ GIÁ ĐỠ

13.1. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI

13.1.1. Công dụng và đặc điểm cấu tạo

Tất cả các bộ phận máy, từ nguồn chuyển động (động cơ), hệ thống dẫn động, cơ cấu chấp hành đến bộ phận công tác phải liên kết với nhau thành một khối thống nhất. Nhiệm vụ đó chính là của khung, vỏ máy. Nó tạo cho các bộ phận máy những không gian hoạt động hợp lý, đảm bảo chức năng, đúng chỗ. Nó chịu những tác động tải trọng trong quá trình tương tác với nhau, giữ cho cả hệ thống vững chắc, ổn định. Khung vỏ che chắn, bảo vệ tạo điều kiện thuận lợi cho hoạt động của máy. Tạo nên hình dạng bên ngoài của máy. Tạo những ấn tượng, cảm quan tốt đẹp cho người sử dụng.

13.1.2. Đặc điểm cấu tạo

Khung, vỏ máy không chỉ phải đảm bảo độ bền, mà còn đảm bảo độ cứng vững và ổn định rất cao, có khả năng chống rung vì thế nó có khối lượng, trọng lượng rất lớn. Thông thường là bộ phận nặng nhất và lớn nhất. Phần nhiều khung vỏ máy có thể chiếm tới 70% ÷ 90% khối lượng máy và cơ cấu.

13.1.3. Phân loại

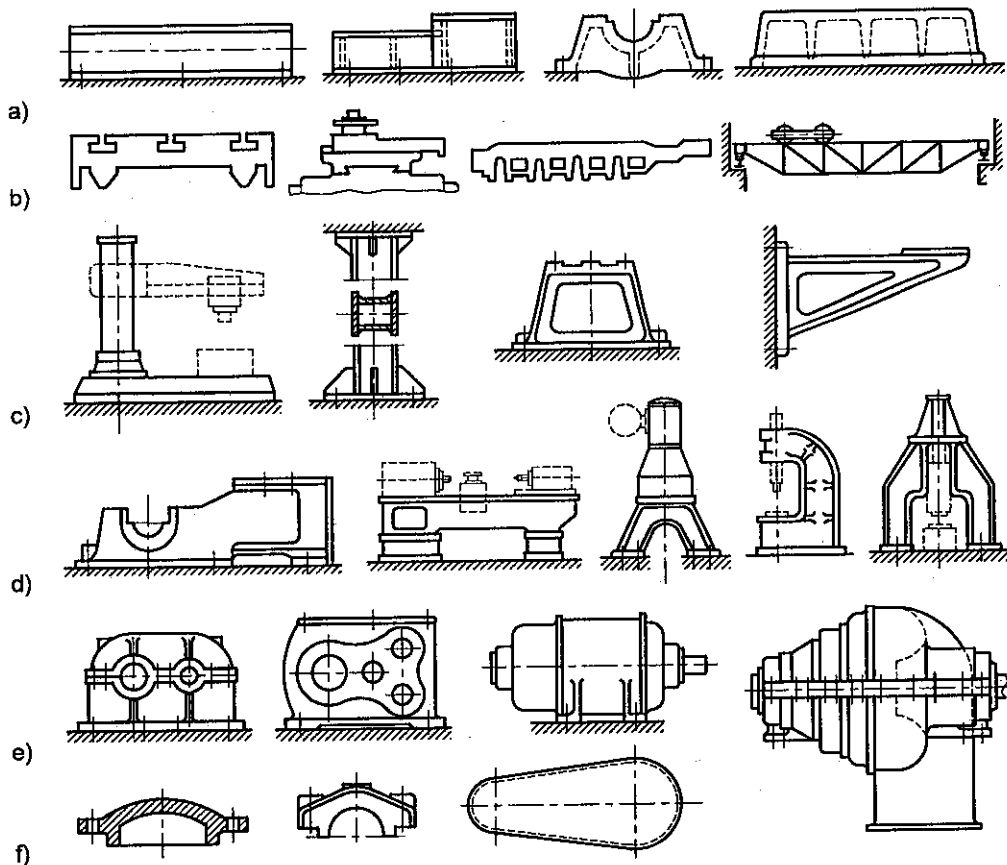
Có rất nhiều loại khung vỏ, giá đỡ khác nhau. Việc phân loại nó phụ thuộc vào công suất, năng suất của máy, phụ thuộc vào công dụng, chức năng và cả cách bố trí sắp xếp của máy. Việc thiết kế khung vỏ máy thường gắn liền với chuyên ngành của máy, thường được nghiên cứu kỹ trong các môn chuyên môn, kỹ thuật cụ thể, như trong các máy, tuyền bin phát điện, ô tô máy kéo các loại, máy công cụ, máy vận chuyển, làm đất, khai thác,... Trong chương này ta chỉ đề cập đến khía cạnh chung nhất mà thôi.

Có thể chia thành các loại sau:

- Khung đỡ chính, dầm móng của máy, dựa trên nền cố định của trạm máy (hình 13.1a)
- Bàn, giá trượt, dầm chính, khung gối (hình 13.1b)
- Cột chống chính, giá đỡ chính, gối tỳ chính của máy (hình 13.1c)
- Thân ngang, hoặc đứng của máy công cụ, cắt gọt, máy rèn, máy ép, máy nén, động cơ đốt trong (hình 13.1d).

– Hộp đựng các bộ truyền của liên hợp nhiều bộ truyền, của hộp giảm tốc, hộp số, biến tốc, vỏ máy điện, động cơ hơi nước, tuyền bin, tổ hợp cụm máy, thân, gói các bộ phận đỡ (ổ lăn, trượt) (hình 13.1e).

– Nắp che, nắp đậy, ngăn ngừa bụi, hơi bẩn, vật lạ có hại (hình 13.1f).



Hình 13.1

13.1.4. Vật liệu

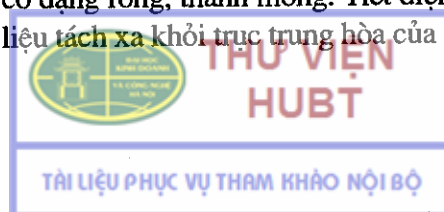
Kết cấu thường dùng của khung, vỏ và giá đỡ thường là kết cấu đúc thành khối nguyên hoặc bao gồm vài bộ phận rồi ghép chặt lại nên các dạng vật liệu hay dùng là gang, thép đúc, các thanh, dầm, tấm định hình (có thể dùng thép, chất dẻo, hợp kim màu).

Mối ghép hay dùng là hàn, đinh tán, các kiểu mối ghép ren (bulông, vít,...).

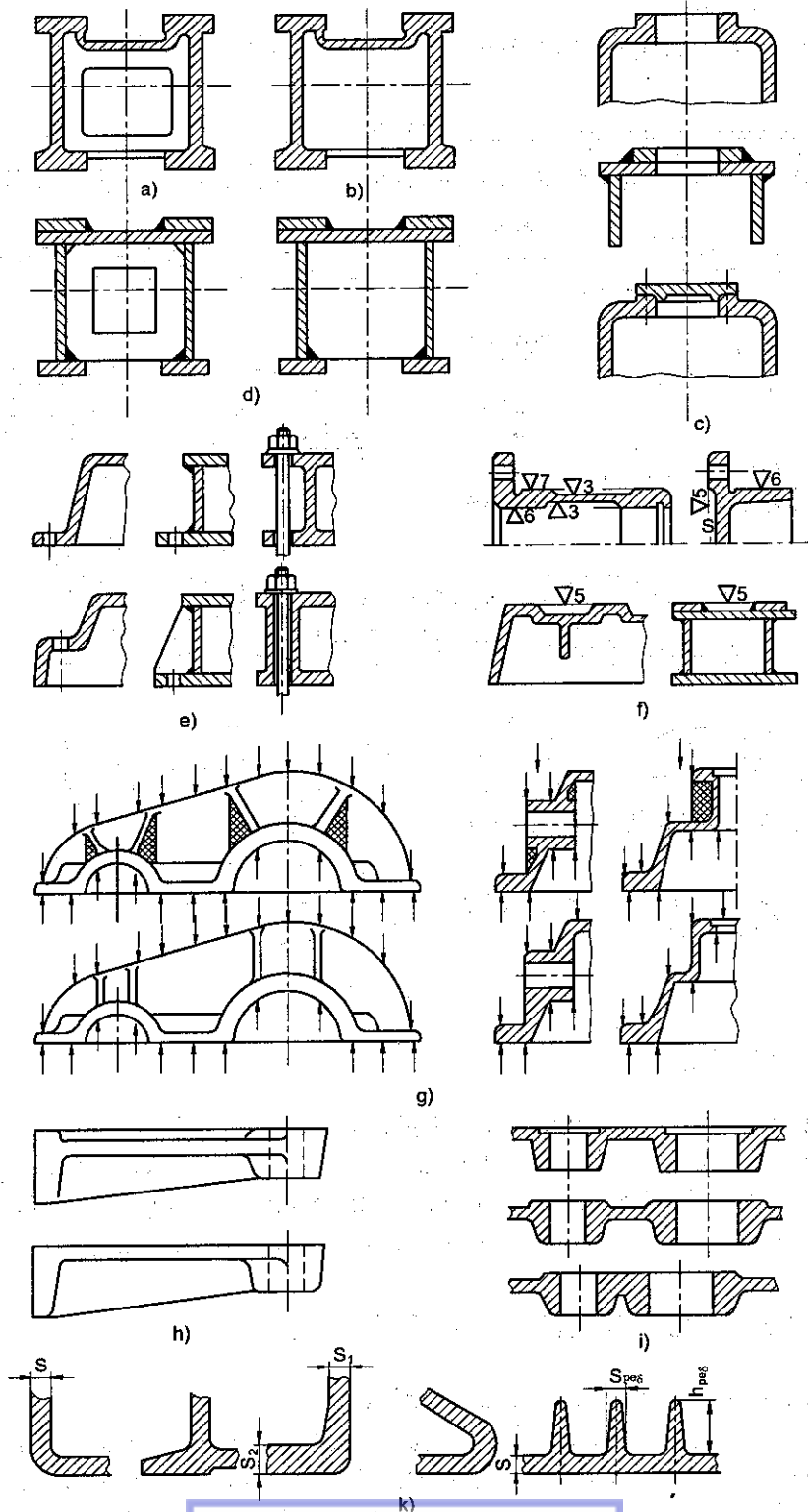
13.2. NGUYÊN TẮC THIẾT KẾ, TÍNH TOÁN

a) Kết cấu, tạo hình và công nghệ tạo phôi

Thiết kế cấu tạo của khung, vỏ máy phải đủ bền chắc, cứng vững nhưng phải có khối lượng gọn nhất, vì vậy hay có dạng rỗng, thành mỏng. Tiết diện ngang của các thanh chịu uốn, xoắn thường phải bố trí vật liệu tách xa khỏi trục trung hòa của tiết diện (xem hình 13.2a,b).



Sử dụng vật liệu chịu kéo kém như gang, bê tông thường phải ghép thêm gờ, gân tăng bền, tăng cứng (hình 13.2a,b).



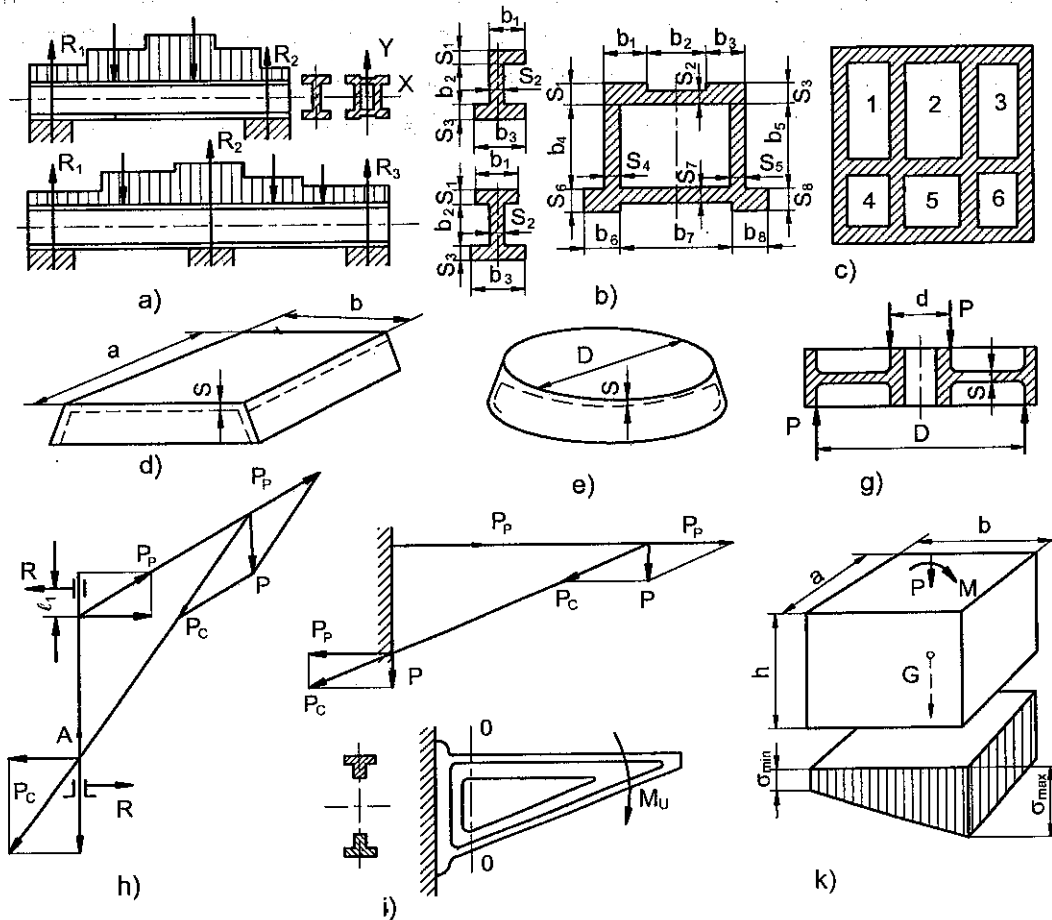
Hình dạng hình học vùng chuyển tiếp các phần vật liệu không được gãy góc, thay đổi đột ngột mà hay dùng dạng góc lượn, tăng hay giảm kích thước dần dần. Tiết diện chịu xoắn thường khép kín, không bị cắt hở (hình 13.2c). Hợp lý hóa hướng, vị trí gân gờ hợp lý phù hợp với hướng rút khuôn, lõi khi dùng kết cấu đúc (hình 13.2e, g, h, i, k). Kết cấu vật đúc tuân thủ những đặc tính của công nghệ đúc. Bề mặt tiếp xúc, lắp ghép phải được gia công nhẵn, chính xác, nhưng phải bố trí thuận tiện khi gia công, chế tạo.

b) Kích thước khuôn khổ và kích thước cơ bản (hình 13.3)

– Kích thước khuôn khổ lấy theo không gian chiếm chỗ cần thiết của khung, giá và độ bền, độ cứng, khả năng làm việc cần thiết.

– Kích thước khuôn khổ phụ thuộc vào cả kiểu liên kết, phương pháp ghép các phần với nhau. Nhất là phụ thuộc vào vật liệu khung vỏ, phương pháp tạo phôi, tạo hình, hình dạng các phần tử liên kết.

– Sơ đồ tính toán khung vỏ thường là các bài toán siêu tĩnh, dàn khung, vỏ rất phức tạp (hình 13.3) thường dùng các phương pháp tính của cơ học kết cấu, lý thuyết đàn hồi trong các chuyên ngành khác nhau để giải.



Hình 13.3

– Kích thước chiều dày thành s của vỏ đúc bằng gang xám thường là một trong những kích thước cơ bản của khung vỏ, được tính toán, chọn theo các công thức đã nghiên cứu kỹ kết hợp với kinh nghiệm của người thiết kế.

Gọi kích thước khuôn khổ quy đổi là D (m : mét)

$$D = 0,25(2L + B + H)$$

Trong đó :

L – kích thước chiều dài ;

B – kích thước chiều rộng;

H – kích thước chiều cao.

Chiều dày thành: $s = (10 \div 12) \sqrt{D} = (5 \div 6) \sqrt{2L + B + H}$ (mm)

Khi dùng gang, thép hợp kim chiều dày cần tăng lên (vì khó đúc hơn) khoảng 15÷25%

Nếu dùng kết cấu hàn, với thép thanh, thép tấm có thể chọn mỏng hơn.

Có rất nhiều tài liệu tham khảo, sổ tay và hướng dẫn thiết kế, (hoặc catalogue là những tập tài liệu chứa những hình vẽ và số liệu của sản phẩm, vật phẩm, hàng hóa,...) cho những công thức thuận tiện để tính các kích thước cơ bản của máy, cơ cấu trong các trường hợp khác nhau. Trong phụ lục 3 giới thiệu vỏ hộp giảm tốc, đó là chi tiết vỏ thông dụng. Kết cấu và công thức tính toán kích thước của hộp là những dữ liệu, số liệu tham khảo tốt cho người thiết kế.

