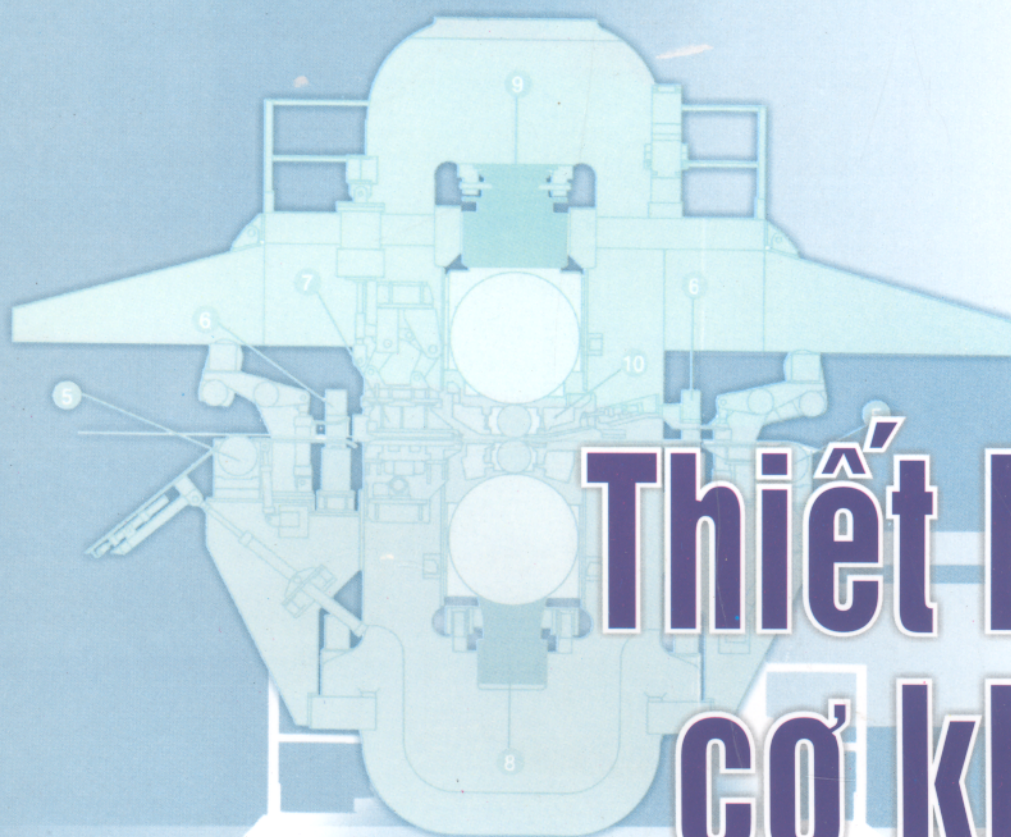
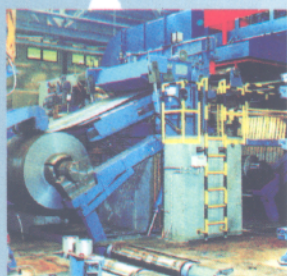


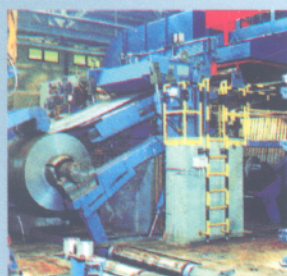
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI
TS. HÀ TIẾN HOÀNG



Thiết bị cơ khí xưởng cán



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT



TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI

TS. HÀ TIẾN HOÀNG

THIẾT BỊ CƠ KHÍ XỬNG CÁN



**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI**

Chịu trách nhiệm xuất bản:

PGS. TS. TÔ ĐĂNG HẢI

Biên tập và sửa bài:

ThS. NGUYỄN HUY TIẾN

HOÀNG GIANG

Trình bày bìa:

HƯỜNG LAN

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

70 Trần Hưng Đạo - Hà Nội

$\frac{60 - 6C3}{KHKT - 05}$ 150 - 304 - 05

In 700 cuốn, khổ 19 x 27, tại Nhà in Khoa học và công nghệ

Giấy phép xuất bản số : 150-304-4/2/2005

In xong và nộp lưu chiểu tháng 2 năm 2006.

LỜI NÓI ĐẦU

Thiết bị cán nghiên cứu về nguyên lý làm việc, kết cấu, phương pháp tính toán thiết kế các chi tiết, cụm chi tiết, các cơ cấu của máy cán và các máy phối hợp, phụ trợ tạo ra sản phẩm cán.

Sách được chia ra hai phần: thiết bị chính và thiết bị phụ.

Trong phần I, sau khi trình bày các khái niệm chung về cán và thiết bị cán, phân loại máy cán, sơ lược về cách tính toán lực cán, mômen cán thuộc quá trình cán dọc thông dụng, cán khai phôi, cán phôi, cán tấm, cán hình đơn giản, phân lớn nội dung tập trung vào phân tích kết cấu, phương pháp tính toán thiết kế các chi tiết, cụm chi tiết và các cơ cấu điển hình trên hàng giá cán. Các loại máy cán ống, máy cán đặc biệt cũng được đề cập đến.

Trong phần II, chủ yếu trình bày nguyên lý làm việc, các kết cấu, cách tính toán một số thiết bị phụ điển hình của nhà máy cán như máy cắt, máy cắt bay, máy cưa, máy nắn, máy cuộn, sàn nguội... Các thiết bị phụ trợ khác chỉ được nêu ra ở mức độ sơ lược.

Người đọc có thể tìm hiểu sâu hơn trong các tài liệu tham khảo.

Sách thiết bị cán được biên soạn với mong muốn của tác giả là góp phần cung cấp kiến thức và tài liệu hiện còn quá thiếu thốn ở trong nước cho việc học tập và tham khảo của sinh viên và cán bộ kỹ thuật chuyên ngành cơ học biến dạng và cán kim loại. Vì trình độ của tác giả còn hạn chế, trong tập sách này chắc chắn còn nhiều khiếm khuyết. Tác giả rất mong được sự đóng góp ý kiến của bạn đọc. Những ý kiến đóng góp xin gửi về bộ môn Cơ học Vật liệu và Cán kim loại, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

**Tác giả
TS. Hà Tiến Hoàng**

MỤC LỤC

Lời nói đầu.	3
Mục lục.	5

PHẦN I. THIẾT BỊ CHÍNH

CHƯƠNG 1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ THIẾT BỊ CÁN	11
1.1. Các khái niệm mở đầu.....	11
1.1.1. Cán.	11
1.1.2. Giới thiệu sơ lược về các sản phẩm cán.....	11
1.1.3. Máy cán và thiết bị cán.....	12
1.1.4. Thiết bị chính - máy cán.....	13
1.1.5. Thiết bị phụ trợ.	15
1.2. Phân loại máy cán theo cách bố trí giá cán	15
1.2.1. Máy cán một giá.	15
1.2.2. Máy cán nhiều giá cán xếp hàng ngang.....	15
1.2.3. Máy cán nhiều giá cán xếp hàng dọc.	16
1.2.4. Máy cán liên tục.....	16
1.2.5. Máy cán nửa liên tục.	16
1.3. Phân loại máy cán theo công dụng.....	18
1.4. Phân loại giá cán theo số trục và cách bố trí trục cán.....	19
1.4.1. Giá cán có trục cán nằm ngang.	19
1.4.2. Giá cán có trục cán thẳng đứng.....	21
1.4.3. Giá cán có trục cán đặt đứng và nằm ngang.	21
1.4.4. Giá cán có trục cán đặt chéo.	22
1.5. Tốc độ cán.....	23
1.6. Giảm độ cán và chế độ làm việc của các loại máy cán	24
1.7. Bố trí thiết bị các loại máy cán thông dụng và tính năng của chúng.....	25
1.7.1. Nhóm máy cán phá - phôi.....	25
1.7.2. Máy cán hình.	28
1.7.3. Máy cán tấm.	36
1.7.4. Máy cán ống không hàn.	38
1.7.5. Nhóm máy cán nguội.	42

CHƯƠNG 2. CÁC THÔNG SỐ TÍNH TOÁN CƠ BẢN CỦA MÁY CÁN

2.1. Nội dung và mục đích chương 2.	43
2.2. Sơ lược về các thông số kỹ thuật cán.....	43

2.2.1. Cán đơn giản.....	43
2.2.2. Các đại lượng biểu thị sự biến dạng của kim loại khi cán.....	44
2.2.3. Điều kiện ăn kim loại vào trục cán.....	46
2.2.4. Điều kiện cán ổn định.....	47
2.2.5. Hiện tượng trượt trong khi cán.....	47
2.2.6. Tốc độ biến dạng.....	49
2.2.7. Chiều dài vùng biến dạng và diện tích mặt tiếp xúc.....	50
2.2.8. Hệ số ma sát.....	53
2.3. Phương trình dẻo.....	54
2.3.1. Công thức tổng quát.....	54
2.3.2. Phương trình dẻo hệ số ứng suất trung gian.....	55
2.3.3. Phương trình dẻo dùng trong gia công áp lực.....	55
2.4. Giới hạn chảy thực tế của kim loại.....	55
2.4.1. Các nhân tố ảnh hưởng tới giới hạn chảy.....	55
2.4.2. Cách tính giới hạn chảy thực tế của kim loại.....	56
2.5. Áp lực đơn vị – công thức Xelikov.....	59
2.5.1. Công thức áp lực đơn vị của Xelikov.....	59
2.5.2. Chứng minh công thức Xelikov.....	59
2.5.3. Biện luận công thức áp lực đơn vị của Xelikov.....	63
2.6. Áp lực trung bình.....	65
2.6.1. Khái niệm.....	65
2.6.2. Công thức Xelikov.....	65
2.6.3. Biện luận về công thức áp lực trung bình của Xelikov.....	68
2.6.4. Công thức Êkelund.....	68
2.7. Phân tích phương tác dụng của tổng áp lực và xác định mômen cán.....	69
2.7.1. Khái niệm chung.....	69
2.7.2. Quá trình cán đơn giản.....	70
2.7.3. Quá trình cán một trục dẫn động.....	71
2.7.4. Quá trình cán có kéo căng.....	72
2.7.5. Giới thiệu sơ lược một số công thức khác.....	73
2.8. Mômen tác dụng lên trục động cơ chính.....	76
2.8.1. Mômen tĩnh và biểu đồ mômen tĩnh.....	76
2.8.2. Mômen động.....	77
2.8.3. Mômen động cơ.....	77
2.9. Xác định công suất động cơ chính.....	77
2.9.1. Trường hợp tốc độ cán không thay đổi.....	77
2.9.2. Trường hợp tốc độ cán thay đổi.....	78
2.9.3. Trường hợp động cơ có mang bánh đà.....	79

CHƯƠNG 3. CÁC CHI TIẾT VÀ CƠ CẤU CỦA GIÁ CÁN	82
3.1. Trục cán.....	82
3.1.1. Cấu tạo và phân loại.....	82
3.1.2. Nguyên vật liệu chế tạo trục cán.....	83
3.1.3. Kích thước của trục cán.....	84
3.1.4. Tính toán trục cán theo độ bền.....	86
3.1.5. Đặc điểm tính toán trục cán của máy cán bốn trục.....	89
3.2. Gối trục và ổ đỡ trục cán.....	91
3.2.1. Đặc điểm.....	91
3.2.2. Ổ trượt.....	92
3.2.3. Ổ lăn.....	96
3.2.4. Ổ ma sát ướt.....	96
3.3. Cơ cấu điều chỉnh trục cán.....	97
3.3.1. Mục đích yêu cầu và phân loại cơ cấu điều chỉnh trục cán.....	97
3.3.2. Cơ cấu điều chỉnh bằng tay.....	99
3.3.3. Cơ cấu điều chỉnh nhanh bằng động cơ.....	99
3.3.4. Cơ cấu điều chỉnh chậm bằng động cơ.....	100
3.3.5. Cơ cấu nâng gối trục trên – cơ cấu cân bằng trục.....	104
3.3.6. Cơ cấu điều chỉnh dọc trục cán.....	104
3.3.7. Một số chi tiết quan trọng của cơ cấu điều chỉnh.....	107
3.3.8. Cơ cấu an toàn.....	109
3.4. Bộ phận dẫn hướng, bộ phận giữ lực căng và cơ cấu thay trục cán.....	111
3.4.1. Bộ phận dẫn hướng.....	111
3.4.2. Bộ phận dẫn căng - đòn cân bằng.....	115
3.4.3. Cơ cấu thay trục cán.....	117
3.5. Thân giá cán và cách lắp đặt lên bệ máy.....	119
3.5.1. Các loại khung giá cán.....	119
3.5.2. Tính toán khung giá cán theo mômen lật.....	120
3.5.3. Tính độ bền khung giá cán kiểu kín theo lực thẳng đứng.....	123
3.5.4. Tính toán biến dạng khung giá cán kiểu kín.....	128
3.5.5. Tính độ bền khung giá cán kiểu hở theo lực thẳng đứng.....	130
3.5.6. Vật liệu làm khung giá và ứng suất cho phép.....	132
3.5.7. Đặc điểm của kết cấu khung giá cán.....	132
3.5.8. Chân đế giá cán.....	134
CHƯƠNG 4. CÁC CHI TIẾT VÀ CỤM CHI TIẾT TRUYỀN ĐỘNG TRỤC CÁN	135
4.1. Khớp nối dùng trong máy cán.....	135
4.2. Trục truyền và trục nối của một số máy cán.....	136

4.2.1. Khái niệm.....	136
4.2.2. Trục truyền động và ống nối trục hình hoa mai.....	138
4.2.3. Trục truyền Các đăng đầu nối có má trượt kiểu thay trục cán theo hướng ngang .	140
4.2.4. Trục truyền Các đăng đầu nối có má trượt kiểu thay trục cán theo hướng ngang.....	140
4.2.5. Trục truyền đầu nối chữ thập.....	141
4.3. Tính toán sức bền đầu trục truyền vạn năng.....	142
4.3.1. Tính toán đầu trục truyền dạng “càng cua”.....	142
4.3.2. Tính toán đầu trục truyền (hoặc trục cán, trục bánh răng chữ V) dạng chia hai nhánh	146
4.3.3. Tính toán trục truyền (hoặc trục cán, trục bánh răng chữ V) có lỗ thông ở giữa.....	147
4.4. Cơ cấu đỡ trục truyền động	148
4.5. Truyền động bánh răng	150
4.6. Hộp giảm tốc.....	151
 PHẦN II. THIẾT BỊ PHỤ TRỢ.....	154
1. Phân loại thiết bị phụ.....	154
2. Chế độ làm việc và hình thức dẫn động của các thiết bị phụ.....	154
 CHƯƠNG 5. MÁY CẮT.....	156
5.1. Các loại máy cắt thường dùng trong xưởng cán	156
5.2. Cơ sở lý thuyết cắt kim loại.....	157
5.2.1. Quá trình cắt.....	157
5.2.2. Trở lực cắt.....	157
5.2.3. Các nhân tố ảnh hưởng tới lực cắt.....	159
5.2.4. Tính lực cắt, công cắt, mômen cắt và cách chọn công suất động cơ của máy cắt dao song song.....	160
5.2.5. Tính toán lực cắt, công cắt và công suất của máy cắt dao nghiêng.....	164
5.2.6. Tính lực cắt và công suất cắt của máy cắt đĩa.....	167
5.3. Cơ cấu và nguyên lý làm việc của một số máy cắt dao song song và máy cắt dao nghiêng.....	169
5.3.1. Giới thiệu một số máy cắt thường gặp.....	169
5.3.2. Máy cắt dao song song trục khuỷu kép kiểu Xelikov - Tovarski.....	173
5.3.3. Máy cắt dao song song trục khuỷu kép kiểu dẫn động dưới, khí nén hoãn xung.....	176
5.4. Chọn và phân tích thông số máy cắt dao song song và dao nghiêng.....	177
5.4.1. Máy cắt dao song song.....	177

5.4.2. Máy cắt dao nghiêng.	179
5.4.3. Máy cắt đĩa.	179

CHƯƠNG 6. MÁY CẮT BAY 181

6.1. Khái quát chung	181
6.2. Các loại máy cắt bay	181
6.2.1. Máy cắt bay đòn bẩy lắc.	181
6.2.2. Máy cắt bay hai tang.	184
6.2.3. Máy cắt tay quay thanh truyền.	184
6.2.4. Máy cắt trục khuỷu lệch tâm.	185
6.2.5. Máy cắt bay cân lắc.	186
6.2.6. Máy cắt bay trục khuỷu thanh lắc.	187
6.3. Chế độ làm việc và nguyên lý điều chỉnh kích thước của máy cắt bay	188
6.3.1. Điều chỉnh định thước ở chế độ khởi động.	188
6.3.2. Điều chỉnh định thước ở chế độ làm việc liên tục.	190
6.4. Tính toán lực, công suất của máy cắt bay	197
6.4.1. Tính toán lực.	197
6.4.2. Tính công suất động cơ máy cắt bay.	198

CHƯƠNG 7. MÁY CƯA 200

7.1. Đại cương	200
7.2. Kết cấu và phân loại máy cưa	200
7.2.1. Loại cân lắc.	200
7.2.2. Loại đòn bẩy.	201
7.2.3. Loại cưa bàn trượt.	202
7.3. Tính toán lực cưa và công suất cưa	202
7.3.1. Phân tích và tính toán lực.	202
7.3.2. Công suất máy cưa.	203
7.4. Thông số chủ yếu của máy cưa	206
7.4.1. Thông số kết cấu.	206
7.4.2. Thông số công nghệ.	207
7.5. Đĩa cưa	208

CHƯƠNG 8. MÁY NẤN 210

8.1. Sơ lược về các loại máy nấn	210
8.2. Cơ sở lý thuyết nấn	212
8.2.1. Quan hệ mômen nội lực và ứng suất nấn.	212
8.2.2. Quan hệ giữa lượng biến dạng tương đối (ϵ) với độ cong ban đầu là $1/r_0$, độ cong khi bị uốn $1/\rho$	215
8.2.3. Mômen nấn thẳng	216

8.3. Quá trình nắn thẳng trên máy nắn kiểu con lăn	217
8.3.1. Đặt vấn đề.....	217
8.3.2. Các phương án nắn.....	218
8.3.3. Lực tác dụng lên máy nắn.....	220
8.4. Công suất dẫn động.....	223
8.5. Các thông số chủ yếu của máy nắn.....	224
8.5.1. Cách chọn đường kính con lăn D.....	224
8.5.2. Cách chọn bước con lăn t.....	224
8.5.3. Tốc độ nắn v	225
8.5.4. Số lượng con lăn.....	225
CHƯƠNG 9. MÁY CUỘN VÀ MÁY TỔ CUỘN	226
9.1. Sơ lược về máy cuộn nóng thép dây và thép hình cỡ nhỏ	226
9.2. Máy cuộn nóng thép tấm.....	228
9.2.1. Bố trí và yêu cầu công nghệ đối với máy cuộn thép dưới sàn.....	228
9.2.2. Một số kết cấu cụm chi tiết đặc trưng của máy cuộn tấm.....	230
9.3. Các thông số kỹ thuật cơ bản của máy cuộn tấm	234
9.4. Tính công suất máy cuộn	234
9.5. Máy tổ cuộn	235
9.6. Cơ cấu uốn và gỡ đầu băng ở dạng cuộn.....	238
CHƯƠNG 10. MÁY VÀ CÁC THIẾT BỊ DỊCH CHUYỂN PHÔI VÀ SẢN PHẨM CÁN	241
10.1. Sàn lăn và phân loại sàn lăn.....	241
10.1.1. Kích thước cơ bản của con lăn.....	242
10.1.2. Tải trọng lên con lăn.....	243
10.1.3. Mômen và công suất động cơ dẫn động con lăn	247
10.1.4. Cấu tạo sàn lăn và ổ đỡ con lăn.....	249
10.2. Bàn nâng hạ.....	254
10.2.1. Cấu tạo bàn nâng hạ.....	254
10.2.2. Tính toán cơ cấu nâng của bàn nâng hạ.....	259
10.3. Máy dịch chuyển ngang.....	264
10.3.1. Máy dịch chuyển ngang.....	264
10.3.2. Mômen và công suất động cơ dẫn động tời máy dịch chuyển dạng dây cáp....	265
10.4. Sàn nguội	268
10.4.1. Công dụng và phân loại sàn nguội.....	268
10.4.2. Kích thước cơ bản của sàn nguội.....	268
10.4.3. Sàn nguội của máy cán hình cỡ nhỏ và trung bình.....	272
10.4.4. Tính công suất động cơ dẫn động sàn nguội.....	274
TÀI LIỆU THAM KHẢO	276

PHẦN I

THIẾT BỊ CHÍNH

Chương 1

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ THIẾT BỊ CÁN

1.1. Các khái niệm mở đầu

1.1.1. Cán

Cán là quá trình làm biến dạng kim loại giữa những trục quay tròn để nhận những sản phẩm có tiết diện ngang nhỏ hơn tiết diện của phôi ban đầu.

Cán là một dạng gia công kim loại bằng áp lực. Có thể nói quy trình công nghệ cán được kể từ lúc nhận thỏi thép đúc (tức là sản phẩm của xưởng luyện thép) đến việc gia công chế biến chúng thành các loại sản phẩm cán (khi sử dụng phương pháp đúc cán liên tục thì khái niệm này có thay đổi chút ít).

1.1.2. Giới thiệu sơ lược về các sản phẩm cán

Sản phẩm cán là tên gọi chung để chỉ tất cả các hình cắt ngang của vật cán có thể nhận được trên các loại máy cán. Có 3 loại sản phẩm chính: thép hình, thép tấm và thép ống.

1. Thép hình

Lại phân thành 3 nhóm:

- Thép hình rôphin đơn giản như tròn, vuông, dẹt, lục lăng (hình 1.1a),
- Thép hình rôphin phức tạp như chữ L (góc), chữ U (máng), chữ I, chữ Z, ray (hình 1.1b),
- Thép hình rôphin đặc biệt (hình 1.1c), các sản phẩm này thường dùng trong xây dựng, ô tô...

2. Thép tấm (hình 1.1d)

Lại được chia thành:

- Thép tấm dày ($h \geq 4 \text{ mm}$),
- Thép tấm mỏng ($h < 4 \text{ mm}$),
- Thép lá ($h < 0,2 \text{ mm}$).

Các sản phẩm này có thể ở dạng đơn lẻ cuộn.

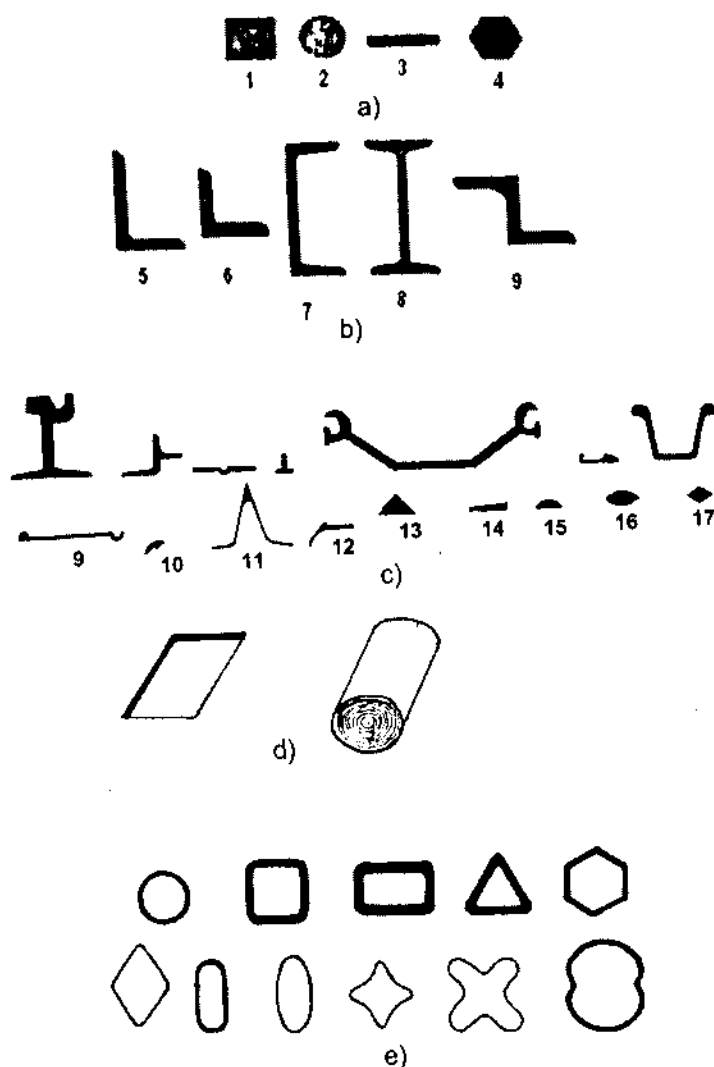
3. Thép ống (hình 1.1e)

Có thể là ống tròn, ống êlíp, ống vuông và có thể là ống hàn, ống không hàn.

1.1.3. Máy cán và thiết bị cán

Máy cán, theo nghĩa rộng, là tổ hợp máy và thiết bị tạo ra sản phẩm cán. Theo nghĩa này, máy cán cũng chính là thiết bị cán, bao gồm thiết bị chính và thiết bị phụ trợ.

Máy cán, theo nghĩa hẹp, là máy dùng cơ năng, làm giảm và thay đổi tiết diện ngang của vật phẩm gia công nhờ quá trình biến dạng dẻo và dùng lực ma sát đẩy vật phẩm gia công, tiến vào và ra khỏi vùng biến dạng của nó. Theo nghĩa này, máy cán là thiết bị chính của thiết bị cán.



Hình 1.1. Các sản phẩm cán điển hình:

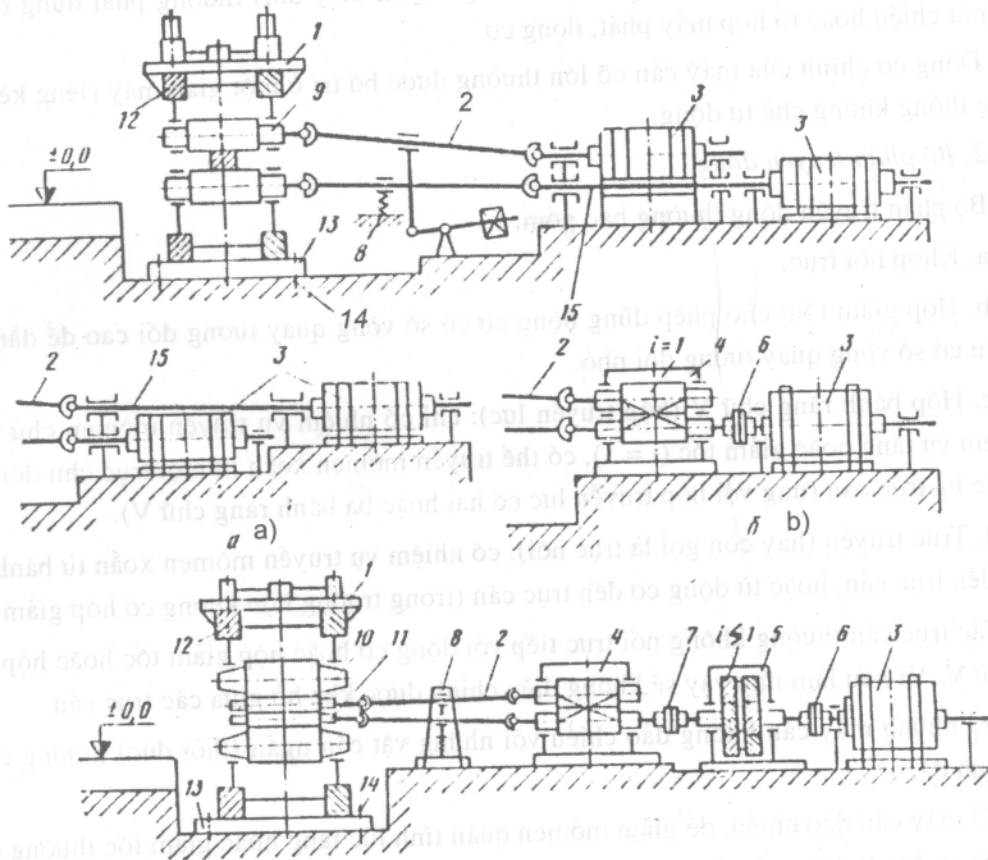
a- các loại thép hình đơn giản; b- các loại thép hình phức tạp (thông dụng);
c- các loại thép hình đặc biệt; d- thép tấm (đơn lẻ và cuộn); e- thép ống.

1.1.4. Thiết bị chính: máy cán

Thiết bị chính thường gồm 3 bộ phận sau đây hợp thành:

Động cơ chính + bộ phận truyền động + giá cán.

Ba bộ phận này sắp xếp nối tiếp nhau tạo thành một dãy trên một hàng ngang, trong đó giá cán là bộ phận công tác vì vậy được gọi hàng giá cán (hay dãy thiết bị chính). Trên hình 1.2 biểu thị hai hình thức dẫn động cơ bản của hàng giá cán.



Hình 1.2. Sơ đồ thiết bị hàng giá cán:

a- hàng giá cán một động cơ dẫn động nhiều trục cán;

b- hàng giá cán dẫn động độc lập;

- 1- giá cán; 2- khớp nối vạn năng; 3- động cơ chính; 4- hộp truyền lực; 5- hộp giảm tốc;
6- khớp nối động cơ; 7- khớp nối hộp truyền lực; 8- cơ cấu cân bằng trực nối; 9- trục cán của giá hai trục; 10- trục tựa của giá cán 4 trục; 11- trục làm việc của giá cán 4 trục; 12- thân giá cán; 13- đế giá cán; 14- bulông nền; 15- trục nối trung gian.

Máy cán có thể chỉ có một hàng giá cán, nhưng thường do nhiều hàng giá cán liên kết với nhau tạo thành một dây chuyền công nghệ.

1. Động cơ chính

Động cơ chính là động cơ dẫn động trục cán để thực hiện quá trình cán ép kim loại.

Động cơ chính của máy cán thường thuộc loại động cơ chuyên dùng, với công suất 20 kW đến 10000 kW hoặc lớn hơn. Đối với máy cán không đảo chiều (chiều quay của trục cán luôn luôn cố định) thường dùng động cơ điện xoay chiều không đồng bộ. Đối với máy cán đảo chiều (chiều quay của trục cán thường xuyên thay đổi) thường phải dùng động cơ điện một chiều hoặc tổ hợp máy phát, động cơ.

Động cơ chính của máy cán cỡ lớn thường được bố trí ở một gian máy riêng kèm theo một hệ thống khống chế tự động.

2. Bộ phận truyền động

Bộ phận truyền động thường bao gồm:

a. Khớp nối trục.

b. Hộp giảm tốc: cho phép dùng động cơ có số vòng quay tương đối cao để dẫn động trục cán có số vòng quay tương đối nhỏ.

c. Hộp bánh răng chữ V (hộp truyền lực): chỉ có nhiệm vụ truyền mômen chứ không có nhiệm vụ tăng hoặc giảm tốc ($i = 1$), có thể truyền mômen xoắn từ một trục chủ động đến hai hoặc ba trục cán (ứng với hộp truyền lực có hai hoặc ba bánh răng chữ V).

d. Trục truyền (hay còn gọi là trục nối): có nhiệm vụ truyền mômen xoắn từ bánh răng chữ V đến trục cán, hoặc từ động cơ đến trục cán (trong trường hợp không có hộp giảm tốc).

Các trục cán thường không nối trực tiếp với động cơ hoặc hộp giảm tốc hoặc hộp bánh răng chữ V. Vì nếu làm như vậy sẽ không điều chỉnh được khe hở giữa các trục cán.

- Ở những máy cán không đảo chiều với những vật cán ngắn (thỏi dúc) thường có lắp thêm bánh đà.

- Ở máy cán đảo chiều, để giảm mômen quán tính lúc tăng hoặc giảm tốc thường dùng truyền động độc lập (truyền động riêng lẻ) như trên hình 1.2b. Lúc đó không còn hộp giảm tốc và hộp bánh răng chữ V.

3. Giá cán

Giá cán là bộ phận trực tiếp làm biến dạng kim loại. Giá cán thường gồm các chi tiết và bộ phận sau:

a. Thân giá cán: thường gồm hai khung làm bằng thép dúc, ở những giá cán thủ công cỡ nhỏ có thể dùng khung thép hàn.

b. Các trục cán.

c. Các gối đỡ và ổ đỡ trục cán.

- d. Các cơ cấu điều chỉnh, cố định và cân bằng trục cán.
- e. Cơ cấu dẫn hướng (đưa kim loại đi vào và đi ra khỏi lỗ hình trục cán).
- f. Cơ cấu an toàn: để phòng quá tải làm hư hỏng những chi tiết quan trọng (như động cơ, trục cán, khung giá cán...).
- g. Chân đế giá cán: dùng để lắp đặt chính xác khung giá cán với móng.

1.1.5. Thiết bị phụ trợ

Trong xưởng cán, những máy và cơ cấu phối hợp với máy cán để sản xuất ra những sản phẩm cán đều thuộc về thiết bị phụ trợ.

Bởi vì quy trình công nghệ cán hiện đại xây dựng trên nguyên tắc dây chuyền, do đó không thể thiếu các máy móc và cơ cấu để thực hiện các công việc như:

- Chuyên chở vật cán,
- Cắt đầu đuôi và chia đoạn vật cán,
- Nắn thẳng, khử khuyết tật, tăng độ bóng, chống rỉ vật cán,
- Trờ lật vật cán trong quá trình cán,
- Làm nguội,
- Đóng gói,
- Thu gom phế liệu,
- Bôi trơn thiết bị,
- v.v...

Trong nhà máy cán hiện đại tổng trọng lượng thiết bị phụ trợ chiếm khoảng 85% trọng lượng thiết bị toàn bộ. Tỷ lệ này càng cao chứng tỏ mức độ cơ khí hoá và tự động hoá của nhà máy càng cao. Trong xưởng cán, tuy rằng khâu quyết định và chi phối là bản thân máy cán, nhưng thông thường khâu yếu và phức tạp lại là những thiết bị phụ trợ. Muốn giải phóng và giảm nhẹ sức lao động cũng chính là tăng cường và cải tiến các thiết bị ở khâu này.

1.2. Phân loại máy cán theo cách bố trí giá cán

Theo cách bố trí giá cán, máy cán được chia ra 5 loại:

1.2.1 Máy cán một giá cán

Loại này thường dùng để cán thép thỏi đúc thành phôi cỡ lớn hoặc cỡ trung bình.

Ở những xưởng cơ khí, đôi khi người ta cũng bố trí những giá cán độc lập để phục vụ riêng trong xưởng (hình 1.3).

1.2.2. Máy cán nhiều giá cán xếp hàng ngang

Loại này gồm hai nhóm:

Nhóm gồm hai hoặc ba giá cán do một hoặc hai động cơ dẫn động xếp thành một hàng ngang (hình 1.4a).

Nhóm gồm nhiều giá cán xếp thành hai hoặc ba hàng ngang, mỗi hàng do một động cơ dẫn động (hình 1.4b).

Đặc điểm của máy cán nhiều giá cán xếp hàng ngang là muốn đưa vật cán từ giá này sang giá khác phải dịch chuyển theo phương ngang của nó.

Loại máy cán này chủ yếu dùng để cán thép hình (kể cả cỡ lớn, cỡ trung, cỡ nhỏ và thép dây), vì có thể sản xuất được nhiều loại sản phẩm, hoặc cũng có thể dùng để cán thép tấm nóng với sản lượng không lớn.

1.2.3. Máy cán nhiều giá cán xếp hàng dọc

Nhiều giá cán xếp nối đuôi nhau, tại một thời điểm nhất định vật cán chỉ bị biến dạng trên một giá cán, khoảng cách giữa các giá cán tăng dần, tốc độ quay của trục cán cũng phải tăng dần cho thích hợp với sự tăng chiều dài vật cán (hình 1.5).

Đặc điểm của máy cán nhiều giá cán xếp hàng dọc là ở chỗ mỗi giá cán chỉ cán một bước, vật cán chỉ chui vào lỗ hình của giá cán đứng sau sau khi toàn bộ vật cán đã đi ra khỏi lỗ hình của giá cán đứng trước đó.

Để rút ngắn chiều dài nhà xưởng, máy cán này thường được bố trí dịch dắc theo kiểu “việt dã” (hình 1.5b) hay kiểu bàn cờ (hình 1.5c).

1.2.4. Máy cán liên tục

Nhiều giá cán bố trí trên một hàng dọc với khoảng cách tương đối gần nhau, vật cán đồng thời bị biến dạng trong các lỗ hình của nhiều giá cán, chiều dài phân xưởng được rút ngắn nhưng năng suất tăng lên rất cao (hình 1.6).

Về nguyên tắc lưu lượng kim loại trên một đơn vị thời gian ở bất kỳ giá cán nào cũng phải như nhau, nghĩa là:

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 = \dots = F_n v_n = \text{hằng số}$$

trong đó:

$F_1, F_2, \dots, F_n$ - diện tích tiết diện ngang của vật cán đi ra khỏi lỗ hình giá cán thứ 1, 2, ..., n;

$v_1, v_2, \dots, v_n$ - vận tốc của vật cán khi ra khỏi giá cán thứ 1, 2, ..., n.

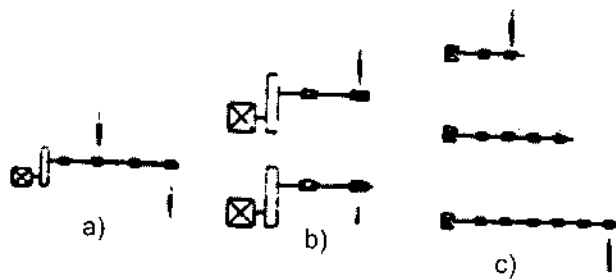
Việc điều chỉnh hệ thống máy cán đạt được yêu cầu trên đây khá phức tạp, vốn đầu tư trang thiết bị cũng khá lớn. Nhưng vì có năng suất cao nên ngày càng được sử dụng phổ biến trong máy cán thép dây, thép tấm, thép hình cỡ nhỏ, máy cán phôi...

1.2.5. Máy cán nửa liên tục

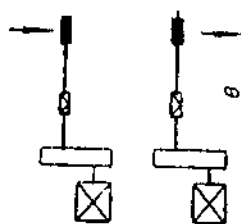
Loại máy cán này thường do một hoặc hai nhóm giá cán liên tục để cán thô và một giá cán xếp hàng ngang để cán tinh tạo thành (hình 1.7).



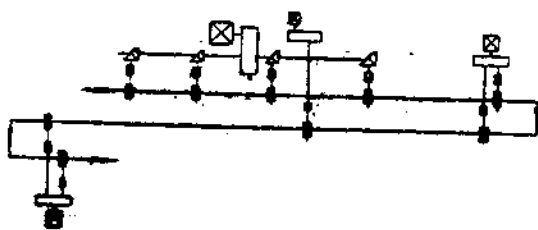
Hình 1.3. Máy cân một giá.



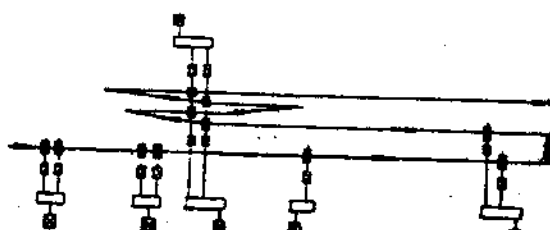
Hình 1.4. Máy cân nhiều giá xếp hàng ngang:
a- một dây; b- hai dây; c- nhiều dây.



a)

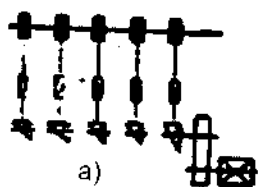


b)

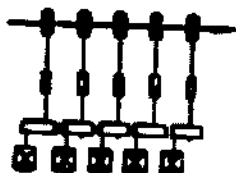


c)

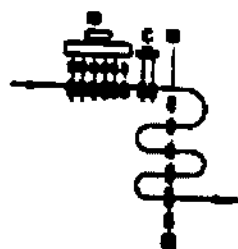
Hình 1.5. Máy cân xếp hàng dọc:
a- kiểu 2 giá; b- kiểu "viết dã"; c- kiểu bàn cờ.



a)



b)



Hình 1.6. Máy cân liên tục:

a- truyền động tập trung; b- truyền động độc lập.

Hình 1.7. Máy cân nửa liên tục.

Hệ thống giá cán này thường dùng để cán thép hình cỡ nhỏ, cán thép dày có sản lượng tương đối lớn.

Ở những hệ thống giá cán liên tục và nửa liên tục thường phải bố trí những giá cán trực đứng xen kẽ với các giá cán trục nằm ngang.

1.3. Phân loại máy cán theo công dụng

Tuỳ theo công dụng (theo sản phẩm), máy cán được chia ra các loại sau:

Bảng 1.1. Phân loại máy cán theo công dụng

Loại máy cán	Kích thước trục (mm)		Công dụng
	D	L	
3.1. Máy cán khai phôi trong đó gồm có:			
a. Máy cán sơ (máy cán phôi vuông)	>800	—	Cán thép đúc thành phôi vuông lớn.
b. Máy cán phôi tấm	>1100	—	Cán thép đúc lớn thành phôi tấm lớn.
c. Máy cán phôi hình	450÷750	—	Cán phôi vuông lớn thành phôi $50 \times 50 \div 150 \times 150$.
d. Máy cán phôi ống	700÷800	—	Cán phôi vuông lớn thành phôi tròn $\varnothing 70 \div \varnothing 350$.
3.2. Máy cán hình trong đó gồm có:			
a. Máy cán ray dầm	750÷900	—	Cán đường ray và dầm cỡ lớn, có chiều cao >200.
b. Máy cán hình cỡ lớn	500÷700	—	Cán thép vuông hoặc tròn $\varnothing 80 \div \varnothing 150$, thép chữ U, chữ I có chiều cao 120 ÷ 240 mm.
c. Máy cán hình cỡ trung	350÷500	—	Cán thép vuông hoặc tròn $\varnothing 40 \div \varnothing 80$, thép chữ U, chữ I có chiều cao <120 mm, thép chữ L (góc) $50 \times 50 \div 100 \times 100$.
d. Máy cán hình cỡ nhỏ	250÷350	—	Cán thép vuông hoặc tròn $\varnothing 8 \div \varnothing 40$, thép chữ I, (góc) $20 \times 20 \div 50 \times 50$.
e. Máy cán, thép dẹt (phôi thép ống hàn)	300÷400	—	Cán thép dẹt có chiều dày 1,5 ÷ 10 mm, chiều rộng 65 ÷ 500 mm.
f. Máy cán thép dây	250÷300	—	Cán thép dây $\varnothing 5 \div \varnothing 10$.
3.3. Máy cán nóng thép tấm, trong đó gồm có:			
a. Máy cán tấm dày	—	2000÷5000	Cán thép tấm dày 4 mm trở lên.
b. Máy cán tấm rộng	—	700÷2500	Cán tấm rộng 600 ÷ 2300 mm.
c. Máy cán tấm mỏng	—	700÷1300	Cán thép tấm có chiều dày 0,2 ÷ 4 mm.

Bảng 1.1. (tiếp theo)

Loại máy cán	Kích thước trục (mm)		Công dụng
	D	L	
3.4. Máy cán nguội trong đó gồm:			
a. Máy cán tấm nguội	–	700÷2800	Cán thép tấm có chiều rộng 600 ÷ 2500 mm.
b. Máy cán thép dải	–	150÷700	Cán thép dải (cuộn trong rulô) có chiều dày từ 0,02 ÷ 4 mm, chiều rộng 20 ÷ 600 mm.
c. Máy cán thép lá	–	200÷700	Cán thép tấm cực mỏng có chiều dày < 0,02 mm.
3.5. Máy cán ống			Cán thép ống không hàn.
3.6. Máy cán đặc biệt			
a. Máy cán bánh xe			Cán bánh xe tàu hoả.
b. Máy cán vành bánh xe			Cán vành bánh xe và vòng bi.
c. Máy cán bi			Cán viên bi.
d. Máy cán bánh răng			Cán bánh răng, bánh xích.

1.4. Phân loại giá cán (máy cán) theo số trục và cách bố trí trục cán

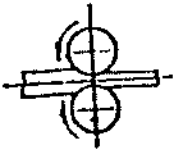
Các trục cán được bố trí theo bốn phương án chủ yếu sau:

- Trục cán đặt ngang,
- Trục cán đặt đứng,
- Trục cán (từng cặp) đặt đứng và đặt ngang (giá cán vạn năng),
- Trục cán đặt chéo.

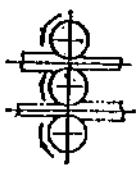
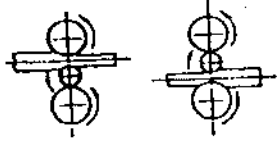
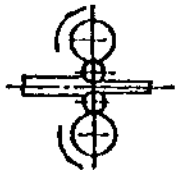
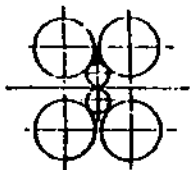
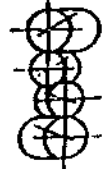
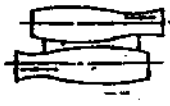
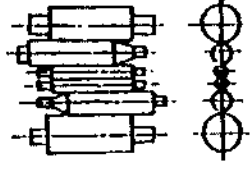
1.4.1. Trục cán đặt nằm ngang

Có thể tập hợp vào bảng sau đây:

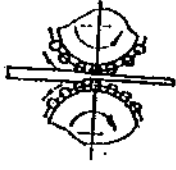
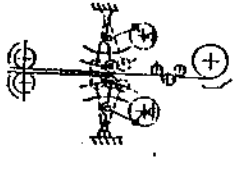
Bảng 1.2. Các loại giá cán trục đặt nằm ngang

Giản đồ bố trí trục cán	Tên giá cán (tên máy cán)	Công dụng
	Giá cán hai trục	a- Dùng trong máy cán sơ, máy cán phôi tấm, máy cán hình cỡ lớn, máy cán tấm dày, trục cán quay đảo chiều. b- Dùng trong máy cán hình với sản lượng cao, trục cán không đảo chiều. c- Dùng trong máy cán tấm mỏng. d- Dùng trong máy cán tấm nguội. e- Dùng trong máy cán liên tục, trục cán không đảo chiều.

Bảng 1.2. (tiếp theo)

Giản đồ bố trí trục cán	Tên giá cán (tên máy cán)	Công dụng
	Giá cán ba trục	a- Dùng trong máy cán ray dầm, máy cán phôi cỡ lớn. b- Dùng trong máy cán hình có sản lượng không lớn lắm, trục cán không đảo chiều, trước và sau giá cán thường có bàn nâng.
	Giá cán ba trục kiểu Lauth	Dùng để cán thép tấm cỡ trung và có khi cán thép tấm mỏng, trục giữa không dẫn động (hiện nay ít dùng)...
	Giá cán bốn trục	Dùng để cán nóng, cán nguội thép tấm và thép dài. (Hai trục nhỏ là hai trục làm việc, hai trục đường kính lớn hơn là hai trục tựa).
	Giá cán sáu trục	Dùng trong máy cán nguội thép tấm và thép dài mỏng. (Tương tự cách bố trí này còn có giá cán 12 trục, 20 trục để cán nguội thép lá).
	Giá cán PC (tâm trục chéo nhau)	Cán nguội và cán nóng thép tấm, thép dài.
	Giá cán trục lõi CVC	Cán nóng và cán nguội thép tấm.
	Giá cán HC (tịnh tiến dọc trục)	Cán nguội thép tấm, thép dài.

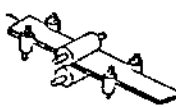
Bảng 1.2. (tiếp theo)

Giản đồ bố trí trục cán	Tên giá cán (tên máy cán)	Công dụng
	Giá cán hành tinh	Dùng trong máy cán thép lá, thép dải cực mỏng.
	Giá cán lắc	Cán nguội thép cacbon, thép hợp kim. Cán nguội kim loại màu. Cán kim loại khó biến dạng.

1.4.2. Giá cán trục có trục cán thẳng đứng

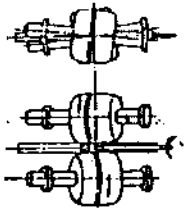
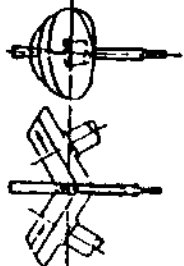
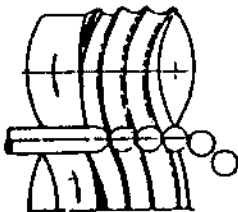
	Giá cán đứng	Dùng để cán mặt bên của vật cán, thường bố trí trong máy cán liên tục xen với giá cán trục ngang.
---	--------------	---

1.4.3. Giá cán có trục cán đặt đứng và đặt nằm ngang

	Giá cán vạn năng hai trục với một đôi trục đứng	Dùng để cán phôi thép tấm và phôi thép dẹt. (Mặt phẳng chứa đường tâm trục đứng không trùng với mặt phẳng chứa đường tâm trục nằm ngang).
	Giá cán vạn năng hai trục với hai đôi trục đứng	Dùng để cán thép dải rộng.
	Giá cán vạn năng ba trục với một đôi trục đứng	Dùng để cán thép dải rộng. (Hiện nay ít dùng).

	Già cân vạn năng ba trục với hai đôi trục đứng	Dùng để cân thép dài rộng. (Hiện nay ít dùng).
	Già cân vạn năng cân thép dầm	Dùng để cân thép chữ I cỡ lớn có chiều cao 300 + 1200 mm. (Các đường tâm trục cân đứng và trục cân ngang đều nằm trong một mặt phẳng).

1.4.4. Giá cân có trục cân đặt chéo

	Giá cân dùi lỗ hai trục chéo nhau (trong tổ hợp máy cân ống)	Dùng để dùi xuyên lỗ tạo phôi thép ống $\varnothing 60 \div \varnothing 200$.
	Giá cân dùi lỗ có trục cân hình năm	Dùng để dùi xuyên lỗ tạo phôi thép ống $\varnothing 60 \div \varnothing 200$.
	Giá cân bi	Dùng để cân các viên bi $\varnothing 18 \div \varnothing 60$.

Ngoài những giá cán trên đây còn có những giá cán có trục cán bố trí đặc biệt để cán bánh xe tàu hoả, bánh răng, bánh xích...

1.5. Tốc độ cán

Khi nói tốc độ cán cần phải hiểu rằng đó là tốc độ kim loại (hay vật cán) khi ra khỏi trục cán. Như vậy, nếu không tính đến hiện tượng vượt trước thì tốc độ cán bằng tốc độ vòng của trục cán.

Tốc độ cán phụ thuộc vào nhiều yếu tố như:

- Năng suất cán,
- Kích thước hình dạng sản phẩm cán,
- Đặc điểm của công nghệ cán.

Lúc chọn tốc độ cán cần phải chú ý các điểm sau đây:

* Khả năng biến dạng dẻo của kim loại: Một số kim loại như magie, titan, kẽm, thép hợp kim cao (nhất là thép gió) khả năng biến dạng dẻo rất thấp, không thể cán với tốc độ vượt quá 2 m/s. Còn các kim loại khác thì tốc độ cán không bị hạn chế bởi khả năng biến dạng.

* Điều kiện ăn vào: ở tốc độ nhỏ dễ ăn vào hơn khi ở tốc độ lớn.

* Khi phải tiến hành nhiều lần cán trên một giá cán (máy cán đảo chiều) thì tốc độ đi ra của vật cán không nên lấy quá cao, vì như vậy sau mỗi lần cán vật cán bị đẩy quá xa.

* Ở những nơi còn nhiều thao tác thủ công, cần chọn tốc độ cán nhỏ phù hợp với khả năng thao tác của công nhân.

Có thể tham khảo số liệu trong bảng sau đây để chọn tốc độ cán:

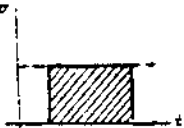
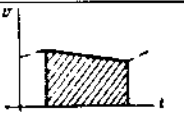
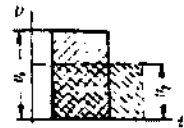
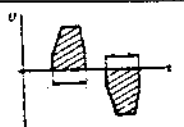
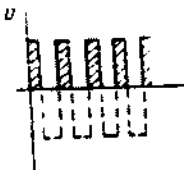
Bảng 1.3. Tốc độ cán thường dùng

Tên máy cán	Tốc độ (m/s)
Máy cán sơ, máy cán phôi tấm, máy cán hình cỡ lớn Máy cán thép tấm mỏng	2 ÷ 5
Máy cán thép hình cỡ nhỏ, máy cán nguội, máy cán thép dãi, máy cán thép dây thao tác thủ công.	4 ÷ 12
Máy cán tấm nguội đơn chiếc	0,4 ÷ 0,8
Máy cán nóng thép tấm mỏng hai trục	1,2 ÷ 1,8
Máy cán thép hình và thép tấm liên tục	10 ÷ 12
Máy cán thép dây liên tục	≥ 20
Máy cán nguội liên tục	≥ 10

1.6. Giảm độ cán và chế độ làm việc của các loại máy cán

Để sản xuất một loại sản phẩm cán trên một trang thiết bị cán nào đó đều phải thiết lập được mối quan hệ giữa tốc độ cán và thời gian cán trên từng nguyên công. Mối quan hệ đó thường được biểu diễn trên đồ thị $v(t)$ và gọi đó là giản đồ cán. (Từ đồ thị này còn xây dựng được đồ thị mômen cán). Giản đồ cán phụ thuộc vào chế độ làm việc của máy cán, như trong bảng sau đây:

Bảng 1.4. Chế độ làm việc và biểu đồ vận tốc

Chế độ làm việc	Biểu đồ vận tốc	Ứng dụng	Kiểu động cơ
1. Không đảo chiều			
a. Tốc độ hầu như không đổi trong quá trình cán		Máy cán phôi liên tục, máy cán thép dải hẹp, và những máy cán khác, không cần điều chỉnh tốc độ cán. Thời gian cán lớn hơn thời gian nghỉ $t_c > t_n$	ở máy cán lớn dùng động cơ đồng bộ, ở máy cán nhỏ dùng động cơ không đồng bộ.
b. Tốc độ cán có thay đổi chút ít trong quá trình cán (có bánh đà)		Máy cán 3 trục, máy cán thép tấm hai trục $t_c > t_n$	Động cơ không đồng bộ.
c. Tốc độ cán có thể điều chỉnh được trước khi cán		Máy cán liên tục. Máy cán nửa liên tục	Động cơ một chiều kích từ song song.
d. Tốc độ cán thay đổi trong quá trình cán		Máy cán phôi 3 trục, máy cán ray dầm, máy cán nguội liên tục	Động cơ một chiều kích từ ngoài, điều chỉnh được điện áp.
2. Đảo chiều			
		Máy cán sơ, máy cán phôi tấm, máy cán tấm dài hai trục, máy cán ray hai trục	Động cơ một chiều kích từ ngoài, điều chỉnh được điện áp.
3. Có sức căng			
		Máy cán nguội thép dài	Máy cán lớn dùng động cơ kích từ song song, máy cán nhỏ dùng động cơ không đồng bộ.
4. Trục cán làm việc có chu kỳ			
		Máy cán hành tinh và những máy cán đặc biệt khác	Động cơ không đồng bộ hoặc động cơ một chiều kích từ song song.

1.7. Bố trí thiết bị các loại máy cán thông dụng và tính năng của chúng

1.7.1. Nhóm máy cán phá - phôi

Máy cán ép thỏi đúc kim loại để tạo ra phôi liệu chuẩn bị cho các máy cán sau nó được gọi là máy cán phôi (hay còn gọi là máy cán thỏi). Có thể nói nó là “yết hầu” của các nhà máy cán thép, nếu ở đó không dùng phương pháp đúc cán liên tục.

Điển hình của nhóm máy cán này là máy cán phôi vuông (hay còn gọi là máy cán sơ hoặc blumin) và máy cán phôi tấm (hay slabin).

1. Máy cán sơ

Có 4 kiểu máy cán sơ:

- Máy cán sơ đảo chiều một giá hai trục, trong đó có ba nhóm đường kính trục cán là 1150, 950, 800 mm (xem bảng 1.5). Trên hình 1.8 là sơ đồ bố trí máy cán sơ 1150.
- Máy cán sơ đảo chiều một giá ba trục, có đường kính trục cán trong khoảng 750 ÷ 850 mm.
- Máy cán sơ đảo chiều hai giá xếp hàng dọc, giá trước có đường kính trục 1150 mm, giá sau có đường kính trục trong khoảng 900 ÷ 1000 mm.
- Máy cán sơ không đảo chiều nhiều giá cán liên tục có đường kính trục trong khoảng 800 ÷ 1000 mm.

Bảng 1.5. Tính năng của máy cán sơ đảo chiều một giá hai trục

Chỉ tiêu	Đường kính trục cán (mm)		
	1150	950	800
Trọng lượng thỏi (tấn)			
Dùng cho phôi vuông	5 ÷ 10	2,5 ÷ 4	1 ÷ 2,5
Dùng cho phôi dẹt	8 ÷ 20	4 ÷ 6	3
Sản phẩm (mm)			
phôi vuông	250 × 250 ÷ 400 × 400	150 × 150 ÷ 250 × 250	125 × 125 ÷ 200 × 200
phôi tấm dày	100 ÷ 250	75 ÷ 250	75 ÷ 200
phôi tấm rộng	900 ÷ 1600	600 ÷ 900	400 ÷ 700
Đường kính bánh răng hộp truyền lực	(1200)	1000	850
Chiều dài trục cán (mm)	2800	2350	2000
Công suất động cơ chính (kW)	2 × 3300	2 × 2200 ÷ 2500	3000
Tổng công suất động cơ (kW)	11000	9000	5000
Số vòng quay trục cán (vòng/ph)	0 ÷ 40 ÷ 100	0 ÷ 50 ÷ 120	0 ÷ 60 ÷ 140
Mômen xoắn cực đại (tấn.m)	350 ÷ 400	250	150
Năng suất (tấn)	2 000 000	1 400 000	750 000
Tổng trọng lượng thiết bị (tấn)	5000	4000	2700

2. Máy cán phôi tấm

Đó là máy cán đồ sộ chuyên dùng để nén ép thép thỏi nặng trên 7 tấn để tạo phôi tấm có tiết diện chữ nhật với chiều dày $75 \div 200$ mm, chiều rộng $700 \div 1600$ mm. Nó thường được bố trí trong dây chuyền cán thép tấm sản lượng cao.

Máy cán phôi vạ năng hai giá cán với đường kính trục $1100 \div 1150$ mm được dùng rộng rãi nhất, cán đồng thời trên hai giá, giá thứ nhất có trục đứng, giá thứ hai có trục nằm ngang. Các thông số của nó như sau:

Thỏi thép (tấn)	$7 \div 22,5$
Tiết diện sản phẩm:	
chiều dày (mm)	$75 \div 250$
chiều rộng (mm)	$700 \div 1500 \div 2000$
Đường kính trục đứng (mm)	$\div 900$
Chiều dài trục ngang (mm)	$\div 2100$
Số vòng quay	
trục ngang (vg/ph)	$0 \div 50 \div 100$
trục đứng (vg/ph)	$0 \div 75 \div 180$
Công suất động cơ (kW)	
trục ngang	2×3700
trục đứng	2000
Tổng trọng lượng thiết bị (tấn)	6000

Việc bố trí trang thiết bị trong phân xưởng cán khai phôi tấm cũng tương tự như ở máy cán sơ, chỉ khác ở chỗ phải có kích thước và năng lực lớn tương ứng.

3. Máy cán phôi

Đó là những máy cán cung cấp phôi liệu cho các nhà máy cán thành phẩm:

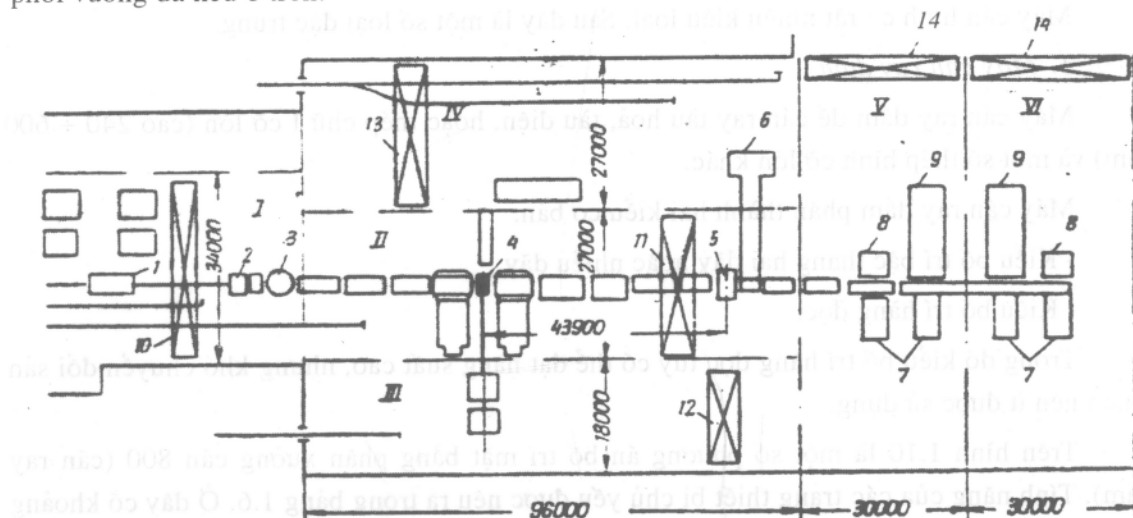
- Phôi vuông ($50 \times 50 \div 150 \times 150$) để cán thép hình.
- Phôi dẹt để cán tấm mỏng.
- Phôi tròn ($\varnothing 70 \div \varnothing 350$) để cán thép ống.

Trong điều kiện quy mô sản xuất không lớn lắm, máy cán phôi thường được bố trí hàng ngang sau máy cán khai phôi. ở những nhà máy cỡ nhỏ thường dùng máy cán phôi thay làm nhiệm vụ máy cán khai phôi.

Trên hình 1.9 là sơ đồ bố trí mặt bằng phân xưởng cán 730/550 để cán phôi vuông $60 \times 60 \div 170 \times 170$. Nó đi liền sau máy cán sơ 1150 (không qua lò nung) và phân thành hai nhóm cán liên tục. Nhóm thứ nhất có đường kính trục cán là 730 mm, nhóm thứ hai là 530 mm. Để tránh lật vật cán, trên mỗi nhóm đều bố trí xen kẽ giá cán trục đứng và trục ngang. Những sản phẩm có tiết diện lớn hơn 120×120 không cần đi qua nhóm giá cán thứ hai. Sau

nhóm máy cán thứ hai có thể bố trí máy cắt bay. Tổng trọng lượng thiết bị khoảng 8000 tấn, sản lượng khoảng 400 tấn/giờ.

Sự bố trí ở phân xưởng cán phôi tròn, phôi tấm mỏng có nhiều điểm tương tự máy cán phôi vuông đã nêu ở trên.

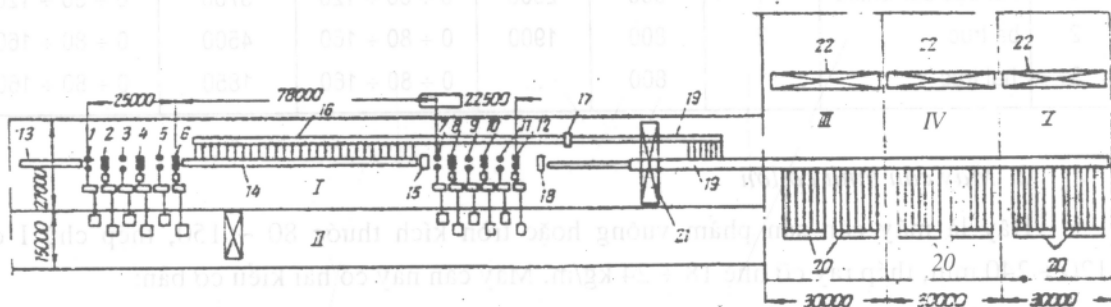


Hình 1.8. Bố trí thiết bị máy cán sơ:

I- gian lò giữ nhiệt; II- gian cán; III- gian động cơ chính;

IV- gian phế liệu; V- gian phôi vuông; VI- gian phôi tấm;

1- xe chở thỏi; 2- máy lật thỏi; 3- bàn quay; 4- giá cán; 5- máy cắt; 6- máy chuyển đầu đuôi phế; 7- máy đẩy; 8- sàn gom (sàn tập kết); 9- sàn nhận sản phẩm; 10- cầu trục gian lò 20/30 tấn; 11- cầu trục 100/20 tấn; 12- cầu trục 75/15 tấn; 13- cầu trục 20 tấn; 14- cầu trục 15 tấn.



Hình 1.9. Bố trí thiết bị máy cán phôi liên tục 750/530:

I- gian cán; II- gian động cơ chính; III, IV, V- gian kho phôi;

1 ÷ 6- nhóm giá cán $\varnothing 730$; 7 ÷ 12- nhóm giá cán $\varnothing 530$; 13- đường lăn dẫn vào; 14- đường lăn trung gian; 15- máy cắt; 16- đường lăn dẫn phôi $120 \times 120 \div 170 \times 170$; 17- máy cắt 850 tấn; 18- máy cắt bay; 19- đường lăn dẫn ra; 20- sàn gom phôi; 21- cầu trục 50/10 tấn; 22- cầu trục mâm từ 15 tấn.

Ở máy cán phôi dùng chung với máy cán khai phôi (bố trí hàng ngang), thường sử dụng thép $0,5 \div 1,5$ tấn, đường kính trục cán $700 \div 800$ mm, sản lượng $30 \div 60$ tấn/giờ.

1.7.2. Máy cán hình

Máy cán hình có rất nhiều kiểu loại. Sau đây là một số loại đặc trưng.

1. Máy cán ray dầm

Máy cán ray dầm để cán ray tàu hoả, tàu điện, hoặc thép chữ I cỡ lớn (cao $240 \div 600$ mm) và một số thép hình cỡ lớn khác.

Máy cán ray dầm phân thành hai kiểu cơ bản:

- Kiểu bố trí bậc thang hai dãy hoặc nhiều dãy,
- Kiểu bố trí hàng dọc.

Trong đó kiểu bố trí hàng dọc tuy có thể đạt năng suất cao, nhưng khó chuyển đổi sản phẩm nên ít được sử dụng.

Trên hình 1.10 là một số phương án bố trí mặt bằng phân xưởng cán 800 (cán ray dầm). Tính năng của các trang thiết bị chủ yếu được nêu ra trong bảng 1.6. Ở đây có khoảng 240 cỗ máy với tổng trọng lượng 15.000 tấn (không kể cấu trúc).

Bảng 1.6. Tính năng các thiết bị chủ yếu của máy cán ray dầm 800

Số thứ tự	Kiểu giá cán	Số giá cán	Kích thước trục cán (mm)		Số vòng quay của trục cán (vg/ph)	Động cơ trục cán	
			D	L		Công suất (kW)	Số vòng quay (vg/ph)
1	hai trục đảo chiều	1	900	2300	$0 \div 50 \div 120$	3700	$0 \div 50 \div 120$
2	ba trục	2	800	1900	$0 \div 80 \div 160$	4500	$0 \div 80 \div 160$
3	hai trục	1	800	...	$0 \div 80 \div 160$	1850	$0 \div 80 \div 160$

2. Máy cán hình cỡ lớn

Đây là máy cán sản phẩm vuông hoặc tròn kích thước $80 \sim 150$, thép chữ I cao $120 \div 240$ mm, thép ray cỡ nhẹ $18 \div 24$ kg/m. Máy cán này có hai kiểu cơ bản:

- Kiểu cán hình bậc thang, thường dùng trong cán hình cỡ nặng,
- Kiểu bố trí hàng dọc (kể cả kiểu việt dã), thường để cán hình cỡ nhẹ.

Trên hình 1.11 là một phương án sơ đồ bố trí mặt bằng phân xưởng cán hình 650 với chiều rộng 78 m, chiều dài 750 m. Ở đây có thể sản xuất các loại thép tròn $\varnothing 70 \div \varnothing 220$, thép vuông $90 \times 90 \div 200 \times 200$, thép chữ U $16 \div 30$, thép góc $90 \times 90 \div 200 \times 200$, thép ray 24 kg/m. Tính năng của các thiết bị chủ yếu được kê trong bảng 1.7.

Bảng 1.7. Tính năng của các thiết bị chủ yếu máy cán hình cỡ lớn 650

Số thứ tự	Kiểu loại giá cán	Số giá cán	Kích thước trục cán (mm)		Số vòng quay trục cán (vg/ph)	Công suất động cơ (kW)
			D	L		
1	hai trục đảo chiều	1	800	2100	$0 \div 60 \div 120$	3000
2	ba trục	2	650	1800	$0 \div 60 \div 160$	3000
3	hai trục	1	650	1200	$0 \div 80 \div 160$	1100

Nói chung, ở những xưởng cán hình cỡ lớn, trong lưu trình sản xuất còn phải bố trí rất nhiều các thiết bị phụ trợ như:

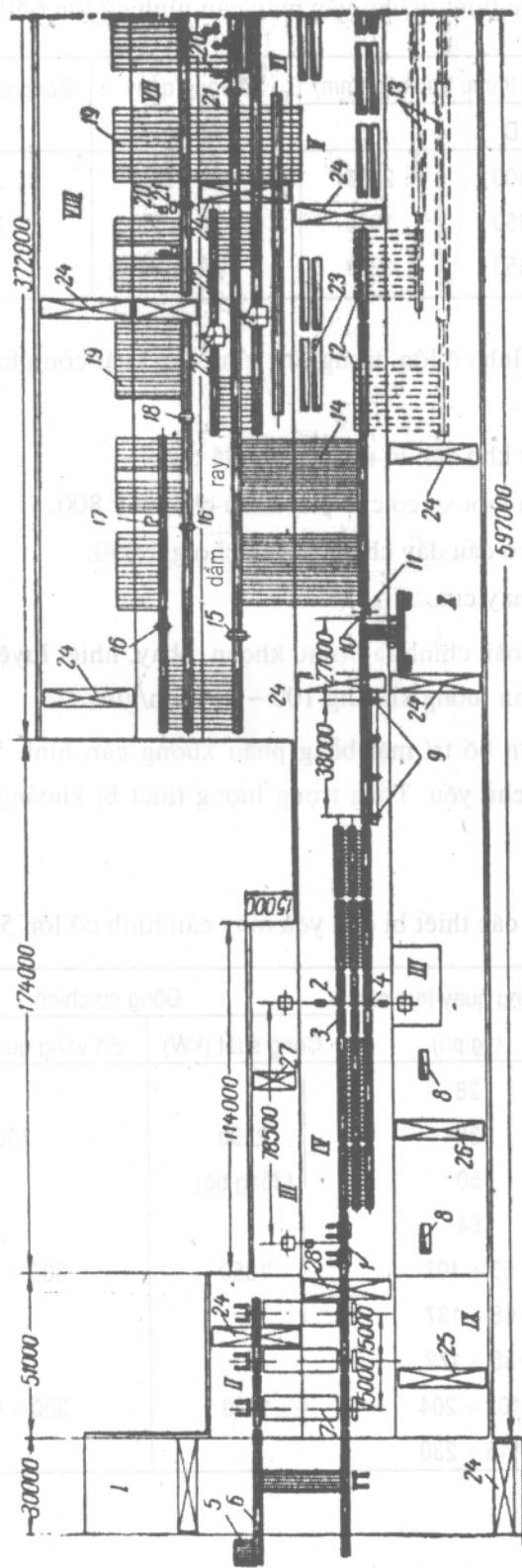
- thiết bị vận chuyển phôi liệu từ kho đến lò nung, đến giá cán,
- máy đẩy, đường lăn, máy lật và một số cơ cấu phụ khác cho máy 800,
- đường lăn, bàn nâng, máy lật, cơ cấu đẩy chuyển thép cho giá 650,
- máy cắt, sàn nguội, máy nắn, máy cưa...

Ngoài ra còn có một số máy để hoàn chỉnh ray (như khoan, phay, nhiệt luyện...). Tổng trọng lượng khoảng 9200 tấn thiết bị, sản lượng khoảng 100 ~ 200 tấn/giờ.

Trên hình 1.12 là một phương án bố trí mặt bằng phân xưởng cán hình 530. Trong bảng 1.8 là tính năng của các thiết bị chủ yếu. Tổng trọng lượng thiết bị khoảng 1650 tấn, sản lượng 90 tấn/giờ.

Bảng 1.8. Tính năng của các thiết bị chủ yếu máy cán hình cỡ lớn 530

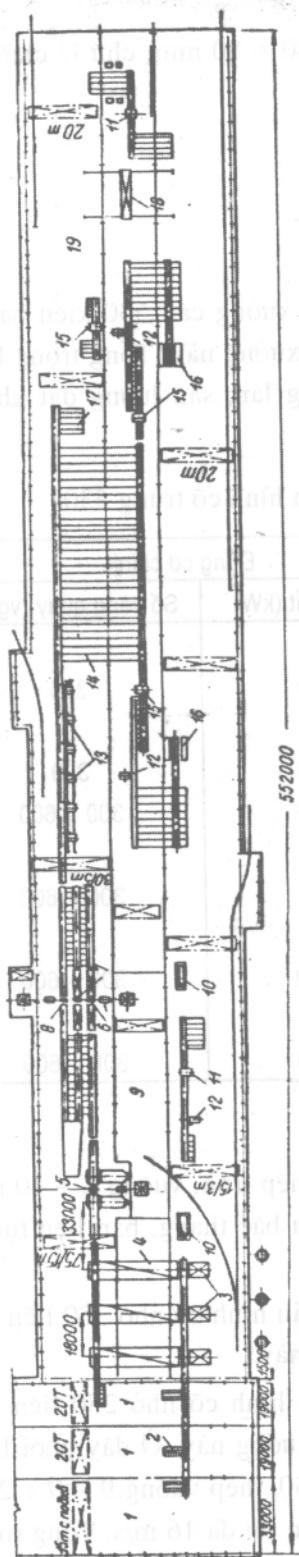
Số thứ tự	Kích thước trục cán (mm)		Số vòng quay trục cán (vg/ph)	Động cơ chính	
	D	L		Công suất (kW)	Số vòng quay (vg/ph)
1	630	695	28	2200 (đồng bộ)	300
2	^	^	36		
3	^	^	50		
4	^	^	64		
5	530	^	$53 \div 107$	1850	$300 \div 600$
6	^	^	$68 \div 137$		
7	^	^	$86 \div 172$		
8	^	^	$102 \div 204$	1850	$300 \div 600$
9	^	^	$115 \div 230$		



Hình 1.10. Bố trí thiết bị phân xưởng cán ray dầm 800:

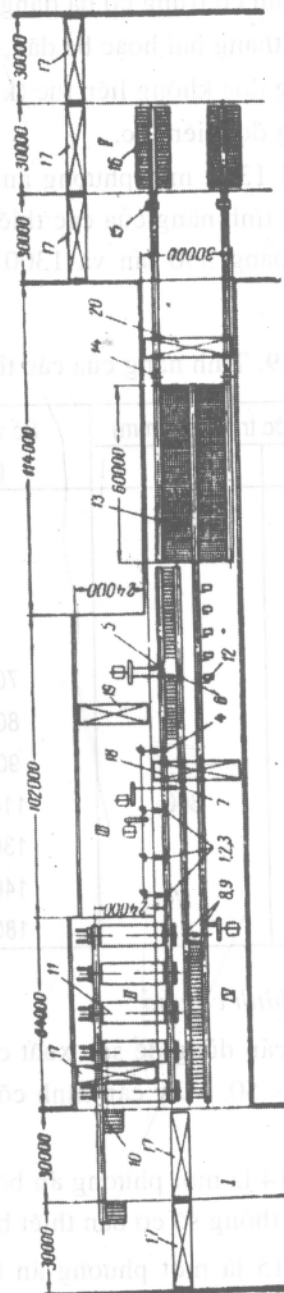
I- kho phôi máy cán sơ; II- gian lò; III- gian động cơ chính; IV- gian cán; V- gian nhiệt luyện;

1- máy cán khai phôi hai trục 900; 2,3- máy cán thô ba trục 800; 5- đường lăn; 6- lò nung; 7- hầm gom gỉ sắt (vẩy thép); 8- đường lăn công tác kèm máy cào; 9- đường lăn dẫn ra; 10- máy cưa; 11- máy dập chữ (máy đánh dấu); 12- máy uốn ray; 13- máy cào thép; 14- lò thường hoá; 15- sàn nguội; 16- máy nắn con lăn; 17- máy nắn áp lực; 18- máy cắt nguội; 19- máy cưa nguội; 20- sàn sản phẩm; 21- máy nắn con lăn; 23- máy phay; 24- máy khoan; 25- máy tời cao tần; 26- hầm làm nguội chậm; 27- cầu trục 15 tấn; 28- cầu trục 30/15 tấn; 29- cầu trục 75/15 tấn; 30- cầu trục 100/20 tấn.



Hình 1.11. Bố trí thiết bị phân xưởng cán hình cỡ lớn 650:

1- bãi phơi; 2- bàn phơi; 3- máy đẩy; 4- lò nung; 5- máy cán khai phơi hai trục đảo chiều; 6,7- hai giá ba trục; 8- máy cán tinh hai trục; 9- gian máy; 10- hố chứa gỉ sắt; 11- máy nắn; 12- máy cưa nguội; 13- máy cưa nóng; 14- sàn nguội; 15- máy nắn hai; 16- máy xếp đóng; 17- máy phân loại phơi; 18- xe con chở sản phẩm; 19- bãi để sản phẩm.



Hình 1 12 Sơ đồ bố trí thiết bị phân xưởng cán hình cỡ lớn 550:

Hình 1.12. 30 độ có 01 trục bị phá hỏng

I-гран Kno phoi liệu; II-гран IV, III-гран động cơ chính; 2-гран
1 ÷ 5- các giá cán hai trục 630; 6 ÷ 9- các giá cán bán tinh và tinh; 10- sản nhận liệu; 11- lò nung liên tục;
12- máy cưa; 13- sản làm nguội; 14- máy nắn; 15- máy cắt; 16- máng nhận liệu; 17- cầu trục 15 tấn.

3. Máy cán hình cỡ trung

Đây là loại máy cán hình có sản phẩm tròn và vuông $40 \div 80$ mm, chữ U chữ I cao 120 mm, góc $50 \times 50 \div 100 \times 100$.

Máy cán hình cỡ trung có ba dạng cơ bản:

- kiểu bậc thang hai hoặc ba dãy,
- kiểu hàng dọc không liên tục (kiểu bàn cờ),
- kiểu hàng dọc liên tục.

Trên hình 1.13 là một phương án bố trí mặt bằng phân xưởng cán 530 kiểu bàn cờ. Trong bảng 1.9 là tính năng của các thiết bị chủ yếu của phân xưởng này. Tổng trọng lượng thiết bị chính khoảng 350 tấn và 1300 tấn trọng lượng đường lăn, sản lượng đạt khoảng 90 tấn/giờ.

Bảng 1.9. Tính năng của các thiết bị chủ yếu máy cán hình cỡ trung 530

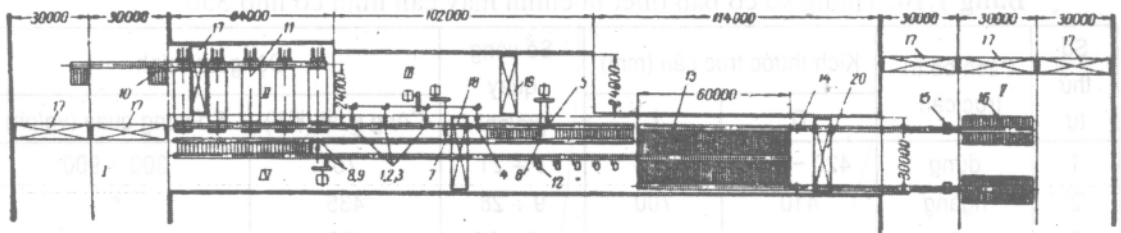
Số thứ tự	Kích thước trục cán (mm)		Số vòng quay (vg/ph)	Động cơ chính	
	D	L		Công suất (kW)	Số vòng quay (vg/ph)
1	450	850	50	750	300
2	^	^	60		
3	^	^	70		
4	^	^	70	750	300
5	400	^	$70 \div 140$	500	$300 \div 600$
6	^	^	$80 \div 160$	900	$300 \div 600$
7	^	^	$90 \div 180$		
8	350	800	$110 \div 220$		
9	^	^	$130 \div 260$	1100	$300 \div 600$
10	^	^	$140 \div 280$	1100	$300 \div 600$
11	^	^	$180 \div 280$		

4. Máy cán hình cỡ nhỏ

Đây là máy cán dùng để sản xuất các thiết bị sản phẩm thép tròn, vuông $8 \div 40$ mm, góc $20 \times 20 \div 50 \times 50$. Máy cán hình cỡ nhỏ có thể bố trí kiểu bậc thang, bán liên tục và liên tục.

Trên hình 1.14 là một phương án bố trí mặt bằng xưởng cán hình cỡ nhỏ 350 liên tục. Trong bảng 1.10 là thông số cơ bản thiết bị chủ yếu phân xưởng này.

Trên hình 1.15 là một phương án bố trí phân xưởng cán hình cỡ nhỏ 250 liên tục. Trong bảng 1.11 là thông số cơ bản thiết bị chủ yếu của phân xưởng này. Ở đây phối liệu: thép $60 \times 60 \div 80 \times 80$ dài 12 cm, sản phẩm: thép tròn $\varnothing 8 \div \varnothing 30$, thép vuông $9 \times 9 \div 27 \times 27$, thép góc $20 \times 20 \div 50 \times 50$, thép dẹt $12 \div 70$ mm. Tốc độ cán tối đa 16 m/s. Tổng trọng lượng thiết bị (không kể cầu trục) là 4700 tấn. Năng suất $50 \div 100$ tấn/giờ.

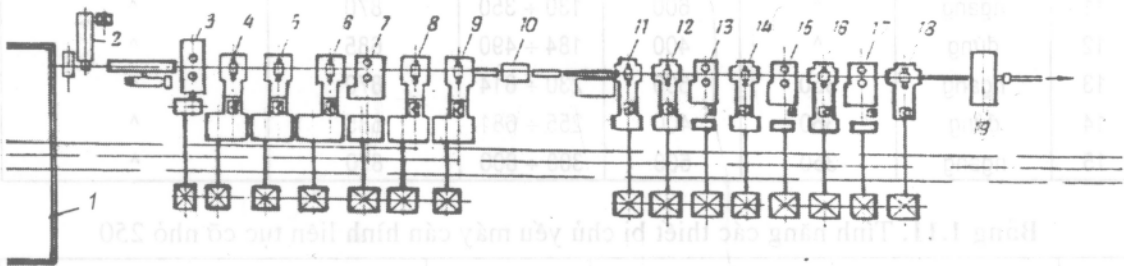


Hình 1.13. Bố trí phân xưởng cán hình cỡ trung 530:

I- gian kho phôi liệu; II- gian lò nung; III- gian động cơ chính;

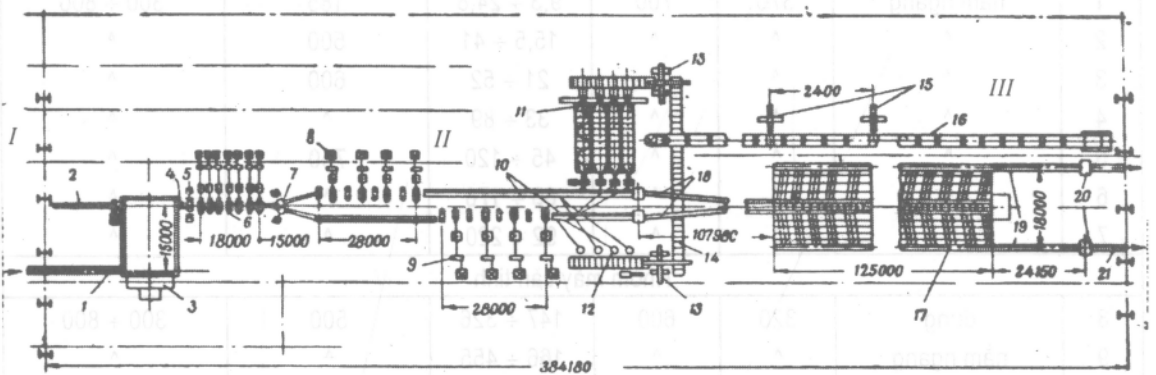
IV- gian cán; V- gian kho thành phẩm;

1 ÷ 4- nhóm giá cán thô 480; 5 ÷ 11- nhóm giá cán bán tinh và tinh 370;
12- sàn làm nguội; 13- lò nung liên tục; 14- máy cắt; 15- sàn nguội; 16- máy
nắn; 17- máng nhận liệu; 18- cầu trục 15 tấn; 19- cầu trục 20/5 tấn; 20- cầu
trục 5 tấn; 21- máy cưa.



Hình 1.14. Sơ đồ bố trí thiết bị máy cán hình liên tục cỡ nhỏ 350 liên tục:

I- 1- lò nung; 2- máy cắt; 3 ÷ 9- nhóm giá cán thô; 10- máy cắt bay
đầu mẫu phế; 11 ÷ 18- nhóm giá cán tinh; 19- máy cắt bay.



Hình 1.15. Sơ đồ bố trí thiết bị phân xưởng cán hình cỡ nhỏ 250 liên tục

I- gian phối liệu; II- gian cán; III- gian thành phẩm;

1- con lăn dẫn; 2- máy đẩy; 3- máy tống; 4- thiết bị kéo và phân phối; 5- máy cắt; 6- nhóm máy cán thô;
7- máy cắt bay; 8- nhóm cán tinh trái; 9- nhóm cán tinh phải; 10- sàn lăn trước máy cắt; 11- máy cuộn
băng; 12- máy cuộn thanh; 13- máy đóng bó; 14- băng chuyển; 15- máy đóng mác; 16- móc cuộn dây
thép; 17- sàn nguội; 18- máy cắt bay; 19- sàn lăn dẫn đi; 20- máy cắt nguội; 21- con lăn dẫn.

Bảng 1.10. Thông số cơ bản thiết bị chính máy cán hình cỡ nhỏ 350

Số thứ tự	Cách bố trí trục cán	Kích thước trục cán (mm)		Số vòng quay (vg/ph)	Động cơ chính	
		D	L		Công suất (kW)	Số vòng quay (vg/ph)
1	đứng	420 ~ 460	200	7 ÷ 21	75	300 ÷ 900
2	ngang	410	700	9 ÷ 28	435	^
3	^	^	^	12 ÷ 36	435	^
4	^	^	^	16 ÷ 48	580	^
5	đứng	360	400	22 ÷ 66	435	^
6	ngang	410	700	30 ÷ 90	580	^
7	^	^	^	40 ÷ 120	580	^
8	^	360	600	70 ÷ 185	685	300 ÷ 800
9	^	^	^	90 ÷ 240	^	^
10	đứng	^	400	105 ÷ 280	^	^
11	ngang	^	600	130 ÷ 350	870	^
12	đứng	^	400	184 ÷ 490	685	^
13	ngang	350	500	230 ÷ 614	870	^
14	đứng	360	400	255 ÷ 681	685	^
15	ngang	350	500	300 ÷ 800	870	^

Bảng 1.11. Tính năng các thiết bị chủ yếu máy cán hình liên tục cỡ nhỏ 250

Số thứ tự	Cách bố trí trục cán	Kích thước trục cán (mm)		Số vòng quay (vg/ph)	Động cơ chính	
		D	L		Công suất (kW)	Số vòng quay (vg/ph)
Nhóm máy cán thô						
1	nằm ngang	370	700	9,3 ÷ 24,8	185	300 ÷ 800
2	^	^	^	15,5 ÷ 41	500	^
3	^	^	^	21 ÷ 52	600	^
4	^	^	^	33 ÷ 89	^	^
5	^	^	^	45 ÷ 120	750	^
6	^	^	^	66 ÷ 176	^	^
7	^	^	^	92 ÷ 220	^	^
Nhóm máy cán tinh						
8	đứng	320	600	147 ÷ 326	500	300 ÷ 800
9	nằm ngang	^	^	166 ÷ 455	^	^
10	đứng	^	400	177 ÷ 475	370	^
11	nằm ngang	^	600	214 ÷ 550	500	^
12	đứng	^	400	226 ÷ 620	370	^
13	nằm ngang	270	500	317 ÷ 350	500	300 ÷ 900
14	đứng	^	400	368 ÷ 1100	370	^
15	nằm ngang	^	500	450 ÷ 1150	600	450 ÷ 1150

5. Máy cán thép dây

Máy cán thép dây là máy cán để sản xuất thép tròn $\varnothing 5 \div \varnothing 10$, thường bố trí theo ba kiểu:

- kiểu bậc thang,
- kiểu bán liên tục,
- kiểu liên tục.

Hai kiểu đầu có sản lượng thấp, lao động vất vả, kiểu sau cùng sản lượng cao hơn, trình độ tự động hoá cao.

Trên hình 1.16 là một phương án bố trí mặt bằng phân xưởng cán thép dây liên tục. Phôi liệu là thép vuông 60×60 dài 12 m. Thiết bị chính được phân thành 4 tổ máy: 2 tổ cán thô, 1 tổ bán tinh, 1 tổ cán tinh.

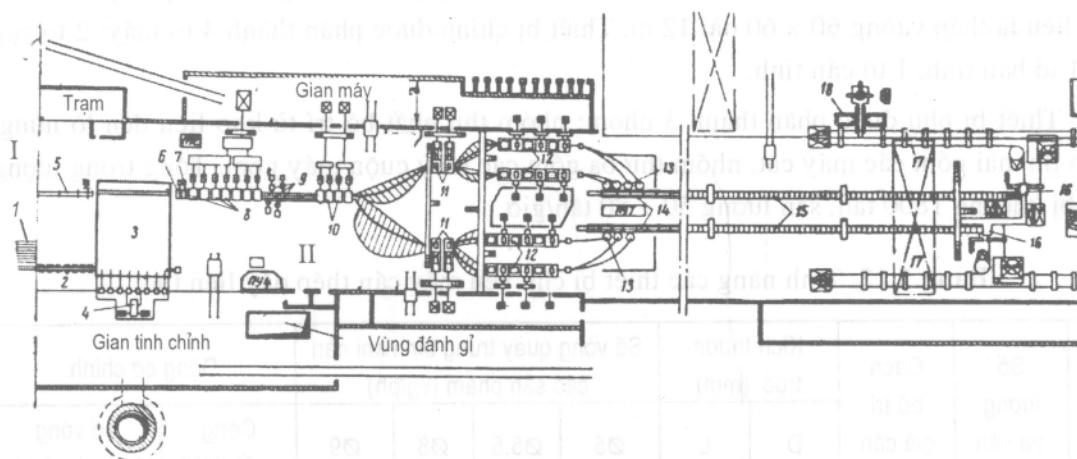
Thiết bị phụ được phân thành 3 nhóm: nhóm thứ nhất bố trí từ kho liệu đến lò nung, nhóm thứ hai gồm các máy cắt, nhóm thứ ba gồm các máy cuộn máy gom. Tổng trọng lượng thiết bị khoảng 1800 tấn, sản lượng $50 \div 80$ tấn/giờ.

Bảng 1.12. Tính năng các thiết bị chủ yếu máy cán thép dây liên tục

Số thứ tự	Số lượng giá cán	Cách bố trí giá cán	Kích thước trục (mm)		Số vòng quay trung bình khi cán các sản phẩm (vg/ph)				Động cơ chính		
			D	L	Ø5	Ø5,5	Ø8	Ø9	Công suất (kW)	Số vòng quay (vg/ph)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Tổ máy cán thô thứ nhất											
1	1	ngang	420	900	10	9	15	15	2000	300 ÷ 600	
2	1	^	^	^	14	14	21	22			
3	1	^	^	^	22	22	34	35			
4	1	^	^	^	35	34	52	55			
5	1	^	370	^	59	58	88	92			
6	1	^	^	^	89	87	133	138			
7	1	^	^	^	125	122	186	194			
Tổ máy cán thô thứ hai											
8	1	^	320	800	200	195	297	310	1200	300 ÷ 600	
9	1	^	^	^	272	265	405	422		1200	300 ÷ 600
10	1	^	^	^	365	356	510	.			
11	1	^	^	^	462	451	617	.	1200	300 ÷ 600	
Tổ máy cán bán tinh											
12	2	^	320	600	565	551	.	531	2 × 430	320 ÷ 900	
13	2	^	^	^	684	668	.	643	^	^	

Bảng 1.12. (tiếp theo)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Tổ máy cán tinh										
14	4	đứng	270	400	966	924	865	926	4x200	500 ÷ 1500
15	4	ngang	^	^	1142	1087	1023	1038	^	^
16	4	đứng	^	^	1350	1256	1137	.	^	^
17	4	ngang	^	^	1569	1464	1259	.	^	500 ÷ 1600
18	4	đứng	^	^	1821	1705	.	.	^	500 ÷ 1900
19	4	ngang	^	^	2016	1904	.	.	^	500 ÷ 2050



Hình 1.16. Sơ đồ bố trí thiết bị phân xưởng cán thép dây:

I- gian kho phôi liệu, II- gian cán, III- gian động cơ chính;

- 1- giá tập kết phôi; 2- con lăn dẫn lò nung; 3- lò nung; 4- máy đẩy phôi vào lò; 5- máy tổng phôi ra lò; 6- máy cắt đầu đuôi; 7- máy phân phối phôi; 8- nhóm giá cán thô; 9- máy cắt sự cố; 10- nhóm giá cán trung; 11- nhóm giá cán trung thứ hai; 12- nhóm giá cán tinh; 13- tang cuộn; 14- máy dịch chuyển cuộn; 15- băng vận chuyển; 16- bàn lật cuộn; 17- móc xích; 18- đóng bó.

1.7.3. Máy cán tấm

Đây là máy cán nóng thép tấm (hoặc tấm kim loại màu). Đặc điểm chủ yếu của máy cán tấm là trục cán có bề mặt trụ tròn hoặc tang trống. Chiều dài thân trục cán là kích thước cơ bản quyết định các kích thước khác của trục và chiều rộng tối đa của tấm, và vì vậy người ta gọi tên máy cán theo chiều dài thân trục cán.

Có bốn kiểu máy cán tấm thông dụng:

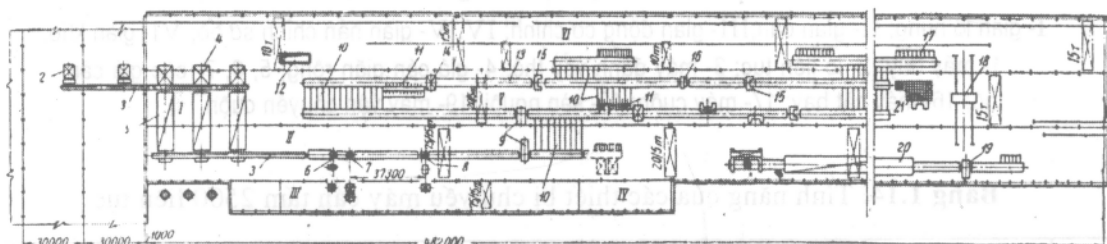
- Máy cán tấm dày: Sản phẩm có độ dày $\delta = 4 \div 50$ mm, chiều rộng $B = 1000 \div 5000$ mm, thường bố trí một giá đảo chiều (hai trục, ba trục, hoặc bốn trục) hoặc nhiều giá nối tiếp nhau.

- Máy cán tấm dài rộng liên tục hoặc bán liên tục, sản phẩm có độ dày $\delta = 1,4 \div 10$ mm, chiều rộng $B = 500 \div 2500$ mm.

- Máy cán tấm với cuộn thép tấm được nung nóng trong lò buồng, sản phẩm có chiều dày $\delta = 1,6 \div 6$ mm.

- Máy cán tấm mỏng $\delta = 0,25 \div 4$ mm, $B = 500 \div 1200$ mm.

Trên hình 1.17 là một phương án bố trí thiết bị máy cán 2800 cán tấm dày. Bảng 1.14 là thông số chủ yếu của máy cán này.



Hình 1.17. Sơ đồ bố trí thiết bị máy cán 2800 cán tấm dày:

I- gian thiết bị chính; II- gian động cơ chính; III- gian thiết bị tinh chỉnh; IV- kho thành phẩm;

1- sàn nhận liệu; 2- máy đẩy thép; 3- lò nung liên tục; 4- giá cán chủ; 5- giá cán thô;

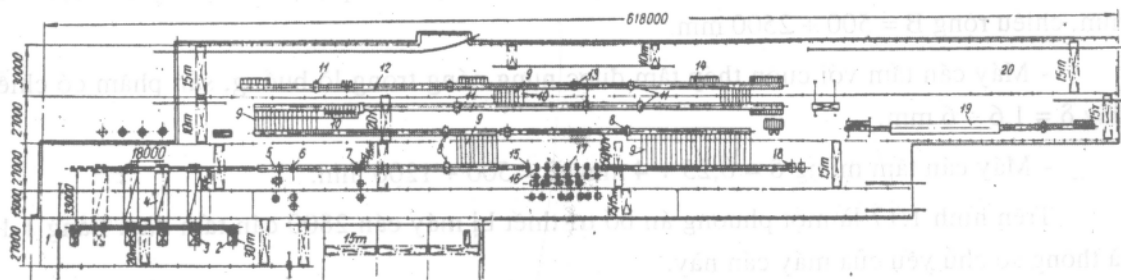
6- giá cán tinh vạn năng; 7- máy nắn; 8- máy lật; 9- xe vạch dầu; 10- máy cắt dao nghiêng;

11- máy cắt đĩa; 12- cầu trục 75/15 tấn; 13- cầu trục 20/5 tấn; cầu trục 15 tấn.

Bảng 1.13. Thông số chủ yếu máy cán 2800 cán tấm dày

Số thứ tự	Cách bố trí trục	Kích thước trục cán (mm)		Số vòng quay (vg/ph)	Động cơ chính	
		D	L		Công suất (kw)	Số vòng quay (vg/ph)
1	Đứng	1000	700	-	750	0 ÷ 70 ÷ 210
2	ngang	1150	2800	0 ÷ 25 ÷ 250	2 × 1850	0 ÷ 25 ÷ 60
3	đứng	600	-	-	2 × 200	0 ÷ 200 ÷ 500
4	ngang	700/1350	2800	0 ÷ 50 ÷ 120	5000	0 ÷ 50 ÷ 120

Trên hình 1.18 là một phương án bố trí thiết bị máy cán 2500 liên tục. Tính năng của các thiết bị chủ yếu của phân xưởng này được kê trong bảng 1.14.



Hình 1.18. Bố trí thiết bị phân xưởng cán tấm 2500 liên tục:

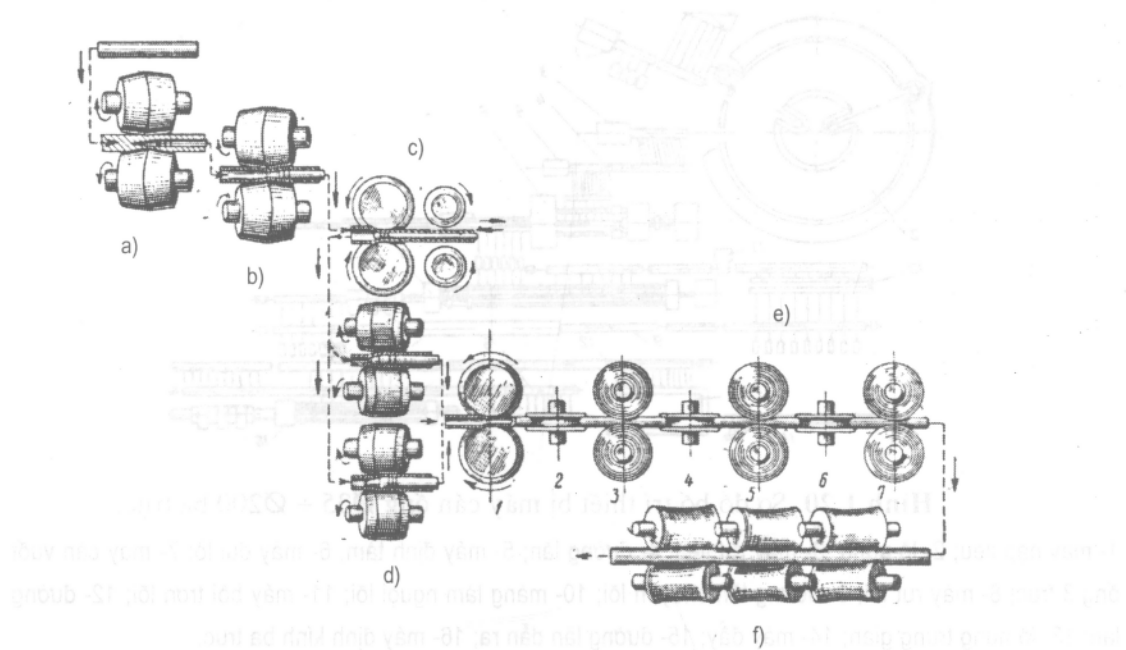
I- gian lò nung; II- gian cán; III- gian động cơ chính; IV, V- gian nắn chỉnh sơ bộ; VI- gian kho;
1- máy đẩy; 2- lò liên tục; 3- máy đánh vẩy thô; 4- giá cán giãn rộng; 5, 6, 7- các giá cán
thô; 16- máy cắt bay; 17- máy cuộn; 18- sàn nguội; 19- máy vận chuyển cuộn.

Bảng 1.14. Tính năng của các thiết bị chủ yếu máy cán tấm 2500 liên tục

Số thứ tự	Tên giá cán	Kích thước trục cán (mm)			Vận tốc (m/s)	Động cơ chính	
		Chiều dài	Đường kính trục công tác	Đường kính trục đỡ		Công suất (kW)	Số vòng quay (vg/ph)
1	Máy đánh vẩy thô	2000	850	-	1,0	600	500
2	Giá cán giãn rộng	3200	1100	1400	^	4000	428
3	Giá cán thô: đứng	300	600	-	-	300	500 ÷ 1000
	nằm ngang	2500	900	1400	1,7	4000	428
4	Giá cán thô: đứng	300	600	^	2,4	300	500 ÷ 1000
	nằm ngang	2500	900	^	^	4000	428
5	Giá cán thô: đứng	300	600	-	-	300	500 ÷ 1000
	nằm ngang	2500	900	1400	2,4	4000	428
6	Máy đánh vẩy tinh	^	700	-	0,6 ÷ 2,4	100~ 400	250 ÷ 1000
7	Máy cán tinh	^	^	1400	1,2 ÷ 2,4	4200	150 ÷ 300
8	^	^	^	^	1,8 ÷ 3,6	^	^
9	^	^	^	^	3,0 ÷ 6,0	^	100 ÷ 200
10	^	^	^	^	3,5 ÷ 7,0	^	^
11	^	^	^	^	4,5 ÷ 9,0	^	150 ÷ 300
12	^	^	^	^	5,25 ÷ 10,5	^	^

1.7. 4. Máy cán ống không hàn

Đây là loại máy cán chuyên sản xuất thép ống không hàn. Trên hình 1.19 mô tả thứ tự các nguyên công cơ bản của máy cán ống. Bảng 1.15 liệt kê thông số chủ yếu của một tổ máy cán ống thực hiện các nguyên công nói trên.



