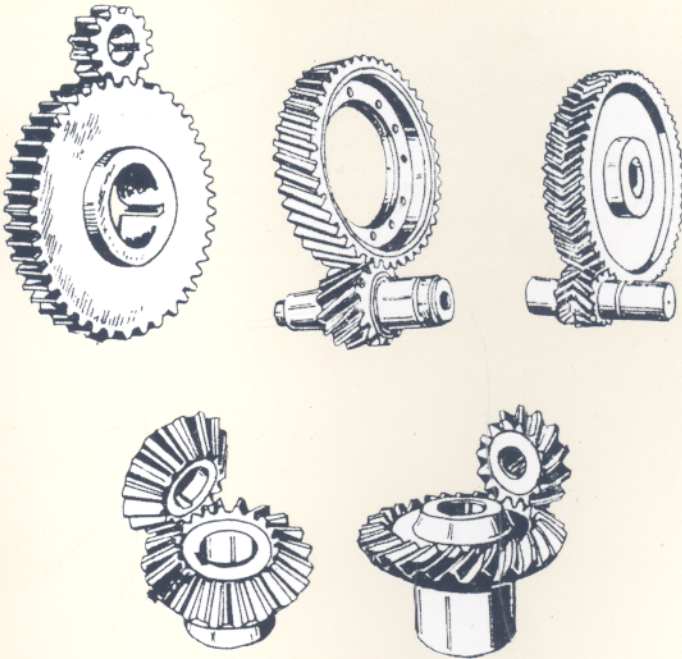


NGUYỄN TRỌNG HIỆP

# CHI TIẾT MÁY

TẬP MỘT



NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

NGUYỄN TRỌNG HIỆP

# CHI TIẾT MÁY

TẬP MỘT

*(Tái bản lần thứ bảy)*

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

## LỜI NÓI ĐẦU

Được sự ủy nhiệm của Ban thư kí môn học chi tiết máy các Trường Đại học, năm 1969 chúng tôi đã biên soạn cuốn sách "Chi tiết máy" theo chương trình do Bộ Đại học và Trung học chuyên nghiệp duyệt, Nhà xuất bản Đại học và THCN xuất bản. Trên cơ sở tiếp thu những kinh nghiệm giảng dạy và được sự phân công của tập thể bộ môn Chi tiết máy Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, chúng tôi soạn lại cuốn sách này. Nhiều chương được viết mới, bổ sung hoặc sửa đổi nhằm đáp ứng yêu cầu cải cách giáo dục và phản ánh một số thành tựu khoa học mới trong tính toán thiết kế chi tiết máy. Trong phần đầu của cuốn sách có trình bày đầy đủ hơn những kiến thức cơ bản về tính toán thiết kế máy và chi tiết máy.

Cuốn sách có thể dùng làm tài liệu học tập cho sinh viên các ngành Cơ khí của các Trường Đại học kĩ thuật, đồng thời làm tài liệu tham khảo để tính toán thiết kế máy và chi tiết máy.

Tác giả chân thành cảm ơn các đồng nghiệp trong bộ môn Chi tiết máy và khoa Cơ học máy Trường Đại học Bách khoa, Hà Nội về những giúp đỡ quý báu trong quá trình biên soạn.

Để cuốn sách ngày càng được hoàn thiện hơn, chúng tôi rất mong nhận được các ý kiến đóng góp quý báu của độc giả. Mọi ý kiến xin gửi về Nhà xuất bản Giáo dục - 81 Trần Hưng Đạo - Hà Nội.

Tác giả

# MỞ ĐẦU

## 1 - KHÁI NIỆM VỀ CHI TIẾT MÁY

Bất kì một máy nào, dù là đơn giản hay phức tạp, cũng đều được cấu tạo bởi nhiều bộ phận máy. Thí dụ máy tiện gồm bàn máy, ụ đứng, ụ động, hộp tốc độ, bàn dao, cơ cấu truyền dẫn từ động cơ đến hộp tốc độ v.v...

Mỗi bộ phận máy lại gồm nhiều chi tiết máy, chẳng hạn như ụ đứng của máy tiện gồm có ụ, trục chính, ổ trục, bánh răng, trục v.v...

Vậy chi tiết máy là phần tử cấu tạo đầu tiên hoàn chỉnh của máy. Mặc dù chi tiết máy gồm rất nhiều loại, kiểu, khác nhau về hình dạng, kích thước, về nguyên lí làm việc, về tính năng v.v... nhưng trên quan điểm thiết kế, có thể xếp chúng vào hai nhóm : các chi tiết máy có công dụng chung và các chi tiết máy có công dụng riêng.

Chi tiết máy có công dụng chung như bu lông, bánh răng, trục, ổ trục v.v... là các chi tiết máy được dùng phổ biến trong nhiều loại máy khác nhau. Những chi tiết máy này nếu cùng loại thì có công dụng giống nhau, đảm nhận những chức năng như nhau, không phụ thuộc vào mục đích làm việc của máy. Do đó có thể tách riêng các chi tiết máy có công dụng chung để nghiên cứu trong một lĩnh vực khoa học độc lập : môn Chi tiết máy.

Chi tiết máy có công dụng riêng như trục khuỷu, van, cam, bánh tua bin v.v... chỉ được dùng trong một số loại máy nhất định. Hoạt động của các chi tiết máy có công dụng riêng có liên quan mật thiết với quá trình làm việc của các máy tương ứng, do đó thường được nghiên cứu cùng với các máy này. Phương pháp tính toán, thiết kế các chi tiết máy có công dụng riêng được trình bày trong các giáo trình chuyên môn, như giáo trình động cơ đốt trong, máy cắt kim loại v.v...

## 2 - NHIỆM VỤ, TÍNH CHẤT VÀ NỘI DUNG MÔN HỌC

Chi tiết máy là môn khoa học nghiên cứu về các phương pháp tính toán và thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung. Môn học Chi tiết máy có nhiệm vụ trình bày những kiến thức cơ bản về cấu tạo, nguyên lí làm việc và phương pháp tính toán thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung, nhằm bồi dưỡng cho sinh viên khả năng giải quyết những vấn đề tính toán và thiết kế các chi tiết máy, làm cơ sở để vận dụng vào việc thiết kế máy.

Trong môn học Chi tiết máy có sự kết hợp chặt chẽ giữa lí thuyết với thực nghiệm. Lí thuyết tính toán các chi tiết máy được xây dựng trên cơ sở những kiến thức về toán học, vật lí, cơ học lí thuyết, nguyên lí máy, sức bền vật liệu v.v..., được xác minh và hoàn thiện qua thí nghiệm và thực tiễn sản xuất.

Cũng có thể nói rằng môn chi tiết máy là môn khoa học về thiết kế hợp lí các chi tiết máy có công dụng chung. Vấn đề thiết kế hợp lí các chi tiết máy đòi hỏi sự vận dụng sáng tạo những kiến thức khoa học vào thực tiễn sản xuất, kết hợp chặt chẽ giữa lí thuyết với thực hành. Vì vậy, song song với việc truyền thụ những hiểu biết cơ bản cho sinh viên về cấu tạo, nguyên lí làm việc và các phương pháp tính toán thiết kế chi tiết máy, cần bồi dưỡng khả năng phân tích và tổng hợp vấn đề, biết vận dụng linh hoạt lí thuyết vào thực tiễn, để trong từng trường hợp cụ thể có thể giải quyết tốt nhất các vấn đề thiết kế chi tiết máy.

Chi tiết máy là một môn kỹ thuật cơ sở trong chương trình đại học kỹ thuật. Đối với các ngành cơ khí, chi tiết máy là môn kỹ thuật cơ sở cuối cùng, là khâu nối giữa phần bồi dưỡng những tri thức về khoa học kỹ thuật cơ bản với phần bồi dưỡng kiến thức chuyên môn.

Nội dung môn học này gồm bốn phần :

- Những vấn đề cơ bản trong thiết kế các chi tiết máy (cơ sở thiết kế chi tiết máy).
- Các chi tiết máy ghép.
- Các chi tiết máy truyền động.
- Các chi tiết máy đỡ, nối, các chi tiết máy quay (trục, ổ trục, khớp nối) và lò xo.

Ngoài việc làm các bài tập về tính toán, thiết kế các chi tiết máy trong mỗi chương, sau khi học xong chương trình lý thuyết, mỗi học sinh sẽ làm một đồ án môn học với nội dung : thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí của một máy công tác. Qua lý thuyết và đồ án môn học chi tiết máy, trình độ thiết kế cơ khí của học sinh bước đầu được củng cố, làm cơ sở cho việc thiết kế máy, được tiến hành vào những năm cuối của khoá học.

### 3 - VÀI NÉT VỀ LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

Hình tượng của các chi tiết máy giản đơn đã xuất hiện trong các dụng cụ và vũ khí thời cổ xưa, trước hết là đòn bẩy và chêm. Hơn 25 nghìn năm về trước, loài người đã biết lợi dụng lực đàn hồi của cánh cung, phôi thai của lò xo. Hơn 4000 năm trước đây đã dùng các con lăn trong vận chuyển các vật nặng, nghĩa là đã biết lợi dụng ma sát lăn để thay ma sát trượt. Bánh xe, trục và ổ trục trong các xe thời xưa là những chi tiết máy đầu tiên làm việc trong những điều kiện tương tự như điều kiện làm việc trong máy. Tời và ròng rọc được dùng từ lâu trong các công trình xây dựng nhà thờ và tháp cổ.

Từ hàng mấy trăm năm trước Công nguyên, loài người đã dùng các trục bằng kim loại, bánh răng, trục khuỷu, con lăn, pa lăng v.v... Hộp giảm tốc truyền động bằng bánh răng, trục vít đã được mô tả trong sách của Alexandri ở cuối thế kỉ thứ ba.

Ở nước ta từ lâu đã biết dùng ổ trục (tròng guồng nước, sa kéo sợi) hoặc bánh răng (trong máy ép mía) và nhiều chi tiết máy khác. Thời Lí, Trần đã chế tạo được máy đồng hồ đơn giản, rùa máy bơi dưới nước v.v..., song rất tiếc là chưa tìm thấy tài liệu trình bày cụ thể các vấn đề này.

Lý thuyết về tính toán chi tiết máy được phát triển theo sự xuất hiện và hoàn thiện các kết cấu máy. Những tính toán đơn giản như xác định tỉ số truyền và lực tác dụng đã ra đời từ thời cổ Hy Lạp. Có lẽ Lêona Đơvanhxi là người đầu tiên nghiên cứu các vấn đề về chi tiết máy như : sức cản chuyển động của các bánh xe và ròng rọc, mòn trong ổ trục v.v...

Về sau đã xuất hiện nhiều bác học có những công trình lớn cho khoa học chi tiết máy như : Ole, người đã xây dựng lý thuyết ma sát của đai trên bánh đai và đề xướng lý thuyết ăn khớp của bánh răng thân khai ; Pétơrôp, Râynon, Misen có nhiều cống hiến về lý thuyết bôi trơn thủy động ; Vilt, Bakinhem, Merit trong lĩnh vực bánh răng ; Stơribêch, Panmogren về tính toán ổ lăn, v.v...

Trước đây, các vấn đề của chi tiết máy cũng như cơ học lý thuyết, sức bền vật liệu, cơ học ứng dụng, v.v... được tập hợp trong một môn khoa học tổng hợp về chế tạo máy. Đó là vì thời ấy máy móc còn đơn giản và ít, tính toán về máy còn ở trình độ thấp. Về sau, máy móc ngày càng phát triển với công suất và tốc độ cao, nhiều loại máy mới xuất hiện, trình độ chế tạo tiến bộ không ngừng, kinh nghiệm và kiến thức ngày càng phong phú, khoa học tổng hợp về chế tạo máy được chia thành nhiều môn độc lập, trong đó có môn "Chi tiết máy".

*Chương 1*

**ĐẠI CƯƠNG VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY**

**1.1. NỘI DUNG VÀ TRÌNH TỰ THIẾT KẾ MÁY**

Máy được thiết kế ra phải thoả mãn các yêu cầu về kĩ thuật mà trước hết là năng suất, độ tin cậy và tuổi thọ, giá thành và khối lượng (trọng lượng) máy. Ngoài ra, tùy từng trường hợp cụ thể, còn có thể có các yêu cầu như : khuôn khổ kích thước nhỏ gọn, chuyển động ổn định, làm việc không ồn, thao tác sử dụng dễ dàng, hình thức đẹp v.v...

**1.1.1. Nội dung thiết kế máy**

Thiết kế máy nhằm thoả mãn các yêu cầu trên là một công việc phức tạp, mà nội dung chủ yếu bao gồm các vấn đề :

- Xác định nguyên tắc hoạt động và chế độ làm việc của máy được thiết kế.
- Lập sơ đồ chung toàn máy và các bộ phận máy, thoả mãn các yêu cầu cho trước.
- Xác định lực, mômen tác dụng lên các bộ phận máy và đặc tính thay đổi của tải trọng theo thời gian.
- Chọn vật liệu chế tạo các chi tiết máy.
- Tiến hành tính toán về động học, động lực học, về khả năng làm việc, tính toán kinh tế v.v..., định hình dạng, kích thước tất cả các bộ phận và chi tiết máy.
- Quy định công nghệ chế tạo các chi tiết máy và lắp ráp các bộ phận máy.
- Lập thuyết minh và các chỉ dẫn về sử dụng và sửa chữa máy.

Trong quá trình thiết kế, việc lựa chọn kết cấu phải dựa trên cơ sở đảm bảo tính hợp lí về các mặt kĩ thuật và kinh tế. Thông thường muốn đạt được một kết cấu hợp lí, cần phải nghiên cứu, phân tích một số phương án, đánh giá và so sánh để tìm ra phương án tốt nhất, đáp ứng đầy đủ nhất các yêu cầu đã được đặt ra.

**1.1.2. Trình tự thiết kế chi tiết máy**

Thiết kế chi tiết máy là một phần công việc trong quá trình thiết kế máy, thường được tiến hành theo trình tự sau :

- Lập sơ đồ tính toán, trong đó kết cấu đã được đơn giản hoá, các lực tác dụng được coi như tập trung hoặc phân bố theo một quy luật nào đó.

- Xác định tải trọng tác dụng lên chi tiết máy.

- Chọn vật liệu thích hợp với điều kiện làm việc của chi tiết máy, khả năng gia công và có xét đến các yếu tố kinh tế (giá thành, vấn đề cung ứng vật liệu, tuổi thọ cần thiết, v.v...).

- Tính toán các kích thước chính của chi tiết máy theo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc. Các tính toán này thường là *tính toán sơ bộ*, bởi vì chỉ dựa trên các sơ đồ đã được đơn giản hoá, các nhân tố về tải trọng và ứng suất chưa được đánh giá chính xác v.v...

- Dựa theo tính toán và các điều kiện chế tạo, lắp ghép v.v... vẽ kết cấu cụ thể của chi tiết máy với đầy đủ kích thước, dung sai, độ nhám bề mặt, các yêu cầu đặc biệt về công nghệ (nhiệt luyện, mạ, lăn ép tăng bền v.v...).

- Tiến hành *tính toán kiểm nghiệm* theo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc, cụ thể là xác định hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm, xác định biến dạng, nhiệt độ của bộ phận máy, v.v... và so sánh với các trị số cho phép. Nếu thấy không thoả mãn các chỉ tiêu quy định, phải sửa đổi lại kích thước, kết cấu và kiểm nghiệm lại.

### 1.1.3. Một số đặc điểm trong tính toán thiết kế chi tiết máy

- Điều kiện làm việc của chi tiết máy thường rất phức tạp, do đó không phải bao giờ cũng có thể phân tích được tường tận và quy về được những công thức chính xác. Để giải quyết những khó khăn trong tính toán (thí dụ như sự phức tạp về hình dạng chi tiết máy và về các hiện tượng xảy ra khi các chi tiết máy tác dụng tương hỗ nhau, các yếu tố tải trọng rất khó xác định chính xác, v.v...) người ta thường dùng các giả thiết nhằm đơn giản hoá vấn đề và đưa ra những phương pháp tính toán có tính chất quy ước, những công thức gần đúng hoặc những công thức kinh nghiệm. Vì vậy, bên cạnh những công thức chính xác, trong tính toán chi tiết máy thường dùng các công thức gần đúng hoặc công thức kinh nghiệm.

Cũng bởi vì lúc suy diễn công thức gần đúng ta dựa vào một số giả thiết, còn công thức kinh nghiệm thì được thiết lập trên cơ sở thực nghiệm, cho nên chúng không có tính chất tổng quát. Khi sử dụng những công thức gần đúng hoặc kinh nghiệm cần chú ý điểm này và không được áp dụng chúng một cách tùy tiện.

Sai số trong tính toán theo công thức gần đúng và công thức kinh nghiệm được bù lại bằng cách chọn hợp lí ứng suất cho phép hoặc hệ số an toàn.

- Thiết kế chi tiết máy nhiều khi phải tiến hành tính toán sơ bộ và sau đó kiểm nghiệm lại.

Trường hợp dễ xác định ứng suất, có thể sau một lần tính toán là quyết định được kích thước của chi tiết máy. Nhưng thường rất khó xác định chính xác lực tác dụng. Do đó phải dùng bước tính sơ bộ để định kích thước một cách gần đúng, rồi vẽ kết cấu chi tiết máy, tính chính xác trị số ứng suất và tiến hành kiểm nghiệm. Nếu tính toán kiểm nghiệm cho thấy ứng suất sinh ra trong chi tiết máy bằng hoặc gần bằng ứng suất cho phép, việc thiết kế được coi là hoàn thành. Nếu ứng suất tính ra nhỏ hơn hoặc lớn hơn ứng suất cho phép khá nhiều, cần phải thay đổi kết cấu và kích thước rồi kiểm nghiệm lại cho tới khi nào phù hợp.

Thường người ta kiểm nghiệm theo hệ số an toàn, xem hệ số an toàn của chi tiết máy được thiết kế có gần với hệ số an toàn cho phép hay không.

– Những kích thước chủ yếu tại các tiết diện nguy hiểm (chịu ứng suất lớn) được xác định bằng tính toán. Các kích thước còn lại được định theo các điều kiện về kết cấu, công nghệ, lắp ghép, v.v... dựa vào kinh nghiệm hoặc hướng dẫn trong tài liệu và sổ tay thiết kế.

– Có nhiều phương án thiết kế máy hoặc chi tiết máy. Để đánh giá đúng phương án nào là tốt nhất, phải xét đến tất cả các vấn đề : các chỉ tiêu về khả năng làm việc, chọn vật liệu, yêu cầu về tính công nghệ, tiêu chuẩn hoá, giá thành.

Chọn được phương án tốt nhất, xác định được kết cấu có lợi nhất là công việc phức tạp, đòi hỏi người thiết kế phải biết vận dụng một cách linh hoạt, sáng tạo những kiến thức lí thuyết kết hợp với những kinh nghiệm rút ra từ thực tiễn sản xuất.

## 1.2. KHÁI QUÁT VỀ CÁC YÊU CẦU ĐỐI VỚI MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

Có các yêu cầu chung sau đây đối với máy và chi tiết máy :

**1.2.1. Các chỉ tiêu về hiệu quả sử dụng.** Máy mới thiết kế phải có năng suất cao, hiệu suất cao, tổn ít năng lượng, độ chính xác cao, chi phí thấp về lao động vận hành máy v.v... đồng thời kích thước, trọng lượng cần có càng thật nhỏ, gọn.

Để đạt được yêu cầu này, cần hoàn thiện sơ đồ kết cấu của máy, chọn hợp lí các thông số (tốc độ, áp suất, nhiệt độ v.v...) và các quan hệ về kết cấu, sử dụng các hệ thống tự động để điều khiển máy, v.v...

**1.2.2. Khả năng làm việc.** Đó là khả năng của máy hoặc chi tiết máy có thể hoàn thành các chức năng đã định, mà vẫn giữ được độ bền, không thay đổi kích thước và hình dạng, giữ được sự ổn định, có tính bền mòn, chịu được nhiệt và chấn động.

Để đảm bảo cho chi tiết máy có đủ khả năng làm việc, cần xác định hợp lí hình dạng và kích thước chi tiết máy, chọn vật liệu thích hợp để chế tạo chúng và sử dụng các biện pháp tăng bền và chống gỉ.

**1.2.3. Độ tin cậy cao.** Độ tin cậy là tính chất của máy, bộ phận máy hoặc chi tiết máy thực hiện được chức năng đã định, đồng thời vẫn giữ được các chỉ tiêu về sử dụng (năng suất, công suất, mức độ tiêu thụ năng lượng, độ chính xác v.v...) trong suốt thời gian làm việc nào đó hoặc trong suốt quá trình thực hiện khối lượng công việc đã quy định (thí dụ tính bằng kilômét, héc-ta, mét khối, số chu trình hoặc các đơn vị khác).

Độ tin cậy được đặc trưng bởi xác suất làm việc không hỏng hóc trong một thời gian quy định hoặc trong một quá trình thực hiện khối lượng công việc quy định. Rõ ràng là nếu xác suất này càng gần bằng đơn vị thì độ tin cậy của kết cấu càng cao.

**1.2.4. An toàn trong sử dụng.** Một số kết cấu làm việc an toàn có nghĩa là trong điều kiện sử dụng bình thường kết cấu đó không gây ra tai nạn nguy hiểm cho người sử dụng, cũng như không gây hư hại cho các thiết bị, nhà cửa và các đối tượng khác ở xung quanh.



**1.2.5. Tính công nghệ và tính kinh tế.** Đây là một trong những yêu cầu cơ bản đối với máy và chi tiết máy. Để thoả mãn yêu cầu về tính công nghệ và tính kinh tế, chi tiết máy được thiết kế phải có hình dạng, kết cấu và vật liệu chế tạo chúng phù hợp với điều kiện sản xuất cụ thể, bảo đảm khối lượng và kích thước nhỏ nhất, tốn ít vật liệu. Chi tiết máy được chế tạo tốn ít công sức nhất, chi phí về chế tạo thấp nhất và kết quả cuối cùng là giá thành thấp. Nói cách khác, một chi tiết máy có tính công nghệ cao một mặt phải thoả mãn các chỉ tiêu về khả năng làm việc, mặt khác trong điều kiện sản xuất sẵn có, phải dễ chế tạo, tốn ít thời gian và nguyên vật liệu nhất.

Có nhiều phương án thiết kế chế tạo một chi tiết máy. Căn cứ theo điều kiện sản xuất cụ thể chọn ra phương án thiết thực nhất, có lợi nhất, đòi hỏi người thiết kế phải nắm vững công nghệ chế tạo và thực tế sản xuất, đồng thời cần tranh thủ ý kiến giúp đỡ về chuyên môn của các cán bộ kĩ thuật về công nghệ, đúc, hàn, rèn v.v...

*Những yêu cầu chủ yếu của tính công nghệ*

Về phương diện tính công nghệ, có những yêu cầu sau đây đối với chi tiết máy :

*a) Kết cấu phải phù hợp với điều kiện và quy mô sản xuất*

Tính công nghệ của một chi tiết máy có quan hệ mật thiết với điều kiện sản xuất cụ thể. Tính công nghệ của một chi tiết máy có thể rất cao đối với điều kiện và quy mô sản xuất này, nhưng với điều kiện quy mô sản xuất khác lại kém và có khi cần phải sửa đổi toàn bộ kết cấu.

*b) Kết cấu đơn giản và hợp lí.* Máy nên thiết kế với số lượng ít nhất các chi tiết, khối lượng nhẹ, kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và lắp ráp. Các bề mặt được gia công của chi tiết máy nói chung nên là các bề mặt đơn giản (mặt phẳng, mặt trụ tròn), số lượng bề mặt gia công ít, diện tích cần gia công nhỏ và có thể gia công bằng các phương pháp có năng suất cao.

Cũng cần chú ý là tính công nghệ của một chi tiết máy không thể tách rời tính công nghệ của cả máy. Có thể có trường hợp giảm nhẹ gia công cơ khí một chi tiết máy sẽ làm phức tạp công việc lắp ráp máy hoặc gây khó khăn cho sửa chữa về sau.

*c) Cấp chính xác và độ nhám đúng mức.* Cấp chính xác của chi tiết máy càng cao thì phí tổn gia công càng tăng, do đó không nên tăng cấp chính xác một cách tùy tiện ; mặt khác cũng không được hạ thấp cấp chính xác so với yêu cầu của điều kiện làm việc đối với chi tiết máy.

Độ nhám của bề mặt chi tiết máy cũng vậy, phải được quy định thích đáng. Không nên đề ra yêu cầu về độ nhám bề mặt quá mức cần thiết, vì như vậy phải gia công tinh rất tốn kém và cần có các thiết bị đặc biệt.

*d) Chọn phương pháp tạo phôi hợp lí*

Tính công nghệ của chi tiết máy được quyết định phần lớn bởi phôi : vật liệu và phương pháp chế tạo phôi. Gia công bằng cắt gọt nói chung là đắt hơn nhiều so với gia công áp lực

hoặc đúc và tổn nguyên liệu vì một phần nguyên liệu biến thành phoi. Vì vậy nên chuyển phần lớn công việc tạo hình chi tiết máy từ phân xưởng gia công cơ khí (cắt gọt) sang phân xưởng phôi (rèn, dập, đúc). Hình dạng và kích thước phôi phải hết sức gần với hình dạng và kích thước thành phẩm, để công việc gia công cắt gọt chỉ còn lại một phần nhỏ, trên các bề mặt cần rất chính xác và có độ nhám thấp (độ nhẵn cao).

Để có khái niệm về tính công nghệ của một chi tiết máy cụ thể, ta có thể lấy ví dụ về thiết kế trục :

- Đường kính phôi gắn sát với đường kính trục (thành phẩm) để lượng phoi cắt đi là tối thiểu.
- Số lượng bậc trên trục phải ít nhất.
- Chiều dài các đoạn trục có đường kính khác nhau nên cố gắng lấy bằng nhau (để có thể gia công trên máy nhiều dao, có năng suất cao).
- Giữa các bậc nên có rãnh lùi đá mài, nếu như bề mặt cần mài và độ bền của trục cho phép.
- Bán kính góc lượn cố gắng lấy bằng nhau.
- Chiều rộng các rãnh then nên cố gắng lấy bằng nhau.
- Các rãnh then cần bố trí theo một đường sinh của trục.

### 1.3. TẢI TRỌNG VÀ ỨNG SUẤT

#### 1.3.1. Tải trọng

- Tuỳ theo tính chất thay đổi của tải trọng theo thời gian, có thể chia tải trọng ra làm hai loại : *tải trọng tĩnh* và *tải trọng thay đổi*.

*Tải trọng tĩnh* là tải trọng không thay đổi theo thời gian hoặc thay đổi không đáng kể.

Tải trọng có phương, chiều hoặc cường độ thay đổi theo thời gian được gọi là *tải trọng thay đổi*. Tải trọng có thể thay đổi dần dần hoặc đột nhiên. Tải trọng đột nhiên tăng mạnh rồi giảm ngay trong khoảnh khắc được gọi là *tải trọng va đập*.

- Trong tính toán chi tiết máy người ta còn phân biệt *tải trọng danh nghĩa*, *tải trọng tương đương* và *tải trọng tính toán*.

*Tải trọng danh nghĩa*  $Q_{dn}$  là tải trọng được chọn trong số các tải trọng tác dụng lên máy trong chế độ làm việc ổn định. Thường người ta chọn tải trọng lớn hoặc tác dụng lâu dài nhất làm tải trọng danh nghĩa. Tải trọng này cũng là tải trọng được ghi chính thức trong các bản thuyết minh của máy.

Trường hợp máy làm việc với chế độ tải trọng thay đổi nhiều mức, khi tính toán người thiết kế thường thay thế chế độ tải trọng này bằng chế độ tải trọng một mức (không đổi), gọi là *tải trọng tương đương*. Khi thay thế, phải xuất phát từ điều kiện các chỉ tiêu về khả

năng làm việc hoặc độ tin cậy (ví dụ tuổi thọ) của chế độ tải trọng thay thế và chế độ tải trọng thực là tương đương nhau. Nếu gọi  $Q_{td}$  là tải trọng tương đương,  $k_N$  là hệ số về tuổi thọ, ta có :

$$Q_{td} = Q_{dn} \cdot k_N$$

Hệ số tuổi thọ  $k_N$  phụ thuộc đồ thị thay đổi tải trọng và tải trọng nào trong các tải trọng thay đổi này được chọn làm tải trọng danh nghĩa.

Khi xác định kích thước chi tiết máy, không những phải căn cứ vào trị số và tính chất thay đổi tải trọng mà còn phải xét đến những đặc điểm của sự truyền tải trọng giữa các bộ phận của máy như : mức độ chấn động, sự phân bố tải trọng giữa các bề mặt tiếp xúc, v.v..., những đặc điểm này cũng phụ thuộc vào công dụng của bộ phận máy và điều kiện sử dụng.

Vì vậy trong tính toán, để xác định kích thước chi tiết máy người ta dùng *tải trọng tính toán*, trong đó xét đến tính chất thay đổi của tải trọng và tác dụng tương hỗ giữa các chi tiết máy tiếp xúc. Về nguyên tắc, cấu trúc của công thức xác định tải trọng tính toán có dạng :

$$Q_t = Q_{td} \cdot k_{tt} \cdot k_d \cdot k_{dk} = Q_{dn} \cdot k_N \cdot k_{tt} \cdot k_d \cdot k_{dk} \quad (1-1)$$

trong đó  $k_{tt}$  – hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng trên các bề mặt tiếp xúc ;  
 $k_d$  – hệ số tải trọng động, gây nên bởi đặc điểm của các bộ phận truyền lực ;  
 $k_{dk}$  – hệ số phụ thuộc điều kiện làm việc.

Tùy theo từng trường hợp tính toán mà công thức (1-1) được sửa đổi cho thích hợp ; có khi một số hệ số được lấy bằng đơn vị, có khi lại phải mở rộng công thức và đưa thêm vào đó các hệ số mới.

Trong các tính toán sơ bộ, vì chưa thể đánh giá chính xác các đặc điểm của tải trọng, người ta thường dùng tải trọng danh nghĩa làm tải trọng tính toán.

### 1.3.2. Ứng suất

Tùy theo điều kiện làm việc cụ thể, tải trọng tác dụng lên chi tiết máy có thể gây nên các loại ứng suất như : ứng suất kéo, ứng suất nén, ứng suất uốn, ứng suất cắt, ứng suất xoắn, ứng suất dập, ứng suất tiếp xúc v.v...

Ứng suất sinh ra trong chi tiết máy có thể thay đổi hoặc không thay đổi.

*Ứng suất tĩnh* là ứng suất không thay đổi theo thời gian (hoặc trị số thay đổi rất ít, không đáng kể). Ngược lại, ứng suất là *thay đổi* khi trị số hoặc chiều (hoặc cả hai) thay đổi theo thời gian.

Một vòng thay đổi ứng suất qua trị số giới hạn này sang trị số giới hạn khác rồi trở về giá trị ban đầu được gọi là một *chu trình ứng suất*. Thời gian thực hiện một chu trình ứng suất gọi là một *chu kỳ ứng suất*.

Chu trình ứng suất được đặc trưng bởi (hình 1-1). Biên độ ứng suất<sup>(\*)</sup>

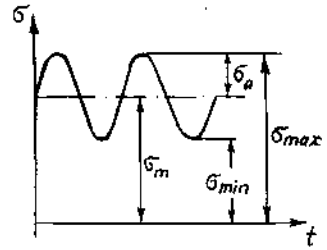
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Ứng suất trung bình

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Hệ số tính chất chu trình

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$



Hình 1-1

Thường phân biệt hai loại chu trình ứng suất : chu trình đối xứng và chu trình không đối xứng.

Trong chu trình đối xứng các giới hạn ứng suất ( $\sigma_{\max}$  và  $\sigma_{\min}$ ) bằng nhau về trị số tuyệt đối, nhưng dấu lại ngược nhau :

$$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$$

Do đó

$$\sigma_a = \sigma_{\max}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1.$$

Trong chu trình không đối xứng các giới hạn ứng suất không bằng nhau về trị số. Chu trình không đối xứng lại được chia ra : chu trình không đối xứng khác dấu ( $\sigma_{\max}$  khác dấu  $\sigma_{\min}$ ) và chu trình không đối xứng đồng dấu (ứng suất thay đổi trị số nhưng đổi dấu).

Chu trình không đối xứng mạch động, gọi tắt là *chu trình mạch động*, là một trường hợp của chu trình không đối xứng đồng dấu, trong đó một giới hạn của ứng suất có giá trị bằng số không.

Trong chu trình mạch động dương

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

$$r = 0.$$

(\*) Các định nghĩa và công thức trong mục 1.3.2 này cũng áp dụng cho ứng suất tiếp : các kí hiệu  $\sigma$  được thay bằng  $\tau$ .

Trong chu trình mạch động âm :

$$\sigma_{\max} = 0, \quad \sigma_{\min} < 0$$

do đó

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{\min}|}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min}}{2}$$

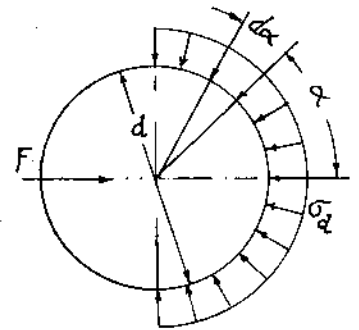
$$r = -\infty$$

Ứng suất có thể thay đổi ổn định hoặc không ổn định. Ứng suất được gọi là *thay đổi ổn định* nếu như biên độ ứng suất và ứng suất trung bình không thay đổi theo thời gian. Ứng suất là *thay đổi không ổn định* khi biên độ và ứng suất trung bình, hoặc một trong hai đại lượng này, thay đổi theo thời gian.

### 1.3.3. Ứng suất tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc sinh ra khi các chi tiết máy trực tiếp tiếp xúc nhau có tác dụng lực tương hỗ đối với nhau. Trong kĩ thuật, ứng suất tiếp xúc sinh ra trên một diện tích tương đối rộng và vuông góc với bề mặt tiếp xúc được gọi là *ứng suất dập hoặc áp suất*. Thí dụ như ứng suất dập sinh ra trong ren bulông và đai ốc, áp suất trong ổ trượt v.v... Trên hình 1-2 trình bày sơ đồ ứng suất tiếp xúc (ứng suất dập) sinh ra do tiếp xúc khít giữa thanh hình trụ đường kính  $d$  với lỗ, chiều dài tiếp xúc  $l$ , chịu lực  $F$  tác dụng.

Đây là trường hợp tiếp xúc của đỉnh tán với lỗ, ngỗng trục với ổ trượt v.v... Trên thực tế quy luật phân bố ứng suất dập trên bề mặt tiếp xúc nói chung là phức tạp vì phụ thuộc độ chính xác chế tạo đường kính hình trụ và lỗ (khe hở đỉnh tán và lỗ). Để đơn giản hoá, thường quy ước ứng suất dập phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc (hình 1-2).



Hình 1-2

Ứng suất dập  $\sigma_d$  được xác định theo điều kiện

$$F = 2 \int_0^{\pi/2} \sigma_d l \frac{d}{2} \cos \alpha d\alpha = \sigma_d l d$$

$$\sigma_d = \frac{F}{ld} \quad (1-2)$$

Công thức (1-2) được dùng trong tính toán ứng suất dập, trong mối ghép đỉnh tán hoặc xác định áp suất trong ổ trượt.

Trường hợp hai hình trụ có trục song song tiếp xúc nhau, khi chưa chịu lực tác dụng các hình trụ này tiếp xúc nhau theo đường. Khi chịu lực, vùng tiếp xúc bị biến dạng và các hình trụ này tiếp xúc nhau theo một dải hẹp có chiều rộng  $2b$  (hình 1-3). Ứng suất tiếp xúc

phân bố theo hình parabol trong mặt cắt ngang của giải tiếp xúc, trị số ứng suất tiếp xúc cực đại  $\sigma_H$  tại điểm giữa được xác định theo công thức Héc, do kết quả giải bài toán tiếp xúc đàn hồi

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}}, \quad (1-3)$$

trong đó  $Z_M$  - hằng số đàn hồi của vật liệu các vật thể tiếp xúc

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$

Trong các công thức trên :  $q_n$  - cường độ tải trọng pháp tuyến, là trị số lực pháp tuyến tác dụng lên một đơn vị chiều dài tiếp xúc ;

$E_1, E_2$  và  $\mu_1, \mu_2$  - môđun đàn hồi và hệ số Poát xng của vật liệu hình trụ 1 và 2 ;

$\rho$  - bán kính cong tương đương

$$\rho = \frac{R_1R_2}{(R_2 \pm R_1)}$$

$R_1$  và  $R_2$  - bán kính cong tại chỗ tiếp xúc, ở đây là bán kính hình trụ 1 và 2 ; dấu "+" dùng khi hai tâm cong ở hai phía so với điểm tiếp xúc, dấu "-" dùng khi hai tâm cong ở cùng phía.

Đối với vật liệu có  $\mu = 0,25 \div 0,35$ , lấy trung bình  $\mu = 0,3$ , ta có  $Z_M = 0,591 \sqrt{E}$  và

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E}{\rho}} \quad (1-4)$$

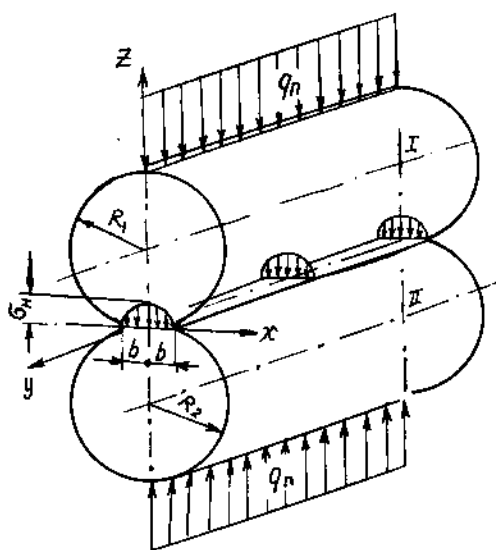
với

$$E = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)}$$

Ứng suất tiếp xúc cực đại  $\sigma_H$  sinh ra khi hai vật thể tiếp xúc ban đầu theo một điểm, chịu lực  $F_n$  tác dụng theo phương pháp tuyến

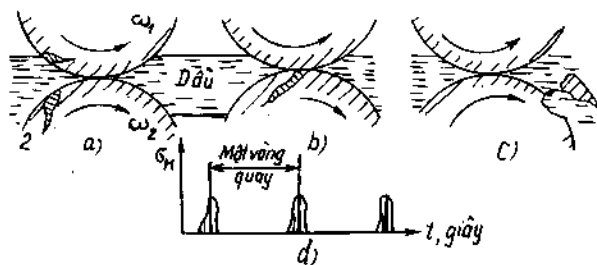
$$\sigma_H = a \sqrt[3]{\frac{F_n E^2}{\rho^2}}, \quad (1-5)$$

trong đó  $a$  - hệ số hình dạng vật tiếp xúc, đối với các vật có mặt cầu tiếp xúc nhau hoặc mặt cầu tiếp xúc với mặt phẳng, có thể lấy  $a = 0,388$ . Cần chú ý là các công thức (1-4) và (1-5) chỉ đúng với các loại vật liệu tuân theo định luật Húc và có hệ số Poát xng  $\mu = 0,3$ . Đối với các loại vật liệu khác, tính toán quy ước theo công thức trên đây chỉ cho kết quả gần đúng.



Hình 1-3

Khi các vật tiếp xúc chịu tải và quay (hình 1-4), từng điểm trên bề mặt lần lượt chịu tải và thôi tải, ứng suất tiếp xúc ở các điểm này thay đổi theo chu trình mạch động gián đoạn. Mỗi điểm chỉ chịu tải trong khoảng thời gian xảy ra tiếp xúc ở vùng này, còn trong thời gian còn lại thì không chịu tải (hình 1-4d).



Hình 1-4

Ứng suất tiếp xúc thay đổi gây nên hiện tượng mỏi lớp bề mặt của chi tiết máy. Trên bề mặt sẽ sinh ra các vết nứt nhỏ.

Nếu chi tiết máy làm việc trong dầu, dầu sẽ chui vào trong các vết nứt này (hình 1-4a). Khi di chuyển vào vùng tiếp xúc (hình 1-4b) miệng các vết nứt bị bịt lại và áp suất dầu tăng lên. Áp suất cao của dầu xúc tiến sự phát triển các vết nứt, cuối cùng làm bong những mảnh nhỏ kim loại (hình 1-4c), gây nên hiện tượng tróc rỗ bề mặt. Tróc rỗ sẽ không xảy ra nếu như trị số ứng suất tiếp xúc không vượt quá trị số cho phép. Trị số ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định bằng thí nghiệm.

Thực nghiệm cho thấy rằng khi lăn có cả trượt, giả sử  $\omega_1 r_1 > \omega_2 r_2$  (hình 1-4a) độ bền tiếp xúc của hình trụ 2 sẽ nhỏ hơn của hình trụ 1, mặc dầu chúng đều làm bằng vật liệu giống nhau. Điều này có thể giải thích như sau: khi bị trượt các vết nứt nhỏ không phát triển theo hướng vuông góc với mặt tiếp xúc mà theo hướng nghiêng theo chiều lực ma sát, bởi vì đó là hướng của bề mặt chịu ứng suất (tổng hợp) lớn nhất, khi kể cả ảnh hưởng của lực ma sát (hình 1-4a). Trên hình trụ 1, dầu trong các vết nứt sẽ chảy ra ngoài khi các vết nứt này đi vào vùng tiếp xúc, còn dầu trong các vết nứt của hình trụ 2 (quay chậm hơn) không thoát ra được, do miệng nứt bị bịt kín, sẽ có tác dụng như cái chêm, thúc đẩy vết nứt phát triển và đến lúc nào đó sẽ làm tróc những mảnh kim loại. Vì vậy hình trụ 2 có độ bền tiếp xúc thấp hơn hình trụ 1 (khoảng 1,5 - 2 lần).

Đường cong mỏi về ứng suất tiếp xúc cũng có dạng giống như đường cong mỏi về ứng suất uốn, kéo - nén, v.v... Tính toán độ bền mỏi tiếp xúc cũng tiến hành theo phương pháp tương tự như đối với độ bền mỏi thể tích.

## 1.4. ĐỘ BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT MÁY

### 1.4.1. Hiện tượng phá hủy mỏi

Phần lớn các chi tiết máy làm việc với ứng suất thay đổi theo thời gian. Thực tế chứng tỏ rằng các chi tiết máy này có thể bị hỏng khi chịu ứng suất có trị số thấp hơn nhiều so với trường hợp ứng suất không thay đổi. Quan sát sự phá hủy khi chịu ứng suất thay đổi, người ta thấy quá trình hỏng vì mỏi bắt đầu từ những vết nứt rất nhỏ sinh ra tại vùng chi tiết máy

chịu ứng suất tương đối lớn ; khi số chu trình làm việc của chi tiết tăng lên thì các vết nứt này cũng mở rộng dần, chi tiết máy ngày càng bị yếu và cuối cùng xảy ra gãy hỏng chi tiết máy. Đó chính là sự phá huỷ mỏi. Khả năng của kim loại cản lại sự phá huỷ mỏi được gọi là *độ bền mỏi*, hoặc còn gọi là *sức bền mỏi*.

Hiện tượng phá huỷ mỏi được phát hiện từ giữa thế kỷ 19 và đã từ lâu giới hạn bền mỏi được coi là một trong các đặc trưng tính toán chủ yếu để xác định kích thước chi tiết máy. Thực tiễn sử dụng máy cho thấy khoảng 90% các tổn thất của chi tiết máy có liên quan với sự phát sinh và phát triển các vết nứt mỏi.

Qua các nghiên cứu về sự phá huỷ mỏi của vật liệu có thể rút ra những kết luận sau đây :

- Vật liệu có thể bị phá huỷ khi trị số ứng suất lớn nhất  $\sigma_{max}$  không những thấp hơn nhiều so với giới hạn bền mà thậm chí có thể thấp hơn giới hạn chảy của vật liệu, nếu như số lần thay đổi ứng suất (số chu kỳ ứng suất) khá lớn.

- Đối với một số loại vật liệu, có tồn tại một trị số ứng suất giới hạn tác dụng vào vật liệu với số chu kỳ rất lớn mà không phá hỏng vật liệu.

- Sự phá huỷ mỏi bao giờ cũng bắt đầu từ những vết nứt rất nhỏ (còn gọi là vết nứt tế vi), không nhìn thấy được bằng mắt thường. Các vết nứt này phát triển dần cùng với sự gia tăng số chu trình ứng suất, đến một lúc nào đó chi tiết máy bị gãy hỏng hoàn toàn.

Sự phá huỷ mỏi khác với phá huỷ do chịu ứng suất tĩnh về bản chất cũng như về hiện tượng bên ngoài. Phá huỷ vì ứng suất tĩnh là do tác dụng của ứng suất có trị số khá cao, đối với vật liệu dẻo ứng suất này lớn hơn giới hạn chảy, còn đối với vật liệu giòn thì trị số ứng suất cao hơn giới hạn bền. Sự phá huỷ tĩnh bao giờ cũng kèm theo sự xuất hiện biến dạng dẻo rõ rệt, choán cả một vùng chi tiết máy. Trái lại phá huỷ mỏi xảy ra khi trị số ứng suất không lớn lắm. Chi tiết máy bị hỏng có thể dưới dạng gãy đứt hoàn toàn hoặc có những vết nứt lớn, khiến chi tiết máy không thể tiếp tục làm việc được nữa. Sự phá huỷ mỏi có tính chất cục bộ, chỉ xảy ra trong một vùng nhỏ của chi tiết, vết nứt mỏi thường phát triển ngấm ngấm rất khó phát hiện bằng mắt thường. Trước khi chi tiết máy bị hỏng hoàn toàn thường không thấy một dấu hiệu báo trước nào, thí dụ như biến dạng dẻo (kể cả đối với vật liệu dẻo), nhưng sau đó đột nhiên xảy ra sự phá huỷ tại một hoặc vài tiết diện nào đó của chi tiết. Tại tiết diện này vết nứt đã phát triển khá sâu, làm giảm diện tích phần làm việc đến mức chi tiết không còn đủ khả năng chịu tải nữa.

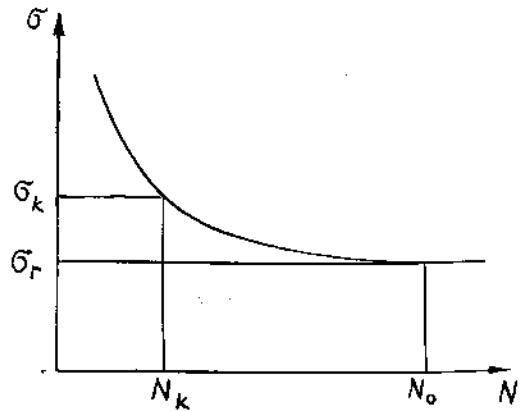
Hình dạng chỗ hỏng vì mỏi khác hẳn chỗ hỏng do tác dụng của ứng suất tĩnh, đối với vật liệu dẻo xảy ra sự co thắt tiết diện tại vùng bị hỏng, còn đối với vật liệu giòn chỗ đứt có dấu hiệu bị đứt ra. Trường hợp chi tiết máy bị hỏng do mỏi, quan sát bề mặt vết gãy có thể thấy rõ hai vùng : Vùng thứ nhất tương đối mịn, hạt nhỏ, (giống như chỗ vỡ của mảnh sứ), đó là vùng các vết nứt mỏi dần dà phát triển. Vùng thứ hai gồ ghề, có hạt to hoặc có các thớ. Vùng này được gọi là vùng hỏng tĩnh, còn vùng thứ nhất được gọi là vùng hỏng vì mỏi. Cũng có trường hợp quan sát trên tiết diện hỏng ta thấy có ba vùng : vùng thứ nhất khá mịn, là vùng phát sinh và phát triển vết nứt với tốc độ chậm, vùng thứ hai thô hơn, tốc độ phát triển vết nứt trong vùng này nhanh hơn và vùng thứ ba gồ ghề là vùng hỏng tĩnh.



Xem xét hình dạng bề ngoài của vết gãy ta có thể biết được chi tiết máy đã làm việc quá tải nhiều hay ít. Nếu diện tích không hỏng vì mỏi chiếm tỉ lệ khá lớn so với vùng hỏng tĩnh, ta biết là chi tiết máy đã làm việc lâu dài với ứng suất lớn hơn giới hạn mỏi chút ít. Nếu diện tích vùng hỏng tĩnh khá lớn, chi tiết máy rõ ràng đã chịu quá tải lớn trong thời gian ngắn với số chu kỳ ứng suất tương đối ít đã bị gãy hỏng.

### 1.4.2. Đường cong mỏi

Trên cơ sở kết quả các thí nghiệm mỏi, người ta lập được đồ thị có dạng đường cong biểu diễn quan hệ giữa ứng suất  $\sigma$  (ứng suất biên độ hoặc ứng suất lớn nhất) với số chu kỳ thay đổi ứng suất  $N$  mà chi tiết máy (hoặc mẫu thử nghiệm) chịu được cho đến khi hỏng (hình 1-5). Đường cong này được gọi là đường cong mỏi (còn gọi là đường cong Vêle, mang tên nhà khoa học đầu tiên làm các thí nghiệm xác lập đường cong này). Số chu kỳ  $N$  được gọi là tuổi thọ ứng với mức ứng suất  $\sigma$ . Qua đồ thị đường cong mỏi ta có thể thấy :



Hình 1-5

- Khi ứng suất càng cao thì tuổi thọ càng giảm.

- Nếu giảm ứng suất đến một giới hạn  $\sigma_r$  nào đó đối với một số loại vật liệu, tuổi thọ  $N$  có thể tăng lên khá lớn mà mẫu thử không bị gãy hỏng. Trị số  $\sigma_r$  được gọi là giới hạn bền mỏi (dài hạn) của vật liệu.

- Hoành độ điểm chuyển tiếp giữa đoạn cong và đoạn nằm ngang được gọi là số chu kỳ cơ sở  $N_0$  của vật liệu (tương ứng là tung độ  $\sigma_r$ ). Số chu kỳ cơ sở  $N_0$  của một số loại thép thông thường có thể ở trong khoảng  $10^6 - 10^7$ .

Có thể lập đường cong mỏi trong hệ tọa độ  $\sigma - N$  hoặc  $\sigma - \lg N$  hay  $\lg \sigma - \lg N$ . Trong thực tế thường dùng hệ tọa độ  $\lg \sigma - \lg N$  hoặc  $\sigma - \lg N$  vì các hệ tọa độ này cho phép bố trí các trị số tuổi thọ  $N$  nhỏ cũng như lớn trong khuôn khổ khá gọn. Trong hệ tọa độ loga, trong nhiều trường hợp, có thể biểu thị đường cong bởi một đường gãy khúc gồm 2 đoạn thẳng (ở đây không xét trường hợp mỏi ít chu kỳ) : đoạn nằm nghiêng được gọi là nhánh nghiêng của đường cong mỏi, ứng với các trị số ứng suất lớn hơn giới hạn mỏi và đoạn nằm ngang tức là nhánh ngang của đường cong mỏi, ứng với ứng suất bằng giới hạn bền mỏi.

Tuy nhiên, cần lưu ý là đối với hợp kim mẫu đường cong mỏi trong hệ tọa độ loga không có nhánh ngang, nghĩa là không có giới hạn bền mỏi dài hạn. Thực nghiệm chứng tỏ rằng vật liệu kim loại mẫu dù làm việc với ứng suất thấp cũng vẫn bị hỏng, sau khi số chu kỳ thay đổi ứng suất đã khá lớn ( $N > 10^8$ ).

Phương trình đường cong mỏi có thể viết dưới dạng :

$$\sigma^m N = C \quad (1-6)$$

trong đó C và m – hằng số. Số mũ m gọi là bậc của đường cong mỏi. Phương trình (1-6) biểu thị quan hệ giữa ứng suất  $\sigma$  và tuổi thọ N trong miền ứng suất có trị số nằm trong khoảng giới hạn chảy  $\sigma_{ch}$  và giới hạn bền mỏi  $\sigma_r$  của vật liệu. Từ phương trình (1-6) ta có thể xác định được tuổi thọ  $N_k$  của vật liệu chịu ứng suất thay đổi  $\sigma_k$  ( $\sigma_r < \sigma_k < \sigma_{ch}$ ). Ứng suất  $\sigma_k$  được gọi là giới hạn mỏi ngắn hạn ứng với tuổi thọ  $N_k$  của vật liệu. Trong hệ tọa độ  $\log \sigma - \lg N$ , phương trình (1-6) được biểu thị bằng đường thẳng :

$$m \lg \sigma + \lg N = \lg C \quad (1-7)$$

Đồ thị đường cong mỏi trong hệ tọa độ bán log  $\lg \sigma - \lg N$  có nhánh nghiêng là đường thẳng có phương trình

$$N^k \cdot 10^\sigma = B \quad (1-8)$$

với  $k = B -$  hằng số.

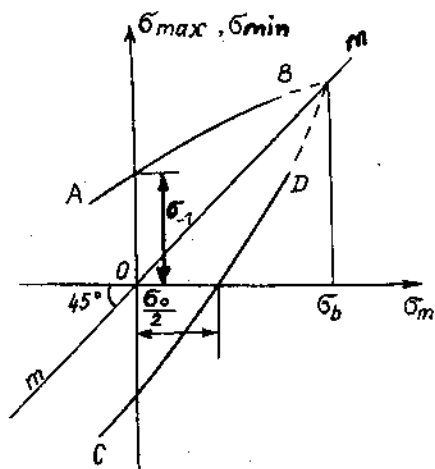
Cũng cần thấy là phương trình (1-6) có tiệm cận là trục hoành N, điều này không đúng với vật liệu gang hoặc thép, đường cong mỏi của chúng có tiệm cận song song với trục hoành nằm cách trục hoành một khoảng bằng trị số giới hạn bền mỏi dài hạn của vật liệu. Vì vậy, trên cơ sở của phân tích theo toán học thống kê các số liệu thí nghiệm, Vay-Bun biểu thị đường cong mỏi bằng phương trình :

$$N = B/(\sigma - \sigma_r)^m, \quad (1-9)$$

trong đó B và m – hằng số

Từ phương trình (1-9) ta thấy khi  $\sigma \rightarrow \sigma_r$  thì  $N \rightarrow \infty$ , nghĩa là đường nằm ngang cách trục hoành một khoảng bằng  $\sigma_r$  là tiệm cận của đường cong mỏi (1-9).

Mặc dù phương pháp lập đồ thị đường cong mỏi Vele là phương pháp dùng phổ biến khi tiến hành các thí nghiệm mỏi của vật liệu, nhưng đường cong này không cho phép xác định giá trị ứng suất giới hạn nhỏ nhất và lớn nhất khi chu trình ứng suất thay đổi không đối xứng. Do đó hiện nay người ta còn sử dụng rộng rãi *đồ thị các ứng suất giới hạn*, biểu thị quan hệ giữa ứng suất lớn nhất  $\sigma_{max}$  và ứng suất nhỏ nhất  $\sigma_{min}$  của chu trình với ứng suất trung bình  $\sigma_m$  (hình 1-6). Tung độ 1 điểm nào đó trên nhánh AB cho trị số giới hạn  $\sigma_{max}$  của chu trình, còn tung độ của nhánh CD ứng với trị số ứng suất giới hạn nhỏ nhất  $\sigma_{min}$  của chu trình. Miền nằm giữa hai nhánh là những trị số ứng suất không làm hỏng vật liệu. Các giao điểm của nhánh AB và CD với trục tung là các trị số  $\sigma_{max}, \sigma_{min}$  của chu trình đối xứng.



Hình 1-6

Nếu đồ thị các ứng suất giới hạn của thép được lập khi số chu kỳ  $N$  bằng số chu kỳ cơ sở  $N_0 = 5 \cdot 10^6 - 10^7$ , giao điểm này có trị số là giới hạn bền mỗi dài hạn  $\sigma_{-1}$  của vật liệu. Đường thẳng phân giác  $m - m$  đi qua gốc tọa độ (làm với trục hoành một góc  $45^\circ$ ) là quỹ tích của các điểm đặc trưng cho trị số ứng suất trung bình. Đoạn tung độ giữa đường  $m - m$  và các nhánh AB hoặc CD cho giá trị biên độ ứng suất  $\sigma_a$ .

Với điều kiện chịu tải đã định, vị trí các đường trong đồ thị các ứng suất giới hạn được xác định theo số chu kỳ cơ sở  $N_0$  chọn làm thí nghiệm. Nếu chọn số chu kỳ thí nghiệm của thép là  $(5 - 10)10^6$  thì kết quả thí nghiệm cho ta đồ thị các giới hạn bền mỗi dài hạn. Cũng có thể lập biểu đồ với các giới hạn bền mỗi ngắn hạn, ứng với tuổi thọ  $N_k$  nào đó.

Ngoài ra, quan hệ giữa biên độ ứng suất với ứng suất trung bình còn được trình bày bằng đồ thị như trên hình 1-7. Tuy nhiên, đồ thị này không được rõ ràng bằng đồ thị trên, vì muốn có giá trị  $\sigma_{\max}$  hoặc  $\sigma_{\min}$  ta phải tính các hệ thức :

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a,$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a,$$

Cũng cần nói thêm là do có sự phân tán tuổi thọ, nghĩa là trong cùng một điều kiện chịu tải của các mẫu thử giống nhau, kết quả thu được về tuổi thọ là khác nhau. Có nhiều nguyên nhân phức tạp gây nên phân tán tuổi thọ, song cũng có những nguyên nhân do các yếu tố ngẫu nhiên về luyện kim, về phương pháp gia công, để lại các khuyết tật không giống nhau trong các mẫu thử...

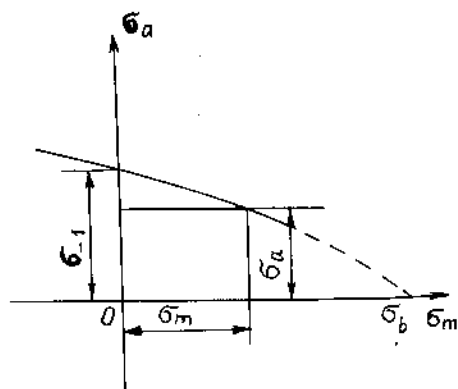
Do đó, trong những trường hợp cần thiết người ta còn dùng phương pháp toán học thống kê để phân tích kết quả thử nghiệm và biểu thị chúng bằng những đồ thị quan hệ giữa tuổi thọ, ứng suất và xác suất phá hủy.

### 1.4.3. Những nhân tố ảnh hưởng đến độ bền mỗi của chi tiết máy

Độ bền mỗi của chi tiết máy phụ thuộc nhiều nhân tố, như : vật liệu và nhiệt luyện, hình dạng kết cấu, kích thước chi tiết máy, công nghệ gia công bề mặt, đặc tính tải trọng, trạng thái ứng suất v.v... Do đó khi sử dụng các số liệu thí nghiệm vào tính toán chi tiết máy, cần xét đến ảnh hưởng của các nhân tố này để có những hiệu chỉnh thích hợp.

#### 1.4.3.1. Vật liệu

Nói chung vật liệu thép có độ bền mỗi cao hơn các loại vật liệu khác. Nếu thép có hàm lượng các bon tương đối cao thì giới hạn bền mỗi sẽ cao hơn thép có hàm lượng các bon thấp hơn. Thép hợp kim có độ bền mỗi cao hơn thép các bon thông thường.



Hình 1-7

Thép có cấu tạo phe rít độ bền mỗi thấp, trái lại, thép cấu tạo máctansít độ bền mỗi cao. Nếu thép có lẫn nhiều tạp chất phi kim loại, tạo ra nhiều khuyết tật bên trong vật liệu, độ bền mỗi sẽ giảm. Gang có giới hạn bền mỗi thấp so với thép, tuy nhiên, gang ít nhạy với tập trung ứng suất.

Hợp kim màu không có giới hạn bền mỗi dài hạn. Các số liệu về giới hạn bền mỗi của hợp kim màu được định theo chu kì cơ sở quy ước  $N_0$ , thường số chu kì  $N_0 = 10^8$ . Độ bền mỗi của chi tiết máy bằng hợp kim màu phụ thuộc vào phương pháp chế tạo: Chi tiết máy được chế tạo từ phôi dập có độ bền mỗi cao hơn. Phôi đúc liên tục hoặc đúc dưới áp lực có độ bền mỗi cao hơn phôi đúc bằng phương pháp thông thường.

### 1.4.3.2. Hình dạng kết cấu

Hình dạng kết cấu có ảnh hưởng lớn đến độ bền mỗi, nghĩa là đến khả năng làm việc của chi tiết máy khi chịu ứng suất thay đổi. Dưới tác dụng của tải trọng, ở những chỗ thay đổi tiết diện chi tiết máy như góc lượn, rãnh then, lỗ v.v... có sự tập trung biến dạng và do đó xảy ra *tập trung ứng suất*. Tại đây ứng suất thực tế lớn hơn ứng suất danh nghĩa, tính theo các công thức của sức bền vật liệu.

Tỉ số giữa ứng suất lớn nhất tại chỗ tập trung ứng suất  $\max\sigma$  (hoặc  $\max\tau$ ) với ứng suất danh nghĩa  $\sigma$  (hoặc  $\tau$ ) tại điểm này, được gọi là *hệ số tập trung ứng suất lí thuyết* :

$$\alpha_\sigma = \max \frac{\sigma}{\sigma} \text{ hoặc } \alpha_\tau = \max \frac{\tau}{\tau} \quad (1-10)$$

Trị số  $\alpha_\sigma$  và  $\alpha_\tau$  phụ thuộc hình dạng kích thước chi tiết máy và chủ yếu là phụ thuộc hình dạng kích thước chỗ chuyển tiếp (bán kính chỗ lượn  $\rho$ ), có khi  $\alpha_\sigma$  và  $\alpha_\tau$  đạt trị số khá lớn, từ 3 - 4 hoặc hơn nữa.

Tuy nhiên việc sử dụng trực tiếp các trị số  $\alpha_\sigma$  và  $\alpha_\tau$  vào tính toán thực tế nhiều khi không thích hợp. Thí nghiệm chứng tỏ rằng do tại chỗ tập trung ứng suất, xuất hiện trạng thái căng khối và do ảnh hưởng của biến dạng dẻo cho nên các đỉnh nhọn ứng suất cục bộ tùy theo điều kiện chịu tải một phần nào được san bằng. Ngoài ra còn có hiệu ứng tăng bền do hiện tượng cứng nguội trên lớp bề mặt khi gia công cơ khí cũng làm ảnh hưởng đến độ bền mỗi. Từ đó người ta thấy rằng để đánh giá sự giảm độ bền của tiết máy tại chỗ có tập trung ứng suất không thể dùng các trị số lí thuyết  $\alpha_\sigma$  và  $\alpha_\tau$  mà phải dùng *hệ số tập trung ứng suất thực tế*  $k_\sigma$  hoặc  $k_\tau$ , là tỉ số giữa giới hạn bền mỗi  $\sigma_T$  của mẫu nhẵn không có tập trung ứng suất với giới hạn bền mỗi  $\sigma_{Tc}$  của chi tiết máy có tập trung ứng suất và có cùng kích thước tiết diện như của mẫu :

$$k_\sigma = \frac{\sigma}{\sigma_{Tc}} ; k_\tau = \frac{\tau}{\tau_{Tc}} \quad (1-11)$$

Hệ số tập trung ứng suất thực tế nhỏ hơn hệ số tập trung ứng suất lí thuyết ( $k_\sigma < \alpha_\sigma$  ;  $k_\tau < \alpha_\tau$ ).

Các chi tiết máy có hình dạng giống nhau, có sự tập trung ứng suất như nhau tại chỗ chuyển tiếp, nghĩa là có cùng một hệ số tập trung ứng suất lí thuyết tại đây là  $\alpha_\sigma$  (hoặc  $\alpha_\tau$ ), nhưng nếu làm bằng các loại vật liệu khác nhau thì hệ số tập trung ứng suất thực tế sẽ khác nhau. Đối với vật liệu nhạy với sự tập trung ứng suất thì hệ số tập trung ứng suất thực tế sẽ lớn hơn.

Có thể xác định các trị số  $k_\sigma$ ,  $k_\tau$  qua các bảng số liệu cho trong các sổ tay tính toán chi tiết máy, tùy theo hình dạng kích thước cụ thể của chi tiết hoặc theo các công thức. Nghiên cứu cho thấy đối với trục thép chịu uốn có rãnh vòng, bán kính đáy rãnh  $\rho$ , đường kính tiết diện nguy hiểm  $d$ , đường kính lớn  $D$

$$k_\sigma = \alpha_\sigma \left[ \left( \frac{\gamma \cdot d}{\rho} \right) + 1 \right]^{-0,06} \quad (1-12)$$

với  $\alpha_\sigma$  - hệ số tập trung ứng suất lí thuyết,  $\gamma = 1$  khi  $\frac{D}{d} \geq 1,5$  và  $\gamma = 1,1$  khi  $\frac{D}{d} < 1,5$ .

Trường hợp trục thép chịu uốn có vai trục, bán kính vai  $\rho$

$$k_\sigma = \alpha_\sigma \left[ \left( \frac{1,15\gamma \cdot d}{\rho} \right) + 1 \right]^{-0,06} \quad (1-13)$$

với  $\gamma$  được tính như trên.

#### 1.4.3.3. Kích thước tuyệt đối

Thí nghiệm cũng cho thấy rằng khi tăng kích thước tuyệt đối của chi tiết máy, giới hạn bền mỏi sẽ giảm xuống. Để xét đến ảnh hưởng của nhân tố kích thước, người ta dùng *hệ số ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối*  $\varepsilon_\sigma$  (đối với ứng suất pháp) hoặc  $\varepsilon_\tau$  (đối với ứng suất tiếp), là tỉ số giữa giới hạn bền mỏi của chi tiết máy (nhấn) có đường kính  $d$  với giới hạn bền mỏi của mẫu nhấn có đường kính  $d_0 = 7 - 10\text{mm}$  :

$$\varepsilon_\sigma = \frac{\sigma_{rd}}{\sigma_{rdo}} \quad \text{hoặc} \quad \varepsilon_\tau = \frac{\tau_{rd}}{\tau_{rdo}} \quad (1-14)$$

Sở dĩ có sự giảm độ bền khi tăng kích thước tuyệt đối ( $\varepsilon_\sigma < 1$  hoặc  $\varepsilon_\tau < 1$ ) là vì sự không đồng đều về cơ tính của vật liệu càng tăng khi kích thước tăng lên, trong chi tiết máy có nhiều khuyết tật hơn và chiều dày tương đối của lớp bề mặt được tăng bền do gia công cơ hoặc nhiệt luyện giảm xuống.

Hệ số ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối cho trong các sổ tay về chi tiết máy. Nghiên cứu cho thấy có thể tính hệ số ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối theo các công thức sau :

Đối với trục chịu uốn :

$$\varepsilon_\sigma = \left( \frac{d}{d_0} \right)^{-0,12} \quad (1-15)$$

Đối với trục chịu xoắn :

$$\varepsilon_\tau = \left( \frac{d}{d_0} \right)^{-0,20} \quad (1-16)$$

Trong các công thức trên  $d$  – đường kính trục,  $d_0 = 7 - 10\text{mm}$ , đường kính mẫu chuẩn.

#### 1.4.3.4. Công nghệ gia công bề mặt

Công nghệ gia công bề mặt quyết định trạng thái bề mặt chi tiết máy, có ảnh hưởng quan trọng đến độ bền chi tiết máy. Lớp bề mặt chi tiết máy thường là lớp chịu ứng suất lớn nhất, vì các vết nứt mỏi thường sinh ra từ bề mặt chi tiết máy. Mọi tổn hại trên bề mặt chi tiết máy như các vết xước gia công, các khuyết tật kim loại, các vết gỉ... đều gây nên tập trung ứng suất, có thể là nguồn phát sinh các vết nứt mỏi và làm giảm giới hạn bền mỏi. Các vết oxit hoặc gỉ trên bề mặt lại càng có ảnh hưởng lớn đến độ bền mỏi.

Xét đến ảnh hưởng của lớp bề mặt đến độ bền chi tiết máy, trong tính toán người ta dùng hệ số trạng thái bề mặt  $\beta$ , là tỉ số giữa giới hạn bền mỏi của mẫu có trạng thái bề mặt như của chi tiết máy (được mài, đánh bóng hoặc tiện... có gia công tăng bền hay không) với giới hạn bền mỏi của mẫu có bề mặt mài mà không được gia công tăng bền.

Vậy nếu bề mặt chi tiết được đánh bóng hoặc gia công tăng bền thì  $\beta > 1$ ; nếu bề mặt được tiện, phay hoặc bào, và không gia công tăng bền thì  $\beta < 1$ .

#### 1.4.3.5. Trạng thái ứng suất

Trong điều kiện làm việc thực tế, nhiều chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi theo chu trình không đối xứng. Ứng suất tác dụng lên chi tiết máy được chia làm hai thành phần (hình 1-1):

Thành phần ứng suất không đổi, được gọi là ứng suất trung bình  $\sigma_m$  và thành phần ứng suất thay đổi, có biên độ ứng suất  $\sigma_a$ . Thành phần ứng suất thay đổi là nguyên nhân chủ yếu gây nên sự phá huỷ mỏi. Tuy nhiên, ứng suất trung bình  $\sigma_m$  cũng có ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết máy. Qua đồ thị trên hình 1-6 ta thấy rõ, nếu ứng suất trung bình  $\sigma_m$  là ứng suất kéo ( $\sigma_m > 0$ ) càng lớn thì trị số giới hạn của biên độ ứng suất càng giảm xuống, nghĩa là khi ứng suất trung bình là kéo càng tăng lên thì ứng suất biên độ  $\sigma_a$  tuy nhỏ cũng có thể gây nên phá huỷ mỏi. Trong chu trình đối xứng với  $\sigma_m = 0$  trị số giới hạn của biên độ ứng suất  $\sigma_a$  bằng giới hạn bền mỏi trong chu trình đối xứng  $\sigma_{-1}$ . Khi ứng suất trung bình là nén ( $\sigma_m < 0$ ) trị số giới hạn của biên độ ứng suất  $\sigma_a$  tăng lên, nghĩa là nếu như chi tiết máy chịu thành phần ứng suất tĩnh là nén thì giới hạn ứng suất biên độ  $\sigma_a$  có thể cao hơn giới hạn bền mỏi trong chu trình đối xứng  $\sigma_{-1}$ .

Trường hợp chi tiết máy chịu ứng suất phức tạp, thí dụ vừa chịu uốn vừa chịu xoắn, trong chi tiết máy có tác dụng ứng suất thay đổi với biên độ ứng suất pháp  $\sigma_a$  và biên độ ứng suất tiếp  $\tau_a$ . Để đánh giá độ bền mỏi của chi tiết máy trong trường hợp này, người ta dùng thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất hoặc thuyết bền thế năng biến đổi hình dạng để tính toán. Trong một số trường hợp người ta dùng hệ thức Gao-xơ, tìm được qua thực nghiệm.

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_a}{\tau_{-1}}\right)^2 = 1 \quad (1-17)$$

#### 1.4.4. Các biện pháp nâng cao độ bền mỏi

Để tránh cho chi tiết máy không bị hỏng do mỏi hoặc để kéo dài tuổi thọ chi tiết máy, người ta phải dùng các biện pháp thiết kế và các biện pháp công nghệ.

Trước hết cần lưu ý rằng, trong nhiều trường hợp có thể loại trừ được các nguyên nhân gây tải trọng chu kì hoặc có thể tìm cách hạn chế bớt. Một trong những biện pháp cơ bản là tăng tính đàn hồi của chi tiết máy theo hướng tác dụng của tải trọng và dùng các liên kết đàn hồi giữa các chi tiết máy truyền tải trọng và chịu tải trọng. Ví dụ như tăng tính đàn hồi của bulông (tăng độ mềm của bulông) trong các mối ghép làm việc với tải trọng chu kì, sẽ làm giảm trị số lực tác dụng lên bulông, làm giảm biên độ tác dụng của tải trọng, nghĩa là góp phần tăng độ bền mỏi của bu lông.

Dùng các khớp nối đàn hồi giữa các chi tiết máy chịu mômen xoắn có thể làm giảm biên độ dao động của mômen xoắn thay đổi theo chu kì. Chuyển từ dùng ổ lăn sang dùng ổ trượt, ví dụ như trong các cơ cấu thanh truyền tay quay, sẽ làm giảm đỉnh tải trọng nhờ tác dụng giảm chấn của lớp dầu trong ổ...

Cần nhấn mạnh rằng tất cả các biện pháp góp phần làm giảm trị số ứng suất danh nghĩa tác dụng trong chi tiết máy sẽ làm tăng độ bền mỏi, chẳng hạn như : bố trí hợp lí các ổ, loại trừ các trường hợp tải trọng bất lợi, tăng tiết diện chi tiết máy tại phần chịu ứng suất thay đổi, tăng diện tích bề mặt tiếp xúc (đối với trường hợp chi tiết máy chịu ứng suất tiếp xúc thay đổi)...

Trong trường hợp không thể loại trừ được tải trọng chu kì hoặc giảm ứng suất thay đổi, cần sử dụng *các biện pháp về công nghệ và các biện pháp thiết kế để nâng cao độ bền mỏi của chi tiết máy.*

*Thực chất của các biện pháp công nghệ là sử dụng các phương pháp gia công đặc biệt, tăng bền cho chi tiết máy nhờ tạo ra cấu tạo tinh thể hạt nhỏ, có độ bền cao, tạo ra lớp bề mặt có ứng suất dư là nén v.v...*

Nhiệt luyện và hoá nhiệt luyện thép cho hiệu quả cao, nhất là đối với các chi tiết máy có tập trung ứng suất. Tùy theo điều kiện cụ thể, người ta tiến hành : tôi cải thiện, thường hoá, tôi và ram thấp, thấm than rồi tôi (xêmentít hoá), thấm nitơ, thấm than và thấm nitơ (xianua hoá) rồi tôi, tôi bề mặt bằng dòng điện cao tần v.v...

Các dạng gia công tinh bề mặt (đánh bóng, mài nghiền, mài cực bóng v.v...) có tác dụng san bằng các gồ ghề tế vi trên bề mặt, giảm tập trung ứng suất, tăng độ bền mỏi. Hiện nay dùng khá nhiều các biện pháp tăng bền bằng gây biến dạng dẻo lớp bề mặt như phun bi, lăn ép, miết bằng kim cương. Gia công gây biến dạng dẻo lớp bề mặt có tác dụng tăng độ bền mỏi chi tiết máy do làm chắc bề mặt, gây cứng nguội lớp bề mặt (làm tinh thể khó trượt hơn) độ rần bề mặt tăng lên, trong lớp bề mặt có lớp ứng suất dư nén.

Người ta cũng dùng rộng rãi các phương pháp nong chuốt trong gia công lỗ, cán (thí dụ cán ren), đập để gia công tạo hình chi tiết máy, tạo nên lớp bề mặt chi tiết có độ bền cao. Trong trường hợp này các thớ của vật liệu không bị cắt đứt như trong gia công phôi bằng cắt gọt, các thớ được sắp xếp uốn lượn theo biến dạng của yếu tố kết cấu được cán.

*Các biện pháp thiết kế* nhằm nâng cao độ bền mỗi chi tiết máy chủ yếu là tạo cho kết cấu chi tiết máy có hình dạng hợp lí, giảm được tập trung ứng suất ở những tiết diện chịu tải lớn. Mặc dầu không phải bao giờ cũng có thể loại trừ hoàn toàn sự tập trung ứng suất, nhưng về nguyên tắc chung, cần cố gắng thay thế các cấu tạo có tập trung ứng suất cao bằng cấu tạo có tập trung ứng suất ít hơn. Thí dụ nên thay lỗ có ren bằng lỗ trơn, ít gây tập trung ứng suất hơn và có thể dùng biện pháp tăng bền mép lỗ (vát mép lỗ, miết mép lỗ) để hạn chế tác dụng làm giảm độ bền mỗi của lỗ. Nếu có thể được thì bố trí các chỗ gây tập trung ứng suất ở xa các phần chịu ứng suất cao của chi tiết máy.

Đối với các chỗ lượn chuyển tiếp giữa các bậc của chi tiết máy, cần tạo hình dạng hợp lí như thay các chỗ lượn sắc cạnh bằng các chỗ lượn tròn có bán kính lớn nhất có thể, hoặc chỗ lượn có cung êlip.

Trong mối ghép bằng độ dôi, tại chỗ tiếp xúc giữa mép mayơ với trục có sự tập trung ứng suất lớn. Nên tăng đường kính trục tại chỗ lắp ghép, làm mỏng mayơ tại phần mép hoặc khoét rãnh thoát tải ở mayơ. Trong mối ghép then bằng, nên dùng rãnh then chế tạo bằng dao phay lăn thay cho dao phay ngón để giảm bớt tập trung ứng suất đầu rãnh then. Để giảm bớt tập trung ứng suất trong thân bulông, cần cải tiến hình dạng đai ốc : dùng đai ốc treo, đai ốc xẻ, đai ốc vát trong, hoặc cải tiến hình dạng ren, giảm đường kính bulông chỗ không có ren v.v...

## 1.5. CHỌN VẬT LIỆU

### 1.5.1. Nguyên tắc chung

Chọn vật liệu là công việc rất quan trọng, bởi vì chất lượng của chi tiết máy nói riêng và cả bộ máy nói chung phụ thuộc phần lớn vào việc chọn vật liệu có hợp lí hay không. Muốn chọn được vật liệu hợp lí, cần hiểu đầy đủ tính chất của các loại vật liệu và nắm vững các yêu cầu mà điều kiện làm việc cũng như điều kiện chế tạo chi tiết máy đòi hỏi đối với vật liệu.

Khi chọn vật liệu phải xét đến các yêu cầu chính sau đây :

– Vật liệu phải thoả mãn điều kiện làm việc của chi tiết máy, nói cách khác là phải đảm bảo cho chi tiết máy có đủ khả năng làm việc (thí dụ như đủ độ bền, độ cứng, độ bền mòn, v.v...).

– Thoả mãn yêu cầu về khối lượng và kích thước chi tiết máy và cả bộ máy.

– Vật liệu phải có tính chất công nghệ thích ứng với hình dạng và phương pháp gia công chi tiết máy (chẳng hạn như đối với chi tiết máy có hình dạng phức tạp, được gia công bằng phương pháp đúc thì đòi hỏi vật liệu phải có tính đúc ; chi tiết máy cần gia công cắt gọt thì vật liệu phải cắt gọt được, v.v...) ; công sức chế tạo tốn ít nhất.

– Có lợi nhất về phương diện giá thành sản phẩm (giá vật liệu và giá thành chế tạo) ; vật liệu phải dễ tìm, ít tốn kém trong vấn đề cung cấp, cần chú ý dùng những vật liệu sẵn có trong nước.



Nói chung chỉ trên cơ sở tiến hành so sánh một số phương án, ta mới có thể chọn vật liệu một cách hợp lí.

Trong một số trường hợp để chọn vật liệu người ta dùng hệ thống các chỉ tiêu có tính chất kết hợp, không chỉ đặc trưng một tính chất riêng biệt nào đó của vật liệu (như độ bền tĩnh, độ bền mỏi hoặc độ cứng), mà là đặc trưng cho tập hợp một số tính chất. Cấu trúc của các chỉ tiêu này thay đổi theo các yêu cầu của kết cấu, thí dụ như giá thành thấp hay khối lượng nhỏ nhất mà vẫn đảm bảo được độ bền tĩnh, độ bền mỏi hoặc độ cứng, v.v... đã cho. Thường thường người ta chú ý nhiều đến chỉ tiêu về khối lượng chi tiết máy bởi vì đối với nhiều loại máy, nó là nhân tố quan trọng, đặc trưng cho hiệu quả của kết cấu, hơn nữa kết hợp với giá mỗi đơn vị khối lượng, chỉ tiêu khối lượng cho ta hình dung rõ ràng về khối lượng vật liệu và giá vật liệu của cả kết cấu.

Đối với một số chi tiết máy mà điều kiện làm việc đòi hỏi từng bộ phận phải đáp ứng các yêu cầu khác nhau, ta thường dùng nguyên tắc "chất lượng cục bộ" để chọn hợp lí vật liệu chế tạo chúng.

Ngoài ra khi chọn vật liệu chế tạo máy, cần hạn chế số lượng các loại vật liệu để giảm bớt khó khăn trong việc cung cấp và bảo quản, v.v...

### 1.5.2. Đánh giá so sánh vật liệu về phương diện khối lượng

Giả sử một thanh chiều dài  $L$  chịu kéo bởi lực  $F$  khối lượng riêng (mật độ)  $\gamma$ , giới hạn bền khi kéo  $\sigma_b$ , hệ số an toàn  $s$ . Diện tích tiết diện thanh  $A$ , thể tích  $V$  và khối lượng thanh  $G$  được định theo các công thức :

$$A = \frac{F}{[\sigma]} = \frac{sF}{\sigma_b}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{s} \text{ - ứng suất cho phép.}$$

$$V = AL = s.F. \frac{L}{\sigma_b} ;$$

$$G = V\gamma = sF \frac{L\gamma}{\sigma_b}.$$

Do đó, với  $L$ ,  $F$ , và  $s$  như nhau, tỉ số khối lượng giữa hai thanh làm bằng vật liệu khác nhau ( $\gamma_1, \sigma_{b1}$  và  $\gamma_2, \sigma_{b2}$ ) sẽ là

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\sigma_{b2}}{\gamma_2} \cdot \frac{\sigma_{b1}}{\gamma_1}. \quad (1-18)$$

Như vậy khối lượng các thanh có độ bền như nhau (về kéo) tỉ lệ ngược với tỉ số  $\frac{\sigma_b}{\gamma}$ . Dùng vật liệu có tỉ số này càng cao thì kết cấu chi tiết máy có khối lượng càng nhỏ. Tỉ số  $\frac{\sigma_b}{\gamma}$  được gọi là độ bền riêng của vật liệu. Nó là một trong các chỉ tiêu chủ yếu về chất lượng của vật liệu trong các kết cấu mà yếu tố khối lượng giữ vai trò rất quan trọng.

Nếu tính toán tiến hành cho giới hạn bền mỏi kéo  $\sigma_{-1}$  thì sự có lợi về mặt khối lượng được quyết định bởi tỉ số  $\frac{\sigma_{-1}}{\gamma}$ , gọi là độ bền mỏi riêng của vật liệu.