Phân bố túc

BT1. Lò xo

1. Khái niệm

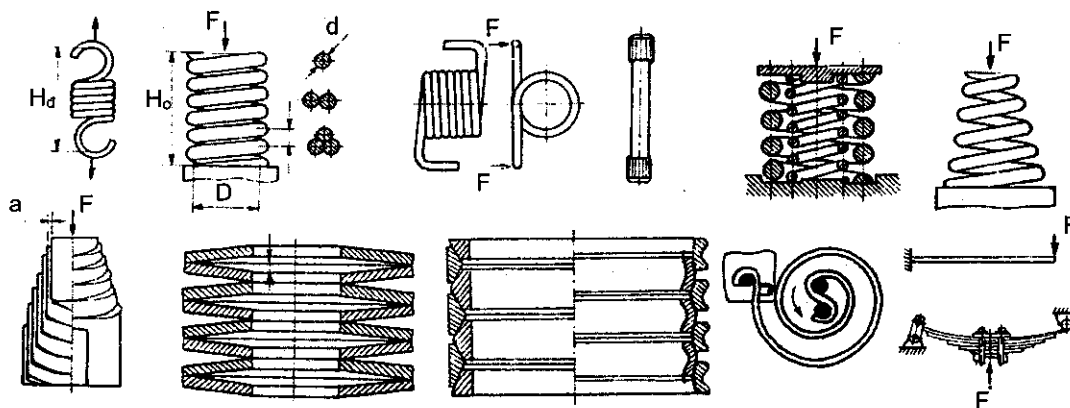
Lò xo là tiết máy có chuyển vị đàn hồi lớn (thường nhìn thấy được) dùng khá nhiều trong các máy, dụng cụ, khí cụ, vật phẩm hàng ngày, nhằm những mục đích sau :

- Tạo lực ép, giữ (bánh ma sát, phanh, cặp, khớp nối).
- Giảm chấn, chống rung (đệm, ghế ngồi, xe di chuyển, bánh xe...).
- Tích tụ và giải phóng năng lượng (cót đồng hồ).
- Thực hiện các chuyển dịch trở lại (cơ cấu cam, van...).
- Đo lực (cân lò xo).

Phân loại lò xo:

- Theo hình dạng cấu tạo ta có : lò xo xoắn ốc, nhíp, đĩa, vòng... (hình BT 1.1)
- Theo dạng tải trọng : kéo, nén, uốn, xoắn,

Lò xo thường dùng vật liệu có độ bền cao, hay dùng nhất là thép nhiều cacbon, thép mangan, thép silic, để tránh gỉ có thể sử dụng đồng thanh pha thiếc, silic-mangan hoặc kẽm,...).

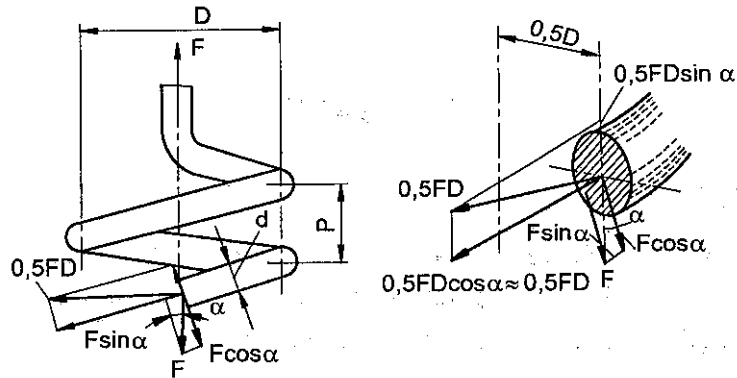


Hình BT1.1

2. Các thông số hình học chính và hình dạng cấu tạo lò xo xoắn ốc chịu kéo nén (hình BT1.2)

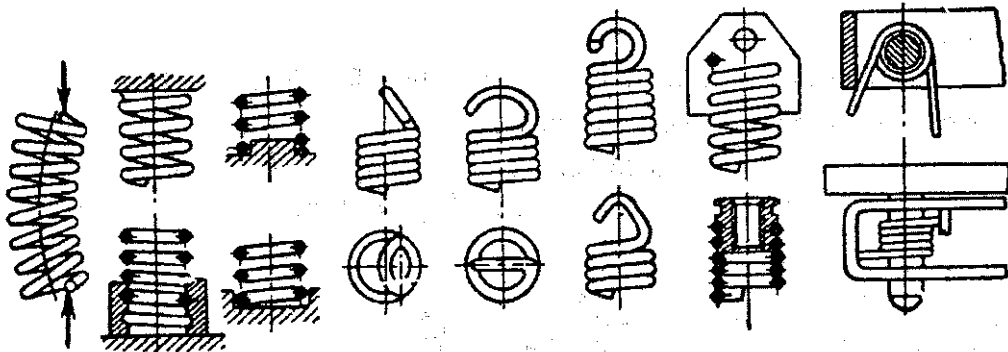
- Đường kính ngoài D ;
- Đường kính dây d ;
- Tỷ số $c = D/d$ thường có trị số 4 đến 13 (giảm theo d);
- p : bước xoắn và góc vít α , $\tan \alpha = p/\pi D$;

- H : chiều dài.



Hình BT1.2

Lò xo nén cuốn hờ mài bằng dây có $H/D < 2,5 \div 3$, còn lò xo kéo cuốn xít có lực căng ban đầu F_0 và đầu móc có nhiều dạng khác nhau (xem hình BT 1.3).



Hình BT 1.3

3. Tính lò xo chịu kéo nén

Mômen và lực : Mômen tổng $M = F.D/2$; đặc trưng bằng vectơ M (không vuông góc với mặt cắt), chia vectơ này thành T_x và T_u .

$$T_x = M.\cos\alpha; \quad T_u = M.\sin\alpha$$

T_x gây xoắn và T_u gây uốn, ứng suất xoắn rất lớn còn các ứng suất khác khá nhỏ có thể bỏ qua. Lấy $T_x \approx FD/2$.

a) Ứng suất và chuyển vị trong lò xo

$$\text{Ứng suất tiếp do xoắn : } \tau = \frac{kT_x}{W_x} = \frac{kFD}{\pi d^3}; \quad \tau = \frac{16kFD}{\pi d^3}$$

$$\text{Hệ số xét đến độ cong lò xo : } k = \frac{4c+2}{4c-3}$$

Chuyển vị lò xo tính theo tích phân More (theo sức bền vật liệu): $\lambda = \frac{8D^3 nF}{Gd^4}$

Đặt $\lambda_1 = \frac{8D^3}{Gd^4}$ là độ mềm một vòng lò xo hay chuyển vị theo hướng lực của một vòng lò xo dưới tác dụng một lực bằng một đơn vị.

Trong các công thức trên: môđun đàn hồi trượt G có thể tính theo môđun đàn hồi kéo E của vật liệu : $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ (với thép là $8 \cdot 10^4$ MPa)

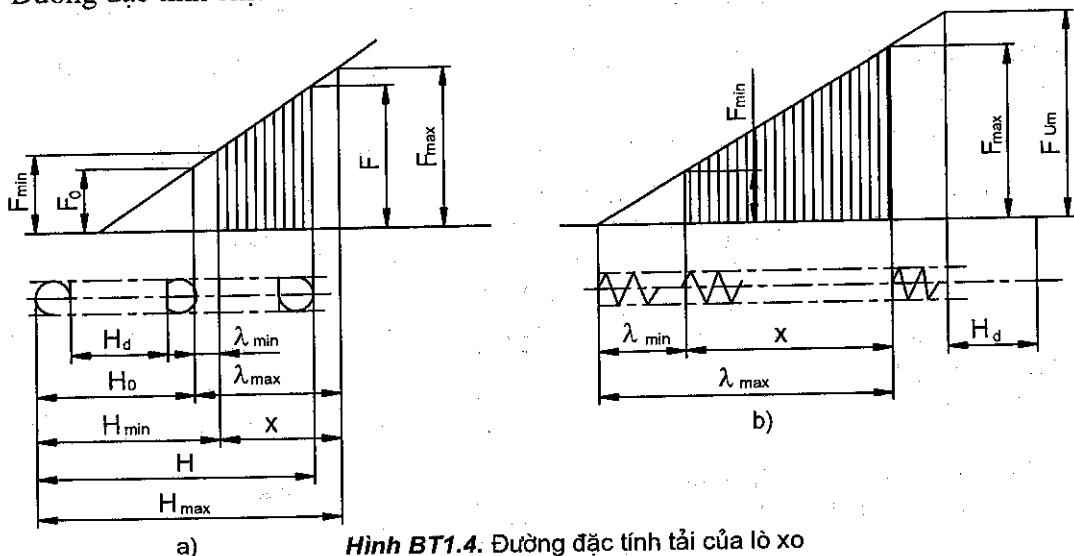
Vi vậy : $\lambda = \lambda_1 \cdot F \cdot n$

b) Xác định kích thước lò xo

Xác định d theo điều kiện bền $\tau = \frac{8kFD}{\pi d^3} \leq [\tau]$

Rút ra: $d \geq 1,6 \sqrt{\frac{kFc}{[\tau]}}$

$[\tau]$: Ứng suất cắt cho phép của vật liệu lò xo được lấy trong các sổ tay, tài liệu thiết kế. Đường đặc tính tải của lò xo (hình BT1.4) giúp ích nhiều cho quá trình lắp ghép, làm việc. Đường đặc tính chịu tải của lò xo.



Hình BT1.4. Đường đặc tính tải của lò xo

a) Lò xo chịu kéo; b) Lò xo chịu nén.

H_{min} : chiều dài khi chịu tải nhỏ nhất ;

H_0 : chiều dài ban đầu kể cả móc ;

H_d : chiều dài làm việc;

H_{max} : chiều dài làm việc khi chịu tải lớn nhất ;

H_s : chiều dài khi nén tới ;

$$\text{Số vòng lò xo } n = \frac{xGd}{8c^3(F_{\max} - F_{\min})}$$

Chiều dài lò xo:

$$\text{Kéo: } H_o = H_d + 2h_m; h_m = (1 \div 2)D; H_d = nd; H_{\max} = H_o + \lambda_1(F_{\max} - F_o);$$

$$\text{Nén: } n_o = n + (1,5 \div 2); H_s = (n_o - 0,5)d; p = d + (1,1 \div 1,2)\lambda_{\max}/n; H_o = H_s + n(p - d)$$

Vật liệu và ứng suất cho phép

Lò xo làm bằng thép nhiều cacbon, thép chứa mangan, si-líc, crôm - vanadi, thép niken, thép được nhiệt luyện đảm bảo cơ tính. Dùng lò xo trong môi trường ăn mòn hóa học có thể dùng các loại thép pha kim loại màu như đồng thanh, thiếc kềm, babít,...

Người ta thường chia làm 3 cấp vật liệu I, II và III, có giới hạn bền tăng dần.

Đường kính dây d, mm	σ_b , MPa		
	Dây cấp 1	Dây cấp 2	Dây cấp 3
0,2 ÷ 0,6	2700	2200	1700
0,8 ÷ 1,0	2400	2000	1600
1,5 ÷ 2,0	2100	1800	1400
2,5 ÷ 3,0	1800	1700	1300
4,0 ÷ 6,0	1500	1400	1100
7,0 ÷ 8,0	-	1300	1000

Ứng suất cho phép của lò xo phụ thuộc chất lượng vật liệu, tính chất tải trọng và điều kiện làm việc.

Có 3 nhóm khác nhau tùy theo tính chất tải trọng và mức độ quan trọng : A, B, C.

Ứng suất cho phép có thể tham khảo bảng sau đây:

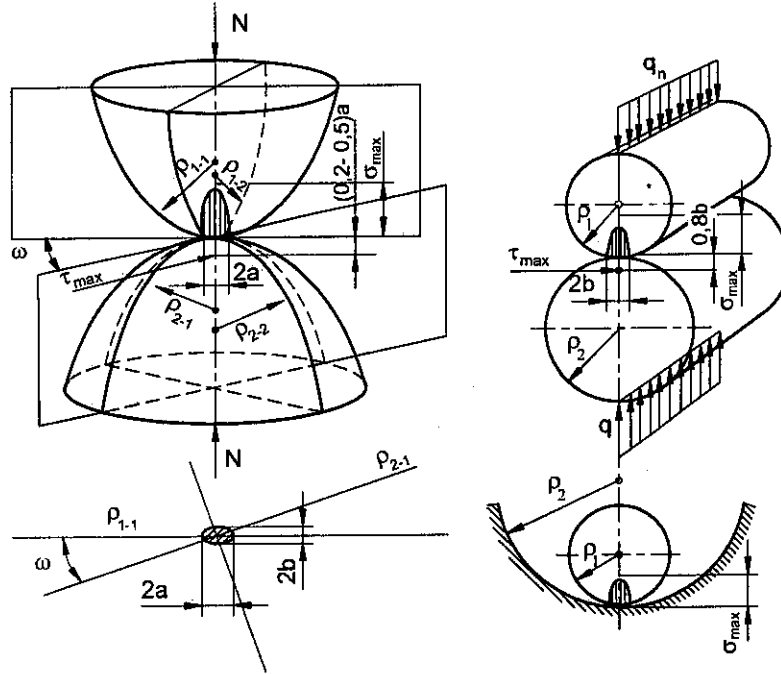
Loại vật liệu	Đường kính dây d, mm	[τ], MPa		
		Nhóm A	Nhóm B	Nhóm C
Dây thép lò xo cấp I	0,2 ÷ 8	$0,3\sigma_b$	$0,5\sigma_b$	$0,5\sigma_b$
Dây thép lò xo cấp II, III	0,2 ÷ 8	$0,3\sigma_b$	$0,5\sigma_b$	-
Thép 60Si2 và 60Si2Ni2A	5 ÷ 42	400	750	750
BCu4Sn3 (BpOI,4-3)	0,3 ÷ 10	$0,2\sigma_b$	$0,4\sigma_b$	-
BKMn3Sn1 (BpKMI,3-1)	0,3 ÷ 10	$0,3\sigma_b$	$0,5\sigma_b$	-

Chú thích- Lò xo kéo có đầu móc là vòng lò xo bê quạp, trị số [τ] phải giảm 25% so với trị số trong bảng

BT 2. TÍNH TOÁN ỨNG SUẤT TIẾP XÚC

Khi diện tiếp xúc hai bề mặt rất nhỏ, về mặt lý thuyết là đường hoặc điểm dưới tác dụng của tải trọng sẽ phát sinh ứng suất trong vùng tiếp xúc (vùng có chiều dày rất mỏng chứa bề mặt của chi tiết, vật thể).

Công thức tính ứng suất tiếp xúc theo Héc (hình BT 2.1).



Hình BT2.1. Ứng suất tiếp xúc

– Trường hợp tiếp xúc đường (2 hình trụ trục song song tiếp xúc với nhau)

$$\text{Ứng suất pháp: } \sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}}$$

Z_M : hằng số đàn hồi của vật liệu hai vật tiếp xúc

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$

E_1, E_2 : môđun đàn hồi vật liệu hai hình trụ; μ_1 và μ_2 là hệ số Poát-xông tương ứng;

q_n : lực tác dụng trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc $q_n = \frac{q}{L_{tx}}$;

L_{tx} : chiều dài tiếp xúc;

$2b$: chiều rộng biến dạng bẹt của hai hình trụ: $b = \frac{2q_n}{\pi\sigma_H}$.

ρ : bán kính cong tương đương của hai mặt cong tại chỗ tiếp xúc:



$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} ; \text{ hoặc } \rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$$

(dấu cộng khi hai hình trụ lồi tiếp xúc nhau; dấu trừ khi hình trụ lồi tiếp xúc trong với hình trụ lõm)

ρ_1 và ρ_2 : bán kính hình trụ 1 và 2 ;

– Trường hợp tiếp xúc điểm: $\sigma_H = a \cdot \sqrt{\frac{FE^2}{\rho^2}}$

a : hệ số hình dạng tiếp xúc.

E : môđun đàn hồi tương đương: $E = \frac{2E_1E_2}{E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)}$

ρ : bán kính cong tương đương.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_{1-1}} + \frac{1}{\rho_{1-2}} + \frac{1}{\rho_{2-1}} + \frac{1}{\rho_{2-2}}$$

Trong đó: ρ_{1-1} , ρ_{1-2} , ρ_{2-1} , ρ_{2-2} là các bán kính cong trong các mặt phẳng chính của các mặt cong tiếp xúc điểm với nhau (dấu cộng hay trừ phụ thuộc tâm cong khác phía hay cùng phía đối với điểm tiếp xúc).

c và b : nửa biến dạng bẹt của vùng tiếp xúc điểm.

$$c = \alpha \cdot \sqrt[3]{\frac{F\rho}{E}} ; \quad b = \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{F\rho}{E}}$$

a, α , β là các hệ số phụ thuộc tham số Ω ;

$$\Omega = \rho \sqrt{\left(\frac{1}{\rho_{1-1}} - \frac{1}{\rho_{1-2}}\right)^2 + \left(\frac{1}{\rho_{2-1}} - \left(\frac{1}{\rho_{2-1}} - \frac{1}{\rho_{2-2}}\right)\right)^2 + 2\left(\frac{1}{\rho_{1-1}} - \frac{1}{\rho_{1-2}}\right) \cdot \left(\frac{1}{\rho_{2-1}} - \frac{1}{\rho_{2-2}}\right) \cos 2\omega}$$

ω là góc tạo thành giữa hướng chính của 2 mặt cong.

Đáng chú ý là ở chiều sâu 0,8b xuất hiện ứng suất tiếp lớn nhất và sự phá hỏng thường bắt đầu ở đó: $\tau_{\max} = 0,3 \cdot \sigma_{\max}$.