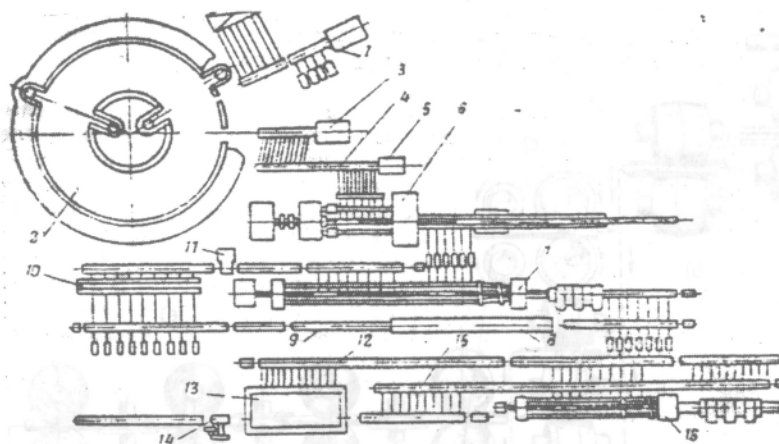
Hình 1.19. Sơ đồ nguyên công chủ yếu sản xuất thép ống không hàn trên máy cán ống tự động:

a- dùi lỗ; b- mở rộng đường kính; giảm chiều dày thành ống (mở kính); c- cán vuốt ống (độ dày ống đồng đều theo hướng đường sinh); d- chỉnh ống (độ dày ống đồng đều trên cả hướng kính; tạo độ bóng cơ bản cho cả mặt ngoài và mặt trong của ống); e- định kính (sửa đường kính ngoài theo yêu cầu và nắn thẳng ở trạng thái nóng); f- nắn thẳng ở trạng thái nguội.

Bảng 1.15. Thông số chủ yếu của một số tổ máy cán ống

Kiểu loại	Đường kính ống (mm)	Sản lượng trung bình (tấn/giờ)	Công suất động cơ chính (kW)	Tổng trọng lượng thiết bị (tấn)
Máy cán ống tự động 140	60 ÷ 140	10 ÷ 15	3500	2500 ÷ 3500
Máy cán ống tự động 250	100 ÷ 250	15 ÷ 30	5000	3500 ÷ 4000
Máy cán ống tự động 430	160 ÷ 430	50 ÷ 70	12000	8000 ÷ 12000
Máy cán ống kiểu chu kỳ	200 ÷ 450	25 ÷ 35	4500 ÷ 5000	-
Máy cán ống liên tục 110	50 ÷ 110	30 ÷ 40	12000	3500 ÷ 5000
Máy cán 3 trục cán ống 160	40 ÷ 160	8 ÷ 12	3500	2000 ÷ 2500

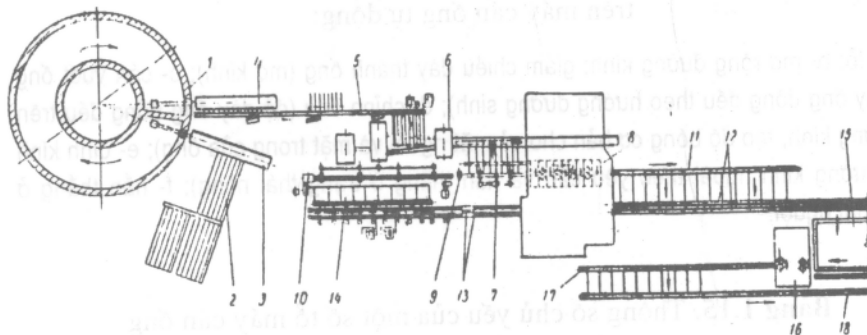
Trên hình 1.20 là một phương án bố trí máy cán ba trục cán ống $\varnothing 35 \div \varnothing 200$ để chế tạo vòng bi ổ lăn.



Hình 1.20. Sơ đồ bố trí thiết bị máy cán ống $\varnothing 35 \div \varnothing 200$ ba trục:

1- máy nạp liệu; 2- lò nung; 3- máy rút liệu; 4- đường lăn; 5- máy định tâm; 6- máy dùi lỗ; 7- máy cán vuốt ống 3 trục; 8- máy rút lõi; 9- đường lăn chuyển lõi; 10- máng làm nguội lõi; 11- máy bôi trơn lõi; 12- đường lăn; 13- lò nung trung gian; 14- máy đẩy; 15- đường lăn dẫn ra; 16- máy định kính ba trục.

Trên hình 1.21 là một phương án máy cán ống $\varnothing 430$ (ống dẫn dầu).



Hình 1.2a. Sơ đồ bố trí thiết bị máy cán ống $\varnothing 430$:

1- lò nung quay vòng; 2- sàn nạp liệu; 3;4- cơ cấu nạp và xuất liệu; 5- đường lăn máy dùi lỗ; 6- máy dùi lỗ; 7- máng nhận liệu; 8- nhóm giá cán liên tục (9 giá); 9- cơ cấu bôi trơn lõi; 10- máy dùn lõi; 11- đường lăn sau giá cán; 12- đường lăn; 13- máy rút lõi; 14- cơ cấu làm nguội lõi; 15- lò nung trung gian; 16- nhóm máy định kính (12 giá); 17;18- đường lăn; 19- nhóm máy giảm kính (12 giá); 20- máy cưa; 21- sàn nguội; 22- máy cưa; 23- máy nắn.

1.7.5. Nhóm máy cán nguội

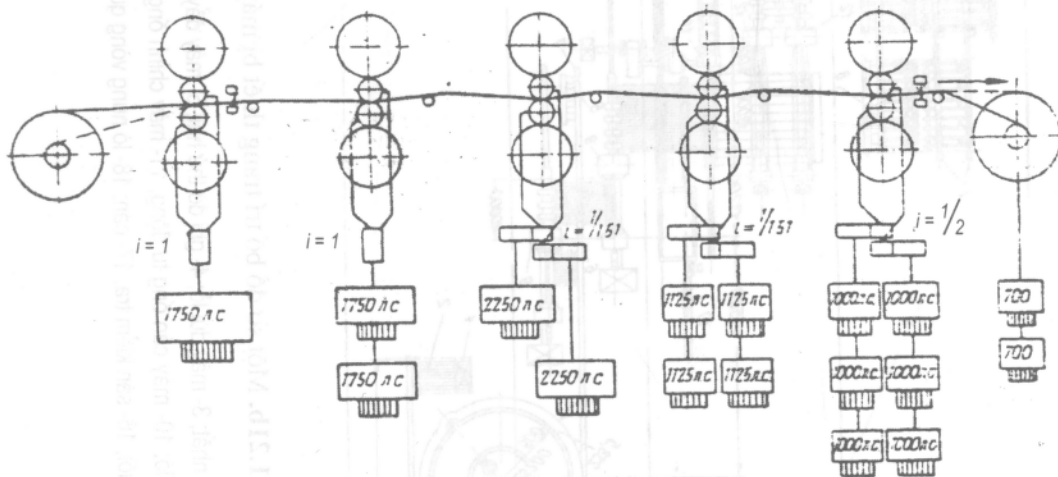
Máy cán nguội chủ yếu để cán thép tấm, thép lá, thép dải; cũng có khi cán ống chất lượng cao.

Nhóm máy cán này thường được phân thành sáu loại:

1. Máy cán tấm nguội đơn chiếc.
2. Máy cán nguội tấm cuộn (trước và sau khi cán).
3. Máy cán nguội dải cuộn (độ dày $0,02 \div 4$ mm, rộng $20 \div 660$ mm).
4. Máy cán nguội thép lá (độ dày $0,002 \div 0,012$ mm có thể là thép hoặc kim loại màu).
5. Máy dàn ép: nén ép dây tròn thành dải hẹp.
6. Máy cán ống nguội.

Máy cán tấm nguội thường dùng bốn trục (hai trục làm việc có đường kính nhỏ, còn hai trục tựa có đường kính lớn hơn).

Trên hình 1.22 là một phương án bố trí máy cán tấm nguội với đường kính trục làm việc $\varnothing 530$, đường kính trục tựa $\varnothing 1230$ mm, vận tốc ở giá cán cuối cùng đạt 37,2 m/s.



Hình 1.22. Một phương án bố trí máy cán tấm nguội (Mỹ).

Chương 2

CÁC THÔNG SỐ TÍNH TOÁN CƠ BẢN CỦA MÁY CÁN

2.1. Nội dung và mục đích chương 2

Chương này sẽ nghiên cứu các thông số động học và lực học của máy cán, chủ yếu gồm các vấn đề sau:

- Thông số chủ yếu của vùng biến dạng.
- Áp lực đơn vị tác dụng lên trục cán.
- Tổng áp lực tác dụng lên trục cán.
- Mômen cán.

Mục đích nghiên cứu vấn đề này là ở chỗ:

1. Muốn nâng cao năng lực sản xuất của máy cán (như muốn giảm số lần cán, muốn tăng lượng ép, muốn dùng loại lỗ hình mới, hoặc muốn cán loại thép hợp kim mới...) đều phải tính được lực cán, mômen cán; từ đó kiểm nghiệm lại độ bền của các chi tiết trong máy cán, kiểm định năng lực của động cơ cũng như toàn bộ máy cán.

2. Muốn thiết kế máy cán mới, muốn xác định kích thước, vật liệu chế tạo các chi tiết của máy cán mới, muốn chọn động cơ phải biết lực cán, mômen cán, công suất cán.

2.2. Sơ lược về các thông số kỹ thuật cán

Các thông số về lý thuyết cán được xây dựng trên cơ sở “quá trình cán đơn giản”.

2.2.1. Cán đơn giản

Cán đơn giản là quá trình cán giữa hai trục cán có đường kính bằng nhau, cùng được dẫn động với vận tốc như nhau, hiện tượng biến dạng ở hai trục hoàn toàn đối xứng nhau (hình 2.1).

Một số ký hiệu thường dùng:

- D - đường kính trục cán, (r - bán kính);
- h_0 - chiều cao (chiều dày) ban đầu của vật cán;
- h_1 - chiều cao (chiều dày) sau khi cán của vật cán;
- b_0 - chiều rộng trước khi cán của vật cán;
- b_1 - chiều rộng sau khi cán của vật cán;
- l_0 - chiều dài ban đầu của vật cán;
- l_1 - chiều dài sau khi cán của vật cán;

F_0 - diện tích tiết diện ngang ban đầu của vật cán, $F_0 = h_0 b_0$;

F_1 - diện tích tiết diện ngang sau khi cán của vật cán, $F_1 = h_1 b_1$;

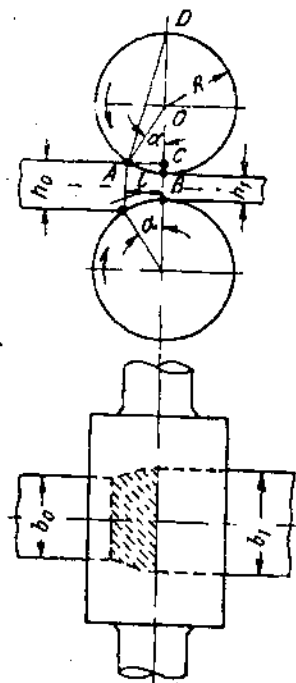
α - góc ăn (hay còn gọi là góc ôm, góc ngoạm, góc tiếp xúc);

$\cup AB$ - cung tiếp xúc (cung ăn);

$ABB'A'$ - vùng biến dạng.

Vùng kim loại tiếp xúc với trục cán được gọi là vùng tiếp xúc. Thông thường, diện tích vùng tiếp xúc biểu thị bằng hình chiếu của nó lên mặt phẳng nằm ngang (tức là miền gạch xiên trên hình vẽ) và ký hiệu là F .

Hình chiếu bằng của cung tiếp xúc là chiều dài cung tiếp xúc, và ký hiệu là l .



Hình 2.1. Giảm độ quá trình cán đơn giản.

2.2.2. Các đại lượng biểu thị sự biến dạng của kim loại khi cán

1. Lượng ép tuyệt đối (Δh): là hiệu số của chiều cao vật cán trước và sau khi cán:

$$\Delta h = h_0 - h_1 \quad (2-1)$$

2. Lượng ép tương đối (ε): là tỷ số giữa lượng ép tuyệt đối với chiều cao ban đầu, tính bằng %:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0} \%$$

$$\varepsilon = \frac{h_0 - h_1}{h_0} = 1 - \frac{h_1}{h_0} \% \quad (2-2)$$

3. Lượng giãn rộng (Δb): là hiệu số của chiều rộng của vật cần trước và sau khi cán:

$$\Delta b = b_1 - b_0 \quad (2-3)$$

4. Hệ số giãn dài (λ): là tỷ số của chiều dài vật cần sau và trước khi cán:

$$\lambda = \frac{l_1}{l_0} \quad (2-4)$$

thông thường $\lambda = 1,2 \div 2,0$.

Trong điều kiện thể tích vật cần trước và sau khi cán không đổi, nghĩa là:

$$\frac{v_0}{v_1} = \frac{b_0 h_0 l_0}{b_1 h_1 l_1} = \frac{F_0 b_0}{F_1 b_1} = 1$$

$$\lambda = \frac{F_0}{F_1} \quad (2-5)$$

Nếu $b_0 = b_1$ thì

$$\lambda = \frac{h_0}{h_1} \quad (2-6)$$

Hệ số giãn dài lúc cán nhiều lần:

$$\lambda_{\Sigma} = \frac{F_0}{F_n} = \frac{F_0}{F_1} \cdot \frac{F_1}{F_2} \dots \frac{F_{n-1}}{F_n} = \lambda_1 \lambda_2 \dots \lambda_n = \lambda_{tb}^n$$

trong đó λ_{tb} là hệ số giãn dài trung bình khi cán nhiều lần:

$$\lambda_{tb} = \sqrt[n]{\frac{F_0}{F_n}}$$

thông thường $\lambda_{tb} = 1,2 \div 1,3$.

Số lần n cán tính theo công thức:

$$n = \frac{l_n F_0 - l_0 F_n}{l_n \lambda_{tb}} \quad (2-7)$$

5. Quan hệ giữa góc ăn vào với đường kính trục cán và lượng nén ép tuyệt đối

Từ hình 2.2: $BC = BO - OC = D(1 - \cos \alpha)/2$

$$BC = \Delta H/2$$

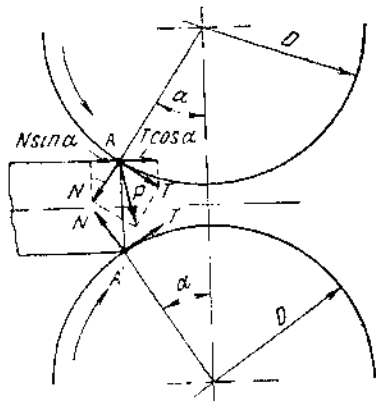
$$\cos \alpha = 1 - \frac{\Delta h}{D} \quad (2-8)$$

Khi α không lớn lắm ($\alpha < 15^\circ$), cho $\sin \alpha = \alpha$ và

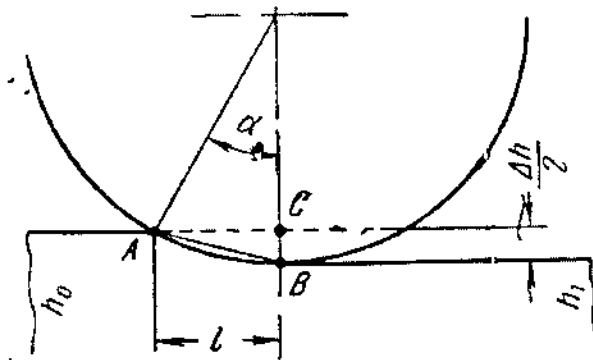
$$1 - \cos \alpha = 2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} = 2 \left(\frac{\alpha}{2} \right)^2 = \frac{\alpha^2}{2}$$

Do đó

$$\alpha = \sqrt{\frac{2 \Delta h}{D}} \quad (2-9)$$



Hình 2.2. Lực tác dụng lên vật cán khi ăn vào trục.



Hình 2.3. Quan hệ giữa góc ăn vào với đường kính trục cán và lượng ép tuyệt đối.

2.2.3. Điều kiện ăn kim loại vào trục cán (điều kiện trục cán tự kéo vật cán đi vào lỗ hình)

Ta hãy xét trường hợp vật cán không bị lực ngoài tác dụng kéo hoặc đẩy, bản thân trục cán có thể dẫn vật cán đi vào khe hở giữa hai trục để có thể cán được (hình 2.2).

Lúc vật cán vừa mới tiếp xúc với trục cán, trục cán sẽ tác dụng vào nó lực hướng kính (hay lực pháp tuyến) N , đồng thời sinh ra lực ma sát T .

Phân tích

$$\vec{N} = \vec{N}_x + \vec{N}_y$$

$$\vec{T} = \vec{T}_x + \vec{T}_y$$

N_y và T_y có tác dụng nén ép kim loại;

N_x có tác dụng đẩy lùi vật cán đi ra khỏi trục;

T_x có tác dụng dẫn kéo vật cán đi vào trục.

Muốn dẫn được vật cán đi vào, phải có:

$$2N_x \leq 2T_x$$

hay: $N \sin \alpha \leq T \cos \alpha$

hay: $\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \leq \frac{T}{N}$

Giả thiết rằng hệ số ma sát giữa trục cán và vật cán lúc ăn vào là $f_v = \tan \beta_v$ (β_v là góc ma sát tương ứng lúc ăn vào), lực ma sát và lực pháp tuyến tuân theo định luật Culông, nghĩa là:

$$T = f_0 N.$$

Vì vậy điều kiện ăn vào được biểu diễn như sau:

$$\operatorname{tg} \alpha \leq f_v \quad \text{hay:} \quad \alpha \leq \beta_v$$

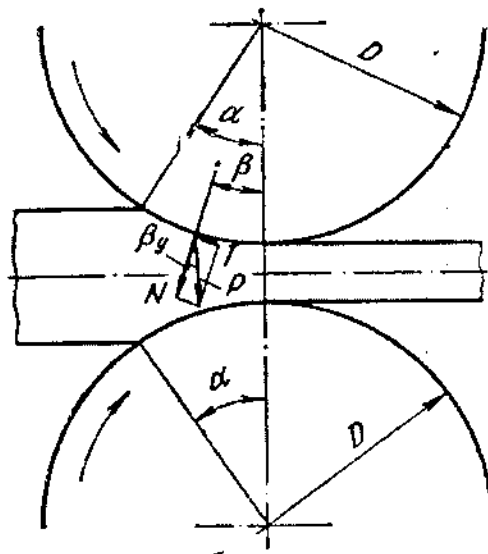
nghĩa là: muốn cho kim loại ăn vào trục cán một cách tự nhiên, hệ số ma sát lúc ăn vào phải lớn hơn tang của góc ăn, hay góc ăn phải nhỏ hơn góc ma sát lúc ăn vào.

Lúc đó phương của hợp lực P của N và T làm với phương nằm ngang một góc nhỏ hơn 90° .

2.2.4. Điều kiện cán ổn định

Lúc vật cán đi vào khe hở giữa hai trục quá trình cán ổn định bắt đầu. Lúc đó lực pháp tuyến N và lực ma sát T không đặt ở A và A' (hình 2.4) mà đặt ở giữa cung tiếp xúc; hợp lực của chúng là P có phương thẳng đứng. Quan hệ giữa N và T phụ thuộc vào điều kiện ma sát lúc cán ổn định với góc ma sát tương ứng là $\beta_0 = (0,6 + 0,75)\beta_v$. Như vậy:

$$\alpha = (1,2 + 1,5)\beta_v \quad (2-10)$$

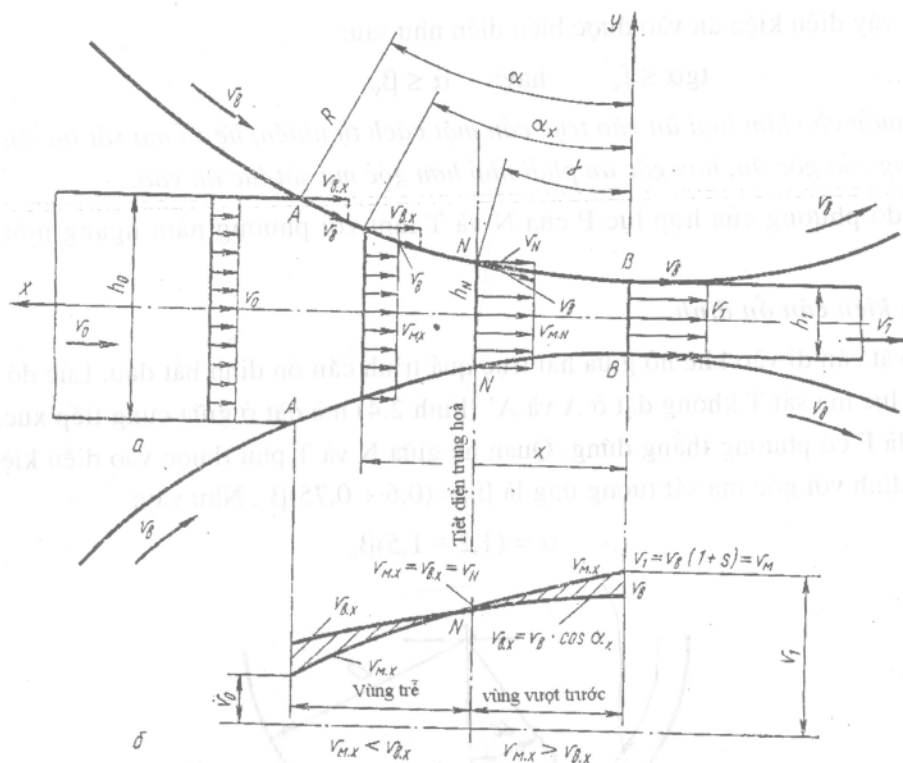


Hình 2.4. Lực tác dụng lên vật cán khi cán ổn định.

2.2.5. Hiện tượng trượt trong khi cán

Thực tiễn chứng minh rằng trong quá trình cán ổn định, vận tốc của trục cán (v) nhỏ hơn vận tốc đi ra (v_1) và lớn hơn vận tốc đi vào (v_0) của vật cán:

$$v_0 < v < v_1$$



Hình 2.5. Hiện tượng vượt trước và trề trong khi cán.

Do đó trong quá trình biến dạng sẽ tồn tại một tiết diện mà ở đó vận tốc vật cán bằng vận tốc trục cán. Tiết diện đó gọi là tiết diện trung hoà (hình 2.5).

Tiết diện trung hoà chia vùng biến dạng ra làm hai phần:

- vùng phía kim loại đi vào (gọi là vùng trề),
- vùng phía kim loại đi ra (gọi là vùng vượt trước).

Vị trí tiết diện trung hoà được xác định theo công thức:

$$\gamma = \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{\alpha}{2\beta} \right) \quad (2-11)$$

trong đó β là góc ma sát giữa kim loại và trục cán.

Hệ số vượt trước:

$$s_1 = \frac{v_1 - v}{v} = \frac{v_1}{v} - 1$$

Hệ số trề:

$$s_0 = \frac{v_x - v_0}{v_x} = 1 - \frac{v_0}{v_x}$$

Vì

$$v_x = v \cos \alpha$$

nên:
$$s_0 = 1 - \frac{v_0}{v \cos \alpha}$$

và:
$$\frac{v_1}{v_0} = \frac{1 + s_1}{1 - s_0} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \lambda = \frac{l_1}{l_0}$$

Lượng giãn rộng tuyệt đối được tính theo công thức

$$\Delta b = b_1 - b_0 = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} r \gamma \quad (2-12)$$

2.2.6. Tốc độ biến dạng

1. Định nghĩa

Tốc độ biến dạng là đạo hàm theo thời gian của lượng ép tương đối

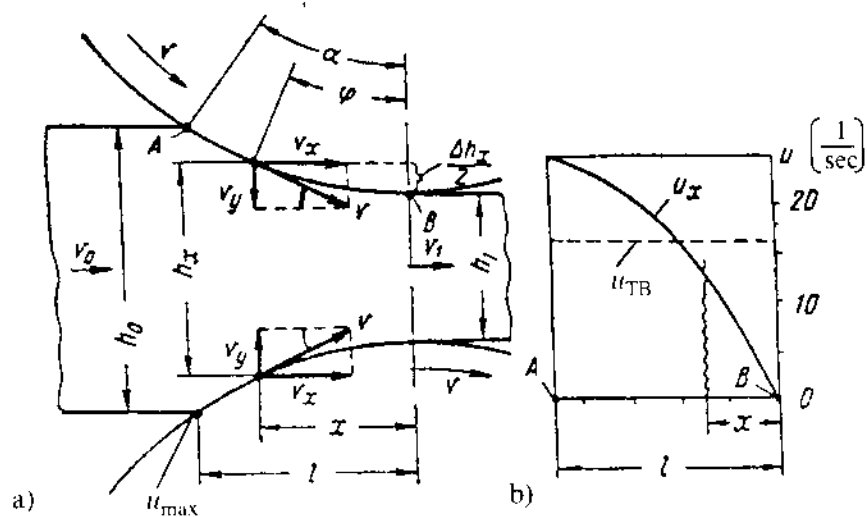
$$u = \frac{d\varepsilon}{dt} \quad (1/s) \quad (2-13)$$

(chú ý: tốc độ biến dạng có thứ nguyên khác với tốc độ thường).

2. Tốc độ biến dạng khi cán ở một tiết diện h_x nào đó (giả thiết không có giãn rộng,

$$b_0 = b_1)$$

$$u_x = \frac{d\varepsilon_x}{dt} = \frac{dh_x}{h_x} \cdot \frac{1}{dt} = \frac{dh_x}{dt} \cdot \frac{1}{h_x} = \frac{2v_y}{h_x} \quad (2-14)$$



Hình 2.6. Sơ đồ tính toán tốc độ biến dạng khi cán (a) và sự biến đổi của nó theo độ dài cung tiếp xúc (b).

Vì

$$\frac{dh_x}{dt} = 2v_y$$

$$v_y = v_x \tan \varphi_x$$

$$v_x = \frac{v_1 h_1}{h_x}$$

$$\tan \varphi_x = \frac{dh_x}{2dx}$$

(2-15)

Thay (2-15) vào (2-14) và giản ước ta được

$$u_x = \frac{v_1 h_1}{h_x^2} \frac{dh_x}{dx} \quad (2-16)$$

c. *Tốc độ biến dạng trung bình*

Đây là thông số thường dùng để tính toán:

$$u_{tb} = \frac{1}{l} \int_0^l u_x dx \quad (2-17)$$

$$\begin{aligned} &= \frac{1}{l} \int_0^l \frac{v_1 h_1}{h_x^2} dh_x \\ &= \frac{v_1 h_1}{l} \int_0^l \frac{dh_x}{h_x^2} = \frac{v_1 h_1}{l} \left(\frac{1}{h_1} - \frac{1}{h_0} \right) \end{aligned}$$

$$u_{tb} = \frac{v_1 \Delta h}{l h_0} \quad (2-18)$$

Tốc độ biến dạng trung bình trong khi cán vào khoảng $1 \div 10^{-3}$ (1/s).

2.2.7. *Chiều dài vùng biến dạng và diện tích mặt tiếp xúc*

a. *Chiều dài vùng biến dạng (L).*

Hình chiếu bằng của cung ăn vào $\cup$ AB gọi là chiều dài vùng biến dạng. Nó được chia ra hai trường hợp để tính toán:

- Trục cán không bị biến dạng đàn hồi (ép bẹp) (hình 2.7):

vì $\Delta ABC \sim \triangle DBA$ với $\frac{AB}{BC} = \frac{DB}{BA}$

nên $AB = \sqrt{BC \cdot BD} = \sqrt{\frac{\Delta h}{2}} D = \sqrt{r \Delta h}$

$$L = AC = \sqrt{AB^2 - BC^2} = \sqrt{r \Delta h - \frac{\Delta h^2}{4}}$$

$$L = \sqrt{r \Delta h - \frac{\Delta h^2}{4}} \quad (2-19)$$

vì $\Delta h^2/4 \ll r \Delta h$, nên $L \approx \sqrt{r \Delta h}$ (2-20)

- Trường hợp trục cán bị ép bẹp đàn hồi (hình 2.8):

Đây là trường hợp thường xảy ra khi cán nguội tấm mỏng. Lúc đó chiều dài vùng biến dạng được tính theo công thức:

$$L = \sqrt{r \Delta h + x_1^2} + x_2 \quad (2-21)$$

với $x_2 = 8 \frac{1-\mu^2}{\pi E} r p_{tb}$

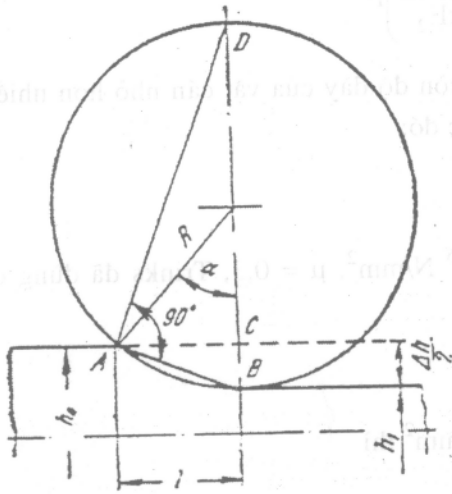
trong đó: p_{tb} - áp suất đơn vị trung bình;

E - môđun đàn hồi của trục cán;

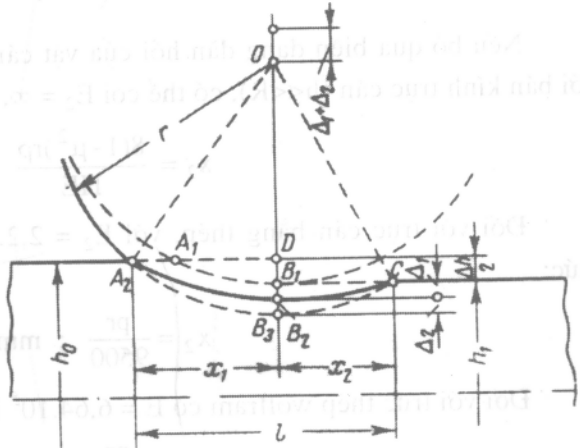
μ - hệ số Poat xông vật liệu làm trục cán.

Gọi Δ_1 - là lượng biến dạng đàn hồi cục bộ của vật cán;

Δ_2 - lượng biến dạng đàn hồi cục bộ của trục cán.



Hình 2.7. Sơ đồ tính toán chiều dài vùng biến dạng khi trục cán không bị ép bẹp đàn hồi.



Hình 2.8. Sơ đồ tính toán chiều dài vùng biến dạng khi trục cán bị nén bẹp đàn hồi.

Để có được lượng biến dạng dẻo của vật cán là Δh , đường tâm hai trục cán phải dịch lại gần nhau mỗi trục một lượng là $\Delta_1 + \Delta_2$. Lúc đó cung tiếp xúc giữa vật cán và trục cán đi qua các điểm A_2, B_2, C . Hình chiếu bằng của cung tiếp xúc sẽ là:

$$L = x_1 + x_2 = \sqrt{r^2 - (r - B_3D)^2} + \sqrt{r^2 - (r - B_1B_3)^2}$$

Vì $B_3D^2 \ll r$, $B_1B_3 = \Delta_1 + \Delta_2$, nên $B_3D = \Delta h/2 + \Delta_1 + \Delta_2$; $B_1B_3 = \Delta_1 + \Delta_2$.

Sau khi khai triển biểu thức tính ta được:

$$L = x_1 + x_2 \approx \sqrt{2r(\Delta h/2 + \Delta_1 + \Delta_2)} + \sqrt{2r(\Delta_1 + \Delta_2)}$$

$$L \approx \sqrt{r\Delta h} + x_2 + x_2 \quad (2-22)$$

trong đó $x_2 = 2q \frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1}$

Các lượng biến dạng đàn hồi cục bộ Δ_1, Δ_2 được xác định theo bài toán về tiếp xúc giữa hai hình trụ:

$$\Delta_1 = 2q \frac{1-\mu_1^2}{\pi E_1}, \quad \Delta_2 = 2q \frac{1-\mu_2^2}{\pi E_2}$$

trong đó: q - áp lực đơn vị trên chiều dài hình trụ chịu nén;

μ_1, μ_2 - hệ số Poat xông của kim loại làm trục cán và vật cán;

E_1, E_2 - môđun đàn hồi của kim loại làm trục cán và vật cán.

Trị số q được tính theo áp lực đơn vị vùng tiếp xúc: $q = 2x_2p$.

Thay giá trị Δ_1 và Δ_2 vào công thức x_2 , ta có:

$$x_2 = 8p \left(\frac{1 - \mu_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{\pi E_2} \right) r$$

Nếu bỏ qua biến dạng đàn hồi của vật cán, còn độ dày của vật cán nhỏ hơn nhiều so với bán kính trục cán ($h \ll R$), có thể coi $E_2 = \infty$, lúc đó:

$$x_2 = \frac{8(1 - \mu^2)rp}{\pi E}$$

Đối với trục cán bằng thép, với $E_2 = 2,2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, $\mu = 0,3$, Trinks đã dùng công thức:

$$x_2 = \frac{pr}{9500} \quad ; \quad \text{mm.}$$

Đối với trục thép wolfram có $E = 6,64 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ thì

$$x_2 = \frac{pr}{28700} \quad ; \quad \text{mm.}$$

Nghĩa là trục cán làm bằng thép wolfram ít bị biến dạng đàn hồi.

b. Diện tích vùng tiếp xúc

Diện tích vùng tiếp xúc được tính theo công thức cơ bản là:

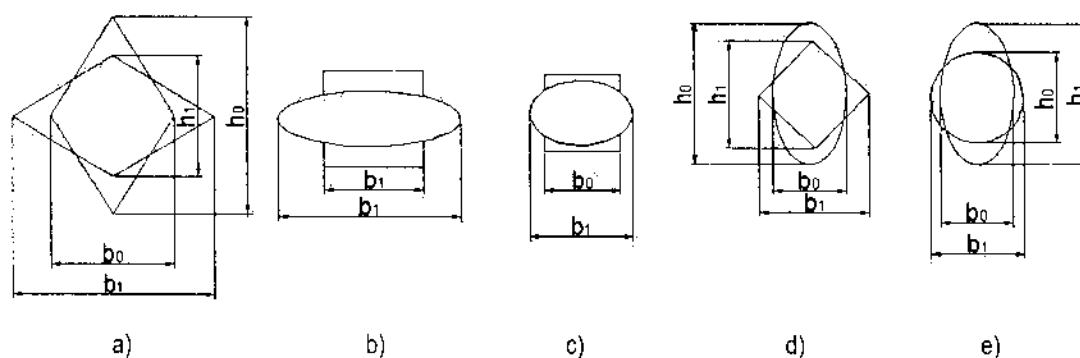
$$F = L(b_0 + b_1)/2 \quad (2-23)$$

- Trường hợp trục cán không bị ép đàn hồi:

$$F = \frac{b_0 + b_1}{2} \sqrt{r\Delta h} \quad (2-24)$$

Trong tính toán thiết bị cán, các số liệu về Δh thường được cho trước từ quy trình công nghệ. Trong trường hợp không có các số liệu đó, khi cán các lỗ hình đơn giản, có thể tính như sau:

- Trục cán không tiện rãnh $\Delta h = h_0 - h_1$,
- Trục cán tiện rãnh để cán các sản phẩm đơn giản như:
 - Từ hình thoi ra hình thoi (hình 2.9a): $\Delta h = (0,55 \div 0,6)(h_0 - h_1)$,
 - Từ hình vuông ra êlip dẹt (hình 2.9b): $\Delta h = h_0 - 0,7h_1$,
 - Từ hình vuông ra êlip gần tròn (hình 2.9c): $\Delta h = h_0 - 0,85h_1$,
 - Từ hình êlip ra hình vuông (hình 2.9d): $\Delta h = (0,65 \div 0,7)h_0 - (0,55 - 0,6)h_1$,
 - Từ hình êlip ra hình tròn (hình 2.9e): $\Delta h = 0,85h_0 - 0,79h_1$.



Hình 2.9. Sơ đồ tính toán Δh của các sản phẩm đơn giản.

2.2.8. Hệ số ma sát

Muốn thực hiện quá trình cán phải có lực ma sát. Khi ăn vào, hệ số ma sát càng lớn thì góc ăn cho phép càng lớn. Nhưng trong quá trình cán nếu ma sát càng lớn thì năng lượng tổn hao càng nhiều, nhất là khi cán nguội thép tấm mỏng với áp lực tác dụng lên trục cán rất lớn. Ngoài ra, bởi vì thông thường yêu cầu bề mặt sản phẩm phải tương đối nhẵn bóng nên không thể không tăng độ bóng bề mặt trục cán (đặc biệt là ở giá cán tinh), thậm chí còn phải tráng dầu lên bề mặt trục cán và vật cán khi cán.

Việc xác định hệ số ma sát khi cán là một vấn đề rất quan trọng. Nhưng vì hệ số ma sát phụ thuộc rất nhiều yếu tố (trạng thái bề mặt trục cán, dầu bôi trơn, áp lực và nhiệt độ khi cán, tốc độ cán...) nên cho đến nay vẫn chưa có một lý luận thật hoàn chỉnh về hệ số ma sát khi cán.

Vì vậy thường dùng một số công thức kinh nghiệm sau đây để xác định:

- Khi cán nóng (700° trở lên) dùng công thức Ikolán (S. Ekelund):

$$F = n_1(1,05 - 0,0005t)n_2 \quad (2-25)$$

trong đó: t - nhiệt độ kim loại khi cán ($^{\circ}\text{C}$)

n_1 - hệ số xét tới bề mặt trục cán,

- đối với trục cán bằng thép bề mặt nhám $n_1 = 1$,

- đối với trục cán bằng gang $n_1 = 0,8$;

n_2 - hệ số xét tới tốc độ cán (xem bảng 2.1)

Bảng 2.1. Quan hệ giữa tốc độ cán và hệ số n_2

Tốc độ cán v (m/s)	1	5	10	15	20
Hệ số n_2	1,0	0,9	0,8	0,75	0,7

- Khi cán nguội thép tấm mỏng và thép dải có thể dùng hệ số ma sát theo bảng sau đây:

Bảng 2.2. Hệ số ma sát khi cán nguội tấm mỏng và thép lá có dầu bôi trơn

Loại sản phẩm	Loại dầu	Hệ số ma sát f
Thép tấm mỏng và thép dải	Dầu khoáng vật, ê mun xi	0,07 ÷ 0,1
	dầu vừng	0,06 ÷ 0,08
Thép tấm cực mỏng (thép lá)	dầu dừa	0,03 ÷ 0,05
	êmunxi	0,05 ÷ 0,065
	êlipcô	0,055
	dầu vừng	0,045
	mỡ cừu	0,04

Chú thích.

1. Giá trị nhỏ dùng cho tốc độ cán nhỏ hơn 5m/s, giá trị lớn dùng cho $v > 5$ m/s
2. Khi cán hợp kim màu thì hệ số ma sát lớn hơn lúc cán thép thường.

2.3. Phương trình dẻo

Phương trình dẻo là cơ sở lý luận để tính lực cán. Quá trình chứng minh nó được trình bày kỹ trong giáo trình lý thuyết biến dạng dẻo. Ở đây chỉ đưa ra công thức tổng quát và một số dạng đặc biệt để tính toán lực cán.

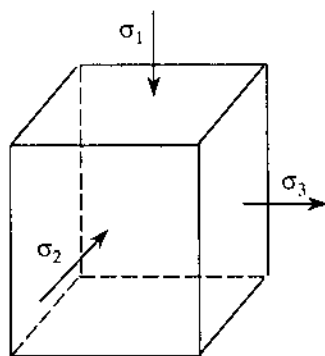
2.3.1. Công thức tổng quát

Dưới tác dụng của ứng suất 3 chiều ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, trong đó $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$), kim loại sẽ bắt đầu biến dạng dẻo khi thoả mãn quan hệ:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_s^2 \quad (2-26)$$

trong đó:

- σ_s là giới hạn chảy của kim loại
- các ứng suất $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ quy định lấy giá trị dương khi gây nén



Hình 2.10. Trạng thái ứng suất khi cán

2.3.2. Phương trình dẻo hệ số ứng suất trung gian

$$\sigma_1 - \sigma_3 = n_0 \sigma_s \quad (2-27)$$

trong đó n_0 là hệ số xét tới ảnh hưởng của ứng suất trung gian đối với hai ứng suất kia, thông thường $1 \leq n_0 \leq 1,15$.

Trong tính toán thường lấy $n_0 = 1,15$.

Trong hai dạng phương trình dẻo trình bày trên đây, σ_s là giới hạn chảy của kim loại được xác định bằng thí nghiệm kéo nén đơn giản, lúc đó tốc độ biến dạng $\dot{\epsilon} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/s}$, nhiệt độ trong phòng thí nghiệm $t = 20^\circ\text{C}$.

Nhưng thực tế gia công kim loại thì điều kiện đó không còn nữa. Giới hạn chảy lúc này sẽ khác với giới hạn chảy khi thí nghiệm. *Giới hạn chảy lúc gia công gọi là giới hạn chảy thực tế* và ký hiệu là $\sigma_{s\phi}$.

2.3.3. Phương trình dẻo dùng trong gia công áp lực

Phương trình dẻo dùng trong gia công áp lực thường được biểu thị dưới dạng:

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2k \quad (2-28)$$

trong đó: k - giới hạn chảy của kim loại chịu ứng suất cắt thuần túy

$$k = \frac{\sigma_{s\phi}}{\sqrt{3}} = 0,57\sigma_{s\phi}$$

$\sigma_{s\phi}$ - giới hạn chảy thực tế, $\sigma_{s\phi} = (n_H n_T n_V) \sigma_s$;

n_H - hệ số xét tới ảnh hưởng của biến cứng;

n_T - hệ số xét tới ảnh hưởng của nhiệt độ;

n_V - hệ số xét tới ảnh hưởng của tốc độ biến dạng;

σ_s - giới hạn chảy của kim loại xác định theo điều kiện thí nghiệm.

2.4. Giới hạn chảy thực tế của kim loại

Xác định giới hạn chảy thực tế của kim loại là một vấn đề rất phức tạp và quan trọng. Nhiều nhà khoa học đã dày công nghiên cứu. Phương pháp nghiên cứu chủ yếu của họ là dựa trên cơ sở thực nghiệm, đồng thời xét tới các nhân tố ảnh hưởng đến giới hạn chảy, cuối cùng xác định giới hạn chảy thực tế.

2.4.1. Các nhân tố ảnh hưởng tới giới hạn chảy σ_s

1. Tính chất vật liệu

Trong cùng một loại vật liệu, tạp chất càng nhiều thì σ_s càng cao.

2. Nhiệt độ

Nhiệt độ cao thì σ_s giảm. Ở nhiệt độ kết tinh lại σ_s có hiện tượng đột ngột giảm xuống.

3. Mức độ biến dạng

Thực nghiệm chứng tỏ rằng ở một nhiệt độ nhất định, mức độ biến dạng tăng thì σ_s

tăng. Vì ở nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ kết tinh lại, những mảnh vỡ của tinh thể bị kẹp vào mặt trượt của tinh thể ngăn trở sự biến dạng trượt của kim loại (hiện tượng biến cứng). Mặt khác, đồng thời với hiện tượng các tinh thể bị vỡ ra, kèm theo có hiện tượng kết tinh lại (hiện tượng mất biến cứng). Hiện tượng biến cứng và mất biến cứng là hai hiện tượng tương phản nhau. Tùy theo tính chất vật liệu, nhiệt độ lúc gia công và tốc độ biến dạng mà quyết định mức độ biến dạng ảnh hưởng σ_s nhiều hay ít.

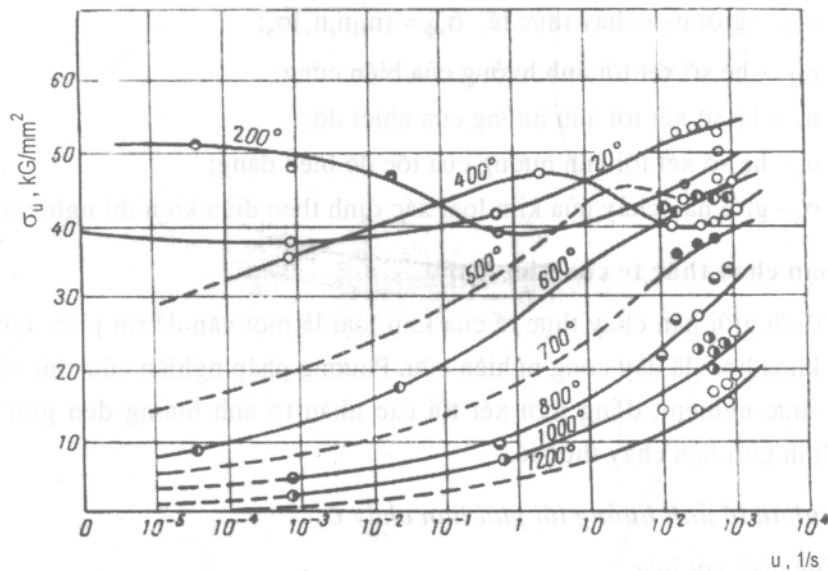
4. Tốc độ biến dạng

- Ở một nhiệt độ nhất định, tốc độ biến dạng càng lớn thì σ_s càng lớn.
- Ở một mức độ biến dạng nhất định, tốc độ biến dạng càng lớn thì σ_s càng lớn.
- Trong cán nguội, tốc độ biến dạng nói chung không ảnh hưởng đến σ_s , bởi vì lúc đó nhiệt độ thấp, tốc độ biến cứng rất chậm nên tốc độ biến dạng dù to hay nhỏ đều không diễn ra hiện tượng mất biến cứng.

2.4.2. Cách tính giới hạn chảy thực tế của kim loại

1. Phương pháp biểu đồ

- Đối với thép ít cacbon thường dùng số liệu của Nadai (A.Nadai) và Mingiôn (M. I. Manjone). Biểu đồ này thể hiện trên hình 2.11.



Hình 2.11. Biểu đồ tính toán giới hạn chảy thực tế của kim loại
(theo số liệu của Nadai và Mingiôn).

- Đối với thép có thành phần hoá học như trong bảng 2.3 đã được Cúc (P.M.Cook) nghiên cứu và được biểu thị dưới dạng biểu đồ như trên hình 2.12.

Bảng 2.3. Thành phần các loại thép đã được Cục nghiên cứu

Loại thép	Hàm lượng các nguyên tố %									
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	W	V
Thép ít cacbon	0,15	0,12	0,68	0,034	0,025	-	-	-	-	-
Thép cacbon trung bình	0,56	0,26	0,28	0,013	0,013	0,12	0,09	-	-	-
Thép cacbon cao	1,00	0,19	0,17	0,027	0,23	0,10	0,09	-	-	-
Thép molipden mangan	0,35	0,27	1,49	0,041	0,037	0,03	0,11	0,28	-	-
Thép Cr, Ni, Mo	0,35	0,27	0,66	0,023	0,029	0,59	2,45	0,59	-	-
Thép Cr	0,06	0,22	0,46	0,019	0,031	0,41	0,17	-	-	-
Thép Cr, Mo	0,26	0,35	0,57	0,009	0,23	3,03	0,29	0,49	-	-
Thép Si, Mn	0,61	1,58	0,94	0,038	0,035	0,12	0,27	0,06	-	-
Thép Si, Cr	0,47	3,74	0,58	-	-	8,20	0,20	-	-	-
Thép không gỉ 18-8	0,07	0,43	0,48	-	-	18,60	7,70	-	-	-
Thép C (13%Cr-2,23%Cr)	2,23	0,43	0,37	-	-	13,10	0,33	-	-	-
Thép gió 18-4-1	0,80	0,28	0,32	-	-	4,30	0,18	0,55	18,4	1,54

Theo nhu cầu của sản xuất và tiến triển của khoa học ngày càng có nhiều số liệu và phương pháp xác định giới hạn chảy thực tế của kim loại.

2. Phương pháp phân tích

Đối với những kim loại chưa có số liệu đầy đủ có thể dùng một số công thức sau đây để xác định giới hạn chảy thực tế của kim loại:

1. Công thức Nadai
$$\sigma_u = \sigma_0 + m \ln \frac{u}{u_0} \quad (2-29)$$

trong đó σ_0 - giới hạn chảy của kim loại ở điều kiện tĩnh (tốc độ biến dạng $u_0 = 6.10^{-4}$ 1/s);

σ_u - giới hạn chảy ở điều kiện tốc độ biến dạng u ;

m - hệ số xét tới tính chất của vật liệu.

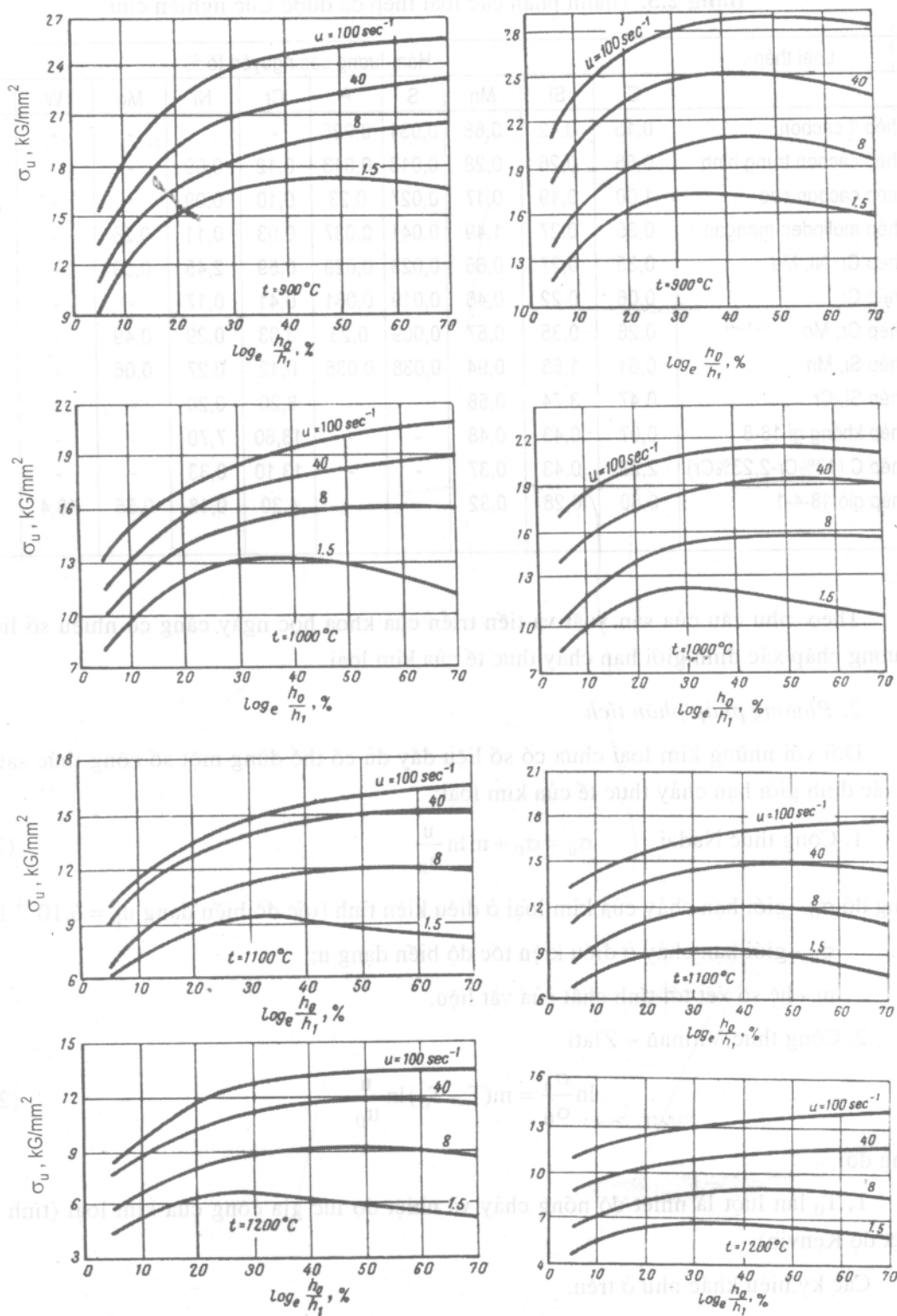
2. Công thức Vitman – Zlati

$$\ln \frac{\sigma_u}{\sigma_0} = m(T - T_0) \ln \frac{u}{u_0} \quad (2-30)$$

trong đó:

T, T_0 lần lượt là nhiệt độ nóng chảy và nhiệt độ lúc gia công của kim loại (tính theo nhiệt độ Kenvin).

Các ký hiệu khác như ở trên.



Hình 2.12. Biểu đồ tính toán giới hạn chảy thực tế của kim loại (theo Cúc).

2.5. Áp lực đơn vị – Công thức Xêlikov

Trong khi cán, áp lực ở từng điểm trên vùng tiếp xúc giữa vật cán và trục cán sẽ khác nhau. áp lực ở mỗi điểm trên đó theo phương vuông góc với hình chiếu bằng của cung tiếp xúc được gọi là áp lực đơn vị (hay còn gọi là áp lực riêng). Đây là thông số quan trọng liên quan trực tiếp đến lực và mômen tác dụng lên trục cán. Có nhiều công thức để xác định áp lực đơn vị, nhưng công thức được chú ý nhiều nhất là công thức Xêlikov.

2.5.1. Công thức áp lực đơn vị của Xêlikov

$$p_x = \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_0}{h} \right)^\delta (\delta\xi \mp 1) \pm 1 \right] \quad (2-31)$$

trong đó: dấu “-” tính cho vùng trề;

dấu “+” tính cho vùng vượt trước;

k - giới hạn chảy của kim loại chịu ứng suất cắt thuần túy (xem công thức 2-28)

$\delta = \frac{2fl}{\Delta h}$ - hệ số (xem công thức 2-46);

ξ - hệ số xét tới ảnh hưởng của sức căng (kéo trước hoặc kéo sau), khi không có sức căng lấy $\xi = 1$.

$\xi = \xi_1 = 1 - \frac{\sigma_0}{2k}$ xét tới ảnh hưởng của kéo sau ứng với vùng trề, xem công thức (2-49),

$\xi = \xi_2 = 1 - \frac{\sigma_1}{2k}$ xét tới ảnh hưởng của kéo tới ứng với vùng vượt trước.

2.5.2. Chứng minh công thức Xêlikov

Để chứng minh được công thức (2-31), Xêlikov đã nghiên cứu vùng biến dạng và đưa ra một số giả thiết sau:

1. σ_x phân bố đồng đều theo chiều cao của tiết diện (nghĩa là trước và sau khi biến dạng, tiết diện vẫn giữ nguyên là mặt phẳng vuông góc với trục nằm ngang).
2. không xét đến giãn rộng ($b_0 = b_1$) và giả thiết $b = 1$ (bằng một đơn vị).
3. không xét tới biến cứng.
4. ma sát giữa vật cán và trục cán tuân theo định luật Culông.
5. cung ăn vào $\cup AB$ được thay bằng bằng dây cung $\overline{AB}$.

Trong vùng biến dạng lấy một vi phân phân tố, trên đó tất cả các lực tác dụng đều ở thế cân bằng, và có thể viết được phương trình vi phân cân bằng lực. Giải phương trình vi phân này sẽ tìm được áp lực đơn vị.

$$\text{hay} \quad \frac{d\sigma_x}{dx} - \frac{p_x - \sigma_x}{h_x} \frac{dh_x}{dx} + \frac{2t_x}{h_x} = 0 \quad (2-37)$$

$$\text{Theo giả thiết 4:} \quad t_x = p_r f \quad (2-38)$$

với điều kiện biến dạng theo chiều dọc là chính (bởi vì trở lực trên phương này là nhỏ nhất), nghĩa là:

$$\sigma_x = \sigma_3 \quad (2-39)$$

$$\begin{aligned} \text{Mặt khác } \sigma_1 &= \frac{1}{dx} \left(p_r \frac{dx}{\cos \theta_x} \cos \theta_x + t_x \frac{dx}{\cos \theta_x} \sin \theta_x \right) \\ &= p_r + t_x \operatorname{tg} \theta_x \\ &= p_x + p_x f \operatorname{tg} \theta_x \\ &= p_x (1 + f \operatorname{tg} \theta_x) \end{aligned} \quad (2-40)$$

$$\sigma_1 \approx p_x$$

Như vậy theo phương trình dẻo viết dưới dạng $\sigma_1 - \sigma_3 = 2k$, ta có:

$$p_x - \sigma_x = 2k = \text{const} \quad (2-41)$$

nghĩa là:

$$dp_x = d\sigma_x \quad (2-42)$$

Theo giả thiết 5 ta có:

$$\frac{h_x}{2} = \frac{h_1}{2} + \frac{\Delta h}{2} \cdot \frac{x}{l}$$

nghĩa là:

$$dx = \frac{l}{\Delta h} dh_x \quad (2-43)$$

Lấy (2-38), (2-39), (2-41), (2-42), (2-43) thay vào (2-37) ta có:

$$\frac{dp_x \Delta h}{l dh_x} - \frac{2k \Delta h}{h_x l} + \frac{2fp_x}{h_x} = 0 \quad (2-44)$$

Lấy (2-44) chia cho $\frac{\Delta h}{l dh_x}$ sẽ được:

$$dp_x - 2k \frac{dh_x}{h_x} + \frac{2flp_x}{\Delta h} \cdot \frac{dh_x}{h_x} = 0 \quad (2-45)$$

Đặt:

$$\delta = \frac{2fl}{\Delta h} \quad (2-46)$$

ta có:

$$dp_x - 2k \frac{dh_x}{h_x} + \delta p_x \frac{dh_x}{h_x} = 0$$

$$dp_x + (\delta p_x - 2k) \frac{dh_x}{h_x} = 0$$

$$\frac{dp_x}{\delta p_x - 2k} = -\frac{dh_x}{h_x} \quad (2-47)$$

Lấy tích phân hai vế:

$$\frac{1}{\delta} \int \frac{d(\delta p_x)}{\delta p_x - 2k} = - \int \frac{dh_x}{h_x}$$

$$\frac{1}{\delta} \ln(\delta p_x - 2k) = \ln \frac{1}{h_x} + C_0 \quad (2-48)$$

Xác định hằng số C_0 :

Vì lúc $h_x = h_0$ thì

$$p_x - (-\sigma_0) = 2k$$

$$p_x = 2k - \sigma_0$$

$$p_x = 2k \left(1 - \frac{\sigma_0}{2k}\right)$$

Đặt: $\xi_1 = 1 - \frac{\sigma_0}{2k}$ (2-49)

ta có: $p_x = 2k\xi_1$ (2-50)

Thay (2-50) vào (2-48) sẽ được:

$$C_0 = \frac{1}{\delta} \ln(2k\delta\xi_1 - 2k) - \ln \frac{1}{h_0} \quad (2-51)$$

Thay (2-51) vào (2-48) sẽ được $\frac{1}{\delta} \ln \frac{\delta p_x - 2k}{2k\delta\xi_1 - 2k} = \ln \frac{h_0}{h_x}$

hay $\frac{\delta p_x - 2k}{2k\delta\xi_1 - 2k} = \left(\frac{h_0}{h_x}\right)^\delta$ (2-52)

Giải phương trình p_x cho các vùng trễ ta được:

$$p_{xAN} = \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_0}{h_x}\right)^\delta (\delta\xi_1 - 1) + 1 \right]$$

trong đó: $\delta = \frac{2fl}{\Delta h}$ (2-53)

$$\xi_1 = 1 - \frac{\sigma_0}{2k}$$

$$2k = 1,15\sigma_{s\phi}$$

Trường hợp ($\sigma_0 = 0$) không có kéo sau thì

$$p_{xAN} = \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_0}{h_x}\right)^\delta (\delta - 1) + 1 \right]$$

$$\delta = \frac{2fl}{\Delta h}$$

trong đó: $2k = 1,15\sigma_{s\phi}$

(2-53)'

Đối với vùng vượt trước, cũng bằng cách giải tương tự với phương trình vi phân cân bằng lực của vi phân phân tố:

$$(\sigma_x + d\sigma_x)(h_x + dh_x)l - \sigma_x h_x l - (2p_r \frac{dx}{\cos \theta_x} \sin \theta_x)l + 2t_x \frac{dx}{\cos \theta_x} \cos \theta = 0 \quad (2-32)$$

và với cách giải tương tự như trên ta được:

$$p_{xNB} = \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_x}{h_l} \right)^\delta (\delta \xi_2 + 1) - 1 \right]$$

trong đó:

$$\delta = \frac{2fl}{\Delta h} \quad (2-54)$$

$$\xi_2 = 1 - \frac{\sigma_1}{2k}$$

$$2k = 1,15\sigma_{s\phi}$$

Nếu không có kéo trước ($\sigma_1 = 0$):

$$\boxed{\begin{aligned} p_{xNB} &= \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_x}{h_l} \right)^\delta (\delta + 1) - 1 \right] \\ \text{trong đó: } \delta &= \frac{2fl}{\Delta h} \\ 2k &= 1,15\sigma_{s\phi} \end{aligned}} \quad (2-54)'$$

2.5.3. Biện luận về công thức áp lực đơn vị của Xélikov

1. Ảnh hưởng của hệ số ma sát : $f \uparrow$, $\delta \uparrow$, $p_x \uparrow$.

Hệ số ma sát thay đổi giá trị cực đại của p_x (hay $\frac{p_x}{2k}$) sẽ thay đổi rất rõ rệt (hình 2.14a).

2. Ở vùng trề $\frac{h_0}{h_x}$ tăng thì p_x tăng

Ở vùng vượt trước $\frac{h_x}{h_l}$ tăng thì p_x tăng

Ở tiết diện trung hoà áp lực đơn vị phải bằng nhau.

Sự phân bố áp lực đơn vị trên cung tiếp xúc được thể hiện trên hình 2.14b.

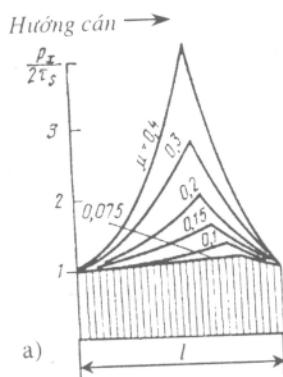
3. Ảnh hưởng của đường kính trục cán: lúc h_0 , h_l , Δh và f không thay đổi thì biểu thức:

$$\delta = \frac{2fl}{\Delta h} = f \sqrt{\frac{2fl}{\Delta h}}$$

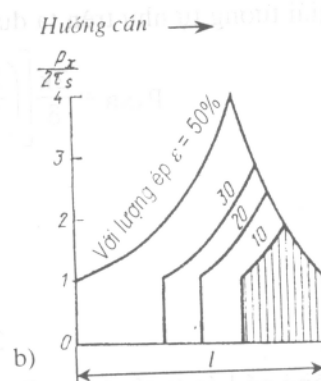
Ta thấy lúc $D \uparrow$, $\delta \uparrow$ do đó $p_x \uparrow$, nghĩa là đường kính trục cán tăng thì áp lực đơn vị tăng (hình 2.14c).

4. Ảnh hưởng của kéo trước và kéo sau (hình 2.14d, e)

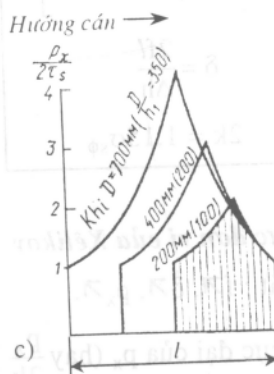
$$\left. \begin{aligned} \text{Khi } & \left. \begin{aligned} \sigma_0 \neq 0, \xi_1 < 1 \\ \sigma_1 \neq 0, \xi_2 < 1 \end{aligned} \right\} \quad p_x \downarrow \end{aligned} \right\}$$



a) Ảnh hưởng của hệ số ma sát
khi $\varepsilon = 30\%$; $\alpha = 5^\circ 40'$; $h_1/D = 1,16\%$;

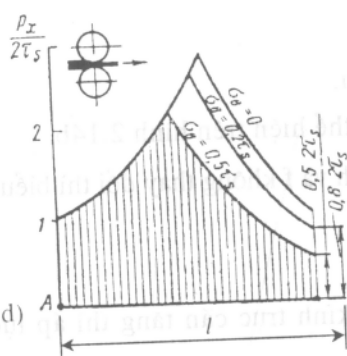


b) Ảnh hưởng của lượng ép tương đối
khi $h_1 = 1 \text{ mm}$; $D = 200 \text{ mm}$; $\mu = 0,2$;

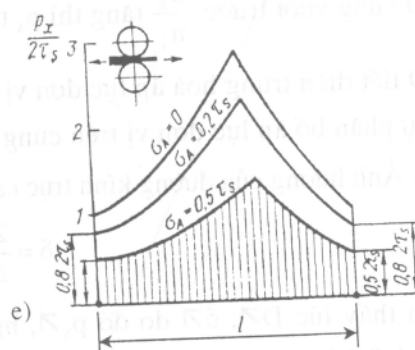


c) Ảnh hưởng của đường kính trục cán và D/h_1 :

1- khi $D = 700 \text{ mm}$ ($D/h_1 = 350$); $l = 17,2 \text{ mm}$; 2- khi $D = 400 \text{ mm}$ ($D/h_1 = 200$), $l = 13 \text{ mm}$
3- khi $D = 200 \text{ mm}$ ($D/h_1 = 100$), $l = 8,6 \text{ mm}$;



d) Ảnh hưởng của kéo trước:
1- khi $\sigma_1 = 0$; 2- khi $\sigma_1 = 0,2k$;
3- khi $\sigma_1 = 0,5k$;



e) Ảnh hưởng của kéo trước và kéo sau:
1- khi $\sigma_1 = \sigma_0 = 0$; 2- khi $\sigma_1 = \sigma_0 = 0,2k$;
3- khi $\sigma_1 = \sigma_0 = 0,5k$.

Hình 2.14. Các nhân tố ảnh hưởng đến áp lực đơn vị.

2.6. Áp lực trung bình

2.6.1. Khái niệm

Trên đây ta đã tìm ra được áp lực từng điểm trên cung tiếp xúc. Nhưng điều mong muốn không phải là ở đó mà là ở chỗ làm sao tìm được tổng áp lực của kim loại tác dụng lên trục cán một cách tương đối nhanh chóng. Bởi vì áp lực đơn vị phân bố không đồng đều nên muốn tính được tổng áp lực P ta phải tích phân p_x theo diện tích vùng tiếp xúc. Làm như vậy rất phức tạp. Người ta thường tìm ra áp lực trung bình (p_{tb}), sau đó lấy p_{tb} nhân với diện tích vùng tiếp xúc sẽ tính được tổng áp lực.

Theo hướng đó, nhiều công thức tính áp lực trung bình đã được đưa ra, nhưng ở đây sẽ giới thiệu hai công thức được nhiều người chú ý hơn cả:

- Công thức Xêlikov: Đây là công thức chứng minh lý thuyết.
- Công thức Aicolân (S. Enkelund): Đây là công thức thực nghiệm.

2.6.2. Công thức Xêlikov

1. Dựa vào khái niệm:

$$p_{tb} = \frac{\text{Tổng áp lực}}{\text{Diện tích vùng tiếp xúc}} = \frac{\frac{b_0 + b_l}{2} \int_0^l p_x dx}{F}$$

Xêlikov đã tìm ra công thức tính áp lực trung bình biểu diễn dưới dạng:

$$\begin{aligned} p_{tb} &= 2kn'\sigma \\ n'\sigma &= \frac{2(1-\varepsilon)}{\varepsilon(\delta-1)} \left(\frac{h_N}{h_l} \right) \left[\left(\frac{h_N}{h_l} \right)^\delta - 1 \right] \\ 2k &= 1,15 \sigma_{s\phi} \\ \frac{h_N}{h_l} &= \left[\frac{1 + \sqrt{1 + (\delta^2 - 1) \left(\frac{h_0}{h_l} \right)^\delta}}{\delta + 1} \right]^{\frac{1}{\delta}} \end{aligned} \quad (2-55)$$

2. Công thức (2-55) được chứng minh như sau:

$$\text{Vì:} \quad p = \frac{b_0 + b_l}{2} \int_0^l p_x dx \quad (2-56)$$

Thay (2-53)' và (2-54)' vào (2-56) sẽ được:

$$p = \frac{b_0 + b_l}{2} \left\{ \int_0^N \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_0}{h_x} \right)^\delta (\delta - 1) + 1 \right] dx + \int_N^l \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_x}{h_l} \right)^\delta (\delta + 1) - 1 \right] dx \right\} \quad (2-57)$$

Vì theo (2-43) ta có: $dx = \frac{1}{\Delta h} dh_x$ và thay vào (2-57) và đổi giới hạn tích phân ta được:

$$\begin{aligned}
 p &= \frac{b_0 + b_1}{2} \left\{ \int_{h_0}^{h_N} \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_0}{h_x} \right)^\delta (\delta - 1) + 1 \right] \frac{1}{\Delta h} dh_x + \int_{h_N}^{h_1} \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_x}{h_1} \right)^\delta (\delta + 1) - 1 \right] \frac{1}{\Delta h} dh_x \right\} \\
 &= \frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} \left\{ \int_{h_0}^{h_N} \left(\frac{h_0}{h_x} \right)^\delta (\delta - 1) dh_x + \int_{h_0}^{h_N} dh_x + \int_{h_N}^{h_1} \left(\frac{h_x}{h_1} \right)^\delta (\delta + 1) dh_x - \int_{h_N}^{h_1} dh_x \right\} \\
 p &= \frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} \left\{ (\delta - 1) h_0^\delta \left[\frac{h_x^{-\delta+1}}{-\delta+1} \right]_{h_0}^{h_N} + \frac{\delta+1}{h_1^\delta} \left[\frac{h_x^{\delta+1}}{\delta+1} \right]_{h_N}^{h_1} + 2h_N - h_0 - h_1 \right\} \\
 &= \frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} \left\{ -h_0^\delta h_N^{-\delta+1} + h_0^\delta h_0^{-\delta+1} + \frac{h_1^{\delta+1}}{h_1^\delta} - \frac{h_N^{\delta+1}}{h_1^\delta} + 2h_N - h_0 - h_1 \right\} \\
 &= \frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} h_N \left[-\left(\frac{h_0}{h_N} \right)^\delta - \left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta + 2 \right] \\
 &= -\frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} h_N \left[\left(\frac{h_0}{h_N} \right)^\delta + \left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta - 2 \right] \quad (2-58)
 \end{aligned}$$

Để triệt tiêu h_N , ta dựa vào phương trình áp lực đơn vị đã xác định được ở phần trên. Ở tiết diện trung hoà qua điểm h_N phương trình (2-53)' và (2-54)' phải bằng nhau, nghĩa là:

$$\frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_0}{h_N} \right)^\delta (\delta - 1) + 1 \right] = \frac{2k}{\delta} \left[\left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta (\delta + 1) - 1 \right] \quad (2-59)$$

$$\begin{aligned}
 \text{Hay: } \left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta &= \left[\left(\frac{h_0}{h_N} \right)^\delta + \frac{2}{\delta - 1} \right] \frac{\delta - 1}{\delta + 1} \text{ và } \left(\frac{h_0}{h_N} \right)^\delta = \left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta \left(\frac{\delta + 1}{\delta - 1} \right) - \frac{2}{\delta - 1} \\
 &= \frac{1}{\delta - 1} \left[\left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta (\delta + 1) - 2 \right]
 \end{aligned}$$

$$\left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta = \left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta \frac{\delta - 1}{\delta + 1} - \frac{2}{\delta + 1} \quad (2-60)$$

Lấy $\left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta$ cùng nhân với 2 vế của (2-60) ta được:

$$\left(\frac{h_N}{h_1} \right)^{2\delta} - \left(\frac{2}{\delta + 1} \right) \left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta - \left(\frac{h_0}{h_1} \right)^\delta \left(\frac{\delta - 1}{\delta + 1} \right) = 0 \quad (2-61)$$

Đặt: $x = \left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta$ và chú ý $\left(\frac{h_N}{h_1} \right)^\delta > 0$, giải phương trình (2-61) sẽ được:

$$\frac{h_N}{h_1} = \left[\frac{1 + \sqrt{1 + \left(\frac{h_0}{h_1}\right)^\delta (\delta^2 - 1)}}{\delta + 1} \right]^{\frac{1}{\delta}} \quad (2-62)$$

Thay (2-60) vào (2-59):

$$\begin{aligned} p &= -\frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} h_N \left\{ \frac{1}{\delta - 1} \left[\left(\frac{h_N}{h_1}\right)^\delta (\delta + 1) - 2 \right] + \left(\frac{h_N}{h_1}\right)^\delta \right\} \\ &= \frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} h_N \left[\left(\frac{h_N}{h_1}\right)^\delta \left(\frac{\delta + 1}{\delta - 1}\right) + 1 \right] - \frac{2}{\delta - 1} - 2 \\ &= \frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} h_N \left[\left(\frac{h_N}{h_1}\right)^\delta \frac{2\delta}{\delta - 1} - \frac{2\delta}{\delta - 1} \right] \\ &= \frac{b_0 + b_1}{2} \frac{2k}{\delta \Delta h} h_N \left[\frac{2\delta}{\delta - 1} \right] \left[\left(\frac{h_N}{h_1}\right)^\delta - 1 \right] \end{aligned} \quad (2-63)$$

Lấy (2-63) chia cho diện tích vùng tiếp xúc $F = \frac{b_0 + b_1}{2}$ ta được:

$$\begin{aligned} p_{tb} = \frac{P}{F} &= \frac{2k}{\delta} \frac{h_N}{\Delta h} \left(\frac{2\delta}{\delta - 1} \right) \left[\left(\frac{h_N}{h_1}\right)^\delta - 1 \right] \\ &= \frac{2k}{\delta} \frac{h_1}{\Delta h} \frac{h_N}{h_1} \left(\frac{2\delta}{\delta - 1} \right) \left[\left(\frac{h_N}{h_1}\right)^\delta - 1 \right] \end{aligned} \quad (2-64)$$

Vì: $h_1 = h_0 - \Delta h$ và $\varepsilon = \frac{\Delta h}{h_0}$

Nên: $\frac{h_1}{\Delta h} = \frac{h_0 - \Delta h}{\Delta h} = \frac{h_0 - h_0 \varepsilon}{\varepsilon h_0} = \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon}$ (2-65)

Thay (2-65) vào (2-64) sẽ được:

$$p_{tb} = \frac{4k(1 - \varepsilon)}{(\delta - 1)\varepsilon} \left(\frac{p_0}{p_1} \right) \left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^\delta - 1 \right] \quad (2-66)$$

Đặt $\sigma_0 = \frac{2(1 - \varepsilon)}{(\delta - 1)\varepsilon} \left(\frac{p_0}{p_1} \right) \left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^\delta - 1 \right]$ (2-67)

Hệ thức (2-66) kết hợp với (2-67), (2-62) và (2-68) sẽ trở thành:

$$\begin{aligned}
 p_{tb} &= 2kn_{\sigma}' \\
 n_{\sigma}' &= \frac{2(1-\varepsilon)}{(\delta-1)\varepsilon} \left(\frac{h_N}{h_l} \right) \left[\left(\frac{h_N}{h_l} \right)^{\delta} - 1 \right] \\
 \frac{h_N}{h_l} &= \left[1 + \sqrt{\frac{1 + (\delta^2 - 1) \left(\frac{h_0}{h_l} \right)^{\delta}}{\delta + 1}} \right]^{\frac{1}{\delta}} \\
 2k &= 1,15\sigma_{S\phi}
 \end{aligned} \tag{2-55}$$

Như vậy công thức đã được chứng minh.

2.6.3. Biện luận về công thức áp lực trung bình Xêlikov

Công thức (2-55) được dùng để tính trở kháng biến dạng khi cán. Cũng từ (2-55) ta thấy trở kháng biến dạng trung bình (hay áp lực đơn vị trung bình) p_{tb} phụ thuộc vào các yếu tố sau đây:

- Vật liệu (thể hiện qua k).
- Hệ số ma sát (thể hiện qua f trong quan hệ $\delta = \frac{2fl}{\Delta h}$).
- Lượng ép tuyệt đối (thể hiện qua δ và $\varepsilon = \frac{\Delta h}{h}$).

Vì vế phải của công thức (2-55), phụ thuộc vào tính chất vật liệu, cho nên tuy dùng công thức đó có thể tính ra được áp lực đơn vị trung bình và trở kháng biến dạng khi cán, nhưng để ứng dụng được rộng rãi hơn Xêlikov đã biến đổi công thức (2-55) thành dạng:

$$\frac{p_{tb}}{2k} = n_{\sigma}'$$

và biểu diễn quan hệ giữa $\frac{p_{tb}}{2k}$ với δ thành những đường cong. Những đường cong này chỉ phụ thuộc vào các thông số hình học khi biến dạng và hệ số ma sát giữa vật cán và trục cán, chứ không phụ thuộc vào tính chất vật liệu và có dạng như hình 2.14.

2.6.4. Công thức Ekelund

Từ kinh nghiệm thực tiễn và thông qua một số phân tích lý luận Ekelund đã đưa ra công thức tính áp lực đơn vị trung bình như sau:

$$p_{tb} = \left[1 + \frac{1,6f\sqrt{r\Delta h} - 1,2\Delta h}{h_0 - h_l} \right] \left[2k + \frac{2\eta v \sqrt{\frac{\Delta h}{h}}}{h_0 + h_l} \right] \tag{2-68}$$

trong đó: v - tốc độ cán (mm/s);

f - hệ số ma sát tính theo công thức (2-25):

$$f = n_1(1,05 - 0,0005t)n_2 \quad (2-25)$$

k - giới hạn chảy của kim loại chịu ứng suất cắt thuần túy, tính theo công thức:

$$2k = (14 - 0,01t)(1,4 + c + M_n + 0,3C_r) \text{ , kG/mm}^2$$

t - nhiệt độ lúc cán ($^{\circ}\text{C}$);

C, M_n, C_r - hàm lượng % của cacbon, mangan, crôm trong thép;

η - hệ số độ dính:

$$\eta = 0,01(14 - 0,01t)C \text{ , kG.s/mm}^2$$

C - hệ số xét tới tốc độ cán, tính theo bảng 2.4.

Bảng 2.4. Hệ số xét tới tốc độ cán

Tốc độ cán v (m/s)	C
$v < 6$	1
$6 \div 10$	0,8
$10 \div 15$	0,65
$15 \div 20$	0,6

Đánh giá công thức Ekelund:

Công thức Ekelund vẫn còn một số thiếu sót như:

- Không xét tới ảnh hưởng của sức căng (kéo trước và kéo sau).
- Hệ số độ dính chỉ được tính gần đúng.
- Việc xét ảnh hưởng của hàm lượng cacbon và các nguyên tố hợp kim đối với trở kháng biến dạng không được hoàn chỉnh.

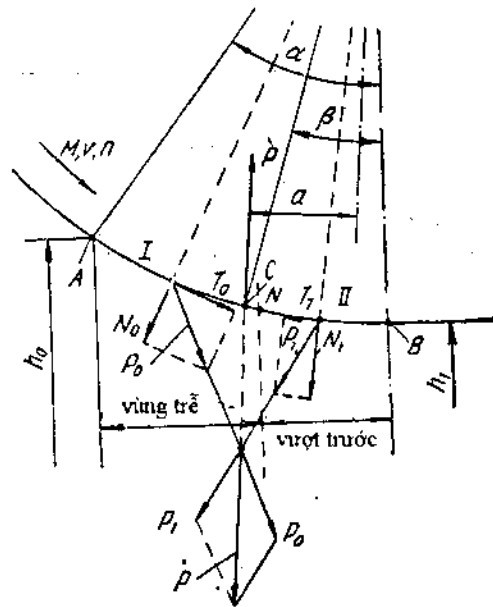
Nhưng công thức Ekelund được dùng rất rộng rãi trong trường hợp cán nóng thép hình. Kết quả tính toán từ công thức này gần đúng với kết quả thực nghiệm.

Để kết thúc vấn đề áp lực đơn vị trung bình cần phải nhấn mạnh tầm quan trọng về việc tính chính xác hệ số ma sát f và hệ số k (giới hạn chảy của kim loại chịu ứng suất cắt thuần túy) hay σ_{sf} (giới hạn chảy thực tế).

2.7. Phân tích phương tác dụng của tổng áp lực và xác định mômen cán

2.7.1. Khái niệm chung

Trong quá trình cán, ở vùng vượt trước và vùng trễ, trục cán sẽ tác dụng lên kim loại các lực N_0, T_0 (hợp lực của chúng là P_0), N_1, T_1 (hợp lực của chúng là P_1). Hợp lực của P_0 và P_1 là P (cũng chính là tổng áp lực của trục cán tác dụng). Điểm tác dụng của lực P là N . Cánh tay đòn của lực P đối với tâm trục cán là a . Tùy theo quá trình cán khác nhau mà có giá trị a khác nhau. Ta sẽ nghiên cứu một số trường hợp cụ thể về cánh tay đòn a .



Hình 2.15. Phân tích lực tác dụng từ trục cán vào vật cán.

2.7.2. Quá trình cán đơn giản

Như trên ta đã nói cán đơn giản là quá trình cán trên giá cán hai trục đều dẫn động, đường kính hai trục bằng nhau, có mọi tính chất như nhau, vật cán có cơ tính đồng đều, không có kéo trước và kéo sau, quá trình cán hoàn toàn đối xứng theo đường tâm của vật cán.

Lúc này nếu không xét tới lực quán tính của kim loại sinh ra khi thay đổi từ v_0 sang v_1 thì phương của tổng áp lực P sẽ thẳng đứng và trục đối nhau.

Mômen cán tác dụng ở trục trên là: $M_1 = P_1 a_1$

Mômen cán tác dụng ở trục dưới là: $M_2 = P_2 a_2$

Vì quá trình cán đối xứng nên $P_1 = P_2 = P$; $a_1 = a_2 = a$ và do đó:

$$M_1 = M_2 = Pa$$

Vì vậy mômen cán tác dụng lên hai trục là:

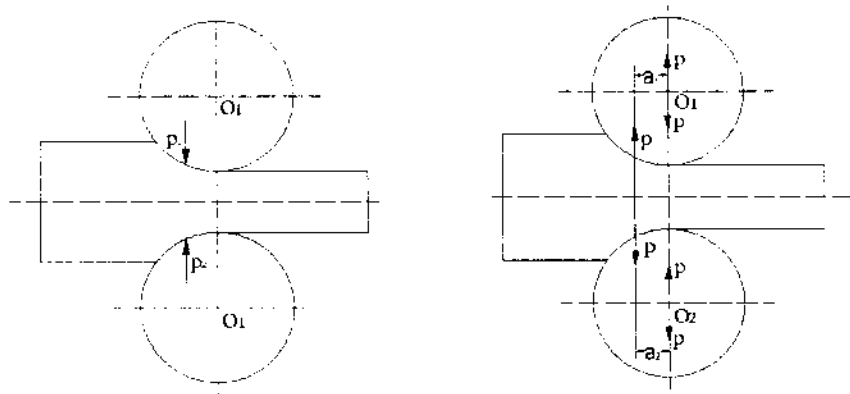
$$M_C = 2Pa$$

$$\text{hay} \quad M_C = 2P\psi l = 2P\psi\sqrt{RAh} \quad (2-69)$$

trong đó: $\psi = a/l$

Kinh nghiệm cho biết khi cán nóng $\psi = 0,45 \div 0,5$;

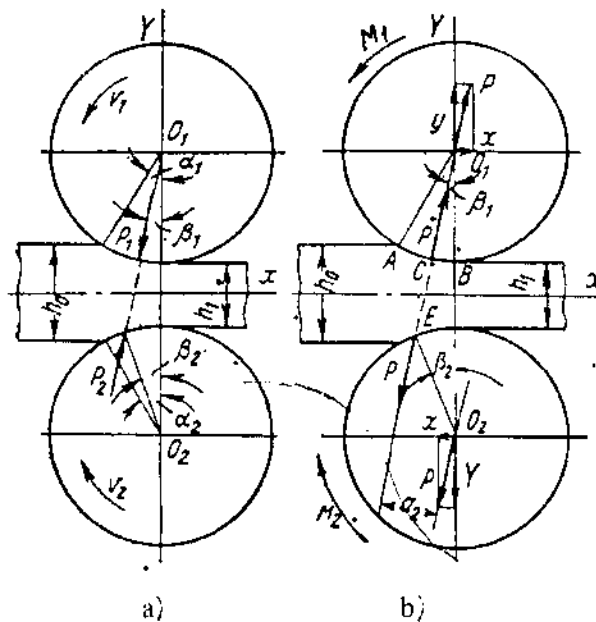
Kinh nghiệm cho biết khi cán nguội $\psi = 0,2 \div 0,35$.



Hình 2.16. Phân tích tổng áp lực cân quá trình cân đơn giản.

2.7.3. Quá trình cân một trục dẫn động một trục chạy không, các điều kiện khác giống như quá trình cân đơn giản

Quá trình này thường xảy ra khi cân nóng thép tấm trên máy cân Lauth, hoặc xảy ra khi một trong hai nhánh truyền động trục cân bị hỏng (hình 2.17).



Hình 2.17. Phân tích tổng áp lực cân ở quá trình cân một trục cân chủ động một trục chạy không.

Giả sử chỉ có trục dưới dẫn động, phương tác dụng của tổng áp lực trục trên sẽ đi qua tâm trục trên. Lúc đó:

$$M_1 = 0$$

$$M_2 = P(D + h_1)\sin\beta_1$$

Mômen cán sẽ hoàn toàn tác dụng vào trục dưới và có trị số là:

$$M_C = P(D + h_1)\sin\beta_1 \quad (2-70)$$

Khi cán nóng $\beta_1 = 0,5\alpha$, (α là góc ăn);

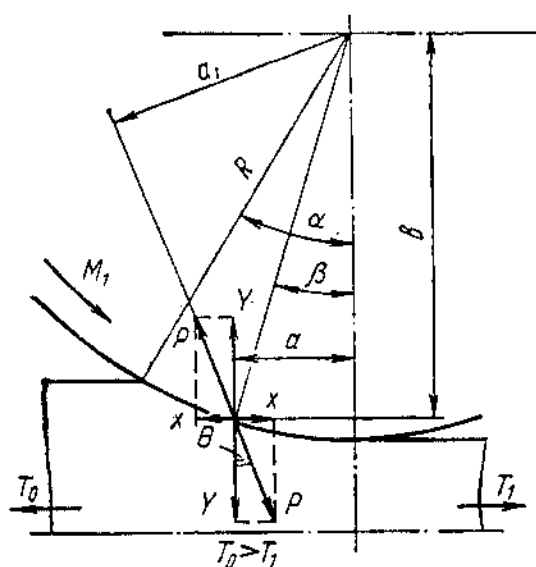
Khi cán nguội $\beta_1 = (0,25 \sim 0,35)\alpha$.

Cần lưu ý là M_2 gây tác dụng lật giá cán theo chiều chuyển động của kim loại.

2.7.4. Quá trình có kéo căng

Khi cán nguội thép tấm, thường thực hiện quá trình cán có sức căng với sức kéo sau T_0 và sức kéo trước T_1 và chia ra ba trường hợp như sau:

Trường hợp 1: $T_0 > T_1$ (hình 2.18)



Hình 2.18. Cán có sức căng $T_0 > T_1$.

$$M_1 = X.b + Y.a$$

$$M_2 = X.b + Y.a$$

Vì vậy mômen cán sẽ là:

$$M_C = (Y\sin\beta + X\cos\beta)D \quad (2-71)$$

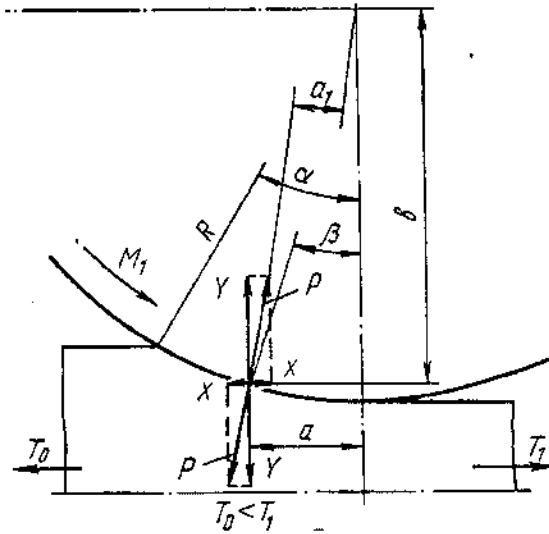
trong đó:
$$X = \frac{T_0 - T_1}{2};$$

$$Y = P\cos\alpha' \approx P \text{ (vì } \alpha' \text{ quá nhỏ).}$$

Trường hợp 2: $T_0 = T_1$

Trường hợp này tương tự với quá trình cán đơn giản.

Trường hợp 3: $T_0 < T_1$ (hình 2.19)



Hình 2.19. Cản có sức căng $T_0 < T_1$.

$$M_C = (Y \sin \beta - X \cos \beta) D \quad (2-72)$$

trong đó:

$$X = \frac{T_1 - T_0}{2}$$

Khi $Y \sin \beta - X \cos \beta = 0$ hay $Y \sin \beta = X \cos \beta = \frac{T_1 - T_0}{2} \cos \beta$ thì $M_C = 0$, nghĩa là lúc đó tổng áp lực P đều đi qua tâm hai trục cản, với trị số được tính theo quan hệ:

$$P = \frac{T_1 - T_0}{2} \cdot \frac{l}{\sin \beta} \quad (2-73)$$

trong đó : $\beta = (0,2 \div 0,35) \alpha$

2.7.5. Giới thiệu sơ lược một số công thức khác

Khi xác định mômen cản (M_C), ngoài những công thức đã dẫn trên, còn có thể dùng một số công thức khác như sau:

1. Công thức Xêlikov

$$M_C = p_{tb} \ln \left(\frac{h_0}{h_1} - \sigma_1 + \sigma_0 \right) h_1 r (1 + S) \quad (2-74)$$

trong đó: p_{tb} - áp lực đơn vị trung bình không xét tới kéo căng;

σ_0 - ứng suất kéo sau;

σ_1 - ứng suất kéo trước;

S - hệ số trượt: $(S = \frac{v_1}{v} - 1)$.

Các ký hiệu khác như đã dẫn.

Công thức này được dùng trong cân nguội có sức căng khi chưa biết chính xác điểm đặt và phương tác dụng của lực P.

2. Công thức tính biểu đồ năng lượng

Từ số liệu thực tế người ta xây dựng các đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa năng lượng cần thiết để cân một đơn vị trọng lượng kim loại (công đơn vị a) và hệ số giãn dài λ (hoặc tỷ số h_0/h_1) rồi từ đó xác định được mômen cân M_C trong mỗi quan hệ.

$$(M_C + M_{ms}) \frac{1}{i\eta_{mc}} = 3600(a_{n-1} - a_n)F_1r \quad (2-75)$$

trong đó:

M_{ms} là mômen ma sát tác dụng trên ổ trục cân. Đối với giá cân hai trục.

$$M_{ms} = 4 \frac{P}{2} f_0 \frac{d}{2}$$

$$M_{ms} = Pf_0d \quad (2-76)$$

trong đó: P - tổng áp lực;
 f_0 - hệ số ma sát ở ổ trục tựa;
d - đường kính cổ trục tựa.

Đối với giá cân bốn trục:

$$M_{ms} = Pf_t d_t \frac{D_{lv}}{D_t} \quad (2-77)$$

trong đó: f_t - hệ số ma sát ở ổ trục cân;
 d_t - đường kính cổ trục cân;
 D_{lv} - đường kính thân trục cân làm việc;
 D_t - đường kính thân trục tựa.

Hệ số ma sát trong hai công thức trên đều có thể tính theo bảng sau đây:

Bảng 2.5. Hệ số ma sát các ổ trục cân

Loại ổ trục	f
Ổ trượt bằng kim loại cân nóng	0,07 ÷ 0,1
Ổ trượt bằng kim loại cân nguội	0,05 ÷ 0,07
Ổ trượt bằng têchtôlit và chất dẻo ($v = 1 \sim 3$ m/s)	0,03 ÷ 0,01
Ổ lăn	0,003
Ổ ma sát ướt	0,003

- i là tỷ số truyền từ động cơ đến trục cân.
- η_{mc} là hiệu suất truyền động máy cân. Vì hiệu suất của máy cân thay đổi trong

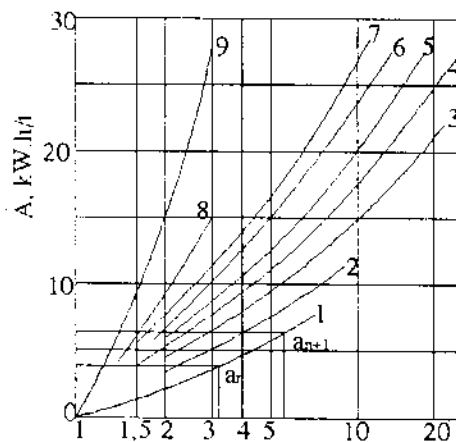
phạm vi rất rộng, nó phụ thuộc vào phương thức cán, kết cấu của máy cán (mà chủ yếu là cấu tạo của ổ trục cán) $\eta_{mc} = 0,5 \div 0,95$. Trong các phép tính sơ bộ có thể lấy $\eta_{mc} = 0,75 \div 0,85$. Nếu muốn tính chính xác cần phải dựa vào hiệu suất ở các bộ phận hợp thành cho trong bảng sau đây để tính.

Bảng 2.6. Hiệu suất truyền động giá cán

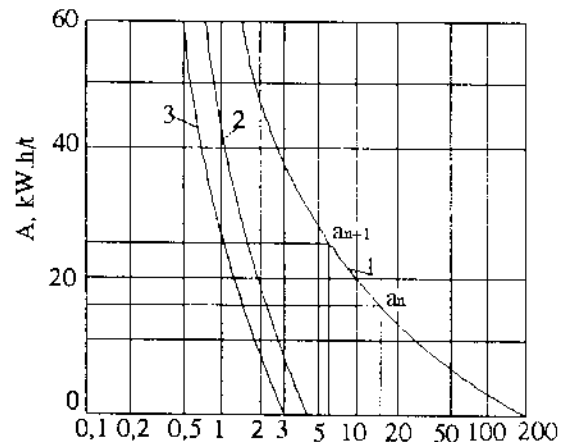
Hình thức truyền động	η
Trục nối hoa mai (2 trục nối)	0,94 ÷ 0,96
Trục nối vạn năng có góc nghiêng $\alpha \leq 3^\circ$	0,96 ÷ 0,98
Trục nối vạn năng có góc nghiêng $\alpha > 3^\circ$	0,94 ÷ 0,96
Hộp giảm tốc nhiều cấp có kể đến tổn thất lớn ở khớp nối	0,92 ÷ 0,94
Truyền động dây đai	0,80 ÷ 0,85
Truyền động giảm tốc 1 cấp	0,95 ÷ 0,98

F_1 diện tích tiết diện kim loại sau khi cán ở bước cán thứ $n + 1$;

a_{n+1} và a_n là công đơn vị tiêu hao khi cán một đơn vị trọng lượng kim loại ở bước cán thứ $n + 1$ và bước cán thứ n . Công đơn vị thường được biểu thị bằng đồ thị $\alpha(\lambda_\Sigma)$ với $\lambda_\Sigma = \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots$. Các đồ thị có trong tài liệu [1].



a)



b)

Hình 2.20. Quan hệ giữa a và λ :

a) dùng cho máy cán khai phôi, cán hình, cán ống: 1- máy cán slabin 1150; 2- máy cán blumin 1150; 3- máy cán thép dây 250 liên tục; 4- máy cán hình 350 bố trí bàn cở; 5- máy cán phôi 700/500 liên tục; 6- máy cán ray 750; 7- máy cán hình 500; 8- máy cán ống tự động 250; 9- tổ máy dùi lỗ 250;

b) dùng cho máy cán tấm: 1- máy cán tấm liên tục 1700; 2- máy cán tấm nguội ba giá liên tục thép cacbon thấp; 3- máy cán nguội năm giá liên tục thép lá.

2.8. Mômen tác dụng lên trục động cơ chính

Mômen tác dụng lên trục động cơ chính gồm hai thành phần mômen tĩnh và mômen động.

2.8.1. Mômen tĩnh và biểu đồ mômen tĩnh

Mômen tĩnh tác dụng trên trục động cơ chính được tính theo công thức:

$$M_t = \frac{M_C + M_{ms}}{i\eta_{mc}} + M'_{ms} + M_{ck} \quad (2-78)$$

trong đó: M_C - mômen cản (xác định theo 2.7);

M'_{ms} - mômen ma sát do tổng áp lực sinh ra tác dụng lên ổ trục cản (xác định theo 2.6);

i - tỷ số truyền của máy cản (từ động cơ chính đến trục cản);

η_{mc} - hiệu suất truyền động của máy cản (xem 2.6);

M'_{ms} - là mômen ma sát do tổng áp lực sinh ra trên các ổ đỡ các chi tiết truyền động tính về trục động cơ, thông thường:

$$M'_{ms} = \left(\frac{1}{\eta_{mc}} - 1 \right) \frac{M_C + M_{ms}}{i} \quad (2-79)$$

M_{ck} - mômen động cơ cần khắc phục ma sát trên các ổ khi chạy không tải (gọi là mômen không tải), và có thể tích khá chính xác theo công thức:

$$M_{ck} = \sum \frac{m_i f_i d_i}{2i_i} g$$

trong đó: m_i - khối lượng chi tiết truyền động thứ i ;

d_i - đường kính cổ trục ổ đỡ chi tiết thứ i ;

f_i - hệ số ma sát ở ổ đỡ thứ i ;

i_i - tỷ số tuyến tính từ chi tiết thứ i đến động cơ;

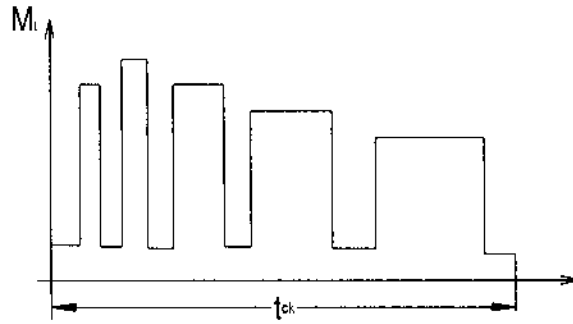
g - gia tốc trọng trường.

Thông thường M_{ck} được tính theo công thức kinh nghiệm:

$$M_{ck} = (0,02 \div 0,05) M_{dm} \quad (2-80)$$

M_{dm} - mômen định mức của động cơ.

Như vậy ở mỗi một bước cản đều có thể tính hoặc đo được mômen tĩnh tương ứng. Từ đó ta có thể lập được biểu đồ mômen tĩnh theo thời gian (hình 2.21).



Hình 2.21. Biểu đồ mômen tĩnh.

2.8.2. Mômen động (M_d)

Lúc khởi động hoặc lúc tăng tốc, động cơ phải chịu một mômen động do quán tính của các chi tiết quay gây ra. Ngược lại lúc hãm hoặc giảm tốc, động cơ sẽ nhận được mômen động do quán tính của các chi tiết đó tạo ra.

$$M_d = m_i D_i^2 \frac{d\omega}{dt} \approx \pm \frac{G_i D_i^2}{375} \frac{dn}{dt} \quad (2-81)$$

trong đó: $m_i D_i^2$ (hay $G_i D_i^2$) là mômen quán tính của các chi tiết quay quy đổi về trục động cơ.

$\frac{d\omega}{dt}$ (hay $\frac{dn}{dt}$) là gia tốc (hoặc giảm tốc) các chi tiết quay

Trong các máy cán sơ hoặc máy cán tấm thô:

$$\frac{d\omega}{dt} = 3,8 \div 8 \frac{1}{s^2} \text{ (lúc tăng tốc)}, \quad \frac{d\omega}{dt} = 4,0 \div 10 \frac{1}{s^2} \text{ (lúc giảm tốc)}.$$

2.8.3. Mômen động cơ

Tổng mômen tĩnh và mômen động tác dụng lên trục động cơ.

$$M_{dc} = M_t + M_d \quad (2-82)$$

2.9. Xác định công suất động cơ chính

2.9.1. Trường hợp tốc độ cán không thay đổi

Công suất động cơ chính thường xác định theo mômen tĩnh lớn nhất:

$$N_{\max} = \frac{\pi n}{30} M_{t \max} \quad (2-83)$$

trong đó: n - số vòng quay trong 1 phút của động cơ (vg/ph);

$M_{t \max}$ - mômen tĩnh lớn nhất. Nó được xác định theo các phương pháp đã nêu ở trên (2.8) nhưng lấy ở trường hợp cực đại.

