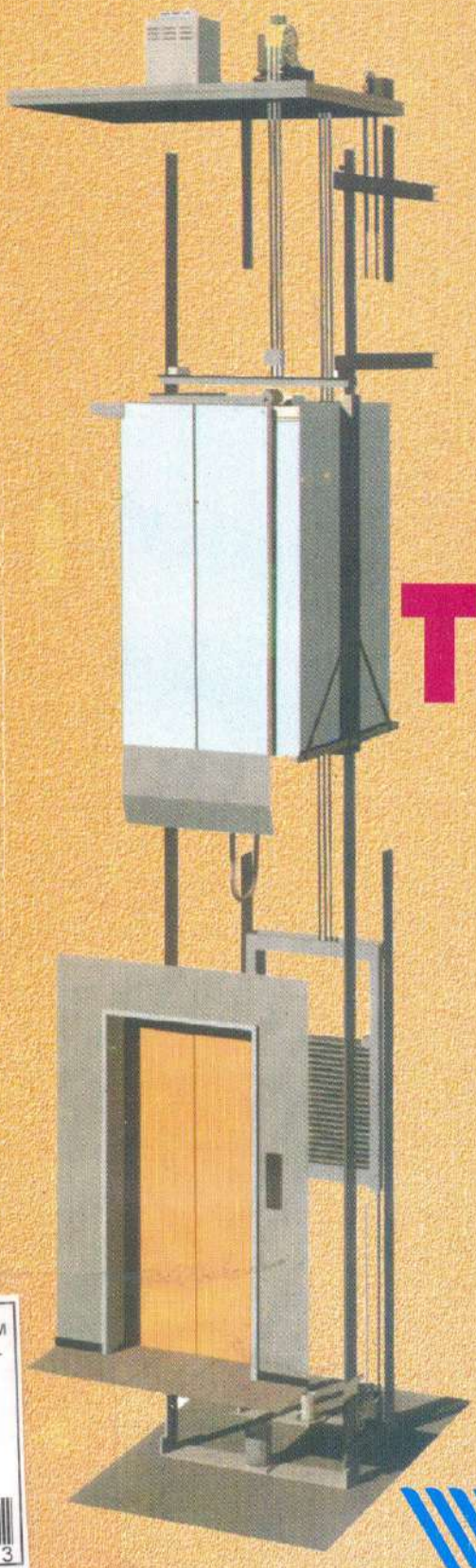
NGUYỄN DANH SƠN



THANG MÁY

HCM
73

NHÀ XUẤT BẢN
ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP. HỒ CHÍ MINH

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA

Nguyễn Danh Sơn

THANG MÁY

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP.HCM
THƯ VIỆN
60473

NHÀ XUẤT BẢN ĐẠI HỌC QUỐC GIA
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH - 2003

MỤC LỤC

Lời nói đầu 7

Phần mở đầu

0.1 Đặc điểm chung của thang nâng 9

0.2 Sự phát triển kết cấu thang nâng 11

Phần thứ nhất

THANG MÁY **14**

Chương 1

ĐẶC ĐIỂM CHUNG CỦA THANG MÁY 14

1.1 Phân loại thang máy 14

1.2 Những yêu cầu đối với thang máy 18

1.3 Các thông số cơ bản và tính toán năng suất của thang máy 21

1.4 Nguyên tắc chung về tính bền thang máy 28

Chương 2

CÂN BẰNG THANG MÁY VÀ HỆ THỐNG TREO CABIN 32

2.1 Các hệ thống cân bằng thang máy 32

2.2 Hệ thống treo cabin và đối trọng 36

2.3 Cáp thép dùng cho thang máy 39

Chương 3

CABIN THANG MÁY 42

3.1 Kết cấu cabin - Vỏ bao che và sàn cabin 42

3.2 Cửa cabin 46

3.3 Guốc tựa 51

3.4 Xác định kích thước và tính bền cabin 55

Chương 4

BỘ TỜI THANG MÁY 62

4.1 Đặc điểm chung của bộ tời thang máy 62

4.2 Tính động cơ 71

4.3 Tính tang và puli dẫn cáp 76
4.4 Tính toán phanh 83
Chương 5
BỘ HÃM BẢO HIỂM VÀ BỘ HẠN CHẾ TỐC ĐỘ 87
5.1 Đặc điểm chung của bộ hãm bảo hiểm 87
5.2 Thiết bị kẹp của bộ hãm bảo hiểm 88
5.3 Cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm 100
5.4 Bộ hạn chế tốc độ 102
Chương 6
LẮP ĐẶT THANG MÁY Ở CÁC TÒA NHÀ 109
6.1 Vật liệu và kết cấu giếng thang 109
6.2 Cửa tầng 112
6.3 Dẫn hướng cabin 115
6.4 Bộ phận giảm chấn 119
6.5 Buồng máy 125
Chương 7
HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN THANG MÁY 127
7.1 Nguyên lý làm việc của hệ thống điều khiển 127
7.2 Khí cụ điều khiển 131
THIẾT BỊ MỞ MÁY CỦA THANG MÁY 132
CÁC BỘ CHUYỂN ĐỔI TẦNG 134
7.3 Các sơ đồ điều khiển thang máy 137

Phần thứ hai

THANG MÁY NHIỀU CABIN VÀ THANG NÂNG CHUYÊN DÙNG 144

Chương 8
THANG MÁY NHIỀU CABIN 144
8.1 Đặc điểm chung 144
8.2 Các cơ cấu của thang máy nhiều cabin 146
8.3 Nguyên tắc tính toán 150

Chương 9

THANG NÂNG CÓ LỒNG 154

9.1 Đặc điểm chung 154

9.2 Lồng thang và dẫn hướng 156

9.3 Cáp nâng và cáp cân bằng 161

9.4 Cơ cấu nâng 164

9.5 Thiết bị phanh 169

9.6 Thiết bị an toàn và thiết bị điều khiển 174

9.7 Nguyên tắc tính toán 178

Chương 10

THANG NÂNG DÙNG XE KÍP 182

10.1 Đặc điểm chung 182

10.2 Xe kíp và dẫn hướng 184

10.3 Cơ cấu nâng 188

10.4 Thiết bị chất tải và hệ thống điều khiển 190

10.5 Nguyên tắc tính toán 194

Chương 11

THANG NÂNG DÙNG TRONG XÂY DỰNG 200

11.1 Đặc điểm chung 200

11.2 Kết cấu của các cơ cấu và cụm máy 202

11.3 Nguyên tắc tính toán 205

Phụ lục

Tiêu chuẩn Việt Nam - TCVN 5744-1993 207

Thang máy - yêu cầu an toàn trong lắp đặt và sử dụng 207

Phụ lục 1 của TCVN 5744-1993

Thang máy: các định nghĩa và phân loại 217

Phụ lục 2 của TCVN 5744-1993 *Tiêu chuẩn loại bỏ cáp thép* 218

Tài liệu tham khảo 219

Lời nói đầu

Ngày nay, xây dựng các tòa nhà có qui mô hiện đại, tiện ích cho người sử dụng đang trở thành một nhu cầu cấp bách của xã hội đặc biệt là ở những thành phố lớn, khu công nghiệp, khu du lịch... Một trong những nhiệm vụ quan trọng đặt ra cho những người làm công tác xây dựng là phải thiết kế lắp đặt các phương tiện vận chuyển theo phương đứng - THANG MÁY VÀ THANG NÂNG CHUYỂN CHUYÊN DÙNG. Không chỉ trong ngành xây dựng mà trong các ngành công nghiệp, năng lượng, luyện kim, khai thác mỏ, y tế... phương tiện vận chuyển theo phương đứng cũng góp vai trò rất quan trọng.

Một công việc không kém phần quan trọng là đào tạo các nhà kỹ thuật trong lĩnh vực máy nâng chuyển, người làm công tác kỹ thuật không chỉ nắm vững các cơ cấu cần trục mà còn phải quen biết với những nét đặc biệt trong việc tính toán, thiết kế thang máy.

Khi biên soạn cuốn sách này tác giả mong muốn giúp ích cho sinh viên học chuyên ngành này và các nhà kỹ thuật đang làm hoặc có quan tâm đến lĩnh vực THANG MÁY.

Trong cuốn sách này đề cập đến những kiểu thang máy đang được sử dụng phổ biến nhất:

- Thang máy một cabin và thang máy nhiều cabin.

- Thang nâng có lồng, thang nâng dùng xe kíp và thang nâng dùng trong xây dựng.

- Xem xét tỉ mỉ về các thang máy.

- Giải thích những nét đặc biệt cơ bản trong cách làm việc và tính toán chúng.

- Xem xét một cách tóm lược về các loại thang nâng chuyên dùng.

Bên cạnh sự mô tả thiết bị cơ khí của các thang máy, cuốn sách cũng mô tả tóm lược về các hệ thống điều khiển chúng. Những vấn đề này đã được xem xét tỉ mỉ trong tài liệu chuyên môn về thiết bị điện của các máy nâng - vận chuyển.

Tác giả xin chân thành cám ơn tập thể Bộ môn Cơ giới hóa Xí nghiệp và Xây dựng Khoa Cơ khí Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh đã góp ý bản thảo nhằm nâng cao chất lượng biên soạn.

Trong quá trình biên soạn và in ấn chắc chắn khó tránh khỏi thiếu sót. Chúng tôi mong được sự góp ý của bạn đọc.

Địa chỉ liên hệ: Bộ môn Cơ giới hóa Xí Nghiệp và Xây dựng - Khoa cơ khí - Trường Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh 268 Lý Thường Kiệt Q.10. ĐT: (08) 8652015

Tác giả

Th.s. Gv chính Nguyễn Danh Sơn

Phần mở đầu

0.1 ĐẶC ĐIỂM CHUNG CỦA THANG NÂNG

Những thang nâng được xem xét ở đây dùng để vận chuyển vật theo phương đứng hay phương nghiêng trong những bàn nâng đặc biệt (cabin, lồng thang) hay trong các gầu di chuyển theo các dẫn hướng cứng. Những dẫn hướng này cần cho điều kiện làm việc đặc biệt của thang nâng, chẳng hạn như do kích thước chật hẹp của nhà xưởng nơi lắp đặt chúng.

Khác với các máy mà bên cạnh việc nâng vật còn tiến hành vận chuyển vật, các thang nâng chỉ có một chuyển động làm việc chính đó là nâng vật. Thường thì các thang nâng được chế tạo tĩnh tại, nhưng trong một số trường hợp chúng có thể được lắp trên các bánh xe (chẳng hạn thang máy dùng ở các gara) hoặc được chế tạo lưu động.

Theo loại thiết bị dùng để chứa vật nâng, các thang nâng có thể chia thành hai nhóm

1- Thang nâng có sàn nâng phẳng và vỏ bao che (cabin, lồng thang) dùng để nâng người hoặc hàng kiện.

2- Thang nâng có gầu (vận thăng có gầu) dùng để nâng các vật thể rời (quặng, than đá...).

Các loại thiết bị nâng sau đây có thể đưa vào nhóm thứ nhất

a) Thang máy, thường hiểu là thiết bị để nâng người theo phương đứng (thang máy chở người) hoặc nâng hàng (thang máy chở hàng) trong các tòa nhà ở hoặc trong các tòa nhà công nghiệp cũng như trong một số trạm máy lớn (ví dụ thang máy dùng trong máy xúc bước).

b) Thang nâng có lồng thang dùng ở hầm mỏ để nâng người, vật và khoáng sản theo phương đứng.

c) Thang nâng dùng trong xây dựng (vận thăng) dùng để nâng các vật liệu xây dựng (gạch, cát, vữa, bêtông...) trong xây dựng và sửa chữa nhà.

d) Thang nâng tàu lắp ở các đốc, thay thế các phao để nâng tàu.

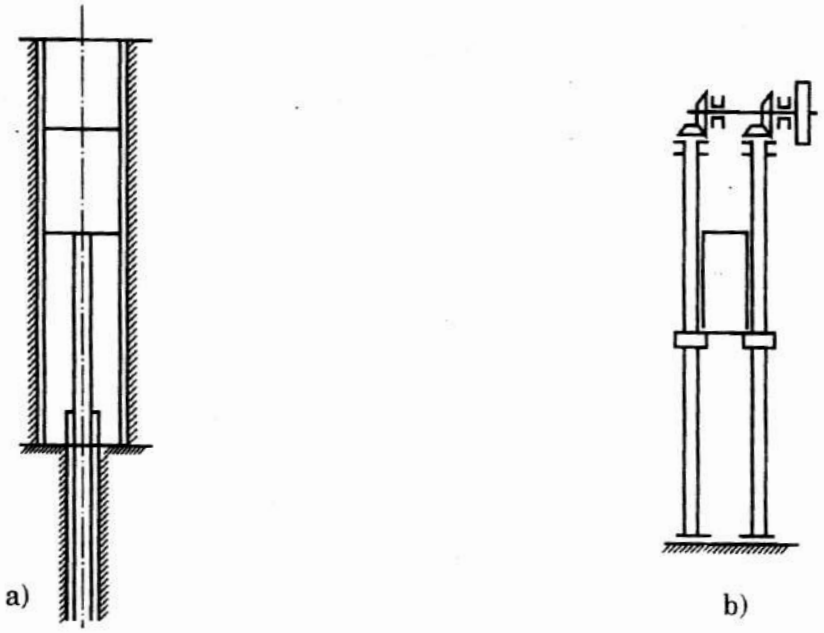
Các loại thang đặt nghiêng dùng để nâng vật sau đây cũng thuộc nhóm này là

a) Đường tời đặt nghiêng dùng để nâng vật và nâng người theo sườn dốc của công trình khi khai thác ở mái dốc.

b) Đường sắt răng cưa dùng để nâng người ở những dốc đứng.

Các thang nâng nhóm hai thường được chế tạo theo kiểu gầu không tự dỡ tải hoặc gầu tự dỡ tải.

Việc nâng gầu hoặc bàn nâng theo phương đứng có thể thực hiện theo ba sơ đồ cơ bản thể hiện trên hình 0.1 và hình 0.2.



Hình 0.1: *Sơ đồ thang nâng*

a) Thang máy thủy lực; b) Thang nâng vít - đai ốc

Hình 0.1a là sơ đồ thang nâng thủy lực nhờ có xylanh thủy lực

Hình 0.1b là sơ đồ thang nâng vít - đai ốc nhờ trục vít lắp trên suốt chiều cao nâng.

Hình 0.2 là sơ đồ thang nâng nhờ cáp thép.

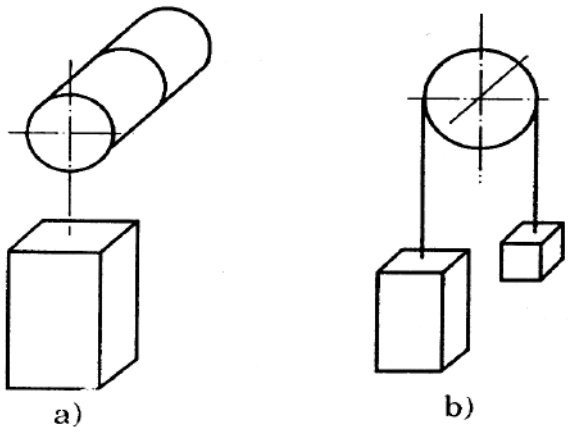
Các trục vít được sử dụng trước đây trong các thang nâng ở xưởng máy là nhờ có truyền động cơ khí, do giá thành cao và hiệu suất thấp nên trong các thang nâng hiện nay chúng rất ít được sử dụng. Chỉ sử dụng chủ yếu khi chiều cao nâng không lớn (chẳng hạn như các thang nâng toa xe lửa).

Việc nâng nhờ các xylanh thủy lực trước đây, thường được sử dụng trong các thang máy chở người với độ cao nâng đến 3, 4 tầng. Hiện nay, do thiết bị này có nhiều nhược điểm như giá thành cao và một loạt nhược điểm khác nên chúng không được sử dụng nữa, ngoại trừ một số thang nâng chuyên dùng cỡ nhỏ.

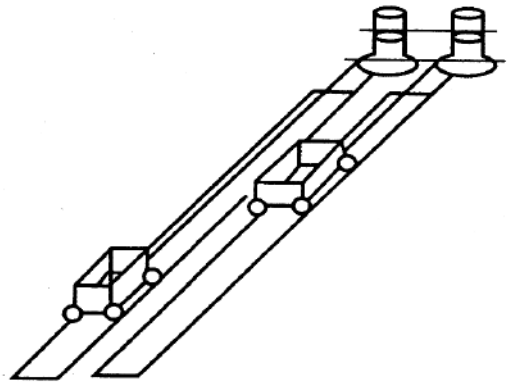
Trong việc nâng bằng cáp thép, thì cáp thép trên đó có treo bàn nâng cabin, lồng thang), được quấn trên tang (hình 0.2a) hoặc uốn qua một puli

dẫn động (hình 0.2b). Trường hợp này thì lực cần thiết để nâng được tạo ra do lực ma sát giữa cáp và puli.

Việc nâng bằng cáp thép hiện nay là chủ yếu đối với các thang nâng.



Hình 0.2
Sơ đồ thang nâng dùng cáp thép



Hình 0.3
Sơ đồ thang nâng nghiêng

Trên hình 0.3 là sơ đồ thang nâng nghiêng. Trường hợp này bàn nâng hoặc gầu được lắp trên các bánh xe di chuyển, chạy theo đường ray. Theo sơ đồ này có thể thực hiện đường tời kéo đặt nghiêng, đường sắt kéo bằng cáp và các thang nâng nghiêng có gầu. Để tăng năng suất thang nâng, người ta thường đặt thêm một xe con thứ hai, đầu cáp thứ hai gắn vào xe con và quấn vào tang, ở đây thay vì dùng tang quấn cáp người ta thường dùng các puli dẫn cáp.

Tất cả các loại thang nâng này đều nâng theo phương thẳng đứng hoặc nâng theo phương nghiêng và đều làm việc ở chế độ ngắn hạn, lặp lại. Chúng ta sẽ đi sâu nghiên cứu về thang máy, thang nâng có lồng, thang nâng nghiêng dùng xe kíp và thang nâng dùng trong xây dựng.

Những nơi có khối lượng lớn hành khách cần vận chuyển (như ở ga xe điện ngầm, các cửa hiệu lớn, các tòa nhà hát, rạp xiếc... thì cần phải đặt các máy vận chuyển liên tục. Những máy này dùng để vận chuyển theo phương ngang được gọi là những vỉa hè di động, hoặc nâng theo phương đứng và nghiêng thì dùng các thang cuốn. Các thang máy nhiều cabin cũng thuộc loại máy này. Việc xem xét tỷ mỉ những vấn đề về thiết kế và tính toán các máy này là một đối tượng của khóa học chuyên ngành.

0.2 SỰ PHÁT TRIỂN KẾT CẤU THANG NÂNG

Trong số những máy nâng được trình bày ở trên thì các thang nâng có

lồng được coi là cổ nhất theo thời gian sử dụng, dưới dạng kết cấu đơn giản nhất đó là bộ tời dùng để lấy nước ăn từ giếng lên mà đã được biết đến ở thời xa xưa. Các dẫn hướng cứng cho thùng nâng đã bắt đầu được sử dụng khoảng cuối thế kỷ XVII - đầu thế kỷ XVIII. Sự cần thiết tăng năng suất của các thang nâng có lồng do sự sử dụng rộng rãi truyền động cơ khí đã xuất hiện từ thời trước đó. Để truyền động, từ lâu người ta dùng sức ngựa kéo và các bánh xe chạy bằng sức nước. Về sau, với sự xuất hiện của máy hơi nước thì truyền động bằng hơi nước đã được nhanh chóng áp dụng rộng rãi. Những thiết bị nâng đầu tiên sử dụng ở hầm mỏ có truyền động điện đã xuất hiện vào những năm 90 của thế kỷ XIX. Tính kinh tế cao của loại truyền động này so với truyền động hơi nước đã được nhanh chóng áp dụng. Vào cuối những năm 30 của thế kỷ XX thì truyền động hơi nước đã được loại bỏ trong các thang nâng dùng ở hầm mỏ.

Hầu như đến cuối thế kỷ XIX thì thang nâng có lồng là thiết bị nâng chủ yếu dùng để vận chuyển người, vật liệu cũng như để nâng các khoáng sản trong các hầm mỏ. Sự phát triển không ngừng của việc khai thác hầm mỏ trong tương lai đòi hỏi các thiết bị nâng, trong số đó chủ yếu dùng để đưa khoáng sản khai thác lên bề mặt đất. Điều này cho phép đặt các thang nâng có gầu chuyên dùng với các gầu tự lật. Hiện nay chúng đang được sử dụng rộng rãi ở các hầm mỏ.

Ý tưởng dùng máy móc để nâng người đã tồn tại từ thời rất xa xưa. Một số lớn thiết bị nâng dẫn động bằng tay đã được chế tạo ở Pháp và ở Nga vào thế kỷ XVIII nhưng chúng không có giá trị thực tiễn.

Các thang máy hiện đại đã xuất hiện từ đầu những năm 60 của thế kỷ XIX cùng với sự phát triển công tác xây dựng nhà nhiều tầng. Theo điều kiện làm việc trong các tòa nhà này thì loại truyền động duy nhất có thể của các thang máy này là truyền động thủy lực. Trong đa số trường hợp được thực hiện theo kiểu hình 0.1.a; một số trường hợp khác sử dụng các máy hơi nước chuyên dùng.

Trong các thang máy dùng cho các tòa nhà cao tầng thường sử dụng dẫn động bằng trục truyền động. Sự dừng và chuyển đổi từ hành trình thuận sang hành trình ngược trong dẫn động này được thực hiện nhờ có bộ phận gạt đặc biệt bằng cách hoán vị dây curoa sang hành trình làm việc hoặc hành trình không tải nhờ một trục nhỏ bố trí trên suốt chiều cao của giếng thang.

Sự bất tiện của cả hai kiểu truyền động này là rất lớn, cho nên ngay sau khi xuất hiện các động cơ điện (khoảng những năm 80 của thế kỷ XIX)

thì truyền động điện đã nhanh chóng chiếm lĩnh vị trí hàng đầu. Kể từ ngày bắt đầu áp dụng truyền động điện cho đến khoảng những năm 30 của thế kỷ XX, ngành chế tạo thang máy ở châu Âu và châu Mỹ phát triển bằng hai con đường độc lập. Ở châu Âu, nơi mà những tòa nhà được xây dựng với số tầng tương đối ít, chủ yếu người ta sử dụng các thang máy có các bộ tời với tang quấn cáp theo kiểu các cần trục. Ở châu Mỹ, nơi mà ngành xây dựng nhà cao tầng phát triển rộng rãi người ta chế tạo các thang máy với các bộ tời có puli dẫn cáp. Hiện nay thì các thang máy này đang được dùng phổ biến cả ở châu Âu lẫn châu Mỹ.

Ở nước Nga Sa hoàng thì nhu cầu về thang máy và thang nâng hầu như được nhập từ nước ngoài. Sau cách mạng Tháng Mười, trong những *năm công* nghiệp hóa đất nước họ đã tự sản xuất đáp ứng đủ cho nhu cầu của mình.

Ở Việt Nam thang máy tuy có mặt từ những năm 1920 nhưng phát triển nhanh chỉ từ 10 năm gần đây. Mặc dù chưa nhiều (khoảng 800 chiếc năm 1996) nhưng số thang máy được lắp đặt, khai thác ở Việt Nam là thang máy của các hãng hàng đầu thế giới như OTIS, Schindler, Mitsubishi, Hitachi, Kone. Cùng với qui hoạch phát triển các đô thị số lượng thang máy ở Việt Nam trong vài ba năm tới sẽ tăng nhanh và có thể đạt số lượng 5000 chiếc trong những năm đầu thế kỷ 21 (theo thống kê đầu năm 2001 hiện trong nước có 3285 thang máy). Cho đến nay toàn quốc đã có hơn 35 đơn vị được chấp thuận cho phép chế tạo, lắp đặt và bảo trì thang máy là các Công ty Thang máy Thiên Nam, Tự Động, Thái Bình, Á Châu. Những năm gần đây số lượng thang máy đã lắp đặt khoảng 40% trên tổng số thang máy trong cả nước. Các thang máy đang hoạt động đảm bảo điều kiện an toàn, chất lượng, trang trí nội thất đã có rất nhiều tiến bộ. Tuy nhiên phải nhìn nhận, giữa thang máy nhập khẩu và thang máy chế tạo trong nước vẫn còn một khoảng cách về độ tin cậy, chất lượng và tuổi thọ. Điều này đòi hỏi các đơn vị chế tạo thang máy trong cả nước cần chú trọng đầu tư trang thiết bị, nghiên cứu, cập nhật và cải tiến công nghệ mới để có thể tiếp tục phát triển trong thời gian tới.

Phần thứ nhất

THANG MÁY

Chương 1

ĐẶC ĐIỂM CHUNG CỦA THANG MÁY

1.1 PHÂN LOẠI THANG MÁY

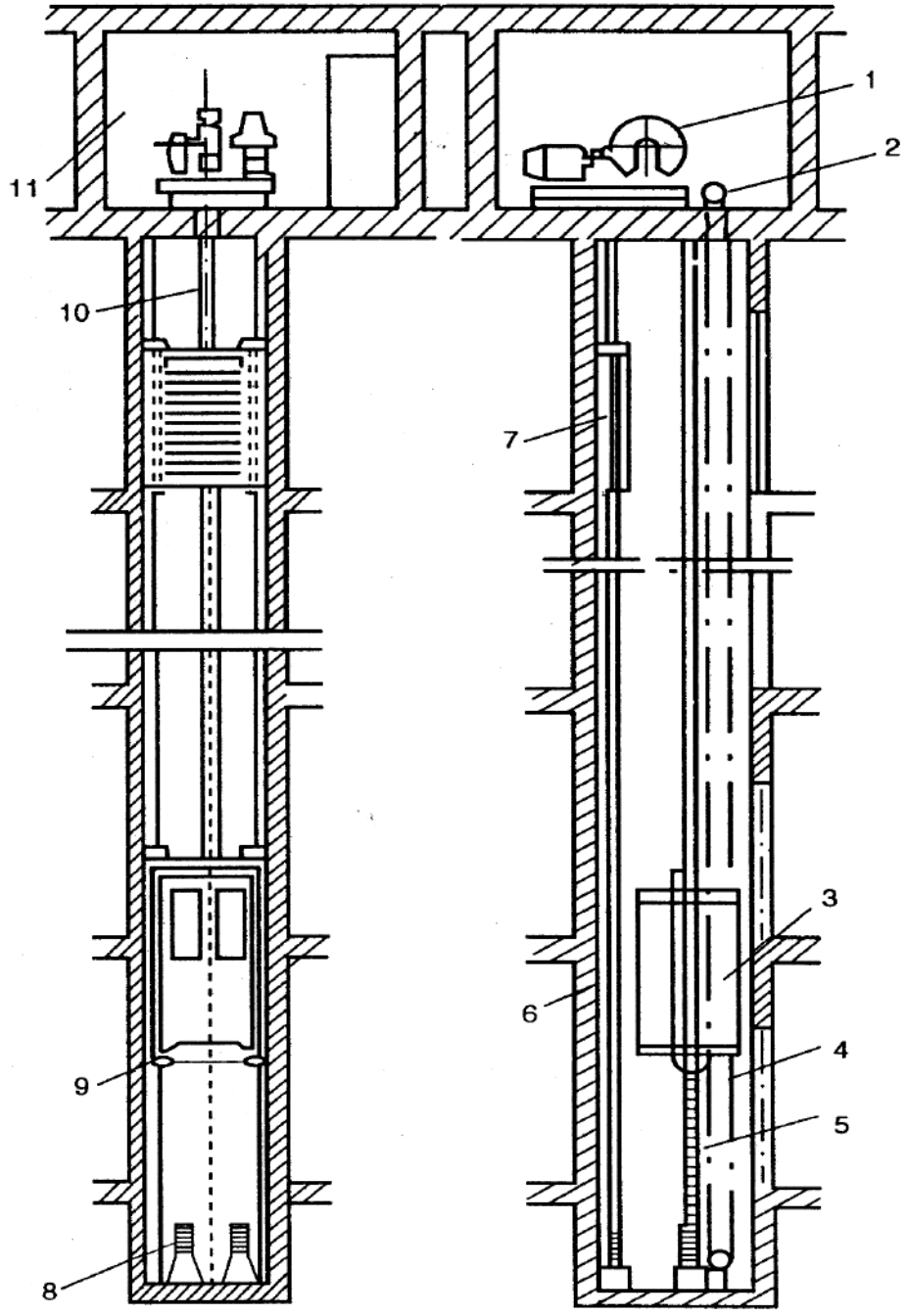
Ta hiểu, *thang máy là một thiết bị nâng dùng để vận chuyển người hoặc hàng hóa ở trong một cabin, và chuyển động theo những bộ dẫn hướng thẳng đứng cố định*. Các loại thang nâng dùng trong công nghiệp khai thác mỏ, trên các con tàu, và các thiết bị nâng có kết cấu đặc biệt không thuộc loại này.

Trên hình 1.1 giới thiệu sơ đồ nguyên lý của một thang máy chạy điện.

Các bộ phận chính của thang máy là: cabin 3 trong đó chứa người hoặc hàng hóa, tời nâng 1. Cabin chuyển động trên các dẫn hướng thẳng đứng 5, nhờ có các bộ guốc trượt 9 lắp chặt vào cabin. Cáp nâng 10 trên đó có treo cabin được quấn vào tang hoặc vắt qua puli dẫn cáp của bộ tời nâng (trên hình là bộ tời nâng có puli dẫn cáp). Như đã nói trên, khi dùng puli dẫn cáp thì sự nâng cabin là do lực ma sát giữa cáp và vành puli dẫn cáp này. Trọng lượng của cabin và một phần trọng lượng vật nâng được cân bằng bởi đối trọng 7 treo trên các dây cáp đi ra từ puli dẫn cáp hoặc từ tang (khi bộ tời có tang quấn cáp).

Để an toàn, cabin được lắp trong giếng thang 6. Phần trên của giếng thang thường bố trí buồng máy 11. Trong buồng máy có lắp bộ tời và khí cụ điều khiển chính (tủ phân phối, trạm từ, bộ hạn chế tốc độ...). Phần dưới của giếng thang (hố giếng) có bố trí các bộ giảm chấn cabin và giảm chấn đối trọng 8, để cabin tập kết trên đó trong trường hợp cabin di chuyển quá vị trí làm việc cuối cùng (khi cabin ở vị trí giới hạn trên cùng thì đối trọng

tập kết trên giảm chấn). Ở phần trên cùng và dưới cùng của giếng thang có lắp các bộ hạn chế hành trình để hạn chế hành trình làm việc của cabin.

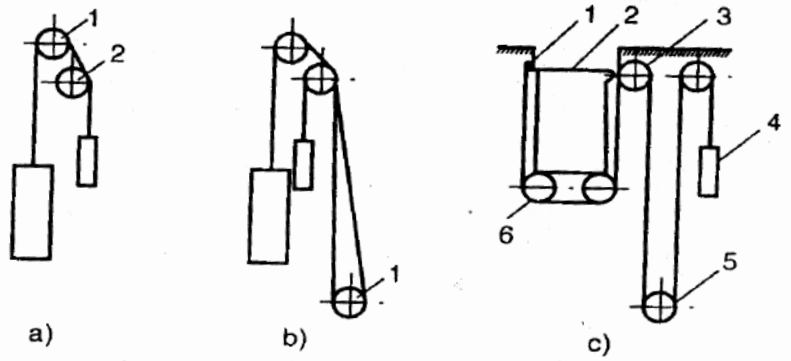


Hình 1.1: *Thang máy chạy điện*

Để tránh rơi cabin khi bị đứt cáp hoặc khi bị hỏng cơ cấu nâng, trên cabin có lắp bộ hãm bảo hiểm. Trong trường hợp này thì thiết bị kẹp của nó sẽ kẹp vào các dẫn hướng và giữ chặt cabin. Đa số trường hợp thì các bộ hãm bảo hiểm được dẫn động từ một cáp phụ 4, cáp này vắt qua puli của bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm 2. Khi tốc độ cabin tăng cao hơn giới hạn nhất

định thì bộ hạn chế tốc độ sẽ phanh puli và làm dừng cáp 4. Cáp này khi hạ cabin sau đó sẽ tác động vào bộ hãm bảo hiểm liên hệ với nó.

Việc mở máy thang máy được tiến hành bằng cách ấn lên tay đòn của khí cụ điều khiển lắp trong cabin (ở thang máy điều khiển bằng tay đòn) hoặc bằng cách ấn lên nút ấn của tầng tương ứng (ở thang máy điều khiển bằng nút ấn). Trong sự điều khiển bằng tay đòn thì việc dừng cabin ở một tầng nhất định được tiến hành do người điều khiển thang máy, còn điều khiển bằng nút ấn thì việc dừng cabin được tiến hành tự động. Trong cả hai hệ thống điều khiển đều có trang bị thêm những thiết bị phụ để dừng động cơ, khi gặp phải sự cố hoặc khi có khả năng bị mất an toàn trong sử dụng thang máy (khi cửa cabin và cửa tầng đang mở, cabin đang được giữ bởi bộ hãm bảo hiểm v.v.).



Hình 1.2: *Các sơ đồ thang máy*
a) Thang máy có puli dẫn hướng; b) Thang máy có sự bố trí bộ tời ở dưới
c) Thang máy kiểu đẩy

Các sơ đồ thang máy thường gặp được thể hiện trên hình 1.2. Tùy thuộc vào nơi lắp đặt và công dụng của thang máy, sơ đồ thang máy ở hình 1.1 có thể thay đổi một ít.

• **Hình 1.2a**, có lắp thêm puli phụ 2 để dẫn hướng cáp đối trọng. Sơ đồ này được sử dụng trong những trường hợp khi, do kích thước của cabin lớn, cáp đối trọng không thể dẫn hướng từ puli dẫn cáp (hoặc tang) một cách trực tiếp xuống dưới.

• **Hình 1.2b**, bộ tời 1 được bố trí ở bên hông và ở phần đáy của giếng thang, do đó phần nào giảm được tiếng ồn phát sinh khi thang máy làm việc. Dùng sơ đồ này sẽ làm tăng tải trọng tác dụng lên giếng thang cũng như tăng chiều dài và số điểm uốn của cáp nâng, dẫn đến tăng độ mòn của cáp nâng. Cho nên, kiểu bố trí bộ tời như thế này chỉ sử dụng trong những trường hợp đặc biệt khi mà buồng máy không thể bố trí được ở phía trên giếng thang và khi có yêu cầu cao về cần giảm độ ồn khi thang máy làm việc v.v..

• **Hình 1.2c,** là sơ đồ thang máy kiểu đẩy, các cáp nâng 1, trên đó có treo cabin 2, được uốn qua các puli 6 lắp trên khung cabin, sau đó đi qua puli trên 3 đến puli dẫn cáp (hoặc tang) 5 của bộ tời nâng. Trọng lượng của cabin và một phần của vật nâng được cân bằng bởi đối trọng 4. Các dây cáp của đối trọng uốn qua puli dẫn hướng phụ.

Theo Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN: 5744-1993, tùy thuộc vào công dụng các thang máy được phân thành năm loại sau đây

Loại I: Thang máy thiết kế cho việc chuyên chở người.

Loại II: Thang máy thiết kế chủ yếu để chuyên chở người nhưng có tính đến các hàng hóa mang kèm theo người.

Loại III: Thang máy thiết kế chuyên chở giường (băng ca) dùng trong các bệnh viện.

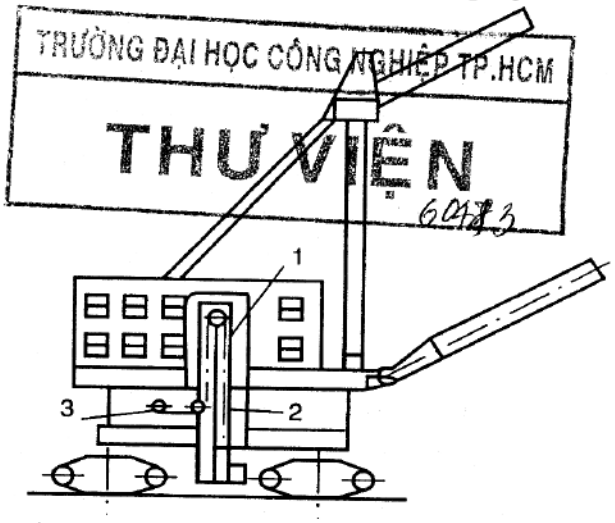
Loại IV: Thang máy thiết kế chủ yếu để chuyên chở hàng hóa nhưng thường có người đi kèm theo.

Loại V: Thang máy điều khiển ngoài cabin chỉ dùng để chuyên chở hàng, loại này khi thiết kế cabin phải khống chế kích thước để người không thể vào được.

Hiện nay các thông số cơ bản của các thang máy đã được tiêu chuẩn hóa.

Các thang máy chở người được sản xuất có sức nâng 350 KG, 500 KG và 1000 KG và cabin có sức chứa tương ứng là 5, 7 và 14 người. Tốc độ chuyển động của cabin thang máy có sức nâng 350 KG và 500 KG bằng 0,63m/giây, còn tốc độ của cabin có sức nâng 1000 KG là 1m/giây. Các thang máy có sức nâng 500 KG cũng được chế tạo với tốc độ nâng cabin 1m/giây. Tất cả các thang máy thường chế tạo với điều khiển bằng nút ấn, có khả năng gọi cabin trống đến các tầng.

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP.HCM
THƯ VIỆN



***Hình 1.3:** Sơ đồ lắp đặt thang máy chở người trên máy xúc bước*

Để phục vụ các nhà cao tầng, ở nước Nga người ta chế tạo các thang máy có sức nâng 1500 KG, tính cho nâng được 21 người và chế tạo theo các điều kiện kỹ thuật đặc biệt. Các thang máy này có tốc độ nâng 3,5 m/giây. Ở một số nước khác người ta chế

tạo các thang máy có sức nâng đến 2300 KG với vận tốc chuyển động của cabin tới 7m/giây. Người ta cũng đã chế tạo các thang máy để phục vụ cho các máy khổng lồ, chẳng hạn như trên hình 1.3 là sơ đồ một thang máy phục vụ cho một máy xúc bước. Thang máy này có sức nâng 250 KG và tốc độ chuyển động của cabin là 0,5 m/giây.

Cabin 1 của thang máy chuyển động ở bên trong giếng thang 2. Tời nâng 3 được bố trí bên hông của giếng thang, ở trên khung của máy xúc.

Các thang máy dùng ở bệnh viện có sức nâng từ 500 KG và tốc độ chuyển động của cabin là 0,5 m/giây.

Các thang máy chở hàng có sức nâng từ 500 đến 5000 KG. Tốc độ chuyển động của cabin là 0,5 m/giây với sức nâng đến 3000 KG và 0,25 m/giây với sức nâng 5000 KG. Các thang máy này được chế tạo với điều khiển bằng cần điều khiển (loại thang máy có người điều khiển) hoặc điều khiển bằng nút ấn.

Ngoài các thang máy tiêu chuẩn, trong một số trường hợp người ta cũng sử dụng các thang máy nâng hàng chuyên dùng, sức nâng của chúng có thể tới 50 tấn và cao hơn (chẳng hạn như trong các trạm để nâng toa xe đường sắt), cá biệt còn có những thang máy dùng để nâng các ôtô trong các ga ra ôtô của nhà nhiều tầng.

1.2 NHỮNG YÊU CẦU ĐỐI VỚI THANG MÁY

Xuất phát từ những điều kiện làm việc đặc biệt (như nâng người, người sử dụng thang máy tự điều khiển hoặc nhân viên phục vụ thang máy có trình độ chuyên môn thấp) đối với các thang máy cần phải có các yêu cầu cao về độ tin cậy và an toàn khi làm việc. Cho nên hiện nay đa số các nước phải ban hành các qui định bắt buộc về chế tạo và sử dụng thang máy.

Bên cạnh các yêu cầu về độ tin cậy và an toàn làm việc đối với các thang máy còn thêm một số yêu cầu sau

a) Độ chính xác dừng cabin ở mỗi tầng.

b) Sự giới hạn trị số tăng tốc và hãm máy khi mở máy và dừng cabin.

c) Không ồn khi làm việc và không gây nhiễu cho sự thu vô tuyến.

Ta hiểu độ chính xác dừng cabin Δ là hiệu số các cao trình sàn cabin và sàn tầng mà cabin dừng tại đó. Ngưỡng tạo ra do độ không chính xác dừng cabin sẽ gây nguy hiểm cho hành khách và cũng làm khó khăn cho việc chất tải và dỡ tải cabin đối với các thang máy nâng hàng.

Vì vậy trong tiêu chuẩn và yêu cầu kỹ thuật của thang máy đều giới

hạn trị số này. Theo tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5744 - 1993, độ chính xác dừng cabin ở mỗi điểm dừng phải bảo đảm trong giới hạn ± 20 mm đối với thang máy bệnh viện, thang máy chất tải bằng xe, và ± 50 mm đối với các thang máy khác. Độ chính xác dừng cabin phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của cabin. Có thể coi một cách gần đúng rằng, độ chính xác dừng cabin lớn nhất là ± 20 mm ứng với tốc độ giới hạn của cabin là 0,15 - 0,2 m/giây còn độ chính xác dừng cabin là ± 50mm ứng với tốc độ cabin không quá 0,7m/giây. Khi cabin chuyển động với tốc độ lớn và dừng cabin tự động tại một tầng thì cần thiết phải giảm dần tốc độ này trước khi dùng phanh của bộ tời để phanh. Sự giảm dần tốc độ này có thể thực hiện hoặc bằng phương pháp điện (dùng động cơ điện hai tốc độ) hoặc bằng cách lắp đặt thêm trong bộ tời một bộ truyền động vi mô phụ đặc biệt.

Bảng 1.1: *Độ chính xác dừng cabin và gia tốc tối đa cho phép*

Loại thang máy	Gia tốc tối đa cho phép (m/giây^2)	Độ chính xác dừng cabin (mm)
- Thang máy chở người sức nâng đến 1000 KG với động cơ điện 2 tốc độ (tốc độ chuyển động của cabin v > 0,75 m/giây)	1,5	± 35
- Thang máy bệnh viện	1,0	± 20
- Thang máy chở hàng điều khiển bằng nút ấn, v = 0,5 m/giây	1,5	± 20
- Thang máy chở hàng loại nhỏ		
v = 0,25 m/giây	-	± 25
v = 0,50 m/giây	-	± 50

Để tăng năng suất của thang máy cần sử dụng gia tốc lớn hơn trong thời kỳ mở máy và dừng cabin. Điều này đặc biệt cần thiết trong các thang máy của các tòa nhà cao tầng làm việc với chế độ nặng. Nhưng đối với các thang máy tính toán để nâng người thì các gia tốc này cần phải thấp hơn trị số gia tốc nguy hiểm cho sức khỏe.

Theo nghiên cứu số liệu hiện có thì gia tốc nguy hiểm đối với sức khỏe là với tốc độ khoảng 40 - 50 m/giây, ở gia tốc này hành khách có cảm giác khó chịu (như chóng mặt, cảm giác sợ hãi v.). Khi chọn trị số gia tốc cũng cần chú ý đến đối tượng tuổi tác và trạng thái sức khỏe của hành khách (người bệnh, người già cả ...) người ta thường lấy trị số gia tốc không quá 2,5 m/giây^2.

Theo quy phạm an toàn, trị số gia tốc tới hạn được ấn định tùy thuộc vào tốc độ chuyển động danh nghĩa của cabin thang máy *(v)*. Khi tốc độ chuyển động của cabin đến 1 m/giây thì gia tốc không được vượt quá 1,5 $m/giây^2$, khi cabin chuyển động với tốc độ lớn hơn thì gia tốc không được vượt quá 2 $m/giây^2$. Trong những trường hợp có sự cố (cabin đang bị giữ lại trên bộ hãm bảo hiểm cơ khí hoặc cabin đang tập kết trên bộ giảm chấn lò xo) thì cho phép tăng gia tốc hãm cabin tới 25 $m/giây^2$. Theo gia tốc hãm này thường tiến hành tính toán bộ hãm bảo hiểm cơ khí và bộ giảm chấn lò xo của thang máy. Cần chú ý là theo các khảo cứu cho thấy rằng vào thời điểm bắt đầu mở máy nâng cabin có xuất hiện các gia tốc đỉnh rất lớn mặc dù là tức thời nhưng chúng vượt quá gia tốc tính toán theo mômen mở máy lớn nhất của động cơ (đôi khi vượt quá hai lần).

Đặc biệt đối với công việc thu vô tuyến, thì tiếng ồn và nhiễu không cho phép, cho nên khi chế tạo và lắp đặt các khí cụ, các cơ cấu thang máy cần phải chú ý để loại bỏ chúng. Mức độ về cường độ ồn, giới hạn cho phép trong các gian nhà, nơi có lắp đặt thang máy khi làm việc theo điều kiện kỹ thuật thiết kế thang máy được cho trong bảng 1.2. Khả năng cách âm của các tường buồng máy cần phải không thấp hơn 50 db, còn khả năng cách âm của cửa ra vào không dưới 35 db.

Bảng 1.2: *Mức độ cường độ ồn cho phép khi thang máy làm việc*

STT	Đặc điểm nơi lắp đặt	Mức độ cường độ ồn cho phép (db)	
		Tần số thấp	Trong khoảng lớn của tần số
1	Đài phát thanh, vô tuyến, phòng ghi âm	30	Không cho phép
2	Nhà ở, bệnh viện, phòng hòa nhạc, phòng đọc sách, văn phòng làm việc	40	30
3	Cơ quan, nhà ăn, nhà hàng, nhà hát	50	40
4	Tòa nhà công nghiệp	Không định chuẩn	

Buồng máy và giếng thang không được phép bố trí bên cạnh phòng ở.

Hình dáng bên ngoài của cabin và giếng thang của thang máy cần phải đáp ứng các nhu cầu chung về thẩm mĩ của tòa nhà. Hiện nay việc sử dụng các loại vật liệu tổng hợp hoàn toàn đáp ứng được các nhu cầu về thẩm mĩ và vệ sinh công nghiệp cũng như giá thành rẻ nên được sử dụng rộng rãi trong ngành chế tạo thang máy.

1.3 CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN VÀ TÍNH TOÁN NĂNG SUẤT CỦA THANG MÁY

Các thông số cơ bản của thang máy là: chiều cao nâng (số tầng mà thang máy phục vụ), sức nâng danh nghĩa và tốc độ chuyển động của cabin.

Ta hiểu, *sức nâng danh nghĩa của thang máy là trọng lượng lớn nhất của vật nâng*. Đối với thang máy nâng hàng thì sức nâng danh nghĩa bằng trọng lượng danh nghĩa của vật nâng và trọng lượng của xe con (khi nâng vật ở trong xe con), giá, kệ và các thiết bị tương tự được nâng cùng với vật nâng.

Sức nâng danh nghĩa của thang máy chở người được xác định theo số người lớn nhất z được chở trong cabin, được xác định theo công thức

$$Q = q \cdot z \tag{1.1}$$

trong đó q - trọng lượng của một người, thường lấy bằng 70 kg. Trọng lượng này cũng lấy để tính toán cho thang máy chở hàng có người áp tải.

Ta hiểu, *tốc độ chuyển động danh nghĩa của cabin là tốc độ làm việc của nó, căn cứ theo đó tính toán thang máy*. Bộ hãm bảo hiểm cơ khí sẽ hoạt động khi cabin chuyển động với tốc độ cao hơn. Trị số tốc độ này được qui định theo quy phạm an toàn.

Theo quy phạm hiện thời thì các thang máy được lắp đặt trong các tòa nhà ở có độ cao từ 6 tầng trở lên và khi cao độ của sàn tầng trên cùng đến sàn tầng dưới cùng từ 13 mét trở lên. Khi độ cao của tòa nhà từ 6 - 9 tầng thì người ta lắp một thang máy có sức nâng thường là 350 KG, còn khi số tầng lớn hơn thì người ta lắp hai thang máy. Để có khả năng nâng những đồ vật nhỏ kèm theo (chẳng hạn như xe nôi trẻ con), thì sức nâng của một trong số thang máy này, hợp lý nên ấn định bằng 500 KG. Trong các thang máy dùng cho các tòa nhà có độ cao 6 - 8 tầng, thì tốc độ nâng của cabin thường lấy bằng 0,7 m/giây, khi tòa nhà có số tầng lớn hơn thì tốc độ nâng của cabin thường lấy bằng 0,7 - 1 m/giây.

Thông thường, sử dụng các thang máy trong các nhà ở thì không lớn nên người ta cho rằng một thang máy có sức nâng 350 KG có thể phục vụ thoải mái một khu nhà 6 - 8 tầng với số dân cư 200 người, còn khi sức nâng 500 KG thì có thể phục vụ khu nhà 10 tầng với số dân cư 250 - 300 người.

Lượng thang máy cần thiết dùng cho các công sở và các khu nhà ở, cá biệt là các tòa nhà cao tầng khi có khối lượng người cần vận chuyển lớn được xác định bằng cách tính toán như sau:

Năng suất của một thang máy:

$$A = \frac{3600z}{T}.\varphi \qquad (1.2)$$

trong đó z - số hành khách ứng với sức nâng danh nghĩa của thang máy

φ - hệ số làm đầy cabin; T - thời gian của một chuyến chở (giây).

Khi tính toán với sự làm đầy tự do, đối với các thang máy của các tòa nhà công cộng lấy hệ số φ = 0,8 - 0,9. Đối với các thang máy các tòa nhà để ở thì lấy hệ số φ = 0,6 - 0,7. Khi sự làm đầy có kiểm tra và tính toán đối với thông lượng hành khách lớn nhất thì lấy hệ số φ = 1.

Thời gian của một chuyến chở được tính theo công thức

$$T = \frac{2H}{v} + t_p \qquad (1.3)$$

trong đó H - chiều cao nâng cabin (m),

v - tốc độ danh nghĩa của cabin (m/giây),

t_p - thời gian phụ (giây) cần thiết cho việc tập kết cabin ở tầng, thời gian để khách đi ra khỏi cabin, thời gian mở cửa và đóng cửa, thời gian mở máy chuyển động cabin...

Sơ bộ, thời gian phục vụ t_p có thể tính theo công thức

$$t_p = [t_1(K+1) + t_2.z.\varphi] \;.\; 1,1 \qquad (1.4)$$

trong công thức này

t_1 - thời gian ở mỗi điểm dừng cần thiết cho việc mở và đóng các cửa, cho việc mở máy và dừng máy thang máy (lấy theo bảng 1.3),

K - số điểm dừng xác suất của thang máy ở những tầng cao hơn tầng trệt,

t_2 - thời gian chi phí cho một hành khách để vào và ra khỏi cabin, tùy thuộc vào chiều rộng của cửa,

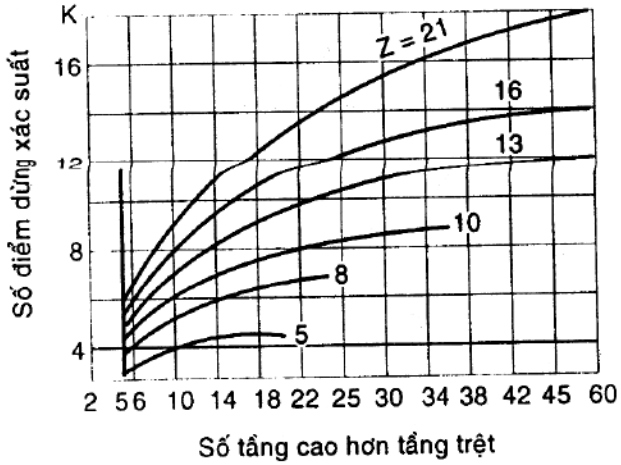
z - số hành khách; φ - hệ số làm đầy cabin,

Hệ số 1,1 tính đến sự trễ do không lường trước được.

Bảng 1.3: *Thời gian t_1 ở mỗi tầng để điều khiển các cửa, mở máy và dừng cabin thang máy*

Loại thang máy	Tốc độ thang máy (m/giây)	Thời gian t_1 (giây)		
		Cửa dẫn động tự động có chiều rộng:		Cửa dẫn động bằng tay
		Đến 1000 mm (Hai cánh)	Đến 600 mm (Một cánh)	
Chở hàng	0,5	-	-	12 - 15
	0,63	-	-	9 - 12
Chở người	1,0	6,5 - 7,5	7 - 9	10 - 13
	2,5	7,5 - 8,5	-	-
	3,5	8 - 10	-	-

Số điểm dừng xác suất có thể tính theo xác suất của chúng. Để tính toán sơ bộ, số điểm dừng xác suất có thể lấy theo đồ thị trên hình 1.4.



Hình 1.4: *Số điểm dừng xác suất của cabin thang máy chở người tùy thuộc vào sức chứa z của cabin*

Sức nâng của các thang máy dùng cho các tòa nhà công cộng có số tầng bình thường và số tầng cao hơn thường lấy bằng 1000 KG, với tốc độ chuyển động của cabin là 1 m/giây. Để giảm thời gian phụ t_p thì các cửa cabin và cửa tầng của các thang máy này thường có dẫn động tự động. Điều này cho phép tăng năng suất của thang máy lên ≈ 15 - 20% so với các thang máy mở cửa bằng tay.

Sức nâng của các thang máy dùng ở các tòa nhà cao tầng lấy bằng 1500 kg ứng với sức chứa của cabin z = 21 người. Ở các thang máy này, khi chọn tốc độ của cabin thì ngoài năng suất ra, việc giảm thời gian chi phí cho nâng 1 hàng khách có một ý nghĩa lớn.

Khi tính toán năng suất thang máy thì số lượng thang máy cần thiết được xác định theo trị số thông lượng hành khách. Khi tính toán thông lượng hành khách này phải xuất phát từ số dân cư của tòa nhà, nơi cần đặt thang máy. Số dân cư này xác định trực tiếp theo nhiệm vụ kỹ thuật để thiết kế tòa nhà.

Sơ bộ, số dân cư này có thể xác định theo công thức

$$A_d = \frac{F}{f} \tag{1.5}$$

trong đó F - diện tích hữu ích của tòa nhà nơi cần đặt thang máy, có trừ đi diện tích của tầng trệt và lầu một (m^2),

f - diện tích hữu ích tính cho một người.

Đối với nhà ở $f = 5 - 9\,m^2$

Đối với các cửa hiệu, nhà hàng $f = 2,7 - 3,6\,m^2$

Đối với các cơ quan $f = 7 - 11\,m^2$

Cường độ thông lượng hành khách của các tòa nhà công cộng thường không giống nhau tại các thời điểm khác nhau trong ngày và thường đạt giá trị lớn nhất vào lúc bắt đầu giờ làm việc và khi cuối giờ làm việc. Cường độ thông lượng hành khách lớn nhất nằm trong một khoảng thời gian tương đối ngắn cho nên thường tính toán theo thông lượng hành khách trong 5 phút. Thông lượng hành khách trong 5 phút được tính theo công thức $A_5 = K_o . A_d$ (1.6)

trong đó K_o - hệ số lấy theo kinh nghiệm (bảng 1.4).

Bảng 1.4: *Hệ số* K_o *dùng để tính toán thông lượng hành khách lớn nhất (thông lượng hành khách trong 5 phút)*

Công dụng của tòa nhà	Đặc điểm thông lượng hành khách	Hệ số K_o
Nhà để ở	Theo hai hướng	0,03 - 0,05
Khách sạn		0,05 - 0,07
Tòa nhà hành chánh	Theo một hướng	0,12 - 0,20
Nhà hát		0,15 - 0,20
Cơ quan		0,20 - 0,35

Thông lượng hành khách tính toán trong 1 giờ

$$A_t = \frac{60}{5} A_5 = 12 A_5 \quad (1.7)$$

Số thang máy cần thiết $z_t = \frac{A_t}{A}$ (1.8)

Để đảm bảo cho việc sử dụng thang máy được tiện lợi thì thời gian hành khách chờ cabin t_o phải không được vượt quá trị số xác định lớn nhất. Giả sử là cabin xuất phát từ điểm dừng cuối cùng với tốc độ đều, ta có trị số thời gian chờ đợi của hành khách là

$$t_o = \frac{T}{z_t} \quad (1.9)$$

trong đó T - thời gian của một chuyến chở, xác định theo công thức (1.3),

z_t - số thang máy cần thiết.

Thời gian chờ đợi cho phép t_o đối với các thang máy công cộng (ở các

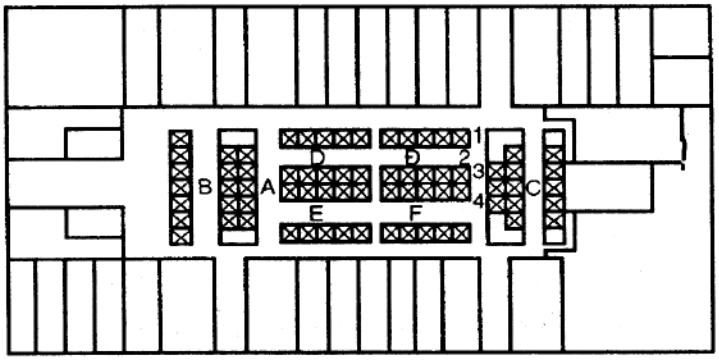
cơ quan, nhà hát...) lấy bằng 30 ÷ 45 giây (phục vụ tốt), đối với khách sạn và nhà ở 40 ÷ 60 giây (phục vụ trung bình). Theo những số liệu này người ta cũng tính duyệt lại số thang máy cần thiết.

• Thường thì các thiết bị nâng của các nhà cao tầng bao gồm một số nhóm thang máy. Mỗi nhóm phục vụ một số tầng nhất định. Bên cạnh việc tăng năng suất các thang máy còn giảm phần nào giá thành của chúng. Điều này cho phép giảm một cách đáng kể thời gian tiêu tốn cho một lần nâng và như vậy là tăng thêm sự tiện lợi sử dụng thang máy. Ta xét một ví dụ minh họa theo bảng 5. Trong bảng 1.5 trình bày đặc điểm của một trạm thang máy kiểu này. Trạm thang máy này đã được dùng cho tòa nhà cao tầng Empire State Building ở New York (Hoa Kỳ). Thiết bị gồm có 54 thang máy chính được chia thành 6 nhóm. Các thang máy của nhóm thứ nhất có chiều cao nâng 73 m, phục vụ các tầng từ tầng 6 đến tầng 20. Cabin của chúng đi qua 5 tầng đầu tiên không có điểm dừng; Các thang máy của nhóm thứ hai có độ cao nâng 92 m, phục vụ các tầng từ tầng 18 đến tầng 25 v.v.. Các vùng được phục vụ bởi các thang máy của các nhóm khác nhau phủ chồng nhau theo độ cao. Điều này đảm bảo sự chuyển tiếp của hành khách trong vùng. Ngoài ra thiết bị còn có 7 thang máy phụ để đảm bảo sự lưu thông giữa các tầng. Trường hợp chung thì số vùng trong tòa nhà và số thang máy phục vụ mỗi vùng phụ thuộc vào sự phân bố thông lượng hành khách theo các tầng và được xác lập theo quy hoạch của tòa nhà và công dụng của các tầng riêng biệt.

• Sức nâng của thang máy của các bệnh viện được ấn định xuất phát từ trọng lượng của băng ca (hoặc giường), trọng lượng bệnh nhân và trọng lượng của những người đi kèm theo người bệnh. Sức nâng này được ấn định là không dưới 500 KG. Như đã nêu ở trên, tốc độ của các thang máy này bằng 0,5 m/giây. Số thang máy và sự bố trí của chúng được xác định xuất phát từ sự bố cục chung của tòa nhà và sự phân bố của các phòng giải phẫu. Thường không đòi hỏi việc tính toán năng suất của các thang máy này.

Bảng 1.5: *Đặc điểm của trạm thang máy dùng ở tòa nhà cao tầng Empire State Building ở New York (Hoa Kỳ)*

Nhóm thang máy	Số lượng thang máy	Sức nâng (KG)	Tốc độ cabin (m/giây)	Chiều cao nâng (m)	Tầng phục vụ
A (địa phương)	4	1800	3,5	38	Từ tầng hầm 1 đến tầng 7
B (tốc hành)	10	1800	3,5	73	Từ tầng 6 đến tầng 20
C (tốc hành)	8	1600	3,5	92	Từ tầng 18 đến tầng 25
D (tốc hành)	10	1600	3,5	157	Từ tầng 24 đến tầng 43
Đ (tốc hành)	8	1600	3,5	205	Từ tầng 41 đến tầng 57
E (tốc hành)	8	1600	3,5	244	Từ tầng 55 đến tầng 67
F (tốc hành)	10	1600	3,5	290	Từ tầng 66 đến tầng 80
Thang máy của tháp	2	1350	3,5	31	Từ tầng 79 đến vườn trên mái nhà
Thang máy của tháp quan sát	1	900	2,5	56	Từ tầng 85 đến sàn tháp
Thang máy nâng hàng 1	1	1350	3,5	300	Từ tầng hầm 2 đến tầng 80
Thang máy nâng hàng 2	1	1350	3,5	210	Từ tầng hầm 2 đến tầng 57
Thang máy nâng hàng 3 và 4	2	1350	3,5	102	Từ tầng hầm 2 đến tầng 25
Thang máy nâng hàng 5 và 6	2	2250	1,25	11	



Hình 1.5: *Sơ đồ bố trí các thang máy trong tòa nhà cao tầng Empire State Building New-York (Hoa Kỳ)*

Năng suất của thang máy nâng hàng có thể tính theo công thức

$$A = \frac{3,6Q_v}{T}\varphi_1 \qquad (1.10)$$

trong đó Q_v - trọng lượng vật nâng (kg),

$\varphi_1 = 0,5 \div 0,9$ - hệ số tính đến việc chất tải không như nhau trong mỗi chuyến chở.

Thời gian của một chuyến chở cũng giống như đối với các thang máy chở người, được tính theo công thức (1.3).

Sức nâng danh nghĩa của thang máy chở hàng xác định theo công thức

$$Q = Q_v + G_{tp} + G_{ng} \qquad (1.11)$$

trong đó Q_v - trọng lượng vật nâng,

G_{tp} - trọng lượng của thiết bị phụ được nâng cùng với vật nâng,

G_{ng} - trọng lượng của người điều khiển thang máy và những người áp tải (trong thang máy chở hàng có người áp tải).

Sức nâng này được qui tròn đến trị số gần nhất theo quy phạm.

Sức nâng cần thiết của thang máy Q khi vật nâng có trọng lượng là Q_v sơ bộ có thể xác định theo điều kiện

$$Q = \frac{Q_v}{\gamma} \qquad (1.12)$$

trong đó γ - hệ số sử dụng sức nâng danh nghĩa của thang máy, hệ số này tính đến trọng lượng của thiết bị được chất tải cùng với vật nâng.

- Khi chất tải bằng xe rùa điện - $\gamma = 0,4 - 0,5$
- Khi chất tải bằng xe con đẩy tay - $\gamma = 0,6 - 0,8$;
- Khi nâng vật trong các kệ - $\gamma = 0,8 - 0,9$; khi chất tải bằng tay - $\gamma = 1$.

Đa số trường hợp, các thang máy chở hàng được lắp đặt trong những

tòa nhà cao từ 4 - 6 tầng. Đối với các thang máy này thì độ chính xác dừng cabin ở mỗi điểm dừng có ý nghĩa lớn. Trong một số trường hợp độ chính xác dừng cabin đòi hỏi khoảng 3 - 5 mm, cho nên đối với thang máy này người ta lấy tốc độ chuyển động của cabin không cao (khoảng chừng 0,1 - 0,5 m/giây). Như đã trình bày ở trên tốc độ của các thang máy này theo tiêu chuẩn nằm trong giới hạn từ 0,25 đến 0,5 m/giây.

1.4 NGUYÊN TẮC CHUNG VỀ TÍNH BỀN THANG MÁY

Các chi tiết của thang máy, tùy thuộc vào thời gian làm việc của chúng có thể chia thành hai nhóm cơ bản

1- Các chi tiết thường xuyên làm việc trong thời gian thang máy làm việc.