BT3. DUNG SAI LẮP GHÉP

1. Các khái niệm kích thước, sai lệch, dung sai

Trong lắp ráp, ghép, nối các bộ phận máy người ta thường dùng các định nghĩa sau để phân biệt các loại kích thước:

– Kích thước danh nghĩa : là kích thước biểu thị được độ lớn, nhỏ theo một phương nào đó hoặc biểu thị một thông số hình dạng hình học của vật thể (ví dụ như đường kính hình



trụ, chiều dài, rộng, độ côn, độ dốc,...), tùy theo chức năng hoặc quan hệ của chi tiết mà được xác định khi thiết kế. Ký hiệu đối với trụ là d , đối với lỗ là D .

– Kích thước thực là kích thước đo được bằng dụng cụ đo nhất định với độ chính xác, sai số phụ thuộc thước, dụng cụ đo, cách đo.

– Kích thước giới hạn là kích thước xác định trị số không được vượt qua do đó xác định khoảng, vùng mà kích thước thực phải nằm trong đó.

Ký hiệu: d_{\max} , D_{\max} là kích thước giới hạn lớn nhất của trụ và lỗ; d_{\min} , D_{\min} là kích thước giới hạn nhỏ nhất của trụ và lỗ.

– Sai lệch : hiệu số giữa kích thước giới hạn và kích thước danh nghĩa.

Sai lệch trên của lỗ $ES = D_{\max} - D$; Sai lệch trên của trụ $es = d_{\max} - d$;

Sai lệch dưới của lỗ $EI = D_{\min} - D$; Sai lệch dưới của trụ $ei = d_{\min} - d$;

– Dung sai : hiệu số giữa kích thước giới hạn lớn nhất và nhỏ nhất

$T_D = D_{\max} - D_{\min}$ (của lỗ), $T_d = d_{\max} - d_{\min}$ (của trụ).

T_D , T_d cho thấy mức độ sai lệch các kích thước lớn hay nhỏ.

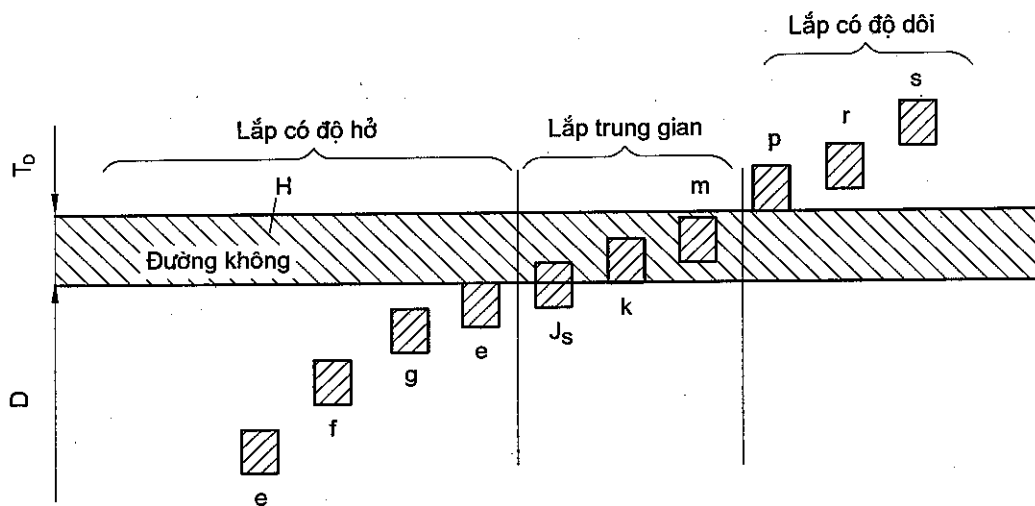
– Độ chính xác kích thước theo tiêu chuẩn tùy thuộc dung sai của kích thước ấy

– Miền dung sai là miền nằm giữa sai lệch trên và sai lệch dưới và có vị trí tùy theo khoảng cách giữa kích thước giới hạn và kích thước danh nghĩa, được ký hiệu (đặt tên) theo khoảng cách này. Lần lượt từ xa nhất phía dương đến xa nhất phía âm so với đường "không" (coi là đường chuẩn) của kích thước danh nghĩa.

Miền dung sai cho lỗ A, B, C, D... ZC;

Miền dung sai cho trụ a, b, c, d... zc; (xem hình BT 3.1)

Kí hiệu đầy đủ của miền dung sai kèm theo con số chỉ độ chính xác kích thước, ví dụ A6, B8, H7...



2. Hiện tượng khi lắp và kiểu lắp

Khi lắp có thể xảy ra hai trường hợp :

- Đường kính lỗ lớn hơn đường kính trục là lắp có khe hở (gọi là lắp lỏng)
- Đường kính lỗ nhỏ hơn đường kính trục là lắp có độ dôi (thường gọi là lắp chặt).

Hệ thống trục và hệ thống lỗ :

– Để đạt được sự lắp chặt, lỏng với các mức độ khác nhau, người ta có thể giữ nguyên miền dung sai của lỗ và thay đổi miền dung sai của trục. Hệ thống lắp kiểu này là hệ thống lỗ.

– Tương tự khi giữ nguyên miền dung sai trục, thay đổi miền dung sai lỗ để có được mức độ chặt, lỏng khi lắp ta có hệ thống trục.

Một kiểu lắp được xác định bằng con số kích thước kèm theo một phân số mà tử số là miền dung sai của trục, mẫu số là miền dung sai của lỗ.

Ví dụ : $\varnothing 45H7/s6$ là một kiểu lắp chặt với kích thước đường kính là 45mm miền dung sai của lỗ là H7, của trục là s6.

3. Chú ý

– Chất lượng bề mặt bao gồm chất lượng cơ tính bề mặt (độ rắn, độ bền...) và chất lượng hình học bề mặt thường đặc trưng bằng độ nhám, độ sóng bề mặt (xem tiêu chuẩn Việt Nam).

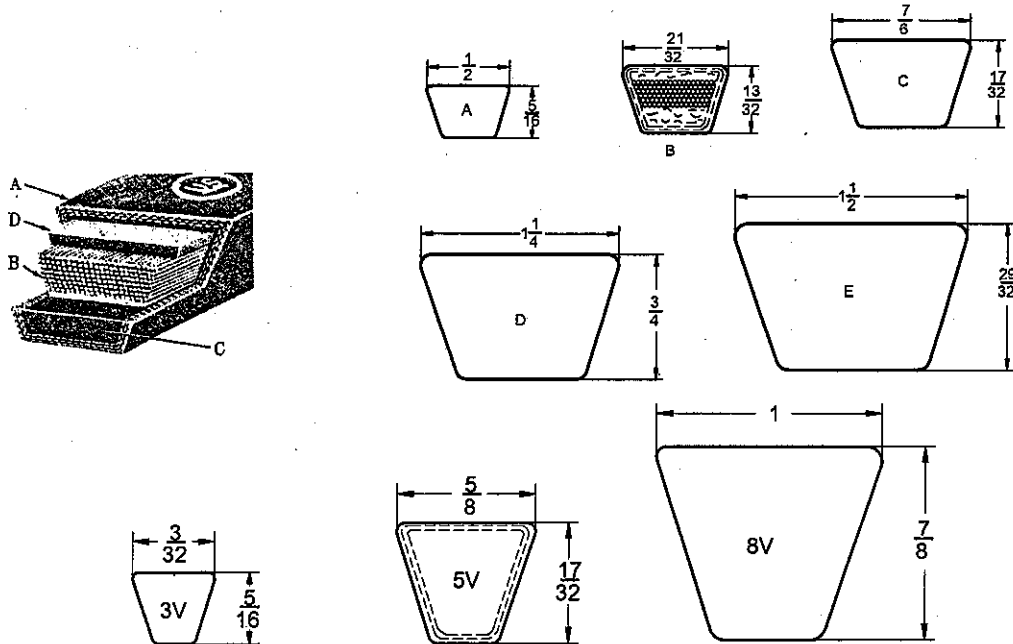
– Chất lượng lắp ghép phụ thuộc không chỉ vào sai lệch kích thước mà còn phụ thuộc vào sai lệch hình dạng: độ côn, ô van, không tròn, độ đảo, phẳng, đối xứng, vuông góc, đồng tâm ... Trên bản vẽ chi tiết, chế tạo cần ghi rõ cả các yếu tố này trong lắp ghép.

PHỤ LỤC

PL1 : ĐAI, XÍCH, TIẾT MÁY GHÉP

1. Đai

1.1. Mặt cắt tiết diện đai và cấu tạo



Hình PL1.1. Mặt cắt tiết diện đai và cấu tạo

BẢNG PL1.1. CHIỀU DÀI CỦA ĐAI THANG

Mặt cắt ngang							
A	B	C	A	B	C	D	E
27,3			97,3		98,9		
32,3				98,8			
36,3	36,8		106,3	106,8	107,9		
39,3	39,8		113,3	113,8	114,9		
43,3	43,8		121,8	121,8	122,9	123,3	
47,3	47,8		129,8	129,8	130,9	131,3	
52,3	52,9	53,9		145,8	146,9	147,3	
56,3	56,8			159,8	160,9	161,3	
61,3	61,8	62,9		174,8	175,9	176,3	
69,3	69,8	70,9		181,8	182,9	183,3	184,5
76,3	76,8	77,9		196,8	197,9	198,3	199,5
81,3				211,8	212,9	213,3	214,5
	82,8	83,9		240,3	240,9	240,8	241,0
86,3	86,8	87,9		270,3	270,9	270,8	271,0
91,3	91,8	92,9		300,3	300,8	300,8	301,0



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

Đai thang theo tiêu chuẩn EC và Mỹ cũng có kích thước, dạng hình học không khác nhiều với GOST và TCVN, tuy nhiên thường có chất lượng cao, phương pháp tính cũng không nhiều khác biệt, tất nhiên những số liệu thực nghiệm trong tính toán cũng sẽ khác. Có 3 cỡ đai thang hẹp (A, B, C) và 5 cỡ đai thang thường (A, B, C, D, E). Các cỡ kích thước tiết diện đai cho trên hình PL1.1 và chiều dài tiêu chuẩn cho trong bảng PL1.1.

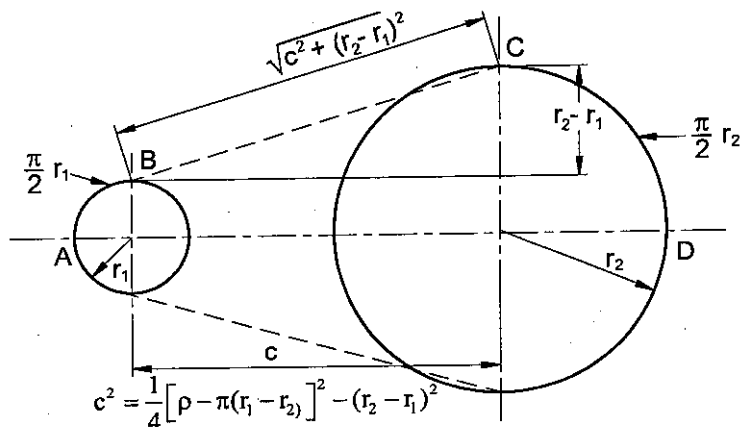
1.2. Công thức quan hệ hình học gần đúng

Quan hệ chiều dài, khoảng cách trục, đường kính,...

Các công thức chính xác thường chứa các hàm siêu việt nên tính chính xác và tìm hàm ngược khó, phức tạp, không có dạng tường minh. Dùng công thức gần đúng dựa trên khai triển gần đúng chuỗi Taylor của hàm siêu việt, cho phép viết hàm ngược của quan hệ giữa khoảng cách trục với đường kính bánh đai, chiều dài. Tuy vậy chỉ ít sai khi góc ôm $\alpha > 150^\circ$.

Về mặt hình học có thể coi chiều dài đai gần bằng 2 lần cung 1/4 AB, CD và đường chéo của tam giác vuông BCH (hình PL1.2). Từ đó rút ra các công thức gần đúng đã cho.

Khi $\alpha < 150^\circ$ sai số tăng nhiều có thể dùng máy tính với ngôn ngữ lập trình thông dụng (ví dụ Pascal, C++) để giải quan hệ hình học nêu trên với độ chính xác tùy ý.



Hình PL1.2

1.3. Hệ số trượt ξ

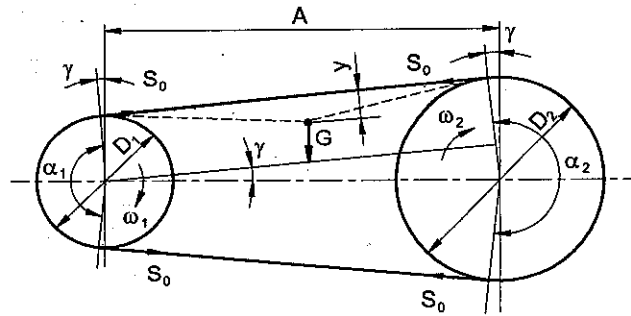
Có thể tính theo công thức sau : $\xi = \frac{\sigma_t}{E(1 + \sigma_t/E)} \approx \sigma_t/E$

Trong công thức này: σ_t là ứng suất có ích; E là môđun đàn hồi vật liệu đai. Đáng chú ý là bản thân trị số E lại thay đổi theo ứng suất tác dụng.

1.4. Lực căng đai ban đầu và kiểm tra

Công thức tính : $S_0 = \frac{GA}{4y} \cos^2 \gamma$

Sử dụng công thức trên có thể kiểm tra xem lực căng ban đầu có đảm bảo hay không. Để kiểm tra hãy treo vật nặng G rồi đo y (xem hình PL1.3).

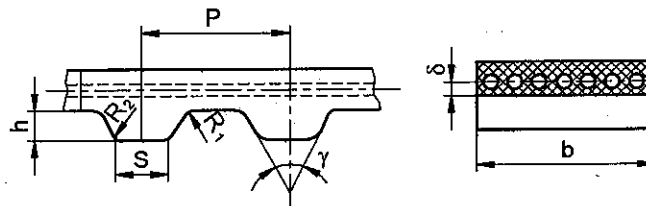


Hình PL1.3

1.5. Bộ truyền đai răng

Truyền động đai răng có ưu điểm rất lớn là không bị trượt trơn và có tỉ số truyền chính xác, không bị hiện tượng dao động tỷ số truyền, vận tốc (như trong truyền động xích). Hiện được dùng rất nhiều trong các máy hiện đại (như các máy CNC). Dạng răng của đai chỉ là dạng đường thẳng đơn giản.

Thiết kế đai răng có thể theo quá trình gần giống bộ truyền xích, tuy nhiên tính toán hình học, số răng, chiều dài và khoảng cách trục có những đặc trưng riêng. Thông số hình học đai răng xem hình PL 1.4 và bảng phụ lục PL1.2.



Hình PL1.4

BẢNG PL1.2

Môđun của đai m, mm	Bước đai P, mm	Chiều dày răng nhỏ nhất S, mm	Chiều cao răng h, mm	Chiều dài đai h, mm	Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải δ , mm	Góc prôfin răng γ , °	Bán kính góc lượn của răng	
							R ₁	R ₂
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	0,2	0,2
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	0,3	0,3
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	0,4	0,4
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6	40	0,5	0,5
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	1,0	1,0
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	1,2	1,2
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	1,5	1,2
10	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	2,0	1,5

Môđun m là thông số cơ bản của bộ truyền, được lấy theo tiêu chuẩn (1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 7; 10).

Tải trọng chủ yếu là lực vòng truyền tải xác định theo công thức :

$$F_t = 2T_1/(m.z_1); T_1 : \text{mômen xoắn trên bánh dẫn}; z_1 : \text{số răng bánh dẫn.}$$

Thiết kế theo sức bền cắt của các răng đồng thời ăn khớp.

Trước tiên xác định môđun theo công thức $m \geq 35. \sqrt[3]{N/n_1}$; lấy theo tiêu chuẩn, tiếp theo có thể tính chọn chiều rộng b đảm bảo điều kiện bền cắt.

$$\sigma_u = F_t.K_d/(z_o.S_1.b.K) \leq [\sigma_u] ;$$

Trong đó :

K_d : hệ số tải trọng động ;

z_o : số răng đai ăn khớp trên bánh dẫn: $z_o = z_1.\alpha_1/360^\circ$; α_1 : góc ôm trên bánh dẫn;

$S_1 = 0,5[S+2h.tg(\gamma/2)] - 0,8m$ là chiều dài cắt của các răng đai;

b, h, γ là kích thước răng đai theo tiêu chuẩn.

$K = 2,65$ là hệ số đặc tính cấu tạo của đai và bánh đai.

$[\sigma_u]$ là ứng suất cắt cho phép của đai răng.

Lực căng ban đầu để truyền tải cần phải lớn hơn tổng lực ly tâm và lực vòng

$$2F_o \geq F_t + 2F_{lt} ; F_{lt} = qv^2.b; \text{ vận tốc } v = \frac{\pi m z_1 n_1}{60000} ; q : \text{khối lượng một mét đai.}$$

Chú ý công thức hình học, tiêu chuẩn kích thước, ứng suất cắt cho phép,... cho trong tài liệu thiết kế riêng.