Công suất danh nghĩa của động cơ phải thỏa mãn điều kiện:

$$k N_{\text{đm}} \geq \frac{N_{\max}}{\lambda} \quad (2-84)$$

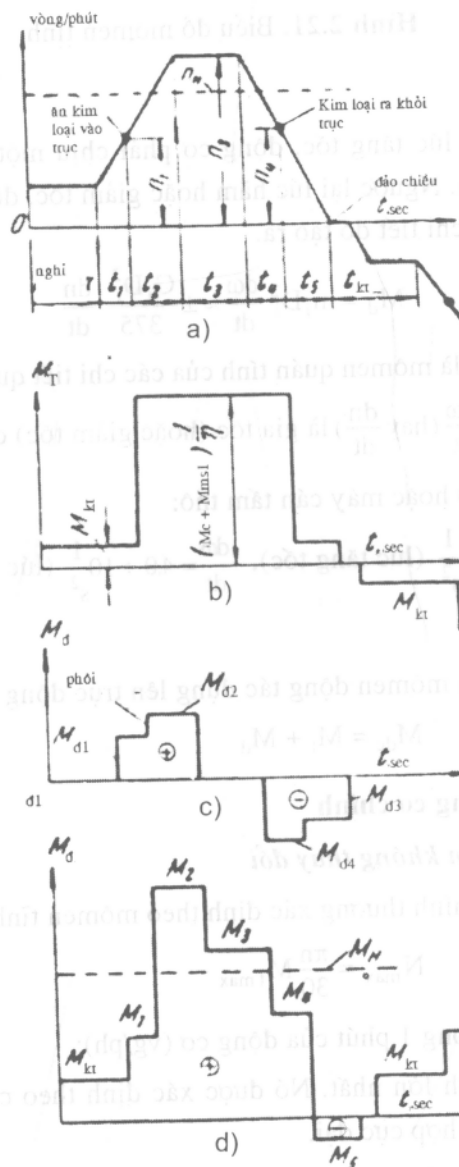
trong đó: k - hệ số xét tới điện áp không ổn định của mạng điện thường lấy $k = 0,85$,

λ - hệ số quá tải của động cơ, thông thường $\lambda = 1,5 \div 3$.

2.9.2. Trường hợp tốc độ cán thay đổi (máy cán đảo chiều)

1. Chế độ làm việc và đồ thị $n - t$ (số vòng quay - thời gian)

Ở máy cán sơ, máy cán phôi tấm và một số máy cán khác chế độ làm việc của động cơ thường như hình 2.22; trong đó thời gian mỗi một bước cán gồm mấy thời kỳ: t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 và t_0 .



Hình 2.22. Đồ thị tốc độ vòng - thời gian và đồ thị mômen thời gian của động cơ máy cán đảo chiều.

Động cơ từ vận tốc ban đầu tăng tốc đến một vận tốc nào đó (hết thời gian t_1), vật cán đi vào lỗ hình, động cơ sẽ tiếp tục tăng đến vận tốc cực đại (hết thời gian t_2), động cơ quay đều đến hết thời gian t_3 , sau đó bắt đầu giảm tốc đến vận tốc nào đó (hết thời gian t_4), vật cán đi ra khỏi lỗ hình, động cơ tiếp tục giảm đến vận tốc bằng không (hết thời gian t_5). Động cơ nghỉ một lúc rồi đảo chiều (hết thời gian t_0). Sau đó quá trình lại như trên, nhưng với chiều quay ngược lại.

(Chú ý rằng các máy cán sơ hiện đại, toàn bộ thời gian này là rất ngắn, chỉ vài giây đồng hồ).

Ứng với đồ thị $n - t$ ta lập được các đồ thị $M_t - t$, $M_d - t$, $M_{dc} - t$.

2. Chọn động cơ

Động cơ phải thoả mãn hai điều kiện sau.

- Theo điều kiện phát nhiệt:

$$M_{dc} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + M_3^2 t_3 + M_4^2 t_4 + M_5^2 t_5 + M_{CK}^2 t_0}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_0}} \leq M_{dc} \quad (2-85)$$

Hay
$$M_{dc} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{ck}}} \leq M_{dm}$$

- Theo điều kiện qua tải:

$$k M_{dm} \geq \frac{M_{dcmax}}{\lambda} \quad (2-86)$$

trong đó: k - hệ số xét đến điện áp không ổn định của lưới điện, thường lấy $k = 0,85$;

λ - hệ số quá tải của động cơ, $\lambda = 2,5 \div 2,7$.

2.9.3. Trường hợp động cơ có mang bánh đà

Cách chọn động cơ lúc đó sẽ tiến hành như sau:

1. Dựa vào đồ thị phụ tải tĩnh (mômen tĩnh)

Sơ bộ chọn mômen danh nghĩa của động cơ. Lúc chọn cần xét thêm 25% lượng dự trữ, nghĩa là dựa theo công thức:

$$M_{dm} = 1,25 \frac{\sum M_i t_i}{t_{ck}} \quad (2-87)$$

Dựa vào động cơ đã chọn, dự tính mômen quán tính:

$$GD_1^2 = \frac{375 M_{dm}}{n_0 S_H} \cdot \frac{t}{\ln \frac{M_t - M_{ck}}{M_t - k M_{dm}}}, \text{ tấn.m}^2 \quad (2-88)$$

trong đó: n_0 - số vòng quay đồng bộ của động cơ (vg/ph);

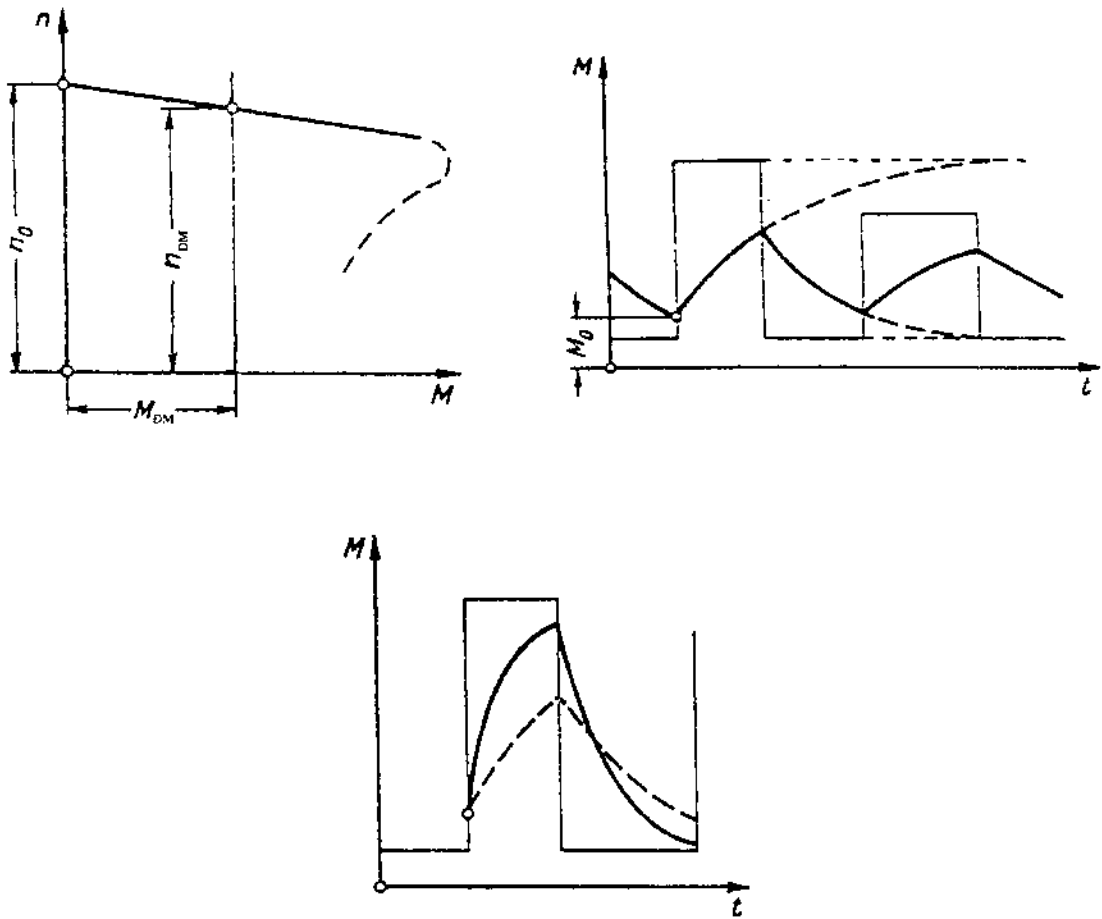
S_H - hệ số trượt của động cơ, thường lấy $S_n = 6 \div 8,5 \%$;

t - thời gian cán có mômen tĩnh lớn nhất (s);

M_{dn} - mômen danh nghĩa của động cơ (kNm).

2. Tính hằng số thời gian quán tính

$$T = \frac{GD^2}{375} \frac{n_0}{M_{dm}} S_n \quad (2-89)$$



Hình 2.23. Biểu đồ tính chọn động cơ cho máy cẩu có mang bánh đà và đường đặc tính động cơ.

3. Vẽ đường cong và lập đường:

$$M_{dc} = M_{tmax} (1 - e^{-\frac{t}{T}}) \quad (2-90)$$

có chiều dài: $t = 4$ tấn

4. Nghiệm quá tải

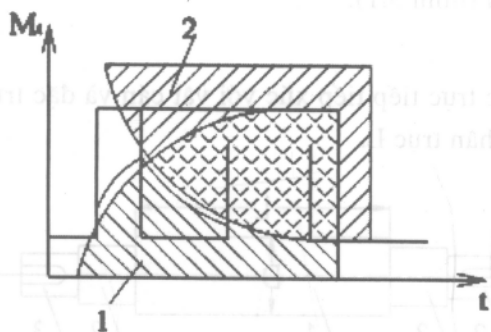
Sau khi có đường, đặt đường lên đồ thị $M_t - t$, lần lượt vẽ đường cong biến đổi mômen của động cơ trên từng bước cán.

Giá trị cực đại của mômen động cơ phải thỏa mãn điều kiện:

$$kM_{dm} \geq \frac{M_{dc\max}}{\lambda} \quad (2-91)$$

trong đó: k - hệ số xét tới diện áp không ổn định, thông thường $k = 0,85$;

λ - hệ số quá tải của động cơ đã chọn, thông thường $\lambda = 2 \div 2,5$.



Hình 2.24. Nghiệm quá tải động cơ.

5. Kiểm nghiệm phát nhiệt

$$M_{td} = \frac{\sum M_i^2 t_i}{t_{ck}} \leq M_{dm} \quad (2-92)$$

Nếu các điều kiện quá tải và phát nhiệt (2-91) và (2-92) đều thỏa mãn thì động cơ đã chọn là hợp lý. Nếu không phải chọn lại từ đầu.

Cũng có thể sơ bộ chọn mômen quán tính GD_1^2 theo cách sau đây:

- Đối với máy cán hình và cán tấm ba trục:

$$GD_1^2 = \frac{540}{n^2} (15 + 25) N_{dm} \text{ , tấn.m}^2 \quad (2-93)$$

trong đó: N_{dm} - công suất danh nghĩa động cơ tính bằng mã lực;

N - số vòng quay danh nghĩa của động cơ (vg/ph).

- Đối với máy cán tấm hai trục:

$$GD_1^2 = \frac{540}{n^2} (10 + 12) N_{dm} \text{ , tấn.m}^2 \quad (2-94)$$

Chương 3

CÁC CHI TIẾT VÀ CƠ CẤU CỦA GIÁ CÁN

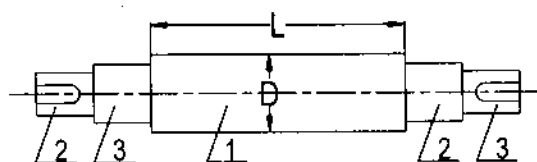
3.1. Trục cán

3.1.1. Cấu tạo và phân loại

Trục cán có 3 bộ phận (hình 3.1).

1. Thân trục

Thân trục là đoạn trục trực tiếp tiếp xúc với vật cán và đặc trưng bởi hai kích thước là đường kính D và chiều dài thân trục L .



Hình 3.1.

Nếu cán phôi hoặc cán hình, thân trục có tiện rãnh, khi phối hợp với trục cán cùng đôi sẽ tạo thành lỗ hình. Trục cán loại này được gọi là "trục có rãnh".

Nếu cán thép tấm hoặc thép lá, thân trục cán là hình trụ trơn tròn hoặc hình tang trống không có rãnh. Trục cán loại này được gọi là "trục trơn".

2. Cổ trục

Cổ trục (hay còn gọi là ngồng trục) là bộ phận trục cán đặt lên ổ đỡ.

3. Đầu nối

Đầu nối là phần trục cán để nối với bộ phận dẫn động hoặc truyền động (như đầu của trục truyền động, đầu của trục cán khác...) hoặc rãnh của khớp nối vạn năng.

Dựa theo kết cấu của đầu nối và cổ trục, trục cán được chia thành 4 loại: (hình 3.2).

a. Trục có đầu nối hoa mai: Loại này thường dùng khi lượng điều chỉnh giữa hai trục không lớn lắm, thường lắp ở ổ trượt và được bố trí trên máy cán hình, máy cán tấm.

b. Trục cán có đầu nối dẹt: Nó được nối với đầu nối vạn năng của trục truyền động, truyền được mômen xoắn khá lớn và cho phép lượng điều chỉnh khe hở giữa hai trục cũng khá lớn. Nó thường được lắp kèm theo ổ đỡ trượt và được bố trí ở máy cán hình hoặc máy cán tấm.

c. Trục cán có đầu nối tròn, xẻ rãnh: Nó thường được lắp kèm ổ đỡ lăn, lượng điều

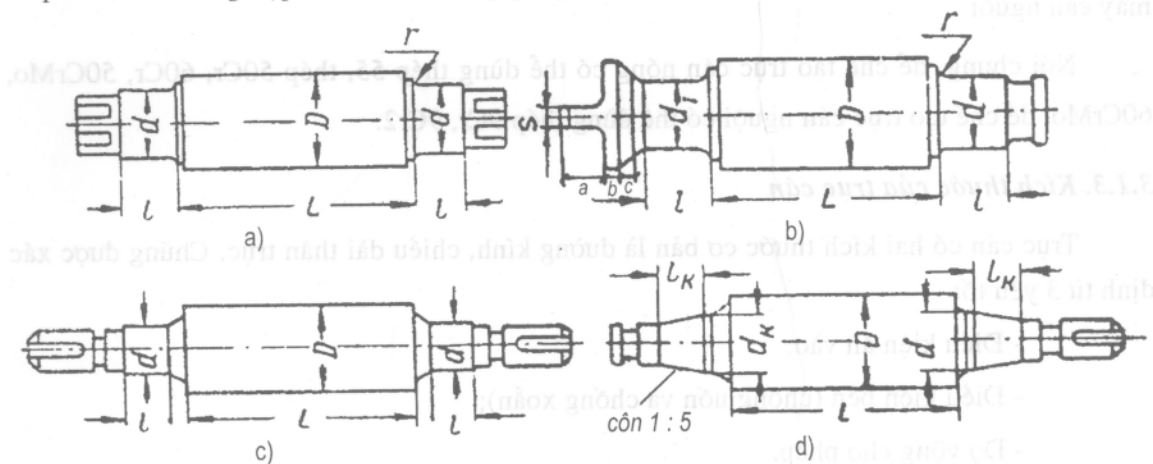
chỉnh khe hở rất nhỏ và thường được dùng trong máy cân tấm.

d. Trục cán có cổ trục hình côn (trục cán ổ ma sát ướt): Nó thường được lắp kèm với ma sát ướt và dùng trong máy cân tấm nguội, với lượng điều chỉnh khe hở giữa hai trục rất nhỏ.

3.1.2. Nguyên vật liệu chế tạo trục cán

Trục cán làm việc trong điều kiện chịu mòn liên tục dưới tác dụng của tải trọng tĩnh và động rất lớn, đôi khi áp lực thay đổi đột ngột. Vì vậy nguyên vật liệu chế tạo trục cán phải có độ bền cao và tính chịu mài mòn tốt. Hai yêu cầu đó đối với một loại vật liệu thường mâu thuẫn nhau. Trong mỗi trường hợp của máy cán cụ thể phải chọn nguyên vật liệu đáp ứng được yêu cầu chính của nó.

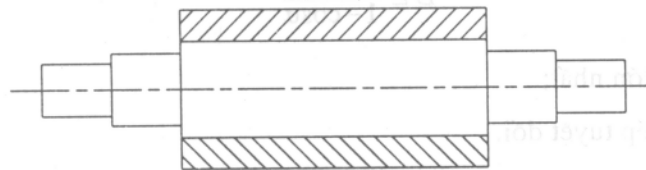
Ví dụ: - Trục cán của máy cán khai phôi, máy cán thô, cán có độ bền cao, còn yêu cầu về độ cứng thấp hơn một chút. Vì vậy những trục cán này có thể làm bằng thép cacbon rèn, thép đúc, có trường hợp có thể làm bằng gang chất lượng cao.



Hình 3.2. Kết cấu của đầu nối và cổ trục cán:

- a- trục cán có đầu nối hoa mai; b- trục cán có đầu nối dẹt;
c- trục cán có đầu nối tròn xẻ rãnh; d- trục cán có cổ hình côn.

- Trục tựa (trục đỡ) của máy cán thép tấm có yêu cầu cao về khả năng chống uốn và chống mòn. Vì vậy loại trục này thường được chế tạo thành hai lớp: Lõi là thép hợp kim thấp, vỏ là thép hợp kim cao (xem hình 3.3).



Hình 3.3. Trục đỡ của máy cán nguội.

Ngoài cách phân loại như trên, trục cán còn được phân theo độ rắn bề mặt:

- Trục mềm: Độ cứng HB = 150 ÷ 250 (hay HRC = 30 ÷ 40). Loại trục này thường chế tạo bằng thép đúc, thép rèn, gang xám và thường được dùng trong máy cán khai phôi.

- Trục nửa cứng: Độ cứng HB = 250 ÷ 350 (hay HRC = 40 ÷ 60). Loại trục này thường chế tạo bằng thép đúc, thép rèn, gang tôi và thường được dùng trong máy cán thô, máy cán hình cỡ lớn, trục đỡ của máy cán tấm bốn trục.

- Trục cứng: Độ cứng HB = 400 ÷ 600 (hay HRC = 60 ÷ 85). Loại trục này thường dùng ở giá cán tinh của máy cán tấm mỏng, tấm dày cỡ trung, máy cán hình cỡ nhỏ và cỡ trung.

- Trục rất cứng: Độ cứng HB = 600 ÷ 800 (hay HRC = 85 ÷ 100). Loại trục này thường được chế tạo bằng thép hợp kim crom hoặc thép hợp kim khác, và thường được dùng trong máy cán nguội.

Nói chung, để chế tạo trục cán nóng có thể dùng thép 55, thép 50Cr, 60Cr, 50CrMo, 60CrMo, để chế tạo trục cán nguội có thể dùng thép 9Cr, 9Cr2.

3.1.3. Kích thước của trục cán

Trục cán có hai kích thước cơ bản là đường kính, chiều dài thân trục. Chúng được xác định từ 3 yếu tố:

- Điều kiện ăn vào;
- Điều kiện bền (chống uốn và chống xoắn);
- Độ võng cho phép.

Các kích thước khác thường được xác định từ các kích thước cơ bản nói trên. Đối với trục cán có rãnh thì đường kính trục cán được coi bằng khoảng cách tâm giữa hai trục khi cán ở bước cán cuối cùng.

1. Xác định đường kính trục theo điều kiện ăn vào

Đường kính làm việc của thân trục cán phải thoả mãn điều kiện:

$$D \geq \frac{\Delta h}{1 - \cos \alpha} \quad (3.1)$$

trong đó: α - góc ăn lớn nhất;

Δh - lượng ép tuyệt đối.

Quan hệ giữa góc ăn α là tỷ số $\Delta h/D$ có thể tham khảo bảng 3.1 (theo [2]):

Bảng 3.1. Quan hệ giữa α và $\Delta h/D$

	Hình thức cán	Hệ số ma sát f	Góc ăn $\alpha_{\max}$	$(\Delta h/D)_{\max}$
Cán nóng	- Cán khai phôi, cán phôi trên trục cán hàn đắp, hoặc khắc hần tăng ma sát.	0,45 ÷ 0,62	24° ÷ 32°	1/6 ÷ 1/3
	- Cán hình	0,36 ÷ 0,47	20° ÷ 25°	1/8 ÷ 1/7
	- Cán tấm và cán thép dẹt	0,26 ÷ 0,36	15° ÷ 25°	1/6 ÷ 1/8
Cán nguội	- Cán trên trục cán bề mặt bóng.	0,09 ÷ 0,18	5° ÷ 10°	1/130 ÷ 1/33
	- Cán trên trục cán bề mặt rất bóng.	0,05 ÷ 0,08	3° ÷ 5°	1/350 ÷ 1/130
	- Cán trên trục cán rất bóng + dầu hoặc nhũ tương bôi trơn.	0,03 ÷ 0,06	2° ÷ 4°	1/600 ÷ 1/200

* *Chú ý:* để tránh cho rãnh khỏi bị cắt quá sâu phải đảm bảo mối quan hệ tỷ số giữa đường kính danh nghĩa và đường kính làm việc của trục cán:

$$\frac{D_{dn}}{D_{lv}} \leq 1,4$$

2. Xác định chiều dài thân trục cán

Chiều dài thân trục cán thường được xác định theo công thức kinh nghiệm (theo [4]) cho trong bảng 3.2 sau đây:

Bảng 3.2. Quan hệ giữa chiều dài và đường kính thân trục cán

Loại trục	Máy cán	Tỷ số L/D
Trục có rãnh	Máy cán thép lá (hai trục)	2,2 ÷ 2,7
	Máy cán tấm mỏng (hai trục)	2,7 ÷ 3,0
	Máy cán tinh hoặc cán thành phẩm	1,5 ÷ 2,0
Trục trơn	Máy cán thép lá (hai trục)	1,3 ÷ 1,5
	Máy cán tấm mỏng (hai trục)	1,5 ÷ 2,2
	Máy cán thép tấm cỡ trung và cỡ dày (hai trục)	2,2 ÷ 2,8
	Trục làm việc của máy cán bốn trục	2,5 ÷ 4,0
	Trục tựa	1,3 ÷ 2,5

3. Các kích thước khác (xem hình 3.2)

- Kích thước cổ trục ổ trượt: Dựa theo công thức kinh nghiệm (tham khảo [1]) cho trong bảng 3.3.

- Kích thước ổ trục ổ lăn: $d = (0,5 \div 0,55)D$

- Kích thước đầu nối hoa mai:

Bảng 3.3. Quan hệ kích thước cổ trục ổ trượt

Loại máy	l/D	l/d
Máy cán hình ba trục	0,55	$0,6 \div 0,7$
Máy cán hình ba trục	$0,6 \div 0,7$	$0,92 \div 1,2$
Máy cán khai phôi vuông	$0,55 \div 0,6$	1,2
Máy cán tấm dày	$0,67 \div 0,75$	1,0
Máy cán thép lá (hai trục)	$0,75 \div 0,8$	$0,8 \div 1$

+ Đối với trục cán thép lá (hai trục) $d_1 = 0,85d$

+ Đối với trục cán thép khác $d_1 = (0,9 \div 0,95)d$

- Kích thước của đầu nối dẹt:

$D_1 = D_{\min} - (5 \div 15) \text{ mm}$, trong đó $D_{\min}$ là đường kính trục cán lúc mòn tới hạn;

$S = (0,25 \div 0,28)D_1$; $a = (0,5 \div 0,6)D_1$

$b = (0,15 \div 0,20)D_1$; $c = (0,15 \div 1)b$

3.1.4. Tính toán trục cán theo độ bền

1. Nguyên tắc chính

- Ở thân trục cán chỉ cần tính độ bền uốn (vì ở đây ứng suất xoắn nhỏ hơn nhiều so với ứng suất uốn).

- Ở cổ trục cán phải tính theo ứng suất tổng giữa uốn và xoắn trong quá trình tính toán phải vẽ được biểu đồ mômen nội lực.

2. Phân tích lực và tính toán

Ngoại lực chủ động tác dụng lên trục cán bao gồm:

- Lực cán P .

Đối với trục trơn (cán tấm) lực P là lực tổng hợp của các lực phân bố theo chiều rộng của tấm thép (hình 3.4b).

Đối với trục có rãnh (cán phôi và cán hình) lực P tập trung tác dụng ở rãnh cán (hình 3.4a).

Chú ý rằng lúc tính toán cần tính với lực cán lớn nhất. Từ lực cán P tìm ra các phản lực R_1 và R_2 . Sau khi phân tích được lực, vẽ biểu đồ nội lực, xác định tiết diện nguy hiểm của trục cán.

- Tiết diện đi qua gờ trục (tiết diện 1-1).

* Ứng suất uốn ở cổ trục.

$$\sigma_c = \frac{M_{uc}}{W_{uc}} = \frac{Pl}{0,1d^3} \quad (3-2)$$

trong đó: M_{uc} - mômen uốn ở tiết diện gờ cổ trục;

W_{uc} - mômen chống uốn ở tiết diện gờ cổ trục:

$$W_{uc} = 0,1d^3.$$

* Ứng suất xoắn ở gờ cổ trục.

$$\tau_c = \frac{M_x}{W_x} = \frac{M_x}{0,2d^3} \quad (3-3)$$

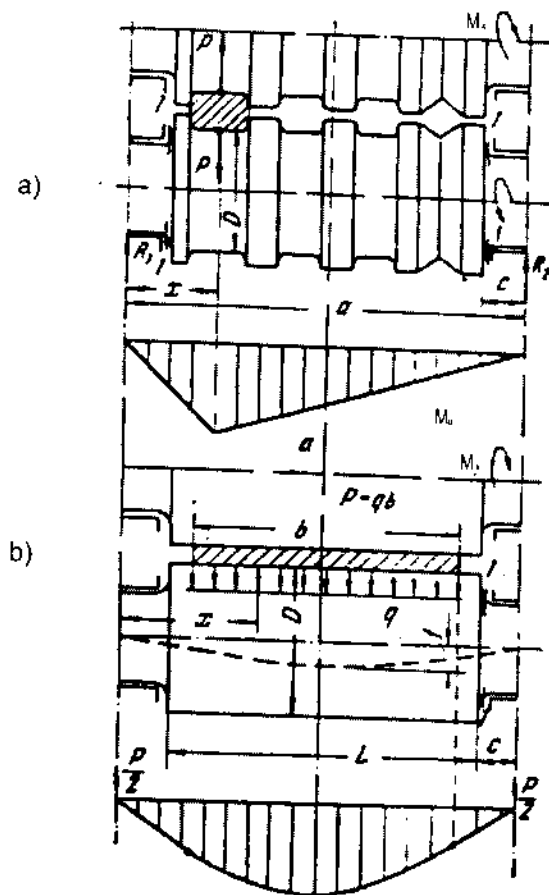
trong đó: M_x - mômen xoắn tác dụng lên trục cán;

W_x - môđun chống xoắn ở tiết diện gờ cổ trục:

$$W_x = 0,2d^3.$$

- Nếu trục cán làm bằng thép, ứng suất tổng hợp được tính theo quan hệ:

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (3-4)$$



Hình 3.4. Mômen uốn trong trục cán.

- Nếu trục cán làm bằng gang, ứng suất tổng hợp được tính theo quan hệ:

$$\sigma_u = 0,735\sigma_c + 0,625\sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (3-5)$$

- Tiết diện trục cán đi qua chính giữa trục (đối với trục trơn) hoặc đi qua rãnh đang cán (đối với trục có rãnh):

Ứng suất tính toán được tính theo quan hệ:

$$\sigma_u = \sigma_c = \frac{M_{ut}}{W_{ut}} \leq [\sigma] \quad (3-6)$$

trong đó: σ_t - ứng suất uốn ở thân trục cán;

M_{ut} - mômen uốn ở tiết diện nguy hiểm đang xét.

Đối với trục trơn:

$$M_{ut} = \frac{P}{4} \left(a - \frac{b}{2} \right)$$

Đối với trục có rãnh:

$$M_{ut} = \frac{Px}{a}(a-x)$$

W_{ut} là mômen chống uốn ở tiết diện đang xét trên thân trục

$$W_{ut} = 0,1D^3$$

$[\sigma]$ là ứng suất cho phép của trục cán

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{[n]}$$

trong đó: σ_b là giới hạn bền của vật liệu chế tạo trục cán.

$[n]$ là hệ số an toàn của trục cán, thông thường $[n] = 5$, nếu tính theo sức bền tĩnh. Lúc đó có thể dùng một vài số liệu kinh nghiệm sau đây:

- Trục cán nguội rèn từ thép hợp kim $\sigma_b = 700 \div 750$ MPa với ứng suất cho phép bằng $140 \div 150$ MPa.
- Trục cán nguội rèn từ thép cacbon $\sigma_b = 600 \div 650$ MPa với ứng suất cho phép bằng $120 \div 130$ MPa.
- Trục cán nguội đúc từ thép cacbon $\sigma_b = 500 \div 600$ MPa với ứng suất cho phép bằng $100 \div 120$ MPa.
- Trục cán đúc từ gang $\sigma_b = 350 \div 400$ MPa với ứng suất cho phép bằng $70 \div 80$ MPa.

Nếu tính toán theo giới hạn mỏi của tải biến thiên có xét tới các nhân tố tập trung ứng suất thì lấy $[n]$ khá nhỏ: ($[n] = 1,1 \div 1,4$).

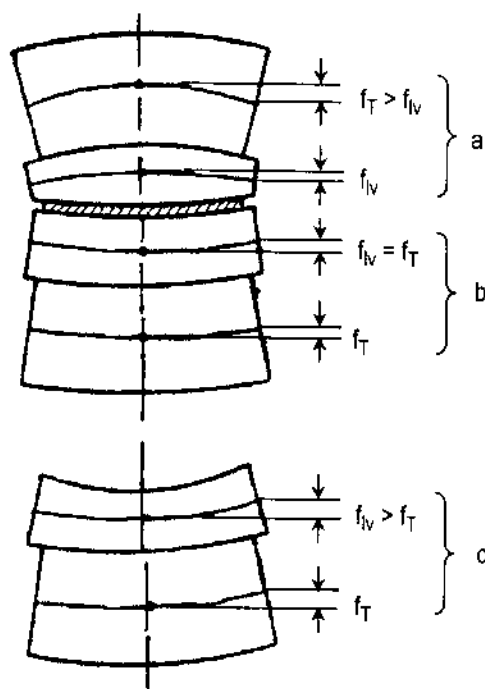
3.1.5. Đặc điểm tính toán trục cán của máy cán bốn trục

Thực chất của vấn đề này là tìm sự phân bố mômen uốn và ứng suất uốn trên trục tựa và trục làm việc.

Vì có trục tựa nên mômen uốn tác dụng lên trục làm việc nhỏ đi rất nhiều, và mômen uốn hầu như truyền cho trục tựa.

Sự phân bố ứng suất và mômen uốn ở đây phụ thuộc vào hình dáng trục tựa và trục làm việc. Trong thực tế sản xuất, thông thường trục làm việc phía trên được làm thành hình trụ lồi, còn trục tựa được làm thành hình trụ lõm.

Sau đây chúng ta sẽ nghiên cứu sự phân bố ứng suất uốn và mômen uốn trên trục làm việc và trục tựa.



Hình 3.5. Sự tiếp xúc và quan hệ biến dạng của trục làm việc và trục tựa máy cán bốn trục.

Từ khái niệm về uốn trong giáo trình Sức bền vật liệu, ta có:

$$M_{IV} = E_{IV} J_{IV} \frac{l}{\rho_{IV}} \quad (3-7)$$

$$M_t = E_t J_t \frac{l}{\rho_t} \quad (3-8)$$

trong đó: M_{IV} , M_t - mômen uốn tác dụng lên trục làm việc và trục tựa;

E_{lv} , E_t - môđun đàn hồi của trục làm việc và trục tựa;

$1/p_{lv}$, $1/p_t$ - độ cong của đường tâm trục làm việc và trục tựa.

Vì độ võng f và độ cong $1/p$ có quan hệ:

$$\frac{f_{lv}}{f_t} = \frac{\frac{1}{p_{lv}}}{\frac{1}{p_t}}, \quad (3-9)$$

l_{lv} tỷ lệ với D_{lv}^4 , và l_t tỷ lệ với D_t^4 nên :

$$\begin{aligned} \frac{M_{lv}}{M_t} &= \left(\frac{E_{lv}}{E_t} \right) \left(\frac{D_{lv}}{D_t} \right)^4 \left(\frac{f_{lv}}{f_t} \right) \\ \frac{\sigma_{lv}}{\sigma_t} &= \frac{M_{lv}}{M_t} \left(\frac{D_t}{D_{lv}} \right)^3 \\ \frac{\sigma_{lv}}{\sigma_t} &= \frac{E_{lv}}{E_t} \left(\frac{D_t}{D_{lv}} \right) \left(\frac{f_{lv}}{f_t} \right) \end{aligned} \quad (3-10)$$

Nếu trục tựa và trục làm việc cùng được chế tạo bằng một loại vật liệu (nghĩa là $E_{lv} = E_t$) và tỷ số $D_{lv}/D_t = 1/2$ thì:

1. Trường hợp a: Trục làm việc được làm thành hình trụ lõi, trục tựa được làm thành hình trụ thường, và giả thiết $f_t = 2f_{lv}$:

$$\begin{aligned} \frac{M_{lv}}{M_t} &= \frac{1}{32} \\ \frac{\sigma_{lv}}{\sigma_t} &= \frac{1}{4} \end{aligned}$$

2. Trường hợp b: Trục làm việc và trục tựa đều được làm thành hình trụ thường, giả thiết $f_t = f_{lv}$:

$$\begin{aligned} \frac{M_{lv}}{M_t} &= \frac{1}{16} \\ \frac{\sigma_{lv}}{\sigma_t} &= \frac{1}{2} \end{aligned}$$

3. Trường hợp c: Trục làm việc được làm thành hình trụ lõi, trục tựa được làm thành hình trụ lõi, giả thiết $f_t = 1/2 f_{lv}$:

$$\begin{aligned} \frac{M_{lv}}{M_t} &= \frac{1}{8} \\ \frac{\sigma_{lv}}{\sigma_t} &= 1 \end{aligned}$$

Từ cơ sở lý luận trên đây ta rút ra kết luận: Lúc tỷ số giữa đường kính trục tựa và trục làm việc lớn hơn 1,5 (đó cũng là tỷ số thường dùng trong thực tế) thì mômen uốn hầu như truyền cho trục tựa.

Vì vậy khi tính toán sức bền uốn cho trục tựa phải giả thiết toàn bộ áp lực tác dụng lên nó. Đối với trục làm việc, vì nó thường là trục dẫn động nên phải tính toán sức bền xoắn.

Giữa trục làm việc và trục tựa còn phải tính đến ứng suất tiếp xúc. Nếu trục tựa được làm bằng vật liệu có môđun đàn hồi là E_1 , hệ số Poát xôn μ_1 , trục làm việc được làm bằng vật liệu có môđun đàn hồi là E_2 , hệ số Poát xôn μ_2 thì ứng suất tiếp xúc sẽ là:

$$\sigma_{tx} = \sqrt{\frac{q(r_1 + r_2)}{\mu^2(k_1 + k_2)r_1r_2}} \leq [\sigma_{tx}]_{\min} \quad (3-11)$$

trong đó: q - áp lực phân bố theo chiều dài hai trục cán:

$$q = P/L;$$

r_1 và r_2 - bán kính của trục tựa và trục làm việc;

$$k_1 = \frac{1 - \mu_1^2}{\mu E_1}$$

$$k_2 = \frac{1 - \mu_2^2}{\mu E_2}$$

$[\sigma_{tx}]_{\min}$ - ứng suất tiếp xúc cho phép nhỏ nhất của trục cán.

Trong trường hợp cả hai trục được làm cùng một loại vật liệu như nhau thì:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{qE(r_1 + r_2)}{r_1r_2}} \leq [\sigma_{tx}]_{\min} \quad (3-12)$$

3.2. Gối trục và ổ đỡ trục cán

3.2.1. Đặc điểm

1. Ổ đỡ trục cán không lắp trực tiếp vào thân máy mà phải lắp vào gối trục, gối trục lắp vào thân máy (hình 3.6).

Ổ đỡ trục là bộ phận lắp trực tiếp vào ngông trục và là nơi trực tiếp chịu tải trọng do trục cán tác dụng tới.

Gối trục là bộ phận bao quanh bảo vệ ổ đỡ trục.

2. Áp lực riêng p và tích số p_v rất lớn: Trong các ổ trục của máy thông dụng $p \leq 10$ MPa, $v \leq 1$ m/s, tích số $p_v \leq 10$ MPa.m/s. Trong máy cán $p = 25 \div 50$ MPa, $v = 2 \div 5$ m/s, tích số p_v lớn gấp 4 ÷ 25 lần so với các máy thông dụng.

3. Vì tích số p_v lớn nên ổ chịu nhiệt độ cao và mòn nhanh. Do đó việc làm mát cho ổ là rất quan trọng. Có thể dùng nước, dầu mỡ hoặc chất nhũ tương (êmunxi) để làm nguội ổ. Những chất làm nguội ổ mang đi một phần năng lượng khá lớn. Theo tài liệu của Mỹ (tham khảo [1]), năng lượng cung cấp cho động cơ dùng để biến dạng kim loại chỉ chiếm khoảng 30%, dùng để thắng ma sát trong hộp giảm tốc chiếm 9%, dùng để thắng ma sát trong ổ trượt lên tới 40%. Do đó phải tìm vật liệu và kết cấu ổ để có hệ số ma sát nhỏ nhất.

3.2.2. Ổ trượt

1. Ổ trượt kiểu hở

a. Hình thức bố trí

Ổ đỡ trục không ôm hết chu vi của ổ trục (hình 3.7).

Ổ trượt kiểu hở của máy cán hình hai trục hoặc máy cán phôi hai trục thường bố trí như trên hình 3.7a, còn của máy cán tấm như trên hình 3.7b. Đối với máy cán hình ba trục, vì trục dưới chỉ chịu tải trọng từ trên xuống, trục trên chủ yếu chịu tải trọng từ dưới lên cùng một tải trọng nhỏ hơn từ trên xuống do trọng lượng bản thân gây ra, trong khi trục giữa chịu cả tải trọng từ trên xuống và từ dưới lên khá lớn nên hình thức bố trí như trên hình 3.7c.

Ổ trượt kiểu hở của máy cán tấm ba trục kiểu Lauth được bố trí như trên hình 3.7d, trong đó miếng lót hai bên sườn có tác dụng giữ cho hai trục khỏi bị xô lệch nhau dưới tác dụng của sự chênh lệch lực căng trước và sau hoặc sự lên xuống của trục cán gây ra. Ở đây không có miếng lót dưới của ổ trục trên, vì trục trên thường không dẫn động, lúc chạy không tải trục trên đè trục giữa.

Ngoài ra các ổ trục giữa còn có vòm chắn bụi lắp ở phía trên cổ trục.

b. Vật liệu chế tạo

Ổ trượt kiểu hở có thể chế tạo bằng kim loại hoặc phi kim loại.

- Vật liệu kim loại chế tạo ổ trượt thường là đồng thanh (ví dụ БрОС 6-5-3) chịu áp suất $p = 25 \div 50$ MPa, vận tốc vòng từ $2 \div 3$ m/s.

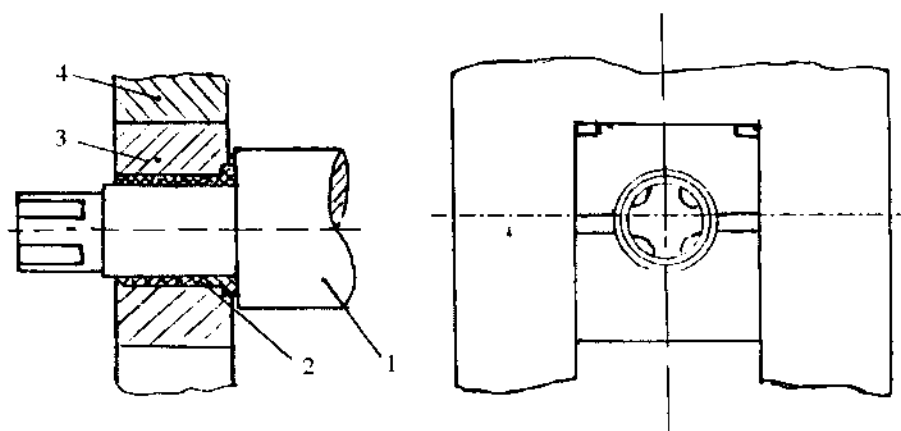
Vì đồng thanh đắt nên có thể dùng gang chịu mòn và vật liệu khác thay thế (như Vôi-zit là một hợp kim gồm 95 ÷ 98% bột sắt và 2 ÷ 5 % bột phấn chì).

Kích thước bạc đồng có thể lấy như sau (hình 3.8):

$$s = 0,08d + 4 \text{ mm};$$

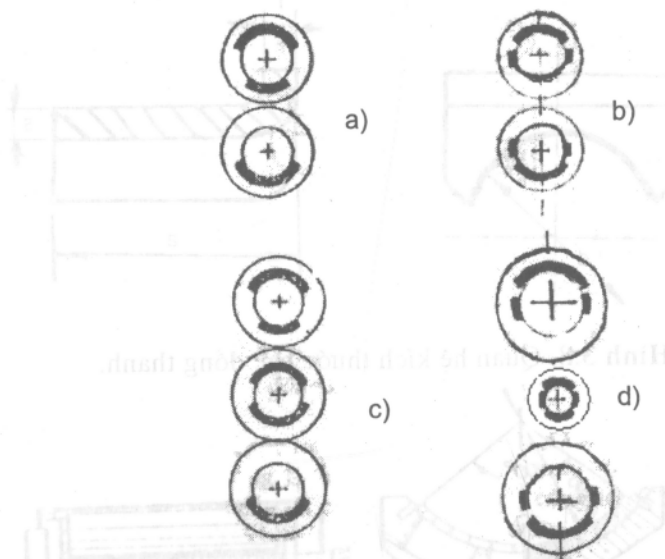
$$f = 0,12d;$$

$$a = 2d/3.$$



Hình 3.6. Ổ đỡ và gối đỡ trục cán:

1- trục cán; 2- ổ đỡ; 3- gối đỡ trục cán; 4- giá cán.



Hình 3.7. Sơ đồ bố trí ổ trượt trực cán:

a- ổ trượt hờ máy cán hình và máy cán phôi hai trục; b- ổ trượt hờ máy cán tấm hai trục; c- ổ trượt hờ máy cán hình ba trục; d- ổ trượt hờ máy cán Lauth.

- Vật liệu phi kim loại để làm ổ trượt thường là tectolit, ligonôphôn, ligonôstôn, gỗ nghiêng, gỗ sồi...

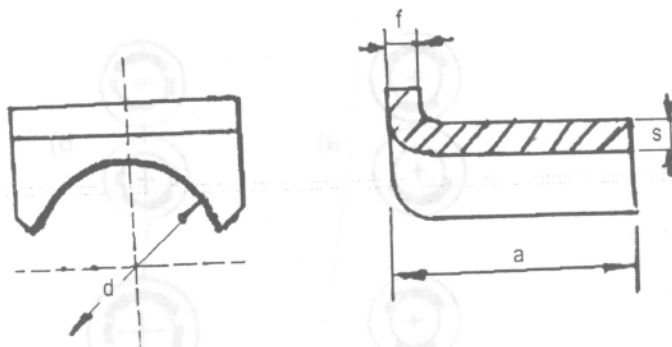
Tectolit là loại vải bố tấm nhựa nhân tạo ép ở nhiệt độ $130^{\circ} \div 150^{\circ}$ dưới áp suất khoảng 300 at tạo thành hình dạng của bạc, hoặc thành tấm rồi gia công thành bạc. Nó có độ bền khá cao, nhưng giá thành khá đắt.

Ligonôphôn là gỗ dán ép với nhựa nhân tạo thành nhiều lớp, mỗi lớp dày $0,5 \div 2$ mm, đặt thớ chéo nhau dưới áp suất khoảng 300 at, nhiệt độ khoảng 150°C . Giá thành của nó chỉ bằng nửa giá thành của tectolit, tính chịu mài mòn xấp xỉ nhau, nhưng cơ tính kém hơn và chỉ ép được thành tấm, sau đó phải gia công tạo bạc trượt.

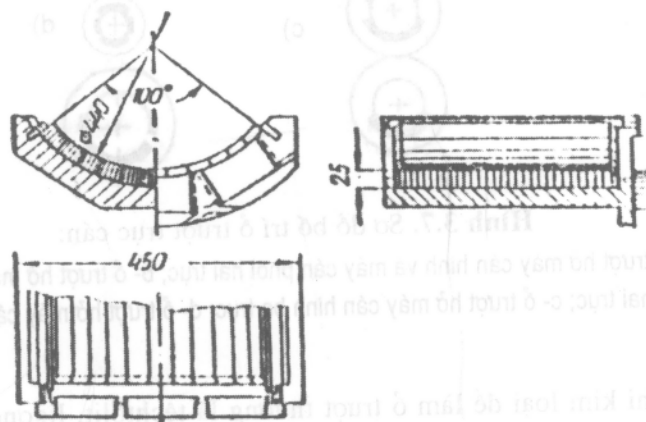
Ligonôstôn là gỗ có tấm glucô và ép ở nhiệt độ 150°C dưới áp suất 200 at (thường dùng gỗ bạch dương, gỗ thông). So với tectolit thì giá thành của nó chỉ bằng 1/6, hệ số ma sát xấp xỉ nhau nhưng cơ tính kém hơn.

Tất cả các ổ trượt phi kim loại đều có hệ số dẫn nhiệt rất thấp (so với kim loại chỉ bằng khoảng 1/10), do đó ổ trượt phi kim loại phải được làm nguội rất chu đáo, nhưng hệ số ma sát của tất cả các ổ trượt phi kim loại (nếu được gia công tốt, sử dụng đúng quy cách) đều nhỏ hơn hệ số ma sát của ổ trượt đồng thanh hoặc ổ lăn.

Ổ trượt phi kim loại chỉ làm việc tốt với vận tốc vòng nhỏ hơn 2 m/s.



Hình 3.8. Quan hệ kích thước bạc đồng thanh.



Hình 3.9. Kết cấu của bạc phi kim loại (dùng cho trực cân cỡ lớn 700).

Kết cấu của bạc phi kim loại thường được bố trí như trên hình 3.9 ; mặt bích của bạc và thân bạc làm rời nhau, vì thân bạc thường bị hỏng sớm hơn. Bạc lót được đặt trong vỏ bằng thép đúc rồi mới vào gối trực. Trong trường hợp không cần điều chỉnh hoặc điều chỉnh rất ít thì bạc có thể đặt trực tiếp vào gối trực... Các bạc ghép vào vỏ bọc hoặc bằng gối trực được định vị bằng chốt hoặc bu lông.

Khi ghép ổ trượt phi kim loại phải chú ý thể nào cho thước vải, thước gỗ thẳng góc với đường tâm trực thì ổ mới bền (hình 3.9).

c. Kết cấu và tính toán gối trực dùng cho ổ trượt hở

- Kết cấu ổ trượt thường có ở dạng như hình 3.10.

- Tính toán: Khảo sát trường hợp cân đơn giản. Lực P tác dụng từ cổ trực lên ổ đứng cách tâm trực cân một khoảng bằng bán kính ma sát. Lực N là lực tác dụng từ vít điều chỉnh lên gối trực (hình 3.11).

Mômen ma sát tác dụng ở ổ :

$$M_{ms} = Pp = Pf \frac{d}{2} \quad (3-13)$$

Mômen này tác dụng lên gối trục và được cân bằng với mômen do lực Q tác dụng từ hai phía thành cửa sổ của khung giá cán, nghĩa là:

$$\begin{aligned} Qa &= Pp \\ Q &= \frac{Pfd}{2a} \end{aligned} \quad (3-14)$$

Tiết diện nguy hiểm nhất của gối trục là tiết diện 1-1. Mômen uốn tác dụng trên đó là:

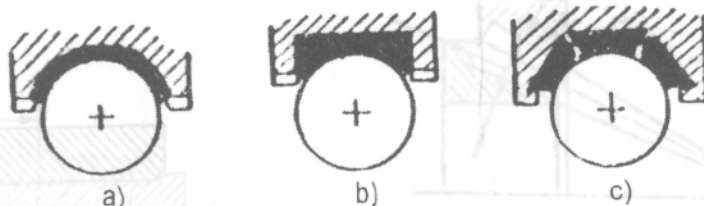
$$M_u = Qy \quad (3-15)$$

y - cánh tay đòn lực Q đến tâm tiết diện 1-1.

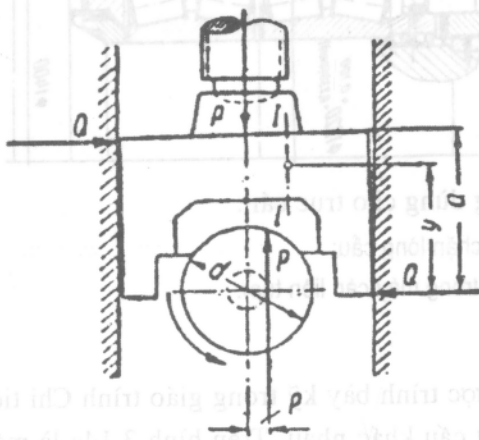
Ứng suất uốn lớn nhất trên tiết diện đó là:

$$\sigma_u = \frac{Qy}{W_1}$$

W_1 - môđun chống uốn của tiết diện 1-1.

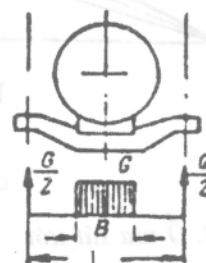


Hình 3.10. Các dạng kết cấu ổ trượt.



Hình 3.11. Phân tích lực tác dụng lên ổ đỡ trục cán khi cán đơn giản.

Hình 3.12. Phân tích lực tác dụng lên bạc lót trục cán khi chạy không tải.



Mômen uốn tác dụng lên vỏ đỡ bạc lót dưới của trục trên là (hình 3.12).

$$M = \frac{G}{4} \left(1 - \frac{b}{2} \right) \quad (3-16)$$

trong đó G là tải trọng tại ngỗng trục cán khi giá cán chạy không tải.

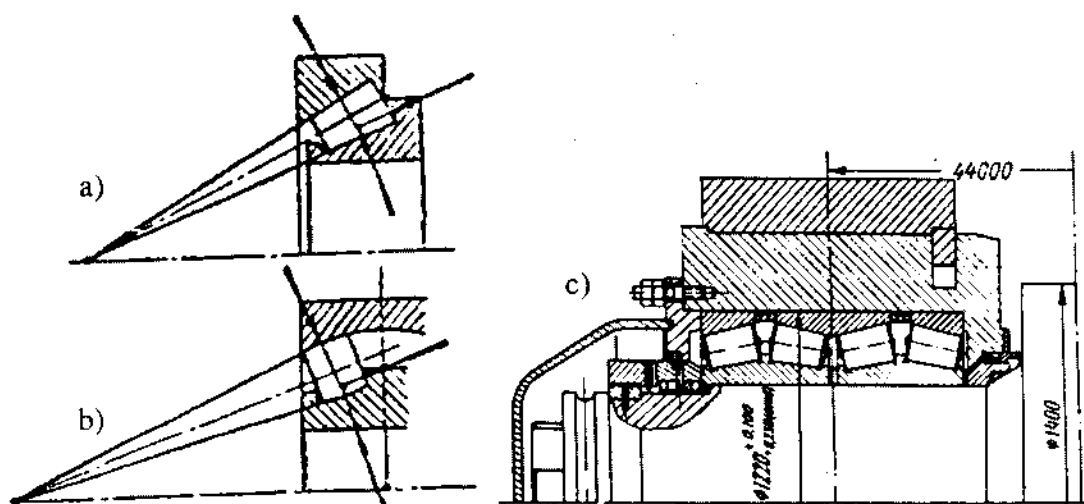
3.2.3. Ổ lăn

Ổ lăn được dùng nhiều ở máy cán bốn trục (cán nóng và cán nguội), máy cán hai trục cán hình cỡ nhỏ, cán dây...

Vì trục cán chịu tải trọng rất lớn, yêu cầu tự lựa, nên thường dùng ổ lăn hình trống hoặc hình côn hai dãy hoặc bốn dãy (ghép đôi ổ lăn hai dãy như hình 3.13).

Việc tính toán ổ lăn đã được trình bày kỹ trong giáo trình Chi tiết máy, nhưng ở đây cần chú ý ổ lăn chịu tải trọng rất lớn, làm việc ở nhiệt độ cao, nhiều bụi bẩn, đường kính vòng ngoài không thể vượt quá đường kính thân trục cán khi mòn tới hạn và có thể là loại đặc chủng phi tiêu chuẩn.

Để nâng cao tuổi thọ ổ lăn, một số cải tiến chế độ giữa cổ trục, ống lót côn, vòng trong ổ, vòng ngoài ổ, gối đỡ cùng với giải pháp tháo lắp thay thế đã được đưa ra (tham khảo [3]).



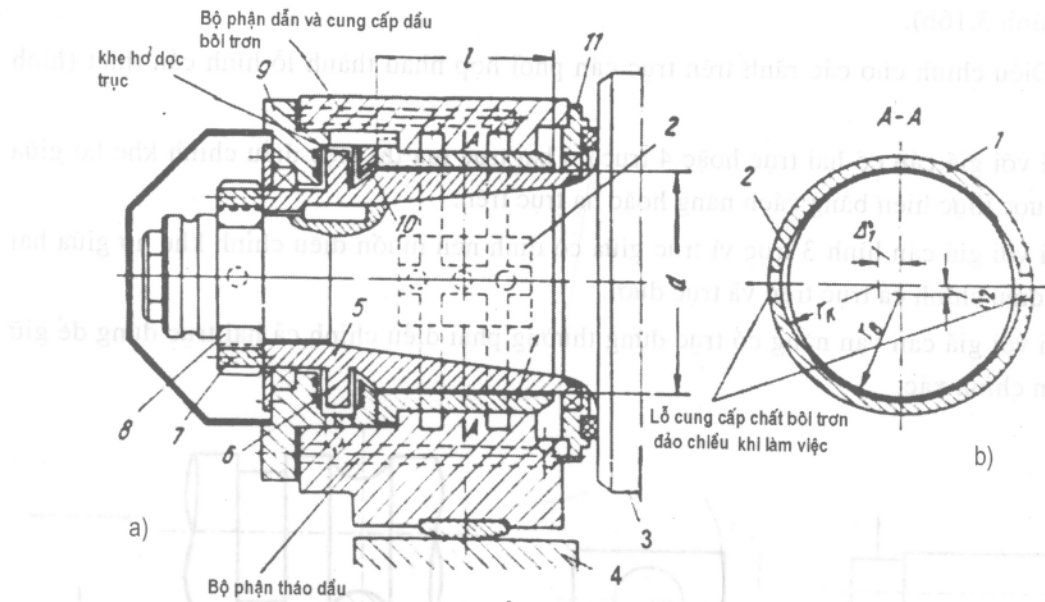
Hình 3.13. Một số ổ lăn thường dùng cho trục cán:

a- ổ đỡ chặn bi côn; b- ổ đỡ chặn lòng cầu;
c- ổ đỡ chặn lòng cầu bốn dãy (dùng trong máy cán liên tục).

3.2.4. Ổ ma sát ướt

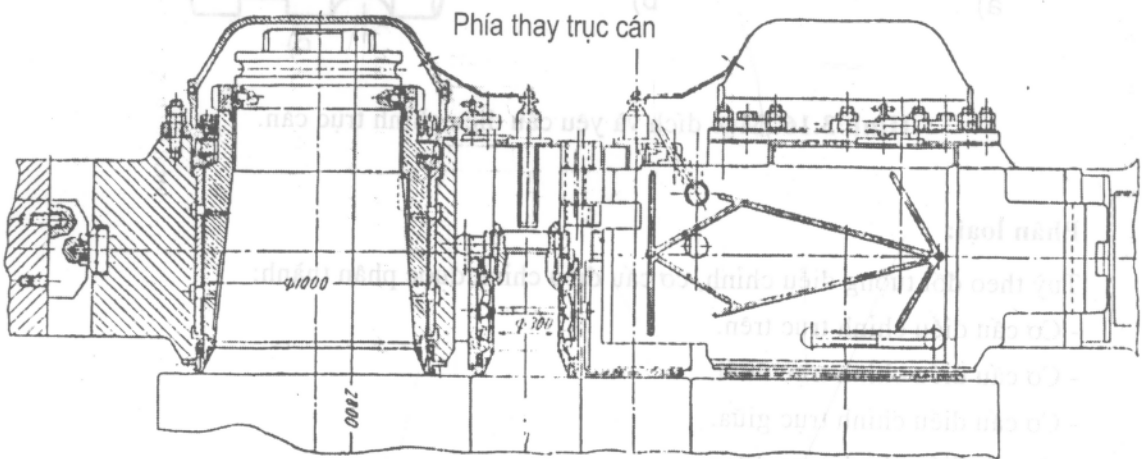
Nguyên lý làm việc của ổ đỡ ma sát ướt đã được trình bày kỹ trong giáo trình Chi tiết máy. Ổ ma sát ướt dùng trong máy cán có nhiều kết cấu khác nhau. Trên hình 3.14a là một ví dụ về kết cấu này. Bạc ngoài (1) bằng đồng thanh cố định với gối trục, bạc trong (5) làm thành hình côn lắp cố định với trục cán (3). Đường kính trong của bạc ngoài và đường kính ngoài của bạc trong được gia công rất chính xác trên cơ sở độ lệch tâm để tạo một độ hở nhất định (hình 3.14b). Giữa hai bạc cho đi vào một lớp dầu có áp suất khá cao (từ 1 ÷ 3 at hoặc có thể lớn hơn). Khi trục cán quay, chêm dầu hình thành làm cho trục cán (tức bạc trong) quay lơ lửng trong lớp dầu ấy, bạc trong và bạc ngoài không tiếp xúc trực tiếp với nhau.

Hình 3.15 là một ví dụ về vận dụng kết cấu ổ ma sát ướt và ổ lăn trên trục cán.



Hình 3.14. Cấu tạo ổ ma sắt ướt:

a- kết cấu lắp trên dầu trực; b- độ lệch tâm giữa bạc trong và bạc ngoài.



Hình 3.15. Kết cấu ổ lăn và ổ ma sắt ướt trên giá cán tám bốn trục.

3.3. Cơ cấu điều chỉnh trực cán

3.3.1. Mục đích yêu cầu và phân loại cơ cấu điều chỉnh trực cán

Mục đích yêu cầu:

1. Điều chỉnh khe hở giữa hai trục để đảm bảo lượng ép cho trước (hình 3.16a).

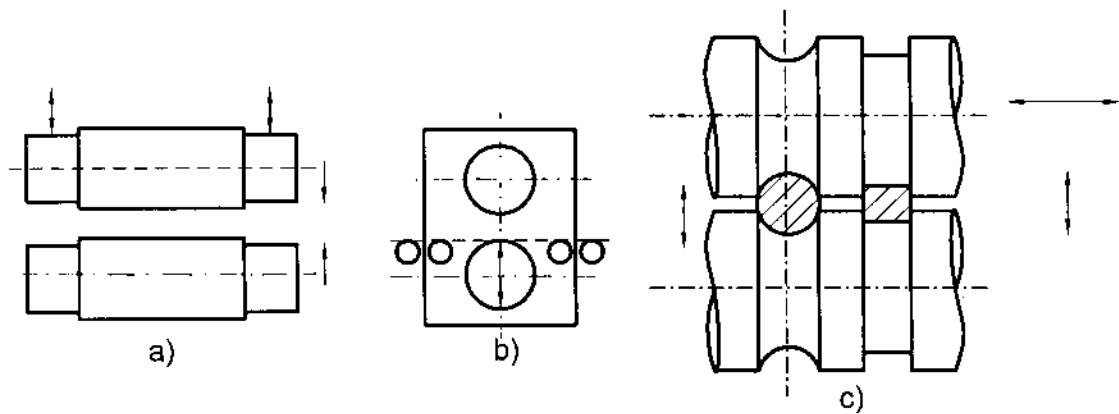
2. Điều chỉnh đường cán, là điều chỉnh vị trí của trục cán cho phù hợp với vị trí đường con lăn (hình 3.16b).

3. Điều chỉnh cho các rãnh trên trục cán phối hợp nhau thành lỗ hình cần thiết (hình 3.16c).

Đối với giá cán có hai trục hoặc 4 trục có hai trục tựa thì việc điều chỉnh khe hở giữa hai trục được thực hiện bằng cách nâng hoặc hạ trục trên.

Đối với giá cán hình 3 trục vì trục giữa cố định nên muốn điều chỉnh khe hở giữa hai trục phải điều chỉnh cả trục trên và trục dưới.

Đối với giá cán vạn năng có trục đứng thường phải điều chỉnh cả hai trục đứng để giữ đường cán chính xác.



Hình 3.16. Mục đích và yêu cầu điều chỉnh trục cán.

Phân loại:

Tuỳ theo đối tượng điều chỉnh, cơ cấu điều chỉnh được phân thành:

- Cơ cấu điều chỉnh trục trên.
- Cơ cấu điều chỉnh trục dưới.
- Cơ cấu điều chỉnh trục giữa.
- Cơ cấu điều chỉnh trục đứng.

Tuỳ theo phương điều chỉnh, cơ cấu điều chỉnh được phân thành:

- Cơ cấu điều chỉnh hướng kính.
- Cơ cấu điều chỉnh dọc trục.

Tuỳ theo tốc độ điều chỉnh, cơ cấu điều chỉnh được phân thành:

- Cơ cấu điều chỉnh bằng tay.
- Cơ cấu điều chỉnh chậm bằng động cơ.
- Cơ cấu điều chỉnh nhanh bằng động cơ.

3.3.2. Cơ cấu điều chỉnh bằng tay (điều chỉnh hướng kính)

1. Công dụng

Cơ cấu này chủ yếu dùng ở máy cán cỡ nhỏ, lượng điều chỉnh không lớn, tốc độ điều chỉnh không được quan tâm, chỉ tiến hành điều chỉnh khi thay đổi trục cán, hoặc khi ổ đỡ bị mòn, không cho phép điều chỉnh khi kim loại đang biến dạng trong giá cán.

2. Kết cấu

Chủ yếu dùng hai kiểu:

- Kiểu hình chêm (hình 3.17a, b, c) cho phép lượng điều chỉnh rất nhỏ, cấu tạo đơn giản.

- Kiểu vít ép (hình 3.17d, e, f, g) cho phép lượng điều chỉnh lớn hơn, cấu tạo cũng tương đối đơn giản.

Hai kiểu này có thể dùng để điều chỉnh trục trên, trục dưới, trục đứng nhưng phải có lò xo cùng phối hợp mới làm việc tốt.

Để giảm nhẹ lực vận hành tay quay. Ở một số máy cán hình cỡ lớn người ta cũng dùng cơ cấu điều chỉnh tương tự như trên, nhưng thay mâm tay quay bằng động cơ điện.

3.3.3. Cơ cấu điều chỉnh nhanh bằng động cơ (điều chỉnh hướng kính)

Cơ cấu này điều chỉnh tốc độ lớn hơn 0,2 m/s và thường được sử dụng ở máy cán khai phôi, máy cán phôi. Tuy không điều chỉnh khi kim loại đang biến dạng nhưng tần suất điều chỉnh rất lớn, lượng điều chỉnh lớn và thường tiến hành sau mỗi bước cán.

Có nhiều kiểu loại cơ cấu điều chỉnh nhanh bằng động cơ, chủ yếu với hai phương án sau đây:

Phương án 1: Động cơ đặt đứng + bánh răng trụ + vít điều chỉnh (hình 3.18).

Động cơ đặt đứng trực tiếp nối với trục bánh răng, ở bánh răng (4) có lắp cơ cấu thủy lực để tách riêng bánh răng (4) với bánh răng (5) khi cần điều chỉnh riêng lẻ ở một bên nào đó.

Phương án 2: Động cơ nằm ngang + bánh răng trụ tròn + trục vít bánh vít + vít điều chỉnh.

Dùng hai động cơ có tác dụng giảm được quán tính, đồng thời phòng khi một trong hai động cơ bị hỏng, động cơ còn lại có thể làm việc tạm thời. Dùng khớp nối nam châm có tác dụng điều chỉnh riêng lẻ từng vít ép khi cần thiết.

Sơ sánh hai phương án:

Phương án 1: Hiệu suất cao hơn, không phải dùng hợp kim màu, lực chiều trục nhỏ, cơ cấu tương đối gọn nhẹ, nhưng cơ cấu ổ đỡ động cơ đặt cứng dễ bị hỏng.

Phương án 2: Hiệu suất thấp, phải dùng hợp kim màu (để chế tạo bánh vít) lực chiều trục lớn, cơ cấu tương đối cồng kềnh, bu lông mặt bích trục vít chống hỏng.

3.3.4. Cơ cấu điều chỉnh chậm bằng động cơ (điều chỉnh hướng kính)

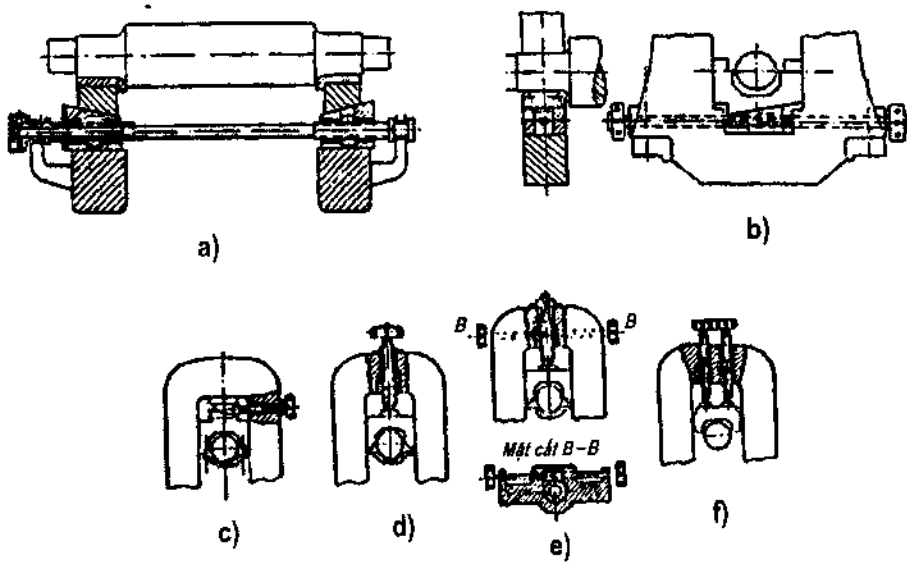
Cơ cấu này thường được bố trí ở máy cán thép tấm mỏng, tốc độ điều chỉnh nhỏ hơn 0,02 m/s và có hai phương án như sau:

Phương án 1: Dùng bốn cặp trục vít bánh vít cầu (hình 3.19).

Phương án 2: Dùng các cặp bánh răng trụ với hai cặp trục vít bánh vít thường (hình 3.20).

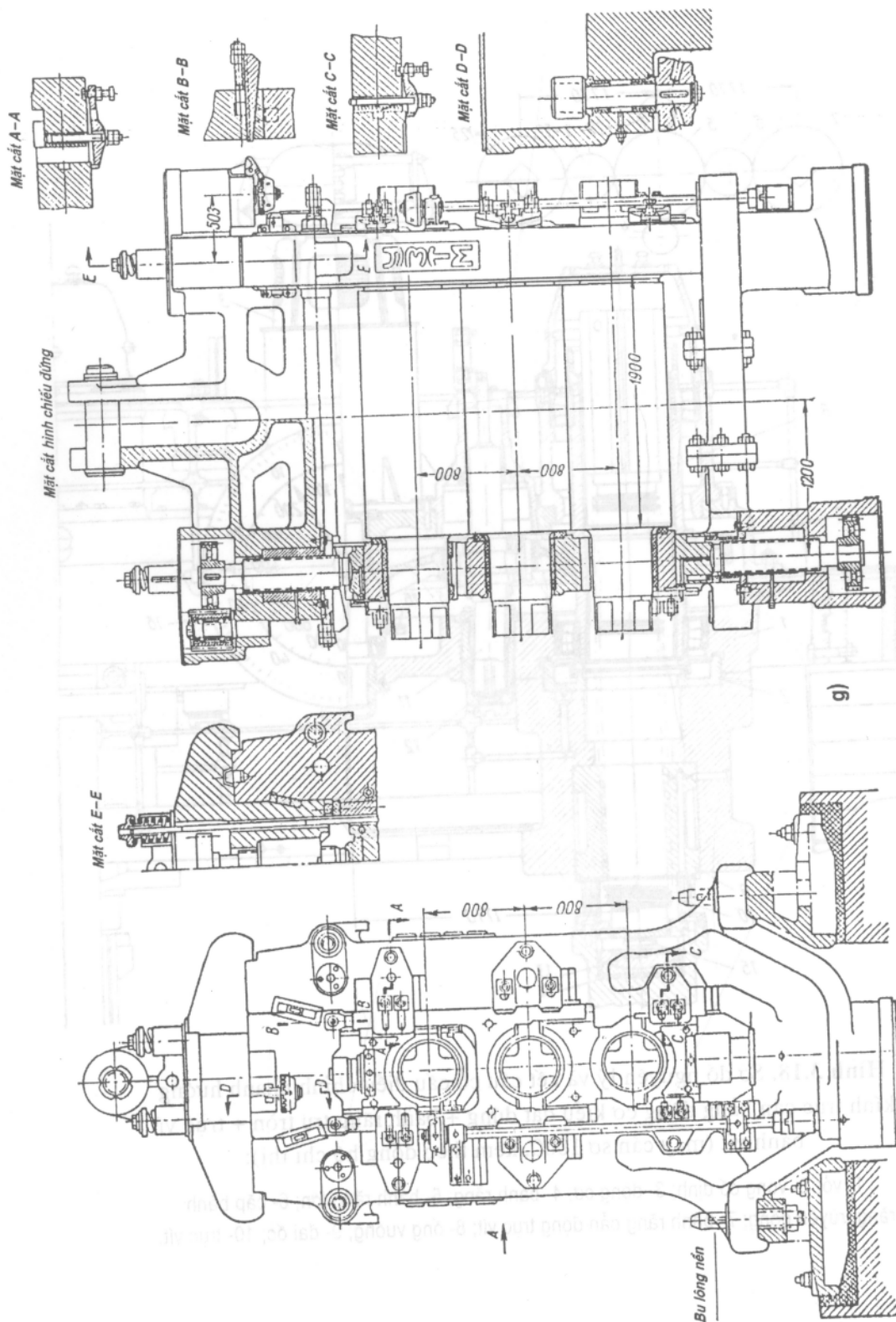
(Chú ý rằng, trên thực tế, mỗi loại phương án chính trên đây, còn phân ra nhiều phương án cụ thể khác).

Phương án 1 có cấu tạo gọn nhẹ nhưng chế tạo phức tạp hơn, hiệu suất thấp hơn, phương án 2 có kết cấu công kênh hơn, nhưng chế tạo đơn giản hơn, hiệu suất cao hơn.

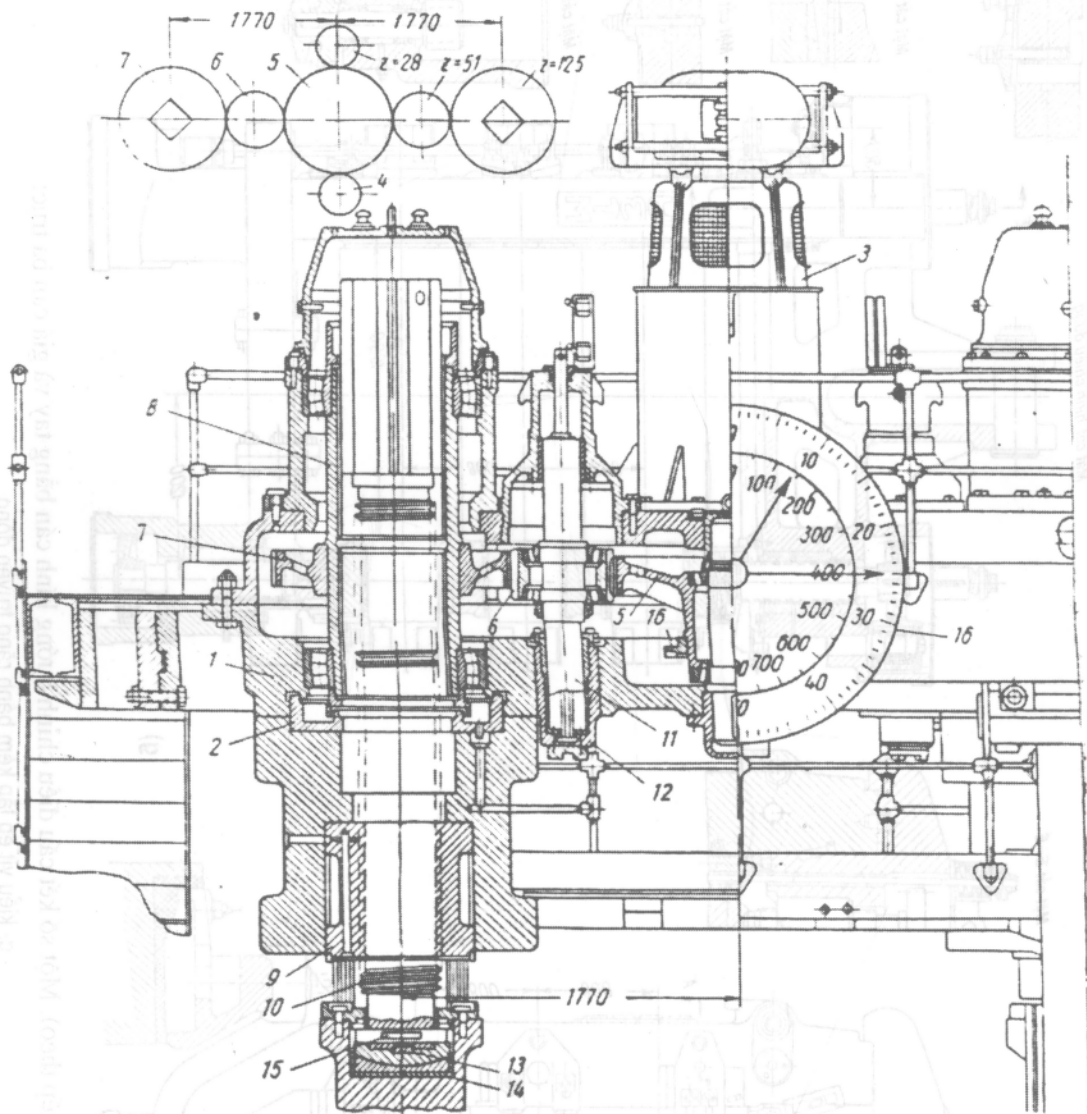


Hình 3.17. Một số kết cấu điều chỉnh hướng kính trục cán bằng tay và giá cán ba trục:

- a- kiểu chêm dọc trục; b- kiểu chêm ngang trục dưới;
- c) kiểu chêm ngang trục trên; d- kiểu vít quay;
- e- kiểu đai ốc quay; f- kiểu bốn vít ép.

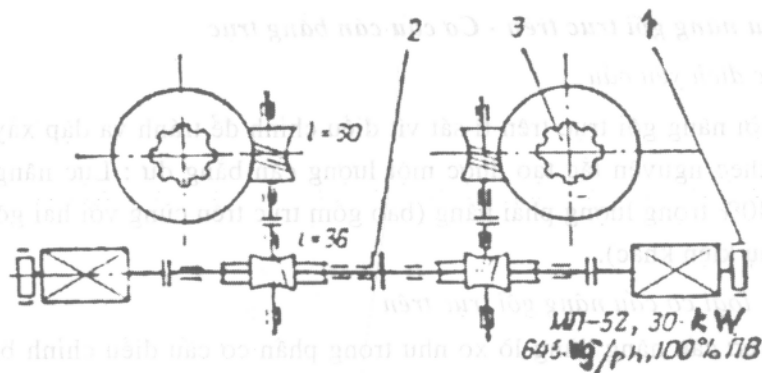


Hình 3.17 (tiếp theo). Một số kết cấu điều chỉnh hướng kính cán bằng tay và giá cán ba trục:
g- kiểu vít ép lắp kèm bánh răng truyền động

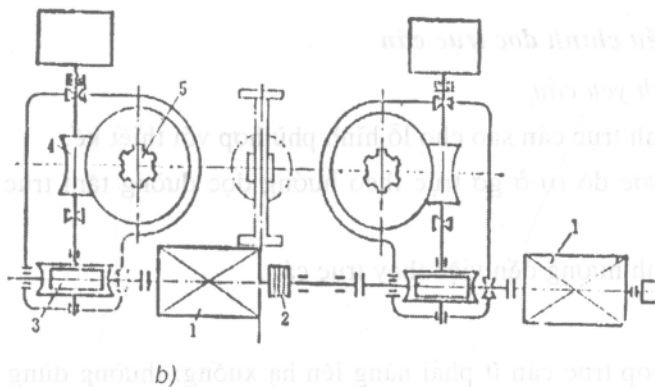
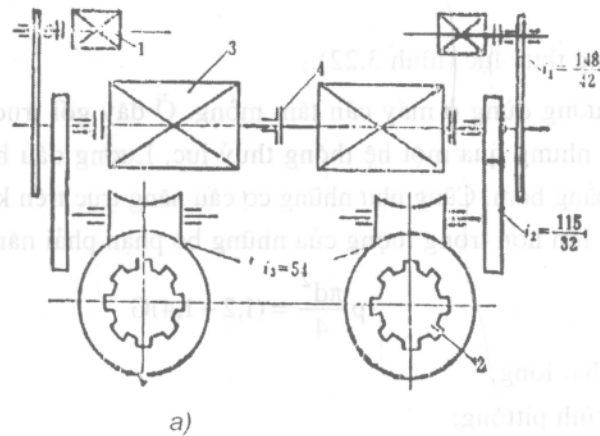


Hình 3.18. Sơ đồ nguyên lý và kết cấu cơ cấu điều chỉnh nhanh hướng kính trục cân bằng động cơ kiểu đặt đứng + bánh răng trụ tròn + trục vít bánh vít (máy cán sơ 1000, kèm theo đồng hồ chỉ thị):

1- vỏ; 2- vòng cố định; 3- động cơ; 4- bánh răng; 5- bánh răng lớn; 6- cặp bánh răng truyền động; 7- bánh răng dẫn động trục vít; 8- ống vuông; 9- đai ốc; 10- trục vít.



Hình 3.19. Sơ đồ cấu tạo cơ cấu điều chỉnh hướng kính trục cán trên, vận tốc chậm bằng động cơ kiểu 4 cặp trục vít - bánh vít cầu:
1- phanh; 2- ly hợp điện từ; 3- vít ép.



Hình 3.20. Một số phương án bố trí bộ truyền dẫn cơ cấu điều chỉnh trục trên vận tốc thấp:

a- sơ đồ nguyên lý; b- kết cấu; 1- động cơ điện; 2- khớp nối điện từ; 3- hộp trục vít; 4- cặp trục vít - bánh vít.

3.3.5. Cơ cấu nâng gối trục trên - Cơ cấu cân bằng trục

1. Mục đích yêu cầu

Kịp thời nâng gối trục trên từ sát vít điều chỉnh để tránh va đập xảy ra lực điều chỉnh và lúc cân, theo nguyên tắc tạo được một lượng cân bằng dư : Lực nâng gối trục phải lớn hơn 20% + 40% trọng lượng phải nâng (bao gồm trục trên cùng với hai gối trục, cốc an toàn và một số phụ kiện khác).

2. Các loại cơ cấu nâng gối trục trên

Ngoài cơ cấu nâng dùng lò xo như trong phần cơ cấu điều chỉnh bằng tay ra, thường dùng hai loại cơ cấu sau:

Cơ cấu bàn nâng đối trọng (hình 3.21).

Cơ cấu này thường bố trí ở máy cán khai phối. Đối trọng và hệ thống tay đòn đặt sâu phía dưới sàn thao tác, còn 4 thanh truyền đứng ẩn trong khung giá cán tránh cản trở sự làm việc của trục dưới.

Cơ cấu bàn nâng thủy lực (hình 3.22).

Cơ cấu này thường dùng ở máy cán tấm mỏng. Ở đây gối trục và trục được nâng lên cũng bằng đối trọng nhưng qua một hệ thống thủy lực. Lượng dầu bị hao hụt vì chảy rò ra ngoài được bổ xung bằng bơm. Cũng như những cơ cấu nâng trục trên khác, lực tác dụng lên bề mặt pittông thủy lực lớn hơn trọng lượng của những bộ phận phải nâng 20 ÷ 40%, nghĩa là:

$$p \frac{\pi d^2}{4} = (1,2 + 1,4)G \quad (3-17)$$

trong đó: p - áp lực chất lỏng;

d - đường kính pittông;

G - tổng trọng lượng phải nâng.

3.3.6. Cơ cấu điều chỉnh dọc trục cán

1. Mục đích yêu cầu

- Điều chỉnh trục cán sao cho lỗ hình phù hợp với thiết kế.

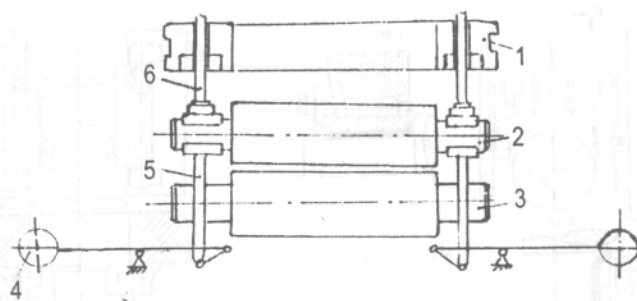
- Tránh được độ rơi ở gờ trục theo hướng dọc đường tâm trục cán khi bạc lót ngồng trục bị mòn.

- Không ảnh hưởng đến việc thay trục cán.

2. Kết cấu

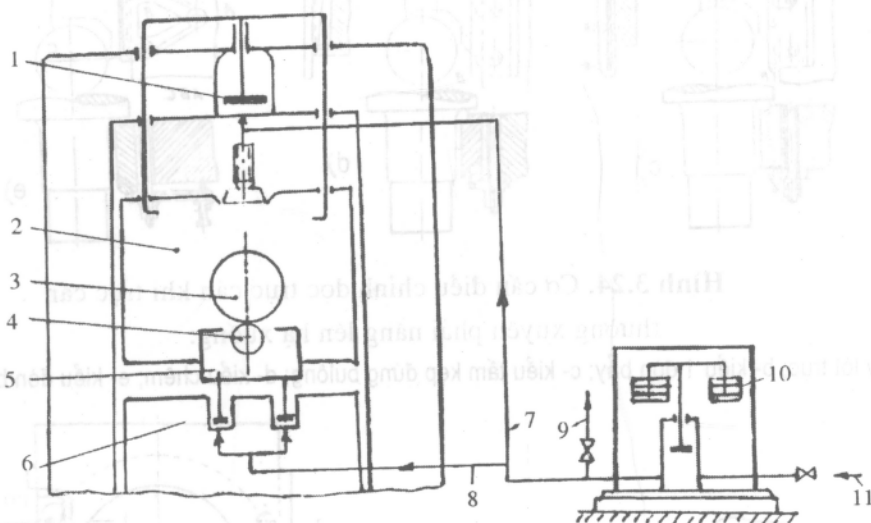
- Trường hợp trục cán ít phải nâng lên hạ xuống: thường dùng kết cấu như hình 3.23, trong đó hình b dễ thay trục cán hơn kết cấu ở hình a còn kết cấu ở hình c thường dùng ở giá cán bố trí ở lăn hoặc ở ma sát ướt nhưng phải đặt ở phía không dẫn động.

- Trường hợp trục cán phải thường xuyên nâng lên hạ xuống: thường dùng các kết cấu ở hình 3.24, trong đó hình a dùng cho máy cán tấm dày.



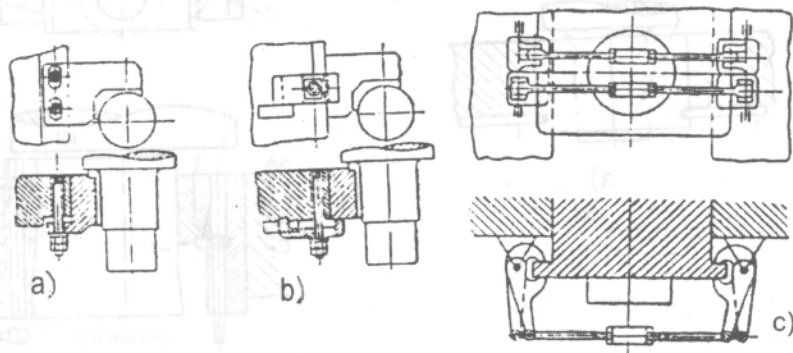
Hình 3.21. Cơ cấu nâng gối trục trên kiểu bàn nâng đối trọng:

- 1- dầm trên khung giá cân; 2- trục cán trên; 3- trục cán dưới;
4- đối trọng; 5- thanh truyền (đứng); 6- vít điều chỉnh.



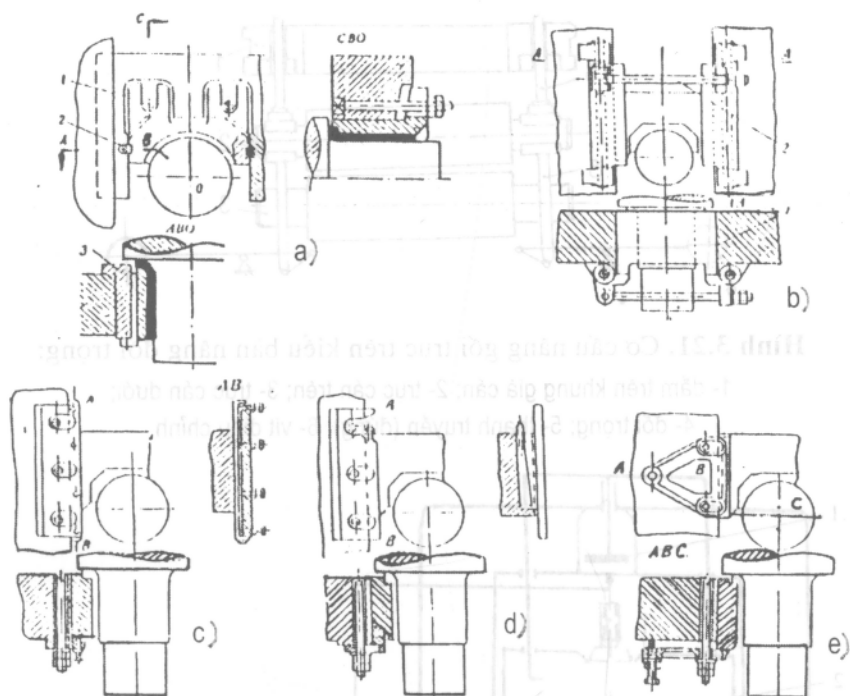
Hình 3.22. Cơ cấu nâng gối trục trên kiểu bàn nâng thủy lực:

- 1- pittông nâng trục trên; 2- gối đỡ trục tựa; 3- trục tựa; 4- trục làm việc; 5- gối đỡ trục làm việc;
6- pittông nâng trục làm việc; 7- ống dẫn dầu nâng trục trên; 8- đường dẫn dầu nâng trục dưới;
9- đường thoát dầu hạ trục cán; 10- đối trọng; 11- đường ống từ máy bơm đến.



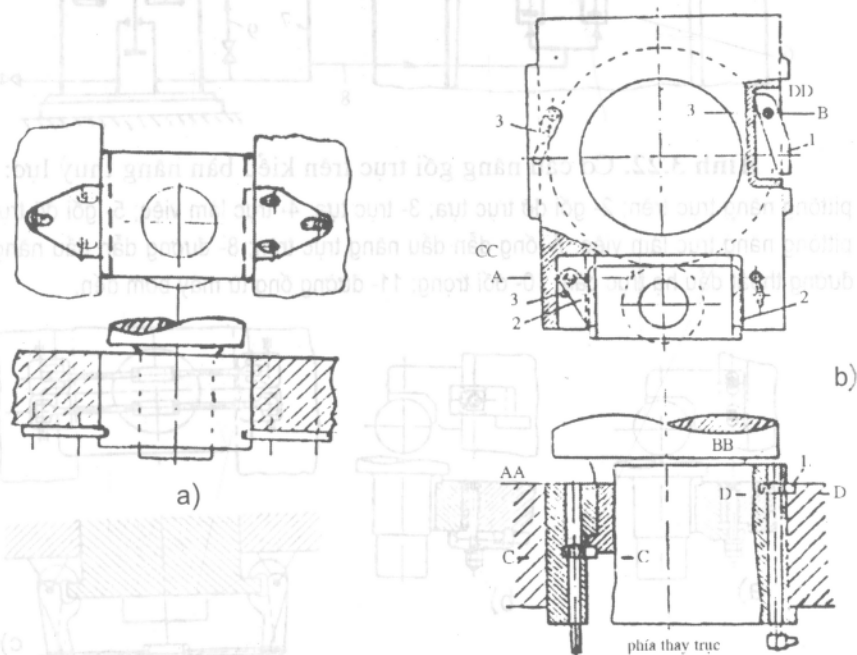
Hình 3.23. Cơ cấu điều chỉnh dọc trục cán khi trục cán ít phải nâng lên hạ xuống:

- a- kiểu vấu gắn lên đối trục, b- kiểu tấm đệm, c- kiểu hai tầng đỡ.



Hình 3.24. Cơ cấu điều chỉnh dọc trục cán khi trục cán thường xuyên phải nâng lên hạ xuống:

a- kiểu đẩy lót trục; b- kiểu 1 đòn bẩy; c- kiểu tấm kẹp đứng bulông; d- kiểu chêm; e- kiểu đòn bẩy tam giác.



Hình 3.25. Cơ cấu cố định dọc trục cán:

a- kiểu dùng tấm cái tam giác; b- kiểu dùng tấm chốt.

Ở một số giá cán, trục cán cần được cố định phương dọc trục. Lúc đó người ta thường dùng các kết cấu như trên hình 3.25, trong đó hình a dùng cho trục cán có ổ ma sát ướt của máy cán tấm, hình b, dùng cho máy cán bốn trục.

3.3.7. Một số chi tiết quan trọng của cơ cấu điều chỉnh

1. Vít ép (vít điều chỉnh hướng kính trục cán)

Vít ép là chi tiết chịu tải rất nặng, cần được tính toán hợp lý (hình 3.28).

Vít ép thường chỉ tính theo sức bền nén khi chịu lực thẳng đứng từ gối trục vào vít ép :

$$P \leq \frac{\pi d_3^2}{4} [\sigma] \quad (3-18)$$

trong đó: d_3 - đường kính của đầu vít ép;

$[\sigma]$ - giới hạn bền cho phép của vật liệu làm vít.

Vít ép thường được làm bằng vật liệu là thép hợp kim có giới hạn bền:

$\sigma_b = 600 + 700 \text{ N/mm}^2$ với độ cứng $40 + 60\text{HRC}$, và thường có hệ số an toàn $[n] = 6$, như vậy $[\sigma] = 100 + 120 \text{ N/mm}^2$.

Khi lực ép P quá lớn, có thể chế tạo vít ép bằng thép hợp kim như 40Cr, 40CrNi.

Đầu trên của vít ép có tác dụng dẫn hướng. Tiết diện của nó có thể làm thành nhiều dạng khác nhau:

- Thiết diện hình vuông: Có khả năng trượt tốt, nhưng thiết diện bị suy yếu.
- Tiết diện dạng hình then hoa: Có khả năng chịu lực lớn, độ đồng tâm cao, nhưng chế tạo tương đối phức tạp.
- Tiết diện hình tròn có rãnh: khả năng trượt kém hơn, chịu lực kém hơn nhưng dễ chế tạo.

Đường kính ngoài của vít điều chỉnh có thể lấy theo công thức kinh nghiệm:

$$d_0 = (0,55 + 0,62)d \quad (3-19)$$

trong đó: d - đường kính cổ trục cán.

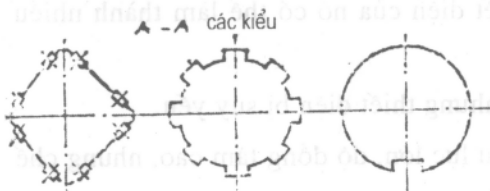
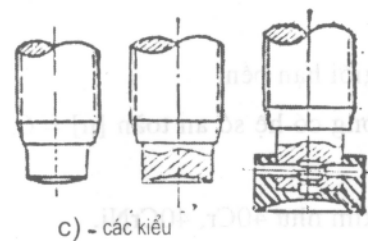
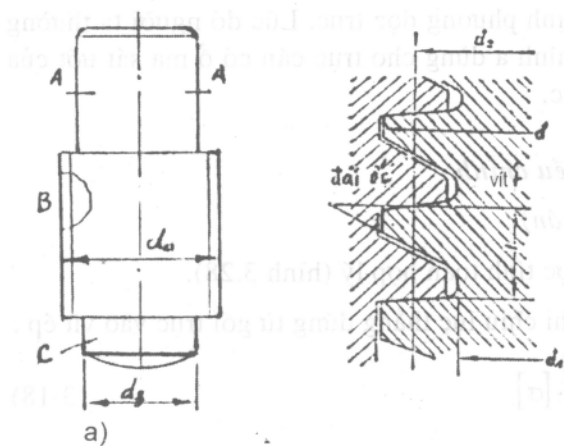
Ren của vít ép thường có dạng hình thang, một đầu mỗi, bước ren:

$$S = (0,12 + 0,16)d_0 \quad (\text{khí lượng điều chỉnh lớn}).$$

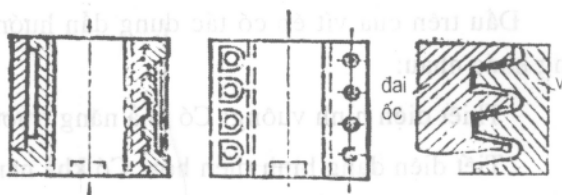
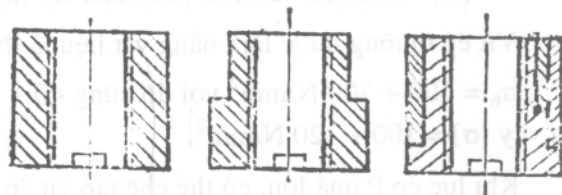
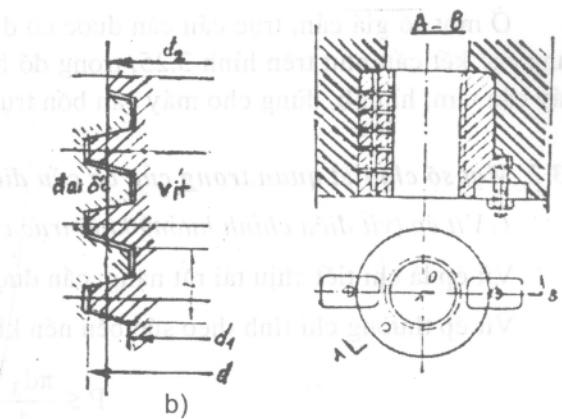
$$S = 0,017d_0 \quad (\text{khí lượng điều chỉnh nhỏ}).$$

2. Đai ốc điều chỉnh

Đai ốc điều chỉnh cũng như vít ép là chi tiết quan trọng, chịu tải lớn. Nó thường được chế tạo bằng đồng thanh hoặc đồng thau (БрА9-4, ...) Để tiết kiệm đồng, đai ốc có thể được làm thành bạc hoặc lồng ghép trong vỏ thép (hình 3.27), hoặc làm bằng gang. Khớp ren vít phải được bôi trơn tốt nên phải khoan các đường dẫn dầu mỡ trên đai ốc, ngoài ra còn phải dùng tấm kẹp cố định đai ốc với khung giá cán.



Hình 3.26. Kết cấu vít ép.



Hình 3.27. Kết cấu đai ốc.

Chiều cao đai ốc được tính theo công thức:

$$h = (1,2 \div 2)d_0$$

trong đó: d_0 - đường kính ngoài của ren.

Mômen cần thiết để quay vít ép là:

$$M = P \left[\frac{d_3}{3} f + \frac{d_{tb}}{2} \operatorname{tg}(\alpha + p) \right]$$

trong đó: P - lực gối đỡ trực cán tác dụng vào vít điều chỉnh;

d_3 - đường kính đầu chịu lực nén của vít;

f - hệ số ma sát ở đầu vít;

d_{tb} - đường kính trung bình của ren vít;

α - góc nâng của ren;

p - góc ma sát tương đương của ren, $p = 5^\circ 40'$.

Thông thường không tiến hành điều chỉnh lúc cân, và vì vậy lực tác dụng vào vít được tính theo công thức kinh nghiệm:

$$\underline{P} = (0,2 \div 0,4) G, \quad (\text{đối với vít ép điều chỉnh trục trên}).$$

$$\underline{P} = (1,2 \div 1,4) G, \quad (\text{đối với vít ép điều chỉnh trục dưới}).$$

trong đó: G - trọng lượng các chi tiết tì vào vít ép.

Đối với những giá cân điều chỉnh vít ép lúc cân thì P là lực cân lớn nhất.

3.3.8. Cơ cấu an toàn

Để phòng tránh hiện tượng quá tải hoặc thao tác không đúng quy trình kỹ thuật làm hỏng các bộ phận hoặc các chi tiết quan trọng của máy cân (như động cơ chính, khung giá cân, trục cân...), trên giá cân thường phải lắp đặt cơ cấu an toàn. Có nhiều loại cơ cấu an toàn, nhưng thông dụng hơn là kiểu cốc và kiểu chêm.

1. Cơ cấu an toàn kiểu cốc - Cốc an toàn (hình 3.29)

Cốc an toàn được đặt ngay dưới vít điều chỉnh và tiếp giáp với gối trục cân. Lực cân từ trục truyền qua ổ đỡ đến gối trục đi qua cốc an toàn đến vít ép và khung giá cân.

Cốc an toàn thường được đúc bằng gang, nếu lực cân quá lớn có thể đúc bằng thép.

Kích thước của cốc an toàn có thể lấy theo các số liệu kinh nghiệm sau:

$$h = 0,7d_0; S = 0,5d_0; d_1 = 1,2d_0; d_2 = 0,9d_0$$

trong đó d_0 - đường kính ngoài của vít điều chỉnh.

Ở tâm đáy cốc chịu ứng suất uốn:

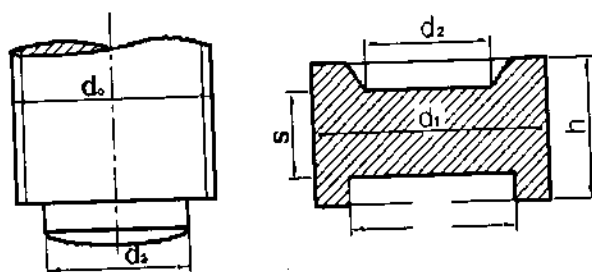
$$\sigma = 0,4 \frac{P}{S^2} \quad (3-20)$$

Ở chu vi đáy cốc chịu ứng suất cắt.

$$\tau = \frac{P}{\pi d_3 S} \quad (3-21)$$

trong đó: P - lực tác dụng lên cổ trục cân;

S, d_3 - xem hình 3.28.



Hình 3.28. Cốc an toàn và kích thước liên quan.

2. Cơ cấu an toàn kiểu chêm

Cơ cấu này cũng có rất nhiều kết cấu cụ thể khác nhau; ở đây chỉ giới thiệu kiểu cắt bulông (hình 3.29).

Đường kính thiết diện bị cắt thường lấy bằng 0,8 đường kính bulông. Để thiết kế bulông chịu cắt ta phải xác định được lực T do bulông tác dụng vào máng chêm (theo điều kiện cân bằng lực trên hình 3.29).

$$\frac{P}{2} - N \cos \alpha - N f \sin \alpha = 0 \quad (3-22)$$

$$T + fN \cos \alpha - N \sin \alpha + \frac{P}{2} f = 0 \quad (3-23)$$

trong đó: α - góc nghiêng của chêm, f là hệ số ma sát trượt của chêm.

Từ đó ta có:

$$N = \frac{P}{2(\cos \alpha + f \sin \alpha)}$$

$$T - \frac{P}{2} \left(\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \alpha + \sin \alpha} \right) + \frac{P}{2} f = 0$$

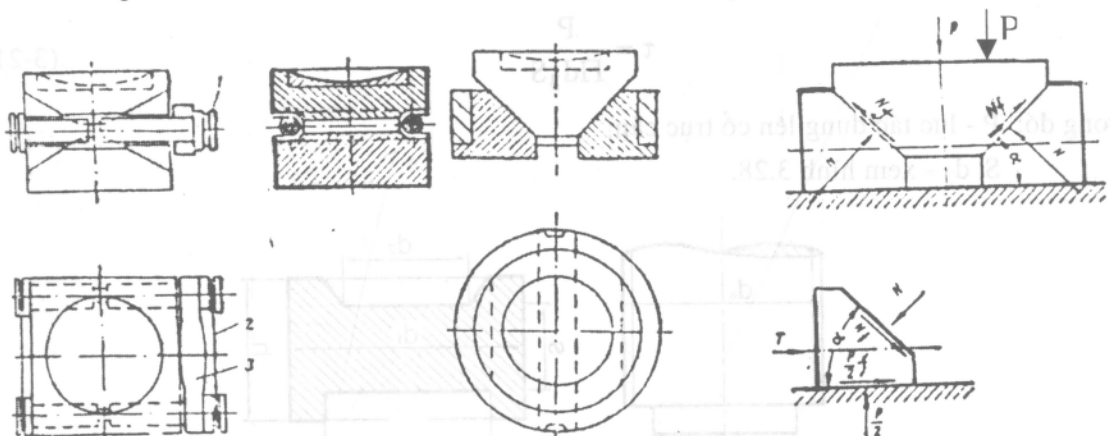
$$T = \frac{P}{2} \left(\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \alpha + \sin \alpha} - f \right)$$

$$T = \frac{P}{2} \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha - f}{1 + f \operatorname{tg} \alpha} - f \right)$$

Vì $f = \operatorname{tg} \rho$ (ρ là góc ma sát), sau khi biến đổi ta có:

$$T = \frac{P}{2} [\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f] \quad (3-24)$$

Trong khi thiết kế thường lấy góc $\alpha = 30^\circ \div 45^\circ$.



Hình 3.29. Một kiểu cơ cấu an toàn:

1- bulông chịu cắt, 2- mã chêm, 3- thanh dằng.

Vì độ chính xác và mức tin cậy của cơ cấu an toàn phụ thuộc vào nhiều yếu tố (không những mức chính xác khi định lực và ứng suất mà còn phụ thuộc nhiều vào vật liệu chế tạo không đồng đều của cốc an toàn hay bulông chịu tải) nên phải thiết kế và chế tạo phù hợp mới phát huy đúng chức năng của nó, ngược lại thì đây là điểm nút rắc rối trong sản xuất.

3.4. Bộ phận dẫn hướng, bộ phận giữ lực căng và cơ cấu thay trục cán

3.4.1. Bộ phận dẫn hướng

Bộ phận dẫn hướng là cơ cấu hoặc cụm chi tiết lắp trên giá cán để hướng vật cán đi vào hoặc đi ra khỏi lỗ hình trục cán theo yêu cầu công nghệ. Đối với những giá cán quay đảo chiều (như máy cán khai phôi) thông thường không có bộ phận dẫn hướng, hoặc nếu có chỉ đặt xà đỡ ở phía trục dưới (hình 3.31).