2- Các chi tiết chỉ làm việc trong các trường hợp có sự cố (bộ hãm bảo hiểm, bộ giảm chấn...)

• Khi tính các chi tiết của nhóm thứ nhất cần phải tính đến khả năng làm việc của chúng trong các điều kiện sau

- Trường hợp tính toán thứ nhất

Khi có tải trọng danh nghĩa tác dụng khi thang máy làm việc.

- Trường hợp tính toán thứ hai

Khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm và bộ giảm chấn (do hỏng bộ tời, đứt cáp v.v...).

- Trường hợp tính toán thứ ba

Khi cabin chịu tải trọng thử trong lúc khám nghiệm thang máy để xin cấp phép sử dụng theo quy phạm an toàn.

- Trường hợp tính toán thứ tư

Cũng cần kiểm tra độ bền các chi tiết của thang máy khi cabin bị kẹt trên các dẫn hướng (chẳng hạn như khi các dẫn hướng bị lệch đi do nhà bị lún, hay khi cabin va chạm vào các vật thể ngẫu nhiên rơi vào).

• Tải trọng tính toán Q_t do trọng lượng của vật nâng Q hoặc trọng lượng của đối trọng cần được xác định có tính đến lực quán tính P_i khi mở máy và dừng máy cabin.

Trường hợp tính toán thứ nhất ta có

$$Q_t = Q + P_i = mg + ma = Q\left(1 + \frac{a}{g}\right) = Q.K_d \qquad (1.12)$$

trong đó m - khối lượng của vật nâng (kg),

a - gia tốc khi mở máy hoặc khi dừng máy ($m/giây^2$),

g - gia tốc trọng trường ($m/giây^2$),

K_d - hệ số động

Trong trường hợp này $$K_d = 1 + \frac{a}{g} \quad (1.13)$$

Khi tính toán thang máy theo tải trọng danh nghĩa (trường hợp tính toán thứ nhất) thì trị số a lấy tương ứng với điều kiện làm việc bình thường của thang máy. Nhưng cũng cần biết rằng do việc đặt lực là đột ngột nên trị số K_d thực tế sẽ lớn hơn trị số tính toán theo công thức (1.13), cho nên, hợp lý là nên tăng trị số của chúng lên 20 - 30% (tùy thuộc vào tốc độ cabin) so với trị số tính toán.

Tải trọng tính toán do trọng lượng cabin

$$G_t = G \,.\, K_d \quad (1.14)$$

Hệ số K_d cũng lấy theo công thức (1.13)

Trường hợp tính toán thứ hai: xác định tải trọng tính toán theo công thức (1.12) - cabin tập kết lên bộ hãm bảo hiểm và bộ giảm chấn. Trị số K_d cũng tính theo (1.13). Khi có đặt tải trọng va đập chẳng hạn như khi ở các bộ hãm bảo hiểm tác động tức thời) hợp lý nên tăng K_d lên 20 - 30%.

Khi xác định trị số tải trọng tính toán Q_t của trọng lượng vật nâng đối với trường hợp này, xuất phát từ quy phạm an toàn, đòi hỏi tăng sự quá tải của thang máy 10% so với vật nâng danh nghĩa.

Như vậy $$Q_t = 1,1Q.K_d \quad (1.15)$$

Khi khám nghiệm định kỳ thang máy (trường hợp tính toán thứ ba). Khi thử tải tĩnh thang máy thì tải thử vượt 1,5 - 2 lần so với tải danh nghĩa. Tải trọng tính toán của trọng lượng vật nâng đối với trường hợp này là

$$Q_t = Q,K_{qt} \quad (1.16)$$

trong đó K_{qt} - hệ số quá tải,

K = 1,5 - thang máy có tang quấn cáp và dùng xích làm dây kéo,

K = 2 - thang máy có puli dẫn cáp.

Trường hợp cabin bị kẹt (trường hợp tính toán thứ tư), tải trọng được xác định theo mômen lớn nhất của động cơ (đối với các bộ tời có tang quấn cáp) hoặc theo mômen lớn nhất trên puli dẫn cáp (đối với bộ tời có puli dẫn cáp).

Đối với các chi tiết của nhóm hai chỉ làm việc trong những trường hợp có sự cố (bộ hãm bảo hiểm, bộ giảm chấn) tải trọng tính toán được tính theo các công thức (1.13) ÷ (1.15).

Khi chọn ứng suất cho phép đối với các chi tiết của nhóm thứ nhất khi tính toán chúng theo tải trọng danh nghĩa (trường hợp tính toán thứ nhất) và số chu kỳ chịu tải trong toàn bộ thời hạn phục vụ $Z \geq 0,5 \cdot 10^6$ (các chi tiết của bộ tời thang máy) thì người ta lấy giới hạn mỏi làm ứng suất nguy hiểm.

• Ứng suất cho phép khi chu trình tải đối xứng

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{K_{tl}.K_{t.u}.n} \tag{1.17}$$

Ứng suất cho phép khi chu trình tải mạch động

$$[\sigma] \approx \frac{\sigma_o}{K_{tl}.K_{t.u}.n} \tag{1.18}$$

Trong các công thức này

σ_{-1} và σ_o - tương ứng là giới hạn mỏi khi chu trình tải đối xứng và chu trình tải mạch động,

K_{tl} - hệ số tỷ lệ tính đến ảnh hưởng của các kích thước của chi tiết đến giới hạn mỏi,

$K_{t.u}$ - hệ số tập trung ứng suất tại những chỗ có thay đổi đột ngột hình dáng của chi tiết (chỗ tiện rãnh, bậc, rãnh then...),

n - hệ số dự trữ bền.

Để tính toán sơ bộ, khi các trị số K_{tl}, $K_{t.u}$ còn chưa biết, có thể lấy

$$K_{tl}.K_{t.u}.n = n'$$

trị số n' lấy theo bảng 1.6.

Bảng 1.6: *Hệ số n' để chọn sơ bộ ứng suất cho phép*

Loại chi tiết	Hệ số n'
Các chi tiết làm bằng thép tròn:	
- có bề mặt gia công tinh	1,5 - 2
- có bề mặt không gia công	1,7 - 2,3
Trục truyền, trục tâm, ngỗng trục:	
- tại những chỗ có lắp then và làm bậc	2,2 - 2,8
- ở những chỗ có ren, chịu kéo	3,5 - 4,5
Bánh răng:	
- sau khi thường hóa hoặc tôi thể tích	1,5
- khi tôi bề mặt	1,8
- có bề mặt thấm than hoặc thấm nitơ	1,2

Sau khi xác định các kích thước và hình dáng của chi tiết, tiến hành tính duyệt lại độ bền của nó theo các trị số thực $K_{tl}, K_{t.t}$.

• Khi chi tiết chịu tải ít hoặc chịu tải động (ví dụ như các trục của các puli cân bằng), thì có thể lấy giới hạn chảy σ_T (đối với các chi tiết bằng thép) hoặc giới hạn bền σ_B (đối với các chi tiết bằng gang) làm ứng suất nguy hiểm. Đối với trường hợp này

$$[\sigma]=\frac{\sigma_T}{n_o}\ ; \qquad [\sigma]=\frac{\sigma_B}{n_o} \tag{1.19}$$

Đối với các chi tiết bằng thép lấy n_o = 2 ÷ 3 tùy thuộc vào vật liệu (phôi rèn hoặc đúc) và tính chất làm việc của chi tiết. Đối với các chi tiết đúc bằng gang $n_o \approx 3 \div 4$.

Cũng theo các công thức này, khi tính toán các ứng suất cho phép các chi tiết của nhóm thứ nhất và nhóm thứ hai chịu tác dụng của tải trọng sự cố. Vì các tải trọng này là tải trọng ngẫu nhiên nên hệ số dự trữ bền trong trường hợp này có thể giảm đi 20 - 30%.

Khi tính toán các chi tiết chịu tác dụng của tải trọng thử hoặc trong trường hợp kẹt cabin (các trường hợp tính toán thứ ba và thứ tư) thì các ứng suất cho phép cũng được tính theo các công thức (1.19). Trường hợp này có thể lấy hệ số dự trữ bền n_o = 1,1 ÷ 1,3.

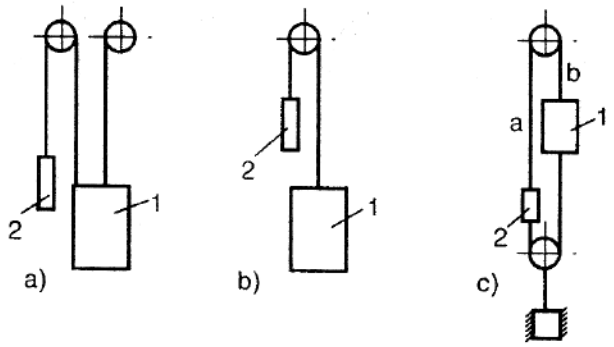
Các kích thước cuối cùng của các chi tiết nhóm thứ nhất được ấn định theo trạng thái tính toán bất lợi nhất (theo điều kiện bền) trong số các trường hợp tính toán đã xem xét ở trên.

Chương 2

CÂN BẰNG THANG MÁY VÀ HỆ THỐNG TREO CABIN

2.1 CÁC HỆ THỐNG CÂN BẰNG THANG MÁY

Để giảm công suất của động cơ và tải trọng tác dụng lên bộ tời thang máy thì trọng lượng của cabin và một phần của trọng lượng vật nâng trong đa số trường hợp các thang máy, được cân bằng bởi đối trọng. Các thang máy không có đối trọng được sử dụng rất hiếm, chẳng hạn như khi sử dụng bộ palăng làm bộ tời nâng, trong một số thang máy nâng hàng nhỏ.



Hình 2.1: *Các sơ đồ cân bằng thang máy*

Trên hình 2.1 đưa ra hai sơ đồ cân bằng thang máy.

Sơ đồ hình 2.1a đối trọng 2 liên hệ trực tiếp với cabin 1. Trường hợp này chỉ cho phép cân bằng một phần trọng lượng của cabin vì khi cân bằng toàn bộ trọng lượng cabin thì sự hạ cabin lúc không có vật sẽ không thể thực hiện được. Sơ đồ này được sử dụng rất hiếm, chẳng hạn như trong một số thang máy có cabin rất nặng. Thông thường, sự cân bằng thang máy được thực hiện theo sơ đồ trên hình 2.1.b.

Sơ đồ hình 2.1b

Trong trường hợp này, ở các thang máy có puli dẫn cáp thì đối trọng 2 được treo trực tiếp trên các đầu cáp nâng vắt qua puli và đồng thời tạo ra lực căng cần thiết và lực bám của cáp với puli. Ở các bộ tời dùng tang quấn cáp thì đối trọng được treo trên các dây cáp phụ cũng được quấn trên chính

tang này như cáp nâng nhưng theo hướng ngược lại. Ở sơ đồ này các mômen tác dụng lên trục của puli dẫn cáp (hoặc tang) được cân bằng với trọng lượng cabin 1 và một phần của trọng lượng vật nâng. Trọng lượng của đối trọng được xác định từ điều kiện

$$G_{đt} = G_{cabin} + \psi.Q \qquad (2.1)$$

trong đó Q - trọng lượng tối đa của vật nâng,

G_{cabin} - trọng lượng cabin,

ψ - hệ số cân bằng trọng lượng vật nâng.

Mômen tĩnh lớn nhất tác dụng lên puli dẫn cáp (hoặc tang) khi nâng cabin cùng với tải từ vị trí dưới cùng sẽ bằng

$$M_{tg} = (\varphi Q + G_{cabin} + G_{cáp_{cb}} - G_{đt})\frac{D}{2} = \left[Q(\varphi - \psi) + G_{cáp_{cb}}\right]\frac{D}{2} \qquad (2.2)$$

trong công thức này

$G_{cáp_{cb}}$ - trọng lượng các sợi cáp treo cabin;

φ - hệ số sử dụng sức nâng của thang máy, tính đến sự biến động về mức độ chất tải cabin khi làm việc,

D - đường kính tang hoặc đường kính của puli dẫn cáp.

Đối với trường hợp hạ cabin rỗng từ vị trí trên cùng thì mômen này sẽ bằng

$$M'_{tg} = (G_{đt} + G_{cáp_{đt}} - G_{cabin}).\frac{D}{2} = (\psi Q + G_{cáp_{đt}}).\frac{D}{2} \qquad (2.3)$$

và mômen này ngược dấu với mômen M_{tg}.

Trong công thức này $G_{cáp_{đt}}$ - trọng lượng các dây cáp treo đối trọng.

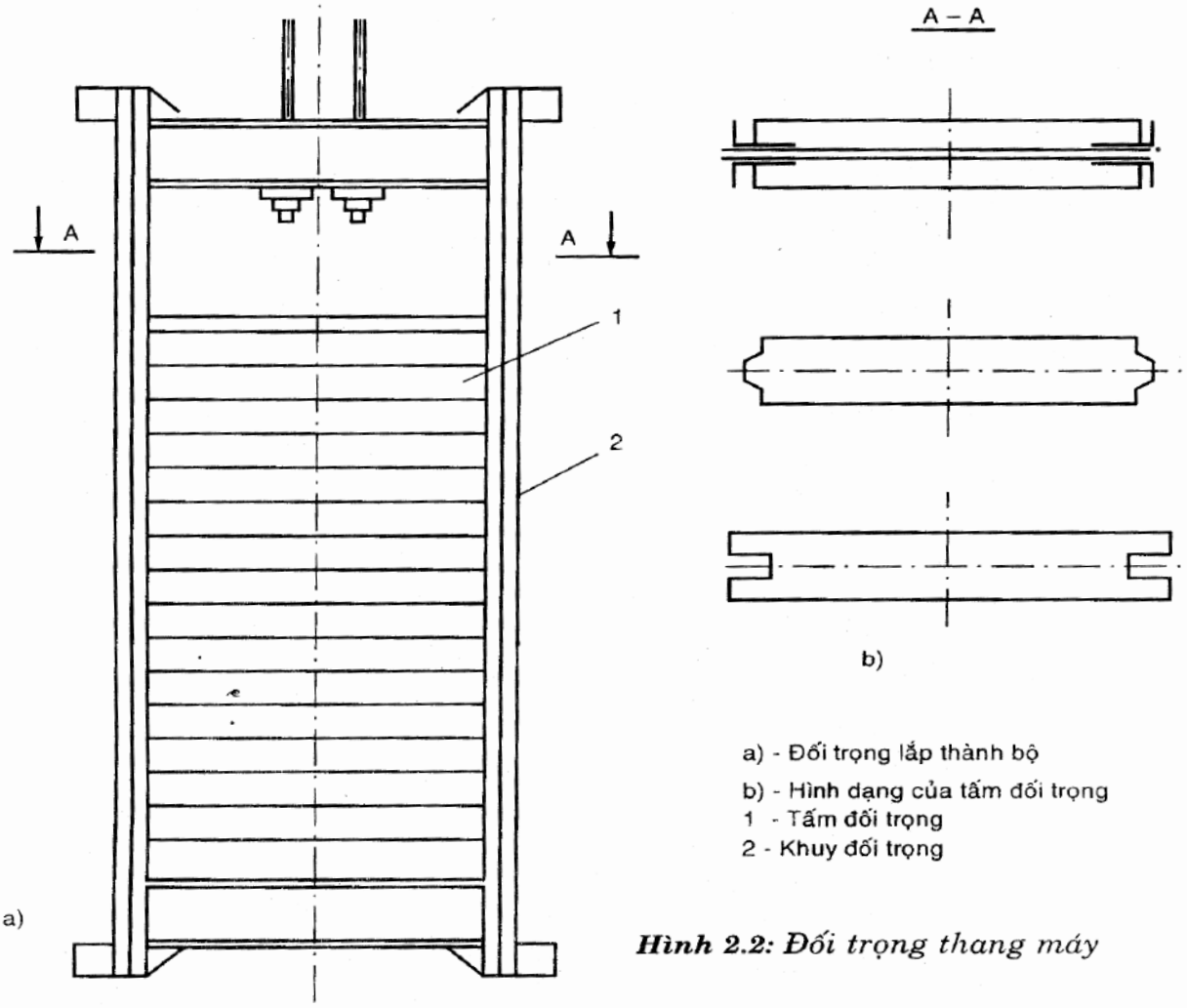
Khi cân bằng các mômen M_{tg} và M'_{tg} ở hai công thức (2.2) và (2.3) ta sẽ có $\psi = \frac{\varphi}{2}$

Trong một số trường hợp, để đảm bảo sự chất tải đều hơn cho bộ tời trong quá trình sử dụng thang máy, người ta thường lấy $\psi = 0,4$ lúc này ứng với hệ số sử dụng sức nâng tính toán của thang máy $\varphi = 0,8$. Đa số trường hợp người ta lấy $\psi = 0,5$ ứng với $\varphi = 1$.

Theo điều kiện kỹ thuật thiết kế thang máy thì các tấm đối trọng cần được chế tạo bằng bêtông cốt thép.

Trong các thang máy chở hàng cỡ nhỏ cho phép dùng đối trọng bằng gang. Các đối trọng bằng gang thường gặp trong các thang máy có sức nâng lớn, điều này cho phép giảm kích thước bao của đối trọng và do đó cũng giảm kích thước bao của giếng thang. Trọng lượng của đối trọng được lựa

chọn chính xác khi lắp đặt trong quá trình điều chỉnh thang máy. Để tiện lợi điều chỉnh thì đối trọng nên chế tạo theo kiểu ghép bộ.



a) - Đối trọng lắp thành bộ
b) - Hình dạng của tấm đối trọng
1 - Tấm đối trọng
2 - Khuy đối trọng

***Hình 2.2:** Đối trọng thang máy*

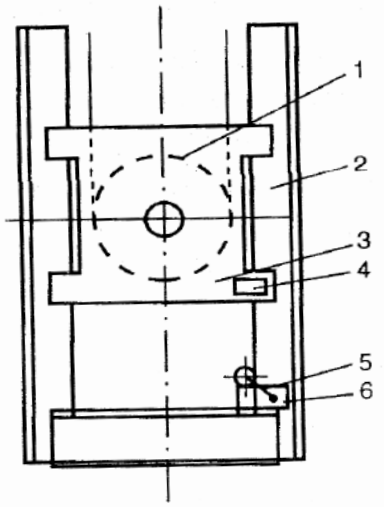
Bộ đối trọng gồm các tấm 1 có hình dạng khối hộp chữ nhật trọng lượng không quá 0,1Q để dảm bảo độ chính xác điều chỉnh mômen trên trục của puli dẫn cáp là ± 5 - 7%. Theo điều kiện kỹ thuật thiết kế thang máy thì trọng lượng của mỗi tấm đối trọng không vượt quá 60 kg để cho hai người công nhân có thể nhấc nổi nó bởi vì việc sử dụng thiết bị nâng phụ để lắp đặt đối trọng thường rất khó khăn. Đối trọng của các thang máy nâng hàng loại nhỏ đôi khi người ta cũng chế tạo dưới dạng một khối liền.

Các tấm đối trọng được lắp vào khung được chế tạo từ thép góc hoặc thép [có dùng các vấu lồi hoặc rãnh xẻ. Nhờ có các vấu lồi hoặc rãnh xẻ mà chúng được giữ trên khung. Khung được chế tạo bằng thép hình và được lắp ghép lại bằng các mối ghép bulông. Nếu các kích thước cửa cho phép thì khung đối trọng có thể chế tạo bằng phương pháp hàn. Kích thước của

khung đối trọng về độ cao nên chọn, sao cho có thể lắp thêm được một vài tấm đối trọng phụ trong quá trình điều chỉnh thang máy khi lắp đặt.

Cũng như ở cabin, trên khung đối trọng có lắp các bộ guốc trượt dẫn hướng, trượt theo các dẫn hướng trong giếng thang. Theo quy phạm an toàn, khi tốc độ của cabin từ 1,5 m/giây trở lên thì trên khung đối trọng cũng cần phải có bộ hãm bảo hiểm để giữ cho đối trọng tránh bị rơi khi đứt cáp hoặc khi có sự cố của bộ tời nâng.

Cùng với sự tăng chiều cao nâng thì các tải trọng do trọng lượng cáp nâng cũng tăng lên. Ở các thang máy có sức nâng không lớn lắm, chúng có thể chiếm một phần đáng kể tải trọng chung tác dụng lên thang máy, cho nên khi độ cao trên 45 - 50 mét, để kinh tế nên lắp thêm các cáp phụ (cáp cân bằng), trọng lượng của chúng sẽ cân bằng với trọng lượng các cáp treo cabin và treo đối trọng. Các cáp này được treo theo sơ đồ trên hình 2.1c. Một đầu cáp được bắt chặt vào khung cabin 1, còn đầu khác thì bắt chặt vào khung đối trọng 2. Số lượng các cáp này (thường là một hoặc hai sợi) được ấn định theo thiết kế, trọng lượng của chúng lấy bằng trọng lượng các cáp ở trên đoạn ab giữa cabin và đối trọng.



Hình 2.3: *Sơ đồ thiết bị kéo căng các cáp cân bằng*

Để kéo căng các cáp cân bằng thì ở hố giếng thang có lắp đặt một thiết bị kéo căng hình 2.3.

Thiết bị gồm có puli dẫn hướng 1 và trọng vật 3. Để tránh tuột, trọng vật này trượt trên các dẫn hướng 2 lắp trên nền móng hố giếng thang. Theo quy phạm an toàn thì thiết bị này cần có một bộ cắt điện đặc biệt để dừng động cơ bộ tời khi đứt các cáp cân bằng hay khi lực căng các cáp cân bằng quá lớn. Trên sơ đồ thì bộ cắt điện 6 sẽ hoạt động khi tấm chặn 4 ép lên tay đòn 5.

Đường kính của puli dẫn hướng 1 của thiết bị kéo căng phụ thuộc vào kích thước cabin. Nên chọn đường kính này không nhỏ hơn 25 lần đường kính cáp. Thường thì trọng lượng của trọng vật kéo căng người ta lấy khoảng 300 ÷ 500 kg tùy thuộc vào đường kính puli dẫn hướng, đường kính

và trọng lượng của các cáp cân bằng. Đôi khi thay vì dùng cáp cân bằng người ta dùng xích. Xích có trọng lượng riêng lớn hơn cáp (trường hợp này là ưu điểm). Để giảm tiếng ồn khi nâng hoặc hạ cabin thì người ta cho qua các khâu của xích này một sợi cáp xốp có tẩm dầu. Khi dùng xích thì người ta không dùng thiết bị kéo căng.

2.2 HỆ THỐNG TREO CABIN VÀ ĐỐI TRỌNG

Để đảm bảo an toàn cho người thì cabin và đối trọng của thang máy chở người và thang máy chở hàng có người áp tải được treo trên không ít hơn hai sợi cáp cùng làm việc song song, ở các thang máy có sức nâng không lớn lắm (đa số trường hợp) điều này sẽ loại trừ sự cần thiết sử dụng hệ palăng và cabin được treo trực tiếp vào cáp nâng.

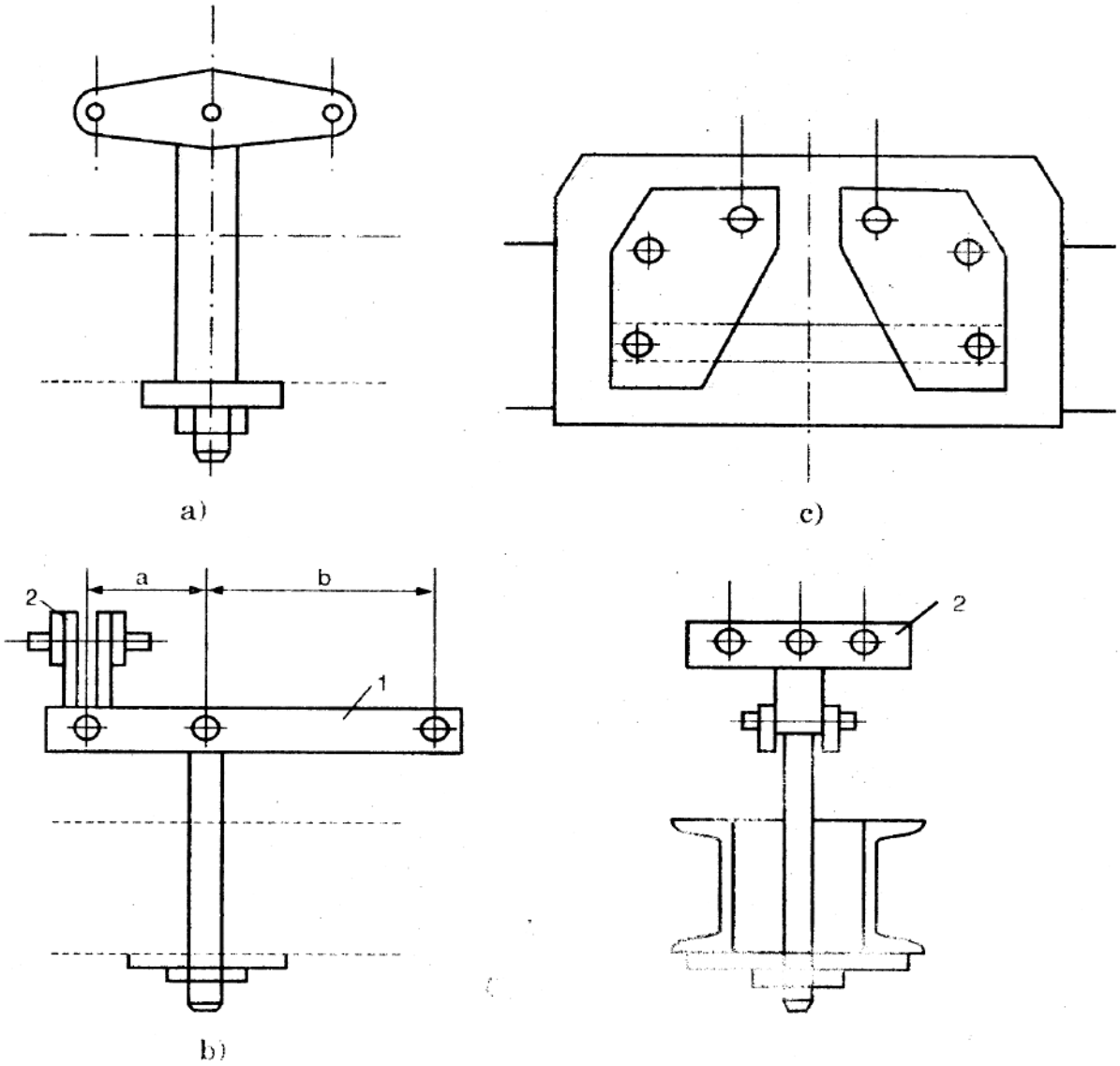
Hệ palăng thường chỉ được sử dụng trong những trường hợp đặc biệt chẳng hạn như trong các thang máy kiểu đẩy có sử dụng bộ tời có lực kéo nhỏ hơn so với yêu cầu... Cá biệt, trong các thang máy chở hàng tiêu chuẩn sức nâng 5000 KG hệ thống treo kiểu palăng cho phép sử dụng bộ tời của thang máy chở hàng sức nâng 2500 KG do việc thay đổi tốc độ cabin từ 0,5 xuống 0,25 m/giây.

Số sợi cáp tối thiểu cho phép, trên đó treo cabin hoặc đối trọng được chọn tùy thuộc vào kiểu tời, kiểu thang máy và sức nâng (xem bảng 2.1).

Bảng 2.1: *Số lượng cáp tối thiểu để treo cabin và đối trọng cho phép dùng trong các thang máy*

Loại thang máy	Số lượng cáp tối thiểu cho phép		
	Khi dùng tời có tang cuốn cáp	Khi dùng tời có puli dẫn cáp với sức nâng	
		Đến 350 KG	Trên 350 KG
- Chở người, chở hàng có người áp tải	2	3	4
- Thang máy bệnh viện	2	-	4
- Thang máy chở hàng không có người áp tải	1	2	2
- Thang chở hàng loại nhỏ	1	2	-

Trong các bộ tời có puli dẫn cáp, có một số trường hợp đòi hỏi tăng số sợi cáp theo điều kiện bền mòn của puli dẫn cáp. Để đảm bảo sức căng đều của các sợi cáp thì sự kẹp chặt chúng vào cabin được thực hiện nhờ các hệ thống treo cân bằng đặc biệt hoặc hệ thống treo lò xo, thể hiện trên hình 2.4 và hình 2.5.



Hình 2.4: *Các sơ đồ hệ thống treo cân bằng*

Trong hệ thống treo cân bằng hai cáp (hình 2.4a) các sợi cáp được kẹp trực tiếp vào các đầu của bộ cân bằng, bộ cân bằng được lắp bản lề vào khung cabin.

Trong hệ thống treo cân bằng ba cáp (hình 2.4b) có thêm một đòn ngang phụ 2, trên đó có kẹp hai sợi cáp. Tỷ số các tay đòn của bộ cân bằng chính 1 trong trường hợp này được xác định theo điều kiện

$$\frac{a}{b} = \frac{S}{2S} = \frac{1}{2}$$

trong đó S - lực căng của một sợi cáp.

Trong các bộ tời có puli dẫn cáp, do khoảng cách giữa các rãnh puli nhỏ nên khoảng cách giữa các đường trục cáp nâng cần phải là tối thiểu.

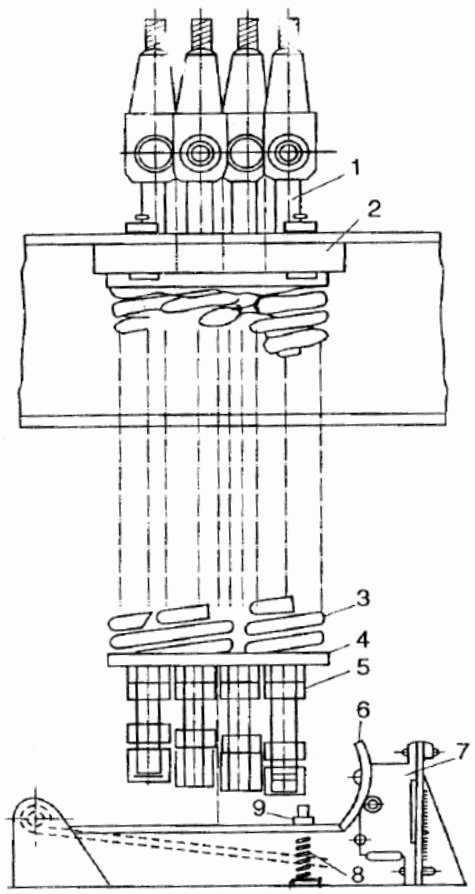
Với mục đích này, trong hệ thống treo cân bằng hai cáp người ta sử dụng việc đặt các đòn theo sơ đồ ở hình 2.4c. Người ta có thể sử dụng hệ thống treo cân bằng khi số sợi cáp đến 8 sợi. Nhưng khi số sợi cáp lớn hơn thì chúng tỏ ra rất cồng kềnh.

• Hệ thống treo lò xo thì tin cậy hơn (hình 2.5)

Trong các hệ thống treo này thì các sợi cáp được bắt chặt vào các thanh kéo đứng 1 được xỏ qua tấm 2. Tấm 2 tựa lên xà ngang phía trên của khung cabin.

Lực kéo căng cáp được truyền đến các vòng tựa 4, và sau đó qua lò xo 3 rồi đến tấm 2.

Lực căng của các lò xo được điều chỉnh trong khi lắp đặt nhờ các đai ốc 5, sao cho chiều dài của chúng khi treo cabin là như nhau. Để đảm bảo vị trí đúng của các sợi cáp so với puli dẫn cáp thì người ta làm cho tấm tựa 2 xoay được.



***Hình 2.5:** Hệ thống treo lò xo*

Nhược điểm của hệ thống treo lò xo là cabin bị dao động lớn khi mở máy và hãm thang máy.

Theo quy phạm an toàn, trong những trường hợp khi bộ hãm bảo hiểm không có liên hệ với các cáp nâng (điều này có thể gặp trong phần lớn các thang máy) thì các hệ thống treo cần phải có cơ cấu để dừng động cơ khi bị đứt hoặc giãn quá lớn một trong các sợi cáp (xem hình 2.5). Cơ cấu gồm có đòn 6, đòn này được lò xo 8 đẩy ép lên vị trí trên cùng. Vị trí của đòn được điều chỉnh bằng đai ốc 9 bắt vào đầu thanh dẫn hướng lò xo 8. Một đầu thanh được bắt chặt trên khung cabin. Khi một trong các sợi cáp bị kéo không đều hoặc bị đứt thì một đầu của thanh kéo của hệ thống treo lò xo sẽ ép lên đòn 6 dẫn tới tác động đến bộ ngắt hành trình 7 sẽ làm ngắt mạch điện cấp cho động cơ điện của tời. Khi treo cabin bằng hệ thống treo cân bằng thì các thiết bị an toàn cũng làm việc theo chính nguyên lý này.

Đối với các hệ thống treo có hai trường hợp để tính toán đó là trường hợp làm việc với tải danh nghĩa và làm việc với tải thử khi khám nghiệm kỹ thuật thang máy. Cũng cần tiến hành thêm việc kiểm tra bền các chi tiết của hệ thống treo đối với trường hợp cabin bị kẹp chặt trên dẫn hướng (trường hợp tính toán thứ tư).

Lò xo của hệ thống treo được tính toán theo lực do trọng lượng vật nâng và trọng lượng cabin. Độ cứng cần thiết của lò xo được xác định theo trị số biến dạng dài tới hạn cho phép λ của nó do lực kéo của các sợi cáp không như nhau và có thể do sự trượt cáp trên puli. Biến dạng dài này, trong mỗi trường hợp nhất định sẽ được xác định tùy thuộc vào độ cao nâng và dung sai kích thước của puli dẫn cáp.

Khi ký hiệu độ suy giảm cho phép của cáp là ΔS ta xác định độ cứng cần thiết của lò xo theo công thức

$$C = \frac{\Delta S}{\lambda} \quad (KG/cm) \tag{2.4}$$

Các kích thước cần thiết của lò xo khi có độ cứng cho trước và chịu tải trọng tính toán P_t được xác định theo các công thức

$$C = \frac{64nr^3}{G.d^4} \tag{2.5}$$

$$P_t = \frac{n.d^3[\tau]}{16.r} \tag{2.6}$$

trong đó r - bán kính trung bình của lò xo (cm),

n - số vòng cuộn của lò xo,

d - đường kính sợi thép làm lò xo (cm),

G - môđun đàn hồi trượt (KG/cm^2),

$[\tau]$ - Ứng suất cho phép (KG/cm^2).

2.3 CÁP THÉP DÙNG CHO THANG MÁY

Khi chọn cáp thép cho thang máy nên ưu tiên chọn cáp thép có sợi tiếp xúc đường vì có độ bền mòn cao hơn. Đối với các bộ tời có dùng tang quấn cáp nên sử dụng cáp ЛК-Р theo ГОСТ 2688-55 có sáu tao và 19 sợi trong một tao. Trong các bộ tời có puli dẫn cáp nên chú ý đến độ mài mòn của các sợi thép của cáp khi cáp bị trượt trên puli dẫn cáp. Đối với các bộ tời này nên dùng cáp có các sợi ở lớp ngoài cùng của các tao có đường kính lớn hơn. Theo điều kiện kỹ thuật thiết kế thang máy, để treo cabin và đối trọng nên dùng cáp kiểu ЛК-О theo ГОСТ 3077-55 có sáu tao và 19 sợi

trong một tao và theo ГОСТ 3080-55 có tám tao và 19 sợi trong một tao. Đối với các thang máy chở hàng cũng như cáp phụ (chẳng hạn như cáp cân bằng) có thể dùng cáp có sợi tiếp xúc điểm theo ГОСТ 3070-55 và 3071-55 nhưng việc sử dụng cáp có kết cấu này do có độ bền mòn kém nên cần tránh dùng.

Giới hạn bền các sợi thép của cáp thang máy khi chiều cao nâng không lớn, khi trọng lượng của cáp không lớn lắm có thể lấy khoảng $160\,N/mm^2$. Khi lấy giới hạn bền nhỏ thì cáp sẽ nặng, nếu lấy giới hạn bền lớn thì có thể gặp trở ngại khi thay cáp bị mòn bằng cáp mới.

Trong các thang máy nhà cao tầng, nơi có độ cao nâng lớn thì trọng lượng cáp đóng vai trò đáng kể, hợp lý nên sử dụng cáp có giới hạn bền cao hơn (đến $200\,N/mm^2$ và trên nữa). Thường hiện nay cáp thép được chế tạo tại các nhà máy sản xuất cáp, có loại cáp bện chéo và bện xuôi. Nhưng theo khả năng chống mòn thì cáp bện chéo không bằng cáp bện xuôi. Nên việc sử dụng cáp bện xuôi trong các thang máy là hợp lý hơn.

Theo quy phạm an toàn thì cáp dùng để treo cabin được tính toán theo lực căng tĩnh do trọng lượng của cabin G_{cabin}, trọng lượng danh nghĩa của vật nâng Q và trọng lượng riêng lớn nhất của cáp $G_{cáp}$ (khi cabin ở vị trí dưới cùng), tức là

$$S = \frac{Q + G_{cabin} + G_{cáp}}{i} \tag{2.7}$$

Hệ số dự trữ bền $$n = \frac{R}{S} \tag{2.8}$$

trong đó i - số sợi cáp treo cabin

R - lực kéo đứt thực tế của cáp (lấy theo chứng chỉ xuất xưởng cáp)

Hệ số dự trữ bền nhỏ nhất cho phép của cáp lấy theo bảng 2.2.

Bảng 2.2: *Hệ số dự trữ bền nhỏ nhất cho phép của cáp thang máy*

Loại tời	Tốc độ danh nghĩa (m/giây)	Hệ số dự trữ bền của cáp n	
		Thang máy chở hàng không có người áp tải, loại nhỏ	Thang máy chở hàng có người áp tải, thang máy chở người, thang máy bệnh viện
Có tang cuốn cáp	đến 1	8	9
Có puli dẫn cáp	đến 1	10	12
	trên 1 đến 2	11	13
	trên 2 đến 4	12	14
	trên 4	13	15

Các tải trọng phụ (như lực cản trong các dẫn hướng, tải trọng động khi mở máy và khi phanh thang máy...) trường hợp này đã được tính bằng hệ số dự trữ bền.

• Khi độ cao nâng lớn thì trọng lượng của cáp có thể vượt quá trọng lượng danh nghĩa của vật nâng Q. Trường hợp này việc chọn cáp tiện lợi nên tiến hành tính toán trọng lượng cáp theo diện tích tiết diện các sợi thép của nó. Diện tích này có thể xác định theo biểu thức sau

$$\frac{Q+G_{cabin}}{i} + f.L.\gamma = \frac{\sigma_b}{n}.f.\alpha$$

trong đó L - chiều dài tính toán lớn nhất của cáp (khi cabin ở vị trí dưới cùng) (m)

f - diện tích tiết diện các sợi thép của cáp (mm^2)

γ - trọng lượng 1 mét cáp tính cho tiết diện 1 mm^2

Đối với cáp theo ГОСТ 2688-55 và ГОСТ 3077-55 $\gamma = 0{,}0093\ KG/mm^2$;

Đối với cáp theo ГОСТ 3080-55 $\gamma = 0{,}0098\ KG/mm^2$

$\alpha = 0{,}85$ - hệ số tính đến sự giảm độ bền các sợi théo khi bện thành cáp

σ_b - giới hạn bền của các sợi thép (KG/mm^2)

Từ công thức trên ta tìm diện tích tiết diện cần thiết của các sợi thép cáp thép

$$f = \frac{Q+G_{cabin}}{\left(\frac{\sigma_b}{n}\alpha - \gamma.L\right).i} \qquad (2.9)$$

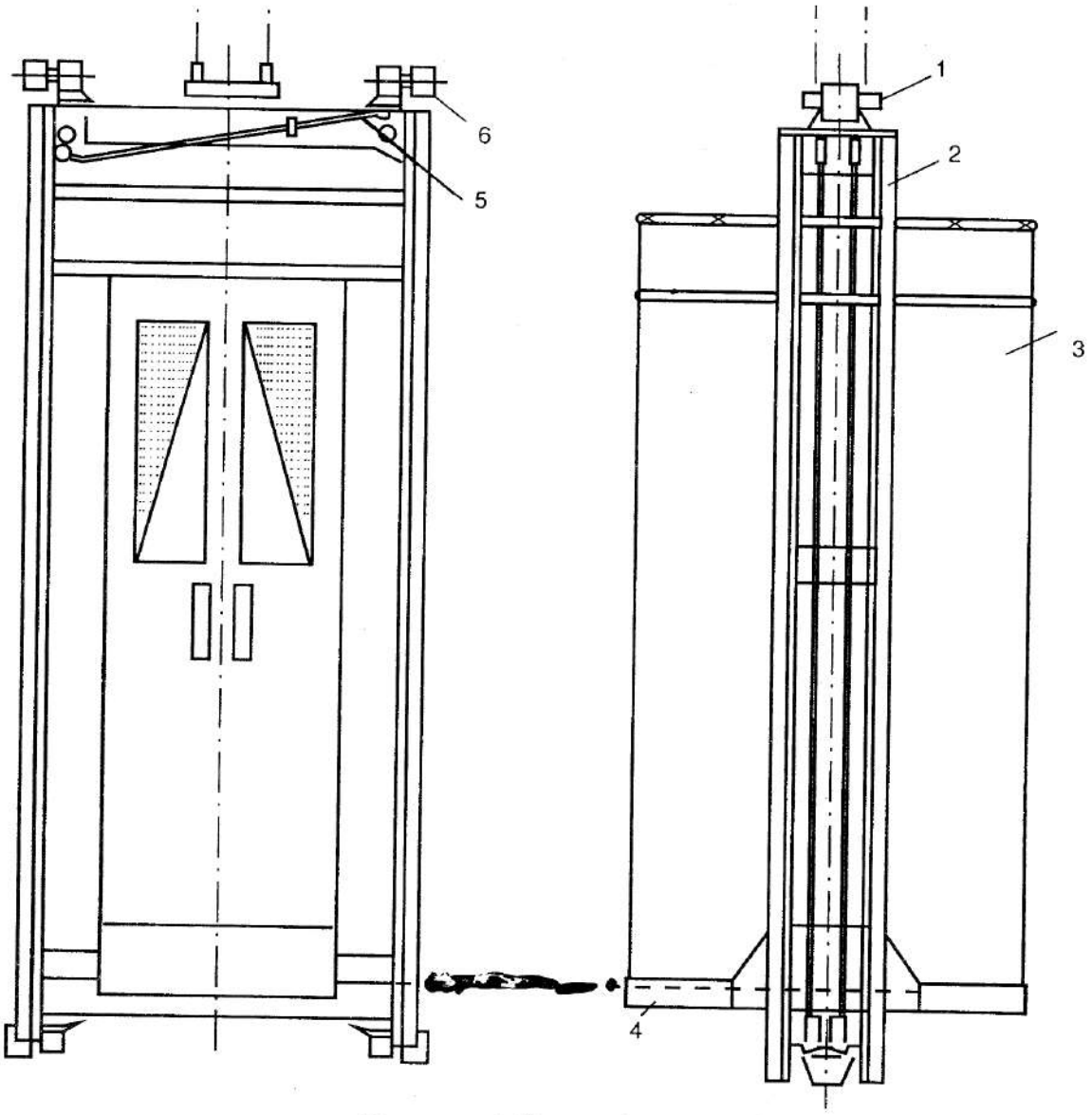
Theo diện tích này, theo ГОСТ có thể chọn được cáp cần thiết. Ngoài ra còn kiểm tra thêm cáp theo công thức (2.8) khi đã chọn hệ số dự trữ bền theo bảng 2.2.

Cáp treo đối trọng được tính toán theo sức căng do trọng lượng của đối trọng và trọng lượng riêng của cáp. Hệ số dự trữ bền của cáp này cũng lấy giống như đối với cáp treo cabin. Trong bộ tời có dùng puli dẫn cáp thì đối trọng được treo trực tiếp vào các đầu cáp nâng cabin, trường hợp này thì đường kính cáp treo cabin và cáp treo đối trọng dĩ nhiên là sẽ như nhau.

Chương 3

CABIN THANG MÁY

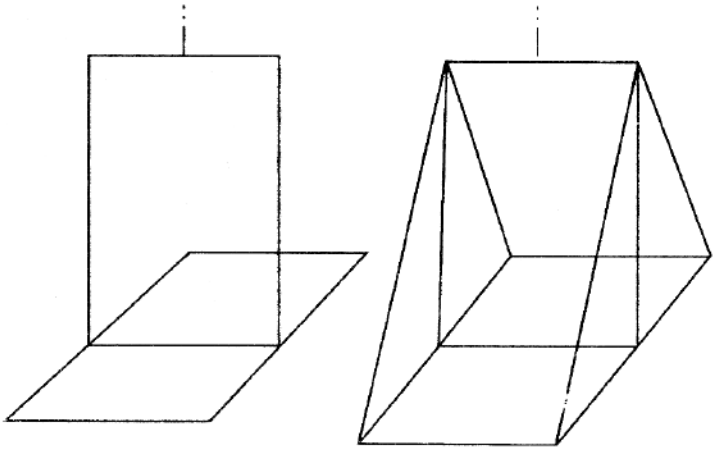
3.1 KẾT CẤU CABIN - VỎ BAO CHE VÀ SÀN CABIN



Hình 3.1: Tổng thể cabin

Phần cơ bản của cabin là bộ khung, nơi mà tất cả các tải trọng truyền lên đó và vỏ bao che 3 (xem hình 3.1). Bộ khung gồm có khung đứng 2, trên

đó có lắp hệ thống treo cáp 1, các guốc tựa 6, bộ hãm bảo hiểm 5 và khung ngang 4, trên đó có lắp sàn cabin. Các sơ đồ của bộ khung được biểu diễn riêng trên hình 3.2. Cabin có thể có một lối vào hoặc hai lối vào bố trí đối diện nhau hoặc bố trí vuông góc nhau. Trường hợp các lối vào bố trí vuông góc nhau thì các guốc trượt của cabin cũng như các dẫn hướng phải bố trí theo đướng chéo của cabin. Thường thì lối vào cabin có lắp cửa.



Hình 3.2: *Các sơ đồ bộ khung cabin thang máy*

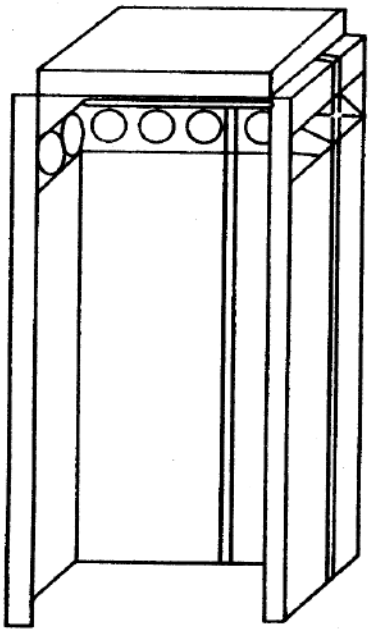
Dầm trên và dầm dưới của khung đứng chịu uốn, được chế tạo bằng thép hình chữ C, trong cabin thang máy chở hàng loại nhỏ chúng được chế tạo từ thép góc liên kết với nhau bằng các tấm nối.

Thường thì các thanh đứng được chế tạo bằng thép góc đều cạnh hoặc thép góc không đều cạnh. Khung ngang được chế tạo bằng thép góc và khi tải trọng lớn thì chế tạo bằng thép chữ C. Khi cabin có kích thước lớn thì khung ngang được tựa lên các thang giằng phụ (xem hình 3.2) bằng thép tròn hoặc thép góc. Các thang giằng chế tạo bằng thép tròn ở các đầu có ren để bắt các đai ốc nhờ có các đai ốc này thanh giằng được tựa lên khung. Để đặt bộ khung vào trong giếng thang đã chế tạo sẵn có kích thước không lớn thì khung đứng được chế tạo có thể tháo lắp được, các bộ phận của nó được liên kết lại với nhau khi lắp đặt bằng các bulông. Để có độ cứng vững hơn thì trong các cụm của nó người ta lắp thêm các bản nối.

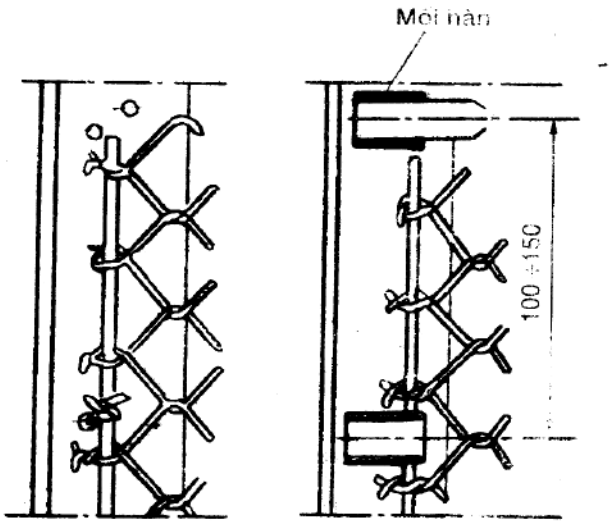
Vật liệu và kết cấu của vỏ bao che cabin phụ thuộc vào công dụng của thang máy. Đối với các thang máy chở người, thường sử dụng vỏ bao che gồm các tấm gỗ liên kết với nhau bằng các bulông, móc hoặc mộng. Ngày nay người ta đang sử dụng rộng rãi vỏ bao che cabin bằng các tấm kim loại dập khuôn. Trong một số trường hợp ở độ cao trên 1000 mm tính từ sàn trở

lên người ta lắp kính cho vỏ bao che điều này làm cho cabin sáng hơn. Theo quy phạm an toàn thì chiều dày của kính không được nhỏ hơn 4 mm.

Đối với hình dáng bên ngoài của vỏ bao che cabin thang máy chở hàng không đòi hỏi yêu cầu cao. Vỏ cabin thang máy chở hàng thường được chế tạo bằng các tấm kim loại kín hoặc bằng các lưới thép. Chiều dầy của các tấm kim loại không dưới 1,4 mm. Lưới được chế tạo bằng các sợi thép đường kính không dưới 1,4 mm và theo quy phạm an toàn các mắc lưới không nhỏ hơn 20 mm. Khi dùng vỏ bao che cabin bằng lưới thì phần dưới của cabin ở độ cao không dưới 1 m được bảo vệ bằng các tấm kim loại kín có chiều dầy không dưới 1,4 mm. Các vỏ bao che của các cabin thang máy chở hàng cũng được chế tạo bằng gỗ, chế tạo thành những khoang riêng biệt có khung kim loại hàn bằng thép góc. Giữa các khoang liên kết với nhau bằng các bulông. Việc liên kết các lưới vào các thép góc trong các khoang được tiến hành hoặc bằng các sợi thép xuyên qua các lỗ suốt ở trên khung hoặc bằng các võng móc được hàn vào thép góc (xem hình 3.4).



Hình 3.3: *Vỏ bao che bằng kim loại cabin thang máy chở người*



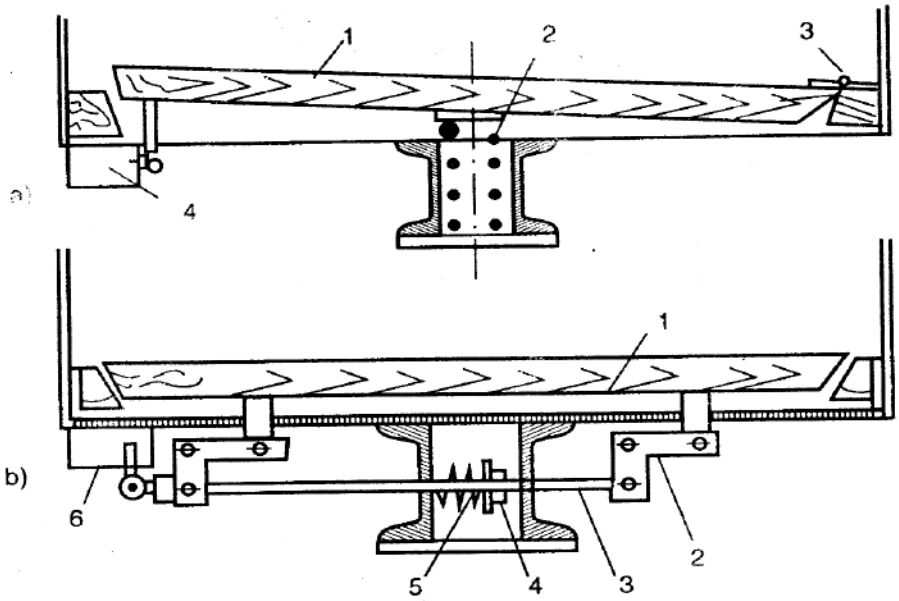
Hình 3.4: *Các phương án bắt lưới bao che cabin*

Sàn cabin tùy thuộc vào công dụng của thang máy có thể làm bằng gỗ hoặc kim loại. Trong thang máy chở người, tải trọng tập trung không lớn thì sàn được chế tạo bằng gỗ tấm phủ bằng vải sơn hoặc chất dẻo để giảm tiếng ồn và cải thiện hình dạng bên ngoài của cabin. Sàn gỗ cũng có thể lắp trong thang máy chở hàng, trường hợp này để giảm mòn, sàn được phủ

bằng các tấm thép có rãnh khía. Khi có tải trọng tập trung lớn chẳng hạn tải do các bánh xe tác dụng lên sàn thì sàn của thang máy chở hàng chế tạo bằng kim loại có các gân tăng cứng. Mái che cabin được chế tạo riêng biệt với vỏ bao che và liên kết với vỏ bao che bằng các bulông hoặc mộng. Mái che cần được tính toán cho tải trọng tập trung 100 kg.

Do kích thước của cabin thang máy chở người không lớn nên trong cabin cần có những lỗ thông gió tự nhiên được đậy bằng lưới. Để đảm bảo cho người thoát ra khỏi cabin khi có tai nạn hoặc khi cabin bị dừng cưỡng bức giữa các tầng thì trên nóc cabin cần phải có một cửa an toàn có kích thước không nhỏ hơn 400 x 500 mm có nắp đậy có thể lật lên trên hoặc đẩy trượt được. Nhân viên bảo trì thang máy cũng có thể qua cửa này để bôi trơn các dẫn hướng hoặc xem xét các cơ cấu lắp đặt trong giếng thang.

Trong các thang máy chở người điều khiển từ cabin nhưng có thêm sự gọi cabin đến các tầng, thì cần thiết phải loại trừ khả năng gọi cabin trong trường hợp khi trong cabin đã có người. Với mục đích này, sàn cabin người ta làm di động. Dưới tác động của trọng lượng một người, sàn cabin sẽ hạ xuống và tác dụng vào một tiếp điểm đặc biệt ở dưới sàn lắp vào mạch điều khiển thang máy. Một trong các phương án kết cấu loại sàn như vậy được sử dụng rộng rãi trong các thang máy đời trước thể hiện trên hình 3.5.a.



Hình 3.5: Các sơ đồ sàn di động của cabin thang máy

Tấm di động 1 của sàn được lắp vào thành viền của khung ngang của cabin bằng các bản lề 3 và khi không có người trong cabin thì tấm di động được giữ ở vị trí nâng bởi lò xo 2. Dưới tác dụng của trọng lượng một người

thì tấm di động 1 hạ xuống và ấn lên cái chốt (hoặc con lăn) của tiếp điểm dưới sàn 4 của mạch điều khiển cabin từ bên ngoài. Tiếp điểm này cần phải làm việc khi tải tác dụng là 15 kg đặt ở khoảng cách không dưới 300 mm tính từ lối vào cabin.

Thiết bị này là rất đơn giản nhưng không đủ độ tin cậy khi làm việc, vì khi vật nằm ở bản lề sàn có thể không hạ xuống được và không đóng tiếp điểm.

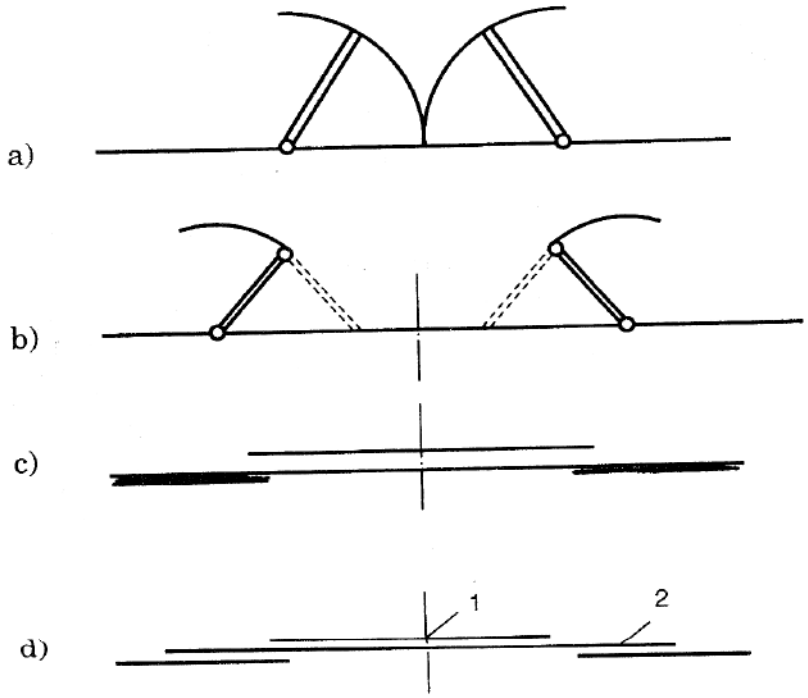
Đối với tất cả các thang máy được thiết kế lại theo quy phạm an toàn, đòi hỏi tiếp điểm phải làm việc với một vị trí bất kỳ của vật đặt trong cabin. Vì vậy, hiện nay người ta sử dụng kết cấu sàn trên hình 3.5b. Trong kết cấu này tấm 1 tựa trên bốn đòn xoay 2 và khi không có vật trong cabin thì tấm này được đẩy lên vị trí trên cùng bằng lò xo 5. Một đầu của lò xo này tựa lên khung cố định, còn đầu thứ hai thì tựa vào đai ốc điều chỉnh 4 của thanh kéo 3. Khi sàn hạ xuống thì thanh kéo tác động vào tiếp điểm dưới sàn 6.

Trong các kết cấu sàn di động có trang bị các gối tựa đặc biệt để hạn chế hành trình của sàn, và các tấm đệm đàn hồi để giảm nhẹ va đập của sàn vào các gối tựa này.

Hành trình của sàn không thể quá lớn vì lúc đó hành khách sẽ có cảm giác khó chịu. Theo quy phạm an toàn thì trị số hành trình này không được lớn hơn 20 mm. Theo điều kiện kỹ thuật thiết kế thang máy hành trình của sàn cho phép không lớn hơn 15 mm.

3.2 CỬA CABIN

Để tránh xảy ra tai nạn, lối vào, ra, cabin thang máy chở người và đa số thang máy chở hàng được trang bị cửa ra vào. Theo quy phạm an toàn, bắt buộc các cửa cabin phải mở vào bên trong. Ngoài ra, các cửa cần được trang bị các tiếp điểm đặc biệt để ngắt mạch điều khiển động cơ khi mở cửa. Điều này loại trừ khả năng mở máy thang máy trong thời điểm có người đang vào, ra cabin và khi đang chất hàng cabin v.v.. Thời gian chất hàng cabin (trong các thang máy chở hàng) và thời gian vào ra của người (trong thang máy chở người) phụ thuộc rất nhiều vào kích thước của cửa. Đối với cabin thang máy chở người thì người ta sử dụng loại cửa bản lề và cửa lùa (xem hình 3.6).



Hình 3.6: *Các sơ đồ cửa cabin thang máy*

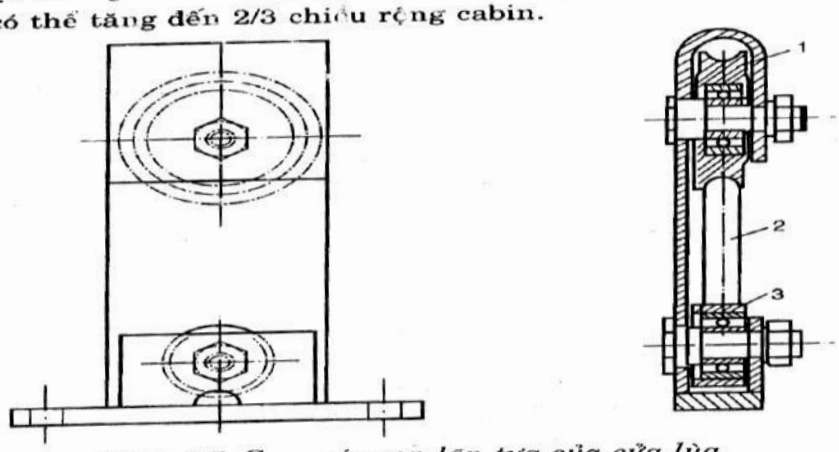
Loại cửa bản lề được chế tạo dạng hai cánh hoặc nhiều cánh để giảm bớt diện tích phụ của sàn cabin. Các loại cửa bản lề hai cánh (hình 3.6a) thường trang bị cho các thang máy chở hàng có lỗ cửa 600 - 800 mm với sức nâng 350 và 500 KG. Khi lỗ cửa lớn hơn thì sử dụng cửa bản lề nhiều cánh (hình 3.6b). Cá biệt các loại cửa này cũng được xem xét dùng cho các cabin thang máy bệnh viện.

Các loại cửa bản lề của cabin thang máy chở người đa số trường hợp được chế tạo bằng gỗ, đôi khi bằng kim loại. Ở phần trên cùng của cửa có đặt ô cửa sổ gắn kính. Ưu điểm của cửa bản lề là kết cấu đơn giản nhưng có vùng chết lớn cần thiết để mở cửa, cho nên làm giảm bớt diện tích hữu ích của cabin. Xét về mặt này thì tiện lợi hơn cả nên dùng các cửa lùa (hình 3.6 c, d).

Loại cửa lùa gồm có một khung bằng kim loại nhẹ được viền bởi các tấm. Các cánh cửa chuyển động trên các con lăn 1 (hình 3.7) theo một đường ray 2 lắp ở phần hốc cửa trên. Con lăn dưới 3 tránh cho cửa bị trượt ra khỏi đường ray. Phần dưới của cánh cửa được dẫn hướng bởi những thanh trượt đặc biệt bằng kim loại hoặc tốt hơn là bằng chất dẻo trượt trong rãnh dẫn hướng nằm ở ngưỡng cabin. Đôi khi các thanh trượt được thay bằng các con lăn. Ở vị trí lùa hết ra thì các cánh cửa có thể đi ra khỏi kích thước bao của cabin một ít.

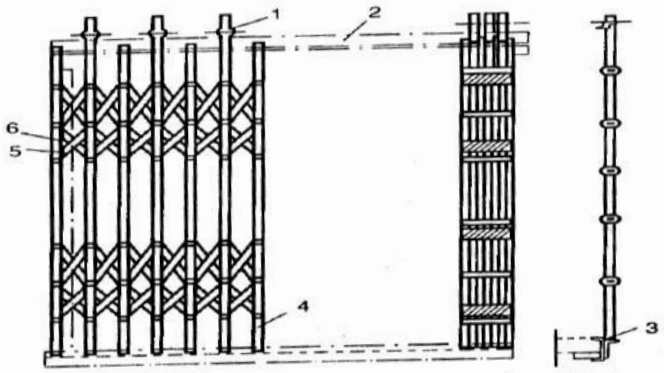
Cửa lùa có thể chế tạo gồm hai cánh và nhiều cánh. Cửa lùa một cánh ít được sử dụng. Để tăng chiều rộng hốc cửa với một chiều rộng cabin nhất

định đôi khi người ta sử dụng cửa lùa nhiều cánh. Tốc độ chuyển động của các cánh khi dùng truyền động tự động thường được ấn định không giống nhau. Chẳng hạn như khi dùng cửa lùa 4 cánh (xem hình 3.6d) thì các cánh bên trong 1 có tốc độ mở lớn gấp hai lần so với các cánh ngoài 2, điều này rút bớt được thời gian mở cửa. Chiều rộng thông thủy của cửa khi dùng cửa bốn cánh có thể tăng đến 2/3 chiều rộng cabin.