Xét trường hợp uốn và xoắn các thanh có tiết diện đồng dạng, thí dụ như các trục có tiết diện tròn. Vì khối lượng trục tỉ lệ với bình phương đường kính và đường kính trục tính theo sức bền vật liệu thì tỉ lệ ngược với căn số bậc ba của giới hạn bền (xem chương Trục), cho nên ta có các hệ thức :

Khi uốn :

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{(\sigma_{bu2})^{2/3}}{\gamma_2} ; \frac{(\sigma_{bu1})^{2/3}}{\gamma_1} \quad (1-19)$$

Khi xoắn :

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{(\tau_{b2})^{2/3}}{\gamma_2} ; \frac{(\tau_{b1})^{2/3}}{\gamma_1} \quad (1-20)$$

$\tau_b$  – Giới hạn bền xoắn :

Đối với nhiều chi tiết máy, độ cứng giữ vai trò quan trọng.

Trường hợp các thanh bị kéo (hoặc nén) có độ cứng giống nhau, nghĩa là cùng tỉ số  $\frac{F}{\Delta l}$ , với  $F$  – lực kéo hoặc nén ;  $\Delta l$  – biến dạng của thanh, quan hệ giữa khối lượng các thanh được biểu thị theo hệ thức

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\gamma_1 A_1}{\gamma_2 A_2} \quad (1-21)$$

Với  $\frac{F_1}{\Delta l_1} = \frac{F_2}{\Delta l_2}$  và giả sử các thanh có chiều dài như nhau, ta có  $E_1 A_1 = E_2 A_2$  ; với  $E_1, E_2$

và  $A_1, A_2$  là môđun đàn hồi và diện tích tiết diện thanh 1 và thanh 2. Do đó từ (1-21) ta có :

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{E_2}{\gamma_2} ; \frac{E_1}{\gamma_1} \quad (1-22)$$

Hệ thức (1-22) cho thấy, với yêu cầu về độ cứng như nhau, chi tiết máy chế tạo bằng vật liệu có tỉ số  $E/\gamma$  lớn hơn thì khối lượng sẽ nhỏ hơn.

Tỉ số  $E/\gamma$  đặc trưng cho chất lượng của vật liệu về phương diện độ cứng, được gọi là *độ cứng riêng*. Vì môđun đàn hồi của các loại thép thay đổi rất ít ( $2.10^5 - 2.2.10^5$  MPa), do đó trường hợp cần tăng độ cứng cho chi tiết máy, nếu dùng thép hợp kim sẽ không giải quyết được vấn đề.

Trường hợp chi tiết máy chịu tải trọng va đập, người ta dùng chỉ tiêu  $\frac{\sigma_{II}^2}{E_\gamma}$ , gọi là *độ bền va đập riêng* để đánh giá chất lượng vật liệu ( $\sigma_{II}$  – giới hạn tỉ lệ của vật liệu).

Ngoài các chỉ tiêu trên đây, cũng bằng cách tương tự như trên ta có thể tìm được các chỉ tiêu khác đặc trưng cho vật liệu về phương diện thể tích, giá thành, độ nhạy với sự thay đổi nhiệt độ, v.v...

Qua các số liệu thí nghiệm, người ta thấy rằng độ bền riêng của thép hợp kim, của hợp kim nhôm và hợp kim manhêđi cao hơn là thép các bon, còn của gang là kém nhất.

Độ cứng riêng ( $E/\gamma$ ) của các loại thép là như nhau, của hợp kim nhôm và hợp kim manhêdi thấp hơn chút ít, còn của gang xám thì khá thấp.

### 1.5.3. Nguyên tắc chất lượng cục bộ

Nhiều khi cùng trên một chi tiết máy nhưng đối với các bề mặt và thể tích khác nhau của nó lại có những yêu cầu khác nhau như : độ bền mòn, độ bền tiếp xúc hoặc độ bền thể tích, độ cứng hoặc độ dẻo, độ bền chống gỉ, độ dẫn nhiệt, khả năng giảm chấn v.v...

Những yêu cầu này xuất phát từ những điều kiện làm việc khác nhau giữa các bộ phận, nhiều trường hợp chúng ta không thể chọn được một vật liệu nào đó có thể đồng thời đáp ứng được mọi yêu cầu và nếu như có loại vật liệu đó thì cũng khá đắt. Trường hợp chi tiết máy làm việc trong điều kiện không nặng nề, có thể chọn loại vật liệu chỉ đáp ứng phần nào một số các yêu cầu chủ yếu. Tuy nhiên, cách giải quyết hợp lý và tiên tiến nhất là chọn vật liệu theo nguyên tắc chất lượng cục bộ.

Thực chất của nguyên tắc này có thể minh họa theo một số thí dụ sau đây :

1 – Cán tua bin đòi hỏi phải có đủ sức bền và tính chống gỉ. Trước đây người ta phải dùng thép không gỉ đắt tiền để chế tạo. Có thể giải quyết hợp lý bằng cách sử dụng thép các bon hoặc thép hợp kim thông thường và sau đó phủ một lớp thép không gỉ bên ngoài.

2 – Yêu cầu đối với bánh răng là bề mặt răng phải có độ bền tiếp xúc cao, răng có độ bền mỏi cao. Có thể chế tạo bánh răng bằng thép các bon hoặc thép hợp kim thấp, rồi tôi bề mặt răng bằng dòng điện tần số cao và tăng bền bằng biến dạng dẻo ở chân răng.

Như vậy bằng biện pháp thay đổi cục bộ chất lượng của vật liệu, có thể đáp ứng được các yêu cầu làm việc.

3 – Bạc lót của trục khuỷu trong động cơ đốt trong đòi hỏi phải có tính chống mòn, giảm ma sát và đủ độ bền mỏi. Để giải quyết hợp lý các yêu cầu này, người ta dùng bạc lót gồm ba thứ vật liệu : ống bằng thép được phủ lên 1 lớp đồng thanh chì, sau đó tráng lên một lớp babít chì. Ống bằng thép có đủ độ bền mỏi, lớp đồng thanh chì để tạo cho lớp babít chì bám chắc lên bề mặt ống, còn lớp babít chì trực tiếp chịu ma sát và mài mòn, là loại vật liệu có tính chống mòn cao, hệ số ma sát thấp.

Rất nhiều biện pháp về công nghệ gia công kim loại hiện đại, cụ thể là các phương pháp mạ, đập, nhiệt luyện và hoá nhiệt luyện, tăng bền bằng biến dạng dẻo, cho phép có thể tạo ra các tính chất cần thiết cho mỗi tiết diện hoặc một phần của chi tiết máy, đáp ứng được các yêu cầu làm việc cụ thể.

### 1.5.4. Giảm chủng loại vật liệu sử dụng

Khi chọn vật liệu cho chi tiết máy, cần xét đến những khó khăn trong vấn đề cung cấp và sản xuất do đòi hỏi quá nhiều chủng loại vật liệu để cố gắng rút giảm số loại vật liệu. Ưu điểm của sự hạn chế số lượng các mác thép và các loại vật liệu dùng trong chế tạo các chi tiết máy (được sản xuất trong một nhà máy) là :

– Giảm nhẹ việc cung cấp và giảm giá thành của vật liệu, vì việc mua và vận chuyển thuận tiện hơn, tốn ít thời gian hơn.

- Đơn giản việc bảo quản và kiểm kê, giảm được diện tích kho.
- Giảm nhẹ việc nghiên cứu chế độ gia công hợp lí nhất, nhất là giảm nhẹ công việc của xưởng nhiệt luyện.
- Giảm khả năng phế phẩm do dùng vật liệu hoặc nhiệt luyện không hợp lí.

### 1.5.5. Các loại vật liệu dùng trong chế tạo máy

Có rất nhiều loại vật liệu được sử dụng trong chế tạo máy, chế tạo các chi tiết máy, bao gồm kim loại đen, hợp kim màu, kim loại gốm và vật liệu không kim loại.

#### 1.5.5.1. Kim loại đen gồm có gang và thép

Gang là hợp chất sắt với các bon (hàm lượng trên 2%) ; còn thép là hợp chất sắt với các bon hàm lượng thấp hơn (dưới 2%).

Ngoài ra trong gang hoặc thép còn có lẫn các tạp chất khác hoặc có thêm các nguyên tố hợp kim. Gang và thép là những loại vật liệu thông dụng nhất vì chúng có độ bền và độ cứng cao, rẻ hơn hợp kim màu. Nhược điểm chính của kim loại đen là khối lượng riêng lớn và chống gỉ kém. Để tăng thêm các tính chất cần thiết của gang hoặc thép, người ta sản xuất các loại gang hợp kim, thép hợp kim đồng thời áp dụng rộng rãi các phương pháp nhiệt luyện, hoá nhiệt luyện, tăng bền bằng gây biến dạng dẻo v.v...

*Gang* có tính đúc tốt, giá tương đối thấp và khá bền nên được dùng nhiều trong chế tạo các chi tiết có hình dạng phức tạp, nhất là được dùng rộng rãi để chế tạo chi tiết vỏ máy hoặc thân máy.

TCVN 1659 – 75 quy định kí hiệu mác gang bằng các chữ và con số. Thí dụ GX15–32 *gang xám* có trị số giới hạn bền kéo thấp nhất là  $15 \text{ kG/mm}^2$  và trị số giới hạn bền uốn thấp nhất là  $32 \text{ kG/mm}^2$ . Đối với *gang đúc* có kí hiệu từ GD0 đến GD4, trong đó các số thứ tự 0 – 4 chỉ hàm lượng silic trong gang, số thứ tự càng tăng thì hàm lượng silic càng giảm. Đối với *gang hợp kim*, kí hiệu gồm chữ G và các kí hiệu nguyên tố hợp kim hoá với chữ số chỉ hàm lượng trung bình của nguyên tố theo phần trăm (%). Thí dụ GNi15Cu7Cr2 là gang hợp kim chứa 15% niken, 7% đồng và 2% crôm.

*Thép kết cấu* là loại vật liệu thông dụng nhất để chế tạo các chi tiết máy. Thép kết cấu có các loại : thép các bon thông thường, thép các bon chất lượng tốt, thép các bon dụng cụ, thép hợp kim v.v... TCVN 1659 – 75 quy định kí hiệu *thép các bon thông thường* bằng các chữ CT kèm theo chữ số chỉ trị số giới hạn bền kéo nhỏ nhất ( $\text{kG/mm}^2$ ) của thép. Thí dụ CT38, CT42.

*Thép các bon chất lượng tốt* được kí hiệu bằng chữ C kèm theo các chữ số chỉ hàm lượng trung bình của các bon theo phần vạn. Thí dụ C45 là loại thép các bon có chất lượng tốt có hàm lượng các bon trung bình là 0,45%. Nếu trong thép có hàm lượng mangan nâng cao thì sau các con số có thêm chữ Mn thí dụ C45Mn, C50Mn (chứa khoảng 0,7% đến 1% mangan). Đối với các loại thép các bon nói trên, cuối mác thép sẽ có thêm kí hiệu s, thép nửa lạnh có kí hiệu n. Không có các kí hiệu này là biểu thị thép lạnh.

Thép hợp kim được kí hiệu bằng chữ số chỉ hàm lượng các bon theo phần vạn và kí hiệu các nguyên tố hợp kim hoá kèm theo chữ số chỉ hàm lượng trung bình của nguyên tố đó tính theo phần trăm. Thí dụ thép 10Cr12Ni2 có 0,10% các bon, 12% Crôm và 2% niken.

Để tiện đối chiếu và sử dụng trong tính toán, bảng 1.1 cho số liệu so sánh một số mác thép theo tiêu chuẩn TCVN với các tiêu chuẩn PC của Hội đồng tương trợ kinh tế và của Liên Xô.

Bảng 1.2 cho cơ tính của một số mác thép các bon kết cấu thông thường (TCVN1765-75), thép kết cấu hợp kim thấp (TCVN 3104-79)

Bảng 1.3 cho cơ tính một số loại thép kết cấu và hợp kim màu sản xuất ở (Liên Xô)

Bảng 1 - 1

BẢNG SO SÁNH KÍ HIỆU CỦA CÁC MÁC THÉP

TCVN 1765-75	PC 1-64	ZOCT 380-71
CT 31	AO	CT 0
CT 33	A1	CT 1
CT 34	A2	CT 2
CT 38	A3	CT 3
CT 42	A4	CT 4
CT 51	A5	CT 5
CT 61	A6	CT 6

Bảng 1 - 2

CƠ TÍNH CỦA MỘT SỐ MÁC THÉP

Mác thép	Độ bền kéo $\sigma_b$ , MPa	Giới hạn chảy $\sigma_{ch}$ , MPa	Độ dãn tương đối $\delta$ , %
CT 34	340	220	31
CT 38s	370	230	26
CT 38 n, CT 38	380	240	25
CT 42 n, CT 42	420	260	23
CT 51 n, CT 51	510	280	19
CT 52 n, Mn	460	280	19
C 10	340	210	31

Tiếp bảng 1 - 2

Mác thép	Độ bền kéo $\sigma_b$ , MPa	Giới hạn chảy $\sigma_{ch}$ , MPa	Độ dãn tương đối $\delta$ , %
C 15s	360	210	29
C 15	380	230	27
C 20	420	250	25
C 25	460	280	23
C 30	500	300	21
C 35	540	320	20
C 40	580	340	19
C 45	610	360	16
C 50	640	380	14
C 55	660	390	13
C 60	690	410	12
C 65	710	420	10
C 70	730	430	9
C 80	1100	950	6

Bảng 1 - 3

## CƠ TÍNH CỦA MỘT SỐ MÁC KIM LOẠI (LIÊN XÔ)

Vật liệu	$\sigma_b$ , MPa	$\sigma_{ch}$ , MPa	$\sigma_{-1}$ , MPa	Độ dãn tương đối, $\delta$ %	Độ co ngang tương đối $\psi$ %
Thép 10	340	210	150	31	55
" 25	460	280	200	23	50
" 45	610	360	300	16	46
" 15 X	700	500	330	12	45
" 12X2H4A	1150	950	450	10	50
" 30XГCA	1100	850	400	10	40
Hợp kim nhôm AJ19	160	-	-	2	-
Latông JC63-3	500	-	-	1	-
Brông БpA9Ж4	550	-	-	15	-
Hợp kim nhôm CAJ-2	350	270	-	5	-

### 1.5.5.2. Hợp kim màu

Là các hợp kim có thành phần chủ yếu là kim loại màu (đồng, kẽm, chì, thiếc hoặc nhôm v.v...). Hợp kim màu đắt hơn kim loại đen nên chỉ dùng khi có những yêu cầu đặc biệt như đòi hỏi kết cấu có khối lượng nhỏ hoặc có tính giảm ma sát, chống gỉ v.v... Hợp kim màu thường dùng trong chế tạo máy có các loại : hợp kim đồng, babit và hợp kim nhẹ.

*Hợp kim đồng* gồm brông (đồng thanh) và latông (đồng thau) trong đó brông được dùng nhiều hơn. *Latông* là hợp kim đồng với nguyên tố hợp kim hoá chủ yếu là kẽm, còn *brông* là hợp kim đồng với nguyên tố hợp kim hoá chủ yếu không phải là kẽm. Hợp kim đồng có tính chống gỉ và giảm ma sát.

*Babit* là hợp kim thường gồm các nguyên tố cơ bản là thiếc và chì, được dùng trong ổ trượt, có tính giảm ma sát rất tốt.

*Hợp kim nhẹ* là các hợp kim có mật độ khối lượng riêng  $\gamma \leq 4500 \text{ kg/m}^3$ , trên cơ sở nhôm, manhêdi, titan và các nguyên tố khác như Cu, Mn, Si, v.v... Hợp kim nhẹ có độ bền riêng khá cao, được dùng chủ yếu ở những chỗ cần giảm khối lượng như trong các máy vận chuyển, hoặc cần giảm bớt quán tính như trong các chi tiết hành trình nhanh, các chi tiết chuyển động tịnh tiến, v.v... Trong chế tạo máy thường dùng hợp kim nhôm đúc có tên là silumin, là hợp kim nhôm với silic (hàm lượng 4–13%) có độ bền cao, chống gỉ tốt, và hợp kim nhôm biến dạng gọi là đuyra, là hợp kim trên cơ sở nhôm và manhêdi, có độ bền riêng và tính cơ học cao. Trong các loại hợp kim nhẹ, hợp kim titan có độ bền cao nhất.

*Vật liệu kim loại sợi hỗn hợp* là tổ hợp giữa kim loại làm nền và các sợi tăng bền. Độ bền của vật liệu hỗn hợp có nền là nhôm với các sợi bo cao hơn gấp đôi độ bền của hợp kim nhôm.

Bảng 1–4 ghi cơ tính của một số loại vật liệu kim loại và chất dẻo sản xuất tại Liên Xô cũ.

Bảng 1–4

CƠ TÍNH MỘT SỐ LOẠI VẬT LIỆU KIM LOẠI (LIÊN XÔ CŨ)

Vật liệu	Khối lượng riêng $\gamma$ , $\text{kg/m}^3$	$\sigma_b$ , MPa	Mô đun đàn hồi E, MPa	Độ bền riêng $\sigma_b/\gamma$
Thép hợp kim chất lượng cao	7850	1200	210000	0,15
Thép siêu bền	7850	3000	210000	0,38
Hợp kim titan BT3	4500	1100	120000	0,24
Đuyra Д–16	2800	460	71000	0,16
Silumin Ал–4	2650	260	71000	0,09
Vật liệu kim loại sợi hỗn hợp	2650	1150	240000	0,43

**1.5.5.3. Kim loại gốm** là vật liệu được chế tạo bằng cách nung và ép bột kim loại với các chất phụ gia. Chi tiết máy được chế tạo bằng ép trong khuôn như vậy không cần gia công cắt gọt. Chi tiết máy bằng kim loại gốm có các tính chất quan trọng như khó nóng chảy, xốp, hệ số ma sát thấp v.v... Nhược điểm chính của vật liệu gốm là giá thành tương đối cao nếu chế tạo với số lượng ít, kích thước chi tiết máy bị hạn chế bởi điều kiện chế tạo. Trong chế tạo máy thường dùng kim loại gốm bằng bột sắt để chế tạo bạc ổ trượt, bánh răng chịu tải nhỏ, v.v... Vật liệu gốm sắt graphit (2 – 3% graphit, còn lại là bột sắt) được dùng để chế tạo ổ trượt, có tính giảm ma sát rất tốt nhờ graphit và các lỗ rỗng để dầu chui vào bôi trơn bề mặt trượt.

**1.5.5.4. Vật liệu không kim loại** được dùng trong chế tạo máy có gỗ, da, cao su, amiăng, chất dẻo, v.v...

Chất dẻo là các vật liệu cao phân tử, có các tính chất : nhẹ, bền, dễ chế tạo, dễ cắt gọt, cách nhiệt và cách điện, chống ăn mòn, giảm ma sát hoặc tăng ma sát, giảm chấn v.v... Chất dẻo có tính dễ tạo hình nhờ biến dạng dẻo trong điều kiện nhiệt độ và áp suất không cao lắm, do đó bằng những phương pháp chế tạo có năng suất cao như đúc dưới áp lực, dập, kéo, thổi v.v... có thể sản xuất các sản phẩm có hình dạng khá phức tạp. Vì chất dẻo nhẹ, độ bền riêng của một vài chất dẻo tương đương với thép tốt, do đó được dùng trong các kết cấu có yêu cầu khối lượng nhỏ. Tuy nhiên, cũng cần chú ý một số nhược điểm của chất dẻo là hạn chế việc sử dụng chúng rộng rãi để chế tạo chi tiết máy. Nói chung độ bền của chất dẻo thấp hơn của kim loại, độ rắn và độ cứng thấp (môđun đàn hồi E nhỏ hơn hàng chục hoặc hàng trăm lần so với thép), dẫn nhiệt kém và tính chịu nhiệt không cao (60 – 250°C).

Trên đây trình bày sơ lược về các loại vật liệu dùng trong chế tạo máy. Cần lưu ý là ngành công nghiệp vật liệu nước ta còn rất non trẻ, chủng loại còn ít và những số liệu về đặc trưng cơ học và vật lí chưa ổn định và chưa đầy đủ. Vả lại, các ngành chế tạo máy nước ta vẫn đang sử dụng phần lớn các loại vật liệu nhập từ nước ngoài, mà chủ yếu là từ Liên Xô. Do đó, trong giáo trình này sử dụng những số liệu về cơ lí tính của các mác vật liệu sản xuất ở Liên Xô để làm căn cứ tính toán.

## 1.6. VẤN ĐỀ TIÊU CHUẨN HOÁ CHI TIẾT MÁY

Tiêu chuẩn hoá là sự quy định những tiêu chuẩn, quy cách về các hình dạng, loại, kiểu, các thông số cơ bản, yêu cầu kĩ thuật, mức độ chất lượng, v.v... của sản phẩm.

Vấn đề tiêu chuẩn hoá có ý nghĩa rất lớn trong chế tạo máy cũng như trong các ngành kinh tế quốc dân nói chung. Năm 1963 chính phủ ta đã ban hành Nghị định số 123-CP với nội dung trình bày Điều lệ tạm thời về nghiên cứu, xây dựng, xét duyệt, ban hành và quản lí các tiêu chuẩn kĩ thuật của sản phẩm công nghiệp. Trong điều lệ ghi rõ, ứng dụng tiêu chuẩn trong thiết kế nhằm mục đích “Thống nhất hoá, cơ khí hoá, chuyên môn hoá và hợp tác hoá sản xuất, nâng cao chất lượng, bảo đảm tính đối lẫn, tính tổ hợp của sản phẩm ; bảo đảm sử dụng hợp lí và tiết kiệm nguyên vật liệu, rút ngắn thời gian thiết kế và



sản xuất, nâng cao chất lượng lao động, giảm giá thành sản xuất". Năm 1982 Hội đồng Bộ trưởng ban hành Nghị định 141-HĐBT "Điều lệ về công tác tiêu chuẩn hoá" để thay thế Nghị định 123-CP.

### 1.6.1. Ích lợi của tiêu chuẩn hoá

Thực hiện tiêu chuẩn hoá có những lợi ích sau đây :

- Có thể sản xuất hàng loạt các chi tiết máy tiêu chuẩn bằng các phương pháp gia công tiên tiến có năng suất cao, hoặc có thể tập trung sản xuất hàng loạt lớn trong các nhà máy chuyên môn, giảm được công sức chế tạo, tiết kiệm được nguyên vật liệu, do đó hạ giá thành.

- Các điều kiện kĩ thuật và phương pháp thí nghiệm được tiêu chuẩn hoá, tạo điều kiện nâng cao chất lượng, khả năng làm việc và tuổi thọ chi tiết máy.

- Việc sửa chữa được nhanh chóng, khối lượng sửa chữa giảm bớt, giá sửa chữa hạ, vì dễ dàng thay thế các chi tiết máy bị hỏng bằng các chi tiết máy mới, đã dự trữ sẵn trong kho.

- Khối lượng thiết kế giảm bớt, do đó tiết kiệm được công sức thiết kế.

Vì vậy, trong thiết kế cần triệt để áp dụng tiêu chuẩn vào việc xác định các loại, kiểu, hình dạng, kích thước, v.v.. của chi tiết máy.

### 1.6.2. Những đối tượng được tiêu chuẩn hoá trong chế tạo máy

Trong ngành chế tạo máy, những đối tượng sau đây được tiêu chuẩn hoá :

- Các vấn đề chung : các dãy số và kích thước, số vòng quay trong 1 phút v.v... độ côn, các kí hiệu và quy ước trên bản vẽ.

- Vật liệu : thành phần hoá học, các đặc tính cơ học chủ yếu và phương pháp nhiệt luyện.

- Các thuật ngữ, các kí hiệu.

- Đơn vị đo lường.

- Cấp chính xác và chất lượng bề mặt chi tiết máy.

- Hình dạng, kích thước của chi tiết máy thường dùng : các tiết máy ghép, xích, đai, ổ lăn, khớp nối, các thiết bị bôi trơn, v.v...

- Các yếu tố cấu tạo của chi tiết máy : ren, môđun và dạng khởi thuỷ (dạng sinh) của bánh răng, đường kính và chiều rộng bánh đai, v.v...

- Các thông số cơ bản và các chỉ tiêu về chất lượng của máy, thiết bị.

- Các tài liệu thiết kế, tài liệu công nghệ...

### 1.6.3. Về công tác tiêu chuẩn hoá ở nước ta

Công tác tiêu chuẩn hoá bắt đầu được triển khai ở nước ta từ năm 1962. Hệ thống tiêu chuẩn hoá kĩ thuật của nước ta gồm 4 cấp, được áp dụng trong phạm vi cả nước hoặc trong

mỗi ngành, tỉnh, thành phố hoặc trong các cơ sở sản xuất. Mỗi tiêu chuẩn được biểu thị bằng kí hiệu gồm các chữ cái và hai số tiếp sau kí hiệu, số đầu là số đăng kí tiêu chuẩn và số sau là số chỉ năm ban hành tiêu chuẩn (2 con số cuối của năm). Đối với tiêu chuẩn ngành có thêm số đặt trước kí hiệu. TCN chỉ rõ tiêu chuẩn do Bộ, hoặc Ngành nào ban hành.

Bốn cấp tiêu chuẩn là :

- Tiêu chuẩn Việt Nam (kí hiệu TCVN).
- Tiêu chuẩn ngành (TCN).
- Tiêu chuẩn tỉnh, thành phố (TCV).
- Tiêu chuẩn cơ sở (TC).

Thí dụ như tiêu chuẩn TCVN2247 - 77 là tiêu chuẩn Việt Nam về "Ren hệ mét - Đường kính và bước ren", được ban hành năm 1977 ; 16TCN 40 - 75 là tiêu chuẩn do Bộ Cơ khí Luyện kim ban hành năm 1975 về bàn đạp xe đạp.

Có thể chia các tiêu chuẩn ở nước ta thành sáu loại cơ bản :

- Tiêu chuẩn về quy cách ;
- Tiêu chuẩn về yêu cầu kĩ thuật ;
- Tiêu chuẩn về phương pháp thử ;
- Tiêu chuẩn về ghi nhãn, bao gói, vận chuyển, bảo quản ;
- Tiêu chuẩn về nguyên tắc, thủ tục ;
- Tiêu chuẩn về những vấn đề chung của khoa học kĩ thuật.

Cho đến nay Nhà nước ta đã ban hành trên 5000 TCVN trong đó có khoảng 2000 tiêu chuẩn về cơ khí.

Từ năm 1977, nước ta chính thức tham gia các hoạt động tiêu chuẩn hoá trong Tổ chức tiêu chuẩn hoá Quốc tế ISO và năm 1978 tham gia Ban thường trực tiêu chuẩn hoá của Hội đồng tương trợ kinh tế (SEV). Chúng ta đã vận dụng các tiêu chuẩn này và tiêu chuẩn GOCT của (Liên Xô) trong công tác xây dựng các tiêu chuẩn ở nước ta.

Trong tính toán thiết kế chi tiết máy cần tích cực vận dụng các tiêu chuẩn đã ban hành ở nước ta. Tuy nhiên, hiện có khó khăn là số lượng tiêu chuẩn còn rất ít so với chủng loại sản phẩm nói chung và chi tiết máy nói riêng. Các tiêu chuẩn quy định về quy cách của vật liệu, về chất lượng các chi tiết máy tiêu chuẩn còn ít, chưa đồng bộ. Sản xuất sao cho đạt yêu cầu quy định trong tiêu chuẩn còn là vấn đề phải phấn đấu nhiều. Nhiều loại vật tư như thép, hợp kim màu, nhiều chi tiết máy (như ổ bi, đai, v.v...) còn phải nhập từ nước ngoài. Do đó trong nhiều trường hợp cần tính toán theo các số liệu cho trong các tiêu chuẩn khác, như tiêu chuẩn GOCT của (Liên Xô) tiêu chuẩn của Hội đồng tương trợ kinh tế SEV v.v... Hiện nay chúng ta bắt đầu nghiên cứu áp dụng các tiêu chuẩn ISO (Tổ chức tiêu chuẩn hoá thế giới).

## Chương 2

# NHỮNG CHỈ TIÊU CHỦ YẾU VỀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY

Khả năng làm việc của chi tiết máy được đánh giá bằng các chỉ tiêu chủ yếu sau đây : độ cứng, độ bền mòn, khả năng chịu nhiệt và độ ổn định dao động. Vật liệu và hình dạng, kích thước của chi tiết máy được xác định theo một hoặc nhiều chỉ tiêu, tùy theo điều kiện làm việc của chi tiết máy. Có trường hợp đối với một số chi tiết máy chỉ cần chọn vật liệu và xác định kích thước theo một hai chỉ tiêu, còn các chỉ tiêu khác hoặc là vốn đã được thỏa mãn, hoặc là rất thứ yếu, không cần phải quan tâm đến.

### 2.1. ĐỘ BỀN

#### 2.1.1. Yêu cầu về độ bền

Để đảm bảo cho máy và chi tiết máy có thể làm việc được, thì yêu cầu đầu tiên là mỗi chi tiết máy phải có đủ độ bền, nghĩa là khi chịu tác dụng của tải trọng trong quá trình làm việc, chi tiết máy không bị biến dạng dư lớn hoặc gãy hỏng, hoặc bề mặt làm việc bị phá huỷ (tróc rỗ, dập, dính v.v...) Chi tiết máy bị biến dạng dư nhiều quá có thể phá hỏng sự làm việc bình thường của các bộ phận trong máy. Chi tiết máy bị gãy không những làm cho máy phải ngừng hoạt động mà còn có thể gây ra tai nạn lao động. Bề mặt làm việc của chi tiết máy bị phá hỏng sẽ gây nên sai lệch hình dạng, ảnh hưởng nghiêm trọng đến sự phân bố tải trọng trên bề mặt tiếp xúc, gây chấn động, sinh nhiệt cao, nhiều tiếng ồn khi làm việc (đối với các chi tiết máy chuyển động) và cuối cùng chi tiết máy đó hoàn toàn không đáp ứng yêu cầu, phải loại bỏ.

Tùy theo dạng hỏng xảy ra trong thể tích hay trên bề mặt chi tiết máy, người ta phân biệt hai loại độ bền của chi tiết máy : *độ bền thể tích* và *độ bền bề mặt*. Để tránh biến dạng dư lớn hoặc gãy hỏng, chi tiết máy cần có đủ độ bền thể tích. Để tránh phá hỏng bề mặt làm việc, chi tiết máy phải có đủ độ bền bề mặt.

Khi tính toán độ bền thể tích cũng như độ bền bề mặt, ta chú ý đến tính chất thay đổi của ứng suất sinh ra trong chi tiết máy. Nếu ứng suất là không thay đổi, ta tính theo độ bền tĩnh, nếu ứng suất thay đổi ta tính theo độ bền mỏi.

#### 2.1.2. Phương pháp tính độ bền

Phương pháp tính độ bền thông dụng nhất hiện nay được tiến hành theo cách so sánh ứng suất sinh ra khi chi tiết máy chịu tải được kí hiệu là  $\sigma$  đối với ứng suất pháp và  $\tau$  đối với ứng suất tiếp, với ứng suất cho phép ( $[\sigma]$ ,  $[\tau]$ ).

Điều kiện bền được viết như sau :

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ hoặc } \tau \leq [\tau] \quad (2-1)$$

với  $[\sigma] = \sigma_{\text{lim}}/s \text{ hoặc } [\tau] = \tau_{\text{lim}}/s \quad (2-2)$

trong đó  $s$  – hệ số an toàn ;

$\sigma_{\text{lim}}, \tau_{\text{lim}}$  – ứng suất pháp và ứng suất tiếp giới hạn, khi đạt đến trị số này vật liệu chi tiết máy bị phá hỏng.

### 2.1.3. Cách xác định ứng suất sinh ra trong chi tiết máy

Ứng suất sinh ra trong chi tiết máy được xác định theo các phương pháp. *Sức bền vật liệu hoặc Lý thuyết đàn hồi*, có xét đến hình dạng và điều kiện làm việc cụ thể của chi tiết máy. Cách xác định cụ thể ứng suất sinh ra và tính toán độ bền các chi tiết máy có công dụng chung được dùng phổ biến nhất sẽ trình bày trong các chương sau. Ở đây chỉ giới thiệu một số vấn đề tính toán có tính chất khái quát.

*Trường hợp chi tiết máy chịu ứng suất phức tạp* (có tác dụng của cả ứng suất pháp  $\sigma$  và ứng suất tiếp  $\tau$ ). Người ta thường tiến hành tính toán theo ứng suất tương đương  $\sigma_{\text{td}}$ . Ứng suất tương đương được tính theo thuyết bền thế năng biến đổi hình dạng

$$\sigma_{\text{td}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2-3)$$

hoặc thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất

$$\sigma_{\text{td}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (2-4)$$

Chi tiết máy là đủ bền nếu như thoả mãn điều kiện (2-1), nghĩa là ứng suất tương đương không vượt quá trị số ứng suất cho phép.

*Trường hợp tính toán độ bền bề mặt*, nếu diện tích tiếp xúc khá lớn, ta tính theo ứng suất dập  $\sigma_d$  sinh ra trên bề mặt làm việc ; nếu diện tích tiếp xúc khá nhỏ so với kích thước chi tiết máy, ta tính theo ứng suất tiếp xúc cục đại  $\sigma_H$  sinh ra tại tâm của vùng tiếp xúc.

*Trường hợp chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi không ổn định*, với các ứng suất sinh ra là  $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$  và số chu kì tác dụng của các ứng suất này là  $n_1, n_2, \dots, n_n$ , người ta thường dùng phương pháp tính toán chuyển chế độ làm việc không ổn định này của chi tiết máy về chế độ làm việc ổn định tương đương có ứng suất lớn nhất là  $\sigma_1$  và số chu kì tương đương là  $N_{\text{td}}$ .

Số chu kì tương đương được tính theo công thức :

$$N_{\text{td}} = \sum_{i=1}^n (\sigma_i / \sigma_1)^m n_i \quad (2-5)$$

trong đó  $m$  – bậc của đường cong mỏi.

Thực chất của phương pháp tính này là coi chi tiết máy làm việc với các ứng suất  $\sigma_i$  và số chu kì  $N = \sum n_i$  cũng tương tự như chi tiết máy làm việc với một mức ứng suất là  $\sigma_1$  với số chu kì làm việc là  $N_{\text{td}}$ , xác định theo công thức (2-5).

### 2.1.4. Cách định ứng suất cho phép và hệ số an toàn

Chọn đúng ứng suất cho phép và hệ số an toàn là điều kiện rất quan trọng để đảm bảo cho kết cấu có độ tin cậy cao, giá thành hạ, chất lượng tốt và khối lượng nhỏ. Song đó cũng là vấn đề phức tạp vì chúng phụ thuộc vào nhiều yếu tố như : tính chất tác dụng của tải trọng, trạng thái ứng suất và tình hình thay đổi ứng suất, cơ lí tính của vật liệu và các yếu tố về kết cấu và công nghệ.

Để xác định ứng suất cho phép, người ta thường dùng hai cách : tra ứng suất cho phép từ các bảng đã lập sẵn hoặc tính toán hệ số an toàn rồi từ đó tìm ứng suất cho phép theo công thức (2 - 2).

*Tìm ứng suất cho phép bằng cách tra bảng.* Đối với một số chi tiết máy làm bằng những loại vật liệu thông thường, ứng suất cho phép có thể tìm được trong các bảng lập sẵn, được đúc kết từ thực nghiệm. Phương pháp dùng bảng có ưu điểm là đơn giản, cụ thể, nhưng mỗi loại bảng chỉ dùng được trong phạm vi hẹp ; đối với các chi tiết máy khác loại hoặc thậm chí cùng loại nhưng tính chất làm việc lại khác nhau thì không thể sử dụng các số liệu trong bảng được.

Vì vậy trong nhiều trường hợp người thiết kế phải tính toán lựa chọn hệ số an toàn và từ đó xác định ứng suất cho phép.

*Định hệ số an toàn.* Đưa hệ số an toàn vào trong các tính toán, với mục đích đảm bảo cho kết cấu có một sự an toàn nhất định về độ bền, người ta muốn xét đến tất cả những sai sót có thể xảy ra trong khi xác định trị số tải trọng và ứng suất, xác định các tính chất cơ lí của vật liệu, hoặc những sai sót có thể xảy ra trong quá trình công nghệ. Ngoài ra, khi định hệ số an toàn ta còn phải chú ý đến mức độ quan trọng của chi tiết máy đối với máy và các yêu cầu về an toàn lao động.

Hiện nay thường dùng *phương pháp các hệ số thành phần* để xác định hệ số an toàn. Theo phương pháp này, hệ số an toàn có thể tính theo công thức

$$s = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3 \quad (2 - 6)$$

trong đó

$s_1$  - hệ số xét đến mức độ chính xác trong việc xác định tải trọng và ứng suất,  $s_1 = 1,2 - 1,5$  ;

$s_2$  - hệ số xét đến độ đồng nhất về cơ tính của vật liệu ; đối với chi tiết máy bằng thép rèn hoặc thép cán thì  $s_2 = 1,5$  ; đối với chi tiết máy bằng gang  $s_2 = 1,5 - 2,5$  ;

$s_3$  - hệ số xét đến những yêu cầu đặc biệt về an toàn, như mức độ quan trọng của chi tiết máy đối với máy, yêu cầu về an toàn lao động v.v...,  $s_3 = 1 - 1,5$ .

#### *Xác định ứng suất giới hạn*

Ứng suất giới hạn được chọn theo các đặc trưng cơ học của vật liệu :

- *Giới hạn chảy*  $\sigma_{ch}$  (hoặc giới hạn chảy về uốn  $\sigma_{chu}$ , hoặc giới hạn chảy về ứng suất tiếp  $\tau_{ch}$  v.v...), trong trường hợp chi tiết máy làm bằng vật liệu dẻo, chịu ứng suất tĩnh ;

- *Giới hạn bền*  $\sigma_b$  (hoặc giới hạn bền uốn  $\sigma_{bu}$ , giới hạn bền về ứng suất tiếp  $\tau_b$  v.v...), trong trường hợp chi tiết máy làm bằng vật liệu giòn, chịu ứng suất tĩnh ;

– *Giới hạn mỏi*, trong trường hợp chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi. Giới hạn mỏi được định theo số chu kỳ làm việc  $N$  của chi tiết máy. Gọi  $N_0$  là số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi, là hoành độ của điểm nối đoạn cong với đoạn nằm ngang của đồ thị đường cong mỏi (hình 1 – 5), nếu  $N \geq N_0$  thì lấy giới hạn mỏi dài hạn (hoặc thường gọi tắt là giới hạn mỏi)  $\sigma_r$  làm ứng suất giới hạn.

Nếu  $N < N_0$  thì dùng giới hạn mỏi ngắn hạn

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[N_0/N]{\quad} \quad (2 - 7)$$

Trường hợp ứng suất thay đổi không ổn định cũng xét như trên, với chú ý là thay  $N$  bằng  $N_{td}$ .

– *Giới hạn bền lâu dài*  $\sigma_{bl}$  (hoặc  $\tau_{bl}$ ) hoặc đôi khi dùng *giới hạn từ biến*  $\sigma_{tb}$  (hoặc  $\tau_{tb}$ ), trong trường hợp chi tiết máy chịu nhiệt độ khá cao và đòi hỏi làm việc trong một thời hạn nào đó.

– *Ứng suất tới hạn* (ứng suất Ole)  $\sigma_{th}$ , trong trường hợp cần tính toán về ổn định các chi tiết máy chịu uốn dọc.

Nếu vì lí do nào đó không thể định trước chỉ tiêu độ bền nào là quyết định nhất đối với chi tiết máy (độ bền mỏi, độ bền từ biến hoặc độ ổn định v.v...), ta phải tính toán theo một số chỉ tiêu và chọn vật liệu, định kết cấu và kích thước sao cho thoả mãn các yêu cầu đề ra.

### 2.1.5. Đánh giá ảnh hưởng của các nhân tố đến độ bền chi tiết máy

Như ta đã biết, có nhiều nhân tố ảnh hưởng đến độ bền chi tiết máy. Trong chương trước đã trình bày một số vấn đề về ảnh hưởng của các nhân tố như kích thước, hình dạng, công nghệ chế tạo đến độ bền mỏi của chi tiết máy. Các nhân tố này có những ảnh hưởng với mức độ khác nhau đến độ bền nói chung của chi tiết máy (độ bền tĩnh, độ bền mỏi, độ bền tiếp xúc v.v...). Ngoài các nhân tố trên đây, trong trường hợp chi tiết máy làm việc ở nhiệt độ cao, ta phải xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ.

Nhìn chung ở nhiệt độ cao cơ tính của vật liệu chi tiết máy bị giảm xuống. Xét đến hiện tượng này trong tính toán độ bền ta dùng *hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ*  $\epsilon_t$ , là tỉ số giữa ứng suất giới hạn của mẫu làm việc ở nhiệt độ cao như nhiệt độ làm việc của chi tiết máy với ứng suất giới hạn của mẫu làm việc trong điều kiện nhiệt độ bình thường.

Tuy nhiên, thí nghiệm cho thấy với nhiệt độ  $t$  dưới  $250^\circ\text{C}$  các đặc trưng độ bền của thép và gang thường không giảm so với nhiệt độ bình thường, thậm chí có trường hợp tăng lên. Do đó với nhiệt độ  $t \leq 250^\circ\text{C}$  đối với kim loại đen có thể lấy  $\epsilon_t \approx 1$ .

Khi  $t > 250^\circ\text{C}$  các đặc trưng độ bền của thép và gang giảm xuống. Trong trường hợp này có thể xác định gần đúng  $\epsilon_t$  theo công thức :

$$\epsilon_t = 1 - k_t(t - 250) \cdot 10^{-2} \quad (2 - 8)$$

Cũng có thể dùng hệ số  $\epsilon_t$  xác định theo công thức (2 – 8) để đánh giá sự giảm môđun đàn hồi ở nhiệt độ cao ( $E_t \approx \epsilon_t \cdot E$ ).

Đối với kim loại màu và chất dẻo, ở nhiệt độ hơi cao ( $t > 50 - 100^{\circ}\text{C}$ ) các đặc trưng độ bền đã giảm xuống khá nhiều. Trường hợp này có thể xác định  $\varepsilon_t$  theo công thức :

$$\varepsilon_t = 1 - k_t(t - 20) \cdot 10^{-2} \quad (2 - 9)$$

Trong các công thức trên

$t$  - nhiệt độ,  $^{\circ}\text{C}$  ;

$k_t$  - hệ số tính toán,  $k_t = 0,15 - 0,20$  đối với thép cacbon, thép hợp kim thấp và gang ;  $k_t = 0,05 - 0,10$  đối với thép ôstênit hợp kim cao ;  $k_t = 0,10 - 0,15$  đối với hợp kim đồng ;  $k_t = 0,25 - 0,35$  đối với hợp kim nhôm và hợp kim manhêdi. Khi chi tiết máy làm việc ở nhiệt độ thấp, có hiện tượng ngược lại. Trường hợp nhiệt độ giảm từ  $+20^{\circ}\text{C}$  xuống  $-75^{\circ}\text{C}$ , độ bền của vật liệu tăng  $10 - 20\%$ , nhưng tính dẻo và độ dai va đập lại giảm nhiều.

Tóm lại để xác định ứng suất giới hạn  $\sigma_{limc}$  của chi tiết máy, xét đến các nhân tố ảnh hưởng nêu trên, ta dùng công thức sau :

$$\sigma_{limc} = \sigma_{lim} \cdot \varepsilon_{\sigma} \beta \cdot \varepsilon_t / K_{\sigma} \quad (2 - 10)$$

với  $\sigma_{lim}$  - ứng suất giới hạn của mẫu chuẩn ;

$\varepsilon_{\sigma}$  - hệ số kích thước tuyệt đối ;

$\beta$  - hệ số tăng bền ;

$K_{\sigma}$  - hệ số tập trung ứng suất ;

$\varepsilon_t$  - hệ số nhiệt độ.

## 2.2. ĐỘ BỀN MÒN

### 2.2.1. Ý nghĩa của độ bền mòn

Một số lớn chi tiết máy bị hỏng vì mòn. Mòn là kết quả tác dụng của ứng suất tiếp xúc hoặc áp suất khi các bề mặt tiếp xúc trượt tương đối đối với nhau trong điều kiện không có ma sát ướt.

Do bị mòn, kích thước chi tiết máy giảm xuống, các khe hở trở nên quá lớn, tải trọng động phụ xuất hiện, độ chính xác, độ tin cậy, năng suất máy, hiệu suất hoặc các chỉ tiêu sử dụng khác bị giảm v.v... Thậm chí mòn quá nhiều có thể phá hỏng chi tiết máy.

Để đảm bảo sự làm việc bình thường của máy, lượng mòn của chi tiết máy không được vượt quá trị số cho phép quy định cho từng loại máy. Khi các chi tiết máy bị mòn quá mức, cần phải thay thế chúng.

Cường độ mòn cũng như thời hạn sử dụng của chi tiết máy (theo chỉ tiêu bền mòn) phụ thuộc vào nhiều nhân tố, mà chủ yếu là trị số ứng suất tiếp xúc hoặc áp suất, vận tốc trượt, sự bôi trơn, hệ số ma sát và tính chống mòn của vật liệu.

Để nâng cao độ bền mòn, cần bôi trơn bề mặt tiếp xúc, dùng vật liệu giảm ma sát, dùng các biện pháp nhiệt luyện bề mặt v.v.. để tăng độ rắn bề mặt làm việc.

### 2.2.2. Phương pháp tính độ bền mòn

Tính toán về mòn xuất phát từ điều kiện bảo đảm chế độ ma sát ướt, nghĩa là khi làm việc hai bề mặt tiếp xúc luôn luôn được ngăn cách bởi một lớp chất bôi trơn. Trường hợp không chế tạo thành ma sát ướt thì phải tính toán để giới hạn áp suất (hoặc ứng suất tiếp xúc) giữa hai mặt làm việc, đảm bảo cho chi tiết máy có đủ tuổi thọ quy định.

Giữa áp suất (ứng suất tiếp xúc) và quãng đường ma sát có hệ thức

$$P^m \cdot s = \text{const}, \quad (2 - 11)$$

trong đó  $p$  – áp suất (ứng suất tiếp xúc) ;

$s$  – quãng đường ma sát;

$m$  – số mũ, thường trong khoảng từ 1 đến 3 ; trường hợp ma sát nửa ướt,  $m$  gần bằng 3 ; trường hợp ma sát khô, nửa khô và áp suất lớn  $m = 1 - 2$  ; trường hợp có hạt mài mòn, cũng như áp suất thấp và ma sát khô  $m \approx 1$ .

Hệ thức (2 - 11) cho thấy nếu áp suất  $p$  càng giảm thì tuổi thọ (về mòn) của chi tiết máy càng tăng, tuổi thọ càng tăng nhiều trong trường hợp số mũ  $m$  có trị số lớn.

Có nhiều nhân tố phức tạp ảnh hưởng đến quá trình mòn, do đó hiện nay chưa xây dựng được các phương pháp tính chính xác về độ bền mòn của chi tiết máy.

Để hạn chế mòn thường quy ước tính theo cách kiểm nghiệm điều kiện áp suất  $p$  hoặc tích số áp suất và vận tốc  $p_v$  tại bề mặt làm việc không được vượt quá trị số cho phép, xác định qua thực nghiệm.

$$\left. \begin{array}{l} p \leq [p], \\ p_v \leq [p_v] \end{array} \right\} \quad (2 - 12)$$

Độ bền mỏi và độ bền mòn của chi tiết máy bị giảm đi rất nhiều nếu như chi tiết máy bị gỉ.

Để tránh gỉ, có thể phủ sơn chống gỉ lên bề mặt chi tiết máy, dùng phương pháp mạ, hoặc chế tạo chi tiết máy bằng các loại vật liệu thích hợp. Cần đặc biệt chú ý đến các chi tiết máy làm việc ở chỗ ẩm ướt, có nước, axit hoặc bazơ v.v...



## 2.3. ĐỘ CỨNG

### 2.3.1. Yêu cầu về độ cứng

Độ cứng cũng là một trong những chỉ tiêu quan trọng về khả năng làm việc của chi tiết máy. Chỉ tiêu về độ cứng đòi hỏi chi tiết máy khi chịu tác dụng của ngoại lực không được *biến dạng đàn hồi* quá một giới hạn cho phép nào đó. Trong nhiều trường hợp, chất lượng làm việc được quyết định bởi độ cứng của chi tiết máy. Thí dụ đối với máy công cụ, độ cứng của các chi tiết máy như bánh răng, trục, đồ gá v.v... có ảnh hưởng lớn đến độ chính xác các vật gia công. Độ cứng của trục có ảnh hưởng lớn đến chất lượng làm việc của bánh răng, ổ trục v.v...

Có khi kích thước chi tiết máy được xác định theo độ bền thì khá nhỏ, song vẫn phải lấy tăng lên nhiều để thoả mãn yêu cầu về độ cứng, chẳng hạn như thân máy cắt kim loại.

Yêu cầu về độ cứng được quyết định bởi :

– Điều kiện bên của chi tiết máy (trong trường hợp cần đảm bảo cân bằng ổn định : đối với chi tiết máy mỏng chịu nén dọc v.v...).

– Điều kiện tiếp xúc đều giữa các chi tiết máy : các bánh răng ăn khớp nhau, ổngông trục với ổ trượt v.v...

– Điều kiện công nghệ, có ý nghĩa lớn trong sản xuất hàng loạt : đường kính trục được định theo khả năng gia công chúng.

– Yêu cầu đảm bảo chất lượng làm việc của máy : độ cứng của các chi tiết máy trong máy công cụ có ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác gia công.

### 2.3.2. Phương pháp tính toán về độ cứng

Trước hết cần phân biệt hai loại độ cứng của chi tiết máy : *độ cứng thể tích* (biến dạng thể tích) và *độ cứng tiếp xúc* (biến dạng bề mặt chỗ tiếp xúc). Đối với các chi tiết máy ngắn, chịu tải trọng nhỏ, nhiều bề mặt tiếp xúc phải xét độ cứng tiếp xúc, vì trong trường hợp này biến dạng do tiếp xúc có ảnh hưởng quan trọng đến chất lượng làm việc của chi tiết máy và của máy.

Trong trường hợp phải đảm bảo chi tiết máy có đủ độ cứng thể tích cần thiết, tính toán về độ cứng là nhằm giới hạn biến dạng đàn hồi của chi tiết máy trong một phạm vi cho phép. Tính toán thường được tiến hành theo cách kiểm nghiệm điều kiện : chuyển vị thực (chuyển vị dài hoặc chuyển vị góc) không được vượt quá trị số cho phép :

$$\left. \begin{aligned} \Delta l &\leq [\Delta l]; \\ f &\leq [f]; \\ \theta &\leq [\theta]; \\ \varphi &\leq [\varphi]. \end{aligned} \right\} \quad (2 - 13)$$

Trị số các chuyển vị thực ( $\Delta l$  – độ giãn dài ;  $f$  – độ võng ;  $\theta$  – góc xoay của tiết diện khi bị uốn ;  $\varphi$  – góc xoắn) được xác định theo các công thức của “Sức bền vật liệu”. Các trị số chuyển vị (biến dạng) cho phép được định theo điều kiện làm việc cụ thể của chi tiết máy trong mỗi loại máy.

Để đánh giá khả năng chống biến dạng của chi tiết máy, người ta còn dùng hệ số độ cứng, là tỉ số giữa tải trọng tác dụng (lực, mômen) với biến dạng do chúng gây ra. Hệ số độ cứng được xác định theo các công thức “Sức bền vật liệu”. Thí dụ đối với một thanh có tiết diện không đổi  $A$  và chiều dài  $l$ , chịu lực kéo  $F$ , độ cứng  $C$  của thanh

$$C = F/\Delta l = \sigma.A/\Delta l = EA/l, \quad (2 - 14)$$

trong đó  $\Delta l$  là độ giãn dài của thanh.

Trường hợp trục có đường kính không đổi  $d$  và chiều dài  $l$ , chịu mômen xoắn  $T$

$$C = T/\varphi = GJ_o/l, \quad (2 - 15)$$

trong đó :  $\varphi$  – góc xoay ;

$G$  – môđun đàn hồi về trượt ;

$J_o = d^4/32$  mômen quán tính độc cực của tiết diện trục.

Biến dạng tiếp xúc của các vật thể nhẵn, đồng nhất, tiếp xúc ban đầu theo điểm hoặc đường, được xác định theo lí thuyết của Héc–Beliaép.

Biến dạng tiếp xúc của các vật thể có diện tích tiếp xúc lớn (thí dụ giữa bàn trượt với sống trượt máy tiện v.v...) được xác định bằng thí nghiệm.

Có khi vì cần thiết phải đảm bảo độ cứng, người ta không dùng các loại thép hợp kim mà chỉ dùng vật liệu có cơ tính thấp, mặc dầu như vậy kết cấu sẽ thêm nặng nề.

Tuy nhiên, cũng có trường hợp lại yêu cầu phải giảm độ cứng của chi tiết máy, thí dụ dùng bulông có độ cứng thấp, giảm độ cứng của răng và vành bánh răng v.v... sẽ làm tăng độ bền mỏi của chúng.

## 2.4. KHẢ NĂNG CHỊU NHIỆT

### 2.4.1. Yêu cầu về khả năng chịu nhiệt

Trong quá trình làm việc và do ma sát trong các cơ cấu, máy hoặc bộ phận máy bị nóng lên.

Nhiệt sinh ra có thể gây nên những tác hại sau đây :

- Làm giảm khả năng chịu tải của chi tiết máy : đối với thép khi nhiệt độ  $t > 300 - 400^\circ\text{C}$  ; đối với hợp kim màu khi  $t > 50 - 100^\circ\text{C}$ .
- Làm giảm độ nhớt của dầu bôi trơn, do đó tăng mòn hoặc dính.
- Biến dạng nhiệt gây nên cong vênh chi tiết máy hoặc làm thay đổi khe hở trong các liên kết động (khe hở bị giảm hoặc mất đi khiến ngỗng trục bị kẹt, v.v...).

Đối với các chi tiết máy phải làm việc ở nhiệt độ cao, để đảm bảo sự làm việc bình thường, cần phải chọn vật liệu có tính chịu nhiệt để chế tạo chi tiết máy (thép bền nhiệt, hợp kim titan chịu nhiệt v.v..). Đối với các chi tiết máy làm việc trong điều kiện thông thường, cần tính toán và tìm các biện pháp để hạn chế nhiệt độ trong một phạm vi cho phép. Nhiệt độ cho phép được xác định bằng thực nghiệm tùy theo điều kiện làm việc cụ thể của máy và chi tiết máy hoặc được xác định theo nhiệt độ cho phép đối với loại dầu bôi trơn được sử dụng.

## 2.4.2. Phương pháp tính toán về nhiệt

Tính toán đơn giản nhất về nhiệt thường là kiểm nghiệm điều kiện : nhiệt độ trung bình  $t$  của chi tiết máy (hoặc máy) không được vượt quá trị số cho phép

$$t^{\circ} \leq [t] \quad (2 - 16)$$

Nhiệt độ  $t^{\circ}$  được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt : Nhiệt lượng sinh ra  $\Omega$  và nhiệt lượng truyền đi  $\Omega'$  trong một đơn vị thời gian là bằng nhau :

$$\Omega = \Omega' \quad (2 - 17)$$

Thí dụ như có bộ truyền nào đó làm việc trong dầu, công suất mất mát  $N_m$  kW biến thành nhiệt năng, nhiệt lượng  $\Omega$  sinh ra trong 1 giờ là

$$\Omega = (102427) \cdot 3600 N_m = 860 N_m \text{ kcal/h} \quad (2 - 18)$$

Nhiệt lượng truyền đi  $\Omega'$  trong 1 giờ

$$\Omega' = A_t \cdot k_t (t - t_0) \quad (2 - 19)$$

trong đó  $A_t$  – diện tích bề mặt thoát nhiệt ra môi trường xung quanh  $m^2$  ;

$k_t$  – hệ số thoát nhiệt,  $kcal/m^2 \cdot h \cdot \text{độ}$ , lấy trong khoảng  $7,5 - 15 kcal/m^2 \cdot h \cdot \text{độ}$ , tùy theo tốc độ không khí ;

$t$  – nhiệt độ của dầu (thường không được quá  $75 - 90^{\circ}C$ ) ;

$t_0$  – nhiệt độ của môi trường xung quanh

Từ phương trình cân bằng nhiệt (2 - 17) và các công thức (2 - 18) và (2 - 19) ta có :

$$860 N_m = A_t \cdot k_t (t - t_0) \quad (2 - 20)$$

Từ công thức (2 - 20), khi đã biết  $A_t$  có thể xác định được nhiệt độ  $t$  để kiểm nghiệm điều kiện (2 - 16) hoặc với  $t$  cho trước có thể xác định diện tích cần làm nguội  $A_t$ . Nếu diện tích vỏ hộp truyền động có trị số nhỏ hơn  $A_t$  tìm được, phải tăng thêm diện tích vỏ (thí dụ làm thêm các đường gân ở phía ngoài) hoặc dùng quạt v.v...

Sau khi tính toán xác định nhiệt độ, khi cần thiết phải tiến hành tính toán về biến dạng nhiệt và ứng suất nhiệt.

Trường hợp phải thiết kế chi tiết máy làm việc ở nhiệt độ cao, cần đặc biệt chú ý chọn vật liệu thích hợp và khi tính toán phải xét đến hiện tượng từ biến của vật liệu và sự nối ứng suất.

*Từ biến* là quá trình biến dạng dẻo từ từ và liên tục do chịu tải trong thời gian dài. Hiện tượng từ biến xuất hiện chủ yếu ở các máy nhiệt làm việc ở nhiệt độ cao.

Sự nở ứng suất là hiện tượng giảm ứng suất theo chiều ngang, sinh ra do chi tiết máy chịu tải lâu (thí dụ trong các mối ghép bulông, trong các mối ghép bằng độ dôi v.v...).

## **2.5. ĐỘ ỔN ĐỊNH DAO ĐỘNG**

### **2.5.1. Nguyên nhân và tác hại của dao động**

Dao động sinh ra thường do các nguyên nhân sau : chi tiết máy không đủ độ cứng, không cân bằng vật quay, tốc độ làm việc cao, v.v...

Dao động gây nên ứng suất phụ thay đổi theo chu kì, có thể làm chi tiết máy bị gãy. Trong một số trường hợp, dao động làm giảm chất lượng làm việc của máy, chẳng hạn như dao động trong máy cắt kim loại làm giảm độ chính xác gia công và độ nhẵn bề mặt chi tiết máy được gia công.

Để đảm bảo yêu cầu về độ ổn định dao động phải tính toán thiết kế máy có thể làm việc trong một phạm vi tốc độ cần thiết mà không bị rung quá giới hạn cho phép.

### **2.5.2. Phương pháp tính toán về dao động**

Tính toán về dao động cụ thể là xác định tần số dao động riêng của máy để tránh cộng hưởng (đôi khi để tìm nguyên nhân dao động của máy), hoặc là tính biên độ dao động để xét xem có quá trị số cho phép không.

Biện pháp tốt nhất để khử dao động là tìm cách triệt tiêu những ngoại lực gây nên dao động. Tuy nhiên, trên thực tế khả năng thực hiện nguyên tắc này thường bị hạn chế. Có thể giải quyết vấn đề giảm dao động bằng cách thay đổi tính chất động lực học của hệ thống ; thay đổi mômen quán tính của chi tiết máy và độ cứng của các mối ghép. Nếu các biện pháp này không có kết quả thì dùng các thiết bị giảm rung.

## Chương 3

# ĐẠI CƯƠNG VỀ ĐỘ TIN CẬY CỦA MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

### 3.1. Ý NGHĨA CỦA VẤN ĐỀ ĐỘ TIN CẬY

Độ tin cậy là tính chất của đối tượng (chi tiết máy, linh kiện, cơ cấu máy, động cơ, thiết bị, kết cấu công trình và các sản phẩm nói chung) thực hiện được chức năng, nhiệm vụ đã định, duy trì được trong một khoảng thời gian các chỉ tiêu sử dụng, các thông số làm việc trong giới hạn quy định tương ứng với chế độ, điều kiện vận hành, chăm sóc và sửa chữa cụ thể.

Độ tin cậy là một trong các đặc trưng quan trọng nhất về chất lượng máy và chi tiết máy. Một máy hoặc chi tiết máy có độ tin cậy cao có thể thực hiện được chức năng đã định, đồng thời các chỉ tiêu về sử dụng (năng suất, độ chính xác, hiệu suất, mức độ tiêu thụ năng lượng v.v...) vẫn được duy trì ở mức độ cho phép trong một khoảng thời gian yêu cầu hoặc trong quá trình thực hiện một khối lượng công việc yêu cầu (tính bằng giờ, bằng kilômét, bằng số chu kỳ hoặc tính theo các đơn vị khác). Nếu máy hoặc chi tiết máy có độ tin cậy kém, biểu hiện ở chỗ các chỉ tiêu sử dụng bị phá hoại và mất khả năng làm việc trước thời hạn quy định, có thể gây nên những thiệt hại lớn do năng suất bị giảm sút, năng lượng tiêu thụ quá nhiều, sửa chữa tốn kém.

Độ tin cậy có ý nghĩa đặc biệt quan trọng trong nền sản xuất cơ khí hoá và tự động hoá. Một cơ cấu hoặc thiết bị nào đó bị hỏng có thể làm hỏng chế độ làm việc hoặc làm đình trệ hoạt động của cả dây chuyền sản xuất, cả phân xưởng hoặc thậm chí của cả xí nghiệp.

Rõ ràng là độ tin cậy làm việc của máy và chi tiết máy có liên quan mật thiết với khả năng làm việc của chúng. Tuy nhiên, các khái niệm này không đồng nghĩa với nhau. Nếu như khả năng làm việc biểu thị khả năng của máy hoặc chi tiết máy có thể thực hiện được chức năng nhiệm vụ đã định thì độ tin cậy còn đặc trưng thêm xác suất duy trì được khả năng đó trong suốt thời gian quy định.

Khi xem xét chất lượng của sản phẩm ta thấy rằng, dù sản phẩm đó được chế tạo bằng cùng một vật liệu, gia công với cùng điều kiện như nhau, nhưng chất lượng sản phẩm vẫn không hoàn toàn đồng nhất mà khác nhau một cách ngẫu nhiên. Và cho dù sản phẩm ban đầu có chất lượng như nhau, nhưng sau một thời gian nhất định, do tác động của môi trường, điều kiện sử dụng, chăm sóc, và do những tác động khác, các chỉ tiêu chất lượng cũng thay đổi khác nhau. Để có thể có những kết luận xác đáng về chất lượng sản phẩm cần thu thập

một lượng thông tin cần thiết và xử lí thống kê các thông tin ấy. Lí thuyết xác suất và toán học thống kê cũng được sử dụng rộng rãi để đánh giá định lượng các chỉ tiêu độ tin cậy của sản phẩm.

### 3.2. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH TOÁN XÁC SUẤT

Trong lí thuyết xác suất và toán học thống kê, các sự kiện ngẫu nhiên thường được biểu thị bởi một tập số thực. Đại lượng ngẫu nhiên hay biến ngẫu nhiên là đại lượng có thể nhận được nhiều giá trị khác nhau trong những phép thử được tiến hành với những điều kiện không thay đổi. Đối với chi tiết máy và bộ phận máy, các đại lượng như thời gian làm việc vận duy trì được các thông số quy định, các tải trọng tác dụng trong quá trình vận hành máy, các đặc trưng cơ học, các sai lệch về kích thước thực so với kích thước danh nghĩa, trị số hệ số ma sát, v.v... là những thí dụ về đại lượng ngẫu nhiên. Nếu đặt  $X$  là đại lượng ngẫu nhiên;  $x$  - giá trị nào đó bằng số, thì xác suất của sự kiện là đại lượng ngẫu nhiên thoả mãn điều kiện  $X < x$  được biểu thị dưới dạng  $P(X < x)$ . Rõ ràng là  $P(X < x)$  là hàm số của  $x$  (hình 3 - 1), nghĩa là :

$$P(X < x) = F(x)$$

Hàm  $F(x)$  được gọi là hàm *phân bố xác suất* biểu thị quy luật phân phối đại lượng ngẫu nhiên  $X$ . Biểu thức trên đây có nghĩa là : giá trị hàm phân phối xác suất của đại lượng ngẫu nhiên  $X$  tại điểm  $x$  bằng xác suất để đại lượng này nhận một giá trị nhỏ hơn  $x$ .

Hàm  $f(x) \equiv F'(x)$  được gọi là *mật độ phân phối xác suất đại lượng ngẫu nhiên  $X$*  (hình 3 - 1) còn gọi là *mật độ xác suất* hoặc *mật độ phân phối đại lượng  $X$* . Hàm  $f(x) \geq 0$  và

$$F(x) = \int_{-\infty}^x f(x)dx.$$

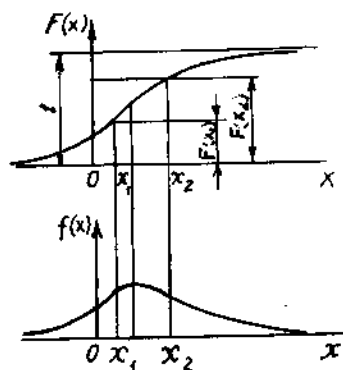
$F(x)$  là hàm đơn điệu liên tục không giảm và nhận các giá trị giữa 0 và 1 :  $0 \leq F(x) \leq 1$ .

Vì sự kiện đại lượng  $X$  lấy giá trị nhỏ hơn  $+\infty$  là chắc chắn cho nên :

$$\lim_{x \rightarrow +\infty} F(x) = F(+\infty) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x)dx = 1.$$

Sự kiện đại lượng  $X$  lấy giá trị nhỏ hơn  $-\infty$  là không thể xảy ra, cho nên

$$\lim_{x \rightarrow -\infty} F(x) = F(-\infty) = 0$$



Hình 3 - 1

Diện tích của hình được giới hạn bởi trục hoành và đường cong  $f(x)$  có giá trị bằng đơn vị.

Xác suất đại lượng ngẫu nhiên  $X$  rơi vào một khoảng nào đó từ  $x_1$  đến  $x_2$  (hình 3 - 1).

$$P(x_1 < X < x_2) = F(x_2) - F(x_1) = \int_{-\infty}^{x_2} f(x)dx - \int_{-\infty}^{x_1} f(x)dx = \int_{x_1}^{x_2} f(x)dx \quad (3 - 1)$$

Qua các số liệu thực nghiệm hoặc thực tế sử dụng, ta có thể tìm được một cách gần đúng quy luật phân phối đại lượng ngẫu nhiên. Có thể lấy thí dụ giới hạn bên kéo  $\sigma_b$  của các mẫu thử. Các số liệu về giới hạn bên kéo  $\sigma_b$  được chia ra  $k$  khoảng. Gọi  $m_j$  là số mẫu thử có trị số  $\sigma_b$  nằm trong khoảng  $j$ .

$n$  - tổng số các mẫu thử. Tỷ số  $W_j = m_j/n$  được gọi là *tần số* hay xác suất của đại lượng  $\sigma_b$  rơi trong khoảng  $j$ .

Hình 3 - 2a biểu thị các giá trị  $W_j$  ứng với mỗi khoảng.

Cộng liên tiếp các giá trị  $W_j$  ta có biểu đồ hàm phân phối thống kê đại lượng ngẫu nhiên (hình 3 - 2b).

$$\hat{F}(x) = \sum_{j=1}^v W_j$$

trong đó  $v = 1, 2, \dots, k$ .

Nếu càng giảm độ dài mỗi khoảng và tăng tổng số mẫu thử  $n$  thì hàm phân phối thống kê  $\hat{F}(x)$  càng gần với quy luật phân phối  $F(x)$  và biểu đồ các giá trị  $W_j$  tiến gần tới biểu đồ mật độ xác suất  $f(x)$ . Hàm  $\hat{F}(x)$  còn được gọi là *hàm phân phối thực nghiệm*.

Các đặc trưng quan trọng nhất của đại lượng ngẫu nhiên  $X$  là giá trị trung bình hay  *kỳ vọng toán học*  $m_x$  và các thông số biểu thị mức độ phân tán so với trị số trung bình :  *phương sai*  $D_x$ ,  *độ lệch tiêu chuẩn* hay  *độ lệch quân phương*  $\hat{\sigma}_x$  và  *hệ số biến độ*  $v_x$

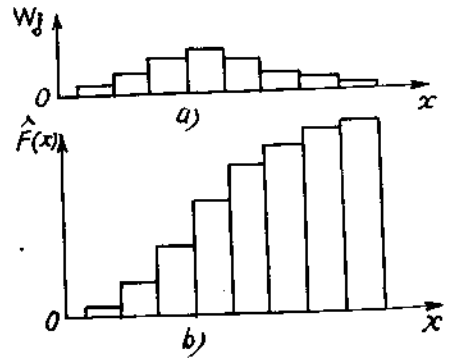
$$m_x = \int_{-\infty}^{+\infty} xf(x)dx ;$$

$$D_x = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - m_x)^2 f(x)dx ;$$

$$\hat{\sigma}_x = \sqrt{D_x} ;$$

$$v_x = \hat{\sigma}_x / m_x$$

Trong thực tế, để mô tả các đại lượng ngẫu nhiên người ta dùng các quy luật phân phối điển hình. *Quy luật phân phối chuẩn* (thường được gọi là quy luật phân phối Gao-xơ) có một vị trí đặc biệt :



Hình 3 - 2

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\hat{\sigma}}} \exp\left[-\frac{(x-m)^2}{2\hat{\sigma}^2}\right]; \quad (3-2)$$

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\hat{\sigma}}} \int_{-\infty}^x \exp\left[-\frac{(x-m)^2}{2\hat{\sigma}^2}\right] dx; \quad (3-3)$$

Với đại lượng ngẫu nhiên tuân theo quy luật này thì

$$m_x = m; \quad \hat{\sigma}_x = \hat{\sigma}; \quad D_x = \hat{\sigma}^2.$$

So với các quy luật khác thì quy luật phân phối chuẩn thường gặp nhiều hơn trong thực tiễn. Quy luật này mô tả càng chính xác khi các đại lượng ngẫu nhiên chịu ảnh hưởng của càng nhiều nhân tố độc lập và mỗi nhân tố có tác động càng ít đến kết quả cuối cùng.

Giá trị  $F(x)$  đối với quy luật phân phối chuẩn được biểu thị bằng  $\Phi(x)$  hoặc  $\Phi^*(x)$ . Trong các sổ tay có các bảng trị số

$$\Phi^*(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x \exp(-t^2/2) dt \quad (3-4)$$

Hàm  $\Phi^*(x)$  được gọi là *hàm phân phối chuẩn*. Giá trị  $F(x)$  với các trị số  $m$  và  $\hat{\sigma}$  bất kì được xác định theo hàm phân phối chuẩn

$$F(x) = \Phi\left(\frac{x-m}{\hat{\sigma}}\right) \quad (3-5)$$

Do đó, từ đẳng thức (3-1), ta có thể viết

$$P(x_1 < X < x_2) = \Phi\left(\frac{x_2-m}{\hat{\sigma}}\right) - \Phi\left(\frac{x_1-m}{\hat{\sigma}}\right)$$

Trong các tài liệu tra cứu cũng cho các bảng giá trị hàm phân phối chuẩn

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x \exp\left(-\frac{t^2}{2}\right) dt = \Phi^*(x) - 0,5$$

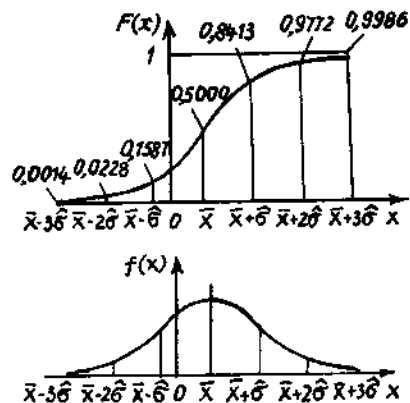
Trong trường hợp này

$$F(x) = 0,5 + \Phi\left(\frac{x-m}{\hat{\sigma}}\right);$$

$$P(x_1 < X < x_2) = \Phi\left(\frac{x_2-m}{\hat{\sigma}}\right) - \Phi\left(\frac{x_1-m}{\hat{\sigma}}\right);$$

$$\Phi(-x) = -\Phi(x).$$

Trên hình 3-3 trình bày các đường cong  $F(x)$  và  $f(x)$  đối với quy luật phân phối chuẩn đại lượng ngẫu nhiên  $X$  với kì vọng toán học  $\bar{x}$  và độ lệch quân phương  $\hat{\sigma}$ . Ứng với các trị số  $x$  là các trị số  $F(x)$  tra bảng, theo công thức (3-5).



Hình 3-3



Xác suất giá trị X rơi trong khoảng từ  $\bar{x} - 3\hat{\sigma}$  đến  $\bar{x} + 3\hat{\sigma}$  là

$$P(\bar{x} - 3\hat{\sigma} < X < \bar{x} + 3\hat{\sigma}) = F(\bar{x} + 3\hat{\sigma}) - F(\bar{x} - 3\hat{\sigma}) \\ = 0,9986 - 0,0014 = 0,9972.$$

Qua đây ta thấy rằng xác suất sai lệch của đại lượng X quá  $3\hat{\sigma}$  so với giá trị trung bình chỉ chiếm 0,28%, nghĩa là rất nhỏ. Vì vậy trong thực tế thường coi sai lệch các giá trị phân phối chuẩn so với trị số trung bình không quá  $3\hat{\sigma}$ .

Sự đánh giá phạm vi khả năng sai lệch này của đại lượng ngẫu nhiên được gọi là "quy tắc ba xích - ma", bởi vì độ lệch quân phương thường được biểu thị bằng  $\sigma$ .

Như vậy khi đã biết qua thử nghiệm các trị số lớn nhất  $x_{\max}$  và nhỏ nhất  $x_{\min}$  của đại lượng ngẫu nhiên X, có thể lấy

$$\hat{\sigma} = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{6} \quad (3-6)$$

Gọi  $x_p$  là một giá trị nào đó của đại lượng ngẫu nhiên X (hình 3-4), ứng với giá trị này điều kiện

$$X < x_p$$

được thực hiện với xác suất P. Tỷ số  $\frac{x_p - \bar{x}}{\hat{\sigma}_x}$

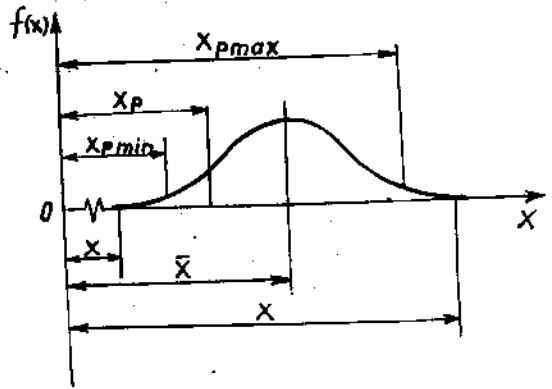
được gọi là phân vị và biểu thị bằng  $u_p$  [xem công thức (3-5)]. Vậy ta có thể viết:

$$\frac{x_p - \bar{x}}{\hat{\sigma}_x} = u_p ; x_p = \bar{x} + u_p \cdot \hat{\sigma}_x \quad (3-7)$$

Trị số  $u_p$  bằng giá trị x tra được qua bảng hàm phân phối chuẩn, nghĩa là

$$\Phi^*(x) = \Phi^*(u_p) = P.$$

Bảng dưới đây cho một số trị số phân vị của hàm phân phối chuẩn  $\Phi^*(x)$ . Ví dụ đối với xác suất  $P = 0,9$  ta tra được  $u_p = u_{0,9} = 1,28$ .



Hình 3-4

### PHÂN VỊ CỦA HÀM PHÂN PHỐI CHUẨN

Xác suất P	Phân vị $u_p$	Xác suất P	Phân vị $u_p$
0	$-\infty$	0,5	0
0,0001	-3,72	0,6	0,25
0,001	-3,09	0,8	0,84

Xác suất P	Phân vị $u_p$	Xác suất P	Phân vị $u_p$
0,01	-2,33	0,9	1,28
0,05	-1,64	0,95	1,64
0,1	-1,28	0,975	1,96
0,2	-0,84	0,999	3,09
0,3	-0,52	1	$\infty$

Có thể tính phân vị ứng với xác suất nhỏ hơn 0,5 theo hệ thức  $u_p + u_{1-p} = 0$

$$U_p = -u_{1-p}. \quad (3-8)$$

Gọi  $x_{Pmin}$  và  $x_{Pmax}$  là các giá trị nhỏ nhất và lớn nhất của đại lượng ngẫu nhiên X, ứng với các giá trị này các điều kiện

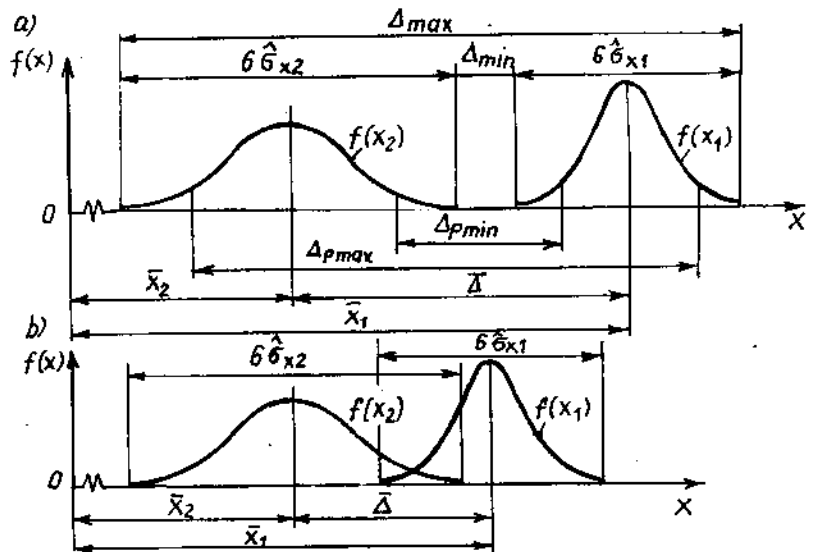
$$X < x_{Pmin} \text{ và } X > x_{Pmax}$$

được thực hiện với xác suất P (khá nhỏ) cho trước. Từ các hệ thức (3-7) và (3-8) ta có

$$x_{Pmin} = \bar{x} + u_p \cdot \hat{\sigma}_x; \quad (3-9)$$

$$x_{Pmax} = \bar{x} + u_{1-p} \cdot \hat{\sigma}_x. \quad (3-10)$$

Nếu như các đại lượng ngẫu nhiên  $X_1$  và  $X_2$  (hình 3-5a) tuân theo quy luật phân phối chuẩn với các kì vọng toán học là  $\bar{x}_1$  và  $\bar{x}_2$  và các độ lệch quân phương  $\hat{\sigma}_{x_1}$  và  $\hat{\sigma}_{x_2}$  tương ứng, theo lí thuyết xác suất thì hiệu của chúng là  $\Delta = X_1 - X_2$  cũng tuân theo quy luật phân phối chuẩn với kì vọng toán học  $\bar{\Delta} = \bar{x}_1 - \bar{x}_2$  và độ lệch quân phương



Hình 3-5

$$\hat{\sigma}_{\Delta} = \sqrt{\hat{\sigma}_{x_1}^2 + \hat{\sigma}_{x_2}^2} \quad (3-11)$$

Từ hệ thức (3 - 7) ta có

$$\Delta_P = \bar{\Delta} + u_P \cdot \hat{\sigma}_\Delta \quad (3 - 12)$$

Trường hợp  $\bar{\Delta} < 3(\hat{\sigma}_{x_1} + \hat{\sigma}_{x_2})$  (hình 3 - 5b) nhiều khi phải đánh giá xác suất sự kiện bất đẳng thức

$$\Delta = x_1 - x_2 \leq 0 \quad (3 - 13)$$

Từ công thức (3 - 12) với  $\Delta_P = 0$  ta có

$$u_P = -\bar{\Delta} / \hat{\sigma}_\Delta \quad (3 - 14)$$

Để làm thí dụ minh họa, ta tính xác suất hỏng của chi tiết máy có giới hạn bền  $\sigma_{lim}$  và chịu ứng suất  $\sigma$  tuân theo quy luật phân phối chuẩn với mật độ xác suất  $f(\sigma_{lim})$  và  $f(\sigma)$ . Trị số trung bình của giới hạn bền là  $\bar{\sigma}_{lim}$  và của ứng suất là  $\bar{\sigma}$ ; độ lệch chuẩn tương ứng là  $\hat{\sigma}_{\sigma_{lim}}$  và  $\hat{\sigma}_\sigma$ . Chi tiết máy bị hỏng nếu như  $\Delta = \sigma_{lim} - \sigma < 0$ . Trị số hiệu  $\Delta$  ứng với xác suất P được tính theo công thức (3 - 12)

$$\Delta_P = \bar{\Delta} + u_P \cdot \hat{\sigma}_\Delta.$$

Trị số  $\Delta = 0$  phân chia các miền âm và dương của  $\Delta$ , biểu thị trạng thái tới hạn của chi tiết máy. Do đó xác suất hỏng được xác định theo điều kiện  $\Delta_P = 0$ .

Vậy để tìm xác suất hỏng P ta tính phân vị  $u_P$  theo công thức (3 - 14) với

$$\begin{aligned} \sigma_\Delta &= \sqrt{\hat{\sigma}_{\sigma_{lim}}^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2} & \text{và } \bar{\Delta} &= \bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}; \\ u_P &= -(\bar{\sigma}_{lim} - \bar{\sigma}) \sqrt{\hat{\sigma}_{\sigma_{lim}}^2 + \hat{\sigma}_\sigma^2} \end{aligned} \quad (3 - 15)$$

Biết giá trị  $u_P$  tra bảng phân phối chuẩn với  $x = u_P$  tìm được xác suất hỏng  $P(\sigma > \sigma_{lim}) = \Phi^*(x)$ .

### 3.3. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ ĐỘ TIN CẬY

Khi xem xét độ tin cậy người ta thường xuất phát từ vấn đề hỏng hóc (hoặc hư hỏng), nghĩa là sự dừng máy bắt buộc nào đó do các chỉ tiêu về sử dụng của máy hoặc chi tiết máy bị tổn hại. Hỏng hóc có thể xảy ra trong thời kì đầu, thời kì chạy mòn của máy, có thể xảy ra đột ngột do quá tải ngẫu nhiên hoặc do các nguyên nhân khác, có thể do bị mài mòn hoặc bị mỏi vì máy hoặc chi tiết máy làm việc một thời gian tương đối lâu.