Đối với những giá cán thép tấm mỏng và trung bình thì bộ phận dẫn hướng là những thước đặt dọc theo hướng cán ở hai bên sườn phôi cán.

Để tránh vật cán cuốn vào trục cán (đặc biệt đối với trục trên) thường phải dùng phương pháp cán ép xuống (đường kính trục trên lớn hơn chút ít so với đường kính trục dưới). Lực tác dụng vào bộ phận dẫn ra được sơ đồ hoá như trên hình 3.33. Tuy vậy để đảm bảo an toàn, ở một số giá cán phải bố trí tấm chắn chống bám trục như trên hình 3.35d.

Bộ phận dẫn hướng thường đặt lên một xà ngang; xà ngang này được ghép chặt lên thân giá cán trên các rãnh dọc theo chiều cao khung.

Bộ phận dẫn hướng cần được lắp ghép cứng vững và chắc chắn vào giá cán để dẫn đúng hướng và tránh tai nạn có thể xảy ra khi các chi tiết của nó bị lỏng ra và rơi vào trục cán đang quay, mặt khác phải dễ thay đổi để lắp ráp khi cán những sản phẩm khác nhau.

Trên hình 3.34 là một số kết cấu cố định xà ngang để lắp bộ phận dẫn hướng.

Trên hình 3.35 là một số kết cấu của bộ phận dẫn hướng vào và dẫn hướng ra lắp trên xà ngang.

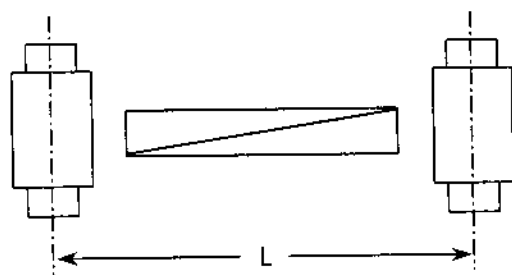
Ở những giá cán thép hình cỡ nhỏ hoặc thép dày, bộ phận dẫn ra của giá cán đứng trước và bộ phận dẫn vào của giá cán đứng sau thường được làm thành một khối. Nó có nhiệm vụ trở lật phôi cán theo một góc độ nào đó và hướng phôi cán đi đúng vào lỗ hình và vì thế nó thường được làm thành hình xoắn vít có tiết diện giống như vật cán. Bước xoắn t phụ thuộc vào góc lật phôi β , khoảng cách chính giữa hai giá cán L (hình 3.30):

$$t = \frac{2\pi}{\beta} L$$

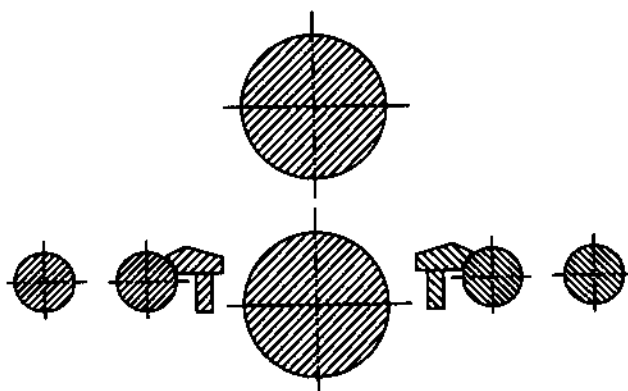
Một điều cần chú ý là trong trường hợp này năng lượng xoắn phôi cán phải được tính vào công suất động cơ chính.

Ở những máy cán hình cỡ nhỏ, sản lượng thấp nhiều giá xếp hàng ngang hoặc trên một giá cán nhiều bước thì việc dẫn vật cán ra khỏi lỗ hình này đi vào lỗ hình kia được thực

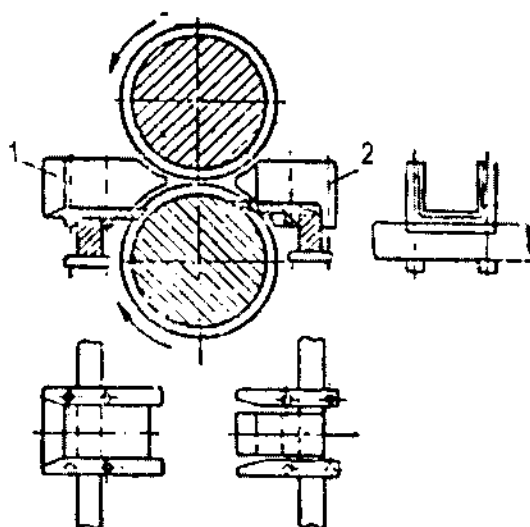
hiện bằng bộ phận dẫn phôi cán đi vòng hoặc đảo đầu kết hợp với xoắn lật vật cán (hình 3.36).



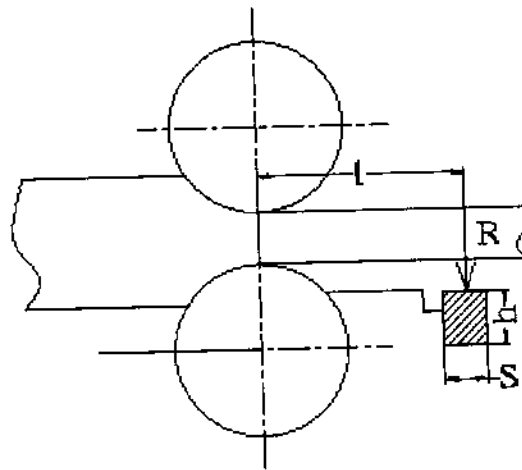
Hình 3.30. Bộ phận dẫn hướng kết hợp với trở lật vật cán.



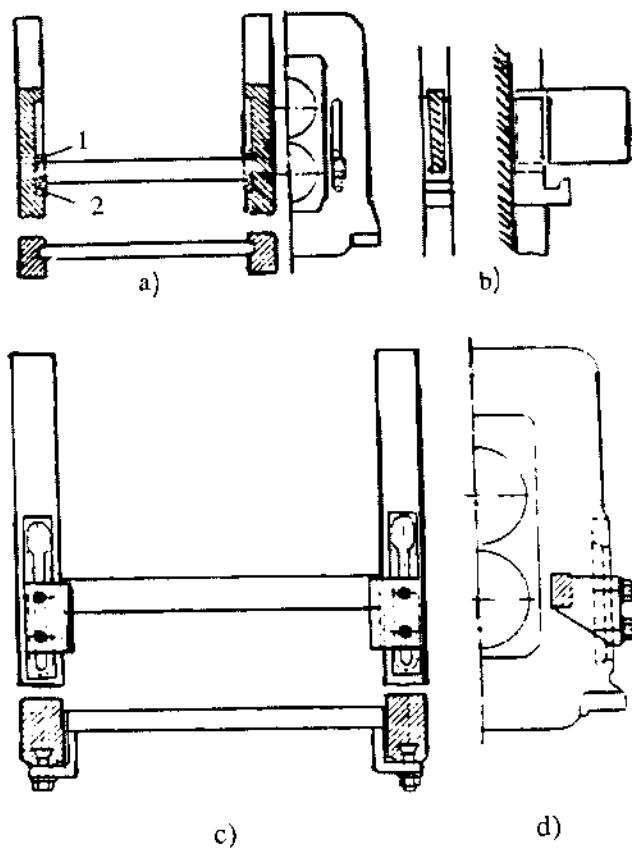
Hình 3.31. Bộ phận dẫn hướng máy cán đảo chiều.



Hình 3.32. Bộ phận dẫn hướng thép hình:
1- máng dẫn vào; 2- máng dẫn ra.

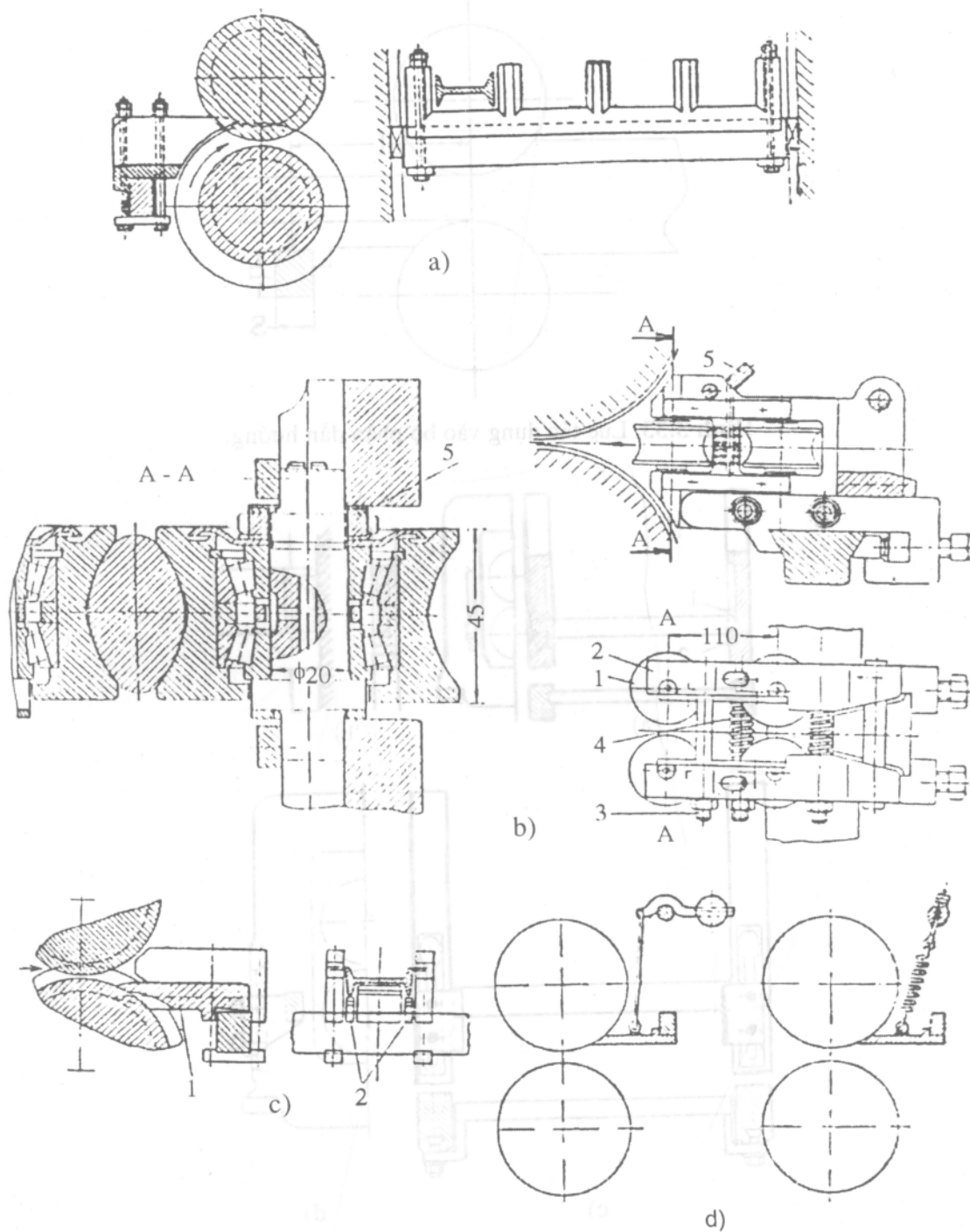


Hình 3.33. Lực tác dụng vào bộ phận dẫn hướng.



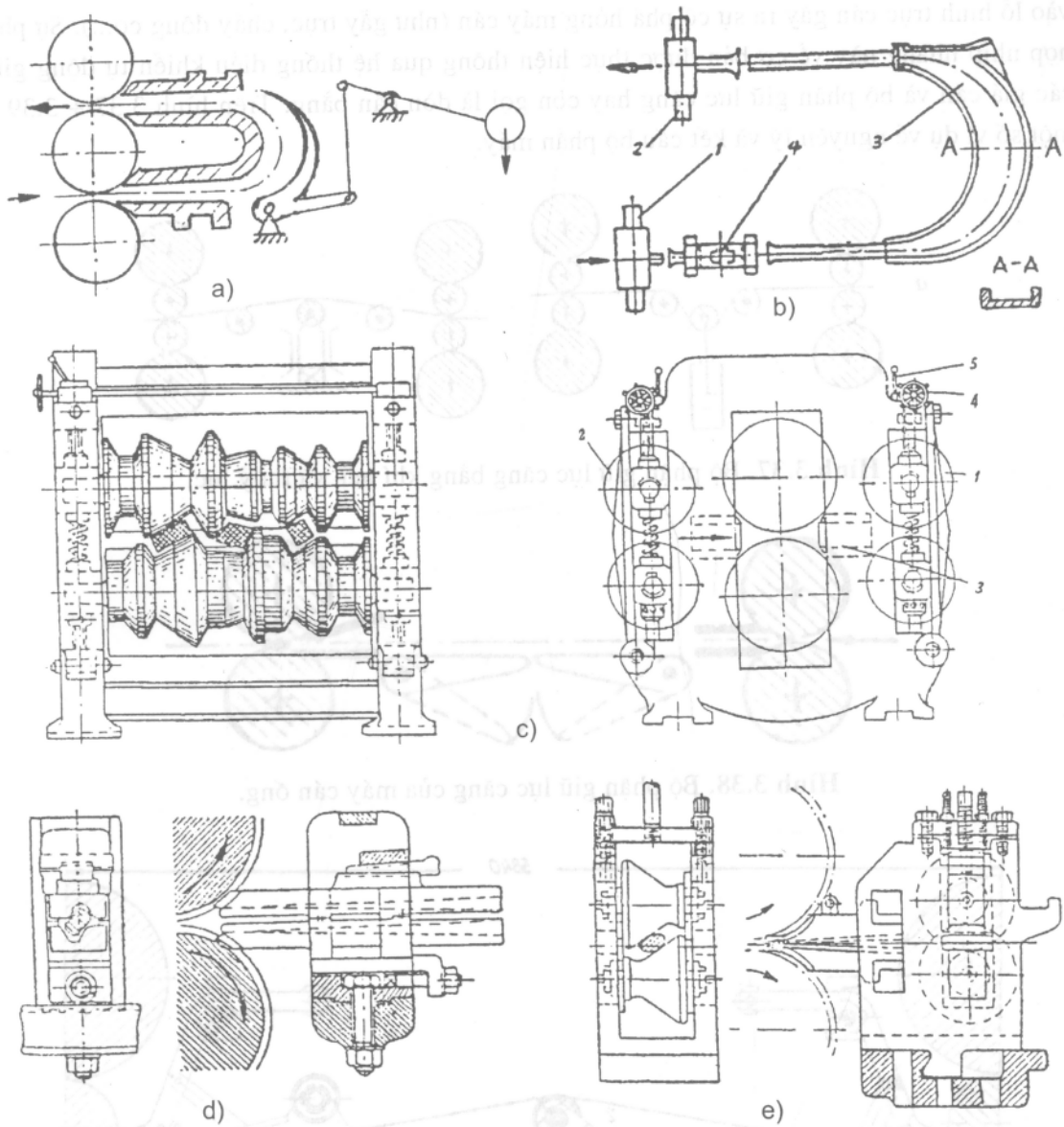
Hình 3.34. Một số kết cấu cố định dầm ngang lắp bộ phận dẫn hướng:

- a- dùng chêm ngang; b- dùng chêm chữ V;
- c- dùng chêm và đệm gỗ; d- dùng bulông.



Hình 3.35. Một số kết cấu lắp bộ phận dẫn vào và dẫn ra trên xà ngang:

- a- bộ phận dẫn vào dùng cho cả hệ lỗ hình;
- b- bộ phận dẫn vào kiểu con lăn;
- c- bộ phận dẫn ra trên máy cân ray;
- d- bộ phận tấm chắn chống quần trực trên.



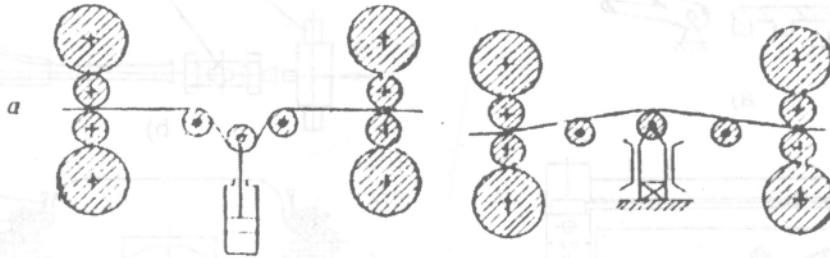
Hình 3.36. Một số kết cấu cơ cấu dẫn và quay lật vật cán ở máy cán thép hình cỡ nhỏ:

a- máng vòng dùng cho máy cán 3 trục; b- máng vòng dùng cho máy cán xếp hàng ngang; c, d, e- Bộ phận dẫn hướng dùng con lăn kết hợp quay lật vật cán.

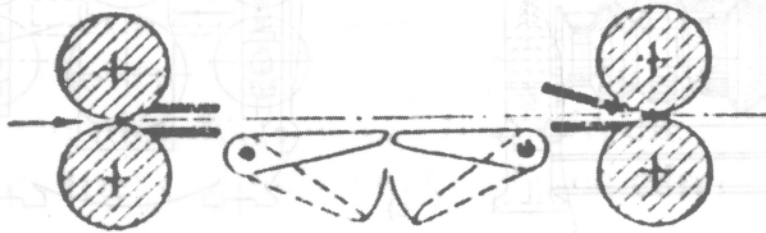
3.4.2. Bộ phận dẫn căng - đòn cân bằng

Ở những máy cán liên tục (như máy cán tấm, máy cán ống, máy cán hình cỡ nhỏ), vật cán khi đi vào giá cán sau với tốc độ bằng hoặc nhỏ hơn chút ít so với tốc độ cán khi ra khỏi giá cán đứng trước. Nghĩa là giữa hai giá cán liên nhau vật cán phải để lại một “lượng dự trữ điều chỉnh” với sức căng cần thiết tránh cho vật cán khỏi bị chập lại ba tầng rồi mới chui

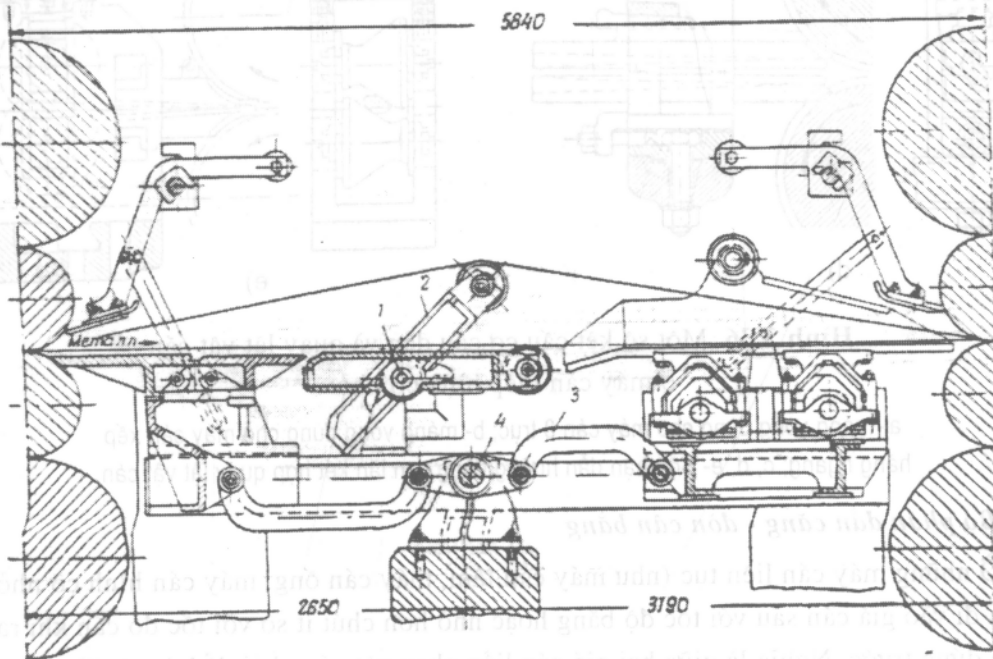
vào lỗ hình trục cán gây ra sự cố phá hỏng máy cán (như gãy trục, cháy động cơ...). Sự phối hợp nhịp nhàng này về cơ bản được thực hiện thông qua hệ thống điều khiển tự động giữa các giá cán và bộ phận giữ lực căng hay còn gọi là đòn cân bằng. Trên hình 3.37 ÷ 3.39 là một số ví dụ về nguyên lý và kết cấu bộ phận máy.



Hình 3.37. Bộ phận giữ lực căng bằng khí nén và thủy lực.



Hình 3.38. Bộ phận giữ lực căng của máy cán ống.



Hình 3.39. Bộ phận giữ lực căng ở máy cán tám bốn trục 1700.

3.4.3. Cơ cấu thay trục cán

Trục cán cần được thay trong những trường hợp sau:

- a. Cổ trục cán bị mòn, bạc lót của gối đỡ trục bị mòn, bản thân phần làm việc của trục cán bị mòn.
- b. Các lỗ hình bị hỏng.
- c. Độ bóng của thân trục không đảm bảo chất lượng sản phẩm.
- d. Độ cứng vững không đạt yêu cầu dung sai cho phép.

Nếu rút ngắn được thời gian thay trục cán sẽ góp phần nâng cao năng suất, sản lượng của máy cán.

1- Đối với những máy cán cỡ nhỏ thường không thay trục cán mà thay cả giá cán đã lắp sẵn trục.

2- Đối với những giá cán khung hở thì thay trục cán bằng cách tháo nắp trên của khung rồi lấy trục cán ra và thay vào đó trục cán mới. Công việc này được tiến hành bằng cầu trục thông thường.

3- Đối với những giá cán khung kín thường thay trục theo ba cách:

- Dùng trục nối kết hợp với cầu trục hai móc (hình 3.40). Móc chính của cầu trục đưa trục nối lắp vào trục cán mới rồi dùng cả móc chính và móc phụ nâng toàn bộ trục nối và trục cán mới đến lắp vào trục cán cũ, sau đó rút trục cán ra khỏi khung và xoay đi 180° đưa trục cán mới vào vị trí trục cán cũ, rồi dùng cả móc chính và móc phụ đưa trục cán cũ và trục nối về kho.

Cách này có ưu điểm là chiều cao nhà xưởng không cần lớn lắm, nhưng nhược điểm là đòi hỏi nhà xưởng có chiều rộng rất lớn.

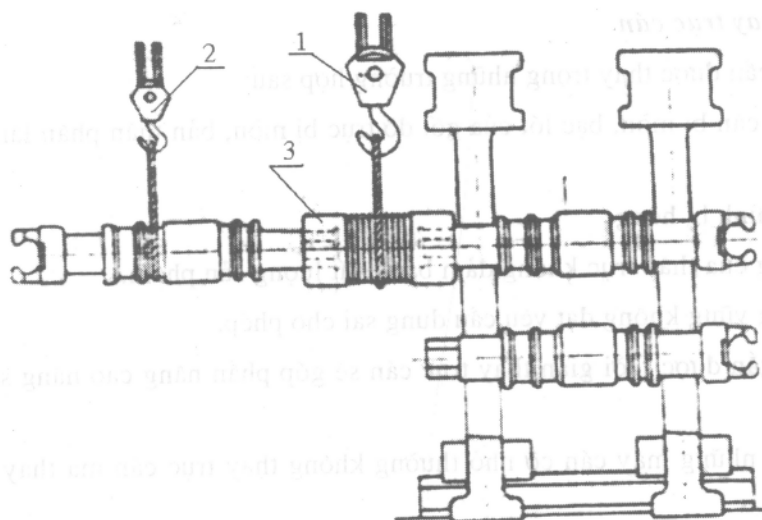
- Dùng xà chữ C phối hợp với cầu trục hai móc (hình 3.41): Lấy móc phụ lắp đầu chữ C vào trục cán, sau đó dùng móc chính kéo trục cán cũ ra. Phải chú ý rằng khi xà cong đứng riêng một mình thì trọng tâm của nó phải ở ngay dưới đường kéo dài của vị trí móc phụ sao cho lỗ của đầu xà cong có thể ăn khớp với đầu trục cán, còn sau khi xà cong đã ăn khớp với đầu trục cán thì vị trí đường tâm của xà và trục cán phải nằm dưới vị trí của móc chính.

Khi lắp trục cán mới vào giá cán thì quá trình diễn ra ngược lại.

Cách thay trục này có ưu điểm là thu hẹp chiều rộng nhà xưởng, nhưng có nhược điểm là đòi hỏi chiều cao nhà xưởng phải lớn.

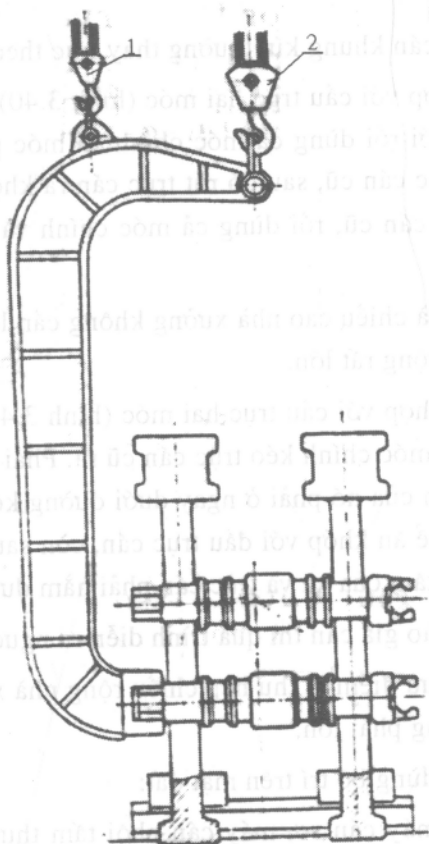
- Dùng cơ cấu chuyên dùng bố trí trên mặt đất:

Ở những phân xưởng máy cán sơ, máy cán phối tám thường dùng những cơ cấu đặc biệt bằng hệ thống bánh răng thanh răng hoặc cơ cấu xích để thay đồng thời cả hai trục kèm theo gối trục (hình 3.42).



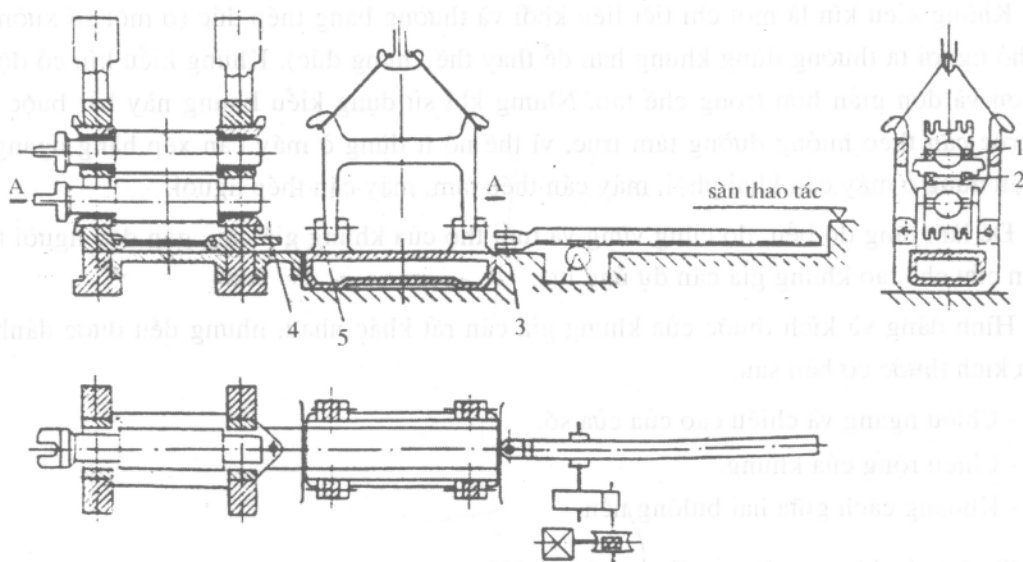
Hình 3.40. Thay trục cân bằng cầu trục hai móc và trục nối:

1- móc chính; 2- móc phụ; 3- ống nối.



Hình 3.41. Thay trục cân bằng cầu trục hai móc và dầm chữ C:

1- móc chính; 2- móc phụ.



Hình 3.42. Dùng cơ cấu truyền động thay trực cán.

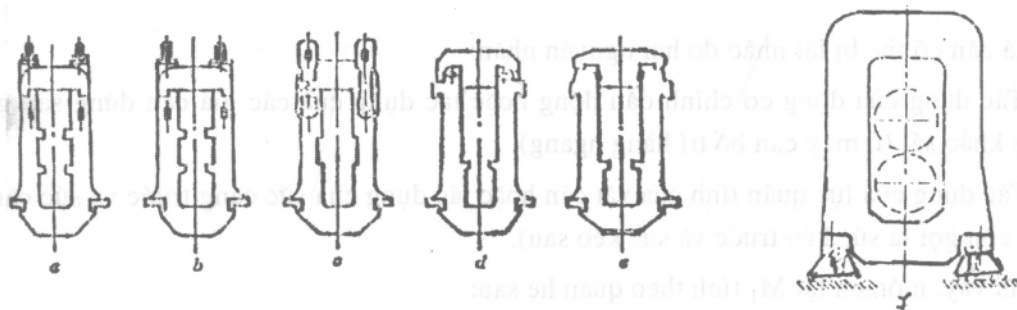
3.5. Thân giá cán và cách lắp đặt lên bộ máy

Thân giá cán là bộ phận chủ yếu, quan trọng và đắt tiền nhất của giá cán. Thân giá cán gồm hai khung có hình dạng giống nhau như khung cửa.

3.5.1. Các loại khung giá cán

Theo hình dạng, khung giá cán được chia thành: kiểu kín và kiểu hở.

Khung kiểu hở gồm một khung hình chữ U và một nắp ghép lên trên. Việc lắp ghép nắp vào khung chữ U có thể bằng bulông (hình 3.43a) hoặc cũng có thể lắp bằng chêm (hình 3.43b, c, d, e). Phương pháp lắp bằng chêm như hình 3.43e đạt độ cứng vững tốt hơn so với khi lắp bằng bulông và thường được dùng ở những giá cán hình cỡ lớn. Khung giá cán kiểu hở cho phép thay trực cán theo phương thẳng đứng, rất phù hợp với máy cán bố trí hàng ngang.



Hình 3.43. Các kiểu khung giá cán:

1- khung giá cán kiểu hở: a- dùng bulông; b- dùng chêm chốt đứng; c- dùng chêm quai đứng; d- dùng chêm chốt ngang; e- dùng chêm nách nghiêng (khung nửa kín); 2- khung kiểu kín (hình f).

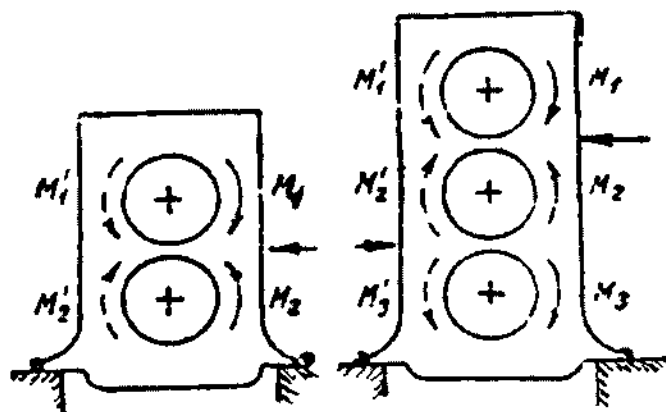
Khung kiểu kín là một chi tiết liền khối và thường bằng thép đúc (ở một số xưởng cơ khí nhỏ người ta thường dùng khung hàn để thay thế khung đúc). Khung kiểu kín có độ bền cao hơn và đơn giản hơn trong chế tạo. Nhưng khi sử dụng kiểu khung này bắt buộc phải thay trục cán theo hướng đường tâm trục, vì thế nó ít dùng ở máy cán xếp hàng ngang mà chủ yếu dùng ở máy cán khai phôi, máy cán thép tấm, máy cán thép nguội.

Để làm tăng độ bền, độ cứng vững và tuổi thọ của khung giá cán, gần đây người ta đã nghiên cứu chế tạo khung giá cán dự ứng lực.

Hình dáng và kích thước của khung giá cán rất khác nhau, nhưng đều được đánh giá bởi ba kích thước cơ bản sau:

- Chiều ngang và chiều cao của cửa sổ.
- Chiều rộng của khung.
- Khoảng cách giữa hai bulông nền.

3.5.2. Tính toán khung giá cán theo mômen lật



Hình 3.44. Phân tích nguyên nhân lật giá cán
(mũi tên thẳng chỉ phương vận tốc vật cán):
a- ở giá cán hai trục; b- ở giá cán ba trục.

Giá cán có thể bị lật nhào do hai nguyên nhân:

- Tác dụng của động cơ chính dẫn động hoặc tác dụng của các giá cán đứng sau giá cán đang khảo sát (ở máy cán bố trí hàng ngang).
- Tác dụng của lực quán tính của vật cán hoặc tác dụng của sức căng trước và sức căng sau (hay còn gọi là sức kéo trước và sức kéo sau).

Như vậy, mômen lật M_I tính theo quan hệ sau:

$$M_I = M_I + M_{II} \quad (3-25)$$

trong đó: M_I - mômen do nguyên nhân thứ nhất gây ra;

M_{II} - mômen do nguyên nhân thứ hai gây ra.

1. Tính mômen M_1 với giá cán hai trục

Ký hiệu mômen tác dụng lên giá cán từ phía dẫn động là M_1 và M_2 , còn từ phía giá cán đứng sau giá cán đang khảo sát là M_1' và M_2' , lấy chiều kim đồng hồ làm chiều dương thì:

$$M_1 = M_1 - M_2 - M_1' + M_2' \quad (3-26)$$

Mômen dẫn động hai trục cán là:

$$M_{dd} = M_1 + M_2 \quad (3-27)$$

Nếu chỉ cán trên một giá thì:

$$M_1 = M_1 - M_2 \quad (3-28)$$

Thông thường ở giá cán hai trục, đường kính trục trên và trục dưới bằng nhau và đều được dẫn động, với quan hệ:

$$M_1 = M_2, \text{ do đó } M_1 = 0 \quad (3-29)$$

Nghĩa là lúc đó nguyên nhân thứ nhất không gây mômen lật. Nhưng nếu một trong hai trục không được truyền động trực tiếp (chẳng hạn khi gãy một trong hai trục truyền động) thì mômen lật do nguyên nhân thứ nhất gây ra sẽ có giá trị số cực đại:

$$M_{1max} = M_{dd} = M_1 + M_2 \quad (3-30)$$

2. Tính mômen M_1 với giá cán ba trục

Với cách kí hiệu như trên, ta có quan hệ:

$$M_1 = M_1 - M_2 - M_1' + M_2' + M_3 - M_3' \quad (3-31)$$

Nếu chỉ cán trên một giá thì:

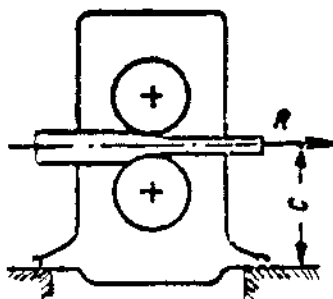
$$M_1 = M_1 - M_2 + M_3$$

M_1 có giá trị lớn nhất khi trục giữa không được truyền động.

$$\text{Lúc đó: } M_{1max} = M_{dd} \quad (3-32)$$

Như vậy, trên quan điểm xem xét trị số M_{1max} thì mômen lật do nguyên nhân thứ nhất ở giá cán hai trục và giá cán 3 trục là như nhau.

3. Mômen M_{II} do tác dụng của lực dọc vật cán gây ra



Hình 3. 45. Tính toán mômen lật do lực dọc vật cán gây ra.

Từ trên hình 3.45 ta có: $M_{II} = RC$ (3-33)

trong đó: R - lực tác dụng dọc vật cán;

C - khoảng cách từ đường tâm vật cán đến chân đế giá cán.

R có thể là lực căng trước hoặc lực căng sau hoặc hiệu số của hai lực đó:

$$R = ma$$
 (3-34)

với: m - khối lượng vật cán;

a - gia tốc (hoặc giảm tốc) vật cán.

Thông thường giá trị cực đại của lực dọc vật cán được tính theo công thức kinh nghiệm:

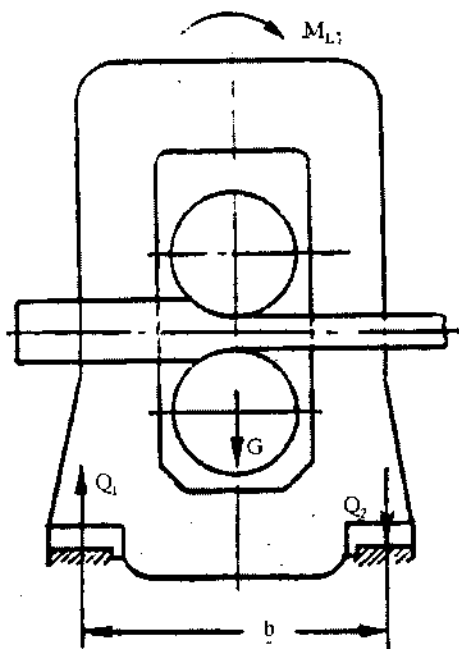
$$R_{\max} = \frac{2M_{dd}}{D}$$
 (3-35)

D - Đường kính trục cán, nghĩa là:

$$M_{\max} = \frac{2M_{dd}}{D} C$$
 (3-36)

Tóm lại từ cả hai nguyên nhân, mômen lật lớn nhất được tính theo công thức:

$$M_{\max} = \frac{2M_{dd}}{D} C + M_{dd}$$
 (3-37)



Hình 3.46. Lực tác dụng lên chân đế giá cán.

Mômen lật gây ra tại chân đế hai lực Q_1 và Q_2 . Lực Q_1 có xu hướng tách thân giá cán khỏi điểm tựa.

$$Q_1 = \frac{M_{l\max}}{b} - \frac{G}{2} \quad (3-38)$$

(G - trọng lượng giá cán)

Lực Q_2 có tác dụng ép thân giá cán vào móng.

Lẽ dĩ nhiên, khi tính bulông để ghép khung giá cán lên chân đế thì tính theo Q_1 . Mỗi khung giá cán ghép lên chân đế bằng hai bulông, cả hai khung là bốn bulông. Bulông phải tính theo lực kéo lớn hơn là $20 + 40\% Q_1$, nghĩa là:

$$Q_b = (1,2 + 1,4) \frac{Q_1}{4} \quad (3-39)$$

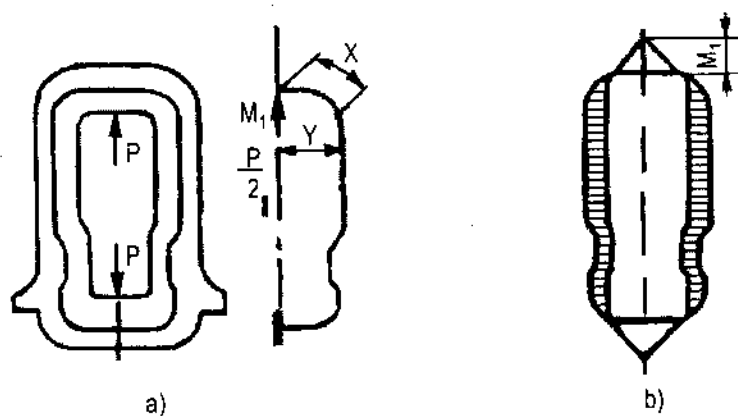
3.5.3. Tính độ bền khung giá cán kiểu kín theo lực thẳng đứng

Khung giá cán thực tế khá phức tạp, khó có thể tính toán chính xác được. Sau đây xin giới thiệu một số phương pháp tính gần đúng độ bền khung giá cán.

Muốn tính được khung giá cán ta phải xác định được nội lực của khung và ứng suất trên từng tiết diện của nó.

Giả thiết khung có tiết diện đối xứng qua đường tâm thẳng đứng, theo đó hai lực P qua cổ trục, ổ đỡ, vít điều chỉnh truyền đến cho khung, không tính tới lực tác dụng ngang lên cột đứng do lực căng và lực quán tính gây ra (vì nó nhỏ hơn nhiều so với lực thẳng đứng).

1. Biểu đồ nội lực



Hình 3.47. Giản đồ tính toán khung giá cán kiểu kín theo lực thẳng đứng.

Khung giá cán kiểu kín thường quy về khung siêu tĩnh bậc ba. Khung này là quỹ tích các điểm trung hoà của các tiết diện khung giá cán (hình 3.47b). Bởi vì khung giá cán đối xứng, ngoại lực nằm trên đường tâm và thực tế mômen quán tính tiết diện ở dầm ngang trên và dưới xấp xỉ nhau, nếu cắt khung theo thiết diện I-I thì:

$$N_1 = N_2 = 0$$

$$Q_1 = Q_2 = P/2$$

Còn lại $M_1 = M_2$ bằng bao nhiêu chưa biết.

Như vậy vấn đề từ chỗ siêu tĩnh bậc ba rút xuống siêu tĩnh bậc một. Mặt khác do điều kiện biến dạng điều hoà, điểm chính giữa của khung có góc xoay là θ .

$$\theta_z = \int \frac{M_x}{EJ_x} \frac{\partial M_x}{\partial M_1} dx = 0 \quad (3-40)$$

trong đó: θ_z - góc xoay tại tiết diện I-I;

x - chiều dài khung tính từ tiết diện I-I đến tiết diện khảo sát;

E - môđun đàn hồi của vật liệu làm khung;

M_x - mômen nội lực ở tiết diện x ;

J_x - mômen quán tính ở tiết diện x .

Nếu xem mômen M_x gây ra ứng suất kéo ở phía trong khung là dương thì:

$$M_x = \frac{P}{2}y - M_1 \quad (3-41)$$

trong đó: y - cánh tay đòn của lực $P/2$ đối với tiết diện x .

Như vậy ở mọi tiết diện đều có:

$$\frac{\partial M_x}{\partial M_1} = -1 \quad (3-42)$$

Thay (3-41) và (3-42) vào (3-40) ta có :

$$\int \left(\frac{P}{2}y - M_1 \right) \frac{dx}{J_x} = 0 \quad (3-43)$$

Do đó:

$$M_1 = \frac{P}{2} \frac{\int y \frac{dx}{J_x}}{\int \frac{dx}{J_x}} \quad (3-44)$$

Những khung giá cán thường gặp, nếu không yêu cầu thật khắt khe, trong tính toán có thể quy về khung hình chữ nhật (hình 3.48). Ở đây $y = f(x)$ là hàm số đơn giản.

Đối với dầm trên và dưới $y = x$.

Đối với cột đứng: $y = \frac{l_1}{2}$

Do đó:

$$M_1 = \frac{P}{2} \frac{\int y \frac{dx}{J_x}}{\int \frac{dx}{J_x}}$$

$$M_1 = \frac{P}{2} \frac{\frac{1}{J_1} \int_0^{\frac{l_1}{2}} x dx + \frac{1}{J_2} \int_0^{l_2} \frac{l_1}{2} dx + \frac{1}{J_3} \int_0^{\frac{l_1}{2}} x dx}{\frac{1}{J_1} \int_0^{\frac{l_1}{2}} dx + \frac{1}{J_2} \int_0^{l_2} dx + \frac{1}{J_3} \int_0^{\frac{l_1}{2}} dx}$$

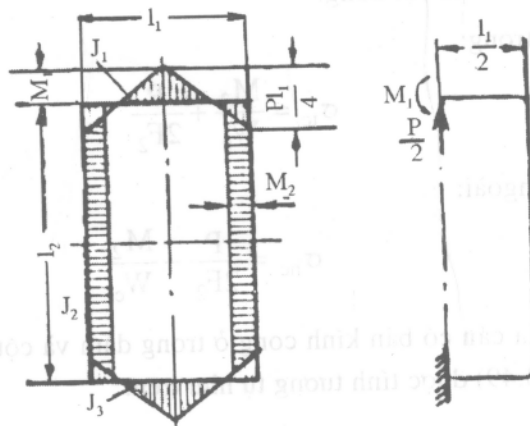
trong đó: l_1, l_2 - chiều dài đường tâm dầm và cột đứng;

J_1, J_2, J_3 - mômen quán tính tiết diện dầm trên, cột đứng và dầm ngang.

Giải ra ta được:

$$M_1 = \frac{p l_1}{4} \cdot \frac{\frac{l_1}{4 J_1} + \frac{l_2}{J_2} + \frac{l_1}{4 J_3}}{\frac{l_1}{2 J_1} + \frac{l_2}{J_2} + \frac{l_1}{2 J_3}} \quad (3-45)$$

Dựa vào phương trình (3-42) ta vẽ được biểu đồ nội lực (hình 3.48).



Hình 3.48. Biểu đồ tính mômen nội lực khung hình chữ nhật.

Mômen nội lực trong cột đứng là:

$$M_2 = \frac{p l_1}{4} - M_1 \quad (3-46)$$

Nếu mômen quán tính dầm trên và dầm dưới bằng nhau ($J_1 = J_3$) thì:

$$M_1 = \frac{p l_1}{4} \frac{\frac{l_1}{2 J_1} + \frac{l_2}{J_2}}{\frac{l_1}{J_1} + \frac{l_2}{J_2}} \quad (3-47)$$

$$M_2 = \frac{p l_1}{8} \frac{l}{1 + \frac{l_2 J_1}{J_2 l_1}} \quad (3-48)$$

Từ những hệ thức trên ta thấy nếu tăng J_1 và giảm J_2 thì có thể giảm phần nào nội lực trong cột đứng. Chính vì lý do ấy mà ở giá cán bốn trục, để giảm trọng lượng của khung, người ta tăng tiết diện của dầm ngang nhưng giảm tiết diện của cột đứng.

2. Ứng suất

a. Tại tiết diện chính giữa của dầm ngang:

- Ở mặt trong:

$$\sigma_{td} = -\frac{M_1}{W_1} \quad (3-49)$$

- Ở mặt ngoài:

$$\sigma_{nd} = \frac{M_1}{W_1} \quad (3-50)$$

b. Tại tiết diện của cột đứng:

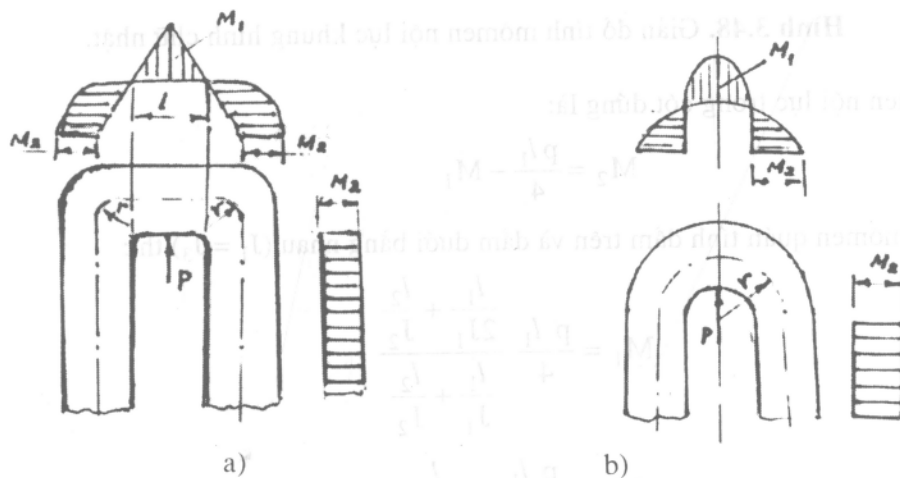
- Ở mặt trong:

$$\sigma_{tc} = \frac{M_2}{W_c} + \frac{P}{2F_2} \quad (3-51)$$

- Ở mặt ngoài:

$$\sigma_{nc} = \frac{P}{2F_2} - \frac{M_2}{W_c} \quad (3-52)$$

Đối với khung giá cán có bán kính cong ở trong dầm và cột đứng của giàn đồ mômen nội lực (như trên hình 3.49) được tính tương tự như trên.



Hình 3.49. Giản đồ mômen nội lực khung kín có góc lượn.

$$M_2 = P \frac{\frac{l_1^2}{8J_1} + \frac{r^2}{J_3} \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) + l_1 \frac{\pi}{2J_1}}{\frac{l_1}{J_1} + \frac{l_2}{J_2} + \frac{\pi r}{J_3}} \quad (3-53)$$

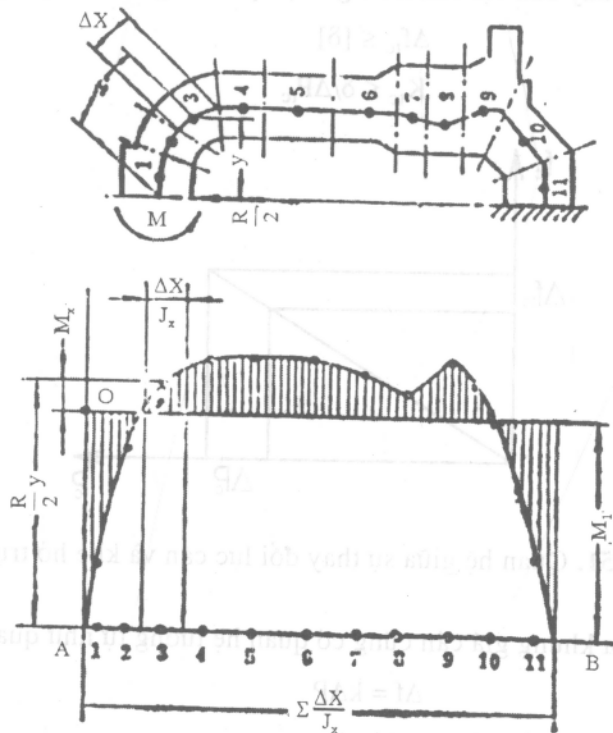
Riêng đối với khung ở hình 3.49b thì:

$$M_2 = Pr \frac{\left(\frac{\pi}{2} - 1 \right)}{\pi + \frac{l_2}{r} \frac{J_3}{J_2}} \quad (3-54)$$

Đối với những khung giá cán có hình dáng phức tạp thì tìm mômen nội lực theo phương pháp phân đoạn tiệm cận (hình 3.50).

$$M_i = \frac{\sum \frac{P}{2} y \frac{\Delta x}{J_x}}{\sum \frac{\Delta x}{J_x}} \quad (3-55)$$

Trong đó y là cánh tay đòn của lực $P/2$ đến trung điểm của đoạn Δx .



Hình 3.50. Phương pháp phân đoạn tính mômen nội lực khung giá cán.

Theo trục hoành đặt những chiều dài có trị số là $\Delta x / J_x$ nối tiếp nhau.

Theo trục tung ứng với mỗi đoạn chia ở trục hoành đặt chiều dài $P_y/2$. Nối các điểm nhận được lại với nhau ta sẽ có một đường cong. Tung độ trung bình của đường cong sẽ là M_I .

3.5.4. Tính toán biến dạng khung giá cán kiểu kín

Khung giá của máy cán tấm, máy cán nguội đòi hỏi độ cứng rất cao. Nhưng lý thuyết tính toán độ cứng cho khung giá vẫn còn chưa đầy đủ. Sau đây chỉ giới thiệu trong phạm vi phân tích định tính.

Độ cứng cần thiết của giá cán được xác định bởi dung sai chiều dày của sản phẩm, và mức độ thay đổi lực cán (do cơ tính của kim loại, chiều dày ban đầu và các tính năng khác của nó thay đổi).

Do sự thay đổi áp lực cán ΔP_{tc} , giá trị thay đổi tương ứng của khe hở giữa các trục cán là Δf_{tc} là:

$$\Delta f_{tc} = \Delta P_{tc} \cdot K_{tc} \quad (3-56)$$

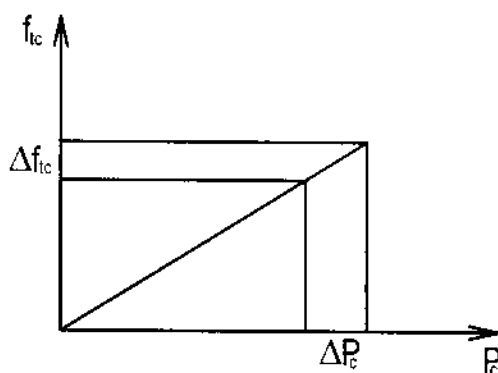
trong đó K_{tc} - hệ số độ cứng của giá cán.

Muốn cho chiều dày của vật cán không vượt quá dung sai cho phép $[\delta]$ cần phải có:

$$\Delta f_{tc} \leq [\delta] \quad (3-57)$$

Từ đó:

$$K_{tc} \leq \delta / \Delta P_{tc} \quad (3-58)$$



Hình 3.51. Quan hệ giữa sự thay đổi lực cán và khe hở trục cán.

Sự biến dạng của khung giá cán cũng có quan hệ tương tự như quan hệ (3-56)

$$\Delta f = k \Delta P \quad (3-59)$$

trong đó: k - hệ số độ cứng của khung giá cán;

ΔP - lượng thay đổi của lực tác dụng vào vít điều chỉnh.

Trong các chi tiết chủ yếu của giá cán, khung giá có độ cứng lớn nhất (ví dụ, theo số liệu nghiên cứu ở máy cán nguội bốn trục trị số biến dạng lượng thẳng đứng của khung so với lượng biến dạng tổng cộng chỉ chiếm 10 + 12%, còn lượng biến dạng ở trục tựa và cổ trục chiếm tới 50%).

Do đó, nếu biết được tỷ số giữa lượng biến dạng của khung so với lượng biến dạng toàn bộ ($\Delta f/\Delta f_{tc}$) và tỷ số giữa lượng thay đổi lực tác dụng vào vít điều chỉnh và lực đó ($\Delta P/P$), ta có thể xác định được hệ số độ cứng của khung theo công thức:

$$k \leq \frac{\left(\frac{\Delta f}{\Delta f_c}\right)[\delta]}{\left(\frac{\Delta P}{P}\right)P} \quad (3-60)$$

Ví dụ: Nếu chọn $\Delta P = (0,05 \div 0,15) P$, lượng biến dạng của khung $\Delta f = (0,1 \div 0,12)\Delta f_{tc}$ thì hệ số độ cứng của khung là:

$$k = (0,67 \div 2,4) \delta/P \quad (3-61)$$

Để xác định được độ cứng của khung cần phải tính được lượng biến dạng của nó. Bởi vì kích thước tiết diện ngang của dầm không thể bỏ qua so với chiều dài của dầm nên lúc tính toán biến dạng của khung phải tính đến lượng biến dạng do lực cắt gây ra.

$$f = f_1 + f_2 + f_3 \quad (3-62)$$

trong đó: f_1, f_2 là lượng biến dạng do mômen nội lực và lực cắt gây ra trên dầm ngang;

f_3 là biến dạng do lực kéo gây ra ở cột đứng.

Nếu một khung giá cán có dầm ngang với thiết diện đồng đều ở mọi chỗ như hình 3.48 thì theo định lý Kastinlino:

$$f_1 = \frac{2}{EJ_1} \int_0^{\frac{l}{2}} M_x \frac{\partial M_x}{\partial \left(\frac{P}{2}\right)} dx \quad (3-63)$$

Bởi vì

$$M_x = \frac{P}{2}x - M_2$$

$$\frac{\partial M_x}{\partial \left(\frac{P}{2}\right)} = X$$

nên

$$f_1 = \frac{l^2}{EJ_1} \left(\frac{Pl_1}{24} - \frac{M_2}{4} \right) \quad (3-64)$$

trong đó M_2 - mômen nội lực trong cột đứng.

Tương tự như vậy, lượng biến dạng do lực cắt gây ra ở dầm là:

$$f_2 = \frac{k}{F_1 G} \int_0^{\frac{l_1}{2}} Q_x \frac{\partial Q_x}{\partial \left(\frac{P}{2} \right)} dx \quad (3-65)$$

trong đó: G - môđun chống trượt của vật liệu làm khung;

F_1 - diện tích thiết diện ngang của dầm;

k - hệ số hình dạng của tiết diện, đối với tiết diện hình chữ nhật $k = 1,2$.

Bởi vì:

$$Q_x = \frac{P}{2}$$

$$\frac{\partial Q_x}{\partial \left(\frac{P}{2} \right)} = 1$$

nên:
$$f_2 = \frac{P l_1}{2 G F_1} k \quad (3-66)$$

Và lượng biến dạng do lực kéo gây ra ở cột đứng là:

$$f_3 = \frac{P l_2}{2 E F_2} \quad (3-67)$$

trong đó F_2 - diện tích tiết diện ngang của cột đứng.

Lượng biến dạng của khung giá cân theo phương ngang được xác định theo công thức:

$$f' = \frac{M_2 l_2^2}{4 E J_2} \quad (3-68)$$

3.5.5. Tính độ bền khung giá cân kiểu hở theo lực thẳng đứng

Ở những giá cân hai trục hoặc giá cân ba trục mà gối đỡ trục giữa không ghép chặt với cột đứng của khung giá cân thì lực cân truyền từ trục cán qua gối trục rồi đến vít điều chỉnh và truyền lên nắp giá cân. Vì nắp này ôm lấy khung chữ U, nên dưới tác dụng của lực cán P ở dầm ngang dưới phía đỉnh hai cột đứng dịch lại gần nhau (hình 3.52). Biến dạng đến một mức nào đó, mép trong của cột đứng sẽ tì vào gối đỡ trục (ở trạng thái không cân gối đỡ trục được lắp vào khung giá cân với khe hở Δ sao cho gối trục có thể di chuyển được).

Lực T tác dụng từ gối đỡ trục lên khung giá cân theo phương ngang, c là khoảng cách từ đường tác dụng của lực T đến đường tâm dầm ngang dưới. Lực T được xác định từ điều kiện biến dạng (độ võng) của cột đứng tính theo định lý Kástinlino:

$$f = \int \frac{M_x}{E J_x} \frac{\partial M_x}{\partial T} dx = -\frac{\Delta}{2} \quad (3-69)$$

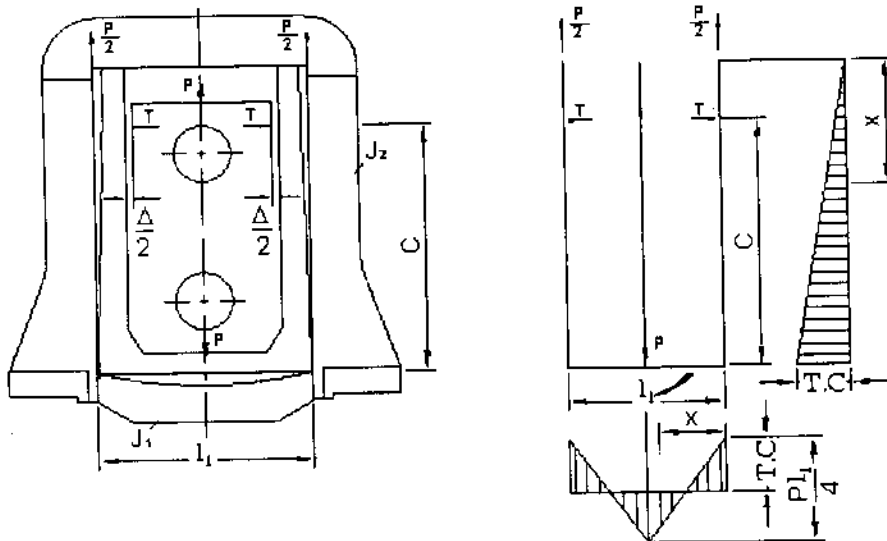
Bởi vì trong cột đứng:

$$M_x = Tx; \quad \frac{\partial M_x}{\partial T} = x$$

trong dầm ngang: $M_x = Tc - \frac{P}{2}x; \quad \frac{\partial M_x}{\partial T} = c$

nên: $\frac{1}{EI_2} \int_0^c Tx^2 dx + \frac{1}{EI_1} \int_0^{\frac{l_1}{2}} (Tc - \frac{P}{2}x) c dx = -\frac{\Delta}{2}$

$$\Rightarrow T = \frac{\frac{Pl_1^2}{8} - \frac{\Delta EJ_1}{C}}{C \left(1_1 + \frac{2}{3} C \frac{J_1}{J_2} \right)} \quad (3-70)$$



Hình 3.52. Sơ đồ tính toán khung giá cân kiểu hờ.

Nên khi tính lực T theo hệ thức (3-70) với $T < 0$ có nghĩa $f < \Delta/2$ và thực tế lực T không tồn tại.

Vì khe hở Δ là một đại lượng không xác định (phụ thuộc vào độ mòn của các chi tiết, mức độ chính xác lúc chế tạo...) nên cột đứng khung giá cân phải được tính toán từ điều kiện bất lợi nhất với lực T cực đại khi $\Delta = 0$, còn dầm ngang phải được tính khi lực T nhỏ nhất ($T = 0$).

Ứng suất bề mặt trong cột đứng là:

$$\sigma = \frac{P}{2F_2} + \frac{M_2}{w_2} \quad (3-71)$$

trong đó F_2 , w_2 , M_2 lần lượt là diện tích tiết diện, mômen chống uốn tiết diện và mômen uốn của cột đứng.

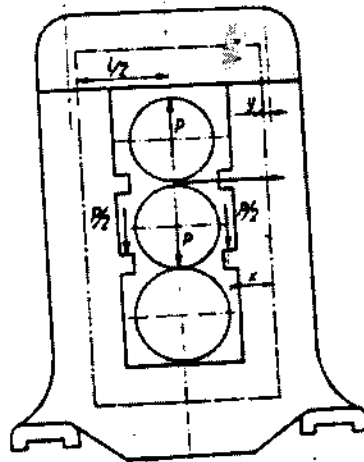
Ứng suất ở điểm giữa dầm ngang là:

$$\sigma = \frac{Pl_1}{4W_1} \quad (3-72)$$

W_1 - mômen chống uốn tiết diện dầm ngang.

Khi tính toán khung giá cán ba trục mà gối đỡ trục giữa ghép chặt trên những gờ đặc biệt của cột đứng (hình 3.53) thì mặt trong cột đứng chịu ứng suất:

$$\sigma = \frac{P}{2F_2} + \frac{Pe}{2W_2} \quad (3-73)$$



Hình 3.53. Tính toán khung giá cán ba trục có gờ đặc biệt.

3.5.6. Vật liệu làm khung giá và ứng suất cho phép

Khung giá thường được đúc bằng thép 35 (ở những giá cán cỡ nhỏ, điều kiện nguyên vật liệu không cho phép cũng có thể dùng khung thép hàn).

Vật liệu làm khung giá cán yêu cầu có độ bền cao, hệ số an toàn lớn (có thể lấy $[n] = 10$, tức là gấp 2 lần hệ số an toàn của trục cán). Nếu chế tạo bằng thép đúc 35 thì trong tính toán có thể lấy:

$$[\sigma] = 50 \div 70 \text{ N/mm}^2 \text{ (đối với dầm ngang)}$$

$$[\sigma] = 40 \div 50 \text{ N/mm}^2 \text{ (đối với cột đứng)}$$

Lúc tính toán sơ bộ khung giá cán, có thể dùng công thức:

$$\sigma \leq \sigma_s \frac{P_u}{P_{\max}} \quad (3-74)$$

trong đó: σ_s - giới hạn chảy của vật liệu;

P_u - tải trọng tính toán của giá cán;

$P_{\max}$ - tải trọng lớn nhất lúc trục cán gẩy.

$P_{\max}$ có thể tính theo công thức kinh nghiệm sau:

$$P_{\max} = 0,8d^2 \text{ (tấn) (trục cán bằng gang).}$$

$$P_{\max} = 2d^2 \text{ (tấn) (trục cán bằng thép).}$$

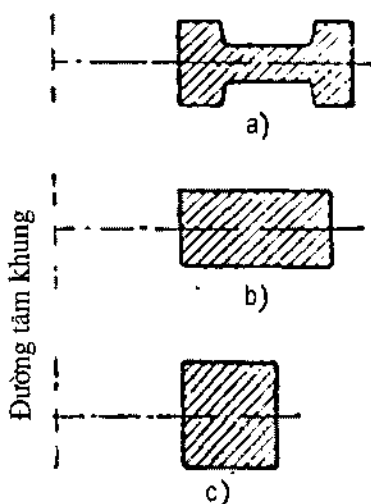
trong đó: d - đường kính cổ trục cán tính bằng cm.

3.5.7. Đặc điểm của kết cấu khung giá cán

Khi thiết kế khung giá cán, trước tiên phải xét đến cửa sổ khung của nó. Chiều cao cửa sổ phụ thuộc vào hành trình của trục, chiều rộng cửa sổ tùy thuộc vào đường kính trục. Đối với khung giá cán kiểu kín, chiều rộng cửa sổ phải lấy lớn hơn kích thước lớn nhất của đường kính trục cán.

Đường tâm của thân giá cán phải bố trí trùng với đường tâm ổ đỡ và đường tâm vít điều chỉnh.

Tiết diện cột đứng khung giá cán có thể hình chữ I, hình chữ nhật (hình 3.54). Cùng một diện tích như nhau, mômen quán tính ở hình a là lớn nhất.



Hình 3.54. Thiết diện ngang của khung giá cán.

Để đảm bảo kích thước cửa sổ bề mặt trong của cột đứng thường được lắp ghép tấm lót (nếu mòn có thể thay thế được). Khi cột đứng có tiết diện chữ I (hình a) thì việc lắp ghép tấm lót dễ dàng, tiết diện cột đứng như hình c cho phép lắp gối đỡ trục rất rộng và vì thế thường được dùng máy cán thép lá bốn trục.

Diện tích tiết diện cột đứng và dầm ngang được xác định từ các phép tính sức bền, nhưng có thể tính sơ bộ theo đường kính d của cổ trục cán.

- Đối với giá cán dùng trục bằng gang:

$$F_2 = (0,6 + 0,8)d^2$$

- Đối với giá cán dùng trục bằng thép cacbon:

- + Giá cán sơ và cán phôi $F_2 = (0,65 + 0,8)d^2$

- + Đối với những giá cán khác $F_2 = (0,8 + 1,0)d^2$

- Đối với những giá cán dùng trục bằng thép hợp kim:

$$F_2 = (1 + 1,2)d^2$$

Ở dưới thân giá cán có hai bulông chân đế ghép lên chân đế giá cán, khoảng cách giữa hai bulông đó lấy theo đường kính trục cán (D):

$$b = (3 \div 4)D.$$

3.5.8. Chân đế giá cán

Giá cán không ghép trực tiếp với móng, mà thông qua chân đế. Công dụng của chân đế:

- Giảm bớt áp lực riêng từ bốn chân giá cán (của hai khung) tác dụng lên nền.
- Làm cho các khung giá đều nằm trên một đường tâm.
- Khi thay giá không phải đập phá nền móng.

Hình 3.55 là kết cấu một số chân đế giá cán và cách lắp đặt nó với khung giá cán. Ở hình a có hai bề mặt vuông góc tiếp xúc với chân đế (dùng cho giá cán cỡ lớn không phải thay thế giá cán). Ở hình b và c ngoài mặt phẳng ngang còn tồn tại bề mặt tiếp xúc nghiêng một góc 15° . Còn hình d cách lắp đặt là không hợp lý.

Diện tích tiếp xúc của chân đế giá cán và nền móng phải thiết kế sao cho áp lực riêng lên nền móng (do trọng lượng của giá và lực tính từ mômen lật) không quá 200 N/mm^2 . Chiều cao của chân đế có thể lấy bằng một nửa đường kính trục cán, nghĩa là:

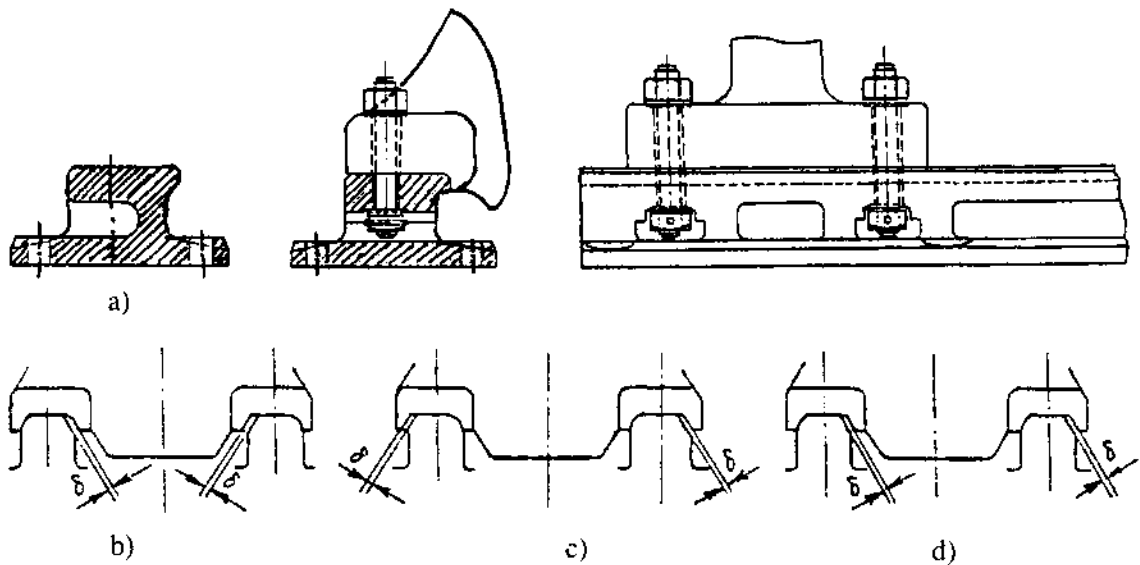
$$h = \frac{D}{2}$$

Đường kính của bulông chân đế và bulông móng có thể lấy cùng kích thước theo quan hệ:

$$d_b = 0,1D + 10 \text{ mm (đối với } D < 500 \text{ mm).}$$

$$d_b = 0,08D + 10 \text{ mm (đối với } D > 500 \text{ mm).}$$

Chân đế giá cỡ lớn thường chế tạo bằng thép đúc, còn cỡ nhỏ có thể làm bằng gang Gx- 28- 48.



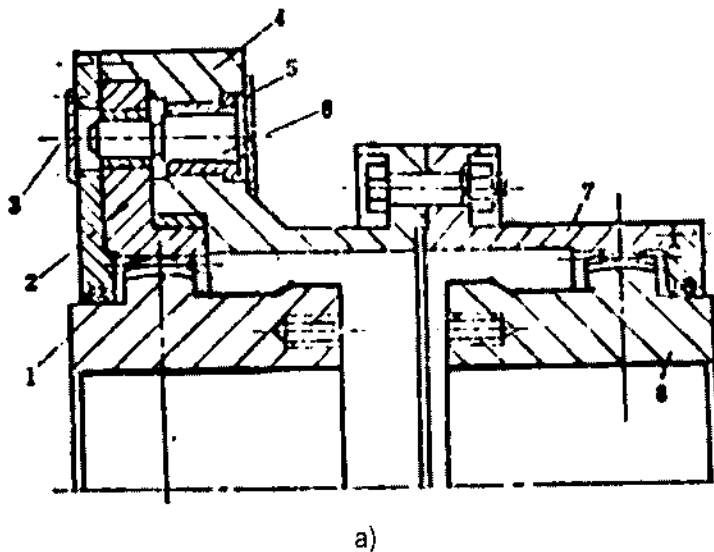
Hình 3.55. Chân đế giá cán và cách lắp đặt nó với khung giá cán.

Chương 4

CÁC CHI TIẾT VÀ CỤM CHI TIẾT TRUYỀN ĐỘNG TRỤC CÁN

4.1. Khớp nối dùng trong máy cán

Nguyên lý làm việc, kết cấu và phương pháp tính toán thiết kế khớp của khớp nối dùng trong thiết bị cán về cơ bản tương tự như ở giáo trình Chi tiết máy, nhưng cần chú ý tới mômen xoắn lớn, va đập mạnh, điều kiện bôi trơn và làm mát phức tạp. Ở đây khớp răng được dùng rất rộng rãi (kể cả ở thiết bị chính và thiết bị phụ) nhưng với dạng răng được cải tiến. Trên hình 4.1 là một số kết cấu khớp nối răng đặc biệt dùng trong truyền động máy cán, trên đó có lắp các bulông an toàn (chịu cắt khi quá tải) nhằm bảo vệ các bộ phận quan trọng trên hàng giá cán.

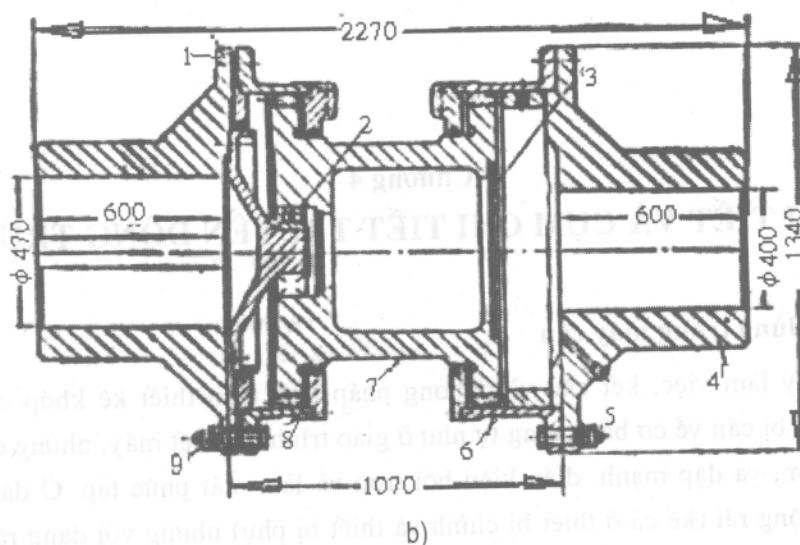


Hình 4.1. Một số khớp nối dùng trong truyền động máy cán:

a. Khớp nối răng an toàn (kiểu ống lồng):

1,8- vòng răng ngoài; 2,7- vòng răng trong; 3- khớp nối; 4- mặt bích;

5- ống lồng lắp bulông an toàn, 6- bulông phòng quá tải.



Hình 4.1 (tiếp theo). Một số khớp nối dùng trong truyền động máy cán:

b. Khớp nối tăng an toàn kiểu gắn ổ lăn:

1,4- mặt xích; 2- ổ lăn lồng cầu; 5- nắp chắn; 6,8- vòng răng trong;

7- vòng răng ngoài; 9- bulông phòng quá tải

4.2. Trục truyền và trục nối của một số máy cán

4.2.1. Khái niệm

Các trục cán trong quá trình làm việc do phải thay đổi lượng ép, do trục cán bị mòn tiện nhỏ đường kính... nên vị trí đường tâm phải được thay đổi trong một phạm vi khá lớn. Mặt khác, trục cán phải làm việc trong điều kiện hết sức khắc nghiệt (tải lớn, nhiệt độ cao, độ ẩm lớn và nhiều bụi...). Muốn dẫn động trục cán (trực tiếp từ động cơ điện hoặc qua hộp bánh răng chữ V) ở một khoảng cách khá xa đều phải dùng trục truyền hay trục nối. Trên hình 4.2 là sơ đồ bố trí hệ thống trục truyền đặc trưng của máy cán hai trục. Từ hình vẽ này, các thông số đặc trưng của hệ thống được xác lập trong mối quan hệ sau:

$$L = \frac{h_s}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{H + D_{\max} \pm h_x - A}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (4-1)$$

trong đó: L - chiều dài trục truyền;

h_s - độ lệch mức cao của đầu trục truyền trên khi trục cán trên ở vị trí cao nhất (so với đường tâm cố định một phía đầu trục truyền);

H - độ cao nâng lớn nhất của trục cán trên;

α - góc lệch của trục truyền so với mặt phẳng nằm ngang;

h_x - độ lệch mức cao hai đầu trục nối dưới (so với đường tâm cố định một phía ở đầu trục truyền).

A - khoảng cách trục hộp bánh răng, hoặc có thể tính theo đường kính lớn nhất và bé nhất của trục cán ($D_{\max}$, $D_{\min}$), chiều dày vật cán (h), độ cao nâng cực đại của trục cán (H) theo các trường hợp cụ thể sau:

- Đối với máy cán hình.

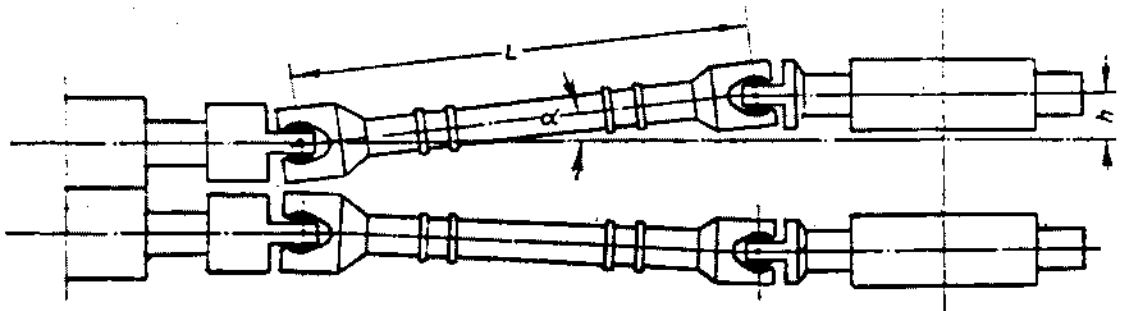
$$A = (D_{\max} + D_{\min}) / 2, \text{ mm}$$

- Đối với máy cán tấm.

$$A = (D_{\max} + D_{\min}) / 2 + h, \text{ mm} \quad (h \text{ là chiều dày tấm})$$

- Đối với máy cán khai phôi.

$$A = (D_{\max} + D_{\min}) / 2 + H / (8 \div 10), \text{ mm}.$$



Hình 4.2. Sơ đồ bố trí trục truyền (trục nối) của máy cán hai trục.

Đặc điểm của trục truyền là đường kính ở đầu phía giá cán bị hạn chế bởi đường kính nhỏ nhất của trục cán (lúc đã tiện lại), còn đầu trục phía hộp bánh răng chữ V cũng bị hạn chế bởi khoảng cách tâm giữa hai bánh răng, (nhưng khoảng cách này lớn hơn so với đường kính nhỏ nhất của trục cán). Phía hộp bánh răng chữ V, đường kính đầu trục thường làm lớn hơn về phía cán. Nhờ vậy, hộp bánh răng (bộ phận đắt tiền hơn trục cán và trục truyền) được an toàn khi trục cán đã mòn tới hạn.

Theo cấu tạo ở chỗ nối (khớp nối) giữa trục truyền với trục cán (hoặc trục bánh răng chữ V), có thể chia trục truyền thành các kiểu loại sau:

1. Trục truyền răng (hai đầu trục đều dùng khớp nối răng - xem giáo trình Chi tiết máy). Loại trục này thường để truyền động trục cán không cần hoặc ít phải điều chỉnh hướng kính, nên có thể gọi là “trục nối” hoặc “trục trung gian”. Vì vậy ở đây sẽ không đi sâu nghiên cứu.

2. Trục truyền hoa mai (và ống nối hoa mai).

3. Trục truyền Các đăng (hay còn gọi là trục truyền vạn năng). Loại trục này có 3 kiểu:

- Kiểu có má trượt thay trục cán theo hướng dọc (đầu nối trục có chìa hai nhánh).
- Kiểu có má trượt thay trục cán theo hướng ngang (đầu nối trục có lỗ thông).

- Kiểu chữ thập có ổ lăn.

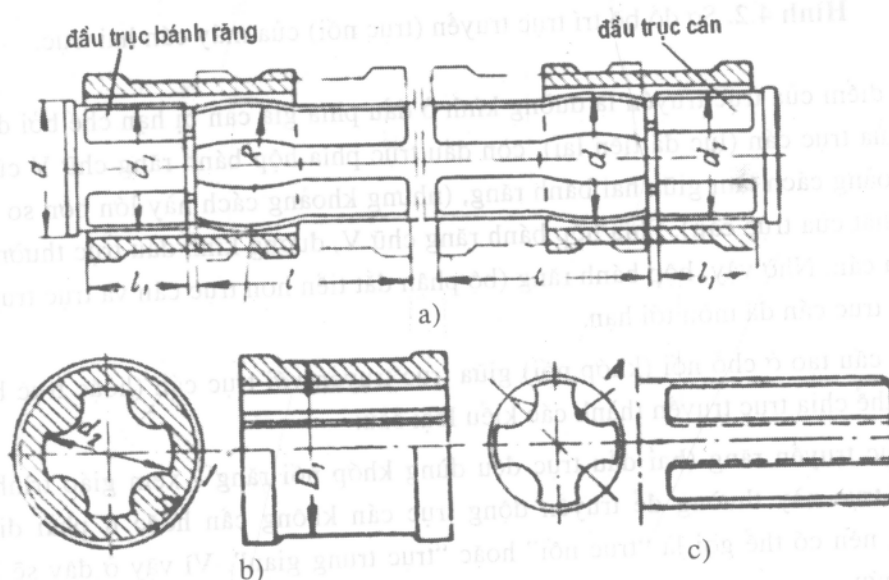
4. Trục truyền liên hợp (một đầu trục dùng khớp nối Các đăng, còn đầu kia dùng khớp nối hoa mai).

Bảng 4.1. Các loại hình công dụng của trục truyền máy cán

Loại hình	Góc lệch cho phép	Công dụng chính
Trục truyền Các đăng kiểu có má trượt.	$8^\circ \div 10^\circ$	Máy cán sơ, máy cán phôi tấm, máy cán tấm dày, máy cán ống, máy cán bi, máy cán thép lá, thép dải.
Trục truyền Các đăng kiểu có ổ lăn	$8^\circ \div 12^\circ$	Máy cán thép dải, máy cán ống, máy cán bi.
Trục truyền hoa mai	$1^\circ \div 1,5^\circ$	Máy cán hình xếp hàng ngang.
Trục truyền hỗn hợp	$1^\circ \div 1,5^\circ$	Truyền động giữa hộp bánh răng chữ V và trục cán của máy cán hình (đầu hoa mai nối trục cán).
Trục nối răng	$\div 6^\circ$	Nhóm máy cán tinh thép dải, máy cán hình liên tục cỡ nhỏ,
Trục nối răng mặt cầu	$1^\circ \div 3^\circ$	máy cán thép dày.

4.2.2. Trục truyền động và ống nối trục hình hoa mai

1. Kết cấu



Hình 4.3. Trục nối và ống nối hoa mai:

a- trục nối hoa mai đã cải tiến; b- ống nối hoa mai; c- trục nối hoa mai thông dụng.

Để truyền chuyển động từ hộp bánh răng chữ V đến trục cán hoặc từ trục cán này sang trục cán khác (ở máy cán hình xếp hàng ngang) thường dùng trục truyền và ống nối hình hoa

mai (hình 4.3), ở đó khoảng cách giữa hai đường tâm trục cán thay đổi không lớn lắm.

Đầu trục nối hoa mai là một hình trụ tròn được phay bốn rãnh dọc trục tạo nên ở tiết diện ngang hình bốn cánh như hoa mai để truyền lực và mômen nhờ “ăn khớp” với một ống nối có “hình hoa mai trong” (hình 4.3b). Góc lệch cho phép của trục truyền hoa mai không quá 2° . Khi đầu trục cải tiến thành dạng “phình” thì khả năng truyền lực và góc lệch cho phép có được tăng lên (không quá 3°).

Chiều dài tối thiểu của trục truyền hoa mai phải thiết kế sao cho đặt được toàn bộ hai ống nối và còn dư một đoạn từ 40 ÷ 80 mm để có thể buộc dây cáp chuyên chở trục truyền. Để cho ống nối không chạy qua lại về phía giữa của trục truyền, người ta ghép những thanh gỗ đặt vào rãnh hoa mai rồi lấy dây cáp hoặc dây thừng buộc chặt lại. Ở chính giữa ống nối trục thường gia công một rãnh cho phép trục truyền khi nghiêng lệch chút ít không va chạm vào ống nối. Thông thường phải để khe hở ở giữa bề mặt của ống nối trục và đầu trục truyền $\Delta = 0,015d_1$ (d_1 là đường kính đầu trục hoa mai).

Trục truyền thường được chế tạo từ thép đúc hoặc thép rèn. Còn ống nối trục làm bằng gang (có một số trường hợp người ta dùng ống nối trục hoa mai làm cơ cấu an toàn cho máy cán).

2. Tính toán trục truyền hình hoa mai

Trục truyền hoa mai khi truyền mômen xoắn (M_x), ứng suất lớn nhất sẽ xuất hiện trên đáy rãnh hình hoa mai và tính theo công thức:

$$\tau = \frac{M_x}{0,0706d_1^3} \quad (4-2)$$

M_x - mômen xoắn;

d_1 - đường kính ngoài đầu trục hoa mai.

(so với tiết diện tròn không khắc rãnh thì mômen chống xoắn loại đầu trục hoa mai giảm đi gần 3 lần).

$$d_1 = (0,9 \div 0,98)d$$

hay

$$d_1 = d - (10 \div 15) \text{ mm}$$

d - đường kính đầu ra trục cán hoặc trục ra của hộp giảm tốc;

$0,0706 d_1^3$ - mômen chống xoắn của thiết diện;

Các kích thước khác tính theo d_1 (có thể xem ГОСТ 5333-55).

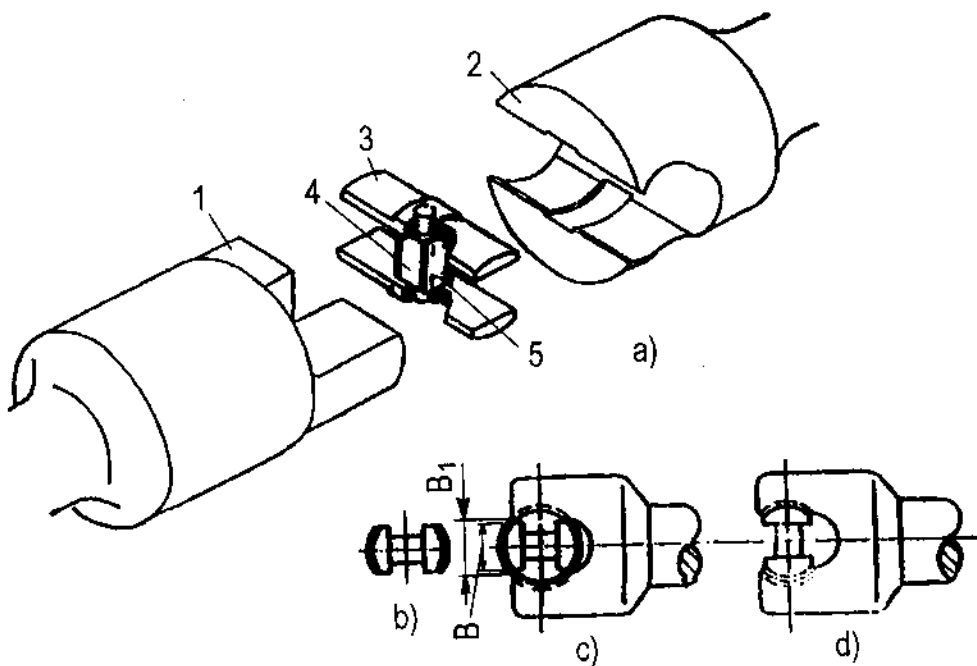
3. Tính toán ống nối hình hoa mai

Giữa đầu trục truyền và ống nối có khe hở (Δ), tính chất ăn khớp khá phức tạp, việc tính toán chính xác gặp nhiều khó khăn. Vì vậy thường tính trục truyền trước, sau đó tra

bảng tiêu chuẩn (có thể xem ГОСТ 5333-55) để xác định các kích thước ống nối.

4.2.3. Trục truyền Các đăng đầu nối có má trượt kiểu thay trục cán theo hướng dọc

Trên hình 4.4 là kết cấu điển hình của một đầu nối trục truyền có má trượt kiểu thay trục cán theo hướng dọc. Cách lắp ghép nó như sau: Hai đầu trục (4) được lắp với hai chi tiết (3) (má bạc bằng đồng thanh), xoay một góc để cho kích thước chiều rộng B của má bạc (3) chui vào kích thước B_1 (khoảng mở của hai nhánh “càng cua”) của trục truyền (2) (vì $B_1 > B$). Chi tiết (5) là tấm lót thay thế khi mòn. Sau đó quay cả chi tiết (4) và (3) về vị trí như trên hình 4.4d. Cuối cùng lắp trục truyền (2) (kèm theo cụm chi tiết (3), (4)) vào hai nhánh chìa của trục cán (hoặc trục bánh răng chữ V).



Hình 4.4. Kết cấu trục truyền có má trượt kiểu thay trục cán theo hướng dọc đường tâm:

a) Sơ đồ kết cấu không gian; b, c, d) thứ tự lắp ghép;

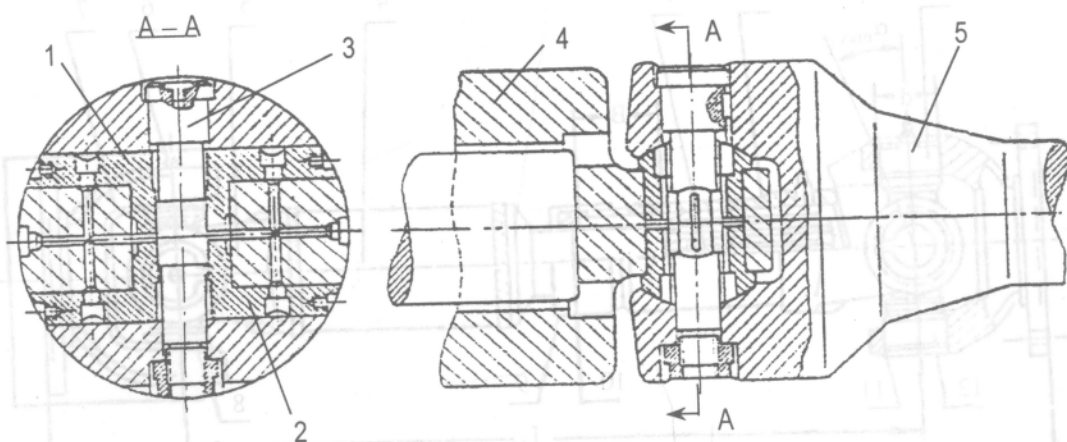
1- đầu trục cán (hoặc đầu bánh răng chữ V);

2- đầu trục truyền; 3- má trượt; 4- trục chốt; 5- tấm lót.

4.2.4. Trục truyền Các đăng đầu nối có má trượt kiểu thay trục cán theo hướng ngang

Trên hình 4.5 là một kết cấu điển hình của đầu trục nối có má trượt kiểu thay trục cán theo hướng ngang. Nó được lắp ghép như sau: đầu tiên cho hai nửa má bạc đồng (1) và (2) vào lỗ của đầu trục cán (hoặc đầu trục bánh răng chữ V), sau đó xoay đầu trục cán và má

bạc (1) và (2) ở vị trí nằm ngang như hình vẽ rồi đưa ngang hai nhánh “càng cua” của trục truyền lồng vào đầu trục cán đã lắp sẵn má (1) và (2), cuối cùng lắp bulông (3) vào.



Hình 4.5. Kết cấu trục truyền có má trượt kiểu thay trục theo hướng ngang:

1,2- má trượt; 3- bulông chốt trục; 4- đầu trục cán (hoặc đầu trục bánh răng chữ V); 5- đầu trục truyền.

Hai kiểu trục truyền trên đây có đặc điểm chung là tuy có thể truyền mômen xoắn khá lớn, nhưng kết cấu khá phức tạp, trong đó đầu trục có dạng “càng cua” lắp ghép với chi tiết có chuyển động trượt (má trượt thường làm bằng đồng rèn БрА) phải được bôi trơn thật tốt. Nếu không, bạc đồng rất dễ mòn và gây ra va đập. Mặt khác, góc lệch cho phép cũng nhỏ ($\alpha_{\max} = 8^\circ \div 10^\circ$).

4.2.5. Trục truyền đầu nối chữ thập

Thực chất đây là loại trục truyền chứa khớp Các đăng thường gặp (xem giáo trình Nguyên lý máy) với yêu cầu tải lớn, ngày càng được hoàn thiện và càng được nhiều nhà máy cán đưa vào sử dụng (kể cả ở thiết bị chính và thiết bị phụ). Bởi vì nó có những ưu điểm sau đây:

- Hiệu suất cao ($\eta = 0,987 \div 0,99$), nhờ vậy giảm được tiêu hao điện năng $5 \div 15\%$.

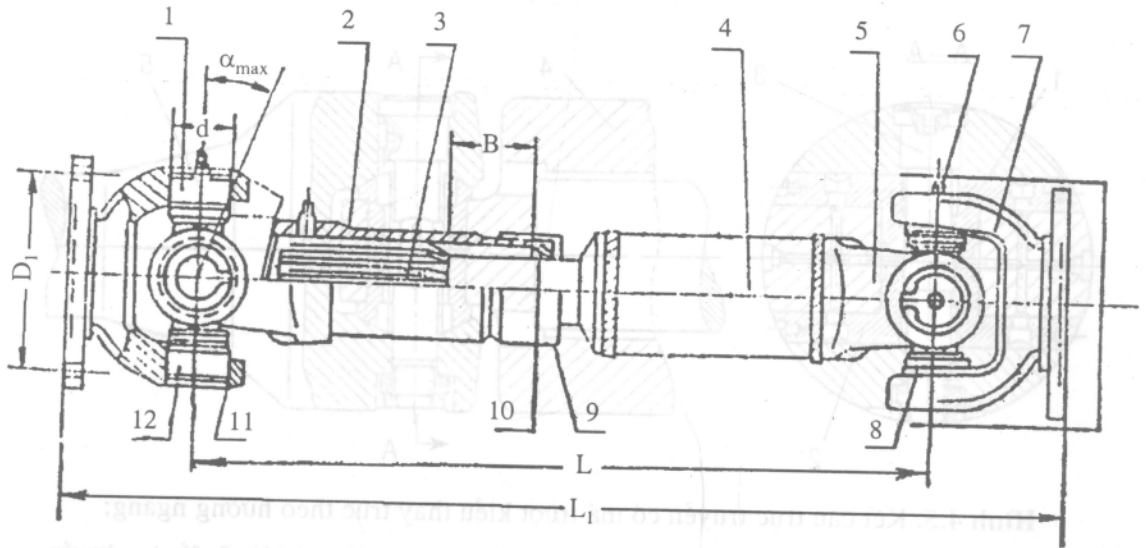
- Có thể truyền mômen xoắn khá lớn (hiện nay đã có một số nước chế tạo trục truyền kiểu chữ thập với $M_x = 5400 \div 8300 \text{ kNm}$).

- Truyền động ổn định: nhờ sử dụng ổ lăn, khe hở nhỏ, xung lực chỉ bằng $1/10 \div 1/30$ so với loại có má trượt (bạc đồng) nói trên. Nhờ vậy, chất lượng sản phẩm cũng tăng lên.

- Điều kiện bôi trơn được cải thiện.

- Giảm tiếng ồn rõ rệt: Trong xương cán, nếu sử dụng trục truyền kiểu có má trượt thì tiếng ồn lên tới $80 \div 90 \text{ dB}$ (chạy không tải), khi sử dụng trục truyền kiểu chữ thập chỉ còn $30 \div 40 \text{ dB}$.

Trên hình 4.6 là một ví dụ kết cấu trục truyền có đầu nối chữ thập được dùng trong máy cán.



Hình 4.6. Kết cấu trục truyền kiểu chữ thập:

- 1- ổ lăn kim; 2- đầu nối then hoa; 3- trục then hoa; 4- ống lồng; 5- đầu nối ống; 6- cốc dầu; 7- đĩa càng;
8- lót chắn dầu; 9- vỏ chắn bụi; 10- vòng lót chắn mỡ; 11- vòng chắn; 12- trục chữ thập.

Hiện nay, có xu hướng thay trục truyền hoa mai bằng trục truyền Các đăng cho cả máy cán hình, vì trục truyền Các đăng làm việc êm hơn.

4.3. Tính toán sức bền đầu trục truyền vạn năng (kiểu có má trượt)

4.3.1. Tính toán đầu trục truyền dạng “càng cua” (hình 4.7)

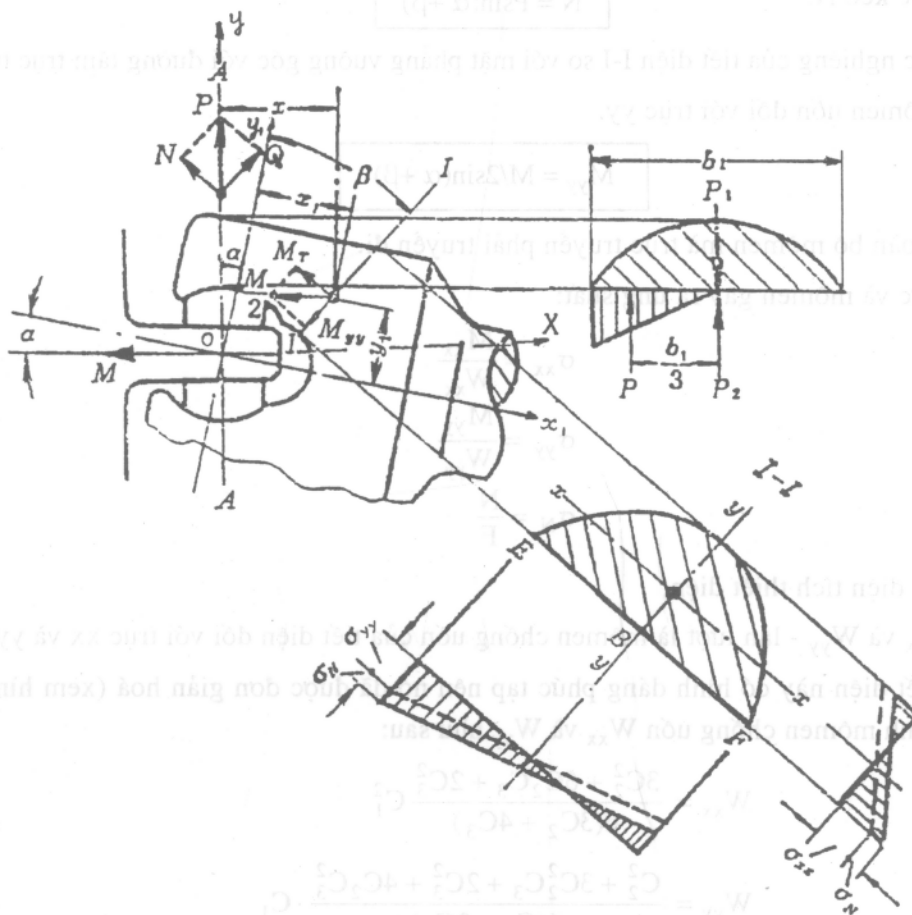
Giả sử hai đầu trục lệch nhau một góc α .

Trong tính toán giả thiết rằng mômen xoắn (M) ở mỗi nhánh đầu trục chịu $M/2$, áp lực tác dụng lên các má đầu trục phân bố theo quy luật hình tam giác.

Do đó hợp lực P có điểm đặt cách tâm trục một đoạn là $b_1/3$.

Đem lực đặt lên giữa má của đầu trục truyền hai lực P_1 và P_2 bằng P tác dụng ngược chiều nhau thì ứng suất trong đầu trục truyền không có gì thay đổi. P_1 và P tạo thành một mômen xoắn nhánh đầu trục truyền. Còn P_2 làm cho đầu trục bị uốn. Mômen xoắn mà một má đầu trục truyền phải chịu là $M/2$ và cũng bằng $P.b_1/3$.

Vì vậy:
$$P = \frac{3M}{2b_1} \quad (4-3)$$



Hình 4.7. Tính toán trục truyền dạng “càng cua”.

Vấn đề đặt ra là tìm ứng suất trên một tiết diện I-I nào đó nguy hiểm nhất.

Tại tâm quay khớp nối hệ tọa độ vuông góc cố định xOy được lấy làm hệ chuẩn để nghiên cứu cho hệ tọa độ x_1Oy_1 có trục Oy_1 quay đi một góc lệch α .

Xét tiết diện I-I qua góc lượn “càng cua”, x là hoành độ của trọng tâm tiết diện trong hệ trục cố định xOy và cũng là khoảng cách từ phương tác dụng của lực P đến trọng tâm của tiết diện I-I (hay cánh tay đòn của lực P đối với tiết diện I-I).

$$x = (x_1 + y_1 \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha = x_1 \cos \alpha + y_1 \sin \alpha \quad (4-4)$$

Ở tiết diện này, lực P gây ra trạng thái ứng suất phức tạp (uốn đối với trục xx, uốn đối với trục yy, kéo, xoắn).

Ứng suất trên tiết diện I-I xác định bởi các lực và mômen sau đây:

(1) Mômen uốn đối với trục xx:

$$M_{xx} = Px \quad (4-5)$$

(2) Lực kéo N:

$$N = P \sin(\alpha + \beta)$$

(4-6)

β - góc nghiêng của tiết diện I-I so với mặt phẳng vuông góc với đường tâm trục truyền.

(3) Mômen uốn đối với trục yy.

$$M_{yy} = M/2 \sin(\alpha + \beta)$$

(4-7)

M là toàn bộ mômen mà trục truyền phải truyền đi.

Các lực và mômen gây ra ứng suất:

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} &= \frac{M_{xx}}{W_{xx}} \\ \sigma_{yy} &= \frac{M_{yy}}{W_{yy}} \\ \sigma_N &= \frac{N}{F}\end{aligned}\quad (4-8)$$

trong đó: F - diện tích thiết diện;

W_{xx} và W_{yy} - lần lượt là mômen chống uốn của tiết diện đối với trục xx và yy.