Hình 3.7: *Cụm các con lăn tựa của cửa lùa*

Cửa cabin của thang máy chở hàng thường được chế tạo bằng kim loại dưới dạng cửa bản lề hoặc cửa xếp. Trong các thang máy tiêu chuẩn có sức nâng 500 ÷ 5000 KG sử dụng loại cửa xếp hai cánh. Cửa này được thể hiện trên hình 3.8.



Hình 3.8: *Cửa xếp của cabin thang máy chở hàng*

Cửa gồm có những thanh giằng đứng 4 chuyển động trên các con lăn 1 theo đường ray 2 lắp ở trên hốc cửa. Ở phía dưới thì các thanh giằng trượt theo dẫn hướng 3 lắp vào ngưỡng cửa. Các thang giằng đứng được liên kết bản lề với nhau nhờ các thanh xiên theo đường chéo. Các thanh xiên xoay quanh bản lề 6 khi mở cửa. Trường hợp này thì các đầu của các thanh xiên trượt trong các rãnh dẫn hướng trong các thang giằng đứng. Kích thước của cánh cửa ở vị trí xếp lại hết thì không lớn và phụ thuộc vào số thanh giằng và chiều rộng thanh giằng, thường thì mỗi thanh giằng rộng khoảng 50 mm. Số lượng thanh giằng tối thiểu được ấn định sao cho khi đóng hết thì khoảng cách giữa chúng không được quá 120 mm. Loại cửa này cũng cho phép dùng trong các thang máy bệnh viện.

Trong thực tế sử dụng ở nhiều nước thấy rằng loại cửa này được sử dụng rộng rãi cho thang máy chở hàng còn theo khía cạnh về an toàn thì loại cửa này không được phép sử dụng trong thang máy chở người.

Cửa cabin thang máy chở hàng tiêu chuẩn loại nhỏ được chế tạo theo kiểu bản lề hai cánh. Loại cửa bản lề hai cánh và bốn cánh đôi khi cũng được sử dụng cho các thang máy chở hàng có sức nâng lớn. Trường hợp này cửa thường được lợp tôn tấm, đôi khi cũng được chế tạo dạng lưới. Trong cửa dạng lưới thì phần dưới của cửa ở độ cao không dưới 1 mét phải lợp tôn tấm. Khi lợp tôn thì các cửa cần có cửa nhìn.

Trong một số trường hợp, cabin thang máy chở hàng không có người áp tải được trang bị cửa xếp theo phương đứng kiểu rèm cuốn, mở theo phương đứng. Cánh của cửa này ở vị trí được nâng lên hết không choán chỗ khoảng thông thủy của cửa. Cánh cửa được chế tạo từ những tấm giằng riêng biệt. Các đầu của chúng được kẹp chặt vào các sợi xích hoặc cáp nằm trong các rãnh hai bên của hốc cửa. Trọng lượng của rèm được cân bằng bởi đối trọng. Để giảm sự nguy hiểm khi bị đứt cáp hoặc xích treo rèm thì trọng lượng của rèm đối với thang máy chở hàng không được quá 4 kg. Ở cạnh dưới của cửa phải đặt các tấm đệm đàn hồi. Hệ số dự trữ bền của cáp hoặc xích treo rèm lấy không dưới 15.

Cabin thang máy chở hàng không có người áp tải cũng có thể chế tạo dạng không có cửa đóng mở. Khi đó ở ngưỡng cửa phải có các ụ chặn để tránh cho hàng hóa xê dịch khi thang máy làm việc.

Sự mở và đóng cửa cabin các thang máy chở hàng và chở người có sức nâng đến 500 KG dùng cho các nhà ở hoặc cơ quan với thông lượng không lớn được thực hiện bằng tay do người phụ trách thang máy hay hành khách điều khiển.

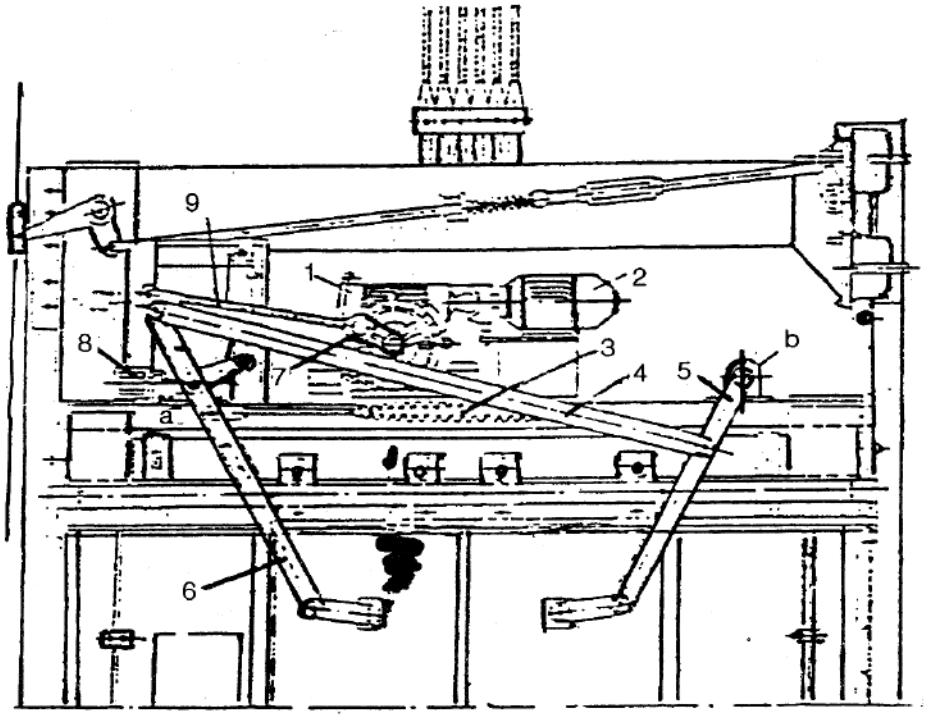
• Cửa cabin thang máy tiêu chuẩn chở người có sức nâng 1000 kg và trên 1000 kg tính toán phục vụ thông lượng lớn cũng như thang máy cao tốc được trang bị truyền động đóng mở cửa tự động tại từng tầng. Trường hợp này, xuất phát từ điều kiện an toàn cho hành khách cần phải giới hạn lực ép các cánh cửa không quá 15 KG. Cơ cấu mở cửa đa số trường hợp có truyền động cơ khí: sự mở cửa được thực hiện nhờ động cơ còn sự đóng cửa nhờ lò xo kéo (hoặc nén). Vào thời điểm đóng thì các cánh cửa được hãm lại nhờ động cơ làm việc ở chế độ máy phát hoặc nhờ một phanh đặc biệt lắp ở trong cơ cấu.

Trên hình 3.9 là bản vẽ giải thích nguyên lý làm việc của cơ cấu mở cửa thang máy chở người. Cơ cấu được lắp đặt trên khung cabin. Các cánh cửa bên trái và bên phải được đẩy ra nhờ các đòn 6 và 5 liên kết bản lề với các cánh cửa. Các đòn liên kết với nhau nhờ thanh kéo 4 sao cho khi quay đòn 6 quanh gối tựa a theo chiều kim đồng hồ thì đòn 5 quay quanh gối tựa b theo chiều ngược kim đồng hồ và các cánh cửa được đẩy ra. Đồng thời với sự quay đòn 6 lò xo 3 của hành trình ngược của cửa bị kéo. Một đầu của lò xo này gắn với đòn còn đầu kia được gắn với khung trên đó lắp truyền động. Các đòn được dẫn động bởi cơ cấu gồm có động cơ điện 2, hộp giảm tốc trục vít - bánh vít 1. Trên trục ra của hộp giảm tốc có lắp tay quay 7. Tay quay này nhờ có thanh kéo mềm 9 (cáp hoặc xích) gắn với một đầu của đòn 6. Khi mở cửa thì tay quay 7 quay theo chiều kim đồng hồ và xoay đòn 6, lúc đó lò xo 3 bị kéo.

Sau khi quay tay quay đi 1 góc cần thiết để đẩy cánh cửa ra thì động cơ tự động ngắt.

Khi đóng cửa thì tay quay quay theo hướng ngược lại và lò xo 3, khi xoay đòn 6 sẽ đẩy cánh cửa lại gần nhau. Trường hợp các cánh cửa được kẹp chặt lại khi đóng thì chúng dừng lại. Nhờ có liên kết mềm mà tay quay khi đó có thể tiếp tục quay đến vị trí cuối cùng. Lực ép các cánh cửa trong trường hợp này sẽ phụ thuộc vào sức căng của lò xo và như đã trình bày ở trên lực này không được vượt quá 15 KG. Để loại trừ khả năng mở máy động cơ bộ tời cabin khi các cánh cửa đang mở hoặc đóng chưa hoàn toàn thì trên khung cabin của bộ truyền động cửa người ta lắp thêm một bộ tiếp điểm (bộ ngắt hành trình) 8. Khi quay đòn 6 thì gối tựa lắp trên đó sẽ ép vào tay đòn của bộ tiếp điểm này và ngắt mạch động cơ bộ tời. Gối tựa phụ ở trên cánh cửa bên trái dùng để mở cửa tầng của giếng thang. Nhược điểm của cơ cấu này là có thể có va đập mạnh các cánh cửa với nhau sau khi hành khách dừng chúng. Sự va đập sẽ rất mạnh nếu sự dừng xảy ra vào thời điểm bắt đầu đóng cửa.

S

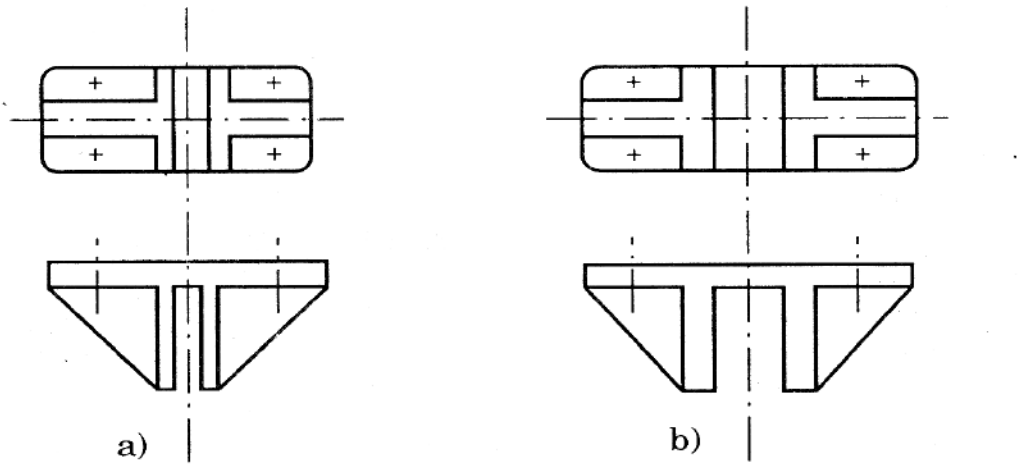


Hình 3.9: *Cơ cấu mở cửa có truyền động điện*

3.3 GUỐC TỰA

Guốc tựa dùng để dẫn hướng chuyển động cabin và đảm bảo cho cabin ở vị trí thẳng đứng khi có tải trọng tác dụng đặt lệch tâm (khi hành khách đi vào cabin, khi xe con mang vật đặt trong cabin của thang máy chở hàng...). Guốc tựa cũng dùng để dẫn hướng cho bộ đối trọng của thang máy.

Kết cấu của guốc tựa được xác định bởi kiểu bộ dẫn hướng và tốc độ chuyển động của cabin. Về kết cấu có hai loại guốc tựa đó là guốc trượt và guốc lăn.

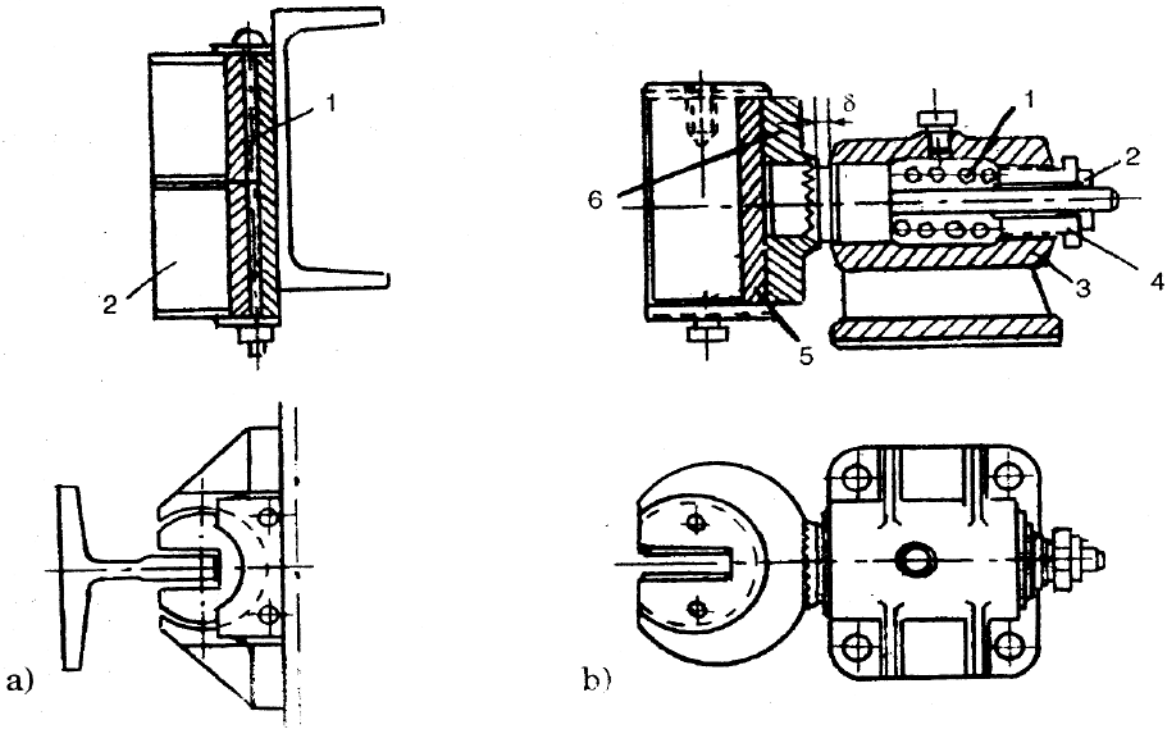


Hình 3.10: *Các kiểu guốc trượt đơn giản nhất của cabin thang máy*

Trên hình 3.10 biểu diễn kết cấu loại guốc trượt đơn giản nhất của thang máy chở hàng và thang máy chở người. Guốc trượt trên hình 3.10a dùng để làm việc với bộ dẫn hướng chế tạo từ thép định hình (thép góc hoặc thép chữ T) và chủ yếu dùng cho thang máy chở hàng. Guốc trượt trên hình 3.10b trước đây được dùng cho thang máy chở người có bộ dẫn hướng bằng gỗ. Trong cả hai trường hợp thì các guốc trượt này thường được chế tạo bằng gang đúc. Các bề mặt làm việc của chúng được gia công.

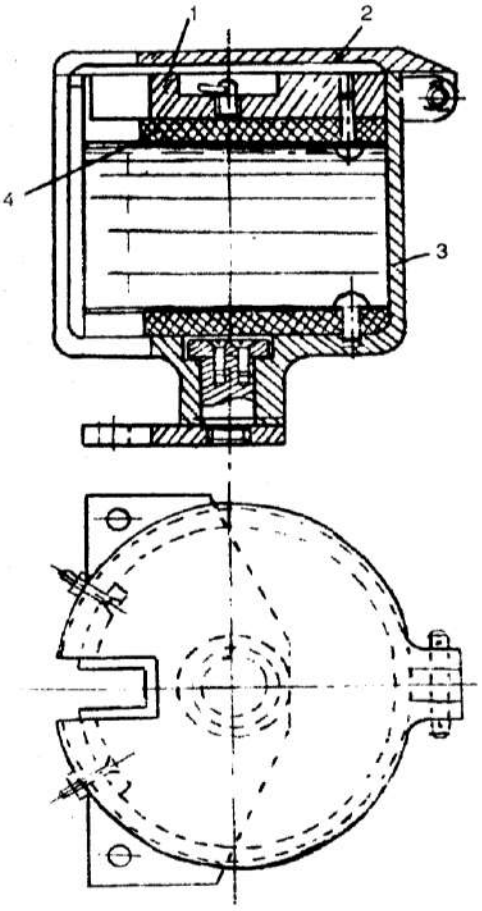
Hiện nay loại guốc tựa được thể hiện trên hình 3.11a được sử dụng rộng rãi. Guốc tựa này gồm có thân 1 và bạc quay 2 ôm lấy bộ dẫn hướng. Loại bạc này có thể được chế tạo từ các vật liệu không đòi hỏi bôi trơn thường xuyên (như gốm kim loại và một số vật liệu tổng hợp) để loại trừ sự cần thiết lắp đặt thiết bị bôi trơn đặc biệt.

Trên hình 3.11b thể hiện một loại guốc tựa có kết cấu phức tạp hơn, được sử dụng trong các thang máy chở người cao tốc. Guốc tựa gồm có phần quay (trục) 6, thân 3 đặt trên khung cabin và bạc quay 5 được chế tạo bằng gang, téctolit v.v.. Kết cấu kẹp bạc cho phép tiến hành thay thế nó một cách nhanh chóng. Để giảm nhẹ va đập của guốc tựa vào các thanh dẫn hướng thì phần đuôi trục được tựa trên lò xo 1. Sức căng của lò xo được điều chỉnh bằng đai ốc 2. Khe hở giữa mặt mút của dẫn hướng và bạc được điều chỉnh bằng ống lót có ren 4. Khi ống lót được vặn vào thì bạc dịch chuyển vào và khe hở giữa dẫn hướng và bạc được thay đổi.



Hình 3.11: Guốc tựa trượt tự lựa của cabin thang máy

Khi dùng các guốc tựa trượt thì nhất thiết phải có bôi trơn cho các dẫn hướng. Trong một số thang máy nhỏ, làm việc không thường xuyên hoặc khi có dùng bạc chống ma sát đặc biệt thì mỡ được phết lên các dẫn hướng bằng cọ từ nóc cabin. Tiện lợi hơn cả để làm việc này người ta dùng bộ tra mỡ tháo được (hình 3.12). Bộ tra mỡ gồm có bình chứa 3, nắp lật 2 có xẻ rãnh theo hình dạng của bộ dẫn hướng. Bình được chứa đầy mỡ đặc. Khi cabin chuyển động thì mỡ được ép bởi vòng ép nặng 1 có tấm đệm bằng nỷ 4, được đặt vào bên trong thân của bộ tra mỡ. Phía dưới bình cũng có lắp một tấm đệm bằng nỷ như vậy. Bộ tra mỡ được lấp ở guốc tựa và sau một vài lần nâng, hạ cabin thì được tháo ra.

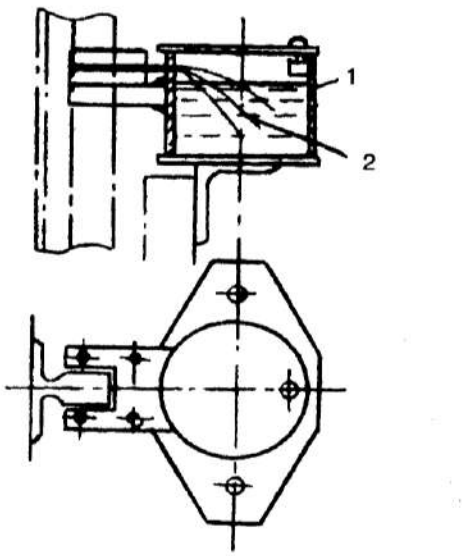


Hình 3.12: *Bộ tra mỡ để bôi trơn dẫn hướng theo chu kỳ*

Khi thang máy làm việc thường xuyên thì người ta lấp bộ tra nhớt đặc biệt để bôi trơn dẫn hướng một cách tự động hoặc bán tự động. Trường hợp này, đôi khi ở phía trên các thanh dẫn hướng người ta lấp bộ tra nhớt kiểu nhỏ giọt liên tục cấp nhớt cho dẫn hướng.

Một bộ tra nhớt tiện lợi hơn cả được thể hiện trên hình 3.13. Bộ tra nhớt gồm có thân 1, bên trong có đổ nhớt lỏng. Các sợi bấc 2 cũng được đặt vào bên trong thân này. Các đầu của các sợi bấc tiếp xúc với thanh dẫn hướng. Nhớt được thấm qua các sợi bấc đến dẫn hướng và khi cabin chuyển động thì nhớt được phân bố đều trên dẫn hướng.

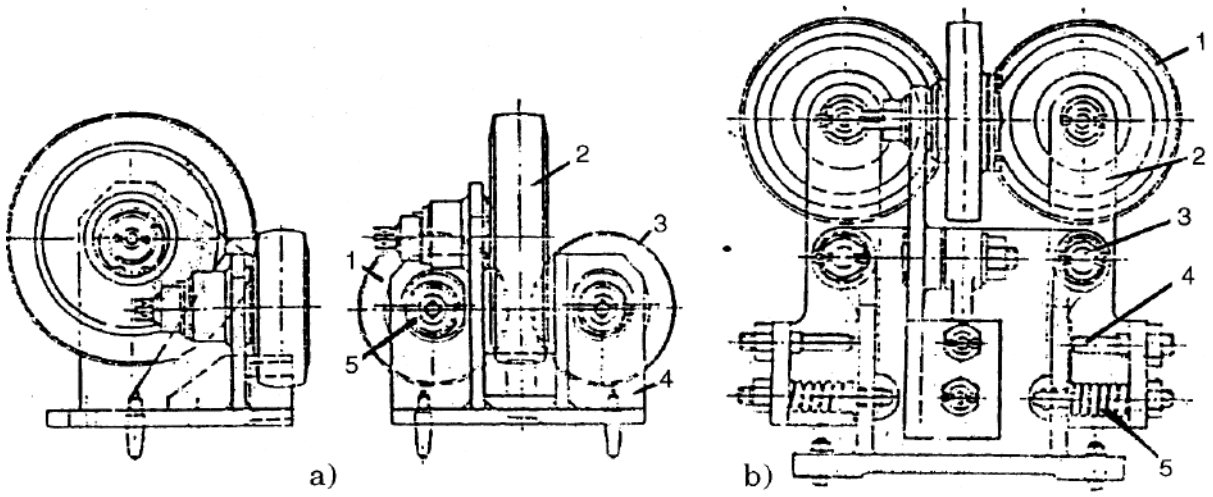
Sự cần thiết bôi trơn các dẫn hướng là nhược điểm đáng kể của loại guốc tựa trượt, gây ra làm bẩn hố giếng do dầu nhớt thừa chảy ra ứ đọng lại và có nguy



Hình 3.13: *Bộ tra nhớt dùng bấc để bôi trơn dẫn hướng*

cơ phát sinh hỏa hoạn.

Khi tốc độ chuyển động của cabin lớn hơn 1,5 - 2 m/s người ta thường sử dụng loại guốc tựa lăn (hình 3.14). Guốc tựa này gồm có 3 con lăn 1, 2 và 3 quay trên các trục cố định được lắp trên giá đỡ 4. Giá đỡ 4 được bắt chặt trên khung cabin.



Hình 3.14: *Các loại guốc tựa lăn của cabin*

Con lăn 2 tiếp nhận các tải trọng tác dụng trong mặt phẳng của dẫn hướng, còn các con lăn 1 và 3 tiếp nhận các tải trọng tác dụng trong mặt phẳng vuông góc với dẫn hướng. Thân các con lăn được chế tạo bằng cách đúc hay dập khuôn. Các bề mặt lăn của chúng được bọc cao su để giảm tiếng ồn phát sinh khi chúng lăn theo dẫn hướng. Số vòng quay của các con lăn trong một số trường hợp có thể đạt tới 1000 và trên 1000 v/ph; cho nên chúng được lắp trên các ổ lăn. Cần phải đặc biệt chú ý đến việc lựa chọn mác cao su bọc con lăn. Việc sử dụng loại cao su không phù hợp sẽ dẫn tới sự giãn nở vành cao su bọc con lăn và vành sẽ bị hư hỏng nhanh chóng. Đối với các con lăn thang máy cao tốc thường sử dụng cao su có ứng suất kháng đứt 170 - 200 KG/cm^2, độ giãn dài tương đối 360 - 400% và độ cứng So là 80 - 90 đơn vị.

Để tiện điều chỉnh loại guốc tựa này thì các con lăn được lắp trên các trục lệch tâm. Sau khi điều chỉnh thì các trục được xiết chặt bằng đai ốc 5.

Khi các dẫn hướng được lắp đặt không đủ chính xác thì các con lăn có khả năng bị trượt trên dẫn hướng khi cabin chuyển động, điều này sẽ dẫn tới tạo ra những chỗ bạt nhẵn trên bề mặt làm việc của chúng. Sau khi xuất hiện chỗ bạt nhẵn như vậy thì con lăn dừng lại và nhanh chóng bị hư hỏng. Để tránh điều này người ta dùng cách xiết động trục con lăn như trên hình 3.14.b. Các con lăn 1 quay trên các trục được bắt chặt trên các đầu của các đòn động 2. Các đòn này có thể quay quanh trục 3 và được ép

vào các lò xo dẫn hướng 5. Sự đi ra của các con lăn được giới hạn bởi các vít tựa 4. Các vít tựa này được đặt ứng với khe hở cho phép tối đa giữa các con lăn và dẫn hướng. Lực lò xo được tính toán sao cho đảm bảo lực ép các con lăn vào dẫn hướng khoảng 10 - 15 KG, khi có tải trọng lớn thì lò xo được nén lại và tải trọng sẽ truyền qua vít 4 đến thân. Khi dùng guốc tựa lăn thì không đòi hỏi phải bôi trơn dẫn hướng.

Theo quy phạm an toàn thì khe hở giữa dẫn hướng và guốc tựa trượt trong mặt phẳng dẫn hướng cho phép không quá 4mm và trong mặt phẳng ngang không quá 2mm mỗi phía.

3.4 XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC VÀ TÍNH BỀN CABIN

Kích thước cabin thang máy chở hàng được ấn định xuất phát từ.kích thước của hàng hóa được nâng và hệ thống điều khiển thang máy (thang máy có người áp tải hay không có người áp tải).

Trong thang máy có người áp tải cần phải dành chỗ cho người điều khiển có kích thước khoảng 500 x 800 mm. Giữa cửa cabin và hàng hóa cần chừa một lối đi có bề rộng gần 400 mm. Trong cabin có cửa đối nhau cũng cần phải có lối đi phụ dọc theo một thành bên của cabin có bề rộng gần 400mm và lối đi giữa hàng hóa và cửa thứ hai.

Khoảng cách giữa các thành cabin và hàng hóa trong thang máy không có người áp tải được ấn định tùy thuộc vào kích thước, kết cấu hàng hóa và điều kiện chất hàng. Các kích thước cabin trên hình chiếu bằng được chọn theo cách trên rồi lấy tròn theo bảng 2.3.

Bảng 2.3: *Kích thước trên hình chiếu bằng của cabin thang máy*

Loại thang máy	Sức nâng (kg)	Kích thước cabin (mm)	
		Chiều rộng	Chiều sâu
Chở người	350	1000	1250
	500	1100	1650
	1000	1750	1600
Bệnh viện	500	1500	2500
Chở hàng	500	1000	1000
		1000	1500
		1500	1500
		1500	2000
	1000	2000	2000
	1000	2000	2500
	2000	2000	2500
		2000	3000
	3000	2000	3000
		2500	3500
	5000	3000	4000

Kích thước cabin của thang máy chở hàng loại nhỏ theo tiêu chuẩn lấy bằng 900 x 650 mm. Theo quy phạm, diện tích của cabin loại này không được lớn hơn $0,6\,m^2$.

Chiều cao nhỏ nhất của cabin phụ thuộc vào phương pháp chất hàng vào cabin. Khi chất hàng bằng tay, chiều cao cần phải không dưới 2000mm. Khi chất hàng bằng xe rùa điện thì chiều cao không được dưới 2200mm. Trong thang máy không có người áp tải, trường hợp khi chất hàng và dỡ hàng cabin không có người vào cabin thì chiều cao của cabin có thể lấy nhỏ hơn. Đối với thang máy chở hàng loại nhỏ thì chiều cao cabin lấy không lớn hơn 1000mm để loại trừ khả năng nâng người. Đối với các thang máy dùng ở các cửa hàng thì chiều cao cabin lấy bằng 550mm.

Kích thước bao của cabin thang máy chở người (chiều rộng, chiều sâu và chiều cao) được ấn định tùy thuộc vào sức nâng lấy theo bảng 2.3. Trong những trường hợp đặc biệt, chẳng hạn như đối với các thang máy phi tiêu chuẩn thì diện tích của các cabin này được xác định bằng các tính toán tùy thuộc khả năng chất tải cabin. Khi chất tải tự do (không có sự kiểm soát của người điều khiển thang máy) hiện nay đối với thang máy có sức nâng đến 500 kg dùng cho các tòa nhà ở thì diện tích hữu ích lớn nhất cho phép của cabin xác định theo điều kiện

$$F = \frac{70Z}{q_n} \quad (m^2) \tag{3.1}$$

trong đó Z - sức chứa của cabin (số người),

q_n - tải trọng đơn vị tính trên $1\,m^2$ diện tích sàn cabin (kg) lấy theo đồ thị trên hình 3.10.a.

Số 70 trong trường hợp này là trọng lượng của một người theo tiêu chuẩn quy phạm an toàn.

Trong công thức (3.1) không tính đến diện tích phụ (vùng chết) cần thiết để mở các cửa.

Diện tích chung của cabin F_o có tính đến diện tích phụ sơ bộ có thể tính theo công thức

$$F_o = \frac{F}{\beta_o} \tag{3.2}$$

trong đó β_o - hệ số sử dụng diện tích chung của cabin.

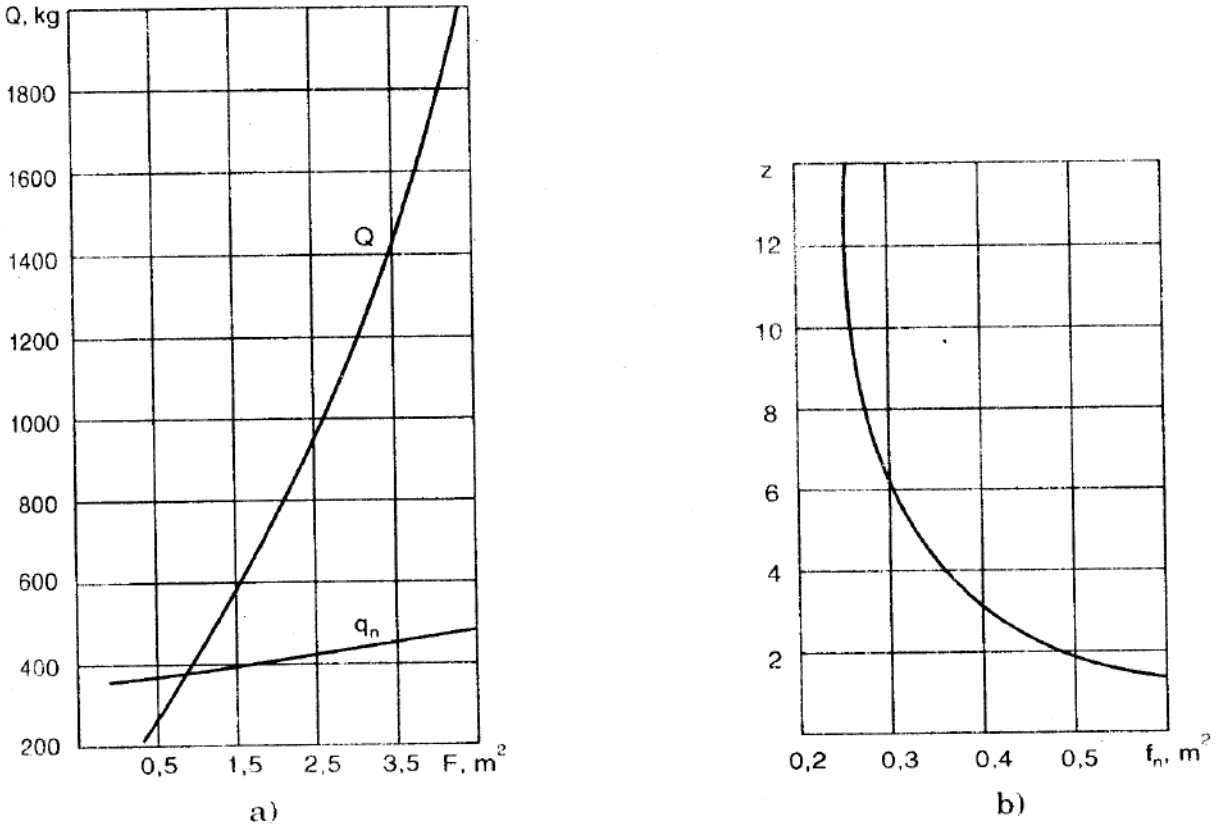
Đối với các thang máy có sức nâng 350 - 1500 KG $\beta_o = 0.75 \div 0,85$, các trị số lớn ứng với sức nâng lớn.

Trường hợp thiết kế cabin thang máy phi tiêu chuẩn được điều khiển

nhờ người điều khiển chuyên trách (khi chất tải cabin có kiểm soát) thì diện tích cabin có thể tính theo công thức

$$F_o = Z.f_n$$

trong đó f_n - diện tích tính cho một người hành khách, lấy tùy theo số hành khách để tính toán cabin (hình 3.15b).



Hình 3.15: *Các đồ thị để xác định diện tích cabin thang máy chở người khi chất tải tự do (a) và chất tải có kiểm soát (b)*

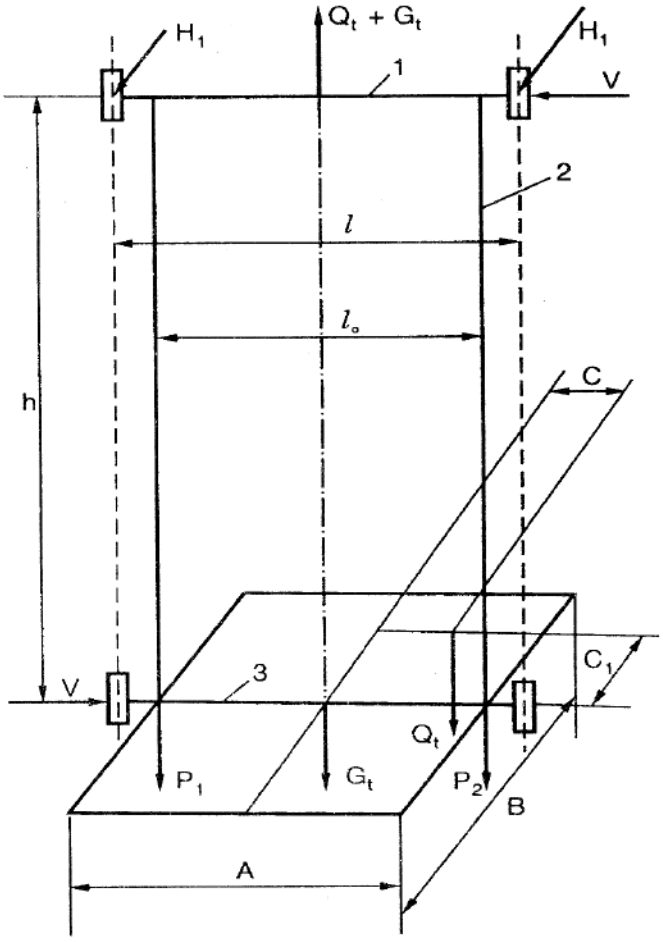
Chiều cao tối thiểu của cabin thang máy chở người theo quy phạm không được dưới 2000 mm. Theo chuẩn chiều cao này nằm trong khoảng 2100 ÷ 2400 mm tùy thuộc sức nâng của thang máy.

Trên hình 3.16 đưa ra sơ đồ tính toán bộ khung cabin loại không có thanh giằng bên hông.

Các số liệu cho trước để tính toán là: Tải trọng tính do trọng lượng cabin G_t đặt vào tâm của khung ngang và tải trọng tính toán do trọng lượng của vật nâng Q_t. Tùy thuộc vào trường hợp tính toán, trị số của các tải trọng này được tính theo các công thức (1.8) ÷ (1.12) ở phần trên. Thường thì tải trọng tính toán trong hai trường hợp tính toán đầu tiên người ta lấy đặt lệch đi một ít so với tâm của khung ngang với các trị số độ

lệch C và C_1 tính theo chiều rộng và chiều sâu của cabin. Trong các tính toán người ta thường lấy $C = \frac{1}{6}A$; $C_1 = \frac{1}{6}B$

với A - chiều rộng; B - chiều sâu của cabin.



Hình 3.16: *Sơ đồ tính toán bộ khung cabin*

Thực tế cho thấy rằng, việc tính toán theo các trị số độ lệch này cho kết quả thỏa đáng. Khi tính toán người ta thường tách khung đứng ra thành những phần tử riêng và bỏ qua độ cứng của cụm, điều này dẫn tới độ dự trữ bền. Điều kiện làm việc của những phần tử này trong những trường hợp tải trọng khác nhau sẽ không như nhau.

Dầm trên 1 của khung đứng khi thang máy làm việc sẽ chịu tải bởi những tải trọng danh nghĩa (trường hợp tính toán thứ nhất) cũng như khi nâng tải trọng thử khi thử tải thang máy (trường hợp tính toán thứ ba). Cũng cần kiểm tra dầm này trong trường hợp cabin được giữ chặt trên các dẫn hướng (trường hợp tính toán thứ tư).

Đối với giá 2 của khung đứng bên cạnh các tải trọng do lực Q_t và G_t

sẽ còn chịu tác dụng của các phản lực ở gối tựa H_1 và V do tải trọng Q_t đặt lệch tâm. Các phản lực này sẽ gây ra uốn giá 2. Trị số lớn nhất của các phản lực này sẽ bằng

$$H_1 = Q_t.\frac{C_1}{h}(0,5+\frac{C}{l}) ; \qquad V = Q_t.\frac{C}{h}$$

trong đó h và l - các khoảng cách giữa tâm các guốc tựa của cabin.

Đối với các trị số tính toán $C=\frac{A}{6}$ và $C_1=\frac{B}{6}$ khi đặt $l \approx A$ ta có:

$$H_1 \approx 0,11Q_t.\frac{B}{h} \tag{3.3}$$

$$V = 0,17Q_t.\frac{A}{h} \tag{3.4}$$

Các giá đứng sẽ làm việc trong tất cả bốn trường hợp tính toán đã đưa ra ở phần trên, tức là khi thang máy làm việc với tải trọng danh nghĩa, khi thang máy tập kết trên bộ hãm bảo hiểm và bộ giảm chấn, khi nâng tải trọng thử và cả trong trường hợp cabin kẹt trên các dẫn hướng. Trong hai trường hợp sau cùng có thể lấy tải trọng Q_t đặt vào điểm giữa của khung ngang của cabin, thường thì hai trường hợp này không là trường hợp tính toán.

Dầm dưới 3 của khung đứng khi cabin làm việc với tải danh nghĩa sẽ chịu tải bởi các lực P_1 và P_2 do các tải trọng Q_t và G_t, trong đó tải trọng Q_t trong trường hợp này sẽ đặt lệch đi so với tâm cabin các trị số dịch chuyển C và C_1. Trị số các lực P_1 và P_2 theo sơ đồ trên hình 3.16 sẽ bằng

$$P_2 = \frac{G_t'}{2}+Q_t'\left(0,5+\frac{C}{A}\right) = 0,5G_t'+0,66Q_t \tag{3.5}$$

với $C=\frac{A}{6}$

$$P_1 = \frac{G_t'}{2}+0,34Q \tag{3.6}$$

trong trường hợp này G_t' - trọng lượng tính toán của cabin đã trừ đi trong lượng của các giá đứng và dầm trên. Chiều rộng tính toán trong trường hợp này sẽ bằng khoảng cách giữa l_o giữa trọng tâm của các giá đứng.

Ngoài uốn ra, dầm dưới cũng sẽ chịu xoắn bởi mômen $M = Q_t.C_1$ do tải trọng Q_t đặt lệch tâm. Khi thang máy bị sự cố kỹ thuật (trường hợp tính toán thứ hai) thì điều kiện làm việc của dầm ngang dưới khi tập kết trên bộ hãm bảo hiểm và bộ giảm chấn sẽ khác nhau. Khi tập kết trên bộ hãm

bảo hiểm thì chiều rộng tính toán của dầm ngang dưới sẽ bằng khoảng cách l giữa tâm các nêm của bộ hãm bảo hiểm (thường là bằng khoảng cách giữa tâm các guốc tựa); khi tập kết trên giảm chấn thì dầm dưới sẽ làm việc như một dầm côngxon (khi có hai bộ giảm chấn) hoặc như một dầm nằm trên hai gối tựa có tải trọng tập trung đặt tại điểm giữa dầm (khi có 1 bộ giảm chấn). Đối với khung ngang của cabin có ba trường hợp làm việc tính toán cabin là:

- Làm việc bình thường với tải danh nghĩa (trường hợp tính toán thứ nhất).

- Tập kết trên bộ hãm bảo hiểm hoặc tập kết trên bộ giảm chấn khi đặt tải trọng Q_t lệch tâm.

- Làm việc khi chịu tải trọng thử khi khám nghiệm thang máy.

Sự phân bố tải trọng Q_t trên diện tích khung phụ thuộc vào tính chất của vật nâng. Đối với thang máy chở người thì tải trọng này có thể coi như phân bố đều trên toàn bộ diện tích. Đối với thang máy chất hàng bằng xe con thì cần phải kiểm tra bền khung đứng và khung ngang khi đẩy xe con vào cabin. Việc kiểm tra tiến hành ở vị trí bất lợi nhất của xe con so với tâm sàn cabin.

Ngoài độ bền, các phần tử của bộ khung cabin cũng cần phải có đủ độ cứng vững. Độ võng của dầm trên và dầm dưới của khung đứng không được vượt quá $\frac{1}{800} \div \frac{1}{1000}$ chiều rộng của chúng. Độ mảnh của các giá đứng của khung này cũng không được vượt quá 120.

Sơ đồ tải trọng tác dụng lên bộ khung có thanh giằng xiên cũng tương tự như sơ đồ chúng ta vừa xem xét.

Bề mặt tựa của các guốc trượt và lăn được tính toán theo các áp lực tựa H_1 và V đã được tính theo các công thức (3.3) và (3.4) khi cho rằng thời gian tác động của các tải trọng quán tính là tức thời thì trị số hệ số động K_d khi tính tải trọng Q_t theo công thức (1.12) có thể lấy bằng 1.

Bề mặt tựa cần thiết f_g của các guốc trượt được xác định theo công thức

$$f_g = \frac{P_o}{[p]} \tag{3.7}$$

trong đó *[p]* - áp suất đơn vị tối đa cho phép;

đối với các guốc trượt bằng gang làm việc với các dẫn hướng bằng gỗ *[p]* = 2 ÷ 2,5 kg/cm^2, khi dẫn hướng bằng thép [p] = 7 ÷ 10 kg/cm^2.

Tải trọng tác dụng lên guốc trượt P_o trong công thức này: đối với các

bề mặt bên $P_o = H_1$; đối với mặt mút $P_o = V$.

Các con lăn của các guốc lăn được tính toán theo áp suất đơn vị qui ước

$$p = \frac{P_o}{b.D} \tag{3.8}$$

trong đó b - chiều rộng đầu dẫn hướng nơi con lăn tựa trên đó,

D - đường kính con lăn (cm).

Việc gá lắp các guốc tựa và các chi tiết tựa của chúng cần được tính bền theo các trị số H_1 và V lớn nhất (công thức (3.3) và (3.4) đối với trường hợp tính toán thứ nhất và thứ hai (làm việc với tải danh nghĩa và làm việc có sự cố).

Khi chất tải cabin bằng xe con thì chúng cũng cần được kiểm tra theo tải trọng lớn nhất phát sinh khi đẩy xe vào cabin.

Khi tính toán cơ cấu đóng cửa có dẫn động cơ khí thì tốc độ đóng cửa trung bình v_{tb} lấy khoảng 0,4 ÷ 0,6 m/giây tùy theo chiều rộng của hốc cửa. Công suất của động cơ dẫn động cửa thường vào khoảng 0,25 ÷ 0,35 kW.

Thời gian đóng cửa cabin có hai cánh

$$t_d = \frac{B}{v_{tb}} \tag{3.9}$$

trong đó B - chiều rộng thông thủy của cửa (m).

Đối với cơ cấu đóng cửa thể hiện trên hình 3.9 thì số vòng quay của tay quay là $n_{tq} = \frac{\alpha}{360.t_d}.60 = \frac{\alpha}{60.t_d}$

trong đó $\alpha = 130 - 160^0$ - góc quay của tay quay khi mở cửa.

Tỷ số truyền của hộp giảm tốc $i_o = \frac{n_{d/c}}{n_{tq}}$

trong đó $n_{d/c}$ - số vòng quay của động cơ trong 1 phút.

Các kích thước của tay quay và các tay đòn của các đòn trong cơ cấu này được lựa chọn về kết cấu sao cho đảm bảo được sự mở cửa cần thiết. Khi tính duyệt động cơ thì, ngoài các lực ma sát cũng cần phải tính đến lực cản của lò xo đóng cửa và các lực quán tính sẽ tác dụng trong khoảng thời gian cửa làm việc.

Chương 4

BỘ TỜI THANG MÁY

4.1 ĐẶC ĐIỂM CHUNG CỦA BỘ TỜI THANG MÁY

Hiện nay trong các thang máy người ta sử dụng hai loại tời:

- *Loại có hộp giảm tốc,* ở đó giữa động cơ và puli dẫn cáp hoặc tang có lắp bộ truyền phụ.

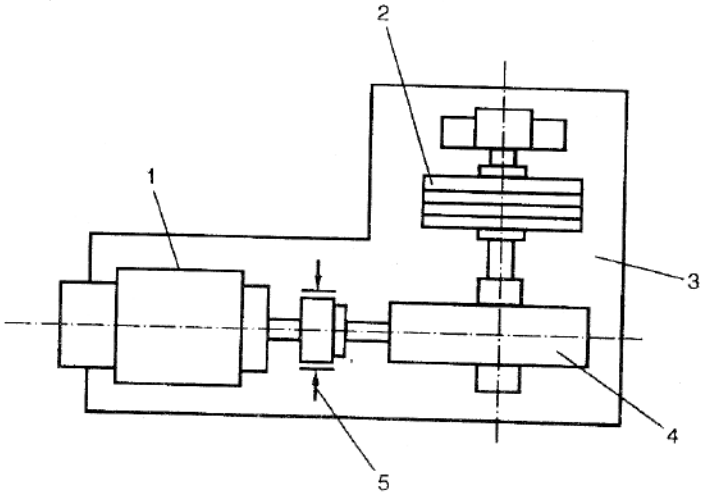
- *Loại không có hộp giảm tốc*, ở đó puli dẫn cáp được lắp trực tiếp trên trục động cơ (tời thang máy cao tốc).

Để giảm tiếng ồn khi thang máy làm việc trong bộ tời có hộp giảm tốc người ta sử dụng bộ truyền trục vít - bánh vít. Thường thì bộ tời không có hộp giảm tốc lắp puli dẫn cáp; còn bộ tời có hộp giảm tốc có thể lắp puli dẫn cáp hoặc lắp tang.

Nhược điểm chính của bộ tời dùng tang là kích thước lớn cho nên ít phù hợp khi chiều cao nâng lớn (chẳng hạn để lắp trong tòa nhà cao tầng). Ngoài ra, trong thang máy có trang bị loại tời này thường bị đứt cáp nâng, trong trường hợp các bộ ngắt hành trình bị hỏng cabin đi ra khỏi vị trí giới hạn trên cùng và đập vào trần giếng thang.

Bộ tời có tang trong các thang máy hiện thời rất ít gặp chủ yếu chỉ dùng trong các thang máy chở hàng sức nâng lớn và trong một số trường hợp đặc biệt chẳng hạn như khi lắp palăng làm tời nâng v.v...

Bộ tời có puli dẫn cáp rất chắc chắn. Kích thước của nó thực tế không phụ thuộc vào chiều cao nâng. Điều này đặc biệt quan trọng khi lắp thang máy ở tòa nhà cao tầng vì ở đó đòi hỏi gian máy có kích thước tương đối nhỏ. Cùng một bộ tời có puli dẫn cáp có thể sử dụng ở những tòa nhà có độ cao khác nhau, điều này



Hình 4.1: *Sơ đồ bộ tời có hộp giảm tốc và puli dẫn cáp*

dẫn tới việc đơn giản hóa đáng kể việc sản xuất chúng.

Hiện nay bộ tời có puli dẫn cáp được sử dụng chủ yếu trong các thang máy.

Trên hình 4.1 là sơ đồ một bộ tời có hộp giảm tốc với puli dẫn cáp.

Bộ tời gồm có động cơ 1, phanh 5, hộp giảm tốc trục vít - bánh vít 4 và puli dẫn cáp 2. Các bộ phận được lắp trên một bộ khung 3 bằng gang đúc hay bằng thép hàn. Khi tốc độ nâng cabin là rất nhỏ, đôi khi giữa puli dẫn cáp và hộp giảm tốc người ta lắp thêm một bộ truyền bánh răng, trường hợp này thì puli dẫn cáp được lắp trên một trục riêng biệt.

Trong các tời loại này dùng cho các thang máy không lớn có tốc độ nâng đến 0,7m/giây đa số trường hợp người ta dùng động cơ không đồng bộ có rôto lồng sóc vì tin cậy trong làm việc và đơn giản điều khiển. Các động cơ rôto dây quấn được dùng ít hơn.

Hiện nay ngành công nghiệp chế tạo các động cơ điện dùng cho thang máy là loại động cơ đặc biệt rôto lồng sóc AC. Loại động cơ này khác với động cơ thông dụng là có đặc tính mở máy mềm hơn. Các động cơ điện thông dụng loại AD được sử dụng hạn chế trong các thang máy vì có đặc tính cứng gây ra lắc giật cabin khi mở máy.

Đặc tính kỹ thuật của một số động cơ điện AC dùng cho thang máy được thể hiện trong bảng 4.1.

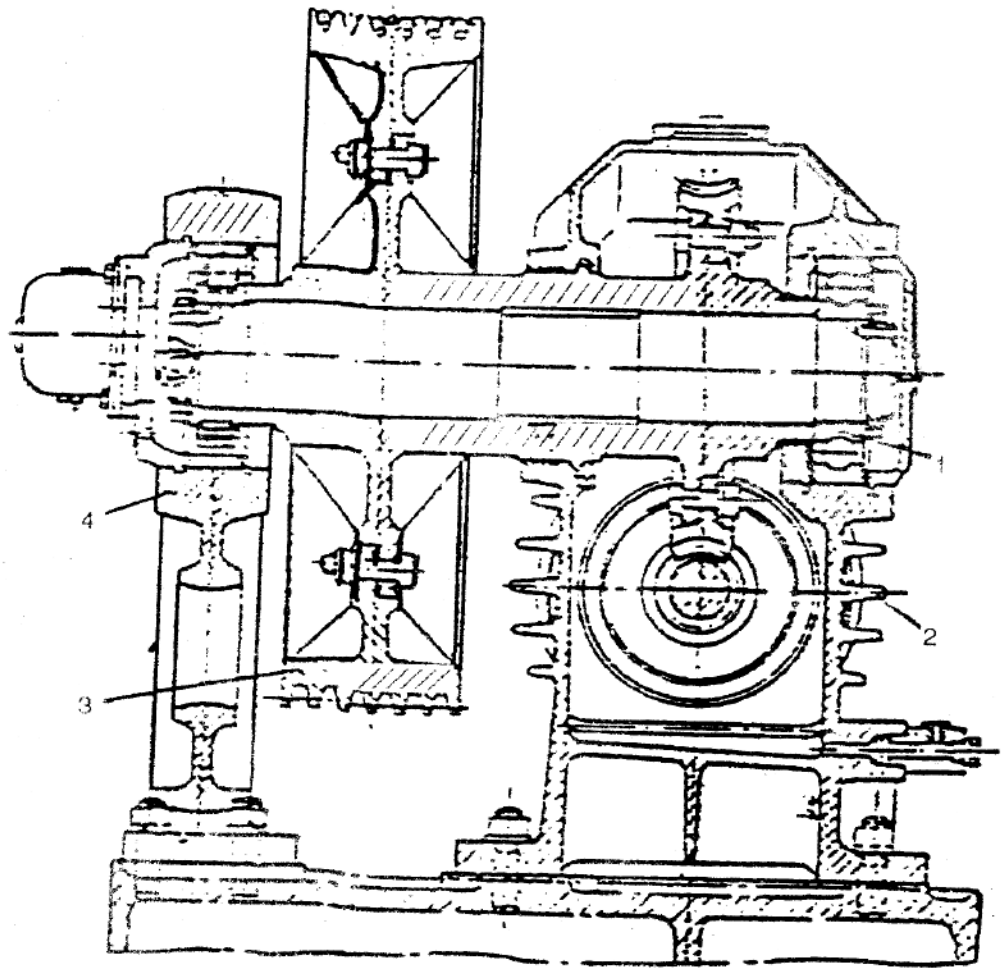
Bảng 4.1: *Đặc tính kỹ thuật của động cơ điện một tốc độ loại AC dùng cho thang máy*

Loại động cơ	Công suất danh nghĩa (kW)	CD (%)	Số vòng quay V/ph	$\frac{M_{max}}{M_n}$	$\frac{M_{gh}}{M_n}$	Trọng lượng (kg)	Mômen vô lăng GD^2 ($KG.M^2$)
AC 51-6 ACM 51-6	2,8	40	890	2	2,3	70	0,17
AC 52-6 ACM 52-6	4,5	40	890	2,2	2,3	91	0,25
Chú thích:	1- Động cơ ACM dùng ổ trượt để chống ồn. 2- M_n - mômen danh nghĩa, M_{max} - mômen lớn nhất của động cơ						

Các loại động cơ này được sản xuất dưới hai dạng loại dùng ổ lăn và loại dùng ổ trượt. Việc lắp trục động cơ trên các ổ trượt cho phép giảm tiếng ồn đáng kể khi bộ tời làm việc. Động cơ này được sử dụng trong những trường hợp khi thang máy phải có yêu cầu cao về giảm tiếng ồn khi

làm việc (chẳng hạn thang máy dùng trong nhạc viện, bệnh viện ...). Nhược điểm của động cơ điện có độ trượt cao loại AC là có hiệu suất thấp và số vòng quay dao động lớn khi thay đổi tải trọng điều này dẫn tới giảm độ chính xác dừng cabin.

Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít của bộ tời thang máy có thể dùng loại trục vít răng trụ và loại trục vít răng glôbôít. Puli dẫn cáp được lắp trực tiếp trên trục bánh vít, điều này làm cho bộ tời gọn hơn. Để tránh lắp puli ở công xon và tránh phải lắp ổ đỡ thứ ba thì cụm trục bánh vít được thực hiện theo kiểu thể hiện trên hình 4.2. Trong trường hợp này thì ổ đỡ 1 trong thân của hộp giảm tốc 2 là một gối tựa của trục và gối tựa thứ hai là ổ đỡ 4 nằm ở phía đối diện của puli dẫn cáp 3.



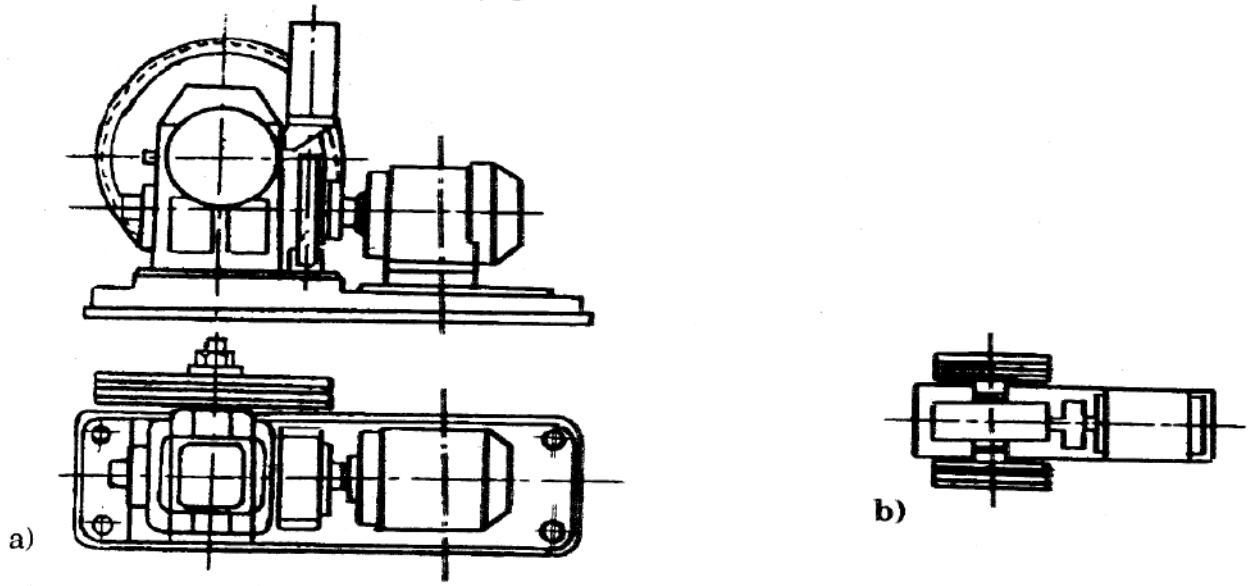
***Hình 4.2:** Cụm trục vít - bánh vít của bộ tời*

Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít của bộ tời thang máy có thể chế tạo với sự bố trí trục vít ở trên và ở dưới so với bánh vít. Khi bố trí trục vít ở trên thì giảm khả năng nguy cơ cháy nhớt hộp giảm tốc qua ổ đỡ của trục

vít, nhưng do puli dẫn cáp có đường kính lớn thì ổ đỡ bên ngoài của trục bánh vít trong đa số trường hợp phải lắp trên gối đỡ riêng biệt điều này dẫn tới làm phức tạp điều chỉnh độ chính xác ăn khớp trục vít khi lắp đặt bộ tời.

Khi trục vít bố trí ở dưới như được thể hiện trên hình 4.2 thì puli dẫn cáp được nâng cao trên khung bệ. Trong trường hợp này khung bệ có thể làm chung cho hộp giảm tốc và giá đỡ ổ trục 4. Bộ tời có kiểu bố trí trục vít như thế này thường gặp khi dùng hộp giảm tốc trục vít - bánh vít với trục vít có răng trụ. Cần phải chú ý đặc biệt đến độ tin cậy của kết cấu và chất lượng của các phớt chắn dầu của trục vít.

Các bộ truyền trục vít bánh vít với trục vít có răng glôbôit cũng được sử dụng khá rộng rãi trong các bộ tời thang máy. Nhờ những nét đặc biệt của sự ăn khớp glôbôit các bộ truyền này có kích thước nhỏ hơn so với bộ truyền bánh vít răng trụ cùng công suất. Nhưng bộ truyền glôbôit rất nhạy cảm với độ không chính xác khi lắp, nên loại trừ khả năng được dùng trong các bộ tời có ổ trục lắp ở ngoài như trên hình 4.2. Để không phải lắp trục vít trên ba gối tựa thì trong bộ truyền glôbôit puli dẫn cáp được lắp côngxon (hình 4.3a). Nhưng với cách lắp puli như vậy sẽ làm tăng tải trọng lên các ổ trục của hộp giảm tốc và ngoài ra còn xuất hiện mômen lật đáng kể tác dụng lên thân hộp giảm tốc, khung bộ tời và sự siết chặt nó vào móng. Để cân bằng mômen này, thì trong bộ tời có sức nâng lớn người ta lắp hai puli nằm ở hai bên hộp giảm tốc theo sơ đồ trên hình 4.3b.



Hình 4.3: Bộ tời thang máy có bộ truyền glôbôit

Trục của trục vít trong bộ truyền trục vít được đặt trên các ổ lăn hoặc

ổ trượt. Cũng giống như ở động cơ điện việc lắp trục trên các ổ trượt cho phép giảm tiếng ồn khi bộ tời làm việc. Bộ truyền có lắp ổ trượt bắt gặp trong các bộ tời của một số hãng chế tạo của thế giới (chẳng hạn như của hãng Kone Phần Lan). Ở đầu đối diện với động cơ một đầu của trục vít người ta làm nhô ra khỏi thân hộp giảm tốc thành một đuôi có tiết diện hình vuông. Trên đó người ta lắp một tay quay để điều khiển tời bằng tay. Tay quay này được chế tạo dạng tháo được. Nó được sử dụng trong trường hợp có sự cố thang máy (chẳng hạn như khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm cũng như khi điều chỉnh khí cụ điều khiển thang máy v.v...). Việc chế tạo bộ truyền dẫn động bằng tay trong các bộ tời là bắt buộc theo qui phạm an toàn.

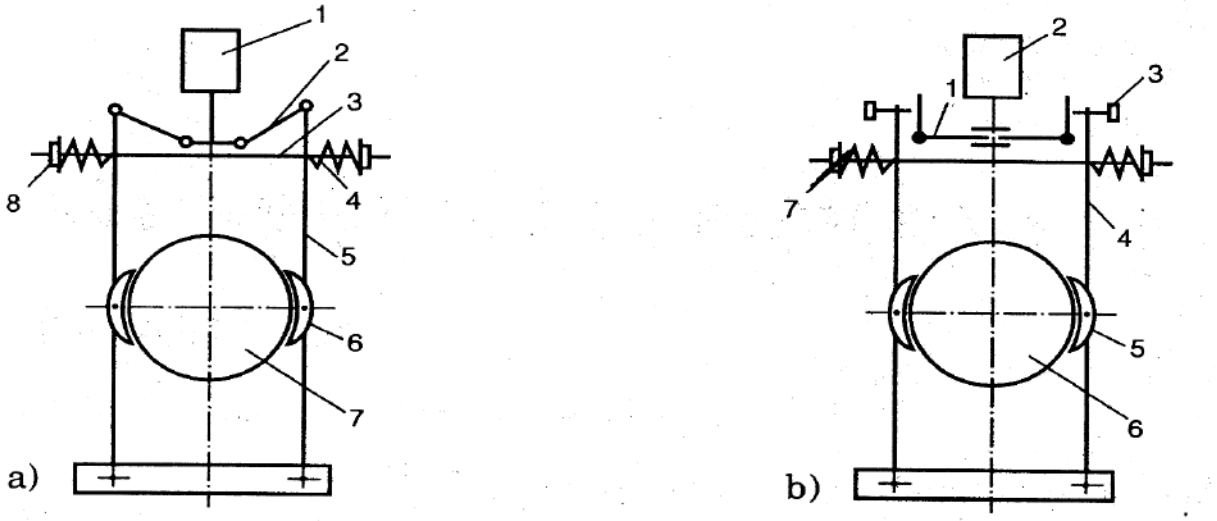
Để nối hộp giảm tốc với động cơ điện người ta thường sử dụng khớp nối vòng đàn hồi. Nửa khớp nối lắp trên trục hộp giảm tốc được sử dụng làm puli phanh. Phanh của bộ tời thang máy cần phải là loại phanh thường đóng tức là tự động phanh tời khi ngắt động cơ điện. Cũng như trong các cơ cấu máy trục điều này thực hiện được bằng cách mắc song song các cuộn dây của động cơ điện và nam châm điện. Một trong những yêu cầu cơ bản được đặt ra cho phanh thang máy là khả năng điều chỉnh mômen phanh để có được độ chính xác dừng cabin trong quá trình sử dụng thang máy. Điều này đạt được bằng cách đơn giản hơn hết là sử dụng các lò xo phanh. Vì mômen trên trục puli phanh trong bộ tời thang máy đổi dấu khi thang máy làm việc để nâng cabin có tải và hạ cabin không tải, nên khả năng để lắp một phanh đai tính cho phanh chỉ theo một chiều là bị loại trừ. Do đó trong các bộ tời thang máy thường sử dụng loại phanh má.