Trên quan điểm độ tin cậy, người ta chia chi tiết máy làm hai loại: chi tiết máy không phục hồi được (không thể sửa chữa được) và chi tiết máy phục hồi được. Đối với các chi tiết máy không phục hồi được, lần hư hỏng đầu tiên cũng là lần hư hỏng cuối cùng, cần được thay thế (thí dụ ổ lăn, dây cáp v.v...). Đối với chi tiết máy phục hồi được, sau mỗi lần hỏng ta có thể sửa chữa phục hồi chúng rồi tiếp tục sử dụng.

Để đánh giá độ tin cậy của máy và chi tiết máy ta thường dùng các chỉ tiêu : *Xác suất làm việc không hỏng*  $R(t)$ , *cường độ hỏng*  $\lambda(t)$ , *thời gian làm việc trung bình* cho đến hỏng hoặc đến lần hỏng đầu tiên. (Ở đây cần hiểu khoảng thời gian  $t$  với nghĩa suy rộng, có thể được tính theo khối lượng công việc nào đó, không nhất thiết phải tính theo đơn vị thời gian). Trong một số trường hợp người ta còn dùng *hệ số sử dụng*  $K_s$ .

**3.3.1. Xác suất làm việc không hỏng** là xác suất không xảy ra hỏng hóc chi tiết máy (hoặc máy) trong khoảng thời gian quy định. Có thể xác định một cách gần đúng chỉ tiêu này qua tỉ số giữa số lượng các chi tiết máy vẫn duy trì được khả năng làm việc trong thời gian đã định với số lượng ban đầu của chúng. Chẳng hạn như sau khi làm việc được một khoảng thời gian là  $t$  giờ, trong số  $N_c$  chi tiết máy giống nhau, cùng làm việc trong điều kiện như nhau, có  $N_c^h$  chi tiết máy bị hỏng và  $N_t = N_c - N_c^h$  chi tiết máy còn tốt thì xác suất làm việc không hỏng  $R(t)$  của chi tiết máy

$$R(t) = N_t/N_c = (N_c - N_c^h)/N_c = 1 - F(t) \quad (3 - 16)$$

trong đó  $F(t) = N_c^h/N_c$  xác suất hỏng.

Trên hình 3 - 6 trình bày các đường cong  $R(t)$ ,  $F(t) = 1 - R(t)$  và phía dưới là đường cong mật độ phân phối thời gian làm việc cho đến hỏng

$$f(t) = dF(t)/dt = -dR(t)/dt \quad (3 - 17)$$

Gọi  $\Delta N_t^h$  - số chi tiết bị hỏng trong khoảng thời gian từ  $t$  đến  $t + \Delta t$ , ta có

$$\Delta F(t) = \Delta N_t^h / N_c.$$

Khi  $\Delta t \rightarrow 0$  thì

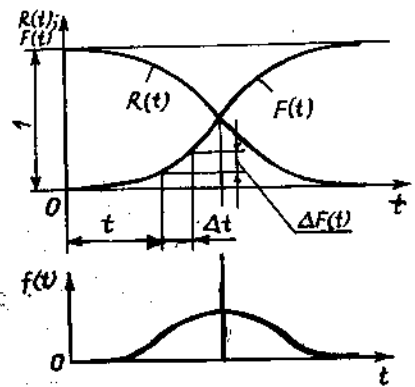
$$dF(t)/dt = f(t) \approx \Delta N_t^h / N_c \cdot \Delta t$$

Như vậy có thể xác định mật độ phân phối  $f(t)$  một cách gần đúng bằng tỉ số giữa các chi tiết bị hỏng trong một đơn vị thời gian với số chi tiết được thử nghiệm.

Trường hợp đối tượng là một hệ thống gồm  $n$  phần tử liên kết nối tiếp nhau hệ thống không hỏng khi tất cả các phần tử trong hệ thống không hỏng. Phần lớn các bộ truyền cơ khí thuộc loại đối tượng này. Xác suất làm việc không hỏng  $R(t)$  của hệ thống bằng tích số xác suất không hỏng  $R_1(t), R_2(t), \dots, R_n(t)$  của các phần tử

$$R(t) = R_1(t) \cdot R_2(t) \cdot \dots \cdot R_n(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t) \quad (3 - 19)$$

Từ công thức (3 - 19) ta thấy độ tin cậy của hệ thống gồm các phần tử ghép nối tiếp bao giờ cũng thấp hơn độ tin cậy của bất kì phần tử nào trong đó và càng giảm xuống khi số lượng phần tử càng tăng. Thí dụ, khi số phần tử  $N = 10$ , mỗi phần tử có xác suất làm việc không hỏng như nhau là 0,97, thì  $R(t) = (0,97)^{10} \approx 0,74$ .



Hình 3 - 6

(3 - 18)

Trường hợp đối tượng là một hệ thống liên kết song song  $m$  phần tử (hồng học của hệ thống xảy ra khi có hồng học của tất cả các phần tử) và nếu xác suất làm việc không hồng của các phần tử này như nhau sẽ là  $R_1(t)$ , nghĩa là xác suất hồng của mỗi phần tử cũng như nhau  $Q_1(t)$ , thì xác suất hồng của hệ thống sẽ là  $Q(t) = Q_1^m(t) = [1 - R_1(t)]^m$ .

Vậy xác suất làm việc không hồng của hệ thống

$$R(t) = 1 - Q(t) = 1 - [1 - R_1(t)]^m. \quad (3 - 20)$$

Rõ ràng là hệ thống liên kết song song các phần tử có độ tin cậy rất cao. Tuy nhiên trường hợp này đòi hỏi phải sử dụng nhiều phần tử dự trữ, kết cấu máy sẽ phức tạp hơn, khối lượng và giá thành máy tăng lên.

**3.3.2. Cường độ hồng  $\lambda(t)$  tại thời điểm  $t$  nào đó là tỉ số giữa số hồng học trong một đơn vị thời gian với tổng số  $N_t$  chi tiết máy được sử dụng ở thời điểm này. Cụ thể tại thời điểm  $t$  nào đó có  $N_t$  chi tiết máy làm việc, trong một khoảng thời gian khá nhỏ  $\Delta t$  có  $\Delta N_t^h$  chi tiết hồng, thì cường độ hồng  $\lambda(t)$  tại thời điểm  $t$  có thể xác định gần đúng bằng :**

$$\lambda(t) \approx \Delta N_t^h / N_t \cdot \Delta t. \quad (3 - 21)$$

Chú ý : công thức (3 - 21) khác công thức (3 - 18) xác định mật độ phân phối  $f(t)$  ở chỗ trong mẫu số công thức (3 - 18) có  $N_c$  tổng số chi tiết được dùng để thử nghiệm, còn  $N_t$  trong (3 - 21) là số chi tiết còn sử dụng được cho đến thời điểm  $t$ .

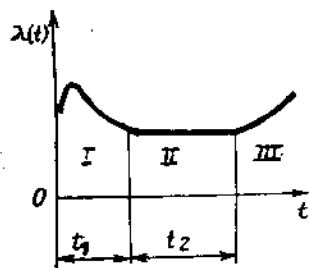
Từ các hệ thức (3 - 16) - (3 - 18) và (3 - 21) ta có

$$\lambda(t) = f(t)/R(t) = -[dR(t)/dt] \cdot [1/R(t)].$$

Tích phân biểu thức trên từ 0 đến  $t$  ta được :

$$R(t) = \exp \left[ - \int_0^t \lambda(t) dt \right]. \quad (3 - 22)$$

Trên hình 3 - 7 trình bày sự thay đổi của  $\lambda(t)$  theo thời gian  $t$ , đặc trưng cho máy và bộ phận máy. Có thể chia diễn biến cường độ hồng thành ba giai đoạn. Ở giai đoạn I, cường độ hồng tương đối cao do các khuyết tật chế tạo máy. Cường độ hồng trong giai đoạn II, tương đối thấp và ít thay đổi do các hồng học ngẫu nhiên. Sang giai đoạn III, cường độ hồng tăng, càng về sau càng cao do lượng mòn tăng lên, các chi tiết máy bị lão hoá hoặc mỏi, hoặc do các nguyên nhân có liên quan đến việc khai thác sử dụng máy trong thời gian đã khá dài.



Hình 3 - 7

**3.3.3. Tuổi thọ** là khoảng thời gian làm việc của đối tượng tính từ khi bắt đầu hoạt động cho tới khi đạt trạng thái tới hạn (đối tượng bị hồng hoặc cần sửa chữa phục hồi).

Tuổi thọ được tính theo thời gian làm việc thực (không kể thời gian không hoạt động của đối tượng) còn gọi là *tuổi thọ hữu ích*. Như trên đã nói, trong thực tế ta còn dùng tuổi

thọ với nghĩa suy rộng, khi khối lượng công việc được tính bằng số chu trình, số km đường đi, số sản phẩm sản xuất được v.v...

Tuổi thọ là một đại lượng ngẫu nhiên. Tuổi thọ trung bình là kì vọng toán học của đại lượng tuổi thọ. Tuổi thọ gamma phần trăm là tuổi thọ mà đối tượng làm việc chưa đạt tới trạng thái tới hạn với xác suất là  $\gamma$  phần trăm. Rõ ràng là

$$\gamma = 100R(t).$$

Đối với sản phẩm được sản xuất hàng loạt người ta thường lấy  $\gamma = 90\%$  chẳng hạn như ổ lăn. Thí dụ tuổi thọ 90% của 1 loại ổ lăn nào đó đạt 5000 giờ, điều này có nghĩa là 90% số ổ lăn này có tuổi thọ 5000 giờ, còn 10% số ổ lăn có thể bị hỏng sớm hơn.

**3.3.4. Hệ số sử dụng.** Trong một số trường hợp đối với các chi tiết máy phục hồi được người ta dùng hệ số sử dụng  $K_s$  để đặc trưng cho độ tin cậy của chi tiết máy. Hệ số sử dụng  $K_s$  là tỉ số giữa thời gian làm việc  $t_{lv}$  trong một thời kì hoạt động nào đó của chi tiết máy với tổng số thời gian  $T$ , bao gồm thời gian làm việc  $t_{lv}$ , thời gian chăm sóc  $t_c$  và thời gian sửa chữa được phục hồi  $t_p$

$$K_s = t_{lv}/T = t_{lv}/(t_{lv} + t_c + t_p). \quad (3 - 23)$$

## 3.4. PHƯƠNG HƯỚNG NÂNG CAO ĐỘ TIN CẬY CỦA CHI TIẾT MÁY VÀ MÁY

Độ tin cậy của máy và chi tiết máy phụ thuộc vào trình độ thiết kế, công nghệ chế tạo, điều kiện sử dụng v.v... Trong nhiều nhân tố ảnh hưởng đến độ tin cậy, ở đây chủ yếu chỉ xem xét những nhân tố có liên quan đến quá trình tính toán thiết kế máy và chi tiết máy.

Chọn đúng vật liệu, các phương pháp gia công và tăng bền có ý nghĩa quan trọng để đảm bảo độ tin cậy. Vật liệu của nhiều khớp động học, cần có tính bền mòn cao để tránh được những sự cố phải dừng máy do bị mài mòn quá nhanh.

Dưới tác dụng của tải trọng ngoài, trong tiết diện chi tiết máy sinh ra ứng suất có thể dẫn tới làm gãy hỏng. Tại các bề mặt tiếp xúc, tác động của áp suất và sự trượt tương đối giữa các bề mặt sẽ gây nên mài mòn. Tính toán để xác định đúng tải trọng và ứng suất, bảo đảm chỉ tiêu độ bền, độ cứng là những biện pháp quan trọng làm tăng độ tin cậy của máy. Các biện pháp hợp lí để nâng cao độ bền mà không cần tăng khối lượng là : sử dụng các profin và hình dạng có độ bền cao, bố trí kết cấu sao cho tải trọng phân bố đều cho các phần tử của kết cấu. Sử dụng kết cấu tự lựa (thí dụ ổ tự lựa v.v...) tạo điều kiện cho tải trọng phân bố đều hơn tại vùng tiếp xúc, ngăn ngừa gãy hỏng, do đó làm tăng độ tin cậy. Chọn đúng sơ đồ tải trọng, sử dụng các hình dạng có độ cứng cao, bố trí các gối tựa hợp lí... là các biện pháp tốt để nâng cao độ cứng của kết cấu máy.

Sự an toàn hoạt động (không xảy ra hỏng hóc) của máy phụ thuộc nhiều vào vấn đề sử dụng đúng kĩ thuật, chăm sóc chu đáo, ngăn ngừa quá tải. Khi thiết kế máy cần áp dụng các biện pháp ngăn ngừa hoặc giảm nhẹ các hậu quả có thể xảy ra do sử dụng không thành thạo.

Với mục đích này cần cố gắng tránh hoặc giảm bớt các thao tác phụ như điều chỉnh các bộ phận, bôi trơn định kì các khớp động v.v.. Có thể nêu một vài thí dụ về các biện pháp nhằm loại trừ các nhân tố khách quan có hại để đảm bảo độ tin cậy cao cho máy như sử dụng hệ thống bôi trơn tự động với trang bị khống chế không cho máy khởi động khi có trục trặc trong hệ thống bôi trơn, sử dụng bộ phận phòng ngừa quá tải ngắn do ngẫu nhiên v.v..

Trong một số trường hợp, để nâng cao độ tin cậy của máy, người ta thay đổi kết cấu nhằm giảm bớt các nguồn gây hư hỏng. Các mối ghép ren, then, then hoa, độ dôi v.v... thường có xuất hiện các dịch chuyển cục nhỏ giữa các bề mặt tiếp xúc, gây nên gỉ - tiếp xúc phá hỏng mối ghép hoặc làm gãy chi tiết máy. Tránh dùng các mối ghép này, mà chọn cách khác, thí dụ như dùng bánh răng liền trục, độ tin cậy của kết cấu sẽ cao hơn.

Tóm lại, việc hoàn thiện tính toán và thiết kế máy là một trong những điều kiện quan trọng để tạo ra những kết cấu tin cậy và có giá thành thấp. Ngoài ra phải biết những chỗ còn thiếu sót trong tính toán để có những sửa đổi cần thiết. Do đó ngay trong giai đoạn thiết kế ban đầu phải tiến hành thử nghiệm các chi tiết và bộ phận máy và dự định khả năng điều chỉnh kết cấu một cách ít tốn kém nhất. Để giảm cường độ hỏng trong thời kì làm việc đầu, cần thử nghiệm đối tượng theo một chương trình riêng, tái hiện (hoặc cường hoá) điều kiện làm việc thực của máy trong sử dụng. Nhờ đó có thể làm bộc lộ các khuyết tật của máy để kịp thời sửa chữa trước khi đưa máy vào sử dụng trong thực tiễn. Làm như vậy sẽ tăng thêm chi phí, kéo dài thời gian chế tạo máy, tuy nhiên, để bù lại, máy được sản xuất ra sẽ đạt độ tin cậy cao.

## Phần thứ hai

# CÁC CHI TIẾT MÁY GHÉP

---

Để tạo thành một cỗ máy, các chi tiết và bộ phận máy được liên kết với nhau bằng cách này hoặc cách khác. Có hai loại liên kết : liên kết động như các bản lề, ổ trục, các cặp bánh răng ăn khớp v.v... và liên kết cố định như mối ghép ren, mối ghép then, mối ghép bằng hàn v.v...

Các liên kết động được xác định theo sơ đồ động học. Các liên kết cố định được sử dụng do sự cần thiết đơn giản hoá việc chế tạo, giảm nhẹ lắp ráp, sửa chữa, vận chuyển... Trong chế tạo máy, các liên kết cố định được gọi là các mối ghép. Các mối ghép được chia ra hai loại lớn : mối ghép tháo được và mối ghép không tháo được.

Đối với các mối ghép tháo được, ta có thể tách ra các bộ phận máy rời nhau mà các chi tiết máy ghép không bị hỏng. Các mối ghép ren, then, then hoa, trục định hình thuộc loại này.

Đối với các mối ghép không tháo được, ta không thể tháo rời các bộ phận máy mà không làm hư hỏng một phần hoặc hoàn toàn các chi tiết máy ghép. Mối ghép bằng đinh tán, ghép bằng độ dôi thuộc loại này<sup>(\*)</sup>.

Thiết kế các mối ghép là công việc quan trọng vì phần lớn các gãy hỏng của máy thường xảy ra tại chỗ các mối ghép.

Chỉ tiêu cơ bản về khả năng làm việc và tính toán mối ghép là độ bền – độ bền tĩnh và độ bền mỏi. Cần cố gắng bố trí kết cấu sao cho đạt được độ bền đều giữa các phần tử được ghép, để có thể sử dụng hết khả năng chịu tải của vật liệu.

Mối ghép trong các bình chứa hay ống dẫn chất lỏng hoặc hơi còn cần bảo đảm độ kín.

Đối với một số mối ghép trong các máy, nhất là trong các máy công cụ, độ cứng có ý nghĩa rất quan trọng. Năng suất của máy công cụ và độ chính xác chế tạo phụ thuộc nhiều vào độ cứng của hệ thống máy, vật được gia công, dụng cụ cắt.

---

(\*) Sắp xếp mối ghép bằng độ dôi vào loại ghép không tháo được chỉ là quy ước, vì chúng có thể tháo lắp nhiều lần tuy có làm hư hỏng chút ít bề mặt lắp ghép và phải dùng lực lớn.



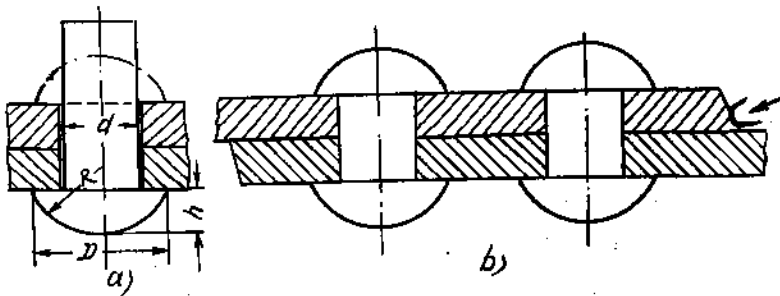
## Chương 4

# GHÉP BẰNG ĐINH TÁN

### 4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

#### 4.1.1. Các loại đinh tán

Đinh tán là một thanh hình trụ tròn có mũ ở hai đầu ; một mũ được chế tạo sẵn, gọi là *mũ sẵn*, còn mũ thứ hai gọi là *mũ tán*, được tạo nên khi tán đinh vào mối ghép. Cho đinh vào lỗ của mối ghép và tán lại, ta được mối ghép đinh tán (hình 4.1)



Hình 4.1

Đinh tán được chế tạo bằng thép tròn. Lỗ đinh chế tạo bằng cách đột hoặc khoan, hoặc trước đột sau khoan. Đột lỗ là phương pháp có năng suất cao nhất nhưng chỉ dùng được đối với những tấm không dày quá 25mm, đồng thời cũng tạo nên những vết nứt nhỏ quanh mép lỗ. Vì vậy đối với những mối ghép quan trọng, người ta chừa lại một lượng dư khoảng 2 – 3mm theo đường kính để sau khi đột đem khoan nốt, do đó những vết nứt nhỏ quanh mép lỗ do đột sinh ra sẽ không còn nữa.

Đinh tán bằng phương pháp tán nguội (không nung nóng đinh) hoặc phương pháp tán nóng (nung đầu đinh tới nhiệt độ 1000 – 1100°C, đầu bị nung lúc này có màu đỏ tươi). Tán nguội dùng cho các đinh tán bằng thép đường kính dưới 8 – 10 mm hoặc đinh tán bằng kim loại màu đường kính bất kì. Tán nóng dùng cho các đinh tán bằng thép đường kính trên 8 – 10mm.

Để mối ghép được kín người ta tán biên, bằng cách dùng búa và đục bằng tán quanh mép biên (hình 4.1b).

Tùy theo hình dạng mũ đinh, có thể chia ra các loại : đinh mũ chòm cầu, mũ côn, mũ chìm, mũ nửa chìm v.v... (hình 4.2). Đinh tán mũ chòm cầu được thông dụng hơn cả vì dễ chế tạo ; mũ đinh có hình chòm cầu với  $R = (0,85 + 1)d$  ;  $D = (1,6 + 1,75)d$  và  $h = (0,6 + 0,65)d$  ;  $d$  là đường kính thân đinh. Để có thể tán được đầu đinh, chiều dài thân đinh  $l$  xác định theo hệ thức :

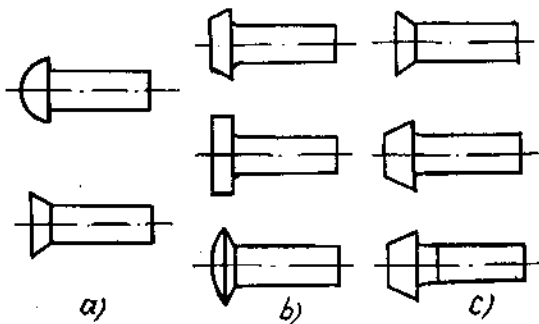
$$l = \Sigma S + (1,5 + 1,7)d,$$

$S$  là chiều dày tấm ghép.

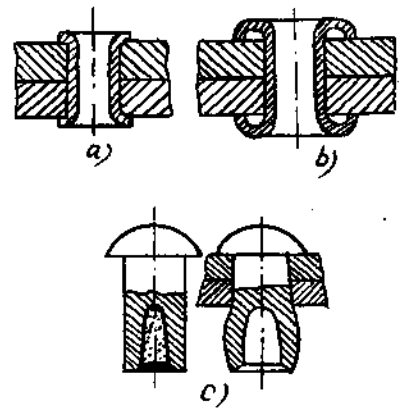
Khi thiếu chỗ để đặt đinh tán mũ tròn, có thể dùng đinh tán mũ chìm hoặc các kiểu khác.

Ngoài các loại đinh tán kể trên, còn dùng các loại đinh tán đặc biệt khác nữa : đinh tán rỗng để tán vào kim loại (hình 4 - 3a), vào da, vải (hình 4 - 3b), đinh tán có mũ nổ (hình 4 - 3c) (một đầu chứa thuốc nổ, khi nổ sẽ tạo ra mũ sẵn).

Vật liệu đinh tán phải dẻo để có thể tán mũ đinh và đồng chất với kim loại mối ghép để tránh bị ăn mòn điện hoá. Đinh tán thép thường làm bằng thép ít cacbon như CT2, CT3, 10, 15 v.v...



Hình 4 - 2



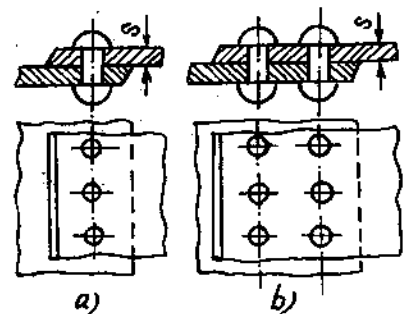
Hình 4 - 3

#### 4.1.2. Các mối ghép đinh tán

Theo công dụng, các mối ghép đinh tán được chia ra :

- Mối ghép chắc, dùng trong các kết cấu như cầu, dàn cầu trục v.v...
- Mối ghép chắc kín, dùng trong các nồi hơi, bình chứa có áp suất cao.

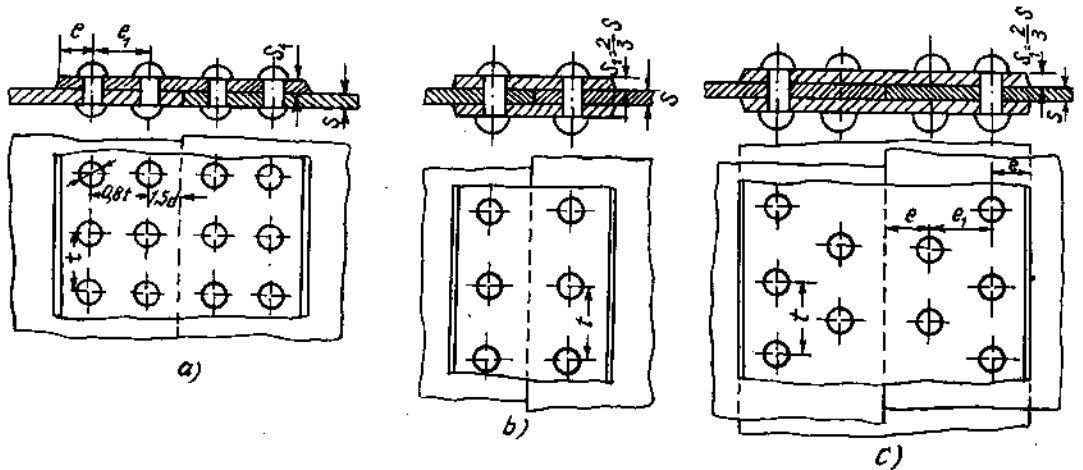
Theo hình thức cấu tạo, có các loại mối ghép chồng (hình 4 - 4) hoặc giáp mối có một hoặc hai tấm đệm (hình 4 - 5). Số dây đinh trên mỗi tấm chính có thể là một, hai hoặc nhiều dây.



Hình 4 - 4

### 4.1.3. Ưu, nhược điểm

*Ưu điểm* của mối ghép đinh tán là chắc chắn, dễ kiểm tra chất lượng, ít làm hỏng các chi tiết máy được ghép khi cần tháo rời (so với ghép bằng hàn). *Nhược điểm* là tốn kim loại, giá thành cao, hình dạng và kích thước công kênh. Ngày nay do sự phát triển của ngành hàn, phạm vi sử dụng của đinh tán đang dần dần bị thu hẹp.



Hình 4 - 5

Tuy nhiên, ghép đinh tán còn được dùng phổ biến trong các trường hợp sau :

- Những mối ghép đặc biệt quan trọng và những mối ghép trực tiếp chịu tải trọng chấn động hoặc va đập (như cầu, dàn cần trục trên 200 tấn v.v...).
- Những mối ghép nếu đốt nóng sẽ bị vênh hoặc giảm chất lượng (do đó không hàn được).
- Những mối ghép bằng các vật liệu chưa hàn được.

## 4.2. TÍNH MỐI GHÉP CHẮC

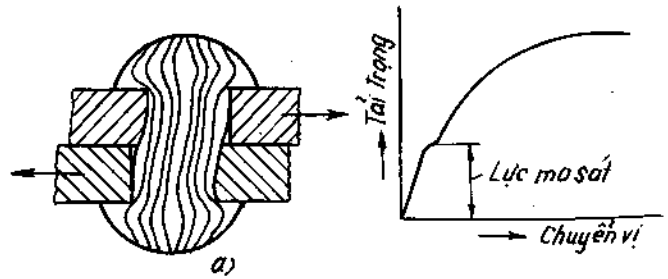
### 4.2.1. Đặc điểm làm việc của mối ghép đinh tán

Trường hợp tán nóng, lúc nguội thân đinh co lại theo chiều dọc và chiều ngang. Đinh co theo chiều dọc gây nên lực dọc xiết chặt các tấm ghép lại với nhau, nhờ đó giữa các tấm ghép sẽ sinh ra lực ma sát. Đinh co theo chiều ngang tạo nên khe hở giữa lỗ và thân đinh.

Thông thường mối ghép đinh tán chịu tải trọng ngang (\*), có xu hướng kéo các tấm ghép trượt tương đối đối với nhau (hình 4 - 6a).

Khi tải trọng nhỏ, chưa vượt quá lực ma sát cực đại trên bề mặt tiếp xúc của các tấm, tải trọng được truyền từ tấm nọ sang tấm kia nhờ lực ma sát. Trên đồ thị chuyển vị - tải trọng (hình 4 - 6b) giai đoạn này được biểu thị bằng đoạn thẳng.

Nếu tải trọng được tiếp tục tăng lên cho tới khi lớn hơn lực ma sát, các tấm ghép sẽ trượt tương đối với nhau một khoảng bằng khe hở giữa lỗ và thân đỉnh : ta có đoạn nằm ngang trên đồ thị. Từ lúc này, tải trọng tác dụng trực tiếp lên thân đỉnh, làm thân đỉnh bị cắt, dập và uốn.



Hình 4 - 6

Trường hợp tán nguội, giữa thân đỉnh và lỗ không có khe hở, cho nên ngay từ lúc tải trọng bắt đầu tác dụng, thân đỉnh đã làm việc : truyền tải trọng từ tấm ghép này qua tấm ghép khác.

Vì khó xác định lực ma sát nên trong các tính toán mối ghép chúng ta bỏ qua lực này, như vậy các công thức tính toán có tính chất gần đúng, các phần tử mối ghép được thiết kế ra sẽ dư sức bền. Có thể bù lại sai số này bằng cách chọn ứng suất cho phép lớn hơn chút ít. Cũng cần chú ý là đường kính lỗ đỉnh được dùng làm đường kính tính toán.

#### 4.2.2. Tính mối ghép chống chịu lực ngang<sup>(\*)</sup>

Giả thiết rằng tải trọng  $F$  phân bố đều trên tiết diện ngang của tấm ghép, ta có thể chia mối ghép ra nhiều đoạn đều nhau và tiến hành tính trên một đoạn.

Xét trường hợp ghép chống 1 dây đỉnh (hình 4 - 7). Gọi  $Z$  là số đỉnh trong mối ghép, lực tác dụng lên mỗi đỉnh (hoặc lên một đoạn có chiều rộng bằng bước đỉnh  $t$ ) là :

$$F_1 = F/Z$$

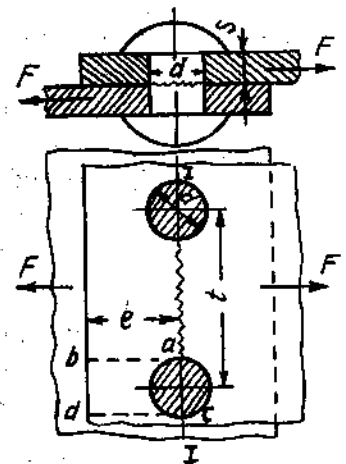
Mối ghép có thể bị hỏng do :

1. Đỉnh bị cắt đứt.
2. Tấm ghép bị kéo đứt tại tiết diện I - I qua tâm các đỉnh.
3. Bề mặt tiếp xúc giữa lỗ và thân đỉnh bị dập.
4. Biên bị cắt đứt theo các tiết diện ab và cd. Để tránh các khả năng hỏng nói trên, các điều kiện sức bền sau đây phải được thoả mãn :

Trường hợp 1 :

$$F_1 \leq (\pi d^2/4)[\tau]_d \quad (4-1)$$

$[\tau]_d$  - ứng suất cắt cho phép của đỉnh.



Hình 4 - 7

(\*) Danh từ này có tính chất quy ước, chỉ tải trọng tác dụng trong mặt phẳng vuông góc đường trục của đỉnh.

Trường hợp 2 :

$$F_1 \leq (t - d)S[\sigma]_{kt} \quad (4-2)$$

$[\sigma]_{kt}$  – ứng suất kéo cho phép của tấm ghép, S – chiều dày tấm ghép.

Trường hợp 3 :

$$F_1 \leq Sd[\sigma_d] \quad (4-3)$$

$[\sigma_d]$  – ứng suất dập cho phép

Quy luật phân bố ứng suất dập trên bề mặt tiếp xúc giữa lỗ và thân đinh khó xác định chính xác vì phụ thuộc rất nhiều vào trị số khe hở hoặc độ dôi giữa đinh và lỗ cũng như vào độ chính xác chế tạo. Để đơn giản hoá, ta quy ước rằng ứng suất phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc (hình 1 - 2) và ứng suất dập được tính theo công thức (1 - 2).

Trường hợp 4 :

$$F_1 \leq 2 \left( e - \frac{d}{2} \right) S[\tau]_t \quad (4-4)$$

$[\tau]_t$  – ứng suất cắt cho phép của tấm ghép.

(Vì ứng suất cắt phân bố rất phức tạp trong các tiết diện ab và cd, nên chiều dài tính toán của các tiết diện này quy ước lấy bằng  $e - \frac{d}{2}$ ).

Xuất phát từ yêu cầu độ bền đều, ta tìm các quan hệ kích thước của mối ghép.

Từ (4 - 1) và (4 - 3) ta có

$$d = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{[\sigma_d]}{[\tau]_d} \cdot S.$$

Đối với các vật liệu làm mối ghép đinh tán thông thường, có thể lấy

$$[\sigma_d] = (1,6 + 2)[\tau]_d$$

do đó  $d = (2 + 2,5)S$ , quy định lấy  $d = 2S$ .

Từ (4 - 1) và (4 - 2), với  $d = 2S$  và  $[\tau]_d \cong [\sigma]_{kt}$

$$t = d \left( \frac{\pi}{2} \cdot \frac{[\tau]_d}{[\sigma]_{kt}} + 1 \right) \cong 2,6d.$$

Từ (4 - 1) và (4 - 4), với  $d = 2S$  và  $[\tau]_t \cong 0,8 [\tau]_d$

$$e = 0,5d \left( \frac{\pi}{2} \cdot \frac{[\tau]_d}{[\tau]_t} + 1 \right) \cong 1,5d.$$

Trên cơ sở phân tích và tính toán trên đây, các quan hệ kích thước của mối ghép một dây đinh, với đinh chịu cắt ở một tiết diện, lỗ đinh khoan, được quy định như sau :

$$d = 2S, \quad t = 3d, \quad e = 1,5d.$$

Trường hợp ghép chồng hai tấm có chiều dày khác nhau, S là chiều dày của tấm mỏng hơn.

Số đinh cần thiết của mối ghép được xác định theo điều kiện (4 - 1) :

$$F_1 = \frac{F}{Z} \leq \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_d$$

do đó

$$Z \geq \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{d^2 [\tau]_d} \quad (4 - 5)$$

Đối với các mối ghép khác, cũng tương tự như trên ta có :

- Ghép chồng hai dây đinh :

$$d = 2S ; t = 4d ; e = 1,5d ;$$

- Ghép chồng n dây đinh :

$$d = 2S ; t = (1,6n + 1)d ; e = 1,5d ;$$

- Ghép giáp mối hai tấm dẹt, một dây đinh :

$$d = 1,5S ; t = 3,5d ; e = 2d ;$$

- Ghép giáp mối hai tấm dẹt hai dây :

$$d = 1,5S ; t = 6d ; e = 2d ;$$

- Ghép giáp mối hai tấm dẹt, n dây đinh :

$$d = 1,5S ; t = (2,4n + 1)d ; e = 2d$$

Sau khi chọn kết cấu theo các quan hệ kích thước trên đây, ta tiến hành kiểm nghiệm đinh theo điều kiện bền cắt. Gọi i là số tiết diện chịu cắt của mỗi đinh (đối với ghép chồng và ghép giáp mối một tấm dẹt i = 1, đối với ghép giáp mối hai tấm dẹt i = 2), số đinh cần thiết của mối ghép :

$$Z \geq \frac{4}{\pi} \cdot \frac{F}{id^2 [\tau]_d} \quad (4 - 6)$$

Thường với chiều dày tấm ghép đã cho hoặc chọn trước, tùy theo điều kiện chịu lực cụ thể để bố trí kiểu ghép, ta xác định được đường kính đinh, số đinh cần thiết và kích thước của mối ghép, sau đó kiểm nghiệm lại các điều kiện bền.

Trong các công thức, lực được tính bằng niuton (N) kích thước chiều dài - mm và ứng suất tính bằng MPa ( $N/mm^2$ ).

### 4.2.3. Hệ số độ bền của mối ghép

Để đánh giá độ bền của mối ghép, người ta so sánh nó với độ bền của tấm nguyên, bằng cách dùng hệ số độ bền  $\varphi$ .

Hệ số độ bền  $\varphi$  được biểu thị bằng tỉ số lực tối đa mà mối ghép và tấm nguyên có thể chịu được. Hệ số  $\varphi$  thường được tính theo công thức sau đây :

$$\varphi = \frac{(t-d)S[\sigma]_k}{tS[\sigma]_k} = \frac{(t-d)}{t}$$

Đối với các mối ghép có quan hệ kích thước theo quy định ở trên ta có các trị số  $\varphi$  như sau :

- Mối ghép 1 dẫy đinh, 1 tiết diện chịu cắt  $\varphi = 0,67$ .
- Mối ghép hai tấm đệm, một dẫy đinh  $\varphi = 0,71$ .
- Mối ghép chồng, hai dẫy đinh  $\varphi = 0,75$ .
- Mối ghép hai tấm đệm, hai dẫy đinh  $\varphi = 0,83$ .

Qua các số liệu trên có thể thấy rằng độ bền của các mối ghép một dẫy đinh, một tiết diện chịu cắt, giảm đi 33%, còn đối với mối ghép có hai tấm đệm và hai dẫy đinh độ bền chỉ giảm 17%.

### 4.2.4. Ứng suất cho phép

Ứng suất cho phép của các mối ghép bằng thép CTO, CT2 và CT3, chịu tải trọng tĩnh hoặc tải trọng thay đổi nhưng không đổi chiều có thể lấy trong bảng 4 - 1.

**Bảng 4 - 1**

**TRỊ SỐ ỨNG SUẤT CHO PHÉP DÙNG CHO TÍNH TOÁN MỐI GHÉP BẰNG ĐINH TÁN**

Loại ứng suất	Cách gia công lỗ	Trị số ứng suất cho phép, MPa	
		Thép CTO, CT2	Thép CT3
$[\tau]_o$	Khoan	140	140
	Đột	100	100
$[\sigma_d]$	Khoan	280	320
	Đột	240	280
$[\sigma]_k$	Khoan hoặc đột	140	160
$[\tau]_l$	Khoan hoặc đột	90	100

Trường hợp mối ghép chịu tải trọng thay đổi đối chiều phải giảm bớt ứng suất cho phép lấy trong bảng bằng cách nhân với hệ số giảm  $\gamma$  :

$$\gamma = \frac{1}{a - b(F_{\min} / F_{\max})}, \quad (4 - 7)$$

trong đó  $F_{\min}$  và  $F_{\max}$  - tải trọng nhỏ nhất và lớn nhất, có mang dấu của chúng ;  $a = 1$  và  $b = 0,3$  đối với kết cấu bằng thép ít các bon ;  $a = 1,2$  và  $b = 0,8$  - đối với kết cấu bằng thép các bon trung bình.

Các ứng suất để tính toán là ứng suất cực đại của chu kỳ ứng suất.

### 4.3. TÍNH MỐI GHÉP CHẮC KÍN

Trong mối ghép chắc kín không những phải bảo đảm độ bền mà còn cần bảo đảm kín. Phải thiết kế kết cấu sao cho dưới tác dụng của tải trọng, mối ghép không bị di chuyển tương đối (không bị trượt). Muốn vậy, tải trọng tác dụng phải nhỏ hơn lực ma sát sinh ra giữa các tấm ghép. Vì có nhiều nhân tố phức tạp ảnh hưởng đến lực ma sát, cho nên không thể xác định bằng tính toán lí thuyết. Người ta phải dựa vào thực nghiệm để tìm ra giới hạn cản trượt của mối ghép. Ta quy ước gọi giới hạn cản trượt là sức cản không cho các tấm ghép trượt đối với nhau, được tạo nên bởi đinh tán có tiết diện bằng một đơn vị diện tích. Để đảm bảo mối ghép được kín, lực kéo ngang tác dụng lên một đơn vị diện tích thân đinh  $\xi$  không vượt quá giới hạn cản trượt  $[\xi]$ .

Gọi  $F_1$  là lực do một đinh tán chịu, ta có điều kiện

$$\xi = \frac{F_1}{\pi d^2 / 4} \leq [\xi] \quad (4 - 8)$$

Mối ghép chắc kín được dùng nhiều trong các nồi hơi. Quan hệ kích thước và trị số  $[\xi]$  của các kiểu ghép chắc kín cho trong bảng 4.2, trong đó  $p$  - áp suất nồi hơi (MPa),  $q$  - cường độ lực tác dụng trong mặt cắt dọc thành nồi.

Bảng 4 - 2

#### CÁC ĐẶC TRUNG CHỦ YẾU CỦA MỐI GHÉP ĐINH TÁN CHẮC KÍN

Kiểu ghép	$q = pD/2$ N/mm	Đường kính đinh tán $d$ , mm	Bước đinh $t$ , mm	$\varphi = \frac{t-d}{t}$	$[\xi]$ MPa
Ghép chồng, 1 dãy đinh	Dưới 500	$S + 8$	$2d + 8$	0,60	60 - 70
Ghép chồng, 2 dãy đinh	350 - 950	$S + 8$	$2,6d + 15$	0,70	60 - 65
Ghép chồng, 3 dãy đinh	450 - 1350	$S + (6 \div 8)$	$3d + 22$	0,75	55 - 60
Ghép giáp mối, 2 đệm, 2 dãy đinh	450 - 1350	$S + (5 \div 6)$	$3,5d + 15$	0,75	95 - 115
Ghép giáp mối, 2 đệm, 3 dãy đinh	450 - 2300	$S + 5$	$6d + 20$	0,85	90 - 110

$S$  - chiều dày tấm ghép.



## Chương 5

# GHÉP BẰNG HÀN

### 5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

#### 5.1.1. Các loại mối hàn

Mối ghép bằng hàn có nhiều ưu điểm nên được dùng ngày càng rộng rãi trong các ngành công nghiệp. Trong quá trình hàn, các chi tiết máy được đốt nóng cục bộ cho tới nhiệt độ nóng chảy hoặc dẻo và gắn lại với nhau nhờ lực hút giữa các phân tử kim loại.

Có nhiều phương pháp hàn và có thể phân loại chúng theo nhiều cách. Theo hình thức công nghệ, các mối ghép bằng hàn được chia ra :

- Mối ghép bằng hàn hồ quang điện, hàn xỉ điện và hàn hơi, làm kim loại bị nóng chảy và gắn lại với nhau, không cần lực ép chúng.
- Mối ghép bằng hàn tiếp xúc, làm kim loại bị dẻo và phải dùng lực ép chúng lại.
- Mối ghép bằng hàn vảy, không nung chảy kim loại được ghép mà chỉ nung chảy vật liệu hàn.

Trong các phương pháp hàn, thông dụng nhất là hàn hồ quang điện. Hàn hồ quang điện có thể tiến hành bằng tay hoặc tự động. Hàn tự động, nhất là hàn tự động dưới lớp thuốc hàn nóng chảy đạt được năng suất cao, đỡ tốn vật liệu que hàn, bảo đảm mối hàn được đồng nhất, có cơ tính cao và không bị phụ thuộc vào trình độ kĩ thuật của công nhân hàn.

Khi hàn, nhiệt lượng của hồ quang làm nóng chảy miệng vật hàn, tạo thành rãnh kim loại lỏng, đồng thời kim loại của que hàn cũng nóng chảy và lấp đầy rãnh.

Để giữ cho kim loại không bị oxy hoá và hồ quang được ổn định, ở ngoài que hàn quét một lớp thuốc hàn, mỏng hoặc dày. Kí hiệu của que hàn có lớp thuốc hàn mỏng là 334, dùng loại que hàn này độ bền của mối hàn không được cao lắm. Que hàn có lớp thuốc dày kí hiệu là 342, 342A, 350, có sức bền cao hơn.

Theo công dụng, tương tự như các mối ghép đinh tán, có thể chia mối ghép bằng hàn ra làm hai loại :

- Mối hàn chắc,
- Mối hàn chắc kín.

Phân loại theo hình dạng kết cấu, ta có các kiểu mối hàn sau :

- Mối hàn giáp mối (hình 5 - 1),
- Mối hàn chồng (hình 5 - 2a),
- Mối hàn góc (hình 5 - 2b).

### 5.1.2. Ưu, nhược điểm

Ghép bằng hàn có những *ưu điểm* sau đây :

- Kết cấu ghép bằng hàn có khối lượng nhỏ so với ghép bằng đinh tán vì không có mũ đinh, không phải ghép chồng hoặc dùng tấm đệm, kim loại được tận dụng vì không bị lỗ đinh làm yếu ; so với kết cấu đúc, chiều dày tối thiểu ở kết cấu hàn nhỏ hơn, cơ tính của vật liệu được hàn cao hơn vật liệu đúc.

Dùng các kết cấu hàn tiết kiệm được khoảng  $15 \div 20\%$  kim loại so với kết cấu dùng đinh tán và khoảng  $30 \div 50\%$  so với kết cấu đúc.

- Tiết kiệm được công sức, giảm được giá thành vì không phải làm lỗ và tán đinh, không cần những thiết bị lớn để đột lỗ và tán đinh. Công nghệ hàn dễ tự động hoá, có năng suất cao.

So với đúc, dùng hàn không phải nấu chảy cùng một lúc một lượng lớn kim loại và không phải làm khuôn mẫu.

- Dùng hàn để đảm bảo điều kiện độ bền đều, nguyên vật liệu được sử dụng hợp lí. (Thí dụ như đối với bánh răng, vành răng làm bằng thép tốt, có sức bền cao; hàn với đĩa hoặc phân máy, làm bằng vật liệu rẻ tiền hơn).

- Dùng hàn có thể phục hồi các chi tiết máy bị gãy hỏng một phần hoặc bị mài mòn.

*Nhược điểm* của ghép bằng hàn là chất lượng mối hàn phụ thuộc rất nhiều vào trình độ của công nhân hàn và khó kiểm tra những khuyết tật bên trong mối hàn, nếu không có thiết bị đặc biệt. Tuy nhiên, dùng phương pháp hàn tự động có thể khắc phục phần lớn nhược điểm này.

Vì có những ưu điểm kể trên, ghép bằng hàn được dùng ngày càng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy, đóng tàu, sản xuất nồi hơi và bình chứa, cũng như trong các kết cấu của các công trình xây dựng.

## 5.2. KẾT CẤU CÁC MỐI HÀN VÀ CÁCH TÍNH ĐỘ BỀN

Có thể có hai trường hợp tính toán mối hàn :

- Căn cứ theo tải trọng ngoài để tìm ra chiều dài hàn cần thiết, từ đó thiết kế kết cấu hàn. Khi thiết kế, phải xuất phát từ điều kiện độ bền đều giữa mối hàn và các thành phần được ghép.

– Căn cứ theo kết cấu để định kích thước mối hàn rồi kiểm nghiệm độ bền.

Trong tính toán ta giả thiết rằng chất lượng mối hàn đạt các yêu cầu về kĩ thuật.

### 5.2.1. Mối hàn giáp mối

Mối hàn giáp mối rất được thông dụng vì nó đơn giản và bảo đảm hơn các loại mối hàn khác. Tùy theo bề dày của các thành phần ghép, có thể hàn theo các phương án trình bày trên hình 5 - 1.

Đối với các thành phần được hàn có bề dày trung bình hoặc lớn hơn, cần phải vát mép để có thể hàn thấu. Khi hàn tự động dưới lớp thuốc hàn, chiều dày lớn nhất của các tấm không cần gia công mép có thể tăng gấp đôi so với hàn tay, còn góc vát mép có thể giảm xuống còn khoảng  $30 + 35^\circ$  (hình 5 - 1 trình bày các mối hàn bằng tay).

Đối với hàn giáp mối, vì các thành phần được hàn lại thành một thể như nguyên vẹn cho nên trong tính toán cũng áp dụng các công thức như các công thức dùng cho các chi tiết máy nguyên vẹn.

Mối ghép hàn giáp mối khi chịu ngoại lực có thể bị phá hỏng theo mối hàn, tại tiết diện chỗ miệng hàn hoặc tại tiết diện kế bên miệng hàn.

Tại các vùng kế bên miệng hàn vì bị đốt nóng nên các cơ tính của vật liệu bị thay đổi. Thực tế cho thấy rằng, tiết diện nguy hiểm của mối ghép thường là tiết diện kế bên miệng hàn (mối ghép thường bị hỏng tại đây). Vì vậy ta tiến hành tính toán độ bền tại tiết diện này. Độ bền của chi tiết máy bị giảm thấp do hàn, được xét đến khi lấy ứng suất cho phép.

Trường hợp mối hàn chịu lực kéo (nén)  $F$  tác dụng trong mặt phẳng các tấm ghép (hình 5 - 1). Giả thiết rằng lực phân bố đều trên suốt chiều dài mối hàn và ứng suất phân bố đều trên tiết diện nguy hiểm. Ta có điều kiện bền

$$\sigma = F/bS \leq [\sigma]' \quad (5 - 1)$$

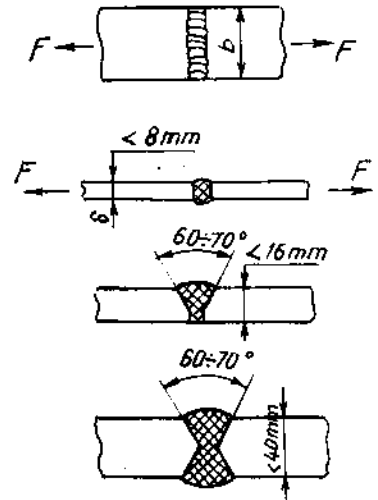
$b$  và  $S$  – chiều rộng và bề dày của tấm ghép,

$[\sigma]'$  – ứng suất kéo (hoặc nén) cho phép của mối ghép (xem bảng 5 - 1).

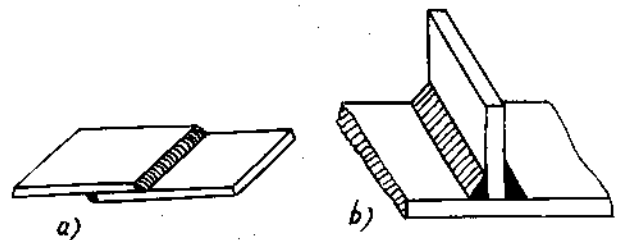
Trường hợp mối hàn chịu mômen uốn  $M$  trong mặt phẳng của các tấm ghép :

$$\sigma = 6M/b^2S \leq [\sigma]' \quad (5 - 2)$$

$M$  – mômen uốn.



Hình 5-1



Hình 5 - 2

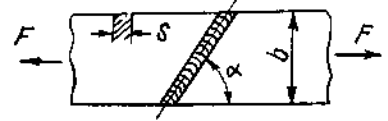
Trường hợp mối hàn chịu lực kéo (nén) và mômen trong mặt phẳng của các tấm ghép :

$$\sigma = 6M/bS \pm F/bS \leq [\sigma]' \quad (5-3)$$

Tỉ số giữa ứng suất cho phép của mối hàn với ứng suất cho phép của kim loại tấm ghép được gọi là hệ số độ bền  $\varphi$  của mối hàn.

$$\varphi = [\sigma]' / [\sigma] \quad (5-4)$$

Trị số  $\varphi$  vào khoảng  $0,9 \div 1,0$  (xem bảng 5-1), nghĩa là mối hàn giáp mối có sức bền gần tương đương với sức bền của kim loại tấm ghép. Khi cần tăng sức bền mối ghép, có thể dùng mối hàn xiên (hình 5-3).

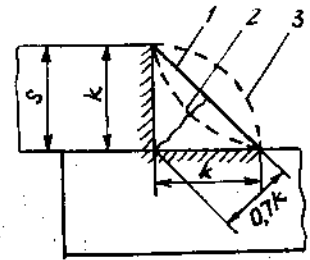


Hình 5-3

Tính toán mối hàn xiên cũng dùng các công thức (5-1) ÷ (5-3) trên đây với  $[\sigma]'$  lấy bằng  $[\sigma]$ .

### 5.2.2. Mối hàn chông

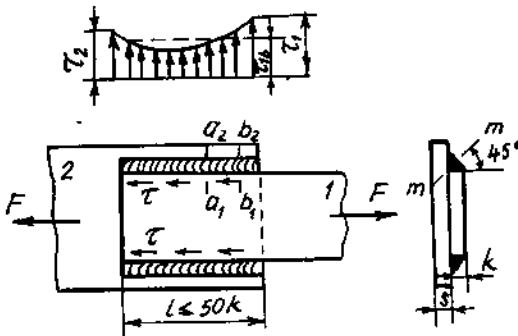
Mối hàn chông có tiết diện như trên hình 5-4 : hàn bình thường (1), hàn lõm (2) hoặc hàn lồi (3). Trên thực tế, mối hàn bình thường được dùng rộng rãi hơn cả. Mối hàn lồi gây tập trung ứng suất lớn, vì tiết diện chỗ ghép bị thay đổi đột ngột. Mối hàn lõm có tác dụng giảm tập trung ứng suất, nhưng thường phải gia công cơ khí mới tạo được, do đó chỉ dùng trong những kết cấu đặc biệt quan trọng, chịu tải trọng thay đổi.



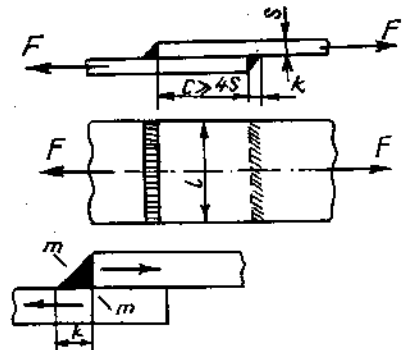
Hình 5-4

Tùy theo vị trí tương đối giữa phương của mối hàn và phương chịu lực, có thể chia mối hàn chông ra các loại sau :

- Mối hàn dọc : phương của mối hàn song song với phương của lực (hình 5-5).
- Mối hàn ngang : phương của mối hàn vuông góc với phương của lực (hình 5-6).

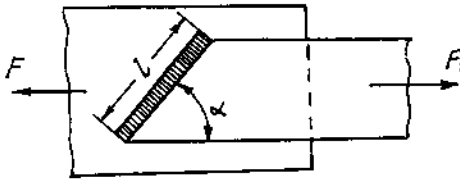


Hình 5-5

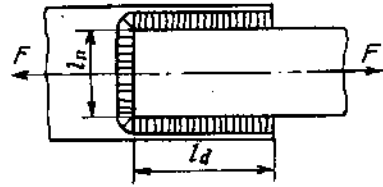


Hình 5-6

– Mối hàn xiên : phương của mối hàn tạo thành một góc nào đó với phương của lực (hình 5 – 7).



Hình 5 – 7



Hình 5 – 8

– Mối hàn hỗn hợp (hình 5 – 8).

Đối với mối hàn ngang, nên hàn cả hai mặt để tránh sinh ra ứng suất uốn lớn. Phần hai tấm chồng lên nhau C phải dài hơn bốn lần chiều dày S của tấm ghép (hình 5 – 6).

Chiều dài mối hàn ngang và hàn xiên không hạn chế. Chiều dài mối hàn dọc không nên quá 50k,

k – bề rộng của cạnh hàn, vì trong mối hàn dọc ứng suất phân bố không đều theo chiều dài mối hàn (hình 5 – 5).

*Tính mối hàn chống chịu lực kéo (nén) dọc theo tấm ghép*

*Mối hàn dọc* : Tính theo ứng suất cắt  $\tau$ , tiết diện nguy hiểm là tiết diện phân giác của mặt cắt mối hàn (hình 5 – 4). Theo chiều dài của mối hàn, ứng suất cắt phân bố không đều. Ứng suất ở hai đầu mối hàn lớn hơn ở phần giữa (hình 5 – 5). Có thể giải thích một cách đơn giản sự phân bố không đều này :

Giả thiết rằng tiết máy 2 tuyệt đối cứng, còn tiết máy 1 và mối hàn thì có tính đàn hồi. Dưới tác dụng của lực F, chuyển vị tương đối của điểm  $b_1$  sẽ lớn hơn chuyển vị tương đối của điểm  $a_1$  một lượng bằng độ đàn dài của đoạn  $a_1b_1$  của tiết máy 1. Như vậy biến dạng trượt và ứng suất trong mối hàn sẽ giảm dần từ phải sang trái.

Nếu cả hai tiết máy đều có tính chất đàn hồi, nhưng độ cứng của chúng lại khác nhau, ứng suất trong mối hàn sẽ phân bố theo quy luật đường cong nào đó, như trình bày trên hình 5 – 5. Nếu hai tiết máy có độ cứng như nhau, đồ thị ứng suất sẽ đối xứng. Sự phân bố không đều ứng suất càng tăng lên, nếu chiều dài mối hàn càng tăng.

Vì vậy trong thực tế thường hạn chế chiều dài mối hàn dọc theo điều kiện :

$$l \leq 50 k.$$

Để được đơn giản, khi tính toán các mối hàn này ta quy ước tính theo ứng suất trung bình.

Điều kiện bên có dạng

$$\tau = F/2l \cdot 0,7k \leq [\tau]' \quad (5 - 5)$$

trong đó : l – chiều dài một mối hàn ;

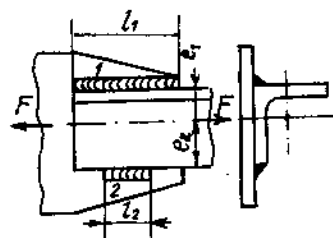
$0,7 k \cong k \cos 45^\circ$  – chiều dày của mối hàn, do theo tiết diện phân giác m – m (hình 5 – 6)

$[\tau]'$  – ứng suất cắt cho phép của mối hàn.

Trường hợp các tấm ghép có tiết diện không đối xứng, thí dụ như thép góc, (giả thiết lực kéo hoặc nén phân bố đều trên tiết diện tấm ghép) hợp lực  $F$  đi qua trọng tâm của tiết diện (hình 5 - 9). Hợp lực này phân bố cho các mối hàn, tỉ lệ nghịch với khoảng cách  $e_1$  và  $e_2$  :

$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F \quad \text{và} \quad F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F$$

$F_1$  và  $F_2$  - lực tác dụng lên mối hàn 1 và mối hàn 2.



Hình 5 - 9

Các mối hàn 1 và 2 được tính theo tải trọng  $F_1$  và  $F_2$  tương ứng, do đó giữa chiều dài  $l_1$  của mối hàn 1 và chiều dài  $l_2$  của mối hàn 2 có hệ thức

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1} \quad (5 - 6)$$

Điều kiện (5 - 6) nhằm đảm bảo độ bền đều của hai mối hàn. Ứng suất sinh ra trong các mối hàn sẽ bằng nhau và được xác định theo công thức.

$$\tau = \frac{P}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau]' \quad (5 - 7)$$

*Mối hàn ngang* : theo phương pháp tính toán thực dụng, mối hàn ngang cũng được tính theo ứng suất cắt. Tiết diện tính toán, cũng như đối với mối hàn dọc, là tiết diện phân giác  $m - m$ . Thực nghiệm cũng chứng tỏ rằng mối hàn bị phá hỏng theo tiết diện này.

Nếu hàn một mối (trường hợp này không nên dùng) :

$$\tau = F/0,7k.l \leq [\tau]' \quad (5 - 8)$$

Nếu hàn hai mối (hình 5 - 6) :

$$\tau = F/2.0,7k.l \leq [\tau]' \quad (5 - 9)$$

Tính theo công thức trên đây có tính chất quy ước và gần đúng, vì ở trên tiết diện  $m - m$ , ngoài ứng suất tiếp còn có ứng suất pháp. Thêm vào đó, sự tập trung ứng suất tại đây rất lớn do tiết diện bị thay đổi đột ngột và mối hàn còn chịu mômen uốn do lực tác dụng không cùng nằm trên một đường thẳng. Tuy nhiên, giá trị thực dụng của phương pháp tính này là ở chỗ các công thức có cấu trúc đơn giản và giống nhau, đối với hàn dọc cũng như hàn ngang [xem công thức (5 - 5) và (5 - 6)]. Nhờ cách tính thống nhất như vậy cho nên ta cũng rút ra được những công thức đơn giản để dùng cho trường hợp hàn hỗn hợp, thí dụ như công thức (5 - 11).

*Mối hàn xiên* (hình 5 - 7). Ta cũng có điều kiện bên

$$\tau = F/0,7k.l \leq [\tau]' \quad (5 - 10)$$

*Mối hàn hỗn hợp* (hình 5 - 8). Đặt  $L = 2l_d + l_n$ , với

$l_d$  – chiều dài một mối hàn dọc ;

$l_n$  – chiều dài mối hàn ngang, ta có :

$$\tau = F/0,7kL \leq [\tau]' \quad (5 - 11)$$

Có thể coi công thức (5 - 11) như công thức tổng quát để tính mối hàn chống chịu lực kéo (nén) trong đó L là tổng chiều dài các mối hàn trong mối ghép.

*Tính mối hàn chống chịu mômen trong mặt phẳng ghép*

*Mối hàn dọc*<sup>(\*)</sup> (hình 5 - 10). Ứng suất phân bố không đều theo chiều dài mối hàn và phương của chúng cũng khác nhau (hình 5 - 10a). Chiều dài mối hàn càng lớn so với chiều rộng b của tấm ghép thì ứng suất phân bố càng không đều. Có thể xác định ứng suất cực đại trong mối hàn theo công thức

$$\tau = M/W_0$$

trong đó  $W_0$  – mômen chống xoắn của mối hàn tại tiết diện nguy hiểm.

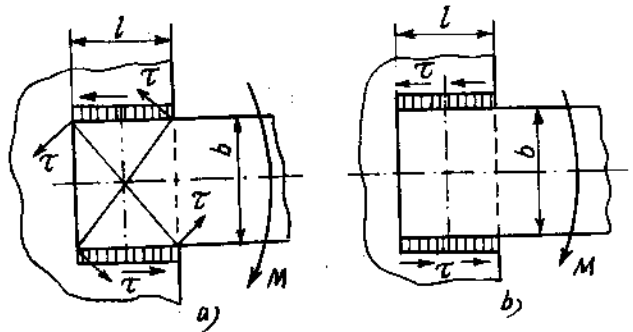
Đối với những mối hàn tương đối ngắn ( $l < b$ ) ta quy ước rằng ứng suất có phương dọc theo mối hàn và được phân bố đều theo chiều dài mối hàn (hình 5 - 10b). Như vậy các ứng suất trong mối hàn sẽ tạo thành ngẫu lực có cánh tay đòn b, cân bằng với mômen M. Ta có công thức gần đúng

$$\tau = M/0,7klb \leq [\tau]' \quad (5 - 12)$$

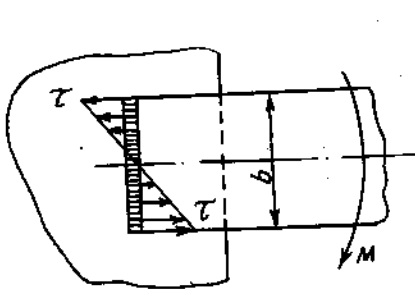
*Mối hàn ngang* (hình 5 - 11).

Ứng suất tiếp phân bố trong mối hàn tương tự như ứng suất pháp phân bố trong tiết diện ngang của dầm chịu uốn. Vì vậy có thể viết :

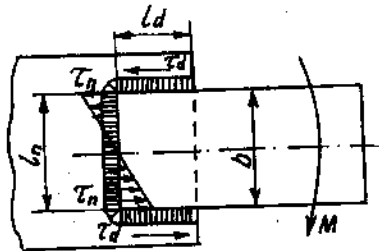
$$\tau = \frac{M}{W_u} = \frac{M}{(1/6).0,7kb} \leq [\tau]' \quad (5 - 13)$$



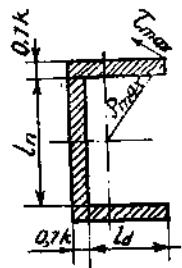
Hình 5 - 10



Hình 5 - 11



Hình 5 - 12



Hình 5 - 13

(\*) Trường hợp mối hàn chỉ chịu mômen, ta quy ước gọi mối hàn theo chiều rộng tấm ghép là mối hàn ngang, còn mối hàn theo chiều dài tấm ghép là mối hàn dọc.

Mối hàn hỗn hợp (hình 5 - 12). Khi chịu mômen, tấm ghép có xu hướng quay xung quanh trọng tâm của tiết diện nguy hiểm. Ứng suất tiếp tại mỗi điểm tỉ lệ thuận với bán kính vectơ mà gốc là trọng tâm của tiết diện và có phương vuông góc với bán kính này (hình 5 - 13). Ứng suất tiếp cực đại được xác định theo công thức :

$$\tau_{\max} = M\rho_{\max}/I_o,$$

$I_o$  - mômen quán tính độc cực của tiết diện nguy hiểm của mối hàn đối với trọng tâm của diện tích này.

Nếu như mối hàn dọc khá ngắn so với mối hàn ngang ( $l_d \leq 0,5l_n$ ) và chiều rộng cạnh hàn nhỏ so với kích thước b, ta có thể coi như ứng suất tiếp  $\tau_d$  sinh ra trong mối hàn dọc có phương song song với mối hàn này và phân phối đều trên suốt chiều dài mối hàn. Dựa vào các giả thiết trên, ta có thể tìm được công thức gần đúng để tính mối hàn hỗn hợp, xuất phát từ điều kiện mômen ngoài M được cân bằng với mômen sinh ra trong mối hàn ngang và ngẫu lực trong mối hàn dọc :

$$M = I_n \cdot \tau + W_n \cdot \tau$$

trong đó  $\tau = \tau_n = \tau_d \cdot \tau_n$  là ứng suất lớn nhất trong mối hàn ngang (hình 5 - 12)

$A_d = 0,7kl_d$  - diện tích của tiết diện nguy hiểm của một mối hàn dọc ;

$W_n = \frac{0,7kl_n^2}{6}$  - mômen chống uốn của tiết diện nguy hiểm của mối hàn ngang.

Điều kiện bền sẽ là :

$$\tau = \frac{M}{0,7kl_n l_d + \frac{0,7kl_n^2}{6}} \leq [\tau]' \quad (5 - 14)$$

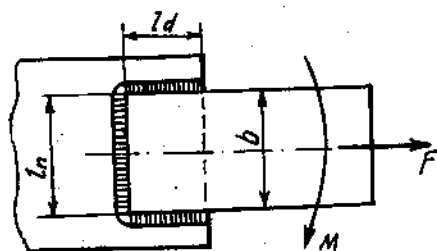
Trong thiết kế, thuận tiện nhất là chọn kích thước mối hàn ngang  $l_n$  và chiều rộng cạnh hàn k rồi theo công thức (5 - 14) xác định chiều dài mối hàn dọc.

Tính mối hàn chống chịu lực và mômen trong mặt phẳng ghép

Để được tổng quát, ta tính toán đối với mối hàn hỗn hợp (hình 5 - 14) : gọi  $\tau_p$  là ứng suất sinh ra do tác dụng của lực kéo ngang và  $\tau_M$  là ứng suất do mômen gây nên, ứng suất cực đại trong mối hàn sẽ là :

$$\tau = \tau_p + \tau_M = \frac{F}{0,7kL} + \frac{M}{0,7kl_n l_d + 0,7kl_n^2/6}$$

với  $L = 2l_d + l_n$



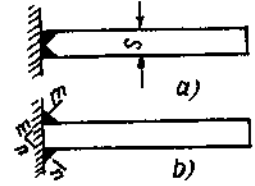
Hình 5 - 14



Ta có thể viết điều kiện bền như sau :

$$\tau = \frac{F}{0,7kL} + \frac{M}{0,7kl_n l_d + 0,7kl_n^2 / 6} \leq [\tau]' \quad (5 - 15)$$

Dùng mối hàn chổng kết cấu công kênh và tổn kim loại hơn mối hàn giáp mối, nhưng không cần phải gia công mép (vát mép) để hàn.



Hình 5 - 15

### 5.2.3. Mối hàn góc

Mối hàn góc dùng để ghép các chi tiết máy có bề mặt vuông góc với nhau. Đối với mối ghép này, có thể hàn kiểu chữ K như mối hàn giáp mối (hình 5 - 15a) hoặc hàn hai bên như kiểu hàn chổng (hình 5 - 15b).

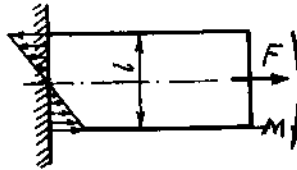
Trường hợp hàn kiểu chữ K, tính toán tương tự như đối với hàn giáp mối. Khi hàn theo kiểu hàn chổng, tiết diện nguy hiểm là các tiết diện phân giác m - m, n - n, tính toán tương tự như đối với mối hàn chổng.

Mối hàn góc chịu lực kéo uốn và mômen uốn (hình 5 - 16)

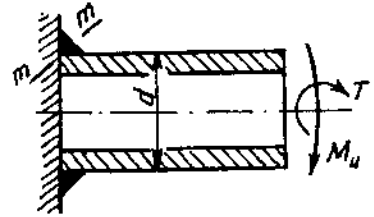
Trường hợp hàn kiểu chữ K

$$\sigma = \frac{M}{Sl^2 / 6} + \frac{F}{Sl} \leq [\sigma]' \quad (5 - 16)$$

Trường hợp hàn theo kiểu hàn chổng, ta coi sự phân bố ứng suất do mômen M gây nên trong mối hàn tương tự như sự phân bố ứng suất uốn trong tiết diện dầm. Tiết diện nguy hiểm là hai tiết diện phân giác m - m, n - n.



Hình 5 - 16



Hình 5 - 17

$$\tau = \frac{M}{2,0,7kl^2 / 6} + \frac{F}{2,0,7kl} \leq [\tau]' \quad (5 - 17)$$

Mối hàn góc chịu mômen uốn và mômen xoắn (hình 5 - 17)

Vì cạnh k của mối hàn nhỏ so với đường kính d của tiết máy nên ứng suất  $\tau_x$  do mômen xoắn T gây nên được xem như phân bố đều trong tiết diện nguy hiểm của mối hàn. Tiết diện nguy hiểm của mối hàn có hình vành khăn, đường kính trong d và chiều rộng 0,7k. Diện tích tiết diện này được lấy gần đúng bằng

$$A \approx 0,7k\pi d,$$

Từ hệ thức

$$\tau_x \cdot A \cdot d / 2 = T,$$

ta có

$$\tau_x = 2T / 0,7k \cdot \pi \cdot d^2 \quad (5 - 18)$$

Ứng suất  $\tau_u$  do mômen uốn  $M_u$  gây nên có thể xác định theo công thức

$$\tau_u = M_u / W_u.$$

$W_u$  là mômen chống uốn của tiết diện nguy hiểm của mối hàn. Gọi  $D$  là đường kính ngoài của hình vành khăn, ta có

$$W_u = \frac{\pi}{32D} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32D} \cdot (D^2 + d^2)(D + d)(D - d).$$

vì  $D - d = 2.0,7.k$ , và có thể coi  $D \cong d$ , công thức gần đúng của  $W_u$  sẽ là

$$W_u \cong \frac{\pi}{4} d^2 \cdot 0,7k.$$

Do đó trị số của  $\tau_u$

$$\tau_u = 4M_u / 0,7k\pi d^2 \quad (5 - 19)$$

Vì các ứng suất  $\tau_x$  và  $\tau_u$  sinh ra trong tiết diện  $m - m$  của mối hàn (hình 5 - 17) có phương vuông góc với nhau cho nên điều kiện bền có dạng

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_u^2} \leq [\tau]' \quad (5 - 20)$$

### 5.2.4. Mối hàn tiếp xúc

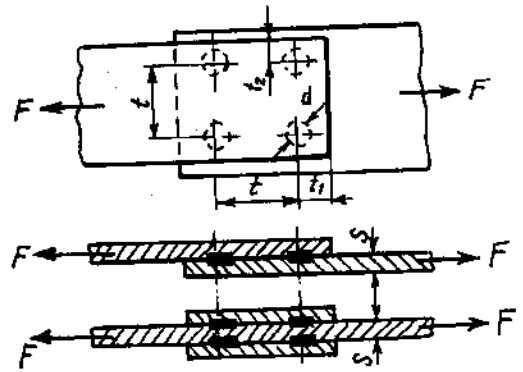
Hàn tiếp xúc có các kiểu :

- Hàn giáp mối ;
- Hàn theo các mặt bên : hàn điểm hoặc hàn đường

Hàn giáp mối có thể dùng cho các tiết máy có hình dạng và tiết diện tùy ý. Nếu hàn đúng kỹ thuật và độ bền của vật liệu được hàn không bị giảm do nung nóng (thí dụ các loại thép ít cacbon và thép ít hợp kim, không qua nhiệt luyện), độ bền của tiết máy hàn hầu như bằng với độ bền của tiết máy nguyên. Vì vậy, trong trường hợp tải trọng tĩnh, ứng suất cho phép của mối hàn có thể lấy như của tiết máy nguyên. Đối với các loại vật liệu vì hàn mà giảm bền, khi tính toán phải hạ thấp ứng suất cho phép.

Trường hợp chịu tải trọng thay đổi, độ bền mối hàn tiếp xúc cũng bị giảm như đối với mối hàn hồ quang.

Mối hàn điểm (hình 5 - 18). Mối hàn điểm thường dùng cho các tấm ghép mỏng. Khi ghép các tấm có chiều dày khác nhau, chiều dày tấm dày nhất không nên quá ba lần chiều dày tấm mỏng nhất.



Hình 5 - 18

Đường kính điểm hàn được lấy theo chiều dày S của tấm mỏng nhất trong các tấm được ghép

$$d = 1,2S + 4 \text{ mm khi } S \leq 3 \text{ mm,}$$

$$d = 1,5S + 5 \text{ mm khi } S > 3 \text{ mm.}$$

Bước t không nên quá ngắn để phần lớn dòng điện khỏi chạy qua các điểm đã hàn xong gần đó (hiện tượng dòng điện Sun). Các khoảng cách  $t_1$  và  $t_2$  từ điểm hàn đến biên tấm ghép được quy định theo các điều kiện về công nghệ và về độ bền. Thông thường có thể lấy :

$$t = 3d ; t_1 = 2d ; t_2 = 1,5d.$$

Mối hàn điểm thường được dùng để chịu tải trọng tác dụng trong mặt ghép và được tính theo độ bền cắt. Gọi F là lực tác dụng, Z – số điểm hàn, i – số tiết diện chịu cắt (hình 5 – 18a, i = 1 ; hình 5 – 18b, i = 2) ta có điều kiện bền :

$$\tau = \frac{F}{Zi\pi d^2 / 4} \leq [\tau]' \quad (5 - 21)$$

Trường hợp chịu mômen trong mặt ghép, mối hàn điểm cũng được tính toán theo phương pháp tương tự như đối với mối ghép đinh tán hoặc mối ghép bulông không có khe hở (xem chương “Ghép bằng ren”).

Vì trong mối hàn điểm có sự tập trung ứng suất lớn, ảnh hưởng đến giới hạn mỏi của điểm hàn và của tấm ghép, cho nên khi tính toán mối ghép chịu tải trọng thay đổi phải giảm thấp ứng suất cho phép của điểm hàn cũng như của tấm ghép.

Mối hàn đường (hình 5 – 19) thường được dùng để ghép các tiết máy mỏng có yêu cầu kín.

Trường hợp hình 5 – 19 độ bền mối hàn đường được tính theo công thức :

$$\tau = F/ab \leq [\tau]' \quad (5 - 22)$$

Nghiên cứu cho thấy rằng sự tập trung ứng suất trong mối hàn đường nhỏ hơn trong mối hàn điểm (xem bảng 5 – 3).

## 5.3. ĐỘ BỀN CỦA MỐI HÀN VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 5.3.1. Độ bền của mối hàn

Độ bền của mối hàn phụ thuộc vào các nhân tố chính sau đây :

- Chất lượng của que hàn và vật liệu được hàn (vật hàn có tính hàn tốt hay xấu).
- Trình độ kỹ thuật hàn.
- Đặc tính của tải trọng (tải trọng tĩnh hay tải trọng thay đổi).

Nếu dùng que hàn chất lượng không tốt, không thích hợp và vật liệu được hàn không có tính hàn tốt, mối hàn sẽ có nhiều khuyết tật và bị nứt nóng hoặc nứt nguội v.v.. Các loại thép ít và vừa cacbon là những vật liệu có tính hàn tốt.

Chất lượng của mối hàn phụ thuộc nhiều vào trình độ kĩ thuật hàn. Nếu kĩ thuật hàn không bảo đảm, hàn còn sót hoặc hàn không thấu, mối hàn có xỉ và ô xít v.v... sẽ làm cho độ bền mối hàn bị giảm nhiều, nhất là khi chịu tải trọng thay đổi.

Sự tập trung ứng suất và ứng suất trong mối ghép bằng hàn có ảnh hưởng rất lớn đến độ bền mỏi của mối hàn. Vì vậy trong trường hợp mối ghép chịu tải trọng thay đổi phải đặc biệt chú ý đến vấn đề hình dạng kết cấu. Trong các kiểu mối hàn, mối hàn giáp mối có độ bền mỏi cao hơn cả vì ít tập trung ứng suất hơn so với các kiểu khác, nhất là khi được vát bớt các chỗ hàn lồi. Không nên dùng mối hàn dọc để chịu tải trọng thay đổi vì như đã nói trên, mối hàn có sự tập trung ứng suất lớn. Cần tránh hàn ở những chỗ có tập trung ứng suất do hình dạng kết cấu tạo nên. Mối hàn phải có chiều dày đồng đều nhau, không nên để tập trung một lượng kim loại nóng chảy lớn ở chỗ giao nhau của các mối hàn. Nên bố trí mối hàn cho dễ hàn và dễ kiểm tra.

Để nâng cao độ bền của mối ghép hàn chịu tải trọng thay đổi có thể dùng phương pháp phun bi hoặc miết mối hàn.

### 5.3.2. Ứng suất cho phép

Vì có nhiều nhân tố ảnh hưởng đến độ bền của mối hàn, mặt khác, các công thức tính toán lại có tính chất gần đúng và quy ước, cho nên cần thiết phải dùng thực nghiệm để xác định ứng suất cho phép của mối hàn.

Ứng suất cho phép của mối hàn chịu tải trọng tĩnh cho trong bảng 5 - 1, tùy theo phương pháp hàn và loại que hàn. Cũng cần chú ý là các số liệu cho trong bảng chỉ đúng đối với các tiết máy hàn bằng thép ít và vừa cacbon hoặc thép ít hợp kim và trong trường hợp chất lượng mối hàn đạt các yêu cầu tiêu chuẩn. Đối với các trường hợp khác cần làm thí nghiệm về độ bền để lấy số liệu.

Trường hợp chịu tải trọng thay đổi, các ứng suất cho phép lấy theo bảng 5 - 1 phải nhân với hệ số giảm  $\gamma$ , nhỏ hơn đơn vị. Ứng suất để tính toán là ứng suất cực đại của chu kỳ ứng suất ( $\sigma_{\max}$  hoặc  $\tau_{\max}$ ).

Bảng 5 - 1

#### ỨNG SUẤT CHO PHÉP CỦA MỐI HÀN THÉP KHI CHỊU TẢI TRỌNG TĨNH

Phương pháp hàn	Ứng suất cho phép của mối hàn		
	Kéo $[\sigma]_k'$	Nén $[\sigma]_k'$	Cắt $[\tau]'$
Hàn hồ quang, bằng tay, dùng que hàn Э42 và Э50. Hàn khí	$0,9[\sigma]_k'$	$[\sigma]_k$	$0,6[\sigma]_k$
Hàn hồ quang tự động dưới lớp thuốc hàn ; hàn bằng tay, dùng que hàn Э42A và Э50A. Hàn tiếp xúc giáp mối	$[\sigma]_k$	$[\sigma]_k$	$0,65[\sigma]_k$
Hàn tiếp xúc điểm			$0,6[\sigma]_k$

$[\sigma]_k$  - ứng suất kéo cho phép của kim loại được hàn khi chịu tải trọng tĩnh. Hệ số an toàn của các kết cấu kim loại  $[s] \approx 1,2 + 1,8$ .

Khi chịu tải trọng thay đổi, độ bền của tiết máy hàn tại vùng được hàn cũng bị giảm cho nên lúc tính toán tiết máy hàn cũng phải nhân ứng suất cho phép (khi chịu tải trọng tĩnh) của tiết máy hàn với hệ số  $\gamma$ .

Hệ số giảm  $\gamma$  được xác định theo công thức

$$\gamma \cong \frac{1}{0,6K_t \pm 0,3 - (0,6K_t \mp 0,3)r} \quad (5 - 23)$$

trong đó :  $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$  - hệ số tính chất chu kỳ ;

$\sigma_{\max}$  và  $\sigma_{\min}$  - ứng suất cực đại và cực tiểu, có mang dấu của nó ;

$K_t$  - hệ số tập trung ứng suất thực tế ; đối với hàn hồ quang, xem bảng 5 - 2 ; đối với mối hàn tiếp xúc, xem bảng 5 - 3. Trong công thức (5 - 23) các dấu phía trên dùng khi ứng suất kéo, dấu phía dưới - khi ứng suất nén.

Bảng 5 - 2

### HỆ SỐ TẬP TRUNG ỨNG SUẤT THỰC TẾ $K_t$ CỦA MỐI HÀN HỒ QUANG

Các tiết máy hoặc mối hàn	$K_t$	
	Thép ít cac bon	Thép ít hợp kim
Tiết máy hàn giáp mối	1,5	1,9
Tiết máy hàn ngang	2,7	3,3
Tiết máy hàn dọc	3,5	4,5
Mối hàn giáp được hàn thấu	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

Đối với mối hàn tiếp xúc (hàn điểm hoặc hàn đường) không chịu tải trọng chính mà chỉ để liên kết, hệ số tập trung ứng suất thực tế  $K_t$  nhỏ hơn so với trường hợp mối hàn chịu tải trọng chính vì ảnh hưởng của tải trọng thay đổi nhỏ hơn.

Nếu trị số  $\gamma$  tìm được theo công thức 5 - 23 lớn hơn 1, ta lấy  $\gamma = 1$ . Điều này có thể xảy ra khi tải trọng thay đổi trị số nhưng không thay đổi chiều ( $r > 0$ ) và cũng chứng tỏ rằng trong trường hợp đó độ bền tĩnh có tác dụng quyết định đối với mối hàn.

HỆ SỐ TẬP TRUNG ỨNG SUẤT THỰC TẾ  $K_t$  CỦA MỐI HÀN TIẾP XÚC

Loại vật liệu	Trạng thái kim loại	Chiều dày mm	$K_t$			
			Hàn để liên kết		Hàn chịu tải trọng chính	
			Hàn điểm	Hàn đường	Hàn điểm	Hàn đường
Thép 10	Thường hoá	3 + 3	1,4	1,25	7,5	5
Thép 30 XГСА	Ram	1,5 + 1,5	1,35	-	12	-
Hợp kim titan BT1	-	1,5 + 1,5	2,0	1,3	10	5
Hợp kim nhôm Д16Т	-	1,5 + 1,5	2,0	1,3	5	2,25
Hàn tiếp xúc giáp mối						
Thép các bon				$K_t \approx 1,2$		
Thép hợp kim và hợp kim nhôm				$K_t \approx 1,2 + 1,5$		

## 5.4. THÍ DỤ

Tính mối ghép bằng hàn theo sơ đồ trên hình 5 - 14 với lực  $F = 10000\text{N}$ , mômen  $M = 8000\text{Nm}$ , tải trọng không thay đổi, chiều dày tấm  $S = 12\text{ mm}$ , vật liệu tấm là thép CT3 ( $\sigma_{ch} = 220\text{MPa}$ ), hàn bằng tay, dùng que hàn Э42.