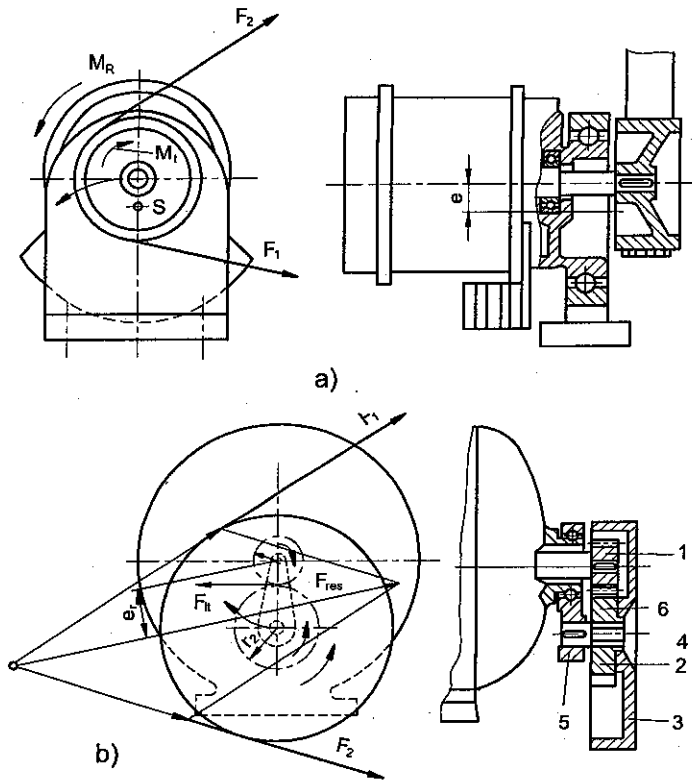
1.6. Căng đai tự động

Nguyên tắc căng tự động là dùng ngay tải trọng truyền tải gây nên lực căng cần thiết, tải càng lớn lực căng tăng theo. Về mặt kết cấu trục của bánh đai (thường là bánh dẫn) có khả năng di động. Các lực căng F_1 và F_2 gây mômen tổng hợp làm căng đai.

Hình PL1.5 cho hai phương án căng tự động khác nhau :

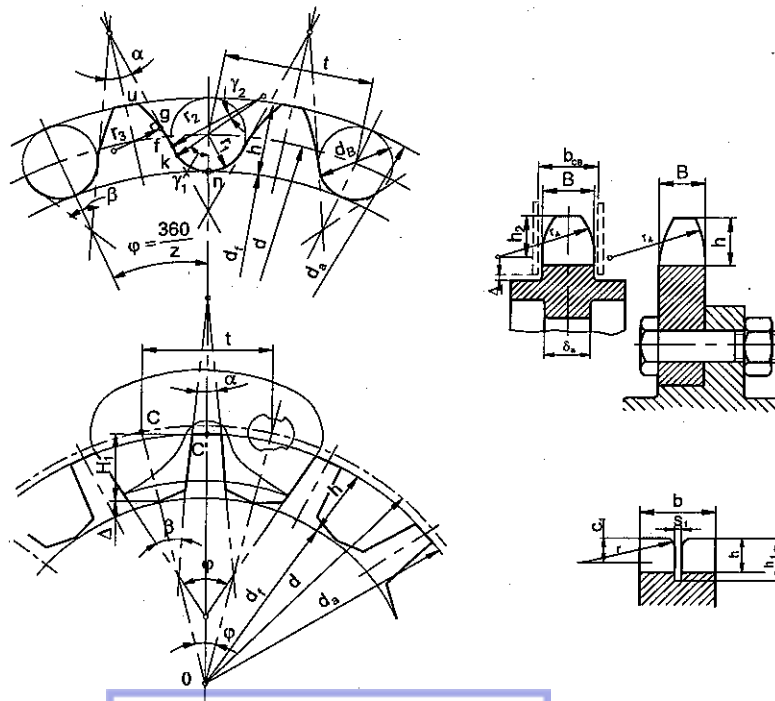
– Phương án a): Cho tâm bánh đai lệch một khoảng e so với tâm chuyển dịch của đường tâm trục.

– Phương án b) : Thêm bộ truyền bánh răng nhỏ giữa hai tâm trên để dùng ngay lực ăn khớp bánh răng tạo lực căng và góp phần thay đổi tốc độ bánh dẫn.



Hình PL 1.5

2. Kích thước hình học đĩa xích (xem hình PL1.6 và bảng PL1.3)



BẢNG PL 1.3

Tham số	Xích con lăn	Xích răng
Góc răng	$\varphi = 360/z$	$\varphi = 360/z$
Đường kính vòng chia, mm	$d = \frac{t}{\sin \varphi / 2}$	$d = \frac{t}{\sin \varphi / 2}$
Đường kính vòng đỉnh, mm	$d_a = d + 0,7d_p$ (nếu $z \leq 16$) $d_a = d + 0,9d_p$ (nếu $z > 16$)	$d = \frac{t}{\sin \varphi / 2}$
Đường kính vòng chân, mm	$d_f = d - 2r_1$	$d_f = d_a - 2h$
Chiều cao răng h, mm	$h = 0,35d_p + r_1$ (nếu $z \leq 16$) $h = 0,45d_p + r_1$ (nếu $z > 16$)	$h = \frac{(0,53 + 0,55) + \Delta}{\cos(\varphi / 2)}$
Khe hở hướng kính, mm	$\Delta \approx 0,08 \ell$	$\Delta \approx 0,08 \ell$
Góc răng, °	—	$\psi = 60^\circ$
Góc rãnh, °	$\beta = 34 - \frac{232}{z}$	$\beta = \psi - \varphi$
Góc biên dạng răng, °	$\alpha = 17 - \frac{64}{z}$	$\alpha = \beta - \psi / 2$
Góc chuyển, °	$\gamma_1 = 55 - \frac{60}{z}$	—
Góc lõm chân, °	$\gamma_2 = 18 - \frac{56}{z}$	—
Bán kính chân, mm	$r_2 = 0,502d_p + 0,05$	—
Bán kính lõm, mm	$r_2 = 0,8d_p + r_1$	—
Bán kính đỉnh, mm	$r_3 = d_p(0,8\cos\gamma_2 + 1,24\cos\alpha + 1,303) - 0,05$	—
Chiều dài phần thẳng, mm	$f_D \approx d_p(1,24\sin\alpha - 0,8\sin\gamma_2)$	—
Bán kính lượn tròn, mm	$r_A \approx 1,7d_p$	$r_A \approx 1$
Toạ độ tâm	$h_2 \approx 0,7t$	$h_2 \approx 0,4t$

3. Hàn tiếp xúc

Có 3 kiểu mối hàn là hàn giáp (tính như tấm nguyên), hàn điểm (đường kính điểm hàn lấy theo chiều dày tấm và tính như đỉnh tán) và hàn đường (chiều rộng hàn lấy theo chiều dày (5 ÷ 10 s) và chiều dài hàn lấy theo yêu cầu bền, kín, tính theo bền cắt).

4. Mối ghép độ dôi

– Tính chênh lệch nhiệt độ, nung nóng, làm lạnh: $\Delta t = \frac{d(\delta_{\max} + \delta_o) \cdot 10^{-3}}{\alpha}$

δ_{\max}, δ_o là độ dôi lớn nhất của kiểu lắp và độ hở để dễ lắp;



α : hệ số nở dài vì nhiệt.

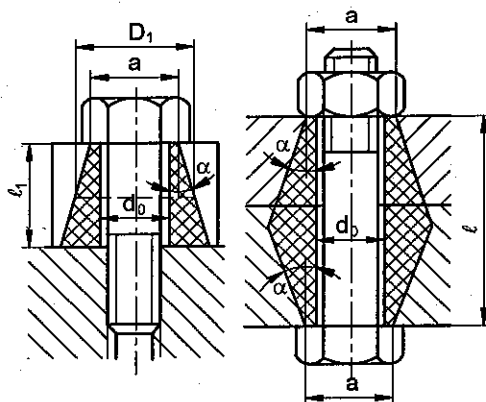
– Lực ép cần thiết khi lắp ghép mối ghép độ dôi : $F_{\text{ép}} = \pi d \ell f p$; áp suất p tính tương ứng với δ_{max} .

5. Độ mềm tiết máy ghép

Khi ghép dùng bulông vặn chặt các tiết máy bị ép, tấm ghép tuy rộng nhưng chỉ biến dạng nén trong vùng " hình nón ảnh hưởng" (xem hình PL 1.6) mà thôi. Góc ở đỉnh của hình nón theo thí nghiệm là khoảng 30° . Vì vậy công thức tính biến dạng và độ mềm của tiết máy ghép theo công thức sau:

$$\delta_m = \frac{L}{E_m A_m} ; A_m = \frac{\pi(D_{\text{tb}}^2 - d_L^2)}{4}$$

D_{tb} : đường kính trung bình hình nón : $\lambda = F. \delta_m$

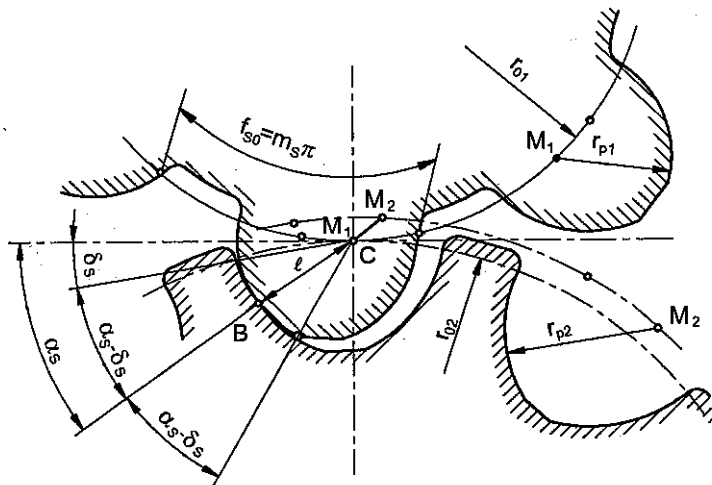


Hình PL1.6

PL2. BÁNH RĂNG, TRỤC VÍT, VÍT – ĐAI ỐC

1. Bánh răng Vin-ha-be & Nô-vi-cốp

Để nghiên cứu phát triển bộ truyền bánh răng, trên thế giới vào những thập kỷ cuối của thế kỷ 20 người ta đã tiến hành những nghiên cứu rất công phu về bộ truyền bánh răng Vin-ha-be & Nô-vi-cốp. Đó là bộ truyền có prôfin răng dạng cung tròn trong tiết diện pháp (Vin-ha-be) và trong tiết diện mặt đầu (Nô-vi-cốp). Bánh răng nhỏ răng lồi tiếp xúc với bánh răng lớn có răng lõm, với chênh lệch bán kính rất nhỏ (r_{p1}, r_{p2}). Nhờ đó ứng suất tiếp xúc mặc dù tiếp xúc điểm có trị số rất nhỏ, nâng cao khả năng tải lên 2,5 lần so với bánh răng thân khai.



Hình PL2.1

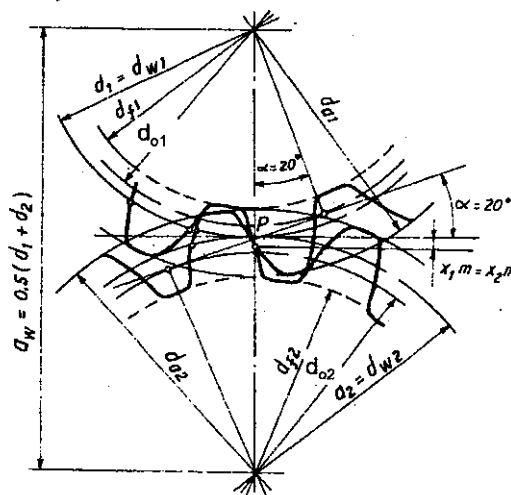
Để đảm bảo nguyên lý ăn khớp không gian, đường tiếp xúc của mỗi răng là đường xoắn ốc hình trụ đồng tâm với bánh răng bán kính R_{x1} , R_{x2} có bước xoắn bằng nhau. Khi tiếp xúc đường ăn khớp trong không gian là đường thẳng vuông góc với mặt phẳng mặt đầu song song với trục quay và qua điểm B (xem hình PL 2.1).

Hệ số trùng khớp mặt đầu của bánh răng là 0 ($\epsilon_\alpha = 0$), trong khi đó hệ số trùng khớp dọc lại phải lớn hơn 1 ($\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_c} \geq 1$).

Để tránh giao thoa cạnh răng đường kính đỉnh răng bánh dẫn (biên dạng lõm) cần lấy nhỏ hơn đường kính vòng lăn.

Hiện nay loại bộ truyền này ít dùng vì nó rất nhạy với sai số khoảng cách trục và các sai số lắp ghép, chế tạo. Tiếng ồn lớn rất khó khắc phục.

2. Dịch chỉnh bánh răng trong ăn khớp thân khai



Hình PL2.2



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

- Dịch chỉnh và hệ số dịch chỉnh $x: x = (E - 0,5.z.m_s)/m_n$;
- E : khoảng cách trục bánh răng đến mặt phẳng lăn thanh răng cắt tạo hình
- Khoảng cách trục chia : $a = 0,5. m_s(Z_1 + Z_2)$;
- Hệ số trùng khớp mặt đầu $\varepsilon_\alpha = P_1P_2/t_{os}$.

Trong đó :

P_1P_2 : đoạn ăn khớp thực; t_{os} : bước cơ sở.

Gần đúng cho cặp bánh răng không dịch chỉnh :

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta ; \quad (5.1)$$

Công thức tính chính xác theo thông số hình học :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\left(\sqrt{r_{a1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{o2}^2} - a \cdot \sin \alpha \right) \cos \beta}{\pi \cdot m_n \cdot \cos \alpha}$$

r_{a1}, r_{o1} : bán kính vòng đỉnh và vòng cơ sở bánh răng dẫn.

r_{a2}, r_{o2} : bán kính vòng đỉnh và vòng cơ sở bánh răng bị dẫn.

Khi dịch chỉnh khoảng cách trục chọn a_w sẽ khác với a (vì vậy góc ăn khớp mặt đầu khi dịch chỉnh α_{tw} cũng khác): $a_w = a \cdot \cos \alpha / \cos \alpha_{tw}$;

Đường kính vòng lăn: $d_{w1} = 2a_w/(u \pm 1)$; $d_{w2} = 2a_w \cdot u/(u \pm 1)$; với $u = Z_2/Z_1$;

- Đường kính đỉnh răng : $d_a = d + 2 \cdot m_n (f + x - \Delta y)$;

- Đường kính chân răng : $d_f = d - 2 \cdot m_n (f + c - x)$;

Đường kính chân răng thực chất phụ thuộc phương pháp cắt răng, máy cắt răng và đặc biệt phụ thuộc dao cắt răng. Khi cắt người ta luôn kiểm tra chiều dày răng xem có đảm bảo ăn khớp khít không. Khi cắt đã đúng, đường kính chân răng tự hình thành. Tính theo công thức :

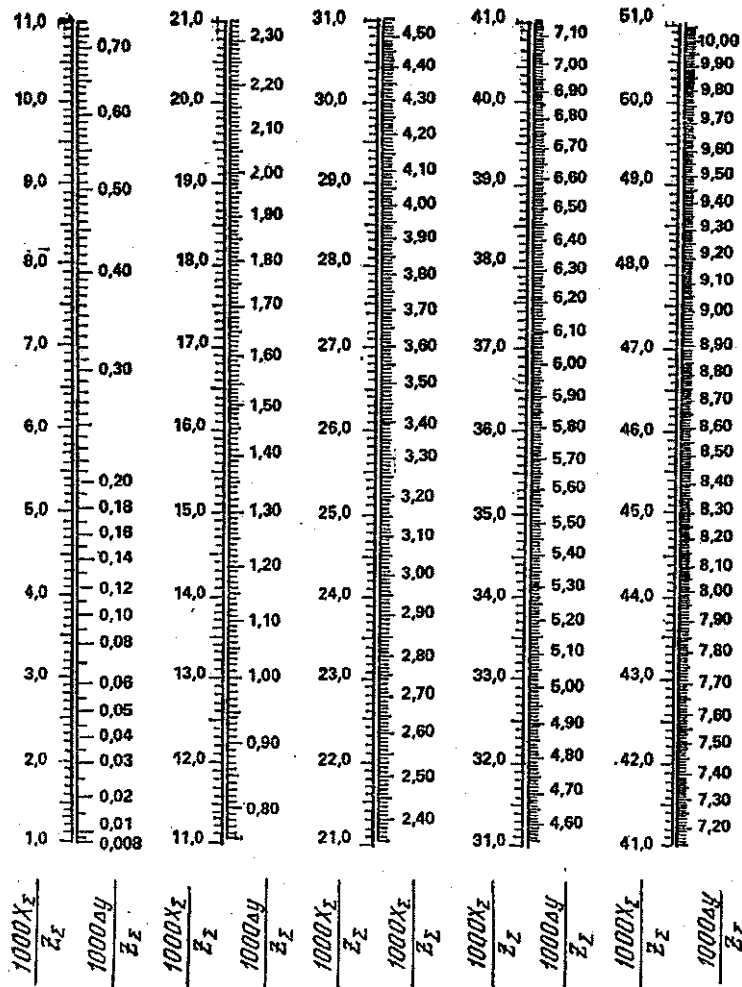
$$d_f = 2 \left(a_{wc} - \frac{d_{ad}}{2} \right)$$

Trong đó :

a_{wc} : khoảng cách trục khi cắt xong giữa phôi cắt và dao ;

d_{ad} : đường kính đỉnh dao cắt;

Kích thước rất quan trọng là đường kính đỉnh răng, rất cần xác định đúng Δy là hệ số giảm đỉnh răng. Dùng toán đồ (Nomogramm) (hình PL2.3) sẽ xác định được Δy (ψ).