Do có những nét đặc biệt trong kết cấu các bộ tời thang máy nên phanh cũng có một số khác biệt so với các phanh được dùng trong các máy trục. Trên hình 4.4 trình bày hai sơ đồ của các loại phanh này. Trong sơ đồ hình 4.4a các má phanh 6 được ép vào puli phanh 7 nhờ các lò xo 4 lắp trên thanh kéo ngang 3 đi qua các lỗ trong các đòn phanh 5. Một đầu của lò xo 4 tựa vào đòn phanh, còn đầu thứ hai thì tựa vào đai ốc điều chỉnh 8. Khi xiết đai ốc này sẽ làm tăng lực nén của lò xo và tương ứng làm tăng áp lực lên má phanh và mômen trên puli phanh.

Phanh được mở nhờ nam châm điện 1 lắp song song vào mạch động cơ điện. Khi nâng phần ứng của nam châm điện thì các đòn 2 xoay, các đòn 2 nối bản lề với các đòn phanh 5 làm cho các má phanh đẩy ra.

Trong sơ đồ hình 4.4b các má phanh được mở ra nhờ các đòn góc 1. Khi mở máy động cơ điện thì phần ứng của nam châm điện 2 được nâng lên làm xoay các đòn. Các đầu của chúng tựa vào các bulông điều chỉnh 3

lắp trên đầu các đòn phanh 4 làm tách các má phanh 5 ra khỏi puli phanh 6. Cũng giống như trong phanh ở sơ đồ hình 4.4a sự ép má phanh vào puli phanh thực hiện nhờ các lò xo 7.



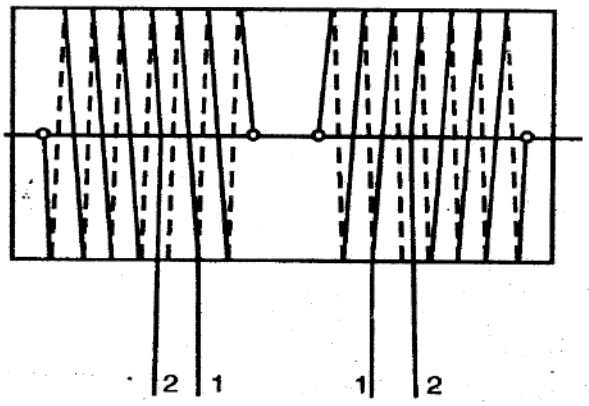
Hình 4.4: *Các sơ đồ phanh của bộ tời thang máy*

Sự mài mòn puli dẫn cáp thường là lớn, cho nên vành puli người ta chế tạo theo kiểu có thể tháo rời để thay thế vành như đã thể hiện trên hình 4.2. Trên bề mặt puli người ta xẻ rãnh dạng nửa đường tròn hay rãnh dạng đặc biệt. Số rãnh này phù hợp với số cáp nâng. Để giảm sự mài mòn của vành thì độ cứng bề mặt làm việc của nó không được thấp hơn 187HB.

Vật liệu làm vành người ta thường dùng gang có mác không thấp hơn МСЧ 32 - 52. Đối với các thang máy làm việc với cường độ lớn, hợp lý nên dùng thép đúc có mác không thấp hơn 55Л.

Trong các bộ tời có dùng tang thì tang cần được xẻ rãnh để quấn một lớp cáp và rãnh xẻ có dạng nửa hình tròn.

Tùy thuộc vào số cáp treo cabin, trên tang có thể quấn một hay nhiều cáp. Cũng trên tang này, nhưng ở phía đối diện người ta quấn cáp treo đối trọng, các sợi cáp treo đối trọng cũng nằm vào chính những rãnh cuốn cáp treo cabin. Sơ đồ quấn các cáp treo cabin 1 và các cáp treo đối trọng 2 để treo cabin và đối trọng trên hai cáp được thể hiện trên hình 4.5. Phần còn lại thì các cơ cấu của bộ tời dùng tang tương tự với kết cấu của các cơ cấu của bộ tời dùng puli dẫn cáp.



Hình 4.5: *Sơ đồ quấn cáp trên tang*

Để đảm bảo độ chính xác dừng tầng do qui phạm kỹ thuật yêu cầu khi tốc độ nâng trên 0,7m/giây thì bộ tời của thang máy chở người được trang bị thêm thiết bị phụ để giảm tốc độ chuyển động của cabin trước khi hãm bộ tời bằng phanh cơ khí. Điều này cũng đặt ra đối với thang máy chở hàng khi cabin chuyển động với tốc độ thấp và có yêu cầu cao về độ chính xác dừng tầng như trong trường hợp chất hàng vào cabin dùng xe con với độ chính xác dừng tầng ±15mm và tốc độ khoảng 0,5m/giây. Trường hợp này, giải pháp đơn giản hơn cả là lắp đặt động cơ điện hai tốc độ. Trong động cơ này thì sự thay đổi số vòng quay và tương ứng là sự giảm tốc độ chuyển động của cabin được tiến hành hoặc bằng cách chuyển đổi các cuộn dây của stator bằng cách thay đổi số đôi cực từ, hoặc bằng cách dùng hai cuộn dây độc lập. Đặc tính kỹ thuật của các động cơ điện không đồng bộ rôto lồng sóc hai tốc độ của Nga sản xuất được cho trong bảng 4.2.

Bảng 4.2: *Đặc tính kỹ thuật động cơ điện hai tốc độ dùng cho thang máy*

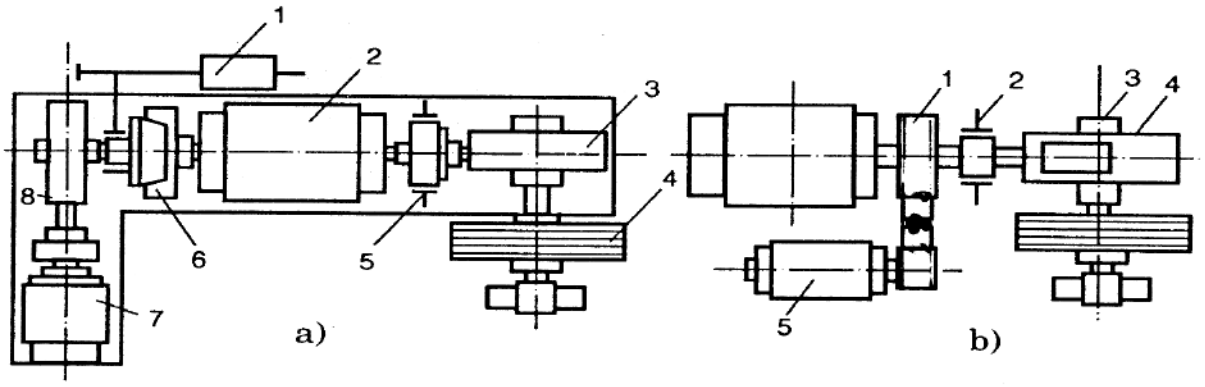
Ký hiệu động cơ	Công suất danh nghĩa (kW)	CĐ (%)	Số vòng quay (v/ph)	$\frac{M_{max}}{M_{noM}}$	$\frac{M_{th}}{M_{noM}}$	Trọng lượng (kg)	Mômen vôlăng ($KG.m^2$)
AC 61-6/12;	3,5	40	960	2,5	3,4	125	0,7
ACШ 61-6/12	1,75	15	440	1,5	1,7		
AC 62-6/18;	3,5	40	960	2,8	3,6	140	0,9
ACШ 62-6/18	1,16	15	280	1,8	1,9		
AC 72-6/24	3,5	60	950	2,5	3,2	230	1,9
	0,75	15	200	1,6	1,6		
AC 81-6/24	5,0	60	960	2,2	2,8	360	3,2
	1,25	15	220	1,5	1,8		
AC 82-6/24	7,0	60	950	2,8	3,5	400	4,1
	1,75	15	195	1,8	1,9		
AC 91-6/24	14	60	950	2,5	2,8	590	7,0
	3,5	15	192	1,7	1,8		
AC 92-6/24	20	60	950	2,5	2,9	665	9,2
	5,0	15	192	1,8	1,8		
Chú thích: M_{th} - mômen tới hạn của động cơ							

Trong các động cơ này có sử dụng hai cuộn dây độc lập của stator, điều này cho phép có được tỷ số của số vòng quay của động cơ khi cabin chuyển động với tốc độ danh nghĩa và khi cabin tập kết tại tầng là 1:4. Hai động cơ đầu tiên trong bảng 4.2 được chế tạo theo hai phương án: dùng ổ lăn (kiểu AC) và dùng ổ trượt (động cơ chế tạo để chống ồn - kiểu ACШ).

Các sơ đồ của các bộ tời thang máy trang bị động cơ hai tốc độ tương tự như sơ đồ trên hình 4.1 dùng cho bộ tời với động cơ một tốc độ. Sự chuyển đổi các cuộn dây của động cơ điện khi cabin đến tầng được tiến hành tự động nhờ bộ cắt đường dây đặc biệt. Vào chu kỳ đầu, sau khi chuyển đổi các cuộn dây thì động cơ làm việc ở chế độ máy phát và hãm cabin đến tốc độ thứ hai (tốc độ dừng) ứng với số vòng quay thấp của động cơ. Để sự hãm này không bị quá giật cục thì người ta lắp vào mạch động cơ các thiết bị hạn chế dòng đặc biệt.

Theo điều kiện kỹ thuật thiết kế thang máy thì việc lắp đặt động cơ điện hai tốc độ được dùng cho các thang máy chở người khi tốc độ chuyển động của cabin v>0,75m/s các thang máy bệnh viện và thang máy chở hàng điều khiển bằng nút bấm khi tốc độ $v \geq 0,5$m/giây.

Khi có yêu cầu khắt khe đặc biệt về độ chính xác dừng tầng cabin và khi tốc độ chuyển động của cabin cao, trong khi đó việc giảm tốc độ do dùng động cơ hai tốc độ (1:4) cũng không đủ thì có thể lắp đặt động cơ điện một chiều làm việc theo sơ đồ máy phát - động cơ, nhưng thiết bị này tỏ ra là không kinh tế. Trong những trường hợp này người ta sử dụng bộ tời dùng hộp giảm tốc nhưng có thêm thiết bị cơ khí phụ đảm bảo cho cabin chuyển động với tốc độ yêu cầu tối thiểu. Thiết bị này được gọi là truyền động vi mô. Truyền động vi mô thường gồm có một động cơ phụ và một bộ truyền đai, trục vít bánh vít hay bộ truyền hành tinh nối với động cơ chính bằng một ly hợp điều khiển (ly hợp ma sát, hành tinh v.v...). Hai sơ đồ giải thích nguyên tắc làm việc của bộ tời có truyền động vi mô được thể hiện trên hình 4.6.



Hình 4.6: *Các sơ đồ bộ tời có truyền động vi mô*

Bộ tời trên hình 4.6a gồm có cơ cấu nâng chính. Cơ cấu nâng chính gồm có puli dẫn cáp (hoặc tang) 4. Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít 3 và

động cơ chính 2. Công suất của động cơ này và tỷ số truyền của hộp giảm tốc 3 được tính toán cho tốc độ nâng danh nghĩa của cabin. Truyền động vi mô gồm có động cơ điện 7, hộp giảm tốc trục vít - bánh vít 8. Trục của nó nối với trục động cơ chính bằng ly hợp ma sát 6. Ly hợp này được đóng nhờ một tay đòn gắn với nam châm điện 1. Ở đầu tay đòn có lắp đối trọng hoặc lò xo và ly hợp được đóng khi ngắt động cơ chính.

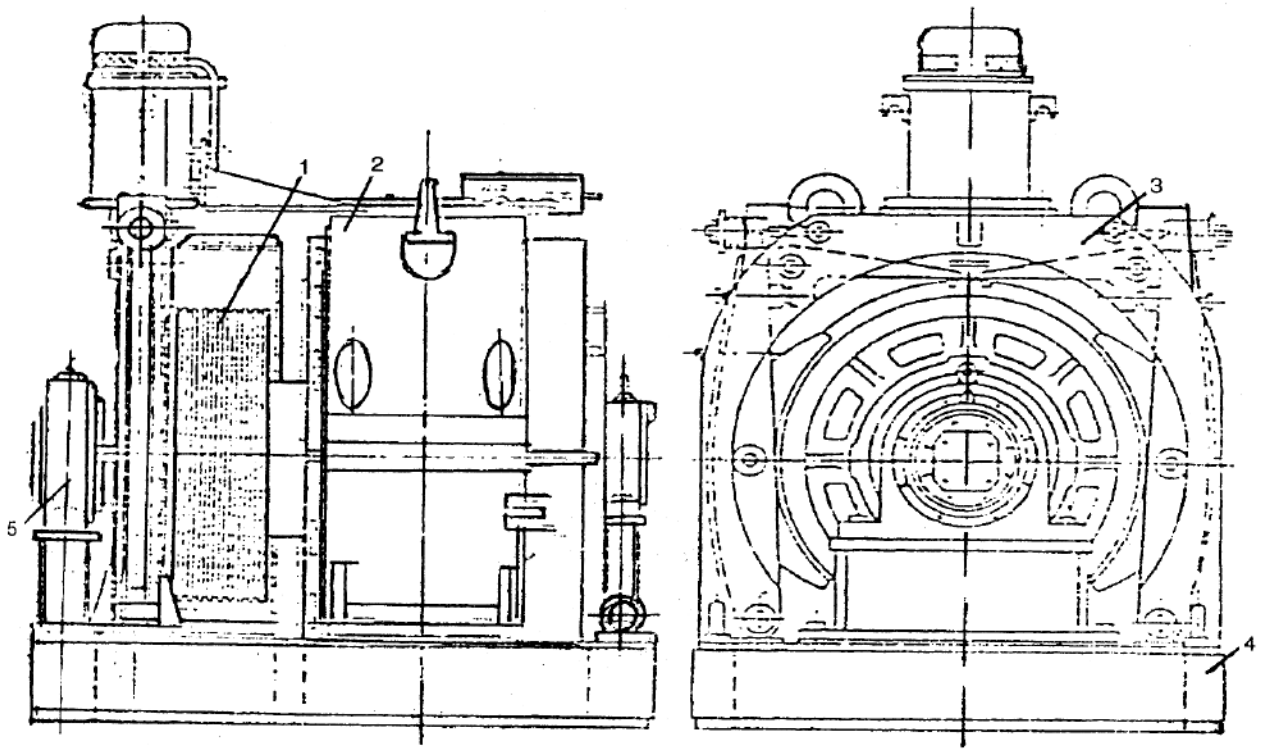
Khi cabin đi đến tầng thì bộ cắt đường dây sẽ ngắt mạch động cơ chính 2 và nam châm điện 1, vì cuộn dây của nam châm điện được lắp vào mạch động cơ, khi đó ly hợp 6 được đóng. Đến thời điểm khi tốc độ cabin sẽ bằng tốc độ tại đó tính toán truyền động vi mô thì ly hợp này sẽ làm việc như một cái phanh. Sau đó, khi tốc độ chuyển động của cabin sẽ tương ứng với tốc độ thứ hai của bộ tời (tốc độ vi mô), người ta ngắt mạch động cơ điện 7 và bộ tời được phanh lại nhờ phanh 5.

Trong sơ đồ ở hình 4.6b thì động cơ phụ 5 nối với trục của hộp giảm tốc chính 4 bằng bộ truyền đai. Sự chuyển đổi bộ tời từ tốc độ chính sang tốc độ vi mô được thực hiện nhờ một ly hợp xích được lắp trong puli dẫn động cơ của bộ truyền đai 1. Ly hợp được đóng nhờ bộ chuyển đổi 3 nằm ở hộp giảm tốc. Sự phanh bộ tời được thực hiện nhờ phanh 2 lắp trên trục dẫn động.

Trong các bộ tời có dẫn động vi mô thì có khả năng nhận được tỷ số giữa tốc độ làm việc và tốc độ tập kết của cabin trong giới hạn từ 1:5 đến 1:40. Điều này rất cần thiết khi có yêu cầu đặc biệt cao về độ chính xác dừng tầng khi cabin chuyển động với tốc độ lớn.

Theo quy phạm an toàn các bộ tời này cũng cần phải có bộ truyền động phụ điều khiển bằng tay. Trong các bộ tời có công suất lớn cũng cho phép dịch chuyển cabin nhờ truyền động điện với điều kiện tốc độ chuyển động của cabin khi đó không được vượt quá 0,25m/giây.

Cùng với sự tăng tốc độ cabin cũng sẽ tăng tải trọng trong các ăn khớp răng và các tải trọng này đặc biệt tăng lên do đổi hướng của mômen tải trong các bộ tời thang máy. Cùng với sự tăng tốc độ nâng cũng sẽ làm tăng đáng kể kích thước của hộp giảm tốc. Vì vậy, trong các thang máy có tốc độ chuyển động của cabin từ 2m/giây trở lên, người ta sử dụng bộ tời không có hộp giảm tốc theo kiểu được thể hiện trên hình 4.7.



Hình 4.7: *Bộ tời không có hộp giảm tốc của thang máy*

Bộ tời gồm có puli dẫn cáp 1 được lắp trên trục của động cơ 2, phanh 3 và khung 4, trên đó có lắp các gối đỡ trục 5 của trục động cơ. Để giảm độ mài mòn cáp, đặc biệt là khi cabin chuyển động với tốc độ cao, các puli cáp của các bộ tời này người ta thường xẻ rãnh dạng nửa đường tròn. Khi xẻ rãnh như vậy, để tăng lực bám của cáp với puli người ta sử dụng thêm các puli phụ lắp ở phía dưới bộ tời.

Trong các bộ tời không có hộp giảm tốc thì người ta sử dụng các động cơ điện một chiều tốc độ thấp được chế tạo theo đơn đặt hàng đặc biệt. Số vòng quay của các động cơ này bằng số vòng quay của puli dẫn cáp. Thường thì các động cơ này làm việc theo sơ đồ máy phát - động cơ. Sự giảm tốc độ của cabin khi nó đi đến một tầng nào đó trong trường hợp này được tiến hành do giảm số vòng quay của động cơ, mà theo sơ đồ máy phát - động cơ thì tốc độ thay đổi trong một phạm vi rất rộng. Sơ đồ điện điều khiển các *thang* máy này có xem xét đến khả năng cho cabin chuyển động với tốc độ *0*,25m/giây khi kiểm tra giếng thang và thiết bị được lắp đặt trong đó.

4.2 TÍNH ĐỘNG CƠ

Công suất cần thiết của động cơ lắp trong bộ tời thang máy có thể xác định theo công thức

$$N = \frac{Pv}{102\eta_{td}.\eta_p} \quad \text{kW} \tag{4.1}$$

trong đó P - lực vòng trên puli dẫn cáp hoặc trên tang (KG)

v - tốc độ chuyển động của cabin m/giây,

η_{td} - hiệu suất truyền động của bộ tời,

η_p - hiệu suất của puli dẫn cáp hoặc tang.

Hiệu suất truyền động của bộ tời dùng hộp giảm tốc có một bộ truyền trục vít nằm trong khoảng 0,6 ÷ 0,8 tùy thuộc vào số mối ren của trục vít. Khi có thêm một số truyền bánh răng phụ thì $\eta_{td} = 0,55 - 0,75$. Khi lắp trục của puli dẫn cáp trên các ổ trượt thì $\eta_p = 0,94 \div 0,96$, khi lắp trục trên các ổ lăn thì $\eta_p = 0,96 - 0,98$. Đối với bộ tời không có hộp giảm tốc khi dùng puli có nhiều rãnh thì $\eta_p = 0,85 \div 0,9$. Vì động cơ của bộ tời phần lớn thời gian làm việc toàn tải nên việc tính công suất động cơ theo công thức (4.1) đối với thang máy loại nhỏ có thể tiến hành theo lực vòng lớn nhất P. Khi hệ số cân bằng trọng lượng vật nâng $\psi \le 0,5$ thì sẽ có lực vòng lớn nhất khi nâng cabin toàn tải từ vị trí dưới cùng. Đối với trường hợp này trị số P sẽ bằng

$$P = Q + G_{cabin} + G_{cáp} + W - G_{đt} = Q(1-\psi) + G_{cáp} + W \tag{4.2}$$

với $G_{đt} = G_{cabin} + \psi Q$.

Trong công thức này $Q.G_{cabin}.G_{đt}$ - tương ứng là trọng lượng vật nâng, trọng lượng cabin và trọng lượng đối trọng (kg),

$G_{cáp}$ - trọng lượng cáp (kg),

W - các lực cản chuyển động phụ của cabin và tổn thất ở các puli dẫn hướng.

Trong sơ đồ tính toán khung cabin ở trên, do vật đặt lệch tâm cabin nên lực cản chuyển động do ma sát ở các dẫn hướng W_{dh} sẽ bằng

$$W_{dh} = 2Q\mu\frac{c_1}{h} + 2Q\mu\frac{c}{h} = 2Q\mu\frac{(c_1+c)}{h} = Q\mu\frac{(A+B)}{3h} \tag{4.3}$$

trong đó μ - hệ số ma sát giữa các guốc trượt cabin và các dẫn hướng.

Các ký hiệu còn lại đã cho trên hình 3.16.

Khi dùng guốc trượt bằng thép hoặc gang làm việc với dẫn hướng bằng thép $\mu = 0,12$

Trường hợp sử dụng dẫn hướng bằng gỗ $\mu = 0,2$

Khi dùng guốc lăn $\mu = 0,05$.

Tổn thất ở các puli dẫn hướng có thể tính theo công thức

$$W_{pl} = \omega S.\sin\frac{\alpha}{2} \quad (4.4)$$

trong đó S - lực căng tổng cộng của các đầu cáp uốn qua puli (KG),

α - góc ôm cáp của puli (độ),

ω - hệ số cản: khi puli lắp ổ lăn $\omega = 0,02$, khi puli lắp ổ trượt $\omega = 0,03 - 0,04$.

Lực cản ma sát chung W ở dẫn hướng và tổn thất ở các puli dẫn hướng

$$W = (W_{dh} + \Sigma W_{pl}).1,1 \quad (4.5)$$

Thừa số *1,1* trong trường hợp này tính đến các tổn thất phụ chưa được tính đến trong tính toán (các puli của bộ hạn chế tốc độ, các puli của đối trọng kéo căng, các puli của cáp cân bằng v.v...).

Đối với sơ đồ thang máy thường sử dụng hơn cả không có các puli dẫn hướng thì $W = 1,1W_{dh} = K_1.Q$ (4.6)

trong đó $K_1 = 1,1\mu.\dfrac{(A+B)}{h}$

Đối với cabin thang máy tiêu chuẩn, sơ bộ có thể lấy như đối với cabin thang máy chở người và chở hàng có sức nâng đến 2000 KG khi dùng guốc trượt $K_1 = 0,06 \div 0,07$, khi dùng guốc lăn $K_1 = 0,03 \div 0,05$.

Đối với các thang máy chở hàng có sức nâng trên 2000 KG, khi dùng guốc trượt $K_1 = 0,1 \div 0,12$.

Cường độ làm việc của các động cơ thang máy dùng ở các nhà ở có độ cao 6 - 8 tầng cũng như của các thang máy chở hàng sức nâng không lớn thường không vượt quá CĐ 40%, và khi ở các tòa nhà cao hơn thì không quá CĐ 60%. Công suất của các động cơ ứng với các trị số cường độ này được đưa ra trong các bảng 4.1 và 4.2.

Đối với các thang máy làm việc nặng hơn khi mà đồ thị làm việc của chúng đã biết (chẳng hạn các thang máy nhà cao tầng) thì công suất cần thiết của động cơ khi tính toán sơ bộ nên chọn theo tải trọng tương đương

$$P_{td} = \sqrt{\frac{p_1^2.t_1 + p_2^2.t_2 + ... + p_n^2.t_n}{T}} \quad (4.7)$$

trong đó $p_1, p_2, ..., p_n$ - các tải trọng trong thời gian một chuyến chở đã được tính theo công thức (4.2) theo tải trọng thực tế của thang máy đã được đưa ra trên đồ thị làm việc (KG),

$t_1, t_2, ..., t_n$ - thời gian tác động của các tải trọng này (giây),

T - thời gian của một chuyến chở (giây).

Cường độ làm việc của động cơ trong trường hợp này được tính theo công thức $CĐ\% = \frac{t_1+t_2+...+t_n}{T}100\%$

• Khi xác định các trị số gia tốc lớn nhất của cabin để chọn động cơ, thì trường hợp tính toán là trường hợp hạ cabin chất đầy tải vào thời điểm khi cabin vừa rời khỏi điểm dừng trước đó. Mômen lực quán tính tính trong trường hợp này bằng

$$M_i = M_v + M_m \tag{4.8}$$

trong đó M_v - mômen không cân bằng do trọng lượng của vật ở trên puli dẫn cáp (hoặc trên tang) qui dẫn về trục động cơ (KG.m),

M_m - mômen mở máy của động cơ (KG.m),

Trị số của mômen không cân bằng M_v là

$$M_v = [Q(1-\psi)+G_{cáp}].\frac{D}{2i_o\eta_{tđ}.\eta_{pl}} \tag{4.9}$$

trong đó D - đường kính puli dẫn cáp;

i_o - tỷ số truyền của bộ tời (kể cả hệ palăng khi treo cabin bằng palăng).

Mômen mở máy của động cơ M_m đối với động cơ lồng sóc lấy theo mômen lớn nhất của động cơ M_{max} có trong catalo. Đối với động cơ rôto dây quấn, mômen mở máy có thể xác định theo công thức

$$M_m = M_{nom}.K_2 \tag{4.10}$$

trong đó M_{nom} - mômen danh nghĩa của động cơ (KG.m),

K_2 - hệ số quá tải khi mở máy, lấy tùy thuộc vào sơ đồ mở máy động cơ.

$$K_2 = 1,8 \div 2$$

Gia tốc góc của động cơ xác định từ điều kiện $M_i = \frac{G.D_o^2}{4g}.\varepsilon$

từ đó $$\varepsilon = \frac{4M_i g}{G.D_o^2}$$

Trong các công thức GD_o^2- mômen vô lăng của các bộ phận chuyển động của hệ đang xét (cabin có vật nâng, đối trọng, bộ truyền động v.v...) qui dẫn về trục động cơ $KG.m^2$,

g - gia tốc trọng trường $(m/giây^2)$.

Gia tốc lớn nhất của cabin khi mở máy

$$a_{\max} = \frac{D}{2i_o}.\varepsilon$$

Sau khi thay giá trị của ε và M_i vào ta sẽ được

$$a_{\max} = 19,6\frac{D}{i_o}\frac{(M_v + M_m)}{GD_o^2} \qquad (4.11)$$

Mômen vô lăng qui dẫn GD_o^2 sẽ được tính theo công thức

$$GD_o^2 = 1,1.(GD_u^2 + GD_{ph}^2) + \frac{(Q + G_{cabin} + G_{đt} + G_{cáp}).D^2}{i_o^2} \qquad (4.12)$$

trong đó GD_u^2 và GD_{ph}^2 - các mômen vô lăng của phần ứng của động cơ (Rôto) và puli phanh.

Thừa số *1,1* tính đến khối lượng của các chi tiết truyền động không tham gia trực tiếp vào phép tính. Trị số gia tốc tính theo công thức (4.11) cần phải không được vượt quá giá trị cho phép theo qui phạm. Trường hợp khi gia tốc $a_{\max}$ lớn hơn trị số cho phép thì cần phải, hoặc là giảm mômen mở máy của động cơ (chẳng hạn như mắc thêm vào mạch động cơ các điện trở mở máy phụ) hoặc là tăng mômen vô lăng của cơ cấu (chẳng hạn như lắp thêm bánh đà phụ trên trục động cơ).

Có loại thang máy chỉ làm việc theo chiều nâng (thang máy các đời cũ), thì trường hợp bất lợi nhất là trường hợp khi nâng cabin có một hành khách, khi nó vừa ra khỏi vị trí điểm dừng trước đó. Mômen không cân bằng do trọng lượng của đối trọng trong trường hợp này bằng

$$M_v = (\psi Q + G_{cáp} - 70).\frac{D}{2.i_o.\eta_{tđ}.\eta_{puli(\tan g)}} \qquad (4.13)$$

gia tốc lớn nhất $a_{\max}$ và mômen vô lăng GD_o^2 với giá trị này của M_v cũng được tính theo các công thức (4.11) và (4.12) khi Q = 70 KG.

• Trong các bộ tời có dẫn động bằng động cơ hai tốc độ cần phải kiểm tra mômen phanh $M_d^{'}$ trong thời điểm nó chuyển sang tốc độ thấp. Đối với trường hợp bất lợi nhất là trường hợp phanh cabin khi nó đi đến điểm dừng đầu tiên, ta có $M_i = M_d^{'} + M_v$

Sau khi thay giá trị M_i này vào công thức (4.11) và sau khi biến đổi ta sẽ tìm được

$$M_d^{'} = \frac{a_{\max}.i_o}{19,6.D}.GD_o^2 - M_v \qquad (4.14)$$

trị số mômen không cân bằng do trọng lượng vật nâng M_v tính theo công thức (4.9).

Theo công thức (4.14) ta cũng tính được mômen phanh lớn nhất của

khớp nối bộ truyền động vi mô trong các bộ tời có truyền động vi mô theo kiểu đã chỉ ra trên hình 4.6a.

Phần tính toán tiếp theo cho bộ tời là chung như với tất cả các cơ cấu nâng.

4.3 TÍNH TANG VÀ PULI DẪN CÁP

• Đường kính tối thiểu cho phép của puli dẫn cáp hoặc tang được xác định theo công thức

$$D = d.e \tag{4.15}$$

trong đó d - đường kính cáp; e - hệ số phụ thuộc vào loại thang máy và tốc độ thang máy (xem bảng 4.3).

Bảng 4.3: *Trị số nhỏ nhất cho phép của hệ số e*

Loại thang máy	Hệ số e
- Thang máy chở người và thang máy chở hàng có người áp tải với tốc độ trên 1,5 m/giây	45
- Cũng như trên với tốc độ đến 1,5 m/giây và thang máy bệnh viện	40
- Thang máy chở hàng không có người áp tải và thang máy loại nhỏ	30

Đường kính D được đo theo đáy rãnh xẻ của puli hoặc tang.

Cũng theo công thức này tính toán đường kính của puli dẫn hướng.

• Chiều dài phần xẻ rãnh của tang được xác định theo chiều dài của cáp quấn trên tang L_c và số cáp trên đó treo cabin Z. Cũng chính số cáp này được dùng để treo đối trọng. Khi treo cabin trên nhiều cáp thì sự xẻ rãnh trên tang được chế tạo dạng nhiều mối, số mối bằng Z. Số vòng cần thiết của một mối rãnh trên tang được xác định theo công thức

$$Z_x = \frac{L_c}{\pi(D+d)} + 3 \tag{4.16}$$

Ba vòng xẻ thêm cho mỗi mối trong trường hợp này cần thiết để dỡ tải cho cụm kẹp các cáp treo đối trọng và cabin trên tang, tính cho mỗi chỗ kẹp là 1,5 vòng, là số vòng cáp tối thiểu cho phép theo quy phạm an toàn.

• Bước rãnh được xác định từ điều kiện sao cho giữa các vòng cáp được quấn trên tang còn lại một khe hở khoảng 1 ÷ 3 mm. Như vậy

$$t = [d + (1 + 3)].Z \tag{4.17}$$

• Chiều dài phần xẻ rãnh của tang

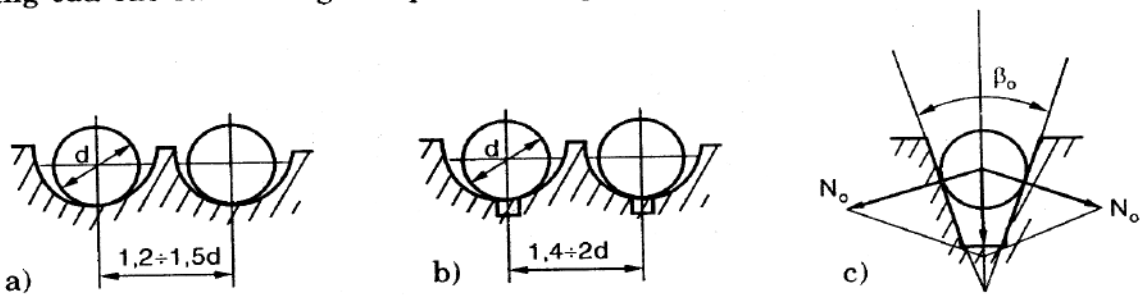
$$L_x = Z_x.t \tag{4.18}$$

Bước tính toán tang tiếp theo tương tự như cách tính cho các cơ cấu máy trục cho nên ở đây ta không xét tới.

• Chiều rộng làm việc của puli dẫn cáp (khoảng cách giữa các đường trục của các sợi cáp ngoài cùng) có thể xác định theo công thức

$$b = (1,2 \div 2)d(Z + 1)$$

• Hình dạng rãnh puli được lấy sao cho đảm bảo đủ hệ số ma sát giữa cáp và puli để nâng cabin hoặc đối trọng. Trên hình 4.8 biểu diễn biên dạng của các rãnh dùng cho puli dẫn cáp.



***Hình 4.8:** Các biên dạng rãnh của puli dẫn cáp*

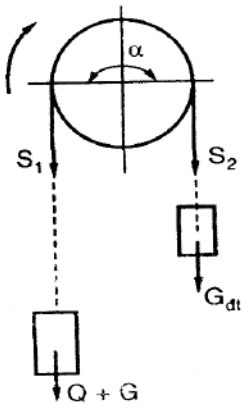
Trên hình 4.8a biểu diễn một biên dạng lòng máng (nửa đường tròn); trên hình 4.8b là biên dạng nửa đường tròn có xẻ ở đáy và trên hình 4.8c là biên dạng hình nêm.

• Hình dạng của biên dạng và các kích thước duyệt của puli dẫn cáp được xác định bởi phép tính tiếp theo xuất phát từ điều kiện bám của cáp với puli và điều kiện mài mòn tối thiểu của vành puli.

Khi tính duyệt các kích thước của biên dạng từ điều kiện bám của cáp với puli có hai trường hợp làm việc tính toán của thang máy là

1- Thang máy làm việc với tải trọng danh nghĩa (trường hợp tính toán thứ nhất);

2- Thang máy làm việc với tải trọng thử (trường hợp tính toán thứ ba).



***Hình 4.9:** Sơ đồ tính lực kéo trên puli dẫn cáp*

Khi lấy trị số của hệ số cân bằng trọng lượng vật nâng $\psi \leq 0,5$ và thang máy làm việc với tải danh nghĩa thì trường hợp tính toán sẽ là trường hợp nâng cabin có tải từ tầng trệt lên.

Khi không có cáp cân bằng thì sức căng lớn nhất S_1 của cáp nâng từ phía cabin vào thời điểm mở máy sẽ bằng (xem hình 4.9)

$$S_1 = (Q + G + G_c)\left(1 + \frac{a}{g}\right) + W \tag{4.19}$$

từ phía đối trọng $$S_2 = G_{dt}\left(1 + \frac{a}{g}\right) = (Q.\psi + G)\left(1 + \frac{a}{g}\right) \tag{4.20}$$

trong đó a - gia tốc khi mở máy $(m/giây^2)$,

W - các lực cản phụ được tính theo công thức (4.5),

G, Q và G_{dt} - trọng lượng của cabin, vật nâng và đối trọng,

ψ - Hệ số cân bằng trọng lượng vật nâng.

Khi nâng tải trọng thử

$$\left.\begin{aligned} S_1 &= Q.K_{qt} + G + G_c \\ S_2 &= G_{dt} \end{aligned}\right\} \tag{4.21}$$

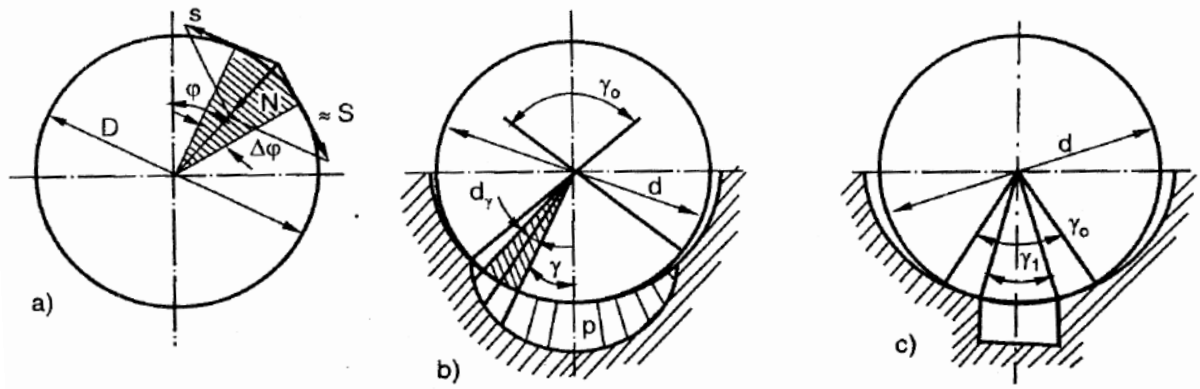
Hệ số K_{qt} - hệ số quá tải lấy theo công thức (1.12). Vì trường hợp này là thử tĩnh nên không tính lực quán tính.

Để tránh trượt cáp trên puli cần phải thỏa mãn điều kiện $\frac{S_1}{S_2} \geq e^{\mu_o.\alpha}$

với μ_o - hệ số ma sát giữa cáp và puli; α - góc ôm (độ).

Xuất phát từ điều kiện này xác định hệ số ma sát nhỏ nhất cho phép trên vành puli $$\mu_o = \frac{1}{\alpha}\ln\frac{s_1}{s_2} \tag{4.22}$$

Khi xác định các trị số của hệ số ma sát này đối với các biên dạng trên hình 4.8, xuất phát từ tải trọng tác dụng lên một đơn vị chiều dài của vành puli dẫn cáp. Trị số tải trọng này khi đường kính của puli dẫn cáp là D trên một đoạn vành tùy ý ứng với góc $\Delta\varphi$ sẽ bằng (xem hình 4.10a)



Hình 4.10: *Sơ đồ tính hệ số ma sát μ_o của puli dẫn cáp*

$$q = \frac{2N}{D.\Delta\varphi} \tag{4.23}$$

Trị số áp lực pháp tuyến tác dụng lên vành theo hình 4.10a sẽ bằng

$$N = 2S.\sin\frac{\Delta\varphi}{2Z}$$

trong đó S - lực căng chung của các cáp ở đoạn đang xét, do góc $\Delta\varphi$ là nhỏ nên ta đặt $\sin\frac{\Delta\varphi}{2} \approx \frac{\Delta\varphi}{2}$ và sau khi thay giá trị của N vào công thức (4.23) ta có

$$q = \frac{2S}{D.Z} \qquad (4.24)$$

tải trọng này sẽ là lớn nhất tại điểm cáp đi vào puli, tức là khi $S = S_1$.

Áp lực cáp lên thành rãnh có biên dạng nửa hình tròn theo hình 4.8a,b sẽ không bằng nhau tại tiết diện ngang. Tiếp theo ta giả thiết rằng nó sẽ thay đổi theo quy luật $P_x = p.\cos\gamma$

trong đó p - áp lực lớn nhất ở điểm dưới cùng của rãnh,

P_x - áp lực hướng kính tác dụng lên vành tại một điểm x tùy ý nằm trong góc γ.

Ứng với điều này, đối một đoạn vành tùy ý có chiều dài bằng 1 ta có

$$q = 2\int_0^{\gamma_o/2} p.\frac{d}{2}\cos\gamma d\gamma = pd\int_0^{\gamma_o/2}\cos^2\gamma d\gamma = \frac{pd}{4}(\gamma_o + \sin\gamma_o) \qquad (4.25)$$

trong đó γ_o - góc mà trong giới hạn của nó cáp tiếp xúc với bề mặt của rãnh puli.

Lực ma sát trên đoạn này, khi hệ số ma sát của cáp với vật liệu puli (thép hoặc gang) bằng μ, sẽ là

$$F = 2\int_0^{\gamma_o/2}.\mu.\frac{d}{2}p_x d\gamma = \mu.p.d\int_0^{\gamma_o/2}\cos\gamma d\gamma = \mu pd\sin\frac{\gamma_o}{2} \qquad (4.26)$$

Từ các công thức (4.25) và (4.26) ta xác định hệ số ma sát tính toán ở vành puli $\mu_o = \frac{F}{q} = 4\mu\frac{\sin\frac{\gamma_o}{2}}{\gamma_o + \sin\gamma_o}$

. Khi cho rằng rãnh puli có thể mòn tiếp theo, nên sơ bộ ta có thể lấy $\gamma_o = \pi$. Ứng với điều này, đối với rãnh nửa hình tròn cuối cùng ta sẽ có

$$\mu_o = \frac{4}{\pi}.\mu \qquad (4.27)$$

Hệ số này trở nên không đổi, độc lập với bán kính rãnh. Khi biên dạng rãnh là nửa hình tròn thì cáp ở trong điều kiện có lợi nhất về độ mòn. Nhưng do các hệ số ma sát μ_o có trị số tương đối nhỏ nên biên dạng

này chủ yếu được sử dụng ở các puli có góc ôm lớn, chẳng hạn như trong bộ tời không có hộp giảm tốc. Đối với các puli của các bộ tời có góc ôm của cáp $\alpha = 180^o$ và nhỏ hơn thường sử dụng biên dạng rãnh có cắt ở đáy (hình 4.8b) và biên dạng hình nêm (hình 4.8c).

Đối với rãnh puli có cắt ở đáy từ những phương trình tương tự, khi tích phân từ $\frac{\gamma_1}{2}$ đến $\frac{\gamma_o}{2}$ ta có (xem hình 4.10c)

$$\mu_o = 4\mu \frac{\sin\frac{\gamma_o}{2} - \sin\frac{\gamma_1}{2}}{\gamma_o - \gamma_1 + \sin\gamma_o - \sin\gamma_1}$$

trong trường hợp này γ_1 là góc cắt ở đáy.

Khi lấy giống như ở trên $\gamma_o \approx \pi$ ta có

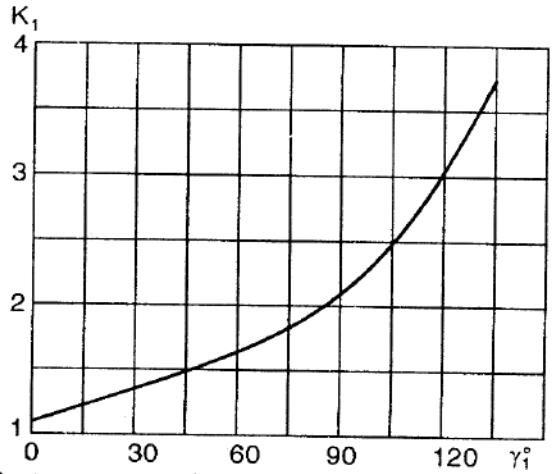
$$\mu_o = 4\mu . \frac{1 - \sin\frac{\gamma_1}{2}}{\pi - \gamma_1 - \sin\gamma_1} \qquad (4.28)$$

Từ (4.28) ta thấy rằng hệ số μ_o sẽ thay đổi cùng với sự thay đổi của góc cắt ở đáy γ_1 và do chọn góc này có thể nhận được hệ số ma sát có trị số yêu cầu μ_o đã được tính theo (4.22).

Khi đặt $4\frac{1 - \sin\frac{\gamma_1}{2}}{\pi - \gamma_1 - \sin\gamma_1} = K_1$ và thay vào (4.28) ta có

$$K_1 = \frac{\mu_o}{\mu_1} \qquad (4.29)$$

Xuất phát từ trị số K_1 này, theo đồ thị trên hình 4.11 có thể chọn được góc cắt cần thiết γ_1.



Hình 4.11: *Đồ thị để chọn góc cắt γ_1 trong biên dạng theo hình 4.10c*

Biên dạng rãnh có cắt ở đáy cho đến nay được sử dụng phổ biến, nhưng do có các cạnh sắc tại chỗ cắt rãnh nên gây ảnh hưởng đến độ bền của cáp. Do đó, tốt nhất là nên sử dụng rãnh có biên dạng hình nêm, loại rãnh này hiện nay được sử dụng phổ biến hơn cả.

Đối với biên dạng rãnh hình nêm có góc nghiêng của các thành bên β_o trên đoạn có chiều dài bằng 1 theo hình 4.8c ta có

$$F = 2N_o.\mu = q\frac{\mu}{\sin\frac{\beta_o}{2}}$$

Hệ số ma sát tính toán $\mu_o = \dfrac{\mu}{\sin\dfrac{\beta_o}{2}}$ (4.30)

Trong trường hợp này cũng như đối với trường hợp biên dạng có cắt rãnh có khả năng nhận được trị số cần thiết của hệ số ma sát μ_o bằng cách chọn góc β_o tương ứng. Trị số của góc này tại hệ số ma sát tính toán μ_o sẽ bằng

$$\beta_o = 2\arcsin\frac{\mu}{\mu_o} \quad (4.31)$$

Để tránh sự kẹt cáp có thể xảy ra trong máng cần phải thực hiện thêm một điều kiện phụ sau $\beta_o > 2\rho$

trong đó ρ - góc ma sát, thường thì người ta lấy $\beta_o = 30 - 40^o$.

Khi xác định các thông số của biên dạng theo các công thức (4.22), (4.28) và (4.30) trong trường hợp thang máy làm việc với tải danh nghĩa (trường hợp tính toán thứ nhất) đối với các puli được chế tạo bằng gang có thể lấy μ = 0,09, đối với các puli thép lấy μ = 0,105. Khi tính toán theo tải trọng thử (trường hợp tính toán thứ ba) lấy μ = 0,1 ÷ 0,11 đối với puli bằng gang và μ = 0,115 đối với puli thép.

Các trị số cuối cùng của các góc γ_1 và β_o được xác định theo những trị số bất lợi nhất của hệ số ma sát μ_o được tính theo các công thức (4.19, 20, 21, 22).

Phép tính chống mài mòn vành puli được tiến hành theo áp lực đơn vị lớn nhất ρ giữa cáp và puli. Trị số của nó đối với rãnh dạng nửa hình tròn xác định theo các công thức (4.24), (4.25). Đối với đoạn vành chịu tải nhiều hơn cả tại điểm uốn của cáp trên đó, khi đặt $S = S_1$ ta có

$$p = \frac{S_1}{d.D.Z}.\frac{8}{\gamma_o + \sin\gamma_o} = \omega.\frac{S_1}{d.D.Z} \quad (4.32)$$

trong đó $$\omega = \frac{8}{\gamma_o + \sin\gamma_o} \quad (4.33)$$

là đặc tính của biên dạng.

Các công thức tương tự (nhưng với đặc tính khác của biên dạng) cũng có thể được đưa ra đối với hai biên dạng còn lại của rãnh puli.

Đối với rãnh có biên dạng nửa đường tròn có cắt rãnh ở đáy

$$\omega = \frac{8\cos\frac{\gamma_1}{2}}{\gamma_o - \gamma_1 + \sin\gamma_o - \sin\gamma_1}$$

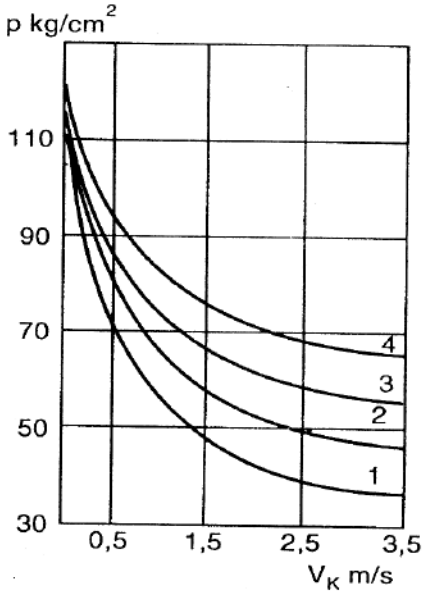
Khi $\gamma_o = \pi$ ta có $\omega = \dfrac{8\cos\frac{\gamma_1}{2}}{\pi - \gamma_1 - \sin\gamma_1}$ (4.34)

Đối với rãnh biên dạng hình nêm $\omega = 8.\dfrac{\sin\frac{\beta_o}{2}}{\beta_o - \sin\frac{\beta_o}{2}}$ (4.35)

Theo công thức (4.32) khi biết đường kính puli và cáp và áp lực đơn vị cho phép *[p]* có thể tính được số lượng dây cáp tối thiểu cho phép theo điều kiện mài mòn vành puli

$$Z = \frac{S_1}{d.D.[p]}\omega \quad (4.36)$$

Áp lực đơn vị cho phép *[p]* đối với các puli bằng gang có thể lấy tùy theo kiểu thang máy và tốc độ chuyển động của cáp theo puli v_k (xem hình 4.12). Khi tính toán theo các công thức này thì lực căng S_1 được tính toán theo trường hợp tính toán thứ nhất (làm việc với tải danh nghĩa). Số dây cáp tính được theo công thức (4.36) không được nhỏ hơn so với số dây cáp cho trong bảng 2.1.



***Hình 4.12:** Đồ thị để chọn áp lực đơn vị cho phép [p] khi tính puli dẫn cáp*

Trong một số trường hợp khi tính ra số dây cáp lớn hơn số dây cáp tối thiểu cho phép thì hợp lý nên tăng đường kính puli dẫn cáp tức là lấy trị số *e* lớn hơn (công thức 4.15).

Như đã biết, lực căng của các cáp tải S_1 bằng

$$S_1 = \frac{\pi d^2}{4}.\frac{\sigma_b}{n_k}\varphi_n.Z.\alpha.K_d$$

Sau khi thay giá trị này của S_1 vào công thức (4.36) và sau khi biến đổi ta sẽ tìm được trị số e cần thiết theo điều kiện bền đều của cáp và vành puli

$$e = 0,8\frac{\sigma_b.\varphi_n.\alpha.K_d}{n_k[p]}\omega \qquad (4.37)$$

trong đó σ_b - giới hạn bền của cáp (KG/mm^2),

φ_n - hệ số sử dụng diện tích tiết diện ngang của cáp, được tính theo đường kính ngoài của cáp.

Đối với cáp ЛК-Р-ГОСТ 2688 - 55 $\varphi_n = 0,41$

Đối với cáp ЛК-О-ГОСТ 3077 - 55 $\varphi_n = 0,38$

n_k - hệ số dự trữ bền của cáp (bảng 2.2)

α - hệ số tính đến độ giảm bền của các sợi thép khi bện thành cáp $\alpha = 0,85$

K_d - hệ số động được tính theo (1.9) với gia tốc được tính khi thang máy làm việc bình thường. Mômen tới hạn trên puli dẫn cáp theo điều kiện bám của cáp trên puli, đối với trường hợp nâng cabin sẽ bằng

$$M_{th} = (S_1 - S_2)\frac{D}{2} = S_2(e^{\mu_o\alpha} - 1)\frac{D}{2} = G_{dt}.(e^{\mu_o\alpha} - 1)\frac{D}{2} \qquad (4.38)$$

Lực căng cáp tới hạn ứng với mômen này là

$$S_{th} = G_{dt}(e^{\mu_o\alpha} - 1) \qquad (4.39)$$

Khi tính toán theo các công thức (4.38) và (4.39) thì các tải trọng tới hạn tác dụng lên các cơ cấu (trường hợp tính toán thứ tư) nên lấy lớn hơn (khoảng 20 - 30%). Các trị số của các hệ số ma sát μ_o được tính theo các công thức (4.27) - (4.30).

4.4 TÍNH TOÁN PHANH

Khi tính toán phanh cần phải làm sao cho phanh bộ tời có thể giữ được tải trọng thử (trường hợp tính toán thứ ba, chương 1) và đảm bảo được độ chính xác dừng tầng yêu cầu. Gia tốc hãm khi phanh không được lớn hơn trị số cho phép theo quy phạm.

Mômen phanh cần thiết để giữ được tải trọng thử xác định theo điều kiện

$$M_T = \beta_T.\frac{PD}{2i_o}.\eta_o \qquad (4.40)$$

trong đó P - lực kéo trên vành puli (hoặc tang) - KG,

D - đường kính của puli dẫn cáp (hoặc tang) - m,

β_T - hệ số dự trữ mômen phanh, đối với trường hợp này $\beta_T = 1,2 \div 1,3$,

i_o và η_o - tỷ số truyền và hiệu suất các cơ cấu của bộ tời ($\eta_o = \eta_{td}.\eta_p$).

Trị số lực kéo P trong trường hợp này bằng

$$P = Q.K_{qt} + G_{cab} + G_{cáp} - G_{đt} = Q(K_{qt} - \psi) + G_{cáp} \qquad (4.41)$$

trong đó K_{qt} - hệ số quá tải của thang máy,

K_{qt} = 1,5 - đối với thang máy nâng hàng,

K_{qt} = 2 - đối với thang máy chở người, thang máy bệnh viện và thang máy chở hàng có người áp tải.

Khi tính độ chính xác dừng cabin và với mômen phanh đã chọn thì quãng đường phanh của nó có thể xác định theo điều kiện

$$\frac{m_{qd}.v^2}{2} \pm P.S = W.S$$

trong đó m_{qd} - khối lượng của tất cả các bộ phận chuyển động của thang máy (vật nâng, cabin, đối trọng, các chi tiết của bộ tời v.v...) qui dẫn về cabin - (kg),

v - tốc độ chuyển động của cabin (m/giây)

S - quãng đường phanh của cabin (m),

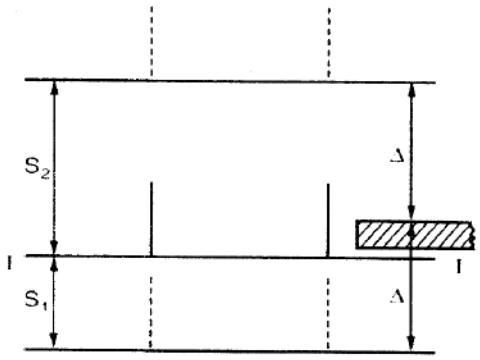
W - lực cản chuyển động của cabin khi phanh (KG).

Khi giải phương trình này đối với S ta có

$$S = \frac{m_{qd}.v^2}{2(W \mp P)} \qquad (4.42)$$

dấu $\mp$ ở mẫu số của công thức này phụ thuộc vào hướng chuyển động của cabin và trị số tải trọng của nó.

Sự ngắt động cơ khi ca bin đến gần một điểm dừng định trước trong các thang máy điều khiển bằng nút bấm được tiến hành bằng những bộ ngắt đặc biệt, tại một vị trí xác định và luôn luôn cố định của ca bin đối với sàn tầng này (đường I-I trên hình 4.13).



Hình 4.13: *Sơ đồ để tính toán độ chính xác dừng tầng của ca bin thang máy*

Quãng đường phanh lớn nhất S_1 khi hạ cabin toàn tải xuất hiện lúc khi cabin tiến về tầng dừng đầu tiên. Lực vòng P trên puli dẫn cáp trong (4.42) đối với trường hợp này bằng

$$P = Q + G + G_{cáp} - G_{đt} = Q(1-\psi) + G_{cáp} \quad (4.43)$$

Quãng đường phanh lớn nhất khi cabin chuyển động lên xuất hiện khi cabin không có chất tải. Khi đó

$$P = G_{đt} + G_{cáp} - G = \psi Q + G_{cáp} \quad (4.44)$$

Xét chuyển động đi lên và đi xuống của cabin toàn tải thì trong (4.42) lực P có dấu (–). Việc tính lực cản chuyển động cabin W khi phanh tiến hành đối với trường hợp bất lợi nhất: *Khi vật đặt đúng trọng tâm cabin.* Trong trường hợp này thì trị số W sẽ bằng lực phanh do phanh tạo ra và quy dẫn về cabin

$$W = \frac{2M_T i_o}{D.\eta_o} \quad (4.45)$$

Khối lượng quy dẫn của các bộ phận chuyển động của thang máy m_{qd} được tính theo công thức

$$m_{qd} = \frac{1}{g}(Q + G + G_{cáp} + G_{đt} + \frac{GD_o^2}{D^2} i_o^2) \quad (4.46)$$

trong đó GD_o^2 - mômen vô lăng của các bộ phận quay của bộ tời.

Trong trường hợp này $GD_o^2 = (GD_{dc}^2 + GD_T^2).1,1$

trong đó GD_{dc}^2 và GD_T^2 - các mômen vô lăng của phần ứng của động cơ và của bánh phanh.

Xuất phát từ các trị số P, W và m_{qd} tìm được, theo công thức (4.42) có thể tính được các quãng đường phanh S_1 và S_2 của cabin khi chuyển động lên không tải và khi hạ xuống với toàn tải.

Việc lắp đặt các bộ chuyển đổi tầng được tiến hành sao cho sàn tầng nằm ở giữa quãng đường tổng cộng $S_1 + S_2$ mà cabin đi qua khi phanh. Do đó độ chính xác dừng tầng (tính bằng mm), sẽ bằng

$$\Delta = \frac{S_1 + S_2}{2} \quad (4.47)$$

Trị số Δ không được lớn hơn trị số đã đưa ra ở chương 1. Trường hợp ngược lại thì cần thiết phải tăng mômen phanh M_T.

Phanh cũng cần đảm bảo gia tốc hãm cabin không được vượt quá trị số gia tốc cho phép theo quy phạm. Trị số gia tốc tối đa sẽ xuất hiện khi phanh cabin toàn tải đang nâng. Tại thời điểm khi cabin đang tiến đến điểm dừng đầu tiên (tính từ điểm dừng kế dưới đó), mômen lực quán tính đối với trường hợp này là $M_i = M_T + M_v$

Trị số gia tốc tối đa sau đó có thể tính theo công thức (4.11) sau khi thay (M_v+M_m) bằng (M_v+M_T)

$$a_{max}=19,6\frac{D}{i_o}.\frac{(M_T+M_v)}{GD_o^2}$$

Trong các trường hợp khi gia tốc chậm dần lớn hơn trị số cho phép thì cần phải: hoặc là tăng khối lượng các bộ phận quay của bộ tời (chẳng hạn như lắp thêm bánh đà) hoặc giảm tốc độ chuyển động ban đầu của cabin khi phanh. Như đã nêu trên, điều này đạt được bằng cách lắp đặt động cơ hai tốc độ hoặc dùng bộ tời đặc biệt có truyền động vi mô. Trong các trường hợp này thì tốc độ chuyển động cần thiết của cabin tại thời điểm bắt đầu phanh bộ tời bằng phanh được xác định xuất phát từ độ chính xác dừng tầng cho trước theo các công thức (4.42) và (4.47) sẽ bằng

$$v=2.\sqrt{\frac{\Delta}{\frac{m_{qd}}{W-P}+\frac{m'_{qd}}{W-P'}}} \qquad (4.48)$$

trong đó m_{qd}, m'_{qd} và P, P' - là các khối lượng qui dẫn và lực kéo trên vành puli khi cabin rỗng và cabin đầy tải.

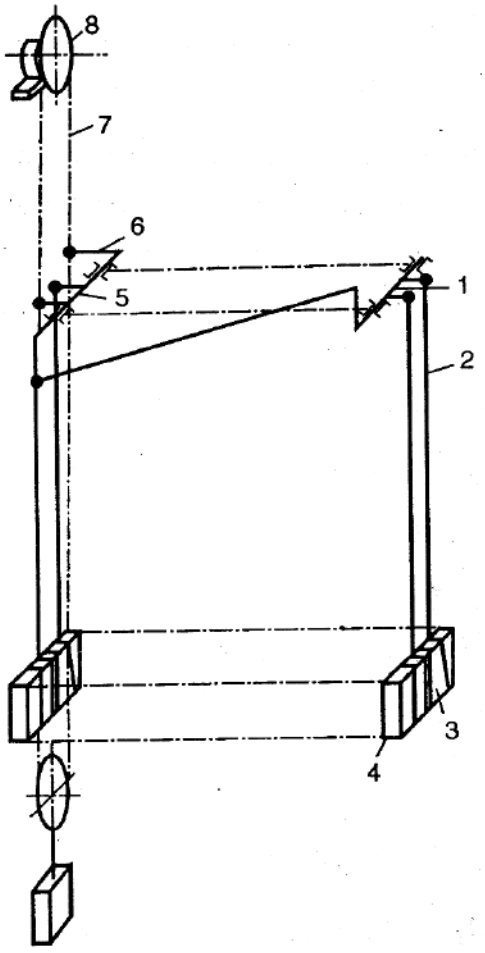
Độ chính xác dừng tầng Δ trong công thức này tính bằng mét. Việc tính toán phanh tiếp theo tương tự như đối với tính toán phanh các máy nâng thông thường.

Chương 5

BỘ HÃM BẢO HIỂM VÀ BỘ HẠN CHẾ TỐC ĐỘ

5.1 ĐẶC ĐIỂM CHUNG CỦA BỘ HÃM BẢO HIỂM

Để loại trừ sự rơi cabin khi bị đứt các cáp nâng hoặc cabin tăng tốc khi bị hỏng cơ cấu nâng theo quy phạm an toàn, cabin cần được trang bị bộ hãm bảo hiểm. Đối trọng cũng được trang bị bộ hãm bảo hiểm trong trường hợp khi tốc độ chuyển động của cabin lớn hơn 1,5m/giây. Hình 5.1 đưa ra một sơ đồ giải thích nguyên lý cấu tạo của bộ hãm bảo hiểm. Các cụm chính của bộ hãm bảo hiểm là thiết bị kẹp, cơ cấu điều khiển và truyền động. Trong cơ cấu trên (hình 5.1) thiết bị kẹp là các nêm 3 chuyển động theo các guốc tựa 4.



Hình 5.1: *Sơ đồ bộ hãm bảo hiểm thang máy*

Khi bộ hãm bảo hiểm làm việc thì các nêm 3 được kéo bởi các thanh kéo 2 áp vào các dẫn hướng. Sự kéo nêm tiếp theo xảy ra khi ca bin tiếp tục chuyển động do lực ma sát giữa dẫn hướng và nêm (tự kéo). Trong sơ đồ thì cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm gồm có các thanh kéo đứng 2 gắn bản lề với các đòn ngang. Các đòn ngang được lắp cứng trên các trục 1 và

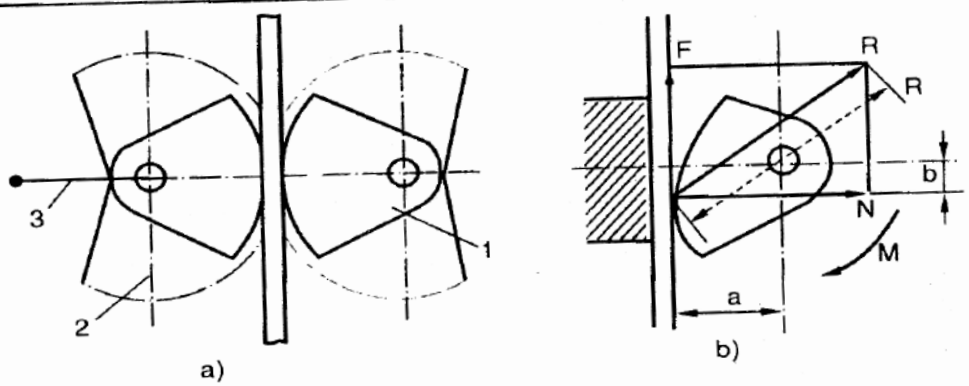
5. Các trục 1 và 5 quay trên các ổ đỡ lắp ở dầm trên của khung cabin. Trên trục 5 có lắp đòn 6, đòn này được liên kết với cáp 7 của truyền động bộ hãm bảo hiểm. Trong sơ đồ thì truyền động của bộ hãm bảo hiểm được thực hiện nhờ bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm 8, puli của nó nối với một phanh ly tâm đặt trong thân của bộ hạn chế tốc độ. Bộ phận này sẽ phanh puli 8 và cáp 7 nằm trên đó vào thời điểm khi tốc độ chuyển động của cabin đạt đến giá trị tới hạn. Sau khi dừng cáp 7, cabin tiếp tục chuyển động, đòn 6 xoay làm cho cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm hoạt động. Ngoài các nêm ra người ta còn sử dụng bánh lệch tâm và con lăn làm thiết bị kẹp. Tùy theo đó người ta phân ra bộ hãm bảo hiểm kiểu nêm, kiểu lệch tâm và kiểu con lăn. Đa số trường hợp thì thiết bị kẹp của bộ hãm bảo hiểm được lắp ở dầm dưới của khung đứng cabin. Sự lắp các guốc tựa 4 có thể là lắp cố định hoặc di động tùy thuộc vào đó mà thay đổi đặc tính làm việc của bộ hãm bảo hiểm. Khi lắp cố định thì sự tập kết của ca bin lên bộ hãm bảo hiểm xảy ra gần như tức thời, bộ hãm bảo hiểm kiểu này được gọi là bộ hãm bảo hiểm tức thời. Khi lắp bộ phận tựa di động thì sự phanh ca bin xảy ra êm dịu hơn, bộ hãm bảo hiểm kiểu này được gọi là bộ hãm bảo hiểm trượt (tác động chậm dần).