Giải :

1. Xác định chiều rộng  $b$  của tấm ghép theo điều kiện bền

Lấy  $[s] = 1,4$  (xem bảng 5 - 1) ta được

$$[\sigma]_k = \sigma_{ch}/[s] = 220/1,4 = 157\text{ MPa.}$$

Tính sơ bộ chiều rộng  $b$  theo tải trọng chính là mômen  $M$ . Từ hệ thức

$$W = \frac{1}{6} S b^2 = \frac{M}{[\sigma]_k},$$

tìm được

$$b = \sqrt{6M/S[\sigma]_k} = \sqrt{6.8.10^6/12.157} = 160\text{mm}:$$

$$(M = 8000\text{Nm} = 8.10^6\text{Nmm}).$$

Vì chịu thêm lực  $F$ , ta lấy  $b = 165\text{ mm}$ .

Kiểm nghiệm tấm ghép chịu toàn bộ tải trọng :

$$\sigma = 6M/Sb^2 + F/Sb = (6.8.10^6/12.165^2) + (10000/12.165) \approx 152\text{ MPa.}$$

Vậy

$$\sigma < [\sigma]_k.$$

2. Xác định kích thước mối hàn.

Lấy  $l_n = b = 165\text{mm}$ ,  $k = S = 12\text{ mm}$ .

Tính sơ bộ chiều dài mối hàn dọc  $l_d$  theo mômen M. Tra bảng 5 - 1, ta có :

$$[\tau]' = 0,6[\sigma]_k = 94\text{N/mm}^2.$$

Dùng công thức (5 - 14) để tìm  $l_d$

$$\tau_M = \frac{8 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 1,2 l_d \cdot 165 + (1/6) \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 165^2} = [\tau]' = 94\text{MPa}.$$

Do đó  $l_d = 35\text{mm}$ .

Lấy  $l_d$  để tính toán là 40 mm (xét đến hai đầu mối hàn không được hàn thấu lấy chiều dài  $l_d$  thực tế khoảng 50 ÷ 60mm).

Kiểm nghiệm mối hàn [công thức (5 - 15)]

$$\tau_p = \frac{10000}{0,7 \cdot 1,2(2 \cdot 40 + 165)} \cong 5\text{MPa};$$

$$\tau_M = \frac{8 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 1,2 \cdot 40 \cdot 165 + (1/6) \cdot 0,7 \cdot 1,2 \cdot 165^2} = 86\text{MPa}$$

$$\tau = \tau_p + \tau_M = 91\text{MPa} < [\tau]'$$

## Chương 6 GHÉP BẰNG ĐỘ DÔI

### 6.1. KHÁI NIỆM CHUNG

#### 6.1.1. Tình hình làm việc của mối ghép bằng độ dôi

Ghép bằng độ dôi thường được dùng để ghép các tiết máy có bề mặt tiếp xúc là mặt trụ tròn, có khi cũng được dùng để ghép các chi tiết máy có bề mặt hình lăng trụ hoặc hình khác.

Muốn ghép bằng độ dôi thì đường kính trục phải lớn hơn đường kính lỗ và chênh lệch  $\delta$  giữa đường kính trục B và đường kính lỗ A gọi là *độ dôi*  $\delta$  (hình 6 - 1).

$$\delta = B - A.$$

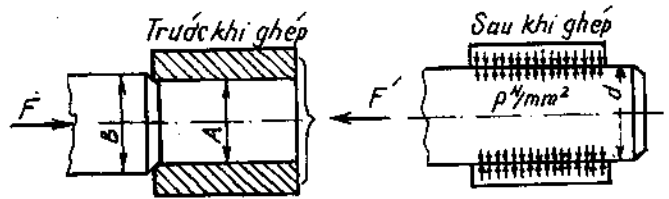
Sau khi ghép, do biến dạng đàn hồi và dẻo, đường kính chung của bề mặt tiếp xúc có trị số  $d$ . Lúc này trên bề mặt tiếp xúc có áp suất  $p$ . Nhờ đó, khi các tiết máy chịu tác dụng của ngoại lực có xu hướng làm chúng trượt lên nhau, giữa bề mặt tiếp xúc sẽ sinh ra lực ma sát để cản lại. Như vậy, nhờ ma sát các tiết máy không di động tương đối với nhau và có thể truyền được mômen xoắn hoặc lực dọc trục từ tiết máy này sang tiết máy khác. Ngoài ra mối ghép có thể chịu được mômen uốn.

#### 6.1.2. Các phương pháp lắp

Để lắp mối ghép bằng độ dôi, có thể dùng một trong các phương pháp : ép, nung nóng hoặc làm lạnh.

*Phương pháp ép* là dùng lực để ép chi tiết máy bị bao (trục) vào trong lỗ của chi tiết máy bao (may  $\sigma$ ). Phương pháp này khá thông dụng vì được thực hiện ở nhiệt độ bình thường và không phức tạp bằng máy ép thủy lực, máy ép vít v.v..., đơn giản nhất có thể dùng búa đóng (nên tránh dùng).

Tuy nhiên, phương pháp này có nhược điểm là san bằng một phần những chỗ nhấp nhô của bề mặt tiếp xúc, khiến độ dôi bị giảm, do đó làm giảm khả năng làm việc của mối ghép. Ngoài ra lắp bằng phương pháp này có thể làm cho các tiết máy được ghép bị biến dạng không đều và mặt đầu của chúng bị hư hỏng.



Hình 6 - 1



Để lắp ghép được dễ dàng và bớt làm hỏng đầu trục cũng như mép lỗ, nên vát đầu trục và mép lỗ.

**Phương pháp nung nóng** : khi lắp đem nung nóng tiết máy bao để lỗ của nó nở to ra. Đối với các tiết máy có chiều dài lớn hơn nhiều so với đường kính, dùng phương pháp này tiện lợi hơn phương pháp ép. Tuy nhiên, cần chú ý giới hạn nhiệt độ nung để tránh cho tiết máy khỏi bị ram, làm thay đổi cấu trúc kim loại hoặc làm chảy lớp ngoài của tiết máy. Cần đề phòng tiết máy bị vênh do phải nung nóng.

**Phương pháp làm lạnh** : tiết máy bị bao được làm lạnh, tiết diện co lại và lắp vào lỗ của tiết máy bao. Có thể dùng axit cacbôníc rắn (độ sôi  $-79^{\circ}\text{C}$ ) hoặc không khí lỏng (độ sôi  $196^{\circ}\text{C}$ ) để làm lạnh. Phương pháp này dùng thích hợp đối với các tiết máy có kích thước nhỏ.

Khả năng làm việc của mối ghép lắp bằng phương pháp nung nóng hoặc làm lạnh có thể tăng gấp rưỡi hoặc hơn nữa so với lắp bằng phương pháp ép. Dùng các phương pháp này, cần xác định nhiệt độ nung nóng hoặc làm lạnh để có thể lắp được dễ dàng.

Chênh lệch nhiệt độ cần thiết (để lắp bằng nung nóng hoặc làm lạnh) giữa các tiết máy ghép được tính theo hệ thức :

$$\Delta t = \frac{\delta_{\max} + \delta_o}{\alpha \cdot d} \cdot 10^{-3} \quad (6-1)$$

trong đó  $\Delta t$  – chênh lệch nhiệt độ giữa tiết máy bao và tiết máy bị bao, tính bằng  $^{\circ}\text{C}$  ;

$d$  – đường kính danh nghĩa của mối ghép, mm ;

$\delta_{\max}$  – độ dôi lớn nhất của kiểu lắp đã chọn,  $\mu\text{m}$  ;

$\delta_o$  – khe hở cần thiết để lắp được dễ dàng, thường lấy bằng khe hở nhỏ nhất của kiểu lắp lỏng H7/g6,  $\mu\text{m}$ .

$\alpha$  – hệ số nở dài vì nhiệt (đối với thép  $\alpha \cong 12 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}^{\circ}\text{C}$ , đối với gang  $\alpha \cong 10,5 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm}^{\circ}\text{C}$ ).

### 6.1.3. Ưu, nhược điểm. Nhìn chung, ghép bằng độ dôi có ưu điểm sau :

- Chịu được tải trọng lớn và tải trọng va đập ;
- Bảo đảm được độ đồng tâm của các tiết máy ghép (cho nên được dùng trong các mối ghép các tiết máy quay nhanh).
- Kết cấu và chế tạo đơn giản, giá thành hạ.

Tuy nhiên, nó có các *nhược điểm* :

- Lắp và tháo phức tạp, có thể làm hư hỏng bề mặt lắp ghép khi tháo ;
- Khả năng truyền lực của mối ghép không xác định được chính xác vì phụ thuộc vào độ dôi và hệ số ma sát, hai yếu tố này thay đổi trong phạm vi khá rộng – độ dôi thay đổi trong khoảng dung sai của kiểu lắp, còn hệ số ma sát thì phụ thuộc vào phương pháp lắp, độ nhám bề mặt, sự bôi trơn lúc ép v.v...

Trình độ kĩ thuật càng phát triển, độ chính xác chế tạo các chi tiết máy được nâng cao, do đó ghép bằng độ dôi ngày càng được dùng rộng rãi trong các ngành chế tạo cơ khí. Ghép bằng độ dôi được dùng để ghép các bánh răng, vỏ lồng, ổ lăn, đĩa tuabin v.v... vào trục, hoặc ghép các phần của trục khuỷu, các phần của bánh vít v.v...

## 6.2. TÍNH MỐI GHÉP BẰNG ĐỘ DÒI

Tính toán độ bền mối ghép nhằm mục đích chọn được kiểu lắp đảm bảo cho mối ghép có thể chịu được tải trọng đã cho mà các tiết máy được ghép không bị di động tương đối đối với nhau.

Tuy nhiên, cũng có khi kiểu lắp đã tìm được không thoả mãn điều kiện bền của các tiết máy được ghép vì độ dôi quá lớn làm chúng bị hỏng hoặc gây biến dạng quá nhiều, có tác hại đối với sự làm việc bình thường của chúng.

Vì vậy trong tính toán mối ghép cần xét đến điều kiện bền (đảm bảo không có sự di động tương đối) của mối ghép cũng như điều kiện bền của các tiết máy được ghép.

### 6.2.1. Tính độ bền của mối ghép

Muốn chọn được kiểu lắp thích hợp, ta phải tính độ dôi cần thiết nhằm đảm bảo điều kiện bền của mối ghép. Độ dôi cần thiết được quyết định bởi áp suất cần có trên bề mặt lắp ghép để sao cho lực ma sát<sup>(\*)</sup> sinh ra thắng được ngoại lực tác dụng.

Trường hợp mối ghép chịu lực dọc trục  $F$  (hình 6 - 2a) ta có điều kiện :

$$KF \leq fp \cdot \pi dl,$$

do đó :

$$p \geq KF/\pi fdl \tag{6-2}$$

trong công thức :  $p$  - áp suất cần thiết ;

$f$  - hệ số ma sát ;

$K$  - hệ số an toàn, tùy theo mức độ quan trọng của mối ghép, có thể lấy  $K = 1,5 \div 3$  ;

$d$  và  $l$  - đường kính và chiều dài bề mặt lắp ghép.

Khi mối ghép chịu mômen xoắn  $T$  (hình 6 - 2b)

$$KT \leq fp \frac{d}{2} \pi dl,$$

do đó

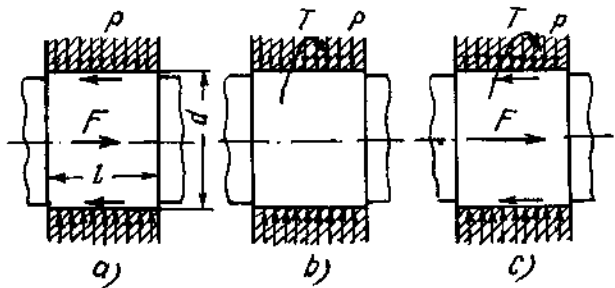
$$p \geq 2KT/\pi fd^2 l. \tag{6-3}$$

Khi mối ghép vừa chịu lực dọc trục  $F$  vừa chịu mômen xoắn  $T$  (hình 6 - 2c)

$$K\sqrt{F^2 + (2T/d)^2} \leq fp\pi dl$$

hoặc

$$p \geq K\sqrt{F^2 + (2T/d)^2} / \pi fdl. \tag{6-4}$$



Hình 6 - 2

(\*) Cán hiệu đây là trị số cực đại của lực ma sát.

Đối với các tiết máy quay nhanh, lực li tâm có thể làm áp suất trên bề mặt lắp ghép bị giảm đi một lượng đáng kể. Do đó cần tăng thêm áp suất tính toán một trị số bằng ứng suất kéo do lực li tâm gây nên tại bề mặt lỗ.

Trong tính toán thực tế, hệ số ma sát  $f$  của các tiết máy bằng gang và thép có thể lấy như sau :

- Lắp bằng phương pháp ép :  $f = 0,08$  ;

- Lắp bằng phương pháp nung nóng hoặc làm lạnh :  $f = 0,14$ .

Sau khi tính được áp suất cần thiết, ta xác định độ dôi. Theo lý thuyết tính toán ống dày được trình bày trong giáo trình "Sức bền vật liệu", giữa áp suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc của các tiết máy và độ dôi (hình 6 - 3a) có hệ thức<sup>(\*)</sup>

$$p = \frac{\delta}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad \text{hoặc} \quad \delta = pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (6 - 5)$$

trong đó  $\delta$  - độ dôi tính toán ;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1,$$

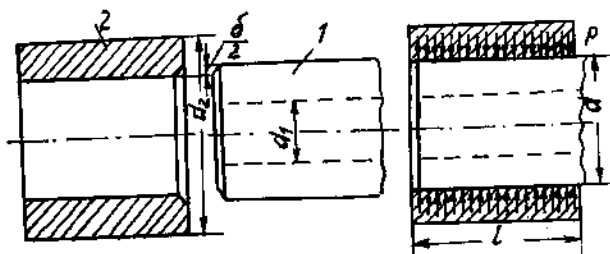
$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$$

$d$  - đường kính lắp ghép (đường kính danh nghĩa) ;

$d_1$  - đường kính lỗ của tiết máy bị bao (trường hợp trục đặc  $d_1 = 0$ ) ;

$d_2$  - đường kính ngoài của tiết máy bao (mayơ) ;

$E_1$  và  $E_2$ ,  $\mu_1$  và  $\mu_2$  - môđun đàn hồi và hệ số Poát xông của tiết máy bị bao và tiết máy bao ;



Hình 6 - 3

đối với thép  $E \cong (21 \div 22)10^4 \text{ MPa}$  ;  $\mu = 0,3$ ,

đối với gang  $E \cong (12 \div 14)10^4 \text{ MPa}$  ;  $\mu = 0,25$ .

Trong công thức (6 - 5)  $\delta$  và  $d$  được tính bằng mm ;  $p$  và  $E_1$ ,  $E_2$  tính bằng MPa.

Vì khi lắp ép những đỉnh nhấp nhô bề mặt bị san bằng một phần, cho nên độ dôi thực (độ dôi làm việc) trở nên nhỏ hơn độ dôi ban đầu, do khi chưa ép. Để bù vào đó, phải thêm vào độ dôi tính toán [theo công thức (6 - 5)] một lượng bằng phần bị san bằng. Vậy độ dôi cần thiết  $\delta_c$  trước khi lắp phải là :

$$\delta_c = \delta + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \quad (6 - 6)$$

(\*) Trong thực tế, trục thường dài hơn mayơ, nên áp suất lắp ghép phân bố không đều. Áp suất tập trung ở vùng mép lỗ vì phần trục ngoài lỗ cản trở sự biến dạng của phần trục nằm trong lỗ.

trong đó :  $R_{z1}$  và  $R_{z2}$  – chiều cao các đỉnh nhấp nhô lớn trên bề mặt lắp ghép, tra theo các bảng độ nhám bề mặt gia công. Cần chú ý hiệu chỉnh lại độ dôi cần thiết nếu các tiết máy được ghép làm bằng những vật liệu có hệ số giãn nở nhiệt  $\alpha$  khác nhau và sẽ phải làm việc ở nhiệt độ khác nhiều so với nhiệt độ bình thường.

Theo  $\delta_c$  tra bảng dung sai lắp ghép, chọn kiểu lắp sao cho có độ dôi nhỏ nhất bằng hoặc lớn hơn  $\delta_c$  một ít.

### 6.2.2. Kiểm tra độ bền và biến dạng của tiết máy

Sau khi chọn xong kiểu lắp (theo tiêu chuẩn), độ bền của mối ghép đã được đảm bảo. Tuy nhiên, như đã nói ở trên, cần kiểm tra xem với độ dôi của kiểu lắp đã chọn, ứng suất và biến dạng sinh ra trong tiết máy có quá lớn không.

Tính toán phải căn cứ vào độ dôi kiểm tra  $\delta_t$ , bằng độ dôi lớn nhất  $\delta_{max}$  của kiểu lắp (không căn cứ vào độ dôi cần thiết  $\delta_c$ ) được giảm bớt một lượng do san bằng các đỉnh nhấp nhô.

$$\delta_t = \delta_{max} - 1,2 (R_{z1} + R_{z2}) \quad (6 - 7)$$

Theo  $\delta_t$  ta xác định áp suất sinh ra trong mối ghép [công thức (6 - 5) và dùng công thức Lamé đối với ống dày để tính trị số các ứng suất theo hướng tâm và hướng tiếp bị bao ( $\sigma_r$  và  $\sigma_t$ ).

Trên hình 6 - 4 trình bày đồ thị phân bố ứng suất và các công thức tính đối với trường hợp vật liệu làm việc trong phạm vi biến dạng đàn hồi.

Theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất, ta có điều kiện để trong các tiết máy không sinh ra biến dạng dẻo :

$$\sigma_{td} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{ch}$$

Qua đồ thị và công thức trên hình 6 - 4 ta thấy rằng, các điểm trên bề mặt trong của tiết máy bao và tiết máy bị bao có ứng suất tiếp  $\sigma_t$  lớn nhất.

Đối với tiết máy bao (mayơ)

$$\sigma_1 = \sigma_t = p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2},$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = -p.$$

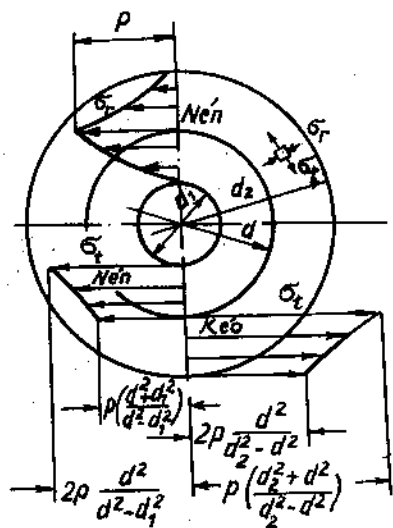
Do đó ứng suất tương đương :

$$\sigma_{td} = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{ch2}$$

hoặc :

$$p \leq \sigma_{ch2} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2}, \quad (6 - 8)$$

trong đó :  $\sigma_{ch2}$  – giới hạn chảy của vật liệu tiết máy bao.



Hình 6 - 4

Đối với tiết máy bị bao (trục) :

$$\sigma_1 = \sigma_r = 0$$

$$\sigma_3 = \sigma_t = -2p \frac{d^2}{d^2 - d_1^2}$$

(ở đây ta không xét đến các ứng suất theo phương dọc trục vì giá trị của chúng nhỏ).

Ta có :

$$\sigma_{td} = \sigma_1 - \sigma_3 = 2p \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \leq \sigma_{ch1}$$

hoặc :

$$p \leq \sigma_{ch1} \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \quad (6-9)$$

Như vậy để đảm bảo các tiết máy không bị biến dạng dẻo, áp suất  $p$  phải thoả mãn các điều kiện (6-8) và (6-9).

Nếu độ dôi quá lớn khiến vật liệu bị biến dạng dẻo, áp suất  $p$  và hệ số ma sát sẽ giảm xuống, do đó làm khả năng tải của mối ghép bị giảm xuống.

Đối với một số tiết máy được lắp ghép, thí dụ như ổ lăn, độ dôi được giới hạn bởi sự thay đổi kích thước đường kính của bề mặt tự do (không lắp ghép). Nếu độ dôi quá lớn, vòng trong và vòng ngoài ổ lăn bị biến dạng nhiều (mặc dù vẫn ở phạm vi đàn hồi), khiến cho khe hở hướng tâm giữa con lăn và các vòng bị giảm xuống nhiều, thậm chí có thể gây nên hiện tượng kẹt con lăn. Do đó cần kiểm tra lượng tăng đường kính ngoài của tiết máy bao cũng như lượng giảm đường kính trong của tiết máy bị bao.

Trong phạm vi biến dạng đàn hồi, theo định luật Húc ta có công thức xác định lượng giảm đường kính trong  $\Delta d_1$  của tiết máy bị bao :

$$\Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1 \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right]} \quad (6-10)$$

và lượng tăng đường kính ngoài  $\Delta d_2$  của tiết máy bao :

$$\Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2 \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 - 1 \right]} \quad (6-11)$$

trong các công thức trên :  $p$  – áp suất ứng với độ dôi kiểm tra  $\delta_t$  của kiểu lắp đã chọn.

Với các trị số  $\Delta d_1$  và  $\Delta d_2$  cho trước, ta có thể xác định áp suất cực đại cho phép và theo đó tính ra độ dôi cho phép. Nếu điều kiện giới hạn biến dạng không phù hợp với điều kiện bền của mối ghép (mối ghép không đủ khả năng làm việc) thì vẫn theo điều kiện bền để chọn kiểu lắp, nhưng sau khi lắp xong phải gia công lại các bề mặt cần khống chế kích thước hoặc điều chỉnh lại kích thước các bề mặt này.

Cần chú ý rằng điều kiện chọn kiểu lắp có độ dôi nhỏ nhất phải bằng hoặc lớn hơn độ dôi cần thiết, nhiều khi làm ứng suất trong tiết máy sinh ra quá lớn. Vì vậy nếu có thể được, trong sản xuất hàng loạt nên phân loại kích thước để tiến hành lắp ghép.

Vì có sự tập trung ứng suất và xảy ra hiện tượng gì do tiếp xúc ở bề mặt lắp ghép cho nên mối ghép bằng độ dôi làm giảm độ bền mỏi của trục. Tuy nhiên, có thể nâng cao độ bền mỏi của trục bằng cách lăn nén, nitơ hoá, xêmetít hoặc tôi bằng điện cao tần bề mặt lắp ghép của trục hoặc lồng những bạc đệm bằng kẽm, đồng, nhôm.

Tăng đường kính chỗ lắp ghép của trục lên khoảng 5% và làm góc lượn dần chỗ chuyển tiếp kích thước là một biện pháp có hiệu quả để giảm tập trung ứng suất.

Trong thực tế thường dùng phối hợp ghép bằng độ dôi với ghép bằng then hoặc then hoa. Trường hợp này, ghép bằng độ dôi có thể làm nhiệm vụ chủ yếu hoặc thứ yếu. Nếu mối ghép bằng độ dôi có nhiệm vụ chịu lực chủ yếu, trong tính toán ta coi như mối ghép bằng độ dôi chịu toàn bộ tải trọng, còn ghép bằng then (hoặc then hoa) chỉ có tác dụng bảo đảm thêm độ bền của mối ghép. Nếu mối ghép bằng độ dôi có nhiệm vụ thứ yếu, toàn bộ tải trọng được tính cho mối ghép then (hoặc then hoa). Sở dĩ phải dùng phương pháp gần đúng như vậy, vì cho tới nay chưa có cách xác định chính xác phần tải trọng tác dụng lên từng kiểu ghép trong mối ghép phối hợp. Sai số trong tính toán được bù lại một phần bằng cách chọn ứng suất cho phép của mối ghép then hoặc then hoa cao lên một ít.

## Chương 7

# GHÉP BẰNG THEN, THEN HOA VÀ TRỤC ĐỊNH HÌNH

Ghép bằng then và ghép bằng then hoa là loại ghép tháo được, được dùng rất phổ biến để ghép các chi tiết máy có dạng trục và máy, như ghép các bánh răng, bánh đai, đĩa xích v.v... với trục. Ngoài ra, trong một số trường hợp người ta còn sử dụng loại ghép bằng trục định hình.

### 7.1. GHÉP BẰNG THEN

#### 7.1.1. Các loại then. Ưu, nhược điểm

Ghép bằng then thuộc loại tháo được, được dùng rộng rãi vì cấu tạo đơn giản và chắc chắn, dễ tháo lắp, giá thành rẻ v.v... Nhược điểm chính là phải làm rãnh trên trục cho nên làm yếu trục (vì diện tích tiết diện bị giảm và sinh tập trung ứng suất. Trục bị gãy thường vì ứng suất tập trung chỗ rãnh then quá lớn. Nhược điểm nữa là khó bảo đảm tiết máy lắp ghép được chính xác và không thể dùng một then mà có thể truyền được mômen xoắn lớn.

Then là một loại tiết máy được tiêu chuẩn hoá. Vật liệu then phần lớn là thép có giới hạn bền 500 – 600 MPa, thí dụ thép CT5, CT6, 40, 45 v.v...

Có thể chia then ra làm hai loại lớn :

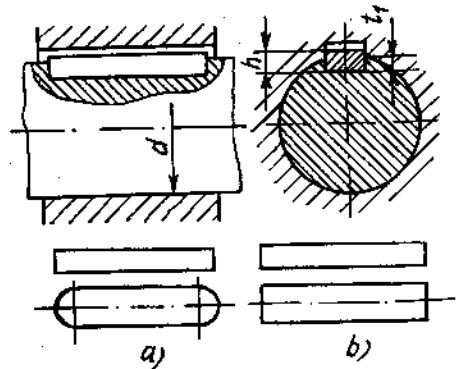
– Then ghép lỏng : then bằng, then dẫn hướng và then bán nguyệt, tạo thành mối ghép lỏng.

– Then ghép căng : then ma sát, then vát, then tiếp tuyến, tạo thành mối ghép căng.

#### a) Then ghép lỏng

Then bằng có tiết diện là hình chữ nhật (hình 7 – 1), tỉ số chiều cao trên chiều rộng từ 1 : 1 (dùng cho trục có đường kính nhỏ) đến 1 : 2 (dùng cho trục lớn). Hai mút của then được gọt bằng hoặc gọt tròn. Then được chế tạo bằng thép kéo. Mặt làm việc của then là hai mặt bên. Trong mối ghép then bằng có khe hở hướng tâm.

Tiêu chuẩn quy định hai kiểu ghép tùy theo chiều sâu của rãnh trên trục và rãnh trên máy. Đối với máy bằng gang và bằng những vật liệu có độ bền kém hơn vật liệu trục thì dùng kiểu I (có rãnh trên máy sâu hơn, so với kiểu II), còn các trường hợp khác dùng kiểu II.



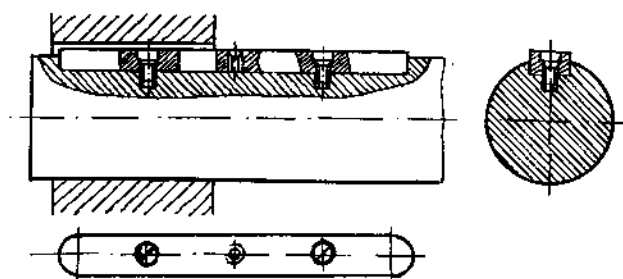
Hình 7 – 1

Thông thường dùng một then bằng, nhưng đôi khi ở những kết cấu chịu tải trọng lớn, người ta dùng hai hoặc ba then. Hai then thường đặt dưới một góc  $180^\circ$ , nếu ba then thì đặt dưới một góc  $120^\circ$ .

Nhược điểm của then bằng là khó bảo đảm tính đối lẫn; đối với những mối ghép quan trọng cần phải sửa chữa hoặc chọn then, như vậy hạn chế việc sử dụng trong sản xuất hàng loạt.

Then bằng không thể truyền lực theo dọc trục, nếu cần truyền phải dùng các phương pháp khác.

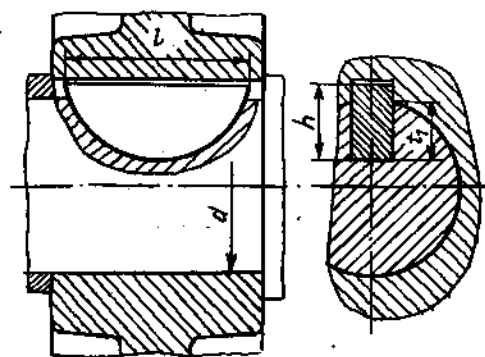
Then bằng dẫn hướng có hình dạng như then bằng, được dùng trong trường hợp cần di động tiết máy dọc theo trục (thí dụ trong các hộp giảm tốc v.v...). Then được bắt vít vào trục (hình 7 - 2). Khả năng tải của then bằng dẫn hướng kém hơn then hoa, do đó hiện nay ít dùng.



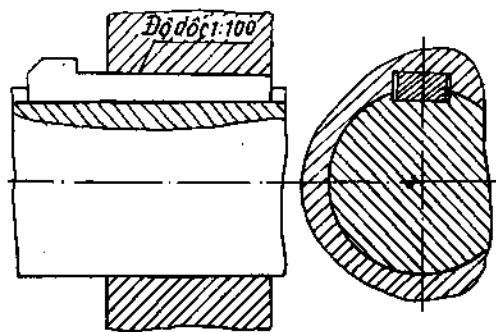
Hình 7 - 2

Then bán nguyệt cũng giống như then bằng, mặt làm việc là hai mặt bên (hình 7 - 3). Ưu điểm là có thể tự động thích ứng với các độ nghiêng của rãnh mayơ; cách chế tạo then và rãnh then cũng đơn giản.

Nhược điểm là phải phay rãnh sâu trên trục làm trục bị yếu nhiều. Then bán nguyệt chủ yếu dùng ở các mối ghép chịu tải trọng nhỏ. Khi mayơ ngắn dùng một then, nếu mayơ dài dùng hai then.



Hình 7 - 3



Hình 7 - 4

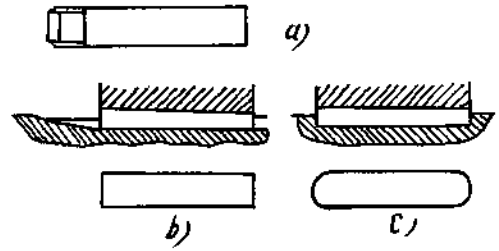
### b) Then ghép căng

Loại then này được vát một mặt để có độ dốc 1 : 100 (hình 7 - 4), có kiểu có đầu (hình 7 - 5a), kiểu không đầu mà gọt bằng hoặc gọt tròn hai đầu mút (hình 7 - 5b, c).

Khác với then ghép lỏng, then ghép căng làm việc ở các mặt trên và dưới; còn ở mặt bên có khe hở. Vì tạo thành mối ghép căng, nên then không những truyền được mômen xoắn, mà còn có thể truyền được lực dọc trục. Tuy nhiên, vì then ghép căng gây lệch tâm



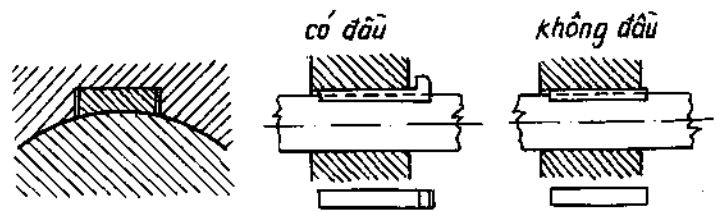
nhiều, cho nên làm tăng rung động của các tiết máy được ghép và làm cho máy bị nghiêng đi. Do đó hiện nay rất ít dùng loại then này và trong các máy chính xác thì không dùng. Ưu điểm của then ghép căng là có thể chịu được va đập.



Hình 7 - 5

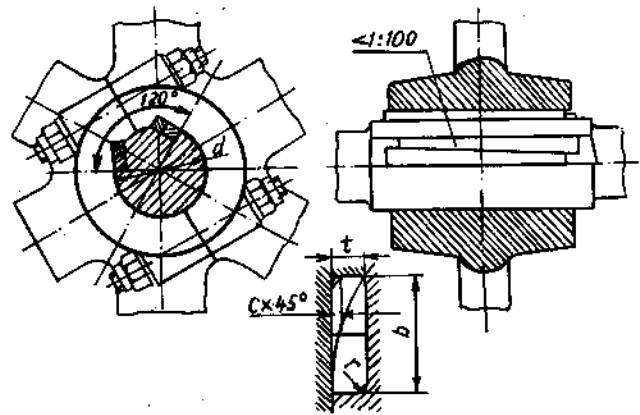
Then ghép căng chia ra các loại : then ma sát, then vát (không đầu, có đầu) và then tiếp tuyến. Trừ then tiếp tuyến, rãnh then trên máy phải có độ dốc bằng độ dốc của then.

**Then ma sát (hình 7 - 6).**  
Mặt trên và mặt dưới là mặt làm việc. Mặt dưới của then là mặt trụ có cùng đường kính với trục. Khi đóng, then áp chặt vào bề mặt trụ (hai mặt bên có khe hở), làm việc nhờ lực ma sát. Ưu điểm của loại then này là không cần rãnh trên trục nên không làm yếu trục, ngoài ra, có thể lắp ở bất kì chỗ nào trên trục và khi quá tải, then có tác dụng bảo đảm an toàn.



Hình 7 - 6

**Then vát (hình 7 - 7)** có tiết diện hình chữ nhật, mặt làm việc cũng là hai mặt trên và dưới. Trụ và máy đều phải làm rãnh, trụ bị yếu nhiều hơn so với dùng then ma sát, nhưng máy lại ít bị yếu hơn.



Hình 7 - 7

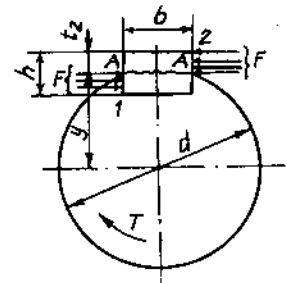
**Then tiếp tuyến.** Loại này do hai then vát một mặt tạo thành. Mặt làm việc là mặt hẹp, hai mặt làm việc song song với nhau. Mối ghép then tiếp tuyến khác với các mối ghép then vát kể trên ở chỗ có độ dời theo phương tiếp tuyến (mà không theo hướng tâm) độ dời này được tạo nên bằng cách đóng hai then vào rãnh. Then tiếp tuyến làm việc dựa vào sự chèn đập trên hai mặt hẹp. Nếu dùng một then tiếp tuyến (1 cặp then vát) thì chỉ truyền được mômen xoắn một chiều. Khi truyền mômen xoắn hai chiều phải dùng hai then tiếp tuyến đặt cách nhau dưới một góc  $120 + 135^\circ$  (hình 7 - 7).

Ghép then tiếp tuyến được dùng trong ngành chế tạo máy hạng nặng chịu tải trọng lớn.

### 7.1.2. Tính then bằng và then bán nguyệt

Các phần tử của mối ghép then (tiết diện, rãnh v.v...) đều được tiêu chuẩn hoá. Trong tiêu chuẩn có quy định kích thước của then ( $b \times h$ ), rãnh v.v... tùy theo đường kính trục  $d$  của từng loại then khác nhau. Vì vậy tính mối ghép then thường là tiến hành kiểm nghiệm ứng suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc hay trên tiết diện nguy hiểm hoặc xác định chiều dài của then khi ứng suất cho phép đã chọn.

Nghiên cứu điều kiện làm việc của then bằng (hình 7 - 8) ta thấy các trường hợp hỏng có thể xảy ra là dập các mặt bên và bị cắt theo tiết diện A - A. Giả thiết áp suất và ứng suất phân bố đều trên bề mặt làm việc của then.



Hình 7 - 8

Điều kiện để tránh dập :

$$\sigma_d = F/t_2 l \leq [\sigma_d]$$

trong đó :  $l$  - chiều dài làm việc của then ;  $t_2 = 0,4 h$  - độ sâu rãnh then trên mayơ ;  $[\sigma_d]$  - ứng suất dập cho phép.

Lấy  $y \approx d/2$ , gọi  $T$  - mômen xoắn truyền qua mối ghép then, ta có  $F = 2T/d$  ;

$d$  - đường kính trục.

Điều kiện bền dập có dạng

$$\sigma_d = 2T/dlt_2 \leq [\sigma_d] \quad (7 - 1)$$

Trong công thức, ứng suất tính bằng MPa ( $N/mm^2$ ), lực - N (newton) ; mômen xoắn N.mm.

Điều kiện bền cắt

$$\tau_c = F/bl = 2T/bdl \leq [\tau_c] \quad (7 - 2)$$

Thông thường không cần kiểm nghiệm về độ bền cắt vì điều kiện này được thoả mãn khi chọn tiết diện then theo tiêu chuẩn và lấy trị số  $[\sigma_d]$  theo đúng hướng dẫn.

Tùy trị số mômen xoắn đã cho có thể xác định được chiều dài then theo công thức (7 - 1). Nếu  $l$  tính được lớn hơn chiều dài mayơ, phải tăng chiều dài mayơ (trong điều kiện có thể) hoặc tăng số then, nhưng thường không nên lấy quá hai then.

Tính mối ghép then bán nguyệt cũng như trên, theo các công thức (7 - 1) và (7 - 2) trong đó lấy  $t_2 = h - t_1$  (hình 7 - 3).

Ứng suất dập cho phép đối với mối ghép không di động :

$$[\sigma_d] = \sigma_{ch}/[S]$$

$\sigma_{ch}$  - giới hạn chảy của tiết máy làm bằng vật liệu kém bền nhất (có thể là trục, then hoặc mayơ) ;

$[S]$  - hệ số an toàn,  $[S] = 1,25$  nếu xác định được chính xác tải trọng, các trường hợp khác  $[S] = 1,5 \div 2,0$ .

Đối với then làm bằng thép 45 lắp trong hộp giảm tốc, có thể lấy :

$[\sigma_d] = 50 \div 70 \text{ MPa}$  – nếu hộp giảm tốc làm việc liên tục, hết khả năng tải ;

$[\sigma_d] = 130 \div 180 \text{ MPa}$  – nếu hộp giảm tốc làm việc với chế độ trung bình.

Trường hợp máy làm bằng gang và mối ghép chịu tải trọng không thay đổi  
 $[\sigma_d] = 70 \div 100 \text{ MPa}$ .

Trị số ứng suất cắt cho phép  $[\tau_c]$  đối với thép và gang có thể lấy như sau :

Khi chịu tải trọng tĩnh,  $[\tau_c] = 120 \text{ MPa}$  ;

Khi chịu tải trọng va đập nhẹ,  $[\tau_c] = 90 \text{ MPa}$  ;

Khi chịu tải trọng va đập mạnh,  $[\tau_c] = 50 \text{ MPa}$ .

## 7.2. GHÉP BẰNG THEN HOA

### 7.2.1. Các loại then hoa – ưu, nhược điểm

Ghép bằng then hoa là ghép máy vào trục nhờ các răng của trục lồng vào các rãnh đã được chế tạo sẵn trên máy. Loại mối ghép này, nhất là mối ghép then hoa răng chữ nhật, có thể coi như mối ghép nhiều then, các then làm liền với trục.

So với ghép then, ghép then hoa có những ưu điểm sau đây :

- Đảm bảo mối ghép được đúng tâm hơn và dễ di động tiết máy trên trục.
- Khả năng chịu tải lớn hơn so với mối ghép then cùng kích thước do diện tích bề mặt làm việc lớn hơn và tải trọng phân bố đều hơn trên bề mặt răng.
- Độ bền mỏi cao hơn, chịu va đập và tải trọng động tốt hơn.

Tuy nhiên ghép then hoa có những nhược điểm sau :

- Có tập trung ứng suất ở góc rãnh tuy ít hơn so với ghép bằng then.
- Tải trọng phân bố giữa các răng không đều nhau.
- Cần có những dụng cụ và thiết bị chuyên môn để chế tạo và kiểm tra.

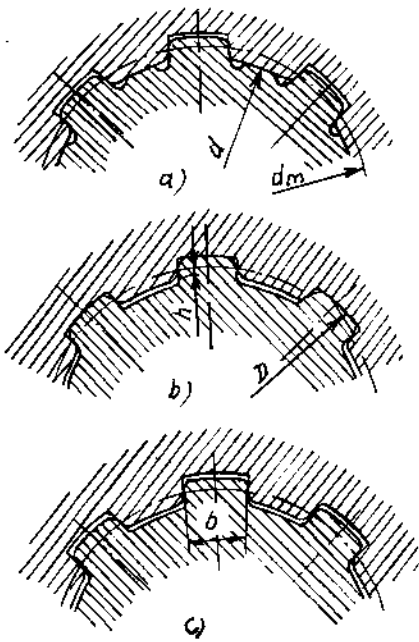
Ghép bằng then hoa có thể chia ra làm hai loại : ghép cố định, trong đó máy được cố định trên trục (không thể trượt dọc trục) ; ghép di động, máy có thể trượt dọc trục.

Trong trường hợp ghép di động, trục có dạng hình trụ ; trường hợp ghép cố định, trục có thể chế tạo hình trụ hoặc hình côn. Then hoa hình côn làm cho máy khít vào trục, làm việc tốt ngay cả khi chịu tải trọng thay đổi. Mối ghép này chủ yếu được dùng trong ô tô, máy kéo v.v... Ở đây chúng ta chỉ nghiên cứu mối ghép then hoa hình trụ.

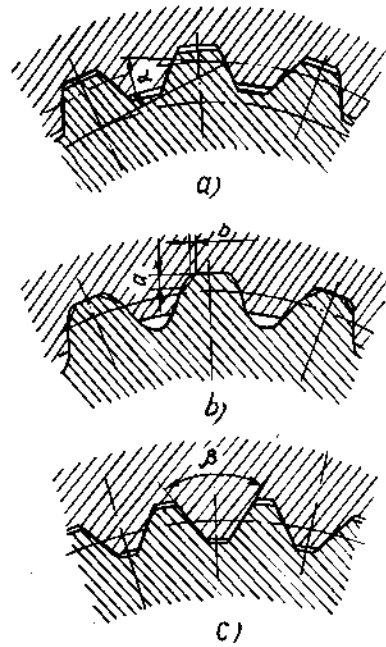
Dạng răng trong mối ghép then hoa có thể là răng chữ nhật (hình 7 – 9) răng thân khai (hình 7 – 10a, b) hoặc răng tam giác (h.7 – 10c).

Hiện nay, then hoa răng chữ nhật được dùng nhiều hơn cả.

Kích thước của then hoa được chọn trong các số tay chi tiết máy.



Hình 7 - 9



Hình 7 - 10

Có 3 phương pháp để định tâm mối ghép then hoa :

- a) Theo cạnh bên (hình 7 - 9c ; 7 - 10a ; 7 - 10c)
- b) Theo đường kính ngoài (hình 7 - 9b ; 7 - 10b).
- c) Theo đường kính trong (hình 7 - 9a).

Định tâm theo cạnh bên không bảo đảm được chính xác độ đồng tâm giữa mayơ và trục, nhưng tải trọng phân bố đều trên các răng. Vì vậy kiểu lắp này dùng cho các mối ghép chịu mômen xoắn lớn nhưng không yêu cầu cao về độ đồng tâm.

Trong những kết cấu yêu cầu độ đồng tâm cao, dùng kiểu lắp theo đường kính ngoài hoặc theo đường kính trong. Dùng kiểu lắp theo đường kính ngoài khi lỗ mayơ không nhiệt luyện hoặc độ rắn không lớn, có thể chuốt được. Trường hợp ngược lại thì dùng kiểu lắp theo đường kính trong. Lắp theo đường kính trong có thể đạt được độ đồng tâm cao hơn.

Then hoa răng thân khai có nhiều ưu điểm so với then hoa răng chữ nhật :

- Độ bền mỏi cao hơn do chân răng dày hơn và không có góc lượn đột ngột, vì vậy ứng suất tập trung không lớn lắm.
- Các phần tử của mối ghép được chế tạo bằng các phương pháp hoàn thiện hơn, bảo đảm độ chính xác gần bằng độ chính xác bánh răng.
- Đạt được độ đồng tâm cao hơn.
- Giá thành rẻ hơn vì được cắt bằng dụng cụ đơn giản (như dao phay vít), giảm bớt số loại dao phay (với một dao phay có thể chế tạo được nhiều trục then hoa cùng môđun nhưng đường kính và số răng khác nhau) v.v...

Then hoa răng tam giác (hình 7 – 10c) được dùng khi mômen xoắn không lớn lắm, thường dùng kết hợp với lắp ép.

### 7.2.2. Tính then hoa

Cũng như mối ghép then bằng, mối ghép then hoa có thể bị hỏng do đập bề mặt làm việc. Ngoài ra, do biến dạng và khe hở, gây nên những dịch chuyển tương đối giữa các bề mặt làm việc, mối ghép then hoa có thể bị hỏng do mòn.

Để tránh đập, có thể tính toán quy ước theo điều kiện ứng suất trung bình  $\sigma_d$  trên bề mặt làm việc của then hoa không vượt quá trị số cho phép :

$$\sigma_d = 2T/d_m l h Z \psi \leq [\sigma_d] \quad (7 - 3)$$

trong đó ; T – mômen xoắn truyền qua mối ghép, N. mm ; l – chiều dài mối ghép, mm ;  $d_m$  – đường kính trung bình của then hoa, mm (hình 7 – 9a) ; Z – số răng ;  $\psi = 0,7 \div 0,8$  – hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng trên các răng ;  $[\sigma_d]$  – ứng suất đập cho phép, MPa lấy theo bảng dưới ; h – chiều cao bề mặt tiếp xúc của răng, mm, đối với răng chữ nhật (hình 7 – 9) :

$$h = (D - d)/2 - 2f ; \quad d_m = (D + d)/2 ;$$

f – cạnh vát đỉnh răng ;

đối với răng thân khai (hình 7 – 10a, b) :

$$h = 0,8m ; \quad d_m = mZ ;$$

với m – môđun của răng ;

đối với răng tam giác (hình 7 – 10c).

$$h = (D_b - d_a)/2 ; \quad d_m = mZ.$$

### TRỊ SỐ ỨNG SUẤT DẬP CHO PHÉP CỦA THEN HOA

Kiểu ghép	Điều kiện sử dụng	Ứng suất đập cho phép, MPa	
		Bề mặt then hoa	
		Không nhiệt luyện	Có nhiệt luyện
Ghép cố định	Nặng (có va đập)	35 + 50	40 ÷ 70
	Trung bình	60 + 100	100 + 140
	Nhẹ	80 + 120	120 ÷ 200
Ghép di động	Nặng (có va đập)		3 + 10
	Trung bình		5 + 15
	Nhẹ		10 + 20

Để hạn chế mòn cần bảo đảm điều kiện

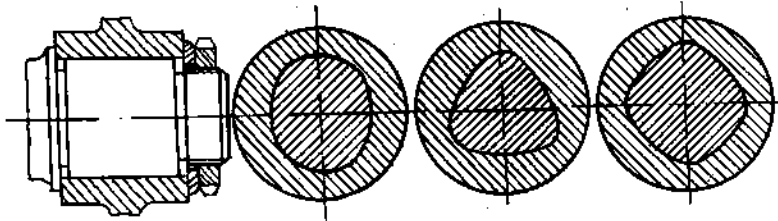
$$\sigma_m = 2T/d_m l h Z \leq [\sigma_m], \quad (7-4)$$

trong đó  $[\sigma_m]$  – ứng suất cho phép khi tính về mòn răng then hoa, cho trong các tài liệu tính toán then hoa.

Vì những kích thước then hoa đã được tiêu chuẩn hoá và chọn theo đường kính của trục, cho nên tính then hoa thường là định chiều dài tính toán  $l$  của răng hoặc kiểm nghiệm ứng suất trên bề mặt làm việc theo các công thức trên.

### 7.3. GHÉP BẰNG TRỤC ĐỊNH HÌNH

Ghép bằng trục định hình là ghép mayơ với trục có tiết diện không tròn (hình 7 – 11). Bề mặt của trục có thể là mặt trụ hoặc mặt côn. Khi không cho phép có khe hở và cần tăng độ tin cậy người ta dùng mối ghép bằng trục có mặt côn không tròn.



Hình 7 – 11

Trục có mặt côn có thể truyền được cả mômen xoắn lẫn lực dọc trục. Trục định hình và lỗ định hình của mayơ thường được gia công bằng phương pháp chép dạng. Ưu điểm của ghép trục định hình là không có tập trung ứng suất và bảo đảm độ đồng tâm cao.

Nhược điểm là lực sinh ra trên bề mặt tiếp xúc lớn, cần có thiết bị chế tạo và khó thay thế khi sửa chữa. Do ứng suất dập sinh ra trên bề mặt làm việc lớn hơn so với then hoa cho nên khả năng tải của trục định hình thấp hơn. Vì vậy hiện nay còn ít dùng loại ghép này.

## Chương 8

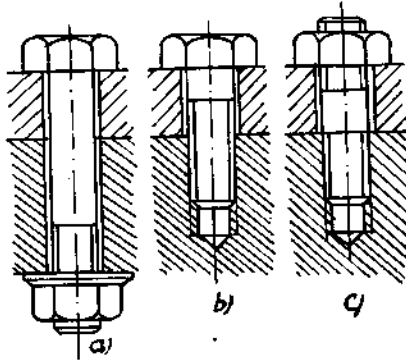
# GHÉP BẰNG REN

### 8.1. KHÁI NIỆM CHUNG

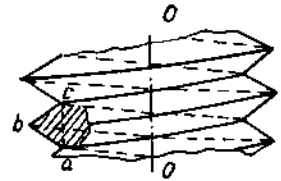
#### 8.1.1. Cấu tạo. Ưu, nhược điểm

Ghép bằng ren là loại ghép có thể tháo được. Các tiết máy được ghép lại với nhau nhờ các tiết máy có ren như : bulông và đai ốc, vít v.v... (hình 8 - 1).

Ren được tạo thành trên cơ sở đường xoắn ốc trụ (hoặc côn). Cho một hình phẳng nào đó, thí dụ tam giác  $abc$ , di chuyển theo đường xoắn ốc và luôn nằm trong mặt phẳng qua trục  $OO$  (hình 8 - 2), các cạnh của hình phẳng sẽ quét thành mặt ren. Hình phẳng có thể là tam giác, hình vuông, hình thang, hình bán nguyệt, v.v..., sẽ tạo nên ren tam giác, ren vuông, ren hình thang, ren bán nguyệt (thường gọi là ren tròn) v.v...



Hình 8 - 1



Hình 8 - 2

**Bulông** là thanh trụ tròn, một đầu có mũ, thường có sáu cạnh, đầu kia có ren để vặn với **đai ốc**. Cho bulông vào trong lỗ của các tấm ghép rồi xiết chặt đai ốc, ta có mối ghép bằng bulông - một loại ghép bằng ren.

Ghép bằng ren được dùng rất nhiều trong các ngành chế tạo máy. Các tiết máy có ren chiếm trên 60% tổng số chi tiết trong các máy hiện đại. Mối ghép ren cũng được dùng nhiều trong các dàn cần trục và các kết cấu thép dùng trong việc xây dựng.

Sở dĩ mối ghép bằng ren được dùng nhiều vì có những **ưu điểm** như : cấu tạo đơn giản ; có thể cố định các tiết máy ở bất kỳ vị trí nào (nhờ khả năng tự hãm) ; dễ tháo lắp ; giá thành tương đối hạ (vì được tiêu chuẩn hoá và chế tạo sẵn bằng các phương pháp có năng suất cao).

**Nhược điểm** chủ yếu của mối ghép ren là có tập trung ứng suất tại chân ren, do đó làm giảm độ bền mỏi của mối ghép.

### 8.1.2. Ren

Như đã nói ở trên, ren được tạo thành trên cơ sở đường xoắn ốc trụ hoặc xoắn ốc côn. Nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt cơ sở là mặt trụ, ta có ren trên hình trụ, gọi tắt là *ren hình trụ*; nếu đường xoắn ốc nằm trên mặt côn, gọi tắt là *ren hình côn*. Ren hình trụ được dùng phổ biến hơn cả. Ren hình côn thường chỉ dùng để ghép kín các ống, các bình dầu, nút dầu v.v...

Theo chiều của đường xoắn ốc, ren được chia ra : *ren phải* và *ren trái*. Ren phải đi lên về phía phải, còn ren trái đi lên về phía trái. Theo số đầu mối đường xoắn ốc, có các loại *ren một mối*, *ren hai mối*, *ba mối* v.v... Ren một mối được dùng nhiều hơn cả. *Tất cả các ren dùng trong lắp ghép là ren một mối*.

Ren (hình trụ) được đặc trưng bởi các *thông số hình học* chủ yếu sau đây (hình 8 - 3) :

$d$  – đường kính ngoài của ren, là đường kính hình trụ bao đỉnh ren ngoài (bulông, vít) : đường kính này là đường kính danh nghĩa của ren ;

$d_1$  – đường kính trong của ren, là đường kính hình trụ bao đỉnh ren trong ;

$d_2$  – đường kính trung bình, là đường kính hình trụ phân đôi tiết diện ren, trên đó chiều rộng ren bằng chiều rộng rãnh<sup>(\*)</sup>. Đối với các ren tam giác có đường kính trong và đường kính ngoài cách đều đỉnh tam giác của ren và rãnh ren và đối với ren vuông

$$d_2 = \frac{(d + d_1)}{2} ;$$

$h$  – chiều cao tiết diện làm việc của ren ;

$P$  – bước ren, là khoảng cách giữa hai mặt song song của hai ren kề nhau, đo theo phương dọc trục bulông hay vít :

$P_x$  – bước đường xoắn ốc, đối với ren một mối  $P_x = P$ , đối với ren có  $n$  mối  $P_x = nP$  ;

$\alpha$  – góc tiết diện ren ;

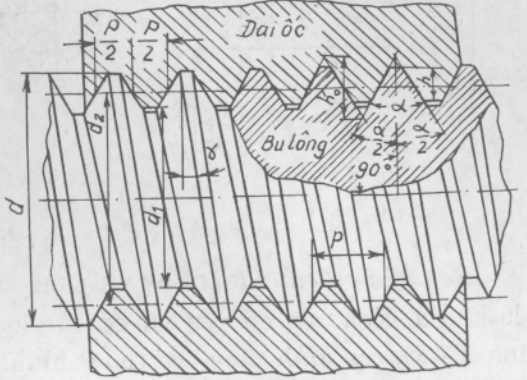
$\gamma$  – góc nâng của ren, là góc làm bởi tiếp tuyến của đường xoắn, ốc (trên hình trụ trung bình) với mặt phẳng vuông góc với trục của ren :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_x}{\pi d_2} \quad (8 - 1)$$

Các thông số hình học và dung sai kích thước của phần lớn các loại ren đã được tiêu chuẩn hoá.

Theo công dụng và theo hình dạng tiết diện, có thể phân loại như sau :

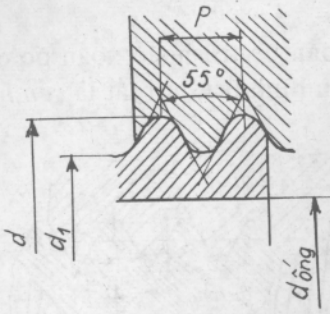
– *Ren ghép chặt*, dùng để ghép chặt các tiết máy lại với nhau. Ren ghép chặt gồm các loại ren : *ren hệ mét* (hình 8 - 3), *ren ống* (hình 8 - 4), *ren tròn* (hình 8 - 5) ; *ren vít gỗ* (hình 8 - 6).



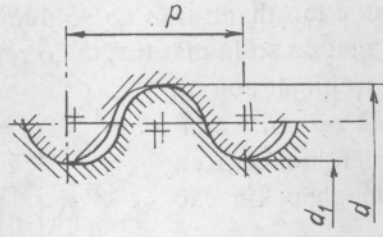
Hình 8 - 3

(\*) Định nghĩa này không áp dụng cho ren vuông.





Hình 8 - 4



Hình 8 - 5



Hình 8 - 6

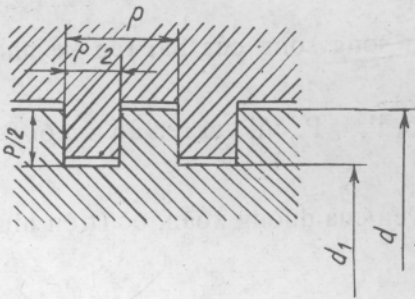
– Ren của cơ cấu vít (trong vít nâng và vít cái...), dùng để truyền chuyển động hoặc để điều chỉnh. Ren của cơ cấu vít có các loại : ren vuông (hình 8 - 7), ren hình thang cân (hình 8 - 8), ren hình răng cưa (hoặc hình thang không cân) (hình 8 - 9).

Cách phân loại này không được chặt chẽ lắm, mà chỉ có tính chất tương đối, vì trong thực tế có những trường hợp dùng ren tam giác bước nhỏ trong các cơ cấu vít của khí cụ đo chính xác, và ngược lại, dùng ren hình thang để ghép chặt.

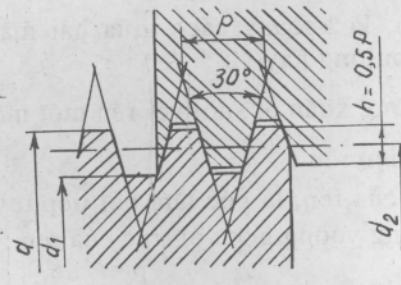
Đối với ren ghép chặt, yêu cầu chủ yếu là phải có độ bền cao, ma sát lớn để giữ cho mối ghép không tự lỏng ra.

Ren cơ cấu vít cân có hiệu suất cao và bền mòn, cho nên yêu cầu trị số tổn thất do ma sát phải nhỏ.

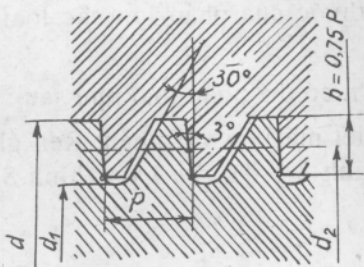
So sánh ren tam giác với ren vuông ta thấy rằng ren tam giác có hệ số ma sát  $f'$  (hệ số ma sát tương đương) cao hơn [ $f' = f/\cos(\alpha/2)$ ]. Với cùng một bước ren  $P$ , chân ren tam giác rộng gần gấp đôi chân ren vuông, nên độ bền ren tam giác cao hơn.



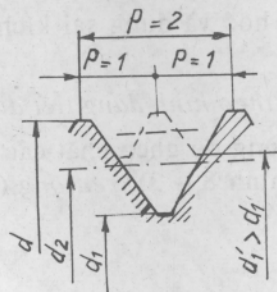
Hình 8 - 7



Hình 8 - 8



Hình 8 - 9



Hình 8 - 10

Vì vậy ren tam giác là loại ren chủ yếu dùng để ghép chặt, còn ren vuông hoặc ren hình thang được dùng trong các cơ cấu vít.

*Ren hệ mét* (hình 8 - 3) có tiết diện là tam giác đều, góc ở đỉnh  $\alpha = 60^\circ$ . Để dễ gia công cũng như để giảm bớt tập trung ứng suất ở chân ren và đập xước đỉnh ren, nên đỉnh ren và chân được hớt bằng hoặc lượn tròn.

Sở dĩ gọi loại ren này là ren hệ mét vì tất cả các kích thước của ren được đo bằng mm, khác với *ren hệ Anh*, kích thước được đo bằng tấc Anh.

Ren hệ mét được chia ra làm hai loại: *ren hệ mét bước lớn* và *ren hệ mét bước nhỏ*, các kích thước đã được tiêu chuẩn hoá.

Kí hiệu của ren hệ mét bước lớn là M, tiếp sau là trị số đường kính (thí dụ M14), còn đối với ren bước nhỏ thì ghi thêm trị số của bước ren nhỏ (thí dụ ren bước nhỏ hệ mét, đường kính 14mm, bước ren 0,75 - M14 x 0,75).

Đối với ren bước nhỏ vì giảm bước ren nên chiều sâu rãnh ren (hình 8 - 10) và góc nâng của ren cũng giảm bớt [xem công thức (8 - 1)].

Như vậy với cùng đường kính ngoài, đường kính trong ( $d_1$ ), ren bước nhỏ lớn hơn so với đường kính trong của bước ren lớn, do đó sức bền của thân bulông (vít) cũng tăng lên. Góc nâng  $\lambda$  giảm sẽ làm tăng khả năng tự hãm của ren, hoặc nói cách khác, khả năng tự lỏng của ren được giảm bớt.

Nhờ các ưu điểm kể trên, ren bước nhỏ ngày càng được dùng rộng rãi trong các tiết máy chịu tải trọng va đập, các tiết máy nhỏ hoặc có vỏ mỏng (trong máy bay, máy chính xác, máy vô tuyến điện v.v...).

Tuy nhiên đối với ngành chế tạo máy, *ren bước lớn vẫn được dùng chủ yếu* trong lắp ghép vì độ bền của ren ít chịu ảnh hưởng của những sai sót do chế tạo gây nên và cũng lâu hỏng vì mòn hơn ren bước nhỏ.

*Ren hệ Anh* có tiết diện hình tam giác cân, góc ở đỉnh  $\alpha = 55^\circ$ . Đường kính được đo bằng tấc Anh (1 inch = 25,4mm), bước ren được đặc trưng bởi số ren trên chiều dài 1 tấc Anh. Nước ta không dùng ren hệ Anh trong thiết kế các máy mới mà chỉ dùng khi thay thế các tiết máy của một số máy nhập.

*Ren ống* dùng để ghép kín các ống.

Ren ống có hình dạng kích thước theo ren hệ Anh bước nhỏ (thành ống mỏng nên cần bước ren nhỏ), tiết diện ren là tam giác cân có góc ở đỉnh  $\alpha = 55^\circ$ , đỉnh ren và chân ren làm lượn tròn, khi lắp không có khe hở để bảo đảm kín.

*Đường kính danh nghĩa của ống là đường kính trong của ống.*

Ngoài ren ống hình trụ, còn dùng ren ống hình côn, độ kín cao hơn vì lúc vận chặt các đỉnh ren bị biến dạng dẹt. Tuy nhiên, ren ống hình côn chế tạo đắt hơn.

Hiện nay cũng đã dùng ren hệ mét bước nhỏ để ghép các ống.

*Ren tròn* (hình 8 - 5) được dùng chủ yếu trong các bulông, vít chịu tải trọng va đập lớn hoặc trong các tiết máy làm việc trong môi trường bẩn và cần nối, tháo luôn (vòi cứu hoả, bộ phận nối toa v.v...).

Ngoài ra, ren tròn được dùng trong các tiết máy có vỏ mỏng (đuôi đèn, chuỗi bóng đèn, đuôi đèn pin, các mối nối của mặt nạ phòng độc v.v...) hoặc trong các vật phẩm đúc bằng gang hoặc chất dẻo.

*Ren vít bắt gỗ hoặc ghép các vật liệu có độ bền thấp* (hình 8 - 6), có tiết diện tam giác, chiều rộng rãnh lớn hơn nhiều so với chiều dày ren, để đảm bảo độ bền đều (về cắt) của ren vít thép và ren của vật liệu được bắt vít.

*Ren vuông* (hình 8 - 7) có tiết diện là hình vuông,  $\alpha = 0$ , nên hiệu suất cao. Trước kia loại ren này được dùng nhiều trong các cơ cấu vít, nhưng hiện nay ít dùng và được thay thế bằng ren hình thang vì khó chế tạo, độ bền không cao, khó khắc phục khe hở dọc trục sinh ra do mòn.

*Ren hình thang* có tiết diện là hình thang cân (hình 8 - 8) hoặc hình thang không cân - ren hình răng cưa (hình 8 - 9), có độ bền cao hơn ren vuông.

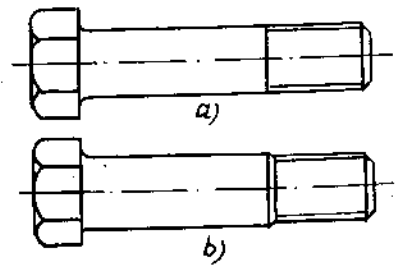
Ren hình thang cân ( $\alpha = 30^\circ$ ) được dùng trong truyền động chịu tải theo hai chiều.

Ren răng cưa được dùng trong truyền động chịu tải một chiều (trong kích vít, máy ép v.v...). Mặt chịu lực có góc nghiêng nhỏ ( $3^\circ$ ), làm giảm tổn thất về ma sát.

### 8.1.3. Các tiết máy dùng trong mối ghép ren

*Bulông* (hình 8 - 11) là một thanh hình trụ tròn có ren để vặn đai ốc, đầu bulông có hình vuông, sáu cạnh hoặc các hình khác.

Bulông (và đai ốc) được dùng để ghép các tiết máy : a) có chiều dày không lớn lắm ; b) làm bằng vật liệu có độ bền thấp, nếu làm ren trên tiết máy, ren không đủ bền ; c) cần tháo lắp luôn. Theo phương pháp và độ chính xác chế tạo, có ba loại bulông : thô, nửa tinh và tinh.



Hình 8 - 11

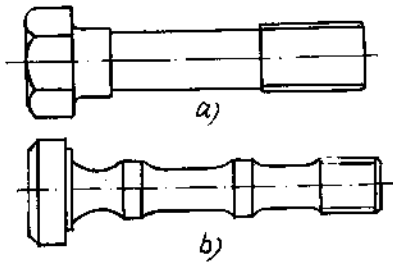
Bulông thô được chế tạo từ thép tròn, đầu được đập nguội, đập nóng hoặc rèn, ren được tiện hoặc cán lăn. Bulông thô kém chính xác nên thường chỉ dùng trong các mối ghép không quan trọng hoặc trong các kết cấu bằng gỗ.

Bulông nửa tinh cũng được chế tạo theo phương pháp như đối với bulông thô, ngoài ra có gia công thêm mặt tựa của đầu bulông và các mặt mút của bulông.

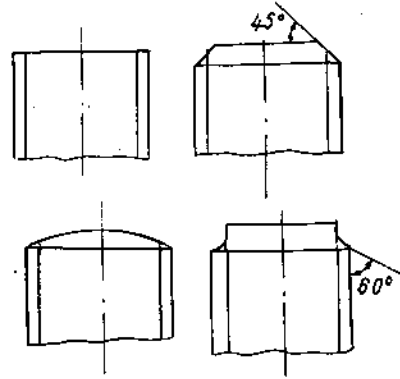
Bulông tinh được chế tạo từ thép sáu cạnh, tất cả các phần đều được gia công cơ khí. Có hai loại bulông tinh : loại thông thường, lắp vào lỗ có khe hở và loại lắp vào lỗ không có khe hở, đường kính phần có ren nhỏ hơn đường kính phần không có ren (hình 8 - 11b).

Có nhiều kiểu đầu bulông, nhưng đầu có sáu cạnh là thường dùng hơn cả. Chỗ nối giữa mặt tựa của đầu với thân bulông phải có góc lượn để giảm tập trung ứng suất.

Đường kính phần không có ren của thân bulông lấy bằng đường kính ngoài  $d$  của ren. Để tăng thêm sức bền của bulông chịu tải trọng thay đổi theo chiều trục của bulông đường kính phần không có ren nên lấy nhỏ bớt (hình 8 - 12).



Hình 8 - 12



Hình 8 - 13

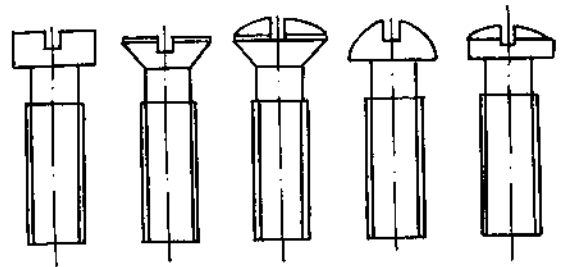
Mặt cuối của bulông có thể là mặt phẳng, mặt côn, chòm cầu hoặc mặt trụ tròn (hình 8 - 13), dùng nhiều hơn cả là mặt cuối hình côn, còn mặt cuối phẳng để làm hồng ren, mặt cuối hình chòm cầu khó chế tạo. Mặt cuối hình trụ tròn được dùng trong mối ghép không có khe hở, khi tháo bulông có thể đóng trên mặt cuối.

Chiều dài của bulông được lấy theo kết cấu mối ghép.

Ngoài các bulông thông thường trên đây, trong thực tế còn dùng các loại bulông đặc biệt như bulông bệ, bulông chốt v.v...

Vít khác với bulông ở chỗ là đầu có ren không vặn vào đai ốc mà vặn trực tiếp vào lỗ ren của tiết máy được ghép (hình 8 - 1b).

Vít được dùng trong trường hợp mối ghép không có chỗ để chứa đai ốc, cần giảm khối lượng mối ghép (nhưng tiết máy được ghép cần có đủ chiều dày để làm lỗ ren), hoặc một trong các tiết máy được ghép khá dày. Đầu vít có rất nhiều kiểu: hình vuông, sáu cạnh (như bulông) hoặc có rãnh để vặn vít (hình 8 - 14) v.v...



Hình 8 - 14

Ngoài các vít dùng để ghép chặt, còn có các loại vít định vị, để cố định vị trí tương đối của các tiết máy và vít điều chỉnh để điều chỉnh vị trí tiết máy.

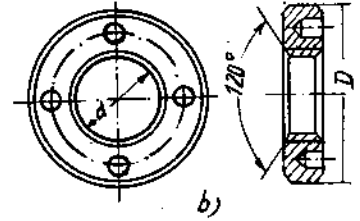
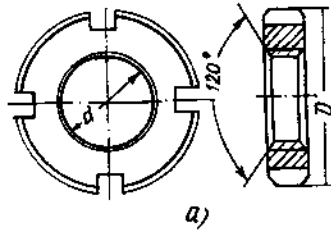
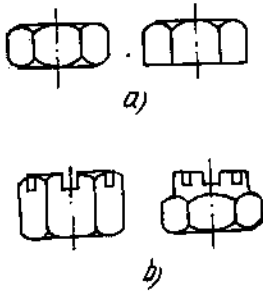
Vít vòng, thường gọi là bulông vòng là biến thể của vít, đầu có hình vòng khuyên. Vít vòng được bắt vào vỏ máy, vỏ động cơ điện hoặc nắp hộp giảm tốc v.v... để vận chuyển hoặc lắp máy được thuận tiện.

Vít cấy là một thanh trụ tròn hai đầu có ren, một đầu vặn vào lỗ ren của một trong các tiết máy được ghép, đầu kia xuyên qua lỗ không có ren của tiết máy khác (đường kính lỗ không có ren lớn hơn đường kính vít cấy) và vặn với đai ốc (hình 8 - 1c).

Khi tháo chỉ cần vặn đai ốc là có thể lấy rời các tiết máy. Vít cấy được dùng trong trường hợp một trong các tiết máy được ghép quá dày (không dùng được bulông) lại cần tháo lắp luôn (dùng vít sẽ chóng hỏng lỗ ren).

**Đai ốc** có nhiều kiểu khác nhau, nhưng dùng nhiều nhất là đai ốc sáu cạnh (hình 5 - 19). Ứng với các loại bulông thô, nửa tinh và tinh cũng có các loại đai ốc thô, đai ốc nửa tinh và đai ốc tinh.

Ngoài loại đai ốc sáu cạnh trơn còn có đai ốc sáu cạnh xẻ rãnh để cầm chốt chẻ (hình 8 - 15b).



Hình 8 - 15

Hình 8 - 16

Nếu tải trọng tương đối nhỏ, người ta còn dùng đai ốc tròn có xẻ rãnh hoặc làm lỗ trên mặt mút đai ốc (hình 8 - 16).

Vòng đệm bằng thép mỏng đặt giữa đai ốc và tiết máy được ghép, có tác dụng bảo vệ bề mặt tiết máy khỏi bị cạo xước khi vặn đai ốc, đồng thời làm tăng diện tích tiếp xúc giữa bề mặt với đai ốc, do đó ứng suất dập giảm xuống (hình 8 - 1a).

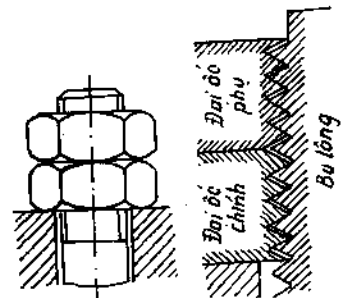
Bộ phận hãm giữ vai trò rất quan trọng trong các mối ghép ren chịu tải trọng động. Thực tế cho thấy rằng, mặc dầu các loại ren dùng trong lắp ghép đều bảo đảm tự hãm khi chịu tải trọng tĩnh (nếu  $f' = 0,1$  thì  $\rho' = \arctg f' = 6^\circ$ , nếu  $f' = 0,3$  thì  $\rho' = 16^\circ$ , trong khi đó góc nâng  $\gamma$  của ren chỉ có  $1^\circ 40' - 3^\circ 30'$ ), nhưng khi bị va đập hay rung động, ma sát giữa ren bulông và đai ốc bị giảm bớt, cho nên xảy ra hiện tượng long đai ốc. Vì vậy trong các trường hợp này cần phải dùng các biện pháp để hãm không cho đai ốc bị long. Ngoài ra, đối với đai ốc điều chỉnh, chẳng hạn như đai ốc điều chỉnh ổ trục, thì không được xiết tỳ chặt vào ổ, cho nên cũng cần hãm dù là chịu tải trọng tĩnh.

Có nhiều biện pháp để hãm, dựa theo các nguyên tắc sau : tạo thêm ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc, dùng các tiết máy phụ để cố định đai ốc với bulông hoặc với tiết máy, hàn đính đai ốc hoặc gây biến dạng dẻo cục bộ.

Để tạo thêm ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc, có thể dùng hai đai ốc hoặc vòng đệm vênh.

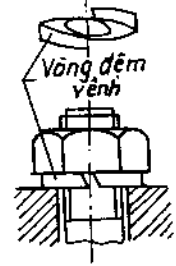
Dùng hai đai ốc (hình 8 - 17) : sau khi vặn chặt đai ốc thứ hai (đai ốc phụ), giữa hai đai ốc có lực căng phụ. Khi bulông không chịu ngoại lực tác dụng dọc bulông, giữa hai đai ốc vẫn tồn tại lực căng phụ để tạo nên ma sát phụ giữ cho đai ốc khỏi bị long.

Dùng hai đai ốc làm tăng thêm khối lượng và kích thước mối ghép, ngoài ra khi bị rung động mạnh tác dụng không bảo đảm, cho nên hiện nay ít dùng cách này.



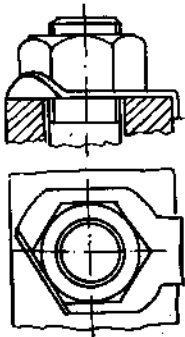
Hình 8 - 17

Dùng vòng đệm vênh (hình 8 – 18) ma sát phụ được tạo nên do lực đàn hồi của vòng đệm. Vặn chặt đai ốc, lực đàn hồi do vòng đệm vênh bị biến dạng luôn luôn tác dụng lên đai ốc và tiết máy được ghép, do đó giữa ren đai ốc và bulông luôn có ma sát. Thêm vào đó, miệng của vòng đệm vênh tì vào bề mặt tiếp xúc cũng có tác dụng ngăn đai ốc khỏi lỏng. Phương pháp này được dùng khá rộng rãi. Nhược điểm chủ yếu là gây nên lực lệch tâm bulông.

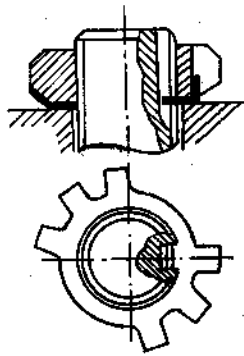


Hình 8 – 18

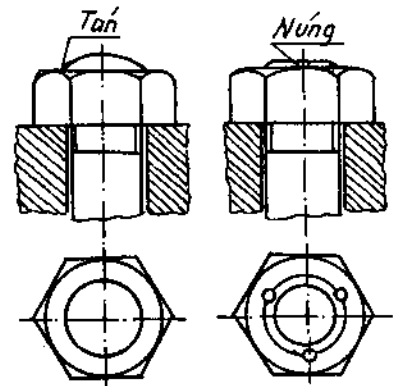
Người ta cũng dùng tiết máy phụ như đệm gập (hình 8 – 19), đệm hãm có ngạnh (hình 8 – 20) v.v... để cố định đai ốc, không cho di động tương đối đối với bulông hoặc tiết máy được ghép. Phương pháp này khá bảo đảm nên được dùng nhiều trong các mối ghép quan trọng. Nhược điểm chính là không thể điều chỉnh dần dần lực xiết mà phải theo từng nấc.



Hình 8 – 19



Hình 8 – 20



Hình 8 – 21

Gây biến dạng dẻo cục bộ như tán hoặc núng phần cuối bulông (hình 8 – 21) hoặc hàn dính là các biện pháp chắc chắn nhất, nhưng chỉ dùng được trong các mối ghép không tháo.

#### 8.1.4. Vật liệu

Vật liệu chủ yếu dùng cho các tiết máy có ren là thép các bon thông thường, thép các bon chất lượng tốt hoặc thép hợp kim. Tiêu chuẩn quy định 12 cấp bền đối với bulông, vít và vít cấy bằng thép. Bảng 8 – 1 trình bày cấp bền và cơ tính của một số mác thép Liên Xô chế tạo tiết máy có ren.

Chọn vật liệu phải căn cứ vào điều kiện làm việc, khả năng chế tạo và các yêu cầu về kích thước khuôn khổ và khối lượng. Nếu không có những yêu cầu đặc biệt, người ta thường chế tạo bulông, vít... bằng thép CT3 hoặc thép 10, 20, 30 v.v... Thép 35, 45, nhiệt luyện đạt cơ tính cao được dùng khi cần giảm kích thước, khối lượng kết cấu. Dùng bulông thép hợp kim giới hạn bền có thể đến 1800 MPa hoặc hơn nữa. Trường hợp cần giảm khối lượng, người ta dùng bulông bằng hợp kim titan.

Đai ốc được chế tạo bằng cùng loại vật liệu như bulông hoặc vật liệu có độ bền thấp hơn chút ít.

## CƠ TÍNH MỘT SỐ MÁC THÉP CHẾ TẠO TIẾT MÁY CÓ REN

Cấp bền của bulông	$\sigma_b$ , MPa		$\sigma_{ch}$ , 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	20 ; 35	10
6.6	600	800	360	35 ; 45 ; 40Г	15
8.8	800	1000	640	35X ; 38XA	20 ; 35 ; 45
10.9	1000	1200	900	40Г2 ; 40X	35X ; 38XA

*Chú thích :* Cấp bền của bulông được biểu thị bằng hai số. Số đầu nhân với 100 cho trị số giới hạn bền nhỏ nhất tính bằng MPa, số thứ hai chia cho 10 biểu thị tỉ số giới hạn chảy với giới hạn bền  $\sigma_{ch}/\sigma_b$

## 8.2. TÍNH BULÔNG (VÍT)

Vì tình hình làm việc của vít, vít cấy cũng giống như của bulông, cho nên cách tính độ bền của chúng cũng giống như cách tính độ bền của bulông, được trình bày chung ở đây.

## 8.2.1. Các dạng hỏng của bulông và chỉ tiêu tính toán

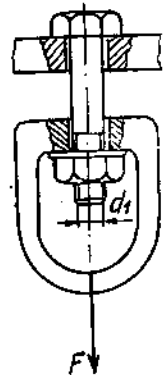
Khi chịu lực tác dụng, bulông có thể bị hỏng với các dạng sau :

- Thân bulông bị kéo đứt tại phần có ren hoặc tại tiết diện sát đầu bulông.
- Ren bị hỏng do đập, mòn, bị cắt hoặc bị uốn.
- Đầu bulông bị đập, cắt hoặc uốn.

Trên cơ sở các tính toán nhằm đảm bảo điều kiện độ bền đều giữa các phần tử của bulông và đai ốc, người ta xác định được các quan hệ kích thước hợp lí kết cấu bulông, đai ốc và quy định trong các tiêu chuẩn. Vì vậy đối với bulông và đai ốc tiêu chuẩn, chỉ cần tính theo độ bền kéo của thân bulông để tìm đường kính trong  $d_1$  rồi theo  $d_1$  tra các kích thước khác (đường kính danh nghĩa  $d$ , kích thước đầu bulông v.v...) trong các bảng tiêu chuẩn.

## 8.2.2. Tính bulông ghép lỏng chịu lực dọc trục bulông

Trong trường hợp này đai ốc không được xiết chặt, lực xiết ban đầu không có, thí dụ như bulông của móc treo (hình 8 - 22) hoặc phần có ren của đoạn cuối móc cân trục.



Hình 8 - 22

Gọi  $F$  là ngoại lực tác dụng dọc trục bulông, ta có

$$\sigma = F/(\pi d_1^2/4) \leq [\sigma_k]$$

Do đó tính ra đường kính trong  $d_1$  cần thiết cho bulông

$$d_1 \geq \sqrt{4F/\pi[\sigma_k]} \quad (8-2)$$

$[\sigma_k]$  – ứng suất kéo cho phép của vật liệu bulông.

### 8.2.3. Tính bulông được xiết chặt, không có ngoại lực tác dụng

Có thể lấy bulông của nắp các bình kín (hình 8 – 23), không có áp suất dư, làm thí dụ. Thân bulông chịu kéo do lực xiết gây nên và chịu xoắn do mômen ma sát trên ren sinh ra khi xiết đai ốc.

Gọi  $V$  là lực xiết (cần thiết để nắp đậy được kín), sinh ra khi xiết chặt đai ốc,  $M_r$  là mômen trên ren, ta có hệ thức

$$M_r = Vtg(\gamma + \rho')d_2/2$$

trong đó  $\rho' = \arctg f'$  – góc ma sát tương đương.