Hình PL2.3

$$\xi_c = x_1 + x_2 = x_t; \quad \psi = \Delta y;$$

Khi đã cho ξ_c và biết: $z_c = z_1 + z_2$

Trước hết tính: $A = 1000 \cdot \xi_c / z_c$

Sau đó tra đồ thị tương ứng với nó sẽ có: $B = 1000 \cdot \psi / z_c$

Từ đó suy ra: $\psi = \Delta y = B \cdot z_c / 1000$

Hệ số dịch chỉnh từng bánh răng có thể xác định theo hệ số dịch chỉnh tổng x_t như sau:

$$x_1 = 0,5 [x_t - (z_2 - z_1)(x_t - \Delta y) / z_c].$$

Khi đã có hệ số dịch chỉnh xuống tổng $x_t = x_1 + x_2$ có thể tham khảo công thức sau để

chọn riêng x_1 và x_2 cho bánh răng ăn khớp ngoài $x_1 \approx 0,5 \left[x_t - \frac{z_1 - z_2}{z_1 + z_2} (x_t - \Delta y) \right] + 0,1$ và

bánh răng ăn khớp trong: $x_1 \approx 0,5 \frac{z_1 + z_2}{z_1 - z_2} (x_t - \Delta y) + 0,5 x_t + \Delta y$

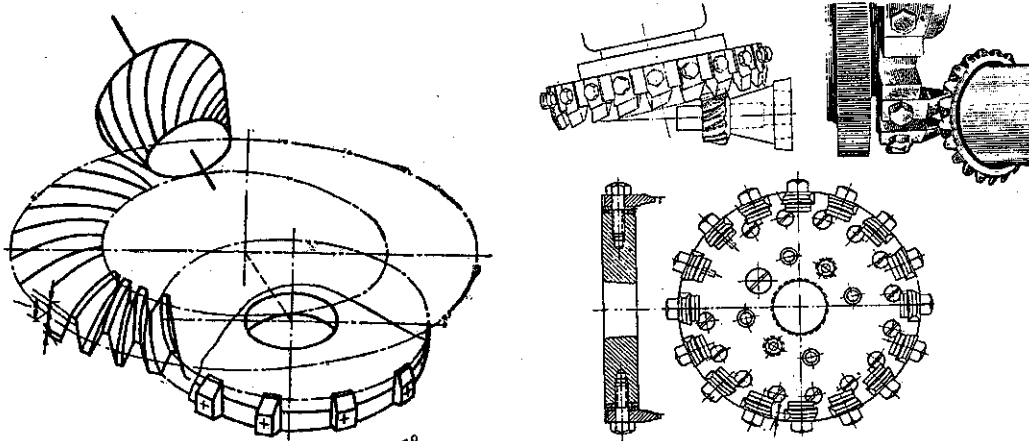
Để chọn hệ số dịch chỉnh x_1 và x_2 cho đúng mục đích có thể tham khảo bảng PL2.1.

BẢNG PL2.1

z_2	22		28		34		42		50		65		80		100		125		Mục tiêu tăng bền
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2			
12	0,30	0,66	0,30	0,88	0,30	1,03	0,3	1,30	0,30	1,43	0,30	1,69	0,30	1,96	0,30	2,90	-	-	TX(K)
	0,62	0,28	0,70	0,26	0,76	0,22	0,75	0,21	0,58	-0,16	0,55	-0,35	0,54	-0,54	0,53	-0,76	-	-	U (I)
	0,53	0,38	0,57	0,48	0,60	0,53	0,63	0,67	0,63	0,77	0,64	1,00	0,65	1,18	0,65	1,42	-	-	M(II3)
15	0,38	0,75	0,26	1,04	0,13	1,42	0,20	1,53	0,25	1,65	0,26	1,84	0,30	2,14	0,36	2,32	-	-	TX(K)
	0,73	0,32	0,79	0,35	0,83	0,34	0,92	0,32	0,97	0,31	0,80	0,04	0,73	-0,15	0,71	-0,22	-	-	U (I)
	0,55	0,54	0,60	0,63	0,63	0,72	0,68	0,88	0,66	1,02	0,67	1,22	0,67	1,36	0,66	1,70	-	-	M(II3)
18	0,60	0,64	0,40	1,02	0,30	1,30	0,29	1,48	0,32	1,63	0,41	1,89	0,48	2,08	0,52	2,31	-	-	TX(K)
	0,81	0,38	0,89	0,38	0,93	0,37	1,02	0,36	1,05	0,36	1,10	0,40	1,14	0,40	1,00	0,28	-	-	U (I)
	0,60	0,63	0,63	0,72	0,67	0,82	0,68	0,94	0,70	1,11	0,71	1,35	0,61	1,61	0,71	1,90	-	-	M(II3)
22	0,68	0,68	0,59	0,94	0,48	1,20	0,40	1,48	0,43	1,60	0,53	1,80	0,61	1,99	0,65	2,19	0,75	2,43	TX(K)
	0,95	0,39	1,04	0,40	1,08	0,38	1,18	1,03	1,22	0,42	1,17	0,36	1,15	0,26	1,12	0,22	1,11	0,21	TX(K)
	0,67	0,67	0,71	0,81	0,74	0,9	0,76	1,03	0,76	1,17	0,76	1,44	0,75	1,73	0,76	1,98	0,76	2,47	U (I)
28	-	-	0,86	0,86	0,80	1,08	0,72	2,33	0,64	1,60	0,70	1,84	0,75	2,04	0,80	2,26	0,83	2,47	U (I)
	-	-	1,26	0,42	1,30	1,00	1,24	1,12	1,22	0,25	1,19	0,20	1,16	0,12	1,14	0,08	1,12	0,07	TX(K)
	-	-	0,85	0,85	0,86	1,01	0,88	1,30	0,80	1,26	0,88	1,56	0,87	1,85	0,86	2,12	0,86	2,4	TX(K)
34	-	-	-	-	1,01	1,01	0,90	1,30	0,80	1,58	0,83	1,79	0,89	1,97	0,94	2,22	1,00	2,46	U (I)
	-	-	-	-	1,38	0,34	1,31	0,27	1,25	0,20	1,23	0,15	1,19	0,07	1,15	0,01	1,20	0,09	M(II3)
	-	-	-	-	1,00	1,00	1,00	1,16	1,00	1,31	0,99	1,55	0,98	1,81	0,97	2,15	0,92	2,40	TX(K)
42	-	-	-	-	-	-	1,17	1,17	1,11	1,41	1,05	1,75	1,09	1,95	1,12	2,20	1,36	2,52	U (I)
	-	-	-	-	-	-	1,35	0,20	1,30	0,12	1,25	0,02	1,20	-0,06	1,15	-0,14	1,12	-0,15	M(II3)
	-	-	-	-	-	-	1,15	1,15	1,16	1,32	1,17	1,59	1,14	1,86	1,12	2,18	1,03	2,37	TX(K)
50	-	-	-	-	-	-	-	-	1,34	1,34	1,32	1,60	1,26	1,89	1,28	2,13	1,44	2,42	U (I)
	-	-	-	-	-	-	-	-	1,34	0,04	1,28	-0,05	1,21	-0,15	1,14	-0,22	1,13	-0,22	U (I)
	-	-	-	-	-	-	-	-	1,31	1,31	1,32	1,58	1,28	1,84	1,20	2,09	1,06	2,22	M(II3)

Chú ý: Các mục tiêu tăng bền: U(I) là tăng sức bền uốn; TX(K) là tăng sức bền tiếp xúc; M(II3) là chống mòn.

3. Bánh răng côn và côn xoắn

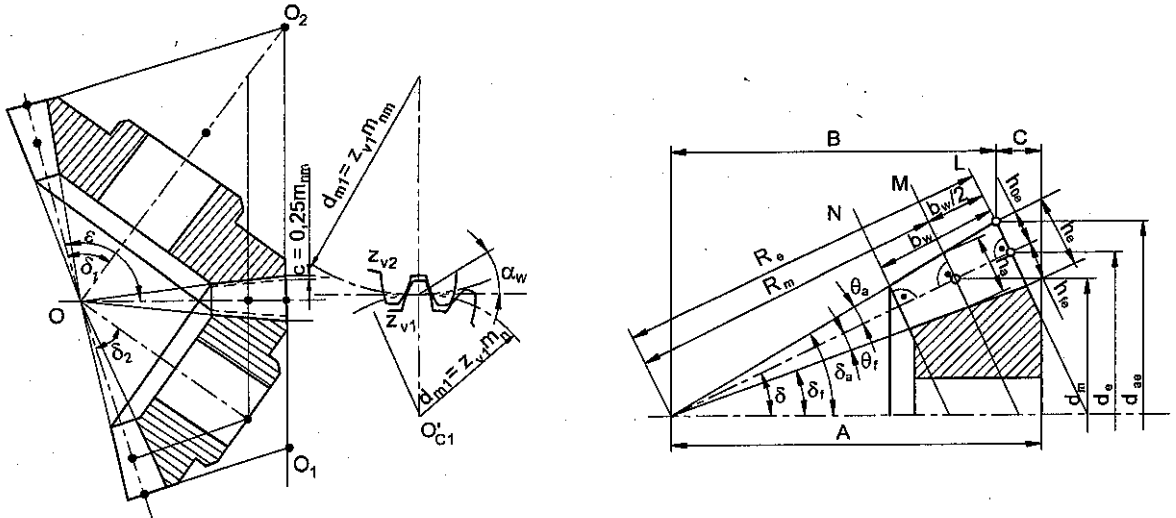


Hình PL 2.4

Chế tạo bánh răng côn theo phương pháp bao hình phải nhờ vào dao cắt có cạnh răng đơn giản là đường thẳng đó chính là cạnh răng của bánh răng côn det sinh (hình côn có góc ở đỉnh là 90° , xem hình PL2.4). Cạnh dao chuyển động tịnh tiến nếu là bánh răng thẳng hay bánh răng nghiêng để tạo chuyển động cắt, trong khi bánh det sinh vẫn chuyển động ăn khớp với bánh răng phối được cắt. Trên hình cho ta cạnh dao quay nên bánh răng đang

được cắt là bánh răng côn xoắn (răng cung tròn). Góc nghiêng răng vì thế thay đổi dọc theo đường hướng răng (cung tròn). Tính toán hình học có thể tham khảo hình PL2.5 và bảng tính bảng PL2.2, sử dụng GOST 9563-60.

Thực chất quá trình thiết kế, chế tạo bộ truyền dựa trên nguyên tắc ăn khớp máy rất phức tạp, gắn liền quá trình công nghệ và thiết kế.



Hình PL2.5

BẢNG PL2.2. TÍNH TOÁN THÔNG SỐ HÌNH HỌC BÁNH RĂNG CÔN XOẮN

Số TT	Tên thông số	Công thức tính
1	2	3
1	Môđun pháp trung bình m_{nm}	Môđun tính toán thông thường được tiêu chuẩn theo GOST 9563-60
2	Môđun đáy lớn m_o	$m_{to} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{bo}) \cos \beta_m}$
3	Hệ số khe hở hướng kính	$c^* = 0,25$
4	Hệ số chiều cao đỉnh răng h_a^*	$h_a^* = 1;$
5	Góc ăn khớp α	$\alpha = \alpha_n = 20^\circ$
6	Khe hở hướng kính c	$c = 0,25m_{nm}$
7	Số răng bánh dẹt sinh Z_c	$Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$
8	Chiều dài côn trung bình (cho trước m_{nm})	$R_m = \frac{m_{nm} \cdot Z_c}{2 \cos \beta_m}$
9	Đường kính danh nghĩa đầu dao d_o	xem bảng tiêu chuẩn GOST
10	Tỷ số truyền u	$u = Z_2/Z_1$
11	Góc côn chia	$\text{tg} \delta_1 = Z_1/Z_2; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1;$
12	Chiều rộng vành răng b_w	GOST khuyến nên lấy $b_w \leq 0,35R$, hay $K_{bo} = b_w/R_o \leq 0,3;$ và $b_w \leq 14m_{nm}$ hay $b_w \leq 10m_{to}$

13	Hệ số dịch chỉnh bánh răng nhỏ	xem bảng tiêu chuẩn GOST. Khi $u > 1$ và HB1-HB2 < 100 nên lấy $x_{n2} = x_{n1}$;
14	Hệ số thay đổi chiều dày răng bánh nhỏ	$x_{r1} = 0$ theo bảng tiêu chuẩn GOST
15	Đoạn thoát đầu dao để gia công tinh (cho trước m_{nm})	$w'_2 = m_{nm} (0,6609 + x_{r1})$; lấy tròn theo trị số tiêu chuẩn gần nhất GOST. Kiểm tra điều kiện: $0,06m_{nm} \geq w_2' - w_2 \geq -0,02m_{nm}$;
16	Hiệu chỉnh chiều cao chân răng δh_r	$\delta h_r = 0,5(w_2' - w_2) \cot \alpha = 1,37375 \cdot (w_2' - w_2)$;
17	Khoảng cách mặt đầu ngoài đến tiết diện tính toán	$\ell_e = 0,5b_w$
18	Chiều dài côn ngoài R_e	$R_e = R_m + \ell_e$;
19	Môđun mặt đáy lớn	$m_{to} = 2R_e/Z_c$;
20	Chiều cao chân răng tại tiết diện tính toán h_{f1}, h_{f2}	$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1})m_{nm} + \delta h_r$; $h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{n2})m_{nm} + \delta h_r$;
21	Chiều dày pháp tuyến của răng tại tiết diện tính toán s_{n1}, s_{n2}	$s_{n1} = (0,5\pi + x_{n1} \cdot 2\text{tg}\alpha_n + x_{r1})m_{nm}$; $s_{n2} = \pi m_{nm} - s_{n1}$;
22	Tổng các góc chân bánh nhỏ và bánh lớn đổi ra phút θ_{r2}	$\theta_{r2} = K/\sin\beta_m$; với $K = \frac{c_1 - c_2 R_m}{Z_c}$, $c_1 = \frac{10800 \text{tg}\beta_m}{\text{tg}\alpha_n}$; $c_2 = \frac{2c_1 \sin\beta_m}{d_o}$
23	Góc chân răng θ_{f1}, θ_{f2}	$\theta_{f1} = \theta_{r2} \frac{s_{n2}}{\pi m_{nm}}$; $\theta_{f2} = \theta_{r2} - \theta_{f1}$
24	Góc đỉnh răng θ_{a1}, θ_{a2}	$\theta_{a1} = K_{a1} \theta_{f2}$; $\theta_{a2} = K_{a2} \theta_{f1}$ K_{a1} và K_{a2} tra bảng tiêu chuẩn bảng 2 trang 56
25	Gia số chiều cao đỉnh răng khi chuyển từ tính tại tiết diện tính toán đến mặt đáy lớn $\Delta h_{ae1}, \Delta h_{ae2}$	$\Delta h_{ae1} = \ell_e \text{tg}\theta_{a1}$;
26	Gia số chiều cao chân răng khi chuyển từ tính tại tiết diện tính toán đến mặt đáy lớn $\Delta h_{fe1}, \Delta h_{fe2}$	$\Delta h_{ae2} = \ell_e \text{tg}\theta_{a2}$; $\Delta h_{fe1} = \ell_e \text{tg}\theta_{f1}$; $\Delta h_{fe2} = \ell_e \text{tg}\theta_{f2}$;
27	Lượng giảm chiều cao đỉnh răng ở tiết diện tính toán $\delta h_{a1}, \delta h_{a2}$	$\delta h_{a1} = (b_w - \ell_e) (\text{tg}\theta_{f2} - \text{tg}\theta_{a1})$; $\delta h_{a2} = (b_w - \ell_e) (\text{tg}\theta_{f2} - \text{tg}\theta_{a2})$;
28	Chiều cao đỉnh răng tại tiết diện tính toán h_{a1}, h_{a2}	$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1})m_{nm} - \delta h_{a1}$; $h_{a2} = (h_a^* + x_{n1})m_{nm} - \delta h_{a2}$;
29	Chiều cao đỉnh răng tại đáy lớn: h_{ae1}, h_{ae2}	$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1}$; $h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}$;
30	Chiều cao chân răng tại đáy lớn: h_{fe1}, h_{fe2}	$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1}$; $h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}$;
	Chiều cao toàn bộ răng tại đáy lớn h_{o1}, h_{o2}	$h_{o1} = h_{ae1} + h_{fe1}$; $h_{o2} = h_{ae2} + h_{fe2}$;
31		
32	Góc côn đỉnh δ_{a1}, δ_{a2}	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$; $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$;
33	Góc côn chân răng δ_{f1}, δ_{f2}	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$; $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$;
34	Đường kính vòng chia trung bình d_1, d_2	$d_1 = Z_1 \cdot m_{nm} / \cos\beta_m$; $d_2 = Z_2 \cdot m_{nm} / \cos\beta_m$;
35	Đường kính vòng chia đáy lớn d_{o1}, d_{o2}	$d_{o1} = m_{to} \cdot Z_1$; $d_{o2} = m_{to} \cdot Z_2$;

36	Đường kính vòng đỉnh đáy lớn d_{ae1}, d_{ae2}	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$; $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$;
37	Khoảng cách từ đỉnh côn đến mặt phẳng chứa vòng tròn đỉnh răng đáy lớn B	$B_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1} \cdot \sin \delta_1$; $B_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2} \cdot \sin \delta_2$;
38	Cung quy định không đổi s_{c1}, s_{c2}	$s_{c1} = 0,883 \cdot s_{n1}$; $s_{c2} = 0,883 \cdot s_{n2}$;
39	Chiều cao răng đến cung quy định h_{c1}, h_{c2}	$h_{c1} = h_{a1} - 0,1607 \cdot s_{n1}$; $h_{c2} = h_{a2} - 0,1607 \cdot s_{n2}$;
40	Góc nghiêng răng trên hình côn chia ở giữa chiều rộng vành β_m	$\beta_m = 35^\circ$ (tốt nhất)
41	Góc nghiêng răng trên hình côn chia ở đáy lớn β_e	$\beta_e = \beta_m (1 - K_{\alpha e})$
42	Số răng bánh răng tương đương: Z_{v1}, Z_{v2}	$Z_{v1} = Z_1 / (\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m)$; $Z_{v2} = Z_2 / (\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m)$;
43	Hệ số trùng khớp mặt đầu ϵ_α	$\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta$

4. Trục vít hình trụ

1. Ở nhiều nước, trước kia trị số Z_1 (số đầu mối ren trục vít) có thể là 1; 2; 3; 4 và thông số q (hệ số đường kính) được quy định theo từng môđun và chỉ là số nguyên từ 8 đến 13. Vì vậy cách thiết kế và tính toán có thể khác tương ứng. Hiện nay hệ thống tiêu chuẩn hóa trên thế giới theo ISO về trục vít đã thống nhất, việc tính toán thiết kế và công nghệ sẽ phải tiếp tục rút kinh nghiệm trong thời gian tới.