Truyền động của bộ hãm bảo hiểm từ bộ hạn chế tốc độ hiện nay được sử dụng trong tất cả các thang máy có bộ tời với puli dẫn cáp. Vì ở thang máy có bộ tời dùng tang quấn cáp rất có khả năng bị đứt cáp khi ca bin đi ra khỏi vị trí làm việc, trường hợp nâng người thì cơ cấu điều khiển của hãm bảo hiểm cần phải liên kết thêm với các cáp nâng. Trong các thang máy chở hàng làm việc không có người áp tải thì thường người ta không lắp bộ hạn chế tốc độ. Trường hợp này thì cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm chỉ liên kết với các cáp nâng treo cabin.

5.2 THIẾT BỊ KẸP CỦA BỘ HÃM BẢO HIỂM

Sự hãm cabin đang rơi nhờ lực ma sát giữa các má kẹp và các dẫn hướng. Đa số trường hợp người ta sử dụng các bộ kẹp tự xiết: kiểu lệch tâm, nêm hoặc con lăn.

Trong bộ hãm bảo hiểm có các má kẹp lệch tâm (hình 5.2) thì các dẫn hướng cabin khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm được kẹp lại giữa bánh lệch tâm và gối tựa lắp trên khung cabin.



Hình 5.2: *Sơ đồ tính toán má kẹp lệch tâm*

Trong một số trường hợp các má kẹp thường được chế tạo với hai bánh lệch tâm (xem hình 5.2a). Trong kết cấu này thì các bánh lệch tâm 1 liên kết với nhau nhờ các bánh răng hình quạt 2, khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm thì các bánh răng hình quạt 2 sẽ xoay đi nhờ tay đòn dẫn động 3.

Hình 5.2b đưa ra sơ đồ tính toán bánh kẹp lệch tâm. Mômen M cần đặt vào bánh lệch tâm để nhận được lực ma sát F trên bề mặt tựa của nó. Lực ma sát F cần thiết để cân bằng với trọng lượng vật và trọng lượng cabin được xác định từ phương trình

$$M + F.a - N.b - R.\frac{d}{2}.\mu_1 = M + N.\mu.a - N.b - N\mu_1.\frac{d}{2}\sqrt{1+\mu^2} = 0$$

trong đó μ - hệ số ma sát giữa bánh lệch tâm và dẫn hướng,

N - áp lực tác dụng lên dẫn hướng,

μ_1 - hệ số ma sát ở trục bánh lệch tâm,

d - đường kính trục bánh lệch tâm; a,b - các tay đòn của các lực F và N

$$R = \sqrt{N^2 + F^2}$$

Bỏ qua mômen do trọng lượng riêng của bánh lệch tâm. Từ phương trình trên ta có

$$M = N(b - \mu.a + \mu_1.\frac{d}{2}\sqrt{1+\mu^2})$$

Ta đặt $M = 0$ tức là ứng với trường hợp bánh lệch tâm tự kẹp. Ta xác định tỷ số các tay đòn b và a cần thiết cho sự tự kẹp này

$$\frac{b}{a} = \mu - \mu_1 \frac{d}{2a}\sqrt{1+\mu^2} \qquad (5.1)$$

Xuất phát từ biểu thức này người ta ấn định các kích thước của bánh lệch tâm, một trong các kích thước a hoặc b được ấn định theo thiết kế. Theo khảo cứu các bộ hãm bảo hiểm tức thời thì ngoài vật liệu và bôi trơn có ảnh hưởng đến hệ số ma sát μ, còn có sự ảnh hưởng của tốc độ chuyển động tương đối của chúng. Các số liệu về trị số hệ số ma sát được cho trong

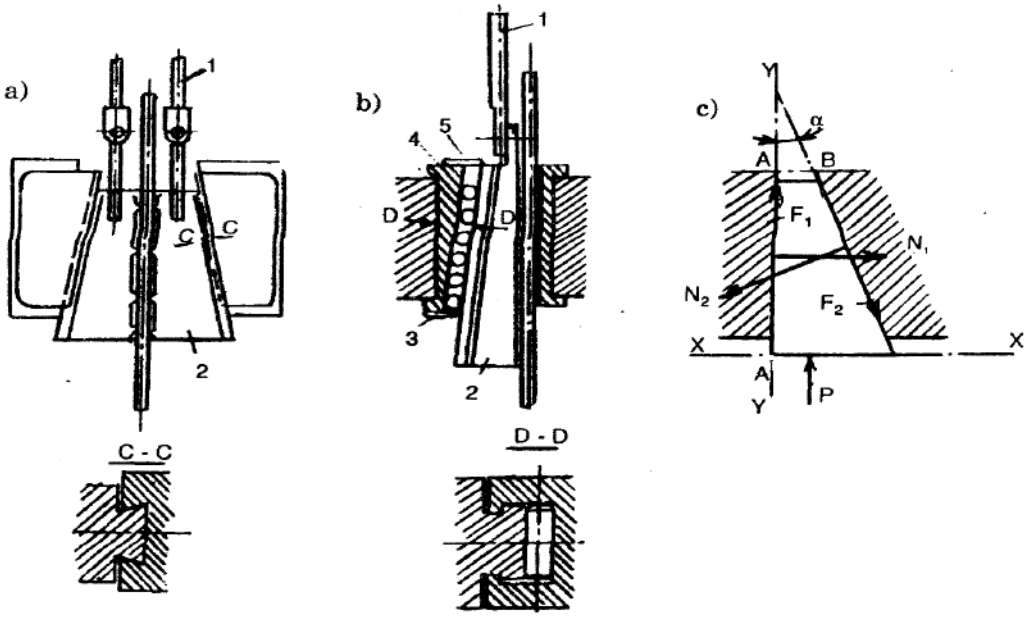
bảng 5.1. Đối với các má kẹp thép làm việc với dẫn hướng thép thường lấy $\mu = 0,18$. Để tăng hệ số ma sát thì bề mặt các bánh lệch tâm thường có xẻ răng cưa.

Bảng 5.1: *Hệ số ma sát trong các bộ hãm bảo hiểm tức thời*

Đặc điểm bề mặt làm việc	Tốc độ chuyển động (m/giây)	Hệ số ma sát μ
Thép tôi trong mỡ đặc:		
- Với gang	0,5 - 0,25	0,12 - 0,22
	1 - 0,5	0,08 - 0,12
- Với đồng thau	0,5 - 0,25	0,09 - 0,20
	1 - 0,5	0,07 - 0,14
Thép tôi với thép thô:		
- Bôi mỡ đặc	0,5 - 0,25	0,12 - 0,20
	1 - 0,5	0,10 - 0,12
- Không bôi trơn	0,5 - 0,25	0,3 - 0,35
- Khi có răng lớn	1 - 0,5	0,25 - 0,30
	-	≥ 1

Vật liệu của các bánh lệch tâm chọn tùy thuộc vào vật liệu của dẫn hướng và tính chất làm việc của bộ hãm bảo hiểm. Khi dùng dẫn hướng bằng gỗ và bộ hãm bảo hiểm có hoạt động chậm dần thì các bánh lệch tâm có thể được chế tạo từ thép mác 35 + 45.

Trong các bộ hãm bảo hiểm tức thời làm việc với các dẫn hướng bằng kim loại, khi có xẻ răng thì các bánh lệch tâm cần phải nhiệt luyện. Hiện nay các má kẹp lệch tâm chủ yếu được sử dụng trong các thang máy nâng hàng loại nhỏ. Trong các thang máy chở người và thang máy chở hàng có sức nâng lớn người ta thường sử dụng các má kẹp kiểu nêm. Hình 5.3 đưa ra hai sơ đồ bộ kẹp kiểu nêm với một nêm hoặc hai nêm.



Hình 5.3: *Các sơ đồ bộ kẹp kiểu nêm*

Trong cả hai kết cấu thì các nêm 2 chuyển động trong các rãnh nghiêng. Trong kết cấu theo sơ đồ hình 5.3a thì rãnh có hình đuôi cá. Trong kết cấu theo sơ đồ hình 5.3b để giảm ma sát, giữa nêm 2 và dẫn hướng, nhờ có guốc 4 người ta lắp các con lăn 3 trong vành chặn 5.

Trong cả hai kết cấu, khi bộ hãm làm việc thì các nêm tiến gần vào các dẫn hướng nhờ các thanh kéo 1 và sau đó được giữ chặt bằng các lực ma sát với dẫn hướng khi ca bin tiếp tục chuyển động.

Trị số lực P cần đặt vào nêm để tạo ra lực ma sát cần thiết khi không có sự tự xiết được xác định từ điều kiện cân bằng. Khi chiếu các lực tác dụng vào nêm lên các trục ngang XX và trục đứng YY (xem hình 5.3c) ta có

$$\Sigma X = 0 = N_1 + F_2.\sin\alpha - N_2.\cos\alpha = \frac{F_1}{\mu} + F_2.\sin\alpha - \frac{F_2}{\mu_1}\cos\alpha$$

$$\Sigma Y = 0 = F_1 - F_2.\cos\alpha - N_2.\sin\alpha + P = F_1 - F_2.\cos\alpha - \frac{F_2}{\mu_1}.\sin\alpha + P$$

trong đó

N_1 và N_2 - các lực pháp tuyến trên các mặt phẳng A-A và B-B,

F_1 và F_2 - các lực ma sát trên các mặt phẳng này,

μ - hệ số ma sát giữa nêm và dẫn hướng (mặt phẳng A - A),

μ_1 - hệ số ma sát giữa nêm và guốc tựa (mặt phẳng B - B),

α - góc nêm.

Khi giải kết hợp hai phương trình này ta sẽ xác định được trị số lực P

$$P = \frac{F_2}{\mu_1}[(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) - \mu(\cos\alpha - \mu_1.\sin\alpha)]$$

tiếp theo ta đặt $P = 0$ và chia cả hai vế của đẳng thức cho $\cos\alpha$ ta sẽ xác định giá trị tới hạn của góc nêm tại đó sẽ xảy ra sự tự xiết (nêm)

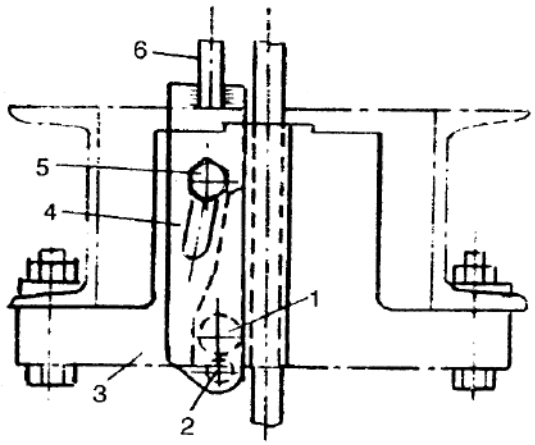
$$tg\alpha = \frac{\mu - \mu_1}{1 + \mu.\mu_1} \qquad (5.2)$$

vì $tg\alpha$ cần phải > 0 nên $\mu > \mu_1$ → với mục đích này bề mặt làm việc của nêm người ta làm khía. Để giảm ma sát ở phía gáy của nêm người ta lắp bạc hoặc lắp các con lăn tựa.

Hình 5.4 trình bày một thiết bị kẹp kiểu con lăn.

Phần tử làm việc của nó là con lăn 1, lăn theo bề mặt dẫn hướng của thân 3 được lắp trên khung cabin. Con lăn tựa lên trục 2 được lắp trong tấm giằng động 4. Tấm giằng 4 gắn với cơ cấu điều khiển của bộ hãm bảo hiểm nhờ thanh kéo 6. Chuyển động của tấm giằng này được dẫn hướng

nhờ bulông 5 nằm trong rãnh xẻ của nó. Khi bộ hãm bảo hiểm làm việc thì con lăn tiến về phía dẫn hướng và khi cabin tiếp tục chuyển động thì con lăn được ép chặt giữa dẫn hướng và thân của nó.



***Hình 5.4:** Thiết bị kẹp kiểu con lăn*

Góc nghiêng lớn nhất cho phép của bề mặt tựa của thân con lăn theo điều kiện tự xiết được xác định theo công thức

$$tg\alpha = \frac{2\mu}{1-\mu^2} \tag{5.3}$$

Tại những chỗ tiếp xúc của con lăn với dẫn hướng và mặt phẳng tựa có phát sinh những ứng suất tiếp xúc lớn, cho nên các bộ hãm bảo hiểm kiểu con lăn chỉ có thể được sử dụng khi các bộ dẫn hướng cabin bằng kim loại được gia công kỹ lưỡng. Bản thân các con lăn và bề mặt tựa của thân cần được tôi.

Như đã trình bày ở trên những bộ phận tựa của các má kẹp có thể bắt cố định (bất cứng) vào khung cabin (bộ hãm bảo hiểm tức thời) hay có thể làm di động (bộ hãm bảo hiểm kiểu trượt). Kiểu lắp đặt này phụ thuộc vào trị số gia tốc, mà theo các điều kiện an toàn có thể bỏ qua khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm nên rốt cuộc là kiểu lắp đặt phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của cabin.

Giả thiết rằng chuyển động của cabin vào thời điểm tập kết lên bộ hãm bảo hiểm là chuyển động chậm dần đều, ta có quan hệ giữa tốc độ chuyển động của cabin và gia tốc của nó

$$a = \frac{v_a}{t} = \frac{v_a^2}{2s} \tag{5.4}$$

trong đó v_a - tốc độ chuyển động sự cố của cabin khi cabin tập kết lên bộ hãm bảo hiểm (m/giây)

s - quãng đường phanh (m),

t - thời gian phanh (giây).

Tốc độ v_a phụ thuộc vào sự điều chỉnh và độ nhạy của bộ hạn chế tốc độ và đối với một thang máy nó có thể dao động trong khoảng từ $v_{min} = k_1.v$ đến $v_a = v_{max} = k_2.v$ (với v là tốc độ chuyển động danh nghĩa của cabin). Các trị số k_1 và k_2 tương ứng xác định theo bảng 5.2. Tốc độ tính toán tiếp theo ta lấy $v_a = v_{max}$.

Bảng 5.2: *Các hệ số k_1 và k_2 để tính tốc độ chuyển động của cabin vào thời điểm điều khiển bộ hãm bảo hiểm*

Tốc độ danh nghĩa của cabin (m/giây)	k_2	k_1
Đến 1,5	1,4	1,15
Trên 1,5 đến 3,5	1,35	1,15
Trên 3,5	1,25	1,15

Xác định bằng tính toán quãng đường s mà cabin di chuyển được khi tập kết lên bộ hãm bảo hiểm hoạt động tức thời thì khó khăn. Theo số liệu thực tế ta có: khi dùng dẫn hướng bằng kim loại thì quãng đường này gần bằng 15mm; khi dùng dẫn hướng bằng gỗ $S \approx 25$mm. Xuất phát từ các trị số quãng đường này và trị số gia tốc tối đa cho phép $a_{max} = 25m/s^2$ và theo công thức (5.4) ta tính các tốc độ v_a tại đó có thể lắp bộ hãm bảo hiểm tức thời

$$v_a = \sqrt{2.a.s} = \sqrt{2.25.0,015} \approx 0,9m/giây$$

và

$$v_a = \sqrt{2.25.0,025} \approx 1,1m/giây$$

Tốc độ chuyển động làm việc lớn nhất của cabin theo bảng 5.2 sẽ nhỏ hơn 40% giá trị nhận được như vậy nó nằm trong khoảng từ $v = \frac{0,9}{1,4} \approx 0,65m/giây$ đến $v = \frac{1,1}{1,4} = 0,75m/giây$

Theo quy phạm an toàn thì tốc độ chuyển động lớn nhất của cabin mà ở đó có thể lắp bộ hãm bảo hiểm hoạt động tức thời là 0,75m/giây. Trong các thang máy bệnh viện các bộ hãm bảo hiểm này có thể sử dụng chỉ khi dùng dẫn hướng bằng gỗ để giảm bớt va đập khi cabin tập kết lên chúng.

Để tính gia tốc cabin khi tập kết lên bộ hãm bảo hiểm hoạt động tức thời có thiết bị kẹp kiểu nêm, Viện máy nâng chuyển của Nga đưa ra một công thức thực nghiệm $a = A.(v_a - \gamma)$

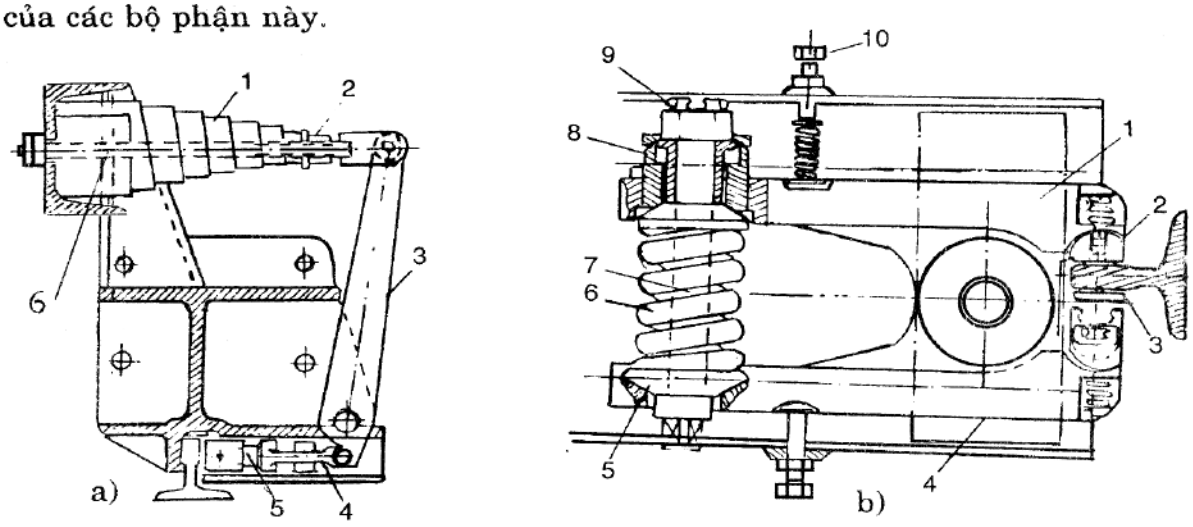
trong đó A - hệ số phụ thuộc vào góc nêm, A = 45 ÷ 50 khi $\alpha = 5^o \div 11^o$,

γ - hệ số tính đến tính chất bề mặt làm việc của nêm khi $\alpha = 8^o \div 11^o$, bề mặt phẳng trơn γ = 0,13.

- Khi bề mặt khía rãnh nhỏ γ = 0,08.

- Khi bề mặt khía rãnh lớn γ = 0,18.

Khi tốc độ chuyển động của cabin lớn hơn 0,75m/giây thì nhất thiết phải dùng bộ hãm bảo hiểm kiểu trượt..Trong các bộ hãm bảo hiểm này thì giữa bộ phận tựa của má kẹp và khung cabin có một lò xo, mà sức căng của nó được điều chỉnh sao cho lực ma sát giữa các má kẹp và dẫn hướng đảm bảo cho cabin tập kết với một gia tốc yêu cầu theo điều kiện an toàn cho hành khách. Lực trên các má kẹp có thể là không đổi (các bộ hãm bảo hiểm có lực phanh không đổi) hoặc tăng dần (các bộ hãm bảo hiểm có lực phanh tăng dần). Trên hình 5.5 đưa ra hai kết cấu của bộ hãm bảo hiểm tác động trượt với lực phanh không đổi để giải thích nguyên tắc làm việc của các bộ phận này.



Hình 5.5: *Thiết bị kẹp của bộ hãm bảo hiểm kiểu trượt có lực phanh không đổi*

Trong kết cấu trên hình 5.5a thì nêm 5 được dẫn hướng nhờ guốc động 4, guốc này gắn với đòn chịu tải 3, đòn này bị nén bởi lò xo 1. Khi bộ kẹp không làm việc thì lò xo được giữ ở vị trí nén bằng cần 6, trên cần 6 có lắp đai ốc điều chỉnh 2. Đầu phải của lò xo tựa lên đai ốc. Đầu thứ hai của lò xo thì tựa lên khung cabin. Khi xiết nêm, thì nó được nâng lên, làm xoay đòn 3 ngược chiều kim đồng hồ và ép lò xo 1. Lực của lò xo này được điều chỉnh sao cho sự phanh cabin xảy ra với một gia tốc nhất định.

Trên hình 5.5b thể hiện một kết cấu kẹp dạng kìm. Trục của các gọng kìm lắp trên khung cabin. Một trong số các đòn của thiết bị có rãnh xẻ cho nêm 3 dịch chuyển được trong đó. Nêm 3 khi xiết sẽ ép vào dẫn hướng. Từ

phía bên kia của dẫn hướng thì dẫn hướng được ép bởi guốc 2 được lắp trong đòn thứ hai. Khi kéo nêm 3 thì đòn 4 xoay quanh bản lề và nén lò xo điều chỉnh 6, lực căng của nó hạn chế lực nén của các má kẹp lên dẫn hướng. Ở trạng thái không làm việc thì lực căng của lò xo 6 được cân bằng bởi cần 7, trên đó có lắp đai ốc điều chỉnh 9. Một đầu của lò xo tựa lên vòng đệm hình cầu 5, đầu thứ hai của lò xo cũng tựa qua vòng đệm hình cầu 5 đến đai ốc điều chỉnh 8. Nhờ có các đai ốc 8 và 9 có thể điều chỉnh được các khe hở giữa các má kẹp của bộ hãm bảo hiểm và dẫn hướng. Các bu lông 10 dùng để lắp đặt thiết bị so với dẫn hướng.

Trong thiết bị này thì độ nén của lò xo khi kéo nêm sẽ bằng

$$h_o = \delta.\frac{l}{l_1}$$

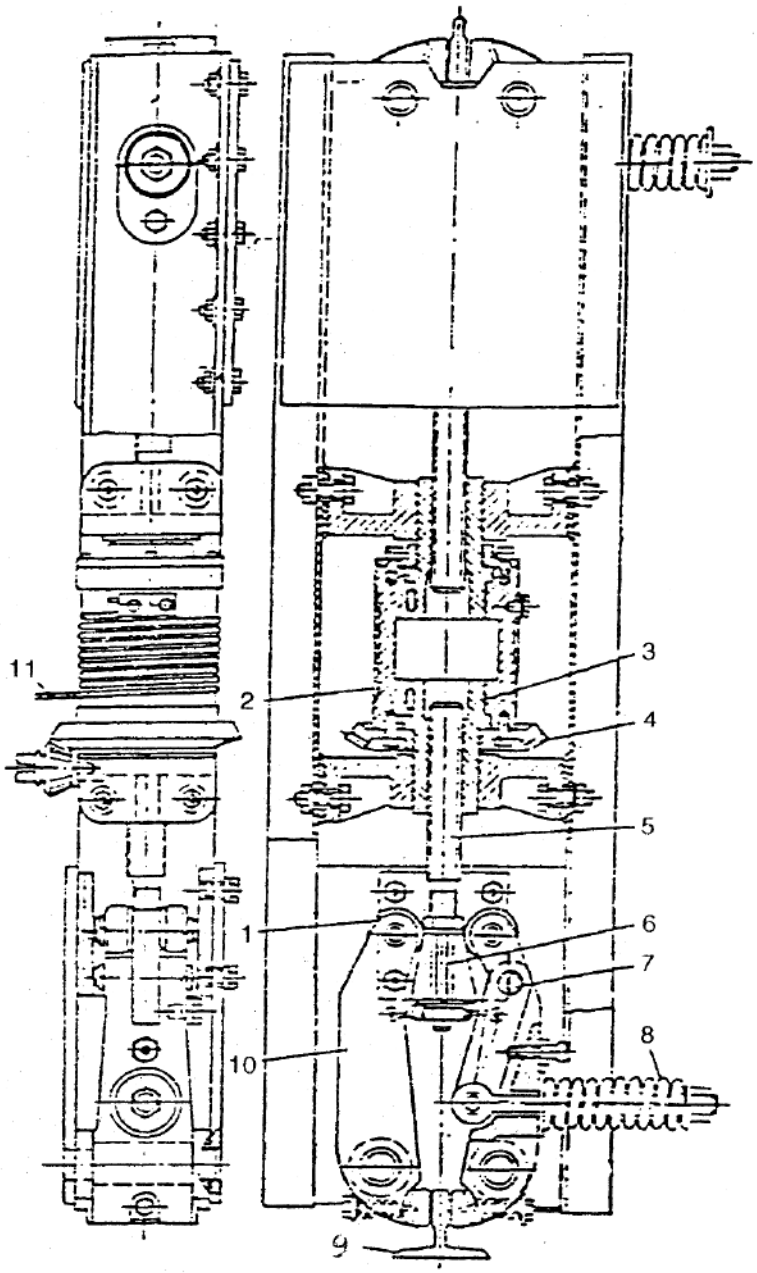
trong đó l và l_1 - chiều dài tay đòn của các đòn.

Hành trình của nêm cần thiết để chọn khe hở δ giữa nêm và dẫn hướng

$$h = \frac{2\delta}{tg\alpha}$$

Thời gian cần thiết để xiết nêm không lớn và lực hãm của bộ hãm bảo hiểm có thể coi là không đổi trên cả quãng đường hãm của cabin. Trong thiết bị dùng trong các bộ hãm bảo hiểm tác dụng trượt có lực hãm tăng dần (hình 5.6) thì thanh dẫn hướng 9 được ép giữa hai má kẹp phẳng nằm trên các đầu của các đòn 10, các má kẹp này được nhả ra nhờ các nêm 6, dịch chuyển giữa các con lăn 1 lắp trên các đầu kia của các đòn. Các nêm được lắp trên các đầu của các trục vít 5. Một trong các trục vít có ren phải, còn trục vít kia có ren trái.

Các trục vít được vặn vào đai ốc 3 là các mayơ của tang 2, trên tang quấn cáp dẫn động 11 cáp này gắn với cáp của bộ điều tốc nhờ thiết bị con thoi đặc biệt. Khi cáp của bộ hạn chế tốc độ của cabin bị hãm lại và cabin tiếp tục chuyển động xuống dưới sẽ kéo cáp dẫn động 11, cáp này sẽ làm quay tang 2. Các trục vít 5 được vặn vào đai ốc và các má kìm được siết chặt lại. Để hạn chế lực trên các má kẹp thì đòn dưới (theo hình vẽ) được chế tạo dưới dạng ghép lại gồm hai phần liên kết với nhau nhờ trục 7 và lò xo 8, nhờ có lò xo mà hạn chế được lực trên má kẹp khi bộ hãm bảo hiểm hoạt động. Các bánh răng côn 4 dùng để đưa má kẹp về vị trí ban đầu khi tháo cabin ra khỏi bộ hãm bảo hiểm.



Hình 5.6: *Thiết bị kẹp của bộ hãm bảo hiểm kiểu trượt có lực hãm tăng dần*

Việc tính toán thiết bị kẹp của bộ hãm bảo hiểm được tiến hành có tính đến thang máy quá tải 10% so với tải danh nghĩa. Ở điều kiện này người ta tiến hành thử tải bộ hãm bảo hiểm khi khám nghiệm thang máy.

Trị số tải trọng lớn nhất tác dụng lên các má kẹp của bộ hãm bảo hiểm tác động tức thời có thể xác định từ điều kiện

$$P_k = \frac{1,1Q+G}{\mu . n_B}\left(1+\frac{a_{max}}{g}\right).k \qquad (5.5)$$

trong đó Q và G - sức nâng danh nghĩa và trọng lượng cabin (KG),

μ - hệ số ma sát giữa má kẹp và dẫn hướng,

a_{max} - gia tốc lớn nhất cho phép ($a = 25m/giây^2$),

n_B - số bề mặt làm việc của các má kẹp,

$K = 1,1 \div 1,2$ - hệ số tính đến sự không đồng đều làm việc của bộ hãm bảo hiểm.

Khi tính toán bộ hãm bảo hiểm tác động trượt thì các số liệu cho trước là quãng đường hãm mà cabin đi được khi tập kết lên bộ hãm bảo hiểm. Quãng đường này được quy định theo quy phạm an toàn (xem bảng 5.3).

Bảng 5.3: *Quãng đường hãm cabin khi tập kết lên bộ hãm bảo hiểm kiểu trượt*

Kiểu bộ hãm bảo hiểm	Tốc độ V_a (m/giây)	Quãng đường hãm S (mm)	
		Lớn nhất	Nhỏ nhất
Có lực hãm không đổi	1	250	150
	2	750	350
	3	1400	650
	4	2500	950
	5	3800	1400
	6	5400	2000
Có lực hãm tăng dần	1	1600	600
	2	2300	750
	3	2900	1000
	4	3600	1300
	5	4400	1800
	6	5200	2400

Để xác định lực cần thiết tác dụng lên má kẹp ta có

$$\frac{(1,1Q+G).v_a^2}{2g} + (1,1Q+G).S = P_k.\mu.S.\varphi_1.n_B$$

trong đó φ_1 - hệ số xét đến tính chất tăng của lực trong các má kẹp bộ hãm bảo hiểm trong quá trình hãm cabin.

Đối với thiết bị kẹp có lực hãm không đổi $\varphi_1 = 1$.

Lực ép cần thiết lên má kẹp

$$P_k = \frac{1,1Q+G}{\mu S \varphi_1 n_B}\left(\frac{v_a^2}{2g} + S\right) \qquad (5.6)$$

Quãng đường hãm của cabin với trị số P_k cho trước này sẽ bằng

$$S = \frac{v_a^2}{2g\left(\frac{P_k}{1,1Q+G}\mu n_B \varphi_1 - 1\right)} \tag{5.7}$$

Trong bộ hãm bảo hiểm có lực hãm không đổi khi $\varphi_1 = 1$, sau khi thay giá trị của S từ (5.4) và rút gọn ta sẽ tìm được trị số của gia tốc với lực P_k đã chọn $a = \left(\frac{P_k \cdot \mu \cdot n_B}{1,1Q+G} - 1\right).g$

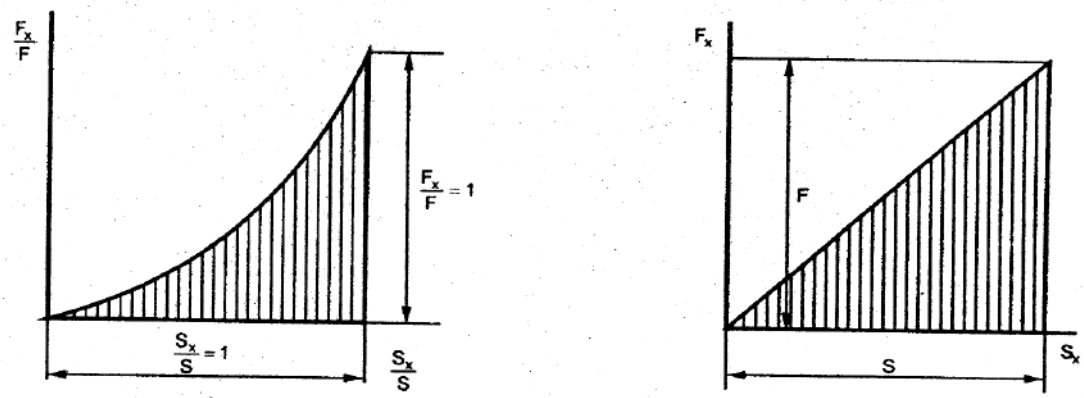
Từ phương trình này có thể rút ra kết luận *cùng với sự giảm tải trọng hữu ích thì gia tốc tăng lên*. Gia tốc này sẽ lớn nhất khi trong ca bin chỉ có một hành khách. Trong bộ hãm bảo hiểm có lực hãm tăng dần F_x thì gia tốc của cabin a_x sẽ thay đổi quãng đường. Trị số của gia tốc này tại thời điểm xem xét được xác định từ điều kiện

$$F_x = P_x.\mu.n_B = (1,1Q+G)(1+\frac{a_x}{g}) \tag{5.8}$$

trong đó P_x - lực trên các má kẹp, tác dụng vào thời điểm xem xét.

Từ (5.8) này ta có $a_x = \left(\frac{P_x.\mu.n_B}{1,1Q+G} - 1\right)g$

Quy luật thay đổi lực hãm có thể biểu diễn trong hệ tọa độ F_x/F và S_x/s (xem hình 5.7a)



***Hình 5.7:** Các đồ thị để tính toán bộ hãm bảo hiểm có lực hãm tăng dần*

Trong đó F - lực hãm lớn nhất ở cuối quá trình hãm.

Gia tốc lớn nhất cuối quá trình hãm khi $P_x = P$ và không cần phải lớn hơn giá trị cho phép theo qui phạm an toàn. Theo điều kiện này, xuất phát từ công thức (5.8) có thể xác định được lực lớn nhất trên má kẹp

$$P_k = \frac{1,1Q+G}{\mu.n_B}\left(1+\frac{a_{max}}{g}\right) \tag{5.9}$$

Hệ số làm việc φ_1 của bộ hãm bảo hiểm trong trường hợp này có thể xác định theo đồ thị trên hình 5.7a

$$\varphi_1 = f.k_s.k_f$$

trong đó f - diện tích được giới hạn bởi đường cong (phần gạch trên hình 5.7)

k_s và k_f - tỷ lệ xích S_x/S và F_x/F lấy khi lập đồ thị này.

Trường hợp cá biệt khi thay đổi lực trên má kẹp theo quy luật đường thẳng (hình 5.7b) thì $\varphi_1 = 0,5$. Việc tính toán quãng đường hãm tiếp theo khi đã tìm ra hệ số φ_1 sẽ tiến hành theo công thức (5.7) và phải phù hợp với trị số đã đưa ra trong bảng 5.3.

Đường cong $F_x = f(S_x)$ trong bộ hãm bảo hiểm có lực hãm tăng dần có thể được chọn sao cho vào thời kỳ đầu chuyển động của cabin, gia tốc gây ra tác động bất lợi nhất cho hành khách là nhỏ nhất. Bộ hãm bảo hiểm loại này được sử dụng tương đối rộng rãi ở các nước.

Các kích thước bề mặt làm việc của bộ hãm bảo hiểm kiểu nêm được xác định theo lực P_k lớn nhất xuất phát từ việc tính áp lực đơn vị q (đối với nêm có bề mặt làm việc phẳng) hoặc tải trọng cho phép trên một đơn vị chiều dài của răng q (đối với nêm với bề mặt làm việc có làm răng khía).

Trị số áp lực đơn vị

$$q = \frac{P_k}{b.h} \le [q] \qquad (5.10)$$

trong đó h - chiều cao; b - chiều rộng bề mặt làm việc của nêm.

Áp lực đơn vị cho phép $[q]$ đối với bộ hãm bảo hiểm tác dụng trượt

$$[q] = 150 \div 200 \ KG/cm^2.$$

Đối với bộ hãm bảo hiểm tác dụng tức thời

$$[q] = 250 \div 300 \ KG/cm^2$$

Áp lực trên 1 đơn vị chiều dài răng của nêm

$$q_1 = \frac{P_k}{b\varphi_{pb}} \le [q_1] \qquad (5.11)$$

trong công thức này b - chiều rộng làm việc của răng (cm),

$\varphi_{pb} = 0,75$ - hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng.

Khi làm việc thép với thép: $[q_1] = 1200 \div 1500 \ KG/cm$ các kích thước của răng cũng cần được kiểm tra theo uốn.

Bộ kẹp lệch tâm với bề mặt có răng cũng được tính toán tương tự, khi tính toán bộ kẹp này ta cho rằng tải trọng chỉ tác dụng lên một răng.

Việc tính toán bộ kẹp con lăn cũng như bộ kẹp lệch tâm có bề mặt làm việc phẳng được tiến hành theo ứng suất tiếp xúc tại chỗ tiếp xúc của con lăn (hay bánh lệch tâm) với dẫn hướng. Trị số ứng suất này theo công thức của Hécxơ khi bánh lệch tâm là thép và dẫn hướng bằng thép

$$\sigma_k = 0,418\sqrt{\frac{P_k}{b}.\frac{E}{r}} = 605\sqrt{\frac{P_k}{br}} \le [\sigma_k] \qquad (5.12)$$

trong đó P_k - tải trọng tính toán trên má kẹp (KG),

$E = 2,1.10^6$ - môđun đàn hồi (KG/cm^2),

r - bán kính con lăn (đối với bộ hãm bảo hiểm con lăn) hay bán kính của bánh lệch tâm (đối với bộ hãm bảo hiểm lệch tâm) tại điểm tiếp xúc với dẫn hướng.

Ứng suất cho phép khi tính toán theo công thức này được xác định từ điều kiện $[\sigma_k] = 2\sigma_b$

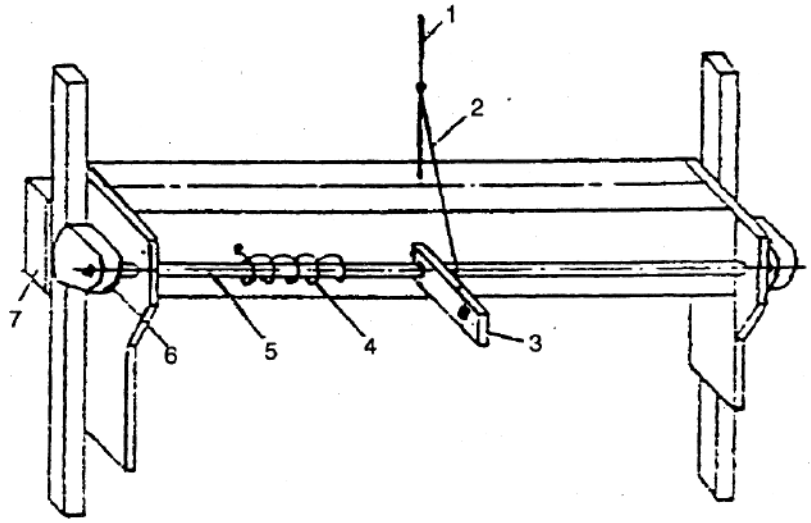
trong đó σ_b - ứng suất bền của vật liệu kém bền hơn trong cặp tiếp xúc (con lăn hoặc dẫn hướng).

5.3 CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN BỘ HÃM BẢO HIỂM

Sự điều khiển bộ hãm bảo hiểm khi thang máy gặp sự cố trong khi làm việc (như khi bị đứt cáp, bộ tời bị hỏng) được thực hiện nhờ cơ cấu được dẫn động lò xo gắn với cáp nâng (đối với các thang máy nâng hàng loại nhỏ) hoặc được dẫn động từ bộ hạn chế tốc độ (đối với các thang máy có puli dẫn cáp).

Trong các thang máy chở người dùng bộ tời có tang quấn cáp thì cơ cấu điều khiển gắn với bộ hạn chế tốc độ và cáp nâng tải.

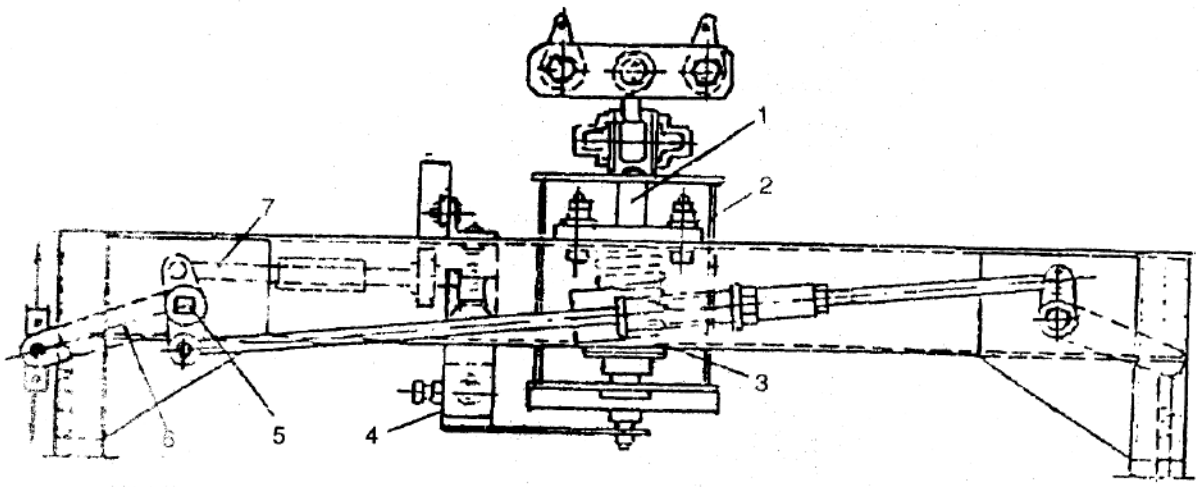
Sơ đồ của cơ cấu kiểu thứ nhất được trình bày trên hình 5.8.



Hình 5.8: *Sơ đồ bộ hãm bảo hiểm gắn với cáp tải*

nó tựa vào một cái vòng được hàn vào khung cabin còn đầu kia, qua vòng đệm 5 tựa vào êcu 7 được vặn vào thanh kéo. Lực lò xo được điều chỉnh sao cho cân bằng với lực cần thiết để dẫn động bộ hạn chế tốc độ (với một độ dự trữ nào đó).

Theo quy phạm an toàn thì cần thiết phải ngắt động cơ điện tời nâng khi bộ hãm bảo hiểm làm việc. Để làm việc đó, trên khung cabin người ta lắp bộ tiếp điểm 4, bộ tiếp điểm này sẽ cắt mạch động cơ nhờ tấm chặn 10 lắp trên thanh kéo nghiêng 9.



***Hình 5.10:** Cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm có dẫn động từ bộ hạn chế tốc độ và cáp tải*

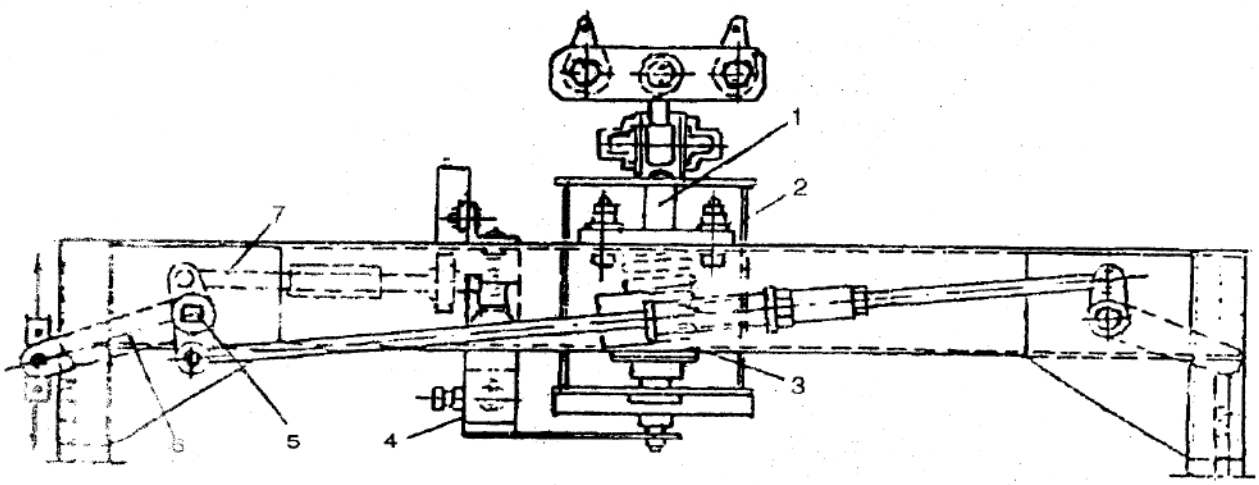
Trên hình 5.10 trình bày cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm gắn với bộ hạn chế tốc độ và các cáp tải. Cơ cấu được lắp trên dầm trên của khung cabin. Cơ cấu gồm có hai phần chính: phần thứ nhất nhờ đòn 6 nối với cáp của bộ hạn chế tốc độ và phần thứ hai nối với cần 1 của hệ thống treo các cáp tải. Khi đứt các cáp này thì cần 1 hạ xuống, dưới tác dụng của lò xo 3 làm dịch chuyển khung 2, khung 2 làm xoay tay đòn khuỷu 4 gắn liền với nó và tiếp theo qua thanh kéo 7 làm xoay trục 5 điều khiển các má kẹp.

5.4 BỘ HẠN CHẾ TỐC ĐỘ

Trong các thang máy thường dùng hai loại bộ hạn chế tốc độ: loại phẳng và loại có trục spinđen. Bộ hạn chế tốc độ loại phẳng được sử dụng rộng rãi. Trên hình 5.11a trình bày sơ đồ của bộ hạn chế tốc độ phẳng.

nó tựa vào một cái vòng được hàn vào khung cabin còn đầu kia, qua vòng đệm 5 tựa vào êcu 7 *được vặn vào thanh kéo. Lực lò xo được điều chỉnh sao cho cân bằng với lực cần thiết để dẫn động bộ hạn chế tốc độ* (với một độ dự trữ nào đó).

Theo quy phạm an toàn thì cần thiết phải ngắt động cơ điện tời nâng khi bộ hãm bảo hiểm làm việc. Để làm việc đó, trên khung cabin người ta lắp bộ tiếp điểm 4, bộ tiếp điểm này sẽ cắt mạch động cơ nhờ tấm chặn 10 lắp trên thanh kéo nghiêng 9.

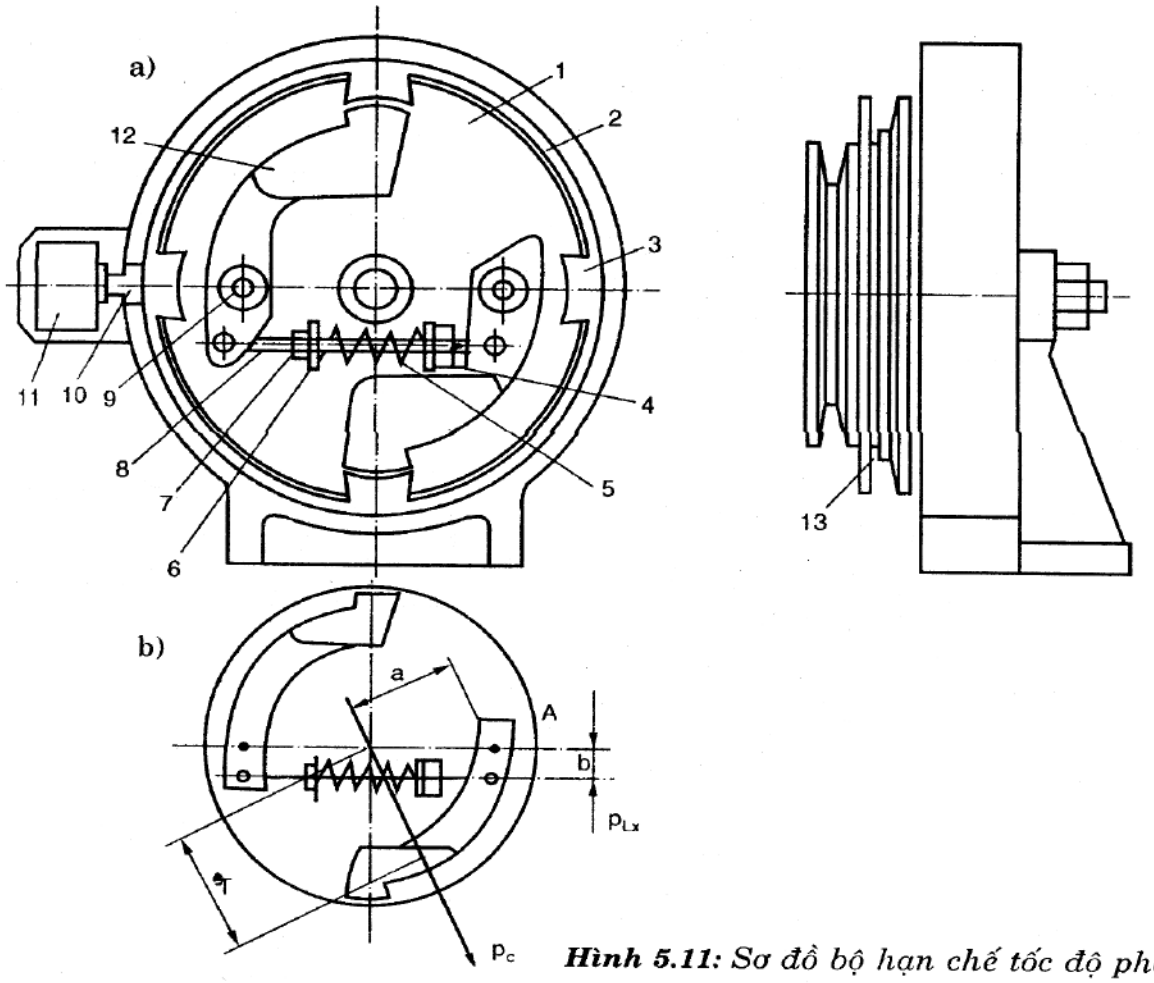


Hình 5.10: *Cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm có dẫn động từ bộ hạn chế tốc độ và cáp tải*

Trên hình 5.10 trình bày cơ cấu điều khiển bộ hãm bảo hiểm gắn với bộ hạn chế tốc độ và các cáp tải. Cơ cấu được lắp trên dầm trên của khung cabin. Cơ cấu gồm có hai phần chính: phần thứ nhất nhờ đòn 6 nối với cáp của bộ hạn chế tốc độ và phần thứ hai nối với cần 1 của hệ thống treo các cáp tải. Khi đứt các cáp này thì cần 1 hạ xuống, dưới tác dụng của lò xo 3 làm dịch chuyển khung 2, khung 2 làm xoay tay đòn khuỷu 4 gắn liền với nó và tiếp theo qua thanh kéo 7 làm xoay trục 5 điều khiển các má kẹp.

5.4 BỘ HẠN CHẾ TỐC ĐỘ

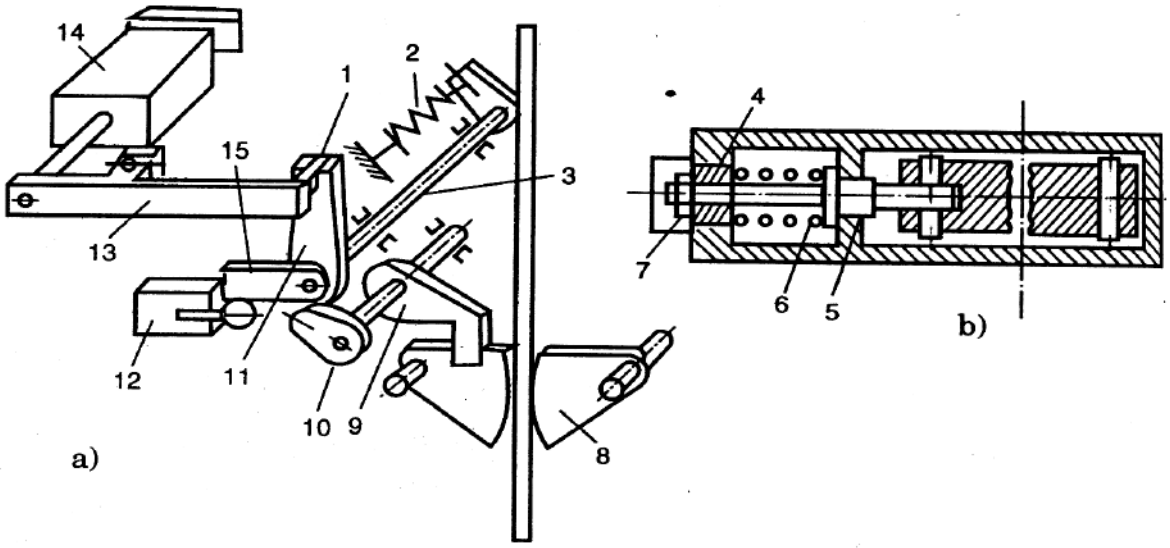
Trong các thang máy thường dùng hai loại bộ hạn chế tốc độ: loại phẳng và loại có trục spinđen. Bộ hạn chế tốc độ loại phẳng được sử dụng rộng rãi. Trên hình 5.11a trình bày sơ đồ của bộ hạn chế tốc độ phẳng.



Hình 5.11: *Sơ đồ bộ hạn chế tốc độ phẳng*

Bộ hạn chế tốc độ gồm có puli dẫn động 13; trên đĩa 1 gắn với puli 13 có gắn các chốt 9, quanh nó có các trọng vật định hình 12 quay. Các trọng vật này được giữ bởi lò xo 5 lồng trong thanh kéo 8. Một đầu của lò xo qua vòng đệm 6 tựa vào đai ốc điều chỉnh 7, đầu thứ hai của lò xo tựa vào tấm kẹp 4 bắt trên puli. Nhờ có đai ốc 7 có thể điều chỉnh được sức căng của lò xo và nhờ đó mà thay đổi được tốc độ của cabin, tại đó bộ hạn chế tốc độ làm việc. Puli 13 được dẫn động từ cáp của bộ hạn chế tốc độ gắn với cabin. Tốc độ vòng của nó bằng tốc độ chuyển động của cabin. Khi tốc độ này tăng thì các trọng vật đi ra xa và vào thời điểm khi tốc độ cabin vượt quá tốc độ giới hạn các trọng vật tựa vào các guốc tựa 3 của vòng 2 làm dừng puli. Tiếp điểm 11 dùng để cắt động cơ khi bộ hạn chế tốc độ làm việc. Để làm việc đó, vòng 2 có thể xoay đi một góc nào đó. Khi xoay vòng 2 thì cam 10 gắn với nó đi ra khỏi chốt tiếp điểm và làm ngắt mạch động cơ. Việc lắp bộ tiếp điểm như thế này là cần thiết khi tốc độ chuyển động của cabin lớn hơn 1,5m/giây.

Lực ma sát giữa cáp và vành puli dẫn động cần phải không được nhỏ hơn lực cần thiết để điều khiển bộ hãm bảo hiểm. Để tăng lực ma sát này thì vành puli được chế tạo kiểu lòng máng. Nhưng trong các bộ hãm bảo hiểm tác dụng trượt thì lực ma sát này còn tỏ ra là chưa đủ. Trong trường hợp này để hãm cáp của bộ hạn chế tốc độ người ta sử dụng các thiết bị kẹp lệch tâm đặc biệt hoặc thiết bị kẹp kiểu má kẹp được điều khiển nhờ bộ hạn chế tốc độ điều khiển bằng cơ khí hoặc bằng điện.



***Hình 5.12:** Sơ đồ kẹp cáp bộ hạn chế tốc độ kiểu kẹp lệch tâm*

Trên hình 5.12a trình bày sơ đồ kiểu này điều khiển bằng điện. Trong thiết bị này các cáp của bộ hạn chế tốc độ khi hãm sẽ được kẹp chặt bằng hai bánh lệch tâm tự xiết 8, các bánh lệch tâm này tự hạ xuống dưới tác dụng của trọng lượng bản thân sau khi cóc hãm 9 được nâng lên. Cóc hãm này được nâng lên nhờ lò xo 2 gắn với đòn lắp trên trục 3 cùng với tấm chặn 11. Mặt mút của tấm chặn tựa lên cam 10 của trục cóc. Ở vị trí làm việc bình thường thì lò xo được giữ bằng tấm chặn 1 lắp trên đầu của đòn 13. Đòn 13 hoạt động nhờ nam châm điện 14. Ở tốc độ sự cố của cabin thì bộ hạn chế tốc độ điều khiển nam châm điện, đòn 13 lật tấm chặn 1, sau đó lò xo được giải phóng. Lò xo đẩy cóc 9 bật lên và giải phóng các bánh lệch tâm. Khi quay trục 3 thì đòn 15 ép lên con lăn của bộ hạn chế hành trình 12 sẽ làm dừng động cơ.

Để tránh đứt cáp của bộ hạn chế tốc độ hoặc gãy các bánh lệch tâm cần phải hạn chế lực xiết chúng như đã thực hiện trong bộ hãm bảo hiểm. Để thực hiện điều đó, trong kết cấu đang xét thì bánh lệch tâm bên trái (xem hình 5.12b) người ta làm dạng di động. Trục của bánh lệch tâm nối với một cần di động 5. Ở phần vai của nó có lắp lò xo 6 dùng để giới hạn

trị số lực xiết của bánh lệch tâm. Lực căng của lò xo này được điều chỉnh nhờ đai ốc 7. Vị trí của bánh lệch tâm bên trái so với cáp được điều chỉnh bằng đai ốc phụ 4 lắp trong thân thiết bị.

Để bộ hạn chế tốc độ làm việc tin cậy, mong muốn rằng số vòng quay của đĩa, trên đó có lắp các trọng vật không được dưới 40 ÷ 50 v/ph. Với mục đích này, trong một số bộ hạn chế tốc độ người ta dùng thêm bộ truyền phụ giữa puli và đĩa của bộ hạn chế tốc độ để tăng số vòng quay của đĩa này.

Để kiểm tra sự làm việc của bộ hãm bảo hiểm khi khám nghiệm thang máy cũng như khi hiệu chỉnh nó trong lắp đặt thì bộ hạn chế tốc độ thường có những puli phụ (thường được đúc liền thành một khối với puli chính), đường kính của chúng được chọn sao cho số vòng quay của trục bộ hạn chế tốc độ phù hợp với số vòng quay ở tốc độ chuyển động sự cố của cabin (hình 5.11).

• Bộ hạn chế tốc độ loại trục spinđen được lắp trong các thang máy có hành trình lớn và cũng được sử dụng khá rộng rãi ở nhiều nước. Sơ đồ của bộ hạn chế tốc độ này được trình bày trên hình 5.13a gồm có trục đứng 1, các đòn 3 cùng với các quả văng 4 được lắp bản lề vào trục. Nhờ các thanh giằng 8 mà các đòn 3 được nối với ống lót di động 5, ống lót này gắn với thiết bị kẹp cáp của hạn chế tốc độ. Cáp này vắt qua puli 6 được lắp trên trục nằm ngang. Trục nằm ngang nối với trục đứng 1 nhờ bộ truyền bánh răng côn 7. Khi tốc độ cabin vượt quá giá trị cho phép thì các quả văng tách ra, nâng ống lót 5 lên và qua hệ tay đòn sẽ nâng cóc của thiết bị kẹp cáp. Các má kẹp này làm việc tương tự như ở trên hình 5.12. Để có khả năng điều chỉnh mômen điều khiển bộ hạn chế tốc độ dùng lò xo phụ 9, lực căng của nó được điều chỉnh nhờ đai ốc 2.

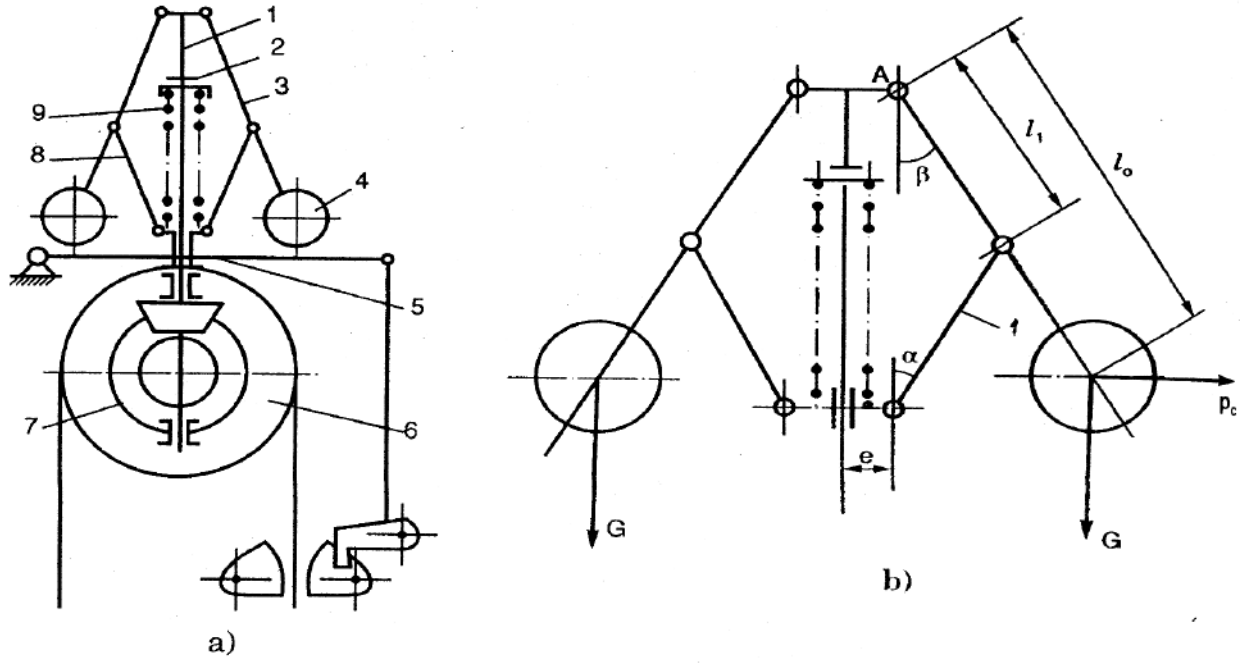
Lực p cần thiết để điều khiển bộ hãm bảo hiểm phụ thuộc vào sơ đồ kết cấu và chỉ có thể xác định được bằng thực nghiệm. Theo số liệu thực nghiệm thì đối với bộ hãm bảo hiểm tức thời $p = 15 \div 20$ KG, đối với bộ hãm bảo hiểm kiểu trượt có lực hãm không đổi $p = 80 \div 120$ KG và đối với bộ hãm bảo hiểm có lực hãm tăng dần $p = 200 \div 400$ KG. Đường kính cáp dẫn động của bộ hạn chế tốc độ thường chọn trong khoảng 7 ÷ 9mm, theo qui phạm an toàn thì đường kính cáp này không được nhỏ hơn 7mm. Đường kính puli dẫn động D_d của bộ hạn chế tốc độ, đường kính của puli phụ D_{ph} dùng để kiểm tra sự làm việc của bộ hãm bảo hiểm được xác định từ điều kiện

$$D_{ph} = D_d \cdot \frac{n}{n_a} = D_d \cdot \frac{v}{v_a}$$

trong đó n và n_a - số vòng quay của trục bộ hạn chế tốc độ ở tốc độ chuyển

động danh nghĩa và ở tốc độ chuyển động có sự cố của cabin (v/ph)

v và v_a - tốc độ danh nghĩa và tốc độ khi có sự cố của cabin thang máy (m/giây).