Vì thiết diện này có hình dáng phức tạp nên nó đã được đơn giản hoá (xem hình 4.8) và đề nghị tính mômen chống uốn W_{xx} và W_{yy} như sau:

$$W_{xx} = \frac{3C_2^2 + 6C_2C_3 + 2C_3^2}{6(3C_2 + 4C_3)} C_1^2 \quad (4-9)$$

$$W_{yy} = \frac{C_2^2 + 3C_2^2C_3 + 2C_3^2 + 4C_2C_3^2}{6(C_2 + 2C_3)} \cdot C_1 \quad (4-10)$$

(4) Mômen xoắn:

$$M_x = M/2 \cos(\alpha + \beta)$$

(4-11)

Mômen xoắn gây ra ứng suất lớn nhất tại điểm B và tính theo công thức:

$$\tau_b = \frac{M_x}{2W_{xB}} \quad (4-12)$$

trong đó: W_{xB} - mômen chống xoắn ở tiết diện I-I, thường tính theo công thức:

$$W_{xB} = \eta(C_2 + C_3)C_1^2 \quad (4-13)$$

trong đó: η - hệ số xét tới tỷ số $(C_2 + C_3)/C_1$ và được tính như trong bảng sau:

Bảng 4.2. Quan hệ giữa hệ số η và tỷ số $(C_2 + C_3)/C_1$

$(C_2 + C_3)/C_1$	1	1,5	2	3	4	5	6	10
η	0,08	0,23	0,246	0,266	0,86	0,292	0,3	0,312

Engalussy đề nghị tính W_x theo công thức kinh nghiệm sau:

$$W_x = \frac{r^3}{2,86} \left(\frac{h}{r} \right)^{2,82} \quad (4-14)$$

Ứng suất tổng hợp tại điểm B trên tiết diện I-I là:

$$\sigma_{thB} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_B^2} \quad (4-15)$$

Trong tiết diện I-I, ứng suất đạt tới trị số cao nhất tại điểm E (hoặc F) và B.

Tại điểm E (hoặc F)

$$\sigma_E(F) = \sigma_{xx \max} + \sigma_{yy \max} + \sigma_N \quad (4-16)$$

Tại các điểm trên đoạn EF (trừ E và F) chịu ứng suất:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{EF}^2 + 3\tau_{EF}^2} \quad (4-17)$$

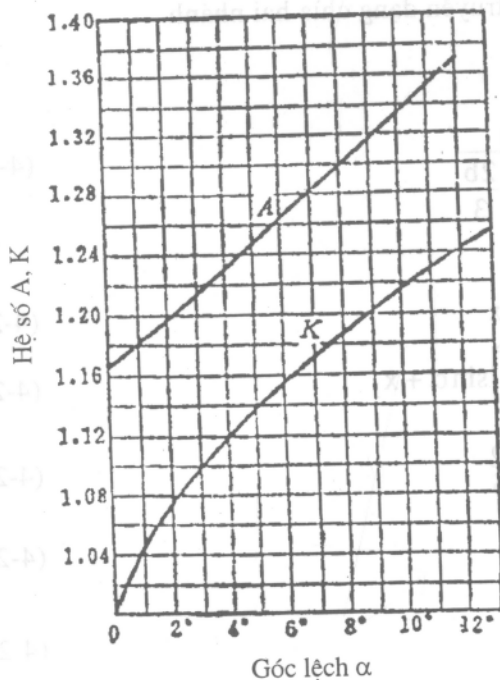
$$\sigma_{EF} = \sigma_{xx \max} + \sigma_{yy} + \sigma_N \quad (4-18)$$

Riêng tại điểm B

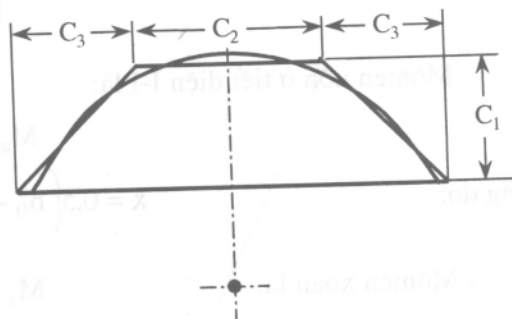
$$\sigma_{yyB} = 0$$

Ứng suất tổng hợp tại điểm B là:

$$\sigma_{thB} = \sqrt{(\sigma_{xx \max} + \sigma_N)^2 + 3\tau_B^2} \quad (4-19)$$



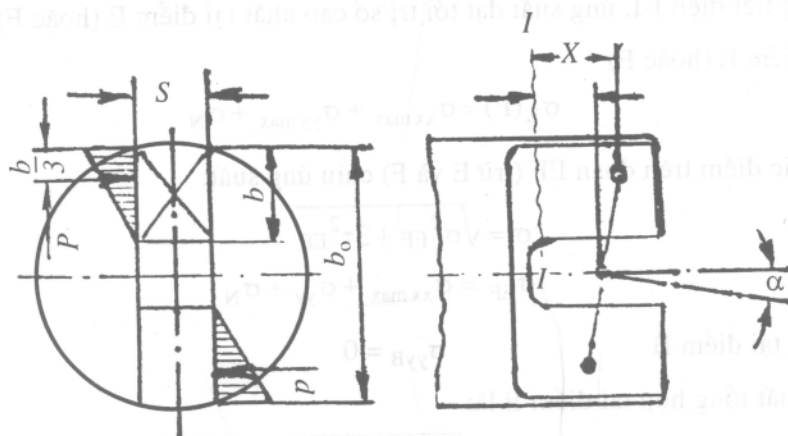
Hình 4.8. Hệ số tính toán A và K của trục truyền.



Hình 4.9. Mặt cắt tiết diện nhánh càng cua và sơ đồ đơn giản hoá.

4.3.2. Tính toán đầu trục truyền (hoặc trục cán, trục bánh răng chữ V) dạng chìa hai nhánh (hình 4.10)

Trong tính toán, ở đây cũng giả thiết rằng khi truyền mômen (M) thì mỗi nhánh đầu trục chịu M/2, áp lực tác dụng lên các má đầu trục phân bố theo quy luật hình tam giác. Hợp lực P sẽ đặt chệch đi so với điểm giữa của mỗi nhánh và tính từ bên ngoài là bằng b/3. Do đó, ngoài ứng suất uốn trong tiết diện I-I còn có ứng suất xoắn.



Hình 4.10. Sơ đồ tính đầu trục truyền dạng chìa hai nhánh.

Tổng hợp lực P tính như sau:

$$P = \frac{m}{b_0 - \frac{2b}{3}} \quad (4-20)$$

- Mômen uốn ở tiết diện I-I là:

$$M_u = P \cdot x \quad (4-21)$$

trong đó:

$$x = 0,5 \left(b_0 - \frac{2b}{3} \right) \sin \alpha + x_1 \quad (4-22)$$

- Mômen xoắn là:

$$M_x = P \frac{b}{6} \quad (4-23)$$

Ứng suất uốn:

$$\sigma = \frac{6M_u}{bs^2} \quad (4-24)$$

Ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{M_x}{\eta s^3} \quad (4-25)$$

Ứng suất tổng hợp:

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (4-26)$$

η là hệ số xét tới ảnh hưởng của b/s và được tính như trong bảng 4.3.

Có thể dùng công thức kinh nghiệm sau đây để tính ứng suất tại tiết diện I-I của đầu trục có hai nhánh chia:

$$\sigma_{th} = \frac{1,1MK_1}{\left(b_0 - \frac{2b}{3}\right)bS^2} \left[3x + \sqrt{9x^2 + \left(\frac{b}{6}\eta\right)^2} \right] \quad (4-27)$$

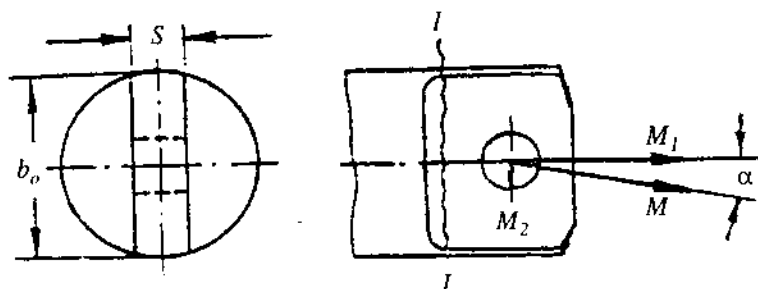
trong đó: K_1 - hệ số tính toán, được cho trong hình 4.8;

η - cũng được tính như trong bảng 4.3.

Bảng 4.3. Quan hệ giữa η và tỷ số b/S

b/S	1	1,5	2	3	4	6
η	0,208	0,346	0,493	0,801	1,15	1,789

4.3.3. Tính toán trục truyền (hoặc trục cán, trục bánh răng chữ V) có lỗ thông ở giữa (hình 4.11)



Hình 4.11. Sơ đồ tính đầu trục vạn năng kiểu lỗ thông.

Mômen (M) truyền đến cho trục được phân chia thành hai thành phần:

$M_1 = M \sin \alpha$ gây nên xoắn đối với tiết diện khảo sát I-I.

$M_2 = M \cos \alpha$ gây nên uốn.

$$\tau = \frac{M_1}{\eta s^3}$$

$$\sigma = \frac{6M_2}{b_0 s^2}$$

hệ số η cũng tính như trên.

Ứng suất tổng hợp: $\sigma_{th} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$

Khi tính toán ứng suất của trục truyền, có thể sử dụng công thức kinh nghiệm sau:

$$\sigma = \frac{0,8M}{b_0 S^2} \left[3 \sin \alpha + \sqrt{9 \sin^2 \alpha + \left[\left(3 + \frac{1,8S}{b_0} \right) \cos \alpha \right]^2} \right] \quad (4-28)$$

khí tỷ số $b_0/S = 3,5$ thì có thể dùng công thức:

$$\sigma = \frac{0,7MA}{S^3} \quad (4-29)$$

trong đó A là hệ số tính toán:

$$A = \sin \alpha + \sqrt{\sin^2 \alpha + 1,37 \cos^2 \alpha} \quad (4-30)$$

Có thể tìm được trị số A thông qua kết quả nghiên cứu tính toán phần tử hữu hạn (như trên hình 4.8).

Trục truyền vạn năng được tính với hệ số an toàn không nhỏ hơn 6 (nghĩa là $[n] \geq 6$) và thường được chế tạo bằng thép 40, 45; nếu ứng suất lớn thì dùng 40Cr, 40CrNi.

4.4. Cơ cấu đỡ trục truyền động

Trục truyền động có đầu nối hoa mai cũng như trục truyền động Các đăng có đường kính trục lớn hơn 450 mm đều phải có bộ phận đỡ. Nó có tác dụng không cho trọng lượng của trục truyền tác dụng lên các đầu nối trục mà chỉ tác dụng lên ổ đỡ của cơ cấu.

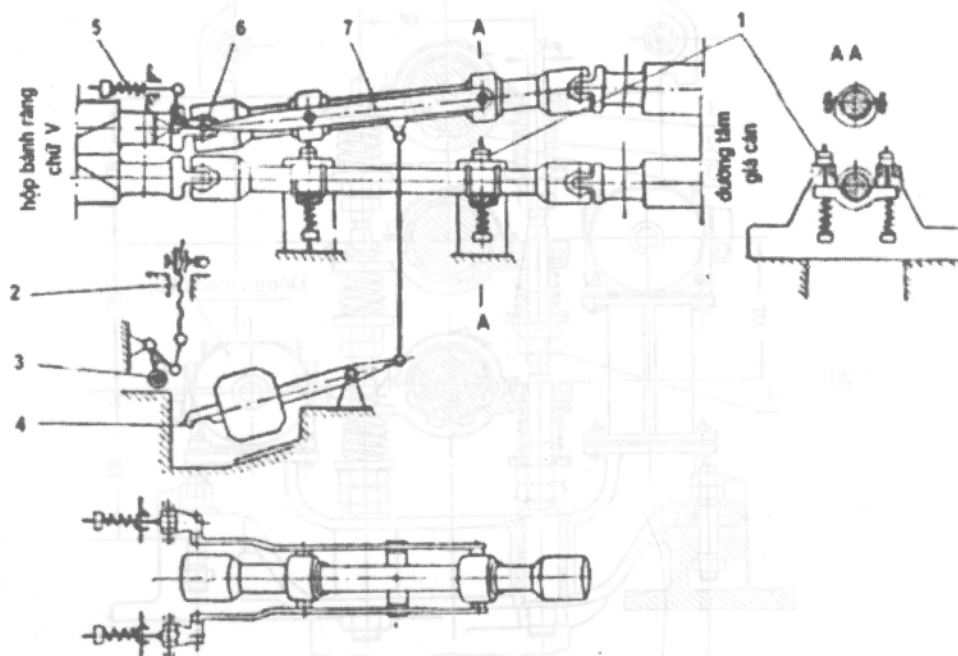
Vị trí của trục truyền thay đổi luôn nên cơ cấu đỡ phải đặt thế nào để có thể di động và luôn luôn ép sát vào trục truyền. Nếu lượng di động của trục truyền không lớn (nhỏ hơn 100 mm) thì ổ đỡ của cơ cấu được cân bằng nhờ vào lò xo hoặc xilanh thuỷ lực (hình 4.12a, b).

Ở những máy cán yêu cầu lượng di động của trục lớn hơn 100 mm, cơ cấu đỡ thường đặt trên một hệ thống có đối trọng. Trọng lượng đối trọng phải chọn sao cho mômen đối trọng gây ra đối với điểm tựa lớn hơn mômen do trọng lượng của trục truyền động gây ra với điểm đó khoảng 20% đến 30%.

Hình 4.13 vẽ sơ đồ một hệ thống đỡ trục truyền động của giá cán sơ (blumin). Ở đây, vì trục truyền dưới dịch chuyển rất ít nên thường đỡ bằng lò xo, trục truyền trên được đỡ bằng đối trọng.

Đai ốc (1) thường dùng để điều chỉnh độ cao của trục truyền dưới. Cơ cấu trục vít, bánh vít (2) và con lăn (3) dùng để điều chỉnh vị trí của trục truyền trên và thay trục cán. Trước khi lấy trục cán ra khỏi giá cán, trục truyền trên ở vị trí thấp, còn đối trọng được nâng lên, con lăn (3) chót vào phía dưới của đối trọng (4). Bởi vì như đã nói ở trên đối trọng được thiết kế theo nguyên tắc “quá cân bằng” nên khi thay trục cán vị trí của trục truyền là do vị trí của con lăn (3) quyết định.

Công dụng của lò xo (5) là chịu một phần trọng lượng của trục truyền trên, đồng thời để khử độ lệch tâm ở tâm quay (6) nối má kẹp (7) và trục truyền.



Hình 4.13. Cơ cấu đỡ trực truyền động cỡ lớn.

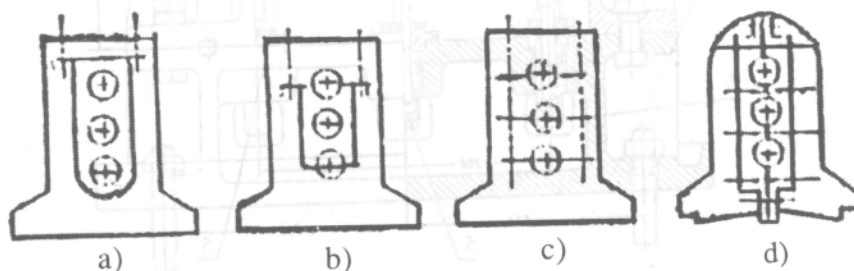
4.5. Truyền động bánh răng

Hộp bánh răng chữ V có nhiệm vụ truyền mômen xoắn từ động cơ chính đi về các trục cán với cùng một trị số vòng quay (vì vậy nó còn được gọi là hộp đồng tốc).

Bánh răng của hộp đồng tốc trong hầu hết các máy cán là răng chữ V hoặc hai bánh răng nghiêng chéo từ hai bên vào giữa. Góc nghiêng của răng $\beta \leq 30^\circ$. Việc tính toán bánh răng chữ V tương tự như tính toán răng nghiêng (xem giáo trình Chi tiết máy).

Góc ăn khớp thường lấy bằng 20° (cũng có khi lấy lớn hơn). Bánh răng chữ V chế tạo theo độ chính xác cấp 3, độ cứng bề mặt HB = 500. Vật liệu chế tạo thường dùng là thép 40Cr, 45Cr.

Tuỳ theo cách lắp ghép các gối trục có thể chia hộp bánh răng chữ V ra 4 loại (hình 4.14).



Hình 4.14. Các kiểu loại hộp bánh răng chữ V dùng trong máy cán (theo hình thức lắp gối).

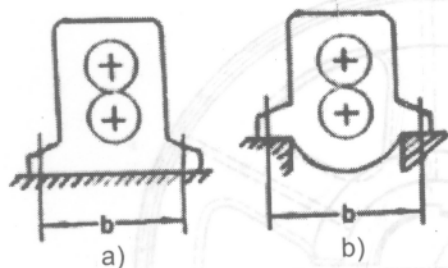
- Loại cột đứng cao (hình a) loại này có ưu điểm là nếu gối đỡ trực bị mòn hay bị hỏng thì có thể thay được, không ảnh hưởng đến hộp bánh răng chữ V. Việc lắp ghép cũng đơn giản.

- Loại cột đứng thấp (hình b) loại này chỉ có gối đỡ trực, ngoài ra phải khoét lỗ trên thân của hộp bánh răng chữ V để làm gối đỡ trực. Loại này ít dùng.

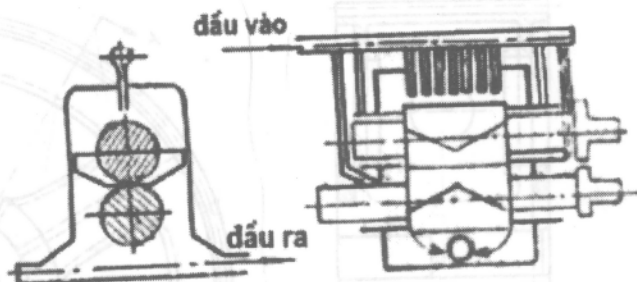
- Loại thân hộp gồm 3 hoặc 4 phần (hình c), mỗi phần một gối đỡ trực. Nhược điểm loại này là độ cứng vững không cao, gối ở giữa thường bị gãy.

- Loại thân hộp bổ đứng (hình d). Loại này tạo thuận lợi cho mài nghiền răng, nâng độ chính xác ăn khớp, nhưng phải có biện pháp kín khít chống rò rỉ dầu. Kết cấu này thường dùng trong máy cán dây, máy cán hình cỡ nhỏ.

Tuỳ theo cách lắp ghép trên nên có thể chia hộp bánh răng chữ V thành hai loại (hình 4.15).



Hình 4.15. Hai phương án lắp ghép hộp bánh răng.



Hình 4.16. Bôi trơn hộp bánh răng.

- Kiểu đáy bằng (hình a) khi lắp ghép toàn bộ đáy hộp nằm sát trên nền móng.

- Kiểu đáy lồi, khi lắp ghép chỉ có một phần đáy hộp nằm sát trên nền móng (hình b).

Về mặt ổn định và tính chất chế tạo thì kiểu (a) tốt hơn kiểu (b). Về mặt thông gió thì ngược lại

Ổ đỡ bánh răng chữ V thường là ổ trượt. Vì vậy nếu dùng ổ bi thông dụng thì đường kính ngoài của ổ bi rất lớn không cho phép ghép hai ổ bi của hai hoặc 3 trục răng liền nhau. Tuy vậy gần đây xu hướng dùng ổ bi bốn hàng bi loại đặc biệt có đường kính ngoài nhỏ. Ưu điểm của loại này là chịu được tải trọng lớn.

Cách tính mômen và bulông nền của hộp bánh răng chữ V cũng giống như cách tính thân giá cán. Các loại bánh răng được bôi trơn bằng hệ thống dầu tuần hoàn (hình 4.16).

4.6. Hộp giảm tốc

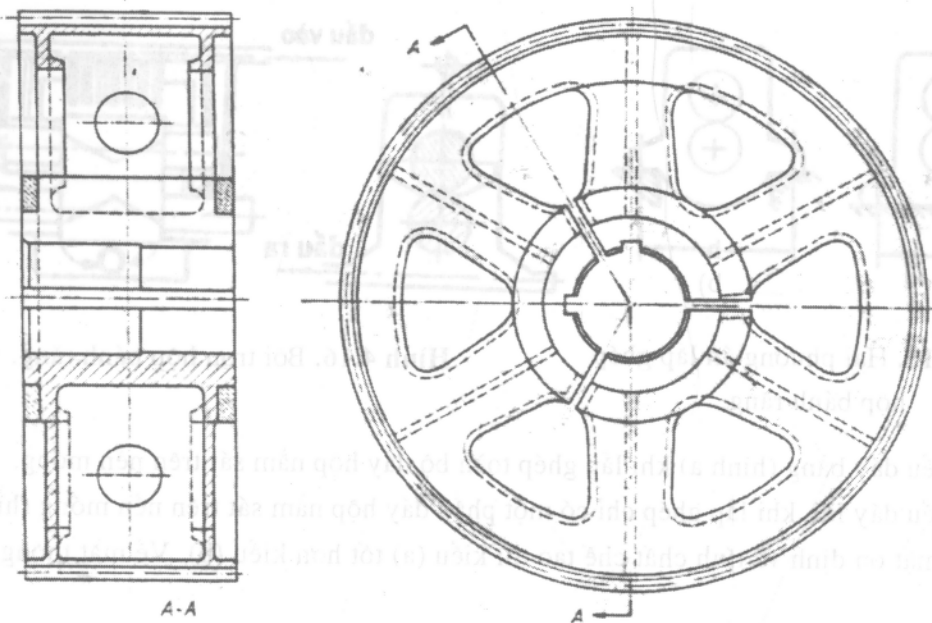
Như phần trên đã nêu, nhờ có hộp giảm tốc ta có thể dùng loại động cơ điện có vòng quay tương đối lớn và có thể lắp thêm bánh đà (nếu động cơ có số vòng quay lớn thì kích thước vô lăng đà có thể nhỏ) để dẫn động máy cán và nhờ vậy có thể giảm được chi phí dầu tư.

Nếu tỷ số truyền $i < 9$ thì dùng hộp giảm tốc một cấp. Nếu tỷ số truyền $i = 9 \div 35$ thì dùng hộp giảm tốc hai cấp. Trong máy cán thường ít dùng hộp giảm tốc ba cấp trở lên.

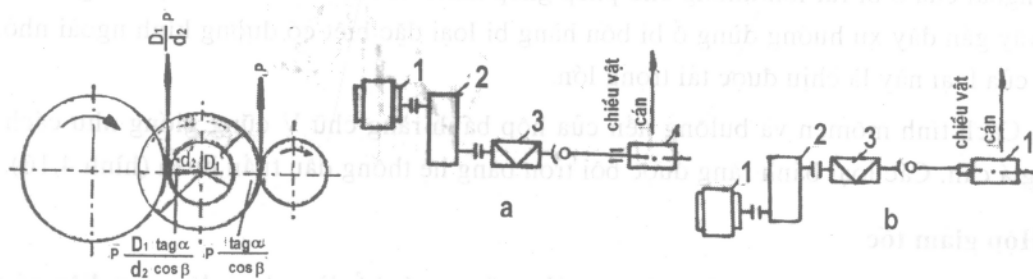
Tính toán hộp giảm tốc dùng trong máy cán về căn bản giống giáo trình Chi tiết máy, nhưng phải chú ý rằng bánh răng ở đây thường tương đối lớn, phải có kết cấu phù hợp cho chế tạo và lắp ráp (tham khảo hình 4.17). Để tăng khả năng truyền lực và giảm nhỏ kích thước, bánh răng Nôvikôv đang ngày càng được sử dụng rộng rãi.

Để tránh bulông cạnh ổ bị kéo đứt cần phải bố trí hộp giảm tốc phù hợp với chuyển động của vật cán (tham khảo hình 4.18).

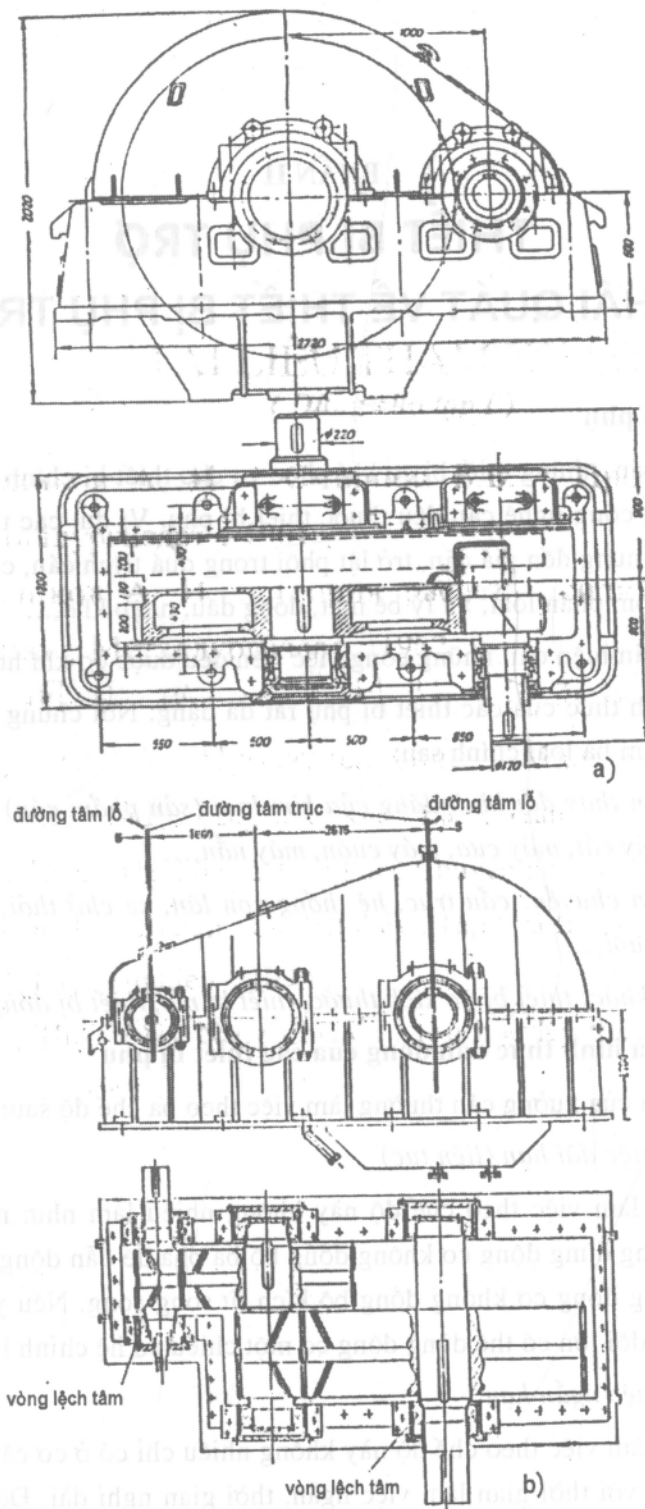
Các bộ truyền của hộp giảm tốc phải được bôi trơn thật tốt bằng hệ thống dầu tuần hoàn. Hình 4.19 thể hiện hộp giảm tốc một cấp (hình a) và hộp giảm tốc hai cấp (hình b), trong đó gối đỡ trục ra và trục vào của hộp có lắp vòng lệch tâm để điều chỉnh khe hở khi bị mòn.



Hình 4.17. Một kết cấu bánh răng dùng trong máy cán.



Hình 4.18. Quan hệ giữa cách bố trí hộp giảm tốc với chiều chuyển động của vật cán, trạng thái chịu lực của bulông cạnh ổ.



Hình 4.19. Một số kết cấu hộp giảm tốc dùng trong máy cán:

a- hộp giảm tốc một cấp; b- hộp giảm tốc hai cấp.

PHẦN II

THIẾT BỊ PHỤ TRỢ

KHÁI QUÁT VỀ THIẾT BỊ PHỤ TRỢ

1. Phân loại thiết bị phụ

Trong xưởng cán, những thiết bị cơ khí phục vụ cho thiết bị chính (Máy cán) bảo đảm hoàn thành quá trình công nghệ cán đều thuộc thiết bị phụ. Ví dụ: các thiết bị đưa kim loại vào lò nung rồi từ lò nung đến giá cán, trở lật phôi trong quá trình cán, cắt bỏ đầu đuôi, chia đoạn vật cán, nắn cuộn, phân loại, xử lý bề mặt, đóng dấu, nhập kho,...

Trong xưởng cán hiện đại, những công việc trên đều được cơ khí hóa và tự động hóa.

Kết cấu và hình thức của các thiết bị phụ rất đa dạng. Nói chung có thể chia thiết bị phụ của xưởng cán làm ba loại chính sau:

1. Các máy làm thay đổi hình dáng của kim loại (sản phẩm cán) hay còn gọi là các máy gia công, như máy cắt, máy cưa, máy cuộn, máy nắn,...
2. Các máy vận chuyển: cầu trục, hệ thống con lăn, xe chở thỏi, máy đẩy, máy lật, bàn nâng, sàn làm nguội,...
3. Các thiết bị khác: thiết bị đo kích thước, thiết bị mạ, thiết bị đóng gói,...

2. Chế độ làm việc và hình thức dẫn động của các thiết bị phụ

Các thiết bị phụ của xưởng cán thường làm việc theo ba chế độ sau:

1. Chế độ làm việc dài hạn (liên tục)

Những thiết bị làm việc theo chế độ này không nhiều lắm như: máy cưa, máy nắn, máy cắt đĩa... và thường dùng động cơ không đồng bộ ba pha để dẫn động. Nếu yêu cầu thay đổi tốc độ có thể dùng động cơ không đồng bộ kích từ song song. Nếu yêu cầu điều chỉnh tốc độ động cơ tương đối lớn có thể dùng động cơ một chiều có hệ chỉnh lưu riêng.

2. Chế độ làm việc ngắn hạn

Những thiết bị làm việc theo chế độ này không nhiều chỉ có ở cơ cấu thay trục cán, cơ cấu chỉnh kích thước, với thời gian làm việc ngắn, thời gian nghỉ dài. Để dẫn động thiết bị này thường dùng động cơ không đồng bộ ba pha, nhưng cũng có thể dùng xilanh khí nén hoặc xilanh thủy lực.

3. Chế độ làm việc ngắn hạn lặp lại (hay chế độ khởi động)

Phần lớn các thiết bị phụ trợ của xưởng cán làm việc theo chế độ này. Ví dụ: máy lật thép, đường con lăn cạnh giá cán đảo chiều (đường con lăn công tác)...đặc điểm của chế độ này là máy hãm phanh thường xuyên, có thể mỗi giờ 1500 lần hoặc nhiều hơn. Vì vậy điều kiện làm việc rất nặng nề. Để dẫn động thiết bị này thường dùng dẫn động bằng các loại động cơ điện chuyên dùng trong ngành luyện kim trong đó có các loại động cơ biến tần. Khi vận chuyển các vật cán với các hành trình nhỏ thường dẫn động bằng khí nén. Vì vậy kết cấu của máy sẽ nhỏ gọn, khởi động, phanh hãm rất nhanh.

Ngoài 3 chế độ làm việc đã nêu trên, một số thiết bị phụ trợ của xưởng cán có thể làm việc theo chế độ đóng - ngắt.

Chương 5

MÁY CẮT

5.1. Các loại máy cắt thường dùng trong xưởng cán

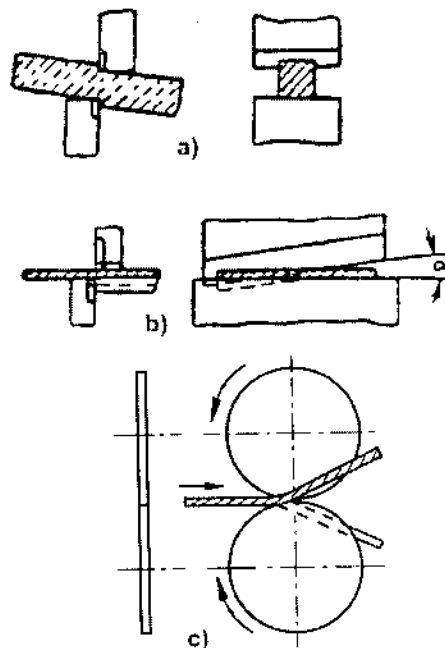
Để phân đoạn sản phẩm cán có thể dùng nhiều loại máy và thiết bị khác nhau. Trong Xưởng cán thép thường dùng loại máy cắt với hai lưỡi dao (vì vậy có thể gọi tắt là kéo cắt). Bản thân loại thiết bị này cũng có nhiều loại, chúng thường được chia thành bốn nhóm sau đây:

1. Máy cắt lưỡi dao song song (hình 5.1a)

Ở đây hai loại lưỡi dao đặt song song với nhau, loại máy này được dùng để cắt kim loại ở trạng thái nóng (có thể gọi là máy cắt nóng) và thường bố trí sau máy cán khai phôi, máy cán phôi và cũng có thể dùng để cắt nguội thép hình.

2. Máy cắt lưỡi dao nghiêng (hình 5.1b)

Ở đây hai lưỡi dao được đặt nghiêng với nhau một góc nào đó. Loại máy này thường dùng để cắt nóng hoặc cắt nguội thép tấm, thép dài, cũng có thể dùng để cắt thép dây thành bó, thép hình.



Hình 5.1. Sơ đồ các loại máy cắt:

a- máy cắt dao song song; b- máy cắt dao nghiêng; c- máy cắt đĩa.

3. Máy cắt đĩa (hình 5.1c)

Ở đây hai lưỡi dao được chế tạo thành hình đĩa quay ngược chiều nhau. Loại máy này chủ yếu dùng để cắt nguội thép tấm, thép dải, cắt tấm thành nhiều dải, cũng có thể dùng để cắt nguội thép dây thành bó (cắt ngang).

4. Máy cắt bay

Đây là loại máy cắt ngang vật cán khi đang chuyển động. Loại máy cắt này sẽ được nghiên cứu ở một chương riêng.

5.2. Cơ sở lý thuyết quá trình cắt kim loại

5.2.1. Quá trình cắt

Quá trình cắt kim loại được chia thành hai giai đoạn (hình 5. 2)

1. Giai đoạn ép vào kim loại: Hai lưỡi dao tỳ vào bề mặt kim loại làm xô lệch các thớ kim loại nhưng chưa làm đứt chúng.

2. Giai đoạn cắt:

Hai lưỡi dao tiếp tục ép sát vào nhau làm các thớ kim loại bị trượt và tách khỏi nhau.

5.2.2. Trở lực cắt

Để nghiên cứu các lực tác dụng lên dao (hình 5.2), một số giả thiết đã được nêu ra:

1. Bỏ qua trọng lượng của bản thân vật cắt.

2. Khe hở giữa hai lưỡi dao theo phương ngang (phương vuông góc với phương tiến vào của hai dao bằng 0).

3. Áp lực phân bố đều trên mặt tiếp xúc giữa dao và kim loại (trên bề mặt ngang và mặt đứng) và bằng p .

Trong hai giai đoạn ép vào, tổng áp lực lên kim loại là:

$$P = pbx \quad (5-1)$$

trong đó: p - lực đơn vị;

b và x - chiều rộng và chiều dài của đoạn kim loại bị ép (mm).

Quan hệ giữa lực cắt và lực đẩy ngang T được xét trong điều kiện cân bằng của vật cắt với phương trình bằng mômen:

$$Pa = Tc \quad (5-2)$$

trong đó a và c lần lượt là khoảng cách giữa các lực tập trung của dao và kim loại trên phương đứng và trên phương ngang.

Với giả thiết 3 ta có:

$$\frac{P}{x} = \frac{T}{0,5z}$$

$$T = P \frac{0,5z}{x} = P_{tgy} \quad (5-3)$$

trong đó z là độ sâu cắt tuyệt đối.

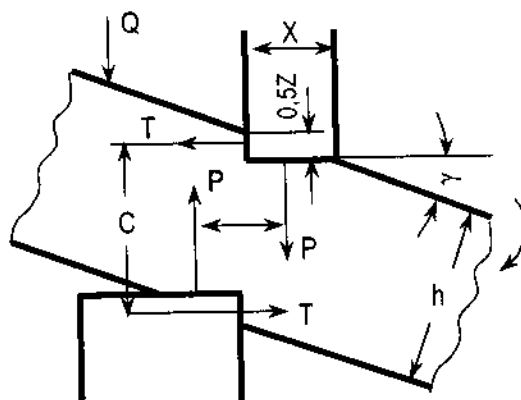
Như vậy, nếu γ tăng thì lực tăng. Vì vậy trong máy cắt thường dùng tấm ép hay bàn ép để giảm lực ngang

$$a = x = \frac{0,5z}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (5-4)$$

$$c = \frac{h}{\cos \gamma} - 0,5z \quad (5-5)$$

Kết hợp các biểu thức (5-2), (5-4), (5-5) ta có:

$$\begin{aligned} \frac{T}{P} = \frac{a}{c} = \operatorname{tg} \gamma &= \frac{\frac{0,5z}{\operatorname{tg} \gamma}}{\frac{h}{\cos \gamma} - 0,5z} \\ \operatorname{tg}^2 \gamma \left(\frac{h}{\cos \gamma} - 0,5z \right) &= 0,5z \\ 2 \operatorname{tg}^2 \gamma \left(\frac{1}{\cos \gamma} - \frac{0,5z}{h} \right) &= \frac{z}{h} \\ \frac{2 \operatorname{tg}^2 \gamma}{\cos \gamma} = \frac{z}{h} (\operatorname{tg}^2 \gamma + 1) &= \frac{z}{h} \frac{1}{\cos^2 \gamma} \\ 2 \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma \approx 2 \operatorname{tg}^2 \gamma &= \frac{z}{h} \\ \operatorname{tg} \gamma = \sqrt{\frac{0,5z}{h}} \end{aligned} \quad (5-6)$$



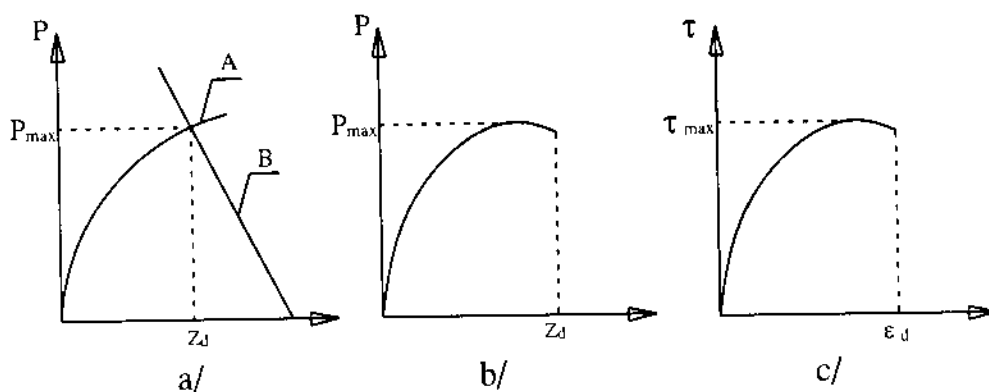
Hình 5.2. Quá trình cắt và phân tích lực.

Kết hợp (5-6) với (5-4) ta có:

$$x = \sqrt{0,5zh} \quad (5-7)$$

$$P = pb\sqrt{0,5zh} \quad (5-8)$$

Như vậy P là một hàm số bậc hai đối với z và được biểu thị bằng đường cong A trên đồ thị P(z) (xem hình 5.3a).



Hình 5.3. Quan hệ lực cắt, trở lực cắt và độ sâu cắt.

Giai đoạn cắt

Lực cắt của dao tác dụng lên kim loại là:

$$P = \tau b \left(\frac{h}{\cos \gamma} - z \right), \text{ N hay kN} \quad (5-9)$$

trong đó: τ trở lực cắt (MPa).

Như vậy trong giai đoạn cắt, áp lực P là một hàm số tuyến tính đối với độ sâu cắt tuyệt đối z , (xem đường cong B hình 5.3a).

Về lý thuyết mà nói từ tọa độ giao điểm hai đường A và B có thể xác định trị số lực cắt cực đại $P_{\max}$ và độ sâu cắt tuyệt đối $z_{\text{đứt}}$.

Thực nghiệm cho thấy rằng quan hệ giữa lực cắt P và độ sâu cắt tuyệt đối z (xem hình 5.3b) có những khác biệt so với đường cong lý thuyết như sau:

- Ở giai đoạn cắt đường cong thay đổi từ từ không bị gãy khúc đột ngột như ở giao điểm của hai đường cong lý thuyết A và B.

- Khi hai lưỡi dao ép vào đến một lúc nào đó còn một phần kim loại chưa bị lưỡi dao tì đến cũng tách ra đột ngột với $\epsilon_d < 1$.

- Ở giai đoạn cắt bởi vì τ không phải là hằng số nên khi z tăng thì P giảm. Khi z tăng đến một mức độ nào đó thì vết nứt xuất hiện và kéo dài do đó P giảm càng nhanh.

- Nếu đặt $\epsilon = z/h$ (hệ số cắt sâu tương đối) thì P cũng là hàm số bậc hai đối với ϵ . Để tiện nghiên cứu lực cắt đồ thị $P(z)$ được thay bằng đồ thị $\tau(\epsilon)$ như trên hình (5.3c).

5.2.3. Các nhân tố ảnh hưởng đến lực cắt

1. Tính năng của vật liệu

Khi giới hạn bền tăng thì lực cắt tăng. Vì khi đó tính đàn tăng, vết nứt kéo dài (hình 5.4b).

2. Nhiệt độ

Nhiệt độ cắt cao thì lực cắt P nhỏ ϵ_d tăng (hình 5.4a).

3. Khe hở ngang giữa hai lưỡi dao

Khe hở ngang Δ tăng thì P giảm ϵ_d tăng. Chính vì vậy có người tăng khe hở Δ để giảm lực cắt P . Nhưng không thể tăng Δ quá lớn vì nó ảnh hưởng đến chất lượng vết cắt (hình 5.4c).

4. Bán kính góc lượn của lưỡi dao

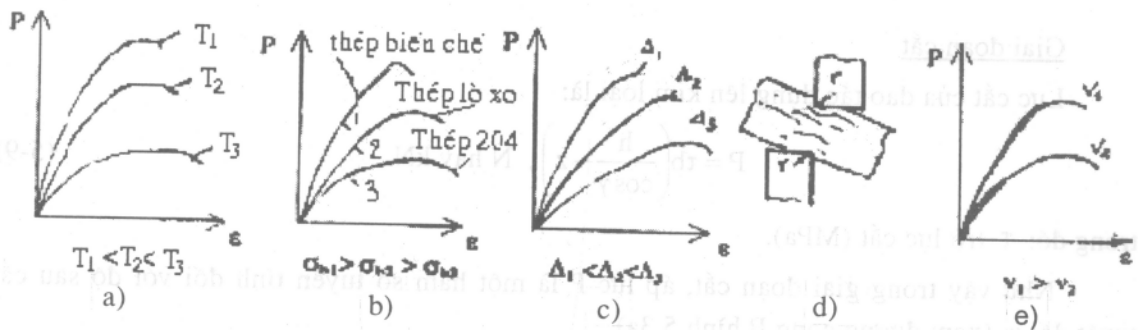
Bán kính góc lượn của lưỡi dao r giảm thì P giảm (hình 5.4d).

5. Góc của lưỡi dao

Góc của lưỡi dao α giảm thì lực cắt P giảm và tuổi thọ của dao cũng giảm. người ta thường chọn $\alpha = 90^\circ$ (hình 5.4d).

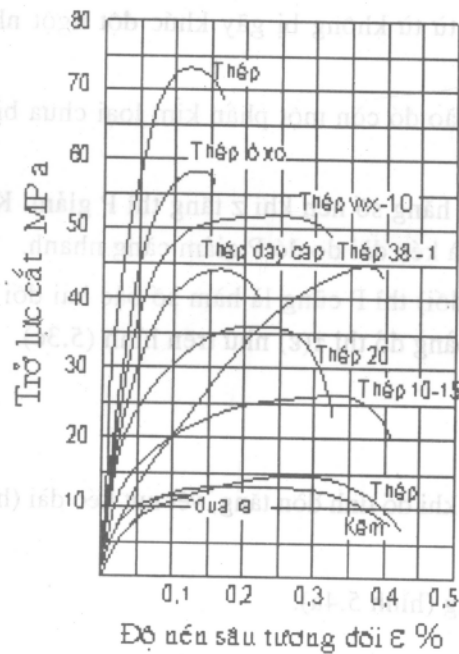
6. Tốc độ cắt

Nói chung tốc độ cắt tăng thì lực cắt tăng lên (hình 5.4e).

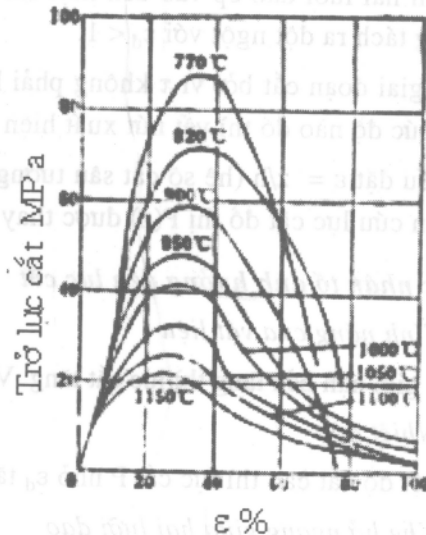


Hình 5.4. Các nhân tố ảnh hưởng đến lực cắt

Để tính toán lực cắt người ta thường dùng mối quan hệ trở lực cắt τ và độ sâu cắt tương đối ε . Nhiều thực nghiệm đã tiến hành, nhiều đường cong $\tau(\varepsilon)$ đã được xây dựng. Trên hình 5.5 và 5-6 là một trong số đó.



Hình 5.5. Đường cong trở lực cắt đơn vị của một số loại thép cắt nguội.



Hình 5.6. Đường cong trở lực cắt đơn vị của thép ít cacbon (0,13 ÷ 0,2).

5.2.4. Tính lực cắt, công cắt, mômen cắt và cách chọn công suất động cơ của máy cắt dao song song

1. Lực cắt P

Khi cắt có diện tích tiết diện ngang là F_0 với điều kiện quan hệ đường cong $\varepsilon(\tau)$ đã cho trước thì lực cắt P được tính theo công thức:

$$P = \tau \cdot F_0$$

$$P_{\max} = \tau_{\max} F_0 \quad (5-10)$$

Nếu không có sẵn đường cong $\tau(\varepsilon)$ thì dùng ứng suất tương đương giữa trở lực cắt (ứng suất cắt) với giới hạn bền σ_b :

$$\tau_{\max} = k\sigma_b \quad (5-11)$$

Trong đó k là hệ số chuyển đổi giới hạn bền kéo sang giới hạn bền cắt. Thông thường lấy $k = 0,7 \div 0,8$.

Trong thực tiễn phần lớn máy cắt dao nghiêng và máy cắt dao song song sử dụng cơ cấu trục khuỷu, lực cắt P được tính theo quan hệ góc quay α và được xét trong mối quan hệ của vòng tròn ma sát tại các khớp quay của cơ cấu quay con trượt OAB như trên hình 5.7.

Lực tác dụng lên tay biên sẽ là:

$$P_{AB} = \frac{P}{\cos(\beta + \gamma) - f \sin(\beta + \gamma)} \quad (5-12)$$

trong đó: β - góc lắc của tay biên ứng với góc tay quay α :

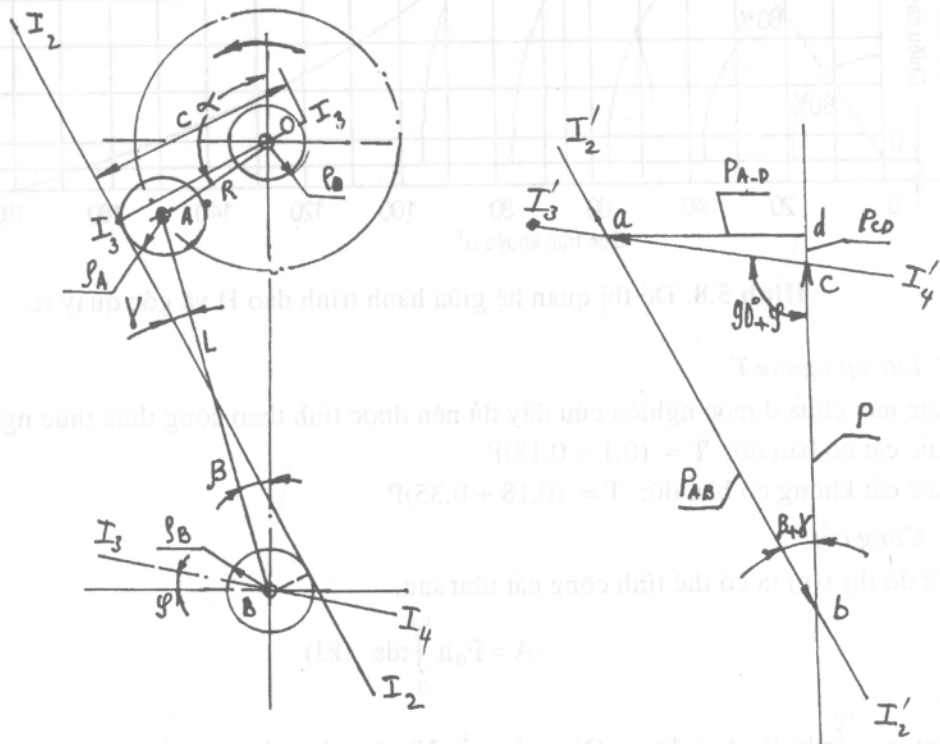
$$\sin \beta = (R/L) \sin \alpha \quad (5-13)$$

R - bán kính tay quay;

L - chiều dài tay biên;

f - hệ số ma sát giữa bàn trượt dao và rãnh dao, nếu góc ma sát là φ thì:

$$f = \tan \varphi; \quad (5-14)$$



Hình 5.7. Sơ đồ phân tích lực cắt trên cơ cấu trục khuỷu có xét tới ảnh hưởng của ma sát.

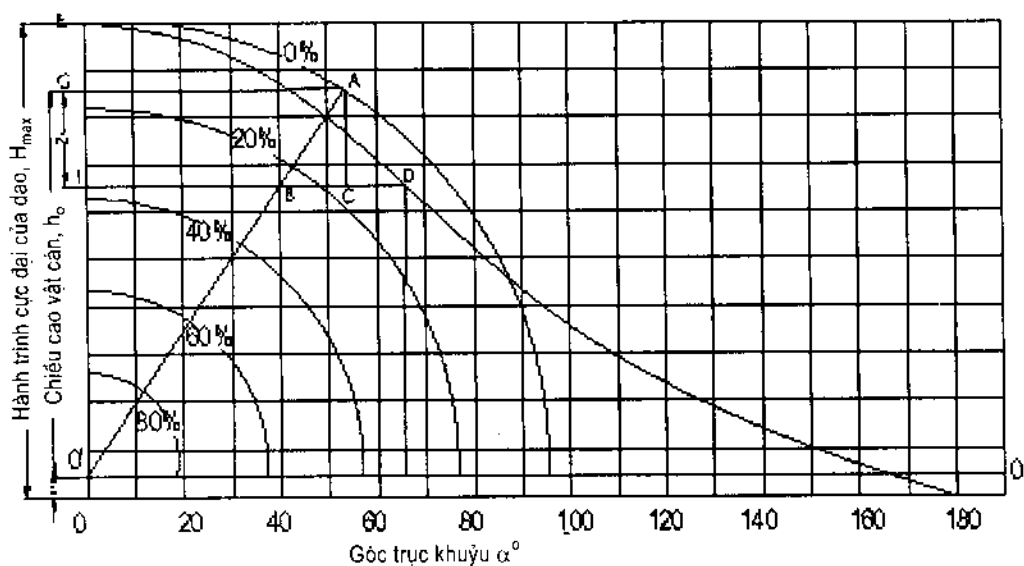
γ là góc tạo bởi phương tác dụng của lực tay biên có tính đến ảnh hưởng của ma sát ở hai khớp nối và đường tâm tay biên.

$$\sin \gamma = \frac{p_A + p_B}{L}$$

hoặc $\sin \gamma = \frac{p_A - p_B}{L}$ (5-15)

Trong đó p_A và p_B lần lượt là bán kính bán kính ma sát của các khớp quay A và B.

Khi chiều dài tay quay (độ lệch tâm R) và chiều dài tay biên L đã biết có thể thông qua phương pháp đồ giải tìm ra được hành trình trượt H và góc quay của tay quay α (đường cong $H = f(\alpha)$ như trên hình 5.8. Thông qua đường cong này có thể tìm quan hệ $P = f(z)$ thành quan hệ $P = f(\alpha)$.



Hình 5.8. Đồ thị quan hệ giữa hành trình dao H và góc quay α .

2. Lực ép ngang T

Lực này chưa được nghiên cứu đầy đủ nên được tính theo công thức thực nghiệm sau:

Lúc cắt có bàn đỡ: $T = (0,1 \div 0,18)P$ (5-16)

Lúc cắt không có bàn đỡ: $T = (0,18 \div 0,35)P$ (5-17)

3. Công suất

Từ đồ thị $\tau(\varepsilon)$ ta có thể tính công suất như sau:

$$A = F_0 h \int_0^{\varepsilon_d} \tau d\varepsilon \quad (\text{kJ}) \quad (5-18)$$

Gọi $a = \int_0^{\varepsilon_d} \tau d\varepsilon$ là công đơn vị (Nmm/mm³). Vì công đơn vị a có thể tính theo công thức:

$$a = \tau_{ib} \cdot \varepsilon_{ij} \quad (5-19)$$

trong đó: τ_{tb} - trở lực cắt trung bình nên ta có:

$$A = F_0 \cdot h \cdot a \quad (5-20)$$

Nếu chưa có đường cong $\tau(\epsilon)$ thì cũng dùng lý thuyết tương đương giữa trở lực cắt với giới hạn bền σ_b và độ cắt sâu tương đối ϵ với độ giãn dài tương đối δ_σ

$$\tau_{tb} = k_1 \cdot \sigma_b \quad (5-21)$$

$$\epsilon_d = k_2 \delta_\sigma \quad (5-22)$$

k_1 - hệ số tỉ lệ giữa giới hạn bền và giới hạn cắt trung bình $k = 0,6$;

k_2 - hệ số tỉ lệ giữa lượng giãn dài tương đối khi biến dạng đàn hồi và lượng cắt sâu tương đối, thông thường $k_2 = 1,2 \div 1,6$.

4. Mômen tĩnh

Như đã nêu ở trên phần lớn các máy cắt dao song song và cả dao nghiêng sử dụng cơ cấu trục khuỷu, trục lệch tâm. Để tính toán độ bền cho trục truyền và công suất động cơ cần phải xác định được mômen tác dụng lên trục lệch tâm:

$$M_t = M_c + M_{ms} + M_{ck} \quad (5-23)$$

trong đó: M_t - mômen tĩnh tác dụng lên trục lệch tâm;

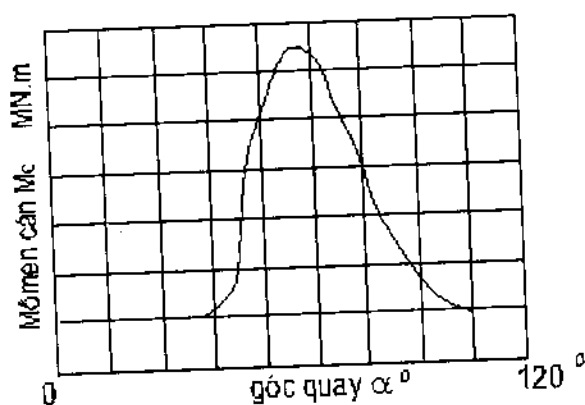
M_c - mômen cắt tác dụng lên trục lệch tâm;

M_{ms} - mômen ma sát quy về trục lệch tâm;

M_{ck} - mômen chạy không quy về trục lệch tâm.

Bởi vì đường kính trục lệch tâm khá lớn, ma sát tổn hao tại đó không nhỏ, không thể ước tính theo hiệu suất mà phải tính toán cụ thể.

Mômen cắt và mômen ma sát thường được xét trong mối quan hệ của vòng tròn ma sát tại các khớp quay như trên hình 5.7. Sau đó quan hệ giữa mômen cắt M_c và góc quay của trục lệch tâm α được thể hiện trên hình 5.9.



Hình 5.9. Đồ thị mômen cắt M_c và góc quay α của trục khuỷu.

5. Tính chọn công suất động cơ máy cắt

Trong trường hợp sơ bộ có thể chọn động cơ máy cắt và thời gian cắt.

Nhưng vì động cơ của máy cắt có thể làm việc theo hai chế độ (chế độ khởi động hay chế độ làm việc liên tục) nên động cơ máy cắt phải được chọn theo chế độ làm việc tương ứng với nó.

Ở chế độ khởi động, động cơ không mang bánh đà công suất động cơ tính theo chế độ định mức được xác định trực tiếp từ trị số mômen tĩnh cực đại tác dụng ở trục lệch tâm:

$$M_{dm} = \frac{M_{max}}{K_{ni}} \quad (5-24)$$

trong đó: M_{dm} - mômen định mức của động cơ;

M_{max} - mômen cực đại ở trục lệch tâm;

i - tỉ số truyền chung từ trục động cơ đến trục lệch tâm;

n - hiệu suất truyền động;

K - hệ số quá tải của động cơ.

Ở chế độ làm việc liên tục, động cơ mang bánh đà, khi chọn công suất động cơ có thể dựa vào mômen tương đương tính toán từ đồ thị mômen tĩnh (như trong phần tính toán mômen cán có mang bánh đà) hoặc tính theo công thức:

$$M_{td} = \frac{\sum M_{ci} t_{ci}}{t_{ck}} \quad (5-25)$$

trong đó: M_{td} - mômen tương đương tác dụng lên trục động cơ (Nm);

M_{ci} - mômen cắt tĩnh ở lần cắt thứ i (quy đổi về trục động cơ) (Nm);

t_{ci} - thời gian cắt ở lần thứ i (s);

t_{ck} - là thời gian chu kỳ cắt (s).

Mômen định mức để chọn động cơ là:

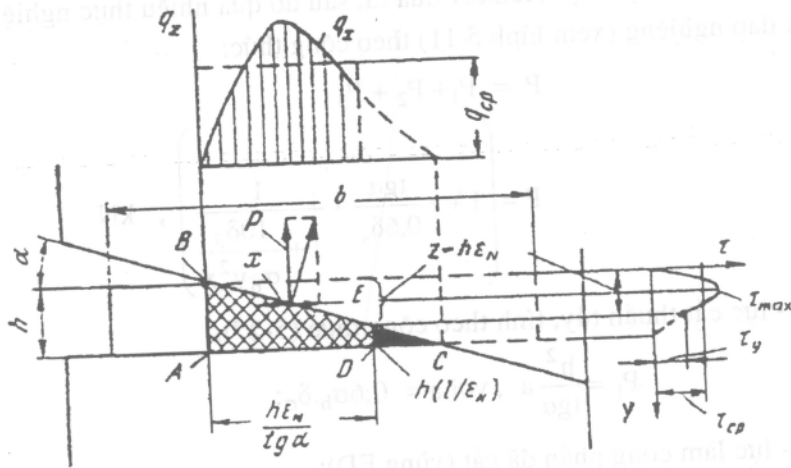
$$M_{dm} = (1,15 + 1,3)M_{td} \quad (5-26)$$

5.2.5. Tính toán lực cắt, công cắt và công suất của máy cắt dao nghiêng

1. Đặc điểm

Vì quá trình cắt giữa hai lưỡi dao tạo góc lệch α nên quá trình cắt có những đặc điểm sau: (xem hình 5.10).

- Lưỡi dao và vật cắt chỉ tiếp xúc nhau trên một phần chiều rộng
 - Diện tích tăng từ 0 đến cực đại. Đây là thời kì bắt đầu cắt.
 - Diện tích tiếp xúc giữ ở giá trị cực đại. Đây là thời kì ổn định.
 - Diện tích tiếp xúc giảm từ cực đại về 0. Đây là thời kì kết thúc cắt.
- Trong thời kỳ ổn định lực cắt có giá trị cực đại và cố định (ứng với diện tích cắt lớn nhất) thời kỳ đó độ sâu cắt tương đối ε tồn tại trong khoảng $0 + \varepsilon_d$.



Hình 5.10. Sơ đồ lực cắt trong máy cắt dao nghiêng.

2. Lực cắt (thời kỳ ổn định)

Lấy một phân tố dx để nghiên cứu, trên đó chịu lực phân tố: $dp_x = q_x \cdot dx$ trong đó q_x là lực cắt đơn vị chiều dài của vùng tiếp xúc.

Vì :

$$\tau = \frac{P}{F_0} = \frac{P}{bh}$$

trong đó:

$$\frac{P}{b} = q_x \Rightarrow q_x = \tau \cdot h$$

$$dp_x = q_x dx = \tau h dx$$

$$P = \int \tau h dx$$

Vì:

$$\epsilon = \frac{x \tan \alpha}{h}$$

$$dx = \frac{h}{\tan \alpha} d\epsilon$$

Nên:

$$P = \int \frac{\tau h^2}{\tan \alpha} d\epsilon = \frac{h^2}{\tan \alpha} \int \tau d\epsilon$$

Vì:

$$a = \int \tau d\epsilon$$

Nên:

$$P = \frac{h^2}{\tan \alpha} a, \text{ kN}$$

(5-27a)

Xét đến lưỡi dao bị cùn, phải tăng thêm 10 ÷ 15% vào kết quả tính, nghĩa là:

$$P = (1,15 \div 1,20) \frac{h^2}{\tan \alpha} a, \text{ kN}$$

(5-27b)

Cách tính sau đây được Xêlikov đưa ra, sau đó qua nhiều thực nghiệm, Nôxan đã kiến nghị lực cắt dao nghiêng (xem hình 5.11) theo công thức:

$$P = P_1 + P_2 + P_3$$

$$P = \left(1 + Z \frac{\operatorname{tg} \alpha}{0,6 \delta_s} + \frac{1}{1 + \frac{10 \delta_s}{\sigma_b y^2 x}} \right), \text{ kN} \quad (5-28)$$

trong đó: P_1 - lực cắt thuần túy, tính theo công thức (5-27):

$$P_1 = \frac{h^2}{\operatorname{tg} \alpha} a, \text{ với } a = 0,6 \sigma_b \cdot \delta_\sigma;$$

P_2 - lực làm cong phần đã cắt (vùng ED);

Z - hệ số phụ thuộc quan hệ $\lambda = \frac{\operatorname{etg} \alpha}{\delta_\sigma h}$ (hình 5.11b), khi $\lambda \geq 15$ thì $Z = 1$;

P_3 - lực làm biến dạng cục bộ phần chuẩn bị cắt (vùng AFE)

y - hệ số xét tới ảnh hưởng của khe hở ngang của hai lưỡi dao (Δ) và chiều dày vật cắt h :

$$y = \Delta / h$$

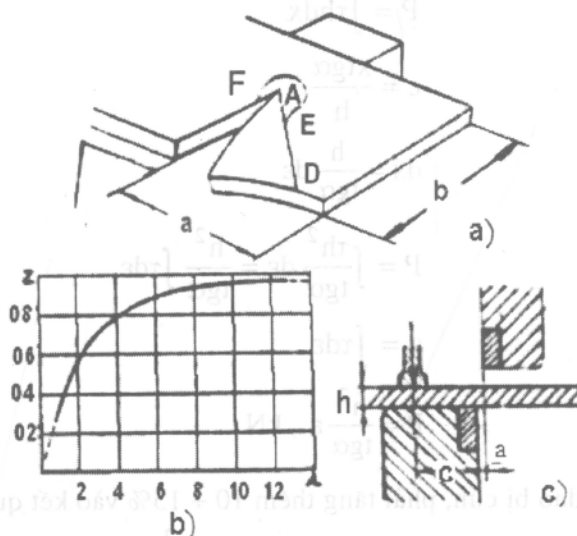
Khi $h \leq 5 \text{ mm}$ lấy $\Delta = 0,07 h$,

Khi $h = 10 \sim 12 \text{ mm}$, lấy $\Delta = 0,5 \text{ mm}$;

x là hệ số xét tới tác dụng của bàn ép (hình 5-11c): $x = c/h$

Lúc tính sơ bộ lấy $x = 10$

Sau khi tính phải tăng kết quả lên 10 đến 15% để đề phòng dao bị cùn.



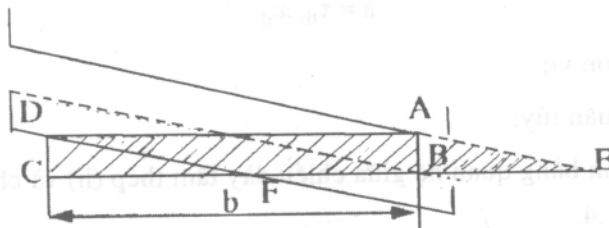
Hình 5.11. Ảnh hưởng của nhân tố phụ trong máy cắt dao nghiêng:

a- ảnh hưởng của biến dạng; b- quan hệ của z và λ ; c- ảnh hưởng của khe hở ngang.

3. Công của máy cắt dao nghiêng

Bởi vì công cắt có trị số bằng tích số giữa lực cắt và hành trình, nên cùng một diện tích cắt như nhau hành trình bằng nhau, thì dù có hình dạng thiết diện cắt khác nhau thì công cắt cũng bằng nhau. Do đó có thể đổi hình chữ nhật ABCD thành hình bình hành ADEF (xem hình 5.12).

$$A = P.b.tg\alpha, \text{ kJ} \quad (5-29)$$



Hình 5.12. Sơ đồ tính toán công cắt máy cắt dao nghiêng.

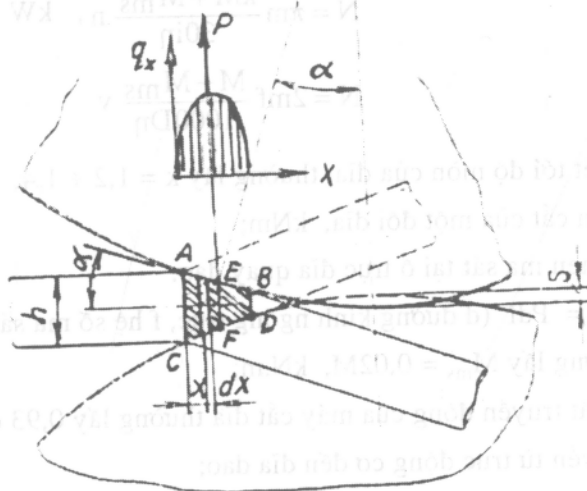
4. Chọn công suất động cơ cho máy cắt dao nghiêng

Việc tính toán chọn công suất động cơ ở đây cũng tính toán chọn tương tự như ở máy cắt dao song song nên không nhắc lại.

5.2.6. Tính toán lực cắt và công cắt của máy cắt đĩa

1. Đặc điểm (xem hình 5.13)

Máy cắt đĩa dùng để cắt dọc thép tấm đang chuyển động. Độ sâu cắt tương đối đồng đều tồn tại từ 0 đến ϵ_d . Trong tính toán đây cung AB và CD thay cho cung AB và CD.



Hình 5.13. Sơ đồ tính toán máy cắt đĩa.

2. Lực cắt

Lực cắt được tính theo công thức:

$$P = P_1 \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\delta_5} . z_1 \right), \quad \text{kN} \quad (5-30)$$

$$P_1 = \frac{h^2}{\operatorname{tg} \alpha} . a$$

$$a = \tau_{tb} . \varepsilon_d$$

a là công cắt đơn vị;

P_1 là lực cắt thuần túy;

z_1 được xác định bằng quan hệ giữa chiều dày tấm thép (h) và chiều rộng tấm thép (e).

Khi $e \geq 15$ lấy $z_1 = 1,4$.

Sau khi tính được P theo công thức trên phải tăng kết quả lên 10 đến 15% để tránh dao bị cùn.

3. Mômen cắt và công cắt

Giả thiết lực P tác dụng chính giữa dây cung AB. Mômen sinh ra trên hai đĩa dao là:

$$M = PD \sin \alpha, \quad \text{kN.m} \quad (5-31)$$

trong đó: D - đường kính dao;

α - góc tạo bởi phương chuyển động của tấm và tiếp tuyến qua tâm cung tiếp xúc (đó chính là góc áp lực).

Nếu có m đôi đĩa dao thì công suất động cơ cần thiết sẽ là:

$$N = \pi m \frac{kM + M_{ms}}{30i\eta} n, \quad \text{kW} \quad (5-32a)$$

$$N = 2mf \frac{M + M_{ms}}{1000D\eta} v \quad (5-32b)$$

trong đó: k - hệ số xét tới độ mòn của đĩa, thường lấy $k = 1,2 \div 1,4$;

M - mômen cắt của một đôi đĩa, kNm;

M_{ms} - mômen ma sát tại ổ trục đĩa quay dao:

$$M_{ms} = Pdf \quad (d \text{ đường kính ổ trục, } f \text{ hệ số ma sát tại ổ});$$

Thường lấy $M_{ms} = 0,02M$, kN.m;

η - hiệu suất truyền động của máy cắt đĩa thường lấy 0,93 đến 0,95;

i - tỉ số truyền từ trục động cơ đến đĩa dao;

n - số vòng quay trong một phút của đĩa dao, vg/ph;

D - đường kính đĩa dao, m;

f_1 - hệ số ma sát giữa lưỡi dao và vật cắt (vật cán) thường lấy $1,2 \div 1,4$;

v - vận tốc của vật cắt (vật cán), m/s.

• Cách xác định góc α .

Vì $D \cdot \cos \alpha + EF = a$ (trong đó a là khoảng cách tâm hai đĩa dao)

$A = D - S$ (trong đó S là lượng trùng dao hai đĩa).

$$\cos \alpha = \frac{\frac{D}{2} - \frac{EF}{2} - \frac{S}{2}}{D} = 1 - \frac{S + EF}{D}$$

$$EF = \frac{AB + BD}{2} = \frac{h + h - h\varepsilon_d}{2} = h(1 - \varepsilon_d / 2)$$

$$\cos \alpha = 1 - \frac{S + h \left(1 - \frac{\varepsilon_d}{2}\right)}{D} \quad (5-33)$$

5.3. Cơ cấu và nguyên lý làm việc của một số máy cắt dao song song và máy cắt dao nghiêng

Trong thực tiễn tồn tại rất nhiều kiểu máy cắt dao nghiêng và máy cắt dao song song, cũng có thể dưới cắt lên cũng có thể trên cắt xuống, cũng có thể kiểu kín (kiểu khung) cũng có thể kiểu hở (kiểu công xôn) cũng có thể dẫn động bằng điện hoặc dẫn động bằng khí nén.

Sau đây sẽ giới thiệu một số máy cắt thường gặp và chỉ tìm hiểu nguyên lý làm việc, cách tính toán một vài chi tiết điển hình.

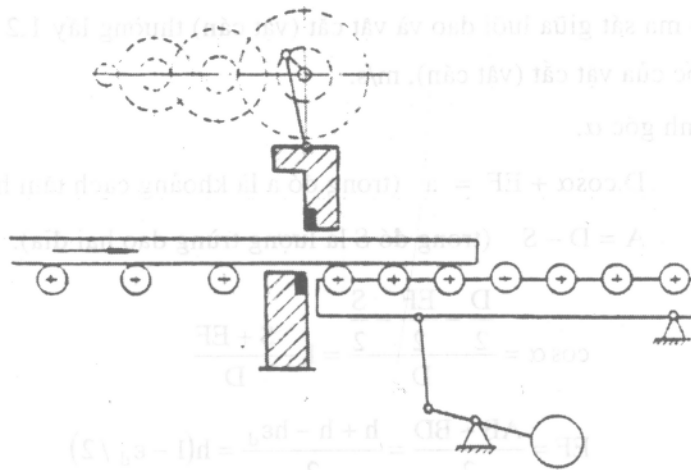
5.3.1. Giới thiệu một số máy cắt thường gặp

- Trên hình 5.14 là sơ đồ máy cắt trục khuỷu đơn cắt trên xuống, và trên hình 5.15 là hình vẽ kết cấu một máy cắt dưới lên với lực cắt là 2000 tấn.

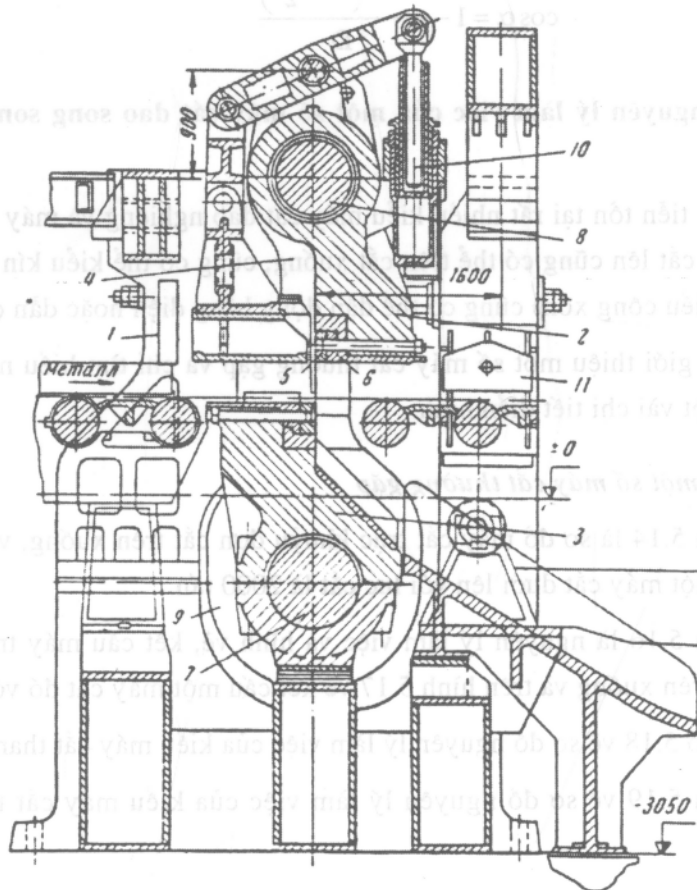
- Trên hình 5.16 là nguyên lý làm việc và hình vẽ, kết cấu máy trục khuỷu đơn, tay biên di trượt cắt trên xuống và trên hình 5.17 vẽ kết cấu một máy cắt dó với lực cắt 160 tấn.

- Trên sơ đồ 5.18 vẽ sơ đồ nguyên lý làm việc của kiểu máy cắt thanh giăng.

- Trên hình 5.19 vẽ sơ đồ nguyên lý làm việc của kiểu máy cắt trục khuỷu kép có bàn ép.

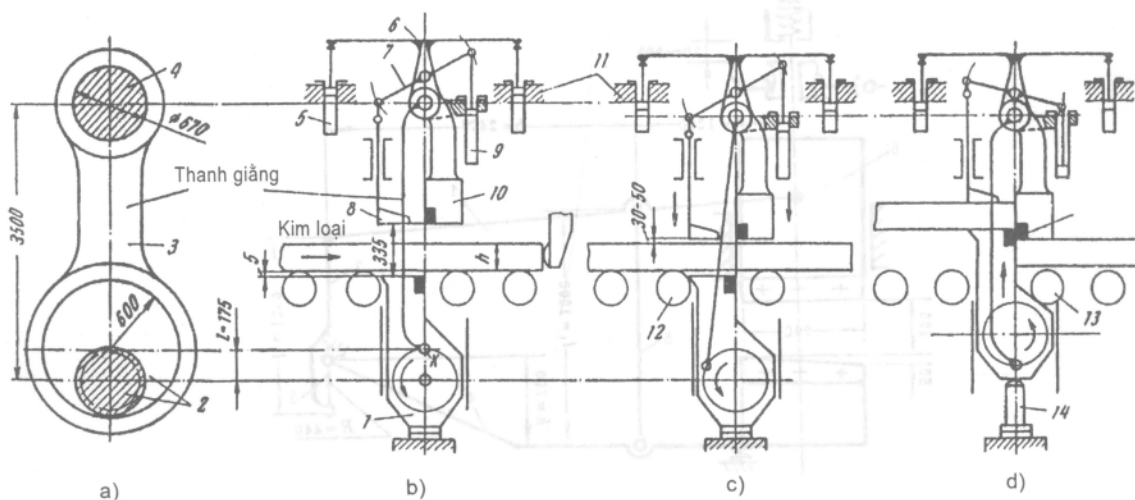


Hình 5.14. Sơ đồ máy cắt trục khuỷu đơn cắt trên xuống.



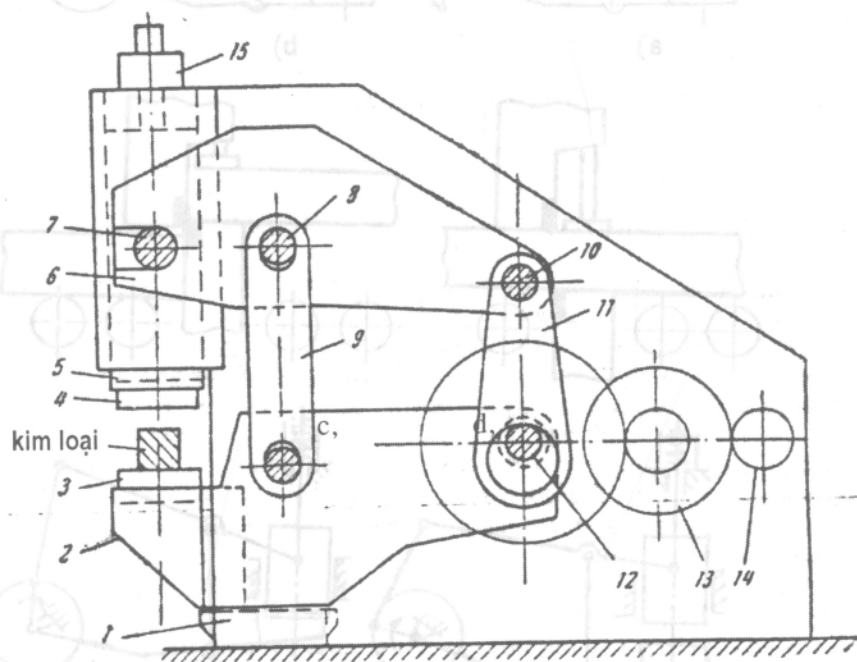
Hình 5.15. Sơ đồ máy cắt trục khuỷu kép cắt dưới lên:

- 1- thân giá; 2- bàn dao trên; 3- bàn dao dưới; 4- bàn kẹp; 5- lưới dao; 6- thanh đệm;
7- trục khuỷu dưới; 8- Trục khuỷu trên; 9- thanh giằng; 10- xilanh cân bằng; 11- cơ cấu đẩy.



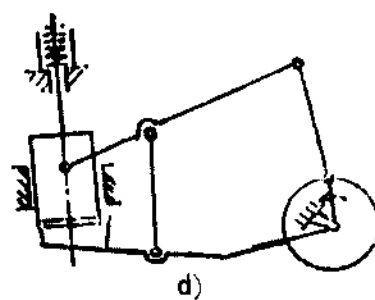
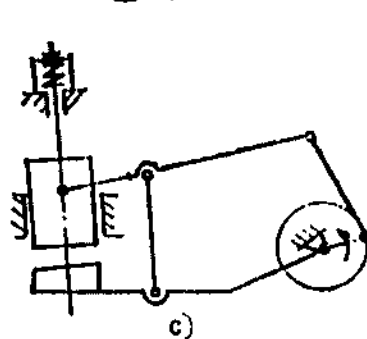
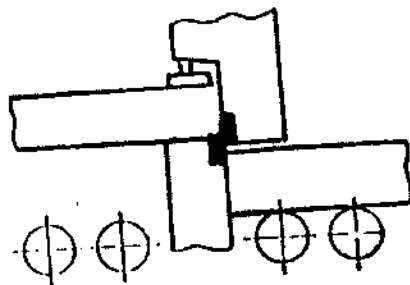
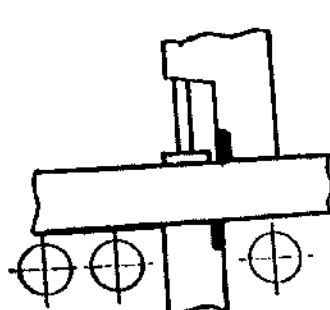
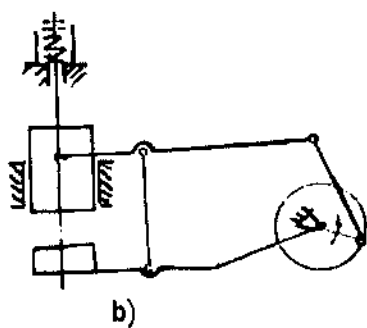
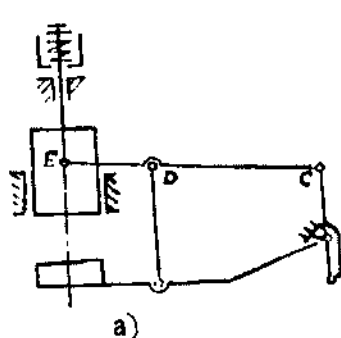
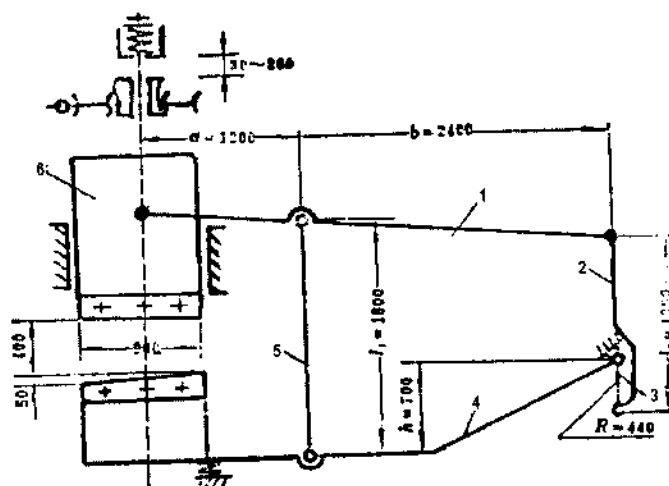
Hình 5.16. Nguyên lý làm việc của máy cắt trục khuỷu kép cắt dưới lên:

a- vị trí tay biên khi không cắt; b- vị trí chuẩn bị; c- vị trí cuối cùng của bàn kẹp dao; d- kết thúc quá trình cắt; 1- bàn trượt cùng dao dưới; 2- trục khuỷu; 3- tay biên; 4- trục bàn dao trên; 5- xilanh cân bằng dao trên; 6- cánh tay đòn cân bằng; 7- đòn gánh; 8- bàn kẹp; 9- xilanh bàn kẹp; 10- bàn trượt dao trên; 11- thân giá; 12- con lăn trước sàn; 13- con lăn sau sàn; 14- khí nén hoãn xung.



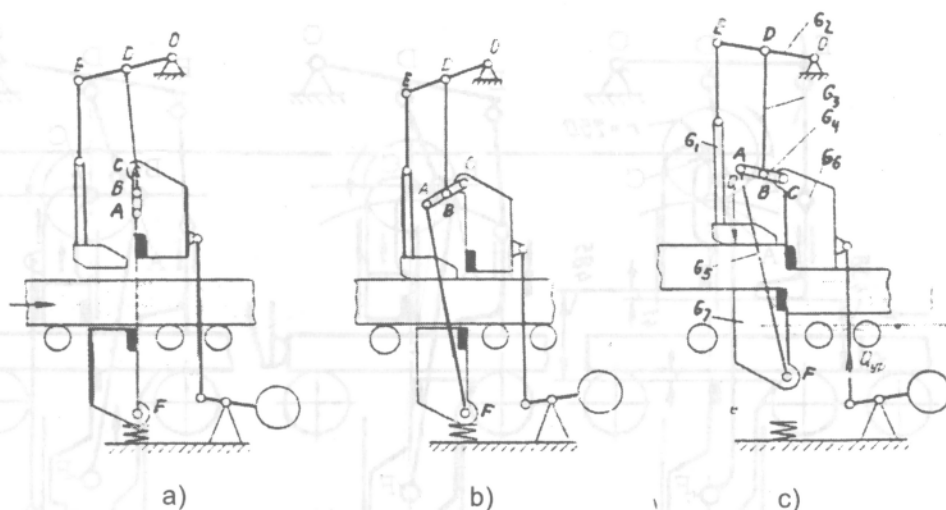
Hình 5.17. Sơ đồ động của máy cắt đòn bẩy dạng kín cắt dưới lên:

1- thân đế máy; 2- đòn bẩy dưới; 3- lưỡi dao dưới; 4- lưỡi dao trên; 5- bàn trượt trên; 6- đòn bẩy trên; 7- trục cố định; 8- trục tựa; 9- thanh giằng; 10- trục nối; 11- thanh nối; 12- trục khuỷu; 13- bánh răng di động; 14- bánh răng dẫn động; 15- cơ cấu trục vít.



Hình 5.18. Sơ đồ nguyên lý của kiểu máy cắt thanh dẹt:

a- trạng thái ban đầu; b- dao trên dừng lại; c- dao dưới đi lên; d- dao dưới đi lên tiến hành cắt.



Hình 5.19. Sơ đồ nguyên lý một số máy cắt trục khuỷu kép có bàn ép:

a - kiểu dẫn động trên, đối trọng khí nén hoãn xung; b- kiểu dẫn động dưới, đối trọng lò xo hoãn xung; c- kiểu dẫn động dưới khí nén hoãn xung.

5.3.2. Máy cắt dao song song trục khuỷu kép kiểu Xêlilov - Tôvanski (hình 5.20)

Đây cũng là một loại máy cắt trục khuỷu kép có bàn ép như trên hình 5.19a nhưng dùng lò xo đối trọng hoãn xung. Máy cắt này dùng để cắt nóng phôi thép hình cỡ lớn.

1. Một số yêu cầu truyền động

Chuyển động của trục nối (trục Các đăng) được phân thành ba nhánh:

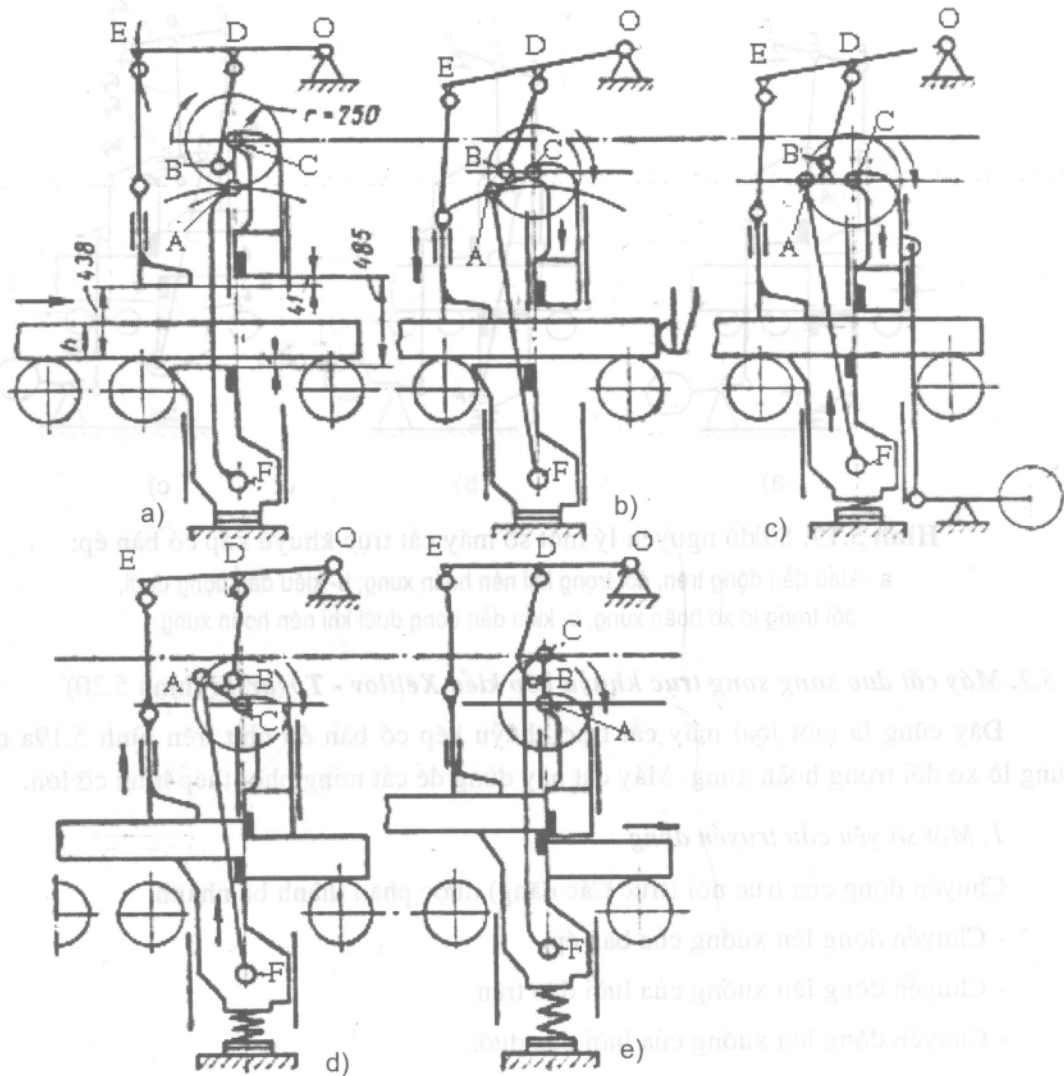
- Chuyển động lên xuống của bàn ép.
- Chuyển động lên xuống của lưỡi dao trên.
- Chuyển động lên xuống của lưỡi dao dưới.

Trong quá trình làm việc trục khuỷu lệch tâm kép ABC không cố định ở một vị trí nào. Vì vậy trục này còn được gọi là “trục nổi”.

- Thân dao trên chỉ dời chuyển trong rãnh của thân dao dưới.
- Thân dao dưới di động trong rãnh của giá máy.

$$\text{- Tỷ số } \frac{ED}{DO} = \frac{AB}{BC} = 1 \quad (5-34)$$

- Bàn ép lưỡi dao trên lưỡi dao dưới đều chuyển động theo phương thẳng đứng.
- Điểm E và D chỉ lác qua điểm O. Điểm B lác quanh điểm D. Điểm A lác quanh điểm F.
- Lúc chưa cắt, mặt bàn ép và lưỡi dao trên có khe hở cố định. Điều này cho phép lưỡi dao dưới có một hành trình chạy không.
- Trong quá trình cắt bàn ép và lưỡi dao trên cùng đi lên với một tốc độ như nhau.



Hình 5.20. Sơ đồ nguyên lý làm việc của máy cắt trục khuỷu kép kiểu Xêlikov – Tôvarski.

2. Quá trình làm việc

1- Ở vị trí ban đầu nhờ các trọng lượng bản thân, bàn dao dưới ở vị trí cuối cùng, và nhờ vào đối trọng bàn dao trên ở vị trí trên cùng (hình a).

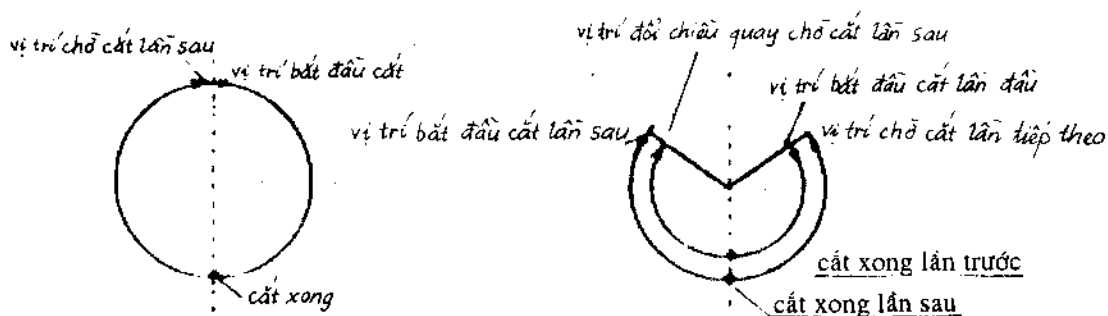
2- Bàn ép đi xuống vì lúc đó trở lực trong bàn ép này là rất nhỏ. Điểm B và C quay quanh điểm A nhưng điểm C chỉ trượt xuống. Do đó điểm A lắc quanh điểm F (hình b).

3- Bàn dao dưới đi lên điểm B đứng yên điểm A và C quay quanh điểm B (hình c).

4- Bắt đầu cắt điểm C đứng yên, điểm A và B quay quanh điểm C, điểm F tức bàn dao dưới cùng đi lên (hình d).

5- Quá trình cắt kết thúc đoạn thép bị cắt rơi xuống và được chuyển đi (hình e). Quá trình cắt ở đây là chế độ cắt toàn vòng (hay còn gọi là chế độ cắt toàn chu kỳ) xem hình

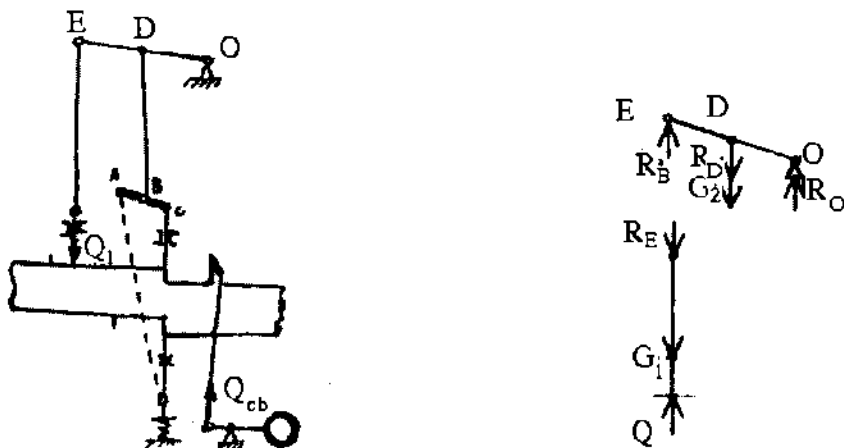
5.21a. Quá trình này chỉ thích hợp với vật cắt có chiều cao lớn (xấp xỉ hành trình tối đa của máy). Nếu vật cắt có độ cao tương đối nhỏ thì phải dùng chế độ cắt không toàn vòng (xem hình 5.21b).



Hình 5.21. Sơ đồ chế độ cắt toàn vòng và không toàn vòng.

3. Đặc điểm máy cắt kiểu Xélikov - Tôvanski

- Có trục nổi lệch tâm kép.
- Vết cắt có độ chính xác cao (nhờ vào quan hệ chuyển động tương đối giữa bàn dao trên dưới và bàn ép).
- Chỉ có tay biên chịu lực cắt, giá máy và đường con lăn không chịu lực cắt. Vì vậy kết cấu máy rất gọn nhẹ.
- Nhờ có đối trọng xung lực giảm đi rõ rệt.
- Ba via có hướng đi lên không cản trở chuyển trở vật cần trên đường lăn.
- Quan hệ giữa lực ép và lực cân bằng (hình 5.22).



Hình 5.22. Sơ đồ tính lực ép và lực cân bằng.

Đặt: Q - lực ép;

Q_{bc} - lực cân bằng do đối trọng tạo ra;

$G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6, G_7$ - lần lượt là trọng lượng của bàn ép, tay đòn OE, thanh giằng DB, trục khuỷu ABC, bàn dao trên, thanh dằng, bàn dao dưới;

R_e - phản lực tại điểm E;

R_d - phản lực tại điểm D;

R_o - phản lực tại điểm O.

Xét riêng một khâu cân bằng, viết phương trình cân bằng lực:

$$\Sigma Y = 0; \quad Q = R_e + G_1 \quad (5-35)$$

$$R_e + R_o - R_d = 0 \quad (5-36)$$

Xét 2 khâu cân bằng, viết phương trình cân bằng lực:

$$\Sigma M_O = 0; \quad 2R_e - R_d - G_2 = 0 \quad (\text{chú ý tỉ lệ đã nêu}) \quad (5-37)$$

Xét toàn bộ máy (trừ tay đòn và đối trọng) ở trạng thái cân bằng:

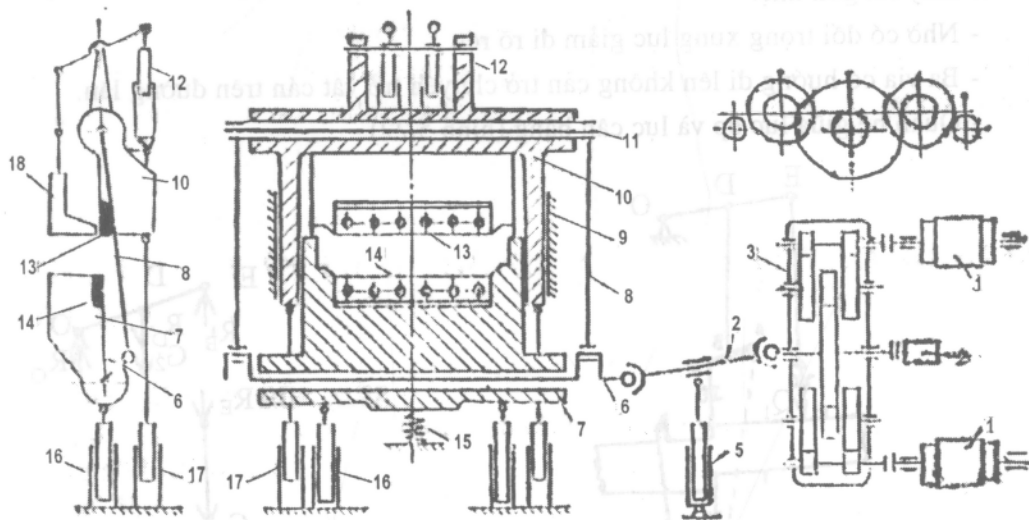
$$R_o = \Sigma G - Q_{cb} \quad (5-38)$$

Tổng hợp cả bốn phương tìm được quan hệ giữa lực ép lực cân bằng và trọng lượng các khâu:

$$Q = \Sigma G + G_1 - Q_{cb} \quad (5-39)$$

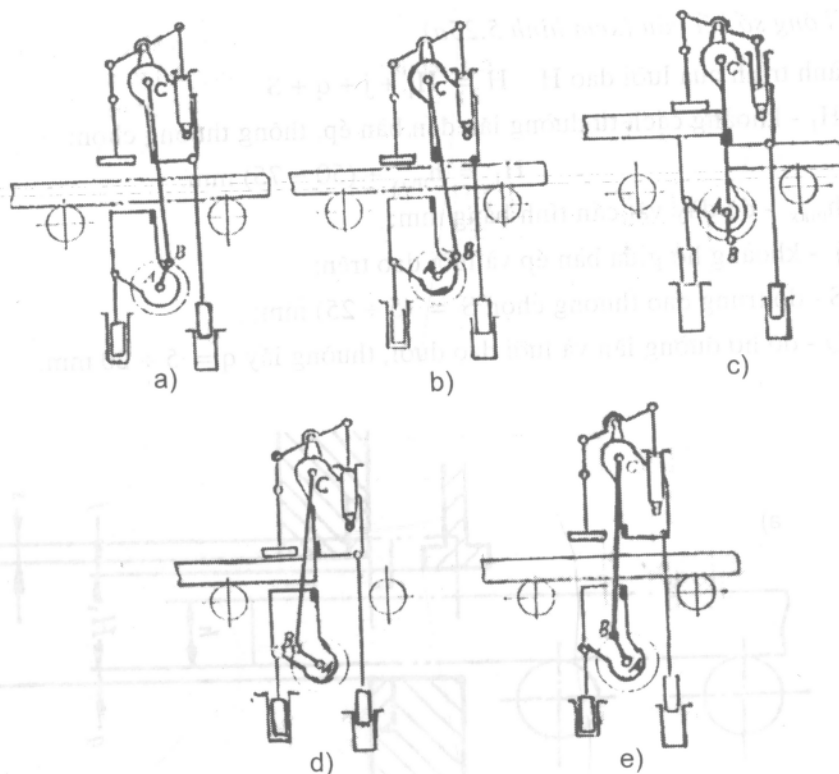
5.3.3. Máy cắt dao song song trục khuỷu kép kiểu dẫn động dưới, khí nén hoãn xung

Trên hình 5. 23 là sơ đồ kết cấu và trên hình 5.24 là sơ đồ nguyên lý làm việc của loại máy cắt này. Vì nó có nhiều điểm tương tự như máy cắt kiểu Xêlikov - Tôvarski (kết cấu còn gọn nhẹ hơn nên không nhắc lại ở đây).



Hình 5. 23. Giản đồ kết cấu máy cắt dao song song trục khuỷu kép kiểu dẫn động dưới khí nén hoãn xung:

- 1- động cơ; 2- bộ khống chế; 5- hộp giảm tốc; 4- khớp nối Các đăng; 5- xilanh cân bằng trục nối; 6- trục lệch tâm; 7- bàn dao dưới; 8- tay biên; 9- thân máy; 10- bàn dao trên; 11- trục tâm; 12- xilanh bàn ép; 13- lưỡi dao trên; 14- lưỡi dao dưới; 15- lò xo; 16- xilanh cân bằng bàn dao dưới; 17- xilanh cân bằng bàn dao trên; 18- bàn ép.



Hình 5.24. Sơ đồ nguyên lý làm việc của máy cắt dao song song kép kiểu dẫn động dưới, khí nén hoãn xung:

a- vị trí ban đầu; b -dao trên hạ xuống; c - dao trên dừng dao dưới đi xuống vị trí cao nhất; d- dao dưới hạ xuống vị trí thấp nhất; e - dao trên trở về vị trí ban đầu

5.4. Chọn và phân tích thông số máy cắt dao song song và dao nghiêng

5.4.1. Máy cắt dao song song

Máy cắt dao song song có ba thông số chủ yếu sau:

1. Thông số làm việc

- Lực cắt P .
- Giới hạn bền σ_b của vật cắt.
- Tiết diện ngang của vật cắt F .
- Số lần cắt tối đa trong một phút (hay còn gọi là số chạy không lý thuyết).

Trong đó thông số về lực cắt P xác định theo phần đã nêu ở trên. Trong trường hợp yêu cầu độ chính xác không cao, có thể chọn lực P theo công thức sau đây:

- Cắt nóng $P = 0,86\sigma_b F$.

- Cắt nguội $P = 1,2 \varepsilon_d \sigma_b F$.