Ứng suất kéo do  $V$  gây nên

$$\sigma = V/(\pi d_1^2/4)$$

Ứng suất xoắn do mômen  $M_r$  gây nên

$$\tau = \frac{M_r}{W_o} = \frac{0,5Vtg(\gamma + \rho')d_2}{\pi d_1^3/16} = \frac{8Vtg(\gamma + \rho')d_2}{\pi d_1^3}$$

Ứng suất tương đương được xác định theo thuyết bền thứ tư

$$\begin{aligned} \sigma_{td} &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(4V/\pi d_1^2)^2 + 3[8Vtg(\gamma + \rho')d_2/\pi d_1^3]^2} \\ &= \sigma\sqrt{1 + 12[(d_2/d_1)tg(\gamma + \rho')]^2} \end{aligned}$$

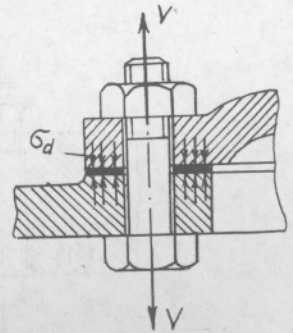
Đối với các bulông tiêu chuẩn có thể lấy trung bình  $d_2 = 1,1d_1$ ,  $\gamma = 2^\circ 30'$  và  $f' = 0,2$  ta có

$$\sigma_{td} \approx 1,3\sigma$$

Như vậy trong trường hợp bulông bị xiết chặt và không chịu thêm tải trọng ngoài, có thể dùng công thức đơn giản tính theo độ bền kéo với ứng suất tương đương bằng 1,3 lần ứng suất kéo do lực xiết  $V$  gây nên 30% ứng suất tăng thêm là xét đến ứng suất xoắn do tác dụng của mômen ren.

Từ điều kiện bền

$$\sigma_{td} = 1,3\sigma = \frac{1,3V}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma_k] \quad (8-3)$$



Hình 8 – 23



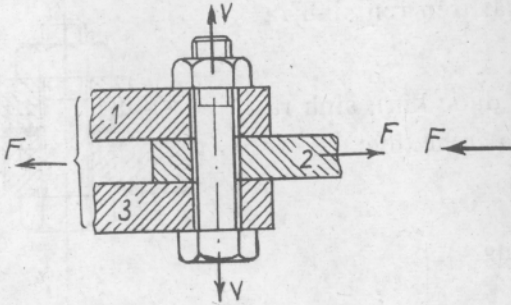
ta tìm được đường kính  $d_1$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3.4V}{\pi[\sigma_k]}} \quad (8-4)$$

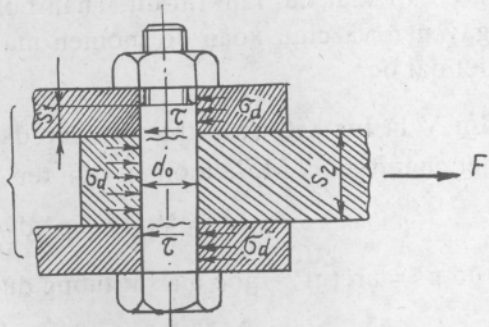
### 8.2.4. Tính bulông chịu lực ngang

Trường hợp lực tác dụng trong mặt phẳng vuông góc với trục bulông, quy ước gọi là lực ngang, bulông được tính theo điều kiện đảm bảo cho mối ghép không bị trượt. Về kết cấu có thể lắp bulông theo hai phương án : lắp có khe hở (hình 8-24) và lắp không khe hở (hình 8-25).

*Bulông lắp có khe hở (hình 8-24)*



Hình 8-24



Hình 8-25

Phải xiết bulông để tạo nên lực  $V$  ép các tấm ghép, sinh ra lực ma sát  $F_{ms}$  giữ các tấm ghép không trượt khi chịu tác dụng của lực ngoài. Gọi  $F$  là lực tác dụng lên mối ghép hoặc phần mối ghép có 1 bulông, lực xiết  $V$  phải thỏa mãn điều kiện.

$$F_{ms} = if V > F$$

hoặc

$$V = \frac{kF}{if}, \quad (8-5)$$

trong đó  $f$  – hệ số ma sát, đối với các tấm thép hoặc gang có thể lấy  $f = 0,15 \div 0,20$  ;

$k$  – hệ số an toàn, thường lấy  $1,3 \div 1,5$  ;

$i$  – số bề mặt tiếp xúc giữa các tấm ghép, trường hợp hình 8-24,  $i = 1$

Bulông được tính toán theo điều kiện bền (8-3)

$$\sigma_{td} = 4. 1,3V/\pi d_1^2 \leq [\sigma_k].$$

Thay trị số  $V$  theo công thức (8-5) vào biểu thức trên đây, ta tìm được đường kính  $d_1$  của bulông

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3.4.kF}{\pi if[\sigma_k]}}. \quad (8-6)$$

*Bulông lắp không khe hở (hình 8-25).*

Bulông lắp vào lỗ doa, thân bulông được gia công nhẵn, kích thước đường kính khá chính xác đảm bảo lắp không có khe hở với lỗ. Thân bulông được tính theo ứng suất cắt và ứng suất đập.

Điều kiện bền về cắt

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_0^2 i} \leq [\tau], \quad (8-7)$$

trong đó  $d_0$  - đường kính thân bulông (đường kính lỗ, hình 8-25);  
 $i$  - số bề mặt chịu cắt của thân đinh, trên hình 8-25,  $i = 2$ .

Đường kính thân đinh được xác định theo công thức

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau]}}. \quad (8-8)$$

Thông thường đối với mối ghép không có khe hở giữa lỗ và thân đinh tải trọng được giới hạn bởi điều kiện về cắt. Tuy nhiên, trong trường hợp tỉ số  $s_1/d_0$  hoặc  $s_2/d_0$  ( $s_1, s_2$  - chiều dày tấm ghép, hình 8-25) tương đối nhỏ hoặc độ bền dập của các tấm ghép thấp hơn của bulông, ta cần kiểm nghiệm điều kiện bền dập

$$\sigma_d = \frac{F}{s d_0} \leq [\sigma_d] \quad (8-9)$$

Nếu vật liệu các tấm giống nhau,  $s$  lấy theo trị số nhỏ trong hai trị số  $s_1$  và  $s_2$ . Tại vùng kê mặt phẳng ghép có sự tập trung ứng suất dập, tỉ số  $s/d_0$  càng lớn thì tập trung ứng suất càng nhiều, do đó nếu  $s/d_0 > 1$  trong công thức (8-9) ta lấy  $s = d_0$ .

So sánh hai phương án lắp bulông có khe hở và không khe hở, có thể thấy phương án thứ nhất rẻ hơn vì không đòi hỏi bulông và lỗ có kích thước chính xác. Tuy nhiên kích thước của bulông lắp có khe hở phải lớn hơn, vì để chịu được cùng một lực  $F$  như trong trường hợp lắp không khe hở, theo công thức (8-5), với  $i = 1, k = 1,5$  và  $f = 0,15$ , cần phải xiết bulông để có

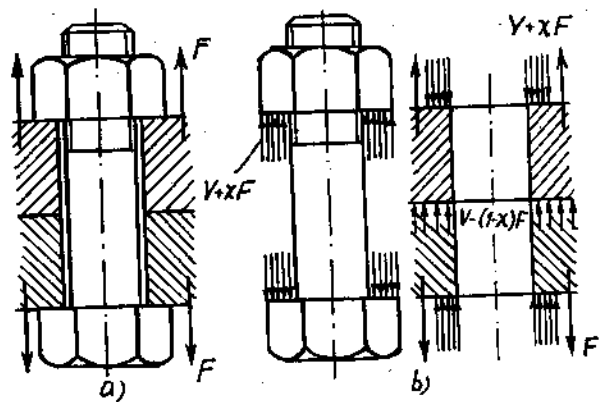
$$V = kF/if = 10F$$

Như vậy tải trọng mà bulông chịu trong trường hợp này có trị số gấp 10 lần lực ngoài.

### 8.2.5. Tính bulông được xiết chặt, chịu lực ngoài theo chiều trục (hình 8-26)

Có thể lấy trường hợp ghép nắp bình kín (hình 8-23) có chịu áp suất để làm thí dụ. Lực ngoài tác dụng theo chiều trục của bulông, có xu hướng tách rời hai tấm ghép. Cần phải xiết chặt bulông trước khi mối ghép chịu lực ngoài (cần có lực xiết ban đầu) để mối ghép không bị trượt do các lực ngang ngẫu nhiên nào đó hoặc khỏi bị va đập khi tải trọng thay đổi, đồng thời để đảm bảo độ cứng và kín của mối ghép.

Xác định lực xiết cần thiết (ban đầu)  $V$  và tải trọng tác dụng lên bulông. Điều kiện xuất phát để tính toán là phải đảm bảo khi có tác dụng của lực ngoài, trên bề mặt tiếp xúc của tấm ghép vẫn tồn tại một áp suất nào đó.



Hình 8-26

Giả thiết bulông và tiết máy làm việc trong giới hạn đàn hồi. Khi xiết chặt bulông lực  $V$  làm bulông dãn dài một lượng

$$\lambda_b = V\delta_b$$

và các tiết máy được ghép bị co lại

$$\lambda_m = V\delta_m,$$

trong đó  $\delta_b$  – độ mềm của bulông, bằng biến dạng của bulông dưới tác dụng của lực có trị số bằng đơn vị.

$\delta_m$  – độ mềm của các tiết máy được ghép.

Bài toán về phân bố ngoại lực trên bulông và các tiết máy là bài toán siêu tĩnh, được giải theo điều kiện đồng chuyển vị. Khi mối ghép chịu tác dụng của lực ngoài nằm trong giới hạn không tách hở các tấm ghép, bulông dãn dài thêm một lượng là  $\Delta\lambda$ , biến dạng nén của các tấm ghép đương nhiên cũng giảm bớt một lượng như vậy. Điều này có nghĩa là chỉ một phần lực ngoài  $F$  là  $\chi F$  tác dụng làm bulông dãn dài thêm, phần còn lại là  $(1 - \chi)F$  làm giảm biến dạng nén của các tấm ghép  $\chi$  được gọi là hệ số ngoại lực.

Vì biến dạng phụ của bulông và của các tiết máy được ghép là bằng nhau (điều kiện đồng chuyển vị), nên có thể viết

$$\Delta\lambda = \chi F\delta_b = (1 - \chi)F\delta_m.$$

Từ đó rút ra

$$\chi = \frac{\delta_m}{\delta_b + \delta_m} \quad (8 - 10)$$

Độ mềm của bulông được xác định theo công thức

$$\delta_b = \frac{l}{E_b A_b}$$

trong đó  $l$  – chiều dài tính toán của bulông, bằng chiều dài phần thân đính ở giữa hai mặt tựa (của đai ốc và của đầu bulông) cộng một nửa chiều dài đoạn ren vắn vào đai ốc (chiều cao đai ốc);

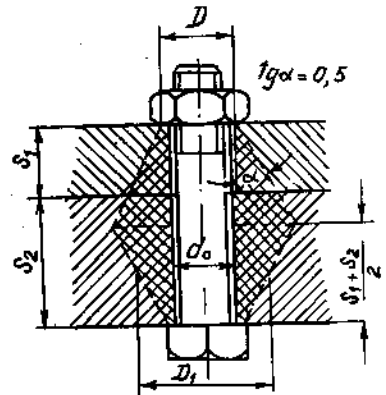
$E_b$  – môđun đàn hồi của vật liệu bulông;

$A_b$  – diện tích tiết diện bulông;

Đối với bulông bậc có diện tích tiết diện từng đoạn là  $A_{b1}, A_{b2}, \dots, A_{bn}$  và chiều dài từng đoạn là  $l_1, l_2, \dots, l_n$  thì

$$\delta_b = \frac{l}{E_b} \left( \frac{l_1}{A_{b1}} + \frac{l_2}{A_{b2}} + \dots + \frac{l_n}{A_{bn}} \right).$$

Độ mềm của các tấm ghép được xác định theo giả thiết biến dạng xảy ra trong “hình côn áp suất”, có góc ở đỉnh  $\alpha = \arctg 0,5$  hoặc  $\alpha \approx 27^\circ$  (hình 8 - 27).



Hình 8 - 27

Khi tính toán, hình côn được thay thế bằng hình trụ rỗng, đường kính trong là  $d_0$  (đường kính lỗ) và đường kính ngoài

$$D_1 = D + \frac{s_1 + s_2}{4}.$$

Diện tích tiết diện hình trụ rỗng

$$A_m = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_0^2).$$

Công thức tính độ mềm của các tấm ghép (trong trường hợp hình 8 - 27).

$$\delta_m = \frac{s_1 + s_2}{E_m A_m},$$

trong đó  $E_m$  - môđun đàn hồi của vật liệu các tấm ghép (giả sử các tấm ghép được làm bằng cùng loại vật liệu).

Khi bulông có độ mềm lớn và các tấm ghép có độ mềm nhỏ, hệ số  $\chi$  nhỏ và hầu như tất cả ngoại lực được dùng để giảm tải các tấm ghép. Trường hợp ngược lại thì phần lớn ngoại lực tác dụng vào bulông.

Đối với các tấm ghép bằng thép hoặc gang, bulông bằng thép, có thể lấy  $\chi = 0,2 - 0,3$ .

Lực toàn phần tác dụng lên bulông sau khi có ngoại lực F

$$F_b = V + \chi F.$$

Lực tác dụng lên các tấm ghép lúc này là

$$V' = V - (1 - \chi)F.$$

Để đảm bảo các bề mặt ghép không bị hở, cần có điều kiện  $V' > 0$ , hay là

$$V - (1 - \chi)F > 0,$$

$$V > (1 - \chi)F.$$

Gọi k là hệ số an toàn, ta có thể viết :

$$V = k(1 - \chi)F \quad (8 - 11)$$

Khi tải trọng ngoài không đổi, có thể lấy  $k = 1,3 + 1,5$  ; khi tải trọng ngoài thay đổi  $k = 1,5 + 4$ .

Trường hợp bulông chịu tải trọng tĩnh, điều kiện bền có dạng

$$\sigma = \frac{F_0}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma_k] \quad (8 - 12)$$

với

$$F_0 = 1,3V + \chi F = [1,3k(1 - \chi) + \chi]F. \quad (8 - 13)$$

Phải nhân thêm V với 1,3 vì có xét đến tác dụng của mômen ren lúc xiết chặt đai ốc.

Từ (8 - 12) sẽ xác định được đường kính trong  $d_1$  của bulông.

Nếu xét đến trường hợp có thể phải xiết chặt bulông ngay khi đang chịu lực ngoài (đương nhiên nên cố gắng tránh), lực  $F_0$  được dùng để tính bulông cần lấy bằng

$$F_0 = 1,3(V + \chi F).$$

*Trường hợp bulông chịu tải trọng thay đổi* : khi tải trọng ngoài thay đổi từ 0 đến  $F$  lực tác dụng lên bulông sẽ thay đổi từ  $V$  đến  $F_b = V + \chi F$ .

Như vậy biên độ ứng suất trong bulông

$$\sigma_a = \chi F / 2A_b,$$

với  $A_b$  – diện tích tiết diện nguy hiểm của bulông, thường xác định theo đường kính trong của bulông.

Ứng suất trung bình

$$\sigma_m = \sigma_v + \sigma_a = V/A_b + \chi F / 2A_b.$$

Ứng suất cực đại

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a = V/A_b + \chi F / A_b.$$

Bulông làm việc với chu kì ứng suất không đối xứng (có thành phần ứng suất không thay đổi  $\sigma_m$  khá lớn vì lực xiết thường khá lớn) và có sự tập trung ứng suất ở chân ren.

Vì vậy cách tính bulông trong trường hợp này là sau khi xác định kích thước bulông theo độ bền tĩnh [công thức (8 – 12)], cần kiểm tra hệ số an toàn  $S_a$  về độ bền mỏi theo công thức

$$S_a = \frac{\sigma_{-1}(1 - \sigma_m / \sigma_b)}{\sigma_a \cdot K_\sigma} \geq [S_a], \quad (8 - 14)$$

trong đó  $\sigma_{-1}$  – giới hạn mỏi của vật liệu bulông (bảng 8 – 2) ;

$\sigma_b$  – giới hạn bền của vật liệu bulông (bảng 8 – 1) ;

$K_\sigma$  – hệ số tập trung ứng suất ở ren, đối với thép các bon  $K_\sigma = 3,5 \div 4,5$ , đối với thép hợp kim  $K_\sigma = 4,0 \div 5,5$  ; bulông có đường kính  $d > 20$  thì lấy trị số lớn. Nếu ren được chế tạo bằng cán lăn, trị số  $K_\sigma$  có thể giảm 20 – 30% ; nếu dùng các đai ốc đặc biệt để tải trọng phân bố đều trên ren, có thể giảm bớt  $K_\sigma$  khoảng 30 ÷ 40%.

*Bảng 8 – 2*

### GIỚI HẠN MỎI CỦA THÉP LÀM TIẾT MÁY CÓ REN

Mác thép	Giới hạn mỏi $\sigma_{-1}$ , MPa	Mác thép	Giới hạn mỏi $\sigma_{-1}$ , MPa
Thép 10	160	Thép 45	240
CT3	180	40X	340
A12	180	30XH	420
Thép 35	180	30XH3	450

Hệ số an toàn cho phép  $[S_a] = 2,5 \div 4$ .

Ngoài ra, cần kiểm nghiệm điều kiện bền tĩnh của bulông

$$\sigma_{ch}/\sigma_{max} \geq [S]. \quad (8 - 15)$$

### 8.2.6. Ứng suất cho phép

Ứng suất cho phép của bulông, vít được chọn theo giới hạn chảy  $\sigma_{ch}$  của vật liệu (bảng 8 - 1) và hệ số an toàn  $[S]$ ,  $[S_a]$ , cho trong bảng 8 - 3 và 8 - 4. Trường hợp không kiểm tra lực xiết, phải giảm ứng suất cho phép, nhất là đối với bulông có đường kính nhỏ, vì bulông có thể bị quá tải hoặc hỏng do vận quá tay.

*Bảng 8 - 3*

**HỆ SỐ AN TOÀN VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP ĐỐI VỚI BULÔNG**

Loại tải trọng	Các trị số cho phép
<i>Lực dọc trục bulông</i> - Không xiết chặt bulông	$[\sigma_k] = 0,6 \sigma_{ch}$
- Xiết chặt bulông	Tải trọng tĩnh : $[\sigma_k] = \sigma_{ch}/[S]$ ; $[S]$ tra theo bảng 8 - 4 khi không kiểm tra lực xiết. $[S] = 1,2 - 1,5$ khi có kiểm tra lực xiết
	Tải trọng thay đổi : $[S_a] \geq 2,5 - 4$ khi không kiểm tra lực xiết $[S_a] = 1,5 - 2,5$ khi có kiểm tra lực xiết
<i>Lực ngang</i> - Bulông lắp có khe hở	Tải trọng tĩnh hoặc thay đổi $[S]$ - theo bảng 8 - 4 khi không kiểm tra lực xiết $[S] = 1,2 - 1,5$ khi có kiểm tra lực xiết
- Bulông lắp không khe hở	$[\tau] = 0,4 \sigma_{ch}$ - tải trọng tĩnh $[\tau] = (0,2 - 0,3) \sigma_{ch}$ - tải trọng thay đổi $[\sigma] = 0,8 \sigma_{ch}$ - đối với thép $[\sigma] = 0,8 \sigma_b$ - đối với gang

## HỆ SỐ AN TOÀN [S] KHI LỰC XIẾT KHÔNG ĐƯỢC KIỂM TRA

Vật liệu bulông	Tải trọng tĩnh			Tải trọng thay đổi	
	M6 – M16	M16 – M30	M30 – M60	M6 – M16	M16 – M30
Thép các bon	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. TÍNH MỐI GHÉP NHÓM BULÔNG

Trong mối ghép nhóm bulông không phải bao giờ tải trọng cũng phân bố đều trên tất cả các bulông. Trong mục này trình bày vấn đề xác định tải trọng tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất trong mối ghép. Khi xác định được tải trọng, theo các công thức trong mục trước để tính kích thước của bulông.

Thông thường đường kính các bulông trong mối ghép được lấy bằng nhau, tuy rằng về phương diện tính toán cách giải quyết này chỉ đúng trong trường hợp tải trọng phân bố đều giữa các bulông. Sở dĩ như vậy là vì trong thực tế sản xuất dùng nhóm bulông có đường kính bằng nhau sẽ giảm bớt phiền phức về công nghệ, giảm bớt loại bulông cần chế tạo.

Khi tính toán ta giả thiết rằng :

– Các tiết máy được ghép khá cứng, do đó bề mặt tiếp xúc giữa các tấm ghép (bề mặt ghép) vẫn phẳng.

– Các bulông trong mối ghép có kích thước như nhau và chịu lực xiết bằng nhau.

## 8.3.1. Tải trọng tác dụng trong mặt phẳng vuông góc với trục của bulông

Mối ghép chịu lực ngang, đi qua trọng tâm của bề mặt ghép. Giả thiết rằng ngoại lực Q phân bố đều cho tất cả Z bulông trong mối ghép.

Ngoại lực F tác dụng lên một bulông (khi lắp không khe hở)

$$F = Q/Z \quad (8-16)$$

Nếu lắp có khe hở, lực xiết V cần thiết đối với mỗi bulông

$$V = kF/lf = kQ/Zlf ; \quad (8-17)$$

k – hệ số an toàn

Đường kính của bulông được tính như trường hợp hình 8 – 24 (bulông lắp có khe hở) hoặc hình 8 – 25 (bulông lắp không khe hở).

Mối ghép chịu mômen (hình 8 - 28). Trường hợp bulông lắp có khe hở :

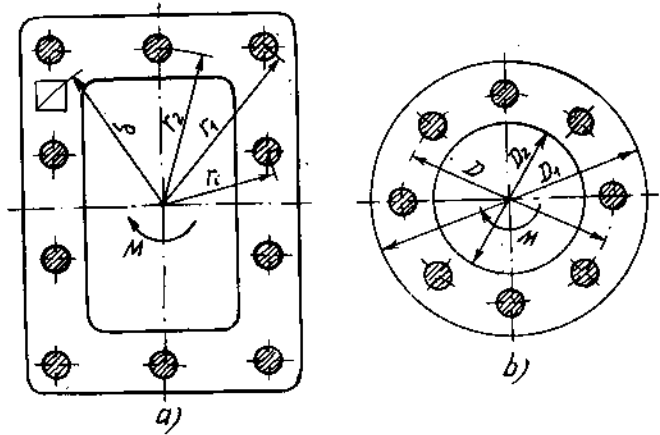
Thông thường người ta dùng cách tính gần đúng, coi hợp lực ma sát do mỗi bulông được xiết chặt gây nên, đi qua tâm của mỗi bulông. Để chống xoay mối ghép, mômen các lực ma sát đối với trọng tâm mối ghép phải lớn hơn mômen ngoại lực  $M$ .

Trường hợp mối ghép có hình vành khăn (hình 8 - 28b), lực xiết  $V$  cần thiết đối với 1 bulông

$$V \geq 2M/ZfD$$

hoặc  $V = 2kM/ZfD$ , (8 - 18)

$D$  - đường kính vòng tròn qua tâm các bulông.



Hình 8 - 28

Đối với mối ghép có dạng đối xứng tùy ý, gọi  $r_i$  là khoảng cách từ trọng tâm mối ghép đến tâm bulông, điều kiện bền của mối ghép được viết như sau

$$\sum V f Z_i r_i \geq M,$$

trong đó  $Z_i$  - số bulông có cùng khoảng cách đến tâm mối ghép là  $r_i$ .

Lực xiết cần thiết đối với mỗi bulông

$$V \geq M/f \sum Z_i r_i$$

hoặc  $V = kM/f \sum r_i$ . (8 - 19)

Trường hợp bulông lắp không khe hở :

Đối với mối ghép có hình vành khăn, lực ngang tác dụng lên một bulông

$$F = 2M/ZD. \quad (8 - 20)$$

Khi mối ghép có hình tùy ý, tải trọng tác dụng lên mỗi bulông tỉ lệ thuận với khoảng cách từ tâm bulông đến trọng tâm mối ghép.

Gọi  $F_1$  là tải trọng tác dụng lên bulông có khoảng cách  $r_1$  ở xa trọng tâm nhất,  $F_2$  là tải trọng tác dụng lên bulông có khoảng cách  $r_2$ ,  $F_3$  ứng với  $r_3$  v.v..., ta có

$$F_1/r_1 = F_2/r_2 = F_3/r_3$$

do đó

$$\left. \begin{aligned} F_2 &= F_1 r_2 / r_1, \\ F_3 &= F_1 r_3 / r_1 \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \quad (8 - 21)$$



Từ điều kiện

$$Z_1 F_1 r_1 + Z_2 F_2 r_2 + \dots = M$$

Chú ý đến các hệ thức (8 - 21), ta được tải trọng  $F_1$  tác dụng lên bulông chịu lực lớn nhất (bulông ở xa trọng tâm nhất)

$$F_1 = \frac{M r_1}{Z_1 r_1^2 + Z_2 r_2^2 + \dots} = \frac{M r_1}{\sum Z_i r_i^2} \quad (8 - 22)$$

### 8.3.2. Tải trọng tác dụng trong mặt phẳng song song với trục bulông

Giả sử mối ghép chịu lực bất kỳ, nằm trong mặt phẳng đối xứng (hình 8 - 29). Trường hợp này thường thấy trong thực tế.

Ta coi như tám ghép đủ cứng và bulông được bố trí đều trong mối ghép.

Ngoại lực  $Q$  được chia ra hai thành phần là  $R$  và  $F$ . Đưa  $R$  và  $F$  về trọng tâm của mối ghép, ta có mômen

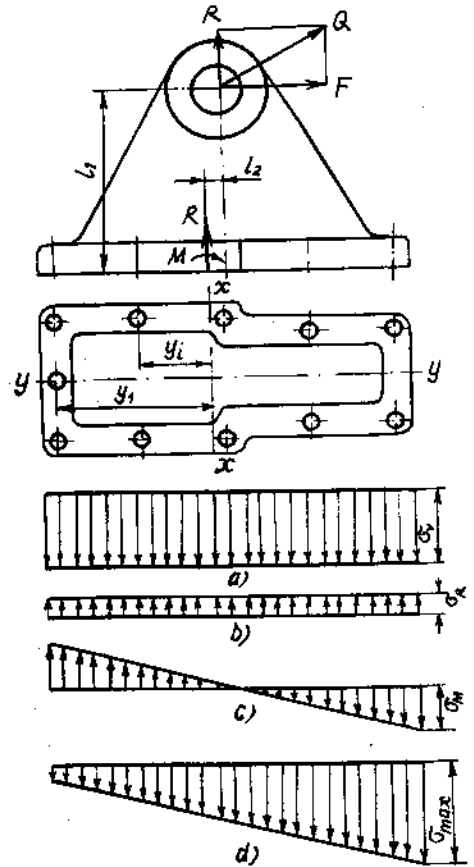
$$M = F l_1 - R l_2$$

Nói chung tọa độ trọng tâm của bề mặt ghép được xác định theo phương pháp lấy mômen tính đối với một trục nào đó rồi chia cho diện tích. Thông thường trong thực tế bề mặt ghép có hai trục đối xứng và trọng tâm là giao điểm của hai trục này.

$R$  và  $M$  có xu hướng tách hờ bề mặt ghép, còn  $F$  làm tám ghép bị trượt. Muốn cho các tiết máy được ghép khỏi bị tách hờ<sup>(\*)</sup> và bị trượt cần xiết bulông với lực xiết  $V$  cần thiết.

Các tải trọng  $R$  và  $M$  được chia làm hai phần: một phần là  $R_b$  và  $M_b$  tác dụng vào bulông và phần kia  $R_m$  và  $M_m$  tác dụng vào các tiết máy được ghép. Ta có

$$\left. \begin{aligned} R_b &= \chi R = \frac{\delta_m}{\delta_b + \delta_m} R; \\ R_m &= (1 - \chi) R = \frac{\delta_b}{\delta_b + \delta_m} R; \\ M_b &= \chi M = \frac{\delta_m}{\delta_b + \delta_m} M; \\ M_m &= (1 - \chi) M = \frac{\delta_b}{\delta_b + \delta_m} M. \end{aligned} \right\} \quad (8 - 23)$$



Hình 8 - 29

(\*) Để tránh bị gỉ do tiếp xúc và va đập.

Gọi  $Z$  là số bulông trong mối ghép, ta tính lực xiết  $V$  cần thiết đối với bulông chịu tải trọng lớn nhất để mối ghép không bị tách hở và trượt.

*Tính toán theo điều kiện mối ghép không bị tách hở*

Trước khi ngoại lực  $Q$  tác dụng, mối ghép chịu ứng suất dập (biểu đồ a, hình 8 – 29) do xiết các bulông

$$\sigma_V = ZV/A_{\text{ròng}} \quad (8 - 24)$$

trong đó  $A_{\text{ròng}}$  – diện tích ròng của bề mặt ghép.

Dưới tác dụng của lực  $R_m$  (phần tác dụng của  $R$  lên các tiết máy được ghép), ứng suất dập trên bề mặt ghép được giảm bớt một trị số (biểu đồ b, hình 8 – 29).

$$\sigma_R = R_m/A_{\text{ròng}} \quad (8 - 25)$$

Khi chịu mômen  $M$ , mối ghép có xu hướng bị xoay quanh một trục nào đó nằm trong mặt phẳng ghép. Áp dụng nguyên tắc mômen cân nhỏ nhất, có thể coi trục xoay là trục đối xứng  $xx$  (hình 8 – 29) vì mômen cân đối với trục này là nhỏ nhất. Điều này chỉ đúng khi lực xiết các bulông khá lớn để bảo đảm bề mặt ghép không bị hở. Nếu mối ghép bị tách hở, trục xoay sẽ di chuyển dần từ trục đối xứng đến mép mối ghép (trên hình vẽ, trục xoay sẽ di chuyển dần sang phải). Nếu không có lực xiết bulông, trục xoay sẽ là đường mép bên phải.

Với tấm ghép khá cứng, biến dạng uốn trong mối ghép được phân bố theo quy luật đường thẳng và như vậy, trong phạm vi biến dạng đàn hồi, ứng suất cũng phân bố theo quy luật đường thẳng. Biểu đồ c trên hình 8 – 29 trình bày quy luật phân bố ứng suất do mômen  $M_m$  (phần tác dụng của  $M$  lên các tiết máy ghép) gây nên. Trị số cực đại của ứng suất này

$$\sigma_M = M_m/W_{\text{ròng}}, \quad (8 - 26)$$

trong đó  $W_{\text{ròng}}$  – mômen cản uốn của tiết diện ròng của mối ghép.

Ứng suất tổng cực đại và cực tiểu do các lực xiết và ngoại lực tác dụng lên bề mặt ghép

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \sigma_V - \sigma_R \pm \sigma_M \\ \sigma_{\text{min}} &= ZV/A_{\text{ròng}} - R_m/A_{\text{ròng}} \pm M_m/W_{\text{ròng}} \end{aligned}$$

Biến thiên của ứng suất tổng được trình bày trên biểu đồ d hình 8 – 29.

Thường thường diện tích bề mặt ghép khá lớn so với diện tích các lỗ lắp bulông, nên có thể coi  $A_{\text{ròng}}$ ,  $W_{\text{ròng}}$  gần bằng  $A$  và  $W$  (diện tích và mômen cản uốn của tiết diện nguyên, bỏ qua các lỗ) và vì các tiết máy được ghép khá cứng, nên  $R_m$ ,  $M_m$  cũng được coi là gần bằng  $R$ ,  $M$ . Do đó có thể viết

$$\sigma_{\max} = ZV/A - R/A \pm M/W \quad (8-27)$$

$$\sigma_{\min}$$

Theo điều kiện mối ghép không bị tách hở, cần có

$$\sigma_{\min} > 0,$$

hoặc

$$ZV/A - R/A - M/W > 0.$$

Ta tính được lực xiết V cần thiết đối với mỗi bulông

$$V > (1/Z)(R + MA/W).$$

Để được an toàn

$$V = \frac{k}{Z} \left( R + \frac{MA}{W} \right). \quad (8-28)$$

trong đó k - hệ số an toàn để đảm bảo mối ghép không bị hở, được lấy bằng 1,3 - 2.

Trong trường hợp bệ hoặc đế máy lắp vào nền bê tông hoặc gỗ, cần kiểm tra độ bền dập của nền theo điều kiện

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_d]. \quad (8-29)$$

Đối với bê tông  $[\sigma_d] = (1 \div 2)$  MPa ; đối với gỗ  $[\sigma_d] = (2 \div 4)$  MPa.

Nếu điều kiện (8-29) không thoả mãn, cần tăng kích thước bề mặt ghép.

Tính toán theo điều kiện đảm bảo mối ghép không bị trượt. Đối với mối ghép dùng bulông lắp có khe hở giữa lỗ và thân đinh và không có các chi tiết như chốt v.v... để giữ cho tấm ghép khỏi bị trượt, lực F bị cản bởi lực ma sát sinh ra trên bề mặt ghép.

Mối ghép không bị trượt nếu lực F nhỏ hơn lực ma sát cực đại, nghĩa là

$$f(ZV - R_m) > F.$$

Vì  $R_m \approx R$  nên có thể viết

$$f(ZV - R) > F.$$

Để được an toàn

$$f(ZV - R) \geq kF^{(*)}, \quad (8-30)$$

trong đó k lấy khoảng 1,3 ÷ 2.

Để thoả mãn điều kiện (8-30), lực xiết V đối với mỗi bulông phải đạt trị số

$$V = \frac{kF + fR}{fZ} \quad (8-31)$$

(\*) Trong công thức (8-30) không xét đến tác dụng của mômen M vì mômen không kéo trượt các tiết máy được ghép và không làm thay đổi lực ma sát tổng trong mối ghép.

Trường hợp lực F lớn, người ta dùng bulông lắp không khe hở hoặc dùng thêm các chi tiết đặc biệt như : then, chốt, gờ v.v... để cản trượt.

Trong các mối ghép có kết cấu như vậy, bulông (lắp có khe hở) chỉ chịu tải trọng có xu hướng tách hở mối ghép.

Để tính bulông, lấy lực xiết bằng trị số lớn trong hai trị số tìm được từ các công thức (8 - 28) và (8 - 31).

Ngoài lực xiết V, dưới tác dụng của ngoại lực mỗi bulông còn chịu các lực do  $R_b$  và  $M_b$  gây nên.

Do  $R_b$  tác dụng mỗi bulông chịu một lực  $R_b/Z$ . Do  $M_b$  tác dụng, bulông chịu lực không đều nhau, hàng bulông ngoài cùng phía bên trái, có khoảng cách đến trục xoay xx là  $y_1$  xa nhất, chịu lực kéo lớn nhất<sup>(\*)</sup>.

Gọi  $F_1, F_2, F_3, \dots$  là lực do  $M_b$  gây nên tại các bulông cách trục xx là  $y_1, y_2, y_3, \dots$  ta có

$$F_2 = F_1 y_2 / y_1$$

$$F_3 = F_1 y_3 / y_1$$

.....

Ta có điều kiện cân bằng :

$$M_b = Z_1 F_1 y_1 + Z_2 F_2 y_2 + Z_3 F_3 y_3 + \dots,$$

trong đó  $Z_1, Z_2, Z_3 \dots$  là số bulông có khoảng cách đến trục xx là  $y_1, y_2, y_3 \dots$  tương ứng.

Thay  $F_2, F_3 \dots$  bởi  $F_1 y_2 / y_1, F_1 y_3 / y_1 \dots$

$$M_b = Z_1 F_1 y_1 + Z_2 F_1 y_2^2 / y_1 + Z_3 F_1 y_3^2 / y_1 + \dots$$

$$= (F_1 / y_1) \sum Z_i y_i^2.$$

Do đó tìm được lực kéo  $F_1$  do mômen  $M_b$  gây nên đối với bulông ở xa trục xoay xx nhất (phía bên trái)

$$F_1 = \frac{M_b y_1}{\sum Z_i y_i^2}. \quad (8 - 32)$$

Trị số của  $M_b$  được tính theo công thức (8 - 23)

(\*) Khoảng cách  $y_1$  được coi là xa nhất đối với các bulông ở phía bên trái trục xx. Ta xét đến các bulông này vì chúng chịu lực kéo do mômen  $M_b$  gây nên. Đối với các bulông nằm bên phải trục xx, mômen  $M_b$  có tác dụng giảm tải cho bulông.

Tổng các lực tác dụng lên bulông chịu tải lớn nhất

$$F_1 = V + R_b/Z + F_1. \quad (8 - 33)$$

Khi tính toán bulông chịu tải trọng tĩnh, lực xiết V cần nhân với 1,3 vì xét đến ứng suất xoắn do mômen ren gây nên. Khi tính bulông chịu tải trọng thay đổi, biên độ ứng suất  $\sigma_a$  có trị số.

$$\sigma_a = \frac{R_b/Z + F_1}{2A_b}. \quad (8 - 34)$$

$A_b$  – diện tích tiết diện bulông.

#### 8.4. THÍ DỤ

Tính mối ghép bulông của một giá chịu tải như trên hình 8 - 30 ;  $R = 20000\text{N}$ ,  $l = 1050\text{mm}$ ,  $a = 130\text{ mm}$ ,  $b = 500\text{ mm}$ ,  $h = 50\text{ mm}$  ; giá bằng gang ( $\sigma_b = 280\text{ MPa}$ ) ; bulông bằng thép CT3, lực xiết không được kiểm tra.

Tính toán theo hai phương án ; bulông lắp không khe hở và bulông lắp có khe hở.

*Giải :* Đưa lực R về tâm O của mối ghép, ta có lực R đặt tại O và mômen  $M = RL$ . Trường hợp này chỉ khác trường hợp hình 8 - 28 ở chỗ có thêm lực ngang R.

1. *Phương án 1 :* Dùng bulông lắp không khe hở giữa lỗ và bulông.

Do tác dụng của lực R đặt tại O, các bulông chịu lực ngang F bằng nhau

$$F = R/Z = 20000/6 \approx 3340\text{N}.$$

Lực do mômen N gây nên tại các bulông không bằng nhau. Áp dụng công thức (8 - 22) ta xác định lực  $Q_1$  do M gây nên ở bulông 1 có khoảng cách đến tâm O là  $r_1$ .

$$Q_1 = Mr_1 / (4r_1^2 + 2r_2^2),$$

trong đó  $M = Rl = 20000 \cdot 1050 = 21 \cdot 10^6\text{ Nmm}$

$$r_2 = b/2 = 250\text{ mm}.$$

$$r_1 = \sqrt{r_2^2 + a^2} = \sqrt{250^2 + 130^2} = 280\text{mm}.$$

Do đó

$$Q_1 = \frac{21 \cdot 10^6 \cdot 280}{4 \cdot 280^2 + 2 \cdot 250^2} = 13000\text{N}.$$

Trị số các lực  $Q_3, Q_4, Q_6$  do M gây nên đối với các bulông 3, 4, 6 cũng bằng trị số lực  $Q_1$ .

Các lực  $Q_2$  và  $Q_5$  có trị số bằng nhau. Theo công thức (8 - 21) ta có

$$Q_2 = Q_1 r_2 / r_1 = 13000 \cdot 250 / 280 \approx 11000\text{N}.$$

Các lực  $Q_1, Q_2, \dots$ , có phương vuông góc với bán kính  $r_1, r_2, \dots$  còn lực  $F$  có phương theo phương lực  $R$  (hình 8 - 30). Dùng phương pháp tính hoặc phương pháp đồ thị, có thể tìm thấy hợp lực  $F_1$  (do  $F$  và  $Q_1$ , tác dụng vào bulông số 1) và hợp lực  $F_3$  (do  $F$  và  $Q_3$  tác dụng vào bulông số 3) là lớn nhất, có trị số  $F_1 = F_3 = 16000\text{N}$ . Bulông số 2 chịu các lực cùng chiều  $F$  và  $Q_2$ , hợp lực  $F_2 = F + Q_2 = 14340\text{N}$ .

Như vậy bulông 1 và bulông 3 chịu tải lớn nhất. Theo điều kiện bền cắt [công thức (8 - 7)], xác định đường kính thân bulông

$$d_o = \sqrt{4F_1 / \pi[\tau]} = \sqrt{4 \cdot 16000 / \pi \cdot 80} \approx 16\text{mm},$$

trong đó (theo bảng 8 - 1 và 8 - 3)  $[\tau] = 0,4\sigma_{ch} = 0,4 \cdot 200 = 80\text{ MPa}$ .

Theo trị số  $d_o$  tìm được, ta chọn bulông tinh lắp vào lỗ doa có đường kính danh nghĩa của ren M14 và đường kính phần không có ren 16mm.

Kiểm nghiệm về bền dập [công thức (8 - 9)]

$$\sigma_d = F_1 / d_o h = 16000 / 16 \cdot 50 \approx 20\text{ MPa}$$

Trị số ứng suất dập cho phép

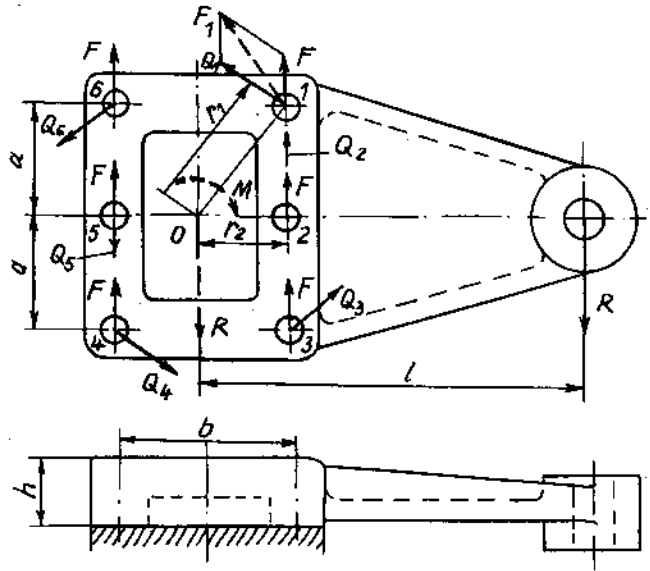
$$[\sigma]_d = 0,8\sigma_b = 0,8 \cdot 280 = 110\text{ MPa}.$$

Điều kiện bền về dập được thoả mãn.

## 2. Phương án 2. Dùng bulông lắp có khe hở giữa lỗ và bulông.

Tải trọng được cân bằng với lực ma sát sinh ra trên bề mặt ghép, do xiết chặt bulông với lực  $V$  cần thiết (đối với mỗi bulông). Giả thiết một cách gần đúng rằng hợp lực ma sát do mỗi bulông gây nên đi qua trục của bulông.

Mối ghép sẽ đủ bền (nghĩa là không bị xoay) nếu lực ma sát do từng bulông tạo ra được cân bằng với hợp lực do  $R$  và  $M$  gây nên ( $F$  và  $Q_1$ ) đối với bulông đó. Vì các bulông được xiết đều nhau nên lực xiết cần thiết cho mỗi bulông phải xác định theo bulông chịu ngoại lực lớn nhất, cụ thể là bulông 1 hoặc 3. (Lực ma sát còn dư trong các bulông chịu tải ít hơn, có tính chất thụ động, không tham gia truyền tải trọng). Như vậy lực xiết  $V$  được xác định theo  $F_1$  (hoặc  $F_3$ )



Hình 8 - 30

Ta có

$$V = kF_1/f.$$

Lấy hệ số  $k = 1,5$ ,  $f = 0,15$  và theo trên  $F_1 = 16000N$ , ta tính được

$$V = 1,5 \cdot 16000/0,15 = 160\ 000N$$

Theo bảng 8 – 3 lấy  $[S] = 1,5$  (giả thiết đường kính bulông trong khoảng 30 đến 60 mm), xác định ứng suất kéo cho phép

$$[\sigma_k] = \sigma_{ch}/[S] = 200/1,5 = 133\text{ MPa}.$$

Ta tìm được đường kính  $d_1$  của bulông

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot V / \pi [\sigma_k]} = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 160000 / \pi \cdot 133} = 44,6\text{ mm}$$

Cần bulông M48x3 có đường kính trong 44,752mm.

*Kết luận.* Không nên dùng bulông lắp có khe hở vì kích thước bulông quá lớn (bulông M48) so với kích thước của giá, ngoài ra rất khó đảm bảo được lực xiết  $V = 160\ 000N$ . Ta dùng bulông lắp không khe hở giữa lỗ và bulông.

## Phần thứ ba

# TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

---

Các bộ truyền có nhiệm vụ truyền cơ năng đến các bộ phận công tác của máy, thông thường có biến đổi tốc độ, lực và mômen, đôi khi biến đổi dạng và quy luật chuyển động.

Sở dĩ cần sử dụng các bộ truyền để làm khâu nối giữa động cơ và bộ phận công tác của máy là vì những lí do sau đây :

a) Tốc độ cần thiết của các bộ phận công tác nói chung là khác với tốc độ hợp lí của các động cơ tiêu chuẩn, thường thấp hơn tốc độ động cơ. Nếu chế tạo động cơ có tốc độ thấp, mômen xoắn lớn thì kích thước rất lớn và giá đắt.

b) Nhiều khi cần truyền động từ một động cơ đến nhiều cơ cấu làm việc với các tốc độ khác nhau.

c) Động cơ thực hiện chuyển động quay đều nhưng có bộ phận công tác cần chuyển động tịnh tiến hoặc chuyển động với tốc độ thay đổi theo quy luật nào đó.

d) Vì điều kiện sử dụng, an toàn lao động hoặc vì khuôn khổ kích thước của máy, có khi không thể nối trực tiếp động cơ với bộ phận công tác của máy.

Trong chế tạo máy dùng các loại truyền động cơ khí, truyền động điện, truyền động thủy lực và truyền động khí ép, trong đó truyền động cơ khí được dùng nhiều hơn cả.

Trong giáo trình chi tiết máy chỉ nghiên cứu về truyền động cơ khí.

Theo nguyên lí làm việc, truyền động cơ khí được chia ra làm hai loại :

a) *Truyền động ma sát* : trực tiếp giữa các bánh ma sát hoặc gián tiếp nhờ dây dèo (dai).

b) *Truyền động ăn khớp* : trực tiếp (bánh răng, bánh vít) hoặc gián tiếp (xích)

Tùy theo vị trí các trục trong bộ truyền, mỗi loại trên có thể chia ra : truyền động có trục song song, trục cắt nhau hoặc trục chéo nhau.

Tùy theo kết cấu, các bộ truyền có thể làm việc với tỉ số truyền không đổi hoặc thay đổi từng cấp hay vô cấp. Điều chỉnh tốc độ theo từng cấp có ưu điểm là giá tương đối rẻ và được thực hiện bằng những cơ cấu đơn giản, chắc chắn. Điều chỉnh vô cấp có ưu điểm là năng cao năng suất và các chỉ tiêu chất lượng làm việc của máy vì có thể chọn quá trình hợp lí nhất, ngoài ra lại dễ thực hiện tự động hoá.

*Các thông số chủ yếu, đặc trưng cho bộ truyền*

Công suất trục dẫn  $\mathfrak{R}_1$  và trục bị dẫn  $\mathfrak{R}_2$  (kW).

Hiệu suất :

$$\eta = \mathfrak{R}_2/\mathfrak{R}_1 \quad \text{hoặc} \quad \eta = 1 - \mathfrak{R}_m/\mathfrak{R}_1$$

trong đó  $\mathfrak{R}_m$  – công suất mất mát trong bộ truyền.



Tốc độ góc  $\omega_1, \omega_2$  (rad/s) của trục dẫn và trục bị dẫn. Người ta cũng thường biểu thị tốc độ góc bằng số vòng quay trong một phút (vg/ph)  $n_1$  của trục dẫn và  $n_2$  của trục bị dẫn.

Tỉ số truyền

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$$

(Khi tính toán tỉ số truyền  $u$  ta chỉ chú ý đến trị số tuyệt đối của các vận tốc góc bánh dẫn và bánh bị dẫn, không xét đến chiều quay. Trường hợp phải xét cả chiều quay ta dùng kí hiệu  $i$  để chỉ tỉ số truyền và khi bánh dẫn và bánh bị dẫn quay ngược chiều nhau  $i < 0$ ).

Gọi  $\mathfrak{R}$  là công suất tính bằng kW,  $T$  - mômen xoắn tính bằng N.mm và  $n$  - số vòng quay trong một phút ta có :

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \mathfrak{R}/n$$

Mômen xoắn trên trục bị dẫn  $T_2$  được xác định theo mômen xoắn  $T_1$  của trục dẫn, tỉ số truyền  $u$  và hiệu suất bộ truyền  $\eta$

$$T_2 = u\eta T_1$$

## Chương 9

# TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

### 9.1. KHÁI NIỆM CHUNG

#### 9.1.1. Phân loại truyền động bánh ma sát

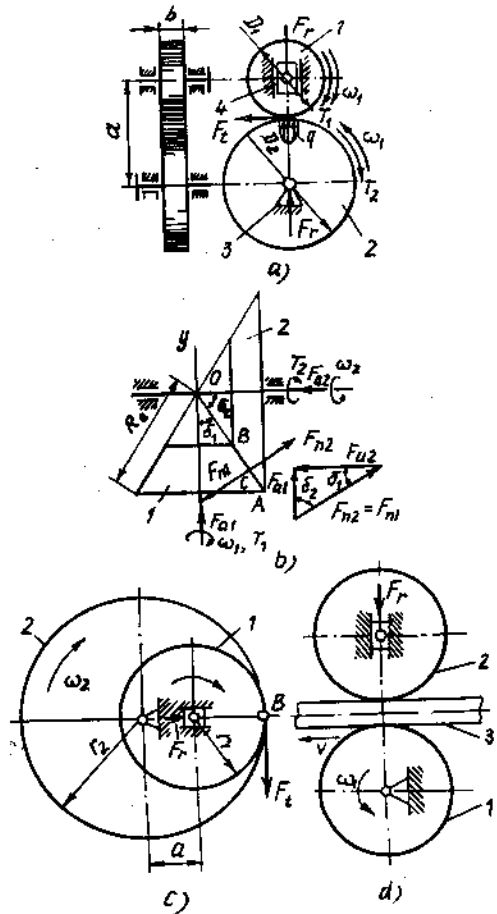
Truyền động bánh ma sát thực hiện truyền công suất giữa các trục nhờ lực ma sát sinh ra tại chỗ tiếp xúc của các bánh lắp trên trục dẫn và trục bị dẫn. Để tạo nên lực ma sát cần tác dụng lực ép các bánh lại với nhau. Hình 9-1a trình bày bộ truyền bánh ma sát trụ, các trục song song. Hình 9-1b là bộ truyền bánh ma sát côn, các trục vuông góc với nhau. Bộ truyền bánh ma sát cũng được dùng để biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến.

Như trình bày trên hình 9-1, sơ đồ đơn giản nhất của bộ truyền gồm bánh dẫn (bánh chủ động) 1, bánh bị dẫn (bánh bị động) 2, và các gối đỡ 3, 4, một trong các gối đỡ này có thể di động.

Tùy theo hình thức tiếp xúc, truyền động bánh ma sát được chia ra :

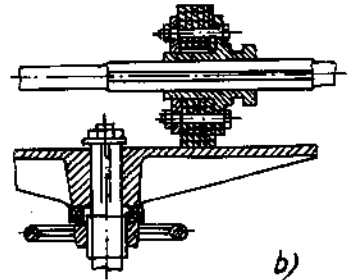
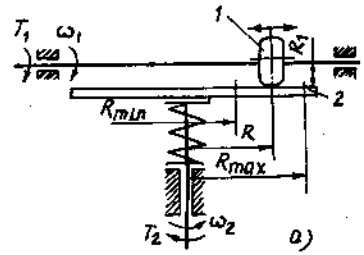
Bộ truyền tiếp xúc ngoài, tâm các bánh ở về hai phía so với điểm tiếp xúc (hình 9-1a, b) ; bộ truyền tiếp xúc trong (hình 9-1c), tâm các bánh ở cùng một phía so với điểm tiếp xúc.

Trong một số khí cụ (thí dụ các thiết bị căng các băng v.v...), trong các máy vận chuyển v.v... người ta dùng cơ cấu (hình 9-1d) có bánh dẫn 1 chuyển động quay để kéo khâu 3 chuyển động tịnh tiến. Để ép khâu bị dẫn tỳ vào bánh dẫn có thể dùng trọng lực hoặc dùng con lăn 2, chuyển động nhờ lực ma sát.



Hình 9-1

Theo khả năng điều chỉnh tỉ số truyền, người ta chia ra : bộ truyền không điều chỉnh được tỉ số truyền và bộ truyền điều chỉnh được tỉ số truyền, hay còn gọi là *bộ biến tốc ma sát*. Các bộ truyền bánh ma sát trụ và bánh ma sát côn trên hình 9 – 1 thuộc loại không điều chỉnh được tỉ số truyền. Một thí dụ về bộ biến tốc ma sát được giới thiệu trên hình 9 – 2, phía trên là sơ đồ và phía dưới là bản vẽ kết cấu của bộ biến tốc ma sát mặt đĩa, trong đó bánh dẫn 1 có thể chuyển động dọc trục (theo hướng của các mũi tên). Bánh dẫn 1 dịch chuyển, làm thay đổi khoảng cách  $R$  giữa điểm tiếp xúc với tâm đĩa, do đó tỉ số truyền thay đổi.



Hình 9-2

### 9.1.2. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

Truyền động bánh ma sát có những ưu điểm như :

- Bánh ma sát có cấu tạo đơn giản.
- Làm việc êm, không ồn.
- Có khả năng điều chỉnh vô cấp tốc độ.

Nhược điểm là :

- Lực tác dụng lên trục và ổ khá lớn.
- Tỉ số truyền không ổn định, do có trượt giữa các bánh khi làm việc.
- Khả năng tải tương đối thấp (so với bánh răng).

Vì có những nhược điểm trên, cho nên truyền động bánh ma sát thường chỉ được dùng để truyền công suất nhỏ hoặc trung bình (dưới 20 kW). Nếu truyền công suất lớn kích thước bộ truyền khá lớn và khó đảm bảo lực ép cần thiết cho các bánh.

Vận tốc của bộ truyền không được quá 15 – 20 m/s, nếu cao quá nhiệt độ bộ truyền tăng nhiều và gây mòn nhanh. Tỉ số truyền thông thường không quá 7.

Hiệu suất trung bình  $\eta = 0,8 - 0,95$ , tùy theo kiểu bộ truyền.

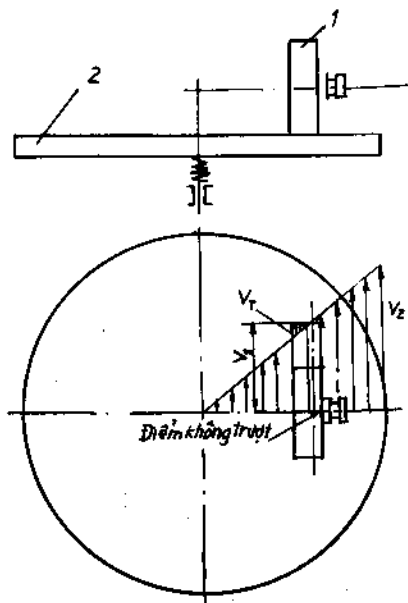
Truyền động bánh ma sát được dùng trong các thiết bị rèn, ép, cần trục, máy vận chuyển, các dụng cụ đo v.v... nhưng được dùng nhiều hơn cả là trong các bộ biến tốc vô cấp.

## 9.2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

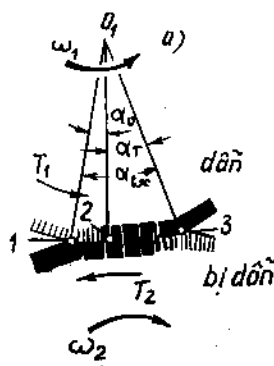
### 9.2.1. Sự trượt

Sự trượt trong truyền động bánh ma sát gây nên mất mát công suất, đồng thời làm nóng và mòn bề mặt các bánh. Có ba loại trượt trong truyền động bánh ma sát : trượt hình học, trượt đàn hồi và trượt trơn.

**Trượt hình học.** Sự trượt hình học xuất hiện trên chiều dài tiếp xúc dọc theo đường sinh của bánh ma sát và phụ thuộc vào dạng hình học của các bánh. Có thể lấy bộ truyền ma sát mặt đĩa (hình 9 – 2) để làm ví dụ về trượt hình học. Khi bộ truyền làm việc, nếu như vận tốc của các điểm trên mặt trụ của bánh 1 không thay đổi, thì ở đĩa 2 các điểm trên đoạn tiếp xúc của đĩa với bánh 1 có vận tốc thay đổi, điểm ở gần tâm đĩa có vận tốc nhỏ nhất và điểm ở xa tâm đĩa có vận tốc lớn nhất. Vì có sự khác nhau về vận tốc tại các điểm tiếp xúc của bánh dẫn và bánh bị dẫn nên xảy ra trượt (hình 9 – 3).



Hình 9-3



Hình 9-4

**Trượt đàn hồi.** Trượt đàn hồi xảy ra do biến dạng đàn hồi vùng tiếp xúc của các bánh theo phương tiếp tuyến. Trong bất kỳ bộ truyền bánh ma sát nào khi làm việc cũng có trượt đàn hồi. Có thể giải thích một cách đơn giản nguyên nhân xảy ra trượt đàn hồi như sau : Khi truyền mômen xoắn, các phân tử bề mặt bánh dẫn đi vào vùng tiếp xúc, bắt đầu từ điểm 1 (hình 9 – 4) thì bị nén lại và đi ra khỏi điểm 3 thì bị dẫn. Ngược lại các phân tử bề mặt bánh bị dẫn bị dẫn ra khi vào điểm 1 và bị nén chùn lại khi ra khỏi điểm 3. Thực ra sự thay đổi biến dạng (từ nén sang dẫn và ngược lại) không phải bắt đầu ngay từ điểm mới chạm nhau của hai bánh (điểm 1) mà bắt đầu từ điểm 2 nào đó (hình 9 – 4). Hiện tượng dẫn và chùn không đều nhau của hai bánh trên cung 2 – 3 gây nên trượt, vận tốc các phân tử bánh bị dẫn tại đây thấp hơn vận tốc các phân tử bánh dẫn. Hiện tượng trượt này gọi là *trượt đàn hồi*, xảy ra do tính chất đàn hồi của vật liệu bánh ma sát. Trên hình 9 – 4 cung tiếp xúc  $\alpha_{tx}$  là tổng của cung tĩnh (cung không trượt)  $\alpha_0$  và cung trượt  $\alpha_T$ .

Do có trượt vận tốc của bánh bị dẫn nhỏ hơn vận tốc của bánh dẫn. Như vậy hiện tượng trượt đàn hồi gây nên mất mát vận tốc, khoảng 0,2% đối với các bánh ma sát bằng thép, khoảng 1% đối với bánh ma sát tectolit – thép.

**Trượt trơn.** Khi mômen xoắn  $T$  tăng lên thì lực vòng  $F_t = 2T/D$  tăng lên và cung trượt đàn hồi  $\alpha_T$  cũng tăng lên. Nếu tiếp tục tăng lực  $F_t$  thì đến lúc nào đó, cung trượt  $\alpha_T$  sẽ

choán cả cung tiếp xúc và trong bộ truyền xảy ra hiện tượng trượt trơn : lực ma sát  $F_{ms}$  giữa các bề mặt tiếp xúc không đủ lớn để truyền được lực vòng  $F_t$ . Như vậy hiện tượng trượt trơn xảy ra khi  $F_{ms} < F_t$ .

Khi trượt trơn bánh bị dẫn dừng lại, còn bánh dẫn thì trượt trên bánh bị dẫn, gây nên mòn cục bộ hoặc xước bề mặt.

Cần thiết kế bộ truyền bánh ma sát không xảy ra trượt trơn khi làm việc. Còn hiện tượng trượt hình học có thể xảy ra đối với một số loại bộ truyền. Trượt đàn hồi thì không thể khắc phục được. Ngoài ra, đối với các bộ truyền làm việc trong dầu, do màng dầu quá lớn cũng gây nên trượt.

### 9.2.2. Vận tốc và tỉ số truyền

*Truyền động bánh ma sát trụ*

Gọi  $v_1$  là vận tốc vòng của bánh dẫn đường kính  $D_1$  và  $v_2$  là vận tốc vòng của bánh bị dẫn, đường kính  $D_2$ .

$$v_1 = \pi D_1 n_1 / 60.1000 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \pi D_2 n_2 / 60.1000 \text{ m/s}$$

trong đó  $D_1, D_2$  tính bằng mm ;  $n_1, n_2$  – số vòng quay trong 1 phút của bánh dẫn và bánh bị dẫn.

Do có trượt nên  $v_2 < v_1$ . Gọi  $\xi$  là hệ số trượt,  $\xi = (v_1 - v_2)/v_1$ , ta có

$$v_2 = (1 - \xi)v_1$$

Tỉ số truyền

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = D_2/D_1 (1 - \xi) \quad (9 - 1)$$

Hệ số trượt  $\xi = 1 - 3\%$ , có thể đến 5% đối với bộ biến tốc ma sát làm việc trong dầu và có tỉ số truyền lớn.

Nếu không xét đến sự trượt (tính gần đúng)

$$u = D_2/D_1 \quad (9 - 2)$$

*Truyền động bánh ma sát côn*

Gọi  $D_1, D_2$  là đường kính trung bình của các bánh ma sát côn dẫn và bị dẫn. Nếu không xét đến trượt

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 \approx D_2/D_1$$

Chú ý rằng :

$$D_2 = (2R_e - b)\sin\delta_2$$

$$D_1 = (2R_e - b)\sin\delta_1$$

với  $b$  – chiều dài tiếp xúc, đo dọc theo đường sinh của bánh ma sát côn,  $R_e$  – chiều dài côn (hình 9 - 1b)

Ta có 
$$u \approx \sin\delta_2/\sin\delta_1 \tag{9-3}$$

Nếu xét đến trượt

$$u = \sin\delta_2/(1 - \xi) \sin\delta_1 \tag{9-4}$$

$\delta_1, \delta_2$  – góc côn (hình 9 – 1b).

**Bộ biến tốc ma sát**

Ta xét trường hợp bộ biến tốc ma sát mặt đĩa (hình 9 – 2). Vì bán kính  $R$  của vòng tròn tiếp xúc của đĩa bị dẫn với bánh dẫn thay đổi trong khoảng  $R_{min} - R_{max}$  nên vận tốc góc  $\omega$  cũng như số vòng quay trong một phút  $n$  của đĩa cũng thay đổi trong khoảng

$$\omega_{max} - \omega_{min} \text{ và } n_{max} - n_{min}$$

Tỉ số truyền

$$u = \omega_1/\omega = n_1/n = R/R_1 (1 - \xi)$$

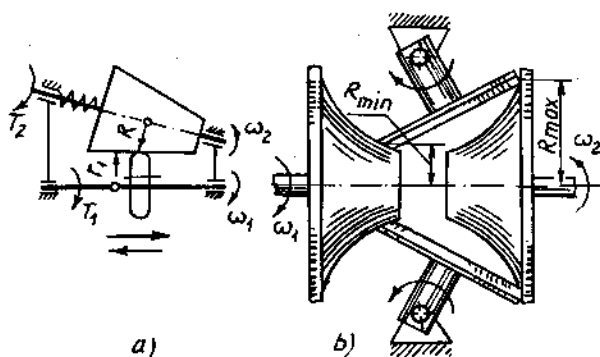
$$u_{max} = \omega_1/\omega_{min} = n_1/n_{min} = R_{max}/R_1 (1 - \xi)$$

$$u_{min} = \omega_1/\omega_{max} = n_1/n_{max} = R_{min}/R_1 (1 - \xi)$$

Gọi  $D = \omega_{max} / \omega_{min}$  là khoảng điều chỉnh tốc độ

$$D = \omega_{max} / \omega_{min} = u_{max}/u_{min} = R_{max}/R_{min} \tag{9-5}$$

Khoảng điều chỉnh tốc độ  $D$  là một trong những đặc trưng cơ bản của bộ biến tốc. Về lí thuyết thì có thể có trường hợp  $R_{min} = 0$  và  $D \rightarrow \infty$ . Tuy nhiên khi bán kính  $R$  nhỏ thì trượt càng tăng lên, bánh dẫn bị mòn nhiều, hiệu suất giảm thấp. Do đó trong thực tế người ta hạn chế khoảng điều chỉnh tốc độ  $D \leq 3$ .



Hình 9-5

Hình 9 – 5a trình bày sơ đồ biến tốc ma sát có một bánh côn. Di chuyển bánh dẫn dọc theo trục về phía trái hay phải, bán kính  $R$  chỗ tiếp xúc của bánh côn thay đổi và tốc độ quay bánh côn thay đổi.

Hình 9 – 5b giới thiệu một kiểu biến tốc có khâu trung gian, các bánh dẫn và bánh bị dẫn có hình dạng mặt xuyên lỗm.

Khoảng điều chỉnh tốc độ của bộ truyền bánh ma sát mặt xuyên lỗm (hình 9 – 5b)

$$D = \omega_{max}/\omega_{min} = u_{max}/u_{min} = (R_{2max}/R_{1min}) \cdot (R_{1max}/R_{2min})$$

Do kết cấu của bộ biến tốc  $R_{1\max} = R_{2\max} = R_{\max}$  và  $R_{1\min} = R_{2\min} = R_{\min}$ , cho nên

$$\mathcal{D} = R_{\max}^2 / R_{\min}^2 \quad (9 - 6)$$

Vậy để điều chỉnh được tốc độ trong khoảng  $\mathcal{D}$  phải bảo đảm điều kiện

$$R_{\max}/R_{\min} = \sqrt{\mathcal{D}}.$$

### 9.2.3. Lực trong bộ truyền bánh ma sát

Xét bộ truyền bánh ma sát trụ (hình 9 - 1a). Lực vòng  $F_t$  được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ lực ma sát sinh ra tại chỗ tiếp xúc. Do đó phải ép các bánh lại với nhau bằng lực ép  $F_r$ . Lực  $F_r$  gây nên lực pháp tuyến tại chỗ tiếp xúc của hai bánh, trị số lực pháp tuyến này cũng bằng  $F_r$ .

Điều kiện để bộ truyền có thể truyền được lực vòng  $F_t = 2T_2/D_2$

$$F_{ms} \geq F_t$$

$F_{ms} = fF_r$  - lực ma sát.

Để được giảm bớt trượt trong khi làm việc (do mòn, rung động, quá tải v.v...), ta lấy

$$F_{ms} = KF_t \quad (9 - 7)$$

với  $K$  - hệ số an toàn, có thể lấy 1,25 - 1,5.

Hệ số ma sát  $f$  có thể lấy theo bảng dưới đây :

Vật liệu	Điều kiện làm việc	$f$
Gang với gang, thép với thép	có dầu	0,05
Thép với thép	khô	0,10 - 0,15
Tectolit với thép hoặc gang	-nt-	0,20 - 0,25
Phíp với thép hoặc gang	-nt-	0,15 - 0,20
Da với gang	-nt-	0,25 - 0,35
Gỗ với gang	-nt-	0,40 - 0,50

Vậy để có thể truyền được lực vòng  $F_t$  cần tác dụng lực ép các bánh ma sát.

$$F_r = F_{ms}/f = KF_t/f \quad (9 - 8)$$

Đối với bộ truyền bánh ma sát côn (hình 9-1b) có các góc côn  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , ép các bánh này lại bằng các lực dọc trục  $F_{a1}$  và  $F_{a2}$ , tại chỗ tiếp xúc sinh ra lực pháp tuyến  $F_{n1} = F_{n2}$ . Ta có

$$F_{a1} = F_{n1} \sin \delta_1$$

$$F_{a2} = F_{n2} \sin \delta_2$$

Vì  $F_{ms} = fF_{n1} = fF_{n2}$ , theo điều kiện (9-7), cần ép các bánh ma sát với các lực

$$\left. \begin{aligned} F_{a1} &= KF_1 \sin \delta_1 / f \\ F_{a2} &= KF_1 \sin \delta_2 / f \end{aligned} \right\} \quad (9-9)$$

### 9.3. TÍNH ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH MA SÁT

#### 9.3.1. Các dạng hỏng

Dưới tác dụng của lực ép, tại vùng tiếp xúc của các bánh ma sát sinh ra ứng suất tiếp xúc. Khi các bánh chuyển động, vùng tiếp xúc thay đổi, do đó ứng suất tiếp xúc tại mỗi điểm trên bề mặt làm việc của bánh ma sát cũng thay đổi theo chu kì mạch động.

Nếu bộ truyền được bôi trơn đầy đủ, bề mặt bị hỏng chủ yếu do *tróc vì môi bề mặt*.

Nếu bộ truyền làm việc khô hoặc nửa ướt, bánh ma sát bị *mòn* hoặc bị *xước lớp bề mặt*. Mòn xảy ra càng nhanh khi bộ truyền bị trượt trơn. Khi bộ truyền làm việc với vận tốc cao, tải trọng lớn, bôi trơn không đủ hoặc không được bôi trơn, nhiệt độ tại vùng tiếp xúc sinh ra quá cao, làm lớp bề mặt bị xước.

Để tránh các dạng hỏng chủ yếu nói trên, phải tính toán bộ truyền theo độ bền tiếp xúc: kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc (đối với các bộ truyền đã có) hoặc tính toán xác định các kích thước của bộ truyền (đối với các bộ truyền cần thiết kế), sau khi đã chọn vật liệu thích hợp.

#### 9.3.2. Tính toán theo độ bền tiếp xúc

Đối với hai vật thể tiếp xúc ban đầu theo một đường (mặt trụ, mặt côn v.v...), ứng suất tiếp xúc được xác định theo công thức Héc (1-4) và ta có điều kiện

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E / b \rho} \leq [\sigma_H], \quad (9-10)$$

trong đó  $F_n$  – lực pháp tuyến;  $E$  và  $\rho$  – môđun đàn hồi và bán kính cong tương đương;  
 $b$  – chiều dài tiếp xúc (đo dọc theo đường sinh bánh ma sát).

Đối với hai vật tiếp xúc ban đầu theo một điểm [công thức (1-5)]

$$\sigma_H = \lambda \sqrt[3]{F_n E^2 / \rho^2}, \quad (9-11)$$

trong đó hệ số  $\lambda$  phụ thuộc hình dạng vật tiếp xúc, trường hợp các mặt cầu tiếp xúc nhau hoặc mặt cầu tiếp xúc với mặt phẳng có thể lấy  $\lambda = 0,388$ . Các công thức (9-10) và (9-11) áp dụng cho các loại vật liệu tuân theo định luật Húc và có hệ số Poátxông  $\mu \approx 0,3$ .

Để tiện cho tính toán thiết kế, có thể biến đổi công thức trên thành dạng cụ thể hơn.

*Truyền động bánh ma sát trụ* (hình 9-1a)

Ta có  $F_n = F_t = KF_t / f = (K/f) \cdot (2T_1 / D_1)$



$$\text{Vì} \quad T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \mathfrak{R}/n_1 \text{ N.mm}$$

$$\text{cho nên} \quad F_n = 2,9,55 \cdot 10^6 K \mathfrak{R}/f D_1 n_1, \quad (9-12)$$

với  $D_1$  – đường kính bánh dẫn, mm ;  $n_1$  – số vòng quay trong 1 phút của bánh dẫn, vg/ph ;  
 $\mathfrak{R}$  – công suất, kW ;  $f$  – hệ số ma sát ;  $F_n$  – lực pháp tuyến, N (Niu ton).

Tính bán kính cong tương đương theo công thức

$$1/\rho = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = 2/D_1 + 2/D_2 = 2(D_2 + D_1)/D_1 D_2$$

Bỏ qua hệ số trượt,  $D_2 \approx u D_1$ , do đó

$$\rho = u D_1 / 2(u + 1)$$

Môđun đàn hồi tương đương  $E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ ,  $E_1$  và  $E_2$  là mô đun đàn hồi của vật liệu bánh dẫn 1 và bánh bị dẫn 2.

Thay các giá trị của  $F_n$  và  $\rho$  vào công thức (9-10), ta có công thức kiểm nghiệm

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{4,9,55 \cdot 10^6 E K \mathfrak{R}(u + 1)}{f n_1 D_1^2 u b}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = \frac{2583}{D_1} \sqrt{\frac{E K \mathfrak{R}(u + 1)}{f b n_1 u}} \leq [\sigma_H] \quad (9-13)$$

Hệ số an toàn  $K = 1,25 - 1,5$ .

Gọi  $\psi_D = b/D_1$  – hệ số chiều rộng bánh ma sát, thông thường  $\psi = 0,4 - 0,6$ , đối với các bộ truyền chế tạo chính xác có thể lấy  $\psi_D = 0,8 - 1,2$ .  $\psi_D$  lấy càng lớn thì kích thước đường kính càng nhỏ gọn, nhưng lực vòng sẽ tăng lên, do đó lực tác dụng lên ổ sẽ càng lớn và hiệu suất sẽ càng thấp.

Thay  $b = \psi_D D_1$  vào công thức (9-13) và biến đổi, ta có công thức xác định đường kính bánh dẫn (công thức thiết kế)

$$D_1 \geq 190 \sqrt[3]{\frac{E K \mathfrak{R}(u + 1)}{f \psi_D u n_1 [\sigma_H]^2}} \text{ mm} \quad (9-14)$$

Trong các công thức trên công suất  $\mathfrak{R}$  tính bằng kW, ứng suất tiếp xúc cho phép  $[\sigma_H]$  MPa,  $E$  – mô đun đàn hồi tương đương, MPa ;  $u = n_1/n_2$  – tỉ số truyền ;  $f$  – hệ số ma sát. Đường kính bánh bị dẫn  $D_2 = u D_1 (1 - \xi)$ .

Tương tự, đối với bộ truyền bánh ma sát côn có  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ , công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{2583}{D_1} \sqrt{\frac{E K \mathfrak{R}}{f b n_1} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (9-15)$$

trong đó  $D_1$  – đường kính trung bình của bánh ma sát côn dẫn ;  $b$  – chiều dài tiếp xúc (đo dọc theo đường sinh).

Công thức xác định đường kính trung bình  $D_1$  của bánh ma sát côn dẫn

$$D_1 \geq 190 \sqrt[3]{\frac{EK\mathfrak{R}}{f\psi_D n_1 [\sigma_H]^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \text{ mm} \quad (9-16)$$

Đường kính trung bình của bánh bị dẫn  $D_2 = uD_1 (1 - \xi)$  ;  $\xi$  – hệ số trượt ; chiều dài tiếp xúc  $b = \psi_D D_1$ , chiều dài côn (hình 9-1b).

$$R_c = (1/2) \sqrt{D_2^2 + D_1^2} + b/2$$

Sau khi tính toán xác định các kích thước bộ truyền, cần tính lực ép và lực tác dụng lên trục, ổ.

**9.3.3. Đối với các bộ truyền bánh ma sát có bề mặt làm việc bằng vật liệu không kim loại**, người ta kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của bánh ma sát theo công thức quy ước

$$q_n = F_n/b \leq [q_n], \quad (9-17)$$

trong đó  $q_n$  – cường độ lực pháp tuyến ;  $[q_n]$  – cường độ lực pháp tuyến cho phép, N/mm, tectolit với thép hoặc gang  $[q_n] = 40 - 80$  N/mm, phíp với thép hoặc gang  $[q_n] = 35 - 40$  N/mm, da với gang  $[q_n] = 15 - 25$  N/mm, gỗ với gang  $[q_n] = 2,5 - 5$  N/mm.

## 9.4. VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 9.4.1. Vật liệu

Vật liệu làm bề mặt bánh ma sát phải có độ bền tiếp xúc và độ bền mòn cao, có hệ số ma sát lớn (để giảm lực ép cần thiết).

Thường dùng *thép tôi* để làm bánh ma sát : các loại thép Liên Xô như 40XH, 11X15, 18XGT, 18X2H2BA, 65T v.v..., độ rắn bề mặt HRC  $\geq 60$ . Kích thước bộ truyền tương đối nhỏ, làm việc trong dầu, hiệu suất cao nhưng đòi hỏi gia công chính xác và độ nhẵn bề mặt cao.

Gang được dùng làm bánh ma sát trong các bộ truyền hở, làm việc khô hoặc có dầu. Có khi dùng bánh gang làm việc với bánh thép.

Người ta còn dùng bánh ma sát thép hoặc gang làm việc với bánh ma sát tectolit hoặc phíp. Bộ truyền làm việc khô, không yêu cầu cao về độ chính xác gia công. Kích thước bộ truyền tương đối lớn, hiệu suất thấp, nhưng lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với các bộ truyền bánh ma sát thép hoặc gang.

Trường hợp tải trọng nhỏ còn dùng bánh ma sát gỗ hoặc bọc da, vải cao su v.v... làm việc với bánh thép hoặc gang. Bề mặt làm việc bánh dẫn nên làm bằng vật liệu mềm hơn bánh bị dẫn để khi bị trượt trơn bánh bị dẫn ít bị mài vệt.

### 9.4.2. Ứng suất cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép  $[\sigma_H]$  của bánh ma sát bằng thép được định theo độ rắn bề mặt :

$$[\sigma_H] = (1,5 - 2,5)HB, \text{ MPa}$$

hoặc

$$[\sigma_H] = (13 - 18) \text{ HRC}, \text{ MPa},$$

trị số nhỏ dùng trong trường hợp bộ truyền làm việc không có dầu bôi trơn.

Đối với bánh ma sát gang, làm việc có dầu  $[\sigma_H] = 1,5\sigma_{bu}$  ;  $\sigma_{bu}$  - giới hạn bền uốn.

Đối với bánh ma sát bằng tectolit, làm việc khô  $[\sigma_H] = 80 - 100 \text{ MPa}$ .

## 9.5. BỘ BIẾN TỐC VÔ CẤP

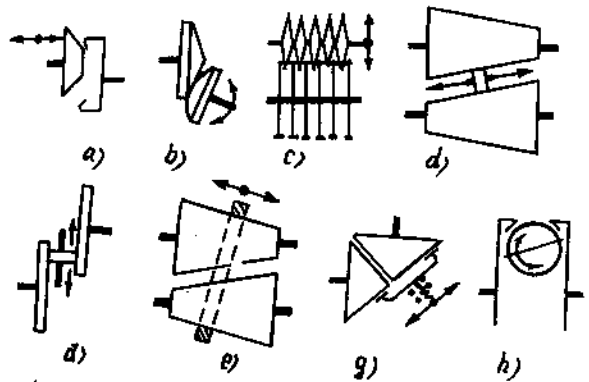
Có ba loại biến tốc vô cấp được dùng trong máy móc thiết bị : biến tốc có tiếp xúc trực tiếp giữa bánh dẫn với bánh bị dẫn (các hình 9-2, 9-5a và 9-6a, b, c) ; biến tốc có phần tử trung gian (hình 9-5b và hình 9-6d - h) ; biến tốc hành tinh.

Trong bộ biến tốc có tiếp xúc trực tiếp, một trong các bánh ma sát thường có đường kính không thay đổi. Di chuyển bánh này sẽ làm thay đổi đường kính làm việc của bánh kia, do đó làm thay đổi tốc độ. Bộ biến tốc bánh côn có sơ đồ như trên hình 9-6a được dùng tương đối nhiều (trong số các biến tốc có tiếp xúc trực tiếp), do chế tạo không phức tạp lắm và ít trượt.

Trong bộ biến tốc có phần tử trung gian, sự điều chỉnh tốc độ được thực

hiện bằng cách thay đổi đường kính hai bánh dẫn và bị dẫn và giữ nguyên đường kính phần tử trung gian (hình 9-6d-g) hoặc thay đổi bán kính lăn của phần tử trung gian và giữ nguyên đường kính các bánh dẫn và bị dẫn (hình 9-6h) v.v... Trong các bộ biến tốc có phần tử trung gian, nhờ hai bánh có thể điều chỉnh được đường kính cho nên khoảng điều chỉnh tăng lên đến  $\Delta d_1$  (6-10). Mặt khác vị trí trục vào và trục ra được giữ nguyên, do đó việc lắp ghép biến tốc với các bộ phận máy khác cũng đơn giản.

Bộ biến tốc mặt đĩa (1 đĩa : hình 9-2 ; 2 đĩa : hình 9-6d) và bộ biến tốc ma sát côn (hình 9-6e) khi làm việc bị trượt nhiều, cho nên chỉ dùng để truyền công suất nhỏ (trong các khí cụ v.v...)



Hình 9-6

Bộ biến tốc nhiều đĩa ma sát (hình 9-6c) cũng bị trượt nhiều. Tuy nhiên, do có khả năng lắp nhiều đĩa đồng thời làm việc, nên có thể giảm chiều dài tiếp xúc và giảm trượt, đồng thời làm tăng khả năng truyền tải trọng. Khả năng tải của biến tốc nhiều đĩa ma sát làm việc trong dầu cao hơn các loại khác.

Bộ biến tốc đĩa mặt xuyên lỗm (hình 9-5b) làm việc ít trượt nhưng chế tạo phức tạp. Trong bộ biến tốc cầu (hình 9-6h) có hai bánh ma sát còn tiếp xúc với quả cầu trung gian. Tốc độ được điều chỉnh nhờ thay đổi độ nghiêng của trục quay của quả cầu. Khoảng điều chỉnh tốc độ của bộ biến tốc này khá lớn nhưng do tiếp xúc điểm nên truyền công suất không lớn.

## 9.6. THÍ DỤ

Tính bộ truyền bánh ma sát trụ, công suất trên trục dẫn  $\mathcal{R} = 4,5\text{kW}$ , số vòng quay  $n_1 = 1440\text{ vg/ph}$ ,  $n_2 = 460\text{ vg/ph}$ . Bộ truyền làm việc có dầu.

*Giải*

Chọn vật liệu chế tạo các bánh ma sát : thép Liên Xô III15 được tôi có độ rắn HRC = 60, mô đun đàn hồi  $E = 2,1 \cdot 10^5\text{ MPa}$ , hệ số ma sát  $f = 0,05$ .

Tính ứng suất tiếp xúc cho phép

$$[\sigma_H] = 16\text{HRC} = 16 \cdot 60 = 960\text{ MPa}.$$

Tính tỉ số truyền

$$u = n_1/n_2 = 1440/460 = 3,1$$

Lấy hệ số an toàn  $K = 1,5$ , chọn  $\psi_D = b/D_1 = 0,6$ , theo công thức (9-14) xác định đường kính bánh dẫn

$$D_1 \geq 190 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 4,5(3,1 + 1)}{0,05 \cdot 0,6 \cdot 3,1 \cdot 1440 \cdot (960)^2}} = 68,6\text{ mm}$$

Lấy đường kính bánh dẫn  $D_1 = 70\text{ mm}$

Chiều rộng bánh  $b = \psi_D \cdot D_1 = 0,6 \cdot 70 = 42\text{ mm}$ .