Hình 5.13: *Sơ đồ bộ hạn chế tốc độ có trục spinđen*

Lực vòng trên vành puli của bộ hạn chế tốc độ phụ thuộc vào trọng lượng của đối trọng căng cáp và trọng lượng cáp dẫn động của bộ hạn chế tốc độ. Khi lực căng ở hai đầu cáp này là S_1' và S_2' thì lực vòng trên vành puli sẽ bằng $P = S'_1 - S'_2$

Theo công thức Ơle $S_1' = S_2' . e^{\mu_o . \alpha}$

Lực căng tổng cộng trên cả hai nhánh cáp $S_1' + S_2' = G_{dt} + G_c'$

trong các công thức này

α - góc ôm puli (radiăng); μ_o - hệ số ma sát giữa puli và cáp

G_{dt} - trọng lượng của đối trọng căng cáp

G_c' - trọng lượng cáp của bộ hạn chế tốc độ.

Tại một giá trị lực p cho trước, xuất phát từ ba công thức này có thể xác định được trọng lượng đối trọng căng cáp G_{dt} của bộ hạn chế tốc độ

$$G_{dt} = \left(\frac{p(e^{\mu_o \alpha} + 1)}{e^{\mu_o \alpha} - 1} - G_c' \right) . k_o \qquad (5.13)$$

trong đó $k_o = 1,2 \div 1,5$ - hệ số dự trữ.

Thường thì trọng lượng của đối trọng căng cáp lấy vào khoảng 100 ÷ 200 kg tùy thuộc vào lực cần thiết để điều khiển bộ hãm bảo hiểm.

Lực P_o' ở bộ kẹp cáp trong bộ kẹp cáp tự xiết của bộ hạn chế tốc độ theo kiểu như trên hình 5.12 sẽ bằng $P_o' = \frac{P}{2\mu}$

trong đó μ = 0,12 - 0,15 - hệ số ma sát giữa má kẹp và cáp.

Tỷ lệ các tay đòn của các bánh lệch tâm của các bộ kẹp lệch tâm (xem sơ đồ trên hình 5.2b) cũng được chọn như trong bộ hãm bảo hiểm kiểu lệch tâm. Khi thiết kế lò xo của các bộ kẹp cần phải xem xét đến khả năng tăng lực căng của nó lên 20 - 30% trong quá trình điều chỉnh.

• Khi tính toán bộ hạn chế tốc độ có trục spinđen xuất phát từ hành trình cần thiết của ống lót khi điều khiển các má kẹp (khoảng 5 ÷ 25mm), sơ bộ người ta chọn các kích thước của bộ hạn chế tốc độ cũng như cho trước các góc nghiêng α và β của các khâu (xem hình 5.13b), trọng lượng các trọng vật G cần lấy khoảng 1 ÷ 5 kg. Lực căng của lò xo bộ hạn chế tốc độ ở vị trí làm việc được xác định từ phương trình mômen lực tác dụng lên đòn đối với điểm A là điểm quay của đòn này (hình 5.13b)

$$G.l_o.\sin\beta - P_c.l_o\cos\beta + S_1.l_1.\sin\alpha.\cos\beta + S_1.l_1.\cos\alpha.\sin\beta = 0$$

trong đó P_c - lực ly tâm (KG); S_1 - lực trong thanh kéo 1 (KG).

Trong các cơ cấu của bộ hạn chế tốc độ có trục spinđen thường lấy $\alpha = \beta$, khi đó, từ công thức này ta có

$$S_1 = \frac{l_o}{l_1}.\frac{(-G.tg\beta + P_c)}{2\sin\beta}$$

Lực căng cần thiết của lò xo với các kích thước đã chọn của bộ hạn chế tốc độ

$$P_{lx} = 2S_1.\eta.\cos\beta - G_{\delta} = \frac{l_o}{l_1}.\frac{Gtg\beta + P_c}{tg\beta}.\eta - G_{\delta} \qquad (5.14)$$

trong đó G_{δ} - trọng lượng của ống lót 5 (hình 5.13a),

η = 0,94 ÷ 0,96 - hiệu suất cơ cấu

Trị số của lực ly tâm P_c được xác định theo công thức

$$P_c = m\omega^2 \cdot r = \frac{G}{g}(l_o\sin\alpha + e)\cdot\left(\frac{\pi n_a}{30}\right)^2 = 0{,}0012Gn_a^2(l_o\sin\alpha + e)$$

trong đó ω - tốc độ góc của trục bộ hạn chế tốc độ (rad/giây),

m - khối lượng của quả văng (kg),

n_a - số vòng quay tính toán của trục bộ hạn chế tốc độ (v/ph) ở tốc độ chuyển động có sự cố của cabin (tốc độ tính toán),

g - gia tốc trong trường (m/giây^2).

• Trong sơ đồ của bộ hạn chế tốc độ kiểu phẳng theo hình 5.11 thì trọng lượng của cả hai trọng vật ở một vị trí bất kỳ của đĩa và chúng được lắp trên đó sẽ cân bằng nhau. Lực của lò xo P_{lx} (xem hình 5.11b) tác dụng dọc theo thanh kéo liên kết, ở tại số vòng quay nhất định ứng với tốc độ chuyển động có sự cố của cabin được xác định theo phương trình mômen các lực tác dụng đối với điểm A (điểm quay của trọng vật)

$$P_{lx}.b - 2P_c.a = P_{lx}.b - 2.\frac{G}{g}\left(\frac{\pi.n}{30}\right)^2.r.a = P_{lx}.b - 0,0024G.n^2.r.a = 0$$

từ đó rút ra $P_{lx} = 0,0024Gn^2r.\frac{a}{b}$ (5.15)

trong các công thức này

r - khoảng cách từ trục quay của bộ hạn chế tốc độ đến trọng tâm của trọng vật (m),

a và b - các tay đòn của các lực P_c và P_{lx} (m).

Lực nén lò xo vào thời điểm điều khiển bộ hạn chế tốc độ có tính đến tổn thất trong các bản lề của các trọng vật

$$P'_{lx} = (0,94 \div 0,98)P_{lx} \quad (5.16)$$

Số vòng quay của trục bộ hạn chế tốc độ được xác định từ điều kiện

$$n = \frac{v}{\pi D}.G_o \quad (5.17)$$

trong đó v - tốc độ cabin thang máy (m/giây),

D - đường kính puli của bộ hạn chế tốc độ (m).

Theo các công thức (5.15) và (5.16) sau khi thay số vòng quay ứng với tốc độ danh nghĩa và tốc độ khi có sự cố v và v_a đã được tính theo công thức (5.17) có thể xác định được lực căng lớn nhất và lực căng nhỏ nhất P_{lx}^{max} và P_{lx}^{min} của lò xo. Độ cứng cần thiết của lò xo trong trường hợp này sẽ bằng $C_{lx} = \frac{P_{lx}^{max} - P_{lx}^{min}}{f}$

trong đó f - trị số độ nén của lò xo khi thay đổi lực của nó từ P_{lx}^{max} đến P_{lx}^{min} khi điều khiển bộ hạn chế tốc độ.

Trị số f được xác định tùy thuộc vào các khe hở giữa các gối tựa của bộ hạn chế tốc độ ở vị trí làm việc của nó tại tốc độ chuyển động danh nghĩa của cabin và tỷ số truyền của hệ thống các đòn của bộ hạn chế tốc độ.

Chương 6

LẮP ĐẶT THANG MÁY Ở CÁC TÒA NHÀ

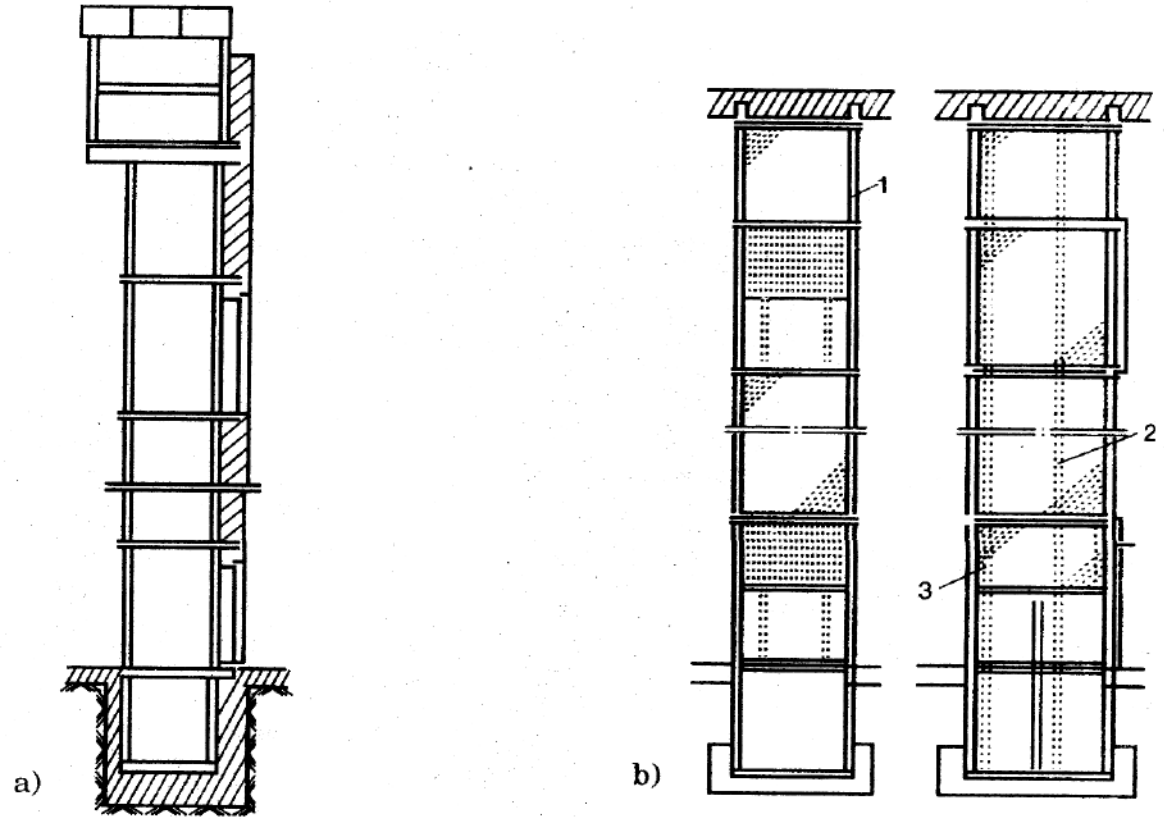
6.1 VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU GIẾNG THANG

Để an toàn người ta bố trí cabin và đối trọng của thang máy trong giếng thang. Trong giếng thang còn bố trí các dẫn hướng của cabin và đối trọng; cáp điện điều khiển, các bộ ngắt hành trình, dây dẫn v.v.. Ở phần dưới của giếng thang (hố giếng) người ta còn lắp các bộ giảm chấn, các đối trọng kéo căng của bộ hạn chế tốc độ, của cáp cân bằng v.v... Tùy thuộc vào sơ đồ thang máy thì ở phía trên hoặc bên cạnh giếng thang người ta bố trí buồng máy. Ở tường bao che giếng thang tại các sàn tầng thang máy dừng người ta bố trí các cửa tầng.

Giếng thang có thể bố trí ở bên ngoài cũng như ở bên trong tòa nhà. Khi bố trí bên ngoài tòa nhà thì giếng thang được lắp đặt trên nền móng và bắt chặt vào các tường của tòa nhà. Trong thang máy chuyển dời được, để ngăn ngừa sự lật đổ giếng thang đôi khi người ta sử dụng đối trọng (khi giếng thang không đủ độ ổn định). Trong các thang máy này cũng như trong các giếng thang của các thang máy lắp đặt bên ngoài tòa nhà thì tất cả các tải trọng do trọng lượng của bộ tời, do sức căng của các cáp tải v.v... thường được truyền trực tiếp lên giếng thang.

Giếng thang tùy theo điều kiện của từng nơi có thể xây dựng bằng gạch, bêtông hoặc thép (hình 6.1). Các giếng thang bằng gạch hoặc bêtông có thể có những bức tường đặc chiều dầy như nhau (loại giếng thang không có khung). Đa số trường hợp để truyền tải trọng thì giếng thang có khung bằng bêtông cốt thép hoặc khung bằng thép (loại giếng thang có khung chịu lực).

Khi lắp đặt thang máy bên trong tòa nhà thì kiểu giếng thang phụ thuộc vào các tải trọng, theo đó tính toán các phần tử của tòa nhà. Giếng thang có thể là loại chịu tải toàn bộ hoặc là loại chịu tải một phần, trong trường hợp khi tải trọng hoàn toàn hay một phần được truyền đến các phần tử của tòa nhà.

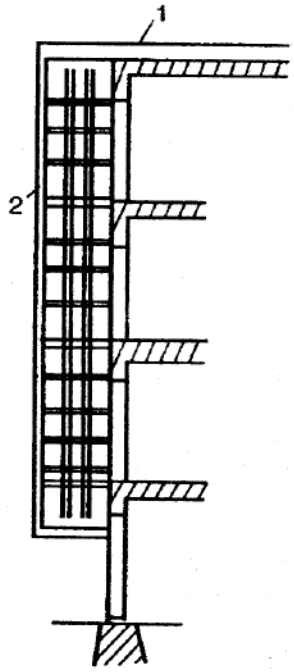


Hình 6.1: *Các sơ đồ giếng thang*

a) Giếng thang máy nâng hàng; b) Giếng thang máy chở người

Sơ đồ của một loại giếng thang chở người dùng để lắp đặt trong buồng cầu thang của tòa nhà chung cư được thể hiện trên hình 6.1b. Giếng thang này gồm có khung bằng thép góc 1 lắp trên nền móng và được bắt chặt vào các phần tử của buồng cầu thang bằng cách dùng các thanh kéo, vòng ... và hàn vào đó. Các dẫn hướng của cabin 2 và của đối trọng 3 được bắt chặt vào khung 1. Khung được chế tạo thành từng đoạn riêng biệt và được lắp lại với nhau khi lắp đặt bằng các bulông. Trường hợp này các tải trọng từ bộ tời được truyền đến các tường của buồng cầu thang thông qua các dầm tựa trên đó lắp đặt bộ tời.

Khi lắp đặt thang máy trong các tòa nhà để ở đã cũ, trong đó trước đây không lường trước đến chỗ lắp đặt thang máy thì đôi khi người ta cũng sử dụng giếng thang treo theo kiểu trên hình 6.2.



Hình 6.2: *Giếng thang treo của thang máy*

Loại giếng thang này gồm có bộ khung có lắp kính 2 được treo trên các *dầm dọc* 1. Các dầm này được bắt vào trần mái nhà. Trên từng tầng còn có những liên kết phụ để gắn giếng thang vào các tường của tòa nhà.

Giếng thang cần được che chắn tất cả các phía trên toàn bộ chiều cao. Đối với giếng thang máy có khung kim loại lắp ở bên ngoài tòa nhà hoặc ở buồng cầu thang của nhà ở thì bao che giếng thang thường chế tạo bằng kim loại. Trường hợp này giếng thang được bảo vệ bằng các tấm thép có chiều dày không dưới 1mm hoặc bằng lưới có sợi với đường kính trên 1,4mm với kích thước các mắt lưới không lớn hơn 20mm. Khi dùng lưới bảo vệ thì phần dưới của giếng thang ở mỗi tầng được bảo vệ bằng thép tấm có độ dày trên 1,4mm với độ cao không dưới 1m tính từ mặt sàn.

Vật liệu làm phần bao che đối với giếng thang có khung bằng bêtông cốt thép thường là gạch hoặc gạch không nung. Cũng dùng vật liệu này làm bao che đối với giếng thang loại không có khung chịu lực.

Các kích thước của giếng thang tiêu chuẩn được cho trong tiêu chuẩn nhà nước. Đối với các thang máy phi tiêu chuẩn thì các kích thước này được ấn định xuất phát từ các kích thước của cabin, đối trọng và các khe hở tối thiểu cho theo quy phạm an toàn. Chiều cao chung của giếng thang được cộng lại từ độ sâu của hố giếng, chiều cao nâng cabin (từ sàn tầng đầu tiên đến sàn tầng trên cùng) và khoảng cách từ sàn tầng trên cùng đến sàn trần của giếng thang (H_o). Khoảng cách này được xác định từ điều kiện

$$H_o = h_K + \Delta h + f + h_o \qquad (6.1)$$

trong đó h_K - khoảng cách tính từ sàn tầng đến điểm cao nhất của cabin,

Δh - hành trình phụ của cabin đến thời điểm đối trọng tập kết lên bộ giảm chấn,

f - trị số độ nén của bộ giảm chấn khi đối trọng tập kết trên đó,

h_o - dự trữ hành trình tối thiểu của cabin sau khi đối trọng tập kết trên bộ giảm chấn đã bị nén. Theo quy phạm an toàn, người ta lấy $h_o \geq 600$ mm. Đối với thang máy nâng hàng loại nhỏ người ta có thể giảm kích thước này xuống 150 - 200 mm tùy thuộc vào kiểu tời và tốc độ của thang máy.

Trị số Δh được ấn định xuất phát từ sự bố trí các bộ ngắt hành trình trên cùng và trị số này không được nhỏ hơn so với hành trình cabin do sự dừng tầng không đúng.

Đối trọng được treo sao cho khi cabin đã tập kết hoàn toàn lên bộ giảm chấn đã chịu nén hoàn toàn phải còn lại độ dự trữ hành trình của nó đến trần giếng thang không được dưới 200 mm khi cabin có tốc độ đến

1m/giây và không được dưới 600mm khi cabin có tốc độ cao hơn.

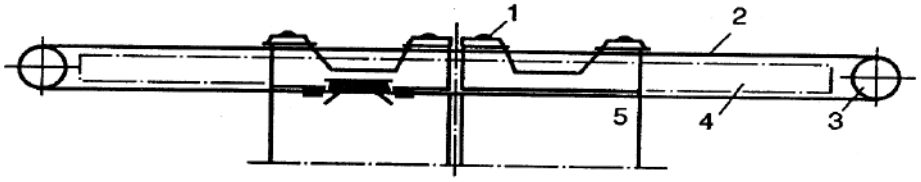
Đối với các thang máy nâng hàng tiêu chuẩn H_o = 3600 ÷ 3900 mm tùy thuộc vào sức nâng của thang máy.

Đối với thang máy chở người H_o = 3600 ÷ 4800 mm tùy thuộc vào tốc độ của chúng.

Chiều sâu phần dưới cùng của giếng thang (hố giếng) được xác định bởi các kích thước thiết bị được lắp đặt trong đó (giảm chấn, puli dẫn hướng, thiết bị kéo căng...). Chiều sâu này được chọn sao cho khi cabin tập kết lên bộ giảm chấn nén hoàn toàn thì giữa điểm thấp nhất của cabin và đáy hố giếng phải còn lại 1 khoảng cách không dưới 750 mm. Để đi xuống được hố giếng ở phần lối vào, trong tường nên gắn các bậc thang. Chiều sâu hố giếng của các thang máy cao tốc có thể đạt tới 3300 mm. Các hố giếng có độ sâu trên 2000 mm người ta làm lối vào đặc biệt được đóng bằng khóa. Để tránh tai nạn thì cửa hố giếng cần được mở ra phía ngoài và được trang bị các tiếp điểm ngắt mạch động cơ thang máy khi cửa mở.

6.2 CỬA TẦNG

Theo quy phạm an toàn thì cửa tầng giếng thang lắp đặt trong các tòa nhà cần được chế tạo bằng các vật liệu chống cháy. Cũng như ở cabin, cửa tầng có thể là cửa bản lề hoặc cửa lùa, cửa lưới, bằng thép tấm hoặc kính. Cửa tầng thang máy chở người có sức nâng 350 ÷ 500 KG lắp đặt ở buồng cầu thang của tòa nhà cao 6 ÷ 10 tầng thường được chế tạo là cửa lưới có một cánh, có lợp kín ở phần dưới bằng thép tấm. Trong một số trường hợp (chẳng hạn đối với thang máy bệnh viện) khi khoảng thông thủy của cửa là lớn thì cửa được chế tạo dạng 2 cánh đóng mở bản lề hoặc lùa. Chiều cao cửa tầng của thang máy chở người không được nhỏ hơn 2000 mm.



Hình 6.3: Sơ đồ cơ cấu mở cửa tầng

Để tăng năng suất của thang máy thì cửa tầng được chế tạo là dạng cửa lùa có trang bị dẫn động cửa bằng cơ khí. Dẫn động này được thực hiện hoặc là nhờ các cơ cấu riêng lắp đặt tại mỗi cửa tầng và được điều khiển khi cabin đến gần cửa tầng, hoặc bằng một cơ cấu lắp trên nóc cabin thang máy đồng thời cũng dùng để mở cửa cabin. Hình 6.3 thể hiện sơ đồ cơ cấu mở cửa làm việc theo nguyên tắc này.

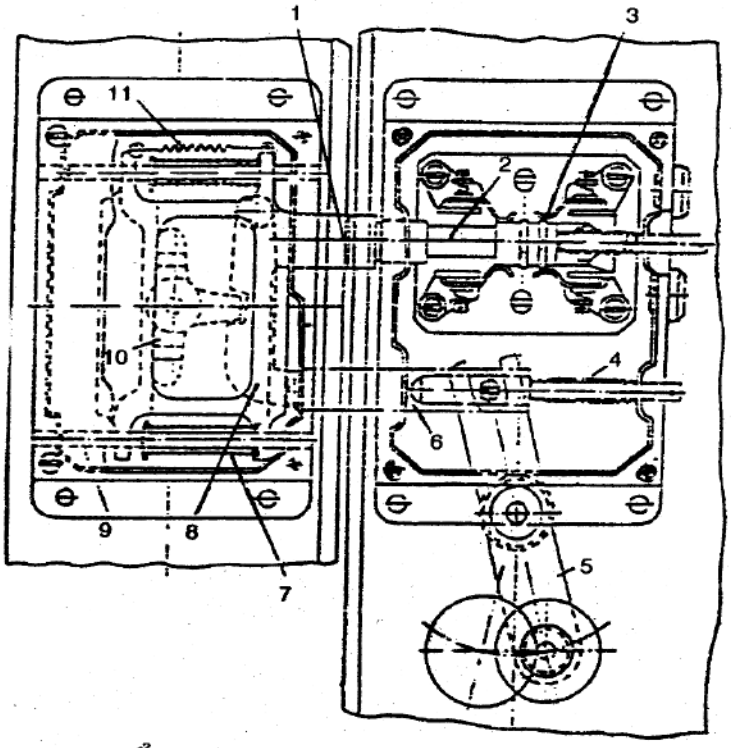
Các cánh cửa di chuyển trên các con lăn tựa 1 theo đường ray 4 nằm trên bốc cửa. Trên các cánh cửa có các tấm chặn để cho cái tốc đi vào đó.

Cái tốc được lắp trên cửa cabin. Khi các cánh cửa cabin được mở ra nhờ cơ cấu lắp trên cửa cabin thì đồng thời các cánh cửa 5 của cửa tầng cũng được mở ra. Giữa chúng có liên hệ với nhau nhờ cáp vô tận 2, uốn qua các puli dẫn hướng 3. Cánh cửa bên phải gắn với nhánh cáp trên còn cánh cửa bên trái gắn với nhánh cáp dưới.

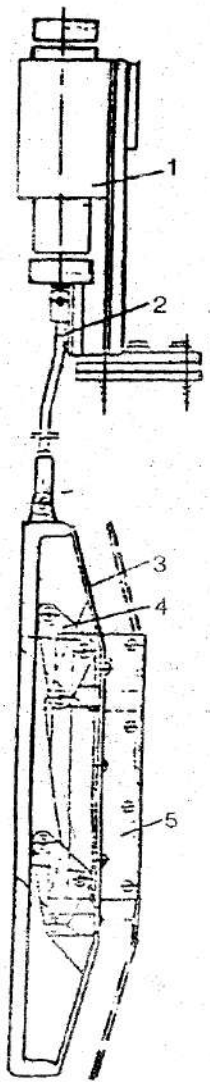
Cửa tầng của thang máy nâng hàng thường được chế tạo bằng thép tấm kín trên suốt chiều cao cửa, có thể là cửa hai cánh hoặc bốn cánh, dẫn động bằng tay. Một số trường hợp cửa tầng được chế tạo là cửa lùa. Theo quy phạm thang máy thì cửa hai cánh được sử dụng khi chiều rộng hốc cửa đến 1400 mm. Khi chiều rộng lớn hơn thì người ta làm cửa nhiều cánh. Để quan sát cabin đến tầng thì ở cửa ra vào người ta đặt lỗ quan sát có đường kính từ 20 đến 50 mm. Để tiết kiệm chỗ trên sàn tầng thì cửa tầng của thang máy nâng hàng có thể chế tạo kiểu lùa trong phương thẳng đứng. Trọng lượng của một cánh cửa loại này cũng như đối với cabin không được lớn hơn 40kg và đối với thang máy nâng hàng loại nhỏ không lớn hơn 7kg.

Để đảm bảo an toàn làm việc cho thang máy thì cần phải sao cho cửa tầng phải được đóng kín trước khi cabin đến tầng. Với mục đích này cửa tầng được trang bị ổ khóa đặc biệt loại trừ khả năng mở cửa tầng trước khi cabin đến tầng dừng. Bên cạnh thiết bị cơ khí cửa tầng cũng được trang bị các tiếp điểm điện để ngắt mạch động cơ khi mở cửa.

Cửa tầng của thang máy chở người khi mở bằng tay được trang bị ổ khóa làm việc theo kiểu được chỉ ra trên hình 6.4.

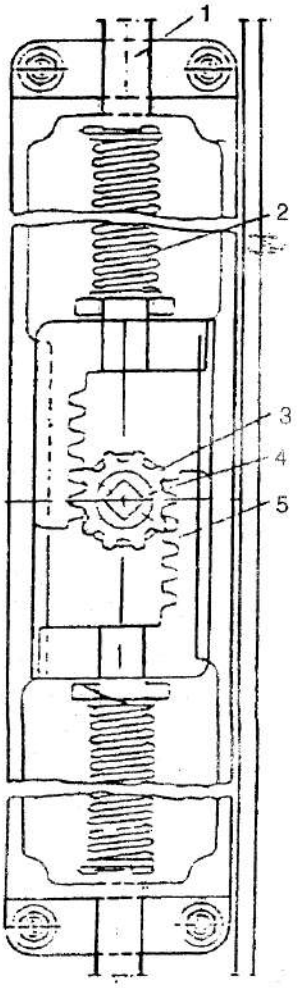


***Hình 6.4:** Ổ khóa cửa tầng thang máy chở người*



Hình 6.5

Cơ cấu ngắt thanh gạt cabin



Hình 6.6

Ổ khóa cửa tầng thang máy nâng hàng

Ổ khóa gồm có then cài 1 để khóa cửa, trượt theo hai dẫn hướng 9 và được tách ra nhờ các lò xo 7, then 1 chuyển động nhờ tấm chặn 10 lắp trên trục, trên đó có lắp tay vặn điều khiển mở cửa. Khi cửa đóng thì lưỡi gà của then ép lên chốt động 2 của tiếp điểm cửa 3 và đóng mạch điều khiển động cơ. Tấm chặn 10 có mấu đi vào rãnh xẻ của tay đòn khóa chuyền 8, tay đòn 8 xoay quanh bản lề. Tay đòn cũng được kéo bởi lò xo phụ 11. Nó được giữ không bị xoay nhờ chốt tựa 6, chốt này lắp ở nửa bên phải của ổ khóa lắp ở giếng thang.

Chốt 6 bị ép về vị trí bên trái bởi lò xo 4 và có thể chuyển sang vị trí tận cùng bên phải nhờ tay gạt 5. Khi cabin đi đến sàn tầng thì thanh gạt

lắp trên cabin sẽ đẩy thanh gạt 5 sang trái, sẽ đẩy chốt chặn tay đòn khóa chuyền 8. Dưới tác dụng của lò xo 11 tay đòn 8 xoay đi và giải phóng tấm chặn 10. Sau đó tay vặn của ổ khóa có thể vặn được và ổ khóa được mở ra. Khi mở cửa thì chốt 2 của tiếp điểm cửa 3 dịch chuyển sang trái và ngắt mạch điều khiển động cơ. Tiếp điểm thứ hai dùng để đóng mạch tín hiệu "Thang bận" khi cửa mở.

Trong các thang máy có cửa đóng mở tự động thì sự khóa chuyền được tiến hành nhờ có các cơ cấu đặc biệt cũng được dẫn động bởi các thanh gạt của cabin. Để giảm ồn khi thanh gạt của cabin đi đến con lăn của ổ khóa thì trong các thang máy chở người, người ta sử dụng thiết bị nam châm điện từ để nâng thanh gạt này khi cabin đi qua các tầng, ở đó tại thời điểm nhất định không đòi hỏi dừng cabin. Thiết bị này (hình 6.5) gồm có nam châm điện 1, cần của nó nhờ thanh kéo 2 liên kết bản lề với thanh gạt 3.

Thanh gạt này nhờ các tấm giằng có bản lề 4 được nối với gối tựa 5 được bắt chặt trên khung cabin. Nam châm điện được ngắt mạch một cách tự động khi cabin đi đến tầng nhất định, sau đó thanh gạt di chuyển chiếm vị trí được chỉ ra bằng đường nét khuất trên hình 6.5 và khi cabin tiếp tục chuyển động thì làm xoay thanh gạt của ổ khóa.

Đối với các cửa tầng của thang máy chở hàng thì người ta sử dụng các ổ khóa kiểu có then được trình bày trên hình 6.6.

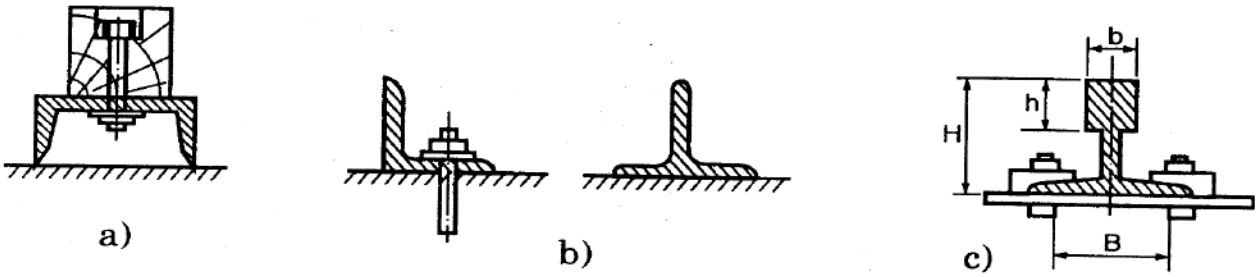
Trong ổ khóa này để đóng cửa dùng hai thanh ngang 1, các đầu của chúng đi qua nẹp cửa và khi đóng cửa thì chúng đi vào lỗ ở thanh viền cửa được lắp ở cửa tầng. Các đầu thứ hai của các thanh ngang được gắn với các con trượt 5 trên đó có làm răng. Cả hai thanh ngang được ép đến vị trí làm việc ngoài cùng bằng các lò xo 2. Ổ khóa được mở bằng các bánh răng 3 lắp trên trục của tay quay mở ổ khóa 4. Để khóa chuyền nó dùng tấm chặn (không được chỉ ra trên hình) hàn vào thanh ngang trên. Tấm chặn được giữ bằng bộ phận hãm, tách sang một bên vào thời điểm khi cabin đến tầng đồng thời thiết bị khóa chuyền cửa bằng điện hoạt động.

6.3 DẪN HƯỚNG CABIN

Sự chuyển động êm và không ồn của cabin phụ thuộc đáng kể vào độ chính xác và chất lượng lắp đặt ray dẫn hướng trong giếng thang.

Người ta sử dụng gỗ hoặc thép làm vật liệu dẫn hướng cabin. Cho đến thời gian cách đây không lâu thì các dẫn hướng bằng gỗ được sử dụng rộng rãi trong các thang máy chở người. Chúng thường được chế tạo từ gỗ cây dẻ, đôi khi từ gỗ sồi có tiết diện 60×60 đến 80×80mm, chiều dài 1 ÷ 1,5m,

được đặt trên các thép hình và nối với nhau bằng mộng (hình 6.7a). Ưu điểm chính của loại dẫn hướng bằng gỗ là cabin chuyển động không ồn và sự êm dịu khi cabin tập kết trên dẫn hướng khi bộ hãm bảo hiểm phanh đột ngột. Nhược điểm của chúng là giá thành cao, tuổi thọ không cao, có khả năng bị cong vênh (khi vật liệu được sấy không đủ) và có nguy cơ hỏa hoạn. Vì vậy ngày nay loại dẫn hướng bằng gỗ ít được sử dụng. Dẫn hướng bằng thép được chế tạo từ thép góc hoặc thép hình chữ T (hình 6.7b), đôi khi dẫn hướng được chế tạo bằng phương pháp hàn. Chủ yếu các loại dẫn hướng này được dùng trong các thang máy chở hàng loại nhỏ ít khi dùng cho thang máy chở hàng loại lớn. Ngày nay, đối với thang máy chở người cũng như thang máy chở hàng người ta sử dụng loại dẫn hướng có biên dạng đặc biệt (hình 6.7c và bảng 5.4) có đầu dẫn hướng được gia công kỹ lưỡng. Các đầu mút của loại dẫn hướng này cũng được gia công và có mộng ghép để loại trừ khả năng chuyển dịch của chúng tại các chỗ nối. Nhờ có sự gia công đầu dẫn hướng nên đảm bảo sự chuyển động êm dịu của cabin.



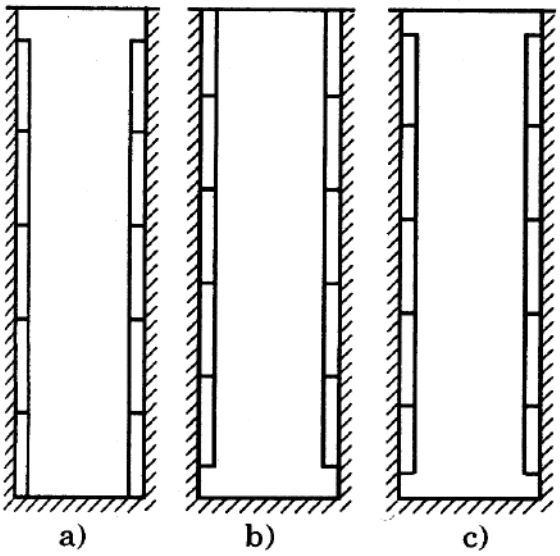
***Hình 6.7:** Tiết diện các dẫn hướng thang máy*
a) bằng gỗ; b), c) bằng thép

Bảng 5.4: *Các kích thước của ray dẫn hướng có biên dạng đặc biệt*

Số hiệu biên dạng	Kích thước (mm)				Diện tích tiết diện (mm^2)	Mômen quán tính (cm^4)		Vị trí trọng tâm (cm)	Trọng lượng 1 mét dài (kg)
	B	H	b	h		J_x	J_y		
1	130	110	25	63	39,8	515	288	3,8	31,2
2	120	90	16	53	26,3	197	182	2,7	20,6
3	90	60	16	37	15	56	72	1,8	11,8
4	50	50	9	32	-	-	-	-	5,5

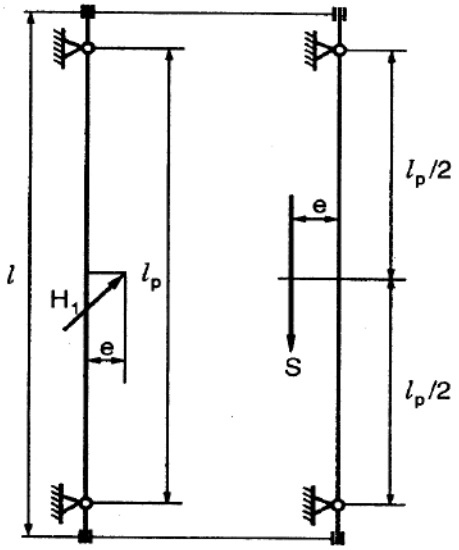
Thường thì các dẫn hướng tựa trên móng của hố giếng thang (hình 6.8a). Trường hợp này, người ta hàn những tấm giằng các đầu mút của dẫn hướng và được đặt vào trong khối bêtông ở độ sâu 50 - 150 mm khi lắp đặt. Trong một số trường hợp thì các dẫn hướng được treo vào trần của giếng thang (hình 6.8b) và chúng làm việc chịu kéo, điều này cải thiện sự

làm việc của chúng khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm. Nhưng kiểu treo này sẽ tăng tải trọng tác dụng lên giếng thang và trần. Do đó, giếng thang và trần cần phải được gia cố chắc chắn. Khi độ cao nâng rất lớn thì người ta sử dụng loại dẫn hướng kiểu bơi (hình 6.8c). Tải trọng tác dụng lên dẫn hướng qua các cụm tựa được truyền hoàn toàn lên các phần tử của tòa nhà hoặc giếng thang. Như vậy độ lún của tòa nhà ảnh hưởng ít nhất đến các dẫn hướng. Điều này đặc biệt quan trọng khi chiều cao nâng lớn.



Hình 6.8

Các sơ đồ lắp đặt dẫn hướng trong giếng thang



Hình 6.9

Sơ đồ tính toán dẫn hướng

Theo độ cao của giếng thang các dẫn hướng được bắt chặt vào tường bằng bulông cấy (hình 6.7b) hoặc bằng tấm kẹp (hình 6.7c) khoảng cách giữa các chỗ bắt chặt phụ thuộc vào kết cấu của giếng thang. Để các dẫn hướng không nặng quá thường lấy từng đoạn có chiều dài không quá 3,6 mét. Trong các giếng thang bằng thép các đoạn dẫn hướng được lấy theo khoảng cách giữa các biên của chúng khoảng 2 - 2,5 mét.

Tiến hành tính toán dẫn hướng đối với hai trường hợp: thang máy làm việc với tải danh nghĩa và thang máy làm việc khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm. Đối với đa số thang máy trường hợp quyết định công việc của dẫn hướng là khi cabin tập kết trên bộ hãm bảo hiểm.

Đối với trường hợp này trên hình 6.9 đã đưa ra sơ đồ tính toán các dẫn hướng trên đó có đặt các lực tác dụng. Các lực này là

a) Áp lực của guốc tựa cabin H_1 do đặt tải trọng tính toán lệch tâm Q_t (hình 3.16) đã được tính theo (3.3). Tải trọng này được đặt vào giữa bề

mặt tựa của guốc tựa tại khoảng cách e tính từ trọng tâm tiết diện của dẫn hướng và tạo ra mômen uốn và mômen xoắn phụ $M = H_1.e$; khi tính toán dẫn hướng người ta thường bỏ qua mômen này.

b) Tải trọng đứng S tác dụng lên bộ phận kẹp của bộ hãm bảo hiểm được tính theo công thức $S = \frac{P_k}{\mu}$

trong đó P_k - tải trọng tác dụng lên má kẹp của bộ hãm bảo hiểm, đã được xác định theo công thức (5.5) và (5.6),

μ - hệ số ma sát giữa má kẹp và dẫn hướng. Tải trọng này cũng được đặt vào điểm giữa má kẹp của bộ hãm bảo hiểm và gây ra nén các dẫn hướng và uốn với mômen $M = S.e$

c) Ứng suất nhiệt phụ được gây ra do sự kẹp cứng các dẫn hướng.

Trị số lớn nhất của ứng suất nhiệt σ_t có thể xác định từ giả thiết là ứng lực trong các dẫn hướng khi thay đổi nhiệt độ, không thể lớn hơn lực ma sát giữa chúng và các tấm kẹp dẫn hướng

$$\sigma_t = 2\frac{Z_o.f}{F}.\sigma_x.\mu_1$$

trong đó Z_o - tổng số bulông bắt các dẫn hướng nằm phía trên tiết diện xem xét, f - diện tích tiến diện của 1 bulông (cm^2),

$\sigma_x = 400 \div 500$ KG/cm^2 - ứng suất trong bulông do lực xiết bulông,

$\mu_1 = 0,15 \div 0,2$ - hệ số ma sát giữa dẫn hướng và gối đỡ,

F - diện tích tiết diện của dẫn hướng (cm^2).

Để đơn giản tính toán dẫn hướng thường thường người ta xem xét dẫn hướng là một dầm gián đoạn có khoảng cách giữa hai gối $l_p = \frac{5}{6}l$

với l - khoảng cách giữa các vị trí kẹp dẫn hướng (xem hình 6.9).

Đối với các cabin có kích thước thông thường và khoảng cách giữa các chỗ kẹp dẫn hướng thông thường thì vị trí nguy hiểm nhất đối với dẫn hướng là vị trí guốc tựa nằm ở giữa các gối tựa của dẫn hướng.

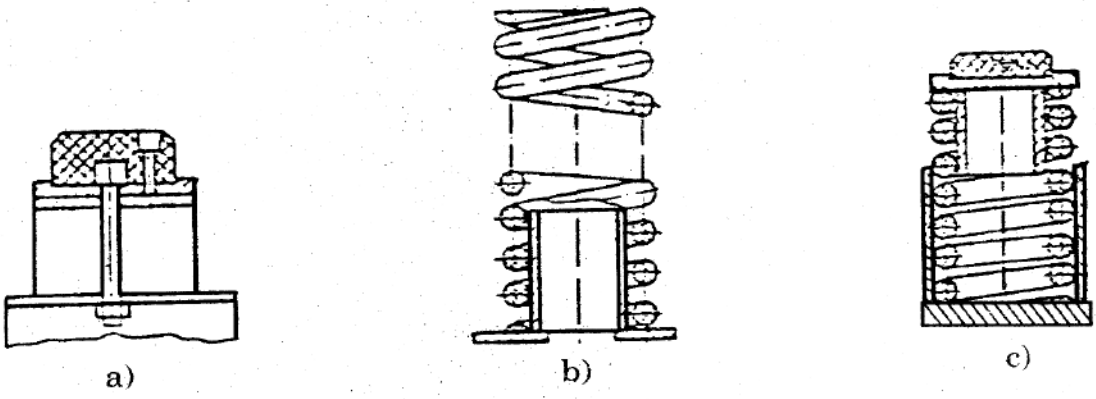
Bên cạnh việc tính bền cũng cần kiểm tra độ cứng vững của dẫn hướng. Độ võng cho phép của dẫn hướng dưới tác dụng của lực H_1 và S lấy không quá $\frac{1}{800} \div \frac{1}{1000}$ khoảng cách giữa các chỗ kẹp của dẫn hướng.

Độ mảnh λ của dẫn hướng không được vượt quá độ mảnh cho phép đối với thanh chịu nén bằng thép $\lambda \leq 120$.

Trong các thang máy chở hàng chất tải bằng xe đẩy cần phải tiến hành kiểm tra thêm độ bền của dẫn hướng khi đẩy xe vào cabin ở vị trí bất lợi nhất.

6.4 BỘ PHẬN GIẢM CHẤN

Bộ phận giảm chấn được lắp đặt trong hố giếng, trên dầm ngang được bắt chặt trên nền móng. Bộ phận giảm chấn dùng để dừng cabin khi cabin đi quá vị trí làm việc thấp nhất. Để làm bộ phận giảm chấn người ta dùng gối tựa cứng, bộ giảm chấn lò xo và bộ giảm chấn dầu.



Hình 6.10: *Bộ giảm chấn dùng gối tựa cứng và bộ giảm chấn lò xo*

Kiểu bộ phận giảm chấn phụ thuộc vào quãng đường phanh mà cabin cần phải thực hiện, sao cho sự giảm tốc của nó khi tập kết lên bộ giảm chấn không được quá giới hạn cho phép theo điều kiện an toàn.

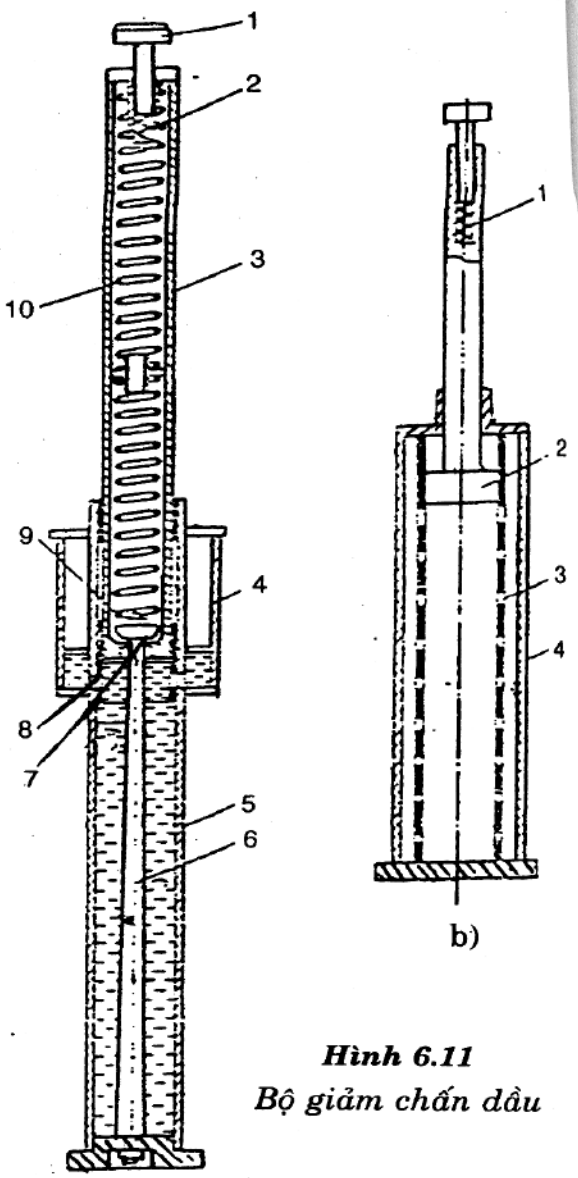
Theo quy phạm an toàn thì gối tựa cứng được sử dụng khi tốc độ chuyển động của cabin không quá 0,5 m/giây. Khi tốc độ 0,5 - 0,75 m/giây thì trên gối tựa cần phải lắp tấm đệm đàn hồi (cao su) (hình 6.10a). Khi tốc độ 0,75 - 1 m/giây sử dụng bộ phận giảm chấn lò xo. Trên hình 6.10b,c biểu diễn hai kết cấu của loại bộ phận giảm chấn này.

Trong kết cấu trên hình 6.10b lò xo được lồng vào một ống dẫn hướng được bắt chặt trên khung ngang lắp trong hố giếng. Trên hình 6.10c, lò xo được đặt trong một cái cốc và ở bên trên được đậy bằng đai ốc tựa có vòng đệm đàn hồi làm giảm nhẹ va đập khi cabin tập kết lên bộ giảm chấn. Cái cốc làm dẫn hướng cho lò xo và tăng độ ổn định của nó khi bị nén.

Sự tập kết của cabin trên bộ phận giảm chấn lò xo thường kèm theo sự va đập ngược. Nguy hiểm của nó sẽ tăng lên cùng với sự tăng tốc độ của cabin. Đồng thời với sự tăng tốc độ của cabin sẽ phải tăng chiều dài lò xo, nhưng theo điều kiện ổn định không thể tăng quá nhiều chiều dài của lò xo.

Do đó khi tốc độ của cabin trên 1 m/giây trong thang máy cần phải lắp các bộ giảm chấn dầu.

Trong bộ giảm chấn dầu thì sự hãm cabin được tiến hành do trở lực dầu phát sinh khi chảy từ một khoang làm việc sang một khoang khác của bộ giảm chấn. Hai sơ đồ giải thích sự làm việc của bộ giảm chấn dầu được thể hiện trên hình 6.11. Bộ giảm chấn trên hình 6.11a gồm có xylanh 5, trong đó có lắp píttông plonzơ 3, ở đáy của pittông plonzơ này có lỗ tròn 7, qua lỗ tròn này có lắp cần 6. Xylanh 5 được đổ đầy dầu. Ở vị trí nâng của píttông plonzơ thì dầu vào từ thùng chứa phụ 4 qua các lỗ 8 và khi píttông plonzơ hạ xuống thì dầu chảy qua lỗ 7 vào lỗ bên trong của píttông plonzơ 3.



Hình 6.11
Bộ giảm chấn dầu

Biên dạng của cần 6 thường được chọn, sao cho lực phanh của bộ giảm chấn (lực này sẽ phụ thuộc vào lực cản khi dầu chảy qua lỗ 7 trên nó) trên suốt quãng đường của píttông plonzơ không đổi. Píttông plonzơ trở về vị trí ban đầu nhờ lò xo 10. Lò xo 10 có một đầu tựa vào vòng đệm 9 lắp trên đầu cần 6, còn đầu kia thì ở đáy của píttông plonzơ.

Sự va đập thủy lực có thể phát sinh khi đặt tải trọng đột ngột từ cabin chuyển động sẽ tạo ra nguy hiểm làm gãy bộ giảm chấn. Để giảm nguy hiểm này, ở bên trong píttông plonzơ có lắp thêm một bộ giảm chấn phụ bằng lò xo. Nó gồm có cần 1 tựa lên lò xo 2. Vào thời điểm ban đầu thì tải trọng được tiếp nhận bởi bộ giảm chấn này. Sự nguy hiểm của va đập thủy lực cũng giảm đi là do ở vị trí ban đầu của píttông plonzơ thì cửa của xylanh 5 được nối thông với thùng chứa 4 qua các lỗ 8 (sau đó chúng bị đóng bởi píttông) và vào thời điểm bắt đầu va đập thì dầu còn có thể chảy về thùng chứa 4.

Trong bộ giảm chấn có sơ đồ biểu diễn trên hình 6.11b thì lực phanh phát sinh khi píttông plonzơ 2 chuyển động do lực cản thủy lực khi dầu chảy qua các lỗ ở thành xylanh 3 trên suốt chiều dài của nó vào thùng chứa phụ 4. Cũng như ở kết cấu bộ giảm chấn dầu đã xét ở trên thì số lỗ được bố trí trên suốt chiều cao của xylanh được chọn sao cho lực phanh của bộ giảm chấn không đổi trên suốt hành trình phanh của bộ giảm chấn. Lò xo phụ 1 của bộ giảm chấn này cũng tương tự như ở kết cấu đã xét ở trên.

Dưới cabin và đối trọng thường lắp một bộ giảm chấn dầu, được bố trí ở tâm.

Trong bộ giảm chấn lò xo thì lực lò xo sẽ tăng lên theo sự nén nó. Cho nên sự hãm cabin khi tập kết trên bộ giảm chấn là thay đổi về trị số và đạt giá trị lớn nhất khi bộ giảm chấn bị nén.

Khi tính toán loại giảm chấn này người ta xác định tải trọng tính toán P_t và độ cứng cần thiết của lò xo. Trong thang máy có bộ tời dùng puli dẫn cáp thì khi xác định tải trọng P_t cần phải tính đến ảnh hưởng của đối trọng. Sự ảnh hưởng này sẽ thể hiện tới thời điểm khi mà gia tốc hãm của cabin sẽ lớn hơn gia tốc trọng trường g. Do đó khi tính toán bộ giảm chấn lò xo cần xét hai giai đoạn làm việc của nó

Giai đoạn 1: khi $a < g$

Giai đoạn 2: khi $a > g$

Tải trọng P tác dụng lên bộ giảm chấn do trọng lượng vật nâng Q_1 và trọng lượng cabin G ở gian đoạn 1 được xác định theo phương trình

$$P = (Q_1 + G)\left(1 + \frac{a}{g}\right) - \frac{G_{đt}}{\gamma}\left(1 - \frac{a}{g}\right)$$

trong đó a - gia tốc hãm; $G_{đt}$ - trọng lượng đối trọng.

Hệ số γ trong công thức này bằng $\gamma = e^{\mu_o \alpha}$

trong đó μ_o - hệ số ma sát tính toán trên puli dẫn cáp (chương 4),

α - góc ôm của puli dẫn cáp

Vào thời điểm bắt đầu tập kết của cabin lên bộ giảm chấn khi $a = 0$

$$P_1 = (Q_1 + G) - \frac{G_{đt}}{\gamma}$$

Vào cuối giai đoạn đang xét khi $a = g$

$$P_2 = 2(Q_1 + G)$$

Sang giai đoạn tiếp theo khi $a > g$ thì tải trọng tác dụng lên bộ giảm chấn được cộng lại từ trọng lượng vật nâng, trọng lượng cabin và lực quán

tính của chúng và đạt giá trị lớn nhất vào cuối giai đoạn này. Giá trị lớn nhất này được xác định theo điều kiện phụ, sao cho khi cabin tập kết lên bộ giảm chấn thì gia tốc hãm không được vượt quá giá trị cho phép theo quy phạm an toàn. Tương ứng với điều này, đối với cuối giai đoạn 3 ta có

$$P_3 = (Q_1 + G)\left(1 + \frac{a_{max}}{g}\right) \tag{6.2}$$

Khi tính các quãng đường mà cabin đi được khi nén giảm chấn bởi tải trọng P và ứng với độ cứng cần thiết của lò xo ta có đối với giai đoạn làm việc đầu tiên

$$\frac{v_1^2 - v_2^2}{2} m_1 + \left(Q_1 + G - \frac{G_{dt}}{\gamma}\right) f_1 = \frac{P_1 + P_2}{2} f_1 \tag{6.3}$$

trong đó v_1 - tốc độ ban đầu của cabin khi tập kết trên bộ giảm chấn,

v_2 - tốc độ chuyển động của cabin ở cuối giai đoạn,

P_1, P_2 - các tải trọng tác dụng lên bộ giảm chấn vào đầu và cuối giai đoạn xem xét (đã xác định ở trên),

f_1 - độ nén của lò xo khi tăng tải trọng từ P_1 đến P_2.

Đối với giai đoạn hai (khi $a > g$) và tốc độ ban đầu của giai đoạn này là v_2

$$\frac{m_2 v_2^2}{2} + (Q_1 + G) = \frac{P_2 + P_3}{2} f_2 \tag{6.4}$$

Tốc độ chuyển động cuối cùng của cabin bằng 0.

Trong các công thức (6.3) và (6.4) ta ký hiệu các khối lượng tính toán của cabin, vật, và đối trọng qua m_1 và m_2 qui dẫn về cabin (đối với mỗi giai đoạn) $m_1 = \dfrac{Q_1 + G + \dfrac{G_{dt}}{\gamma}}{g}$; $m_2 = \dfrac{Q_1 + G}{g}$

Trị số độ nén của lò xo f_1 và f_2

$$f_1 = \frac{P_2 - P_1}{C}; \quad f_2 = \frac{P_3 - P_2}{C}$$

trong đó C - độ cứng của lò xo.

Khi thay các trị số này vào các công thức (6.3), (6.4) và khi loại v_2 ta xác định trị số độ cứng C cần thiết

$$C = \frac{g}{v_1^2}\left[(Q_1 + G)\left(\frac{a_{max}}{g}\right)^2 + \frac{G_{dt}}{\gamma}\right] \tag{6.5}$$

Trị số gia tốc hãm lớn nhất khi tập kết lên bộ giảm chấn lò xo sẽ có khi trọng lượng vật nâng là nhỏ nhất và bằng trọng lượng của một hành

khách. Tương ứng với điều này là $Q_1 = 70$ kg. Trong tính toán này có thể lấy tốc độ chuyển động danh nghĩa của cabin v làm tốc độ ban đầu v_1. Trị số gia tốc hãm a_n khi cabin chất toàn tải xác định từ điều kiện

$$\frac{g}{v_1^2}\left[(1,1Q+G)\left(\frac{a_n}{g}\right)^2+\frac{G_{dt}}{\gamma}\right] = \frac{g}{v_1^2}\left[(Q_1+G)\left(\frac{a_{\max}}{g}\right)^2+\frac{G_{dt}}{\gamma}\right]$$

trong đó $(1,1Q + G)$ - tải trọng tính toán lớn nhất khi thử giảm chấn theo quy phạm an toàn.

Từ đó ta có

$$a_n = a_{\max}\sqrt{\frac{Q_1+G}{1,1Q+G}} = a_{\max}\sqrt{\frac{70+G}{1,1Q_1+G}} \qquad (6.6)$$

Tải trọng tính toán tác dụng lên lò xo khi có lực $(1,1Q + G)$ tác dụng

$$P_t = \frac{1,1Q+G}{Z}\left(1+\frac{a_n}{g}\right)K_H \qquad (6.7)$$

trong đó Z - số giảm chấn (thường $Z = 2$).

K_H - hệ số không đồng đều phân bố tải trọng giữa các giảm chấn $K_H = 1,1 \div 1,2$

Trị số độ nén cần thiết của lò xo

$$f = \frac{P_t}{C} \qquad (6.8)$$

Khi tính toán giảm chấn của thang máy có tang dẫn động ta có

$$\frac{(Q_1+G)v^2}{2g}+(Q_1+G)f = \frac{P_1 f}{2} = (Q_1+G)\left(1+\frac{a_{\max}}{g}\right)\frac{f}{2}$$

ở đây P_1 - lực lớn nhất trong lò xo ở cuối hành trình làm việc của giảm chấn

f - hành trình làm việc của giảm chấn (trị số độ nén của lò xo).

Từ đó $$f = \frac{v^2}{g\left(\frac{a_{\max}}{g}-1\right)} \qquad (6.9)$$

Độ cứng cần thiết của lò xo $C = \frac{P_1}{f}$

Trong đó, cũng như đối với trường hợp trước $P_1 = Q_1 + G = 70 + G$

Cũng như đối với trường hợp tời có puli dẫn cáp thì lực lớn nhất tác dụng lên giảm chấn, hành trình của lò xo và gia tốc của cabin khi chất toàn tải được tính theo các công thức (6.7), (6.8) và (6.6).

Trong giảm chấn dầu (hình 6.11a) bằng cách chọn biên dạng cần phù

hợp có thể nhận được lực nén giảm chấn P không đổi. Do hành trình píttông plonzơ lớn nên ta bỏ qua ảnh hưởng của đối trọng, trong giai đoạn đầu khi cabin tập kết lên giảm chấn (khi $a < g$). Trong các điều kiện này thì chuyển động của cabin có thể coi như là chuyển động chậm dần đều với trị số gia tốc tới hạn a_{max}, mà đối với các bộ giảm chấn dầu không được lớn hơn 9,81 m/giây^2.

Tải trọng tính toán (khi có 1 giảm chấn)

$$P_t = (1,1Q+G)\left(1+\frac{a_{max}}{g}\right) = 2(1,1Q+G) \qquad (6.10)$$

thừa số *1,1* tính đến sự quá tải của cabin 10% khi thử tải bộ giảm chấn theo quy phạm an toàn.

Quãng đường mà cabin đi được khi tập kết lên bộ giảm chấn khi chuyển động chậm dần đều sẽ bằng

$$S = \frac{v^2}{2a_{max}}$$

Quãng đường này ứng với hành trình cần thiết của píttông plonzơ. Cũng như đối với các tính toán phần trên v - tốc độ chuyển động danh nghĩa của cabin.

Diện tích tiết diện cần thiết của píttông plonzơ

$$F_{pl} = \frac{P_t}{p} \qquad (6.11)$$

trong đó p - áp suất làm việc của chất lỏng trong xylanh

(vào khoảng 40 ÷ 70 KG/cm^2).

Đối với bộ giảm chấn trên hình 6.11a thì diện tích lỗ tròn f_o xác định từ điều kiện

$$f_o = F.v\sqrt{\frac{\beta}{P_t}} \qquad (6.12)$$

trong đó β - hệ số kinh nghiệm, phụ thuộc vào độ nhớt của chất lỏng trong giảm chấn.

β = 0,007 - đối với nhớt bôi trơn

β = 0,008 - đối với hỗn hợp glyxêrin + nước

β = 0,007 - 0,01 - đối với dầu lửa

Tốc độ chuyển động của píttông plonzơ khi di chuyển đi khoảng cách x tính từ vị trí ban đầu xác định từ điều kiện

$$v_x = v\frac{x}{S}$$

Diện tích cần thiết của cửa tràn, khi đó theo (6.12) bằng

$$f_x = F.v.\frac{x}{S}\sqrt{\frac{\beta}{P_t}} = \frac{\pi}{4}\left(d_o^2 - d_x^2\right)$$

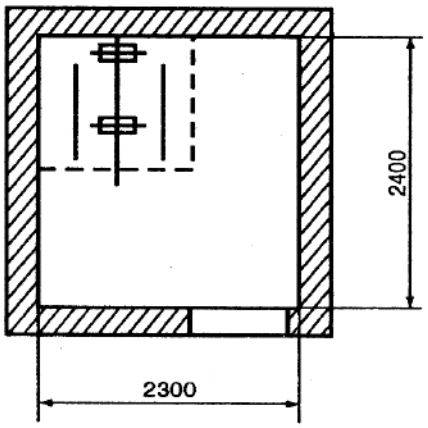
từ đó ta xác định đường kính cần thiết của cần

$$d_x = \sqrt{\frac{\pi d_o^2}{4} - F.v.\frac{x}{S}\sqrt{\frac{\beta}{P_t}}} \qquad (6.13)$$

trong đó d_o, d_x - đường kính của cửa ở đáy píttông plonzơ và đường kính cần. Theo công thức có thể tính và lập biên dạng cần thiết của cần.

6.5 BUỒNG MÁY

Cơ cấu nâng của tất cả các thang máy được lắp đặt trong buồng máy có bao che kín. Kích thước của buồng máy hiện nay được tiêu chuẩn hóa. Trong buồng máy, ngoài bộ tời ra người ta còn lắp bộ hạn chế tốc độ và các khí cụ điều khiển chính của thang máy. Mặt chiếu bằng của buồng máy đối với thang máy chở người sức nâng 500 KG được biểu diễn trên hình 6.12. Ở bên trong buồng máy phía trước lối vào cần có một khoảng không gian trống kích thước 1000×1000 mm, tiếp đó cần bố trí tủ điện điều khiển phía trước mặt hoặc bên cạnh và lối đi có bề rộng không nhỏ hơn 750 mm. Để bảo dưỡng bộ tời cần phải có lối đi rộng không dưới 500mm từ hai phía. Chiều cao của buồng máy thường lấy khoảng 2000 ÷ 2400 mm và theo quy phạm an toàn không được dưới 1800 mm.



***Hình 6.12:** Cấu tạo buồng máy thang máy*

Mong muốn có độ cao buồng máy sao cho có thể lắp đặt thiết bị nâng để phục vụ sữa chữa các cơ cấu. Tương tự người ta cũng xây dựng buồng máy cho trường hợp bố trí bộ tời thang máy phía dưới. Trường hợp này, ở phía trên giếng thang người ta chỉ bố trí buồng puli chuyển hướng. Kích thước của nó được ấn định có tính đến các lối đi với chiều rộng không dưới 500 mm. Chiều cao của buồng puli cũng lấy không dưới 1800 mm.

Đối với cơ cấu nâng của thang máy nâng hàng loại nhỏ thì việc xây dựng buồng máy là không nhất thiết. Buồng máy có thể chỉ là một chỗ che kín. Khí

cụ điều khiển của thang máy loại này được lắp đặt trong một tủ kín.

Tường của buồng máy thường được xây dựng bằng vật liệu chống cháy (như gạch, bêtông...). Sàn và trần của buồng máy thường được xây dựng bằng bêtông. Bộ tời thường được lắp đặt trên các dầm tựa vào kết cấu của giếng thang hoặc tòa nhà. Để giảm ảnh hưởng của tiếng ồn, buồng máy của các thang máy chở người không nên bố trí gần khu nhà ở. Tường buồng máy cần phải được cách âm. Để giảm ồn cũng như làm giảm sự nặng nề của buồng máy thì sàn buồng máy thường thiết kế chịu tải không dưới 375 kg/m^2. Các dầm gác và khung của bộ tời trong trường hợp này được lắp trên các tấm đệm cách âm đặc biệt.

Để có lối đi cho cáp lên buồng máy người ta chừa các lỗ ở sàn sao cho khe hở giữa thành lỗ và cáp khoảng 25 ÷ 50 mm. Chung quanh lỗ người ta xây gờ bảo bệ có độ cao không dưới 75 mm. Để giảm ồn thì các lỗ này đôi khi cũng được đậy bằng các tấm cách âm.