2. Thông số kết cấu (xem hình 5.25a)

- Hành trình của lưỡi dao H $H = H_1 + j + q + S$ (5-40)

trong đó: H_1 - khoảng cách từ đường lăn đến bàn ép, thông thường chọn:

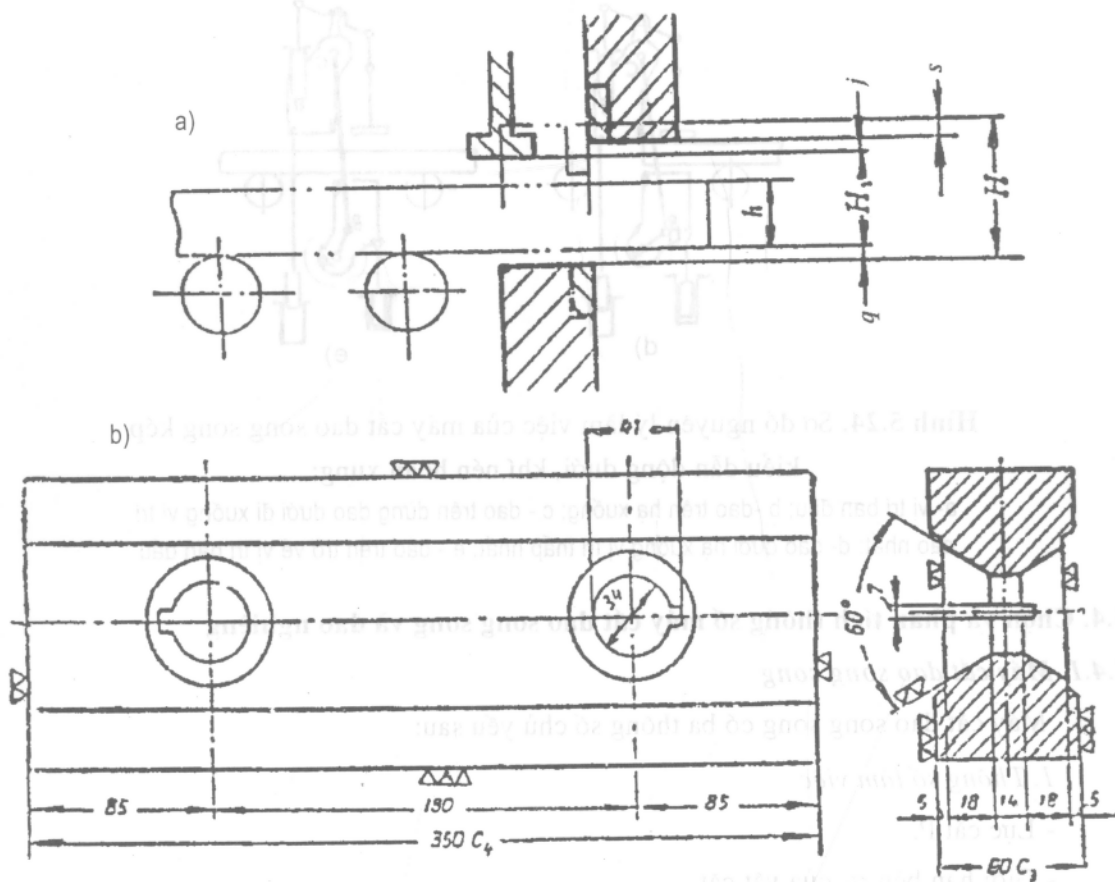
$$H_1 = h_{\max} + (50 \div 75) \text{ mm.}$$

$h_{\max}$ - độ dày vật cán tính bằng mm;

j - khoảng hở giữa bàn ép và lưỡi dao trên;

S - độ trùng dao thường chọn $S = (5 \div 25) \text{ mm}$;

Q - độ hở đường lăn và lưỡi dao dưới, thường lấy $q = 5 \div 20 \text{ mm}$.



Hình 5. 25. Quan hệ hành trình của dao (hình a) kết cấu lưỡi dao (hình b).

3. Thông số lưỡi dao

Dao thường làm thành kiểu như hình vẽ. Ở đây có bốn lưỡi cắt lúc mòn có thể đổi vị trí lắp ghép thay nhau dùng. Ở giữa dao đột những lỗ có rãnh để ghép bu lông đặc biệt để dễ phòng dao long ra.

Thường chọn chiều dài dao: $l = (3 \div 4) b_{\max}$ (mm) (cắt thép hình cỡ nhỏ);

$l = (2 \div 4,5) b_{\max}$ (mm) (cắt thép hình cỡ trung);

$l = (100 \div 300) + b_{\max}$ (mm) (cắt thép hình cỡ lớn).

Chiều cao dao $h_d = (0,65 \div 1,5)h$

Chiều rộng dao $b_d = h / (2,5 \div 3)$

Yêu cầu lưỡi dao phải có độ bền cao, tính chịu mòn tốt. Đối với các loại máy cắt nóng còn yêu cầu lưỡi dao chịu được nhiệt độ cao không bị “nhu biến”. Vật liệu làm dao thường là:

Thép cacbon cao (0,5 ÷ 0,6)%C.

Thép Cr, Ni.

Hợp kim hàn đắp lưỡi dao.

Một số mác thép thường làm lưỡi dao như CrVSi, 5CrV2Si, 9Cr, 55CrNiV, 55CrNi2P ...

Độ cứng của dao cần lớn hơn 55HRC.

5.4.2. Máy cắt dao nghiêng

Các thông số của máy cắt dao nghiêng tương tự như ở máy cắt dao song song, chỉ có thêm thông số góc nghiêng của dao (α). Nếu α tăng thì lực cắt P giảm, nhưng lực đẩy ngang T tăng, thậm chí vật cắt có thể bị đẩy ra ngoài.

Thường chọn $\alpha = 1,5^\circ \div 6^\circ$ (cắt thép tấm mỏng).

$\alpha = 1,5^\circ \div 6^\circ$ (cắt thép tấm dày).

5.4.3. Máy cắt đĩa

Đối với máy cắt đĩa ngoài các thông số như ở máy cắt dao song song còn có các thông số sau:

- Đường kính đĩa dao (D).
- Chiều dày đĩa dao (δ).
- Khe hở ngang giữa hai đĩa dao (Δ).

1. Chọn đường kính đĩa dao D

Vì $A = D \cdot \cos \alpha + h = D - S$

Nên $D = \frac{h + S}{1 - \cos \alpha}$ (5-42)

Như vậy có nghĩa là đường kính đĩa dao tăng khi góc α tăng. Người ta thường chọn đường kính đĩa dao theo kinh nghiệm:

$$D = (40 \div 125)h$$

(trong đó h là chiều dày vật cắt) giá trị lớn dùng cho tấm dày và trung, giá trị nhỏ dùng cho tấm mỏng.

Còn góc α được chọn như ở máy cắt dao nghiêng.

2. Chiều dày của đĩa

$$\delta = (0,06 \div 0,1)D$$

3. Khe hở ngang giữa hai lưỡi

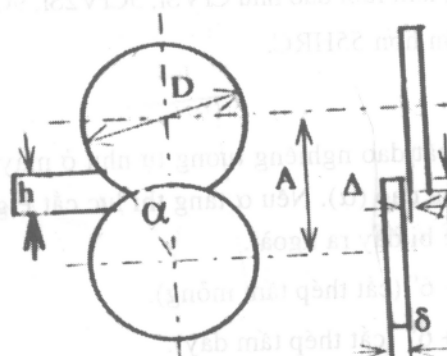
$$\Delta = (0,1 \div 0,2)h$$

(Giá trị nhỏ dùng cho thép mềm, giá trị lớn dùng cho thép cứng).

4. Lượng trùng dao

$$\text{Thường lấy } S = (1 \div 3) \text{ mm.}$$

Khi cắt tấm dày lớn hơn 5 mm có thể giảm lượng trùng dao, thậm chí không có lượng trùng dao ($S < 0$) mà có khe hở $S' = 0,5h$.



Hình 5. 26. Các thông số của máy cắt đĩa.

Chương 6

MÁY CẮT BAY

6.1. Khái quát chung

Máy cắt bay là loại máy cắt ngang kim loại (vật cán) trong quá trình đang chuyển động; thường dùng để cắt thép tấm, thép dây hoặc thép phôi cỡ nhỏ, cỡ trung. Nó ra đời trong quá trình sản xuất tự động hóa và yêu cầu năng suất cao.

Máy cắt bay được bố trí trong dây chuyền công nghệ, phía trước nó thường phải bố trí đường con lăn dẫn liệu.

Các yêu cầu cơ bản đối với máy cắt bay:

1. Phải cắt được chiều dài định trước, thỏa mãn yêu cầu của người dùng (trong phạm vi dung sai cho phép). Đó là *yêu cầu cần định thước*.

2. Phạm vi định kích thước phải rộng, nghĩa là có thể cắt được nhiều chiều dài kích thước khác nhau.

3. Vết cắt phải bằng phẳng.

4. Tốc độ cắt (thành phần theo hướng chuyển động của vật cán) phải bằng hoặc lớn hơn chút ít tốc độ dẫn liệu, thường chọn $v = (1 \div 1,03)v_0$, trong đó v_0 là vận tốc dẫn liệu.

Để thực hiện các yêu cầu trên, máy cắt bay thường phải có các cơ cấu sau:

- Cơ cấu cắt.
- Cơ cấu định thước.
- Cơ cấu điều chỉnh khe hở lưỡi dao.
- Cơ cấu truyền dẫn động.

6.2. Các loại máy cắt bay

Tùy theo công dụng, kết cấu đặc điểm chuyển động của dao, máy cắt bay được chia ra các loại sau:

6.2.1. Máy cắt bay đòn bẩy lắc

Đây là loại máy cắt bay ở những thế hệ đầu tiên. Loại này cũng khá đa dạng.

- Hình 6.1 là sơ đồ máy cắt bay kiểu *Etva* dẫn động bằng khí nén hoặc hơi nước nén, tốc độ cắt nhỏ, chỉ khoảng $0,5 \div 1,5$ m/s; có thể dùng để cắt phôi thép 100×100 mm. Lúc

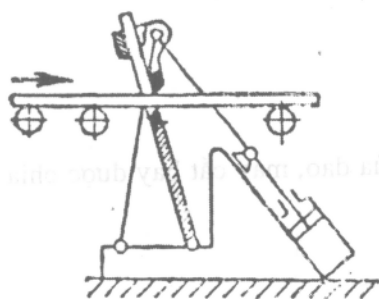
xilanh làm việc thì dao chuyển động lắc đồng thời tiến lại gần nhau. Lúc cắt xong, dao trên vật cắt bị vật cắt đẩy lên trở về vị trí ban đầu. Trước khi cắt, ở mặt trên và mặt dưới của piston đều chịu áp lực khí nén. Lúc mở máy, khí nén ở mặt dưới của xilanh bị đẩy ra ngoài. Sau khi cắt xong, khí nén tự động thay đổi chiều, đi vào từ phía dưới xilanh.

- Hình 6.2 là sơ đồ máy cắt bay *kiểu đòn bẩy lắc dẫn động bằng điện*. Nó làm việc nhờ vào một trục khuỷu kép khiến hai lưỡi dao xích lại gần nhau. Trục khuỷu quay một vòng thì cắt một lần. Lò xo có tác dụng làm cho hai lưỡi dao trở về vị trí cũ. Máy cũng có tốc độ cắt nhỏ, chỉ khoảng $0,5 \div 1,5$ m/s. Có thể dùng để cắt phôi thép 100×100 mm.

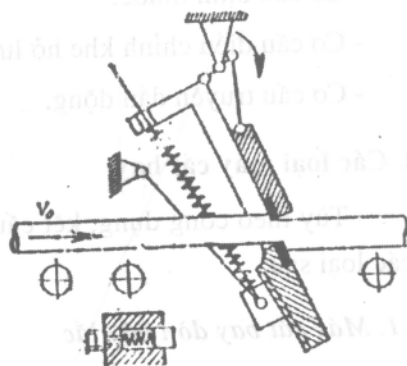
- Hình 6.3 là sơ đồ máy cắt bay *kiểu đòn bẩy - đĩa quay*, tốc độ cắt nhỏ có thể dùng để cắt thép dây, thép hình cỡ nhỏ (có tiết diện nhỏ hơn 30×30 mm). Máy cắt bay gồm một đĩa tròn (đồng thời là bánh đà), trên có lắp hai cần gắn dao. Lúc mặt đầu phôi thép đi qua máy báo tín hiệu, máy cắt bay phát lệnh khiến con lăn (4) ép vào cần dao tiến hành cắt, sau đó lò xo (3) sẽ đẩy cần dao trở về vị trí cũ. Tốc độ vòng của đĩa phải lớn hơn chút ít so với tốc độ vật cán. Nhược điểm cơ bản của loại máy cắt này là tốc độ cắt thấp, chiều dài định thước không chính xác. Hiện nay ít dùng.

Máy cắt bay kiểu hai đĩa

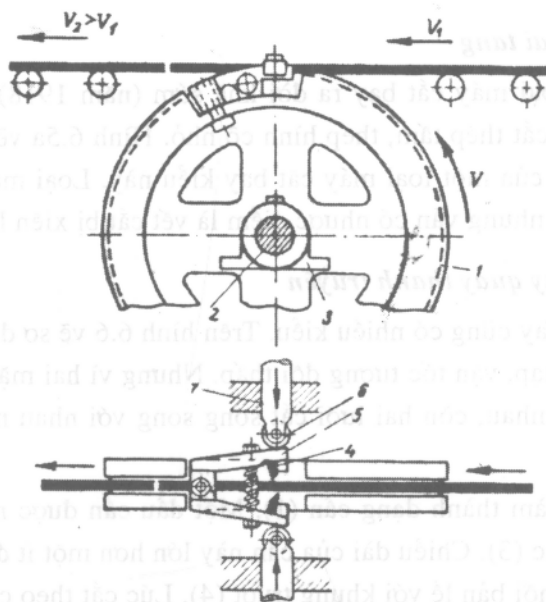
Hình 6.4 vẽ sơ đồ máy cắt bay loại này. Nó gồm hai đĩa đặt chéo nhau một góc 60° so với phương chuyển động của vật cán. Hình chiếu vận tốc vòng của đĩa trên phương chuyển động của vật cắt bằng vận tốc của vật cán. Lúc chưa cắt, vật cán đi vào ống dẫn đặt lệch về bên trái của lưỡi dao. Khi vật cán gặp phải máy báo tín hiệu, ống dẫn quay vào phía dưới đĩa dao và tiến hành cắt. Đĩa dao đi xuống vị trí cũ thì ống dẫn trở về vị trí bên trái. Máy cắt bay này có thể đạt tốc độ khá cao (khoảng 10 m/s), nhưng vết cắt bị xiên lệch.



Hình 6.1. Sơ đồ làm việc của máy cắt bay kiểu Etva dẫn động bằng khí nén.

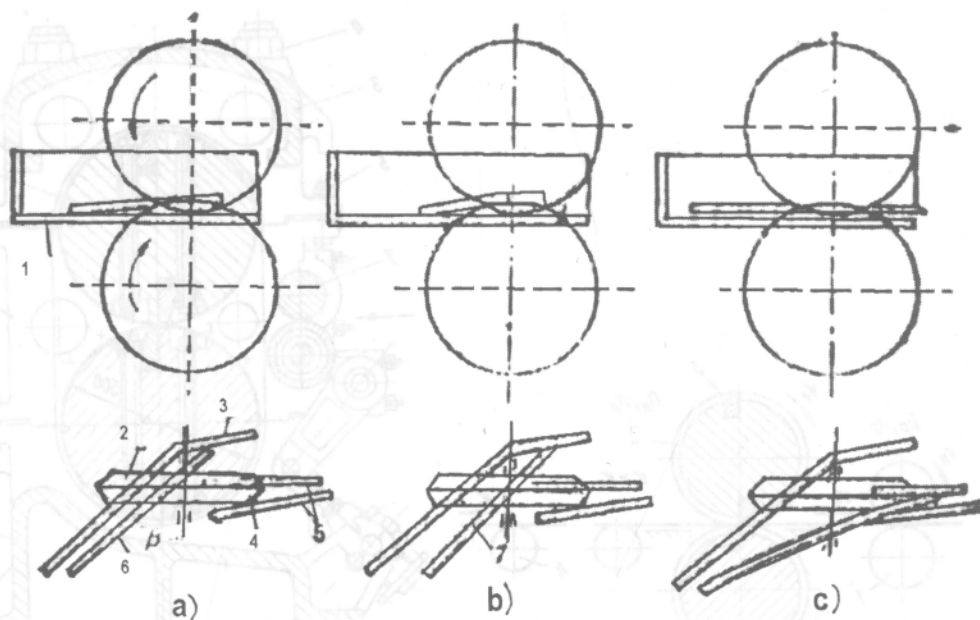


Hình 6.2. Sơ đồ làm việc của máy cắt bay kiểu đòn bẩy lắc dẫn động bằng điện.



Hình 6.3. Sơ đồ làm việc của máy cắt bay kiểu đòn bẩy lắc + đĩa quay:

1- lưỡi dao; 2- trục bản lề đòn bẩy đĩa dao; 3- lò xo; 4- con lăn ép.



Hình 6.4. Sơ đồ làm việc của máy cắt bay kiểu hai đĩa quay:

a- vật cản ở vị trí trước khi cắt; b- vật cản ở vị trí sau khi cắt; c - vật cản chui vào ống loa để vào máy cán tĩnh;

1- tấm dẫn hướng; 2- đĩa dao trên; 3- tấm dẫn; 4- đĩa dao; 5- cửa ống loa; 6- vật cản chưa cắt đầu; 7- vật cản đã cắt đầu.

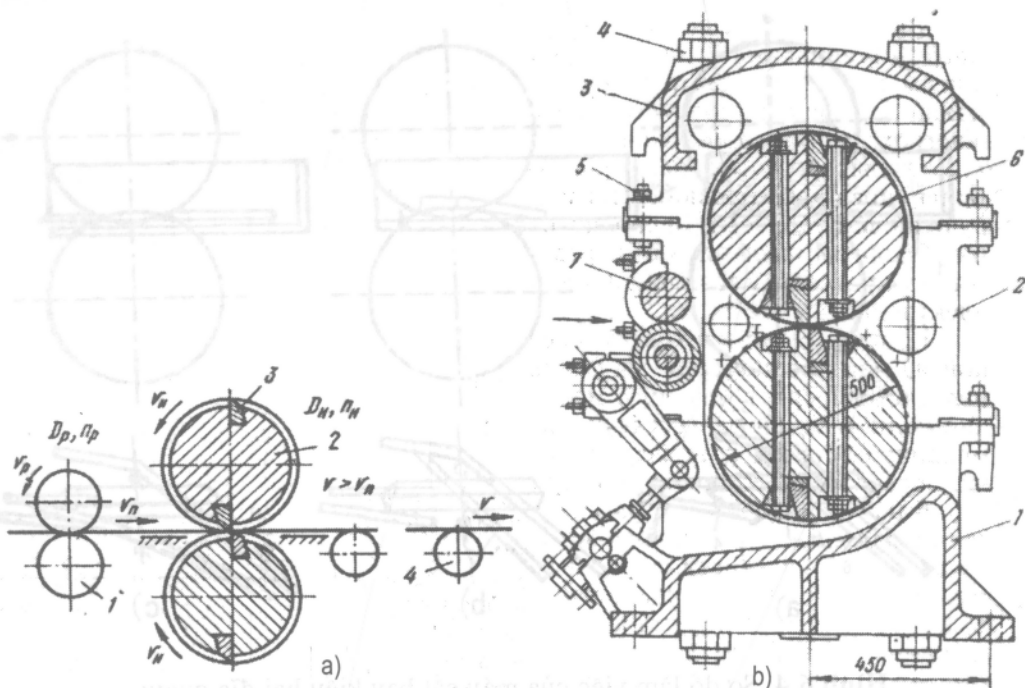
6.2.2. Máy cắt bay hai tang

Đây cũng là loại máy cắt bay ra đời khá sớm (năm 1918), nhưng vẫn được dùng rất rộng rãi, chủ yếu để cắt thép tấm, thép hình cỡ nhỏ. Hình 6.5a vẽ sơ đồ bố trí dao trên tang, hình 6.5b vẽ kết cấu của một loại máy cắt bay kiểu này. Loại máy cắt này có tốc độ cắt khá cao (trên 15m/s) nhưng vẫn có nhược điểm là vết cắt bị xiên lệch.

6.2.3. Máy cắt bay tay quay thanh truyền

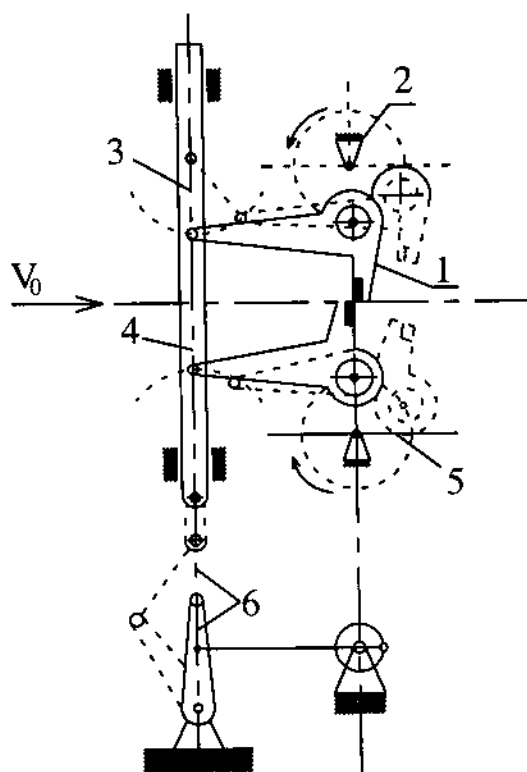
Loại máy cắt này cũng có nhiều kiểu. Trên hình 6.6 vẽ sơ đồ một máy cắt loại này. Nó có kết cấu khá phức tạp, vận tốc tương đối thấp. Nhưng vì hai mặt cắt trước của hai lưỡi dao lúc cắt ở tư thế giao nhau, còn hai lưỡi cắt song song với nhau nên lực cắt giảm xuống mà vết cắt vẫn phẳng.

Giá dao được làm thành dạng cần (1). Một đầu cần được nối với trục khuỷu (2), còn đầu kia nối với cần lắc (3). Chiều dài của cần này lớn hơn một ít độ lệch tâm của trục khuỷu. Một đầu của cần lắc nối bản lề với khung trượt (4). Lúc cắt theo chế độ gián đoạn (mỗi vòng cắt một lần) thì khung trượt chuyển động lên xuống nhờ vào cơ cấu (6) khống chế hành trình chạy không của dao thông qua trục khuỷu (5). Vận tốc vòng của trục khuỷu này chỉ bằng một nửa vận tốc vòng của trục khuỷu (2).



Hình 6.5. Sơ đồ máy cắt bay hai tang:

- a- lắp ghép dao trên tang: 1- trục dẫn; 2- tang lắp dao; 3- lưỡi dao; 4- trục dẫn đi;
- b- kết cấu máy cắt bay hai tang: 1- vỏ máy; 2- thanh đứng; 3- nắp máy; 4- bu lông giằng;
- 5- bu lông ghép; 6- tang lắp dao; 7- con lăn đưa phôi.



Hình 6.6. Máy cắt bay tay quay thanh truyền:

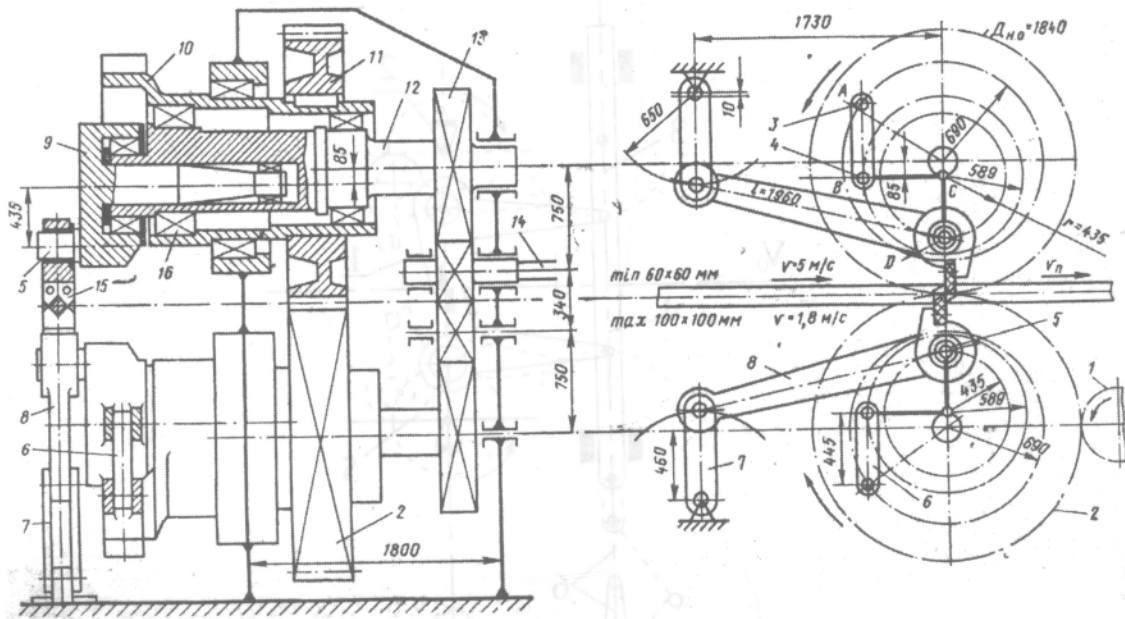
1- bản dao; 2- trục khuỷu trên; 3- cần lắc; 4- khung trượt; 5- trục khuỷu dưới; 6- cơ cấu không chế cắt (cơ cấu chạy không).

6.2.4. Máy cắt bay trục khuỷu lệch tâm

Trên hình 6.7 vẽ một máy cắt bay kiểu trục khuỷu lệch tâm. Ở đây hai lưỡi dao chuyển động song phẳng. Trục khuỷu kép (9) (BCD) nối bản lề với trục lệch tâm (12) ở độ lệch tâm e . Trục khuỷu kép còn nối bản lề với khung kéo (10) thông qua thanh truyền (6) (AB). Lúc khung kéo quay, trục khuỷu kép sẽ được quay theo cùng vận tốc góc. Lưỡi dao (15) cố định trên giá dao (8). Một đầu giá dao nối bản lề với thanh lắc (7). Thanh lắc này nối bản lề với thân máy. Nhờ sự nối động giữa trục khuỷu kép, giá dao và cần lắc mà hai lưỡi dao trước thời điểm cắt thực hiện được chuyển động song phẳng song song với nhau tạo nên vết cắt bằng phẳng.

Thông qua việc thay đổi tỉ số vận tốc góc giữa trục lệch tâm và trục khuỷu kép để thay đổi bán kính quỹ tích lưỡi dao và từ đó điều chỉnh định thước.

Loại máy cắt này thường được bố trí sau máy cán phôi liên tục để cắt phôi vuông.



Hình 6.7. Máy cắt bay trục khuỷu lệch tâm:

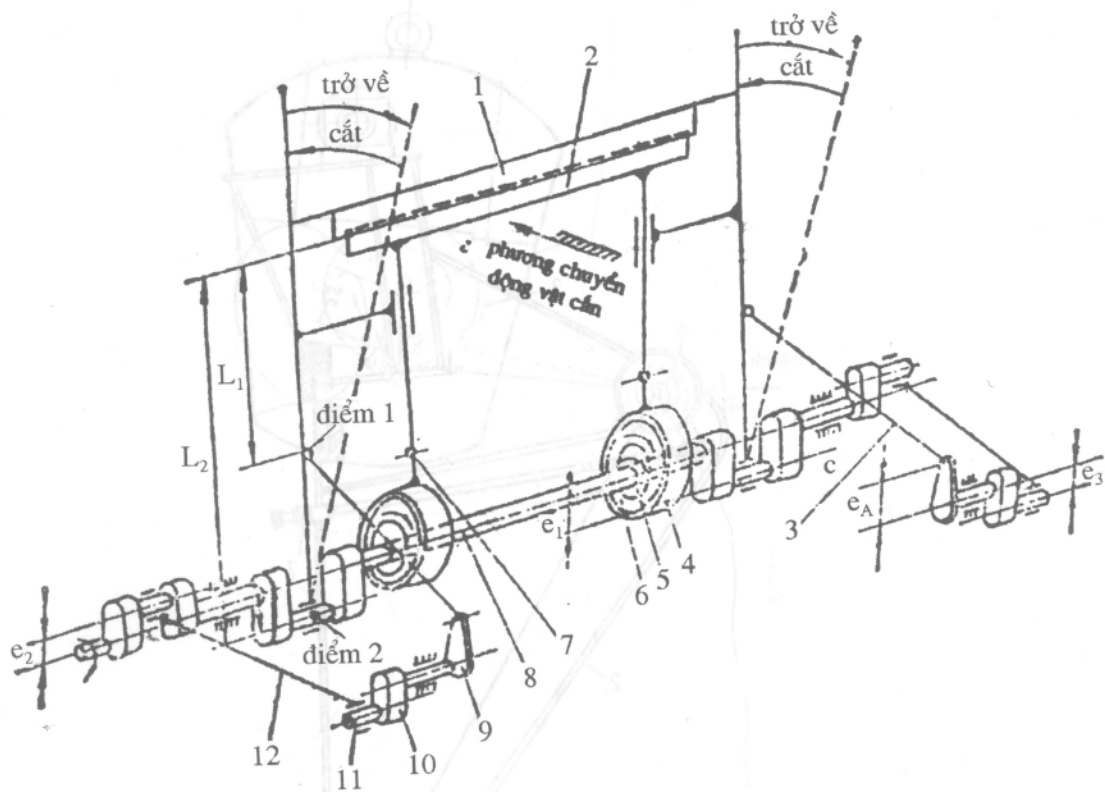
1- bánh răng nhỏ; 2,11- bánh răng chuyển động khung kéo; 3,4- khớp nối bản lề; 5- đầu nối càng trục khuỷu kép; 6- tay biên; 7- cần lắc; 8- giá dao; 9- trục tay quay khuỷu kép; 10- khung kéo; 12- trục lệch tâm; 13,14- bánh răng truyền động trục lệch tâm; 15- mảnh dao; 16- ổ lắc.

6.2.5. Máy cắt bay cần lắc

Trên hình 6.8 là một sơ đồ kết cấu loại máy cắt này. Đây là một thiết kế của công ty IHI (Nhật Bản). Nó được dùng để cắt thép tấm có chiều dày nhỏ hơn 6,4 mm.

Khi chuyển động đến khu vực cắt, hai lưỡi cắt song song với nhau. Giá dao trên (1) nối bản lề với trục khuỷu ở điểm (2). Bàn dao dưới (2) được nối với tang quay (8) nhờ vào thanh truyền kiểu lồng (4). Vòng lệch tâm ngoài (6), vòng lệch tâm trong (5) và bàn dao dưới (2) trượt trong rãnh bàn dao trên (1). Độ lệch tâm của bàn dao dưới (và bàn dao trên) so với trục quay là e_1 và độ lệch pha là 180° . Lúc trục khuỷu (8) chuyển động thì lưỡi dao trên và dao dưới chuyển động áp sát vào nhau và tiến hành cắt.

Trên trục khuỷu chính (8) còn có độ lệch tâm e_2 . Độ lệch tâm này được nối với đầu trục (11) nhờ có thanh dầm (12), thanh lắc (9) nối bản lề giá dao trên tại điểm (1). Nhờ vậy khi trục quay (8) quay thì thanh lắc (9), (10) và thanh truyền 3 làm cho bàn dao trên và dưới lắc qua lại (xem hình 6.8). Nếu hai vòng lệch tâm trong và ngoài (5) và (6) chuyển động không đồng tốc với trục khuỷu (8) thì quá trình cắt không xảy ra.

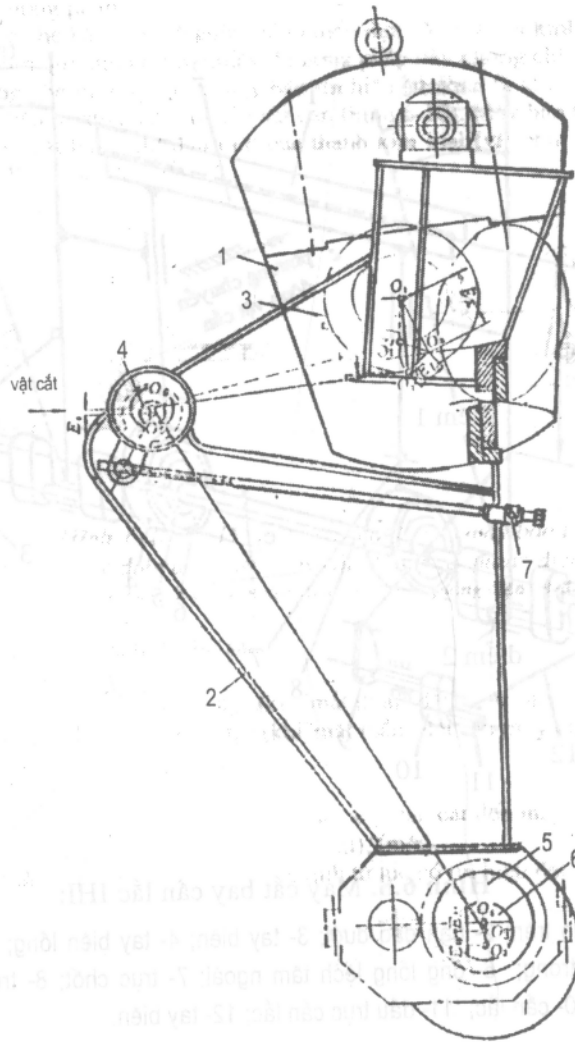


Hình 6.8. Máy cắt bay cân lắc IHI:

1- bàn dao trên; 2- bàn dao dưới; 3- tay biên; 4- tay biên lỏng; 5- ống lồng lệch tâm trong; 6- ống lồng lệch tâm ngoài; 7- trục chốt; 8- trục tay quay chính; 9,10- cân lắc; 11- đầu trục cân lắc; 12- tay biên.

6.2.6. Máy cắt bay trục khuỷu thanh lắc

Trên hình 6.9 là sơ đồ máy cắt bay này. Giá dao trên (1) ghép bản lề với giá dao dưới (2) qua trục lệch tâm (4). Giá dao dưới chuyển động nhờ vào giá dao trên cùng với tay quay (3) và lắc qua lắc lại quanh ống lồng lệch tâm (5), trục lệch tâm (6). Muốn điều chỉnh số lần cắt (hệ số chạy không) phải thay đổi vị trí lệch tâm giữa lồng ống (5) và trục lệch tâm (6).



Hình 6.9. Máy cắt bay trực khuỷu thanh lắc:

1- giá dao trên; 2- giá dao dưới; 3- tay quay; 4- trục lệch tâm; 5- ống lệch tâm; 6- trục lệch tâm; 7- cơ cấu điều chỉnh khe hở dao.

6.3. Chế độ làm việc và nguyên lý điều chỉnh kích thước của máy cắt bay

Máy cắt làm việc theo hai chế độ:

- Chế độ khởi động: lúc cắt thì động cơ làm việc, lúc không cắt thì động cơ nghỉ.
- Chế độ liên tục: Động cơ làm việc trong suốt quá trình cắt.

6.3.1. Điều chỉnh định thước ở chế độ khởi động

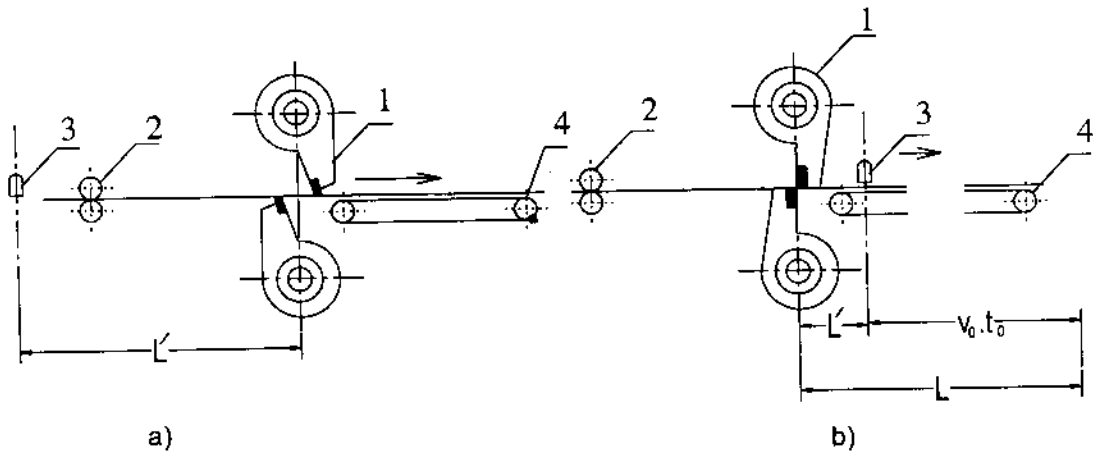
Có hai phương pháp:

1. Không chế bằng tay

Người điều khiển dựa vào mắt và kinh nghiệm quan sát vật cắt đến gần nơi quy định thì mở máy. Phương pháp này không chính xác.

2. Khống chế tự động

Đặt máy báo tín hiệu (thường là tế bào quang điện còn gọi là “mắt thần”) trên đường đi của vật cần (hình 6.10). Máy báo tín hiệu này liên hệ tự động với máy cắt bay. Khi đầu mút của thanh kim loại (vật cần) gặp máy báo tín hiệu thì máy cắt được báo chuẩn bị cắt.



Hình 6.10. Sơ đồ bố trí máy cắt bay và máy báo tín hiệu:

a- tế bào quang điện đặt trước máy cắt; b- tế bào quang điện đặt sau máy cắt;

1- máy cắt bay; 2- con lăn dẫn liệu; 3- tế bào quang điện; 4- đường con lăn.

Chiều dài cắt được tính như sau:

$$L = L' - v_0 \cdot t_0 \quad (\text{khi "mắt thần" đặt trước máy cắt}) \quad (6-1)$$

$$\text{và} \quad L = L' + v_0 \cdot t_0 \quad (\text{khi "mắt thần" đặt sau máy cắt}) \quad (6-1)'$$

trong đó: L' - khoảng cách tính từ tâm của tang dao cắt đến máy báo tín hiệu (m);

v_0 - vận tốc dẫn phôi liệu (vật cần), (m/s);

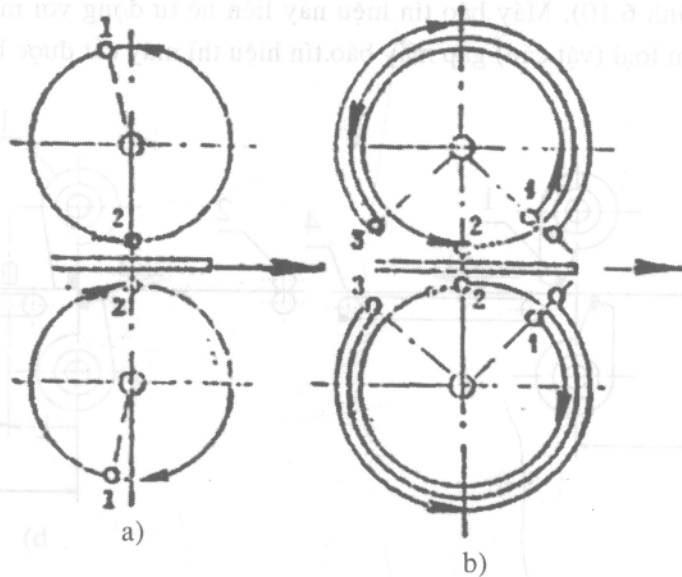
t_0 - thời gian gián cách được tính từ lúc có tín hiệu đến lúc cắt (s).

Có thể thay đổi ba thông số L' , v_0 , t_0 để nhận được những chiều dài khác nhau, nhưng thực tế thường thay đổi t_0 bằng cách dùng rơ le thời gian.

- Cắt xong một lần thì động cơ dừng lại ở một vị trí nhất định. Để tiếp tục cắt lần sau, đoạn kim loại đã cắt phải được chuyển đi rất nhanh. Do đó tốc độ của con lăn ở phía sau máy cắt bay phải lớn hơn tốc độ dẫn liệu.

Rõ ràng là, khi giữa hai lần cắt kế tiếp nhau, nếu như động cơ hoàn thành được cả quá trình khởi động và phanh hãm, lưỡi dao xuất phát từ vị trí (1) đến vị trí (2) tiến hành cắt rồi

lại trở về vị trí (1) chờ cắt lần sau (hình 6.11) thì đó là chế độ cắt *khởi động đơn giản*. Chế độ cắt này có thể áp dụng khi cắt sản phẩm có chiều dài lớn hoặc cắt đầu, đuôi. Ngược lại, phải dùng chế độ cắt *khởi động phức tạp* (6-11b), ở đó (1) là vị trí chờ cắt, (2) là vị trí cắt, (3) là vị trí đảo chiều quay của dao.



Hình 6.11. Đường đi của lưỡi dao ở chế độ cắt khởi động.

6.3.2. Điều chỉnh định kích thước ở chế độ làm việc liên tục

Chế độ liên tục dùng trong trường hợp tốc độ cán (cũng là tốc độ di chuyển vật cắt) rất lớn.

Chiều dài định thước tính theo công thức:

$$L = v_0 t_{gc} = \pi D_0 \frac{n_0}{n} k, \text{ m} \quad (6-2)$$

trong đó: v_0 - tốc độ dẫn liệu:

$$v_0 = \frac{\pi D_0 n_0}{60}, \text{ m/s}$$

t_{gc} - thời gian gián cách giữa hai lần kế tiếp:

$$t_{gc} = \frac{60}{n} k, \text{ s}$$

D_0 - đường kính con lăn dẫn liệu (m);

n_0 - số vòng/phút của con lăn dẫn;

n - số vòng/phút của dao, tức là số vòng/phút của trục chính máy cắt bay;

k - số vòng quay của trục chính của máy cắt bay hoặc lưỡi dao đã đi qua giữa hai

lần cắt liên tiếp. Nó được gọi là “hệ số cắt hồ” hay còn gọi là “hệ số bội thước” của máy cắt bay. Nếu dao quay 1 vòng tiến hành cắt 1 lần thì $k = 1$, nếu quay hai vòng cắt một lần thì $k = 2, \dots$

Lúc v_0 không đổi (nghĩa là D_0, n_0 không đổi), muốn điều chỉnh chiều dài L có thể thay đổi số vòng quay n và hệ số k . Từ đó dẫn tới hai phương pháp điều chỉnh sau:

1. Phương pháp thay đổi số vòng quay của trục chính để điều chỉnh định thước

Trường hợp tốc độ của vòng dao ở số vòng/phút cố định nào đó mới bằng tốc độ dẫn liệu. Số vòng/phút đó được gọi là số vòng/phút cơ bản (ký hiệu là n_{cb}). Chiều dài cắt ứng với số vòng/phút cơ bản được gọi là chiều dài cơ bản. Lúc $k = 1$, chiều dài cơ bản được tính như sau:

$$L_{cb1} = \pi D_0 \frac{n_0}{n_{cb}}, \quad m \quad (6-3)$$

Chiều dài cơ bản lúc $k \neq 1$ sẽ là:

$$L_{cb} = k L_{cb1}, \quad m \quad (6-4)$$

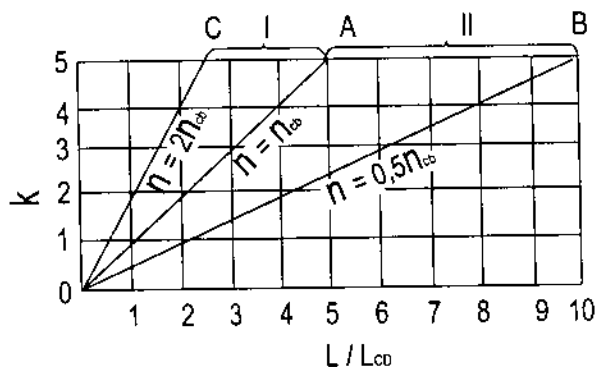
Vì trong thực tế số vòng/phút của dao thay đổi trong phạm vi $n = (1 \div 2)n_{cb}$, nên chiều dài định thước chỉ được thay đổi trong phạm vi:

$$L_{cb} = (0,5 \div 1) k L_{cb1}, \quad m \quad (6-5)$$

Quan hệ của L_{cb} và L_{cb1} được thể hiện trên hình 6.12. Tia OA ứng với $n_{cb} = n$ và tia OB ứng với $n = 0,5 n_{cb}$, tia OC ứng với $n = 2 n_{cb}$.

Nói chung nên tránh dùng chế độ làm việc với $n < n_{cb}$, bởi vì tốc độ phôi liệu sẽ lớn hơn tốc độ dao, vật cán dễ bị cong và quán vào tang gấn dao rất nguy hiểm. Nhưng mặt khác không mong muốn tốc độ cắt lớn hơn tốc độ phôi liệu quá nhiều, bởi vì lúc cắt lại sinh ra ứng suất kéo làm phá hỏng bề mặt vật cán và tăng tải trọng va đập của máy.

Vì vậy phương pháp này chỉ dùng trong trường hợp cắt nóng thép tấm hoặc thép hình cỡ nhỏ khi cắt vật cán đi ra khỏi giá cán cuối cùng.



Hình 6.12. Phạm vi điều chỉnh chiều dài định thước khi thay đổi số vòng/phút trục chính.

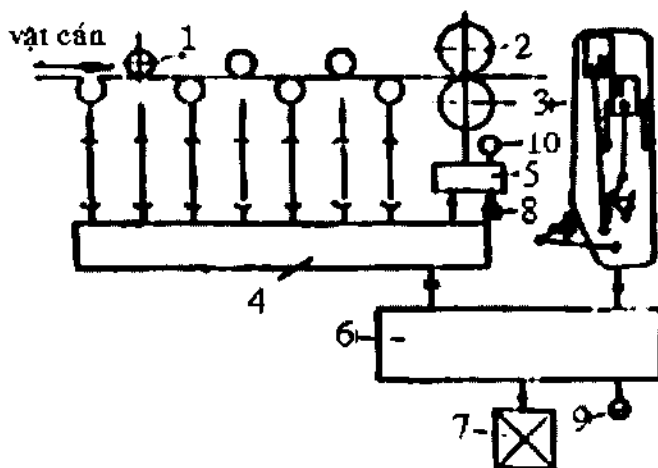
Lúc máy cắt bay, máy nắn con lăn và con lăn dẫn liệu được một động cơ dẫn động như trên hình 6.13 thì chiều dài định thước được tính theo quan hệ:

$$L = \pi F D_0 \frac{\frac{n_{dc}}{i_0}}{\frac{n_{dc}}{i}} k = \pi D_0 \frac{i_0}{i} k, \quad m \quad (6-6)$$

trong đó: n_{dc} - số vòng/phút của động cơ;

i_0 - tỉ số truyền từ động cơ đến trục dẫn liệu;

i - tỉ số truyền của máy cắt bay.



Hình 6.13. Sơ đồ bố trí truyền dẫn máy cắt bay, máy nắn và con lăn dẫn liệu từ một động cơ:

- 1- máy nắn; 2- con lăn dẫn; 3- máy cắt bay; 4- hộp truyền lực; 5- bộ truyền bánh răng vi sai;
6- hộp giảm tốc; 7- động cơ chính; 8- động cơ điều tốc (thủy lực); 9, 10- máy phát xung.

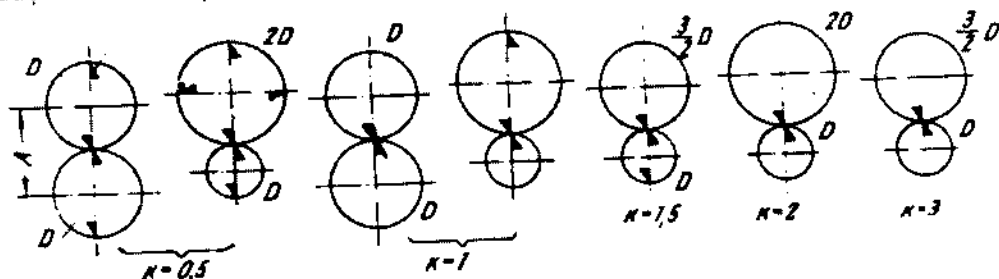
2. Thay đổi "hệ số cắt hờ" k để điều chỉnh định thước

Bản thân phương pháp này lại chia thành hai nhóm lớn:

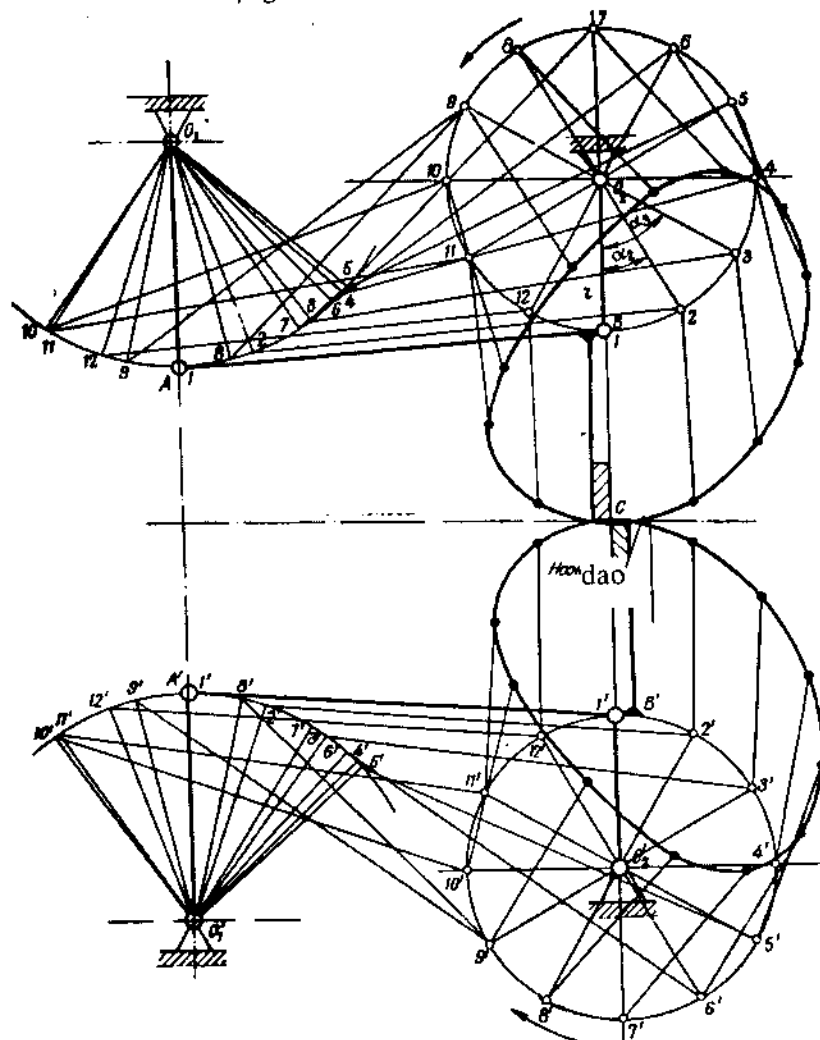
(1) Thay đổi số lần gặp nhau của hai lưỡi dao theo tỉ lệ vận tốc góc trục chính dao trên và trục chính dao dưới. Ở đây lại có những biện pháp như sau:

- Thay đổi tỉ số số lượng lưỡi dao lắp trên hai tang gá dao theo bội số hoặc ước số của nhau (hình 6.14).
- Thay đổi tỉ số đường kính hai tang gá dao theo bội số hoặc ước số của nhau (hình 6.14).
- Kết hợp giữa tỉ số đường kính và số lượng dao (hình 6.14).
- Thay đổi tỉ lệ vận tốc góc trục chính dao trên và trục chính dao dưới sao cho hai lưỡi

dao gặp nhau theo bội số hoặc ước số vòng quay thích hợp. Chẳng hạn, nếu quỹ tích chuyển động của lưỡi dao trên là không đổi, có thể thay đổi số lần gặp nhau của hai lưỡi dao để nhận được chiều dài định thước khác nhau.



Hình 6.14. Sơ đồ điều chỉnh định thước bằng cách thay đổi số lượng lưỡi dao và tỉ lệ đường kính.



Hình 6.15. Quỹ tích của dao máy cắt bay kiểu tay quay trục khuỷu.

(2) Thay đổi quỹ tích của hai dao để hai dao gặp nhau ở những thời điểm và số vòng quay thích hợp. Ví dụ trên hình 6.15 vẽ quỹ tích của dao máy cắt bay kiểu tay quay trực khuỷu.

Trong quá trình thiết kế máy cắt bay, để nhận được khoảng điều chỉnh định thước rộng, thường phải sử dụng đồng thời các phương pháp trên.

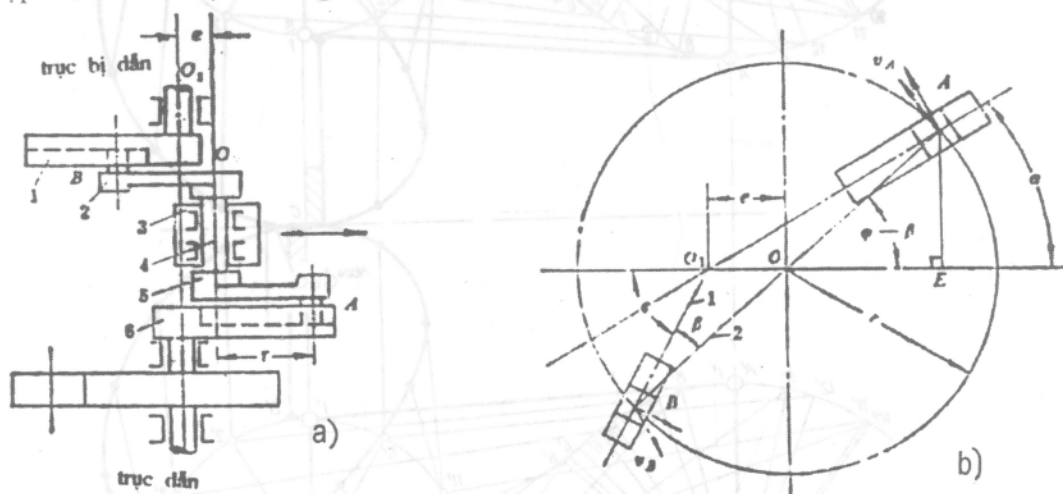
3. Cơ cấu điều tốc

Khi điều chỉnh định thước bằng phương pháp thay đổi số vòng quay trực chính n phải đảm bảo quan hệ *phân lượng vận tốc của lưỡi dao trên phương chuyển động của vật cán hoặc xấp xỉ bằng vận tốc vật cán*. Trong máy cắt bay, cơ cấu đảm bảo quan hệ đó gọi là cơ cấu điều tốc (hay còn gọi là cơ cấu đồng bước). Trong thực tế có nhiều kiểu loại cơ cấu điều tốc, nhưng có thể chia thành hai nhóm lớn:

Cơ cấu điều tốc của máy cắt bay có trục chính chuyển động không đều

Lúc sử dụng cơ cấu này, chiều dài định thước L được thực hiện thông qua việc thay đổi số vòng/phút trung bình của trục chính máy cắt bay n .

Cơ cấu điều tốc làm theo kiểu trục khuỷu kép: (hình 6.15) có thể điều chỉnh được độ lệch tâm e . Lúc e thay đổi thì tốc độ góc tức thời của tang gắn dao ở từng vị trí sẽ thay đổi. Muốn tăng chiều dài định thước thì giảm số vòng quay bánh dẫn và chọn khoảng cách e thích hợp sao cho tốc độ cắt bằng tốc độ dẫn liệu (hình 6.16).



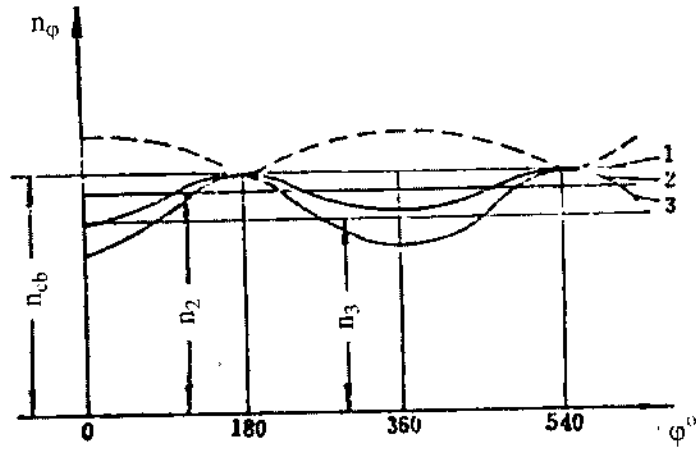
Hình 6.16. Cơ cấu điều tốc lệch tâm:

a- sơ đồ nguyên lý; b- quan hệ vận tốc.

Bởi vì sự hạn chế của độ lệch tâm nên số vòng/phút của dao n chỉ được thay đổi trong phạm vi:

$$n = (0,5 \div 1)n_{cb}$$

trong đó n_{cb} là số vòng quay ứng với $e = 0$.



Hình 6.17. Quan hệ vận tốc đồng bộ của máy cắt bay:

1- khi $n = n_{cb}$ (với $e = 0$); 2- khi $n < n_{cb}$ (với $e > 0$);
Đường nét đứt biểu thị quan hệ vận tốc khi cắt ở tốc độ cực tiểu.

Phạm vi điều chỉnh định thước sẽ là:

$$L = (1 \div 2)L_{cb}k \quad (6-7)$$

Khoảng lệch tâm được xác định như sau:

$$e = \frac{L - L_{cb}k}{L + L_{cb}k} r \quad (6-8)$$

Công thức (6-8) được chứng minh như sau:

Vì: $v_A = \omega_A(r + e)$, $v_B = \omega_B(r - e)$, và $v_A = v_B$

$$\text{nên: } \frac{(r + e)}{(r - e)} = \frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{n_{cb}}{n}$$

$$\text{Mặt khác: } L = L_{cb} \frac{n_{cb}}{n_{tb}} k$$

$$\text{nên } \frac{L}{L_{cb}k} = \frac{n_{cb}}{n_{tb}} \Rightarrow \frac{(r + e)}{(r - e)} = \frac{L}{L_{cb}k}$$

Từ đó có thể dễ dàng tìm ra được công thức (6-8).

Cơ cấu điều tốc kiểu cặp bánh răng elip

Dựa trên nguyên lý ăn khớp của cặp bánh răng elip, với các tâm quay trục bánh răng trùng với tiêu điểm của elip (hình 6.18), trục chủ động quay đều với vận tốc góc ω_1 thì trục bị dẫn sẽ quay với vận tốc góc biến đổi có chu kỳ, trong phạm vi:

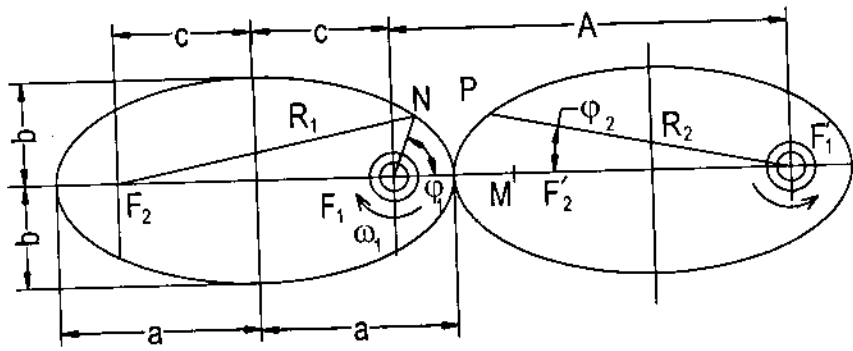
$$\text{với: } \omega_2 = \omega_1 \frac{R_1}{R_2} = \omega_1 \frac{1 - e^2}{1 + 2e \cos \varphi_1 + e^2} \quad (6-9)$$

$$\left. \begin{aligned} \omega_{2\min} &= \omega_1 \frac{a-c}{a+c} \\ \omega_{2\max} &= \omega_1 \frac{a+c}{a-c} \end{aligned} \right\} \quad (6-10)$$

trong đó:

- R_1, R_2 lần lượt là bán kính cong tại điểm đối tiếp của bánh chủ động và bánh bị dẫn;
- a, b lần lượt là bán trục dài và bán trục ngắn elip;
- e là khoảng cách đối xứng từ tâm elip đến tiêu cự;
- φ_1 là góc quay của trục chủ động.

Trong quá trình cắt, vận tốc của lưỡi dao sẽ được điều chỉnh đồng bộ với vận tốc dẫn liệu. Nhưng trong thực tế nó gặp nhiều trắc trở của quá trình động lực học nên loại cơ cấu này ít được sử dụng.



Hình 6.18. Sơ đồ tính toán cơ cấu điều tốc cặp bánh răng elip.

Cơ cấu điều tốc của máy cắt bay có trục chính quay tròn đều

Khi máy cắt bay có trục chính quay tròn đều thường sử dụng cơ cấu điều tốc hướng kính. Khi thay đổi chiều dài định thước bằng cách thay đổi số vòng/phút, cơ cấu điều tốc làm cho quỹ tích của lưỡi dao (đường tròn) có bán kính thay đổi trong phạm vi $R_{\max}$ và $R_{\min}$ (hình 6.19). Lúc đó, các thông số vận tốc, chiều dài định thước được tính theo quan hệ:

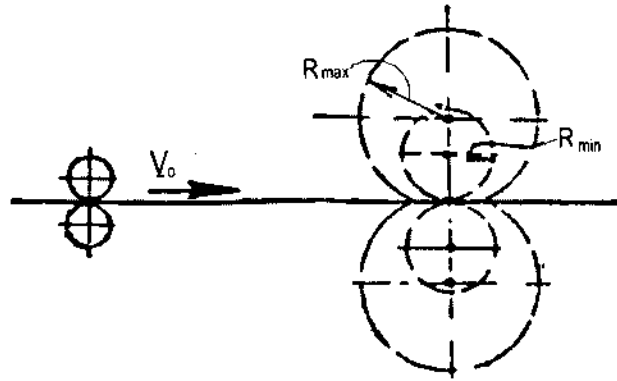
$$v = 2\pi R \frac{n}{60} = v_0 \quad \text{hay} \quad n = \frac{60v_0}{2\pi R} \quad (6-11)$$

$$n_{cb} = \frac{60v_0}{2\pi R_{\max}} \quad \text{và} \quad L = 2\pi R_{\max} \quad (6-12), (6-13)$$

$$L = 2\pi Rk \quad (6-14)$$

$$\frac{L}{L_0} = (0,5 \div 1)k \quad (6-15)$$

Các kí hiệu của biểu thức trên đã dẫn (xem mục 6.1).



Hình 6.19. Quỹ tích lưỡi dao máy cắt bay khi sử dụng cơ cấu điều tốc hướng kính.

6.4 Tính toán lực, công cắt của máy cắt bay

6.4.1. Tính toán lực

Khi tính lực cho máy cắt bay phải căn cứ vào đặc trưng tiếp xúc giữa lưỡi dao và vật cán (theo kiểu cắt dao song song hay kiểu cắt dao nghiêng) mà sử dụng các công thức tương ứng. Ngoài ra cần chú ý: Khi cắt ở máy cắt bay không bố trí cơ cấu điều tốc thì quá trình cắt thường gây ra ứng suất kéo trên vật cắt. Ứng suất này được tính theo công thức của định luật Hook như sau:

$$\sigma = \frac{\Delta l}{l} E \quad (6-16)$$

trong đó: E - môđun đàn hồi của vật cắt, đối với thép ở 800°C , lấy

$$E = 45.000 + 55.000 \text{ MPa};$$

l - chiều dài đoạn kim loại (vật cán) tính từ giá cán cuối cùng đến mút cuối vừa cắt xong (m);

Δl - lượng giãn dài tuyệt đối của đoạn kim loại đang tính (m)

$$\Delta l = \Delta l_1 - \Delta l_0$$

trong đó: Δl_1 - lượng chuyển dời của dao đo trên phương nằm ngang trong thời gian cắt;

Δl_0 - lượng chuyển dời của vật cắt trong thời gian cắt: $\Delta l_0 = v_0 t$.

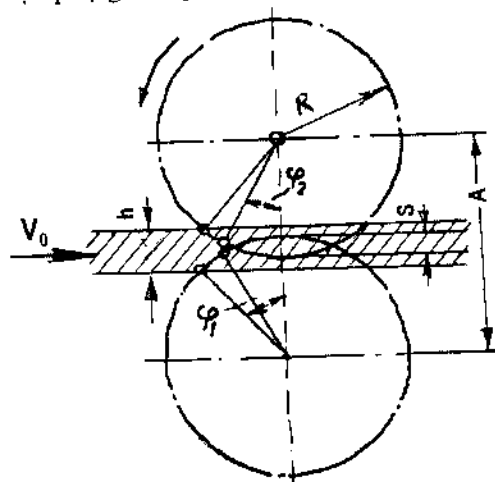
Thời gian cắt được tính như sau (xem hình 6.20):

$$t = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{360} \frac{2\pi R}{v} \quad (6-17)$$

$$\text{với} \quad \left. \begin{aligned} \cos \varphi_1 &= \frac{A-h}{2R} = 1 - \frac{h+s}{2R} \\ \cos \varphi_2 &= 1 - \frac{h(1-e)+s}{2R} \end{aligned} \right\} \quad (6-18)$$

$$\Delta l_1 = R(\sin \varphi_1 - \sin \varphi_2) \quad (6-19)$$

Cần phải chỉ ra rằng do ảnh hưởng của lực cắt và lực kéo đồng thời tồn tại, thời gian cắt được rút ngắn nên lực kéo phụ cũng giảm xuống. Nhưng khi tính toán lực cắt của máy cắt bay nhất thiết phải đưa lực phụ gia này vào.



Hình 6.20. Thông số hình học của quá trình cắt trên máy cắt bay.

6.4.2. Tính chọn công suất động cơ máy cắt bay

Theo chế độ làm việc khác nhau, động cơ được tính chọn theo các công thức khác nhau.

Ở chế độ làm việc khởi động, công suất động cơ của máy cắt bay hầu như được quyết định bởi điều kiện gia tốc của hệ thống. Bởi vì mỗi lần cắt thời gian tăng tốc yêu cầu rất ngắn (có lúc khoảng 0,1s), lực cắt hầu như không ảnh hưởng đến công suất động cơ.

Ở chế độ làm việc liên tục máy cắt bay có mang bánh đà (hoặc mômen vô lăng của hệ thống khá lớn) thì công suất động cơ được tính theo công suất cắt trung bình trong khoảng thời gian giữa hai lần cắt kế tiếp nhau:

$$N = \frac{A}{t} \xi, \text{ kW} \quad (6-20)$$

trong đó: A - công cắt (tính theo máy cắt dao song song hoặc máy cắt dao nghiêng tương ứng), kNm;

ξ - hệ số xét tới tổn thất ma sát trong nội bộ máy cắt giữa dao với không khí. Đối với máy cắt có kết cấu đơn giản: $\xi = 5$. Đối với máy cắt có kết cấu phức tạp và đặc biệt sử dụng cơ cấu điều tốc: $\xi = 15 \div 20$.

Cách xác định thông số mômen quán tính của máy cắt bay: Vì thời gian cắt cực kỳ ngắn, dòng điện trong các cuộn dây không kịp tăng lên (do tự cảm), công cắt được thực hiện hầu như nhờ vào việc giảm thiểu động năng của khối lượng các chi tiết quay đã tích được trong đó:

$$E = \frac{GD^2 n^2}{730}, \text{ Nm} \quad (6-21)$$

Công cắt A phải bỏ ra được xác định bằng hiệu số động năng của hệ thống trước và sau khi cắt:

$$A = \frac{GD^2}{730} (n_1^2 - n_2^2), \text{ Nm} \quad (6-22)$$

trong đó: GD^2 - mômen vô lăng của hệ thống chuyển động quay quy về trục động cơ;

n_1, n_2 - số vòng/phút của động cơ trước và sau khi cắt.

Có thể dùng hệ số trượt cho phép u của động cơ để tính:

$$\frac{n_1 - n_2}{n_1} \approx u \quad (6-23)$$

do đó:
$$GD^2 = \frac{730A}{n_1^2 (2u - u^2)}, \text{ kg.m}^2 \quad (6-24)$$

Với trị số mômen vô lăng vừa tính được, phụ tải động cơ không được vượt quá trị số cho phép.

Trong trường hợp mômen vô lăng thay đổi theo thời gian thì mômen vô lăng của các chi tiết quay nên chọn lớn hơn một chút để dự phòng những phụ tải động phát sinh. Đặc biệt, đối với các máy cắt có sử dụng bộ điều tốc thì sau khi tính thông số GD^2 theo công thức (6-24) còn phải tăng trị số lên 30 lần (tham khảo [3]).

Chương 7

MÁY CƯA

7.1. Đại cương

Khi vật cản có tiết diện phức tạp hoặc quy cách thay đổi luôn, thì việc dùng máy cắt (kéo cắt) để chia đoạn vật cản trở nên rất khó khăn. Lúc đó buộc phải dùng máy cưa.

Máy cưa chủ yếu dùng để cắt thép hình cỡ lớn, thép ống, thép đường ray, thép dầm, thép tròn ở trạng thái nóng. Máy cưa thường dùng nhất là máy cưa đĩa, trên đó có răng. (Thép hình cỡ nhỏ và thép dầm thường không cắt bằng máy cưa mà dùng máy cắt).

Máy cưa dùng trong nhà máy cán thường có cơ cấu sau đây:

- Cơ cấu quay đĩa cưa. Đây là cơ cấu chủ yếu của máy cưa.
- Cơ cấu dẫn đĩa cưa đang quay đi vào kim loại theo phương song song với mặt phẳng đĩa cưa. Đây là cơ cấu ăn vào.

Ở những xưởng cán hiện đại, để tăng năng suất làm việc của máy cưa, thường bố trí nhiều máy cưa cùng cắt một lúc những vật cản dài thành nhiều đoạn có kích thước thích hợp. Vì vậy ở một số máy cưa còn có cơ cấu đẩy máy theo chiều dọc đường con lăn dẫn vật cản.

7.2. Kết cấu và phân loại máy cưa

Theo cách ăn vào, người ta chia máy cưa thành 3 loại:

- Loại cán lắc.
- Loại đòn bẩy.
- Loại bàn trượt.

Ngoài ra còn có ứng dụng máy cắt bay. Nó tiến hành cắt khi vật cản đang chuyển động.

7.2.1. Loại cán lắc (hình 7.1)

Đĩa cưa (1) lắp trên cán lắc (2), cán lắc này quay quanh trục (3) cố định trên giá (4). Trên đĩa cán lắc có lắp động cơ (5) qua dây đai dẫn động đĩa cưa.

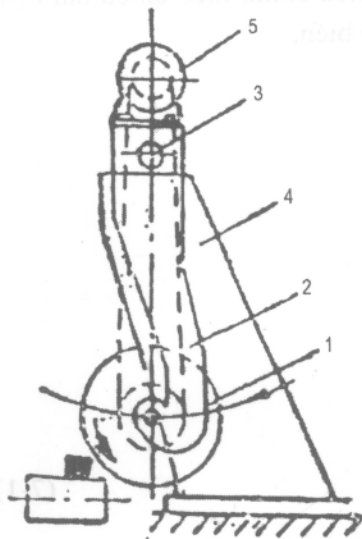
Muốn đưa lưỡi cưa ăn vào kim loại có thể dùng phương pháp thủ công hoặc lắp thêm một cơ cấu đẩy cán lắc vào.

Loại này hành trình bị hạn chế nên hiện nay ít dùng.

7.2.2. Loại đòn bẩy (hình 7.2)

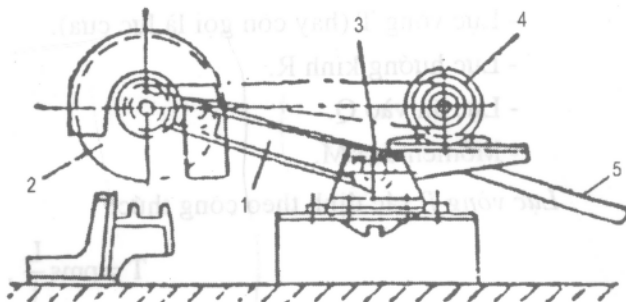
Động cơ (1) qua dây đai dẫn động đĩa cửa (2). Động cơ và đĩa cửa đều lắp trên giá lắc (3) và lắc xung quanh trục (4). Tay đòn (5) điều khiển lưỡi cửa đi xuống cắt vật cản.

Loại này có khuyết điểm là hành trình ăn vào nhỏ, năng suất thấp, việc lấy phoi cửa ra khỏi mạch cửa cũng rất khó khăn. Vì vậy hiện nay không chế tạo nữa.



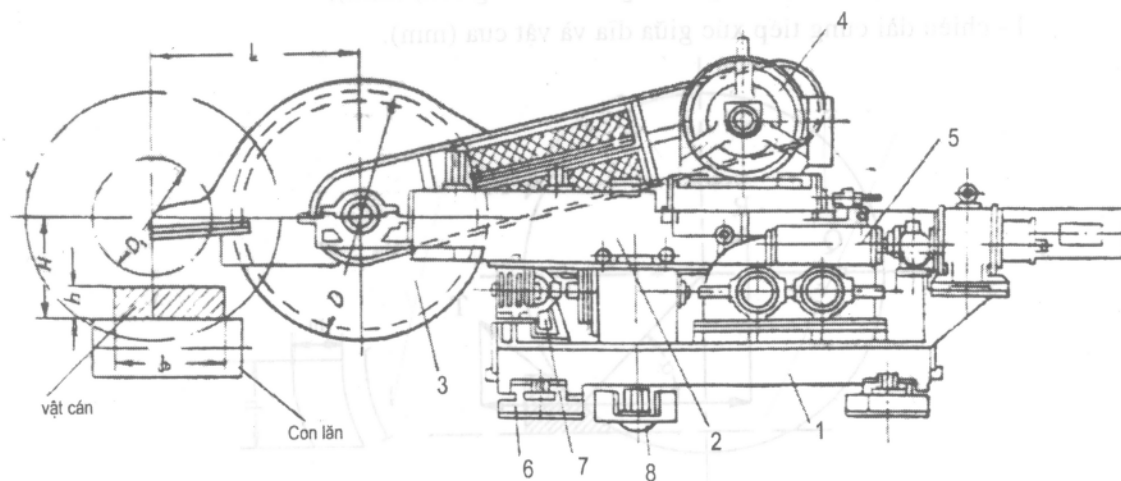
Hình 7.1. Máy cửa cần lắc:

1- đĩa cửa; 2- cần lắc; 3- trục; 4- giá; 5- động cơ.



Hình 7.2. Máy cửa đòn bẩy:

1- động cơ; 2- đĩa cửa; 3- giá lắc; 4- trục; 5- tay đòn.



Hình 7.3. Máy cửa bàn trượt:

1- thân máy; 2- bàn trượt đĩa cửa; 3- đĩa cửa; 4- động cơ quay đĩa cửa; 5- cơ cấu đẩy cửa ăn vào; 6- ray dẫn đĩa cửa; 7- động cơ; 8- bánh răng thanh răng.

7.2.3. Loại cửa bàn trượt (hình 7.3)

Động cơ (4) dẫn động đĩa cửa (3). Động cơ và đĩa cửa đều đặt trên giá (2). Giá (2) có thể trượt trên thân máy (1) theo phương nằm ngang chứa mặt phẳng đĩa cửa (phương vuông góc với đường con lăn dẫn vật cản) nhờ cơ cấu (5). Toàn bộ máy cửa lại có thể di động trên phương nằm ngang vuông góc với mặt phẳng đĩa cửa (phương song song với đường con lăn vật cản) theo ray dẫn (6) nhờ vào động cơ (7).

Loại máy cửa này có hành trình ăn vào lớn lại có thể điều chỉnh theo chiều dài đoạn muốn cắt, năng suất cao, vì vậy loại máy cửa này dùng rất phổ biến.

7.3 Tính toán lực cửa và công suất cửa

7.3.1. Phân tích và tính toán lực (hình 7.4)

Lúc cửa đĩa cửa phải chịu các lực như sau:

- Lực vòng T (hay còn gọi là lực cửa).
- Lực hướng kính R .
- Lực ăn vào Q .
- Mômen cửa M .

Lực vòng T xác định theo công thức:

$$T = pms \frac{L}{t}, \quad N \quad (7-1)$$

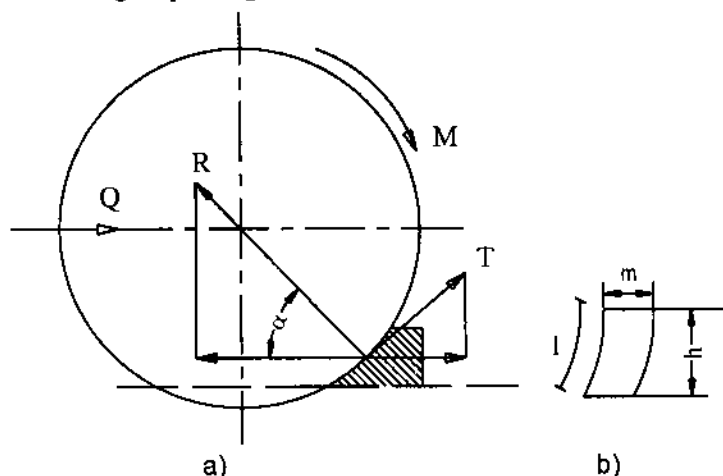
trong đó: p - là áp lực cửa trên 1mm^2 của diện tích phôi cửa (N/mm^2 hay MPa);

m - độ dày của phôi cửa đo mỗi răng cửa cắt ra (mm);

s - chiều rộng của mạch cửa (mm);

t - bước răng cửa (khoảng cách giữa hai răng cửa) (mm);

l - chiều dài cung tiếp xúc giữa đĩa và vật cửa (mm).



Hình 7.4. Sơ đồ tính toán lực cửa:

a- phân tích lực; b- hình dạng phôi cửa do một răng cửa cắt ra.

Diện tích phoi mỗi răng của đĩa của đi là ml, mm².

Gọi diện tích phoi của được tạo ra trong một giây là năng suất của f :

$$f = \frac{ml}{t} 1000v, \text{ mm}^2/\text{s}. \quad (7-2)$$

trong đó: v là vận tốc vòng của đĩa của (tính bằng m/s).

Mặt khác vì năng suất của: $f = uh, \text{ mm}^2/\text{s}$.

u là tốc độ tịnh tiến của của (mm/s);

h là chiều dày vật của (mm).

Nên:

$$\frac{ml}{t} = \frac{uh}{1000v} \quad (7-3)$$

Và lực vòng:

$$T = ps \frac{uh}{1000v}, \text{ N} \quad (7-4)$$

Năng suất của có thể tìm thấy từ các số liệu thực nghiệm (ví dụ bảng 7-1):

Bảng 7.1. Năng suất của của một vài loại thép

Kim loại của	Nhiệt độ của thép t°C	Năng suất của của f (mm ² /s)
Thép (0,1 ÷ 0,2%C)	750 ÷ 900	2000 ÷ 3000
Thép (0,1 ÷ 0,2%C)	900 ÷ 1000	3000 ÷ 4000
Thép (0,1 ÷ 0,2%C)	1000 ÷ 1100	4000 ÷ 60000

- Lực hướng kính thường tính theo kinh nghiệm:

$$R = (8 \div 15) T \quad (7-5)$$

- Lực ăn vào :

$$Q = R \cos \alpha - T \sin \alpha \quad (7-6)$$

7.3.2. Công suất máy của

Công suất máy của có thể tính theo hai phương pháp sau:

1. Phương pháp thông dụng

Từ lực vòng, công suất của cần thiết có thể tính:

$$N = \frac{Tv}{1000} = PS \frac{uh}{10^6}, \text{ kW}$$

Hay

$$N = \frac{PSf}{10^6}, \text{ kW} \quad (7-7)$$

trong đó: S - chiều dày mạch cửa, trong tính toán sơ bộ có thể lấy s bằng chiều dày đĩa cửa δ hoặc lấy theo quan hệ $s = \delta + (2 + 4) \text{ mm}$;
 f - diện tích bị cửa đi trong một giây (năng suất cửa) mm^2 ;
 P - áp lực cửa đơn vị (N/mm^2 hay MPa).

Theo Xelikov:

$P = (1200 \div 1300)\sigma_{bt}$ trong đó σ_{bt} là ứng suất bền của vật cán ở nhiệt độ cửa.

Theo Xelikov và đồng nghiệp, khi cửa thép 20, tiết diện 29×29 ; $40 \times 40 \text{ mm}$ với các thông số thực nghiệm trên máy cửa $D = 800 \text{ mm}$; $\delta = 3,75$; $s = 4 \text{ mm}$; $v = 62 \text{ m/s}$; thì $P_{500} = 2660 \div 4250 \text{ MPa}$; $P_{1100C} = 1600 \text{ MPa}$.

2. Phương pháp tính công suất từng phần

Dựa vào thực nghiệm, một số nhà chuyên môn đưa ra cách tính công suất máy cửa N theo các công suất thành phần tiêu hao như sau:

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3 + N_4}{\sum \eta} - N_{\Delta E}, \text{ kW} \quad (7-8)$$

trong đó: N_1 - công suất cần thiết để cửa (kW);

N_2 - công suất kẹp (công suất tiêu hao do ma sát ở thành bên mạch cửa trong quá trình kẹp giữ lưỡi cửa (kW);

N_3 - công suất không tải, thường lấy theo công suất định mức của động cơ;

$$N_3 = 0,25.N_{dm}, \text{ kW};$$

N_4 - công suất làm biến dạng phoi cửa, trong tính toán cơ thể bỏ qua.

$N_{\Delta E}$ - công suất do động năng (quán tính) sinh ra trong quá trình cửa (kW).

Tính N_1

Giả thiết thể tích của phần tử kim loại do một răng cửa cắt ra là V_1 , ứng với công cắt tiêu hao là A_1 thì công suất cắt đơn vị tương ứng là:

$$a_1 = \frac{A_1}{V_1} \approx k(1 + \cos \varphi), \text{ Nmm/mm}^3 \quad (7-9)$$

trong đó: $k = \sigma/\sqrt{3}$ - trở lực cắt, (N/mm^2 hay MPa);

σ - trở kháng khi biến dạng (N/mm^2 hay MPa);

φ - góc di trượt mạng kim loại khi cửa cắt, khi góc trước của răng cửa $\gamma \geq 0^\circ$

$$\varphi = 45^\circ + \gamma - \lambda; \text{ khi } \gamma \geq 0^\circ \text{ thì } \varphi = 45^\circ - (\lambda - \gamma)/2;$$

γ - góc trước của răng cửa (lượng đại số);

λ - góc ma sát trong chuyển động tương đối giữa phoi cửa và mặt trước của răng cửa.

Từ các quan hệ trên, tiếp tục tính toán công suất cửa của cả tiết diện.

Trong thực tế thường tính N_1 theo quan hệ:

$$N_1 \approx \frac{\text{psf}}{10^6}, \text{ kW} \quad (7-10)$$

Các đại lượng liên quan như trên đã dẫn.

Tính N_2

Thường tính theo công thức:

$$N_2 = \mu v \frac{M}{c}, \text{ kW} \quad (7-11)$$

trong đó: μ - hệ số ma sát giữa vật cản và đĩa cưa;

v - vận tốc vòng của đĩa cưa (m/s);

M - biên độ dao động của đĩa cưa (mm), có thể tham khảo trong bảng 7-2;

c - hệ số tính toán có thể tham khảo trong bảng 7-3.

Bảng 7.2. Giá trị biên độ dao động của đĩa cưa M

Đường kính đĩa cưa D	Biên độ dao động của đĩa cưa M				
	Tốc độ ăn vào u (mm/s)				
	0,5 ÷ 2	2 ÷ 5	5 ÷ 10	10 ÷ 20	20 ÷ 100
2000	0 ÷ 2,2	2,2 ÷ 3,2	2,6 ÷ 3,6	2,8 ÷ 3,8	3 ÷ 4
1500	0 ÷ 1	1 ÷ 1,6	1,4 ÷ 2	1,6 ÷ 3,2	1,7 ÷ 2,3
1200	0 ÷ 0,5	0,5 ÷ 0,9	0,9 ÷ 1,3	1 ÷ 1,4	1,1 ÷ 1,5
1000	0 ÷ 0,35	0,35 ÷ 0,65	0,65 ÷ 0,95	0,8 ÷ 1,1	0,85 ÷ 1,15
800	0 ÷ 0,15	0,15 ÷ 0,45	0,25 ÷ 0,55	0,35 ÷ 0,65	0,45 ÷ 0,75
600	0 ÷ 0,05	0,05 ÷ 0,25	0,2 ÷ 0,4	0,25 ÷ 0,45	0,3 ÷ 0,5
500	0 ÷ 0,02	0,02 ÷ 0,18	0,1 ÷ 0,3	0,15 ÷ 0,35	0,2 ÷ 0,4
400	0 ÷ 0,1	0,01 ÷ 0,09	0,09 ÷ 0,15	0,14 ÷ 0,22	0,15 ÷ 0,25

Bảng 7.3. Giá trị hệ số c

Kích thước đĩa cưa (mm)		Hệ số C = M/Q (mm/kN)
Đường kính	Độ dày	
2000	9,0	1,8
1500	7,8	1,6
1200	7,0	1,29
1000	6,3	1,15
800	5,6	1,10
600	4,9	0,92
500	4,5	0,81
400	4,0	0,71

Ghi chú: Q là áp lực pháp tuyến của mặt bên mạch cưa, kN.

Tính $N_{\Delta E}$

Trong quá trình cửa vận tốc đĩa cửa giảm xuống, các chi tiết quay cùng trục đĩa cửa sẽ phóng ra một động năng ΔE :

$$\Delta E \approx \frac{1}{2} I \frac{\pi^2}{900} (n_{20}^2 - n_2^2) = \frac{I}{18,25} (n_{20}^2 - n_2^2) \quad (7-12)$$

trong đó: I - mômen quán tính khối lượng của đĩa cửa (kGm^2);

n_{20}, n_2 - lần lượt là số vòng/phút của đĩa cửa khi bắt đầu và sau khi cắt đứt tiết diện (vòng/ph).

$N_{\Delta E}$ có thể tính theo công thức:

$$N_{\Delta E} \approx \frac{\Delta E}{10^3 t_0 \eta_{\Sigma}}, \text{ kW} \quad (7-13)$$

trong đó t_0 - tổng thời gian cửa cắt tiết diện (s).

7.4. Thông số chủ yếu của máy cửa

7.4.1. Thông số kết cấu

Máy cửa đĩa có các thông số chủ yếu:

D đường kính đĩa (mm).

δ chiều dày đĩa (mm).

D_1 đường kính bàn kẹp đĩa.

H chiều cao trục đĩa cửa (so với mặt đường con lăn) (mm).

L hành trình cực đại của đĩa cửa (mm).

1. Đường kính đĩa cửa (lúc mới, khi chưa qua mài dũa lại)

Được tiêu chuẩn hoá và lấy đường kính đĩa cửa để gọi tên máy cửa (ví dụ máy cửa 1500, máy cửa 1800).

Đường kính đĩa cửa được xác định theo nguyên tắc: Bảo đảm trong một hành trình trục mang đĩa cửa tịnh tiến phải cắt đứt hết vật cắt có kích thước lớn nhất, nghĩa là chiều cao lớn nhất của vật cản chuyển động trên đường lăn thông qua phía dưới trục máy cửa không bị vướng, đồng thời mép dưới của đĩa cửa phải thấp hơn mặt phẳng đường lăn một khoảng $40 \div 80$ mm (đối với đĩa cửa mới có thể đạt $100 \div 150$ mm).

- Thép vuông : $D = 10A + 300$ mm (A chiều dài cạnh hình vuông).

- Thép tròn : $D = 6d + 300$ mm (d đường kính thanh thép).

- Thép góc : $D = 3B + 350$ mm (B chiều dài cạnh góc tiết diện).

- Thép chữ U,I: $D = C + 400$ mm (C chiều cao tiết diện).

Lượng mài dũa cho phép là $5 \div 10\%$.

2. Chiều dày đĩa cửa δ

Khi δ tăng thì công suất cửa tăng, nhưng khi giảm δ thì độ bền giảm. Thường chọn $\delta = (0,18 \sim 0,2) D^{1/2}$, mm.

3. Đường kính bàn kẹp đĩa cửa D_1

Thường chọn $D_1 = (0,35 \div 0,5)D$, mm

4. Chiều cao trục đĩa cửa H

Khi tăng H sẽ hạn chế lượng mài đĩa lại, nhưng khi giảm H thì lực đẩy ngang tăng lên, khó cửa.

Thường chọn $H = D/2 - (45 \div 120)$, mm

5. Hành trình cực đại của đĩa cửa

Thường chọn L theo chiều rộng vật cản, nếu cửa nhiều cây thép cùng một lần thì chọn L theo số cây thép.

Tiêu chuẩn Liên Xô ГОСТ 5579-50 quy định các thông số chủ yếu của máy cửa đĩa như trong bảng 7-4.

Bảng 7.4. Các thông số chủ yếu của máy cửa

Đường kính đĩa cửa D(mm)		Chiều dày của đĩa, δ (mm)	Hành trình của đĩa, L (mm)	Khoảng cách từ tâm đĩa cửa đến tâm đường con lăn, H (mm)	Đường kính của bàn cặp, D ₁ (mm)	Kim loại bị cắt		
Đường kính danh nghĩa, D	Đường kính nhỏ nhất khi mòn tới hạn, D _{min}					Chiều cao, h _{max} (mm)	Chiều rộng b _{max} (mm)	
							Lúc D nhỏ nhất	Lúc D bằng danh nghĩa
1000	900	6	800	410	500	120	450	470
1200	1080	7	1000	490	570	160	560	600
1500	1350	8	1200	620	750	200	660	740
1800	1620	9	1400	700	900	260	730	880
2000	1800	10	1500	850	900	350	730	930

7.4.2. Thông số công nghệ

1. Vận tốc vòng v của đĩa cửa (tức là tốc độ cửa)

Khi tăng v thì năng suất cửa tăng, nhưng lực li tâm cũng tăng lên. Vận tốc vòng v của đĩa cửa phải dựa vào độ bền của lưỡi cửa để xác định.

Đối với máy cửa nóng, lúc đường kính đĩa cửa là 1000 mm thì vận tốc vòng lấy khoảng 80 đến 100 m/s, lúc đường kính đĩa là 2000 mm thì chọn vận tốc từ 100 đến 180 m/s. Thường chọn $v = 100 \div 140$ m/s.

2. Vận tốc ăn vào u

Xác định theo chiều cao h của vật cửa và năng suất cửa f :

$$u = f/h, \text{ mm/s}$$

Bởi vì chiều cao của vật cưa không phải là hằng số nên vận tốc ăn vào u cần điều chỉnh trong một phạm vi cần thiết. Trong thực tế sản xuất, vận tốc ăn vào u thường lấy từ 30 đến 300 mm/s.

7.5. Đĩa cưa

Hình dạng răng cưa

Hình dạng răng cưa phải thoả mãn các yêu cầu: độ bền cao, ít tổn công sản xuất, tuổi thọ cao, ít tiếng ồn, chi phí chế tạo và mài dũa thấp.

Trên hình 7.5 giới thiệu một số dạng răng đĩa cưa thường dùng với các thông số chủ yếu là góc trước γ , bước răng t' , góc đỉnh răng θ , chiều cao răng h . Trong đó dạng răng hình tam giác (hình c) có độ bền cao, chế tạo và sửa chữa dễ dàng, nhưng tổn công suất, tiếng ồn lớn. Dạng răng hổ (hình 7.5a) tổn ít công suất, ít tiếng ồn, nhưng khó chế tạo và sửa chữa. Dạng răng chuột (hình 7.5b) tiêu hao công suất tương đối ít, tương đối dễ chế tạo, tiếng ồn tương đối nhỏ. Hiện nay thường dùng dạng răng chuột với góc trước $\gamma = 0^\circ$, hoặc với dạng răng hổ $\gamma = -10^\circ$, chiều cao răng $h \approx t'/3$.

Để giảm bớt ứng suất tập trung nên chế tạo chân đĩa cưa hình vòng cung. Để cải thiện điều kiện làm việc, tốt nhất là làm cho chiều dày của đĩa cưa tăng dần theo chiều cao của răng, góc trước của răng là góc âm.

Vật liệu dùng làm đĩa cưa

Thường là thép có độ bền $\sigma_b = 800 \div 950 \text{ N/mm}^2$, độ đàn tương đối $\delta = 12 \div 13\%$.

Kinh nghiệm cho biết rằng, cùng σ_b như nhau, nhưng δ tăng thì tuổi thọ của đĩa cưa cũng tăng.

Để giảm bớt nứt nẻ, đĩa cưa thường làm bằng thép mangan và thép niken ví dụ thép chứa $(0,8 \div 1,15\%) \text{ Mn}$ và $(1,5 \div 2\%) \text{ Ni}$.

Nhiệt luyện đĩa cưa

Để tăng tuổi thọ của răng, răng cưa phải được tôi rất đồng đều ở tất cả các răng với độ rắn $\text{HRC} = 56 \div 63$. Còn tấm đĩa cưa cũng phải nhiệt luyện có độ rắn bề mặt $\text{HRC} = 29 \div 37$.

Tuổi thọ của đĩa cưa

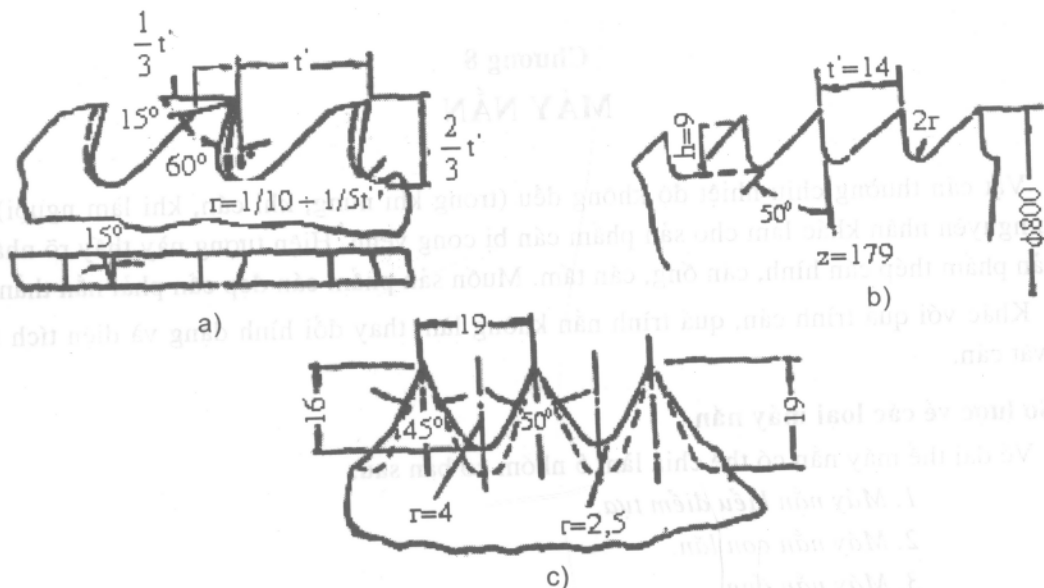
Đĩa cưa thông thường cưa được 5000 đến 10000 lần hoặc cưa được một diện tích là 50 đến 100 m^2 thì hỏng. Đĩa cưa thường hỏng vì vết nứt theo hướng kính. Đĩa cưa thường được cố định bằng hai mâm cặp hai bên và phải được cân bằng thật tốt (nếu không sẽ sinh ra hiện tượng đảo và ly tâm cục bộ).

Độ bền của đĩa cưa

Được xác định theo lực ly tâm. Ứng suất kéo do lực ly tâm sinh ra là:

$$\sigma = p v^2 \cdot 10^{-4} \leq [\sigma], \quad \text{N/mm}^2 \text{ hay MPa}$$

Đối với đĩa cưa bằng thép thường lấy $[\sigma] = 160 \text{ N/mm}^2$



Hình 7.5. Dạng răng cưa thường dùng của đĩa cưa:

a- dạng răng hổ; b- dạng răng chuột; c- dạng răng tam giác cân.

Làm nguội đĩa răng cưa

Lưỡi cưa trong quá trình làm việc phải được làm nguội bằng nước với vòi phun áp suất từ 6 đến 10 at, nếu điều kiện làm việc rất nặng thì áp suất nước phải dùng tới từ 20 đến 40 at.

Nước không những có tác dụng làm nguội mà còn có tác dụng đẩy phoi cưa ra khỏi răng cưa.

Dẫn động đĩa cưa

Đĩa cưa được dẫn động bằng động cơ qua hệ thống dây đai hoặc trực tiếp lắp trên trục đĩa cưa thông qua khớp nối trục.

Vì vận tốc của đĩa cưa không cần điều chỉnh nên thường dùng động cơ không đồng bộ để dẫn động đĩa cưa.

Nếu đường kính của đĩa cưa khoảng 1700 mm thì mômen vô lăng của nó là 100 đến 300 kGm². Để cho phụ tải của động cơ đồng đều có thể dùng một bánh đà không lớn lắm để lắp thêm vào.

Động cơ dẫn động cơ cấu ăn vào

Động cơ dẫn động cơ cấu ăn vào của đĩa cưa thường là khí nén, thủy lực hoặc là động cơ điện một chiều kích từ song song điều chỉnh được tốc độ.

Chương 8

MÁY NẤM

Vật cán thường chịu nhiệt độ không đều (trong khi nung, khi cán, khi làm nguội) và nhiều nguyên nhân khác làm cho sản phẩm cán bị cong vênh. Hiện tượng này thấy rõ nhất ở các sản phẩm thép cán hình, cán ống, cán tấm. Muốn sản phẩm cán đẹp cần phải nắn thẳng.

Khác với quá trình cán, quá trình nắn không làm thay đổi hình dạng và diện tích tiết diện vật cán.

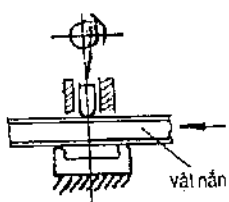
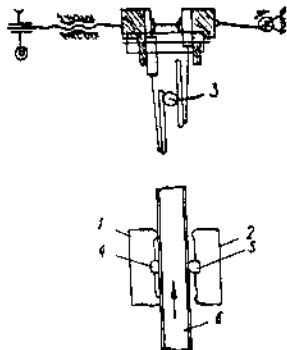
8.1. Sơ lược về các loại máy nắn

Về đại thể máy nắn có thể chia làm 5 nhóm cơ bản sau:

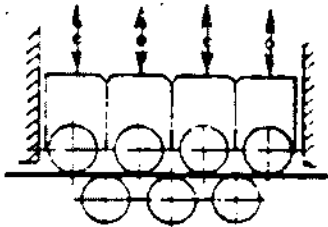
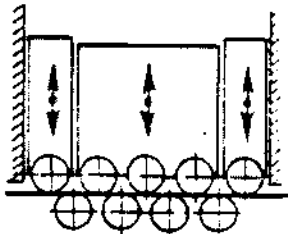
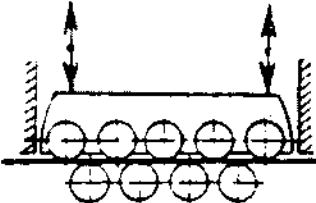
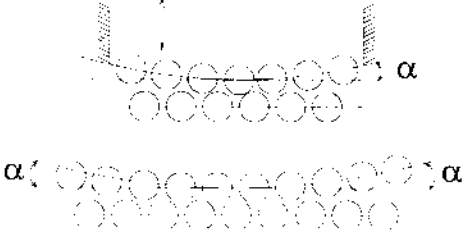
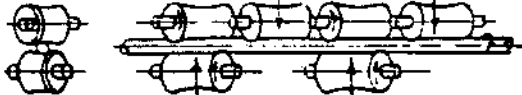
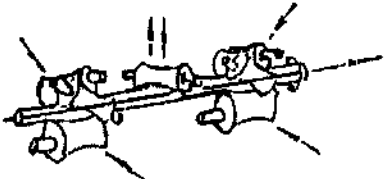
1. Máy nắn kiểu điểm tựa.
2. Máy nắn con lăn.
3. Máy nắn ống.
4. Máy nắn kéo căng.
5. Máy nắn uốn kéo căng.

Từ 5 nhóm máy này có thể chọn một số loại cụ thể hơn. Sơ đồ nguyên lý và công dụng của các loại máy nắn thể hiện khái quát trong bảng 8.1.

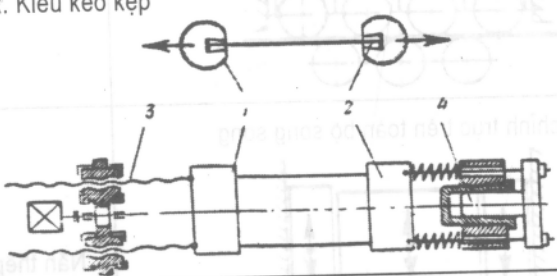
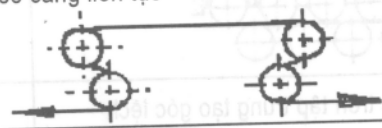
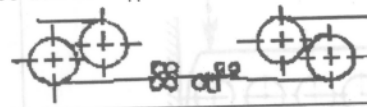
Bảng 8.1. Sơ đồ nguyên lý và công dụng các loại máy nắn

Tên gọi	Sơ đồ nguyên lý	Công dụng
Máy nắn áp lực	a. Kiểu đứng 	Nắn các loại dầm, thép hình cỡ lớn, thép ống.
	b. Kiểu nằm 	Nắn các loại dầm, thép hình cỡ lớn, thép ống.

Bảng 8.1 (tiếp theo)

Tên gọi	Sơ đồ nguyên lý	Công dụng
Máy nắn con lăn	c. Kiểu điều chỉnh trục trên độc lập 	Nắn các loại thép hình, thép tấm.
	d. Kiểu điều chỉnh trục trên toàn bộ song song 	Nắn thép tấm dày cỡ trung.
	e. Kiểu điều chỉnh trục trên tập trung tạo góc lệch 	Nắn thép tấm cỡ mỏng và cỡ trung.
	f. Kiểu điều chỉnh trục trên từng phần tạo góc lệch 	Nắn thép tấm cỡ mỏng.
Máy nắn ống	g. Kiểu đặt chéo cơ bản 	Nắn thép ống và thanh thép tròn.
	h. Kiểu đặt chéo <313> 	Nắn thép ống.

Bảng 8.1 (tiếp theo)

Tên gọi	Sơ đồ nguyên lý	Công dụng
	i. Kiểu trục lệch tâm 	Nắn thép ống vỏ mỏng.
Máy nắn kéo căng	k. Kiểu kéo kẹp 	Nắn thép tấm mỏng đơn chiếc.
	l. Kiểu kéo căng liên tục 	Nắn thép dải cuộn, hoặc dải cuộn kim loại màu.
Máy nắn uốn kéo	m. Kiểu kéo uốn kết hợp 	Nắn thép cuộn trong tổ máy liên hợp.