Đường kính bánh bị dẫn [suy từ công thức (9-1), với  $\xi = 3\%$ ]

$$D_2 = D_1(1 - \xi)u = 70(1 - 0,03) \cdot 3,1 = 210,5\text{ mm}$$

Lấy  $D_2 = 210\text{ mm}$

Khoảng cách trục

$$a = 0,5(D_1 + D_2) = 0,5(70 + 210) = 140\text{ mm}.$$

Lực ép cần thiết được tính theo công thức (9-8)

$$F_r = K F_v / f = (1,5/0,05) \cdot (2/D_1) \cdot 9,55 \cdot 10^6 \mathcal{R} / n_1$$

$$F_r = (1,5/0,05) \cdot (2/70) \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot (4,5/1440) = 25580\text{ N}.$$

# Chương 10

## TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 10.1. KHÁI NIỆM CHUNG

#### 10.1.1. Phân loại. Ưu, nhược điểm

Truyền động bánh răng thực hiện truyền chuyển động và tải trọng nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng (hoặc thanh răng).

Truyền động bánh răng được phân loại theo các đặc điểm về hình học và về chức năng.

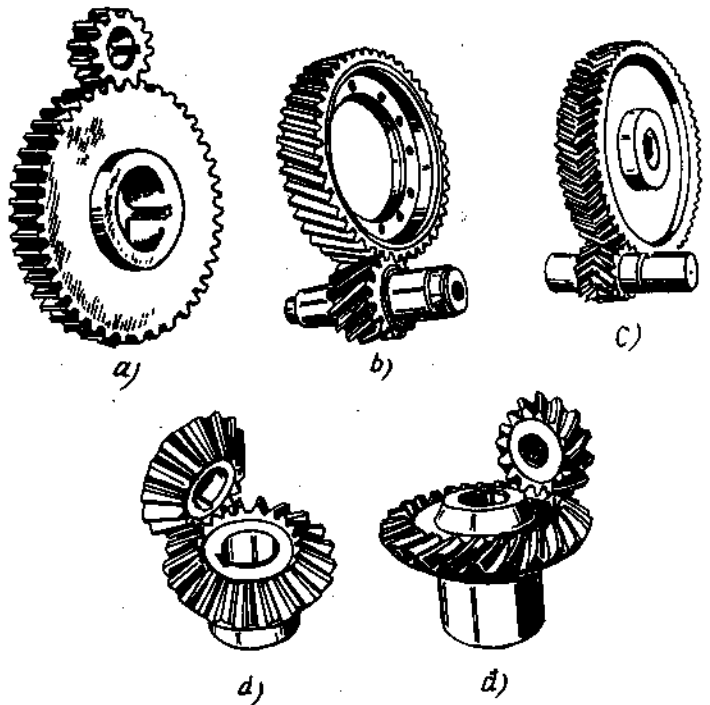
Theo vị trí tương đối giữa các trục, có các loại truyền động *bánh răng trụ*, các trục song song (hình 10-1a, b, c); *truyền động bánh răng côn*, các trục cắt nhau (hình 10-1d, đ); *truyền động bánh răng hypecbôlôit*, các trục được bố trí chéo góc (bánh răng trụ chéo,

hình 10-2a, bánh răng côn chéo hay còn gọi là bánh răng hypôit, hình 10-2b).

Truyền động trục vít – bánh vít cũng thuộc loại truyền động hypecbôlôit, được dùng tương đối phổ biến, do đó được trình bày riêng trong chương sau.

Theo tính chất di động của các tâm bộ truyền, ta có *truyền động bình thường* (các tâm các bánh răng được cố định) và *truyền động hành tinh*, tâm của một hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.

Theo phương của răng (so với các đường sinh) người ta chia ra *bộ truyền răng thẳng* (bánh trụ răng thẳng, hình 10-1a, bánh côn



Hình 10-1

răng thẳng, hình 10-1d) và bộ truyền răng nghiêng (răng xoắn, răng cong) (bánh trụ răng nghiêng, hình 10-1d, bánh côn răng cong, hình 10-1d).

Người ta cũng chia ra : bộ truyền ăn khớp ngoài (các bánh răng đều có răng phía ngoài) và bộ truyền ăn khớp trong, khi một bánh có răng phía trong và 1 bánh có răng phía ngoài (hình 10-2c).

Truyền động bánh răng thanh răng (hình 10-2d) dùng để đổi chuyển động quay thành tịnh tiến, hoặc ngược lại.

Theo hình dạng răng, có các loại : truyền động bánh răng thân khai, truyền động bánh răng xicloit, truyền động bánh răng Nôvikov.

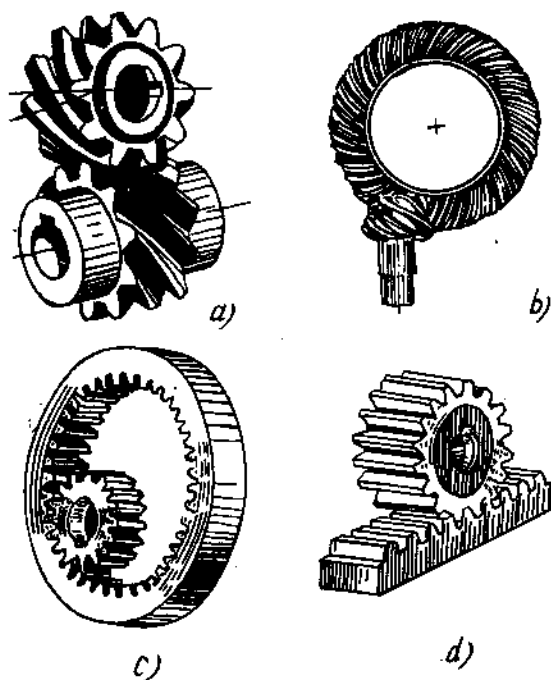
Truyền động bánh răng thân khai, prôfin răng có dạng đường thân khai của vòng tròn, được dùng rộng rãi nhất vì răng được gia công bằng dụng cụ cắt có cạnh thẳng, để đảm bảo độ chính xác cao, không bị ảnh hưởng bởi sai số khoảng cách trục (do đó không làm thay đổi quy luật chuyển động và tỉ số truyền).

Tùy theo kết cấu, bộ truyền bánh răng có thể được để hở (bộ truyền hở) hoặc lắp trong hộp được che kín (bộ truyền kín). Bộ truyền hở không được bôi trơn hoặc bôi trơn theo chu kì, làm việc với vận tốc thấp. Bộ truyền kín làm việc với vận tốc trung bình hoặc cao, được bôi trơn đầy đủ (ngâm trong dầu hoặc được tưới dầu v.v...).

Người ta còn chia ra : truyền động bánh răng chịu lực và không chịu lực. Bộ truyền chịu lực được dùng để truyền công suất, kích thước được xác định theo điều kiện bảo đảm độ bền. Bộ truyền không chịu lực được dùng chủ yếu để thực hiện chức năng về động học, trên thực tế không truyền công suất, kích thước không phải tính toán theo độ bền.

So với các truyền động cơ khí khác, truyền động bánh răng có nhiều ưu điểm nổi bật :

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn.
- Tỉ số truyền không thay đổi.
- Hiệu suất cao, có thể đạt 0,97 - 0,99.
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy.



Hình 10-2

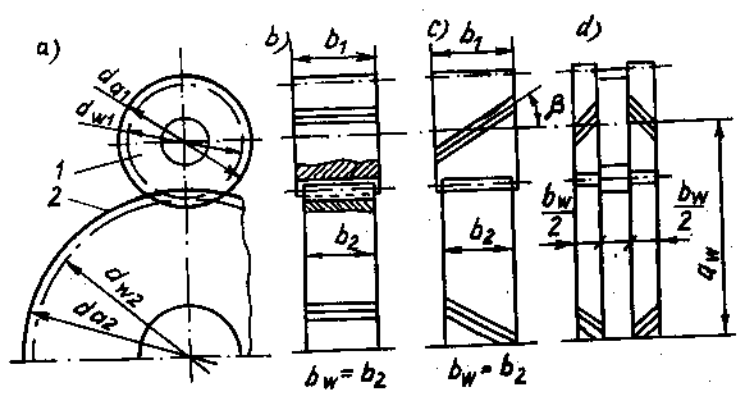
Tuy nhiên truyền động bánh răng có các nhược điểm sau :

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

Truyền động bánh răng được dùng rất nhiều trong các máy, từ những động hồ, khí cụ cho đến các máy hạng nặng, có thể truyền công suất từ nhỏ đến lớn (300 MW), vận tốc có thể từ thấp đến rất cao (200m/s).

### 10.1.2. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ

Hình học và động học của bộ truyền bánh răng được trình bày kỹ trong giáo trình "Nguyên lí máy". Ở đây chỉ nêu lên một số thông số hình học chính cần thiết cho tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng. Trên hình 10-3 trình bày hai bánh răng 1 và 2 ăn khớp với nhau, các hình trụ có đường kính  $d_{\omega_1}$  và  $d_{\omega_2}$  được gọi là hình trụ lăn. Xét trong một mặt cắt vuông góc với các đường tâm của các bánh răng,  $d_{\omega_1}$  và  $d_{\omega_2}$  được gọi là đường kính vòng lăn.

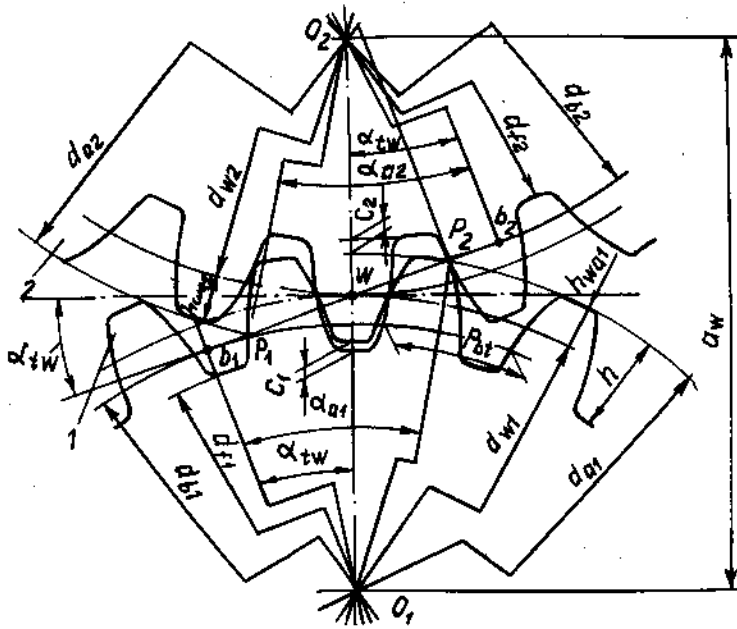


Hình 10-3

Các đường kính các vòng tròn hạn chế đỉnh răng và chân răng là  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$  - đường kính vòng đỉnh và  $d_{f1}$ ,  $d_{f2}$  - đường kính vòng đáy. Điểm tiếp xúc giữa 2 vòng lăn được gọi là tâm ăn khớp W (hình 10-4).

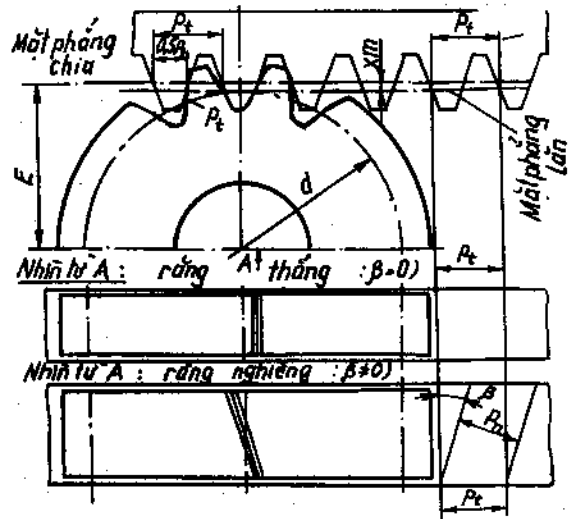
Các vòng tròn đường kính  $d_{b1}$  và  $d_{b2}$  được làm cơ sở tạo nên đường thân khai profin răng bánh 1 và bánh 2, được gọi là các vòng cơ sở (hình 10-4). Đường thẳng tiếp tuyến chung  $b_1b_2$  của hai vòng cơ sở (hình 10-4) gọi là đường ăn khớp. Góc  $\alpha_{to}$  làm bởi  $b_1b_2$  và đường vuông góc với đường nối tâm  $O_1O_2$  được gọi là góc ăn khớp.

Các răng trên bánh răng được chế tạo trên cơ sở phương pháp bao hình, dạng răng được tạo nên tương tự như sự ăn khớp của phôi với thanh răng sinh (xem giáo trình Nguyên lí máy).



Hình 10-4

Ta xem xét mô hình sau đây : một thanh răng rất cứng và phối bánh răng bằng vật liệu không đàn hồi (hình 10-5). Đánh dấu trên thanh răng *mặt phẳng phân độ* (*mặt phẳng chia*), trên mặt phẳng này chiều dày răng bằng chiều rộng rãnh. Mặt phẳng trên thanh răng tiếp xúc với hình trụ  $d$  trên phối được gọi là *mặt phẳng lăn*, song song với mặt phẳng chia. Cho phối và thanh răng chuyển động sao cho hình trụ  $d$  lăn không trượt với mặt phẳng lăn của thanh răng. Kết quả do biến dạng dẻo trên phối hình thành các răng và ứng với các răng có cạnh thẳng của thanh răng ta có các răng thân khai trên bánh răng. Thanh răng dùng để tạo thành răng trên phối được gọi là *thanh răng sinh*. Với mỗi trị số  $d$  đã cho, hình học của phối (bánh răng) được định bởi các thông số hình học của thanh răng và khoảng cách giữa mặt phẳng lăn với mặt phẳng chia.



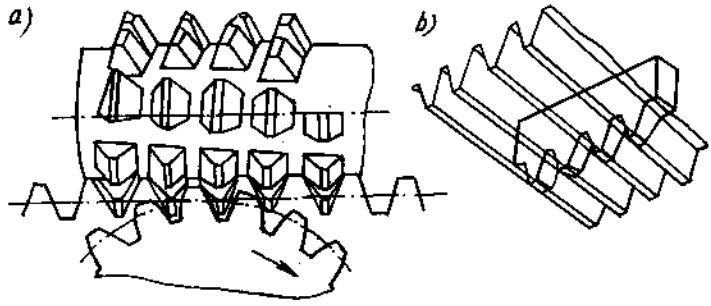
Hình 10-5

Trong thực tiễn, khi cắt bánh răng, các lưỡi cắt của dụng cụ vạch ra trong chuyển động tương đối với mặt phẳng chia của thanh răng mặt răng của thanh răng sinh. Để minh họa,



trên hình 10-6a trình bày trường hợp cắt răng bằng dao phay lăn và hình 10-6b - bằng thanh răng.

Hình trụ d trong chuyển động tương đối của thanh răng với bánh răng được gọi là hình trụ chia, còn vòng tròn d được gọi là vòng chia (vòng tròn chia).



Hình 10-6

Góc làm bởi trục bánh răng và giao tuyến mặt răng thanh răng với mặt phẳng chia (hoặc mặt phẳng song song với mặt phẳng chia) được gọi là góc nghiêng của răng thanh răng và kí hiệu là  $\beta$ . Trên bánh răng, góc nghiêng của răng trên hình trụ chia bằng  $\beta$  (hình 10-5).

Bước răng  $p_t$  và  $p_n$  của thanh răng sinh, đo trên mặt phẳng chia tại các tiết diện mút (vuông góc với trục bánh răng) và tại tiết diện n-n, vuông góc với phương của răng, có liên hệ sau (xem hình 10-5 và 10-7).

$$p_t = p_n / \cos \beta \quad (10-1)$$

Rõ ràng là bước trên vòng chia d bằng  $p_t$ , cho nên

$$d = p_t Z / \pi,$$

trong đó Z - số răng.

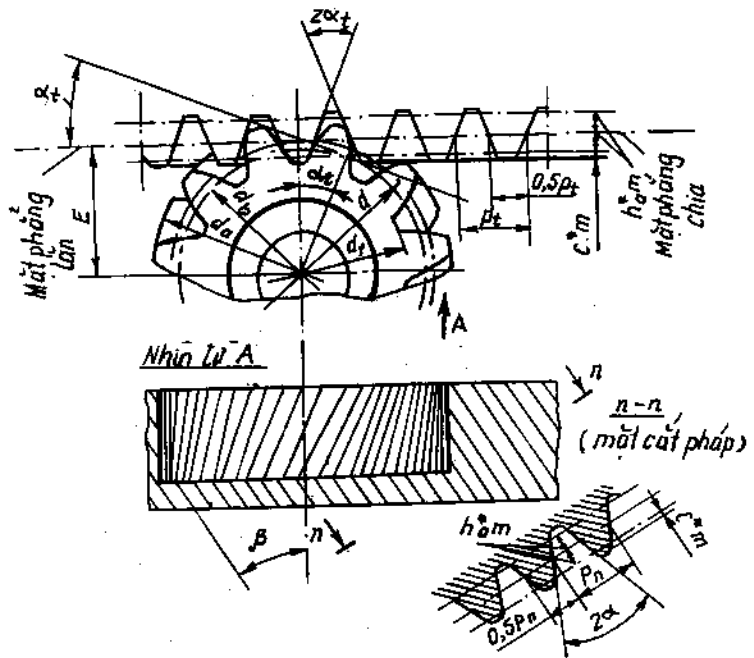
Tỉ số giữa bước răng  $p_n = p$  với số  $\pi$  gọi là môđun ăn khớp và kí hiệu là m, nghĩa là  $p/\pi = m$ .

Đối với bộ truyền bánh răng thẳng,  $p_t = p_n = p$ , ta có

$$d = mZ \quad (10-2)$$

Đối với bộ truyền bánh răng nghiêng, biểu thị  $p_t/\pi = m_t$  (môđun ngang),  $p_n/\pi = m_n$  (môđun pháp) ta có

$$d = m_t Z = m_n Z / \cos \beta \quad (10-3)$$



Hình 10-7

Trị số môđun  $m_n = m$  được tiêu chuẩn hoá. Dưới đây ghi một số trị số m tiêu chuẩn từ 1 đến 12mm (kí hiệu môđun m đối với bánh răng nghiêng chính là môđun pháp).

Dãy 1 (ưu tiên) 1 ; 1,25 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12.

Dãy 2 1,125 ; 1,375 ; 1,75 ; 2,25 ; 2,75 ; 3,5 ; 4,5 ; 5,5 ; 7 ; 9 ; 11.

Tiêu chuẩn quy định góc prôfin của thanh răng sinh. (góc prôfin sinh)  $\alpha = 20^\circ$ .

Góc prôfin  $\alpha_t$  của thanh răng sinh, do trong mặt mút (hình 10-7) tính theo công thức

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta \quad (10-4)$$

Mặt phẳng lán và mặt phẳng chia của thanh răng sinh có thể trùng nhau (hình 10-7) hoặc không trùng nhau (hình 10-5). Nếu các mặt phẳng này trùng nhau, khoảng cách E từ tâm bánh răng đến mặt phẳng lán

$$E = 0,5d = 0,5m_t Z.$$

Khoảng cách giữa mặt phẳng lán và mặt phẳng chia (hiệu số các trị số E và 0,5d) được gọi là *khoảng dịch chỉnh*. Tỉ số giữa khoảng dịch chỉnh với môđun  $m_n = m$  được gọi là *hệ số dịch chỉnh* và kí hiệu là x, nghĩa là

$$x = (E - 0,5m_t Z) / m.$$

Như vậy khoảng dịch chỉnh bằng xm (hình 10-5) và tương ứng trên bánh răng nhỏ và bánh răng lớn sẽ bằng  $x_1 m$  và  $x_2 m$ . Hệ số dịch chỉnh x càng tăng thì chiều dày đáy răng càng tăng và bán kính cong prôfin làm việc của răng tăng lên, mặt khác bán kính góc lượn chân răng giảm xuống, làm tăng tập trung ứng suất tại đáy. Điều này cho thấy là thay đổi các trị số  $x_1$  và  $x_2$  sẽ có ảnh hưởng lớn đến hình học của sự ăn khớp và khả năng tải các bánh răng.

Tỉ số các vận tốc góc  $\omega_1$  và  $\omega_2$  của bánh răng dẫn 1 với bánh răng bị dẫn 2 trong hệ toạ độ gắn với các tâm của các bánh răng được gọi là *tỉ số truyền u*

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_{\omega 2} / d_{\omega 1} = Z_2 / Z_1. \quad (10-5)$$

Dưới đây là một số công thức xác định các thông số kích thước chủ yếu của bộ truyền bánh răng (trong các công thức này dấu phía trên dùng cho bộ truyền ăn khớp ngoài, dấu phía dưới dùng cho bộ truyền ăn khớp trong).

Khoảng cách trục chia a

$$a = 0,5(d_2 \pm d_1) = 0,5m (Z_2 \pm Z_1) / \cos \beta.$$

Khoảng cách trục  $a_{\omega}$

$$a_{\omega} = a \cos \alpha_t / \cos \alpha_{t\omega} \text{ hoặc}$$

$$a_{\omega} = a + ym = a + (x_2 \pm x_1 - \Delta y)m$$

Đường kính vòng chia d

$$d_1 = mZ_1 / \cos \beta$$

$$d_2 = mZ_2 / \cos \beta$$

Đường kính vòng lăn  $d_w$

$$d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1)$$

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u$$

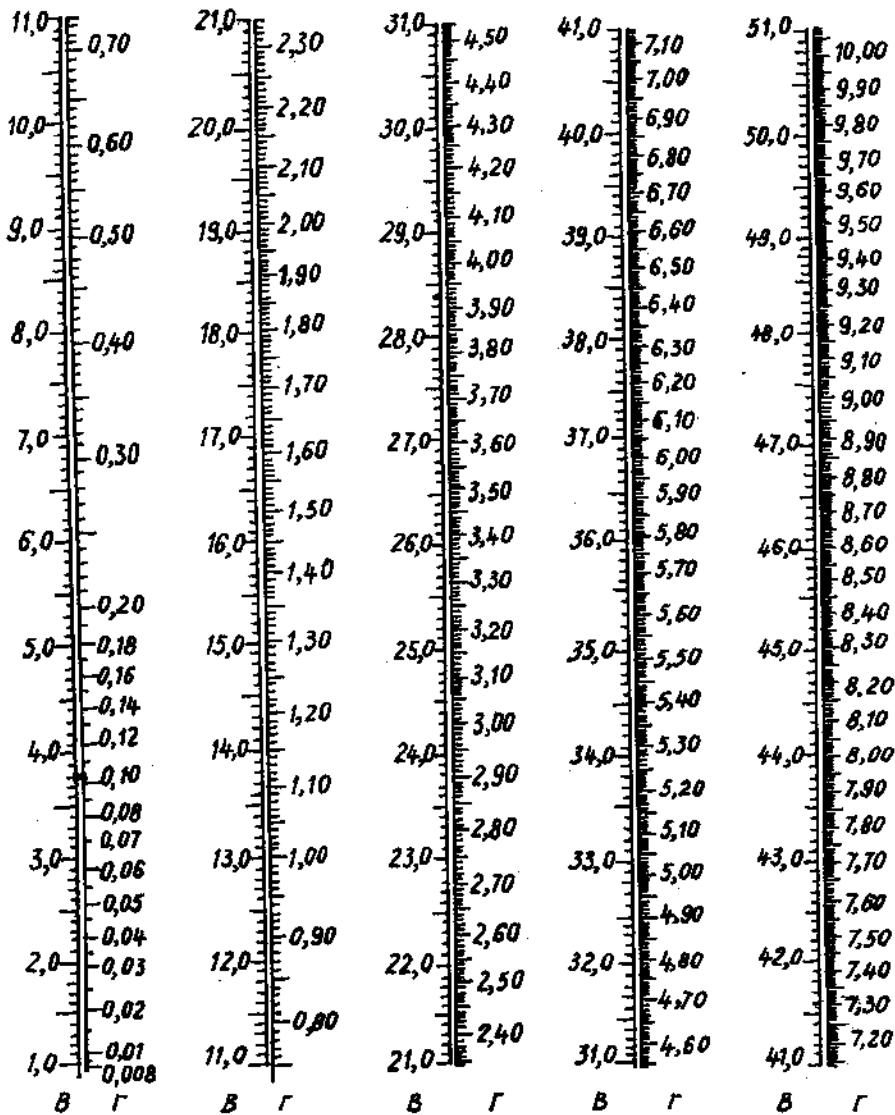
Đường kính vòng đỉnh răng  $d_a$  và vòng đáy răng  $d_f$ , đối với bộ truyền ăn khớp ngoài

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m ;$$

$$d_{f1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m ;$$

$$d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m.$$



Hình 10-8

Tổng (hiệu) hệ số dịch chỉnh

$$x_2 \pm x_1 = y + \Delta y$$

Hệ số dịch tâm

$$y = (a_{\omega} - a)/m = x_2 \pm x_1 - \Delta y$$

Hệ số giảm đỉnh răng  $\Delta y$  tính theo công thức

$$\Delta y = \left( \frac{\Gamma}{1000} - v \right) \cdot \frac{Z_2 \pm Z_1}{\cos \beta},$$

trong đó  $\Gamma$  xác định theo toán đồ (hình 10-8) qua tham số B

$$B = \frac{1000(x_2 \pm x_1) \cos \beta}{Z_2 \pm Z_1}.$$

Với  $\beta = 0$  thì  $v = 0$ ; nếu  $\beta \neq 0$  trị số  $v$  xem trong các sổ tay về bánh răng.

Góc ăn khớp  $\alpha_{t\omega}$  (đo trong mặt mút của bánh răng nghiêng)

$$\alpha_{t\omega} = \arccos \left[ (a \cos \alpha_t) / a_{\omega} \right].$$

Trường hợp  $x_2 \pm x_1 = 0$  ta có  $d_{\omega} = d$ ;  $a_{\omega} = a$  và  $\alpha_{t\omega} = \alpha_t$ .

Góc ăn khớp trong bộ truyền bánh răng thẳng là  $\alpha_{\omega}$ .

Góc nghiêng của răng trên hình trụ chia  $\beta$ : thường lấy  $\beta \approx 8 + 20^\circ$  đối với bánh răng nghiêng và  $\beta \approx 28^\circ - 40^\circ$  đối với bánh răng chữ V. Góc nghiêng của răng trên hình trụ lăn được kí hiệu là  $\beta_{\omega}$ . Đương nhiên trường hợp  $x_1 \pm x_2 = 0$  thì  $\beta_{\omega} = \beta$ .

Hệ số trùng khớp ngang  $\epsilon_{\alpha}$  bằng tỉ số đoạn ăn khớp  $P_1P_2$  với bước vòng cơ sở  $P_{bt} = \pi m_{bt} = \pi m \cos \alpha_t / \cos \beta$  (hình 10-4)

$$\epsilon_{\alpha} = P_1P_2 / P_{bt}$$

Trường hợp  $x_2 \pm x_1 = 0$  có thể định  $\epsilon_{\alpha}$  theo công thức gần đúng

$$\epsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2 (1/Z_1 \pm 1/Z_2)] \cos \beta, \quad (10-6)$$

dấu "+" dùng cho trường hợp ăn khớp ngoài, dấu "-" dùng cho trường hợp ăn khớp trong.

### 10.1.3. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng

Khả năng làm việc của bộ truyền bánh răng phụ thuộc nhiều vào độ chính xác chế tạo bánh răng. Những sai số chế tạo làm sai lệch hình dạng profin và phương của răng, gây nên sai số bước răng, tạo ra độ không song song giữa các trục bánh răng... Kết quả là tỉ số truyền tức thời  $\omega_1/\omega_2$  thay đổi, dao động về hai phía so với giá trị trung bình  $u = Z_2/Z_1$ , gây nên tải trọng động phụ, rung động và tăng thêm tiếng ồn. Những sai số trong chế tạo cũng làm xuất hiện sự tập trung tải trọng trên răng.

Bánh răng được kiểm tra theo các yếu tố chiều dày răng, bước răng, độ đảo hướng tâm của vành răng, hình dạng thân khai của mặt răng v.v... và kiểm tra theo các chỉ tiêu tổng hợp như chính xác động học, làm việc êm, sự tiếp xúc các răng và khe hở cạnh răng khi ăn khớp.

*Chỉ tiêu chính xác động học* được định bởi sai số giữa góc quay thực với góc quay danh nghĩa của bánh răng bị dẫn.

*Chỉ tiêu làm việc êm* được định bởi sai số bước răng và sai số profin răng.

*Chỉ tiêu vết tiếp xúc* được đánh giá theo kích thước các vết tiếp xúc trên các răng khi ăn khớp (để quan sát các vết tiếp xúc người ta bôi một lớp sơn mỏng lên các răng).

Tiêu chuẩn quy định 12 cấp chính xác chế tạo các bộ truyền bánh răng trụ và bánh răng côn (cấp 1 là cao nhất, cấp 12 thấp nhất). Trong mỗi cấp chính xác có quy định cụ thể các chỉ tiêu chính xác động học, làm việc êm và tiếp xúc các răng. Cấp chính xác được chọn theo điều kiện làm việc và công dụng của bánh răng. Bảng 10-1 cho các trị số vận tốc vòng giới hạn của bánh răng ứng với các cấp chính xác. Trong chế tạo máy nói chung thường dùng cấp chính xác 8 hoặc 9, còn đối với những bánh răng trong các bộ truyền quan trọng người ta chế tạo với cấp chính xác 6 hoặc 7. Đối với các bộ truyền đặc biệt quan trọng chịu tải nặng và tốc độ cao (ví dụ trong máy bay) bánh răng được chế tạo theo các cấp chính xác 4 ÷ 6.

*Bảng 10-1*

**VẬN TỐC VÒNG GIỚI HẠN v(m/s) CỦA CÁC BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG**

Cấp chính xác	Răng thẳng		Răng nghiêng hoặc cong	
	Bánh trụ	Bánh côn	Bánh trụ	Bánh côn
5 và cao hơn	≥ 15	≥ 12	≥ 30	≥ 20
6	Đến 15	Đến 12	Đến 30	Đến 20
7	" 10	" 8	" 15	" 10
8	" 6	" 4	" 10	" 7
9	" 2	" 1,5	" 4	" 3

Để tránh kẹt răng khi ăn khớp, tiêu chuẩn quy định 6 loại khe hở mặt bên, kí hiệu như sau : H – không có khe hở ; E – khe hở nhỏ ; C và D – khe hở tương đối nhỏ ; B – khe hở trung bình và A – khe hở lớn.

Tiêu chuẩn còn quy định dung sai khoảng cách trục và một số thông số khác của bộ truyền.

#### 10.1.4. Kết cấu bánh răng

Bánh răng thẳng thường được dùng khi vận tốc trung bình hoặc thấp, trong các bộ truyền hở, hoặc khi cần dịch động dọc trục trong các hộp tốc độ. Bánh răng nghiêng được dùng trong các bộ truyền quan trọng, tốc độ trung bình hoặc cao. Bánh răng chữ V được dùng trong các bộ truyền chịu tải rất lớn, không gây nên lực dọc trục đối với các ổ.

Kết cấu bánh răng phụ thuộc nhiều vào kích thước (chủ yếu là đường kính bánh răng), quy mô sản xuất (đơn chiếc, hàng loạt v.v...) và phương pháp lắp với trục (chế tạo liền với trục hoặc chế tạo rời rồi lắp trên trục).

Nếu đường kính bánh răng không lớn (dưới 150mm), bánh răng thường chế tạo một khối, không khoét lõm (hình 10-9a). Nếu đường kính vòng đáy răng ít chênh lệch với đường kính trục hoặc cần tăng độ đồng tâm của bánh răng đối với trục, bánh răng được chế tạo liền trục (hình 10-9b). Thường làm liền với trục khi khoảng cách từ đáy răng đến rãnh then nhỏ hơn 2,5m (môđun) đối với bánh răng trụ và 1,6m đối với bánh răng côn.

Bánh răng có đường kính nhỏ hơn 500mm được chế tạo bằng phôi rèn hoặc phôi dập (nếu sản xuất nhiều). Những bánh răng không quan trọng có thể đúc hoặc chế tạo bằng thép cán. Bánh răng có đường kính lớn (nhưng không quá 500mm) được khoét lõm và làm lỗ để giảm bớt khối lượng.

Nhờ có các lỗ trên thân bánh răng, việc gá lắp để gia công trên máy cắt và vận chuyển bánh răng được thuận tiện.

Kích thước kết cấu bánh răng có thể lấy như sau (hình 10-9d)

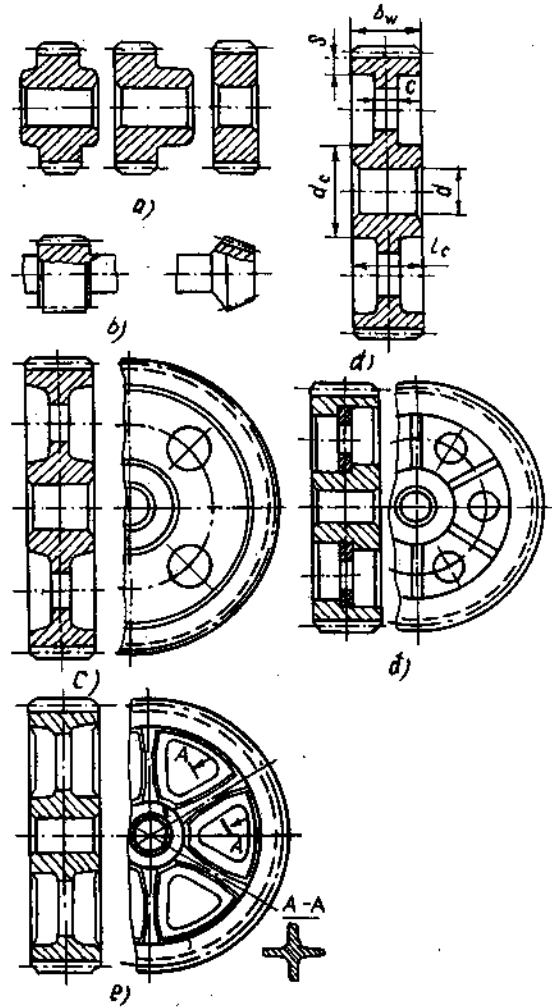
$$d_c = (1,5 - 1,7) d ; \quad l_c = (0,8 - 1,5) d ;$$

$$c = (0,15 - 0,3) b_w ; \quad S = (1,5 - 3) m.$$

Bánh răng đường kính trên 500mm được chế tạo bằng hàn (hình 10-9d) nếu sản xuất đơn chiếc và hàng loạt nhỏ, hoặc chế tạo bằng đúc (hình 10-9e) nếu sản xuất hàng loạt lớn.

Đối với các bánh răng có kích thước lớn đặt trong các hộp giảm tốc, có khoảng cách trục  $a_w > 400\text{mm}$ , để tiết kiệm thép tốt (ví dụ thép hợp kim), nên chế tạo riêng vành răng bằng thép tốt rồi lắp với phần lõi đúc bằng gang hoặc thép chất lượng thường. Vành răng được lắp bằng độ dôi với lõi và được bắt thêm vít.

Các bánh răng lắp lên trục được cố định theo phương dọc trục và phương tiếp tuyến (chống xoay). Theo phương tiếp tuyến bánh răng được cố định bằng lắp có độ dôi với trục, kiểu lắp được chọn theo tải trọng cần truyền và tần số tháo lắp.



Hình 10-9

Nếu tải trọng không lớn và thường hay tháo lắp, người ta dùng các kiểu lắp trung gian H7/k6, H7/m6 v.v..., mối ghép có thể có độ dôi nhỏ hoặc khe hở. Để truyền mômen xoắn dùng then, then hoa.

Trường hợp ít tháo lắp ta dùng kiểu lắp H7/n6 hoặc H7/p6. Bánh răng được cố định theo phương dọc trục bằng vòng lò xo, vít định vị hoặc các bạc chặn, đai ốc chặn, gờ trục v.v...

Nếu bộ truyền chịu mômen xoắn lớn hoặc khi làm việc có chấn động mạnh (các bộ truyền vận tốc cao) các bánh răng được cố định trên trục bằng kiểu lắp H7/r6, H7/t6 hoặc H7/u6 v.v..., độ dôi trong khoảng  $(0,0002 - 0,002)d_t$  ( $d_t$  - đường kính trục).

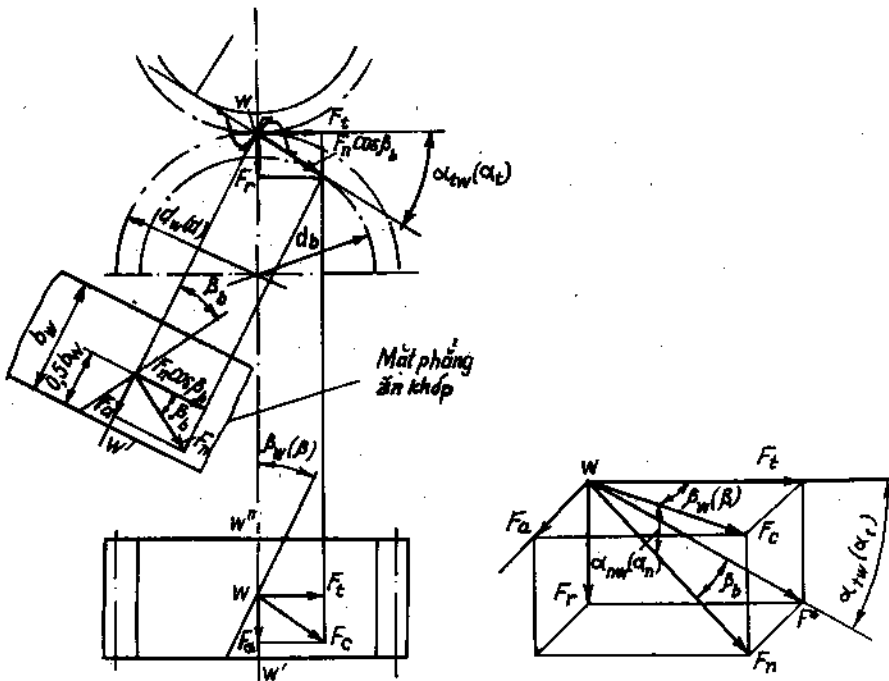
## 10.2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 10.2.1. Lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp

Khi xác định lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp ta bỏ qua lực ma sát sinh ra trên mặt răng vì hệ số ma sát  $f$  tại đây khá nhỏ. Lực pháp tuyến toàn phần tác dụng giữa các răng  $F_n$  nằm trong mặt phẳng ăn khớp (hình 10-10), là tổng các tải trọng phân bố trên chiều dài tiếp xúc, nghĩa là

$$F_n = \sum_i q_i \Delta l_i$$

trong đó  $q_i$  - cường độ tải trọng (tải trọng riêng) trên đoạn thứ  $i$  có chiều dài  $\Delta l_i$ .



Hình 10-10

Khi xác định các phản lực trong các ổ và các lực uốn trục, tải trọng phân bố được thay bằng lực tập trung đặt tại điểm giữa của vành răng. Lực toàn phần  $F_n$  trong mặt phẳng ăn khớp được chia làm hai thành phần: lực dọc trục  $F_a$  và lực  $F^* = F_n \cos \beta_b$ ,  $\beta_b$  - góc nghiêng của răng trong mặt phẳng ăn khớp,  $\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos \alpha)$ , với sai số không đáng kể trong tính toán độ bền có thể lấy  $\beta_b \approx \beta$ . Lực  $F_n^*$  được chia làm 2 thành phần: lực hướng tâm  $F_r$  và lực vòng  $F_t$ .

Trên hình 10.10 trình bày các lực tác dụng lên bánh răng nghiêng (các kí hiệu trong ngoặc dùng cho trường hợp các bộ truyền  $x_2 \pm x_1 = 0$ ), ta có

$$\left. \begin{aligned} F_t &= \frac{2T}{d_\omega}; & F_a &= F_t \operatorname{tg} \beta_\omega; & F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha_{t\omega} \\ F_n &= F_t / \cos \alpha_{n\omega} \cos \beta_\omega = 2T / d_\omega \cos \alpha_{n\omega} \cos \beta_\omega \end{aligned} \right\} \quad (10-7)$$

$T$  - mômen xoắn tác dụng lên bánh răng đang xét;

$\alpha_{n\omega}$  - góc ăn khớp trong mặt cắt pháp tuyến.

Trường hợp  $x_2 \pm x_1 = 0$  ta có  $\beta_\omega = \beta$ ;  $d_\omega = d$ ;  $\alpha_{n\omega} = \alpha_n$ , do đó

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T/d; & F_a &= F_t \operatorname{tg} \beta; & F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha_t; \\ F_n &= F_t / \cos \alpha_n \cos \beta = 2T/d \cos \alpha_n \cos \beta \end{aligned} \right\} \quad (10-8)$$

Trường hợp bộ truyền bánh răng thẳng  $\beta = 0$ ;  $\alpha_{n\omega} = \alpha_{t\omega} = \alpha_\omega$

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T/d_\omega; & F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega; & F_a &= 0 \\ F_n &= F_t / \cos \alpha_\omega = 2T/d_\omega \cos \alpha_\omega \end{aligned} \right\} \quad (10-9)$$

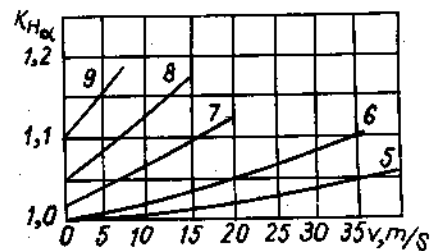
Đối với bộ truyền bánh răng thẳng có  $x_2 \pm x_1 = 0$

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T/d; & F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha; & F_a &= 0 \\ F_n &= F_t / \cos \alpha = 2T/d \cos \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10-10)$$

### 10.2.2. Sự phân bố không đều tải trọng trong bộ truyền bánh răng

Để tính toán độ bền bộ truyền bánh răng, ngoài tải trọng danh nghĩa, ta cần xem xét sự phân bố tải trọng để xác định tải trọng lớn nhất tác động cục bộ tại chỗ tiếp xúc của các răng.

Sự phân bố tải trọng giữa các răng. Trường hợp hệ số trùng khớp ngang  $2 > \varepsilon_\alpha > 1$ , mômen xoắn được truyền qua một đôi răng hoặc hai đôi răng. Do sai số trong chế tạo, sự phân bố tải trọng này không đều trên các đôi răng ăn khớp. Ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng giữa các răng khi tính toán theo độ bền tiếp xúc được xét đến qua hệ số  $K_{H\alpha}$  và khi tính toán theo độ bền



Hình 10-11



uốn – qua hệ số  $K_{F\alpha}$ . Các hệ số  $K_{H\alpha}$  và  $K_{F\alpha}$  được gọi là hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng, gọi tắt là hệ số phân bố không đều tải trọng.

Đối với bộ truyền bánh răng trụ hoặc côn có răng thẳng có thể lấy  $K_{H\alpha} = 1$  và  $K_{F\alpha} = 1$ . Đối với các bộ truyền có răng nghiêng, hệ số  $K_{H\alpha}$  tra theo đồ thị trên hình 10–11, tùy theo cấp chính xác và vận tốc vòng  $v$ , (vận tốc càng lớn bộ truyền càng khó chạy mòn). Khi tính toán sơ bộ có thể lấy  $K_{H\alpha} \approx 1$ .

Trị số  $K_{F\alpha}$  của bộ truyền bánh răng nghiêng có hệ số trùng khớp dọc

$$\varepsilon_{\beta} = b_w \sin \beta / \pi m \leq 1.$$

có thể lấy bằng 1. Trường hợp bộ truyền có  $\varepsilon_{\beta} > 1$  có thể xác định gần đúng  $K_{F\alpha}$  theo công thức

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1)(n_{cx} - 5)}{4\varepsilon_{\alpha}} \quad (10-11)$$

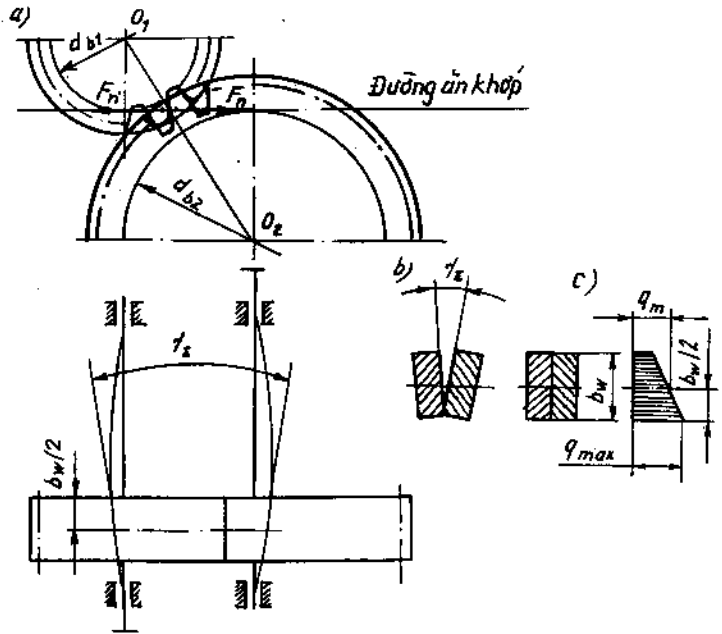
trong đó  $n_{cx}$  – cấp chính xác của bộ truyền theo chỉ tiêu tiếp xúc ; khi  $n_{cx} \leq 5$  lấy  $K_{F\alpha} = 1/\varepsilon_{\alpha}$ . Nếu  $n_{cx} \geq 9$  thì lấy  $n_{cx} = 9$  nghĩa là  $K_{F\alpha} = 1$ .

*Sự phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng (chiều dài răng).*

Tải trọng cũng phân bố không đều theo chiều rộng vành răng do răng bị biến dạng, trục và vành răng bị biến dạng xoắn, trục bị uốn...

Ảnh hưởng của sự nghiêng trục bánh răng đến tình hình phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng được trình bày trên hình 10–12. Trên hình 10–12a góc nghiêng giữa các trục bánh răng  $\gamma_{\Sigma}$  sinh ra do biến dạng dưới tác dụng của các lực pháp tuyến  $F_n$ . Các hình 10–12b,c trình bày mặt cắt các răng trong mặt phẳng ăn khớp. Nếu các răng tuyệt đối cứng, chúng sẽ tiếp xúc nhau tại 1 điểm (hình 10–12b). Nhờ có độ mềm các răng tiếp xúc với nhau trên toàn chiều rộng  $b_w$  của vành răng, tuy nhiên tải trọng vẫn phân bố không đều (hình 10–12c). Hệ số xét đến sự phân bố tải trọng không đều trước khi chạy mài  $K_{H\beta}^0$ , tính theo công thức

$$K_{H\beta}^0 = q_{max}^0 / q_m.$$



Hình 10–12

trong đó

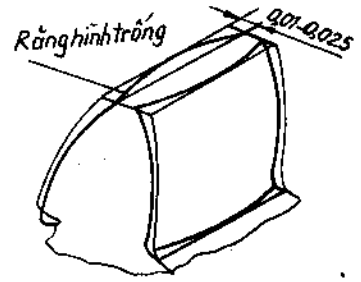
$q_{\max}^0$  - cường độ tải trọng lớn nhất ;  $q_m$  - cường độ tải trọng trung bình. Sau 1 thời gian làm việc, do có chạy mòn nên tải trọng được phân bố đều hơn. Hệ số phân bố không đều tải trọng sau khi chạy mòn :

$$K_{HB} = q_{\max} / q_m,$$

$q_{\max}$  - cường độ tải trọng lớn nhất sau thời gian chạy mòn.  $K_{HB}$  còn được gọi là hệ số tập trung tải trọng.

Để giảm bớt tập trung tải trọng gần mặt mút của vành răng, người ta vát mép đầu răng (hình 10-13).

Khi tính toán răng theo độ bền uốn, để xét đến ảnh hưởng của tập trung tải trọng, người ta dùng hệ số tập trung tải trọng  $K_{FB}$ , bằng tỉ số giữa các ứng suất lớn nhất ở chân răng trong trường hợp có tập trung tải trọng và trường hợp tải trọng phân bố đều.

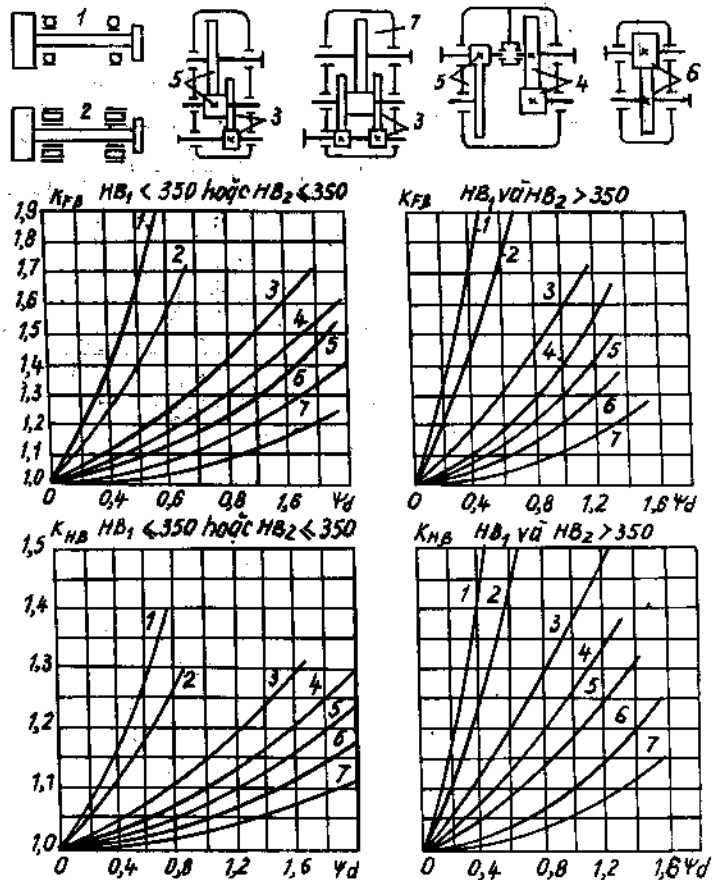


Hình 10-13

Các đồ thị trên hình 10-14 cho các trị số của  $K_{FB}$  và  $K_{HB}$  của bộ truyền bánh răng trụ, phụ thuộc hệ số chiều rộng bánh răng  $\psi_d = b_w / d_{w1}$  và vị trí bánh răng nhỏ lắp trên trục. Các chữ số trên đồ thị tương ứng với các sơ đồ bố trí bộ truyền.  $HB_1$  và  $HB_2$  là độ rắn (Brinen) mặt răng bánh dẫn 1 và bánh bị dẫn 2.

Đối với bộ truyền bánh răng côn, các trị số  $K_{FB}$  và  $K_{HB}$  tra theo các đồ thị trên hình 10.15, phụ thuộc trị số  $K_{be} u / (2 - K_{be})$ , với  $K_{be} = b_w / R_e$ .

$R_e$  - chiều dài côn (hình 10-25). Chữ số 1 trên đồ thị ứng với bộ truyền theo sơ đồ I, lắp trên các ổ bi, số 2 ứng với bộ truyền theo sơ đồ I, lắp trên các ổ dũa, số 3 - các bộ truyền theo sơ đồ II. Các đường chấm gạch ứng với các



Hình 10-14

bộ truyền bánh răng côn có răng cong. Đối với bộ truyền bánh răng côn răng cong có  $HB_2 \leq 350$  lấy  $K_{H\beta} = 1$ .

### 10.2.3. Tải trọng động khi ăn khớp

Do biến dạng của răng và những sai số bước răng, profin răng, tỉ số truyền tức thời  $\omega_1/\omega_2$  thay đổi, gây nên tải trọng động khi ăn khớp.

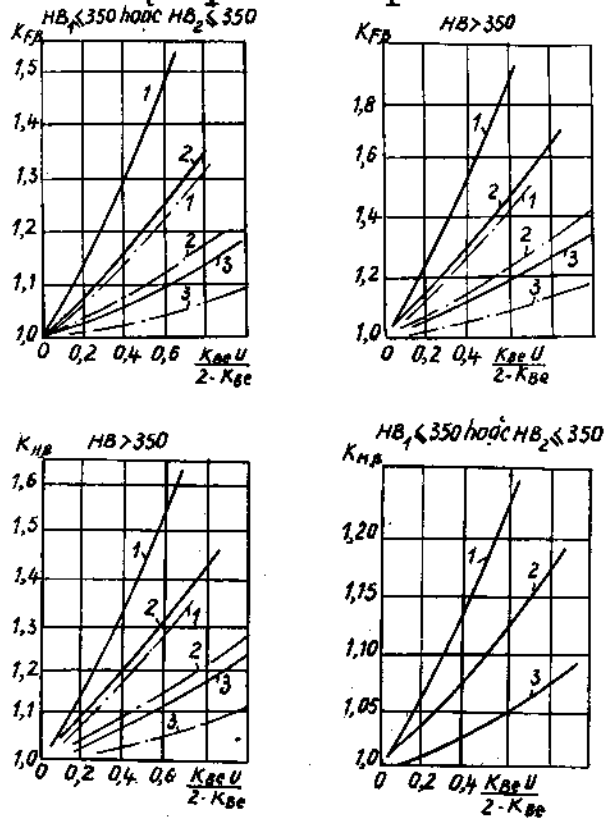
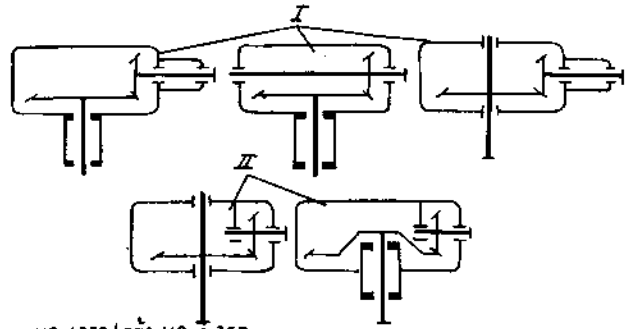
Đặt  $q_v$  – tải trọng động sinh ra trên 1 đơn vị chiều rộng vành răng ;  $q_t$  – tải trọng tĩnh sinh ra trên 1 đơn vị chiều rộng vành răng ;  $q = q_t + q_v$  – tải trọng riêng toàn phần, ta có

$$q = q_t \cdot K_v,$$

trong đó  $K_v$  – hệ số tải trọng động

$$K_v = 1 + (q_v/q_t).$$

Hệ số tải trọng động khi tính độ bền tiếp xúc được kí hiệu là  $K_{Hv}$  và khi tính độ bền uốn –  $K_{Fv}$ . Đối với bộ truyền bánh răng trụ các trị số  $K_{Hv}$  và  $K_{Fv}$  được định theo các công thức



Hình 10-15

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b \omega d \omega_1}{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}} ; \quad (10-12)$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b \omega d \omega_1}{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}} \quad (10-13)$$

Ở đây

$$v_H = \delta_{H\beta_0} v \sqrt{a_\omega / u} \quad (10-14)$$

$$v_F = \delta_{F\beta_0} v \sqrt{a_\omega / u} \quad (10-15)$$

trong đó  $v_H, v_F$  – cường độ tải trọng động, N/mm ;  $\delta_H, \delta_F$  – hệ số xét đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp (tra bảng 10-2) ;  $g_o$  – hệ số xét đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng bánh dẫn và bánh bị dẫn (tra bảng 10-3) ;  $v$  – vận tốc vòng, m/s ;  $a_o$  – khoảng cách trục, mm ;  $T_1$  – mômen xoắn trên bánh dẫn, N.mm ;  $u$  – tỉ số truyền. Nếu các trị số  $v_H$  hoặc  $v_F$  tìm được lớn hơn các trị số giới hạn  $v_{Hmax}$  hoặc  $v_{Fmax}$  tương ứng thì lấy  $v_H = v_{Hmax}$  ;  $v_F = v_{Fmax}$  (bảng 10-4).

**Bảng 10-2**

**CÁC HỆ SỐ  $\delta_H$  VÀ  $\delta_F$**

Độ rắn bề mặt răng bánh dẫn $HB_1$ và bánh bị dẫn $HB_2$	Dạng răng	$\delta_H$	$\delta_F$
$HB_2 \leq 350HB$	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

**Bảng 10-3**

**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	57	73
Lớn hơn 3,55 đến 10	42	53	61	82
Lớn hơn 10	48	64	73	100

**Bảng 10-4**

**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

Đối với bộ truyền bánh răng côn,  $K_{Hv}$  và  $K_{Fv}$  cũng tính theo các công thức (10-12) và (10-13) nhưng thay  $d_{\omega 1}$  và  $b_{\omega}$  bằng  $d_1$  (đường kính chia trung bình) và  $b$  (chiều rộng vành răng).

Các trị số  $v_H$  và  $v_F$  tính theo các công thức :

$$v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{d_1 (u + 1) / u} ; \quad (10-16)$$

$$v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{d_1 (u + 1) / u}, \quad (10-17)$$

với  $\delta_H$ ,  $\delta_F$  và  $g_0$  tra theo các bảng (10-2) và (10-3) ; trị số giới hạn của  $v_H$  và  $v_F$  cho trong bảng (10-4) ; vận tốc vòng trung bình  $v$  tính theo công thức

$$v = \pi d_1 n_1 / 60.1000 \text{ m/s},$$

trong đó  $d_1$ ,  $n_1$  - đường kính vòng chia (mm) và số vòng quay trong 1 phút (vg/ph) của bánh dẫn 1.

Trong tính toán sơ bộ các bộ truyền có thể lấy  $K_{Hv} = 1,1 - 1,3$ .

### 10.3. CÁC DẠNG HỒNG VÀ CHỈ TIÊU TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Khi truyền mômen xoắn  $T_1$ , tại chỗ các đôi răng tiếp xúc sinh ra lực pháp tuyến  $F_n$  vuông góc với bề mặt thân khai của răng. Ngoài ra, vì khi ăn khớp các răng trượt lên nhau nên có lực ma sát  $F_{ms} = f.F_n$  ; với  $f$  - hệ số ma sát.

Dưới tác dụng của các lực này răng chịu trạng thái ứng suất phức tạp. Ứng suất tiếp xúc  $\sigma_H$  và ứng suất uốn  $\sigma_F$  là các ứng suất chủ yếu, có ảnh hưởng quyết định đến khả năng làm việc của răng. Đối với mỗi răng, các ứng suất này thay đổi theo chu kì mạch động gián đoạn.

Ứng suất thay đổi là nguyên nhân làm răng hỏng vì mỏi : răng bị gãy do ứng suất uốn và tróc rỗ bề mặt do ứng suất tiếp xúc.

Vì có ma sát khi răng ăn khớp nên bề mặt răng có thể bị mòn hoặc dính.

Dưới đây trình bày các dạng hỏng của răng và các chỉ tiêu chủ yếu để tính toán bộ truyền.

Gãy răng là dạng hỏng rất nghiêm trọng, không những làm bộ truyền mất khả năng làm việc mà nhiều khi còn làm hỏng các tiết máy khác như trục, ổ v.v... Gãy răng do ứng suất uốn gây nên. Vết gãy thường bắt đầu từ đáy răng, chỗ góc lượn, là nơi tập trung ứng suất (hình 10-16). Nếu bánh răng quay một chiều, vết nứt xuất hiện ở phía các thớ chịu kéo. Ở các bánh răng nghiêng và răng chữ V, răng thường gãy theo tiết diện xiên (hình 10-24).



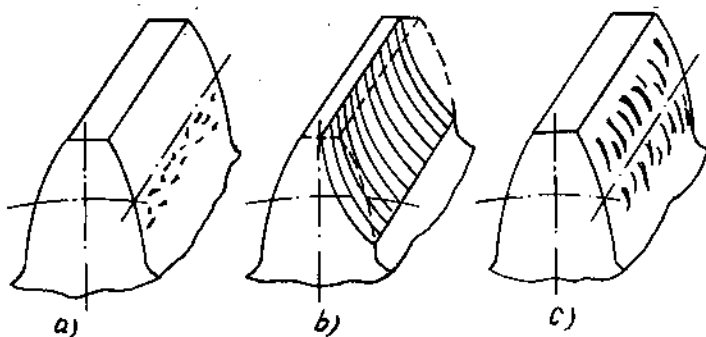
Hình 10-16

Răng có thể bị gãy do quá tải lớn hoặc do mỏi.

**Gãy vì quá tải lớn :**  
răng bị gãy đột ngột dưới tác dụng của tải trọng va đập hoặc tải trọng tĩnh quá lớn.

**Gãy vì mỏi :** do răng chịu ứng suất thay đổi, lặp đi lặp lại nhiều lần.

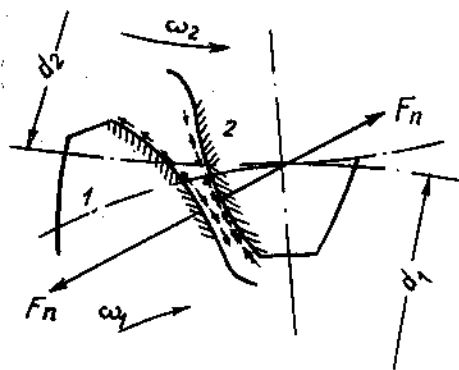
Để tránh gãy răng, cần tính toán răng theo độ bền mỏi uốn và nếu bộ truyền có khi phải làm việc quá tải cần kiểm tra ứng suất uốn cực đại (do quá tải gây nên) theo điều kiện độ bền tĩnh.



Hình 10-17

Có thể dùng các biện pháp sau đây để ngăn ngừa gãy răng : tăng môđun, dùng bánh răng dịch chỉnh, nhiệt luyện, giảm tập trung ứng suất ở chân răng bằng cách tăng bán kính góc lượn chân răng, gia công nhẵn bề mặt rãnh.

Tróc vì mỏi bề mặt răng (hình 10-17a) do ứng suất tiếp xúc gây nên. Đó là dạng hỏng bề mặt chủ yếu trong các bộ truyền được bôi trơn tốt. Sau một thời gian làm việc, những vết nứt do mỏi bề mặt răng xuất hiện và phát triển theo hướng của vận tốc trượt (lực ma sát).



Hình 10-18

Trên hình 10-18 trình bày răng 1 của bánh dẫn và răng 2 của bánh bị dẫn. Chiều mũi tên chỉ phương của vận tốc trượt (cũng là phương của lực ma sát) trên mỗi răng và các nét gạch chỉ hướng của vết nứt. Dầu tràn vào đây các vết nứt. Khi ăn khớp, đối với bánh răng dẫn điểm tiếp xúc di chuyển từ chân đến đỉnh răng, do đó ở phần chân răng các vết nứt bị bịt miệng trước và tác dụng của dầu làm các vết nứt phát triển thêm, làm mảnh kim loại tróc ra. Đối với bánh bị dẫn, điểm tiếp xúc di chuyển từ đỉnh đến chân răng, cho nên hiện tượng tróc cũng xảy ra ở phần chân răng.

Tróc thường bắt đầu ở vùng gần tâm ăn khớp (phía chân răng) vì tại đây ứng suất tiếp xúc và lực ma sát có trị số lớn nhất.

Sở dĩ ứng suất tiếp xúc lớn là vì lúc này (tại vùng tâm ăn khớp) chỉ có một đôi răng ăn khớp, răng chịu toàn bộ tải trọng ngoài, còn lực ma sát lớn là vì áp lực lớn và hệ số ma sát lớn (do vận tốc trượt nhỏ).

Trong quá trình bánh răng làm việc, các vết tróc phát triển và số các vết tróc cũng tăng dần. Do tróc, mặt răng mất nhẵn, dạng răng bị méo mó, tải trọng động tăng lên, quá trình tróc càng trở nên trầm trọng hơn, màng dầu giữa bề mặt tiếp xúc của đôi răng ăn khớp

không hình thành được, khiến mặt răng bị mòn hoặc xước nhanh và cuối cùng toàn bộ bề mặt răng phía dưới đường tâm ăn khớp bị phá hỏng. Bộ truyền nóng nhiều, rung mạnh và kêu to.

Tuy nhiên, sự xuất hiện những vết tróc đầu tiên không phải bao giờ cũng là dấu hiệu chứng tỏ mặt răng sắp hoàn toàn bị phá hỏng. Trong các bộ truyền có độ rắn mặt răng thấp ( $HB < 350$ ), có những trường hợp hiện tượng tróc chỉ xảy ra trong một thời gian ngắn rồi dừng lại. Hiện tượng tróc như vậy gọi là tróc nhất thời. Tróc nhất thời xảy ra khi bề mặt răng có độ rắn thấp, tại phần chiều dài răng có tập trung tải trọng lớn (gây quá tải cục bộ tại phần này), do chế tạo không được chính xác. Vì mặt răng tại đây bị tróc nên tải trọng phân bố cho các phần khác của răng được đều hơn và hiện tượng tróc cũng ngừng phát triển.

Nếu những vết tróc đầu tiên luôn luôn phát triển, lan khắp bề mặt chân răng, hiện tượng đó gọi là tróc lan (quá trình tróc dẫn đến phá hỏng toàn bộ bề mặt chân răng, như đã trình bày ở trên, chính là quá trình tróc lan).

Khi răng có độ rắn bề mặt cao ( $HB > 350$ ), thường không thấy hiện tượng tróc nhất thời.

Tróc lan đã xảy ra thì tiếp tục phát triển nhanh vì quanh vết tróc có thêm nhiều vết nứt nhỏ (do tính chất giòn của vật liệu).

Trong các bộ truyền ít được bôi trơn hoặc bôi trơn không đủ, cụ thể như các bộ truyền hở, hiện tượng tróc thường không xảy ra vì lớp bề mặt răng bị mài mòn trước khi xuất hiện các vết nứt vì mỏi.

Để tránh tróc bề mặt răng, phải tính toán răng theo độ bền mỏi tiếp xúc.

Có thể dùng các phương pháp ngăn tróc như : nâng cao độ rắn của răng bằng nhiệt luyện ; tăng góc ăn khớp bằng cách dùng dịch chỉnh góc hoặc cắt răng bằng dao có góc profin lớn ; nâng cao cấp chính xác bánh răng, nhất là về chỉ tiêu tiếp xúc.

**Mòn răng** (hình 10-17b) là dạng hỏng chủ yếu trong các bộ truyền bôi trơn không tốt như các bộ truyền hở hoặc bộ truyền kín nhưng trong có các hạt mài mòn (bụi, các hạt kim loại bị mòn v.v...)

Răng mòn nhiều ở đỉnh và chân răng vì tại đó vận tốc trượt lớn. Mòn làm dạng răng bị thay đổi, tải trọng tăng lên, tiết diện của răng giảm xuống và cuối cùng răng bị gãy.

Hiện nay chưa có phương pháp tính bánh răng về mòn vì cường độ mòn phụ thuộc vào nhiều nhân tố ngẫu nhiên rất khó xác định.

Để giảm mòn, có thể tăng độ rắn và độ nhẵn bề mặt răng, giữ không cho các hạt mài mòn rơi vào bộ truyền, giảm vận tốc trượt bằng cách dùng dịch chỉnh hoặc giảm chiều cao răng, dùng loại dầu bôi trơn thích hợp.

**Đỉnh răng** (hình 10-17c) xảy ra nhiều nhất ở các bộ truyền chịu tải lớn và có vận tốc cao.

Tại chỗ răng ăn khớp nhiệt độ sinh ra quá cao, màng dầu bị phá vỡ, làm răng trực tiếp tiếp xúc nhau. Do áp suất và nhiệt độ cao, đôi răng đỉnh vào nhau và khi chúng chuyển động

tương đối, những mảnh kim loại nhỏ bị đứt khỏi răng này và bám chặt lên bề mặt răng kia. Kết quả là làm cho bề mặt làm việc của răng bị xước nhiều, dạng răng bị phá hỏng.

Hiện tượng dính thường hay xảy ra ở các cặp bánh răng làm bằng cùng loại vật liệu và không bôi mỡ răng.

Để tránh dính răng, có thể dùng các biện pháp như đối với mòn răng. Ngoài ra còn dùng biện pháp tăng cường làm nguội dầu bôi trơn và chọn cặp vật liệu bánh dẫn - bánh bị dẫn thích hợp. Biện pháp có hiệu quả nhất là dùng dầu chống dính.

**Biến dạng dẻo bề mặt răng** thường có thể xảy ra ở các bánh răng thép có độ rắn thấp, chịu tải trọng lớn và có vận tốc thấp. Tải trọng lớn gây biến dạng dẻo bề mặt răng. Lớp biến dạng dẻo bị lực ma sát lôi đi theo chiều vận tốc trượt (hình 10-18), cho nên trên bánh dẫn kim loại bị xô về đỉnh và chân răng, tạo thành rãnh ở phần giữa. Còn bánh răng bị dẫn kim loại dón vào giữa răng, làm răng bị nổi gờ, như vậy dạng răng bị hỏng, bộ truyền ăn khớp mất chính xác.

**Bong bề mặt răng**, xảy ra ở các răng được thấm ni-tơ, thấm than hoặc tôi bề mặt, trong trường hợp chất lượng nhiệt luyện không tốt (ứng suất trong lớn hoặc lõi răng không đủ bền) và răng chịu tải trọng quá lớn.

Trong các dạng hỏng bề mặt răng trình bày ở trên, hiện tượng tróc được nghiên cứu nhiều hơn cả. Do đó cũng tìm được các trị số ứng suất tiếp xúc cho phép của các loại vật liệu bánh răng để răng không bị tróc trong một thời gian làm việc nhất định.

Phương pháp tính toán răng theo ứng suất tiếp xúc để tránh tróc là phương pháp có ý nghĩa thực tế rất lớn nên được dùng rất rộng rãi.

Trong chương này không trình bày các phương pháp tính toán để tránh các dạng hỏng khác của bề mặt răng, vì hoặc là chưa có (như đối với biến dạng dẻo, bong bề mặt răng), hoặc là tính toán chưa có cơ sở đầy đủ (như đối với mòn, dính). Tuy nhiên, qua thực tế sử dụng các bộ truyền bánh răng, các trị số ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định theo điều kiện tránh tróc rõ, cũng đáp ứng trong chừng mực nhất định điều kiện hạn chế các dạng hỏng bề mặt khác của răng.

## 10.4. TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ

Tính toán độ bền bộ truyền bánh răng nhằm mục đích xác định các kích thước của bộ truyền, ngăn ngừa các bánh răng khi làm việc không xảy ra hư hỏng trước thời hạn quy định. Như trên đã nói, bộ truyền bánh răng được tính toán theo chỉ tiêu về độ bền tiếp xúc để tránh hỏng bề mặt răng và chỉ tiêu về độ bền uốn để tránh gãy răng.

### 10.4.1. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc

Tính toán nhằm thỏa mãn điều kiện ứng suất tiếp xúc lớn nhất  $\sigma_H$  sinh ra khi các đôi răng ăn khớp không vượt quá trị số cho phép  $[\sigma_H]$ .



Ứng suất tiếp xúc lớn nhất  $\sigma_H$  được tính theo công thức Héc đối với hai hình trụ tiếp xúc dọc đường sinh [công thức (1-3)]. Ta có điều kiện bền :

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{q_n / 2\rho} \leq [\sigma_H] \quad (10-18)$$

trong đó :  $q_n$  – cường độ tải trọng pháp tuyến (tải trọng riêng) ;  $\rho$  – bán kính cong tương đương của các bề mặt

$Z_M$  – hệ số xét đến cơ tính của vật liệu,

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi [E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}} \quad (10-19)$$

$E_1, E_2$  và  $\mu_1, \mu_2$  – môđun đàn hồi và hệ số Poát xng của vật liệu các bánh răng 1 và 2. Đối với các bánh răng bằng thép  $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$ .

Vì hiện tượng tróc rỗ xảy ra tại phần chân răng gần vùng tâm ăn khớp, nên ta tính toán độ bền tiếp xúc của răng tại tâm ăn khớp (hình 10-19).

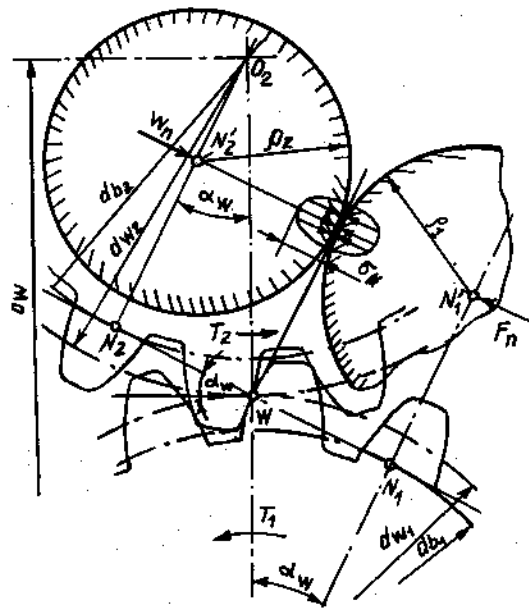
Đối với bánh răng trụ răng thẳng cường độ tải trọng pháp tuyến, có xét đến sự phân bố không đều tải trọng theo chiều rộng vành răng và tải trọng động

$$q_n = \frac{F_n}{l_H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \\ = \frac{2T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{d_{\omega 1} \cdot \cos \alpha_{\omega} \cdot l_H} \quad (10-20)$$

với  $F_n$  – lực pháp tuyến ;  $l_H$  – tổng chiều dài tiếp xúc.

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng có hệ số trùng khớp  $1 < \epsilon_{\alpha} < 2$ , trong vùng ăn khớp có thể có một đôi răng hoặc 2 đôi răng ăn khớp, do đó tổng chiều dài tiếp xúc  $l_H$  bằng chiều rộng vành răng  $b_{\omega}$  hoặc  $2b_{\omega}$ .

Thực nghiệm chứng tỏ rằng khả năng tải theo độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng thẳng phụ thuộc hệ số trùng khớp  $\epsilon_{\omega}$  hệ số trùng khớp càng tăng thì khả năng tải càng tăng. Xét đến điều này, tổng chiều dài tiếp xúc  $l_H$  không lấy theo trị số nhỏ nhất  $b_{\omega}$  mà tính toán gần đúng theo công thức kinh nghiệm



Hình 10-19

$$l_H = 3b_\omega / (4 - \varepsilon_\alpha) = b_\omega / Z_\varepsilon^2, \quad (10-21)$$

với  $Z_\varepsilon$  - hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3} \quad (10-22)$$

Bán kính cong tương đương

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} \quad (10-23)$$

trong đó  $\rho_1, \rho_2$  - bán kính cong các bề mặt răng bánh 1 và bánh 2 tại tâm ăn khớp (hình 10-19), dấu (-) dùng trong trường hợp bộ truyền ăn khớp trong.

$$\rho_1 = (d_{\omega 1} / 2) \sin \alpha_\omega$$

$$\rho_2 = (d_{\omega 2} / 2) \sin \alpha_\omega = (d_{\omega 1} / 2) u \sin \alpha_\omega$$

Ta có

$$\rho = \frac{d_{\omega 1} u \sin \alpha_\omega}{2(u \pm 1)}. \quad (10-24)$$

Từ các công thức (10-18), (10-20) và (10-24) ta có công thức kiểm nghiệm bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{\omega 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 T_1 K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{b_\omega u}} \leq [\sigma_H]; \quad (10-25)$$

trong đó  $T_1$  - mômen xoắn trên bánh dẫn 1, N.mm ;  $[\sigma_H]$  - ứng suất tiếp xúc cho phép, MPa ;  $Z_H$  - hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc, tính theo công thức

$$Z_H = \sqrt{2 / \sin 2\alpha_\omega} \quad (10-26)$$

Khi  $x_2 \pm x_1 = 0$  ta có  $\alpha_\omega = 20^\circ$  và  $Z_H = 1,76$ .

Hệ số tập trung tải trọng  $K_{H\beta}$  tra theo đồ thị trên hình 10-14, hệ số  $K_{Hv}$  tính theo công thức (10-12). Khi xác định hệ số  $Z_\varepsilon$  [công thức (10-22)], có thể tính hệ số trùng khớp  $\varepsilon_\alpha$  theo công thức gần đúng (10-6).

Để thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, đặt  $b_\omega = \psi_d \cdot d_{\omega 1}$ , lấy  $Z_H = 1,76$  ;  $\varepsilon_\alpha = 1,6$  và với các bánh răng bằng thép  $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$ , từ công thức (10-25) ta có công thức xác định đường kính bánh răng nhỏ  $d_{\omega 1}$

$$d_{\omega 1} = 77 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \text{ mm}, \quad (10-27)$$

Công thức xác định khoảng cách trục  $a_\omega$  của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng bằng thép

$$a_\omega = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{\psi_a [\sigma_H]^2 u^2}} \text{ mm}, \quad (10-28)$$

trong đó  $\psi_a = b_\omega / a_\omega$ ;  $T_2$  - mômen xoắn trên bánh bị dẫn 2, N.mm;  $u$  - tỉ số truyền. Hệ số chiều rộng bánh răng  $\psi_a$  phụ thuộc vị trí tương đối của bánh răng so với các ổ. Trường hợp bánh răng đặt ở vị trí đối xứng có thể lấy  $\psi_a = 0,3 - 0,5$ ; khi đặt không đối xứng (lệch về một phía)  $\psi_a = 0,25 - 0,4$ , khi đặt công xôn  $\psi_a = 0,20 - 0,25$ , trị số nhỏ dùng cho các bánh răng có độ rắn cao ( $HB > 350$ ). Đối với bộ truyền bánh răng chữ V  $\psi_a = 0,4 - 0,6$ . Giữa  $\psi_a$  và  $\psi_d = b_\omega / d_{\omega 1}$  có hệ thức

$$\psi_d = \psi_a (u \pm 1)/2$$

Trị số  $\psi_d$  được dùng để tra ra các hệ số  $K_{H\beta}$  và  $K_{F\beta}$  (hình 10-14).

Sau khi xác định được khoảng cách trục  $a_\omega$ , có thể tìm được các thông số khác của bộ truyền. Đối với các bộ truyền trong hộp giảm tốc có thể lấy môđun  $m = (0,01 - 0,02)a_\omega$ , sau đó tiến hành kiểm nghiệm bánh răng theo độ bền uốn.

Đối với các bánh răng chủ yếu để chịu lực không nên lấy môđun nhỏ hơn 1,5 mm.

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng không dịch chỉnh, có các hệ thức sau đây

$$Z_1 = d_1/m; Z_2 = uZ_1;$$

$$Z_t = Z_1 + Z_2 = 2a_\omega/m,$$

trong đó  $d_1, d_2$  - đường kính vòng chia bánh răng 1 và 2.

$$d_1 = mZ_1; d_2 = mZ_2.$$

Để tránh cắt chân răng, số răng  $Z_1$  của bộ truyền không dịch chỉnh phải lớn hơn số răng tối thiểu  $Z_{\min} = 17$ . Đối với bộ truyền dịch chỉnh dương  $Z_{\min}$  có thể lấy nhỏ hơn, ví dụ với hệ số dịch chỉnh  $x = 0,2$  thì  $Z_{\min} = 12$ . Đối với các bộ truyền làm việc với vận tốc cao ( $n_1 > 1000$  vg/ph) nên lấy  $Z_{\min} = 24 - 26$ .

#### 10.4.2. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền uốn

Xét trường hợp lực tác dụng tại đỉnh răng, lúc này ứng suất uốn sinh ra trong tiết diện nguy hiểm của răng (đáy răng) là lớn nhất, vì cánh tay đòn của lực lớn nhất. Do có sai số bước răng, ta coi như tải trọng chỉ tác dụng lên một đôi răng ăn khớp (trừ trường hợp độ chính xác cao, cấp 6 trở lên). Bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát đối với ứng suất uốn trong răng, tính toán như vậy mang tính chất gần đúng.

Ứng suất thực lớn nhất  $\sigma_F$  tại tiết diện nguy hiểm ở chân răng có trị số bằng ứng suất danh nghĩa  $\sigma$  tìm được theo phương pháp gần đúng nhân với hệ số tập trung ứng suất lí thuyết  $\alpha_\sigma$ .

Để tiện tính toán, ta dời lực  $F_n$  về trục đối xứng của răng (hình 10-20) rồi chia làm 2 thành phần :  $F_n \cos \alpha'$  gây uốn răng (ứng suất  $\sigma_u$ ) và  $F_n \sin \alpha'$  gây nén (ứng suất  $\sigma_n$ ) ; góc áp lực  $\alpha'$  ở đỉnh răng hơi lớn hơn góc ăn khớp  $\alpha_\omega$ .

Vì các vết nứt do mỏi uốn và hiện tượng gãy răng bắt đầu ở phần răng bên chịu ứng suất kéo, cho nên ta tính theo ứng suất sinh ra tại đây

Ứng suất danh nghĩa

$$\sigma = \sigma_u - \sigma_n = F_n \cos \alpha' \cdot l / W_u - F_n \sin \alpha' / A, \quad (10-29)$$

trong đó  $W_u = b_\omega s_1^2 / 6$  và  $A = b_\omega s_1$  - mômen cản uốn và diện tích tiết diện nguy hiểm (đáy răng) ;

$b_\omega$  và  $s_1$  - chiều dài và chiều dày răng tại tiết diện nguy hiểm ;  $l$  - cánh tay đòn của lực uốn.