2. Dự đoán vận tốc trượt

Có thể dự đoán vận tốc trượt theo công thức sau, khi thiết kế:

$$v_t = 8,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[3]{P_1 n_1 u};$$

Đây chỉ là công thức kinh nghiệm, mức độ phù hợp của nó phụ thuộc rất nhiều vào nhiều yếu tố điều kiện, số liệu thiết kế, vật liệu, việc chọn các thông số,... trong quá trình thiết kế vì vậy nó sai lệch với kết quả tính sau này là bình thường. Sau lần tính đầu tiên ta sẽ có kinh nghiệm và số liệu ban đầu để tính lần sau tốt hơn.

3. Công thức kiểm nghiệm và thiết kế bộ truyền theo sức bền tiếp xúc với các hệ số 480, 170 là cho bộ truyền không dịch chỉnh $\alpha_n = 20^\circ$ và góc xoắn vít $\gamma = 10^\circ$, hệ số trùng khớp $\epsilon_\alpha = 1,8$, trường hợp tổng quát có thể thay hệ số 480 bằng hệ số.

$$H_s = 0,418 \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot \cos \gamma}{\sin 2\alpha_n}} = 1,1823 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot \cos \gamma}{\sin 2\alpha_n}};$$

Nếu lấy $E_1 = 2,15 \cdot 10^5 \text{MPa}$ và $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{MPa}$ thì $E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} = 1,268 \cdot 10^5 \text{MPa}$;

$$H_s = 364 \sqrt{\cos \gamma / \sin 2\alpha_n}; \quad (475 : 10^\circ, 20^\circ).$$



Hệ số 170 được thay bằng $H_a = H_s/2,828$; hay là: $H_a = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot \cos \gamma}{\sin 2\alpha_n}}$

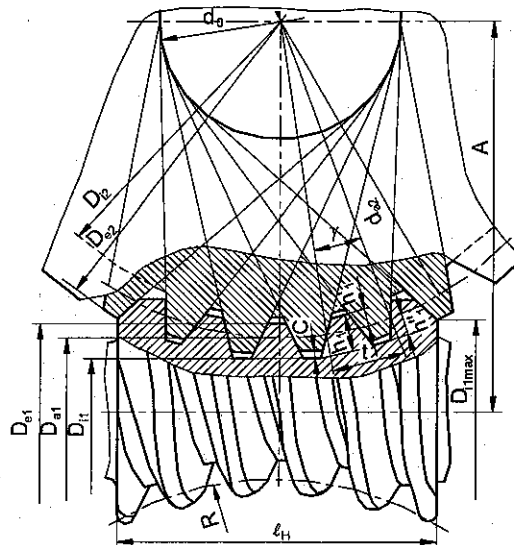
Công thức kiểm nghiệm và thiết kế có dạng tổng quát hơn là :

$$\sigma_H = \frac{H_s}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

$$a \geq (z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{H_a}{z_2 [\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{q}}$$

5. Trục vít lõm

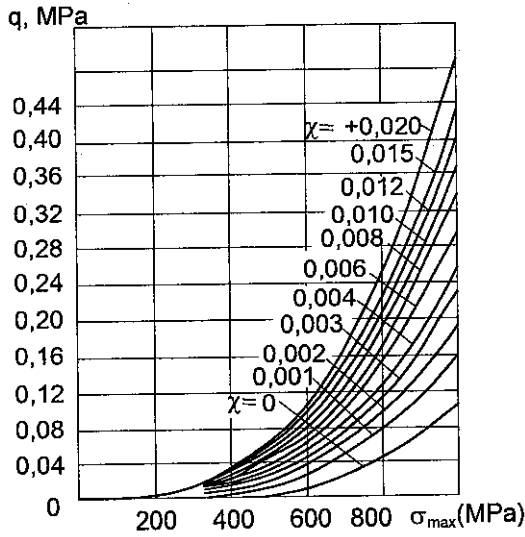
Đặc tính : Vẫn dùng truyền động giữa hai trục chéo nhau và thường là vuông góc với nhau nhưng thực hiện sự ăn khớp giữa trục ren có đường sinh là mặt xuyên lõm với bánh vít có răng biên dạng đường thẳng (xem hình PL2.5), tạo nên khả năng ăn khớp nhiều răng đồng thời hơn so với bộ truyền trục vít thường. Chế tạo ren trục vít vì vậy phức tạp hơn nhiều so với bình thường. Khả năng tải bộ truyền cũng tăng lên nhờ phương vận tốc trượt thuận lợi hơn, tuy vậy bộ truyền nhạy hơn với sai số khoảng cách trục và phải chú ý nhiều hơn đến việc thoát nhiệt.



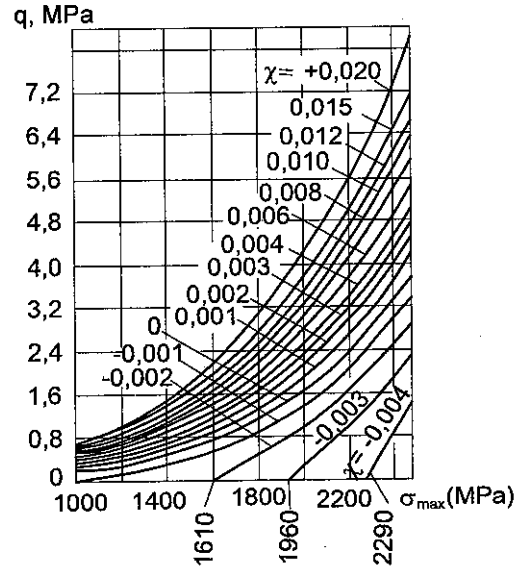
Hình PL2.6

6. Truyền động vít – đai ốc bi

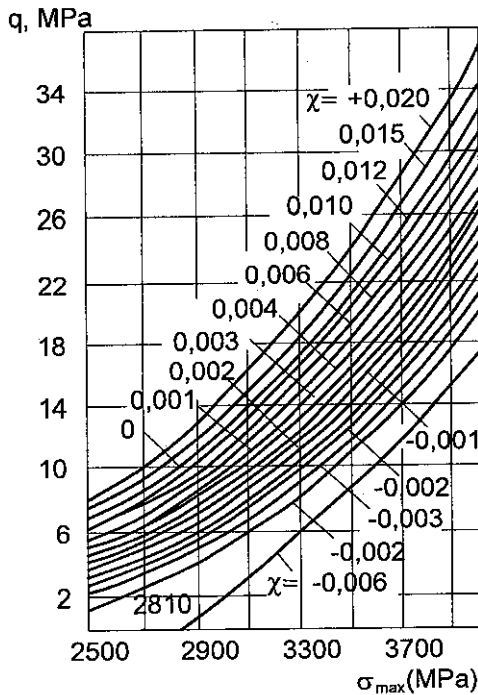
Để kiểm nghiệm bộ truyền vít - đai ốc bi về biến dạng dẻo bề mặt thì dùng các đồ thị như hình PL2.7.



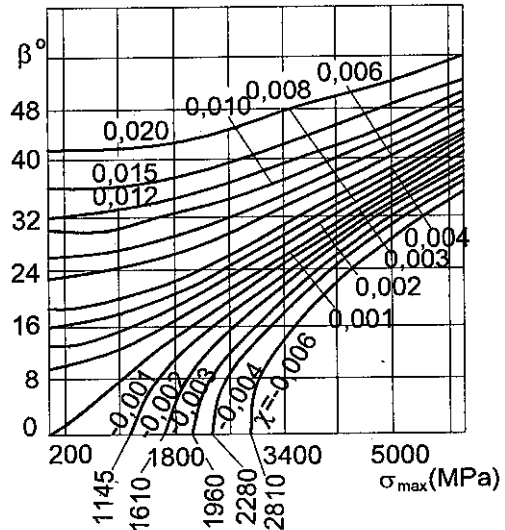
Đồ thị cho mối quan hệ của q theo σ_{\max} với các trị số khác nhau của độ hở tương đối χ



Đồ thị cho mối quan hệ của q theo σ_{\max} với các trị số khác nhau của độ hở tương đối χ



Đồ thị cho mối quan hệ của q theo σ_{\max} với các trị số khác nhau của độ hở tương đối χ



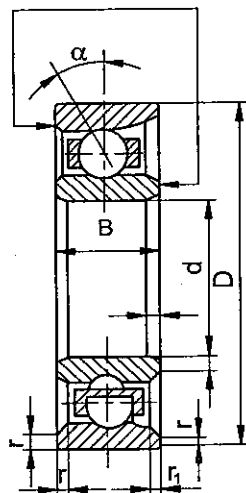
Đồ thị cho mối quan hệ của β theo σ_{\max} với các trị số khác nhau của độ hở tương đối χ

PL3 – TRỤC, Ổ LĂN, Ổ TRƯỢT, KHUNG – VỎ MÁY

1. Bảng tiêu chuẩn ổ lăn GOST và TCVN

Hiện nay ở Việt Nam đã có những ổ lăn của các hãng nổi tiếng như SKF, FAG. Có những sổ tay tính toán của những hãng đó rất kỹ càng, chúng ta có thể tham khảo tốt những tài liệu đó với những hiểu biết đã trình bày trong tài liệu này theo TCVN và GOST.

BẢNG PL3.1. Ổ BI ĐỜ CHẶN



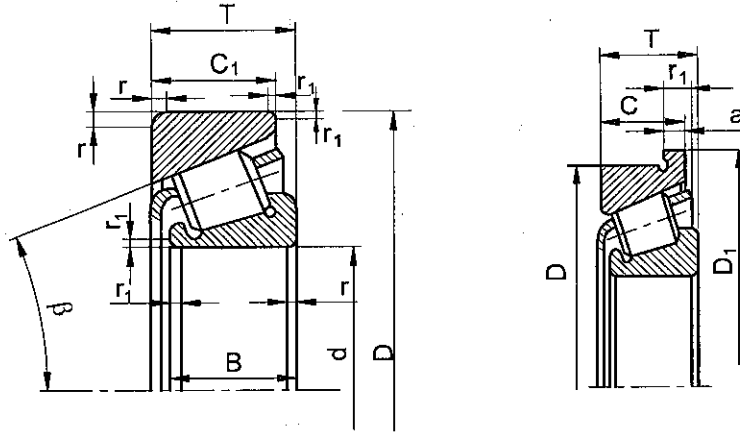
Ký hiệu ổ		d, mm	D, mm	B=T, mm	C, kN	C ₀ , kN
36000	46000					
Hạng đặc biệt nhẹ						
36100		10	26	8	4,17	2,5
36101		12	28	8	4,27	2,5
36103		17	35	10	5,71	3,58
36104		20	42	12	8,30	5,42
	46106	30	55	13	11,2	8,03
	46108	40	68	15	14,6	11,30
	46109	45	75	16	17,3	13,70
	46111	55	90	18	25,2	21,50
	46112	60	95	18	28,8	25,00
	46114	70	110	20	35,6	32,30
	46115	75	115	20	35,3	32,30
	46116	80	125	22	42,3	40,90
	46117	85	130	22	44,3	43,00
	46118	90	140	24	45,9	45,90
	46120	100	150	24	48,5	48,50

Ký hiệu ổ		d, mm	D, mm	B = T, mm	C, kN		C ₀ , kN	
36000	46000				36000	46000	36000	46000
Hạng nhẹ								
36201	-	12,0	32	10	5,58	-	3,4	-
36202	46202	15	35	11	6,38	6,07	3,9	3,58
36203	4620	17	40	12	9,43	9,00	6,24	5,73
36204	46204	20	47	14	12,3	11,6	8,47	7,79
36205	46205	25	52	15	13,1	12,4	9,24	8,50
36206	46206	30	62	16	18,2	17,2	13,3	12,20
36207	46207	35	72	17	24,00	22,7	18,1	16,60
36208	46208	40	80	18	30,6	28,9	23,7	27,10
36209	46209	45	85	19	32,3	30,4	25,0	25,6
36210	46210	50	90	20	33,9	31,8	27,6	25,4
36211	46211	55	100	21	41,9	39,4	34,9	32,1
36212	46212	60	110	22	48,2	45,4	40,1	36,8
36213	46213	65	120	23	-	54,4	-	46,8
36214	46214	70	125	24	63,0	59,1	55,9	51,454,8
36215	46215	75	130	25	-	61,5	-	61,2
36216	46216	80	140	26	73,5	68,9	66,6	66,4
36217	46217	85	150	28	79,0	74,0	72,2	77,7
36218	46218	90	160	30	92,8	81,7	84,6	109,0
36220	46220	100	180	34	124,0	116,0	118,0	

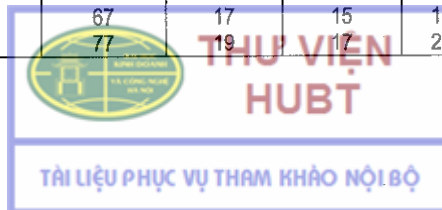
Ký hiệu ổ	d, mm	D, mm	B=T, mm	C, kN	C ₀ , kN
Hạng trung					
46305	25	62	17	21,1	14,9
46306	30	72	19	25,6	18,7
46307	35	80	21	33,4	25,2
46308	40	90	23	39,2	30,7
46309	45	100	25	48,1	37,7
46310	50	110	27	56,3	44,8
46312	60	130	31	78,8	66,6
46313	65	140	33	89,0	76,4
46314	70	150	35	93,3	78,3
46318	90	190	43	129,0	125,0
46320	100	215	47	167,0	180,0
Hạng nặng					
66407	35	100	25	45,4	33,7
66408	40	110	27	52,7	38,8
66409	45	120	29	64,0	48,2
66410	50	130	31	77,6	61,2
66412	60	150	35	98,0	81,0
66414	70	180	42	119,0	111,0
66418	90	225	54	163,0	172,0

Ký hiệu ổ	d, mm	D, mm	D ₁ , mm	B, mm	C ₁ , mm	T, mm	a, mm	C, kN	C ₀ , kN
Hạng đặc biệt nhẹ									
2007106	30	55	59	16	14	17	3	23,50	19,9
2007107	35	62	66	17	15	18	3	25,60	23,0
2007108	40	68	72	18	16	18	3,5	31,90	28,4
2007109	45	75	79	19	16	20	3,5	40,0	34,8
2007111	55	90	94	22	19	23	4	49,1	45,2
2007113	65	100	104	22	19	23	4	52,9	51,3
2007114	70	110	116	24	20	25	4,5	67,6	65,8
2007115	75	115	121	29	20	25	4,5	120,0	108,0
2007116	80	125	131	27	23	29	5	88,4	88,5
2007118	90	140	146	30	26	32	5,5	111,0	111,0
2007119	95	145	151	30	26	32	5,5	114,0	115,0
2007120	100	150	156	30	26	32	5,5	117,0	120,0
2007122	110	170	178	36	31	38	6,5	161,0	166,0