Chương 7

HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN THANG MÁY

7.1 NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

Tùy theo kiểu các bộ phận dùng để mở máy và dừng thang máy, sự điều khiển thang máy có thể bằng nút bấm hoặc bằng cần điều khiển.

Khi điều khiển bằng cần điều khiển thì trong cabin được lắp khí cụ mở máy, mà đòn điều khiển của nó có ba vị trí: hai vị trí ngoài cùng để cabin chuyển động nâng và hạ còn vị trí giữa là vị trí trung hòa tại đó ngắt mạch động cơ. Khi xoay cần điều khiển thì đóng mạch các rơle tương ứng mở máy động cơ theo phương chuyển động cần thiết của cabin để nâng hoặc hạ. Cần điều khiển trong suốt thời gian chuyển động của cabin luôn luôn được giữ bởi người điều khiển thang máy. Khi cần điều khiển được thả ra thì quay trở về vị trí trung hòa nhờ lò xo và thang máy dừng lại.

Trong hệ thống điều khiển này thì cabin được dừng ở sàn tầng nhờ người điều khiển. Sự điều khiển bằng cần điều khiển chỉ có thể thực hiện được ở bên trong cabin. Để gọi cabin đến các tầng thì bên trong cabin có trang bị các thiết bị tín hiệu và báo tầng chỉ ra tầng mà cabin cần tập kết tại đó. Khả năng điều chỉnh vị trí cabin so với sàn tầng là ưu điểm của hệ thống điều khiển bằng cần điều khiển, nhưng khi đó sẽ tăng đáng kể số lần mở máy động cơ, dẫn tới hư mòn nhanh chóng động cơ cũng như các cơ cấu của thang máy. Ngoài ra, để dừng cabin chính xác tại tầng cần phải thêm thời gian phụ dẫn tới giảm đáng kể năng suất thang máy.

Người ta sử dụng loại điều khiển này trong thang máy chở hàng năng suất không lớn, trong các thang máy bệnh viện và trong một số thang máy chở người loại cũ. Các thang máy chở người hiện nay không dùng loại điều khiển này.

Kiểu điều khiển bằng nút bấm đối với thang máy là kiểu phổ biến. Khi đó việc mở máy thang máy được tiến hành bằng cách nhấn nút bấm của tầng tương ứng. Việc dừng cabin tại tầng xác định xảy ra một cách tự động.

Trong cách điều khiển này loại trừ khả năng người điều khiển thang máy đưa dần cabin đến tầng, để dừng chính xác như cách điều khiển bằng cần điều khiển. Do đó sẽ có độ không chính xác dừng tầng nào đó của cabin. Kiểu điều khiển này có thể thực hiện ở bên ngoài cabin, từ bên trong cabin và từ cabin có sự gọi đến các tầng.

Theo quy phạm an toàn, sự điều khiển từ bên ngoài cabin chỉ cho phép đối với thang máy chở hàng loại nhỏ và thang máy chở hàng không có người áp tải. Trong thang máy phục vụ trên hai tầng thì sự điều khiển được tập trung ở tầng chính (nơi chất hàng). Để liên hệ với các tầng khác thì tại bàn điều khiển người ta trang bị tín hiệu và bộ hiện số chỉ tầng cần đưa cabin đến. Cũng tại bàn điều khiển này người ta lắp đèn báo. Đèn này sẽ sáng lên khi cửa tầng hoặc cửa cabin đang mở. Khi thang máy nâng hàng chỉ dùng phục vụ cho hai tầng thì ở mỗi tầng cần có khí cụ mở máy. Ở tầng dưới dùng để mở máy nâng cabin, tầng trên dùng để mở máy hạ cabin.

Đối với các thang máy chở người có sức nâng từ 350 kg đến 500 kg dùng cho các tòa nhà có độ cao 6 ÷ 12 tầng người ta đưa ra hai sơ đồ điều khiển cơ bản điều khiển tập trung một số thang từ 1 bàn điều khiển (điều khiển có nhân viên điều phối) và điều khiển tự động.

Trong điều khiển tự động thì việc mở máy thang máy được tiến hành do chính người hành khách thực hiện còn việc dừng thang máy tại tầng xác định được thực hiện một cách tự động. Việc sử dụng các hệ thống điều khiển này trong những điều kiện này là hợp lý vì thang máy được chất tải ít và việc tồn tại người điều khiển thang máy chuyên trách là không có lợi.

Theo điều kiện an toàn thì sự điều khiển tập trung được dùng chủ yếu khi thang máy làm việc để chở người từ tầng thứ nhất đến tầng bất kỳ của tòa nhà. Trong sự điều khiển này thì hành khách khi mở máy thang máy sẽ nhấn nút ấn ở bảng điều khiển tương ứng với tầng dừng yêu cầu, còn sự dừng máy thang máy ở tầng này được thực hiện một cách tự động. Sự đưa cabin trở về tầng đầu tiên cũng như sự dừng cabin trong những trường hợp có sự cố được thực hiện từ bàn điều khiển có nhân viên điều phối. Ở bàn điều khiển này có lắp một khí cụ điều khiển đúp. Trong thành phần của khí cụ này có các nút ấn gọi tầng, dừng cabin và ngắt mạch điều khiển thang máy, ở đó cũng có lắp đặt hệ thống báo hiệu về vị trí của cabin trong giếng thang, chiều chuyển động của nó, vị trí các cửa tầng và cửa cabin (mở hay đóng) v.v... Giữa các cabin của các thang máy và bàn điều khiển có nhân viên *điều độ* nhất thiết phải có liên lạc bằng loa phóng thanh.

Sự điều khiển tập trung cho phép ở một mức độ nào đó kiểm tra sự sử dụng thang máy, trong những trường hợp sự cố có thể hỗ trợ cần thiết cho hành khách, tuy nhiên trong sự điều khiển này không thể đảm bảo an toàn tuyệt đối sử dụng thang máy vì thực tế không có sự kiểm tra việc chất tải của cabin. Ngoài ra giá thành của khí cụ phụ rất cao và trong một số trường hợp còn vượt quá cả giá thành các bộ phận còn lại của thiết bị.

Tiện lợi hơn cả với điều kiện của các nhà ở là các thang máy điều khiển tự động. Các thang máy này hiện nay được sử dụng rộng rãi. Sự an toàn sử dụng thang máy trong trường hợp này đạt được là do sử dụng các thiết bị khóa chuyền, loại trừ khả năng mở máy và làm việc của thang máy trong những điều kiện đe dọa đến an toàn của hành khách. Khả năng quá tải của các thang máy này được loại trừ bởi sự lựa chọn diện tích cabin phù hợp.

Các thang máy tự động thường làm việc để nâng cũng như hạ hành khách. Với mục đích này để gọi cabin đến các tầng, tại đó có lắp các nút ấn gọi tầng phụ được ngắt mạch bởi các tiếp điểm của sàn di động của cabin khi đang có người ở trong đó.

Trong các sơ đồ điều khiển hiện đại hơn người ta sử dụng sự điều khiển tập hợp. Ở đó người ta đưa vào sơ đồ một thiết bị ghi đặc biệt. Thiết bị này cho phép thực hiện tất cả các sự gọi tầng đồng hành khi cabin đang chuyển động. Trong các hệ thống đơn giản hơn thì những sự gọi tầng này được thực hiện chỉ khi cabin chuyển động đi xuống. Trong các hệ thống phức tạp hơn (thang máy nhà cao tầng) thì sự gọi tầng được thực hiện cả khi cabin chuyển động đi lên lẫn đi xuống. Các cấu tạo như vậy cho phép giảm đáng kể thời gian chạy không tải của cabin và đồng thời tăng sự tiện lợi sử dụng thang máy do giảm được thời gian hành khách chờ đợi cabin.

Các thang máy ở các tòa nhà công cộng thường được điều khiển bởi người điều khiển chuyên trách. Trong một số thang máy được bố trí tại một địa điểm, để tăng năng suất chung của trạm, người ta áp dụng sự điều khiển tự động công việc của tất cả thang máy của trạm này. Chẳng hạn khi sử dụng hai thang máy thì sự điều khiển chúng được thực hiện nhờ có rơle đặc biệt. Rơle này điều khiển công việc tương tác của chúng, sao cho khi cabin của một thang máy chuyển động xuống dưới thì cabin của thang máy thứ hai chuyển động lên trên. Sự chuyển đổi thang máy làm việc từ nâng sang hạ diễn ra một cách tự động.

Để thực hiện các sự gọi tầng đồng hành thì ở mỗi tầng đều có những nút ấn gọi tầng chung để chuyển động lên và xuống (cho cả hai thang máy). Sự gọi tầng được thực hiện bởi cabin đang chuyển động tại thời điểm đó

trong hướng yêu cầu. Thời gian chờ đợi cabin của hành khách trong hệ thống điều khiển như thế này được giảm đến một nửa thời gian trung bình của một chuyến chở. Trong trường hợp cần thiết (chẳng hạn khi làm việc ban đêm) thì các thang máy này có thể chuyển sang chế độ làm việc riêng lẻ.

Khi điều khiển tự động một nhóm thang máy bố trí ở cùng một địa điểm thì người ta đưa vào sơ đồ điều khiển một bảng thời biểu tự động. Bảng này đảm bảo công việc thỏa thuận của tất cả thang máy ở chế độ định trước. Chế độ này được xác lập tùy thuộc vào cường độ và chiều chuyển động của dòng khách. Chẳng hạn có thể định ra ba chế độ như sau

- *Chế độ buổi sáng:* khi các thang máy chủ yếu chỉ làm việc để nâng

- *Chế độ ban ngày:* ứng với sự làm việc điều hòa của các thang máy ở cả hai chiều nâng và hạ

- *Chế độ làm việc buổi tối:* ở đó các thang máy chủ yếu chỉ làm việc theo chiều hạ.

Ở chế độ làm việc buổi sáng thiết bị được điều chỉnh sao cho các cabin khi đi ra khỏi tầng dưới cùng ngay sau khi được chất đầy, chúng có thể thực hiện những cuộc gọi đồng hành trung gian nhưng chỉ theo chiều đi lên. Sau khi nâng đến tầng nhất định thang máy sẽ tự động chuyển sang chế độ hạ.

Ở chế độ làm việc ban ngày thì các cabin đi khỏi điểm dừng dưới cùng một cách điều hòa không phụ thuộc vào sự chất đầy chúng, chiều chuyển động của cabin cũng được thay đổi một cách tự động sau khi cabin đã đến tầng dừng phục vụ sau cùng. Các cuộc gọi đồng hành được thực hiện bởi cabin gần nhất khi nâng cũng như khi hạ trong hướng yêu cầu. Các cuộc gọi này được thực hiện từ một bảng điều khiển chung lắp ở tầng, bảng này có hai nút ấn "Nâng" và "Hạ", trong các thang máy này thì tại các tầng có lắp thêm bộ chỉ thị chuyển động của cabin bằng ánh sáng.

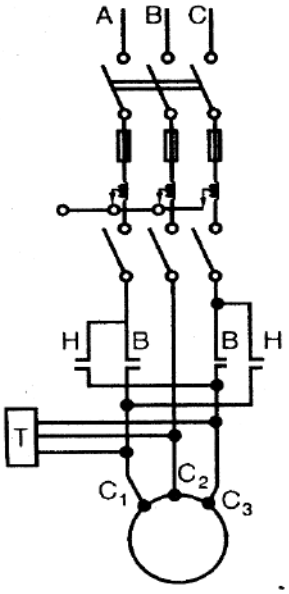
Ở chế độ buổi tối thì các thang máy chỉ làm việc theo chiều hạ. Cabin sẽ đi khỏi tầng dưới cùng ngay sau khi hành khách ra hết khỏi cabin. Sự chuyển đổi sang chế độ nâng cũng được tiến hành một cách tự động. Ở các thang máy làm việc theo từng cặp, trong hệ thống điều khiển cũng xem xét đến khả năng chuyển đổi một hoặc một loạt thang máy sang chế độ làm việc riêng biệt. Để có thể hiệu chỉnh các thang máy sang chế độ định trước thì trong phòng ngoài thường lắp đặt một bảng điều khiển đặc biệt trực phòng ngoài.

7.2 KHÍ CỤ ĐIỀU KHIỂN

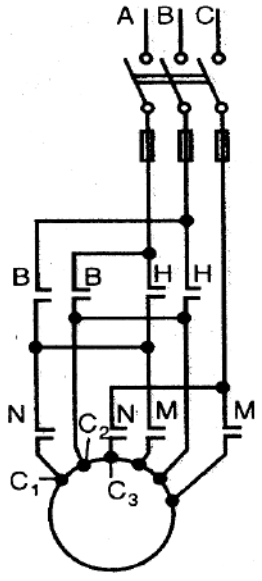
Khí cụ điều khiển thang máy bao gồm: các công tắc tơ, rơle, các bộ chuyển mạch tầng, bộ cắt điện đầu mút và hành trình, các công tắc..., thiết bị mở máy và khóa chuyền thang máy. Các mạch điện thang máy có thể được chia ra làm hai nhóm: mạch dòng chính trong đó có lắp động cơ và mạch điều khiển, trong đó có lắp khí cụ dùng để mở máy và dừng động cơ và phần chính khí cụ bảo vệ.

Các mạch dòng phụ làm việc với dòng điện xoay chiều hay một chiều điện áp không quá 220V. Trường hợp đầu thì mạch điều khiển được mắc trực tiếp vào lưới hoặc qua bộ biến áp. Trường hợp thứ hai thì mạch điều khiển nhận dòng điện qua bộ nắn dòng (bộ chỉnh lưu).

Trên hình 7.1 trình bày sơ đồ mở máy động cơ điện không đồng bộ rôto lồng sóc một tốc độ. Trong sơ đồ này dòng điện đi qua cầu dao chính, bộ lọc tụ điện (để bảo vệ mạch tránh xâm nhập của nhiễu vô tuyến), qua bộ ngắt tự động đến các tiếp điểm B và H và sau đó đi vào các đầu dây stator của động cơ.



Hình 7.1: *Sơ đồ mở máy động cơ điện không đồng bộ một tốc độ*



Hình 7.2: *Sơ đồ mở máy động cơ điện không đồng bộ hai tốc độ*

Sự mở máy và dừng động cơ được tiến hành nhờ có bốn tiếp điểm B và H được lắp trực tiếp vào hai pha của lưới. Sự đóng các tiếp điểm này khi mở máy động cơ được thực hiện nhờ có các rơle phụ được lắp vào mạch điều khiển. Khi đóng mạch các tiếp điểm B vào các đầu dây C_1 và C_3 thì các

pha A và C được đóng mạch và động cơ quay theo chiều nâng. Khi đóng mạch các tiếp điểm H thì vị trí của các pha A và C thay đổi và tương ứng là thay đổi chiều quay của động cơ. Nam châm điện điều khiển phanh T cũng được lắp vào mạch chính.

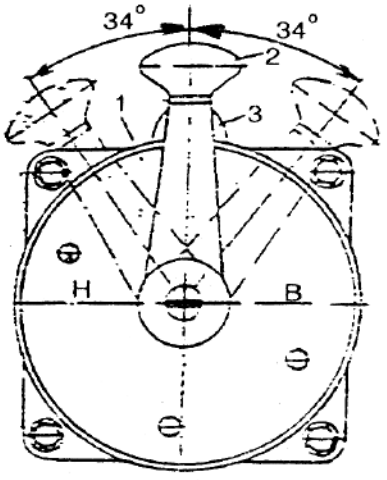
Trên hình 7.2 trình bày sơ đồ mở máy động cơ hai tốc độ. Trong trường hợp này trong mạch động lực có lắp 8 tiếp điểm, trong đó có bốn tiếp điểm B và H dùng để chuyển đổi động cơ từ hành trình thuận sang hành trình ngược lại và các tiếp điểm còn lại dùng để chuyển đổi các cuộn dây khi thay đổi số vòng quay của động cơ (các cuộn dây tốc độ nhanh N và tốc độ chậm M). Khi động cơ làm việc theo chiều nâng cabin thì đầu dây C_1 của cuộn dây tốc độ nhanh của stator qua các tiếp điểm N và B được mắc vào pha B, đầu dây C_2 qua tiếp điểm B được mắc vào pha A, đầu dây C_3 qua tiếp điểm N được mắc vào pha C. Khi cabin chuyển động xuống dưới với tốc độ danh nghĩa thì vị trí của các pha A và B thay đổi và tương ứng là thay đổi chiều quay của động cơ. Trước khi dừng cabin thì các tiếp điểm tốc độ chậm M được đóng mạch và các tiếp điểm tốc độ nhanh N được ngắt mạch. Sự chuyển đổi động cơ sang số vòng quay thấp hơn trong sơ đồ này được xem xét trước chỉ trong trường hợp cabin chuyển động theo chiều hạ.

Dưới đây trình bày đặc điểm tóm lược của khí cụ được lắp trong các mạch chính và các mạch điều khiển.

Thiết bị mở máy của thang máy

Tùy thuộc vào kiểu điều khiển, thiết bị mở máy của thang máy có thể là nút ấn hoặc cần gạt. Thiết bị mở máy bằng cần gạt (hình 7.3) gồm có thân 1 lắp trên thành cabin. Ở bên trong của nó có bố trí các tiếp điểm hành trình thuận và ngược của cabin. Sự chuyển đổi động cơ được thực hiện nhờ tay điều khiển 2. khi quay nó đi một góc ≈ 35° về phía này hoặc phía kia tùy thuộc vào chiều chuyển động của cabin.

Con lăn 3 dùng để dừng cabin khi cabin đi đến các vị trí biên. Trường hợp này nó tác động vào một cái thước



Hình 7.3: *Thiết bị mở máy bằng cần gạt*

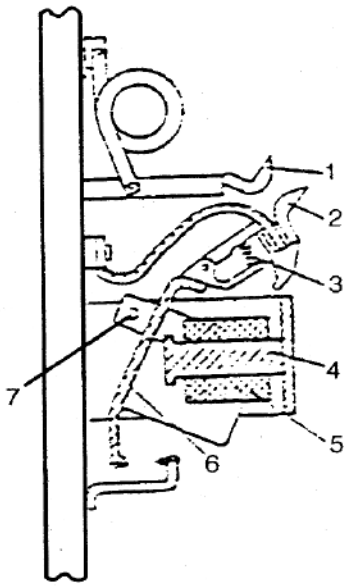
tựa được lắp trong giếng thang làm cần gạt xoay đi và kèm theo đó là tay điều khiển.

Trong điều khiển bằng nút bấm thì tại chỗ điều khiển (ở trong cabin hoặc ở tầng) có lắp một bảng điều khiển (trạm điều khiển bằng nút bấm) với số nút bấm tương ứng với số tầng. Ở trên bảng điều khiển này cũng có nút "Stop" để dừng khẩn cấp cabin và nút bấm gọi nhân viên phục vụ (trong các thang máy điều khiển từ cabin). Các nút bấm sau khi truyền tín hiệu thì có thể ngay lập tức trở về vị trí ban đầu hay được giữ ở vị trí được nhấn đến khi thực hiện lệnh bằng một thiết bị từ đặc biệt.

Khi tốc độ chuyển động của cabin lớn hơn 1 m/giây thì các thang máy cũng cần phải có khí cụ điều khiển bằng nút bấm phụ để điều khiển chuyển động của cabin khi kiểm tra giếng thang.

Công tắc tơ, trong các sơ đồ được xem xét ở phần trên thì các công tắc tơ được lắp vào mạch chính và dùng để mở máy, dừng máy động cơ cũng như để thay đổi chiều quay của động cơ khi nâng và hạ cabin. Tùy thuộc vào loại dòng điện mạch điều khiển các công tắc tơ này được chế tạo để làm việc với dòng điện một chiều hoặc xoay chiều.

Trên hình 7.4 trình bày sơ đồ của công tắc tơ dòng một chiều. Công tắc tơ này gồm có tiếp điểm cố định 1 và tiếp điểm di động 2 được lắp vào mạch chính. Tiếp điểm di động được lắp trên đầu của phần ứng 6. Phần ứng quay xung quanh trục 7. Cuộn dây 5 của công tắc tơ được lắp vào mạch điều khiển, khi đóng mạch cuộn dây thì lõi 4 hút phần ứng 6 và ngắt mạch các tiếp điểm 1 và 2 của mạch chính. Lò xo 3 đảm bảo độ nén cần thiết các tiếp điểm khi đóng mạch công tắc tơ.



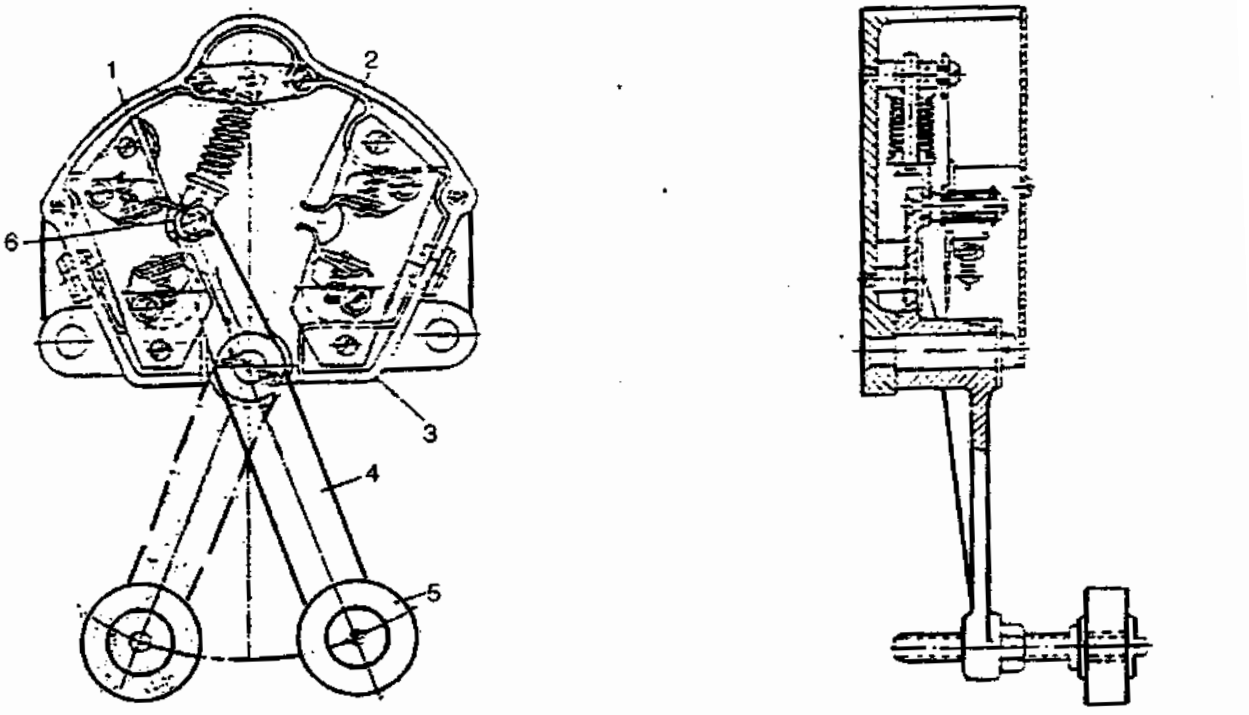
***Hình 7.4:** Sơ đồ của công tắc tơ dòng một chiều*

Rơle, các rơle được lắp đặt trong các mạch điều khiển để thực hiện các thao tác khác nhau gắn liền với việc chuyển đổi của khí cụ mở máy điều chỉnh thang máy. Theo nguyên lý làm việc thì chúng tương tự như các công tắc tơ nhưng có các tiếp điểm kém mạnh hơn vì chúng làm việc ở dòng điện tương đối yếu. Khác với các công tắc tơ, các rơle có thể có một số tiếp điểm để đồng thời chuyển đổi một số mạch. Chúng được chế tạo với các tiếp điểm thường đóng

hay thường mở. Các rơle có tiếp điểm thường đóng khi không có dòng điện thì tiếp điểm của rơle đóng mạch. Các rơle có tiếp điểm thường mở khi không có dòng điện thì tiếp điểm của rơle ngắt mạch và chỉ đóng mạch khi đưa dòng điện vào cuộn dây của rơle. Cũng có các rơle duy trì thời gian. Sự ngắt mạch của chúng được thực hiện sau một khoảng thời gian nhất định. Điều này được thực hiện nhờ có các thiết bị cơ khí (theo kiểu cơ cấu đồng hồ) hoặc bằng điện. Khí cụ mở máy điều chỉnh thang máy cơ bản trong đó có các công tắc tơ và rơle được lắp trên những bảng điều khiển đặc biệt (trạm từ) đặt ở trong buồng máy.

Các bộ chuyển đổi tầng

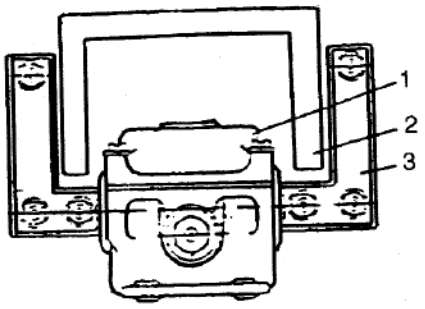
Trong sự điều khiển bằng nút bấm thì các bộ chuyển đổi tầng dùng để dừng cabin tại tầng dừng xác định và chuyển đổi hành trình của cabin từ thuận sang ngược. Bản vẽ giải thích nguyên lý làm việc của bộ chuyển đổi tầng được trình bày trên hình 7.5. Bộ chuyển đổi tầng có hai cặp tiếp điểm 1 và 2 của hành trình thuận và ngược của cabin được lắp trong thân 3. Các tiếp điểm được đóng mạch nhờ con lăn 6 được lắp trên một đầu của đòn bẩy 4. Ở đầu thứ hai của đòn bẩy có lắp con lăn 5.



***Hình 7.5:** Bộ chuyển đổi tầng*

Thanh gạt lắp trên cabin sẽ ép lên con lăn này vào thời điểm khi cabin đến gần điểm dừng tầng làm lật đòn bẩy 4 và chuyển đổi các tiếp điểm.

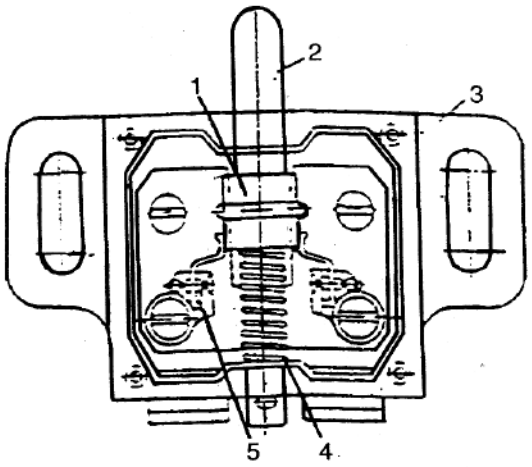
Nhược điểm của các bộ chuyển đổi tầng có dẫn động cơ khí là tiếng ồn khi thanh gạt của cabin va chạm vào con lăn và điều này đặc biệt không muốn có trong các thang máy chở người. Do đó hiện nay người ta sử dụng rộng rãi các bộ cảm biến theo kiểu được trình bày trên hình 7.6. Bộ cảm biến gồm có lõi sắt hình chữ U trên đó có quấn cuộn dây đặt trong thân 1. Cuộn dây cảm ứng của rơle điều khiển động cơ được mắc trực tiếp với cuộn dây này. Rơle được đóng mạch cho đến thời điểm khi lõi sắt 3 được khép kín bởi vành chữ U 2 khi cabin đi đến tầng dừng xác định. Sau đó điện trở cảm ứng của cuộn dây bộ cảm biến tăng lên, lực dòng điện trong mạch giảm đi và rơle được ngắt mạch.



***Hình 7.6:** Bộ cảm biến điện cảm*

Các tiếp điểm (bộ cắt điện): Các tiếp điểm được sử dụng rộng rãi trong các mạch điều khiển đối với các loại khóa chuyền khác nhau. Thường thì chúng được chế tạo dưới dạng một cụm riêng biệt. Bản vẽ của một bộ tiếp điểm dùng để kiểm tra sự đóng các cửa được thể hiện trên hình 7.7.

Nó gồm có thân 3 trong đó có chốt 2 dịch chuyển được với vòng tiếp xúc 1 được ép bởi lò xo 4. Vòng này khi hạ chốt thì đóng mạch tiếp điểm 5. Theo qui tắc an toàn thì các cơ cấu và các cụm sau cần được trang bị các tiếp điểm này.



***Hình 7.7:** Tiếp điểm cửa*

a) Các cửa tầng và cabin (trừ cabin thang máy chở hàng loại nhỏ), khi dùng cửa nhiều cánh thì các tiếp điểm được lắp trên từng cánh cửa.

b) Các ổ khóa giếng thang để kiểm tra sự đóng các cửa tầng.

c) Thiết bị kẹp giữ cabin hoặc bộ hạn chế tốc độ để ngắt mạch động cơ khi hãm bảo hiểm hoạt động.

d) Cơ cấu treo của cáp nâng để dừng động cơ khi đứt hoặc giãn một trong các sợi cáp.

đ) Thiết bị kéo căng của cáp cân bằng.

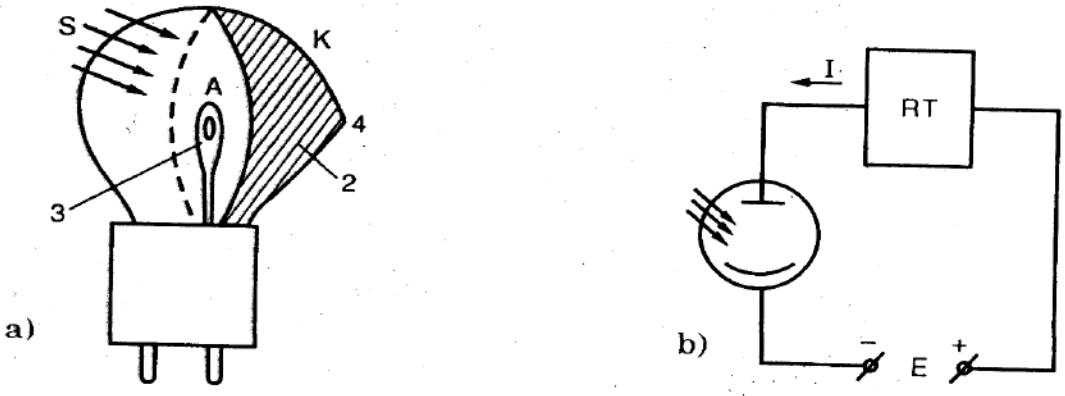
e) Cửa hố giếng và giếng thang.

Các cabin có sàn di động cũng cần trang bị các bộ tiếp điểm khi ở các

tầng có hiện diện các nút ấn gọi cabin.

Các bộ ngắt hành trình dùng để dừng cabin khi nó đi đến các vị trí biên. Ở các thang máy dùng puli dẫn cáp thì chúng được lắp vào mạch chính hoặc mạch điều khiển. Ở các thang máy có bộ tời kéo dùng tang quấn cáp thì chúng chỉ được lắp vào mạch chính. Theo qui tắc hiện hành thì mỗi thang máy cần phải có hai bộ ngắt hành trình ở mỗi vị trí biên. Một trong những bộ ngắt hành trình này dùng để dừng cabin ở vị trí làm việc biên và nó được lắp vào mạch điều khiển. Trong hệ điều khiển bằng nút bấm để thực hiện mục đích này người ta sử dụng các bộ chuyển đổi tầng của tầng trên cùng và tầng dưới cùng. Bộ ngắt hành trình thứ hai sẽ làm việc khi cabin vượt quá vị trí làm việc biên hơn 200 mm.

Tế bào quang điện: Thường có hai loại tế bào quang điện đó là tế bào quang điện kiểu đèn và tế bào quang điện kiểu bán dẫn. Tế bào quang điện kiểu đèn có cấu tạo như trên hình 7.8a.



***Hình 7.8:** Tế bào quang điện kiểu đèn*

Đó là một bóng thủy tinh chân không hoặc chứa một ít khí trơ (heli, nêông). Phía trong của bóng được đặt hai điện cực: anốt *A*, và catốt *K*.

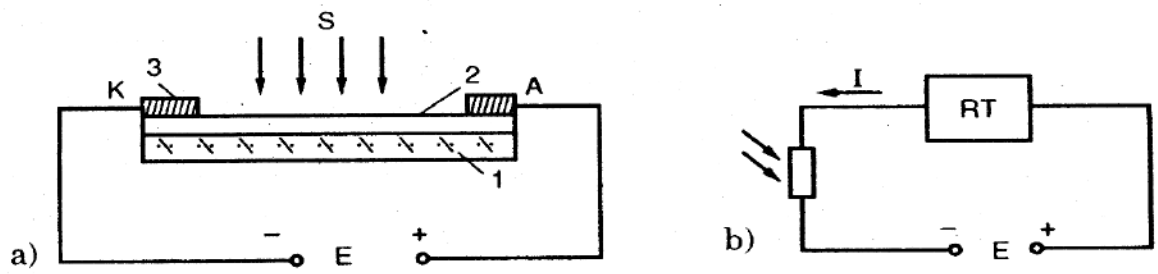
Catốt là một lớp mỏng chất cảm quang 2, nó được phủ một phần mặt trong của bóng và có đầu cực xuyên ra 4.

Anốt *A* có dạng một vòng nhỏ 3 ở tâm đèn.

Khi có một chùm tia sáng từ bên ngoài tác dụng vào catốt *K*, catốt *K* sẽ phát xạ các điện tử và nếu anốt *A* có điện thế dương so với catốt *K* thì các điện tử phát xạ sẽ chuyển dịch từ *K* đến *A* và tạo nên một dòng quang điện.

Tế bào quang điện được đặt trên thành giếng thang ở mỗi sàn tầng và được nối với rơle tầng *RT* như trên hình 7.8b. Khi cabin ở xa sàn tầng, ánh sáng tác dụng vào tế bào quang điện gây ra dòng quang điện đủ lớn để làm rơle tầng *RT* tác động. Khi cabin đi đến sàn tầng, cabin sẽ che ánh sáng đi vào tế bào quang điện. Điều đó làm mất dòng quang điện và rơle tầng ngừng hoạt động.

Tế bào quang điện kiểu bán dẫn có cấu tạo như trên hình 7.9a.



***Hình 7.9:** Tế bào quang điện kiểu bán dẫn*

Phần cơ bản của nó là một lớp bán dẫn 2. Hai đầu của nó có hai lớp kim loại 3 dùng làm điện cực và phía dưới của nó được phủ một lớp cách điện 1. Độ dẫn điện của lớp bán dẫn 2 phụ thuộc vào độ chiếu sáng vào nó. Khi lớp bán dẫn 2 không được chiếu sáng, nó chứa một số lượng rất ít hạt mang điện (điện tử tự do và lỗ trống) và điện trở của nó rất lớn; còn khi lớp bán dẫn 2 được chiếu sáng, số hạt mang điện trong nó tăng lên rất nhanh và điện tử của nó giảm đi rõ rệt. Tế bào quang điện được nối với rơle tầng RT như trên hình 7.9b.

Khi cabin ở xa sàn tầng, tế bào quang điện được chiếu sáng, điện trở của nó rất bé nên dòng điện qua tế bào và rơle đủ lớn để rơle tác động. Khi cabin đến sàn tầng, cabin che mất ánh sáng, điện trở của tế bào trở nên rất lớn và dòng điện qua tế bào và rơle không đủ cho rơle tác động.

7.3 CÁC SƠ ĐỒ ĐIỀU KHIỂN THANG MÁY

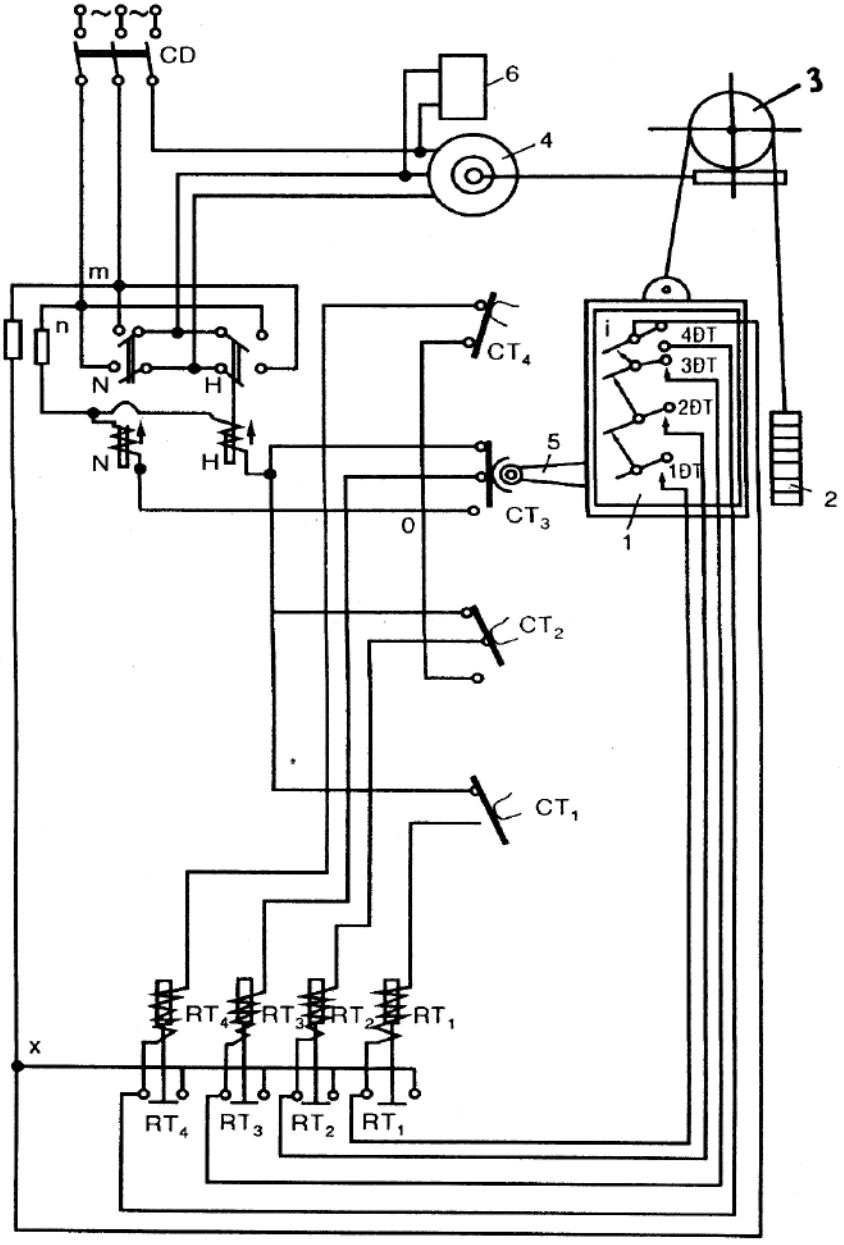
Hiện nay có nhiều loại sơ đồ điện khác nhau để điều khiển thang máy. Ở đây chúng ta chỉ xem xét một số sơ đồ điển hình.

***a) Sơ đồ điều khiển thang máy chở người dùng ở chung cư 4 tầng** (hình 7.10)*

Sơ đồ gồm có cabin 1, đối trọng 2, puli dẫn cáp 3, động cơ điện 4, phanh 6, các nút đến tầng *1ĐT ÷ 4ĐT*, các rơle tầng *RT1 ÷ RT4*, các công tắc tầng *CT1 ÷ CT4*, hai công tắc tơ nâng và hạ *N* và *H*, cầu dao 3 pha *CD* và các cầu chì *CC*.

Thang máy hoạt động như sau: Giả sử khách đang ở trong cabin đang ở tầng 3 muốn đi xuống tầng 1, khách chỉ cần ấn nút *1ĐT*. Lúc đó cuộn dây nam châm của rơle tầng RT1 được cấp điện từ mạch điện đi từ điểm m đến điểm *i* qua tiếp điểm *1ĐT* đến *RT1* qua công tắc tầng *CT1*, qua cuộn dây nam châm của công tắc tơ hạ *H*, về điểm *n*, công tắc tơ *H* đóng tiếp điểm thường mở *H* và động cơ điện 4 được đóng mạch theo chiều hạ. Lúc đó cabin sẽ hạ dần xuống. Khi cabin đến sàn tầng 1, tay gạt 5 của nó làm hở các tiếp điểm của công tắc tầng *CT1*. Mạch điện của công tắc tơ *H* mất điện, tiếp điểm thường mở H mở ra, động cơ điện 4 mất điện, phanh 6 hãm động cơ điện. Cần chú ý là khi cuộn dây *RT1* có điện nó sẽ đóng mạch tiếp điểm thường mở *RT1* của nó. Cuộn dây *RT1* được cấp điện trực tiếp từ điểm *m* đến điểm x qua tiếp điểm *RT1* qua cuộn dây *RT1* đến công tắc tầng *CT1* và cuộn dây của công tắc tơ *H* về điểm *n*. Do đó, khi khách thả nút ấn *1ĐT*, cuộn dây của công tắc tơ *H* và động cơ vẫn không mất điện. Động cơ chỉ

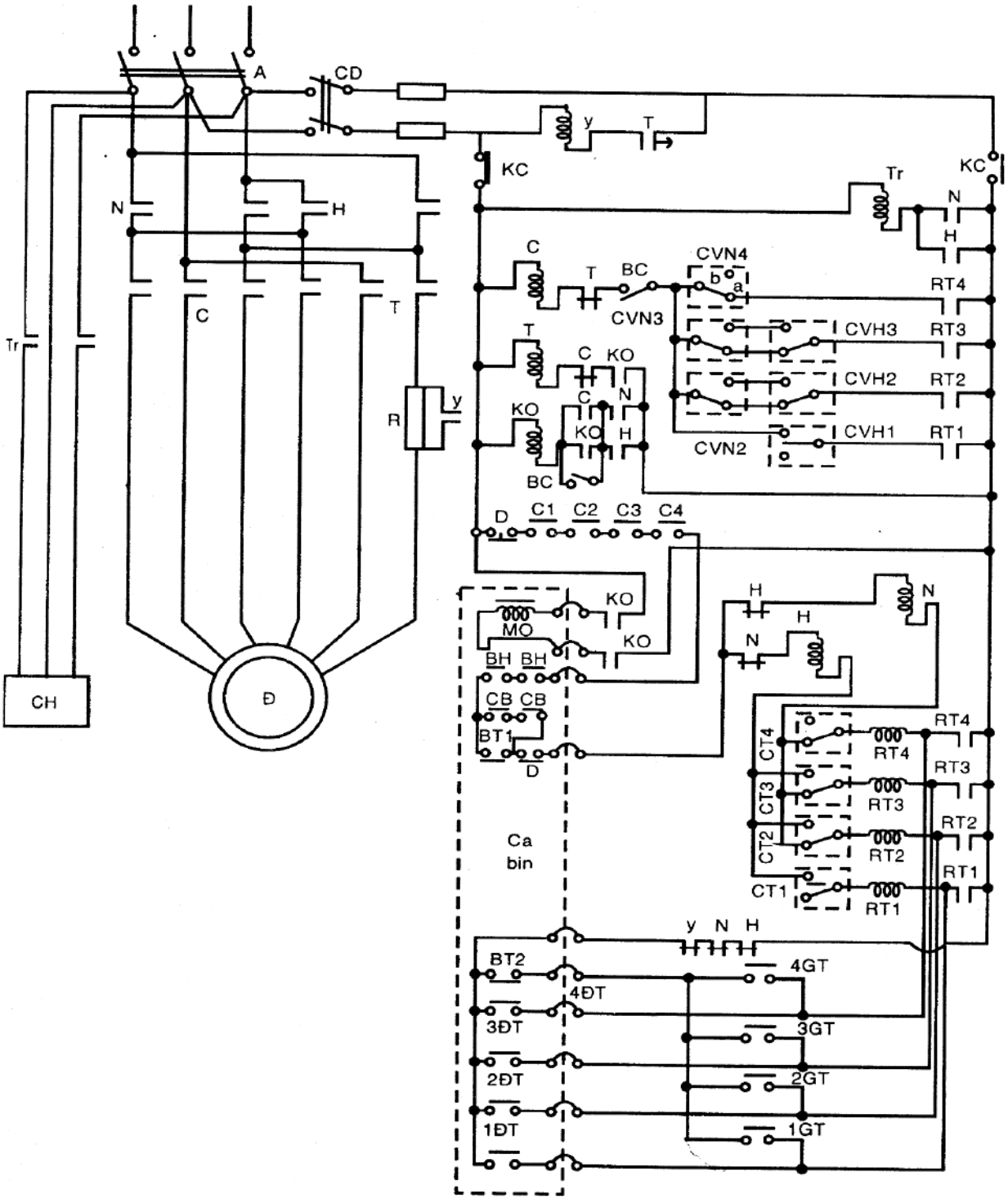
mất điện khi cabin đi đến sàn tầng 1. Tương tự, nếu khách trong cabin đang ở sàn tầng 1 muốn lên tầng 4, khách chỉ cần ấn nút *4ĐT* trong cabin. Trong trường hợp này cuộn dây của rơle tầng *RT4* được cấp điện theo mạch từ điểm m đến điểm *i* qua *4ĐT* qua cuộn dây *RT4* đến công tắc tầng *CT4* đến điểm *O* rồi qua cuộn dây của công tắc tơ nâng *N* về điểm *n*.



Hình 7.10: *Sơ đồ điều khiển thang máy chở người*

Công tắc tơ *N* đóng tiếp điểm thường mở *N* của nó và động cơ điện 4 được đóng mạch theo chiều nâng. Cabin được nâng lên. Khi cabin đến sàn tầng 4, tay gạt 5 của nó sẽ làm hở tiếp điểm *CT4*. Cuộn dây của công tắc tơ nâng *N* mất điện, mở tiếp điểm thường mở *N* của nó, động cơ điện 4 mất điện, phanh 6 sẽ phanh cabin.

b) Sơ đồ điện của thang máy chở người dùng động cơ điện rô to lồng sóc hai tốc độ



***Hình 7.11:** Sơ đồ điện thang máy chở người dùng động cơ điện rô to lồng sóc hai tốc độ*

Để đảm bảo an toàn cho người và thiết bị, trong sơ đồ hình 7.11 người ta dùng các công tắc cực hạn *KC* (cắt điện khi cabin vượt quá giới hạn trên

hoặc giới hạn dưới trong trường hợp sự cố), các khóa liên động C_1, C_2, C_3, C_4 (cắt điện khi cửa tầng bất kỳ chưa đóng), các khóa bảo hiểm BH (cắt điện khi tốc độ cabin quá lớn hoặc khi bị đứt cáp nâng), khóa liên động *CB* (cắt điện khi cửa cabin chưa đóng), các khóa liên động *BT1* và *BT2* (mở tiếp điểm của nó khi cabin đang có người) và các nút dừng *D*.

Để điều khiển cabin ta dùng các nút gọi tầng *1GT ÷ 4GT* đặt ở các cửa tầng hoặc các nút đến tầng *1ĐT ÷ 4ĐT* đặt trong cabin. Để chuyển từ tốc độ cao xuống tốc độ thấp, khi cabin đi gần đến sàn tầng cần dừng, người ta dùng các công tắc chuyển đổi tốc độ khi nâng *CVN2 ÷ CVN4* (đặt dưới mỗi sàn tầng từ 600 ÷ 900 mm) và các công tắc chuyển đổi tốc độ khi hạ *CVH1 ÷ CVH3* (đặt phía trên mỗi sàn tầng từ 600 ÷ 900 mm).

Để cabin dừng lại ở sàn tầng cần dừng người ta dùng các công tắc *CT1 ÷ CT4*.

Để đóng mở cửa tầng người ta dùng cuộn dây đóng mở từ *MO*.

Để thực hiện các lệnh điều khiển người ta dùng công tắc tơ tốc độ cao *C*, công tắc tơ tốc độ thấp *T*, các công tắc tơ *KO*, *Tr*, *Y* và các rơle tầng *RT1 ÷ RT4*, công tắc tơ nâng *N* và công tắc tơ hạ *H*. Để hạn chế mômen của động cơ điện *Đ* ở chế độ máy phát khi chuyển đổi từ tốc độ cao sang tốc độ thấp người ta đưa vào một trong các pha của mạch stator của động cơ một điện trở phụ *R*. (Tốc độ cao của động cơ thường là 1000 hoặc 1500 v/ph còn tốc độ thấp của động cơ thường là 250 hoặc 300 v/ph). Khi động cơ đã ổn định ở tốc thấp, tiếp điểm thường mở đóng chậm *T* khép kín lại, cuộn dây của công tắc tơ *Y* có điện, tiếp điểm thường mở *Y* của nó khép kín lại và nối tắt điện trở *R*.

Thang máy hoạt động như sau: Giả sử cabin đang ở sàn tầng 1 và hành khách đi vào trong đó. Khi có người trong cabin, sàn cabin sẽ điều khiển mở các khóa liên động *BT1* và *BT2* cắt khả năng điều khiển cabin từ các nút gọi tầng *GT* (bên ngoài cabin). Nếu hành khách trong cabin muốn lên tầng 4 chỉ cần ấn nút *4ĐT*. Lúc đó các cuộn dây của rơle *RT4* và công tắc tơ nâng *N* được cấp điện theo mạch từ nút dừng *D*, các khóa liên động cửa tầng $C_1 \div C_4$ (nếu các cửa tầng đều đóng), các tiếp điểm của hãm bảo hiểm *BH* (nếu cáp nâng không đứt), các tiếp điểm liên động cửa cabin *CB* (nếu cửa cabin đã đóng), nút dừng *D*, tiếp điểm thường đóng *H*, cuộn dây của công tắc tơ nâng *N*, công tắc tầng *CT4*, cuộn dây của rơle tầng *RT4*, nút *4ĐT*, các tiếp điểm thường đóng *Y*, *N*, *H*. Khi cuộn dây *RT4* có điện, các tiếp điểm thường mở *RT4* khép kín lại. Sự khép kín tiếp điểm *RT4* nối tắt nút *4ĐT*. Do đó khi khách thả nút ra, các cuộn dây của rơle *RT4* và công tắc tơ nâng *N* vẫn không mất điện. Cũng như vậy, khi cuộn dây của

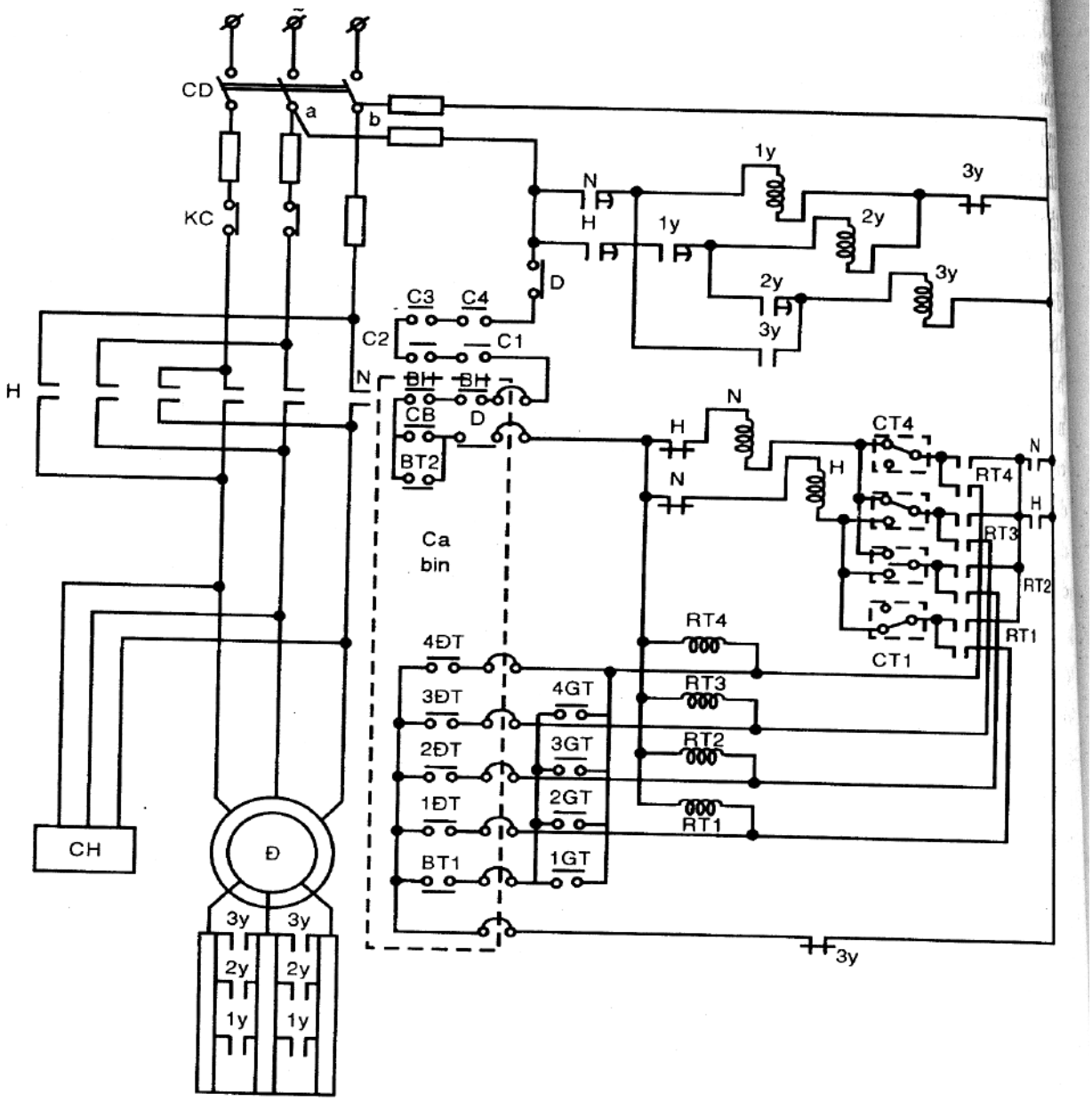
công tắc tơ *N* có điện, các tiếp điểm thường mở *N* khép kín lại, động cơ chuẩn bị được đóng điện theo chiều nâng, còn các tiếp điểm thường đóng *N* mở ra cắt khả năng lệnh cho thang máy bằng các nút *ĐT*. Khi tiếp điểm thường mở *RT4* khép kín, cuộn dây của công tắc tơ tốc độ cao được cấp điện theo mạch từ tiếp điểm *RT4*, công tắc chuyển tốc độ *CVN4*, công tắc tốc độ cao *BC*, tiếp điểm thường kín *T*, cuộn dây công tắc tơ *C*. Khi cuộn dây *C* có điện, tiếp điểm thưởng mở C khép kín lại, động cơ điện *Đ* được đóng mạch theo chiều nâng với tốc độ cao. Đồng thời sự khép kín của tiếp điểm thường hở *N* làm cuộn dây của công tắc tơ *Tr* có điện, tiếp điểm thường mở *Tr* của nó khép kín lại, phanh CH nhả phanh động cơ. Động cơ tự do quay nâng cabin lên tầng 4. Sự khép kín của các tiếp điểm thường mở *N* và *C* cũng đồng thời cấp điện cho cuộn dây của công tắc tơ *KO*. Khi cuộn dây *KO* có điện, các tiếp điểm thường mở *KO* khép kín lại. Cuộn dây *MO* được cấp điện, còn cuộn dây của công tắc tơ tốc độ thấp *T* chuẩn bị được cấp điện.

Khi cabin đi đến gần sàn tầng 4 (đến mức dật công tắc chuyển tốc độ *CVN4*), công tắc *CVN4* chuyển vị trí từ *a* sang *b*, cuộn dây của công tắc tơ tốc độ cao C mất điện, tiếp điểm thường đóng C trong mạch điện của công tắc tơ T khép kín lại, cuộn dây *T* được cấp điện. Các tiếp điểm thường mở *C* mở ra, còn các tiếp điểm thường mở *T* khép kín lại. Động cơ được đóng theo chiều nâng với tốc độ thấp để chuẩn bị dừng. Khi cabin đi đến sàn tầng 4, công tắc tầng cắt mạch điện của rơle *RT4* và công tắc tơ *N*, các tiếp điểm thường mở *N* hở ra, động cơ *Đ* bị cắt điện và cuộn dây công tắc tơ *Tr* mất điện. Lúc đó tiếp điểm thường mở *Tr* hở ra, phanh *CH* mất điện và phanh động cơ lại.

c) Sơ đồ điện thang máy chở người truyền động bằng động cơ điện không đồng bộ rôto dây quấn

Trong sơ đồ này (hình 7.12) để giảm dòng điện mở máy của động cơ và giảm gia tốc của cabin khi mở máy, người ta đưa vào mạch rôto của động cơ các điện trở phụ. Trong quá trình mở máy người ta giảm dần điện trở phụ bằng cách khép kín lần lượt các tiếp điểm của các công tắc tơ *1Y, 2Y, 3Y*.

Để đảm bảo an toàn cho người và thiết bị trong thang máy người ta cũng dùng các công tắc cực hạn và các khóa liên động như ở sơ đồ trước, các khóa liên động *C1 ÷ C4* và *CB* không cho phép cabin chuyển động khi các cửa tầng và cửa cabin chưa đóng. Các khóa bảo hiểm *BH* cắt điện và hãm cabin khi tốc độ cabin vượt quá qui định hoặc đứt cáp. Các khóa *BT1, BT2* hở ra khi có người trong cabin, loại trừ khả năng gọi cabin từ các nút gọi tầng *1GT ÷ 4GT* ở các cửa tầng. Các công tắc tầng *CT1 ÷ CT4* dùng để tự động cắt được động cơ khi cabin đi đến sàn tầng cần dừng.



Hình 7.12: *Sơ đồ điện thang máy chở người truyền động bằng động cơ điện không đồng bộ rôto dây quấn*

Để mở máy động cơ (giảm dần điện trở phụ đưa vào mạch rôto của động cơ) người ta dùng các công tắc tơ *1Y, 2Y, 3Y.*

Để ngăn ngừa cabin chuyển động quá vị trí giới hạn trên hoặc dưới, người ta dùng các công tắc cực hạn *KC*... Các công tắc này sẽ cắt điện động cơ bằng cách mở các tiếp điểm *KC* của nó khi cabin đi quá vị trí giới hạn trên và dưới.

Để điều khiển chuyển động của cabin người ta dùng các rơle tầng *RT1 ÷ RT4*, công tắc tơ nâng *N*, công tắc tơ hạ *H*.

Hoạt động của thang máy như sau: Giả sử cabin đang ở sàn tầng 2, hành khách đi vào cabin, các tiếp điểm liên hệ với sàn cabin *BT1* và *BT2* mở ra. Khả năng gọi cabin từ các cửa tầng bị loại trừ. Nếu khách muốn lên tầng 4, khách bấm nút *4ĐT*. Trong trường hợp đó rơle *RT4* và công tắc tơ nâng *N* được cấp điện theo mạch từ điểm *a* qua nút dừng *D* qua các tiếp điểm *C1 ÷ C4* (nếu các cửa tầng đã đóng) qua các khóa bảo hiểm *BH*, qua tiếp điểm *CB* (nếu cửa cabin đóng), qua nút dừng *D*, qua cuộn dây rơle tầng *RT4*, qua nút *4ĐT* về điểm *b*. Khi cuộn dây *RT4* có điện, các tiếp điểm thường mở RT4 khép kín lại, cuộn dây của công tắc tơ *N* được cấp điện qua tiếp điểm thường đóng *H*, cuộn dây *N*, công tắc tầng *CT4*, tiếp điểm *RT4*, qua nút *4ĐT* về điểm *b*. Khi cuộn dây *N* có điện, các tiếp điểm thường mở *N* của nó khép kín lại. Động cơ điện được đóng mạch theo chiều nâng với toàn bộ điện trở phụ trong mạch rôto. Sự khép kín của tiếp điểm *N* trong mạch điều khiển sẽ nối tắt nút *4ĐT*. Do đó, khi khách thả nút *4ĐT* ra, cuộn dây *RT4* và *N* vẫn không mất điện. Sau một thời gian nào đó (xác định bằng rơle thời gian không vẽ trong sơ đồ) tiếp điểm thường mở đóng chậm *N* trong mạch điện của công tắc tơ i khép kín lại. Công tắc tơ *1Y* có điện. Các tiếp điểm thường mở *1Y* khép kín lại làm giảm một phần điện trở phụ đưa vào mạch rôto động cơ điện. Khi *1Y* có điện, sau một thời gian nào đó tiếp điểm thường mở đóng chậm *1Y* khép kín lại, công tắc tơ *2Y* có điện, các tiếp điểm thường mở *2Y* khép kín lại làm giảm thêm một phần điện trở phụ đưa vào mạch rôto của động cơ. Khi công tắc tơ *2Y* có điện, sau một thời gian (khoảng vài giây), tiếp điểm thường mở đóng chậm *2Y* trong mạch của công tắc tơ *3Y* khép kín lại. Cuộn dây *3Y* có điện. Lúc đó, các tiếp điểm thường mở 3Y khép kín lại. Toàn bộ điện trở phụ bị nối tắt. Động cơ làm việc theo đường đặc tính cơ tự nhiên (không có điện trở phụ trong mạch rôto). Đồng thời sự khép kín của tiếp điểm thường mở 3Y trong mạch điện điều khiển đảm bảo cấp điện cho công tắc tơ 3Y trong suốt thời gian chuyển động của cabin. Cũng trong suốt thời gian đó, sự mở ra của các tiếp điểm thường đóng 3Y đảm bảo cắt điện qua các công tắc tơ *1Y* và *2Y* và loại trừ khả năng điều khiển cabin từ trạm nút đến tầng ĐT và gọi tầng *GT*.

Khi cabin đi đến sàn tầng 4, tiếp điểm của công tắc tầng *CT4* mở ra, công tắc tơ *N* mất điện, các tiếp điểm thường mở *N* trong mạch động lực mở ra, động cơ điện và phanh mất điện. Phanh *CH* phanh động cơ lại và cabin dừng lại ở sàn tầng 4, đồng thời tiếp điểm thường hở đóng chậm *N* trong mạch của công tắc tơ *3Y* mở ra, công tắc tơ *3Y* mất điện, các tiếp điểm thường mở *3Y* trong mạch của rôto mở ra. Toàn bộ điện tử phụ lại được đưa vào mạch rôto để chuẩn bị cho lần mở máy động cơ tiếp theo.

Phần thứ hai

THANG MÁY NHIỀU CABIN VÀ THANG NÂNG CHUYÊN DÙNG

Chương 8

THANG MÁY NHIỀU CABIN

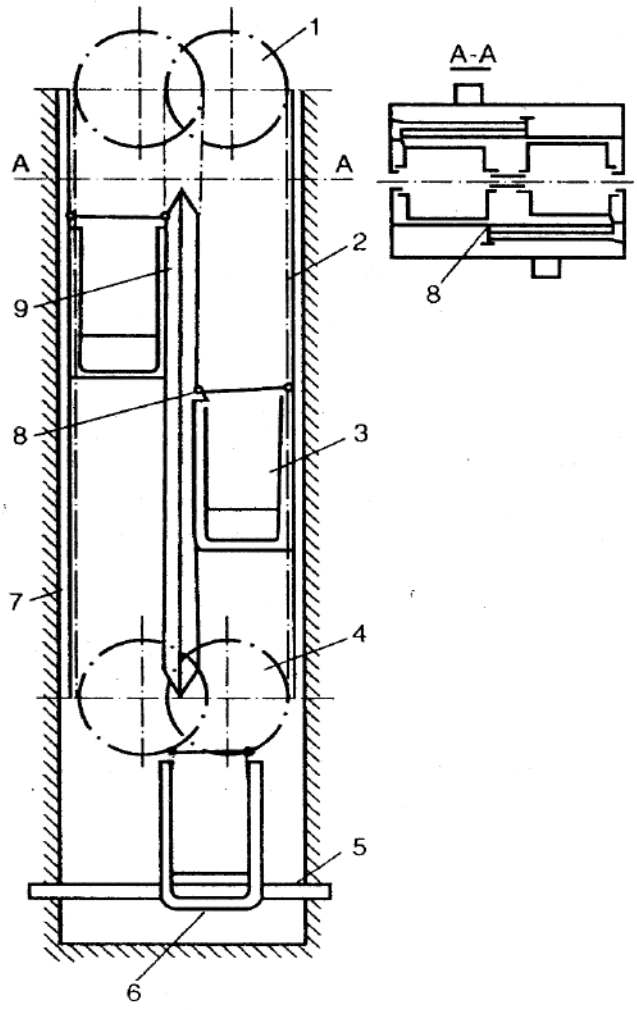
8.1 ĐẶC ĐIỂM CHUNG

Các thang máy nhiều cabin được dùng để phục vụ thông lượng hành khách điều hòa với chiều cao nâng không lớn lắm, chẳng hạn như để giao thông giữa các tầng của các tòa nhà công cộng trong những giờ làm việc ban ngày. Trong trường hợp này thì chúng có những ưu điểm hơn hẳn so với các thang máy một cabin vì khi sử dụng thang máy nhiều cabin thì giảm đáng kể thời gian chờ đợi cabin.