Thay vào công thức (10-29) biểu thức của  $W_u$  và  $A$ , thay  $F_n = F_t / \cos \alpha$  [công thức 10-10], xét đến sự tập trung tải trọng và tải trọng động, ta có

$$\sigma = \frac{F_t}{b_\omega} \left[ \frac{6l \cos \alpha'}{s_1^2 \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{s_1 \cos \alpha} \right] K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \quad (10-30)$$

Chiều dài cánh tay đòn  $l$  và chiều dày răng  $s_1$  có quan hệ tỉ lệ bậc nhất với môđun  $m$

$l = em$  và  $s_1 = gm$ , do đó có thể viết

$$\sigma = \frac{F_t}{b_\omega m} \left[ \frac{6e \cos \alpha'}{g^2 \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{g} \right] K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \quad (10-31)$$

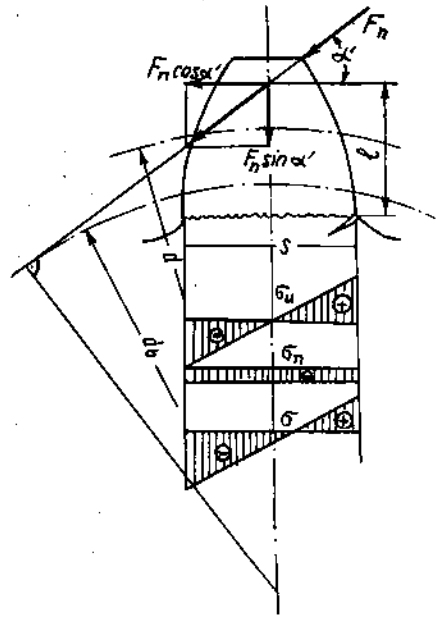
Ứng suất thực lớn nhất  $\sigma_F$  tại tiết diện nguy hiểm

$$\sigma_F = \alpha_\sigma \sigma = \frac{\alpha_\sigma F_t}{b_\omega m} \left( \frac{6e \cos \alpha'}{g^2 \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{g} \right) K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \quad (10-32)$$

Đặt

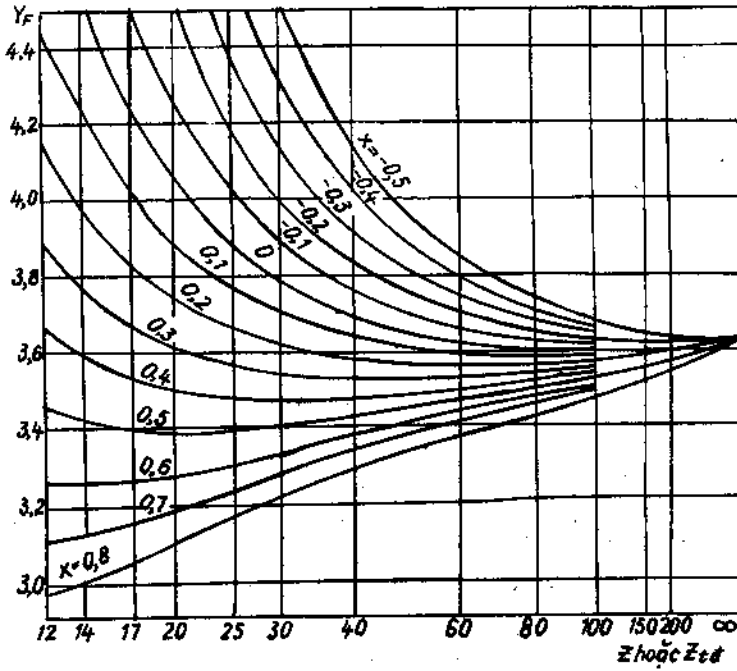
$$Y_F = \alpha_\sigma \left( \frac{6e \cos \alpha'}{g^2 \cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{g} \right)$$

Trị số  $Y_F$  phụ thuộc hình dạng răng, số răng  $Z$  và hệ số dịch chỉnh  $x$ , nên được gọi là hệ số dạng răng. Có thể xác định hệ số dạng răng  $Y_F$  theo đồ thị trên hình 10-21, tùy theo số



Hình 10-20

răng Z hoặc số răng tương đương  $Z_{td}$  (đối với bộ truyền răng nghiêng) và hệ số dịch chỉnh x. Trường hợp bộ truyền ăn khớp trong có thể lấy gần đúng hệ số dạng răng của bánh lớn 2,  $Y_{F2} = 3,5 - 4$  (trị số  $Y_{F2}$  chính xác hơn có thể tìm trong sổ tay về tính toán bánh răng).



Hình 10-21

Công thức (10-32) có dạng

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_0 m} Y_F, \quad (10-33)$$

Hệ số dạng răng  $Y_F$  có ý nghĩa như ứng suất lớn nhất sinh ra tại tiết diện nguy hiểm của răng có môđun  $m = 1 \text{ mm}$  khi chịu tải trọng riêng  $F_t / b_0 = 1 \text{ N/mm}$ .

Thay  $F_t = 2.T_1 / d_{01}$  theo công thức (10-9), với  $T_1$  - mômen xoắn trên bánh 1, tính bằng N.mm, ta có điều kiện bền uốn :

$$\sigma_F = \frac{2.T_1}{b_0 d_{01} m} Y_F . K_{F\beta} . K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (10-34)$$

với  $[\sigma_F]$  - ứng suất uốn cho phép, MPa ;

$K_{F\beta}$  - hệ số tập trung tải trọng ;

$K_{Fv}$  - hệ số tải trọng động.

Ứng suất uốn  $\sigma_{F1}$  và  $\sigma_{F2}$  sinh ra ở đáy răng bánh 1 và bánh 2 có trị số khác nhau vì các hệ số dạng răng  $Y_{F1}$  và  $Y_{F2}$  của bánh 1 và bánh 2 khác nhau. Ứng suất uốn cho phép  $[\sigma_{F1}]$

và  $[\sigma_{F2}]$  thường cũng khác nhau. Do đó cần kiểm tra độ bền uốn của bánh răng 1 và của bánh răng 2

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2.T_1}{b_\omega d_{\omega 1} m} Y_{F1} . K_{F\beta} . K_{Fv} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{aligned} \right\} \quad (10-35)$$

Để thiết kế bộ truyền bánh răng theo độ bền uốn (dùng cho trường hợp bộ truyền để hở hoặc bộ truyền được bôi có độ rắn bề mặt cao, dạng hỏng chủ yếu là mòn rôi dẫn đến gãy răng) sau khi chọn số răng bánh nhỏ  $Z_1$  và hệ số chiều rộng bánh răng  $\psi_d = b_\omega / d_{\omega 1}$ , từ công thức (10-34) có thể tìm được môđun  $m$

$$m \geq 1,43 \sqrt{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_{F1}}{Z_1^2 \psi_d [\sigma_{F1}]} \text{ mm}} \quad (10-36)$$

Trị số  $m$  tìm được cần quy tròn theo tiêu chuẩn.

Trị số  $\psi_d$  khi độ rắn mặt răng HB < 350 có thể lấy trong khoảng 0,6 – 1,4, nếu bánh răng lắp công xôn  $\psi_d = 0,3 - 0,4$ ; đối với bánh răng có độ rắn HB > 350,  $\psi_d = 0,4 - 0,9$  và  $\psi_d = 0,2 - 0,25$  (nếu bánh răng lắp công xôn).

Trong bộ truyền bánh răng thẳng chiều rộng bánh răng lớn  $b_2 = \psi_d . d_{\omega 1}$ ; chiều rộng bánh răng nhỏ  $b_1$  lấy lớn hơn  $b_2$  một ít:  $b_1 = b_2 + (0,2 - 0,4)m$ , để bù vào sai lệch dọc trục do lắp ghép không chính xác. Các trị số  $b_1$  và  $b_2$  được quy tròn theo tiêu chuẩn.

### 10.4.3. Tính độ bền bánh răng trụ răng nghiêng hoặc răng chữ V

#### 10.4.3.1. Những đặc điểm trong tính toán độ bền bánh răng nghiêng và răng chữ V

**Ăn khớp êm và tải trọng động giảm.** Trong quá trình ăn khớp của bộ truyền bánh răng thẳng, tải trọng được truyền đột ngột từ 2 đôi răng sang 1 đôi răng, hoặc từ 1 đôi sang 2 đôi, gây nên va đập và tiếng ồn nhiều. Trong truyền động bánh răng nghiêng các đôi răng không vào khớp đột ngột (toàn bộ chiều dài răng không cùng vào khớp một lúc) do đó các răng chịu tải và thời tải dần dần, ngoài ra, trong vùng ăn khớp bao giờ cũng có ít nhất hai đôi răng. Vì răng nghiêng ăn khớp êm nên giảm tiếng ồn và tải trọng động.

Các răng nghiêng có thể ăn khớp liên tục (bao giờ cũng có hai đôi răng ăn khớp) ngay cả khi hệ số trùng khớp ngang  $\epsilon_\alpha < 1$  miễn là đảm bảo điều kiện hệ số trùng khớp dọc  $\epsilon_\beta$

$$\epsilon_\beta = b_\omega / p_x = (b_\omega / p_t) \text{tg}\beta = (\beta_\omega / \pi m) \sin\beta > 1,$$

trong đó  $p_x$  – bước dọc. Trong thực tế nên lấy  $\epsilon_\beta \geq 1,1$ .

**Bánh răng nghiêng được thay thế bằng bánh răng thẳng tương đương.** Xét dạng răng trong mặt phẳng pháp  $n - n$ . Mặt phẳng này cắt hình trụ chia theo đường elip. Trong tiết

diện  $n - n$  dạng răng của bánh răng nghiêng gần giống với dạng răng thẳng có môđun  $m$  của bánh răng trụ có bán kính  $r_{td}$  bằng bán kính cong tại điểm E của elip (xem hình 10-22).

Vì elip có bán trục dài  $a = d/2\cos\beta$  và bán trục ngắn  $c = d/2$ , nên bán kính cong của elip tại điểm E

$$r_{td} = a^2/c = d/2\cos^2\beta.$$

Bánh răng trụ răng thẳng có bán kính  $r_{td}$  được gọi là bánh răng tương đương với bánh răng nghiêng (hoặc còn gọi là bánh răng thay thế). Đường kính bánh răng tương đương (đường kính tương đương)

$$d_{td} = 2r_{td} = d/\cos^2\beta. \quad (10-37)$$

Số răng của bánh răng tương đương (số răng tương đương)

$$Z_{td} = d_{td}/m = d/m\cos^2\beta.$$

Chú ý là  $d = m_t Z$  và  $m = m_t \cos\beta$ , ta có

$$Z_{td} = m_t Z / m_t \cos^3\beta = Z/\cos^3\beta. \quad (10-38)$$

Khi tăng góc  $\beta$ , các trị số  $d_{td}$  tăng lên, do đó làm tăng khả năng tải của bộ truyền bánh răng nghiêng.

*Tải trọng riêng trên răng nghiêng nhỏ hơn trên răng thẳng*

Gọi  $l_H$  là tổng chiều dài tiếp xúc của các đôi răng. Khi hệ số trùng khớp ngang  $\epsilon_\alpha$  là một số nguyên thì

$$l_H = (b_w / \cos\beta)\epsilon_\alpha$$

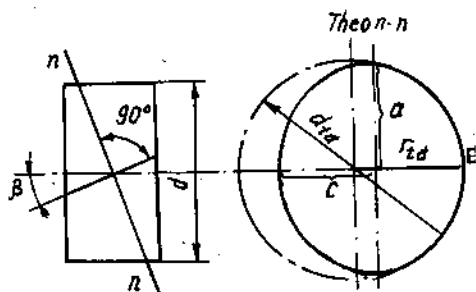
và  $l_H$  không thay đổi khi các đường tiếp xúc di động. Đó là vì chiều dài tiếp xúc của đôi răng đang ra khớp giảm đi bao nhiêu, thì chiều dài tiếp xúc của đôi răng đang vào khớp tăng lên bấy nhiêu. Tổng chiều dài tiếp xúc  $l_H$  cũng sẽ không thay đổi khi hệ số trùng khớp dọc  $\epsilon_\beta$  là số nguyên, mặc dầu  $\epsilon_\alpha$  có thể có trị số bất kì.

Nếu các điều kiện trên không được thoả mãn thì khi cặp bánh răng làm việc,  $l_H$  sẽ thay đổi theo chu kì. Trị số của  $l_H$  được tính theo công thức

$$l_H = K_e b_w / \cos\beta \quad (10-39)$$

trong đó  $K_e$  là hệ số thay đổi, đối với bánh răng nghiêng  $K_e$  thường trong khoảng 0,9-1, còn đối với bánh răng chữ V thì  $K_e \approx 0,97 - 1$ .

Vì trong bộ truyền bánh răng nghiêng tổng chiều dài tiếp xúc  $l_H$  khá lớn cho nên tải trọng riêng nhỏ hơn so với bộ truyền răng thẳng.

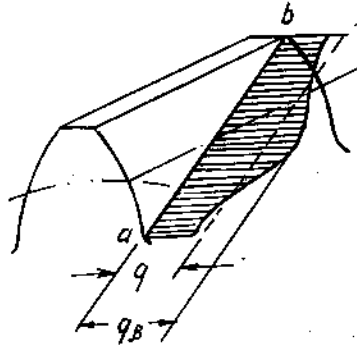


Hình 10-22

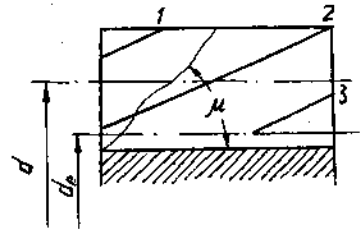
### Đường tiếp xúc nằm chệch trên mặt răng

Khi đôi răng nghiêng ăn khớp với nhau, đường tiếp xúc sẽ nằm chệch như trên hình 10-23. Tại vùng tâm ăn khớp (vùng đường trung bình của răng) độ cứng tổng cộng của đôi răng lớn nhất, còn tại các điểm a và b (hình 10-23) độ cứng nhỏ hơn. Do đó có sự tập trung tải trọng tại vùng tâm ăn khớp, ngay cả khi không có nguyên nhân khác gây tập trung tải trọng như đã nêu trong mục 10.2.2.

Hình 10-23 trình bày sự phân bố tải trọng trên đường tiếp xúc của răng nghiêng,  $q_B$  – tải trọng riêng lớn nhất,  $q$  – tải trọng riêng trung bình.



Hình 10-23



Hình 10-24

Mặt khác, vì đường tiếp xúc nằm chệch trên mặt răng nên tiết diện nguy hiểm về uốn không phải là tiết diện đáy răng mà là tiết diện xiên, tạo thành với tiết diện đáy răng một góc  $\mu < 90^\circ$  (hình 10-24).

#### 10.4.3.2. Tính răng nghiêng theo độ bền tiếp xúc

Tính bộ truyền bánh răng trụ, răng nghiêng hoặc răng chữ V theo độ bền tiếp xúc cũng xuất phát từ điều kiện bền (10-18), ứng suất tiếp xúc lớn nhất  $\sigma_H$  không được vượt quá trị số cho phép  $[\sigma_H]$ . Tính toán được tiến hành như đối với bánh răng thẳng, có xét đến các đặc điểm của bộ truyền bánh răng nghiêng. Tương tự như công thức (10-25) dùng cho bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng trụ, răng nghiêng hoặc răng chữ V có dạng :

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{\omega 1}} \sqrt{\frac{2 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u \pm 1)}{b_{\omega} u}} \leq [\sigma_H] \quad (10-40)$$

trong đó  $Z_M$  – hệ số xét đến cơ tính của vật liệu, tính theo công thức (10-19), nếu các bánh răng bằng thép thì  $Z_M = 275(\text{MPa})^{1/2}$  ;

$Z_H$  – hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc, tính theo công thức

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta / \sin 2\alpha_{\text{to}}} \quad (10-41)$$

$\alpha_{\text{to}}$  – góc ăn khớp trong mặt mút bánh răng nghiêng, đối với bộ truyền không dịch chỉnh  $\alpha_{\text{to}} = \alpha_t$  ;  $\alpha_t$  tính theo công thức (10-4).

$Z_\epsilon$  – hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc, đối với bánh răng nghiêng hoặc chữ V

$$Z_\epsilon = \sqrt{1/\epsilon_\alpha} \quad (10-42)$$



$T_1$  – mômen xoắn trên bánh dẫn 1, tính bằng N.mm ;

$K_{Hv}$  – hệ số tải trọng động, tính theo công thức (10-12) ;

$K_{H\alpha}$  – hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng, tra theo đồ thị trên hình 10-11 ;

$K_{H\beta}$  – hệ số tập trung tải trọng, tra theo đồ thị trên hình 10-14. Dấu trừ trong công thức (10-40) dùng cho bộ truyền ăn khớp trong.

Để thiết kế bộ truyền bánh răng trụ, răng nghiêng hoặc răng chữ V bằng thép, góc ăn khớp  $\alpha_{\omega} = \alpha = 20^\circ$ , công thức xác định đường kính  $d_{\omega 1}$  có dạng

$$d_{\omega 1} = 68 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \text{ mm}, \quad (10-43)$$

$\psi_d = b_{\omega} / d_{\omega 1}$  – hệ số chiều rộng bánh răng.

Công thức xác định khoảng cách trục  $a_{\omega}$  của bộ truyền bánh răng trụ, răng nghiêng hoặc răng chữ V

$$a_{\omega} = 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{\psi_a [\sigma_H]^2 u^2}} \text{ mm}, \quad (10-44)$$

trong đó :  $T_2$  – mômen xoắn trên bánh bị dẫn 2, N.mm ;

$\psi_a = b_{\omega} / a_{\omega}$  – hệ số chiều rộng bánh răng.

Chọn các trị số  $\psi_a$ ,  $\psi_d$  và môđun  $m$  như hướng dẫn trong mục 10.4.1. Số răng bánh nhỏ và bánh lớn :

$$Z_1 = d_{\omega 1} \cos \beta / m ; \quad Z_2 = u Z_1$$

### 10.4.3.3. Tính răng nghiêng theo độ bền uốn

Tính toán độ bền uốn của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng hoặc răng chữ V cũng tiến hành tương tự như đối với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, có xét đến các đặc điểm của răng nghiêng. Tổng chiều dài tiếp xúc của bộ truyền răng nghiêng lớn hơn so với răng thẳng, ứng suất uốn sinh ra trong tiết diện nguy hiểm là tiết diện xiên có trị số nhỏ hơn so với răng thẳng. Do đó công thức tính ứng suất uốn trong răng nghiêng, được suy từ công thức (10-34) của răng thẳng, có chú ý đến những đặc điểm này, được viết như sau :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2 T_1 Y_e Y_{\beta} Y_{F1}}{b_{\omega} d_{\omega 1} m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} (Y_{F2} / Y_{F1}) \leq [\sigma_{F2}] \end{aligned} \right\} \quad (10-45)$$

trong đó :  $T_1$  – mômen xoắn trên bánh dẫn 1, N.mm ;  $m$  – môđun pháp, mm ;  
 $Y_e = 1 / \epsilon_{\alpha}$  ;  $\epsilon_{\alpha}$  – hệ số trùng khớp ngang, trường hợp  $x_1 \pm x_2 = 0$  có thể tính gần

đúng  $\varepsilon_\alpha$  theo công thức (10-6) ;  $Y_\beta = 1 - (\beta^0 / 140)$  - hệ số xét đến ảnh hưởng góc nghiêng của răng ;  $Y_{F1}$ ,  $Y_{F2}$  - hệ số dạng răng, phụ thuộc số răng tương đương  $Z_{td1}$ ,  $Z_{td2}$  và hệ số dịch chỉnh, tra theo đồ thị (10-21) ;

$K_{F\alpha}$  - hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng, tra theo đồ thị trên hình 10-11 hoặc tính gần đúng theo công thức (10-11) ;  $K_{F\beta}$  - hệ số tập trung tải trọng, tra theo đồ thị trên hình 10-14 ;  $K_{Fv}$  - hệ số tải trọng động, tính theo công thức (10-13).

Số răng tương đương tính theo công thức :

$$Z_{td1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} ; \quad Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta}$$

Công thức xác định môđun pháp  $m$  của bộ truyền bánh răng nghiêng theo điều kiện bền uốn :

$$m \geq 1,123 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{Z_{td1}^2 \psi_d [\sigma_F]}} \text{ mm,} \quad (10-46)$$

trong đó :  $Y_F / [\sigma_F]$  có thể là  $Y_{F1} / [\sigma_{F1}]$  hoặc  $Y_{F2} / [\sigma_{F2}]$ , lấy trị số nào lớn hơn.

Trị số môđun pháp  $m$  được quy tròn theo tiêu chuẩn.

#### 10.4.4. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải

Trường hợp bộ truyền bánh răng khi làm việc bị quá tải đột ngột trong thời gian ngắn, cần tiến hành kiểm nghiệm độ bền bề mặt răng và độ bền uốn của răng khi chịu tải trọng đột ngột  $T_{1max}$  này.

Để tránh biến dạng dư bề mặt hoặc bề mặt bị phá hỏng vì gòn cần bảo đảm điều kiện :

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{1max} / T_1} \leq [\sigma_H]_{max}, \quad (10-47)$$

trong đó  $\sigma_H$  tính theo công thức (10-25) hoặc (10-40) ;  $T_1$  - mômen xoắn tác dụng lên bánh 1, N.mm ;  $T_{1max}$  - mômen xoắn quá tải, tác dụng lên bánh 1, N.mm ;  $[\sigma_H]_{max}$  - ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải. Kiểm nghiệm đối với bánh răng có  $[\sigma_H]_{max}$  nhỏ hơn.

Để tránh gãy răng vì gòn hoặc biến dạng dư do uốn cần đảm bảo điều kiện

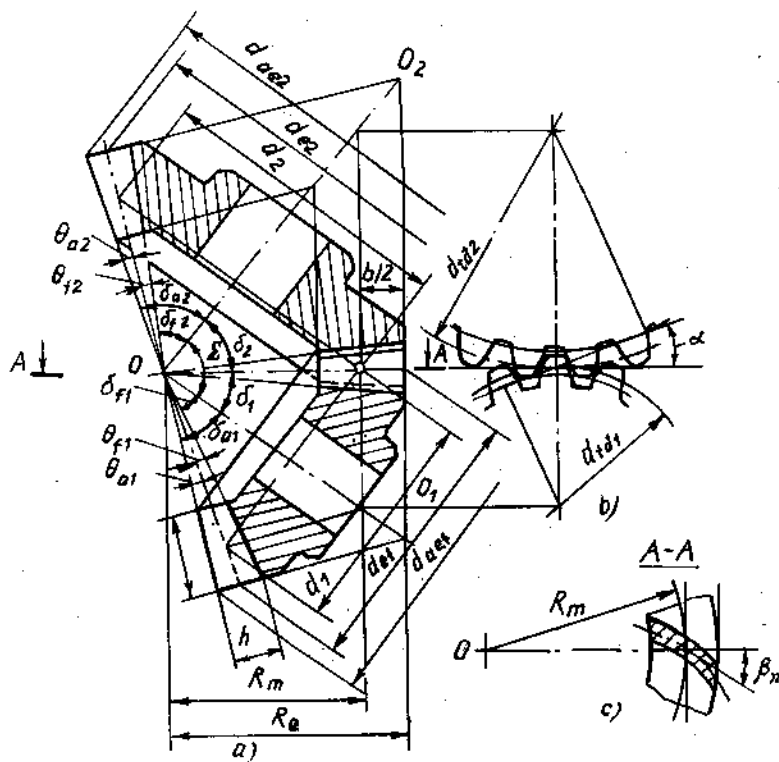
$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F (T_{1max} / T_1) \leq [\sigma_F]_{max}, \quad (10-48)$$

trong đó  $\sigma_F$  xác định theo công thức (10-35) hoặc (10-45) ;  $[\sigma_F]_{max}$  - ứng suất uốn cho phép khi quá tải. Kiểm nghiệm đối với bánh 1 và bánh 2.

## 10.5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN

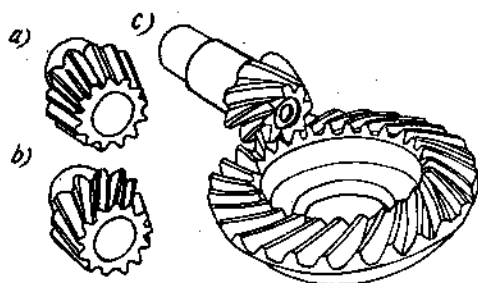
### 10.5.1. Khái niệm chung

Bánh răng côn dùng để truyền động giữa các trục cắt nhau dưới một góc  $\Sigma$  nào đó, thường là góc vuông. Ít dùng truyền động bánh răng côn có trục không vuông góc vì công nghệ chế tạo và lắp ghép phức tạp. Dưới đây chỉ trình bày bộ truyền bánh răng côn có trục vuông góc  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  (hình 10-25). So với truyền động bánh răng trụ, truyền động bánh răng côn có kích thước và khối lượng lớn hơn, chế tạo phức tạp hơn và lắp ghép đòi hỏi khá chính xác theo phương dọc trục. Tuy nhiên truyền động bánh răng côn vẫn được dùng nhiều trong các máy và khí cụ, vì điều kiện bố trí cơ cấu đòi hỏi phải sử dụng bộ truyền có các trục cắt nhau.



Hình 10-25

Truyền động bánh răng côn có các loại răng thẳng (hình 10-26a), răng nghiêng (hình 10-26b), răng cung tròn (hình 10-26c) hoặc răng cong, dùng nhiều hơn cả là răng thẳng và răng cung tròn. Sở dĩ ít dùng bánh răng côn răng nghiêng vì chúng rất nhạy với những sai số chế tạo và lắp ghép. Truyền động bánh răng côn răng không thẳng (nghiêng, cung tròn hoặc cong) có khả năng tải cao hơn bánh răng côn



Hình 10-26

răng thẳng, tải trọng động do sai số ăn khớp và tiếng ồn cũng ít hơn. Do đó vận tốc vòng giới hạn của bộ truyền bánh răng côn răng không thẳng cao hơn so với bánh răng côn răng thẳng (bảng 10-1).

### 10.5.2. Các thông số hình học chủ yếu

Trong bộ truyền bánh răng côn, mặt côn lăn và mặt côn chia thường trùng nhau vì hầu như không dùng dịch chỉnh góc (phải giữ nguyên góc giữa hai trục nên rất khó thực hiện dịch chỉnh góc).

Các góc côn chia được kí hiệu là  $\delta_1$  đối với bánh côn dẫn 1 và  $\delta_2$  đối với bánh côn bị dẫn 2 (hình 10-25). Nếu cắt bánh răng côn bởi một mặt côn phụ, có trục trùng với trục bánh răng côn, còn đường sinh thì vuông góc với đường sinh của mặt côn chia của bánh răng côn (hình 10-25), ta sẽ được dạng răng gần giống dạng răng bánh răng trụ có bán kính vòng chia bằng chiều dài đường sinh mặt côn phụ. Bánh răng trụ này được gọi là bánh răng tương đương với bánh răng côn. Cần phân biệt các mặt côn phụ ngoài, trong, trung bình v.v...

Vành răng bánh côn được giới hạn bởi các mặt cắt do hai mặt côn phụ trong và ngoài tạo nên, các mặt cắt này được gọi là mặt mút bé và mặt mút lớn của bánh răng côn. Khoảng cách giữa hai mặt mút bé và lớn, đo theo đường sinh mặt côn chia gọi là chiều rộng vành răng và kí hiệu là  $b$  (hình 10-25). Môđun và kích thước của răng bánh côn thường cho trên mặt mút lớn (mặt côn phụ ngoài) để đo được thuận tiện.

Dưới đây trình bày các quan hệ hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng côn răng thẳng và răng cung tròn có góc giữa hai trục

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

Góc mặt côn chia (mặt côn lăn)  $\delta_1$  của bánh nhỏ và  $\delta_2$  của bánh lớn xác định theo công thức :

$$\delta_1 = \arctg(Z_1/Z_2) = \arctg(1/u)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

Vòng tròn giao tuyến của mặt côn chia với mặt côn phụ được gọi là vòng tròn chia, tương ứng với các mặt côn phụ ngoài và trung bình ta có các vòng tròn chia ngoài  $d_e$  và vòng tròn chia trung bình  $d$ .

Các bước răng đo trên các vòng tròn  $d_e$  và  $d$  được gọi là các bước vòng ngoài  $p_{te}$  và bước vòng trung bình  $p_t$ , và tỉ số giữa chúng với số  $\pi$  được gọi là môđun vòng ngoài  $m_{te}$  (hoặc  $m_e$  đối với răng thẳng) và môđun vòng trung bình  $m$ .

Tỉ số truyền

$$u = \omega_1/\omega_2 = d_{e2}/d_{e1} = Z_2/Z_1.$$

Bộ truyền bánh côn răng thẳng

Đường kính vòng chia ngoài

$$d_{e1} = m_e Z_1 ; d_{e2} = m_e Z_2 ;$$

(10-49)

Đường kính vòng chia trung bình

$$d_1 = mZ_1 ; d_2 = mZ_2$$

với  $m_e$ ,  $m$  – môđun vòng ngoài và môđun vòng trung bình.

Môđun vòng ngoài  $m_e$  thường được quy tròn theo tiêu chuẩn.

Thông số kích thước quan trọng nhất của bộ truyền bánh răng côn là chiều dài côn ngoài (hình 10-25)

$$R_e = d_{e1}/2 \sin \delta_1 = d_{e2}/2 \sin \delta_2 = 0,5m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}, \quad (10-50)$$

có ý nghĩa tương tự như khoảng cách trục  $a_w$  của bộ truyền bánh răng trụ.

Chiều rộng vành răng  $b$  nên lấy  $b \leq 0,3R_e$  hoặc  $b \leq 10m_e$ . Hệ số  $K_{be} = b/R_e$  gọi là hệ số chiều rộng vành răng.

Thường người ta dùng mặt côn phụ đi qua mặt cắt trung bình (theo chiều dài răng) để tính toán, *chiều dài côn trung bình*  $R$  xác định theo công thức :

$$R = R_e - 0,5b = 0,5m \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} \quad (10-51)$$

Môđun vòng trung bình

$$m = m_e \cdot R/R_e$$

hoặc

$$m = d_1/Z_1 = d_2/Z_2$$

trong đó

$$d_1 = 2R \sin \delta_1$$

$$d_2 = 2R \sin \delta_2$$

Bộ truyền bánh răng côn thường được dịch chỉnh đều (hệ số dịch chỉnh  $x_2 = -x_1$ ), để nâng cao độ bền uốn của răng bánh côn nhỏ ( $x_1 > 0$ ). Trong trường hợp này chiều cao đầu răng và chân răng (đo trên mặt côn phụ ngoài).

$$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)m_e ;$$

$$h_{ae2} = (h_a^* - x_1)m_e ;$$

$$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_1)m_e ;$$

$$h_{fe2} = (h_a^* + c^* + x_1)m_e.$$

Tiêu chuẩn quy định  $h_a^* = 1$  ;  $c^* = 0,25$

Theo hình 10-25, góc côn đỉnh răng  $\delta_{ai}$  và góc côn chân răng  $\delta_{fi}$

$$\delta_{ai} = \delta_i + \theta_{ai} ; \quad \delta_{fi} = \delta_i - \theta_{fi} ,$$

$\theta_{ai}$  và  $\theta_{fi}$  – góc đầu răng và góc chân răng ;

$$\theta_{f1} = \arctg(h_{fe1}/R_e) ; \theta_{f2} = \arctg(h_{fe2}/R_e).$$

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} ; \theta_{a2} = \theta_{f1}.$$

Đường kính vòng chia của bánh răng tương đương với bánh răng côn (hình 10-25)

$$d_{td1} = d_1 / \cos \delta_1 ; d_{td2} = d_2 / \cos \delta_2 \quad (10-52)$$

Với cùng giá trị môđun  $m$  của bánh răng trụ tương đương với bánh răng côn (tại mặt cắt trung bình) ta có số răng tương đương của bánh răng tương đương

$$Z_{td1} = Z_1 / \cos \delta_1 ; Z_{td2} = Z_2 / \cos \delta_2, \quad (10-53)$$

trong đó  $Z_1, Z_2$  - số răng bánh răng côn.

Các trị số tương ứng về số răng tối thiểu  $Z_{1min}$  của bánh răng nhỏ và  $Z_{2min}$  của bánh răng lớn trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng có trục vuông góc

$Z_{1min} \dots$	12	13	14	15	16	17
$Z_{2min} \dots$	30	26	20	19	18	17

Số răng tối thiểu  $Z_{1min}$  để tránh cắt chân răng phụ thuộc tỉ số truyền  $u$

$u \dots$	1	1,19	1,42	2	3	6
$Z_{1min} \dots$	12	13	14	15	16	17

#### Bộ truyền bánh răng côn răng cung tròn

Cạnh răng của bánh côn răng cung tròn có dạng cung của một vòng tròn. Góc nghiêng của răng cung tròn thay đổi, góc nghiêng trung bình  $\beta_n$  xác định tại vị trí giữa vành răng được dùng trong tính toán (hình 10-25b). Góc nghiêng càng lớn bộ truyền làm việc càng êm. Góc nghiêng  $\beta_n$  trong khoảng  $29 - 40^\circ$ , nên lấy  $\beta_n = 35^\circ$ .

Trong bộ truyền bánh côn răng nghiêng môđun pháp trung bình  $m_n$  hoặc môđun mút ngoài  $m_{te}$  được tiêu chuẩn hoá, tuy nhiên, cũng có thể lấy môđun không theo trị số tiêu chuẩn. Quan hệ giữa môđun pháp trung bình  $m_n$ , môđun vòng trung bình  $m$  và môđun vòng ngoài  $m_{te}$

$$m_n = m \cos \beta_n = (m_{te} \cdot R / R_e) \cos \beta_n = m_{te} (1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_n$$

Đường kính vòng chia ngoài, chiều dài côn ngoài và chiều dài côn trung bình được định theo các hệ thức

$$\left. \begin{aligned} d_{e1} &= m_{te} Z_1 ; d_{e2} = m_{te} Z_2 ; \\ R_e &= 0,5 m_{te} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} \\ R &= R_e - 0,5b = 0,5 m_n \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} / \cos \beta_n \end{aligned} \right\} \quad (10-54)$$

#### Chiều rộng vành răng

$$b \leq K_{be} R_e ; b \leq 10 m_{te}$$

Hệ số chiều rộng vành răng  $K_{be}$  đối với răng thẳng hoặc răng cung tròn có thể lấy

$$K_{be} = b / R_e = 2 / [(u / K_m) + K_m] \leq 0,3.$$

Hệ số  $K_m = 0,6$  khi bánh nhỏ lắp công xôn,  $K_m = 0,8$  khi bánh nhỏ lắp trên 2 ổ ở hai phía sát với vành răng. Đường kính vòng chia trung bình

$$d_1 = m_n Z_1 / \cos \beta_n$$

$$d_2 = m_n Z_2 / \cos \beta_n$$

Chiều cao đầu răng  $h_{a1}$  và chiều cao chân răng  $h_{f1}$  tại tiết diện trung bình (trường hợp dịch chỉnh đều  $x_{n1} = -x_{n2}$ )

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) m_n ; h_{a2} = (h_a^* - x_{n1}) m_n ;$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1}) m_n ; h_{f2} = (h_a^* + c^* + x_{n1}) m_n ,$$

$$h_a^* = 1 ; c^* = 0,25 \text{ (theo tiêu chuẩn).}$$

Góc chân răng

$$\theta_{f1} = \arctg(h_{f1} / R) ; \theta_{f2} = \arctg(h_{f2} / R).$$

Góc đầu răng

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} ; \theta_{a2} = \theta_{f1}$$

Trong mặt cắt pháp profin răng cung tròn gần giống profin răng thẳng có số răng tương đương

$$Z_{td1} = Z_1 / \cos \delta_1 \cos^3 \beta_n ; Z_{td2} = Z_2 / \cos \delta_2 \cos^3 \beta_n . \quad (10-55)$$

Tỉ số truyền của bộ truyền tương đương (trường hợp  $\Sigma = 90^\circ$ )

$$u_{td} = Z_{td2} / Z_{td1} = Z_2 \cos \delta_1 / Z_1 \cos \delta_2 = u^2 . \quad (10-56)$$

Số răng tối thiểu  $Z_{1min}$  chọn theo bảng 10-5

**Bảng 10-5**

**SỐ RĂNG TỐI THIỂU  $Z_{1min}$  CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN**

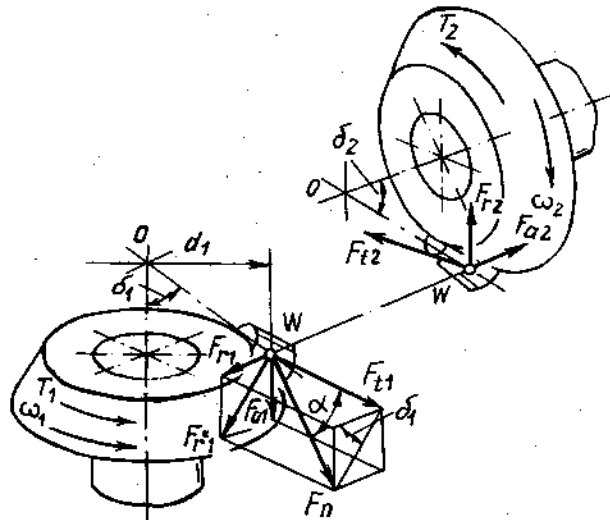
u	$\beta_n$	$Z_{1min}$
1	-	17
1,6	0 - 25°	15
	30 - 40°	14
2	0 - 15°	13
	20 - 25°	12
	30 - 40°	11
≥ 3,5	0 - 15°	12
	20 - 25°	10
	30 - 40°	8

Đối với các bộ truyền có vận tốc cao nên lấy  $Z_1 \geq 23 - 25$ .

### 10.5.3. Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng côn

Trong bộ truyền bánh răng côn, lực  $F_n$  tác dụng vuông góc với mặt răng được chia làm ba thành phần: lực vòng  $F_t$ , lực hướng tâm  $F_r$  và lực dọc trục  $F_a$ . Trên hình 10-27 trình bày lực tác dụng lên bánh dẫn 1 và bánh bị dẫn 2 của bộ truyền bánh răng thẳng. Lực  $F_n$  được coi như có điểm đặt trên vòng tròn chia trung bình, đường kính  $d$ .

Trong tính toán bỏ qua lực ma sát. Lực  $F_n$  được chia thành  $F_t$  và  $F_r^*$ , lực  $F_r^*$  lại chia ra  $F_r$  và  $F_a$ :



Hình 10-27

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T/d; F_n = F_t / \cos \alpha; F_r^* = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ F_r &= F_r^* \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \\ F_a &= F_r^* \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \end{aligned} \right\} \quad (10-57)$$

Chú ý rằng chiều các lực trên bánh 1 và bánh 2 ngược nhau và ta có

$$F_{a1} = F_{r2} \text{ và } F_{r1} = F_{a2}$$

Trong bộ truyền bánh răng cung tròn

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2T/d; \\ F_{r1} &= \frac{F_t}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_1 \mp \sin \beta_n \sin \delta_1) \\ F_{a1} &= \frac{F_t}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cos \delta_1) \end{aligned} \right\} \quad (10-58)$$

Trong công thức trên, dấu phía trên dùng trong trường hợp chiều quay bánh nhỏ cùng chiều với chiều nghiêng của răng (từ đỉnh côn nhìn vào bánh răng), dấu phía dưới dùng cho trường hợp ngược lại.

Khi thiết kế bộ truyền bánh răng côn cung tròn cần chú ý sao cho lực dọc trục hướng về phía đáy côn của bánh nhỏ. Nếu bánh nhỏ là bánh dẫn thì chiều quay (từ đỉnh côn nhìn vào)



của bánh này phải cùng chiều với chiều nghiêng của răng. Nếu bánh nhỏ là bánh bị dẫn (trong bộ truyền tăng tốc) thì chiều quay và chiều nghiêng của răng phải ngược nhau.

#### 10.5.4. Tính toán độ bền bộ truyền bánh răng côn

Bộ truyền bánh răng côn cũng được tính toán theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn để tránh các dạng hỏng bề mặt và thể tích như đối với bộ truyền bánh răng trụ. Thực nghiệm cho thấy bộ truyền bánh răng côn chỉ có thể truyền được tải trọng bằng 0,85 tải trọng cho phép của bộ truyền bánh răng trụ tương đương (vì chịu ảnh hưởng nhiều của sai số trong chế tạo và lắp ghép).

Để tính toán độ bền, như trên đã nói, bánh răng côn được thay thế bằng bánh răng trụ tương đương. Do đó cách tính toán giống như đối với bộ truyền bánh răng trụ trình bày ở trên.

##### 10.5.4.1. Tính theo độ bền tiếp xúc

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, bán kính cong tương đương được xác định theo đường kính bánh răng trụ tương đương [công thức (10-52)]

$$1/\rho = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = (2/d_1 \sin \alpha)(\cos \delta_1 + \cos \delta_2/u).$$

Chú ý rằng  $u = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2$ , ta có :

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}}$$

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}}$$

Thay vào công thức tính  $\rho$  và biến đổi, ta được

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

trong đó  $d_1$  – đường kính trung bình của bánh răng nhỏ.

Tải trọng riêng được tính toán tương tự như đối với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

Trường hợp bộ truyền bánh răng côn răng không thẳng (răng nghiêng, răng cung tròn hoặc răng cong), tính toán được tiến hành như đối với bộ truyền bánh răng trụ tương đương có số răng tương đương  $Z_{1td}$  và  $Z_{2td}$ , tính theo công thức (10-55), làm việc với tỉ số truyền tương đương  $u_{td} = u^2$  [công thức (10-56)].

Công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng côn răng thẳng.

$$\sigma_H = \frac{Z_H Z_M}{d_1} \sqrt{\frac{2 T_1 \sqrt{u^2 + 1} K_{H\beta} K_{Hv}}{0,85 b u}} \leq [\sigma_H] ; \quad (10-59)$$

của bộ truyền bánh răng côn răng không thẳng

$$\sigma_H = \frac{Z_H Z_M Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2 T_1 \sqrt{u^2 + 1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{0,85 b u}} \leq [\sigma_H] \quad (10-60)$$

Các hệ số  $Z_H$ ,  $Z_M$  và  $Z_\epsilon$  đối với bánh răng thép

$$Z_M = 275(\text{MPa})^{1/2}; \quad Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_n}{\sin 2\alpha_{tw}}}, \text{ với } x_{n1} + x_{n2} = 0;$$

$$a_{tw} = \alpha = 20^\circ \quad Z_H = 1,76 \sqrt{\cos \beta_n}, \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$$

Hệ số trùng khớp  $\epsilon_\alpha$  tính theo công thức

$$\epsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2)] \cos \beta_n.$$

Các hệ số:  $K_{H\alpha}$  - tra theo đồ thị trên hình 10-11a;  $K_{H\beta}$  tra theo đồ thị trên hình 10-15,  $K_{Hv}$  tính theo các công thức (10-12) và (10-16).

Khi thiết kế bộ truyền bánh răng côn bằng thép, đường kính vòng chia trung bình  $d_1$  của bánh côn răng thẳng xác định theo công thức

$$d_1 = 77 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (10-61)$$

Đường kính vòng chia trung bình  $d_1$  của bộ truyền bánh côn răng không thẳng

$$d_1 = 68 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad (10-62)$$

Trong các công thức trên  $\psi_d = b/d_1$ , nên lấy  $\psi_d = 0,3 - 0,6$  và phải bảo đảm điều kiện  $b \leq 10m_{te}$  và  $K_{be} = b/R_e \leq 0,3$ . Đối với bộ truyền có độ rắn cao ( $HB > 350$ ) nên lấy  $\psi_d$  có trị số nhỏ.

#### 10.5.4.2. Tính theo độ bền uốn

Tính toán tương tự như đối với bộ truyền bánh răng trụ.

Đối với bộ truyền bánh răng thẳng, ta có công thức kiểm nghiệm

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= 2 T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} / 0,85 b d_1 m \leq [\sigma_{F1}]; \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} (Y_{F2} / Y_{F1}) \leq [\sigma_{F2}]. \end{aligned} \right\} \quad (10-63)$$

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng không thẳng:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= 2 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_\beta Y_{F1} / 0,85 b d_1 m_n \epsilon_\alpha \leq [\sigma_{F1}], \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} (Y_{F2} / Y_{F1}) \leq [\sigma_{F2}]. \end{aligned} \right\} \quad (10-64)$$

trong đó  $K_{F\alpha}$  tra theo đồ thị trên hình 10-11,  $K_{F\beta}$  tra theo đồ thị trên hình 10-15 ;  $K_{Fv}$  tính theo các công thức (10-13) và (10-17) ;  $Y_{\beta} = 1 - \beta_n^0 / 140$  ;  $\epsilon_{\alpha}$  tính theo công thức (10-6),  $m_n$  - môđun pháp trong tiết diện trung bình của bánh răng còn,

Hệ số dạng răng  $Y_{F1}$  và  $Y_{F2}$  tra theo số răng tương đương  $Z_{1d1}$  và  $Z_{1d2}$  [công thức (10-53) đối với răng thẳng và công thức (10-55) đối với răng không thẳng].

### 10.5.4.3. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải

Trường hợp bộ truyền khi làm việc bị quá tải đột ngột trong thời gian ngắn, cần tiến hành kiểm nghiệm độ bền bề mặt răng và độ bền uốn của răng khi chịu tải trọng đột ngột  $T_{1max}$ . Cách tính toán kiểm nghiệm được tiến hành tương tự như đối với bộ truyền bánh răng trụ.

## 10.6. VẬT LIỆU, NHIỆT LUYỆN BÁNH RĂNG VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 10.6.1. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng

Vật liệu làm bánh răng phải thoả mãn các yêu cầu về độ bền bề mặt (tránh tróc rỗ, mài mòn, dính...) và độ bền uốn. Thép nhiệt luyện có thể đáp ứng được các yêu cầu trên, là loại vật liệu chủ yếu để chế tạo bánh răng. Ngoài ra còn dùng gang và vật liệu không kim loại.

*Bánh răng bằng vật liệu không kim loại* (ví dụ như chất dẻo, tectolit) có khối lượng nhỏ, không bị gỉ, làm việc không ồn. Nhưng vì độ bền không cao, kích thước bánh răng sẽ phải tương đối lớn và giá thành chế tạo cao cho nên loại vật liệu này ít được dùng trong các cơ cấu truyền lực.

*Bánh răng bằng gang* rẻ hơn bánh răng thép, được dùng trong các bộ truyền để đỡ đỡ tải nhỏ. Các bánh răng này ít bị dính và có thể làm việc khá tốt trong điều kiện ít bôi trơn, song khả năng chịu va đập kém.

*Bánh răng thép* được dùng phổ biến trong các bộ truyền lực. Để nâng cao khả năng tải của bánh răng thép, người ta dùng các phương pháp nhiệt luyện như : tôi, thấm than, thấm nitơ, thấm xianua, tôi cải thiện (tôi và ram ở nhiệt độ cao) v.v... Nhiệt luyện với chế độ thích hợp, độ rắn của răng tăng lên, làm tăng độ bền bề mặt, đồng thời độ bền uốn, độ bền mòn của răng cũng được nâng lên.

Tuỳ theo độ rắn (hoặc cách nhiệt luyện) có thể chia bánh răng thép ra làm hai nhóm chính :

- Bánh răng có độ rắn  $HB \leq 350$  : bánh răng thường hoá hoặc tôi cải thiện ;
- Bánh răng có độ rắn  $HB > 350$  : bánh răng tôi, thấm than, thấm nitơ hoặc thấm xianua.

*Nhóm bánh răng có độ rắn  $HB \leq 350$*  được cắt gọt chính xác sau nhiệt luyện (vì độ rắn tương đối thấp), không đòi hỏi phải qua các nguyên công tu sửa đất tiền như mài, mài

nghiên... Bánh răng có khả năng chạy mòn tốt. Để tránh dính bề mặt làm việc của răng, nên lấy độ rắn bánh răng nhỏ hơn độ rắn bánh răng lớn khoảng 30 – 50HB và nên chọn mác thép bánh nhỏ khác mác thép bánh lớn. Bánh răng tôi cải thiện thường được dùng trong các bộ truyền chịu tải trọng nhỏ và trung bình. Thép làm bánh răng tôi cải thiện thường là thép cacbon chất lượng tốt như thép C40, C45, C50 Mn (thép Liên Xô 40, 45, 50Г) hoặc thép hợp kim 40Cr, 40CrNi (40X, 40XH).

Bánh răng thường hoá thường chỉ dùng trong các cơ cấu phụ, chịu tải nhỏ, không có yêu cầu chặt chẽ về kích thước. Vật liệu bánh răng thường hoá : thép cacbon trung bình chất lượng thường CT51, CT61 (CT5, CT6) hoặc chất lượng tốt như thép C40, C45, C50 (40, 45, 50).

Nhóm bánh răng có độ rắn  $HB \geq 350$  được cắt gọt trước khi nhiệt luyện. Dùng thép nhiệt luyện có độ rắn cao, khả năng tải của bộ truyền bánh răng tăng lên. Tuy nhiên vì có độ rắn cao nên chế tạo có khó khăn : cần thực hiện các nguyên công tu sửa như mài, mài nghiền v.v... để khắc phục sự cong vênh răng do nhiệt luyện. Khả năng chạy mòn của nhóm bánh răng này rất kém, do đó đòi hỏi phải gia công bánh răng chính xác cao, phải tăng độ cứng trục và ổ.

Trước đây tôi thể tích là phương pháp nhiệt luyện chủ yếu để tăng độ rắn. Tuy nhiên, tôi thể tích làm giảm độ dai của lõi răng (lõi bị giòn) nên độ bền uốn của răng khi chịu tải trọng va đập bị giảm xuống. Do đó hiện nay ít dùng phương pháp tôi thể tích mà dùng các phương pháp nhiệt luyện bề mặt, thấm than, thấm nitơ, thấm xianua. Dùng các phương pháp này độ rắn và độ bền bề mặt tăng lên nhiều, đồng thời độ dai trong lõi vẫn được đảm bảo.

Tôi bằng dòng điện tần số cao được dùng rộng rãi đối với các bánh răng có môđun không dưới 5mm. Vật liệu bánh răng là thép có hàm lượng cacbon trung bình 0,3 – 0,5%. Chiều dày lớp thấm tôi có thể đạt 3 – 4mm, độ rắn bề mặt 45 – 55HRC. Công nghệ tôi bề mặt các bánh răng có môđun dưới 5mm khá phức tạp, còn các bánh răng có môđun nhỏ hơn 2,5mm thực tế không tôi bề mặt được. Trong trường hợp này có thể dùng phương pháp thấm than rồi tôi. Bánh răng được làm bằng thép ít cacbon (0,12 – 0,3%C) như thép C15, C20, 15Cr, 20Cr (15, 20, 15X, 20X) v.v... bề mặt được hấp phụ cacbon (thấm than) sau đó tôi. Chiều dày lớp thấm than không quá 2mm, độ rắn bề mặt răng 50 – 62HRC. Những phương pháp nhiệt luyện khác như thấm nitơ, thấm xianua (thấm cacbon và nitơ) tương đối ít dùng. Ngoài ra người ta còn dùng các phương pháp gia công bề mặt răng bằng năng lượng cao như tia la de, plátsma.

Đối với các bánh răng thuộc nhóm độ rắn  $HB > 350$ , thông thường nên chọn độ rắn bánh lớn và bánh nhỏ tương tự như nhau.

Ngoài các loại thép trình bày trên đây, còn dùng thép đúc 35, 45 (35A, 45A) v.v... để chế tạo bánh răng. Thép đúc có độ bền tương đối thấp nên thường chỉ dùng cho các bánh răng có kích thước lớn.

Bảng 10-6 ghi một số mác thép (Liên Xô) được dùng để chế tạo bánh răng, cách nhiệt luyện và giới hạn bền uốn  $\sigma_{Flim}^0$  (trị số gần đúng).

MỘT SỐ MÁC THÉP (LIÊN XÔ) CHẾ TẠO BÁNH RĂNG VÀ GIỚI HẠN BỀN UỐN

Nhiệt luyện	Độ rắn của răng		Mác thép	Giới hạn bền uốn $\sigma_{Hlim}^0$ , MPa
	Bề mặt	Lõi		
Thường hoá Tôi cải thiện	180 – 230HB 190 – 280HB		Thép cacbon và thép hợp kim (40, 45, 50, 40X, 40XH, 45X, 35XM v.v...)	1,8HB
Tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao	45 – 55HRC	250 – 300HB		550
Tôi thể tích	45 – 55HRC		Thép hợp kim (40X, 40XH v.v...)	550
Thấm nitơ	550 – 750HV	24 – 40HRC	Thép hợp kim (38XМГA, 40X, 40XΦA v.v...)	300 + 1,2HRC lõi
Thấm than	56 – 62HRC	30 – 45HRC	Thép hợp kim (18XГТ, 20X, 25XГТ, 12XH3A v.v...)	800

10.6.2. Ứng suất tiếp xúc cho phép

Ứng suất cho phép khi tính theo độ bền môi tiếp xúc  $[\sigma_H]$  được xác định theo công thức

$$[\sigma_H] = (\sigma_{Hlim}/S_H)Z_R Z_V K_L K_{xH} \tag{10-65}$$

trong đó  $\sigma_{Hlim}$  – giới hạn bền môi tiếp xúc của mặt răng ;

$S_H$  – hệ số an toàn, lấy bằng 1,2 đối với răng có bề mặt được tăng bền (hoá nhiệt luyện v.v...), 1,1 đối với răng không được tăng bền bề mặt, trường hợp bánh răng hỏng gây hậu quả nghiêm trọng có thể lấy  $S_H = 1,35$  hoặc 1,25 ;  $Z_R = 0,95$  ;  $Z_V = 1,1$  ;  $K_L = 1$  – các hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt, vận tốc vòng, bôi trơn ;

$K_{xH}$  – hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng, lấy bằng 1 khi  $d_a \leq 700\text{mm}$  và 0,9 khi  $d_a = 2500\text{mm}$ .

Trong các tính toán sơ bộ có thể lấy  $Z_R Z_V K_L K_{xH} = 1$ . Hệ số an toàn  $S_H$  lấy tương đối nhỏ vì sau khi bề mặt răng xuất hiện dấu hiệu tróc rỗ bộ truyền vẫn có thể tiếp tục làm việc một thời gian dài.

Giới hạn bền môi tiếp xúc của bề mặt răng  $\sigma_{Hlim}^0$  ứng với số chu kỳ cơ sở  $N_{HO}$ , được xác định bằng thực nghiệm. Bảng 10-7 cho các giới hạn bền môi  $\sigma_{Hlim}^0$  của bánh răng bằng thép.

Bảng 10-7

GIỚI HẠN BỀN MỎI TIẾP XÚC  $\sigma_{Hlim}^0$  CỦA BÁNH RĂNG THÉP

Phương pháp nhiệt luyện	$\sigma_{Hlim}^0$ , MPa
Không hoá nhiệt luyện bề mặt, HB < 350	2HB + 70
Tôi thể tích (38 – 50HRC)	18HRC + 150
Tôi bề mặt (40 – 50HRC)	17HRC + 200
Thấm than hoặc thấm xianua (HRC > 56)	23HRC
Thấm nitơ (550 – 750HV)	1050

Giới hạn bền mỏi tiếp xúc  $\sigma_{Hlim}$  ứng với số chu kỳ chịu tải  $N_{HE}$  được tính theo công thức

$$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlim}^0 K_{HL} \quad (10-66)$$

với  $K_{HL}$  – hệ số ảnh hưởng của số chu kỳ làm việc (hệ số tuổi thọ)

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N_{HE}} \quad (10-67)$$

Nếu  $N_{HE} \geq N_{HO}$  thì lấy  $K_{HL} = 1$ . Nếu  $N_{HE} \leq N_{min}$  lấy  $N_{HE} = N_{min}$ . Các trị số  $N_{HO}$  và  $N_{min}$  của bánh răng bằng thép tra trong bảng 10-8 hoặc tính theo công thức  $N_{HO} = 30HB^{2,4}$  (trường hợp HB < 350).

Bảng 10-8

CÁC TRỊ SỐ  $N_{HO}$  VÀ  $N_{min}$  CỦA BÁNH RĂNG THÉP

Độ rắn bề mặt răng		Số chu kỳ cơ sở $N_{HO} \cdot 10^{-6}$	$N_{min} \cdot 10^{-6}$
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

Số chu kỳ chịu tải  $N_{HE}$  trong trường hợp tải trọng không thay đổi là số chu kỳ làm việc thực tế của mỗi răng. Giả sử bánh răng làm việc với tải trọng và số vòng quay n vg/ph không đổi thì

$$N_{HE} = 60Cn_{\Sigma} \quad (10-68)$$

trong đó  $C$  – số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay của bánh răng ;

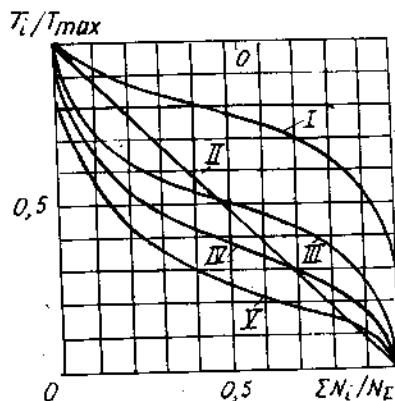
$t_{\Sigma}$  – tổng thời gian làm việc, giờ.

$$t_{\Sigma} = t_n \cdot t_{ng} \cdot t_g,$$

với  $t_n$ ,  $t_{ng}$ ,  $t_g$  – số năm, số ngày làm việc trong 1 năm và số giờ làm việc thực tế trong 1 ngày của bộ truyền.

Trường hợp bộ truyền làm việc với tải trọng thay đổi nhiều bậc, số chu kì chịu tải  $N_{HE}$  được tính bằng số chu kì tương đương theo công thức

$$N_{HE} = 60C \sum_{i=1}^N \left( \frac{T_{li}}{T_1} \right)^{m_H} n_i t_i, \quad (10-69)$$



Hình 10-28

trong đó :  $n_i$  – số vòng quay trong 1 phút (vg/ph)

của bánh răng khi làm việc với mômen xoắn  $T_{li}$  trong chế độ thứ  $i$ ,  $i = 1, 2, \dots, N$  – số thứ tự chế độ làm việc ;  $t_i$  – số giờ làm việc trong chế độ  $i$  ;  $T_1$  – mômen xoắn lớn nhất, là trị số được dùng để tính toán ;  $m_H$  – số mũ của đường cong môi tiếp xúc, lấy bằng 6 đối với bánh răng thép.

Trường hợp tải trọng thay đổi liên tục có thể quy về chế độ điển hình nào đó theo đồ thị trên hình 10-28 (0 – tải trọng không đổi, I – nặng, II – trung bình đồng xác suất, III – trung bình chuẩn, IV – nhẹ ; V – rất nhẹ), số chu kì tương đương xác định theo công thức

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}, \quad (10-70)$$

trong đó  $K_{HE}$  – hệ số quy đổi, tra theo bảng 10-9

Bảng 10-9

### CÁC HỆ SỐ QUY ĐỔI $K_{HE}$ VÀ $K_{FE}$

Chế độ làm việc	$K_{HE}$	$K_{FE}$ khi $m_F$ bằng	
		6	9
0	1,00	1,00	1,00
I	0,50	0,30	0,20
II	0,25	0,14	0,10
III	0,18	0,06	0,04
IV	0,125	0,038	0,016
V	0,063	0,013	0,004

$N_{\Sigma}$  - tổng số chu kì chịu tải

$$N_{\Sigma} = 60C \sum_{i=1}^N n_i \cdot t_i \quad (10-71)$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh răng nhỏ và bánh răng lớn có thể khác nhau. Đối với bộ truyền bánh răng thẳng lấy trị số nhỏ hơn trong hai trị số  $[\sigma_{H1}]$  và  $[\sigma_{H2}]$  để tính toán.

Trong bộ truyền bánh răng nghiêng đường tiếp xúc nằm chệch trên bề mặt răng, khi chân răng bị tróc, tải trọng sẽ dồn sang đầu răng bánh lớn. Như vậy chân răng bánh lớn được giảm tải, tróc sẽ ngừng phát triển. Còn chân răng bánh nhỏ lúc này sẽ chịu tải lớn hơn, nếu làm bằng vật liệu có độ rắn cao hơn so với bánh lớn thì độ bền chống tróc của cả bộ truyền vẫn sẽ tăng lên. Do đó có thể lấy tăng ứng suất tiếp xúc cho phép của bộ truyền có khả năng chạy mòn (độ rắn của một hoặc cả hai bánh nhỏ hơn 350HB). Ứng suất cho phép dùng để tính toán bộ truyền bánh răng nghiêng hoặc răng chữ V có độ rắn một trong hai bánh nhỏ hơn 350HB có thể lấy trị số nhỏ trong các trị số dưới đây (giả sử  $[\sigma_{H1}] > [\sigma_{H2}]$ )

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H] &= 0,50([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \\ [\sigma_H] &= 1,18[\sigma_{H2}] \end{aligned} \right\} \quad (10-72)$$

Để tăng độ bền tiếp xúc của răng có thể tăng khoảng cách trục, góc ăn khớp, dùng dịch chỉnh, giảm độ nhám bề mặt răng hoặc dùng vật liệu có độ rắn bề mặt cao.

### 10.6.3. Ứng suất uốn cho phép

Ứng suất mỗi uốn cho phép được xác định theo công thức

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_R Y_S K_{xF} \quad (10-73)$$

trong đó  $\sigma_{Flim}$  - giới hạn bền mỗi uốn của răng ứng với số chu kì chịu tải  $N_{FE}$ ;  $S_F$  - hệ số an toàn;  $Y_S = 1,08 - 0,16 \lg m$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng;  $m$  - môđun, mm;  $K_{xF}$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng, đường kính vòng đỉnh bánh răng  $d_a$  dưới 400mm,  $K_{xF} = 1$ ;  $d_a = 700$ mm,  $K_{xF} \approx 0,95$ ;  $d_a = 1000$ mm;  $K_{xF} \approx 0,92$ ;  $d_a = 1500$ mm,  $K_{xF} \approx 0,85$ .

$Y_R$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng có thể lấy  $Y_R \approx 1$ , nếu đánh bóng  $Y_R = 1,05 - 1,2$ .

Hệ số an toàn  $S_F$  phụ thuộc công nghệ chế tạo phôi và các yêu cầu đối với bộ truyền, được lấy bằng 1,7 đối với phôi thép rèn thường hoá hoặc tôi cải thiện; 1,9 đối với phôi thép hoặc gang đúc ủ, thường hoá hoặc tôi cải thiện; 2 đối với phôi thép hoặc gang không nhiệt luyện; 2,2 đối với phôi thép được nhiệt luyện răng có độ rắn bề mặt trên 350HB và độ rắn trong lõi thấp. Đối với các bộ truyền có yêu cầu cao về an toàn hoặc quan trọng đối với sản xuất, không cho phép xảy ra gãy hỏng răng, hệ số an toàn  $S_F$  nên tăng thêm 50%.



Giới hạn bền mỏi uốn  $\sigma_{Flim}$  ứng với số chu kỳ  $N_{FE}$  xác định theo công thức

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{Flim}^0 \cdot K_{FL} \cdot K_{FC} \quad (10-74)$$

trong đó  $\sigma_{Flim}^0$  - giới hạn bền mỏi uốn của răng ứng với số chu kỳ cơ sở  $N_{FO} = 4.10^6$  (bảng 10-6);

$K_{FL}$  - hệ số tuổi thọ

$$K_{FL} = m_F \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \text{ với } N_{min} \leq N_{FE} \leq N_{FO}; \quad (10-75)$$

$m_F$  - số mũ của phương trình đường cong mỏi uốn, lấy bằng 6 đối với bánh răng có độ rắn bề mặt răng nhỏ hơn 350HB và các bánh răng được mài mặt lượn chân răng;  $m_F = 9$  đối với các bánh răng không mài mặt lượn chân răng có độ rắn bề mặt răng lớn hơn 350HB. Số chu kỳ cơ sở  $N_{FO} = 4.10^6$

Nếu  $N_{FE} \geq N_{FO}$  thì  $K_{FL} = 1$

Nếu  $N_{FE} < N_{min} = 5.10^4$  bánh răng làm việc theo chế độ ngắn hạn, được tính toán theo độ bền mỏi ngắn hạn (không trình bày ở đây).

Trường hợp tải trọng thay đổi theo chế độ nhiều bậc số chu kỳ  $N_{FE}$  là số chu kỳ tương đương, tính tương tự như công thức (10-69)

$$N_{FE} = 60C \sum_{i=1}^N \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^{m_F} n_i t_i \quad (10-76)$$

Trường hợp tải trọng thay đổi liên tục,  $N_{FE}$  tính theo công thức

$$N_{FE} = N_{FE} N_{\Sigma},$$

hệ số quy đổi  $K_{FE}$  tra theo bảng 10.9.

$K_{FC}$  - hệ số giảm giới hạn bền mỏi uốn trong trường hợp bộ truyền quay 2 chiều, lấy bằng 0,7 nếu độ rắn bề mặt răng  $HB \leq 350$ , và 0,8 nếu  $HB > 350$  và 0,9 nếu răng được thấm nitơ. Đương nhiên là khi bộ truyền quay 1 chiều  $K_{FC} = 1$ .

#### 10.6.4. Ứng suất cho phép khi quá tải

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải phụ thuộc phương pháp nhiệt luyện bánh răng.

Bánh răng thường hoá, tôi cải thiện hoặc tôi thể tích

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_{ch}$$

$\sigma_{ch}$  - giới hạn chảy của vật liệu.

Bánh răng thấm than, tôi bề mặt răng

$$[\sigma_H]_{max} = 40HRC$$

Bánh răng thấm nito

$$[\sigma_H]_{\max} = 3HV$$

HV – độ rắn Vichke,  $[\sigma_H]_{\max}$  tính bằng MPa.

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải.

Bánh răng bằng thép cacbon hoặc thép hợp kim thường hoá hoặc tôi cải thiện,  
HB = 180 – 350

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 2,2HB, \text{ MPa}$$

Bánh răng bằng thép cacbon hoặc thép hợp kim tôi bề mặt, lớp thấm tôi bị đứt ở bề mặt lượn, độ rắn phần răng không được tôi HB  $\approx$  200 – 300

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 2,7HB, \text{ MPa}$$

Bánh răng bằng thép hợp kim thấm xianua (HRC 56 – 62), thép hợp kim tôi bề mặt (HRC = 48 – 55), lớp thấm tôi không bị đứt ở bề mặt lượn rãnh răng ; thấm than (HRC = 56 – 62), độ rắn lõi trong tất cả các trường hợp trên 30 – 45 HRC, hoặc tôi thể tích (HRC 45 – 50)

$$[\sigma_F]_{\max} \approx 1100\text{MPa.}$$

## 10.7. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG. THÍ DỤ

### 10.7.1. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng

Có thể thiết kế bộ truyền bánh răng trụ theo trình tự sau đây :

- 1 – Chọn vật liệu bánh răng, cách nhiệt luyện, tra cơ tính của vật liệu : giới hạn bền, giới hạn chảy, độ rắn của răng ;
- 2 – Xác định ứng suất cho phép ;
- 3 – Tính sơ bộ đường kính vòng lăn bánh nhỏ  $d_{w1}$  theo điều kiện về độ bền tiếp xúc (đối với bộ truyền kín, dạng hồng vẽ trục rõ nguy hiểm hơn cả). Cần chọn hệ số chiều rộng vành răng  $\psi_d$ , tra hệ số  $K_{H\beta}$  và chọn sơ bộ  $K_{H\alpha} = 1,1$  (đối với bộ truyền răng nghiêng).
- 4 – Tính khoảng cách trục  $a_w$  sơ bộ theo trị số  $d_{w1}$  và tỉ số truyền  $u$ . Định môđun  $m$  của bộ truyền, có thể chọn  $m = (0,01 - 0,02) a_w$ , lấy theo tiêu chuẩn, đối với bộ truyền bánh răng nghiêng  $m$  là môđun pháp ;
- 5 – Chọn sơ bộ góc nghiêng  $\beta = 8^\circ - 15^\circ$ , tính số răng  $Z_1, Z_2$  và tính lại góc nghiêng  $\beta$  theo số răng  $Z_1, Z_2$  đã được quy tròn theo số nguyên.
- 6 – Tính lại các kích thước đường kính và khoảng cách trục theo số răng, môđun và góc nghiêng  $\beta$  (đối với bộ truyền bánh răng nghiêng). Định chiều rộng vành răng và kiểm nghiệm điều kiện hệ số trùng khớp dọc  $\epsilon_\beta \geq 1$  ;

7 - Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc ;

8 - Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn ;

9 - Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải (trường hợp bộ truyền chịu quá tải đột ngột) ;

Nếu các phép tính kiểm nghiệm nói trên cho thấy không thoả mãn điều kiện bền của răng, cần thay đổi kích thước của bộ truyền (đường kính, môđun v.v...), chọn vật liệu có độ bền cao hơn và tính toán lại.

10 - Xác định các kích thước chủ yếu của bộ truyền

Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng côn về cơ bản cũng tương tự như trên.

### 10.7.2. Thí dụ

Thiết kế bộ truyền bánh răng nghiêng cấp nhanh trong hộp giảm tốc hai cấp với các số liệu sau : công suất  $\mathcal{R}_1 = 5\text{kW}$ , số vòng quay trong một phút của trục dẫn  $n_1 = 550$  vg/ph, tỉ số truyền  $i = 3$ , bộ truyền quay một chiều, thời gian sử dụng 5 năm, mỗi năm 300 ngày, mỗi ngày làm việc 10 giờ. Tải trọng thay đổi theo sơ đồ như trên hình 10-29, ( $t_c$  thời gian chu trình làm việc).

*Giải*

1. Chọn vật liệu làm bánh răng nhỏ là thép C50 (tương ứng với thép 50 Liên Xô) tôi cải thiện, độ rắn 240HB,  $\sigma_b = 640\text{MPa}$  ;  $\sigma_{ch} = 380\text{MPa}$  ; bánh lớn thép C45 (thép 45 Liên Xô) thường hoá, độ rắn 200HB,  $\sigma_b = 610\text{MPa}$ ,  $\sigma_{ch} = 340\text{MPa}$ , phiê rèn.

2. Định ứng suất cho phép.

a) Ứng suất tiếp xúc cho phép

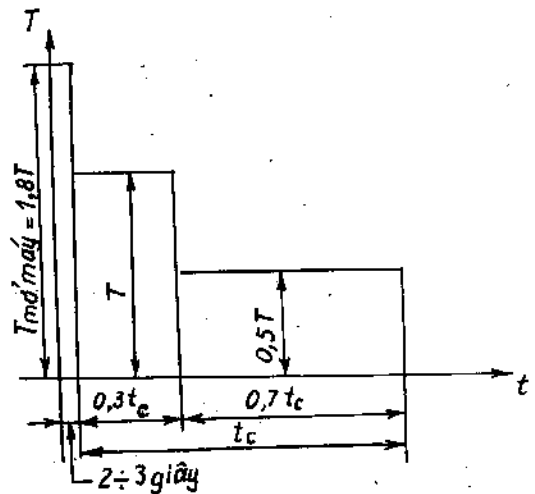
Số chu kì chịu tải tương đương  $N_{HE2}$  của bánh lớn [công thức (10-69) và hình (10-29)]

$$N_{HE2} = 60.5.300.10. \left(\frac{550}{3}\right) (1^3.0,3 + 0,5^3.0,7) = 63,9.10^6$$

trong đó 
$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{550}{3} = 183 \text{ vg/ph}$$

Số chu kì cơ sở  $N_{HO}$  của thép C45 thường hoá chế tạo bánh lớn là  $10.10^6$  (bảng 10-8).

Vậy  $N_{HE2} > N_{HO}$  và  $K_{HL} = 1$ .



Hình 10-29

Số chu kì chịu tải tương đương của bánh nhỏ lớn hơn số chu kì chịu tải của bánh lớn  $u$  lần :  $N_{HE1} = 63,9 \cdot 10^6 \cdot 3 = 192 \cdot 10^6$ .

Theo bảng 10-8 với độ rắn bề mặt răng bánh nhỏ 240HB có thể lấy  $N_{HO} \approx 16 \cdot 10^6$ .

Đối với bánh nhỏ  $N_{HE}$  cũng lớn hơn  $N_{HO}$  và  $K_{HL} = 1$ . Vậy ta có  $\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlim1}^o$  và  $\sigma_{Hlim2} = \sigma_{Hlim2}^o$ .

Giới hạn bền mỏi tiếp xúc của bánh răng nhỏ và bánh răng lớn (theo bảng 10-6).

$$\sigma_{Hlim1} = 2.240 + 70 = 550 \text{MPa}$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2.200 + 70 = 470 \text{MPa}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép của mỗi bánh răng được tính theo công thức (10-65), lấy  $Z_R Z_V K_L K_{xH} = 1$  và hệ số an toàn  $S_H = 1,1$ .

$$\text{Bánh nhỏ } [\sigma_{H1}] = \frac{550}{1,1} = 500 \text{MPa.}$$

$$\text{Bánh lớn } [\sigma_{H2}] = \frac{470}{1,1} = 427 \text{MPa.}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép  $[\sigma_H]$  dùng để tính bộ truyền bánh răng nghiêng ( $HB < 350$ ) được chọn trị số nhỏ trong các trị số dưới đây [công thức (10-72)]

$$[\sigma_H] = 0,50(500 + 427) = 463 \text{MPa}$$

$$[\sigma_H] = 1,18 \cdot 427 = 504 \text{MPa.}$$

Vậy  $[\sigma_H] = 463 \text{MPa}$ .

*Ứng suất uốn cho phép*

Số chu kì chịu tải tương đương của bánh lớn [công thức (10-76) và hình (10-29)]

$$\begin{aligned} N_{FE2} &= 60 \cdot 5 \cdot 300 \cdot 10 \cdot 183 (1^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,7) \\ &= 51,2 \cdot 10^6 \text{ c.k} > N_{Fo} = 4 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

Số chu kì chịu tải tương đương của bánh nhỏ  $N_{FE1} = u \cdot N_{FE2}$ , do đó cũng lớn hơn  $N_{Fo}$ .

Ta có  $K_{FL} = 1$  đối với cả hai bánh.

Bộ truyền quay một chiều nên  $K_{FC} = 1$ .

Giới hạn bền mỏi uốn của bánh nhỏ và bánh lớn [công thức (10-74) và bảng 10-6] :

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim1}^o = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{MPa.}$$

$$\sigma_{Flim2} = \sigma_{Flim2}^o = 1,8 \cdot 200 = 360 \text{MPa.}$$

Ứng suất uốn cho phép được tính theo công thức (10-73)

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_R Y_S K_{x_F}$$

Hệ số an toàn  $S_F = 1,7$  (phôi rèn thường hoá hoặc tôi cải thiện).

Hệ số  $K_{x_F} = 1$  (đường kính các bánh răng dưới 400mm). Hệ số  $Y_R = 1$ .

Hệ số  $Y_S = 1,08 - 0,16lgm = 1,03$  (môđun  $m = 2$ mm).

Ứng suất uốn cho phép của bánh nhỏ

$$[\sigma_{F1}] = 432 \cdot \frac{1,03}{1,7} = 261 \text{MPa.}$$

Ứng suất uốn của bánh lớn

$$[\sigma_{F2}] = 360 \cdot \frac{1,03}{1,7} = 218 \text{MPa.}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải

Bánh nhỏ

$$[\sigma_{H1}]_{\max} = 2,8\sigma_{ch} = 2,8 \cdot 380 = 1064 \text{MPa}$$

Bánh lớn

$$[\sigma_{H2}]_{\max} = 2,8 \cdot 340 = 952 \text{MPa.}$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải

Bánh nhỏ  $[\sigma_{F1}]_{\max} = 2,2HB = 2,2 \cdot 240 = 528 \text{MPa}$

Bánh lớn  $[\sigma_{F2}]_{\max} = 2,2 \cdot 200 = 440 \text{MPa.}$

3. Tính sơ bộ đường kính vòng lăn bánh nhỏ theo công thức (10-43)

$$\begin{aligned} d_{\omega 1} &= 68,3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \\ &= 68,3 \sqrt{\frac{86818 \cdot 1,1 \cdot 1,08(3+1)}{0,6(463)^2 \cdot 3}} = 69,5 \text{mm,} \end{aligned}$$

trong đó mômen xoắn trên bánh nhỏ

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \frac{n_1}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{5}{550} = 86818 \text{ N.mm,}$$

hệ số chiều rộng vành răng  $\psi_d = \frac{b}{d_{\omega 1}}$  chọn theo  $\psi_a = \frac{b}{a_{\omega}} = 0,3$ ,

$$\psi_d = \frac{\psi_a (u+1)}{2} = \frac{0,3(3+1)}{2} = 0,6 ;$$

lấy sơ bộ  $K_{H\alpha} = 1,1$  ; theo trị số  $\psi_d$  và đồ thị trên hình 10-14 tìm được  $K_{H\beta} = 1,08$ .

Lấy  $d_{\omega 1} = 70$ mm.

4. Tính khoảng cách trục  $a_\omega$  sơ bộ

$$a_\omega = \frac{d_{\omega 1}(u+1)}{2} = \frac{70(3+1)}{2} = 140 \text{ mm.}$$

Modun pháp

$$m = (0,01 \div 0,02) a_\omega = 1,40 \div 2,80 \text{ mm.}$$

Chọn  $m = 2 \text{ mm}$

5. Chọn sơ bộ góc nghiêng  $\beta = 10^\circ$ .

$$\text{Số răng} \quad Z_1 = \frac{d_{\omega 1} \cos \beta}{m} = \frac{70 \cdot 0,985}{2} = 34,5$$

Lấy  $Z_1 = 34$  răng

$$Z_2 = uZ_1 = 3 \cdot 34 = 102 \text{ răng.}$$

Tính lại góc nghiêng  $\beta$

$$\cos \beta = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2a_\omega} = \frac{2(34 + 102)}{2 \cdot 14} = 0,9714$$

$$\beta = 13^\circ 44'$$

6. Các kích thước của các bánh răng

Các đường kính vòng chia (bộ truyền không dịch chỉnh)

$$d_1 = d_{\omega 1} = mZ_1 / \cos \beta = 2 \cdot 34 / 0,9714 = 70 \text{ mm}$$

$$d_2 = d_{\omega 2} = mZ_2 / \cos \beta = 2 \cdot 102 / 0,9714 = 210 \text{ mm}$$

Chiều rộng vành răng  $b_\omega = \psi_d d_{\omega 1} = 0,6 \cdot 70 = 42 \text{ mm}$ . Lấy  $b_\omega = 45 \text{ mm}$ .

Khoảng cách trục  $a_\omega = 140 \text{ mm}$

Hệ số trùng khớp dọc

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_\omega \sin \beta}{\pi m} = \frac{45 \cdot 0,2324}{\pi \cdot 2} = 1,66$$

thoả mãn điều kiện  $\varepsilon_\beta \geq 1,1$ .

7. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc theo công thức (10-40)

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{\omega 1}} \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} (u \pm 1)}{b_\omega u}} \leq [\sigma_H]$$

$Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{1/2}$  (các bánh răng bằng thép)

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_{\omega}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,9714}{\sin(2 \cdot 20^\circ 32')}} = 1,72$$

Góc ăn khớp trong mặt mút bánh răng nghiêng không dịch chỉnh  $\alpha_{t\omega} = \alpha_t = \arctg(\operatorname{tg}\alpha/\cos\beta)$

$$\alpha_{t\omega} = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg}20^\circ}{0,9714}\right) = \arctg\left(\frac{0,3639}{0,9714}\right) = 20^\circ 32'$$

Hệ số trùng khớp ngang  $\varepsilon_\alpha$  tính theo công thức (10-6)

$$\begin{aligned}\varepsilon_\alpha &= [1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2)] \cos\beta \\ &= [1,88 - 3,2(1/34 + 1/102)] 0,9714 = 1,70\end{aligned}$$

Theo công thức (10-42)

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha} = \sqrt{1/1,70} = 0,76$$

Hệ số  $K_{H\beta} = 1,08$  đã tìm được ở trên.

Để xác định  $K_{H\alpha}$ , trước hết cần tính vận tốc vòng

$$v = \pi d_{\omega 1} n_1 / 60.1000 = \pi.70.550 / 60.1000 = 2,02 \text{ m/s}$$

Theo bảng 10-1, với vận tốc vòng  $v \leq 3 \text{ m/s}$  chọn cấp chính xác 9 cho bộ truyền bánh răng. Theo đồ thị trên hình 10-11 tìm được  $K_{H\alpha} = 1,12$ .

Hệ số  $K_{Hv}$  tính theo các công thức (10-12)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b_\omega d_{\omega 1}}{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

$$v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{a_\omega / u} \text{ [công thức (10-14)]}$$

$$\delta_H = 0,002 \text{ (bảng 10-2)}; g_0 = 73 \text{ (bảng 10-3)}$$

$$v_H = 0,002.73.2,02\sqrt{140/3} = 2,01$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{2,01.45.70}{2.86818.1,12.1,08} = 1,03.$$

Vậy

$$\sigma_H = \frac{275.1,72.0,76}{70} \sqrt{\frac{2.86818.1,12.1,08.1,03(3+1)}{45.3}}$$

$$\sigma_H = 411 \text{ MPa} < [\sigma_H].$$

## 8. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

Ứng suất uốn được tính theo công thức (10-45)

$$\sigma_{F1} = \frac{2.T_1}{b_\omega \cdot d_{\omega 1} m \varepsilon_\alpha} Y_{F1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} Y_\beta$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1}.$$

Xác định hệ số dạng răng  $Y_{F1}$  và  $Y_{F2}$  theo đồ thị hình 10-21 với hệ số dịch chỉnh  $x = 0$  và số răng tương đương

$$Z_{td1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 34 / (0,9714)^3 = 37 ; Y_{F1} = 3,72$$

$$Z_{td2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 102 / (0,9714)^3 = 111 ; Y_{F2} = 3,60$$

Hệ số  $K_{F\alpha}$  có thể tính theo công thức (10-11), với cấp chính xác  $n_{cx} = 9$  thì  $K_{F\alpha} = 1$ .

Hệ số  $K_{F\beta}$  tra theo đồ thị hình 10-14, phụ thuộc hệ số  $\psi_d$  và vị trí bánh răng nhỏ lắp trên trục,  $K_{F\beta} = 1,25$ .

Hệ số  $K_{Fv}$  tính theo công thức (10-13)

$$K_{Fv} = 1 + v_F b_{\omega} d_{\omega 1} / 2 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}$$

$$v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{a_{\omega} / u}$$

$\delta_F = 0,006$  (bảng 10-2)

$$v_F = 0,006 \cdot 73 \cdot 2,02 \sqrt{140/3} = 6,04$$

$$K_{Fv} = 1 + 6,04 \cdot 45 \cdot 70 / 2 \cdot 86818 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,09$$

Hệ số  $Y_{\beta} = 1 - (\beta^{\circ} / 140^{\circ}) = 1 - (13^{\circ} 44' / 140^{\circ}) = 0,90$

Vậy  $\sigma_{F1} = 2.86818 \cdot 3,72 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,09 \cdot 0,9 / 45 \cdot 70 \cdot 2 \cdot 1,7 = 74 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}]$ .

$$\sigma_{F2} = 74 \cdot 3,60 / 3,72 = 72 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]$$

## 9. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải

Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc của răng bánh lớn có ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải  $[\sigma_{H2}]_{\max} = 952 \text{ MPa}$  nhỏ hơn  $[\sigma_{H1}]_{\max}$ . Theo công thức (10-47), với  $T_{1\max} = 1,8 T_1$  (theo sơ đồ tải trọng trên hình 10-29).