BẢNG PL3.2. Ổ ĐŨA CÔN ĐỜ CHẶN

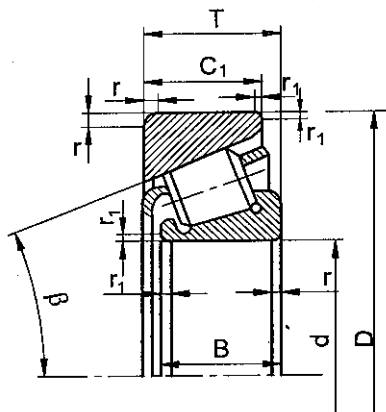


Ký hiệu ổ	d, mm	D, mm	D ₁ , mm	B, mm	C ₁ , mm	T, mm	a, mm	C, kN	C ₀ , kN
Hang nhẹ									
7202	15	35	-	11	9	11,75	-	8,78	6,14
7203	17	40	44	12	11	13,25	3	13,8	9,3
7204	20	47	51	14	12	15,25	3	19,1	13,3
7205	25	52	57	15	13	16,25	3,5	23,9	17,9
7206	30	62	67	16	14	17,25	3,5	29,8	22,3
7207	35	72	77	17	15	18,25	4	35,2	26,3
7208H	40	80	85	18	16	19,75	4	42,4	32,7
7209	45	85	90	19	16	20,75	4	42,7	33,4
7210H	50	90	95	20	17	21,75	4	52,9	40,6
7211	55	100	106	21	18	22,75	4,5	57,9	46,1
7212H	60	110	116	22	19	23,75	4,5	72,2	58,4
7214H	70	125	132	24	21	26,25	5	95,9	82,1
7215H	75	130	137	25	22	27,25	5	97,6	84,5
7216	80	140	147	26	22	28,25	5	106,0	95,2
7217	85	150	158	28	24	30,25	5	109,0	91,4
7218H	90	160	168	30	26	32,5	6	141,0	125,0
7219	95	170	179	32	27	34,5	6,5	145,0	131,0
7220	100	180	190	34	29	37	7	162,0	146,0
7224H	120	215	225	40	34	43,5	8	252,0	237,0
Hang nhẹ rộng									
7506H	30	62	67	20	17	21,25	4	34,90	27,50
7507	35	72	77	23	20	24,25	4,5	50,20	40,30
7508H	40	80	85	23	19	24,75	4,5	53,90	44,80
7509H	45	85	90	23	19	24,75	4,5	51,6	42,60
7510H	50	90	95	23	19	24,75	4,5	59,80	54,50
7511	55	100	106	25	21	26,75	5	72,20	61,60
7512	60	110	116	28	24	29,75	5	84,00	75,60
7513	65	120	127	31	27	32,75	6	109,00	98,60
7514	70	125	132	31	27	33,25	6	110,00	101,00
7515	75	130	137	31	27	33,25	6	115,00	108,00
7516	80	140	147	33	28	35,25	6	133,00	126,00
7517	85	150	158	36	30	38,5	7	151,00	141,00
7518	90	160	168	40	34	42,5	8	179,00	171,00
7519H	95	170	179	43	37	45,5	8	225,00	225,00
7520	100	180	190	46	39	49	8	232,00	236,00
7522H	110	200	210	53	46	56	10	291,00	296,00
7524	120	215	225	58	50	61,5	11	351,00	379,00
Hang trung									
7304H	20	52	57	15	13	16,25	3,5	25,00	16,60
7305	25	62	67	17	15	18,25	4	29,60	20,9
7306	30	72	77	19	17	20,75	4	40,00	29,9

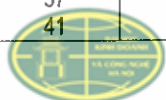


Ký hiệu ổ	d, mm	D, mm	D ₁ , mm	B, mm	C ₁ , mm	T, mm	a, mm	C, kN	C ₀ , kN
7307	35	80	85	21	18	22,75	4,5	61,00	46,00
7308	40	90	95	23	20	25,25	4,5	61,00	46,00
7309H	45	100	106	25	22	27,25	5	76,10	59,30
7310H	50	110	116	27	23	29,25	5	96,60	75,90
7311	55	120	127	29	25	31,50	5,5	102,00	81,50
7312	60	130	137	31	27	33,50	5,5	118,00	96,30
7313	65	140	147	33	28	36,00	6	134,00	111,0
7314H	70	150	158	35	30	38,00	7	168,00	137,0
7315	75	160	168	37	31	40,00	7	178,00	148,0
7317	85	180	190	41	35	44,50	8	221,00	195,0
7318	90	190	200	43	36	46,50	8	240,00	201,0
Hạng trung rộng									
7604	20	52	57	21	18,5	22,25	4,5	29,5	22,00
7605	25	62	67	24	21	25,25	5	45,50	36,60
7606	30	72	77	27	23	28,75	6	61,30	51,00
7607	35	80	85	33	27	32,75	6	71,6	61,50
7608	40	90	95	33	28,5	35,25	6	80,00	67,20
7609	49	100	106	36	31	38,25	7	104,0	90,50
7610	50	110	116	40	34	42,25	8	122,0	108,00
7611H	55	120	127	43	35	45,5	8	148,0	140,00
7612H	60	130	137	46	37	48,5	8	171,0	157,00
7613	67	140	147	48	41	51	8	178,0	168,00
7614	70	150	158	51	43	54	10	204,0	186,00
7615	75	160	168	55	46,5	58	10	249,0	235,00
7316H	80	170	179	58	48	61,5	11	294,0	291,00
7318	90	190	200	64	53	67,5	11	369,0	363,00
7320	100	215	225	73	61,5	77,5	12	451,0	459,00
7322	110	240	251	80	66	84,5	12	490,0	505,00
7324	120	260	272	86	70,5	90,5	13	601,00	610,00

BẢNG PL3.3. Ổ ĐÙA CÔN ĐỒ CHẶN ($\alpha = 25^\circ - 30^\circ$)



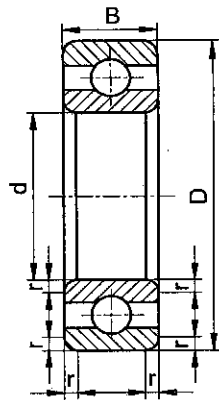
Ký hiệu ổ	d, mm	D, mm	D ₁ , mm	B, mm	C ₁ , mm	T, mm	α , °	C, kN	C ₀ , kN
Hạng trung									
27306	30	72	19	19	14	20,75	26	30,00	21,0
27307	35	80	21	21	15	22,75	28	39,40	29,5
27308	40	90	23	23	17	25,25	28	48,40	37,1
27310H	50	110	27	27	19	29,25	28	69,30	52,4
27311	55	120	29	29	21	31,50	28	72,50	88,9
27312	60	130	31	31	22	33,50	27	80,50	62,0
27313	65	140	33	33	23	36,00	27	89,00	71,4
27315	75	160	37	37	26	40,00	29	119,0	95,1
27317	85	180	41	41	30	44,5	27	145,0	146,0



THƯ VIỆN
HUBT

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

BẢNG PL3.4. Ổ BI ĐỒ



Ký hiệu ổ	d, mm	D, mm	B = T, mm	r, mm	C, kN	C ₀ , kN
Hạng đặc biệt nhẹ, hẹp						
7000105	25	47	8	0,5	6,57	
7000106	30	55	9	0,5	7,56	
7000107	35	62	9	0,5	7,74	
7000108	40	68	9	0,5	10,30	
7000109	45	75	10	0,5	10,50	
7000110	50	80	10	1,0	10,80	
7000111	55	90	11	1,0	12,90	
7000112	60	95	11	1,0	13,20	
7000113	65	100	11	1,0	13,50	
7000114	70	110	13	1,0	15,80	
Hạng đặc biệt nhẹ						
104	20	42	12	1,0	7,36	4,54
105	25	47	12	1,0	7,90	5,04
106	30	55	13	1,5	10,40	7,02
107	35	62	14	1,5	12,50	8,66
108	40	68	15	1,5	13,20	9,45
109	45	75	16	1,5	16,50	12,40
110	50	80	16	1,5	16,30	13,40
111	55	90	18	2,0	22,20	17,30
112	60	95	18	2,0	24,10	18,50
113	65	100	18	2,0	24,00	20,00
114	70	110	20	2,0	30,30	24,00
115	75	115	20	2,0	30,10	24,60
116	80	125	22	2,0	37,40	31,90
117	85	130	22	2,0	37,10	31,90
118	90	140	24	2,5	41,10	35,70
120	100	150	24	2,5	42,30	42,30
Hạng nhẹ						
204	20	47	14	1,5	10,00	6,30
205	25	52	15	1,5	11,00	7,09
206	30	62	16	1,5	15,30	10,20
207	35	72	17	2,0	20,10	13,90
208	40	80	18	2,0	25,60	18,10



THƯ VIỆN
HUBT

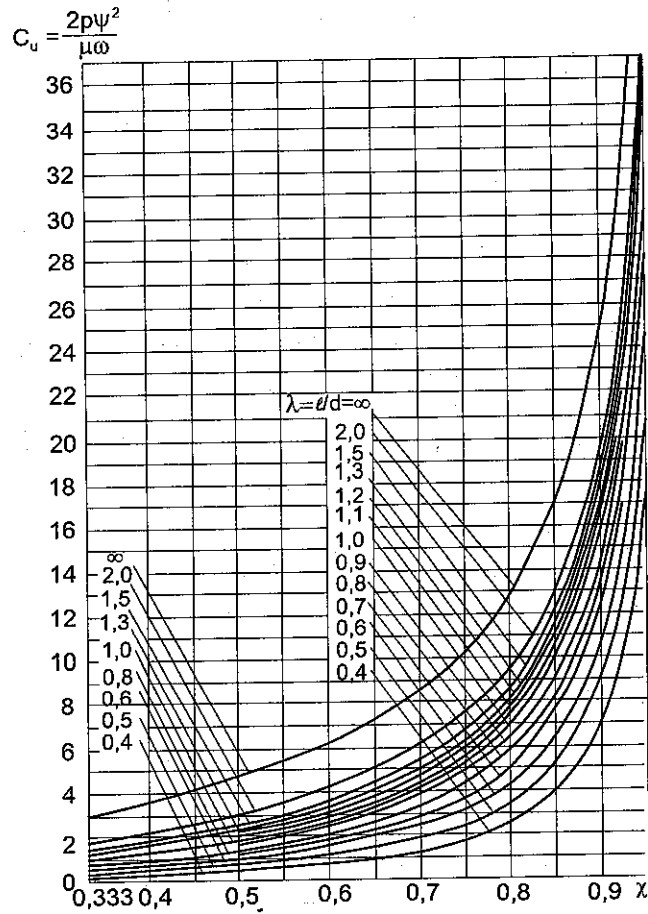
TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ

209	45	85	19	2,0	25,70	18,10
210	50	90	20	2,0	27,50	20,20
211	55	100	21	2,5	34,00	25,60
212	60	110	22	2,5	51,00	31,50
213	65	120	23	2,5	44,90	34,70
214	70	125	24	2,5	44,80	38,10
215	75	130	25	2,5	51,90	41,90
216	80	140	26	3,0	57,00	45,40
217	85	150	28	3,0	65,40	54,10
218	90	160	30	3,0	75,30	61,70
220	100	180	34	3,5	95,80	80,60
Hạng trung						
304	20	52	15	2,0	12,50	7,94
305	25	62	17	2,0	17,60	11,60
306	30	72	19	2,0	22,00	15,10
307	35	80	21	2,5	26,20	17,90
308	40	90	23	2,5	31,90	11,70
309	45	100	25	2,5	37,80	26,70
310	50	110	27	3,0	48,50	36,30
311	55	120	29	3,0	56,00	42,60
312	60	130	31	3,5	64,10	49,40
313	65	140	33	3,5	72,40	56,70
314	70	150	35	3,5	81,70	64,50
315	75	160	37	3,5	89,00	72,80
316	80	170	39	3,5	96,50	71,70
317	85	180	41	4,0	104,00	91,00
318	90	190	43	4,0	112,00	101,00
320	100	215	47	4,0	136,00	133,00
Hạng nặng						
403	17	62	17	2,0	17,80	12,10
405	25	80	21	2,5	29,20	20,80
406	30	90	23	2,5	37,20	27,20
407	35	100	25	2,5	43,60	31,90
408	40	110	27	3,0	50,30	37,00
409	45	120	29	3,0	60,40	53,00
410	50	130	31	3,5	68,50	53,00
411	55	140	33	3,5	78,70	63,70
412	60	150	35	3,5	85,60	71,40
413	65	160	37	3,5	92,60	79,60
414	70	180	42	4,0	113,00	107,00
416	80	200	48	4,0	128,00	127,00
417	85	210	52	5,0	136,00	138,00

2. Ổ trượt

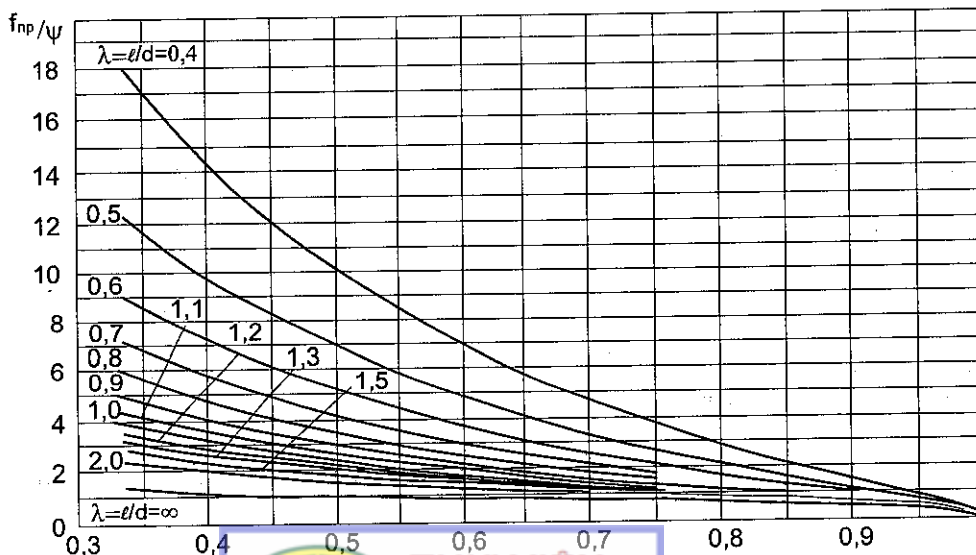
– Hệ số khả năng tải C_u phụ thuộc L/d và thay đổi theo χ được cho trong hình PL3.1.





Hình PL 3.1

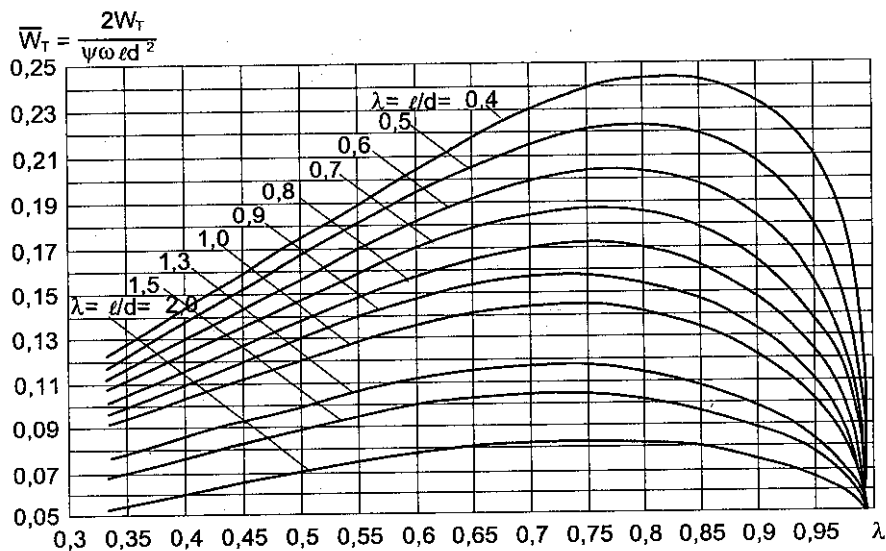
– Để tính nhiệt có thể dùng các đồ thị (hình PL 3.2) : tỷ số giữa hệ số ma sát và ψ phụ thuộc χ .