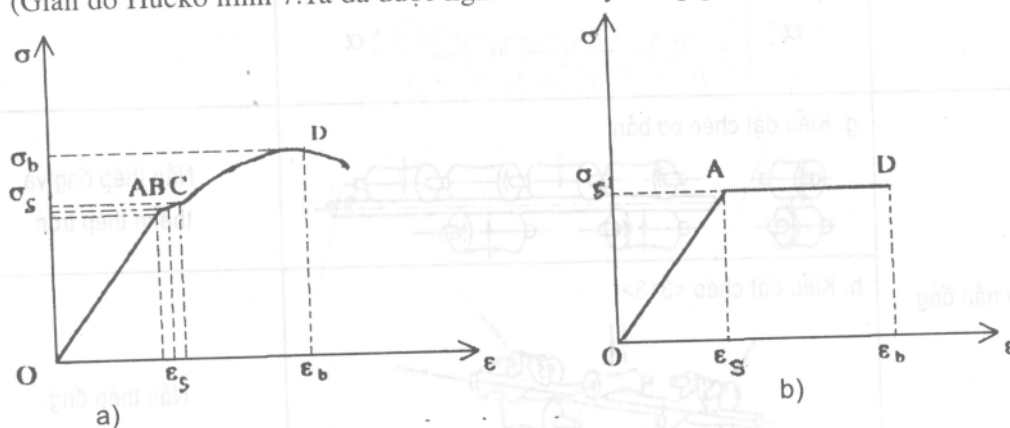
8.2. Cơ sở lý thuyết nắn

Quá trình nắn trên máy nắn điểm tựa được lấy làm cơ sở nghiên cứu lý thuyết nắn.

8.2.1. Quan hệ mômen nội lực và ứng suất nắn

1. Nhắc lại giản đồ Huckơ

(Giản đồ Huckơ hình 7.1a đã được nghiên cứu kỹ trong giáo trình Sức bền vật liệu).



Hình 8.1. Giản đồ Huckơ:

a- đối với vật liệu dẻo thực tế; b- đối với vật liệu dẻo lý tưởng.

Điểm A ứng với giới hạn tỉ lệ.

Điểm B ứng với giới hạn đàn hồi.

Điểm C ứng với giới hạn chảy.

Điểm D ứng với giới hạn bền.

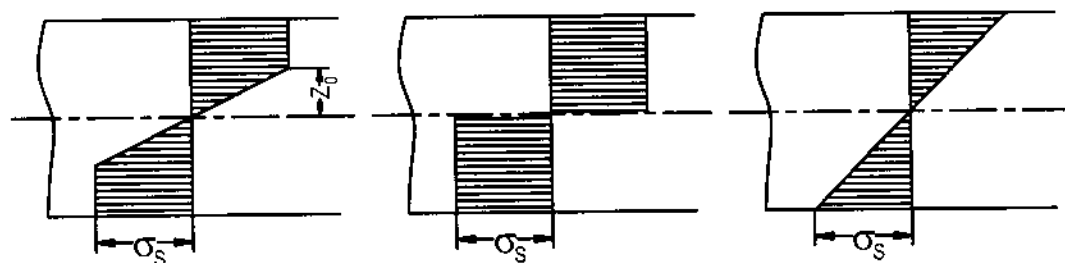
Ba điểm A, B, C rất gần nhau, trong thực tế có thể xem như trùng nhau tại điểm C.

2. Một số giả thiết

- Trước và sau khi biến dạng tiết diện ngang của vật nắn vẫn phẳng và vuông góc với đường tâm của vật nắn (giả thiết Becnuli).

- Trong khi biến dạng, vật nắn chỉ chịu uốn thuần túy (khoảng cách giữa hai điểm tựa hay khoảng cách giữa hai con lăn cùng phía kí hiệu là t lớn hơn nhiều so với chiều dày h của vật nắn, $t \gg h$).

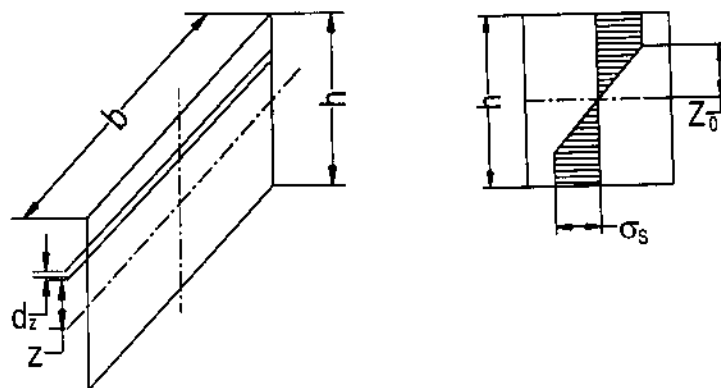
- Không xét tới ảnh hưởng của biến ứng (vật nắn là một loại vật liệu đàn hồi dẻo lý tưởng, giản đồ Hucker được thay bằng giản đồ đàn hồi dẻo lý tưởng (hình 8.1b).



Hình 8.2. Quan hệ ứng suất và biến dạng trên các thử kim loại của vật liệu đàn hồi dẻo lý tưởng.

3. Mômen nội lực (M_{nl})

Mômen nội lực ở trên tiết diện như hình 8.3 sẽ là:



Hình 8.3. Sơ đồ tính toán mômen nội lực khi uốn vật liệu đàn hồi dẻo lý tưởng (tiết diện hình chữ nhật).

$$M_{nl} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_s dF.z = 2 \int_0^{z_0} \sigma_s dF.z + 2 \int_{z_0}^{h/2} \sigma_s dF.z$$

biểu diễn σ qua

$$\begin{aligned} \sigma_s &= 2 \int_0^{z_0} \sigma_s \frac{z}{z_0} dz.b.z + 2 \int_{z_0}^{h/2} dz.b.z \\ M_{nl} &= \sigma_s b \left(\frac{h^2}{4} - \frac{z_0^2}{3} \right) \end{aligned} \quad (8-1)$$

z_0 là khoảng cách từ đường tâm đến thớ biến dạng dẻo hoàn toàn.

Như vậy mômen nội lực (M_{nl}) phụ thuộc vào z_0 .

Nếu mặt ngoài vừa mới biến dạng đến ε_s (tức là $z_0 = h/2$) thì:

$$M_{nl} = \sigma_s W \quad (8-2)$$

trong đó:

$$W = \frac{4}{h} \int_0^{h/2} \sigma_s z^2 b dz \quad (8-3)$$

Đối với tiết diện hình chữ nhật thì:

$$M_{nl} = \sigma_s \frac{bh^2}{6} \quad (8-4)$$

Như vậy mômen nội lực bằng mômen chống uốn đàn hồi, ký hiệu M_W .

$$M_{nl} = M_W \quad (8-5)$$

Nếu toàn bộ tiết diện đạt tới biến dạng dẻo (nghĩa là $z_0 = 0$) thì:

$$M_{nl} = \sigma_s S \quad (8-6)$$

trong đó:

$$S = 2 \int_0^{h/2} z.b.dz. \quad (8-7)$$

Đối với tiết diện hình chữ nhật thì:

$$M_{nl} = \sigma_s \frac{bh^2}{4} \quad (8-8)$$

Như vậy mômen nội lực bằng mômen chống uốn dẻo, ký hiệu M_S .

$$M_{nl} = M_S \quad (8-9)$$

Giữa M_{nl} & M_W tồn tại quan hệ:

$$e = M_S / M_W = S/W \quad (8-10)$$

hay:

$$M_{nl} = e.M_W \quad (8-11)$$

Hệ số e phụ thuộc vào hình dạng tiết diện và được cho trong bảng 7.2.

Bảng 8.2. Giá trị hệ số e

Hình dạng tiết diện	Chữ nhật	Hình tròn	Hình vuông	Chữ U		Chữ I		Chữ L		Ray	Ống
Vị trí tiết diện lúc nắn											
Tỉ số $e = S/W$	1,5	1,7	2,0	1,6	1,2	1,8	1,2	1,5	1,4÷1,6	1,5÷1,7	1,3 ÷ 1,6

Trong trường hợp trên tiết diện vừa có biến dạng đàn hồi vừa có biến dạng dẻo thì mômen nội lực sẽ là:

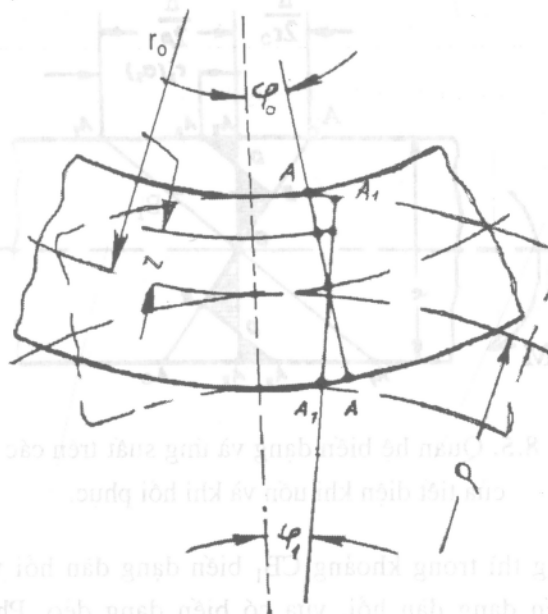
$$M_{nl} = \sigma_s (W + S) \quad (8-12)$$

Đối với tiết diện hình chữ nhật:

$$M_{nl} = \sigma_s \cdot b \cdot h^2 / 6 \left[\frac{3}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{2\varepsilon_s}{h} \right)^2 \right] \quad (8-13)$$

8.2.2. Quan hệ giữa lượng biến dạng tương đối (ε) với độ cong ban đầu là $1/r_0$, độ cong khi bị uốn $1/\rho$.

Ta hãy khảo sát một vật nắn có độ cong ban đầu là $1/r_0$, bị uốn về phía ngược lại có độ cong là $1/\rho$ (hình 8. 4).



Hình 8. 4. Sơ đồ tính toán độ cong và biến dạng.

Lượng biến dạng tương đối ở thứ cách đường trung hòa một đoạn là z sẽ được tính như sau:

$$\varepsilon_z = \frac{(\varphi_0 + \varphi_1)Z}{(r_0 - z)\varphi_0} \approx \frac{(\varphi_0 + \varphi_1)Z}{r_0\varphi_0} = \frac{Z}{r_0} + \frac{\varphi_1 Z}{\varphi_0 \rho} \quad (8-14)$$

Bởi vì $z \ll r_0$, nên $r_0\varphi_0 = \rho\varphi_1$ và:

$$\varepsilon_z = z \left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho} \right) \quad (8-15)$$

Kết luận: Lượng biến dạng tương đối (ε) tỉ lệ thuận với z và $\left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho} \right)$.

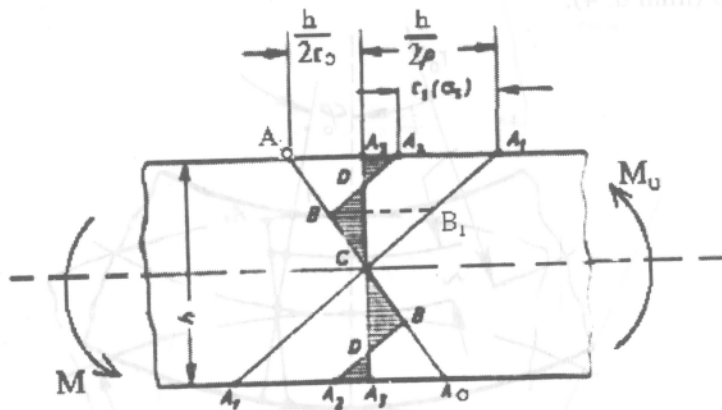
Từ công thức (8-15) ta rút ra: $z = \frac{\varepsilon_z}{\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho}} \quad (8-16)$

và $z_0 = \frac{\varepsilon_s}{\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho}} = \frac{\sigma_s}{\left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho} \right) \cdot E} \quad (8-17)$

Như vậy z_0 phụ thuộc vào σ_s , E và $\left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho} \right)$

8.2.3. Mômen uốn thẳng

Tiết diện ứng với độ cong ban đầu $1/r_0$ là A_0A_0 . Sau đó uốn về phía ngược lại có độ cong $1/\rho$ đi đến vị trí A_1A_1 (hình 8.5).



Hình 8.5. Quan hệ biến dạng và ứng suất trên các thớ của tiết diện khi uốn và khi hồi phục.

Khi cắt bỏ tải trọng thì trong khoảng CB_1 biến dạng đàn hồi về vị trí CB , còn trong khoảng B_1A_1 vừa có biến dạng đàn hồi, vừa có biến dạng dẻo. Phần biến dạng đàn hồi $A_1A_2BB_1$ phần biến dạng dẻo là A_3A_2B .

Bởi vì khoảng cách theo phương nằm ngang của A_2B và A_1C (tức BB_1) đúng bằng e_S . Giản đồ ứng suất và giản đồ biến dạng tỉ lệ với nhau nên giản đồ biến dạng trên hình vẽ cũng đại diện cho giản đồ ứng suất.

Sau khi cắt bỏ lực đi, theo giả thiết Becnucli thì vị trí A_2BBA_2 không tồn tại mà phải trở về vị trí A_3A_3 . Lúc đó trong vật nắn sẽ sinh ra ứng suất nén dư (biểu thị bằng hình A_2A_3D) và ứng suất kéo dư (biểu thị bằng hình BDC).

Mômen ứng suất dư đối với điểm C sẽ cân bằng:

$$M_{A_2A_3D}^c = M_{DBC}^c$$

Theo phương trình ta thấy mômen nội lực khi nắn thẳng bằng mômen của hình A_1A_2BC đối với điểm C, đồng thời có trị số bằng mômen của hình A_1A_3C đối với điểm C. Bởi vì giả thiết Becnucli sau khi cắt bỏ lực đi thì tiết diện A_1A_1 sẽ đi đến tiết diện A_3A_3 :

$$M_{A_1A_2BC}^c = M_{A_1A_3C}^c$$

Mômen phục hồi này, theo giáo trình sức bền vật liệu sẽ là:

$$M = \frac{EI}{\rho} \quad (8-18)$$

trong đó: E - môđun đàn hồi của vật liệu;

J - mômen quán tính.

Từ phương trình (8-1), (8-15), (8-18) ta có thể giải ra trị số của mômen nắn (M).

Trong trường hợp vật nắn bị biến dạng lớn: $z_0 \ll h/2$

lúc đó: $M = M_S = \sigma_S S$.

Trong trường hợp vật nắn bị biến dạng nhỏ: $z_0 \approx h/2$

lúc đó: $M = M_w = \sigma_S W$

Với tiết diện hình chữ nhật: $S = \frac{bh^2}{4}$

Tùy theo độ cong khác nhau của vật nắn sẽ có thể thay đổi trong phạm vi:

$$M_n = (1+1,5) M_w$$

8.3. Quá trình nắn thẳng trên máy nắn kiểu con lăn

8.3.1. Đặt vấn đề

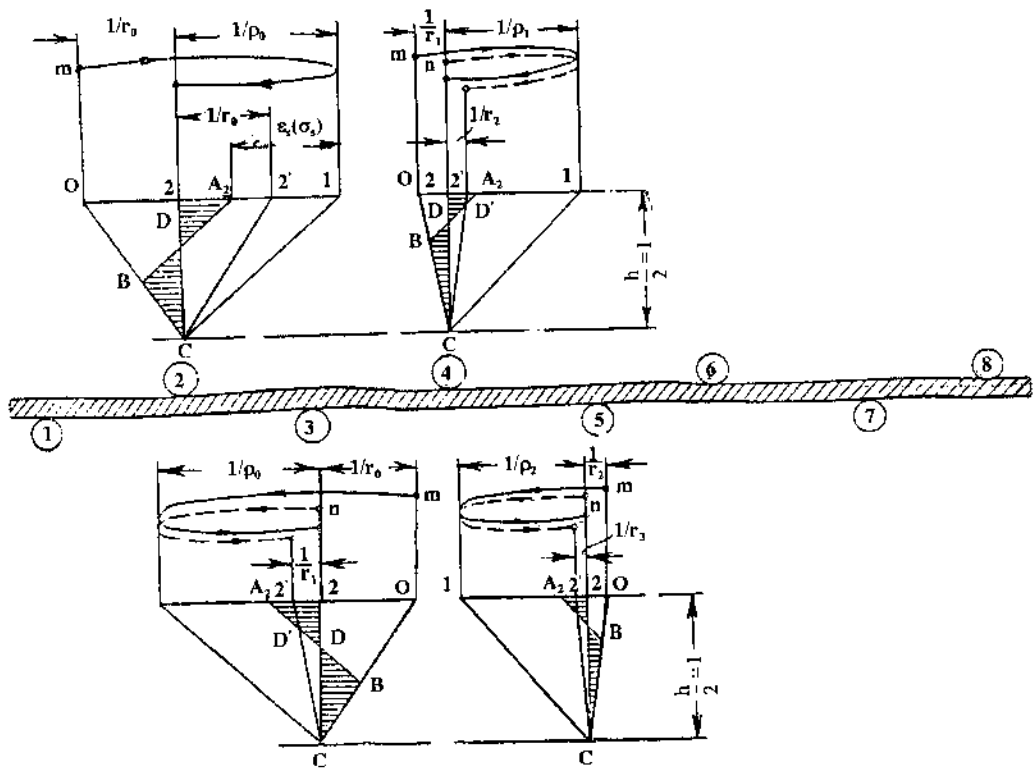
Nếu vật cán có độ cong một chiều thì có thể dùng máy nắn kiểu điểm tựa và chỉ cần uốn một vài lần là xong. Nhưng trong thực tế, độ cong của vật nắn có độ lớn khác nhau lại cong theo những chiều khác nhau. Vì vậy không thể dùng máy nắn kiểu điểm tựa mà phải dùng một kiểu máy nắn có thể uốn liên tục. Đó chính là máy nắn kiểu con lăn.

8.3.2. Các phương án nắn

1. Phương án biến dạng nhỏ

* Đặc điểm:

Độ cong bị uốn từ con lăn thứ 2 đến con lăn thứ $(n - 1)$ dần dần giảm đi và đi đến chỗ gần như bằng không, sao cho độ cong sau khi nắn nằm trong phạm vi dung sai cho phép.



Hình 8.6. Quá trình nắn khi sử dụng phương án biến dạng nhỏ.

* Con lăn thứ nhất chỉ có tác dụng làm điểm tựa.

* Con lăn thứ 2:

$$\left\{ \begin{array}{l} + \frac{1}{r_0} \\ - \frac{1}{r_0} \end{array} \right. \quad \text{Qua uốn } + \frac{1}{\rho} \longrightarrow \text{còn dư } + \frac{1}{r_0}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} + \frac{1}{r_0} \\ - \frac{1}{r_0} \end{array} \right. \quad \text{Qua uốn } + \frac{1}{\rho_0} \longrightarrow \text{còn dư } 0$$

* Con lăn thứ 3:

$$\left\{ \begin{array}{l} + \frac{1}{r_0} \\ 0 \end{array} \right. \quad \text{Qua uốn } - \frac{1}{\rho_0} \longrightarrow \text{còn dư } 0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} + \frac{1}{r_0} \\ 0 \end{array} \right. \quad \text{Qua uốn } + \frac{1}{\rho_0} \longrightarrow \text{còn dư } - \frac{1}{r_1}$$

* Con lăn thứ 4:

$$\begin{cases} 0 & \text{Qua uốn} + \frac{1}{\rho_1} \longrightarrow \text{còn dư} + \frac{1}{r_2} \\ -\frac{1}{r_1} & \text{Qua uốn} + \frac{1}{\rho_1} \longrightarrow \text{còn dư} 0 \end{cases}$$

Tương tự như thế có thể nắn tiếp trên các con lăn khác.

Tóm lại: từ chỗ

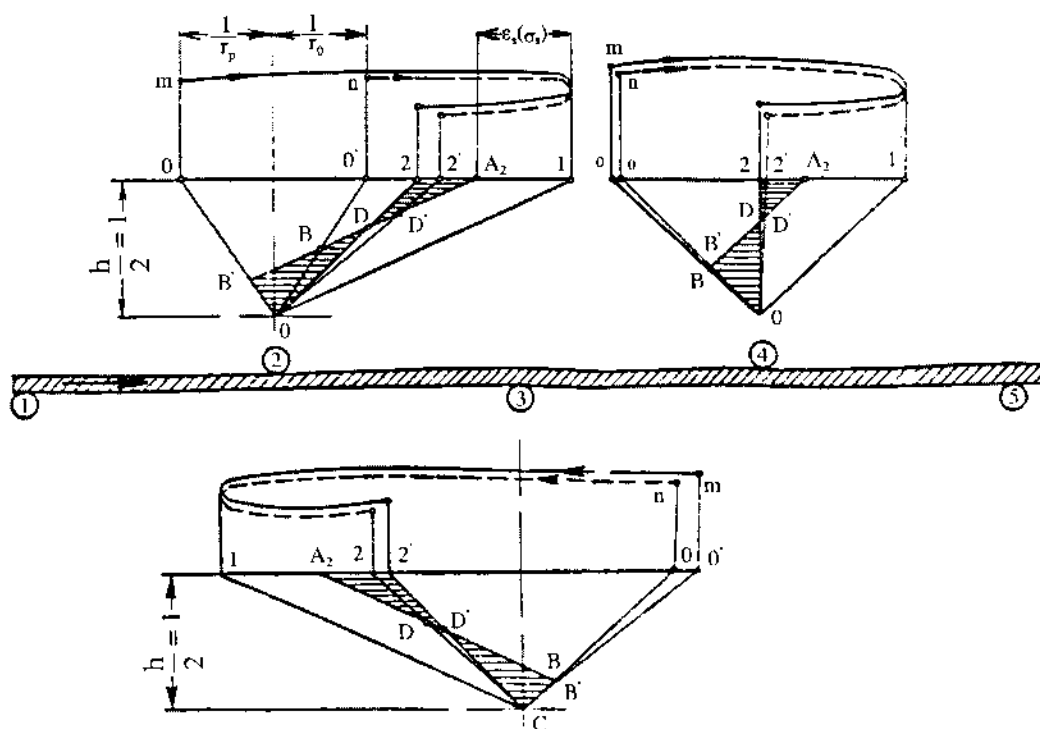
$$\left| \pm \frac{1}{r_0} \right| \xrightarrow{>} \left| \frac{+1}{r_0} \right| \xrightarrow{>} \left| \frac{-1}{r_1} \right| \xrightarrow{>} \left| \frac{+1}{r_2} \right| \dots \xrightarrow{>} 0$$

Nếu tăng số trục lên thì cuối cùng độ cong tiến dần tới 0.

2. Phương án biến dạng lớn

* Đặc điểm:

Con lăn thứ hai, thứ ba uốn một độ uốn rất lớn làm cho vật cán biến dạng ở trạng thái dẻo toàn bộ. Vật cán vốn có độ cong dư hai chiều biến thành độ cong một chiều. Từ con lăn thứ tư trở đi thì nắn theo biến dạng nhỏ.



Hình 8.7. Quá trình nắn khi sử dụng phương án biến dạng lớn.

* Con lăn thứ nhất chỉ có tác dụng tựa.

* Con lăn thứ hai trở đi:

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{r_0} \xrightarrow{+\frac{1}{p_0}} + \frac{1}{r_1} \xrightarrow{-\frac{1}{p_0}} - \frac{1}{r_2} \xrightarrow{+\frac{1}{p_1}} \frac{1}{r_3} \dots \\
 & - \frac{1}{r_0} \xrightarrow{+\frac{1}{p_0}} + \frac{1}{r_1} \xrightarrow{-\frac{1}{p_0}} - \frac{1}{r_2} \xrightarrow{+\frac{1}{p_1}} 0 \dots
 \end{aligned}$$

So sánh hai phương án:

Với phương án biến dạng nhỏ: lực phân bố tương đối đều trên các con lăn, do đó độ mòn của các con lăn cũng tương đối đồng đều, nhưng độ cong dư mất đi chậm, số con lăn phải dùng khá nhiều mới đảm bảo yêu cầu.

Phương án biến dạng lớn: Hiệu quả nắn rất tốt, số con lăn phải dùng ít hơn, nhưng lực phân bố không đều trên các con lăn, trên con lăn thứ hai và thứ ba chịu lực rất lớn do đó thường chóng mòn và chóng hỏng, điều kiện đưa vật cán ăn vào cũng rất khó khăn. Vì vậy trong thực tế thường dùng phương án thứ nhất.

8.3.3. Lực tác dụng lên máy nắn

Có nhiều phương pháp để xác định lực tác dụng lên máy nắn, nhưng ở đây dùng phương pháp Xmirnov.

1. Tiên đề giả thiết

(1) Mômen tác dụng lên các con lăn thứ hai, thứ ba, thứ tư đều bằng nhau và bằng mômen biến dạng dẻo.

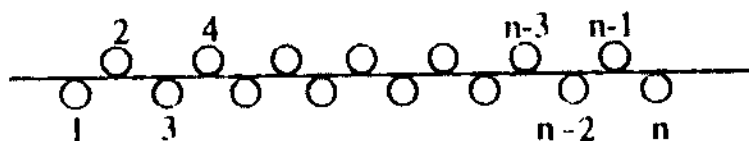
$$M_2 = M_3 = M_4 = M_S (= \sigma_S \cdot S = \sigma_S \cdot b \cdot h^2/4). \quad (8-19)$$

(2) Mômen tác dụng lên các con lăn thứ tư, thứ ba, thứ hai phía cuối cùng bằng nhau và bằng mômen đàn hồi.

$$M_{n-3} = M_{n-2} = M_{n-1} = M_W (= \sigma_{ch} \cdot w = \sigma_S \cdot b \cdot h^2/6) \quad (8-20)$$

(3) Con lăn thứ nhất và con lăn cuối cùng vật nắn không chịu mômen uốn.

$$M_1 = M_n = 0 \quad (8-21)$$

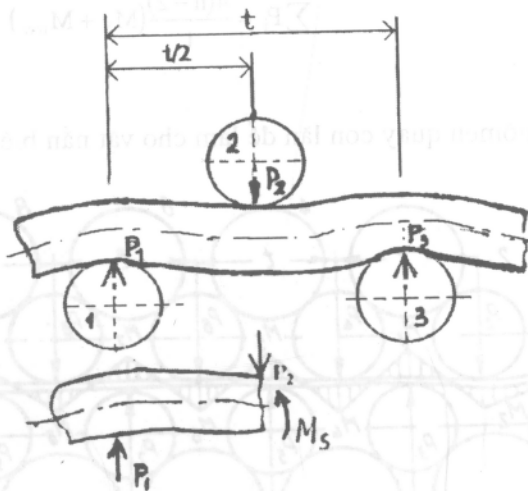


2. Lực nắn

Lực nắn là lực con lăn tác dụng vào vật nắn làm cho nó bị biến dạng.

Cách xác định:

Tách từ con lăn thứ hai trở đi, xem vật nắn là đối tượng nghiên cứu, đồng thời không xét đến trọng lượng bản thân nó, ta có:



Hình 8.8. Phân tích lực tác dụng trên máy nắn con lăn.

$$P_1 \frac{t}{2} = M_s = \sigma_s s \quad (8-22)$$

$$P_1 = \frac{2M_s}{t}$$

Tách từ con lăn thứ 3, ta có:

$$P_1 t - P_2 \frac{t}{2} = -M_3 = M_s \quad (8-23)$$

$$P_2 = \frac{6M_s}{t} \quad (8-24)$$

tương tự:

$$P_3 = \frac{8M_s}{t} \quad (8-25)$$

$$P_n = \frac{2M_w}{t} \quad (8-26)$$

$$P_{n-1} = \frac{6M_w}{t} \quad (8-27)$$

$$P_{n-2} = \frac{8M_w}{t} \quad (8-28)$$

Áp lực tác dụng lên con lăn trung gian có thể lấy bằng giá trị trung bình của P_3 và P_{n-2} .

Nếu muốn tính tổng áp lực tác dụng lên toàn bộ các con lăn thì có thể dùng các công thức:

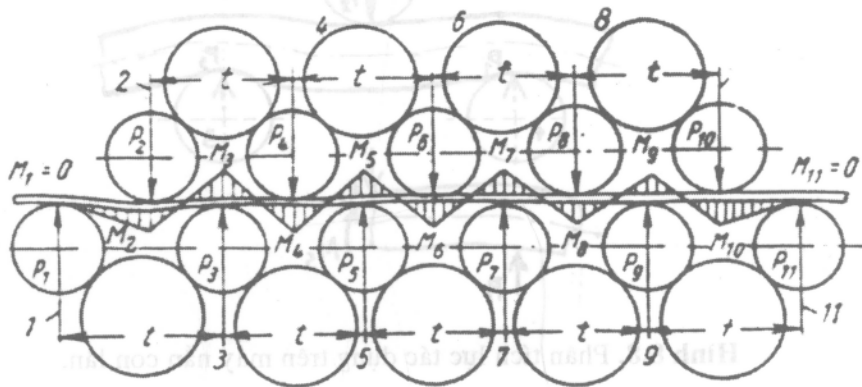
$$\sum P_i = (2n-4)(P_1 + P_n) \quad (8-29)$$

hay

$$\sum P_i = \frac{4(n-2)}{t}(M_S + M_{uw}) \quad (8-30)$$

3. Mômen nắn

Mômen nắn là mômen quay con lăn để làm cho vật nắn biến dạng.



Hình 8.9. Quan hệ mômen và chuyển vị trên máy nắn con lăn.

Mômen nắn được tính như sau:

Giả thiết vật nắn bị biến dạng dẻo hoàn toàn và dựa vào định luật bảo toàn năng lượng: công cần để biến dạng vật nắn trên con lăn nào đó (A_{ni}) bằng công truyền vào con lăn đó (A'_{ni})

$$A_{ni} = A'_{ni}$$

trong đó:

$$A_{ni} = M_S \theta_i$$

vì:

$$\theta_i = t/2r_i$$

nên

$$A_{ni} = (t/2r_i)M_S$$

$$A'_{ni} = M_{ni}\varphi$$

trong đó : M_{ni} - mômen nắn cần có truyền vào trên con lăn thứ i ;

φ - chuyển vị góc cần thiết khi nắn;

$$\varphi = \omega T - \omega \text{ vận tốc góc của con lăn } \omega = 2v/D$$

T - thời gian nắn trên một con lăn, $T = t/2v$

$$A'_{ni} = M_{ni}t/D$$

$$M_S t/2r_i = M_{ni}t/D$$

$$M_n = (D/2r_i)M_S$$

Đối với một máy nắn thì $D/2$ là hằng số, khi vật nắn đã định thì M_S cũng là hằng số, chỉ có $1/r_i$ là thay đổi trên từng con lăn. Cho nên mômen nắn tổng cộng sẽ là:

$$M_n = \sum M_{ni} = M_S \frac{D}{2} \frac{1}{r_0} + \frac{D}{2} \frac{1}{r_2} + \frac{D}{2} \frac{1}{r_3} + \dots$$

$$M_n = M_S \frac{D}{2} \sum \frac{1}{r_i} \quad (8-31)$$

Cách tính $\sum 1/r_i$: Khi vật nắn có độ cong một hướng (như đường ray, thép chữ U) thì:

$$\sum \frac{1}{r_i} = \frac{1}{r_0} + 2 \sum_{i=2}^{n-2} \frac{1}{r_i} \quad (8-32)$$

Nếu vật nắn có độ cong nhiều hướng:

$$\sum \frac{1}{r_i} = \frac{1}{r_0} + \frac{1}{r_2} + 2 \sum_{i=3}^{n-2} \frac{1}{r_i} \quad (8-33)$$

Giá trị $r_0 = (10 \div 200)h$ (đối với thép hình).

- Trị số nhỏ dùng cho cỡ nhỏ.

- Trị số lớn dùng cho cỡ lớn.

$r_0 = (10 \div 30)h$ (đối với thép tấm).

- Số trị nhỏ dùng cho thép tấm dày.

- Số trị lớn dùng cho thép tấm mỏng.

8.4. Công suất dẫn động

Công suất dẫn động con lăn tính theo công thức:

$$N = \left[M_n + \sum P \left(\mu + f \frac{d}{2} \right) \right] \frac{2v}{D} \frac{1}{\eta} \quad (8-34)$$

trong đó: M_n - là mômen tổng cộng (Nm);

$\sum P$ - tổng áp lực tác dụng lên tất cả các con lăn (N);

μ - hệ số ma sát lăn của con lăn đối với vật nắn (tính bằng m):

Đối với thép hình $\mu = 0,0008 \div 0,0012$ m;

Đối với thép tấm $\mu = 0,0008$ m;

f - số ma sát của ổ trục con lăn:

Nếu là ổ trượt thì $f = 0,05 \div 0,07$;

Nếu là ổ bi thì $f = 0,005$;

d - đường kính của cổ trục con lăn (m);

D - đường kính của thân trục con lăn (m);

v - vận tốc nắn (m/s);

η - hiệu suất máy.

8.5. Các thông số chủ yếu của máy nắn

Các thông số chủ yếu của máy nắn gồm có:

- Đường kính thân con lăn (D).
- Khoảng cách giữa hai con lăn (t).
- Số lượng con lăn (n).
- Tốc độ nắn (v).

Nguyên tắc chọn:

- (1) Đảm bảo tốc độ nắn.
- (2) Ứng suất tiếp xúc giữa vật nắn và con lăn nhỏ hơn ứng suất cho phép $[\sigma]$.
- (3) Điều kiện kết cấu cho phép.

8.5.1. Cách chọn đường kính con lăn D

Đường kính D của con lăn chịu sự ràng buộc của khoảng cách t.

- Đối với thép hình D = (0,75 ÷ 0,9)t.
- Đối với thép tấm D = (0,9 ÷ 0,95)t.

8.5.2. Cách chọn bước con lăn t

Trước tiên hãy xét đến các nhân tố ảnh hưởng đến t.

- (1) t quá lớn thì ρ tăng, $1/\rho$ giảm, mômen nắn (M_n) giảm, chất lượng nắn giảm.
- (2) t quá nhỏ thì ρ giảm, $1/\rho$ tăng, mômen nắn (M_n) tăng, chất lượng nắn tăng.

Nhưng D giảm, ứng suất tiếp xúc (σ_{tx}) tăng do đó ở bề mặt vật nắn sinh ra rỗ, chất lượng bề mặt kém, con lăn cũng chóng hỏng.

Vì vậy thường chọn t trong phạm vi:

$$t_{\min} \leq t \leq t_{\max}$$

a. Cách chọn $t_{\min}$

Vì:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{Rb}} \leq [\sigma]_{tx} \approx 2\sigma_c$$

trong đó lấy:

$$P = P_3 = \frac{8M_s}{t} = \frac{8}{t} \frac{\sigma_s b \cdot h^2}{4}$$
$$R = D/2 = 0,475t \quad (\text{lấy } D = 0,95t)$$
$$t \geq 0,43h \sqrt{\frac{E}{\sigma}} = t_{\min}$$

b. Xác định $t_{\max}$

Thực tế cho biết rằng chất lượng nắn sẽ đảm bảo khi 2/3 tiết diện được biến dạng dẻo. Nghĩa là:

$$\varepsilon_{Z_0} = Z_0 \left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho} \right) = \frac{1}{3} \cdot \frac{h}{2} \left(\frac{1}{r_0} + \frac{1}{\rho} \right) \geq \varepsilon_s = \frac{\sigma_s}{E}.$$

Nếu giả thiết thêm $1/r_0 = 0$ thì bất đẳng thức trên càng được thỏa mãn.

$$\frac{h}{6} \frac{1}{\rho} \geq \frac{\sigma_s}{E}$$

$$\frac{1}{R + 0,5h} \geq \frac{\sigma_s}{E} \frac{6}{h}$$

Nếu lấy $R = 0,5t$ và xem $0,5h \approx 0$ thì:

$$t \leq \frac{E}{\sigma_s} \frac{h}{6 \cdot 0,5} = \frac{Eh}{3\sigma_s} = 0,33 \frac{Eh}{\sigma} = t_{\max}$$

Tóm lại:

$$0,43h\sqrt{E/\sigma_s} \leq t \leq 0,33 \frac{Eh}{\sigma_s} \quad (8-35)$$

Trong thực tế thường chọn t như sau:

Thép hình $t = (5 - 20)h$

(trị số nhỏ dùng cho cỡ lớn).

(trị số lớn dùng trong cỡ nhỏ).

Thép tấm $t = (8 - 200)h$

(trị số nhỏ dùng cho cỡ dày).

(trị số lớn dùng cho cỡ mỏng).

8.5.3. Tốc độ nắn v

Tốc độ nắn thường căn cứ vào lượng năng suất để định đoạt, đồng thời xét tới nhiệt độ và chất lượng của vật nắn.

Nắn nguội thép tấm $v = 0,06 \div 2,5 \text{ m/s.}$

Nắn nguội thép hình $v = 0,8 \div 2 \text{ m/s.}$

Nói chung vật nắn càng dày tốc độ nắn càng nhỏ.

8.5.4. Số lượng con lăn

Số lượng con lăn thường dựa theo yêu cầu chất lượng vật nắn và chiều dày vật nắn để lựa chọn.

Đối với thép tấm:

Chiều dày vật nắn (h) (mm)	0,25 ÷ 1,5	1,5 ÷ 6	> 6
Số lượng con lăn (n)	19 ÷ 29	11 ÷ 17	7 ÷ 9

Đối với thép hình: Cỡ lớn $n = 7 \div 8$.

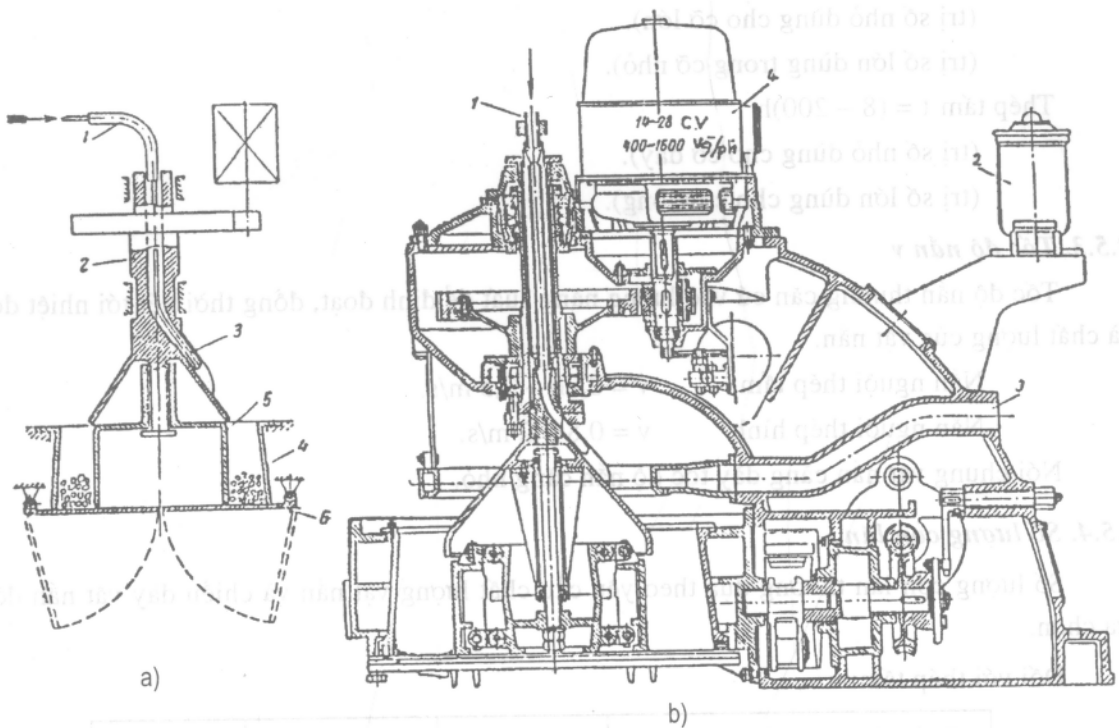
Cỡ nhỏ $n = 7 \div 11$.

Chương 9

MÁY CUỘN VÀ MÁY TỔ CUỘN

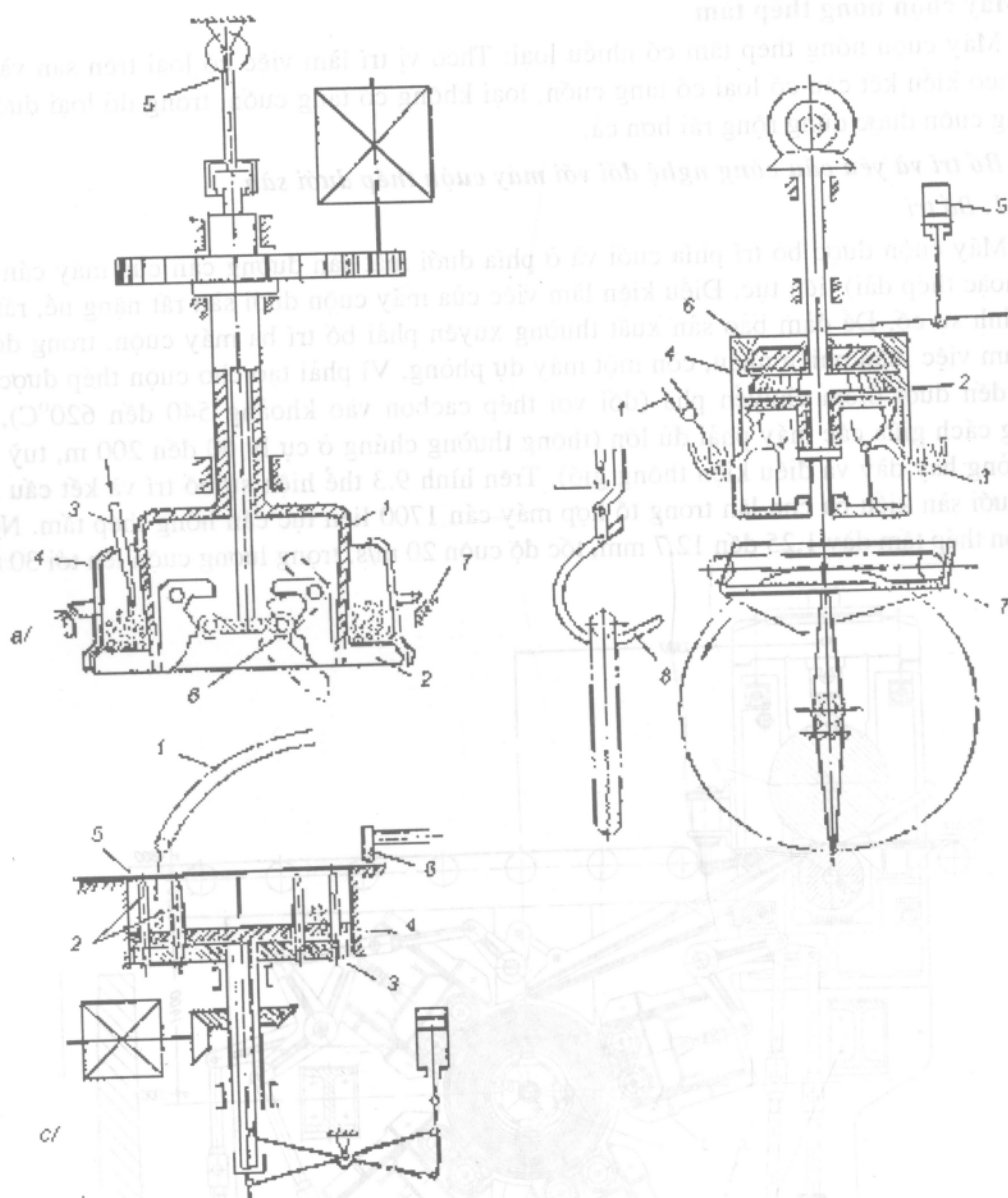
Công dụng của máy cuộn là gom tụ các loại vật cán quá dài (thép tấm, thép dây...) thành cuộn, rút ngắn chiều dài nhà xưởng. Còn máy tổ cuộn có nhiệm vụ ngược lại: bóc tách tấm hoặc dải thép từ trong cuộn ra. Trong dây chuyền công nghệ cán tấm mỏng, máy cuộn và máy tổ cuộn thường phối hợp với nhau tạo lực căng trước và căng sau máy cán hoặc đặt trong hệ thống máy xử lý bề mặt (như tráng, mạ...). Vì vậy, hai máy này thường kết hợp làm một và gọi chung là máy cuộn. Thép được cuộn có thể ở trạng thái nóng hoặc trạng thái nguội, và vì thế có máy cuộn nóng và máy cuộn nguội. Sự bố trí, chất lượng làm việc của máy cuộn ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng sản phẩm.

9.1. Sơ lược về máy cuộn nóng thép dây và thép hình cỡ nhỏ



Hình 9.1. Sơ đồ và nguyên lý kết cấu máy cuộn hướng trục:

- a- sơ đồ nguyên lý: 1- ống dẫn thép; 2- trục treo quay; 3- ống xoắn; 4- lồng chắn; 5- tang quấn; 6- máy tổ cuộn; b- kết cấu máy cuộn: 1- ống dẫn thép; 2- cơ cấu điều khiển ống dẫn nước làm nguội; 3- ống dẫn nước làm nguội; 4- động cơ.



Hình 9.2. Sơ đồ nguyên lý một số máy cuộn kiểu tiếp tuyến:

- a- Kiểu bố trí trên sàn có giá đỡ vòng dây: 1- lõi cuộn; 2- tay hứng; 3- ống dẫn; 4- vòng chắn; 5- giá treo; 6- khớp quay tay hứng; 7- giá tựa; b- Kiểu bố trí trên sàn có giá đỡ hoàn toàn vòng dây: 1- ống dẫn; 2- khung quay; 3- tay hứng; 4- lồng quay; 5- xilanh điều khiển lồng; 6- bánh răng quay lồng; 7- máng lật; c- Kiểu bố trí dưới sàn: 1- ống dẫn; 2- cử cân bằng 3- bàn quay; 4- bàn hứng; 5- mặt sàn; 6- máy đẩy.

Trong các phân xưởng cán thép dây và thép hình cỡ nhỏ tồn tại rất nhiều kiểu máy cuộn. Trên hình 9.1 trình bày sơ đồ kết cấu máy cuộn thép dây kiểu hướng trục. Trên hình 9.2 trình bày một số sơ đồ máy cuộn thép dây kiểu tiếp tuyến.

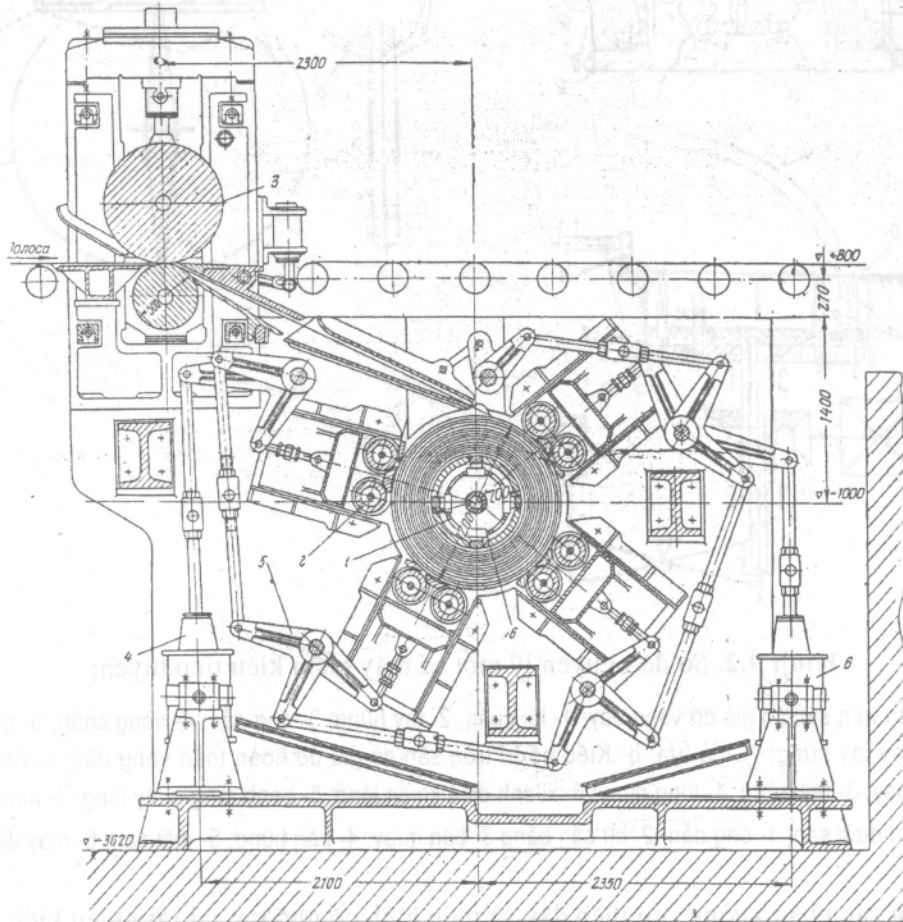
9.2. Máy cuộn nóng thép tấm

Máy cuộn nóng thép tấm có nhiều loại: Theo vị trí làm việc có loại trên sàn và dưới sàn, theo kiểu kết cấu có loại có tang cuộn, loại không có tang cuộn, trong đó loại dưới sàn có tang cuộn được dùng rộng rãi hơn cả.

9.2.1. Bố trí và yêu cầu công nghệ đối với máy cuộn thép dưới sàn

1. Bố trí

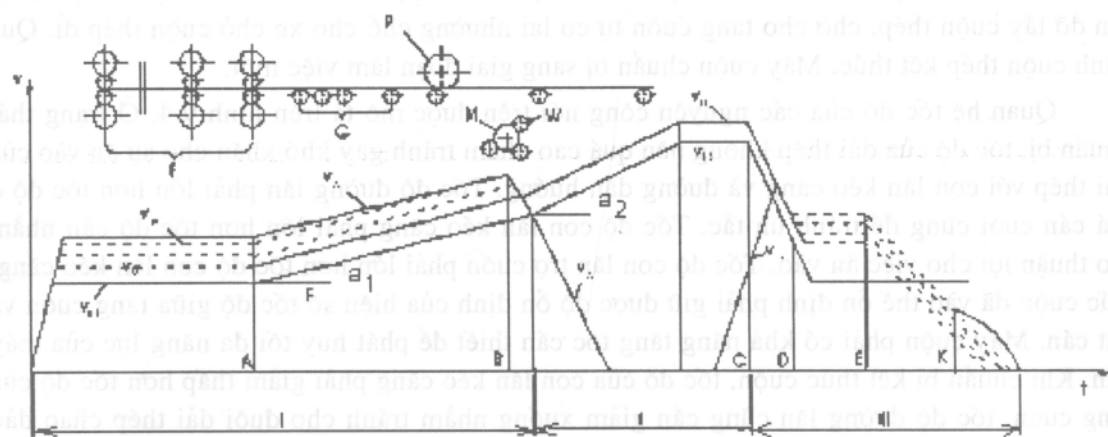
Máy cuộn được bố trí phía cuối và ở phía dưới mặt sàn đường cán của máy cán thép tấm (hoặc thép dài) liên tục. Điều kiện làm việc của máy cuộn dưới sàn rất nặng nề, rất hay phát sinh sự cố. Để đảm bảo sản xuất thường xuyên phải bố trí ba máy cuộn, trong đó hai máy làm việc luân phiên nhau, còn một máy dự phòng. Vì phải tạo cho cuộn thép được làm nguội đến dưới điểm chuyển pha (đối với thép cacbon vào khoảng 540 đến 620°C), nên khoảng cách giữa các máy phải đủ lớn (thông thường chúng ở cự ly 60 đến 200 m, tùy theo tấm mỏng hay dày và điều kiện thông gió). Trên hình 9.3 thể hiện sự bố trí và kết cấu máy cuộn dưới sàn kiểu ba con lăn trong tổ hợp máy cán 1700 liên tục cán nóng thép tấm. Nó có thể cuộn thép tấm dày 1,25 đến 12,7 mm, tốc độ cuộn 20 m/s, trọng lượng cuộn lên tới 30 tấn.



Hình 9.3. Kết cấu máy cuộn thép dưới sàn:

1- tang cuộn; 2- con lăn kéo; 3- con lăn dẫn; 4- bình thủy lực; 5- cánh tay kéo; 6- bình thủy lực.

2. Yêu cầu công nghệ cuộn



Hình 9.4. Sơ đồ chế độ vận tốc các nguyên công máy cuộn thép

(bố trí cùng với máy cán nóng 1700):

I - trạng thái chuẩn bị; II- trạng thái ổn định; III- trạng thái thu cuộn.

a_1 - tăng tốc lần đầu; a_2 - tăng tốc lần 2;

F- máy cán tinh; G- đường con lăn ra; P- con lăn kéo căng; M- tang cuốn;

W- con lăn trợ cuốn; A- đầu dải thép ló ra khỏi giá cán F; B- đầu dải thép ăn

vào tang M; C- đuôi dải thép tiếp cận giá F; D- đuôi dải thép ra khỏi giá cán

F; E- đuôi dải thép tiếp cận con lăn P; K- đuôi dải thép rời khỏi con lăn P.

Tác dụng của máy cuộn là khống chế lực kéo căng (kéo trước) cho máy cán và cuộn dải thép thành cuộn.

Ngay sau khi đầu ra của dải thép xuất hiện sau máy cán tinh thì máy cuộn được đưa vào trạng thái chuẩn bị làm việc. Lúc đó con lăn kéo căng trên (con lăn có đường kính lớn) hạ xuống, các “con lăn trợ quấn” so với tang được khống chế tương ứng với chiều dày dải thép. Nhờ có tấm dẫn đặt phía trước con lăn kéo căng, dải thép đi vào khe hở giữa hai con lăn kéo và sau đó đi vào khe hở giữa tang quấn và các “con lăn trợ quấn”. Sau khi dải thép đã cuốn lên tang được ba đến năm vòng đầu tiên, quá trình tạo cuộn đã được ổn định thì lực ép của các “con lăn trợ cuốn” đã được rút bỏ, máy cuộn được động cơ khống chế theo “chế độ dòng điện cân bằng điểm O” và cùng được khống chế liên động với máy cán để tạo cuộn một cách nhịp nhàng ở tốc độ cuộn cực đại.

Lúc đuôi của dải thép sắp rời khỏi giá cán thì máy cuộn ở vào trạng thái thu cuộn. Tốc độ của máy cán và máy cuộn đều giảm xuống. Các “con lăn trợ cuốn” cũng thu ép và bóp chặt lấy cuộn thép.

Lúc đuôi của dải thép tách khỏi giá cán cuối cùng thì con lăn kéo căng phải ép chặt. Động cơ điện ở vào trạng thái phát điện tạo sức căng cho dải thép đang còn nằm ở giữa tang cuốn và con lăn kéo, tránh hiện tượng kéo lỏng và xiên lệch ở những lớp ngoài cùng của cuộn thép.

Lúc tháo cuộn các “con lăn trợ cuốn” được tách ra, “bàn xe lăn chở cuộn” được nâng lên đỡ lấy cuộn thép, chờ cho tang cuốn tự co lại nhường chỗ cho xe chở cuộn thép đi. Quá trình cuộn thép kết thúc. Máy cuộn chuẩn bị sang giai đoạn làm việc mới.

Quan hệ tốc độ của các nguyên công nói trên được mô tả trên hình 9.4. Ở trạng thái chuẩn bị, tốc độ của dải thép không nên quá cao nhằm tránh gây khó khăn cho sự ăn vào của dải thép với con lăn kéo căng và đường dẫn hướng. Tốc độ đường lăn phải lớn hơn tốc độ ở giá cán cuối cùng để tránh ùn tắc. Tốc độ con lăn kéo căng phải lớn hơn tốc độ cán nhằm tạo thuận lợi cho việc ăn vào. Tốc độ con lăn trợ cuốn phải lớn hơn tốc độ con lăn kéo căng. Lúc cuộn đã vào thế ổn định phải giữ được độ ổn định của hiệu số tốc độ giữa tang cuốn và vật cán. Máy cuộn phải có khả năng tăng tốc cần thiết để phát huy tối đa năng lực của máy cán. Khi chuẩn bị kết thúc cuộn, tốc độ của con lăn kéo căng phải giảm thấp hơn tốc độ của tang cuốn, tốc độ đường lăn cũng cần giảm xuống nhằm tránh cho đuôi dải thép chao đảo quanh vật. Lúc thu cuộn, phải đảm bảo tốc độ tang cuốn nhằm tránh sự cố xảy ra khi vật cán ra khỏi giá cán.

Các quá trình công nghệ trên đây ngày nay đều được khống chế tự động qua hệ thống máy tính. Tốc độ cuộn có thể lên đến 30m/s, trọng lượng cuộn 45 tấn, chiều dày thép 25 mm.

Nói chung, trong khi sử dụng máy cuộn nóng phải quan tâm đến các yêu cầu:

- Có tốc độ ăn vào và tốc độ cuộn cao.
- Có thể xử lý các cuộn có trọng lượng lớn.
- Có thể cuộn được tám và các dải thép có độ dày và các sản phẩm khác nhau.
- Có khả năng cao về khống chế tốc độ
- Có khả năng tạo được lực căng lớn cho phép cuộn thép ở nhiệt độ thấp.
- Phải tạo được cuộn chặt, tày bằng.
- Phải tạo được độ cân bằng động tốt cho máy cuộn cho phép cuộn ở tốc độ cao.
- Đường kính tang có thể phình to hoặc thu nhỏ để tiện cho việc tháo cuộn.
- Phải chịu được nhiệt độ cao và tiện cho việc duy tu, bảo dưỡng.

9.2.2. Một số kết cấu cụm chi tiết đặc trưng của máy cuộn tám

Trong máy trợ cuốn có một số chi tiết hoặc cụm chi tiết khá phức tạp. Sau đây chỉ giới thiệu một số chi tiết hoặc cụm chi tiết đó.

* *Tang cuốn*: Tang cuốn là bộ phận cốt lõi của máy cuộn. Yêu cầu cơ bản đối với nó là:

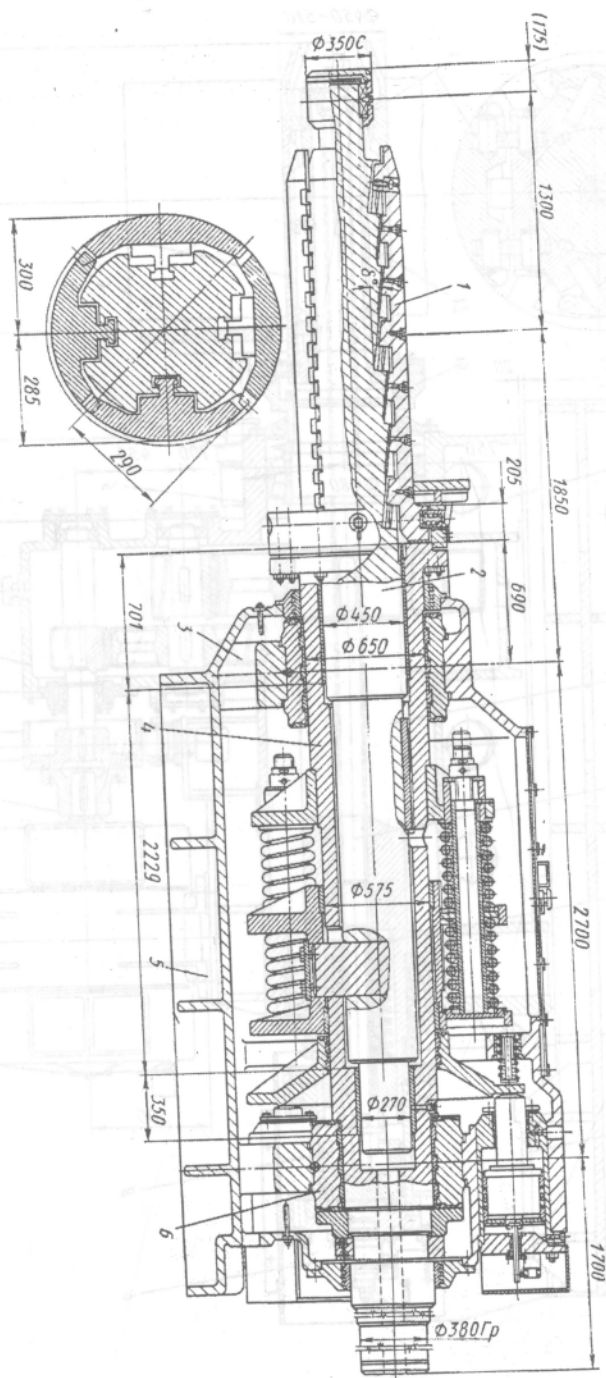
- Chịu được độ bền cao ứng với cuộn có trọng lượng lớn (có thể lên tới 45 tấn) quay với vận tốc cao và gia tốc lớn.

- Phải có khả năng co nhỏ đường kính để rút cuộn và phình to trở lại khi cuộn thép.
- Làm việc ở nhiệt độ cao, phải được làm nguội và bôi trơn tốt.

Trong thực tế đã xuất hiện nhiều loại tang cuốn:

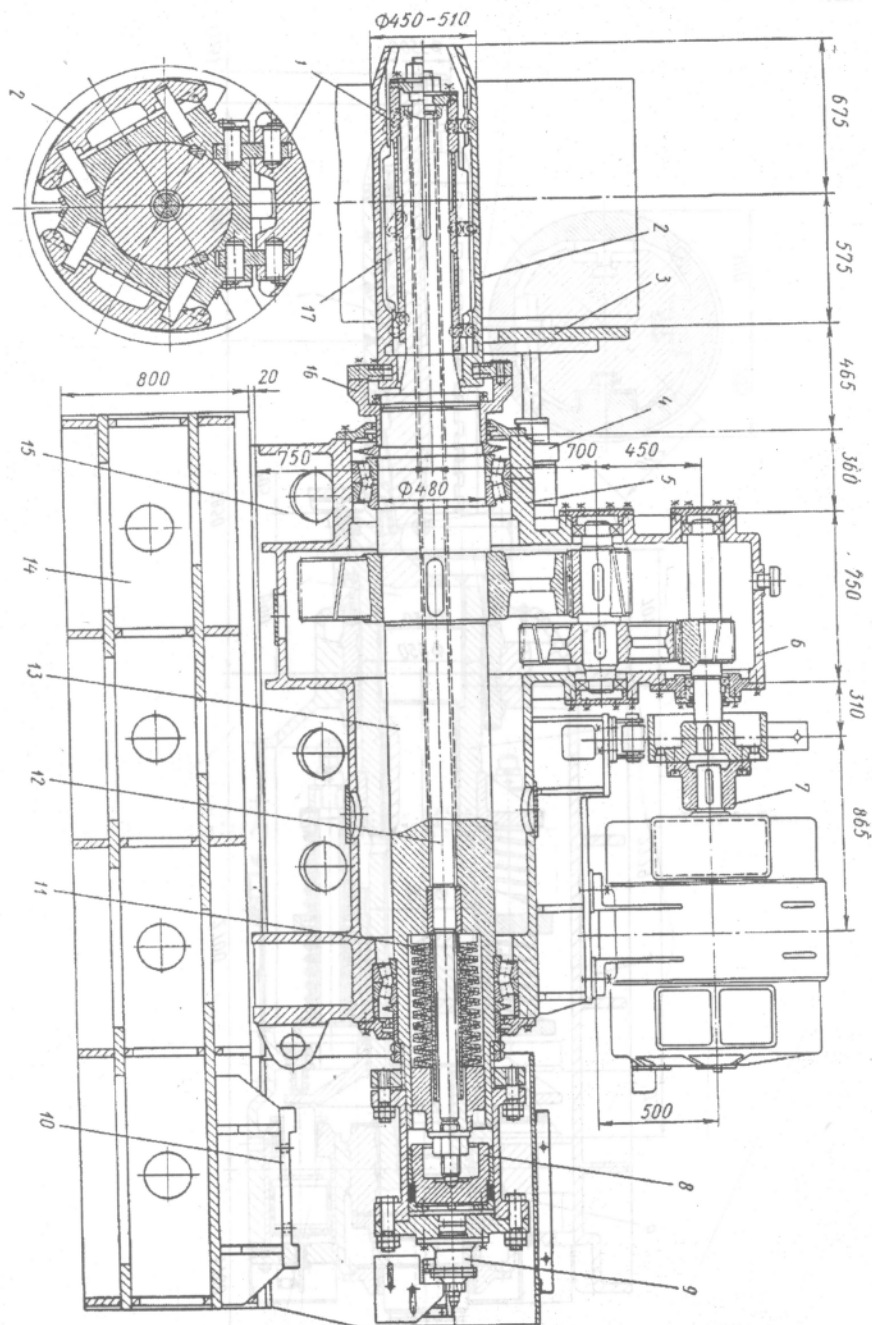
- Kiểu chốt trụ mặt trượt nghiêng.
- Kiểu thanh dằn.
- Kiểu lăng trụ bậc tứ giác hoặc nhiều cạnh.

Hình 9.5 trình bày tang cuộn không dùng hộp giảm tốc; dùng cho máy cán tấm nguội có độ dày sản phẩm từ 0,2 đến 2,5 mm, chiều rộng tấm 1050 mm; tốc độ cuộn 15 m/s; trọng lượng cuộn 15 tấn.



Hình 9.5. Tang cuộn thép tấm không dùng hộp giảm tốc:

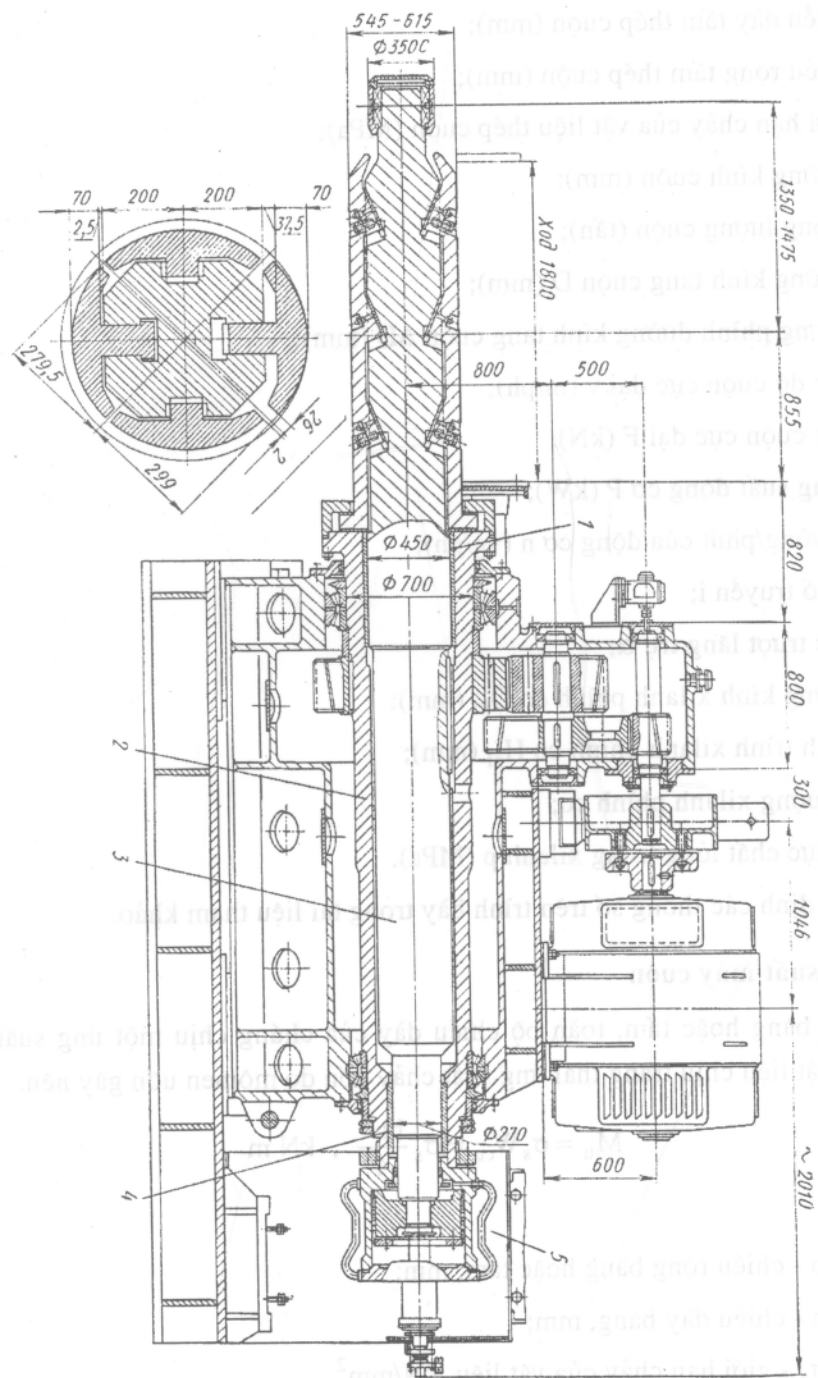
1- tang cuộn; 2- trục tang; 3- trụ đỡ; 4- ống lót trục; 5- vỏ máy; 6- trụ đỡ.



Hình 9.6. Máy cuộn dạng công xôn và tang cuộn loại vòng khuyên:

- 1- vòng khuyên; 2- cánh quạt; 3- tấm đáy; 4- bình thủy lực; 5- vỏ máy; 6- nắp máy; 7- khớp nối; 8- bình thủy lực;
9- khớp khuyên; 10- chốt; 11- lò xo; 12- cân tang; 13- trục chính; 14- giá; 15- giá đỡ; 16- vòng; 17- con trượt.

Trên hình 9.7 là máy cuộn có tang cuộn dạng nằm dùng cho tấm rộng 1500 mm; với độ dày 2 mm, lực kéo 2,5 tấn, tốc độ cuộn $v = 7 \text{ m/s}$, trọng lượng cuộn 4,5 tấn.



Hình 9.7. Máy cuộn có tang cuộn dạng nằm:

1- ống bọc dẫn hướng; 2- ống lót trục; 3- trục chính; 4- ống đỡ; 5- bình thủy lực tác dụng hai chiều.

9.3. Các thông số kỹ thuật cơ bản của máy cuộn tấm

Máy cuộn tấm được xác định bởi một số thông số kỹ thuật cơ bản sau đây:

- Chiều dày tấm thép cuộn (mm);
- Chiều rộng tấm thép cuộn (mm);
- Giới hạn chảy của vật liệu thép cuộn (MPa);
- Đường kính cuộn (mm);
- Trọng lượng cuộn (tấn);
- Đường kính tang cuộn D (mm);
- Lượng phình đường kính tang cuộn ΔD (mm);
- Tốc độ cuộn cực đại v (m/ph);
- Lực cuộn cực đại F (kN);
- Công suất động cơ P (kW);
- Số vòng/phút của động cơ n (vòng/ph);
- Tỷ số truyền i;
- Góc trượt lăn trụ α ;
- Đường kính xilanh phình co D_{xl} (mm);
- Hành trình xilanh phình co H_{xl} (mm);
- Số lượng xilanh phình co;
- Áp lực chất lỏng trong xilanh p (MPa).

Cách xác định các thông số trên trình bày trong tài liệu tham khảo.

9.4. Tính công suất máy cuộn

Khi cuộn băng hoặc tấm, toàn bộ chiều dày của chúng chịu một ứng suất gần bằng giới hạn chảy, vật liệu chịu trạng thái ứng suất chảy uốn do mômen uốn gây nên.

$$M_u = \sigma_s W_{cu} = \sigma_s \frac{bh^2}{4}, \text{ kN m} \quad (\text{xem 7-2})$$

trong đó:

- b - chiều rộng băng hoặc tấm, mm;
- h - chiều dày băng, mm;
- σ_s - giới hạn chảy của vật liệu, kN/mm².

Mômen uốn tác dụng ở mặt phẳng vuông góc với trục ngang của tời cuộn, có thể đặt vào trục quay của tời cuộn.

Quá trình cuộn có lực kéo căng nên phải tính thêm mômen do lực căng T gây nên:

$$M_{CB} = T.R = \sigma_c.b.h.R, \text{ kN.m}$$

trong đó:

σ_c ứng suất kéo căng (kN/mm^2).

Khi cuộn bằng với chiều dày $h > 1 \text{ mm}$ thì $\sigma_c = (0,1 + 0,3\sigma_s)$.

Khi $h < 1 \text{ mm}$ thì $\sigma_c = (0,3 + 0,8\sigma_s)$.

- R bán kính tời cuộn, mm.

Công suất động cơ dẫn động tang cuộn có thể xác định theo công thức:

$$N_{dc} = (M_U + M_{CB}) \frac{2v}{D} \frac{1}{\eta}, \text{ kW} \quad (9-1)$$

trong đó:

$(M_U + M_{CB})$, kNm;

v - tốc độ cuộn bằng, m/s;

D - đường kính tang cuộn, m;

η - hệ số hữu ích của bộ truyền.

9.5. Máy tở cuộn

Máy tở cuộn dùng để tở cuộn thép khi cán nguội, cắt thành đoạn trong xưởng hàn ống, trong công đoạn tẩy rửa và gia công nhiệt luyện. Có nhiều loại máy tở cuộn, sau đây xin giới thiệu hai loại:

1. Máy tở cuộn dạng hai côn

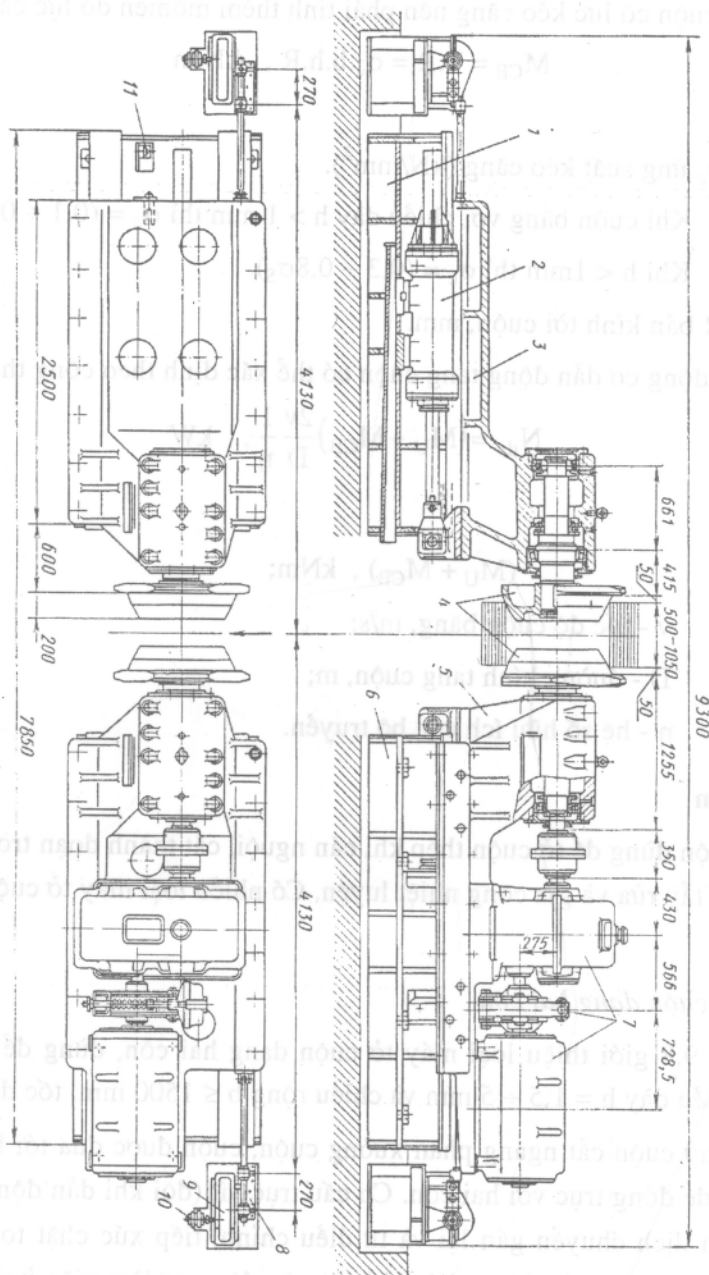
Trên hình 9.8 giới thiệu loại máy tở cuộn dạng hai côn, dùng để tở cuộn thép hoặc băng thép có chiều dày $h = 1,5 + 5 \text{ mm}$ và chiều rộng $b \leq 1500 \text{ mm}$, tốc độ tở $v_T \leq 1 \text{ m/s}$.

Nhờ xe chở cuộn cắt ngang phân xưởng cuộn, cuộn được đưa tới bàn, cơ cấu trục vít nâng cuộn thép để đồng trục với hai côn. Cơ cấu trục vít (đôi khi dẫn động thủy lực) phải và trái (3). Hai côn dịch chuyển gần lại và tự điều chỉnh, tiếp xúc chặt toàn bộ bề mặt cuộn thép. Để tạo lực kéo căng cho băng thép khi tở cuộn động cơ làm việc ở chế độ hãm.

Khi giảm tốc độ tở cuộn, mômen đà của bộ phận dẫn động sẽ giảm đi nhờ vào phanh guốc hai côn.

Máy tở cuộn dạng hai côn được sử dụng khi lực kéo căng bằng và tầm không lớn hơn 3 tấn. Nếu lực kéo căng quá lớn sẽ làm hỏng (đập hay nát) những vòng bên trong của cuộn thép.

Trọng lượng của cuộn thép lớn hơn 15 tấn, chúng được tở nhờ máy tở công xôn với cơ cấu chêm dạng hình quạt.



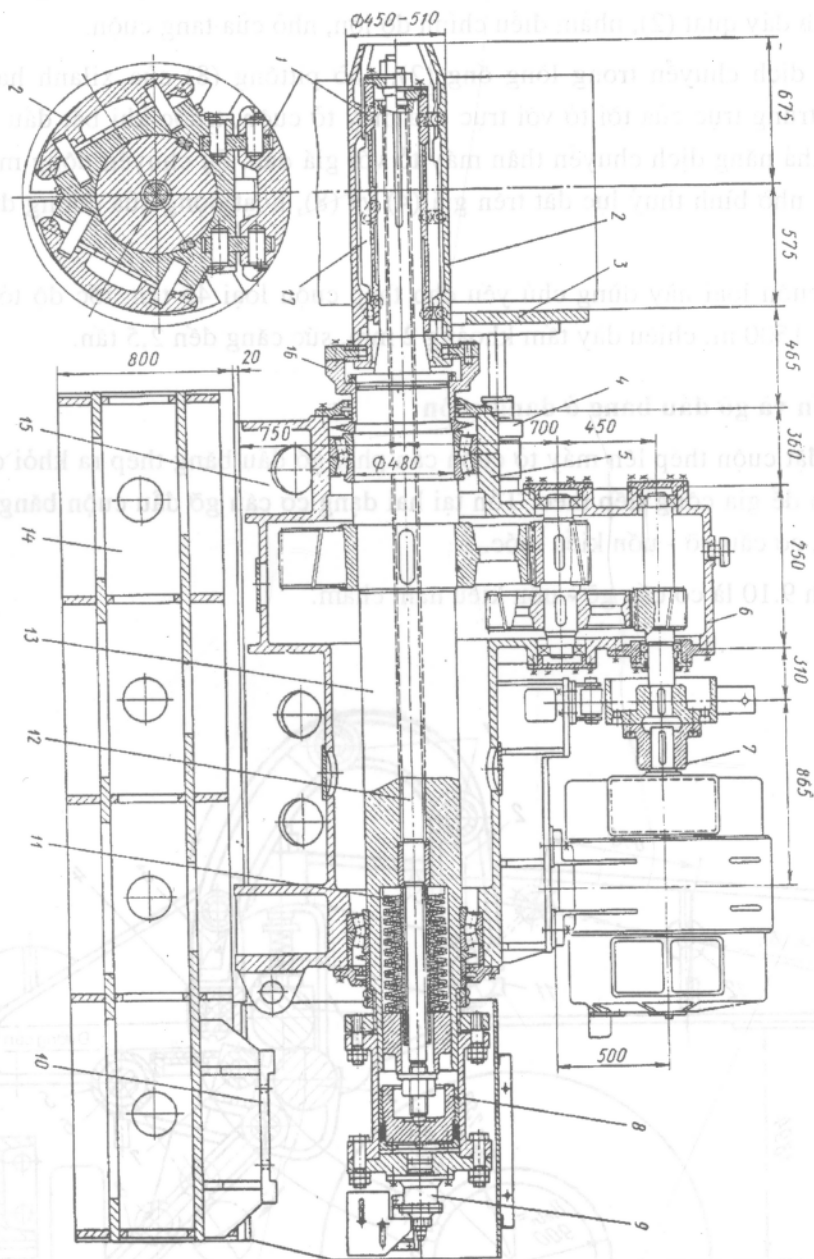
Hình 9.8. Máy tổ cuộn dạng côn:

1- đế máy trái; 2- bình thủy lực; 3- bàn trượt trái; 4- đầu côn; 5- bàn trượt phải; 6- đế máy phải; 7- động cơ và bộ phận dẫn động; 8- cơ cấu dẫn động thanh răng; 9- hộp giảm tốc; 10- sensor điều khiển; 11- công tắc hành trình.

2. Máy tổ cuộn dạng công xôn

Trên hình 9.9 là máy tổ cuộn dạng công xôn, có tang cuộn dạng vòng khuyên dùng để tổ cuộn thép có trọng lượng tới 45 tấn, tốc độ tổ cuộn lớn hơn 3 m/s.

Máy có đế là thép đúc (5) và (15), nắp máy (6), trục chính (13) được lắp các ổ bi đĩa côn đỡ chặn để quay tang ở đầu công xôn bằng động cơ (18) qua khớp nối (7) và hộp giảm tốc hai cấp.



Hình 9.9. Máy tở cuộn dạng công xôn:

- 1- vòng khuyên; 2- cánh gạt; 3- tấm đáy; 4- bình thủy lực; 5- vỏ máy; 6- nắp máy;
7- khớp nối; 8- bình thủy lực; 9- khớp khuyên; 10- chốt; 11- lò xo; 12- cân tang; 13- trục chính; 14- giá; 15- giá đỡ; 16- vòng; 17- con trượt; 18- động cơ.

Để dịch chuyển máy tổ cuộn theo giá đỡ (14) nhờ hệ thống thủy lực đặt ở bộ máy (10). Đầu kia của trục chính đặt bình thủy lực (8), cần (12) đặt trong lõi trục với hệ thống lò xo lá (11). Đầu trước của cần (12) được nối với ống trượt (17), đầu gắn vòng khuyên (1) có các chi tiết hình đáy quạt (2), nhằm điều chỉnh độ lớn, nhỏ của tang cuộn.

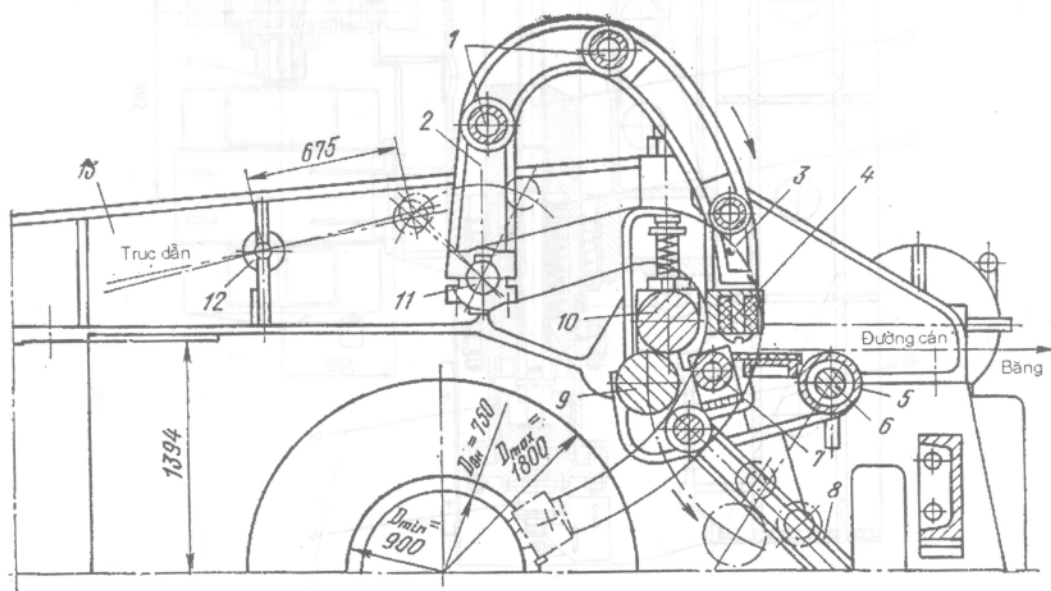
Trục tời dịch chuyển trong lòng ống (2), nhờ pittông (8) của xilanh hai chiều. Để thường xuyên trùng trục của tời tổ với trục của máy tổ cuộn, trước khi bắt đầu tổ cuộn cần phải xem xét khả năng dịch chuyển thân máy tổ với giá đỡ. Sự chuyển động mềm mại này được thực hiện nhờ bình thủy lực đặt trên giá (4) và (8), hoạt động của chúng được tự động hoá hoàn toàn.

Máy tổ cuộn loại này dùng chủ yếu cho thép cuộn loại 45 tấn, tốc độ tổ đến 7 m/s, chiều rộng tấm 1500 m, chiều dày tấm khoảng 2 mm, sức căng đến 2,5 tấn.

9.6. Cơ cấu uốn và gỡ đầu băng ở dạng cuộn

Sau khi đặt cuộn thép lên máy tổ cuộn cần phải gỡ đầu băng thép ra khỏi cuộn và đưa nó vào trục cán để gia công tiếp theo. Tồn tại hai dạng cơ cấu gỡ đầu cuộn băng. Cơ cấu gỡ uốn nam châm, cơ cấu gỡ - uốn kiểu móc.

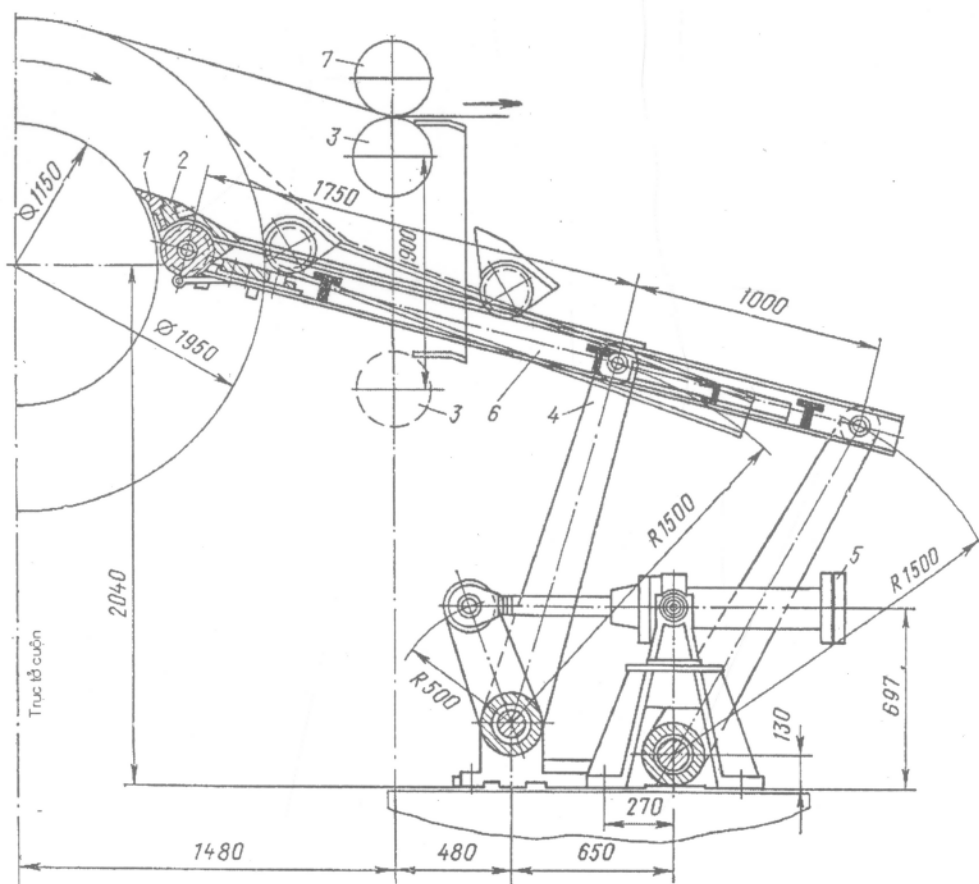
Trên hình 9.10 là cơ cấu gỡ - uốn kiểu nam châm.



Hình 9.10. Cơ cấu gỡ-uốn đầu băng kiểu nam châm:

1- ống nối; 2, 3- cánh tay đòn; 4- nam châm điện; 5- con lăn dẫn; 6- trục đỡ; 7- con lăn bị động; 8- trục khuỷu thanh truyền; 9- con lăn uốn bị động; 10- con lăn; 11- trục quay; 12- ngồng trục; 13- tay giằng.

Cơ cấu gồm đầu đỡ nam châm (3) và các con lăn kéo dẫn hướng (10), (9), (7). Con lăn trên (10) được dẫn động bởi một động cơ với công suất 15 kW, các con lăn (9), (7) dưới bị động. Trước khi gỡ đầu băng có độ dày khoảng 4 mm, rộng tới 1000 mm, các con lăn dưới (9), (7) hạ xuống nhờ trục khuỷu thanh truyền (8) quay xung quanh trục (6) theo con lăn dẫn hướng (5). Nam châm điện (4) được lắp trên hai cánh tay đòn bên (2), (3) chúng được nối với nhau bằng ống giàng (1). Ống này quay xung quanh trục (11) nhờ các cánh tay đòn bên có cơ cấu dẫn bằng hai bình thủy lực. Ngõng trục (12) nối cầu điện hạ xuống tới khi tiếp xúc với cuộn băng thép, hút lấy đầu cuộn băng uốn và nâng nó lên. Sau đó nhờ các thanh truyền, các con lăn dưới nâng lên và nén đầu băng thép vào con lăn dẫn động (10) và bắt đầu tổ cuộn, các con lăn uốn băng thép về một phía, đưa đầu băng thép vào trục cán để cán nguội. Tốc độ tổ cuộn vào khoảng 0,5 m/s, áp lực nén lên con lăn trên khoảng 10 tấn, trọng lượng cuộn thép khoảng 15 tấn.



Hình 9.11. Cơ cấu uốn - gỡ đầu băng dạng cào:

1- đầu cào; 2- đầu đỡ; 3- con lăn bị động; 4- cơ cấu cánh tay đòn song song; 5- bình thủy lực; 6- cánh tay đòn; 7- con lăn dẫn động.

Cơ cấu uốn - gỡ đầu băng dạng cào ứng dụng cho cuộn kim loại màu (băng không có từ tính) hình 9.11.

Cào (1) được chế tạo từ thép hợp kim có độ bền cao (thường bằng thép Cr, Mn) gắn chặt vào đầu đỡ (2), đầu gỡ nối khớp cầu với cánh tay đòn (6). Nhờ hệ thống cánh tay đòn (4) có cơ cấu dẫn động là bình thủy lực (5), móc được nén chặt vào cuộn băng, khi quay tời vào cuộn kim loại thì cơ cấu bắt đầu gỡ uốn đầu cuối của băng. Con lăn uốn (3) nâng băng lên con lăn dẫn động (7) và đưa nó vào trục cán.

Kiểu gỡ uốn này có cấu tạo đơn giản nhưng lại bền trong khi sử dụng.

Chương 10
MÁY VÀ CÁC THIẾT BỊ
DỊCH CHUYỂN PHÔI VÀ SẢN PHẨM CÁN

10.1. Sàn lăn và phân loại sàn lăn

Sàn lăn là hình thức vận chuyển vật liệu trực tiếp nhờ các con lăn quay xung quanh trục của nó. Sàn lăn trong xưởng cán là hình thức chủ yếu để vận chuyển kim loại, trọng lượng của chúng lên tới 40 đến 60% toàn bộ trọng lượng thiết bị trong xưởng. Có thể phân loại sàn lăn như sau:

1. Sàn lăn công tác chính

Chúng được đặt trực tiếp ở các giá cán phá, máy cán khai phôi, điều kiện làm việc nặng nề chúng được gọi là con lăn giá cán.

2. Sàn lăn phụ trợ

Là các con lăn được lắp đặt nối tiếp với con lăn chính ở các hàng giá cán, nó tham gia trực tiếp vào quá trình vận chuyển phôi. Đôi khi phôi cán có chiều dài lớn hơn chiều dài bản thân con lăn.

3. Sàn lăn vận chuyển

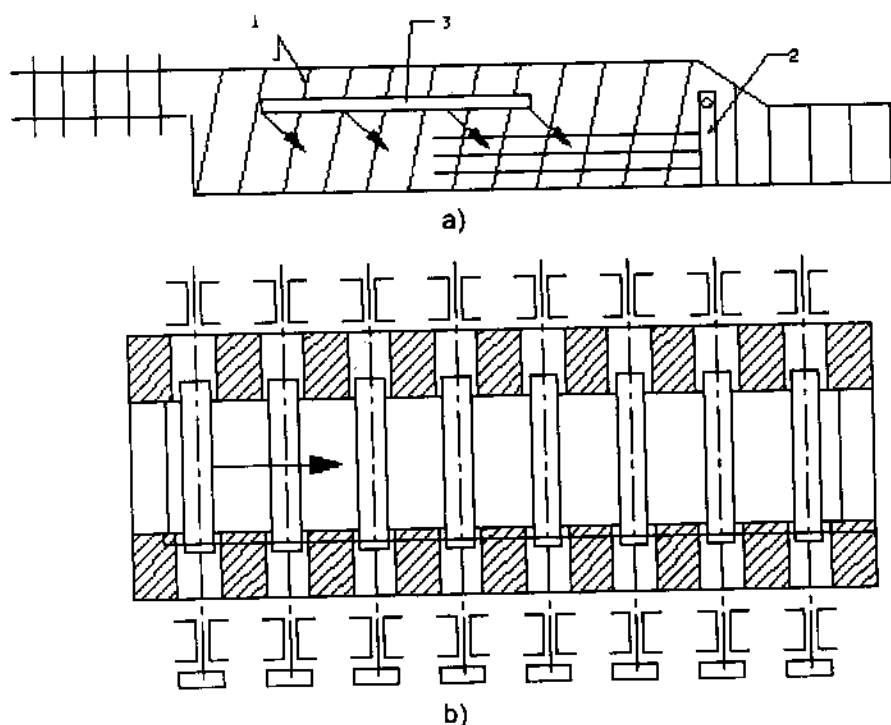
Là các con lăn đưa tới và đưa đi phôi cán, các con lăn đưa phôi cán tới lò nung, tới các giá cán và các con lăn đưa phôi cán ra khỏi khu vực giá cán tới các thiết bị phụ (máy cắt, máy cưa, máy nắn...) đôi khi chúng vừa là con lăn đưa tới vừa là con lăn đưa đi (các con lăn ở gần giá cán)

4. Sàn lăn nhận kim loại

Là các con lăn được bố trí ở đầu dây truyền công nghệ trước và sau lò nung, nhiệm vụ chủ yếu của chúng là nhận phôi cán do cần đẩy đưa tới, nó làm việc trong điều kiện nhiệt độ cao và va đập lớn.

5. Sàn lăn nhóm

Là loại sàn lăn lắp đặt nghiêng, đồng thời dịch chuyển kim loại dọc và dịch chuyển ngang con lăn, gom nhặt phôi thành bó trước và sau máy cắt, dịch chuyển mẫu đầu thừa của phôi vào bun-ke, hoặc gom phôi cán thành nhóm nhờ vào tấm chắn trước khi đưa vào sàn nguội.



Hình 10.1. Sơ đồ con lăn nhóm bố trí nghiêng; Sàn lăn thuộc lò nung:

1- con lăn lắp lật nghiêng; 2- tấm chắn; 3- phôi cán.

6. Sàn lăn lò

Các con lăn này đặt trực tiếp ở nền lò (lò ủ thép tấm), ổ bi và cơ cấu dẫn động đặt đằng sau tường lò. Chúng được chế tạo rỗng để làm nguội bằng nước, truyền động bằng xích (Hình 10.1b)

7. Sàn lăn nâng hạ

Dùng để dịch chuyển kim loại theo phương ngang, nâng hoặc hạ kim loại theo phương thẳng đứng, ứng dụng cho bàn nâng hạ của máy cán phá ba trục, đưa vật liệu vào lò nung, cho máy cắt loại nặng...

8. Sàn lăn dịch chuyển

Chủ yếu dùng để dịch chuyển ngang và dọc kim loại theo hướng cán, ứng dụng cho bàn dịch chuyển kim loại của máy cán ray đảo chiều, máy cán ống.

Trong cán hình con lăn đưa phôi tới, đưa phôi đi chỉ là tương đối nó phụ thuộc vào vị trí lỗ hình.

10.1.1. Kích thước cơ bản của con lăn

Các kích thước cơ bản của con lăn là:

D_u - đường kính con lăn.

L - chiều dài con lăn.

S - bước con lăn.

Tất cả các kích thước này đều được chuẩn hoá.

* Đường kính con lăn được làm càng nhỏ càng tốt, vừa giảm trọng lượng vừa giảm mômen đà để giảm công suất động cơ. Giới hạn giảm đường kính phụ thuộc vào độ bền, điều kiện làm việc, kích thước ổ cũng như cơ cấu dẫn động.

* Chiều dài làm việc của con lăn

Chiều dài làm việc của con lăn thường phụ thuộc vào vị trí, công dụng của chúng, ở các con lăn chính chiều dài này lấy bằng chiều dài phần làm việc của trục cán, các con lăn phụ của máy cán hình lấy nhỏ hơn phần làm việc của trục cán. Các con lăn vận chuyển chiều dài phần làm việc lớn hơn khoảng $150 + 200$ mm so với chiều rộng của phôi hoặc bó kim loại.

* Bước các con lăn

Là khoảng cách hai đường tâm của hai con lăn nằm kế nhau. Từ điều kiện kim loại cán vận chuyển ít nhất cũng nằm trên hai con lăn, đồng thời bước con lăn cũng không được lớn hơn nửa chiều dài của phôi vận chuyển. Những điều kiện này được thoả mãn, phôi được vận chuyển êm, không gây va đập, ổ đỡ bền hơn. Nếu phôi cán quá dài, bước con lăn lớn sẽ gây uốn phôi do trọng lượng của chính nó. Để làm giảm khả năng này người ta đặt thêm con lăn không dẫn động xen kẽ con lăn dẫn động nhưng với đường kính nhỏ hơn.

* Tốc độ con lăn

Con lăn làm việc ở chế độ đóng ngắt liên tục (chế độ khởi động), tốc độ có thể khác rất xa tốc độ định mức của con lăn, nhưng tương đối với tốc độ vòng định mức của động cơ. Các con lăn đảo chiều thì tốc độ thường lớn hơn tốc độ định mức. Các con lăn làm việc ở chế độ dài hạn được lắp động cơ di bộ có tốc độ tương thích với tốc độ làm việc của chúng.

Các con lăn ở gần giá cán tốc độ của chúng lấy lớn hơn tốc độ cán khoảng 5 đến 10% nhằm loại trừ khả năng tạo bó, tạn dụng được nhiệt độ của kim loại.

Các con lăn vận chuyển có tốc độ cân bằng năng suất của máy cán, con lăn đưa kim loại vào lò, vào giá cán khai phôi có tốc độ $1,5 + 2,5$ m/s. Ở máy cán tấm mỏng liên tục, cán hình nhỏ có tốc độ con lăn tới 12m/s.

Tốc độ định mức của con lăn xác định bởi tốc độ định mức của động cơ với tỷ số truyền hợp lý.

10.1.2. Tải trọng lên con lăn

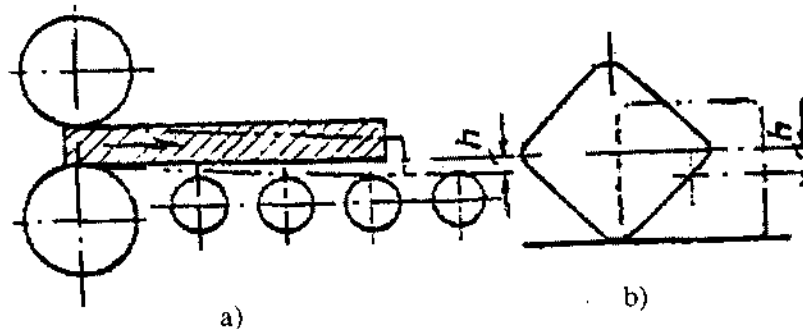
Tải trọng tác dụng lên con lăn có thể là: Trọng lượng của kim loại vận chuyển, tải trọng phụ xuất hiện trong quá trình làm việc của con lăn, tải trọng động do phôi đổ trên con

lăn gây ra.

* Tải trọng do trọng lượng phôi gây nên.

Khi tính toán tải trọng tĩnh để chọn công suất động cơ cho con lăn cần phải tính tới cả trọng lượng của phôi, kích thước tiết diện, độ dài, ngắn của chúng. Giả sử con lăn vận chuyển phôi dày và ngắn, chỉ tựa lên hai con lăn mỗi con lăn chịu một tải trọng là $Q = G/2$.

Chú ý là đôi khi phải vận chuyển phôi quá ngắn, hầu như tải trọng chỉ tập trung vào một con lăn. Khi phôi dài tải trọng chia đều trên các con lăn.



Hình 10.2. Tải trọng động lên con lăn:

a- khi phôi ra khỏi lỗ hình trục cán; b- khi lật phôi.

* Tải trọng phụ

Xuất hiện khi phôi cán ra khỏi trục không có máng dẫn hướng ở các con lăn đầu tiên, ngắn cán phôi có xu hướng xuống dưới. Áp lực được tính từ điều kiện uốn dẻo.

$$P = \frac{\sigma_s W_{cu}}{C} \quad (10-1)$$

trong đó: σ_s - giới hạn chảy của kim loại, N/mm^2 ;
 W_{cu} - mômen chống uốn của tiết diện ngang, mm^3 ;
 C - khoảng cách giữa trục cán và trục con lăn, mm.

* Tải trọng động

Xuất hiện trong trường hợp phôi có trọng lượng lớn rơi trên con lăn với độ cao h . Ví dụ: phôi ra khỏi trục cán được nâng lên do áp lực dưới rồi rơi xuống đập lên con lăn, trường hợp đường cán cao hơn đường sinh của con lăn, hoặc khi lật phôi đầu tiên phôi nằm dọc theo cạnh sau đó nằm dọc theo mặt tiếp xúc của con lăn v.v...