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{T_{1\max} / T_1} = 411 \sqrt{1,8} = 551 \text{ MPa} < [\sigma_{H2}]_{\max}$$

Kiểm nghiệm ứng suất uốn khi quá tải theo công thức (10-48)

Bánh nhỏ

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \cdot T_{1\max} / T_1 = 74 \cdot 1,8 = 133 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}]_{\max}$$

$$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} \cdot T_{1\max} / T_1 = 72 \cdot 1,8 = 130 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]_{\max}$$

## 10. Xác định các kích thước của bộ truyền bánh răng

Vì tính toán kiểm nghiệm các điều kiện bền của bánh răng đều được thoả mãn, do đó các kích thước: đường kính  $d_{\omega 1} = d_1 = 70 \text{ mm}$ ;  $d_{\omega 2} = d_2 = 140 \text{ mm}$ ;

khoảng cách trục  $a_{\omega} = 140 \text{ mm}$ ;

chiều rộng bánh răng  $b_{\omega} = 45 \text{ mm}$ ;

góc nghiêng  $\beta = 13^{\circ} 44'$

số răng  $Z_1 = 34$ ;  $Z_2 = 102$  đã tìm được ở trên không cần phải thay đổi.

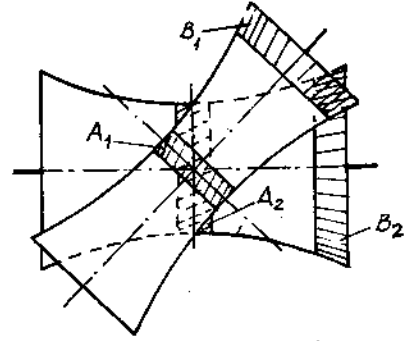
Các kích thước khác của bánh răng tính theo các công thức trong mục 10.1.2.



## 10.8. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG TRỤ CHÉO VÀ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN CHÉO

Như trên đã nói, các bộ truyền bánh răng trụ chéo và bộ truyền bánh răng côn chéo thuộc nhóm bánh răng hypecbôlôit có trục bố trí chéo, các bề mặt lăn có dạng từng phần của hình hypecbôlôit tròn xoay (hình 10-30). Nếu như trong truyền động bánh răng trụ hoặc bánh răng côn các mặt trụ lăn hoặc mặt côn lăn khi làm việc chỉ có chuyển động lăn, thì trong truyền động hypecbôlôit các bề mặt này vừa lăn vừa trượt đối với nhau.

Nhờ có sự bố trí các trục chéo nhau, các bộ phận truyền này trên thực tế có những ưu điểm so với các bộ truyền có trục cắt nhau; trục có thể kéo dài về hai phía của bánh răng, nhờ đó có thể thực hiện dễ dàng truyền động từ một trục dẫn đến nhiều trục bị dẫn, các ổ lăn có thể bố trí ở hai phía của bánh răng, cải thiện được điều kiện làm việc của bộ truyền.



Hình 10-30

Các bộ truyền bánh răng trụ chéo và bánh răng côn chéo được dùng trong các máy chuyên dùng, ở đây chỉ giới thiệu sơ lược.

### 10.8.1. Truyền động bánh răng trụ chéo

Trong truyền động bánh răng trụ chéo, mặt lăn là phần giữa của hypecbôlôit (các phần  $A_1$  và  $A_2$  trên hình 10-29).

Để đơn giản chế tạo bánh răng hypecbôlôit được thay bằng bánh răng trụ. Với sự thay thế các mặt lăn này, bộ truyền tiếp xúc ban đầu theo điểm (khi không chịu tải) và bánh răng là bánh răng trụ nghiêng (hình 10-29). Vector vận tốc vòng của hai bánh răng tạo thành một góc bằng góc giữa hai trục, do đó làm tăng sự trượt trên răng.

Bộ truyền bánh răng trụ chéo có răng thân khai có thể truyền chuyển động giữa các trục có góc chéo nhau  $\delta$  bất kì, nhưng thông thường  $\delta = 90^\circ$ . Nhờ có các ưu điểm như tính công nghệ cao, làm việc êm, ít ồn nên bộ truyền này được dùng trong các xích động học của máy và khí cụ v.v...

Vì các bánh răng trụ chéo là bánh răng trụ nghiêng nên các thông số hình học được tính như đối với bánh răng nghiêng. Các bánh răng phải cùng môđun pháp  $m$  mới ăn khớp được với nhau.

Đường kính vòng lăn  $d_w$  bánh răng không dịch chỉnh bằng đường kính vòng chia  $d$

$$d_{w1} = d_1 = m_{t1} Z_1 = m Z_1 / \cos \beta_1 ; d_{w2} = d_2 = m_{t2} Z_2 = m Z_2 / \cos \beta_2,$$

trong đó  $m_{t1}, m_{t2}$  – môđun ngang của bánh nhỏ và bánh lớn,  $\beta_1$  và  $\beta_2$  – góc nghiêng của răng, trường hợp các trục vuông góc với nhau  $\delta = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ . Các góc  $\beta_1$  và  $\beta_2$  có thể khác nhau.

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) = 0,5m(Z_1 / \cos \beta_1 + Z_2 / \cos \beta_2).$$

Tỉ số truyền

$$u = \omega_1/\omega_2 = Z_1/Z_2.$$

Vì  $Z_2 = (d_2 \cos \beta_2)/m$  và  $Z_1 = (d_1 \cos \beta_1)/m$ , khi  $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$ , ta có

$$u = (d_2/d_1) \operatorname{tg} \beta_1.$$

Ta thấy tỉ số truyền  $u$  vừa phụ thuộc  $d_2/d_1$  vừa phụ thuộc góc  $\beta_1$ . Nếu giữ nguyên tỉ số  $d_2/d_1$  và thay đổi  $\beta_1$  sẽ thay đổi được tỉ số truyền  $u$ . Vận tốc trượt dọc răng  $v_t = v_1/\sin \beta_1$ ;  $v_1$  – vận tốc vòng của bánh nhỏ.

Tiếp xúc điểm và trượt khiến răng bị dính và mòn nhanh, ngay cả khi tải trọng không lớn lắm. Trường hợp cần truyền lực lớn người ta thay thế bộ truyền bánh răng trụ chéo bằng bộ truyền bánh răng côn chéo hoặc truyền động trục vít, bánh vít.

### 10.8.2. Truyền động bánh răng côn chéo

Trong bộ truyền bánh răng côn chéo (còn gọi là bánh răng hypôit) các bề mặt lăn là phần rỗng của mặt hypecbôlôit (hình 10-30, các phần  $B_1$  và  $B_2$ ). Để đơn giản việc chế tạo các bánh răng của bộ truyền này, mặt hypecbôlôit được thay bằng mặt côn và chuyển động được truyền bởi các bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cong. Tuy nhiên, các đỉnh côn của các bánh răng này không cắt nhau mà chéo nhau, thường với góc  $90^\circ$ .

Các bánh côn răng nghiêng tiếp xúc ban đầu theo điểm, còn các bánh răng côn răng cong có thể tiếp xúc ban đầu theo đường. Bộ truyền bánh răng côn chéo có số đôi răng đồng thời ăn khớp nhiều hơn so với bộ truyền bánh răng côn, bán kính cong tương đương cũng lớn hơn. Do các đặc điểm vừa nêu, khả năng tải của bộ truyền bánh răng côn chéo cao hơn bộ truyền bánh răng côn.

Truyền động bánh răng côn chéo được dùng rộng rãi trong ô tô, máy kéo, máy cắt kim loại, máy trong công nghiệp dệt v.v... Bộ truyền được tính toán theo điều kiện bền mòn và chống dính.

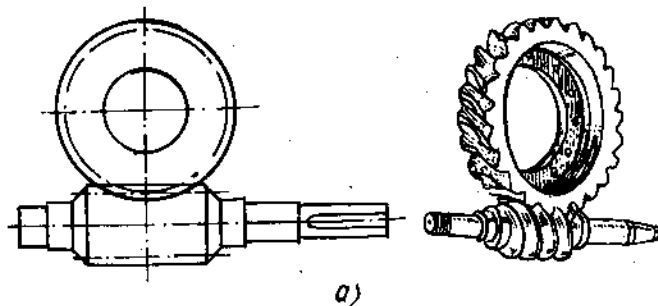
# Chương 11

## TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

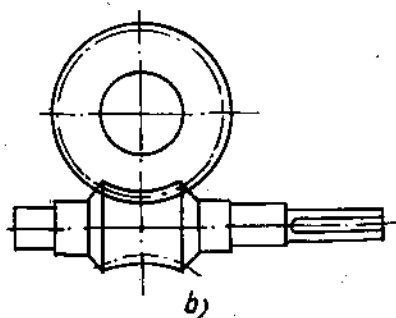
### 11.1. KHÁI NIỆM CHUNG

#### 11.1.1. Phân loại. Ưu, nhược điểm

Bộ truyền trục vít gồm trục vít, có số mối ren  $Z_1 = 1 + 4$  và bánh vít có số răng khá lớn ( $Z_2 \geq 28$ ), được dùng để truyền chuyển động và tải trọng giữa hai trục chéo nhau. Góc giữa hai trục thường là  $90^\circ$ .

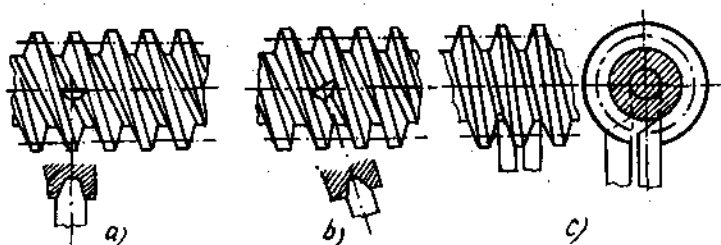


Có nhiều loại trục vít nhưng hiện nay truyền động trục vít trụ được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy trong chương này chủ yếu trình bày về truyền động trục vít trụ (hình 11-1a) (gọi tắt là truyền động trục vít). Ngoài ra ở cuối chương có giới thiệu sơ lược về truyền động trục vít lôm (glôbôit) (hình 11-1b).



Hình 11-1

Trục vít có cấu tạo như một trục trên có nhiều vòng ren. Tùy theo hình dạng ren, có các loại: trục vít Acsimet, trục vít Convôlut, trục vít thân khai v.v...



Hình 11-2

Trục vít Acsimet có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm của trục vít (hình 11-2a). Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang

(vuông góc với đường tâm trục vít) là đường xoắn ốc Acsimet. Trục vít Acsimet được chế tạo trên máy tiện thông thường. Mặt ren thường không mài, vì nếu mài cần dùng đá mài có hình dạng đặc biệt, gia công khó khăn. Vì vậy trục vít Acsimet thường được dùng trong các bộ truyền có yêu cầu độ rắn trục vít nhỏ hơn 350HB.

*Trục vít Convôlút* (hình 11-2b) có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến. Loại trục vít này tuy có tính công nghệ cao hơn trục vít Acsimet (dùng được dao hai lưỡi có góc cắt như nhau để tiện ren), nhưng cũng cần đá mài đặc biệt để mài, do đó ít dùng.

*Trục vít thân khai* (hình 11-2c) có cạnh ren thẳng trong mặt cắt tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở. Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang (vuông góc với đường tâm trục vít) là đường thân khai. Trục vít thân khai có thể mài bằng đá mài dẹt, do đó được dùng khi có yêu cầu độ rắn trục vít lớn hơn 45HRC.

Bánh vít thường được chế tạo bằng dao phay lăn, có hình dạng giống như trục vít (chỉ trừ đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài trục vít sẽ ăn khớp với bánh vít này, để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít) và quá trình chuyển động để cắt giống như quá trình ăn khớp giữa trục vít và bánh vít. Do đó ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc theo đường. Vì dao phay bánh vít chỉ ăn dao theo hướng tâm cho nên mặt chân răng bánh vít không phải là mặt trụ tròn mà là một phần mặt xuyên. Để ren trục vít tiếp xúc với răng bánh vít được nhiều hơn, mặt đỉnh răng bánh vít cũng được chế tạo có hình mặt xuyên (hình 11-1).

Truyền động trục vít có các *ưu điểm* chính sau đây :

- Tỷ số truyền lớn.
- Làm việc êm và không ồn.
- Có khả năng tự hãm.

*Nhược điểm* chủ yếu của truyền động trục vít :

- Hiệu suất thấp, nhiệt sinh nhiều nên thường phải dùng các biện pháp làm nguội.
- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt, để làm bánh vít.

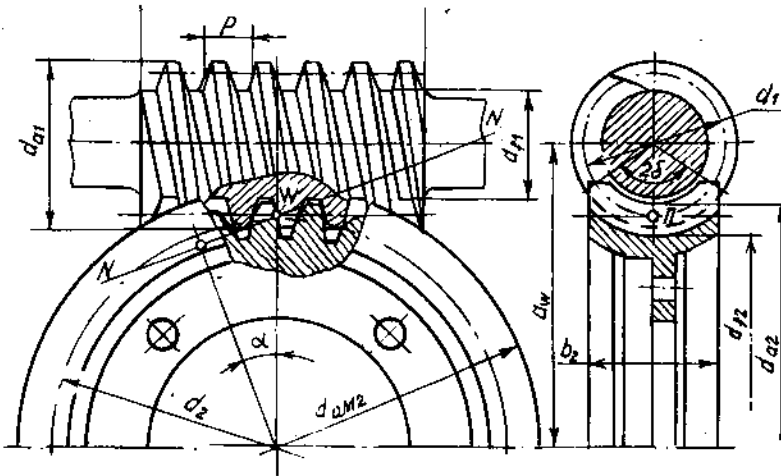
Vì có hiệu suất thấp nên truyền động trục vít thường chỉ dùng trong trường hợp công suất nhỏ hoặc trung bình (không quá  $50 \div 60\text{kW}$ ). Người ta thường sử dụng truyền động trục vít với trục vít dẫn động và bánh vít bị dẫn. Tỷ số truyền  $u$  trong khoảng  $20 \div 60$ , đôi khi có thể đến 100 (trong khí cụ hoặc cơ cấu phân độ  $u \leq 300$ ) ;

Truyền động trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

### 11.1.2. Các thông số hình học chủ yếu

Dưới đây trình bày các thông số và các quan hệ hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít Acsimet (hình 11-3), (cũng dùng cho bộ truyền trục vít Convôlút).

Trong mặt cắt vuông góc với trục quay của bánh vít và chứa đường tâm của trục vít, trục vít có profin ren hình thang, giống như thanh răng (hình 11-3). Góc profin tiêu chuẩn  $\alpha = 20^\circ$  (đối với trục vít Convôlút  $\alpha = 20^\circ$  trong mặt cắt pháp tuyến).



Hình 11-3

Mặt trụ có đường kính bằng đường kính trung bình của ren, là mặt trụ chia của trục vít. Đường kính mặt trụ chia của trục vít

$$d_1 = qm, \quad (11-1)$$

trong đó  $m = P/\pi$  – môđun dọc của trục vít, được tiêu chuẩn hoá ;  $P$  – bước của trục vít (hình 11-3) ;  $q$  – hệ số đường kính ; ứng với mỗi trị số môđun  $m$  tiêu chuẩn chỉ quy định một số trị số  $q$ , do đó hạn chế được số cỡ dao cắt bánh vít.

Tiêu chuẩn quy định 2 dãy trị số môđun  $m$  :

Dãy 1  $m = 1 ; 1,25 ; 1,6 ; 2 ; 2,5 ; 3,15 ; 4 ; 5 ; 6,3 ; 8 ; 10 ; 12,5 ; 16 ; 20 ; 25$ .

Dãy 2  $m = 1,5 ; 3 ; 3,5 ; 6 ; 7 ; 18$ .

Ưu tiên chọn trị số môđun theo dãy 1.

Trị số hệ số đường kính  $q$  theo tiêu chuẩn (StSEV 267 – 76) :

Dãy 1  $q = 6,3 ; 8,0 ; 10,0 ; 12,5 ; 16,0 ; 20,0 ; 25,0$ .

Dãy 2  $q = 7,1 ; 9,0 ; 11,2 ; 14,0 ; 18 ; 22,4$ .

Ưu tiên chọn  $q$  theo dãy 1, trị số  $q = 25$  ít dùng.

Góc vít  $\gamma$  của đường xoắn ốc (thường trong khoảng  $5 - 20^\circ$ ) xác định theo công thức

$$\operatorname{tg} \gamma = \pi m Z_1 / \pi d_1 = Z_1 / q \quad (11-2)$$

trong đó  $Z_1 = 1 ; 2 ; 4$  – số mối ren của trục vít (trị số tiêu chuẩn).

Số mối ren càng ít thì góc  $\gamma$  sẽ nhỏ, hiệu suất bộ truyền thấp ; nếu lấy  $Z_1$  lớn kích thước bộ truyền sẽ lớn và giá thành tăng lên. Trong các truyền động với công suất lớn không nên

dùng trục vít có  $Z_1 = 1$  vì mất mát công suất lớn và nóng nhiều. Qua kinh nghiệm thiết kế, khi  $u = 10 \div 18$  nên lấy  $Z_1 = 4$ ;  $u = 18 \div 40$  lấy  $Z_1 = 2$  và khi  $u > 40$  lấy  $Z_1 = 1$ .

Đường kính mặt trụ lăn của trục vít

$$d_{\omega 1} = (q + 2x)m, \quad (11-3)$$

trong đó  $x$  - khoảng dịch dao khi cắt bánh vít, lùi dao phay ra xa (dịch dao dương) hoặc dịch gần tâm phôi (dịch dao âm) ( $-1 \leq x \leq 1$ ).

Góc vít lăn

$$\operatorname{tg} \gamma_{\omega} = Z_1 / (q + 2x).$$

Đường kính vòng đỉnh và vòng đáy ren trục vít

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m, \quad (11-4)$$

với  $h_a^* = 1,0$  - hệ số chiều cao đầu răng;  $h_f^* = h_a^* + c^*$  - hệ số chiều cao chân răng;

$c^* = 0,2$  - hệ số khe hở hướng tâm.

Bánh vít có răng nghiêng với góc nghiêng  $\beta = \gamma$ . Bước vòng của răng bánh vít trên mặt trụ chia có đường kính  $d_2$  bằng bước  $P$  của profin ren trục vít, do đó  $\pi d_2 = Z_2 P$  hoặc

$$d_2 = m Z_2 = d_{\omega 2} \quad (11-5)$$

trong đó  $Z_2$  - số răng bánh vít.

Đường kính vòng lăn bánh vít bằng đường kính vòng chia  $d_{\omega 2} = d_2$ .

Đường kính vòng đỉnh và vòng đáy răng bánh vít

$$\left. \begin{aligned} d_{a2} &= m(Z_2 + 2h_a^* + 2x) \\ d_{f2} &= 2 \left[ a_{\omega} - m(0,5q + h_f^*) \right] \end{aligned} \right\} \quad (11-6)$$

Đường kính lớn nhất của bánh vít (hình 11-3)

$$d_{aM2} = d_2 + d_1 (1 - \cos \delta) \leq d_{a2} + km, \quad (11-7)$$

trong đó  $k$  - hệ số, lấy bằng 2; 1,5 và 1 tương ứng với  $Z_1 = 1$ ; 2 và 4;  $\delta$  - nửa góc tiếp xúc ren trục vít với răng bánh vít.

Khoảng cách trục

$$a_{\omega} = 0,5m(q + Z_2 + 2x). \quad (11-8)$$

Với khoảng cách trục đã cho, có thể thay đổi  $m$ ,  $q$  và  $x$  để có được các tỉ số truyền khác nhau.

Nhằm đạt được khoảng cách trục cho trước, người ta xác định hệ số dịch chỉnh  $x$  theo công thức

$$x = \frac{a_{\omega}}{m} - 0,5(q + Z_2) \quad (11-9)$$

Tiêu chuẩn quy định trị số  $a_{\omega} = 40 ; 50 ; 63 ; 80 ; 100 ; 125 ; 160 ; 180 ; 200 ; 225 ; 250 ; 280 ; 315 ; 355 ; 400 ; 450 ; 500$  mm. Tuy nhiên, nếu không có yêu cầu thiết kế hộp giảm tốc trục vít tiêu chuẩn thì không cần chọn khoảng cách trục  $a_{\omega}$  tiêu chuẩn.

Chiều dài  $b_1$  phần cắt ren của trục vít lấy theo điều kiện ăn khớp cùng một lúc được với nhiều răng của bánh vít nhất (bảng 11-1). Đối với trục vít mài và phay chiều dài phần cắt ren lấy tăng thêm 3m, nghĩa là lấy  $b_1^* = b_1 + 3m$  (do đưa vào và rút dụng cụ cắt ra có thể làm hỏng mặt ren ở đoạn đầu và đoạn cuối),  $m$  – môđun.

Chiều rộng  $b_2$  của bánh vít (bảng 11-1) lấy theo điều kiện góc tiếp xúc  $2\delta \approx 2b_2/(da_1 - 0,5m)$ . Khi  $Z_1 = 1$  và 2 lấy  $b_2 = 0,75 da_1$  ; khi  $Z_1 = 4$  lấy  $b_2 = 0,67da_1$ .

**Bảng 11-1**

**CHIỀU DÀI PHẦN CẮT REN CỦA TRỤC VÍT**

x	$Z_1 = 1$ và 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	$8 + 0,06 Z_2$	$9,5 + 0,09Z_2$
0	$11 + 0,06 Z_2$	$12,5 + 0,09Z_2$
0,5	$11 + 0,1 Z_2$	$12,5 + 0,1Z_2$
1	$12 + 0,1 Z_2$	$13 + 0,1Z_2$

$$\sin\delta = b_2/(da_1 - 0,5m) \quad (11-10)$$

Số răng bánh vít nên lấy  $Z_2 \geq 28$  để tránh cắt chân răng.

**11.1.3. Độ chính xác chế tạo**

Tiêu chuẩn quy định 12 cấp chính xác của bộ truyền trục vít trụ. Trong mỗi cấp chính xác có quy định các chỉ tiêu về chính xác động học, chỉ tiêu làm việc êm và chỉ tiêu tiếp xúc giữa ren trục vít và răng bánh vít. Ngoài ra, tiêu chuẩn còn quy định 6 dạng khe hở giữa ren vít và răng bánh vít A, B, C, D, E, H (theo thứ tự giảm dần khe hở cạnh răng).

Các cấp chính xác 3 ÷ 6 dùng trong các bộ truyền có yêu cầu cao về độ chính xác động học, còn các cấp chính xác 7 ÷ 9 thường được dùng trong các bộ truyền để truyền tải trọng (bảng 11-2).

CẤP CHÍNH XÁC VÀ PHẠM VI VẬN TỐC TRƯỢT TRONG BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

Cấp chính xác	Vận tốc trượt $v_1$ , m/s	Cách gia công	Phạm vi sử dụng
7	$\leq 10$	Trục vít tôi, mài và mài tinh. Bánh vít được cắt bằng dao phay vít. Mài rà có tải trọng	Bộ truyền có yêu cầu kích thước nhỏ gọn, vận tốc khá cao
8	$\leq 5$	Như trên, nhưng trục vít có thể không mài, độ rắn HB $\leq 350$	Bộ truyền có vận tốc trung bình, yêu cầu về kích thước và độ chính xác trung bình
9	$\leq 2$	Trục vít không mài, HB $\leq 350$ , bánh vít được cắt bằng phương pháp bất kì	Bộ truyền có vận tốc thấp hoặc quay tay

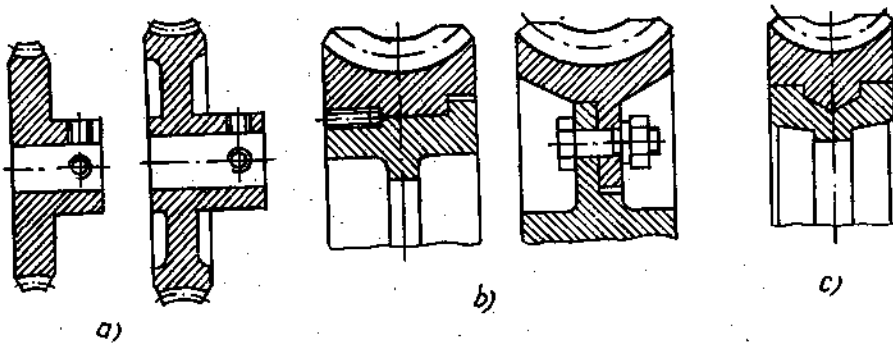
Nên chọn phối hợp dạng khe hở cạnh răng và cấp chính xác về động học theo tiêu chuẩn StSEV 311-76

Dạng khe hở	A	B	C	D	E	H
Cấp chính xác về động học	5 - 12	5 - 12	3 - 9	3 - 8	1 - 6	1 - 6

So với bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít nhạy với sai số lắp ghép hơn. Do đó dung sai khoảng cách trục và vị trí mặt phẳng trung bình của bánh vít so với trục vít được quy định chặt chẽ hơn. Vị trí bánh vít khi lắp được kiểm tra theo các vết tiếp xúc.

11.1.4. Kết cấu bánh vít

Trục vít thường được chế tạo liền với trục, còn bánh vít thì chế tạo riêng rồi lắp lên trục. Bánh vít có thể chế tạo liền một khối (hình 11-4a) hoặc ghép lại (hình 11-4b, c).



Hình 11-4

Bánh vít liền khối được chế tạo trong trường hợp đường kính nhỏ, không quá  $100 \div 120$ mm. Đối với bánh vít có đường kính lớn, để tiết kiệm đồng thanh, người ta làm vành bánh bằng đồng thanh, dùng bulông, vít hoặc đinh tán để ghép với thân bánh bằng gang. Vành bánh vít trong hộp giảm tốc tiêu chuẩn nhiều khi được đúc bằng đồng thanh trực tiếp vào máy (hình 11-4c).



## 11.2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

### 11.2.1. Vận tốc và tỉ số truyền

Khác với truyền động bánh răng, vận tốc vòng  $v_1$  của trục vít và  $v_2$  của bánh vít không cùng phương (tạo thành một góc nào đó, thường là  $90^\circ$ ) và có trị số khác nhau.

Khi trục vít quay được một vòng thì răng bánh vít tiếp xúc với một ren nào đó của trục vít, di chuyển được một khoảng bằng  $\pi m Z_1$ , nghĩa là bánh vít quay được  $\pi m Z_1 / \pi d_2$  vòng. Vậy trong 1 phút trục vít quay được  $n_1$  vòng thì bánh vít quay được

$$n_2 = \frac{\pi m Z_1}{\pi d_2} n_1 \text{ vòng.}$$

Chú ý rằng bước đường xoắn ốc của ren vít  $\pi m Z_1 = \pi d_1 \operatorname{tg} \gamma$ , ta có công thức tính tỉ số truyền

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi d_2}{\pi m Z_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg} \gamma \quad (11-11)$$

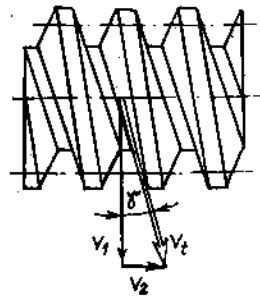
Như vậy trong bộ truyền trục vít, tỉ số truyền  $u$  không bằng tỉ số giữa đường kính vòng lăn bánh vít với đường kính vòng lăn trục vít mà bằng tỉ số giữa số răng bánh vít với số mối ren trục vít. Vì số mối ren  $Z_1$  của trục vít khá nhỏ, có khi lấy  $Z_1 = 1$ , cho nên bộ truyền trục vít có thể đạt tỉ số truyền rất lớn.

Vận tốc vòng  $v_1$  và  $v_2$  của trục vít và bánh vít

$$v_1 = \frac{\pi d_{\omega 1} n_1}{60 \cdot 1000} \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} \text{ m/s}$$

Vì vận tốc vòng  $v_1$  và  $v_2$  khác phương và trị số nên khi bộ truyền làm việc ren trục vít trượt dọc trên răng bánh vít. Tại điểm tiếp xúc trùng với tâm ăn khớp, vận tốc tương đối  $v_t$  có phương tiếp tuyến với đường xoắn ốc của ren trục vít (hình 11-5).



Hình 11-5

Theo hình 11-5 ta có

$$v_t = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_{\omega 1} n_1}{60 \cdot 1000} \cdot \cos \gamma \text{ m/s} \quad (11-12)$$

Đối với bộ truyền không dịch chỉnh

$$d_{\omega 1} = d_1 = m q, \operatorname{tg} \gamma = Z_1 / q \text{ và}$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1}} = \frac{q}{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}$$

Do đó có thể viết

$$v_t = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2} \text{ m/s} \quad (11-13)$$

trong đó  $m$  – môđun, tính bằng mm.

Qua công thức (11-12), ta thấy vận tốc trượt bao giờ cũng lớn hơn vận tốc vòng  $v_1$  của trục vít. Vận tốc trượt lớn gây mòn và dính trong bộ truyền và làm giảm hiệu suất.

### 11.2.2. Lực tác dụng trong bộ truyền trục vít

Khi truyền mômen xoắn, ren trục vít và răng bánh vít chịu tác dụng của lực pháp tuyến  $F_n$ . Để tiện cho tính toán ta quy ước chúng tập trung tại tâm ăn khớp. Phân tích  $F_n$  thành ba lực thành phần : lực vòng  $F_t$ , lực hướng tâm  $F_r$  và lực dọc trục  $F_a$  (hình 11-6a). Lực vòng  $F_{t1}$  trên trục vít bằng và ngược chiều với lực dọc trục  $F_{a2}$  trên bánh vít, còn lực dọc trục  $F_{a1}$  trên trục vít bằng và ngược chiều với lực vòng  $F_{t2}$  trên bánh vít. Ta có các hệ thức xác định trị số các lực thành phần

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{a2}; \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1}. \quad (11-14)$$

Giữa lực vòng và lực dọc trục trên trục vít có hệ thức

$$F_{t1} = F_{a1} \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi),$$

hoặc chú ý là  $F_{a1} = F_{t2}$  [công thức (11-14)]

$$F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi) \quad (11-15)$$

với  $\varphi$  – góc ma sát, dấu “+” dùng khi trục vít dẫn động, dấu “-” dùng khi trục vít bị dẫn.

Thường thì góc ma sát khá nhỏ ( $\varphi < 3^\circ$ ) cho nên khi xác định lực ta có thể bỏ qua. Lấy gần đúng  $\alpha_n \approx \alpha = 20^\circ$ , xét đến  $F_{a1} = F_{t2}$  và  $F_{t1} = F_{t2} = F_r$ , ta có (hình 11-6b)

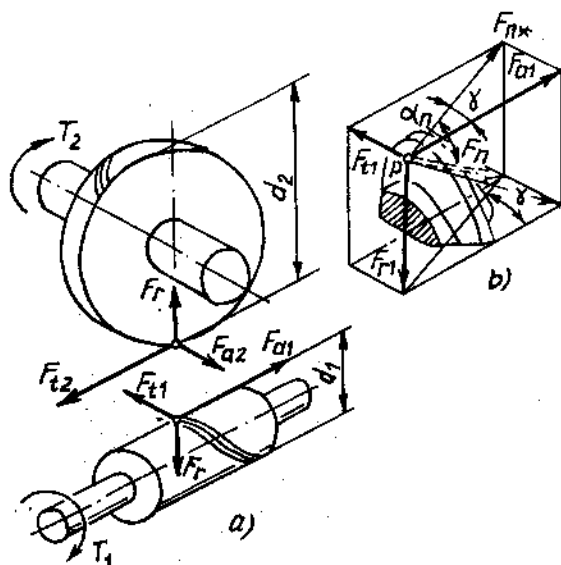
$$F_n = F_{t2} / \cos \alpha \cos \gamma;$$

$$F_r = F_n \sin \alpha = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma. \quad (11-16)$$

Mômen xoắn trên bánh vít, khi trục vít dẫn động

$$T_2 = T_1 \eta,$$

với  $\eta$  – hiệu suất truyền động.



Hình 11-6

### 11.2.3. Hiệu suất truyền động trục vít

Khi làm việc, bộ truyền trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu. Vì vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, trường hợp trục vít dẫn động, hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức [chú ý các công thức (11-11), (11-14) và (11-15)]

$$\eta_k = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{F_{t2} d_2 \omega_2}{F_{t1} d_1 \omega_1} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} \quad (11-17)$$

Nếu xét đến cả mất mát công suất do khuấy dầu (khi bộ truyền ngâm trong hộp dầu), hiệu suất được tính theo công thức

$$\eta = 0,95 \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \quad (11-18)$$

Qua công thức (11-18) ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc vít  $\gamma$  và giảm góc ma sát  $\varphi$  (giảm hệ số ma sát).

Xét biến thiên của hiệu suất  $\eta$  theo góc vít  $\gamma$ , khi  $\gamma = 45^\circ - \varphi/2$  hiệu suất  $\eta$  có trị số cực đại (lúc này  $\partial \eta / \partial \gamma = 0$ ). Muốn có góc vít  $\gamma$  lớn có thể tăng số mối ren  $Z_1$  của trục vít hoặc giảm hệ số đường kính trục vít  $q$  [xem công thức (11-2)]. Tuy nhiên, nếu tăng  $Z_1$  thì số răng  $Z_2$  của bánh vít cũng tăng lên, kích thước bộ truyền sẽ lớn lên. Còn nếu giảm  $q$ , đường kính trục vít giảm xuống (giả thiết vẫn giữ nguyên trị số mô đun), làm giảm độ cứng và độ bền của trục vít. Do đó thường lấy  $\gamma$  không quá  $25^\circ$ .

Hệ số ma sát  $f$  và góc ma sát  $\varphi$  có thể tra trong bảng 11-3.

Bảng 11-3

HỆ SỐ MA SÁT  $f$  VÀ GÓC MA SÁT  $\varphi$   
(TRỤC VÍT BẰNG THÉP, RĂNG BÁNH VÍT BẰNG ĐỒNG THANH THIẾC)

$v_t, \text{ m/s}$	$f$	$\varphi$
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°00'
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'

Thực nghiệm chứng tỏ rằng khi bộ truyền được bôi trơn đầy đủ, hệ số ma sát phụ thuộc vào vận tốc trượt  $v_t$ . Khi vận tốc trượt tăng lên, chế độ bôi trơn ma sát nửa ướt chuyển dần sang chế độ ma sát ướt, hệ số ma sát giảm xuống. Hệ số ma sát còn phụ thuộc độ nhẵn bề mặt ren trục vít (và răng bánh vít) và chất lượng bôi trơn. Trường hợp trục vít được mài tinh và bộ truyền được bôi trơn tốt, trị số hệ số ma sát và góc ma sát có thể lấy theo các giới hạn dưới trong bảng 11-3. Nếu răng bánh vít làm bằng đồng thanh không có thiếc, hệ số ma sát được lấy tăng thêm 30 - 50% so với các trị số trong bảng 11-3.

Khi bánh vít làm bằng gang, hệ số ma sát  $f$  lấy trong khoảng 0,06 - 0,12 tùy theo trị số vận tốc trượt.

Khi kích thước của bộ truyền chưa được xác định (do đó chưa biết trị số  $v_t$  và  $\gamma$ ) có thể lấy sơ bộ hiệu suất ứng với  $Z_1 = 1; 2$  và  $4$  là  $\eta = 0,7 - 0,75; 0,75 - 0,82$  và  $0,87 - 0,92$ .

Trường hợp bánh vít dẫn động hiệu suất bộ truyền được tính theo công thức

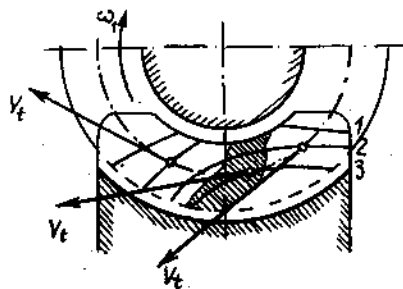
$$\eta = 0,95 \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) / \operatorname{tgy} \quad (11-19)$$

Hiệu suất của các bộ truyền có bánh vít dẫn động rất thấp ( $\eta < 0,5$ ). Từ công thức (11-19) có thể thấy khi  $\gamma \leq \varphi$  thì  $\eta \leq 0$ , nghĩa là bộ truyền tự hãm (chuyển động không thể truyền được từ bánh vít sang trục vít).

## 11.3. TÍNH ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

### 11.3.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Trong truyền động trục vít cũng có các hiện tượng hỏng như trong truyền động bánh răng. Tuy nhiên vì bộ truyền trục vít có vận tốc trượt lớn, sinh nhiệt nhiều và điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn ma sát ướt tại chỗ tiếp xúc không được thuận lợi cho nên hiện tượng dính và mòn xảy ra tương đối nhiều. (Theo lý thuyết bôi trơn thủy động, điều kiện thuận lợi nhất để tạo thành màng dầu bôi trơn ma sát ướt là phương của vận tốc trượt vuông góc với đường tiếp xúc. Nếu như góc của vận tốc trượt và đường tiếp xúc càng nhỏ thì khả năng tạo thành ma sát ướt càng kém). Trên hình 11-7 trình bày một số vị trí đường tiếp xúc giữa mặt ren trục vít với mặt răng bánh vít (lần lượt theo các vị trí 1, 2, 3) trong quá trình ăn khớp. Trong vùng gạch gạch phương của vận tốc trượt  $v_t$  gần trùng với phương của đường tiếp xúc, do đó tại vùng này điều kiện bôi trơn ma sát ướt khó thực hiện.



Hình 11-7

Hiện tượng dính đặc biệt nguy hiểm khi bánh vít làm bằng vật liệu tương đối rắn (đồng thanh, nhôm, sắt, gang v.v...). Đó là vì các hạt kim loại của răng bánh vít khi bị dứt ra sẽ dính chặt vào mặt ren trục vít (ren trục vít có độ rắn cao hơn), khiến mặt ren trục vít trở nên

sần sùi, có tác dụng mài mòn nhanh mặt răng bánh vít. Khi bánh vít làm bằng vật liệu tương đối mềm thì hiện tượng dính ít nguy hiểm hơn.

Mòn bề mặt răng làm giảm thời hạn làm việc của bộ truyền. Hiện tượng mòn xảy ra càng nhiều khi dầu bôi trơn bị bẩn, bề mặt ren trục vít không đủ nhẵn hoặc khi đóng máy luôn, lúc này điều kiện bôi trơn không tốt. Răng mòn nhiều sẽ bị gãy.

Tróc rỗ bề mặt răng xảy ra chủ yếu ở các bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao.

Mặc dầu trong truyền động trục vít hiện tượng dính và mòn có tác dụng quyết định đối với khả năng làm việc của bộ truyền, nhưng cho tới nay chưa có phương pháp thoả đáng để tính về dính và về mòn. Vì vậy hiện nay vẫn dùng phương pháp tính độ bền bộ truyền trục vít theo ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn như đối với bộ truyền bánh răng. Bằng cách chọn trị số ứng suất tiếp xúc cho phép một cách thích hợp (theo các số liệu thực nghiệm) có thể đề phòng được dính và hạn chế mòn răng bánh vít. Do đó bộ truyền trục vít được tính toán chủ yếu theo ứng suất tiếp xúc. Tính toán răng theo ứng suất uốn trong trường hợp này mang tính chất kiểm nghiệm. Chỉ khi bánh vít có số răng lớn ( $Z_2 > 100$ ) và môđun nhỏ, hoặc đối với các bộ truyền quay tay, ứng suất uốn có thể có tác dụng quyết định đến khả năng làm việc của bộ truyền, thì tính răng theo độ bền uốn mới được coi là tính toán chủ yếu.

Mặt khác, vì thân trục vít có tiết diện tương đối nhỏ (do đó được chế tạo liền với trục) và được đặt trên các ổ trục cách nhau khá xa, cho nên chịu ứng suất uốn khá lớn. Bởi vậy, cần kiểm tra độ bền của thân trục vít theo hệ số an toàn.

Dưới đây trình bày cách tính độ bền răng bánh vít (răng bánh vít làm bằng vật liệu kém bền hơn ren trục vít) của bộ truyền trục vít Acimet theo ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn. Kết quả tính toán này có thể dùng cho các bộ truyền trục vít trụ khác (trục vít Convolut hoặc thân khai) vì điều kiện ăn khớp và khả năng tải của chúng tương tự như nhau.

### 11.3.2. Tính theo độ bền tiếp xúc của răng bánh vít

Để xác định ứng suất tiếp xúc cũng dùng công thức Héc (1.4). Để đảm bảo độ bền tiếp xúc, phải thoả mãn điều kiện

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_n E / \rho} \leq [\sigma_H], \quad (11-20)$$

trong đó  $[\sigma_H]$  – ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh vít. coi bánh vít ăn khớp với trục vít tương tự như bánh răng nghiêng ăn khớp với thanh răng nghiêng có cạnh thẳng ( $\rho_1 = \infty$ ). Tính toán đối với vùng tâm ăn khớp, vì ở đây bánh vít có độ bền tiếp xúc kém hơn cả (hiện tượng dính thường bắt đầu tại đây).

Vì góc nghiêng của răng bánh vít bằng góc vít  $\gamma$  của ren trục vít, đường kính của bánh răng thẳng tương đương với bánh vít  $d_{td} = d_2 / \cos^2 \gamma$

Do đó

$$1/\rho = 1/\rho_2 = 2 \cos^2 \gamma / d_2 \sin \alpha_n$$

Coi  $\sin\alpha_n \approx \sin\alpha\cos\gamma$ , có thể viết

$$1/\rho = 2\cos\gamma/d_2\sin\alpha$$

hoặc  $\rho = d_2\sin\alpha/2\cos\gamma$

Cường độ tải trọng

$$q_n = F_n/l_H, \quad (11-21)$$

trong đó  $l_H$  – tổng chiều dài tiếp xúc giữa các răng bánh vít với ren trục vít, được xác định tương tự như công thức (10-39) của bánh trụ răng nghiêng

$$l_H = K_\epsilon b \epsilon_\alpha / \cos\gamma$$

Tuy nhiên vì bánh vít ôm trục vít theo cung tròn với góc ở tâm  $2\delta$  (hình 11-3), cho nên chiều dài răng bánh vít  $b$  được tính theo công thức

$$b = \pi d_1 2\delta/360,$$

(góc  $2\delta$  tính bằng độ).

Trong bộ truyền trục vít lấy trị số nhỏ nhất của  $K_\epsilon$  là 0,75,  $\epsilon_\alpha = 1,8$  và  $2\delta = 100^\circ$ , do đó

$$l_H \approx 1,2 d_1 / \cos\gamma$$

Thay giá trị của  $F_n$  và  $l_H$  vào công thức (11-21)

$$q_n = F_{t2}/1,2d_1\cos\alpha \quad (11-22)$$

Đối với trục vít thép mô đun đàn hồi  $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$  MPa, răng bánh vít bằng gang hoặc đồng thanh  $E_2 \approx 0,9 \cdot 10^5$  MPa.

Thay các giá trị  $\rho$ ,  $q_n$  và  $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$  vào công thức (11-20) và biến đổi, với  $\alpha = 20^\circ$ ,  $F_{t2} = 2T_2/d_2$ , lấy  $\gamma \approx 10^\circ$  ( $\cos\gamma = 0,98$ ), và xét đến ảnh hưởng của sự tập trung tải trọng và tải trọng động, ta có

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (11-23)$$

Đặt  $d_1 = mq$ ,  $d_2 = mZ_2$  và  $m = 2a_\omega/(Z_2 + q)$  (đối với bộ truyền không dịch chỉnh), từ công thức (11-23) ta có công thức xác định khoảng cách trục  $a_\omega$  của bộ truyền trục vít (công thức dùng khi thiết kế)

$$a_\omega \geq (Z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2 [\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{q}} \quad (11-24)$$

Trong các công thức trên  $K_{H\beta}$  – hệ số tập trung tải trọng,  $K_{Hv}$  – hệ số tải trọng động.

Nguyên nhân chủ yếu gây tập trung tải trọng là do trục vít bị biến dạng uốn (bị võng) khi làm việc. Hệ số tập trung tải trọng  $K_{H\beta}$  xét đến sự phân bố không đều tải trọng theo chiều rộng vành răng, tính theo công thức

$$K_{H\beta} = 1 + (Z_2/\theta)^3 (1 - T_{2tb}/T_2), \quad (11-25)$$

trong đó  $\theta$  – hệ số biến dạng của trục vít, phụ thuộc  $Z_1$  và  $q$  (bảng 11-4) ;

$T_{2tb}$  – mômen xoắn trung bình trên trục bánh vít, tính theo công thức

$$T_{2tb} = \frac{\sum T_{2i} t_i n_{2i}}{\sum t_i n_{2i}}$$

$T_{2i}$ ,  $t_i$ ,  $n_{2i}$  – mômen xoắn, thời gian (số giờ) làm việc và số vòng quay trong 1 phút của bánh vít ở chế độ  $i$ ,  $T_2$  – mômen xoắn lớn nhất trong các mômen xoắn  $T_{2i}$ .

Bảng 11-4

### HỆ SỐ BIẾN DẠNG CỦA TRỤC VÍT $\theta$

Số mỗi ren $Z_1$	Hệ số đường kính trục vít $q$									
	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

Nếu tải trọng không thay đổi thì  $K_{H\beta} = 1$ .

$K_{Hv}$  – hệ số tải trọng động, phụ thuộc vào vận tốc trượt  $v_t$  và cấp chính xác chế tạo bộ truyền, tra theo bảng 11-5.

Bảng 11-5

### HỆ SỐ TẢI TRỌNG ĐỘNG

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	–	–	–	–	–

Khi thiết kế, có thể lấy sơ bộ  $K = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,1 - 1,4$ , trị số lớn khi bộ truyền có vận tốc cao và tải trọng thay đổi.

Trong công thức trên  $d_1, d_2, a_w$  tính bằng mm ;  $T_2$  tính bằng N.mm ;  $[\sigma_H]$  – MPa.

### 11.3.3. Tính toán độ bền uốn của răng bánh vít

Răng bánh vít làm bằng vật liệu có độ bền thấp hơn ren trục vít, cho nên tiến hành tính theo độ bền uốn của răng bánh vít.

Xác định ứng suất uốn trong răng bánh vít rất phức tạp, vì dạng răng thay đổi theo chiều rộng bánh vít và chân răng lại cong. Do đó người ta dùng cách tính gần đúng, coi bánh vít như bánh răng nghiêng với góc nghiêng  $\beta = \gamma$  và công thức tính độ bền uốn của răng bánh vít được suy từ công thức (10-45). Đối với bộ truyền trục vít bánh vít lấy  $\gamma = 10^\circ$ ,  $Y_\beta = 1 - \gamma^\circ/140 \approx 0,93$ ,  $Y_\epsilon = 1/(K_\epsilon \epsilon_\alpha)$ , với  $K_\epsilon = 0,75$ ,  $\epsilon_\alpha \approx 1,8$ ,  $Y_\epsilon \approx 0,74$ , công thức kiểm nghiệm ứng suất uốn của răng bánh vít có dạng

$$\sigma_F = \frac{1,4T_2 Y_F K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 d_2 m_n} \leq [\sigma_F], \quad (11-26)$$

trong đó  $m_n = m \cos \gamma$  – môđun pháp của răng bánh vít ;

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}, K_{Fv} = K_{Hv} ;$$

$Y_F$  – hệ số dạng răng, định theo số răng tương đương  $Z_{td} = Z_2 / \cos^3 \gamma$  (như đối với bánh răng nghiêng), tra bảng 11-6.

Bảng 11-6

HỆ SỐ DẠNG RĂNG BÁNH VÍT  $Y_F$

$Z_{td}$	$Y_F$	$Z_{td}$	$Y_F$	$Z_{td}$	$Y_F$	$Z_{td}$	$Y_F$
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

### 11.3.4. Kiểm nghiệm độ bền răng bánh vít khi chịu quá tải thời gian ngắn

Tính toán kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc để tránh biến dạng dư hoặc dính bề mặt răng và kiểm nghiệm ứng suất uốn để tránh biến dạng dư và gãy răng.

Để đảm bảo độ bền tiếp xúc của răng bánh vít khi bị quá tải, phải thoả mãn điều kiện

$$\sigma_{Hq} = \sigma_H \sqrt{K_q} \leq [\sigma_{Hq}]_{max} \quad (11-27)$$



trong đó  $[\sigma_H]_{\max}$  – ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép ;  $\sigma_{Hqt}$  – ứng suất tiếp xúc khi bánh vít bị quá tải ;  $\sigma_H$  – ứng suất tiếp xúc tính theo công thức (11-23) ;  $K_{qt} = T_{2\max}/T_2$  – hệ số quá tải ;  $T_{2\max}$  và  $T_2$  – mômen xoắn quá tải lớn nhất và mômen xoắn danh nghĩa tác dụng vào bánh vít.

Điều kiện đảm bảo độ bền uốn của răng bánh vít khi bị quá tải

$$\sigma_{Fqt} = \sigma_F \cdot K_{qt} \leq [\sigma_F]_{\max}, \quad (11-28)$$

trong đó  $[\sigma_F]_{\max}$  – ứng suất uốn quá tải cho phép ;  $\sigma_{Fqt}$  – ứng suất uốn khi bánh vít bị quá tải ;  $\sigma_F$  – ứng suất uốn tính theo công thức (11-26).

## 11.4. VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 11.4.1. Vật liệu

Vì phải làm việc với vận tốc trượt lớn và điều kiện bôi trơn không được tốt, cho nên cần chọn phối hợp vật liệu làm bánh vít và trục vít sao cho có hệ số ma sát thấp, ít bị dính và lâu mòn.

Vật liệu trục vít và bánh vít được chọn chủ yếu theo trị số vận tốc trượt của ren trục vít với răng bánh vít. Dưới đây giới thiệu một số loại vật liệu của Liên Xô được dùng để chế tạo trục vít và bánh vít.

Khi truyền công suất không lớn lắm (dưới 3kW) người ta dùng trục vít Accimet hoặc Convolut không mài, thường làm bằng thép tôi cải thiện như thép 35, 45, 50, 35XM v.v..., có độ rắn bề mặt dưới 350HB.

Khi truyền công suất trung bình và cao người ta dùng trục vít thân khai ăn khớp với bánh vít bằng đồng thanh. Trục vít được chế tạo bằng thép 40X, 40XH, 12XH3A, 20XH3A, 30XГCA, v.v... tôi có độ rắn bề mặt ren 45 – 55HRC. Sau khi nhiệt luyện bề mặt ren trục vít được mài và đánh bóng.

Trong các bộ truyền để hờ hoặc quay tay, công suất nhỏ bánh vít được chế tạo bằng gang CЧ10, CЧ15, CЧ18, CЧ20 v.v... còn trục vít làm bằng thép 35, 40, 45 (độ rắn 300 ÷ 350HB) v.v...

Bánh vít trong các bộ truyền kín, có vận tốc trượt  $v_t \leq 5\text{m/s}$  được làm bằng đồng thanh không có thiếc như БРАЖ9-4, БРАЖН10-4-4 v.v... hoặc đồng thau (latông) như ЛАЖМу66-6-3-2, ЛМуС58-2-2 v.v... Nếu vận tốc trượt  $v_t \leq 12\text{m/s}$  bánh vít được chế tạo bằng đồng thanh ít thiếc như БРОЦ6-6-3, БРОЦ5-5-5 v.v... Khi  $v_t \leq 25\text{m/s}$  bánh vít được làm bằng đồng thanh nhiều thiếc và có thêm phốt pho, chì, antimon và niken như БРОФ10-1, БРОНФ v.v...

Trong các truyền động công suất nhỏ người ta còn dùng bánh vít làm bằng chất dẻo.

## 11.4.2. Ứng suất cho phép

### Ứng suất tiếp xúc cho phép

Đối với các bánh vít có răng làm bằng *đồng thanh thiếc* (giới hạn bền  $\sigma_b < 300\text{MPa}$ ) có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định theo điều kiện tránh hỏng vì môi bề mặt, có thể theo công thức

$$[\sigma_H] = (0,75 + 0,90) \sigma_b K_{HI} \quad (11-29)$$

trong đó  $\sigma_b$  – giới hạn bền kéo của vật liệu (bảng 11-7) ; hệ số 0,75 dùng khi trục vít bằng thép không tôi, hệ số 0,9 dùng khi trục vít có độ rắn HRC > 45, được mài và đánh bóng ;

$K_{HI} = \sqrt[8]{10^7 / N_{HE}}$  – hệ số tuổi thọ ;  $N_{HE}$  – số chu kỳ tương đương [xem công thức (10-69)]

$$N_{NE} = 60 \sum_{i=1}^N (T_{2i} / T_2)^4 n_i t_i \quad (11-30)$$

trong đó  $n_i$ ,  $T_{2i}$  – số vòng quay trong 1 phút và mômen xoắn trên bánh vít trong chế độ thứ  $i$ ,  $i = 1, 2, \dots$  ;  $N$  – số thứ tự chế độ làm việc ;  $t_i$  – số giờ làm việc trong chế độ  $i$  ;  $T_2$  – mômen xoắn lớn nhất trong các trị số  $T_{2i}$ , là trị số được dùng để tính toán.

Nếu  $N_{HE} > 2,5 \cdot 10^8$  lấy  $N_{HE} = 2,5 \cdot 10^8$  chu kỳ.

Đối với các bánh vít bằng *đồng thanh không có thiếc*, giới hạn bền  $\sigma_b > 300\text{MPa}$ , và bằng gang, ứng suất tiếp xúc cho phép  $[\sigma_H]$  được chọn theo điều kiện tránh dính, phụ thuộc vào vận tốc trượt  $v_t$  (bảng 11-8). Trong trường hợp này  $[\sigma_H]$  không phụ thuộc số chu kỳ ứng suất.

Bảng 11-7

CƠ TÍNH MỘT SỐ VẬT LIỆU LÀM VÀNH RĂNG BÁNH VÍT

Vật liệu	Cách đúc	$\sigma_b$ , MPa	$\sigma_{ch}$ , MPa	$E \cdot 10^{-5}$ , MPa	HB	Vận tốc trượt lớn nhất, $v_t$ m/s
БрОФ10-1	KC	200	120	0,75	80 – 100	25
	KKL	260	150	1	100 – 120	
БрОНФ	ĐLT	290	170	0,98	100 – 120	35
БрОЦ6-6-3	KC	150	80	0,93	60 – 70	12
	KKL	180	100	"	"	
БрОЦ5-5-5	KC	150	80	0,88	60 – 70	12
	KKL	180	100	"	"	
БрАЖ9-4	KC	390	200	0,90	110 – 140	10
	KKL, ĐLT	500	"	"	"	

Vật liệu	Cách đúc	$\sigma_b$ , MPa	$\sigma_{ch}$ , MPa	$E \cdot 10^{-5}$ , MPa	HB	Vận tốc trượt lớn nhất, $v_t$ m/s
БрАЖН10-4-4	KKL, ĐLT	600	400	0,98	170 - 220	10
ЛМцС58-2-2	KKL	300	130	0,90	80 - 100	10
СЧ15	KC	320*	-	0,9	160 - 230	3
СЧ18	KC	360*	-	1	170 - 230	2

*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  $\sigma_{bu}$

Bảng 11-8

ỨNG SUẤT CHO PHÉP CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

Vật liệu bánh vít	$[\sigma_H]$ , MPa khi vận tốc trượt $v_t$ , m/s							$[\sigma_F]$ , MPa
	0,5	1	2	3	4	6	8	
БрАЖ9-4	250	230	210	180	160	120	90	80
СЧ10	115	100	72	-	-	-	-	34
СЧ15	130	115	86	-	-	-	-	38

*Chú thích :* Các số liệu trên ứng với phối bánh vít đúc trong khuôn cát

Ứng suất uốn cho phép

Đối với bánh vít bằng đồng thanh, quay một chiều :

$$\sigma_F = (0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b) K_{FL} \quad (11-31)$$

trong đó :  $\sigma_{ch}$  và  $\sigma_b$  - giới hạn chảy và giới hạn bền kéo của đồng thanh ;

$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6 / N_{FE}}$  - hệ số tuổi thọ ;  $N_{FE}$  - số chu kỳ tương đương :

$$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^N (T_{2i} / T_2)^9 n_i t_i \quad (11-32)$$

nếu  $N_{FE} < 10^6$  lấy  $N_{FE} = 10^6$  chu kỳ ; nếu  $N_{FE} > 2,5 \cdot 10^8$  lấy  $N_{FE} = 2,5 \cdot 10^8$  chu kỳ.

Đối với bánh vít bằng gang, quay một chiều :

$$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_{bu} \quad (11-33)$$

$\sigma_{bu}$  - giới hạn bền uốn của gang.

Trường hợp bộ truyền quay hai chiều, đối với bánh vít bằng đồng thanh :

$$[\sigma_F] = 0,16 \sigma_b K_{FL} \quad (11-34)$$

đối với bánh vít bằng gang

$$[\sigma_F] = 0,075 \sigma_{bu} \quad (11-35)$$

Bảng 11-8 cho các trị số ứng suất uốn cho phép  $[\sigma_F]$  của một vài loại vật liệu.

*Ứng suất cho phép khi quá tải*

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải trong thời gian ngắn, đối với bánh vít bằng :

$$\left. \begin{array}{ll} \text{đồng thanh thiếc} & [\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_{ch} ; \\ \text{đồng thanh không thiếc} & [\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_{ch} ; \\ \text{gang} & [\sigma_H]_{\max} = 1,5 [\sigma_H] . \end{array} \right\} \quad (11-36)$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải trong thời gian ngắn, đối với bánh vít bằng :

$$\left. \begin{array}{ll} \text{đồng thanh} & [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_{ch} ; \\ \text{gang} & [\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_b ; \end{array} \right\} \quad (11-37)$$

$\sigma_b$  – giới hạn bền kéo của gang.

## 11.5. TÍNH TOÁN NHIỆT, LÀM NGUỘI VÀ BÔI TRƠN

Khi làm việc bộ truyền trục vít sinh nhiều nhiệt, có thể làm cho nhiệt độ dầu trong hộp giảm tốc trục vít cao quá trị số giới hạn ( $75^\circ - 90^\circ\text{C}$ ; tùy theo loại dầu). Nhiệt độ quá cao sẽ phá hỏng màng dầu bôi trơn giữa các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và răng bánh vít, gây nên dính làm mất khả năng làm việc của bộ truyền. Để tránh sinh nhiệt quá cao, phải tính toán nhiệt đối với bộ truyền trục vít.

Tính toán tiến hành theo điều kiện cân bằng nhiệt trong hộp giảm tốc trục vít, nhiệt lượng sinh ra bằng nhiệt lượng thoát đi.

$$1000(1 - \eta)\mathfrak{R}_1 = K_T(\theta - \theta_0) A (1 + \psi), \quad (11-38)$$

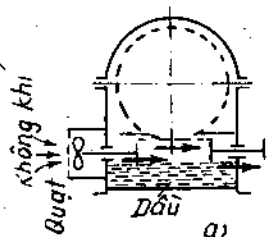
trong đó  $\eta$  – hiệu suất bộ truyền;  $\mathfrak{R}_1$  – công suất, kW;  $K_T = 8 + 17,5 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  – hệ số toả nhiệt, trị số lớn khi không khí được lưu thông tốt;  $\theta$  và  $\theta_0$  – nhiệt độ dầu và nhiệt độ môi trường không khí;  $A$  – diện tích bề mặt thoát nhiệt của hộp,  $\text{m}^2$ , có thể lấy đúng  $A \approx 20a_\omega^2$ ;  $a_\omega$  – khoảng cách trục của bộ truyền, ( $A$  tính bằng  $\text{m}^2$  nên  $a_\omega$  cũng phải tính bằng m), nếu có làm thêm gân thì tăng thêm 10 – 20%;  $\psi = 0,25$  – hệ số xét đến sự thoát nhiệt qua đáy hộp xuống bộ máy.

Do đó nhiệt độ của dầu trong hộp giảm tốc (không được làm nguội bằng quạt v.v...) làm việc với chế độ tải liên tục hoặc thay đổi theo chu kì

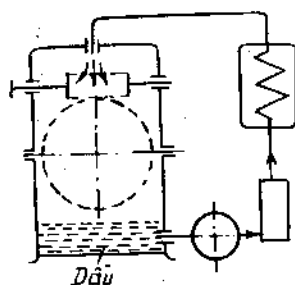
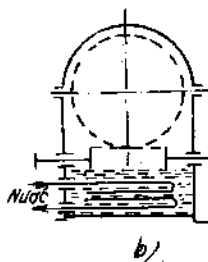
$$\theta = \frac{1000(1 - \eta)\mathfrak{R}_1}{K_T A (1 + \psi)\beta} + \theta_0 \leq [\theta]. \quad (11-39)$$

trong đó  $[\theta]$  – nhiệt độ cao nhất cho phép của dầu, thường trong khoảng  $75^\circ - 90^\circ\text{C}$ ;  $\beta$  – hệ số xét đến sự giảm nhiệt sinh ra trong đơn vị thời gian do làm việc ngắt quãng hoặc giảm tải trọng so với tải trọng danh nghĩa  $\mathfrak{R}_1$ ;  $\beta = t_{ck}/(\sum \mathfrak{R}_{li}t_i/\mathfrak{R}_1)$ ;  $t_{ck}$  – chu kì tải trọng;  $\mathfrak{R}_{li}$  và  $t_i$  – công suất và thời gian tải trong chế độ thứ  $i$  của chu kì.

Nếu nhiệt độ của dầu  $\theta$  lớn hơn  $[\theta]$ , phải dùng biện pháp làm nguội nhân tạo như dùng quạt (hình 11-8a) hoặc dùng ống dẫn nước làm nguội (hình 11-8b).



Hình 11-8



Hình 11-9

Đối với bộ truyền được làm nguội bằng quạt, nhiệt độ dầu trong hộp

$$\theta = \frac{1000(1 - \eta) \mathfrak{R}_1}{[K_T(A - A_q)(1 + \psi) + K_{Tq} \cdot A_q] \beta} + \theta_0 \quad (11-40)$$

trong đó  $A_q$  - diện tích bề mặt hộp được quạt nguội,  $m^2$ ;  $K_{Tq}$  - hệ số thoát nhiệt của phần bề mặt hộp được quạt  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ , chọn theo tần số quay  $n_q$  của quạt [với  $n_q = 750; 1000; 1500, 3000$  vg/ph lấy  $K_{Tq} = 17; 21; 29; 40 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$  tương ứng]. Có thể lấy  $A_q \approx 0,3A$ .

Để bôi trơn bộ truyền, một phần trục vít hoặc một phần bánh vít được nhúng trong dầu, tùy theo vị trí trục vít ở dưới hay bánh vít ở dưới. Để tránh mất mát nhiều công suất do khuấy dầu, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập 1/3 bán kính bánh vít (khi bánh vít ở dưới). Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng 0,35 - 0,7 lít cho 1kW.

Khi vận tốc vòng của trục vít  $v \geq 12m/s$ , bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu (hình 11-9).

Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp của dầu bôi trơn theo bảng 11-9. Để tăng khả năng chống dính nên pha thêm khoảng 3 - 10% dầu thực vật hoặc mỡ động vật.

Bảng 11-9

### CHỌN ĐỘ NHỚT ĐỘNG CỦA DẦU BÔI TRƠN BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT (Ở NHIỆT ĐỘ 50<sup>o</sup>C VÀ 100<sup>o</sup>C)

Vận tốc trượt $v_t$ , m/s	Dưới 1	Dưới 2,5	Dưới 5	5 + 10	10 ÷ 15	15 ÷ 25	Trên 25
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 50 <sup>o</sup> C	450	270	180	120	85	60	45
" ở 100 <sup>o</sup> C	53	34	23	15	-	-	-

## 11.6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT. THÍ DỤ

### 11.6.1. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít

Có thể thiết kế bộ truyền trục vít theo trình tự sau đây :

1 - Dự đoán vận tốc trượt, chọn vật liệu bánh vít, trục vít và cách chế tạo, phương pháp nhiệt luyện, cấp chính xác.

2 - Xác định ứng suất cho phép

3 - Chọn số mối ren  $Z_1$ , hệ số đường kính  $q$ , tính số răng bánh vít  $Z_2 = uZ_1$ , chọn sơ bộ hiệu suất  $\eta$ .

4 - Tính sơ bộ khoảng cách trục  $a_w$  và môđun

$$m = 2a_w / (Z_2 + q), \text{ lấy } m \text{ theo tiêu chuẩn.}$$

5 - Kiểm nghiệm vận tốc trượt, hệ số tải trọng và hiệu suất. Nếu thấy sai nhiều so với các trị số đã chọn sơ bộ trước, cần chọn lại cho hợp lí hơn (có khi phải chọn lại cả vật liệu), rồi tính lại  $a_w$  và  $m$ , hoặc kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc

6 - Kiểm nghiệm ứng suất uốn của răng bánh vít.

7 - Xác định các kích thước chính của bộ truyền.

8 - Kiểm nghiệm độ bền của thân trục vít theo hệ số an toàn (phương pháp tính được trình bày trong chương "Trục").

9 - Tính toán nhiệt (kiểm tra nhiệt độ làm việc của dầu trong hộp giảm tốc).

### 11.6.2. Thí dụ

Thiết kế bộ truyền trục vít của hộp giảm tốc, công suất trên trục vít  $\mathfrak{R}_1 = 6\text{kW}$ , số vòng quay trong một phút  $n_1 = 730 \text{ vg/ph}$ , tỉ số truyền  $u = 19,5$ . Bộ truyền quay 1 chiều, tải trọng thay đổi không đáng kể. Thời gian sử dụng 10 năm, mỗi năm 300 ngày, mỗi ngày 6 giờ.

*Giải*

1. Giả thiết vận tốc trượt  $v_t < 5\text{m/s}$ , chọn đồng thanh БрАЖ9-4 làm vành răng bánh vít, ăn khớp với trục vít bằng thép 45 tôi bề mặt (HRC = 45 - 50). Vành răng bánh vít đúc trong khuôn cát. Trục vít mài, có ren thân khai. Bộ truyền được chế tạo với cấp chính xác 8.

2. Ứng suất tiếp xúc cho phép  $[\sigma_H]$  của đồng thanh БрАЖ9-4, chọn theo điều kiện tránh dính, giả thiết vận tốc trượt khoảng 4m/s, lấy  $[\sigma_H] = 160 \text{ MPa}$  (bảng 11-8).

Số vòng quay trong 1 phút của bánh vít

$$n_2 = n_1 / u = 730 / 19,5 = 37 \text{ vg/ph.}$$

Ứng suất uốn cho phép [tra bảng 11-7 và tính theo công thức (11-31), bộ truyền quay 1 chiều]

$$[\sigma_F] = (0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 390) \sqrt[3]{10^6 / N_{FE}} .$$

Vì tải trọng không thay đổi nên số chu kỳ

$$N_{FE} = 60n_2t_{\Sigma} = 60.37.6.300.10 = 3,9.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$t_{\Sigma}$  – tổng số giờ làm việc của bộ truyền.

$$[\sigma_F] = 54 \text{ MPa}$$

3. Chọn số mối ren trục vít  $Z_1 = 2$  và hệ số đường kính  $q = 10$ . Số răng bánh vít

$$Z_2 = uZ_1 = 19,5.2 = 39.$$

Với  $Z_1 = 2$ , chọn sơ bộ hiệu suất  $\eta = 0,80$ .

Mômen xoắn trên bánh vít

$$T_2 = T_1 u \eta = 9,55.10^6 . 6.19,5.0,8/730 = 1224500 \text{ N.mm}$$

4. Tính sơ bộ khoảng cách trục.

Vì tải trọng thay đổi không đáng kể nên hệ số tập trung tải trọng  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ . Hệ số tải trọng động tra bảng 11-5 với cấp chính xác 8, vận tốc trượt  $v_t \leq 5 \text{ m/s}$ ,  $K_{Hv} = K_{Fv} = 1,3$

Tính sơ bộ khoảng cách trục [công thức (11-24)]

$$a_{\omega} \geq (39 + 10) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{39.160}\right)^2 \frac{1224500.1,3}{10}} = 240 \text{ mm.}$$

$$\text{Môđun } m = 2a_{\omega}/(Z_2 + q) = 2.240/(39 + 10) = 9,8 \text{ mm.}$$

Lấy theo tiêu chuẩn  $m = 10 \text{ mm}$ .

5. Vận tốc trượt [công thức (11-13)]

$$v_t = (10.730/19100) \sqrt{2^2 + 10^2} = 3,9 \text{ m/s.}$$

Vận tốc trượt khoảng  $4 \text{ m/s}$ , đúng như dự đoán, do đó vật liệu làm vành răng bánh vít, trị số  $[\sigma_H]$  và hệ số tải trọng động đã được chọn đúng.

Để tính hiệu suất, cần xác định góc vít  $\gamma$  theo công thức (11-2)

$$\text{tg } \gamma = Z_1/q = 2/10 = 0,2 ; \gamma = 11^{\circ}18'.$$

Hệ số ma sát  $f = 0,04$ , do đó  $\rho = 2^{\circ}17'$ .

(lẽ ra theo bảng 11-3 có thể lấy  $f = 0,03$ , nhưng vì răng bánh vít làm bằng đồng thanh không có thớt, cho nên lấy tăng lên). Theo công thức (11-18)

$$\eta = 0,95 \frac{\text{tg } 11^{\circ}18'}{\text{tg}(11^{\circ}18' + 2^{\circ}17')} = 0,80,$$

phù hợp với dự đoán.

6. Kiểm nghiệm ứng suất uốn theo công thức (11-26). Số răng tương đương  $Z_{td} = 39/\cos^3 \gamma = 41$  răng, tra bảng 11-6 hệ số dạng răng  $Y_F = 1,53$ .

Đường kính vòng chia bánh vít

$$d_2 = mZ_2 = 10.39 = 390\text{mm}.$$

Đường kính vòng chia trục vít

$$d_1 = m q = 10.10 = 100\text{mm}$$

Đường kính vòng đỉnh trục vít

$$d_{a1} = 100 + 2.1.10 = 120\text{mm}.$$

Chiều rộng  $b_2$  của bánh vít

$$b_2 = 0,75d_{a1} = 90\text{mm}.$$

Ứng suất uốn trong răng bánh vít

$$\sigma_F = \frac{1,4.1224500.1,53.1,3}{90.390.10.0,981} = 9,9 \text{ MPa} < [\sigma_F]$$

trong đó  $m_n = m \cos \gamma = 10.0,981 = 9,81\text{mm}$

7. Xác định các kích thước của bộ truyền.

Khoảng cách trục  $a_w = m(Z_2 + q)/2 = 10(39 + 10)/2 = 245\text{mm}$ . Vì không có yêu cầu phải lấy  $a_w$  theo tiêu chuẩn cho nên không cần dịch chỉnh.

Kích thước trục vít  $d_1 = d_{w1} = 100\text{mm}$ .

$$d_{a1} = 120\text{mm}$$

Đường kính vòng đáy ren trục vít  $d_{f1} = 100 - 2.1.2.10 = 76\text{mm}$ .

Chiều dài phần cắt ren của trục vít

$$b_1 \geq (11 + 0,06.39)10 = 134\text{mm}$$

Vì trục vít được mài cho nên lấy thêm  $3m = 3.10 = 30\text{mm}$ , vậy lấy  $b_1 = 165\text{mm}$ .

Kích thước bánh vít

$$d_2 = d_{w2} = 390\text{mm}$$

Đường kính vòng đỉnh và vòng đáy răng bánh vít

$$d_{a2} = 10(39 + 2.1) = 410\text{mm}.$$

$$d_{f2} = 2[245 - 10(0,5.10 + 1,2)] = 366\text{mm}.$$

Chiều rộng  $b_2 = 90\text{mm}$ .



Nửa góc tiếp xúc ren trục vít với răng bánh vít

$$\delta = \arcsin \left( \frac{90}{120 - 0,5 \cdot 10} \right) = 51^{\circ}30'$$

Đường kính lớn nhất của bánh vít

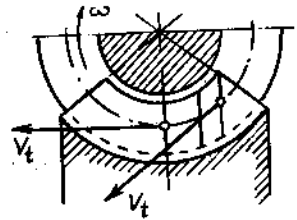
$$d_{aM2} = 390 + 100 (1 - \cos \delta) = 427 \text{mm.}$$

8. Kiểm nghiệm độ bền của thân trục vít theo hệ số an toàn.

9. Tính toán nhiệt, tiến hành sau khi xác định kích thước vỏ hộp giảm tốc.

## 11.7. TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT LỖM (TRỤC VÍT GLÔBÔIT)

Trục vít lõm khác với trục vít trụ ở chỗ ren được tạo thành trên mặt xuyên lõm (mặt glôbôit), ôm bánh vít với một cung nhất định (hình 11-1b). Vì có nhiều ren cùng ăn khớp với các răng bánh vít và điều kiện tạo thành màng dầu giữa các bề mặt tiếp xúc tốt hơn (do đường tiếp xúc làm với phương của vận tốc trượt một góc khá lớn, hình 11-10), so với bộ truyền trục vít trụ, khả năng tải của bộ truyền trục vít lõm tăng lên 1,4 ÷ 1,5 lần. Tuy nhiên, bộ truyền trục vít lõm tồn tại một số nhược điểm như: khá nhạy với sai lệch trong lắp ghép; chế tạo phức tạp. Kích thước bộ truyền trục vít lõm tương đối nhỏ cho nên diện tích bề mặt tỏa nhiệt cũng nhỏ, khiến cho khi làm việc bộ truyền dễ bị nóng nhiều, đòi hỏi phải dùng các biện pháp làm nguội nhân tạo. Các nhược điểm này hạn chế việc sử dụng bộ truyền trục vít lõm.



Hình 11-10

Ở một số nước, truyền động trục vít lõm được tiêu chuẩn hoá, các kích thước chủ yếu được quy định trong tiêu chuẩn. Cách tính kích thước hình học của truyền động trục vít lõm cũng tương tự như đối với truyền động trục vít trụ. Khoảng cách trục  $a_{\omega}$ , đường kính trong  $d_{f1}$  của trục vít lõm là các thông số cơ bản của bộ truyền, được tiêu chuẩn hoá. Tiêu chuẩn quy định các dãy khoảng cách trục  $a_{\omega} = 40 + 1600 \text{mm}$ , tỉ số truyền  $u = 10 + 90$ , các đường kính vòng chia và chiều rộng bánh vít phụ thuộc khoảng cách trục. Không tiêu chuẩn hoá môđun vì không giúp cho việc giảm bớt số loại dao cắt: một dao không thể cắt được nhiều bánh vít có số răng khác nhau. Số mối ren  $Z_1 = 1, 2$  và  $4$ ; số răng  $Z_2 = uZ_1$ . Vì cần hạn chế số cỡ dao cắt cho nên phải hạn chế số răng  $Z_2$  (hạn chế tỉ số truyền  $u$ ). Để bộ truyền được chạy mòn tốt, số răng  $Z_2$  được lấy theo các trị số không chia chắn cho số mối ren  $Z_1$ .

Vật liệu chế tạo trục vít lõm và bánh vít được lấy tương tự như đối với bộ truyền động trục vít trụ.

Trong bộ truyền trục vít lõm cũng xảy ra hiện tượng dính và mòn. Vì hiện nay chưa có phương pháp tính hoàn hảo, cho nên người ta dùng các công thức tính gần đúng, kết hợp với kinh nghiệm sử dụng và các kết quả nghiên cứu thực nghiệm. Phương pháp tính toán bộ truyền trục vít lõm cho trong các tài liệu chuyên khảo.

# MỤC LỤC

	<i>Trang</i>
Lời nói đầu .....	3
Mở đầu .....	5
<b>Phần thứ nhất. NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN VỀ THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY</b> .....	<b>7</b>
<i>Chương 1. ĐẠI CƯƠNG VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY</i>	
1.1. Nội dung và trình tự thiết kế máy .....	7
1.2. Khái quát về các yêu cầu đối với máy và chi tiết máy .....	9
1.3. Tải trọng và ứng suất .....	11
1.4. Độ bền mỏi của chi tiết máy .....	16
1.5. Chọn vật liệu .....	25
1.6. Vấn đề tiêu chuẩn hoá chi tiết máy .....	33
<i>Chương 2. NHỮNG CHỈ TIÊU CHỦ YẾU VỀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY</i>	
2.1. Độ bền .....	36
2.2. Độ bền mòn .....	40
2.3. Độ cứng .....	42
2.4. Khả năng chịu nhiệt .....	43
2.5. Độ ổn định dao động .....	45
<i>Chương 3. ĐẠI CƯƠNG VỀ ĐỘ TIN CẬY CỦA MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY</i>	
3.1. Ý nghĩa của vấn đề độ tin cậy .....	46
3.2. Khái niệm về tính toán xác suất .....	47
3.3. Các chỉ tiêu đánh giá độ tin cậy .....	52
3.4. Phương hướng nâng cao độ tin cậy của chi tiết máy và máy .....	55
<b>Phần thứ hai. CÁC CHI TIẾT MÁY GHEP</b> .....	<b>57</b>
<i>Chương 4. GHEP BẰNG ĐINH TÁN</i>	
4.1. Khái niệm chung .....	58
4.2. Tính mối ghép chắc .....	60
4.3. Tính mối ghép chắc kín .....	65
<i>Chương 5. GHEP BẰNG HÀN</i>	
5.1. Khái niệm chung .....	66
5.2. Kết cấu các mối hàn và cách tính độ bền .....	67
5.3. Độ bền của mối hàn và ứng suất cho phép .....	76
5.4. Thí dụ .....	79
<i>Chương 6. GHEP BẰNG ĐỘ DÔI</i>	
6.1. Khái niệm chung .....	81
6.2. Tính mối ghép bằng độ dôi .....	83

	<i>Trang</i>
<i>Chương 7. GHEP BẰNG THEN, THEN HOA VÀ TRỤC ĐỊNH HÌNH</i>	
7.1. Ghép bằng then .....	88
7.2. Ghép bằng then hoa .....	92
7.3. Ghép bằng trục định hình .....	95
<i>Chương 8. GHEP BẰNG REN</i>	
8.1. Khái niệm chung .....	96
8.2. Tính bulông (vít) .....	104
8.3. Tính mối ghép nhóm bulông .....	112
8.4. Thí dụ .....	118
<b>Phần thứ ba. TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ</b> .....	<b>121</b>
<i>Chương 9. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT</i>	
9.1. Khái niệm chung .....	123
9.2. Cơ học truyền động bánh ma sát .....	124
9.3. Tính độ bền bộ truyền bánh ma sát .....	129
9.4. Vật liệu và ứng suất cho phép .....	131
9.5. Bộ biến tốc vô cấp .....	132
9.6. Thí dụ .....	133
<i>Chương 10. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG</i>	
10.1. Khái niệm chung .....	134
10.2. Tải trọng trong truyền động bánh răng .....	144
10.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng .....	150
10.4. Tính toán độ bền bộ truyền bánh răng trụ ...	153
10.5. Truyền động bánh răng côn .....	164
10.6. Vật liệu, nhiệt luyện bánh răng và ứng suất cho phép .....	172
10.7. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng. Thí dụ .....	179
10.8. Truyền động bánh răng trụ chéo và truyền động bánh răng côn chéo .....	186
<i>Chương 11. TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT</i>	
11.1. Khái niệm chung .....	188
11.2. Cơ học truyền động trục vít .....	194
11.3. Tính độ bền bộ truyền trục vít .....	197
11.4. Vật liệu và ứng suất cho phép .....	202
11.5. Tính toán nhiệt, làm nguội và bôi trơn .....	205
11.6. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít. Thí dụ ..	207
11.7. Truyền động trục vít lõm (trục vít glôbôit) ..	210

*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

*Biên tập lần đầu :*

NGUYỄN VĂN MẬU

*Biên tập tái bản :*

NGUYỄN THỊ HIỀN

*Trình bày bìa :*

TÀO THANH HUYỀN

*Sửa bản in :*

HÀ THỊ HÀO - LÊ MAI HƯƠNG

*Chế bản :*

PHÒNG CHẾ BẢN (NXB GIÁO DỤC)

---

**CHI TIẾT MÁY - Tập một**

Mã số: 7B042T6 - CND

In 2.000 bản, khổ 19 x 27 cm tại Công ty in Thống Kê và Sản xuất  
bao bì Huế - 36 Phạm Hồng Thái, TP. Huế. Số đăng kí KHXB:  
05-2006/CXB/1-1880/GD. In xong và nộp lưu chiểu tháng 02 năm 2006.

- |  |                                     |
|--|-------------------------------------|
| 1. Tự động điều khiển các quá trình công nghệ      | Trần Doãn Tiến                      |
| 2. Nguyên lí máy - Tập một                         | Đinh Gia Tường (chủ biên)           |
| 3. Nguyên lí máy - Tập hai                         | Đinh Gia Tường (chủ biên)           |
| 4. Chi tiết máy - Tập một                          | Nguyễn Trọng Hiệp                   |
| 5. Chi tiết máy - Tập hai                          | Nguyễn Trọng Hiệp                   |
| 6. Thiết kế chi tiết máy                           | Nguyễn Trọng Hiệp<br>Nguyễn Văn Lâm |
| 7. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập một | Trịnh Chất<br>Lê Văn Uyển           |
| 8. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập hai | Trịnh Chất<br>Lê Văn Uyển           |
| 9. Máy canh tác nông nghiệp                        | Nguyễn Văn Muôn (chủ biên)          |
| 10. Máy thu hoạch nông nghiệp                      | Phạm Xuân Vượng                     |
| 11. Độ tin cậy trong sửa chữa ô tô - máy kéo       | Nguyễn Nông<br>Hoàng Ngọc Vinh      |
| 12. Lí thuyết tính toán máy thu hoạch nông nghiệp  | Phạm Xuân Vượng                     |
| 13. Tính toán và thiết kế hệ thống sấy             | Trần Văn Phú                        |
| 14. Nguyên lí động cơ đốt trong                    | Nguyễn Tất Tiến                     |
| 15. Lí thuyết động cơ diesel                       | Lê Viết Lượng                       |

*Bạn đọc có thể tìm mua tại các Công ti Sách - Thiết bị trường học ở các địa phương hoặc các Cửa hàng của Nhà xuất bản Giáo dục:*

*Tại Hà Nội: 81 Trần Hưng Đạo, 57 Giảng Võ, 232 Tây Sơn, 23 Tràng Tiền, 25 Hàn Thuyên*

*Tại Đà Nẵng: 15 Nguyễn Chí Thanh*

*Tại Thành phố Hồ Chí Minh: 231 Nguyễn Văn Cừ, 240 Trần Bình Trọng*



Giá 19.000<sup>d</sup>