THƯ VIỆN
HUBT
Hình PL 3.2



Lượng nhiệt sinh ra W_T có thể xác định theo đồ thị hình PL3.3 theo biến λ



Hình PL 3.3

3. Vỏ hộp giảm tốc

Có thể tham khảo hình PL3.4 và bảng PL3.5 dưới đây để tính toán kích thước và kết cấu:

BẢNG PL3.5

Kích thước, thông số	Công thức, cách xác định
1	2
Chiều dày thành hộp giảm tốc: – Hình trụ 1 cấp – Trụ vít 1 cấp – Hai cấp – Bánh răng côn 1 cấp	$\delta = 0,025a + 1; \delta_1 = 0,02a + 1;$ $\delta = 0,04a + 2; \delta_1 = 0,032a + 2;$ $\delta = 0,025a_T + 3; \delta_1 = 0,02a + 3;$ $\delta = 0,05R_o + 1; \delta = 0,04R_o + 1;$
Chiều dày vành bích nắp hộp b Chiều dày vành thân hộp b_1	$b = 1,5\delta;$ $b_1 = 1,5\delta_1;$
Chiều dày đế, chân hộp – có phần lồi p – không phần lồi p_1, p_2	$p = 2,35.\delta;$ $p_1 = 1,5\delta, p_2 = (1,25 \div 2,75)$
Chiều dày gân tăng cứng của thân m Chiều dày gân tăng cứng của nắp m_1	$m = (0,85 \div 1)\delta;$ $m_1 = (0,85 \div 1)\delta_1;$
Đường kính bulông nền d_1	$d_1 = (0,03 \div 0,036)a + 12$

<p>Đường kính bulông, vít:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Cạnh ổ d_2 - Ghép giữa nắp và thân d_3 - Nắp quan sát d_5 <p>Khoảng cách từ mặt ngoài thành hộp đến tâm các bulông d_1, d_2, d_3 C_i***</p> <p>Chiều rộng vành của bích vỏ hộp và chân đế</p> <p>Kích thước q, xác định vị trí bulông d_2</p> <p>Chiều cao phần lồi h_6 lắp bulông d_2</p> <p>Các kích thước thành phần của ụ lồi lắp ổ D và h</p> <ul style="list-style-type: none"> - Đường kính lỗ của ụ lồi D_n - Vít nắp ổ d_4 và số vít n - Đường kính tâm lỗ vít D_B - Đường kính ụ lồi D_K, chiều dài ụ lồi ℓ - Đường kính bulông vòng d_p <p>Kích thước chốt định vị :</p> <ul style="list-style-type: none"> - Đường kính d_w - Chiều dài l_w <p>Khe hở nhỏ nhất giữa mặt ngoài bánh răng và thành hộp :</p> <ul style="list-style-type: none"> - theo hướng tâm - mặt đầu 	$d_2 = (0,7 \div 0,75) d_1$ $d_3 = (0,5 \div 0,6) d_1$ $d_5 = (0,5 \div 0,6) d_1$ $C_i \quad (***)$ $k_i \quad (***)$ $q \geq 0,5d_2 + d_4 \quad *)$ <p>h_6 đủ tạo nên mặt tì cho đầu bulông, đai ốc của d_2 khi lắp</p> <p>Lấy theo GOST 12876-67</p> $R_6 = 0,5D; \quad r_1 = 0,15 R_6;$ $D_n = D \text{ ổ lăn}$ <p>Lấy theo tiêu chuẩn GOST</p> <p>Lấy theo tiêu chuẩn GOST 18511-73-18514-73</p> $D_K = D_2 + (2 \div 5);$ <p>với D_2 đường kính ngoài nắp ổ;</p> $\ell = d + x + c + R_6 + (3 \div 5); \quad (**)$ <p>d_p chọn theo GOST 4751-73 theo trọng lượng hộp giảm tốc</p> $d_w = d_3;$ $l_w = b + b_1 + 5;$ $A = 1,2\delta;$ $A_1 = \delta; \quad (\text{không cho trên bản vẽ})$
---	---

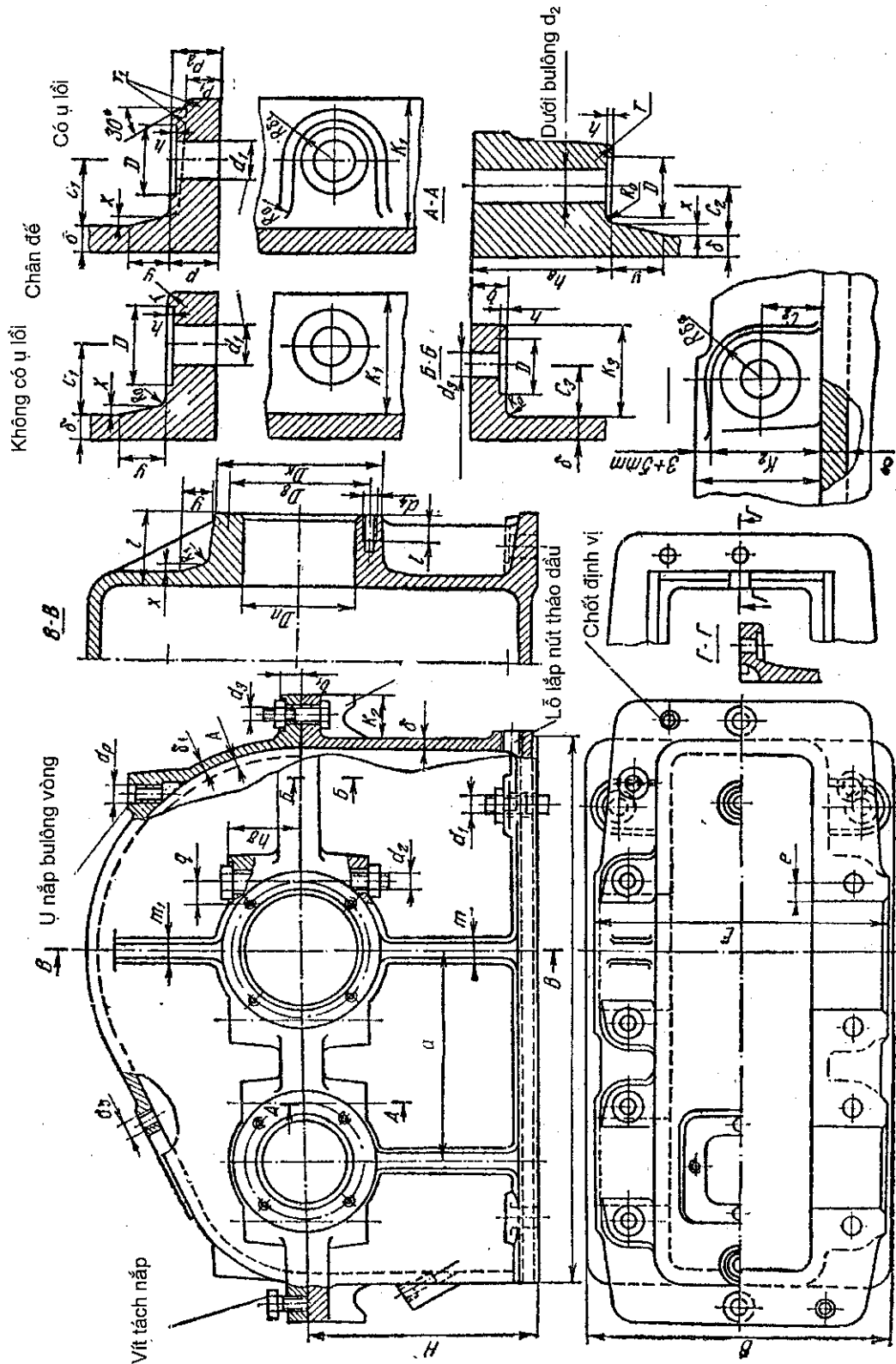
*) Cần kiểm tra đảm bảo $e \approx (1 \div 1,2)d_2$;

**) Để thuận tiện gia công cơ khí lấy chiều dài phần lồi ℓ của các ổ như nhau;

***) Các kích thước c_i và k_i lấy theo loại kích thước sau :

Bu lông	M10	M12	M16	M20	M24
c_i	16	18	21	25	34
k_i	28	33	39	48	54
R_{\max}	5	5	8	8	10
r_{\max}	3	3	5	5	8





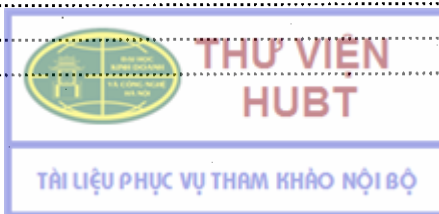
Hình PL3.4

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Trọng Hiệp – *Chi tiết máy T1+T2* – Nhà xuất bản Đại học và Giáo dục chuyên nghiệp, 1992.
2. Nguyễn Trọng Hiệp – *Chi tiết máy T1+T2* – Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp, 1969.
3. Trịnh Chất – *Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy* – Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1994.
4. Hà Văn Vui, Nguyễn Chí Sáng – *Sổ tay thiết kế cơ khí Tập 2* – Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2007.
5. Fronius S – *Konstruktionslehre Antriebsselemente* – VEB Verlag Technik, 1979.
6. Spotts M. F – *Design of machine elements* – Englewood Cliffs, N.J.; Prentice-Hall, Inc. 1978.
7. Gilbert Droum, Vinet Robert, Michel Gru – *Éléments de machines* – Édition de l' école Polytechnique de Montréal, 1986.
8. Дмитриев В.А – *Детали машин* – Издательство "Судостроение" Ленинград, 1970.
9. Кузьмин А. В, Макейчик Н. Н, Калачев В. Ф – *Курсовое проектирование детали машин (Ч1 + Ч2)* – Издательство "Вышая школа", 1982.
10. Муха Т.И, Януш Б. В, Цуликов А. П – *Приводы машин* – "Издательство машиностроение" Ленинград, 1975.
11. Часовников Л. Д – *Передачи зацеплением* – "Издательство Машиностроение" Москва, 1969.
12. Гузенков В. Г – *Краткий справочник к расчетам детали машин* – Издательство "Вышая школа" – Москва, 1967.

MỤC LỤC

Lời nói đầu.....	3
Phần thứ nhất: Các vấn đề cơ bản về thiết kế chi tiết máy	5
Chương 1. Các vấn đề cơ bản về thiết kế chi tiết máy	5
1.1. Chi tiết máy và thiết kế chi tiết máy.....	5
1.2. Tải trọng và ứng suất.....	7
1.3. Các chỉ tiêu về khả năng làm việc của chi tiết máy.....	10
1.4. Độ bền mỏi.....	13
1.5. Vật liệu chế tạo máy.....	17
1.6. Tính công nghệ, kinh tế và vấn đề tiêu chuẩn hoá trong thiết kế cơ khí.....	18
1.7. Đặc điểm tính toán, thiết kế chi tiết máy.....	19
Phần thứ hai: Truyền động cơ khí	21
1. Vai trò, chức năng.....	21
2. Phân loại.....	21
3. Hộp truyền động.....	22
4. Các thông số truyền động chính.....	22
5. Hệ thống truyền động.....	23
Chương 2. Truyền động đai	24
2.1. Khái niệm chung.....	24
2.2. Cấu tạo đai và bánh đai.....	26
2.3. Những vấn đề cơ sở tính toán thiết kế bộ truyền đai.....	30
2.4. Tính toán thiết kế truyền động đai.....	36
Chương 3. Truyền động xích	48
3.1. Khái niệm.....	48
3.2. Các đặc tính truyền động.....	53
3.3. Tính toán bộ truyền xích.....	54
Chương 4. Truyền động bánh ma sát	61
4.1. Khái niệm chung.....	61
4.2. Cơ học truyền động bánh ma sát.....	63
4.3. Tính toán sức bền truyền động bánh ma sát hình trụ.....	67
Chương 5. Truyền động bánh răng	70
5.1. Khái niệm chung.....	70
5.2. Những đặc điểm chính trong tính toán hình học và ăn khớp của bộ truyền bánh răng.....	71
5.3. Chế tạo bánh răng và độ chính xác.....	74
5.4. Những vấn đề cơ sở thiết kế bộ truyền bánh răng.....	75
5.5. Tính sức bền bộ truyền bánh trụ răng thẳng.....	85
5.6. Tính sức bền bộ truyền bánh trụ răng nghiêng.....	90
5.7. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn.....	94
5.8. Kết cấu, vật liệu và ứng suất cho phép.....	97
Chương 6. Truyền động trục vít	109
6.1. Khái niệm.....	109
6.2. Các đặc tính truyền động.....	113
6.3. Tính toán thiết kế bộ truyền trục vít.....	116
6.4. Vật liệu và ứng suất cho phép.....	119
6.5. Tính nhiệt.....	122
6.6. Trình tự thiết kế.....	123
Chương 7. Truyền động Vít – Đai ốc	130



7.1. Khái niệm	130
7.2. Tính toán thiết kế bộ truyền vít - đai ốc.....	132
7.3. Thiết kế bộ truyền vít – đai ốc bi.....	134
Phần thứ ba: Tiết máy ghép	137
Chương 8. Các tiết máy ghép	137
8.1. Ghép không tháo được.....	137
8.2. Ghép bằng độ dôi và then (Mối ghép trên trục).....	146
8.3. Ghép bằng ren	153
Phần thứ tư: Các tiết máy đỡ và nối.....	170
Chương 9. Trục.....	170
9.1. Khái niệm chung và cấu tạo	171
9.2. Kết cấu, vật liệu.....	174
9.3. Tính toán thiết kế trục.....	193
Chương 10. Ổ lăn.....	193
10.1. Khái niệm chung	194
10.2. Các loại ổ lăn chính.....	198
10.3. Đặc điểm động lực học và ứng suất tác dụng trong ổ lăn.....	200
10.4. Chuyển động của các vòng ổ, các con lăn và các tương tác động lực học.....	201
10.5. Ứng suất trong ổ lăn.....	202
10.6. Tính toán thiết kế ổ lăn	209
10.7. Cố định ổ lăn trên khung, vỏ máy và trên trục, bôi trơn và lót kín.....	213
Chương 11. Ổ trượt	213
11.1. Giới thiệu và cấu tạo.....	215
11.2. Các dạng ma sát và vấn đề bôi trơn ổ trượt.....	221
11.3. Tính toán thiết kế ổ trượt.....	224
11.4. Tính nhiệt cho ổ trượt.....	225
Chương 12. Khớp nối và phanh	225
12.1. Khái niệm về khớp nối.....	226
12.2. Nối trục.....	231
12.3. Ly hợp	236
12.4. Ly hợp tự động	240
12.5. Phanh	246
Chương 13. Khung, vỏ máy và giá đỡ.....	246
13.1. Khái niệm và phân loại.....	247
13.2. Nguyên tắc thiết kế, tính toán.....	251
Phần bổ túc:.....	251
Bt 1. Lò xo.....	255
Bt 2. Tính toán ứng suất tiếp xúc.....	256
Bt 3. Dung sai lắp ghép.....	259
Phụ lục:	259
PL1 : Đai, Xích, Tiết máy ghép.....	265
PL2. Bánh răng, Trục vít, Vít – đai ốc.....	275
PL3 – Trục, ổ lăn, ổ trượt, khung – vỏ máy	285
Tài liệu tham khảo.....	286
Mục lục:.....	286

Chịu trách nhiệm xuất bản:

Chủ tịch HĐQT kiêm Tổng Giám đốc NGÔ TRẦN ÁI
Phó Tổng Giám đốc kiêm Tổng biên tập NGUYỄN QUÝ THAO

Tổ chức bản thảo và chịu trách nhiệm nội dung:

Giám đốc Công ty CP Sách ĐH-ĐN
NGÔ THỊ THANH BÌNH

Biên tập nội dung và sửa bản in:

NGUYỄN HÀ XUÂN

Trình bày bìa:

BÍCH LA

Chế bản:

NGUYỄN MINH HIỀN

CHI TIẾT MÁY

(DÙNG TRONG CÁC TRƯỜNG ĐẠI HỌC KHỐI KỸ THUẬT)

Mã số: 7B739Y0 – DAI

In 1.000 bản (QĐ : 24), khổ 19 x 27 cm. In tại Công ty Cổ phần In Hà Nội
Địa chỉ : Lô 6B, CN5 cụm công nghiệp Ngọc Hồi, huyện Thanh Trì, Hà Nội.
Số ĐKKH xuất bản : 15 – 2010/CXB/37 – 2179/GD.
In xong và nộp lưu chiểu tháng 6 năm 2010.





CÔNG TY CỔ PHẦN SÁCH ĐẠI HỌC - DẠY NGHỀ
HEVOBCO
25 HÀN THUYỀN - HÀ NỘI
Website : www.hevobco.com.vn ; Tel : 043.9724715



VƯƠNG MIỆN KIM CƯƠNG
CHẤT LƯỢNG QUỐC TẾ

TÌM ĐỌC
SÁCH THAM KHẢO KỸ THUẬT
CỦA NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC VIỆT NAM

- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1. Vật liệu phi kim và công nghệ gia công | Nguyễn Trường Kỳ |
| 2. Máy phay và thực hành gia công trên máy phay | Phí Trọng Hảo |
| 3. Nguyên lý cắt | Phùng Xuân Sơn |
| 4. Sức bền vật liệu | Nhữ Phương Mai |
| 5. Cơ học kỹ thuật | Nguyễn Văn Khang |
| 6. Giáo trình công nghệ CNC | Nguyễn Văn Thiện |
| 7. Bài tập nhiệt động kỹ thuật | Lê Nguyên Minh |
| 8. Thực hành cắt gọt kim loại trên máy tiện và máy phay | Nguyễn Hùng Cường |
| 9. Bài tập đàn hồi ứng dụng | Nhữ Phương Mai
Nguyễn Nhật Thăng |

Bạn đọc có thể mua sách tại các Công ty Sách - Thiết bị trường học ở các địa phương hoặc các Cửa hàng sách của Nhà xuất bản Giáo dục Việt Nam :

- Tại TP. Hà Nội : 25 Hàn Thuyên ; 187 Giảng Võ ; 232 Tây Sơn ; 23 Tràng Tiền.
- Tại TP. Đà Nẵng : 15 Nguyễn Chí Thanh ; 62 Nguyễn Chí Thanh.
- Tại TP. Hồ Chí Minh : Cửa hàng 451B - 453, Hai Bà Trưng - Quận 3.
Chi nhánh Công ty CP Sách Đại học - Dạy nghề, 240 Trần Bình Trọng, Quận 5.
- Tại TP. Cần Thơ : 5/5, đường 30/4.

Website : www.nxbgd.vn



8 93 4980 05893 0



Giá : 42.000 đ

TÀI LIỆU PHỤC VỤ THAM KHẢO NỘI BỘ