Tải trọng động có thể xác định từ điều kiện cho rằng động năng rơi của phôi E , mất mát do va đập E_1 và năng lượng biến dạng con lăn U (cho rằng khi va đập phôi hoàn toàn không đàn hồi:

$$E - E_1 = U$$

Năng lượng mất mát khi va đập để biến dạng con lăn có thể xác định theo công thức:

$$E - E_1 = \frac{Q + K_1 G_1}{2g} v^2 \quad (10-3)$$

trong đó: Q - trọng lượng của phôi trên con lăn khi rơi;

K_1 - hệ số quy đổi khối lượng con lăn khi tính động năng;

G_1 - trọng lượng con lăn;

v - vận tốc chuyển động của phôi và con lăn tại thời điểm rơi.

Tốc độ v có thể xác định được nhờ vào phương trình khối lượng chuyển động:

$$\frac{Q.v}{g} = \frac{Q + K_2 G_1}{g} U \quad (10-4)$$

trong đó: v - vận tốc rơi của phôi trước thời điểm va đập;

K_2 - hệ số quy đổi khối lượng con lăn khi tính khối lượng truyền động.

Từ hai phương trình (10-3) và (10-4) ta có:

$$E - E_1 = \frac{Qv^2}{2G} \frac{1 + K_1 \frac{G_1}{Q}}{(1 + K_2 \frac{G_1}{Q})^2}$$

Từ phương trình động năng $\frac{Qv^2}{2g}$ có thể thay thế bằng công thức của nó khi rơi Qh

(10-2) :

$$U = Qh = \frac{1 + K_1 \frac{G_1}{Q}}{(1 + K_2 \frac{G_1}{Q})^2} \quad (10-5)$$

h - chiều cao rơi.

Hệ số quy đổi khối lượng con lăn K_1, K_2 phụ thuộc vào hình dáng con lăn, vào giá trị biến dạng và vào điểm va đập.

Khi tiết diện thanh không đổi, điểm tựa thanh tuyệt đối cứng, điểm đặt (rơi) của lực ở giữa thanh thì $K_1 = 0,49, K_2 = 0,625$. Khi thanh có dạng con lăn có thể lấy $K_1 = 0,55, K_2 = 0,7$.

Năng lượng biến dạng của con lăn có thể viết thành tổng:

$$U = U_1 + U_2 \quad (10-6)$$

trong đó: U_1 - năng lượng làm biến dạng con lăn;

U_2 - năng lượng làm biến dạng điểm tựa của của con lăn.

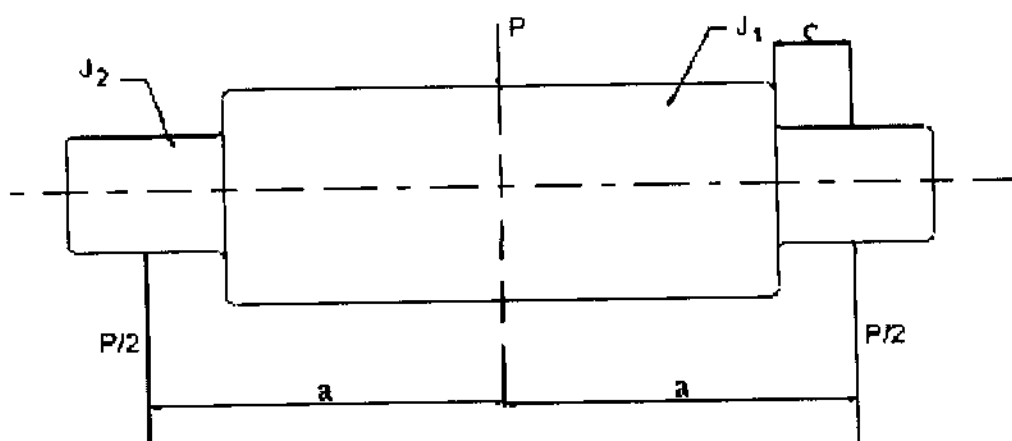
Thay tác dụng và đập bằng lực P . Xác định thế năng biến dạng con lăn theo công thức:

$$U_1 = 2 \int_0^c \frac{\left(\frac{P}{2}x\right)^2}{2EJ_2} dx + 2 \int_c^a \frac{\left(\frac{P}{2}x\right)^2}{2EJ_1} dx = \frac{P^2}{12E} \left(\frac{a^3 - c^3}{J_1} + \frac{c^3}{J_2} \right)$$

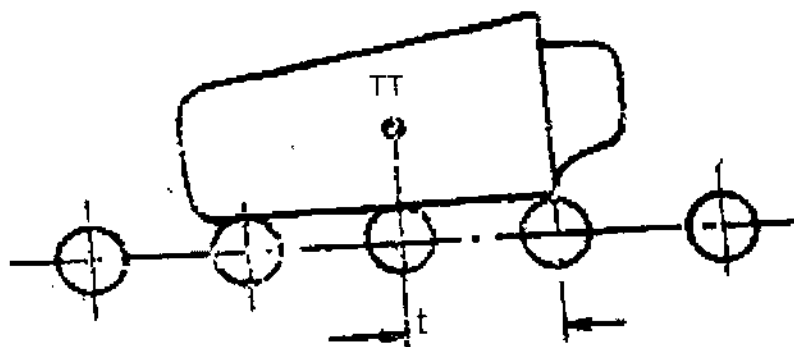
trong đó: J_1 và J_2 - mômen quán tính mặt cắt con lăn và cổ con lăn;

E - môđun đàn hồi của vật liệu;

a, c - một nửa khoảng cách từ điểm đặt lực tới điểm tựa và điểm tựa tới phần làm việc của con lăn.



Hình 10.3. Tải trọng và đập đặt ở điểm giữa con lăn.



Hình 10.4. Tải trọng và đập đặt tại điểm giữa con lăn.

Năng lượng biến dạng điểm tựa con lăn ở dạng ổ đỡ, khung v.v... có thể biểu thị qua độ cứng của nó:

$$U_2 = \frac{P \cdot t}{2} = \frac{P^2}{2} \left(\frac{t}{P} \right)$$

trong đó: t - độ biến dạng của ổ đỡ con lăn dưới tác dụng của tải trọng P đặt tại điểm giữa;

(t/P) - đại lượng biểu thị độ cứng của ổ đỡ hay giá trị biến dạng của $1/P$ tải trọng trên con lăn.

Năng lượng biến dạng chung của hệ được viết:

$$U = \frac{P^2}{12E} \left(\frac{a^3 - c^3}{J_1} + \frac{c^3}{J_2} \right) + \frac{P^2}{2} \left(\frac{t}{P} \right) \quad (10-7)$$

Lực P xác định từ hai phương trình (10-5) và (10-7):

$$P = \sqrt[3]{\frac{Qh \frac{1 + K_1 \frac{G_1}{Q}}{(1 + K_2 \frac{G_1}{Q})^2} \cdot 1}{\left(\frac{1}{12E} \left(\frac{a^3 - c^3}{J_1} + \frac{c^3}{J_2} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{t}{P} \right) \right)}} \quad (10-8)$$

Để phân tích phương trình này cho rằng độ biến dạng của ổ đỡ con lăn bằng không, thì ứng suất động do lực va đập gây nên có thể tính bằng:

$$\sigma_u = \frac{Pa}{2W_1} = \sqrt[3]{Q \cdot h \cdot \frac{1 + K_1 \frac{G_1}{Q}}{(1 + K_2 \frac{G_1}{Q})^2} \cdot 3 \frac{EJ_1}{aW_1^2}}$$

trong đó: W_1 - mômen chống uốn của mặt cắt làm việc con lăn.

10.1.3. Mômen và công suất động cơ dẫn động con lăn

Mômen và công suất động cơ dẫn động con lăn được xác định bởi 3 yếu tố:

a. Mất mát ma sát ở ổ đỡ khi kim loại dịch chuyển theo con lăn

$$M_{ms} = (Q_1 + nG) \mu_{ms} \frac{D_c}{2} \quad (10-9)$$

b. Mômen trượt do kim loại trượt trên bề mặt con lăn, có thể do kim loại vướng vào thành dẫn hướng

$$M_{tr} = Q_2 \mu_T \frac{d_c}{2} \quad (10-10)$$

Hai thành phần này không thay đổi khi vận tốc kim loại là hằng số và tạo thành mômen tĩnh của bộ phận dẫn động:

$$M_T = M_{ms} + M_{tr}$$

c) Mômen động sinh ra do kim loại dịch chuyển trên con lăn có gia tốc:

$$M_d = J\varepsilon = J \frac{d\omega}{dt} \quad (10-11)$$

Trong các công thức từ (10-9) đến (10-11) các ký hiệu là:

Q_1 - trọng lượng kim loại cân vận chuyển;

Q_2 - trọng lượng kim loại trên một con lăn;

G - trọng lượng kim loại của chính con lăn;

n - số con lăn mà động cơ cân dẫn động;

d_C - đường kính cổ con lăn;

D_{cl} - đường kính của phần làm việc của con lăn;

μ_{ms} - hệ số ma sát ở ổ đỡ con lăn, để cho ổ lăn thường $\mu_{ms} = 0,005 \div 0,008$;

μ_T - hệ số ma sát trượt giữa bề mặt con lăn với kim loại, khi kim loại nóng

$\mu_T = 0,15 \div 0,2$, khi kim loại nguội $\mu_T = 0,3$;

J - mômen quán tính của khối lượng m , quay với gia tốc ε .

$$J = mR_i^2 = m \frac{D_i^2}{4}, \text{ kgm}^2 \quad (10-12)$$

trong đó: D_i đường kính quán tính của chi tiết quay, chi tiết quay có dạng hình trụ thì:

$$R_i = \frac{r}{\sqrt{2}} = 0,7r; \quad D_i = 2R_i = 1,4r$$

trong đó: r - bán kính ngoài của hình trụ.

$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ gia tốc góc của khối lượng quay, s^{-2} .

Đại lượng mD^2 gọi là mômen đà của khối lượng quay m .

Khi con lăn quay với gia tốc ε thì kim loại trên nó chuyển động với gia tốc a . Để quy đổi mômen quán tính của kim loại chuyển động thẳng về trục quay của con lăn, cho rằng khối lượng của chúng tập trung tại một điểm trên đường sinh của con lăn. Lúc đó mômen động khi tăng hoặc giảm tốc được tính:

$$M_d = (J_{cl} + J_{kl})\varepsilon = \frac{1}{4} [n(m_{cl}D_{cl}^2) + m_{kl}D_{cl}^2] \varepsilon \quad (10-13)$$

trong đó: m_{cl} , m_{kl} - khối lượng của con lăn và khối lượng của kim loại.

Nếu trong thực tế chỉ cho a của kim loại dịch chuyển, để tính gia tốc góc ε của con lăn ta dùng quan hệ sau:

$$a = \frac{dv}{dt} = r \frac{d\omega}{dt} = r\varepsilon$$

$$\varepsilon = \frac{a}{r} = \frac{2a}{D_{cl}}, \quad s^{-2}$$

Nếu tốc độ con lăn ở dạng vòng/phút thì gia tốc của chúng được tính như sau:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi dn}{30dt} = \frac{\pi}{30} \frac{dn}{dt} = \frac{\pi}{30} \varepsilon_0$$

Chú ý rằng khi kim loại dịch chuyển theo bề mặt con lăn với gia tốc a trung bình để tránh hiện tượng trượt tại chỗ thì lực quán tính không thể lớn hơn lực ma sát giữa kim loại và con lăn:

$$\begin{aligned} \text{Lực quán tính:} \quad F_{kl} &= m_{kl} \bar{a}_{kl} \leq F_{ms} = m_{kl} \mu_{ms} g \\ \bar{a} &\leq \mu_{ms} g \end{aligned} \quad (10-14)$$

$$\text{Khi kim loại nóng:} \quad a_{kl} = 0,15 \times 9,8 = 1,5 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Khi kim loại nguội:} \quad a_{kl} = 0,3 \times 9,8 = 3,0 \text{ m/s}^2$$

Tổng mômen dẫn động n của con lăn bằng:

$$N_{cl} = M_T + M_J, \text{ kNm} \quad (10-15)$$

Công suất cần thiết để dẫn động n con lăn là:

$$N_{cl} = M_{cl} \omega_{cl}, \text{ kN}$$

Công suất động cơ cần thiết để dẫn động n con lăn là:

$$N_{dc} = \frac{N_{cl}}{\eta}, \text{ kW} \quad (10-16)$$

Chọn công suất động cơ cần phải tính tới đặc điểm làm việc của con lăn (chế độ dài hạn, ngắn hạn hay ngắn hạn lặp lại).

10.1.4. Cấu tạo sàn lăn và ổ đỡ con lăn

Sàn lăn có thể dẫn động nhóm hoặc dẫn động riêng rẽ hay dẫn động nửa nhóm (một hai con lăn dẫn động một động cơ) đôi khi cũng có loại không dẫn động, loại này làm nghiêng đi một góc, kim loại tự dịch chuyển nhờ vào trọng lượng của bản thân.

Sàn lăn dẫn động nhóm làm việc trong điều kiện nặng nề, vận chuyển phôi có trọng lượng lớn, ngắn, nhiệt độ cao, tải trọng tập trung chủ yếu vào một vài con lăn. Chúng lắp ở các giá cán khai phôi, các máy cán tấm dày, cán dầm cỡ lớn... mỗi một nhóm con lăn thành một sàn lăn có độ dài từ 5 ÷ 6 m dẫn động bởi một động cơ.

Các con lăn được dẫn động qua một trục dẫn động có lắp bánh răng nón, nếu bước con lăn quá ngắn, lắp bánh răng trụ ngay trên trục động cơ.

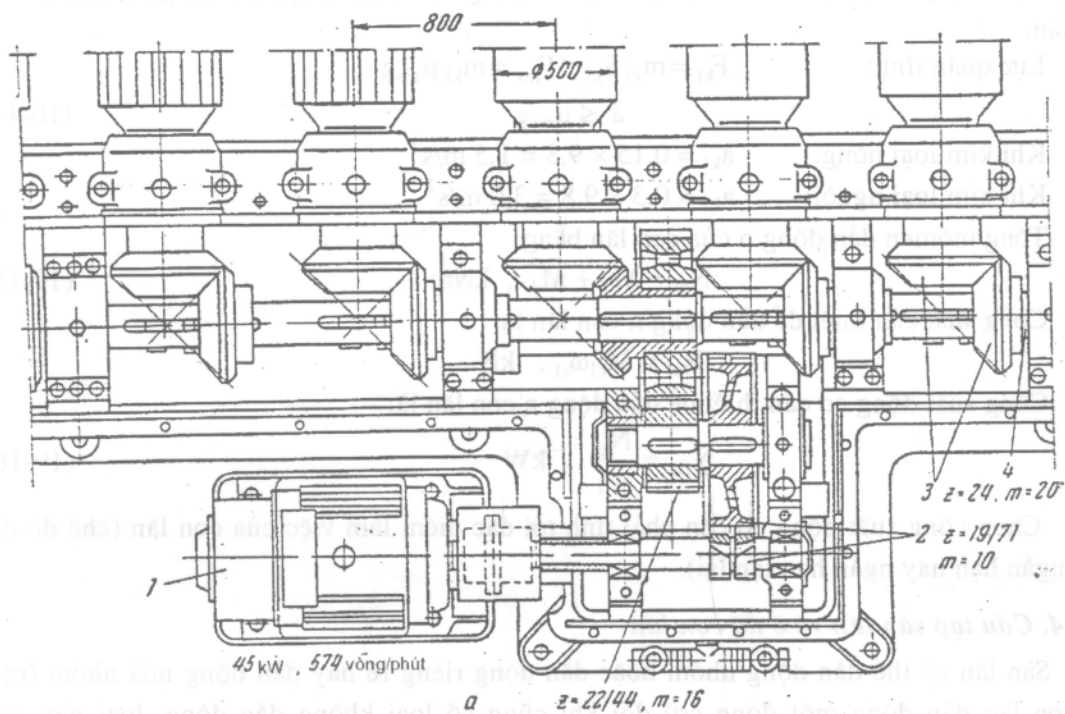
Khung của sàn lăn dẫn động nhóm đòi hỏi có độ cứng vững cao nhằm đáp ứng độ chính xác của ổ đỡ, trục dẫn động có độ dài lớn và sự ăn khớp của bánh răng nón, chúng được chế tạo bằng phương pháp đúc hoặc hàn từ thép tấm có độ dày thích hợp.

Động cơ của sàn lăn dẫn động nhóm thường được chọn là động cơ di bộ làm việc ở chế độ đóng ngắt liên tục, có khoảng điều chỉnh tốc độ rộng.

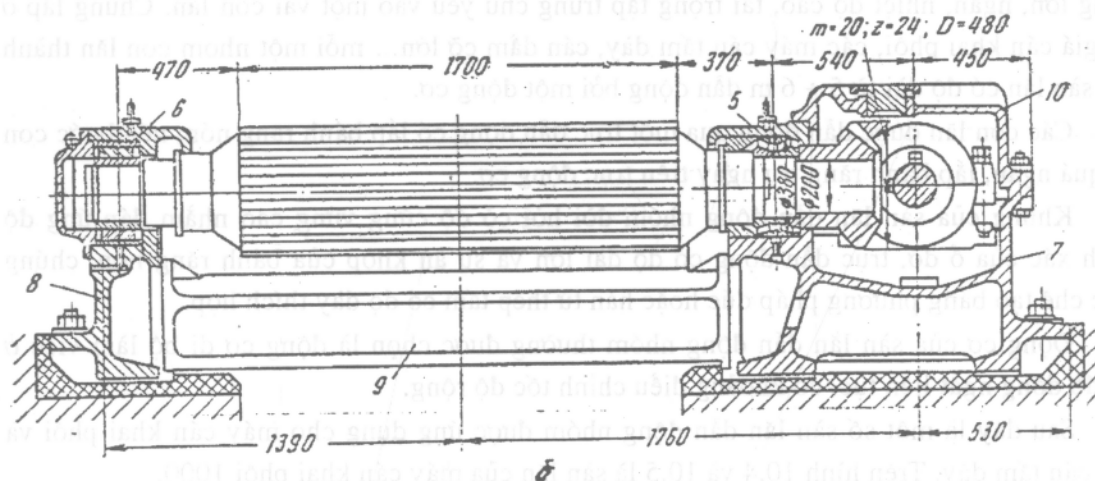
Sau đây là một số sàn lăn dẫn động nhóm được ứng dụng cho máy cán khai phôi và máy cán tấm dày. Trên hình 10.4 và 10.5 là sàn lăn của máy cán khai phôi 1000.

Trên hình 10.6 là sàn lăn giá cán của máy cán phá tấm mỏng 2800. Sàn lăn có các con lăn dẫn động riêng rẽ, mỗi con lăn dẫn động bởi một động cơ hoặc hai con lăn dẫn động bởi một động cơ.

Loại sàn lăn dẫn động riêng lẻ ứng dụng rộng rãi cho loại phôi có độ dài lớn, tải trọng phân bố đồng đều trên các con lăn, có độ bền cao, nhưng giá thành cao bù lại có thể chế tạo và vận hành tốt.

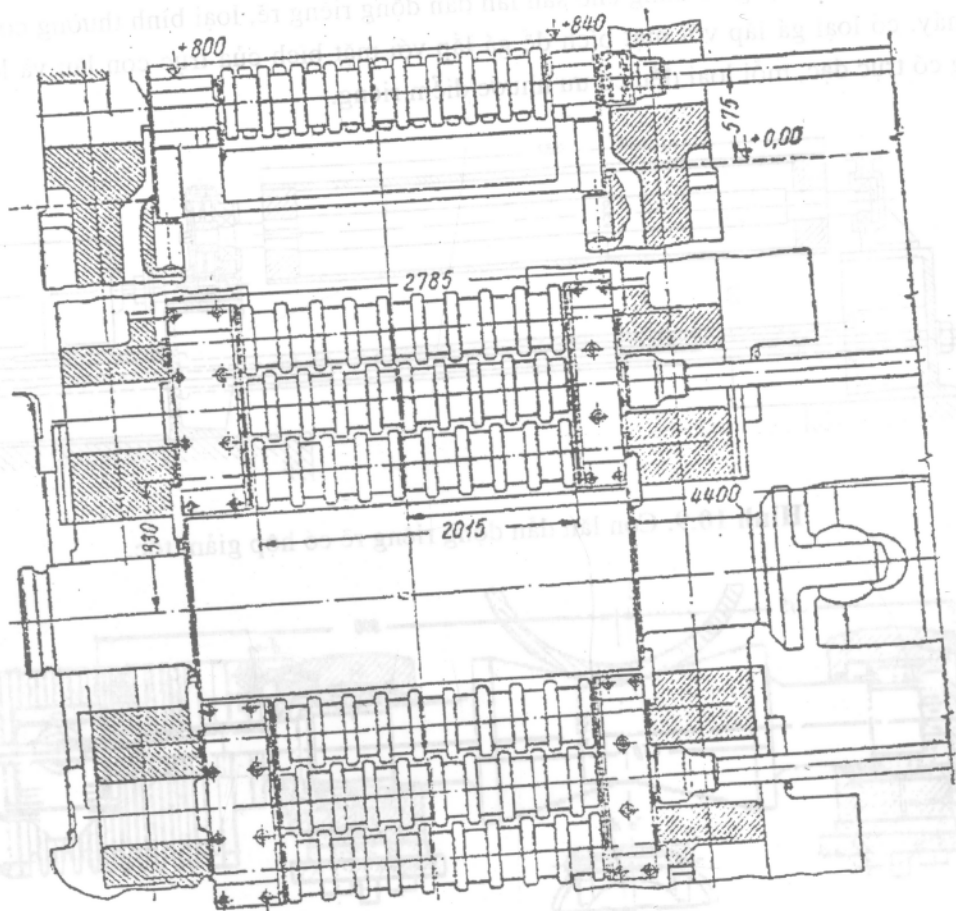


Hình 10.5. Sàn lăn nhận phôi của máy cán khai phôi 1150.



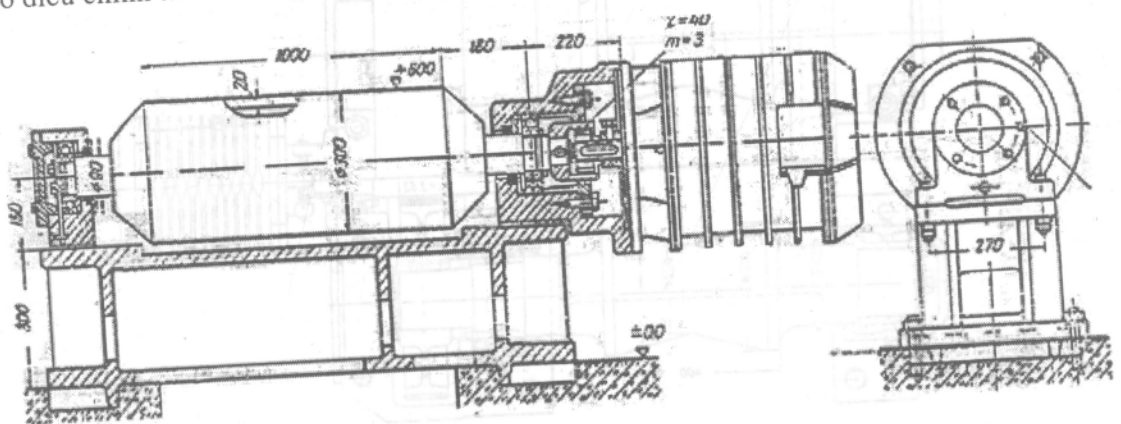
Hình 10.6. Mặt cắt con lăn đầu tiên trên hình chiếu đứng:

- 1- động cơ; 2- bánh răng dẫn động; 3- bánh răng nón; 4- trục dẫn động;
5- ổ đỡ; 6- vít điều chỉnh; 7- vỏ đỡ; 8- khung; 9- thanh giằng; 10- nắp.



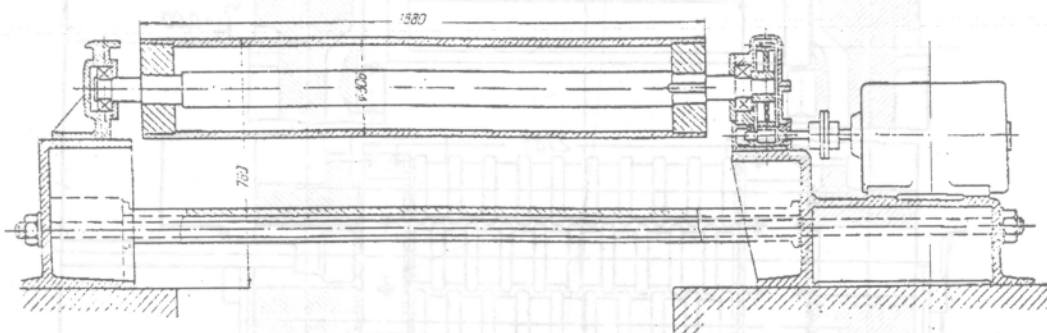
Hình 10.7. Các con lăn giá cán phá của máy cán tấm mỏng 2800.

Động cơ dùng cho con lăn này thường là loại dị bộ lồng xóc, điều chỉnh tốc độ nhờ vào điều chỉnh tần số dòng điện từ 5 ÷ 60 Hz qua bộ biến tần.

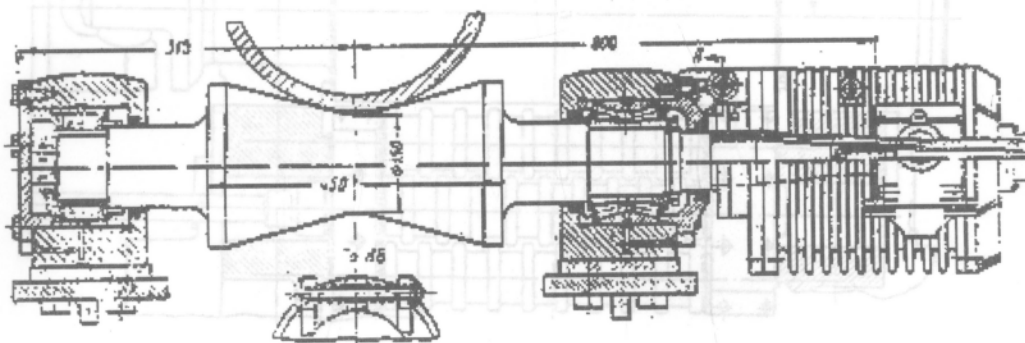


Hình 10.8. Con lăn dẫn động riêng rẽ từ động cơ có mặt bích qua khớp nối răng.

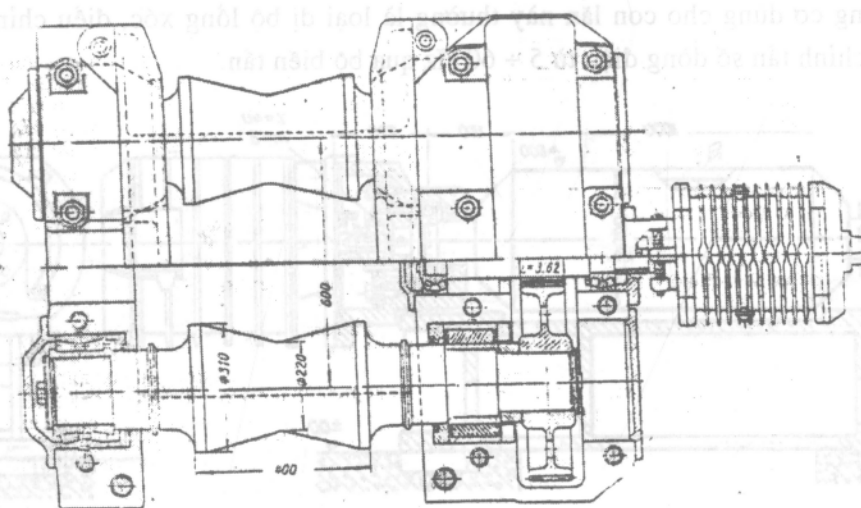
Có ba loại động cơ dùng cho sàen lăn dẫn động riêng rẽ, loại bình thường có tai lắp vào đế máy, có loại gá lắp với mặt bích để gá lắp với mặt bích của trục con lăn và loại chuyên dùng có trục đặc, mỗi loại đều có ưu nhược điểm riêng.



Hình 10.9. Con lăn dẫn động riêng rẽ có hộp giảm tốc.



Hình 10.10. Con lăn dẫn động riêng rẽ - trục đặc.



Hình 10.11. Hai con lăn dẫn động bằng một động cơ - trục đặc.

*** Hộp giảm tốc của trục dẫn động con lăn**

Hộp giảm tốc thường được chế tạo ở dạng răng trụ thẳng, có dạng một cặp bánh răng cho từng con lăn dẫn động (xem hình 10.8). Nếu bước con lăn quá bé thì hộp giảm tốc cho hai con lăn, ứng dụng hộp giảm tốc ăn khớp trong, nó được đặt ngay trong vỏ của con lăn.

*** Hình dạng con lăn**

Chúng được chế tạo tùy thuộc vào vị trí ứng dụng.

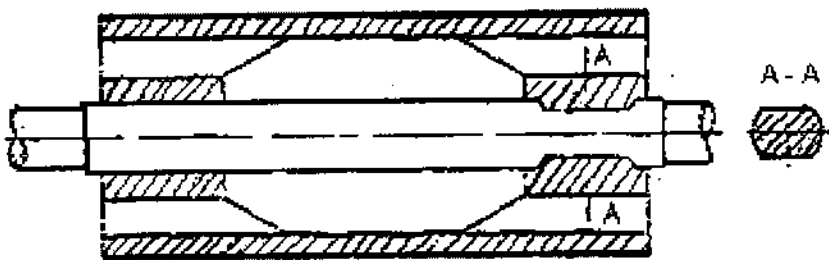
- Con lăn hình trụ phổ biến hơn cả, được ứng dụng cho máy cán hình, cán tấm.
- Con lăn trụ bậc được chế tạo cho con lăn giá cán của máy cán khai phôi, đường kính của nó thay đổi phụ thuộc vào chiều sâu của lỗ hình trên trục cán.
- Con lăn đĩa (trên trục con lăn này được chế tạo có gờ dạng đĩa) nó được ứng dụng chủ yếu cho máy cán tấm trung bình và tấm dày, cho sản phẩm nguội của chúng và lò nhiệt luyện tấm.
- Con lăn dạng hình côn dùng cho loại cán tấm, cán dây, dùng để lật phôi tấm.
- Con lăn hình côn hai đầu (xem hình 10.9 và 10.10) dùng để dịch chuyển phôi tấm, phôi trụ và ống.

* Kết cấu của con lăn rất khác nhau, nó phụ thuộc vào điều kiện làm việc có dạng đặc hay rỗng, là một khối thép rèn hoặc đúc.

Con lăn làm nguyên khối chế tạo từ thép rèn giá thành cao, nó được chế tạo rất hạn chế từ điều kiện làm việc rất nặng nề, chủ yếu cho máy cán khai phôi hoặc cho máy cắt có lực cắt lớn.

Con lăn rỗng chế tạo từ thép đúc hoặc ống thép ứng dụng cho loại phôi thép có tải trọng vừa và trung bình, cho các bàn nâng hạ. Điều cơ bản là chọn được đường kính làm việc của con lăn và độ dày của thành con lăn sao cho vừa đủ độ bền vừa giảm được mômen đà của con lăn trong chế độ làm việc ngắn hạn lặp lại.

Con lăn làm bằng gang đúc rẻ hơn nhiều, nó được ứng dụng rộng rãi cho loại phôi có trọng lượng nhỏ, cho máy cán tấm mỏng, cho các sản phẩm dẫn sản phẩm đi của các loại máy cán. Nó được đúc cùng mặt bích rồi lắp chặt lên trục thép bằng then.



Hình 10.12. Con lăn bằng gang lắp trên trục thép.

* Ổ bi cầu là dạng phổ biến cho các con lăn. Các con lăn giá cán của máy cán khai phối đôi khi lắp ổ bi còn hai dãy nhằm khử lực dọc trục, bôi trơn cho các ổ này bằng mỡ nhờ hệ thống tuần hoàn tự động.

10.2. Bàn nâng hạ

10.2.1. Cấu tạo bàn nâng hạ

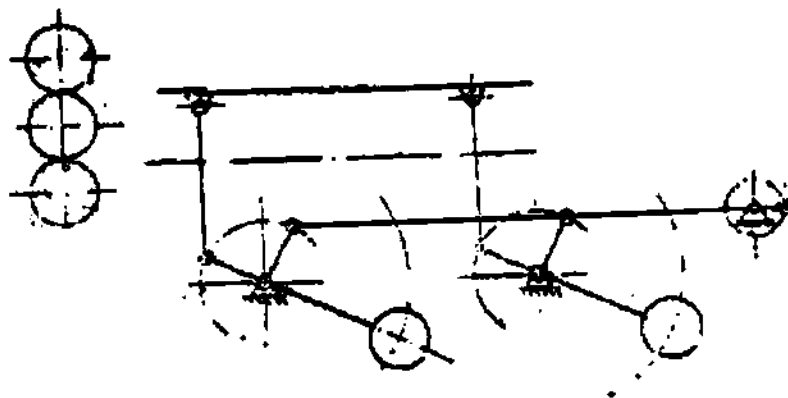
Bàn nâng hạ được ứng dụng cho máy cán tấm hai trục, ba trục, chúng được đặt ở cả hai phía của giá cán. Ở các giá cán phá ba trục chúng cũng được sử dụng rộng rãi. Các giá cán hình cỡ nhỏ ($D_T < 600$ mm) bàn nâng hạ không được sử dụng, vai trò của nó được thay thế bởi bàn nghiêng và các máng dẫn hướng hai tầng.

Khi phối cán có độ dài từ $5 \div 10$ m ứng dụng loại bàn nâng hạ song song, phần lớn các loại còn lại là nâng hạ kiểu lắc.

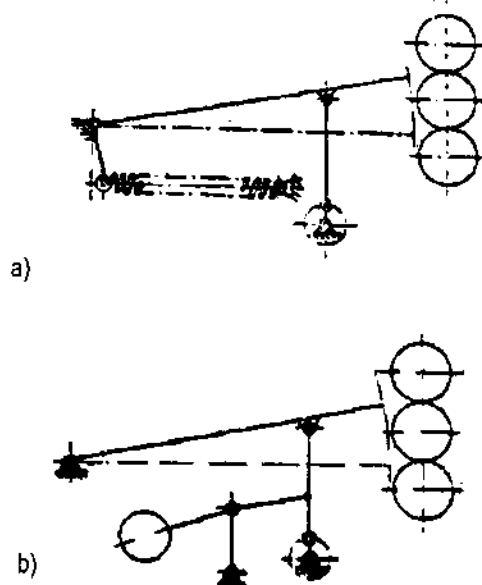
Cơ cấu bàn nâng hạ thường là trục khuỷu hoặc là trục lệch tâm. Bàn nâng hạ của máy cán tấm mỏng hai trục, ba trục bộ phận cân bằng của nó thường dùng bằng lò xo, với loại bàn nâng hạ có trọng lượng lớn bộ phận cân bằng thường dùng đối trọng.

Bàn nâng hạ của máy cán tấm dày, cán hình cỡ lớn, ray dầm, máy cán phá ba trục được chế tạo theo sơ đồ hình 10.15. Bàn nâng hạ ở hai phía của giá cán được nối với nhau bởi thanh răng đặt dưới hãm của giá cán, dẫn động bởi một động cơ qua cơ cấu trục khuỷu thanh truyền.

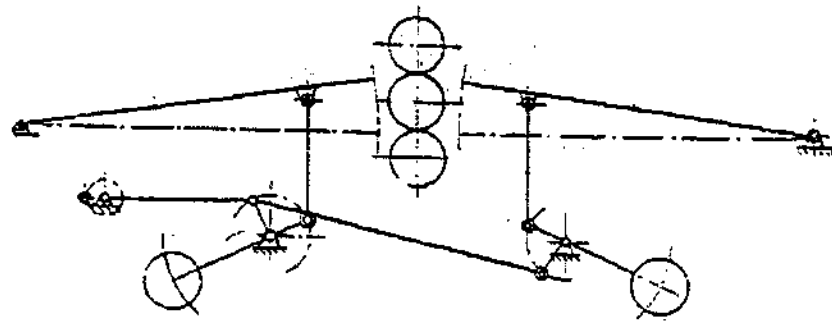
Những năm gần đây mỗi bàn nâng hạ được dẫn động riêng rẽ, tránh được thanh dầm dài, góc lắc của tay nối đối trọng lắc vào khoảng $40 \div 60^\circ$ để thanh nâng bàn gần như chuyển động thẳng.



Hình 10.13. Sơ đồ bàn nâng hạ kiểu song song.



Hình 10.14. Sơ đồ bàn nâng hạ kiểu lắc:
a- cân bằng lò xo; b- cân bằng đối trọng.

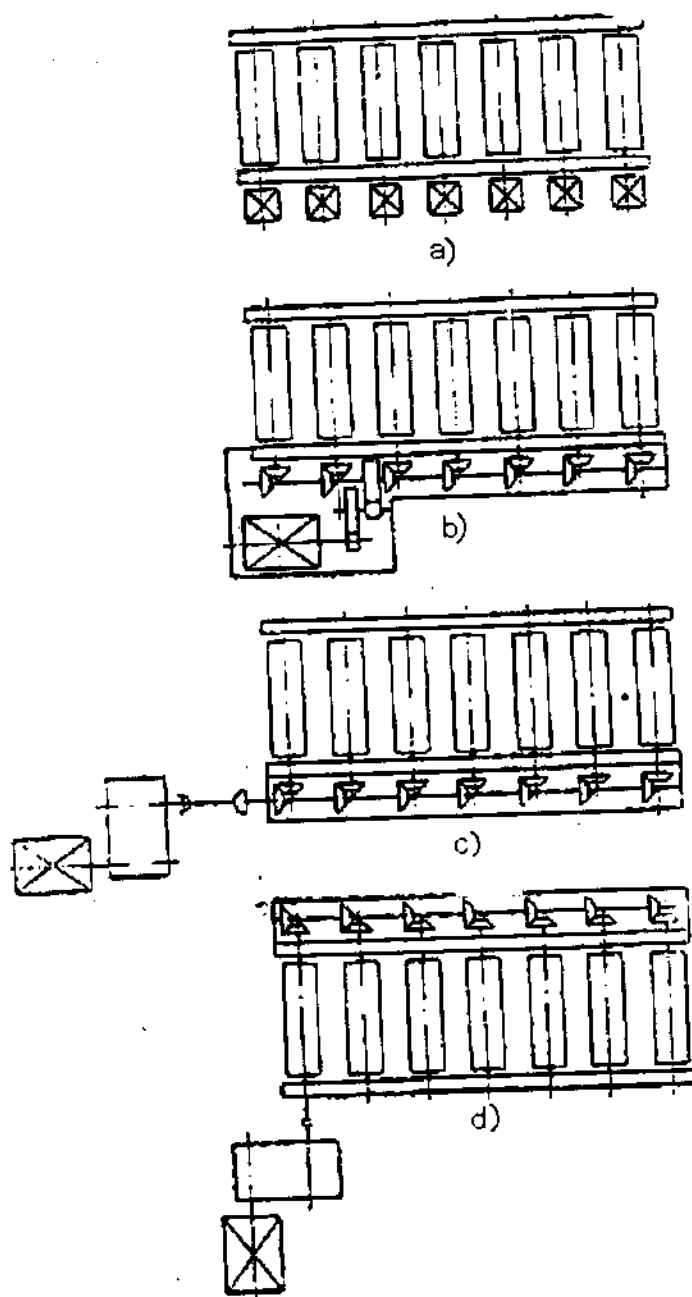


Hình 10.15. Sơ đồ bàn nâng hạ loại nặng.

Độ dài bàn nâng hạ được xác định từ hai điều kiện:

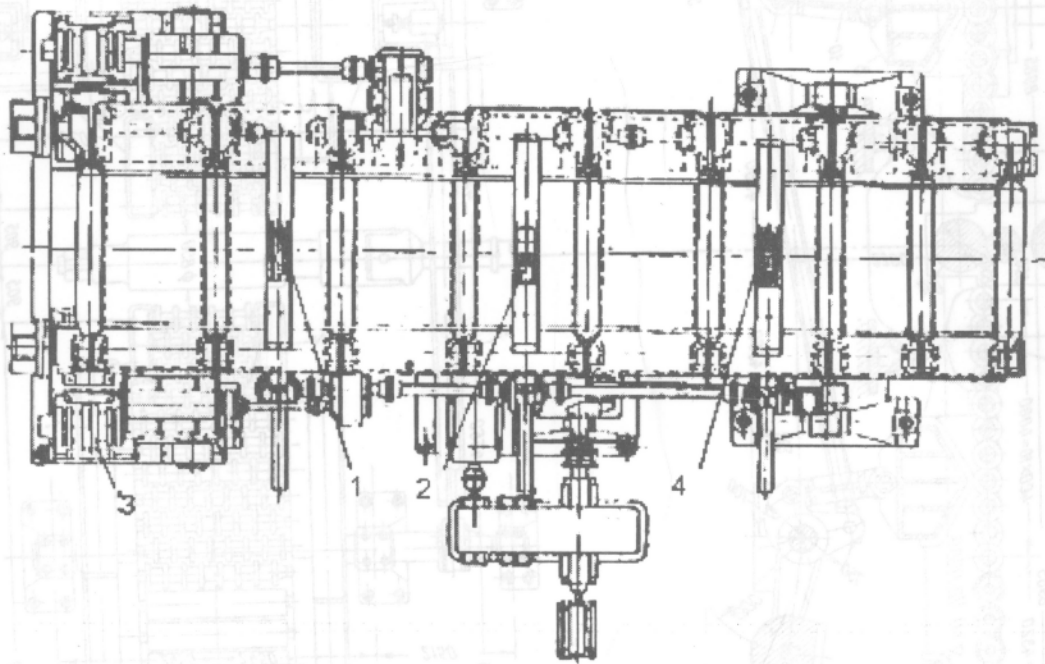
- Khi phôi cán có độ dài nhỏ hơn 10 ÷ 15 m, bàn nâng hạ cũng đóng vai trò sàn công tác có độ dài nhỏ hơn khoảng 2/3 độ dài phôi lớn nhất.
- Góc nghiêng của bàn nâng hạ không lấy lớn hơn tỷ lệ 1: 10 hoặc 1: 15 nhằm đáp ứng độ bền vững khi đưa phôi vào trục cán, tránh uốn phôi.

Con lăn trên bàn nâng hạ dẫn động nhóm hoặc dẫn động riêng rẽ. Nên chúng có trọng lượng không lớn, được đặt ngay trong khung của bàn. Nếu có kích thước và trọng lượng lớn thì được đặt trên nền móng riêng nhằm giảm trọng lượng chung của bàn.



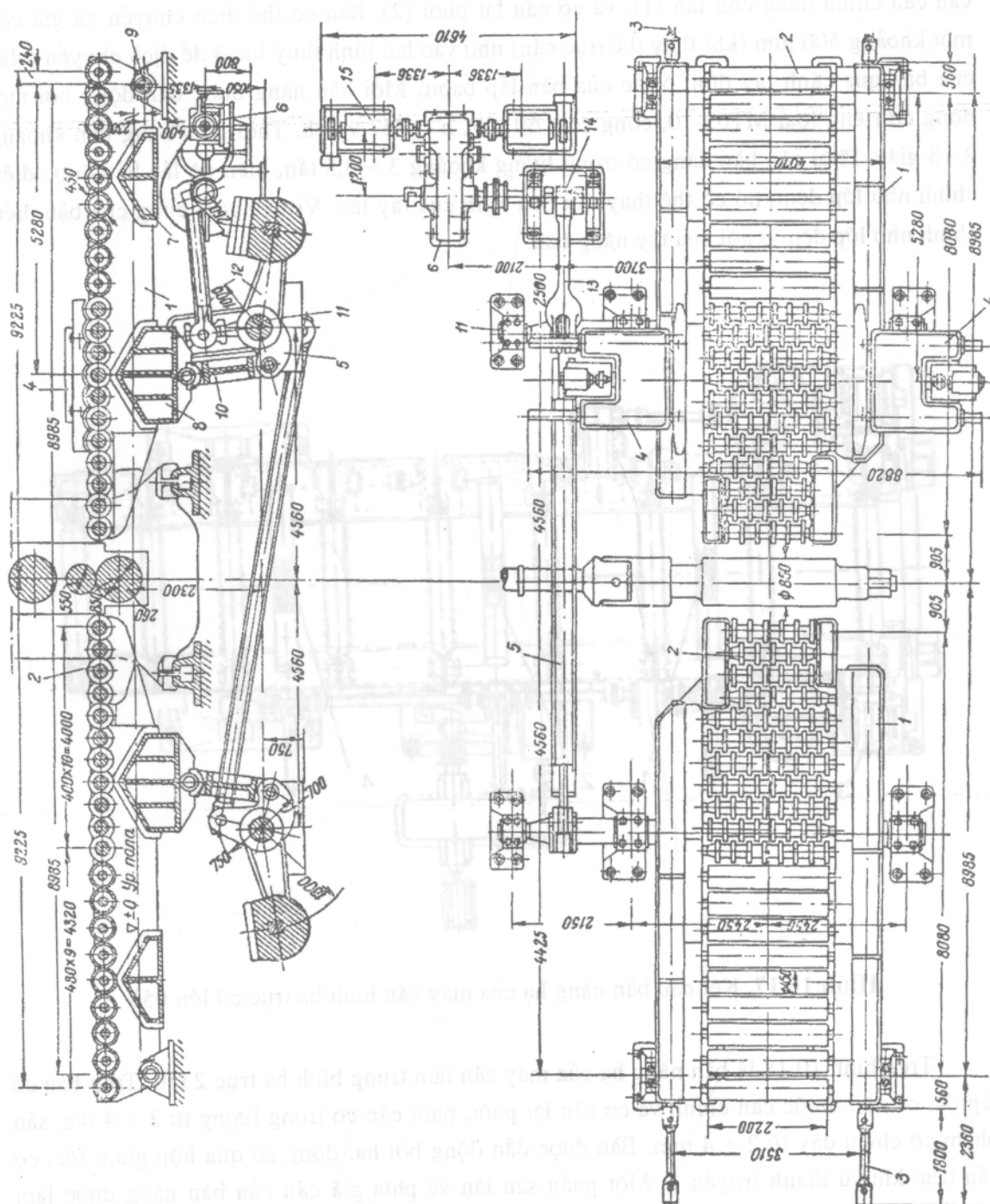
Hình 10.16. Sơ đồ dẫn động con lăn của bàn nâng hạ:
a- dẫn động nhóm; b- dẫn động nhóm - động cơ đặt trên
khung của bàn nâng hạ; c, d- động cơ đặt riêng khung.

Hình 10.17 là bàn nâng hạ của máy cán hình ba trục cỡ lớn 650, trên bàn bố trí hai cơ cấu cân chỉnh dạng con lăn (1), và cơ cấu lật phôi (2). Bàn có thể dịch chuyển xa giá cán một khoảng 500 mm (khi thay thế trục cán) nhờ vào hai bình thủy lực 3 để dịch chuyển ổ lắ của bàn qua cánh tay đòn, ổ lắ của bàn lắp babit. Mỗi bàn nâng được dẫn động bởi một động cơ riêng loại MT63-10, công suất 60 kW, $n = 757$ vg/ph. Thời gian nâng bàn khoảng $2 \div 3$ giây. Phôi cán bàn nâng có trọng lượng khoảng $3 \div 3,5$ tấn, biên độ lắ bàn được điều chỉnh nhờ lớp đệm, nó có thể thay đổi bán kính của tay lắ. Vị trí ngoài cùng của bàn điều chỉnh nhờ lớp đệm ở gối của tay nâng bàn.



Hình 10.17. Kết cấu bàn nâng hạ của máy cán hình ba trục cỡ lớn 650

Trên hình 10.18 là bàn nâng hạ của máy cán tám trục trung bình 2350. Trên bàn có lắp đặt cơ cấu thước cân chỉnh và cơ cấu lật phôi, phôi cán có trọng lượng từ $3 \div 4$ tấn, sản phẩm có chiều dày từ $2 \div 4$ mm. Bàn được dẫn động bởi hai động cơ qua hộp giảm tốc, cơ cấu trục khuỷu thanh truyền 1. Một phần sàn lăn về phía giá cán của bàn nâng được làm dạng đĩa nhằm làm giảm bước của con lăn. Các con lăn chặn lẻ của bàn được dẫn động riêng nhờ trục nối (2). Ngoài ra các con lăn làm dạng côn để có thể lật phôi tám.

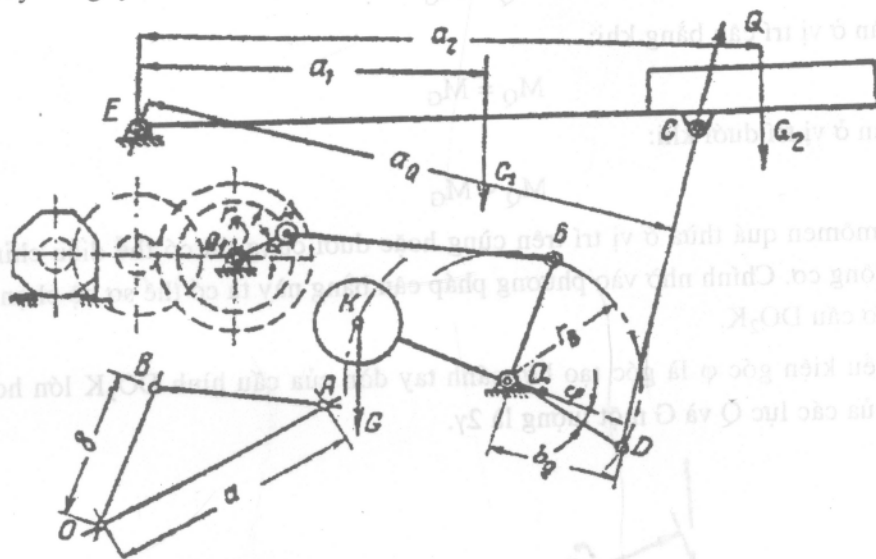


Hình 10.18. Hình chiếu bằng và hình chiếu đứng bàn nâng hạ của máy cán tấm trung bình ba trục 2350.

10.2.2. Tính toán cơ cấu nâng của bàn nâng hạ

Cơ cấu nâng hạ của bàn nâng làm việc theo nguyên tắc con lắc để nâng bàn. Theo nguyên tắc đó, vị trí trung gian của bàn nâng hạ chính là vị trí cân bằng (hoặc bằng lò xo, hoặc bằng đối trọng). Vị trí trên cũng chính là vị trí quá cân bằng. Làm việc theo nguyên tắc này năng lượng được tiết kiệm và bàn tự động chuyển về vị trí trung gian khi có sự cố.

Sau đây là nguyên tắc tính toán cơ cấu nâng bàn.



Hình 10.19. Tải trọng tĩnh tác dụng lên cơ cấu nâng bàn.

a. Xác định tải trọng tĩnh tác dụng lên thanh CD

Từ phương trình mômen đối với điểm E ta có:

$$Q = \frac{G_1 a_1 + G_2 a_2}{a_q} \quad (10-17)$$

trong đó: G_1, G_2 - trọng lượng bàn và phôi ở trên bàn;

a_1, a_2 và a_q - cánh tay đòn của các lực tương ứng với điểm E.

Mômen các lực đối với trục O_2 bằng:

$$M_{o2} = Q b_Q$$

b_Q cánh tay đòn của lực Q đối với điểm O_2 .

Để đơn giản hoá quá trình tính toán, ta cho rằng hướng tác dụng của lực Q không thay đổi, từ đây ta có thể xác định được sơ bộ đối trọng G và cánh tay đòn của nó r_k .

$$Q r_D = G r_k \quad (10-18)$$

trong đó: r_k và r_D là độ dài của cánh tay đòn của khung DO_2K .

Để tránh mômen đà quá lớn, độ dài cánh tay đòn đối trọng thường lấy nhỏ hơn $r_K = (2 \div 2,5)r_D$.

Mômen của đối trọng G đối với điểm O_2 cùng với mômen của lực Q với điểm ấy làm cho bàn nâng hạ làm việc theo nguyên tắc con lắc.

1. Bàn ở vị trí trên cùng khi:

$$M_Q > M_G$$

2. Bàn ở vị trí cân bằng khi:

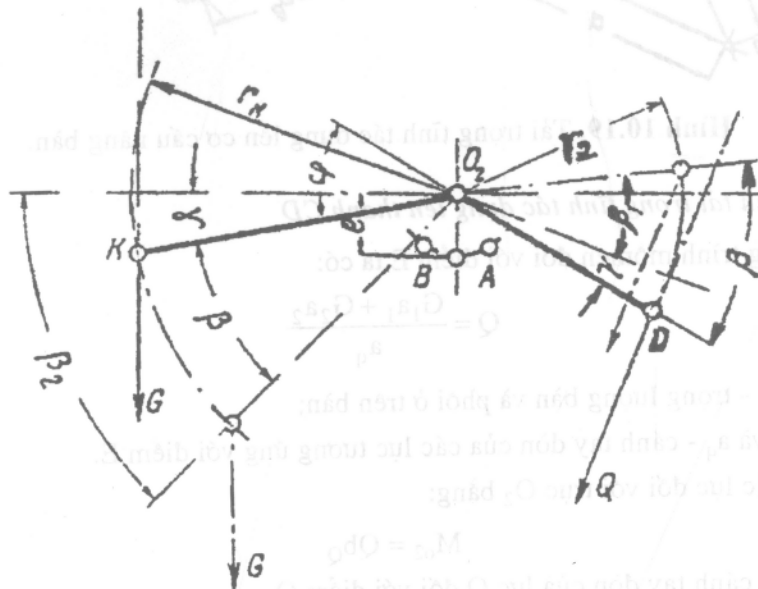
$$M_Q = M_G$$

3. Bàn ở vị trí dưới khi:

$$M_Q < M_G$$

Nếu mômen quá thừa ở vị trí trên cùng hoặc dưới cùng thì có thể điều chỉnh nhờ mở hoặc hãm động cơ. Chính nhờ vào phương pháp cân bằng này ta có thể sơ bộ chọn được kích thước của cơ cấu DO_2K .

Từ điều kiện góc φ là góc tạo bởi cánh tay đòn của cấu hình DO_2K lớn hơn góc tạo bởi hướng của các lực Q và G một lượng là 2γ .



Hình 10.20. Sơ đồ tính lực tác dụng lên cánh tay đòn của cơ cấu cân bằng.

Với điều kiện này ở vị trí bất kỳ của cánh tay đòn các lực Q và G mômen đối trọng của điểm O_2 bằng:

$$M_Q = Qr_D \cos \beta_1$$

$$M_G = Gr_D \cos \beta_2$$

(10-19)

trong đó: β_1, β_2 - góc giữa cánh tay đòn DO_2K và đường vuông góc với hướng lực Q và G từ điểm O_2 .

Từ phương trình (10-18) cơ cấu ở vị trí trung bình khi $\beta_1 = \beta_2 = \gamma$

Góc quay của cánh tay đòn từ vị trí cân bằng β ta có phương trình (10-19) ở dạng:

$$M_Q = Qr_D \cos(\beta \pm \gamma)$$

$$M_G = Gr_D \cos(\beta \pm \gamma)$$

Chú ý phương trình (10-18) ta có hiệu của các mômen ấy là:

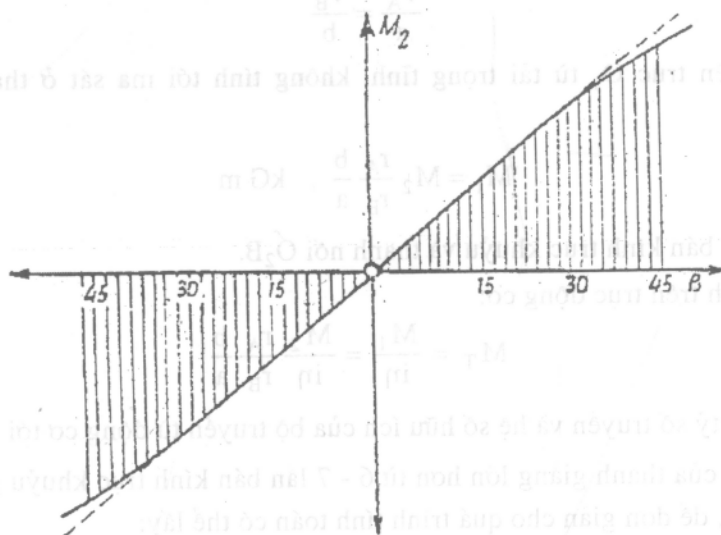
$$M_2 = M_Q - M_G = (Qr_D - Gr_k)[\cos(\beta \pm \gamma) - \cos(\beta \pm \gamma)]$$

hoặc
$$M_2 = \pm 2G r_k \sin \gamma \sin \beta \quad (10-20)$$

Đặt giá trị không đổi: $r_k \sin \gamma = e$, cuối cùng ta có:

$$M_2 = \pm 2G e \sin \beta \quad (10-21)$$

Hệ ở vị trí cân bằng khi $\beta = 0$ tương ứng ở vị trí cân bằng của bàn, toàn bộ sự chuyển động của bàn tương đương với sự chuyển động của con lắc trọng lượng $2G$, bán kính e và biên độ dao động từ điểm A tới điểm B theo qui luật hình sin. Sự biến đổi M_2 phụ thuộc vào $\beta = \pm 30^\circ$, với độ chính xác mà thực tế cho phép có thể thay bằng đoạn thẳng.



Hình 10.21. Sự biến đổi mômen M_2 phụ thuộc vào góc β .

Giá trị biên của M_2 có thể biểu thị qua hệ số không cân bằng,

$$K = \frac{M_{2\max}}{Qr_D} = \frac{M_{2\max}}{r_k G}$$

$$K = 2 \sin \beta_{\max} \sin \lambda$$

Ở bàn nâng nhanh lấy K lớn, ở bàn nâng chậm lấy K nhỏ, với bàn nâng hạ loại nặng $K = 0,1$. Khi đó góc γ ứng với $\beta_{\max} = 20^\circ \div 30^\circ$, $\gamma = 8^\circ 20' \div 5^\circ 40'$.

Giá trị Q lấy giá trị trung bình khi tính toán, thực tế có khi phôi có trọng lượng rất khác nhau (do thay đổi sản phẩm cán). Lại có khi không có phôi trên bàn nâng hạ, khi đó bàn không ở vị trí cân bằng. Vì vậy tổng mômen tĩnh trên trục O_2 có tính tới mất mát do ma sát ở ổ đỡ sẽ là:

$$M_2 = 2Gr_K \sin \gamma \sin \beta + \Delta Q r_D \cos(\beta \pm \gamma) \quad (10-22)$$

trong đó: ΔQ - tải trọng dư ở ổ đỡ D khi bàn không cân bằng do biến đổi đối trọng lượng phôi cán;

M_{ms} - mômen ma sát ở trục ổ O_2 .

Trên hình 10.18 là bàn nâng hạ của máy cán tấm trung bình ba trục 2350. Trên bàn có lắp đặt cơ cấu thước căn chỉnh và cơ cấu lật phôi, phôi cán có trọng lượng từ 3 ÷ 4 tấn, sản phẩm có chiều dày từ 2 ÷ 4 mm. Bàn được dẫn động bởi hai động cơ qua hộp giảm tốc, cơ cấu trục khuỷu thanh truyền (1). Một phần sàn lăn về phía giá cán của bàn nâng được làm dạng đĩa nhằm làm giảm bước của con lăn. Các con lăn chắn lẻ của bàn được dẫn động riêng nhờ trục nối (2). Ngoài ra các con lăn làm dạng côn để có thể lật phôi tấm.

Mômen M_2 sẽ được truyền tới trục khuỷu, ký hiệu tốc độ của các điểm A và B bằng v_A và v_B , theo sơ đồ tốc độ (xem hình 10.18) ta được:

$$\frac{v_A}{a} = \frac{v_B}{b}$$

Mômen trên trục O_1 từ tải trọng tĩnh, không tính tới ma sát ở thanh truyền - trục khuỷu bằng:

$$M_1 = M_2 \frac{r_A}{r_B} \frac{b}{a}, \text{ kG m}$$

trong đó: r_A, r_B - bán kính trục khuỷu và thanh nối O_2B .

Mômen tĩnh trên trục động cơ:

$$M_T = \frac{M_1}{i\eta} = \frac{M_2}{i\eta} \frac{r_A}{r_B} \frac{b}{a} \quad (10-23)$$

trong đó i và η - tỷ số truyền và hệ số hữu ích của bộ truyền từ động cơ tới trục khuỷu.

Nếu độ dài của thanh giăng lớn hơn từ 6 - 7 lần bán kính trục khuỷu góc quay trục O_2 nhỏ hơn 40° ÷ 60° , để đơn giản cho quá trình tính toán có thể lấy:

$$\frac{b}{a} \approx \sin \alpha$$

Góc α - góc quay của trục khuỷu từ vị trí đánh dấu.

Sự phụ thuộc giữa góc α và β tìm bằng đồ thị, nếu thanh giăng có độ dài lớn có thể lấy: $r_B \sin \beta \approx r_A \cos \alpha$. Khi ấy mômen tĩnh trên trục động cơ có thể viết:

$$M_T = [2Gr_K \sin \gamma \sin \beta + \Delta Q r_D \cos(\beta \pm \gamma) + M_{ms}] \frac{r_A}{r_B} \frac{\sin \alpha}{i\eta} \quad (10-24)$$

Nếu bàn có cơ cấu cân bằng bằng lò xo, để bàn làm việc theo nguyên tắc con lăn hệ lò xo tự điều chỉnh, để an toàn thường người ta chọn hệ số K lớn - ứng với việc chọn lò xo có độ cứng lớn.

b. Xác định tải trọng động

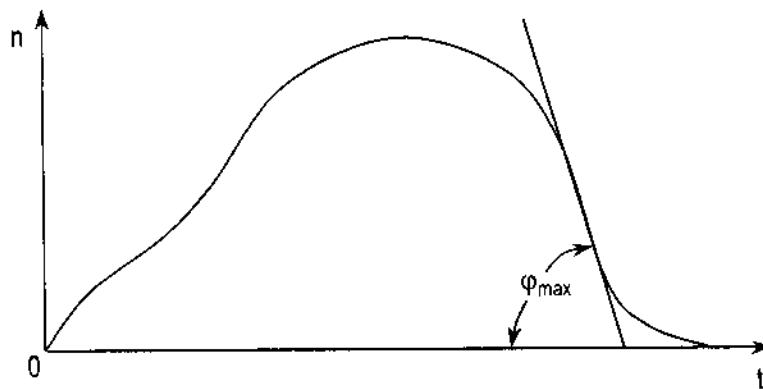
Tải trọng động ở các khâu khác nhau được xác định sau khi đã chọn công suất động cơ, trên cơ sở đồ thị vòng quay của động cơ phụ thuộc vào thời gian, dùng sơ đồ tốc độ $v_B = v_A \cdot \sin \alpha$, dựng đồ thị tốc độ quay trục O_2 vào thời gian. Theo đồ thị xác định được gia tốc góc max:

$$\epsilon_{\max} = \operatorname{tg} \varphi_{\max} \text{ (vg/ph.s)}$$

Tải trọng động lớn nhất ở khớp B xác định được:

$$P_{B\max} = \frac{G.D^2}{375} \epsilon_{\max} \frac{1}{r_B} \quad (10-25)$$

trong đó: GD^2 - mômen đà quy đổi về trục O_2 của các phần quay của cơ cấu.



Hình 10.22. Sự biến đổi tốc độ của trục O_2 phụ thuộc vào thời gian

Tải trọng động ở bất kỳ cơ cấu nào khác của hệ được xác định tương tự:

$$P_{x\text{đg}} = \frac{G.D_x^2}{375} \epsilon_{\max} \frac{1}{\rho_x} \quad (10-26)$$

trong đó: GD_x^2 - mômen đà của các phần quay của cơ cấu quay đổi về trục O_2 ;

ρ_x - bán kính quy đổi - nghĩa là cánh tay đòn của lực động đối với trục O_2 , giá trị của nó được tính:

$$\rho_x = \frac{v_x}{\omega_2}$$

trong đó v_x và ω_2 tốc độ của khâu X và tốc độ góc của trục O_2 .

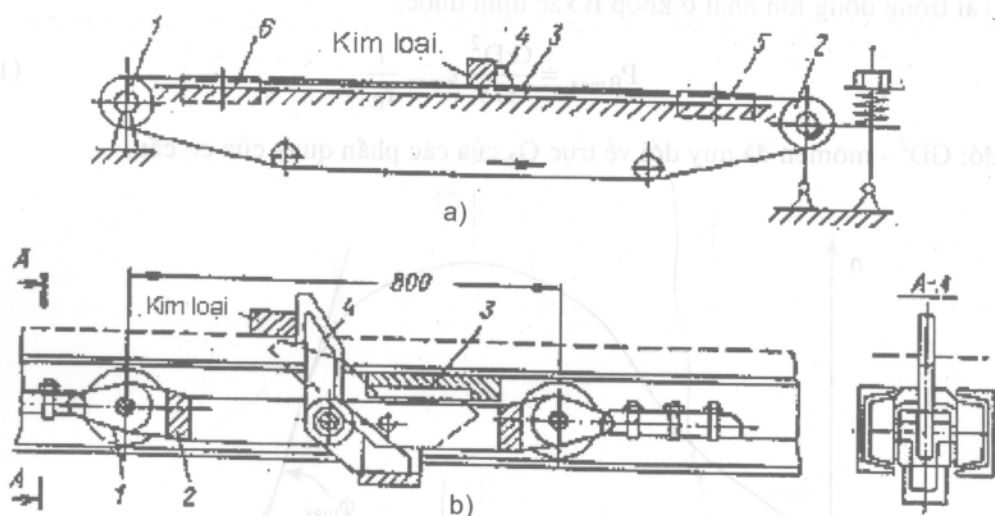
10.3. Máy dịch chuyển ngang

Để dịch chuyển kim loại trong quá trình cán, tinh sửa và làm nguội đã ứng dụng máy dịch chuyển và sản nguội nhiều dạng với kết cấu khác nhau.

10.3.1. Máy dịch chuyển ngang

* Cấu tạo của máy dịch chuyển ngang:

Để dịch chuyển phôi và sản phẩm hình cỡ lớn theo chiều ngang của xưởng cán ứng dụng loại máy dịch chuyển dây cáp và dịch chuyển xích. Trong rất nhiều trường hợp máy dịch chuyển thực hiện nhiệm vụ làm nguội kim loại, trong trường hợp ấy chúng được gọi là máy dịch chuyển sản nguội.



Hình 10.23. Sơ đồ máy dịch chuyển dây cáp:

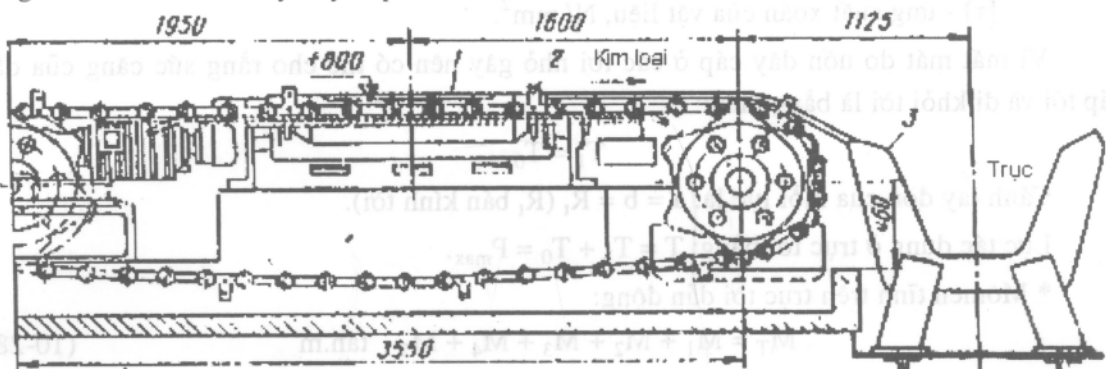
a- sơ đồ nguyên lý; b- kết cấu xe con dịch chuyển.

Trên hình 10.23 là máy dịch chuyển dây cáp, có từ 6 ÷ 8 dây cáp, chúng được kéo bởi tời dẫn động (1) và khối căng (2). Trên tất cả các dây cáp cái nọ sau cái kia được lắp xe con dịch chuyển (3) với mẫu dịch chuyển (4). Khi ở trạng thái làm việc (nghĩa là kéo sang bên trái). Mẫu (4) dịch chuyển kim loại từ sàn lăn (5) chuyển chúng sang sàn lăn (6). Ở trạng thái ngược lại mẫu (4) của xe con “ngã” xuống và chuyển động ở dưới sàn kim loại. Kết cấu của nhiều máy dịch chuyển làm xe con có thể nâng mẫu dịch chuyển (4) ở bất kỳ vị trí nào trong khoảng giữa hai sàn lăn (5) và (6) để dịch chuyển theo phôi (hoặc sản phẩm cán) tùy ý trên sàn ray tấm lát (nền lát có lắp thanh ray xen kẽ dây cáp).

Khi làm việc liên tục, đảo chiều đối với tốc độ dịch từ 1 ÷ 2 m/s, máy dịch chuyển dây cáp có ưu điểm là rất linh động, tích tụ và giải phóng một lượng kim loại lớn, đồng thời làm nguội nó.

Trên hình 10.23b trình bày cấu tạo của xe con, điều lưu ý là nó có cỡ chặn động trên nó lắp mẫu gạt (4). Xe có hai bánh (1), khung xe (2) và trên nó lắp mẫu động (3). Ở vị trí bên phải ngoài cùng, mẫu động (3) được mắc vào ngàm của vỏ (2) và ở trạng thái làm việc. Ở hành trình ngược lại của xe con, mẫu gạt (4) luôn ở vị trí nghiêng nó tựa vào mẫu động (3). Khi ở hành trình tiến lên, mẫu động (3) lại bắt đầu ở vị trí của mình mẫu gạt (4) lại quay lên ở vị trí làm việc.

Máy dịch chuyển dạng xích cũng được dùng rộng rãi như ở dạng máy dây cáp, nó có độ bền nhiệt cao, ngoài ra cơ cấu kéo là bánh xe sao, nó làm việc không đảo chiều, độ cơ động kém hơn so với máy dây cáp.



Hình 10.24. Máy dịch chuyển sản phẩm dạng xích vào hố đóng gói.

Trên hình 10.24 thể hiện máy dịch chuyển dạng xích thu gom sản phẩm cán hình từ sàn lăn (1) vào hố chứa (3). Máy có 6 dây xích, chuyển động với tốc độ 1,1 m/s, bước giữa cơ cấu gạt bằng 1200 mm. Khoảng cách giữa các dây xích là 2000 mm. Độ dài sản phẩm cán hình khoảng 5 - 12 m, trọng lượng phôi khoảng 1200 kg. Bánh răng sao dẫn động bởi động cơ $N = 30$ kW.

Khi khoảng cách giữa sàn lăn đưa sản phẩm tới và đi quá xa nhau người ta ứng dụng máy dịch chuyển kép.

Khác với máy dịch chuyển dạng dây cáp, máy dịch chuyển dạng xích dịch chuyển kim loại nằm ngay trên dây xích của mình, chứ không trượt ở trên sàn.

10.3.2. Mômen và công suất động cơ dẫn động tời máy dịch chuyển dạng dây cáp

Giả sử máy có n dây cáp vận chuyển m phôi (sản phẩm) cán, mỗi phôi có trọng lượng là q ở trạng thái nóng thì:

* Lực căng dây cáp do dịch chuyển kim loại ở trạng thái nóng là:

$$Q = m q f, \text{ tấn} \quad (10-27)$$

trong đó: m - số phôi cán vận chuyển;

q - trọng lượng của mỗi phôi;

f - hệ số ma sát trượt giữa kim loại nóng trên sàn ray ($f = 0,4$).

* Để cho các dây cáp luôn luôn căng ở về phía tời bị dẫn động dùng lò xo nén (xem hình 10.25). Lò xo chịu một lực tối đa bằng:

$$P_{\max} = \frac{\pi d^3}{8 \cdot D_{tb}} [\tau], \text{ tấn}$$

trong đó: d - đường kính dây lò xo, mm ;

D_{tb} - đường kính trung bình của lò xo, mm ;

$[\tau]$ - ứng suất xoắn của vật liệu, N/mm².

Vì mất mát do uốn dây cáp ở các tời nhỏ gây nên có thể cho rằng sức căng của dây cáp tới và đi khỏi tời là bằng nhau:

$$T_1 = T_0$$

Cánh tay đòn của mỗi lực là: $a = b = R_1$ (R_1 bán kính tời).

Lực tác dụng ở trục tời bằng: $T = T_1 + T_0 = P_{\max}$.

* Mômen tĩnh trên trục tời dẫn động:

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5, \text{ tấn.m} \quad (10-28)$$

trong đó: M_1 là mômen cần thiết để dịch chuyển m phôi kim loại:

$$M_1 = Q \frac{D_T}{2} \quad (D_T - \text{đường kính của tời, mm});$$

M_2 là mômen cần thiết để dịch chuyển số xe con không tiếp xúc với kim loại (thực tế số xe con này không làm việc do lắp đặt, do mòn máng gạt... mỗi xe con có trọng lượng là g):

$$M_2 = gK \frac{D_T}{2} \quad (K \text{ là số xe con không tiếp xúc với kim loại});$$

M_3 là mômen ma sát ở tất cả các ổ đỡ trục căng dây cáp :

$$M_3 = nT_0\mu \frac{d_0}{2}$$

trong đó: μ - hệ số ma sát ở ổ đỡ trục phía căng dây;

d_0 - đường kính ổ trục phía căng dây, mm.

M_4 là mômen ma sát ở các ổ đỡ trục dẫn động tời kéo :

$$M_4 = K \cdot T_1 \mu_1 \frac{d_1}{2}$$

trong đó: μ_1 - hệ số ma sát ở ổ đỡ trục dẫn động ;

d_1 - đường kính ổ trục dẫn động, mm ;

M_5 là mômen cần thiết để dịch chuyển các xe con làm việc và trọng lượng kim loại tác dụng lên nó:

$$M_s = I \left(T + \frac{Q}{I} \right) \mu_1 \frac{d_1}{2}$$

trong đó: I - số dây cáp có xe con làm việc $I = (n - K)$;

μ_1 - hệ số ma sát ở ổ đỡ trực dẫn động;

d_1 - đường kính ổ đỡ trực dẫn động, mm.

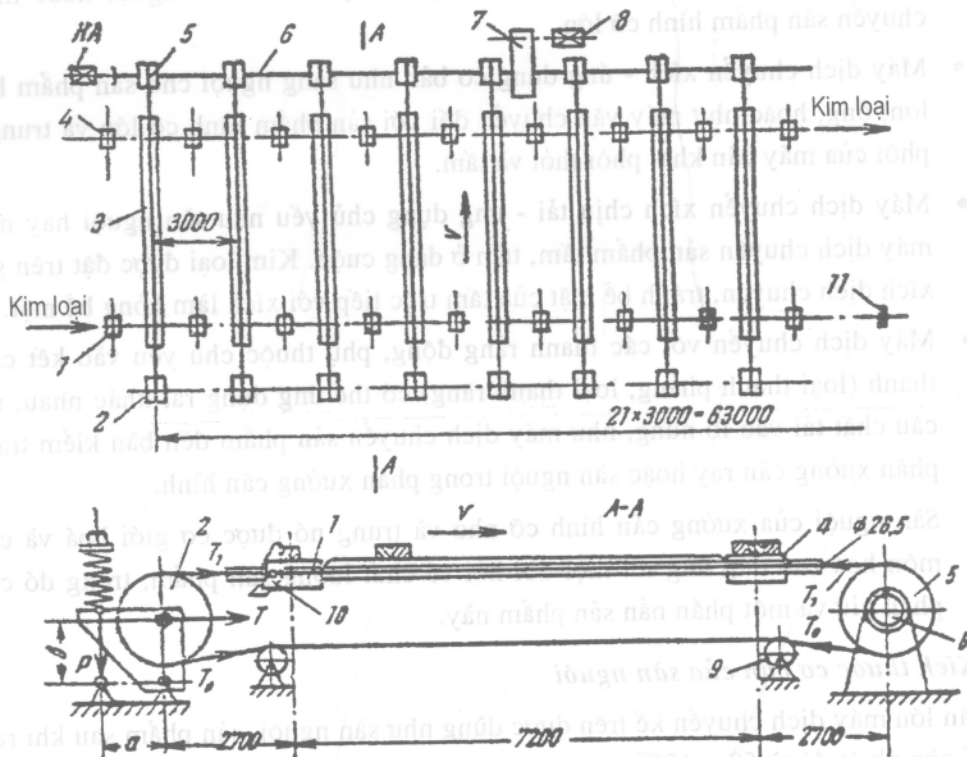
* Công suất động cơ dẫn động tời kéo bằng:

$$N_{dc} = \frac{M_T \omega_{tời}}{i \eta}, \text{ kW} \quad (10-29)$$

trong đó: ω_T - tốc độ của tời kéo, 1/s;

i - tỉ số truyền;

η - hệ số hữu ích của bộ truyền.



Hình 10.25. Sơ đồ tính toán máy dịch chuyển của kim loại dạng dây cáp:

- 1- sàn lăn dẫn kim loại tới; 2- hệ thống tời căng dây cáp; 3- đường ray để kim loại trượt; 4- sàn lăn dẫn kim loại đi; 5- hệ thống tời dẫn động dây cáp; 6- trục dẫn động tời kéo; 7- hộp giảm tốc; 8- động cơ; 9- con lăn tựa; 10- xe con mẫu gạt; 11- cỡ chặn.

10.4. Sàn nguội

10.4.1. Công dụng và phân loại sàn nguội

Sàn nguội là một thiết bị dùng để làm nguội kim loại sau khi cán, đồng thời để dịch chuyển nó.

Phần lớn sàn nguội thực hiện dịch chuyển kim loại theo chiều ngang phân xưởng - theo chiều vuông góc với chiều chuyển động của vật cán sau khi ra khỏi trục. Theo hướng chuyển động của vật cán chỉ được ứng dụng cho sàn nguội của xưởng cán tấm.

Theo nguyên lý này sàn nguội của xưởng cán hình, các xưởng cán ống đều là thiết bị vận chuyển phôi, sản phẩm cán đến nơi cán gia công. Cũng chính trong quá trình vận chuyển ấy kim loại được làm nguội đến nhiệt độ nhất định.

Về nguyên lý làm việc và công dụng của máy dịch chuyển và sàn nguội có thể chia ra:

- Máy dịch chuyển dây cáp - ứng dụng chủ yếu như sàn nguội hoặc máy vận chuyển sản phẩm hình cỡ lớn.
- Máy dịch chuyển xích - ứng dụng cơ bản như sàng nguội cho sản phẩm hình cỡ lớn, ống, hoặc như máy vận chuyển đối với sản phẩm hình cỡ lớn và trung bình, phôi của máy cán khai phôi thổi và tấm.
- Máy dịch chuyển xích chịu tải - ứng dụng chủ yếu như sàn nguội hay như các máy dịch chuyển sản phẩm tấm, tấm ở dạng cuộn. Kim loại được đặt trên giá của xích dịch chuyển, tránh bề mặt của tấm trực tiếp với xích làm hỏng bề mặt.
- Máy dịch chuyển với các thanh răng động, phụ thuộc chủ yếu vào kết cấu của thanh (loại thanh phẳng, loại thanh răng) có thể ứng dụng rất khác nhau, như cơ cấu chất tải vào lò nung, như máy dịch chuyển sản phẩm đến bàn kiểm tra trong phân xưởng cán ray hoặc sàn nguội trong phân xưởng cán hình.
- Sàn nguội của xưởng cán hình cỡ nhỏ và trung nó được cơ giới hoá và chuyên môn hoá cao đáp ứng tốt mọi đòi hỏi về chất lượng sản phẩm, trong đó có một phần giữ và một phần nắn sản phẩm này.

10.4.2. Kích thước cơ bản của sàn nguội

Phần lớn máy dịch chuyển kể trên được dùng như sàn nguội, sản phẩm sau khi ra khỏi sàn nguội còn nhiệt độ từ $50 \div 100^\circ$.

* Độ dài của sàn nguội

Với sự dịch chuyển ngang của kim loại lấy bằng độ dài lớn nhất của phôi, ở từng máy cán khác nhau có giá trị như sau:

- Máy cán ray, cán hình trung bình và lớn, kim loại thường được cắt trước khi vào sàn nguội vì vậy sàn nguội có độ dài khoảng $33 \div 36$ m.

- Máy cán hình nhỏ và trung bình 300 và 350, độ dài sàn nguội từ 60 ÷ 110 m.
- Máy cán nhỏ 225 ÷ 300, kim loại được cắt bằng máy cắt bay trước khi tới sàn nguội, độ dài sàn nguội vào khoảng 100 ÷ 150 m.
- Máy cán tấm dầy có độ dài trung bình từ 20 ÷ 27 m.
- Máy cán tấm liên tục từ 80 ÷ 100 m

*** Chiều rộng sàn nguội**

Là độ dài đo được theo chiều chuyển động của kim loại, được xác định theo năng suất của máy cán và thời gian làm nguội sản phẩm cán.

Tổng quãng đường làm nguội kim loại trên sàn nguội được tính theo công thức:

$$B = \frac{Q}{G} at \quad (10-30)$$

trong đó: Q, G - năng suất giờ lớn nhất của máy cán và trọng lượng một phôi kim loại, T;

a - bước của sàn nguội hay khoảng cách giữa hai phôi, m;

t - thời gian làm nguội một phôi kim loại, giờ.

Kim loại được làm nguội trên sàn nguội chủ yếu nhờ vào sự bức xạ, đối lưu và sự dẫn nhiệt ở chỗ tiếp xúc giữa vật cán với sàn nguội. Sự truyền nhiệt nhờ tiếp xúc dùng nhiều trong cán tấm, đôi khi còn làm nguội bằng nước.

Số lượng nhiệt năng dQ truyền vào môi trường xung quanh, trong thời gian dt nhờ phương pháp bức xạ, được xác định theo công thức:

$$dQ = FC \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T'}{100} \right)^4 \right] dt \quad (10-31)$$

trong đó: F - bề mặt toả nhiệt, m²;

T, T' - nhiệt độ tuyệt đối giữa bề mặt kim loại cần làm nguội và môi trường xung quanh vào thời điểm tính;

C - hằng số bức xạ, $\frac{\text{kcal } 100^4}{\text{m}^2 \text{ giờ } (10^3 \text{ Tyd})^4}$

Giá trị C có thể biểu diễn như sau:

$$C = \varepsilon C_s$$

trong đó: C_s - hằng số bức xạ của vật đen tuyệt đối có cùng đơn vị với C và có giá trị bằng 4,88 ÷ 5,20;

ε - hệ số không đơn vị, phụ thuộc vào bề mặt bức xạ, đối với thép cán ε = 0,90.

Vì vậy: $C = 4,4 \frac{\text{kcal } 100^4}{\text{m}^2 \text{ giờ } (10^3 \text{ Tyd})^4}$

Ta cho rằng độ chênh lệch nhiệt độ bên trong kim loại và bên ngoài trong quá trình xem xét không thay đổi, số lượng nhiệt năng có thể thay đổi theo biểu thức:

$$dQ = GcdT \quad (10-32)$$

trong đó: G - trọng lượng kim loại, kg;
c - nhiệt dung, kcal/kgđộ.

Xét biểu thức (10-31) do cách biệt quá lớn giữa nhiệt độ vật cán và môi trường xung quanh, lại nâng lên bậc bốn, thành phần thứ 2 có thể bỏ qua. Kết hợp biểu thức (10-32) ta có:

$$dQ = \frac{Gc}{FC} \left(\frac{100}{T} \right)^4 dT$$

Từ đây thời gian làm nguội kim loại do bức xạ nhiệt T_1 đến T_2 , không tính tới quá trình tạo nhiệt do kết tinh lại được xác định bằng cách tích phân hai vế từ T_1 đến T_2 .

$$t = 0,033 \frac{Gc}{FC} \left[\left(\frac{1000}{T_2} \right)^3 - \left(\frac{1000}{T_1} \right)^3 \right], \text{ giờ} \quad (10-33)$$

Cần lưu ý khi kim loại nguội đến $500 \div 700^\circ\text{C}$, vai trò giảm nhiệt do đối lưu có một ý nghĩa rất lớn. Vì vậy thời gian làm nguội kim loại tới nhiệt độ $100 \div 150^\circ\text{C}$ theo phương trình (10-33) tăng lên khoảng 1,2 đến 1,8 lần. Đặc biệt thấy rõ đối với kim loại là sản phẩm cán hình.

Thời gian làm nguội kim loại sau khi cán cũng có thể xác định theo:

$$t = \frac{G}{F} t_0, \text{ giờ} \quad (10-34)$$

trong đó: G và F - trọng lượng phôi cán, bề mặt toả nhiệt, (kg và m^2);

t_0 - thời gian làm nguội 1kg sản phẩm cán với bề mặt toả nhiệt 1 m^2 .

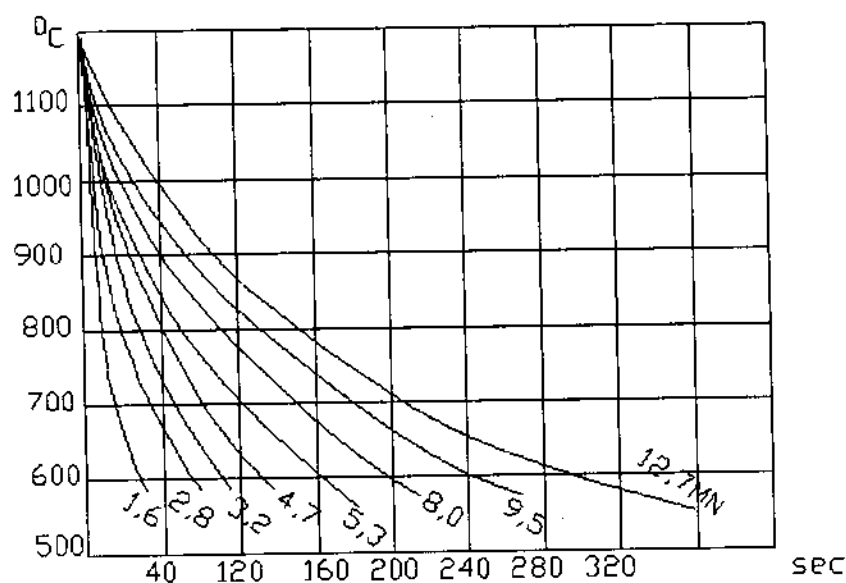
Thời gian t_0 của sản phẩm cán có độ dày khác nhau khi làm nguội từ 850° xuống $100 \div 50^\circ$ trong bảng (10.1) (cho sản phẩm hình lớn và tấm).

Bảng 10.1. Thời gian làm nguội sản phẩm thép cán từ 850° tới $100 \div 50^\circ$ đối với 1 kg sản phẩm cán và bề mặt toả nhiệt 1 m^2 .

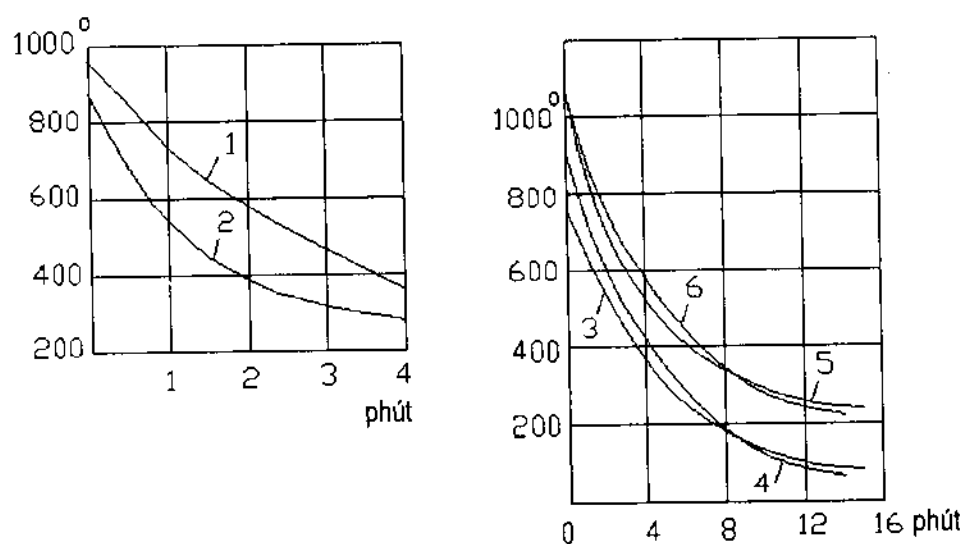
Độ dày sản phẩm mm	Tốc độ của dòng không khí m/s	Thời gian làm nguội (giờ)	
		100°	50°
20	0	0,012	0,018
	2	0,007	0,010
50	0	0,013	0,021
	2	0,009	0,013
100	0	0,015	0,022
	2	0,011	0,016

* Thời gian làm nguội ray IA và IIA trên giá là 3 giờ 20 phút và 4 giờ.

Trên hình 10.26 và 10.27 là thời gian làm nguội thép hình và thép tấm, kết quả thu được từ quan sát thực tế.



Hình 10.26. Thời gian làm nguội thép tấm có độ dày khác nhau.



Hình 10.27. Thời gian làm nguội sản phẩm thép hình, kết quả do quan sát thực tế:

- 1- thép góc $63,5 \times 53,5 \times 6,4$ mm; 2- thép góc $24,4 \times 25,4 \times 3,2$ mm;
3- thép góc 35×35 mm; 4- thép tròn $\varnothing 10$; 5- thép tròn $\varnothing 16$; 6- thép tròn $\varnothing 25$.

10.4.3. Sàn nguội của máy cán hình cỡ nhỏ và trung bình

* Cấu tạo sàn nguội

Sàn nguội của máy cán hình cỡ nhỏ và trung bình yêu cầu đáp ứng các đòi hỏi sau:

- Vận chuyển kim loại đến đúng địa chỉ.
- Trong quá trình vận chuyển không làm uốn và vận sản phẩm cán và một phần giúp nắn thẳng kim loại.
- Không để kim loại trượt trên bề mặt sàn nguội làm xước sản phẩm.
- Đáp ứng đòi hỏi của tự động hoá cao và có thể điều chỉnh được quá trình làm nguội.

Tất cả các đòi hỏi này đều làm cho sàn nguội có cấu tạo phức tạp và khối lượng khá lớn. Ví dụ: máy cán 250 ÷ 300 sàn nguội lên tới 1000 ÷ 1500 tấn, chiếm 50% tổng trọng lượng toàn xưởng.

Cấu tạo của sàn nguội xưởng cán hình rất đa dạng, phức tạp, một số dạng thép đặc biệt như thép ray, ngoài quá trình làm nguội còn phải đáp ứng thêm quá trình nhiệt luyện, không làm nguội nhanh ảnh hưởng xấu đến chất lượng sản phẩm. Các loại sàn nguội đặc biệt được trình bày ở các tài liệu chuyên khảo. Ở đây chỉ đề cập đến các tài liệu phổ thông nhất.

Sàn nguội cần đặt xa giá cán một khoảng cách là S để sản phẩm cán kịp hãm lại bởi lực ma sát trên các sàn lăn.

$$S = \frac{v^2}{2g\mu} \quad (10-35)$$

trong đó: v - tốc độ ra khỏi giá cán của kim loại;

μ , g - hệ số ma sát trượt và gia tốc trọng trường.

Với máy cắt bay đặt trước sàn nguội để cắt phân đoạn, cần lưu ý sau khi cắt sản phẩm cán đủ thời gian để nguội sơ bộ và áp dụng sự làm việc nhịp nhàng của sàn nguội, phôi nọ sau phôi kia không bị dồn ứ.

Sàn nguội có hai loại: Loại một phía của sàn lăn và loại hai phía của sàn lăn (vị trí của nó so với sàn lăn dẫn). Loại hai phía có năng suất cao làm việc độc lập với nhau nó có thể phục vụ cho máy cán trùng nhiều sợi.

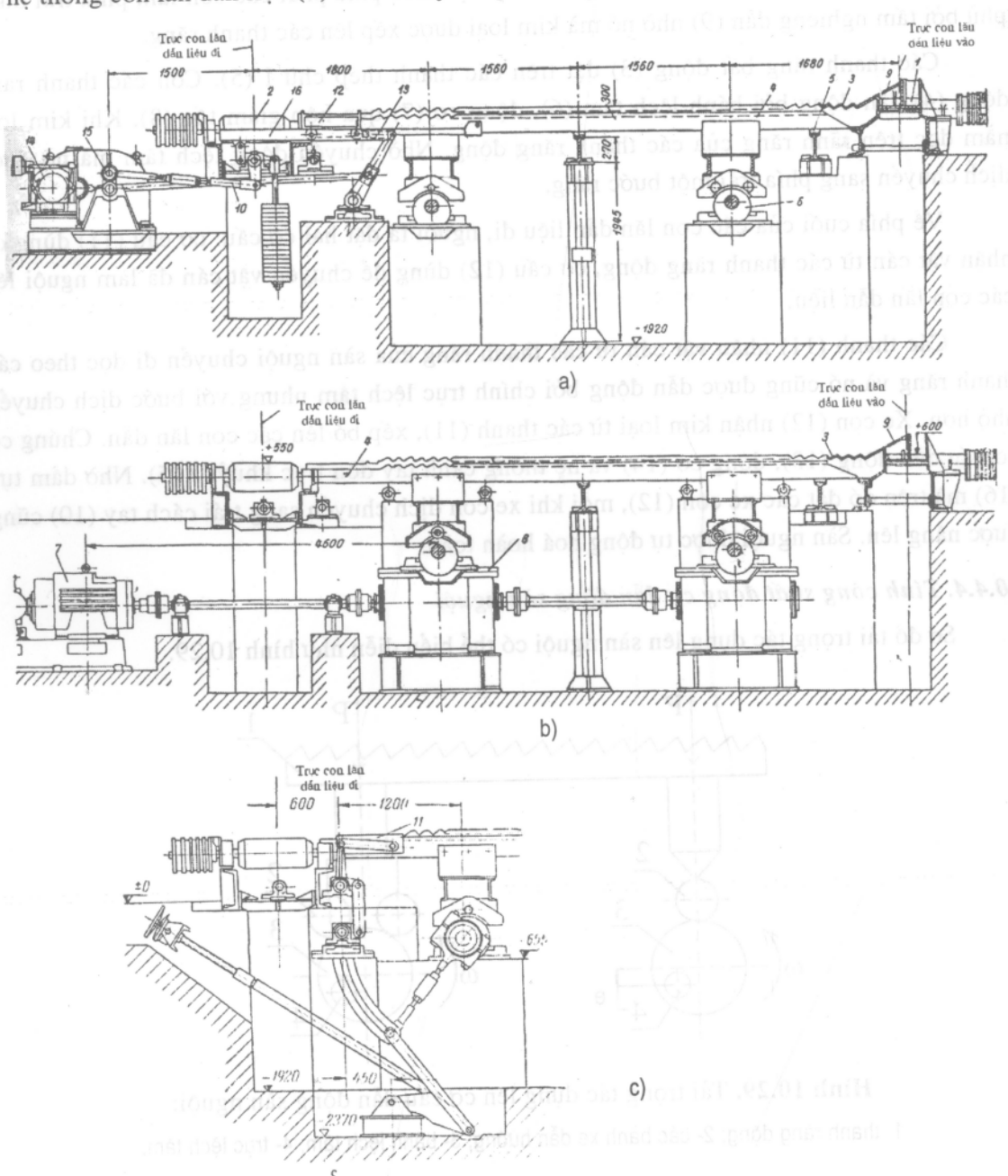
Sàn nguội gồm các bộ phận chính sau đây:

- Cơ cấu hất cùng với sàn lăn dẫn sản phẩm tới sàn nguội.
- Bản thân sàn nguội.
- Cơ cấu đặt sản phẩm lên sàn dẫn.

* Cơ cấu hất

Dùng để chuyển kim loại từ sàn lăn dẫn tới lên sàn nguội, có cơ cấu hất một phía và cơ cấu hất hai phía, có thể hất một lúc hai phôi kim loại. Cơ cấu hất cần có bộ phận dẫn động riêng rẽ, làm việc độc lập không phụ thuộc vào các nguyên công tiếp theo. Kết cấu của các cơ cấu hất rất khác nhau.

Trên hình 10.28 là sơ đồ kết cấu sàn ngội dạng thanh răng của máy cán hình cỡ nhỏ 250. Con lăn dẫn liệu (1), hệ thống thanh răng bất động (3), hệ thống thanh răng động (4), và hệ thống con lăn dẫn liệu (2) đi tới máy cắt phân đoạn.



Hình 10.28. Kết cấu sàn ngội dạng thanh răng của xưởng cán hình nhỏ 250

(Theo thiết kế của LK.5.M.M – Liên Xô):

a- hình chiếu đứng; b- hình cắt dọc theo trục lệch tâm;

c- cơ cấu xếp vật cán từ các thanh răng lên các con lăn dẫn.

Đọc theo chiều dài các con lăn dẫn liệu được đặt cơ cấu hất vật cán từ các con lăn lên sàn nguội. Hệ thống các con lăn dẫn liệu được chia thành các đơn nguyên khác nhau. Khi kim loại chuyển động tịnh tiến từ máy cắt bay dọc theo phía phải các con lăn, phía trái được phủ bởi tấm nghiêng dẫn (9) nhờ nó mà kim loại được xếp lên các thanh răng.

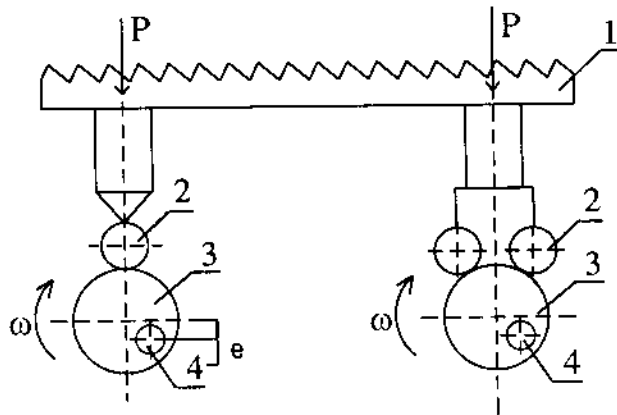
Các thanh răng bất động (8) đặt trên các thanh thép chữ I (5). Còn các thanh răng động (4) dẫn động bởi bánh lệch tâm (6), động cơ (7) qua hộp giảm tốc (8). Khi kim loại nằm dọc trên rãnh răng của các thanh răng động. Nhờ chuyển động lệch tâm mà nó được dịch chuyển sang phía trái một bước răng.

Về phía cuối của các con lăn dẫn liệu đi, người ta đặt hai cơ cấu: cơ cấu (11) dùng để nhận vật cán từ các thanh răng động, cơ cấu (12) dùng để chuyển vật cán đã làm nguội lên các con lăn dẫn liệu.

Các thanh (11) nhận vật cán từ các thanh răng của sàn nguội chuyển đi dọc theo các thanh răng và nó cũng được dẫn động bởi chính trục lệch tâm nhưng với bước dịch chuyển nhỏ hơn. Xe con (12) nhận kim loại từ các thanh (11), xếp bó lên các con lăn dẫn. Chúng có cơ cấu dẫn động (13), động cơ (14) và hệ thống cánh tay đòn trục khuỷu (15). Nhờ dầm tựa (16) mà trên đó đặt các xe con (12), mỗi khi xe con dịch chuyển sang trái cánh tay (10) cũng được nâng lên. Sàn nguội được tự động hoá hoàn toàn.

10.4.4. Tính công suất động cơ dẫn động sàn nguội

Sơ đồ tải trọng tác dụng lên sàn nguội có thể biểu diễn như hình 10.29.



Hình 10.29. Tải trọng tác dụng lên cơ cấu dẫn động sàn nguội:

1- thanh răng động; 2- các bánh xe dẫn hướng; 3- bánh lệch tâm; 4- trục lệch tâm.

Gọi tải trọng đặt lên các bánh lệch tâm đặt dọc phía dưới gầm sàn nguội về một phía là P:

$$P = \frac{Q_{KL} + G_{TRD}}{2} \quad (10-36)$$

trong đó: Q_{KL} - trọng lượng của toàn bộ vật cần trên sàn nguội (kN) ;

G_{TRD} - trọng lượng của các thanh răng động (kN).

Mômen cần thiết để quay bánh lệch tâm là:

$$M_{BKLT} = 2 \frac{(Q_{KL} + G_{TRD})}{2} e + 2 \frac{Q_{KL} + G_{TRD}}{2} d \mu \quad (10-37)$$

trong đó: e - độ lệch tâm, m;

d - đường kính trục lệch tâm, m ;

μ - hệ số ma sát ổ đỡ.

Công suất động cơ dẫn động bánh lệch tâm được tính:

$$N_{DCT} = \frac{M_{BLT}}{i\eta} \omega_{DC} \quad (10-38)$$

trong đó: i - tỉ số truyền của cơ cấu dẫn động ($i \geq 50$);

η - hệ số hữu ích của bộ truyền.

Căn cứ vào N_{DC} tính được chọn động cơ sao cho có $[N_{DC}]_{bảng} \geq N_{DCT}$ và số vòng quay (n) thích hợp.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Xelicov A. I., Xmirnov B. B. Prokatnue Xtanu. M., "Metallurgia"; 1961.
2. A. Tselikov. Stress and strain in metal rolling. M., "Metallurgia"; 1962.
3. Corolev A. A. Mekhanicheskoe oborudovanie prokatnukh Xekhov. M., "Metallurgia"; 1965.
4. Corolev A. A. Conxtrukhcia I Rakhachot mashin I mekhanhidmov Prokatnukh Xekhov. M., "Metallurgia"; 1969.
5. A. Geleji. Fore equipment rolling mills and accessries. Budapest; 1967.
6. Xelicov A. I., Polukhin P. I. và những người khác. Mashinnue I Agregatu. Metallurgicheskikh davodov. M., "Metallurgia"; 1981.
7. P. Polukhin, N. Fedosov, Y. Mataveyev. Rolling mill practice. Peace publishers, Mosow, 1980.
8. Xelicov A. I., Nhikitin G. C., Rokhotian C. E. Teoria Prokatiki. M., "Metallurgia"; 1980.
9. Trần Thọ. Giáo trình thiết bị cơ khí nhà máy cán thép. ĐHKT CN Thái Nguyên, 1995.
10. Khimich B. K. Mekhanicheskoe oborudovanie xekhov kholodnoi prokatki. M., "Mashinostroenie"; 1972.

206040



Giá: 46.000 đ