Khác với tháng máy một cabin - những thang máy làm việc với chế độ ngắn hạn lặp lại, các thang máy nhiều cabin là những máy nâng hoạt động liên tục. Chúng chỉ dùng để chở người nên cũng cần phải đáp ứng các yêu theo quy phạm an toàn trong kết cấu và sử dụng thang máy. Trên hình 8.1 trình bày sơ đồ nguyên lý của một thang máy nhiều cabin. Nó gồm có hai xích vô tận chuyển động liên tục 2, các cabin 3 được treo bản lề vào chúng. Dãy cabin đi lên dùng để nâng người, dãy cabin đi xuống dùng để hạ người. Các dây xích uon[illegible] qua hai đĩa xích kéo căng ở phía trên 1 và hai đĩa xích

dẫn động ở phía dưới 4. Khi xích chuyển động liên tục không loại trừ xác suất hành khách đi qua khỏi điểm dừng trên cùng hoặc dưới cùng, cho nên, theo điều kiện an toàn khi uốn qua các đĩa xích các cabin cần phải giữ được vị trí thẳng đứng.

Với mục đích này chúng được treo vào xích bằng bản lề. Mỗi cabin được treo trên hai khớp nối 8 được bố trí ở góc cabin theo đường chéo như vậy chúng có thể xoay khi xích uốn qua đĩa xích. Đường trục của các đĩa xích này dịch chuyển so với nhau một bề rộng của cabin. Khi tốc độ chuyển động của cả hai xích bằng nhau, thì các cabin khi uốn qua đĩa xích sẽ dịch chuyển song song nhau.



Hình 8.1: *Sơ đồ thang máy nhiều cabin*

Trên các đoạn đường thẳng đứng thì các cabin chuyển động trên các dẫn hướng thẳng đứng 7 và 9 được lắp trên hai mặt bên và giữa giếng thang. Vào thời điểm khi xích đi qua các đĩa xích phía dưới thì cabin được dẫn hướng bởi xà dẫn hướng ngang 5. Khi đó, phần dưới của con trượt 6 của cabin sẽ chuyển động trên đó. Để giảm ồn khi thang máy làm việc thì các đĩa xích chủ động thường đặt phía dưới. Điều này cũng giảm nhẹ sự lắp đặt cũng như bảo dưỡng thang máy. Các đĩa xích phía trên là các đĩa xích kéo căng.

Tốc độ chuyển động lớn nhất của xích thang máy nhiều cabin và dung tích của các cabin được xác định bởi điều kiện an toàn của hành khách vào và ra khỏi cabin. Khi đó, cũng như trong các thang máy một cabin phải chú ý đến thành phần lứa tuổi khác nhau và trạng thái thể lực của hành khách. Thực tế cho thấy rằng sự vào và ra khỏi cabin một cách an toàn của hành khách chỉ có thể đảm bảo khi tốc độ của cabin không quá 0,3 m/giây. Tốc

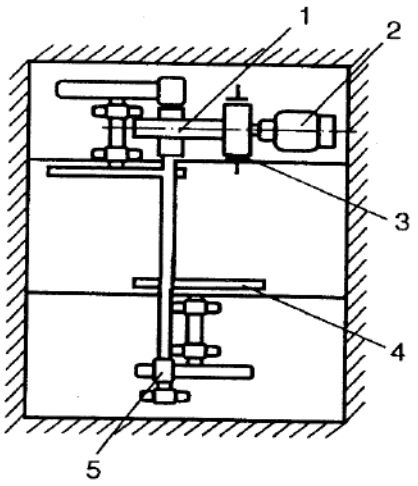
độ này cũng là tốc độ giới hạn theo quy phạm an toàn. Thường thì người ta lấy tốc độ thấp hơn một ít, khoảng 0,2 ÷ 0,25 m/giây. Sức chứa tối đa của các cabin thang máy này được xác định từ điều kiện tập kết an toàn của hành khách và theo quy phạm an toàn cần phải không quá hai hành khách theo số tay vịn cần được lắp trong cabin từ một phía tính từ lối vào.

Năng suất lý thuyết giới hạn của thang máy nhiều cabin ở tốc độ nâng lớn nhất cho phép v = 0,3 m/giây, sức chứa của cabin là 2 hành khách và hệ số sử dụng thang máy bằng 1 đạt khoảng 720 người/giờ thực tế nó có giá trị nhỏ hơn và đạt khoảng 300 ÷ 400 người/giờ. Các thang máy này được sử dụng với độ cao nâng đến 45 m. Thường thì chúng cũng được sử dụng để phục vụ những tòa nhà ít tầng (khoảng 4 ÷ 6 tầng) vì khi độ cao nâng lớn thì sẽ tăng thời gian cần thiết để nâng hành khách đến những tầng trên cao. Ngoài ra với độ cao nâng lớn thì giá thành thang máy tăng đáng kể. Cho nên việc sử dụng thang máy nhiều cabin ở chiều cao nâng lớn là không kinh tế.

8.2 CÁC CƠ CẤU CỦA THANG MÁY NHIỀU CABIN

Các cụm chính của thang máy nhiều cabin là: dẫn động, thiết bị kéo căng, cabin, các dây xích và giếng thang cùng với các dẫn hướng được lắp đặt trong đó.

Sơ đồ cơ cấu truyền động của thang máy nhiều cabin được trình bày trên hình 8.2. Trong cơ cấu này thì chuyển động quay từ động cơ điện 2 qua khớp nối được truyền đến hộp giảm tốc trục vít - bánh vít 1 và tiếp theo là đến hai bánh răng 5, được lắp trên trục ra của hộp giảm tốc này. Các bánh răng này ăn khớp với các bánh răng lớn liên hệ với các đĩa xích truyền động 4. Để tránh hành trình ngược và tăng tốc cơ cấu khi ngừng lại ngẫu nhiên mà có thể xảy ra khi tải trọng của hai nhánh xích không đều thì trong cơ cấu có lắp một phanh má điện từ 3 giữa động cơ và hộp giảm tốc. Cũng như trong các thang máy một cabin, phanh này được lắp vào mạch động cơ điện và khi ngắt điện thì nó tự động phanh cơ cấu.



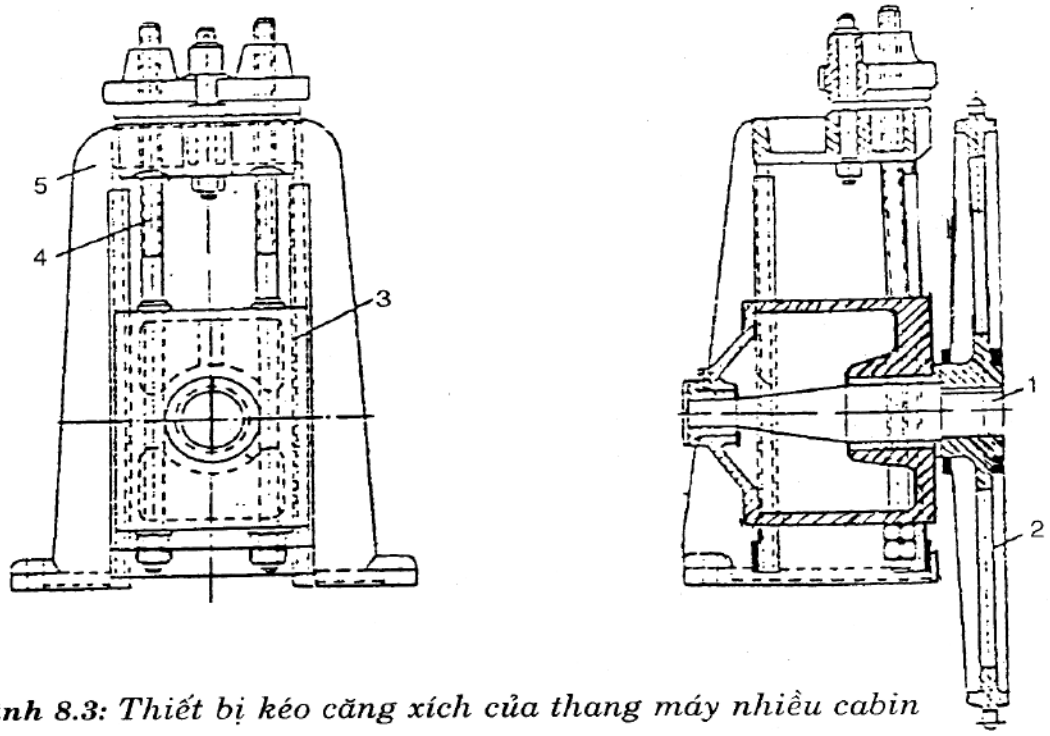
Hình 8.2: Sơ đồ dẫn động thang máy nhiều cabin

Để dẫn động thang máy nhiều cabin thường dùng động cơ điện không đồng bộ. Theo so sánh về sự đơn giản điều khiển và độ tin cậy thì hợp lý hơn là nên dùng động cơ điện rôto lồng sóc, trong một số trường hợp người ta dùng động cơ điện có vành tiếp xúc. Thiết bị mở máy động cơ được đặt ở một trong những mặt sàn tầng.

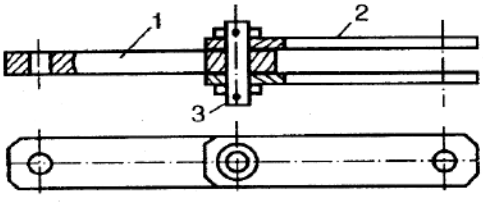
Các nút ấn "Stop" được lắp đặt trên mỗi tầng mà thang máy phục vụ.

Trên hình 8.3 thể hiện kết cấu của thiết bị kéo căng. Nó gồm có trục 1, ở trên đó có lắp đĩa xích trên (đĩa xích bị động) 2. Trục quay trên các bạc lót của con trượt 3. Con trượt 3 dịch chuyển trên các dẫn hướng của giá 5 nhờ các vít 4 và cũng nhờ chúng mà có thể tiến hành điều chỉnh độ căng của xích.

Ở các thang máy nhiều cabin, để làm bộ phận kéo người ta sử dụng xích tấm theo kiểu như trên hình 8.4. Loại xích này gồm có mắt xích dày ở giữa 1 và hai mắt xích tấm mỏng ở hai bên 2 nối với nhau bởi chốt (ắc) xích 3, các đầu của chốt xích được chặn bởi các chốt chẻ. Các tấm của xích này được chế tạo từ thép mác 45 - 50. Các chốt xích được chế tạo từ thép 20 - 40 và nhất thiết phải được nhiệt luyện. Đối với các xích này hợp lý là nên dùng thép hợp kim.



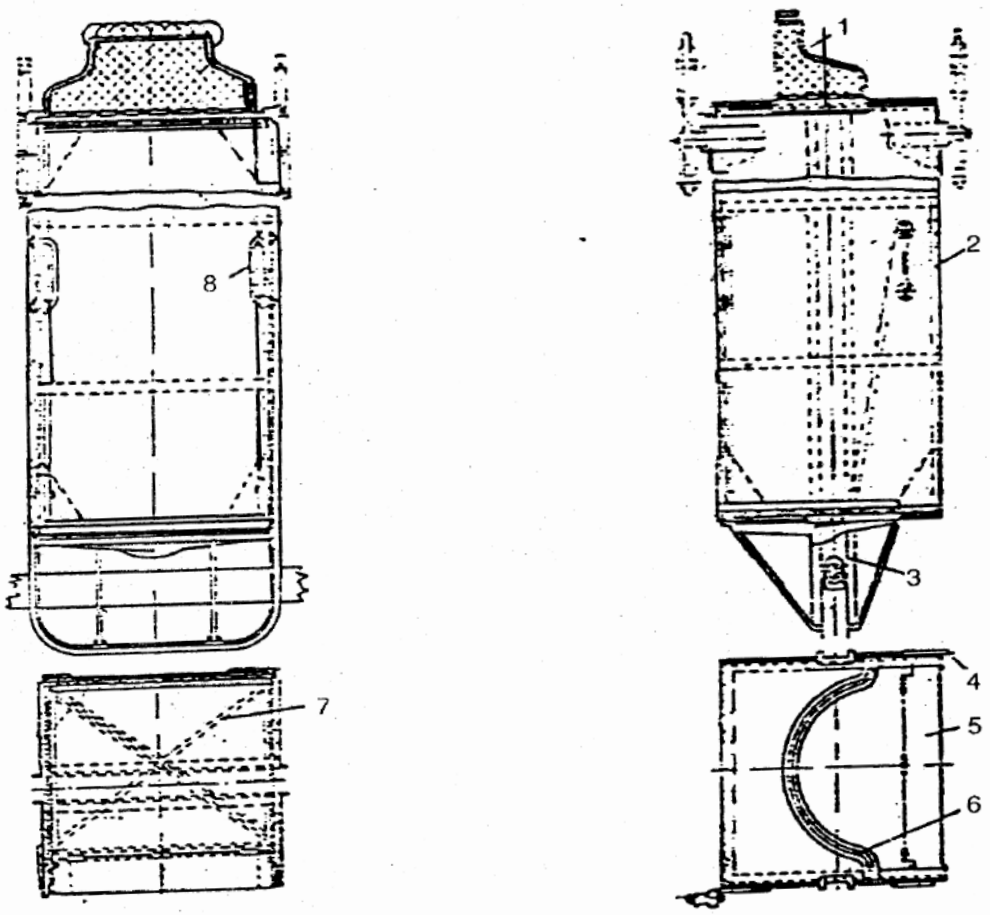
***Hình 8.3:** Thiết bị kéo căng xích của thang máy nhiều cabin*



***Hình 8.4:** Xích tấm của thang máy nhiều cabin*

Để giảm trọng lượng của xích thì bước của nó nên ấn định là bước lớn nếu có thể, nhưng khi đó sẽ tăng tải trọng động lên xích do giao động vận tốc của nó khi uốn qua đĩa xích. Thường thì bước xích này người ta lấy trong khoảng 150 ÷ 200 mm. Tại những chỗ treo cabin các xích có các ống lót để lắp các chốt treo, các chốt này được kẹp chặt trên khung cabin.

Cabin thang máy gồm có bộ khung 2 (hình 8.5) được hàn từ các thép góc. Các thép góc 3 được hàn vào bộ khung và trong trường hợp này chúng đóng vai trò là các thanh trượt và di chuyển theo các dẫn hướng. Các thép góc này được đặt dọc toàn bộ cabin và khi hạ xuống thấp hơn thì chúng tạo ra một cái vòng. Cái vòng này đi đến xà dẫn hướng dưới cùng khi cabin đi qua các đĩa xích dưới. Các tai treo chốt 4 để treo cabin vào xích được hàn vào các thanh thép góc trên của bộ khung theo vị trí đường chéo. Để gia cường sàn cabin thì người ta hàn các thanh thép góc 7 vào khung cabin từ phía dưới.



Hình 8.5: *Cabin của thang máy nhiều cabin*

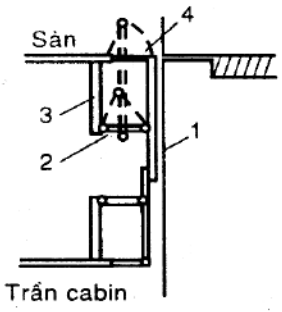
Diện tích sàn cabin tính cho một hành khách không được nhỏ hơn 800×800 mm và tính cho hai hành khách không được nhỏ hơn 1000×1000 mm, chiều cao thông thủy của cabin không nhỏ hơn 2000 mm. Vỏ bao che

được lắp ở ba phía của cabin trên toàn bộ chiều cao và được chế tạo bằng kim loại hoặc gỗ (sao cho có khả năng thay thế từng tấm). Trên các thành bên của vỏ bao che ở phía lối vào cabin người ta có lắp những tay vịn đứng 8 ở độ cao 1100 mm tính từ sàn đến tâm tay vịn, chiều dài của chúng không được dưới 275 mm.

Để tránh kẹt hành khách giữa ngưỡng giếng thang và ngưỡng cabin thì người ta xẻ một phần nóc cabin và để bù lại sự giảm tốc độ cứng của khung người ta nẹp bằng thép góc 6. Phía trên phần nóc xẻ người ta lắp lưới bảo vệ 1. Cũng với mục đích này người ta gắn van lật 5 vào cạnh trước của sàn trên suốt chiều rộng của cabin. Van này cần phải lật được một góc không dưới 90°. Chiều rộng của nó được chọn sao cho giữa cạnh van ở vị trí đã lật và ngưỡng giếng thang có một khe hở không dưới 200 mm. Ngoài ra người ta bố trí cạnh của trần cabin ở khoảng cách không dưới 200 mm tính từ thành chính của cabin. Các van được liên hệ với nhau bằng các tiếp điểm liên động được lắp vào mạch của động cơ điện và dùng để dừng thang máy khi van được nâng lên.

Các van này cũng được lắp ở các ngưỡng của các sàn tầng giếng thang. Chúng cần phải xoay đi một góc không nhỏ hơn 75° và không lớn hơn 90° trong trường hợp cần thiết và tự động trở về vị trí ban đầu. Chiều rộng của chúng được chọn sao cho khi van đã được nâng lên thì khe hở giữa cạnh trên của nó và ngưỡng cabin không dưới 250 mm.

Khoảng cách giữa các cabin từ phía giếng thang được đậy bằng các tấm chắn di động lắp vào cabin. Để các cabin đi qua các đĩa xích bên trên thì các tấm chắn này được chế tạo từ hai phần phủ nhau. Phần trên của tấm chắn được treo vào van của sàn cabin theo sơ đồ đưa ra trên hình 8.6. Trong trường hợp này thì phần trên của tấm chắn 1 được treo bản lề vào van lật 4 của sàn cabin và có liên kết phụ với giá 3 và đòn 2. Khi van 4 lật thì tấm chắn được nâng lên cùng với nó và giữ lại ở vị trí thẳng đứng. Theo quy phạm an toàn thì khoảng cách giữa tấm chắn ở vị trí làm việc khi đã hạ xuống và các thành của giếng thang cần phải bằng 20 mm.



Hình 8.6

Sơ đồ đặt tấm chắn ở các cabin

Cả hai nhánh của thang máy làm việc nâng và hạ đều được chứa trong một giếng thang chung. Giếng thang này từ phía lối vào cabin có một khoảng trống để đặt một giá phân cách ở giữa để tách biệt nhánh lên và xuống của thang máy. Từ ba phía còn lại của giếng thang cần phải được che chắn kín. Lối vào giếng thang cần được che chắn trên suốt chiều cao với bề rộng 230 mm. Để tiện lợi cho hành khách vào, ra cabin người ta lắp vào

phần che chắn các tay vịn có chiều dài không dưới 275 mm cũng lắp tại độ cao giếng như ở trong cabin. Chiều rộng lỗ cửa ở tường bên ngoài của giếng thang cũng lấy bằng chiều rộng của cabin. Theo quy phạm an toàn thì chiều cao lỗ cửa không được dưới 2600 mm và không được lớn hơn 3000 mm. Chiều cao tối thiểu được xác định từ điều kiện sao cho hành khách kịp vào cabin, không có rủi ro bị kẹt giữa ngưỡng cabin và đà trên của lỗ cửa.

Phần trên của giếng thang tại chỗ chuyển tiếp của các cabin từ nhánh này sang nhánh khác cũng cần được che chắn bằng các tấm chắn. Để loại trừ sự cố gây tai nạn thì tấm chắn bên ngoài của phần che chắn này từ phía lối vào cabin cũng được chế tạo kiểu di động và có gắn công tắc điện để dừng thang máy khi ấn vào nó.

Trong giếng thang có lắp đặt các dẫn hướng đứng và xà ngang để dẫn hướng cabin cũng như các dẫn hướng cho xích kéo.

Các dẫn hướng đứng của các cabin của thang máy nhiều cabin thường được chế tạo bằng gỗ. Để cabin đi qua các đĩa xích trên thì các dẫn hướng bên trong 9 (hình 8.1) ở phần trên được chế tạo ngắn hơn và bo tròn; các dẫn hướng này được bắt chặt vào các đà ngang ngàm chặt vào các tường giếng thang. Xà dẫn hướng dưới 5 dùng để dẫn hướng các cabin khi các cabin uốn qua các đĩa xích dưới cũng được bắt chặt vào tường giếng thang.

Các dẫn hướng dành cho xích kéo được chế tạo từ thép hình chữ U, các dây xích được chứa bên trong lòng của chúng (giữa các sàn). Ở các đĩa xích phía dưới người ta cũng lắp các thanh dẫn hướng đặc biệt. Nhờ đó mà khi đứt xích, dây xích được giữ lại trong các dẫn hướng và các mắt xích khi tựa vào nhau sẽ tạo ra gối tựa cứng cho các cabin.

Điều này loại trừ sự cần thiết lắp đặt bộ hãm bảo hiểm cho thang máy. Trong các thang máy này không dùng bộ hãm bảo hiểm.

8.3 NGUYÊN TẮC TÍNH TOÁN

Năng suất của thang máy nhiều cabin có thể xác định theo công thức

$$A = 3600 \frac{v}{t_K} . Z . \varphi \qquad (8.1)$$

trong đó v - tốc độ chuyển động của xích (m/giây),

t_K - bước cabin (m), thường $t_K = 3,8 \div 4,5$ m,

Z - dung tích cabin (số hành khách được chở),

φ - hệ số tính đến sự chất tải cabin không hoàn toàn ($\varphi = 0,5 \div 0,7$).

Công suất động cơ được xác định theo công thức

$$N = \frac{P.v}{102\eta} \text{ (kW)} \tag{8.2}$$

trong đó P - lực vòng tổng cộng trên các đĩa xích dẫn động (KG),

v - tốc độ chuyển động của xích (m/giây),

η - hiệu suất truyền động (của hộp giảm tốc và các bánh răng),

$\eta = 0,65 \div 0,75$ tùy thuộc vào số mối ren của trục vít.

Lực vòng tổng cộng ở các đĩa xích

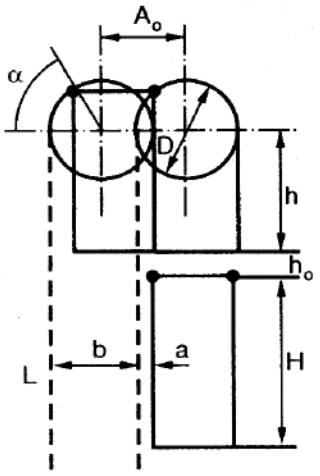
$$P = (1,1 \div 1,15)\frac{L}{t_K} p.Z.\varphi \tag{8.3}$$

trong đó $p = 70$ kg - trọng lượng của một hành khách,

L - chiều cao nâng (khoảng cách giữa tầng đầu tiên và tầng cuối cùng) (m).

Thừa số (1,1 ÷ 1,15) tính đến các tổn thất phụ trong các đĩa xích dẫn hướng v.v...

Hệ số φ phụ thuộc vào điều kiện làm việc của thang máy. Khi tính công suất nên lấy nó có giá trị lớn khoảng 0,7 ÷ 0,8. Cần biết rằng tùy thuộc vào hướng của thông lượng hành khách, động cơ có thể làm việc thay đổi, lúc ở chế độ làm việc, lúc ở chế độ phanh.



Hình 8.7: *Sơ đồ xác định bước cabin của thang máy nhiều cabin*

Cũng cần phải tiến hành kiểm tra khả năng làm việc của động cơ với sự quá tải ngắn hạn khi một nhánh chịu toàn tải và nhánh thứ hai không chịu tải. Trường hợp này, cá biệt có thể gặp trong sự thử tải thang máy hàng năm theo quy phạm an toàn.

Vì thang máy làm việc liên tục nên việc tính toán gia tốc khi mở máy cũng như sự kiểm tra thời gian mở máy là không cần thiết.

Đường kính của các đĩa xích (đĩa xích chủ động và đĩa xích dẫn hướng) xác định từ điều kiện (theo hình 8.7)

$$D = b + a$$

trong đó b - khoảng cách giữa đường tâm các chốt treo cabin,

a - khoảng cách giữa tâm các chốt treo cabin gần nhất tại các nhánh xích kế cận.

Các trị số a và b được xác định theo thiết kế.

Khoảng cách giữa tâm các đĩa xích $A_o = b$.

Bước nhỏ nhất để đặt cabin được xác định xuất phát từ khả năng dịch chuyển tương hỗ của chúng khi di chuyển theo các đĩa xích (hình 8.7).

$$t_K = h + \pi D \frac{180 - \alpha}{360} + h_o \tag{8.4}$$

trong đó h - khoảng cách nhỏ nhất từ trục đĩa xích đến đáy cabin vào thời điểm gặp nhau của các cabin kế cận,

α - góc xoay của đĩa xích vào thời điểm các cabin gặp nhau (độ).

Theo hình 8.7 kích thước h cần phải bằng

$$h = H - \frac{D}{2}\sin\alpha$$

trong đó H - chiều cao bao của cabin

Trị số góc α có thể xác định theo công thức

$$\cos\alpha = \frac{D - 2a}{D}$$

Tải trọng tính toán lớn nhất tác dụng lên xích S được xác định khi các cabin chất đầy tải, tức là khi $\varphi = 1$.

$$S = (1.05 \div 1.1)\left(q.L + \frac{L}{2t_K}G\right) \tag{8.5}$$

trong đó q - trọng lượng của 1 mét xích, $q = 15 \div 20$ kg

L - khoảng cách giữa các trục của các đĩa xích trên và dưới (m),

G - trọng lượng cabin với vật nâng (kg) xác định theo công thức sau

$$G = G_o + p.a$$

trong đó G_o - trọng lượng của cabin rỗng,

$G_o \approx 75$ kg - khi cabin có một chỗ;

$G_o = 120 \div 150$ kg khi cabin có hai chỗ,

p - trọng lượng của một hành khách; a - số hành khách.

Lực kéo đứt xích $P_d = n \,.\, S$ (8.6)

trong đó $n = 10$ - hệ số dự trữ bền tối thiểu cho phép theo quy phạm an toàn.

Số răng của đĩa xích với bước xích và đường kính đã chọn có thể xác định theo công thức $Z = \dfrac{180}{\arcsin\dfrac{t}{D}}$

Để giảm tải trọng động và đảm bảo hành trình của xích êm thì số

răng của đĩa xích không lấy dưới 17 răng.

Khi tính bền các chi tiết cần chú ý tới ba trường hợp tính sau

1- Làm việc bình thường với hệ số $\varphi = 0,5 \div 0,7$.

2- Trường hợp tới hạn khi kẹt nhánh xích bị động của cabin.

3- Chất tải đồng thời cả hai nhánh của thang máy hơn 50% sức nâng danh nghĩa khi khám nghiệm thang máy theo quy phạm an toàn.

Tính toán theo trường hợp thứ nhất là tính bền mỏi, theo trường hợp thứ hai và thứ ba là tính bền tĩnh với hệ số dự trữ bền tối thiểu.

Phanh cần được tính toán theo trường hợp nguy hiểm nhất đó là khi một nhánh của thang máy chịu toàn tải và nhánh thứ hai thì không mang tải. Mômen phanh cần thiết đối với trường hợp này là

$$M_{ph} = \frac{P.D}{2i_o}\eta.\beta \qquad (8.7)$$

trong đó P - lực kéo trên các đĩa xích, được tính theo (8.3) khi $\varphi = 1$ (KG)

i_o - tỷ số truyền giữa đĩa xích và trục phanh; η - hiện suất của cơ cấu nâng,

β - hệ số dự trữ mômen phanh; $\beta = 1,5 \div 1,7$.

Chương 9

THANG NÂNG CÓ LỒNG

9.1 ĐẶC ĐIỂM CHUNG

Thang nâng có lồng hay còn gọi là thang nâng hầm mỏ được lắp đặt dùng trong công tác nâng phụ ở hầm mỏ để nâng thiết bị, vật liệu và nâng người tại các hầm mỏ, nơi khai thác khoáng sản. Tùy thuộc vào tính chất của vật nâng người ta phân ra thang nâng hàng, thang nâng người và thang nâng hỗn hợp được tính toán để nâng hàng và người.

Khác với thang máy thông thường, trong thang nâng có lồng người ta sử dụng hai cabin treo. Trường hợp này các cabin được treo vào hai đầu của các cáp nâng được quấn lên tang của cơ cấu nâng theo hai hướng ngược nhau. Khi nâng một cabin thì cabin thứ hai được hạ xuống. Điều này cho phép tăng năng suất của thiết bị, đồng thời cân bằng trọng lượng các cabin mà không cần phải lắp đối trọng.

Hiện nay các thang nâng có lồng được chế tạo với dẫn động điện. Tùy thuộc vào kiểu cơ cấu nâng chúng được chia ra thành ba loại sau

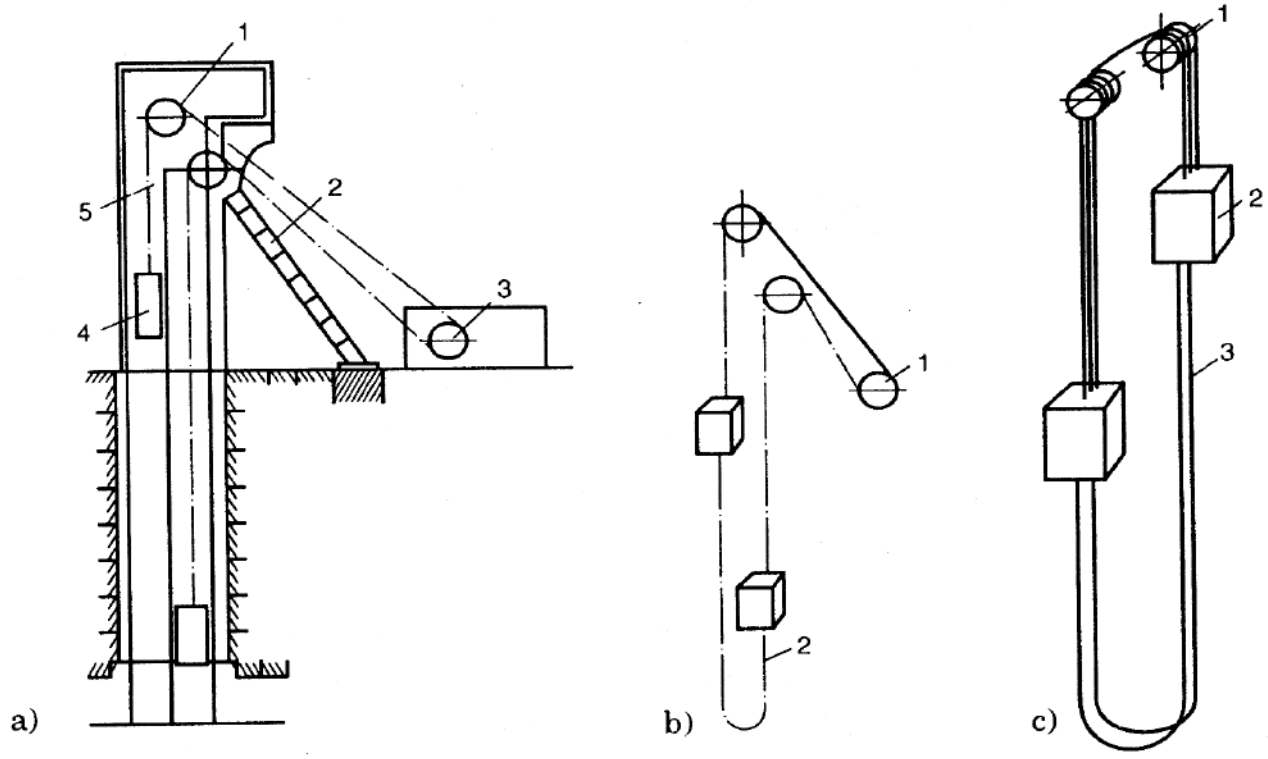
- Loại dùng cơ cấu có tang nâng
- Loại dùng puli ma sát
- Loại dùng cơ cấu nâng nhiều cáp.

Các bộ phận chính của thang nâng có lồng loại thứ nhất (hình 9.1a) cơ cấu nâng 3 có tang để quấn các cáp nâng 5, giá 2, các puli dẫn hướng 1 của cáp nâng 5 và các lồng thang (cabin) 4 chuyển động theo các dẫn hướng được lắp trong giếng thang. Các giá thang của các trạm tạm thời được chế tạo bằng gỗ, còn các giá của các trạm cố định được chế tạo bằng kim loại hoặc bằng bêtông cốt thép. Giống như trong thang máy thông thường, các lồng thang phải có bộ hãm bảo hiểm để chống rơi khi đứt các cáp nâng.

Nhược điểm của loại thang nâng này là kích thước tang nâng lớn (đến 7 mét). Cơ cấu nâng có độ tin cậy hơn đó là loại cơ cấu nâng dùng puli ma sát (hình 9.1b), cũng làm việc theo nguyên lý bộ tời thang máy dùng puli dẫn cáp.

Góc ôm puli 1 của cáp ở các thang nâng này khoảng $180 \div 200°$. Để đảm bảo độ bám cần thiết giữa cáp với puli tại các vị trí biên của các cabin, các thang nâng này thường được chế tạo với cáp cân bằng 2 tương tự như

trong thang máy thông thường. Trong cả hai loại thang nâng được xem xét ở trên thì mỗi lồng thang (cabin) được treo ở một đầu cáp. Trên hình 9.1c trình bày sơ đồ của cơ cấu nâng nhiều cáp mà hiện nay được sử dụng rất phổ biến. Cơ cấu nâng cũng dùng các puli ma sát 1 nhưng các lồng 2 được treo trên một số dây cáp. Cũng giống như sơ đồ hình 9.1b các cáp cân bằng 3 cũng được treo vào các lồng thang. Với cách treo lồng thang như vậy sẽ tăng độ tin cậy của thiết bị, giảm được kích thước của cáp nâng và kích thước của bộ máy nâng. Các cơ cấu nâng của các thiết bị này được bố trí trực tiếp phía trên giếng thang để loại trừ việc chế tạo giá đỡ, đơn giản kết cấu và giảm bớt mặt bằng chiếm chỗ của nó. Khi dùng cơ cấu treo nhiều cáp thì khi bị đứt một trong các dây cáp thì tránh được sự rơi cabin, điều này làm tăng độ an toàn của thiết bị.



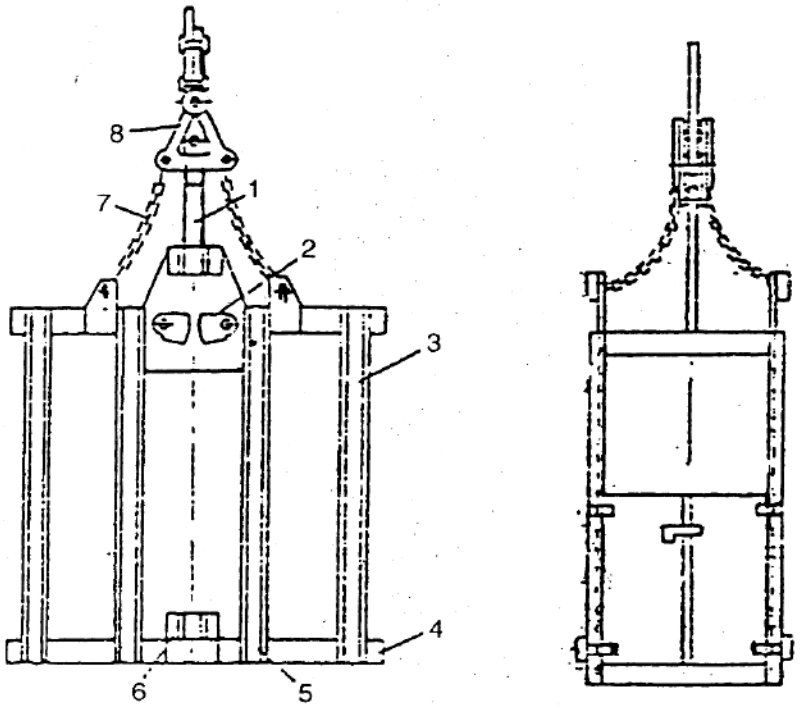
Hình 9.1: *Các sơ đồ thang nâng có lồng*

a) Có bộ máy nâng dùng tang; b) Có puli ma sát; c) Có cơ cấu nâng nhiều cáp

Các thang nâng có lồng làm việc trong những điều kiện nặng nề với tải trọng động cao. Đặc biệt nặng nề là điều kiện làm việc của thiết bị đặt trong giếng thang (như lồng thang, các cáp nâng, dẫn hướng) vì chúng ngoài việc phải chịu tải trọng động lớn còn phải ở trong môi trường ăn mòn (độ ẩm cao, nước axit v.v.) ở đó tăng nguy cơ bị phá hủy do ăn mòn.

9.2 LỒNG THANG VÀ DẪN HƯỚNG

Các bộ phận chính của lồng thang (hình 9.2) là bộ khung 3, bộ phận treo cáp nâng 1 và các bộ hãm bảo hiểm 2, nhờ có chúng mà tiến hành hãm lồng thang khi đứt cáp nâng.



Hình 9.2: *Lồng thang một bậc của thang nâng có lồng*

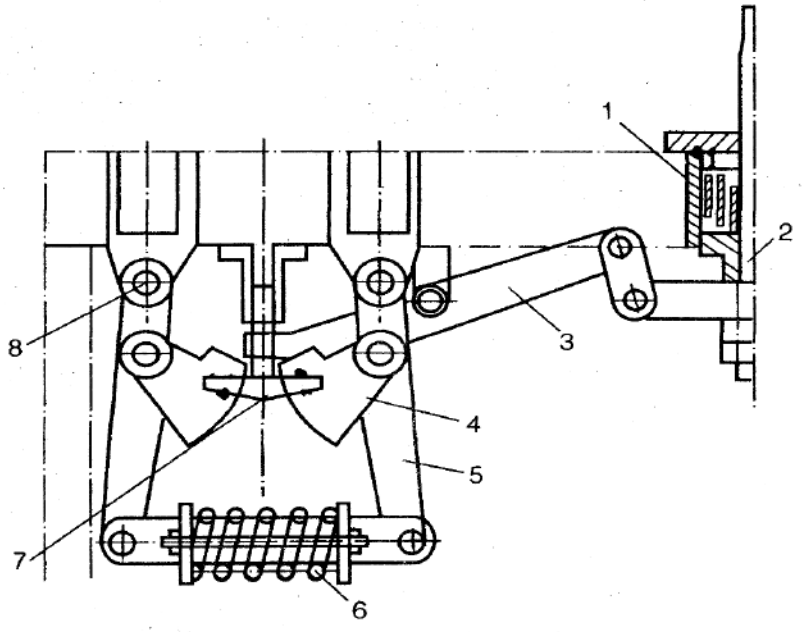
Hiện nay lồng thang được chế tạo dưới dạng một tầng hoặc hai tầng, có sự bố trí hai bậc của vật liệu vận chuyển theo độ cao. Trong các thang nâng kết cấu kiểu cũ để tăng năng suất của thiết bị thì số tầng đôi khi tăng đến 4. Bộ khung gồm có ba khung ngang 4 liên hệ với nhau giữa các giá được chế tạo bằng thép góc hoặc thép chữ U (ở các lồng thang một tầng thì bộ khung gồm có hai khung). Các giá ở giữa 5 của khung là bộ phận mang và tiếp nhận các tải trọng chính của trọng lượng vật nâng và buồng thang. Các guốc tựa dẫn hướng 6 của lồng thang được bắt chặt vào khung. Số lượng và sự bố trí các guốc tựa được chọn theo số lượng và kiểu dẫn hướng.

Mỗi một bậc của lồng thang được phủ kín bằng thép tấm, mà các tấm thép này ở các lồng thang của thang nâng nhiều tầng chúng đồng thời là sàn của tầng bên trên. Lồng thang được đậy bằng một mái có trang bị các van lật để có khả năng chuyên chở các vật liệu có kích thước dài. Lồng thang từ các mặt bên được che kín bằng thép tấm, ở các mặt đầu có lắp các cửa ra vào.

Trong tất cả các thang nâng có lồng (ngoại trừ loại nâng bằng nhiều cáp) thì lồng thang được treo trên một đầu của cáp nâng. Nhờ có lỗ cáp, cáp này được bắt chặt vào một đầu của đòn bản lề thẳng đứng 1, đầu khác của đòn này liên hệ với lò xo làm dẫn động bộ hãm bảo hiểm. Theo qui tắc kỹ thuật sử dụng thì cơ cấu treo này được nhân đôi bằng một thiết bị ngăn ngừa sự rơi của cabin khi bị đứt đòn 1.

Trong kết cấu được xem xét thì thiết bị này gồm có bốn sợi xích 7, các đầu trên của chúng được bắt chặt vào tấm giằng 8 liên kết với lỗ cáp của cáp nâng, còn các đầu dưới được bắt chặt vào cabin. Các bộ hãm bảo hiểm của các lồng thang, theo nguyên tắc chỉ đi vào hoạt động khi bị đứt cáp nâng. Theo đặc điểm làm việc chúng có thể được đưa vào loại bộ hãm bảo hiểm tác động trượt (tác động chậm dần). Thiết bị kẹp của bộ hãm bảo hiểm này có thể là kiểu lệch tâm cũng như kiểu nêm.

Trên hình 9.3 đưa ra sơ đồ của bộ hãm bảo hiểm kiểu lệch tâm. Bộ hãm bảo hiểm gồm có hai bánh lệch tâm tự kẹp 4 gắn bản lề với các đòn 5, tựa trên các trục 8 được lắp ở trên khung của lồng thang.



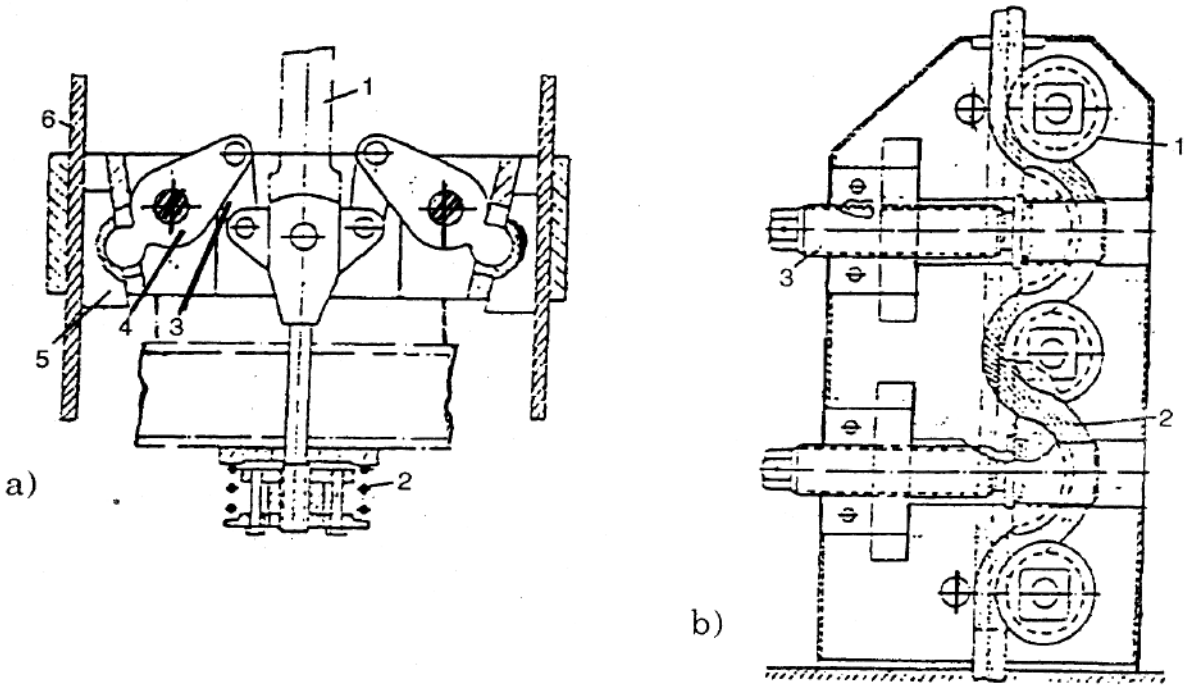
Hình 9.3: *Bộ hãm bảo hiểm kiểu lệch tâm*

Khi bị đứt cáp nâng thì đòn 2 của cơ cấu treo cáp, dưới tác dụng của lò xo 1 được hạ xuống làm xoay các đòn 3, nâng xà ngang 7 gắn với các bánh lệch tâm, làm các bánh lệch tâm ép chặt vào các dẫn hướng. Sự hãm tiếp theo xảy ra do thiết bị kẹp tự kẹp. Vị trí của các bánh lệch tâm so với các dẫn hướng được điều chỉnh bằng các bulon xiết và lò xo 6 liên kết với các đòn 5.

Sự chậm dần của cabin khi tập kết trên các bộ hãm bảo hiểm ở các bộ kẹp kiểu được xem xét phụ thuộc vào hệ số ma sát giữa các má kẹp và dẫn hướng. Hệ số ma sát này trong các điều kiện làm việc ở hầm mỏ có thể

thay đổi đáng kể.

Liên quan đến việc này thì trong một số trường hợp sự chậm dần của cabin có thể đạt trị số cao hơn trị số cho phép theo điều kiện an toàn cho con người. Trong trường hợp này thì bộ hãm bảo hiểm có độ tin cậy hơn đó là bộ hãm bảo hiểm, trong đó sự kẹp cabin được tiến hành nhờ các dây cáp đặc biệt (cáp hãm) được treo phụ thêm từ bên hông của lồng thang trên suốt chiều cao của giếng thang. Sơ đồ của thiết bị kẹp kiểu này của bộ hãm bảo hiểm được trình bày trên hình 9.4a.



Hình 9.4: *Bộ hãm bảo hiểm có các cáp hãm*
a) Thiết bị kẹp; b) Bộ giảm chấn

Các cáp hãm 6 trong trường hợp này được kẹp lại bởi các nêm 5, các nêm này khi đứt cáp nâng sẽ được ép vào các cáp hãm nhờ các đòn 4 gắn với đòn 1 của cáp nâng. Khi đứt cáp này thì đòn 1 được hạ xuống nhờ lò xo 2 và nhờ có các thanh treo 3 làm xoay các đòn 4 gắn với các nêm của thiết bị kẹp.

Các đầu dưới của cáp hãm được bắt chặt ở bên dưới của giếng thang nhờ có bu lông an toàn đặc biệt. Các bu lông này cần thiết để loại trừ nguy cơ đứt cáp hãm khi cáp bị đẩy ngược do các cáp này đàn hồi sau khi các cabin tập kết trên đó. Để đảm bảo sự tập kết nhẹ nhàng của cabin, thì sự kẹp chặt các đầu trên của các cáp hãm này người ta làm cho di động được bên trong các bộ giảm chấn được lắp ở giếng thang.

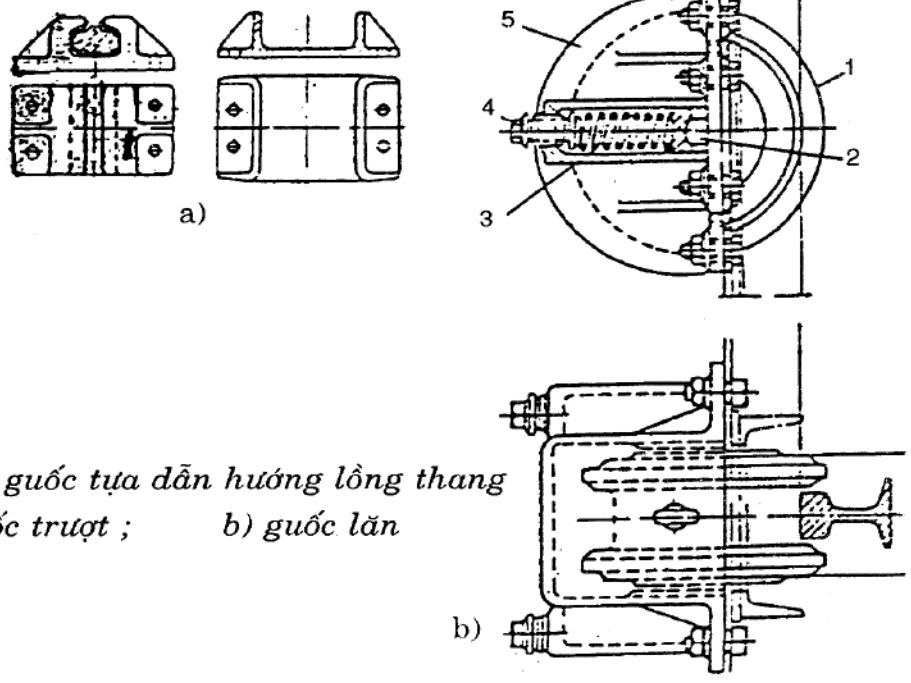
Bộ giảm chấn trên hình 9.4b gồm có một số con lăn 1, giữa chúng có các vít kẹp 3 kẹp chặt các đoạn cáp 2 gắn liền với các cáp hãm. Khi cabin tập kết trên các cáp hãm thì chúng được kéo căng ra giữa các vít kẹp.

Sự hãm lồng thang xảy ra do các lực phát sinh khi kéo căng đoạn cáp giữa các vít. Trị số làm chậm cần thiết khi đó có thể thay đổi bằng cách thay đổi lực ép của các vít kẹp. Số cáp hãm trong thiết bị này có thể lấy từ 2 đến 6. Cũng có những bộ hãm bảo hiểm làm việc theo nguyên lý tương tự nhưng với các cáp hãm ngắn được chứa trong chính lồng thang. Đầu của cáp này khi cabin tập kết lên bộ hãm bảo hiểm bị móc vào dẫn hướng nhờ thiết bị kẹp và khi hạ lồng thang tiếp sau đó thì được kéo giữa các vít kẹp của bộ giảm chấn được lắp ở lồng thang.

Sự làm việc của bộ hãm bảo hiểm diễn ra trong những điều kiện rất khó khăn ở hầm mỏ cho nên thường gặp những trường hợp chúng không làm việc. Do đó, sự tăng độ tin cậy của chính các cáp nâng treo lồng thang có một ý nghĩa to lớn. Liên quan đến việc này thì các thiết bị dùng nhiều cáp nâng có những ưu điểm lớn (hình 9.1c)

Các lồng thang di chuyển theo các dẫn hướng bằng gỗ hoặc bằng kim loại được bắt chặt vào các đà ngang bố trí trên suốt chiều cao của giếng thang và chia giếng thang thành những đoạn riêng biệt.

Các dẫn hướng bằng gỗ được chế tạo từ các đà gỗ, có tiết diện 180 x 200 mm được lắp ở hai mặt bên lồng thang. Để làm dẫn hướng bằng kim loại người ta dùng ray xe lửa.

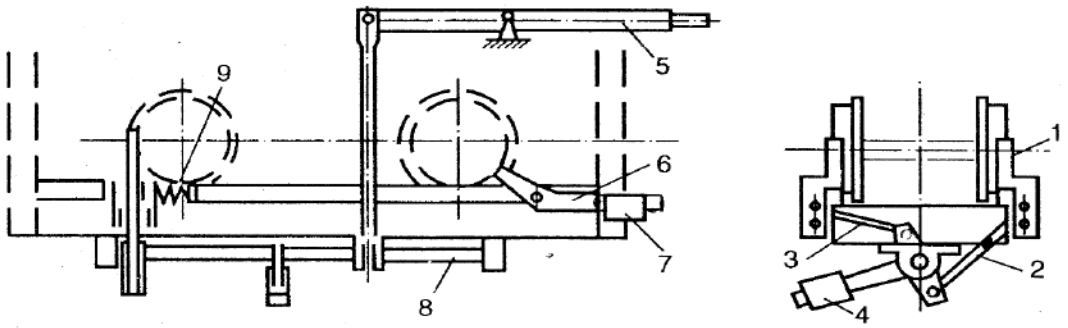


Hình 9.5: *Các guốc tựa dẫn hướng lồng thang*
a) guốc trượt ; b) guốc lăn

Tùy theo điều kiện địa hình, các dẫn hướng này được bố trí một phía hoặc hai phía của lồng thang. Khi dùng các dẫn hướng bằng gỗ thì trên cabin lắp các guốc tựa kiểu trượt, còn khi dùng dẫn hướng bằng kim loại thì người ta cũng dùng cả guốc trượt và guốc lăn. Trên hình 9.5a đưa ra các guốc tựa dùng cho dẫn hướng bằng gỗ và dẫn hướng bằng kim loại. Thân của các guốc tựa này thường được đúc bằng thép.

Khi dùng các dẫn hướng bằng gỗ thì guốc tựa ôm dẫn hướng từ ba phía. Khi dùng dẫn hướng bằng ray thép thì guốc tựa ôm lấy đầu ray từ tất cả các phía. Người ta thường lắp các bạc lót tháo lắp được vào các bề mặt làm việc của guốc tựa. Điều này cho phép tiến hành thay thế chúng nhanh chóng mà không phải tháo guốc tựa.

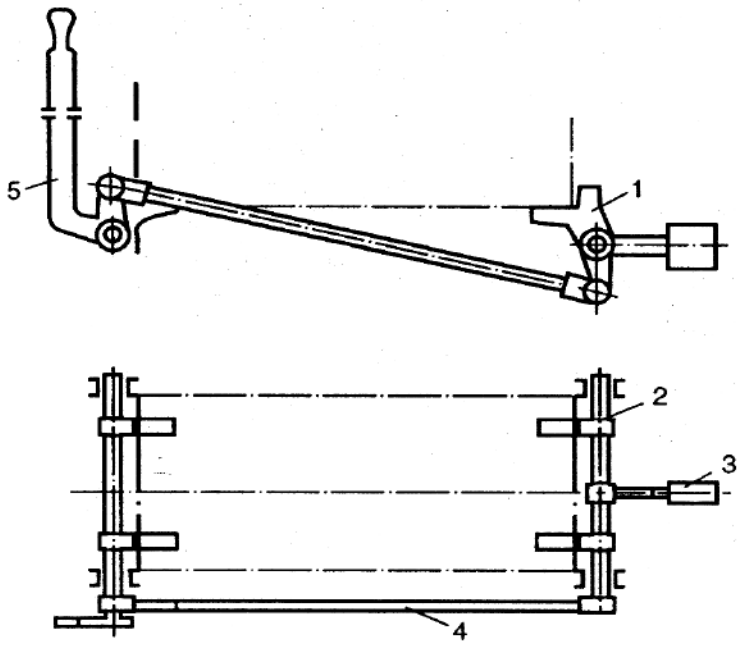
Guốc tựa lăn trên hình 9.5b gồm có thân 5, trong đó có chứa con lăn hai gờ 1 quay trên trục 2. Trục này có thể dịch chuyển ngang và tựa trên hai gối tựa lò xo 3. Lực căng của chúng được điều chỉnh bằng các bu lông 4. Mỗi guốc tựa có một con lăn. Tải trọng tác dụng dọc theo con lăn được hấp thụ bởi các gờ con lăn. Các xe goòng được chất vào lồng thang, được chặn chống xê dịch khi lồng thang chuyển động nhờ có thiết bị hãm tự động hoặc bán tự động. Trong thiết bị bán tự động (xem hình 9.6) thì xe goòng, sau khi được đẩy vào lồng thang sẽ tựa vào các cam xoay 1, các cam xoay này nhờ các thanh kéo 2 nối với trục dọc 8. Từ phía bên phải xe goòng được giữ bằng các tấm chặn lật được 6, các tấm chặn này xoay đi khi các bánh xe đè lên chúng và sau khi bánh xe đi qua các tấm chặn thì chúng quay trở về vị trí ban đầu nhờ trọng vật 7.



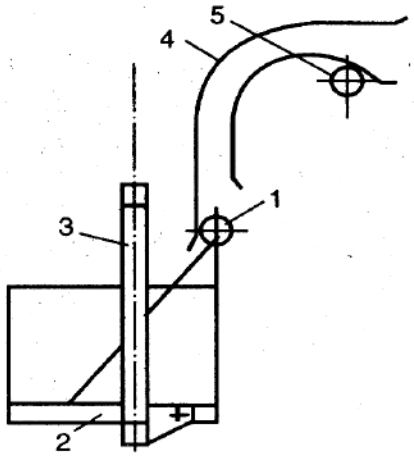
Hình 9.6: *Thiết bị hãm xe goòng*

Khi đẩy xe goòng ra (trong sơ đồ đang xét chỉ có thể đẩy sang trái) các cam được lật nhờ đòn 5 gắn với trục 8 và trên đó cũng gắn trọng vật 4 cân bằng với trọng lượng của các cam 1, để tránh va đập các bánh xe goòng vào tấm chặn, các cam có bộ giảm chấn lò xo 9. Để trùng khớp các đầu ray được đặt vào trong lồng thang và các đầu ray của đường đẩy xe goòng thì ở trong

giếng thang có lắp thiết bị tập kết lồng thang - các cam tập kết hoặc các sàn tập kết. Sơ đồ của thiết bị kiểu cam đơn giản nhất như vậy được thể hiện trên hình 9.7.



Hình 9.7
Thiết bị tập kết lồng thang kiểu cam



Hình 9.8
Sơ đồ lồng thang lật được

Thiết bị gồm có 4 cam xoay 1, mà khi hạ xuống thì lồng thang đặt trên đó. Các cam được lắp trên trục 2 từng đôi một và các trục 2 nối với nhau bằng thanh kéo 4. Trường hợp cần thiết thì các cam có thể được lật để cho lồng thang vào nhờ đòn 5. Trọng lượng của các cam được cân bằng bởi đối trọng 3.

Khi sử dụng các thang nâng có lồng để vận chuyển khoáng sản, người ta phải tốn nhiều thời gian để dỡ tải các xe goòng khi dùng các lồng thang bình thường, đồng thời làm phức tạp hệ thống đường đẩy xe goòng. Loại lồng thang tiện lợi hơn cả trong các trường hợp này là các lồng thang lật được. Sơ đồ của chúng được thể hiện trên hình 9.8.

Lồng thang này gồm có khung chính 3, trên đó có lắp các guốc tựa dẫn hướng lồng thang. Bàn xoay 2 được lắp bản lề vào khung. Bàn xoay 2 có con lăn tựa 1. Khi dỡ tải lồng thang thì con lăn này đi vào các dẫn hướng định hình 4 lắp ở giá hầm mỏ. Khi tiếp tục nâng lồng thang thì con lăn chuyển động theo các dẫn hướng và xoay bàn 2 đến điểm tựa 5.

9.3 CÁP NÂNG VÀ CÁP CÂN BẰNG

Trong các thang nâng có lồng người ta sử dụng cáp tiếp xúc đường

6×19 (chẳng hạn loại ЛК – Р6×19 theo ГОСТ 2688 - 55 của Nga). Cho đến nay cũng có thể gặp các loại cáp tiếp xúc điểm và cáp tiếp xúc đường (6×19 và 6×37) ГОСТ 3070 - 55 mặc dù các cáp này có độ bền thấp hơn.

Trong nhiều năm người ta đã nghiên cứu những kết cấu đặc biệt của cáp dùng ở hầm mỏ, cá biệt như cáp có các tao định hình (cáp có tao 3 cạnh theo ГОСТ 3085 - 55 cáp có tao hình ôvan theo ГОСТ 3087 - 55 và cáp có tao phẳng theo ГОСТ 3086 - 55); các loại cáp này có bề mặt tựa của các tao lớn hơn nhờ đó mà tăng được tuổi thọ. Bên cạnh việc tăng bề mặt tựa của cáp, các sợi thép khi được bôi trơn tốt sẽ đảm bảo cho cáp chống thẩm thấu của độ ẩm và chống bị hư hỏng do ăn mòn.

Theo qui phạm an toàn các cáp dùng cho các thiết bị nâng ở hầm mỏ cũng được tính toán tương tự như cáp thang máy thông thường theo lực căng tĩnh lớn nhất do trọng lượng vật nâng, lồng thang và trọng lượng của cáp gây ra.

Hệ số dự trữ bền của cáp

$$n_c = \frac{R}{P_c} = \frac{R}{Q+G+G_K} \tag{9.1}$$

trong đó R - lực kéo đứt cáp; P_c - lực tăng tĩnh lớn nhất của cáp,

Q - trọng lượng vật nâng; G - trọng lượng lồng thang

$G_к$ - trọng lượng của cáp.

Hệ số dự trữ bền nhỏ nhất cho phép của cáp theo qui phạm an toàn cần phải bằng

- Đối với thang nâng người $n_c = 9$
- Đối với thang nâng hàng và người $n_c = 7,5$
- Đối với thang nâng hàng $n_c = 6$

Đối với tất cả thang nâng dùng puli ma sát: $n_c \geq 8$

Trọng lượng của các cáp nâng trong các thang nâng có lồng đóng một vai trò rất lớn và nhất thiết phải được tính đến trong tính toán. Thường thì sự chọn cáp của các thang nâng này được tiến hành xuất phát từ trọng lượng của 1 mét cáp p, cần thiết theo điều kiện bền. Trọng lượng này được xác định từ công thức sau

$$Q+G+pL = \frac{\sigma_b}{n_c}\cdot\alpha\cdot f = \frac{\sigma_b}{n_c}\cdot\frac{p}{\gamma}\cdot\alpha$$

trong đó γ - trọng lượng của 1 mét cáp tính cho $1mm^2$ (kg/mm^2)

f - diện tích tiết diện các sợi thép của cáp (mm^2),

α - hệ số xét đến sự giảm độ bền của sợi thép khi bện thành cáp,

σ_b - giới hạn bền của sợi thép (kg/mm^2),

L - chiều dài tính toán của cáp (m).

Từ công thức này người ta xác định trọng lượng cần thiết của cáp

$$p = \frac{Q+G}{\frac{\sigma_b}{n_c}\cdot\frac{\alpha}{\gamma} - L} \qquad (9.2)$$

Theo trọng lượng này người ta chọn được cáp cần thiết.

Cùng với sự tăng chiều cao nâng thì lực phụ do trọng lượng này gây ra cũng tăng lên và mômen tổng M ở tang nâng của máy nâng cũng tăng lên.

Trị số của mômen này là khi vị trí của các cabin bin cách trục puli với các khoảng cách x_1 và x_2 sẽ bằng

$$M = \left[Q + p(x_1 - x_2)\right]\cdot\frac{D}{2}$$

trong đó D - đường kính tang của máy nâng (m).

Khi coi $x_1 + x_2 = L$ ta có

$$M = \left[Q + p(2x_1 - L)\right]\frac{D}{2}$$

Khi $x_1 \le \frac{L}{2}$ và $pL > Q$ thì mômen có giá trị âm.

Trong hệ thống phanh dùng ở các thang nâng hầm mỏ, sự đổi chiều mômen trên trục máy trong quá trình nâng là nguy hiểm vì khi người thợ điều khiển phanh máy không kịp thời sẽ dẫn tới máy tăng tốc. Để loại trừ khả năng tăng tốc này trong các thang nâng có lồng làm việc với chiều cao nâng lớn (khoảng 400 mét và trên nữa) với máy nâng có tang quấn cáp thì người ta sử dụng các cáp cân bằng tương tự như đối với thang máy có lồng có dùng puli ma sát.

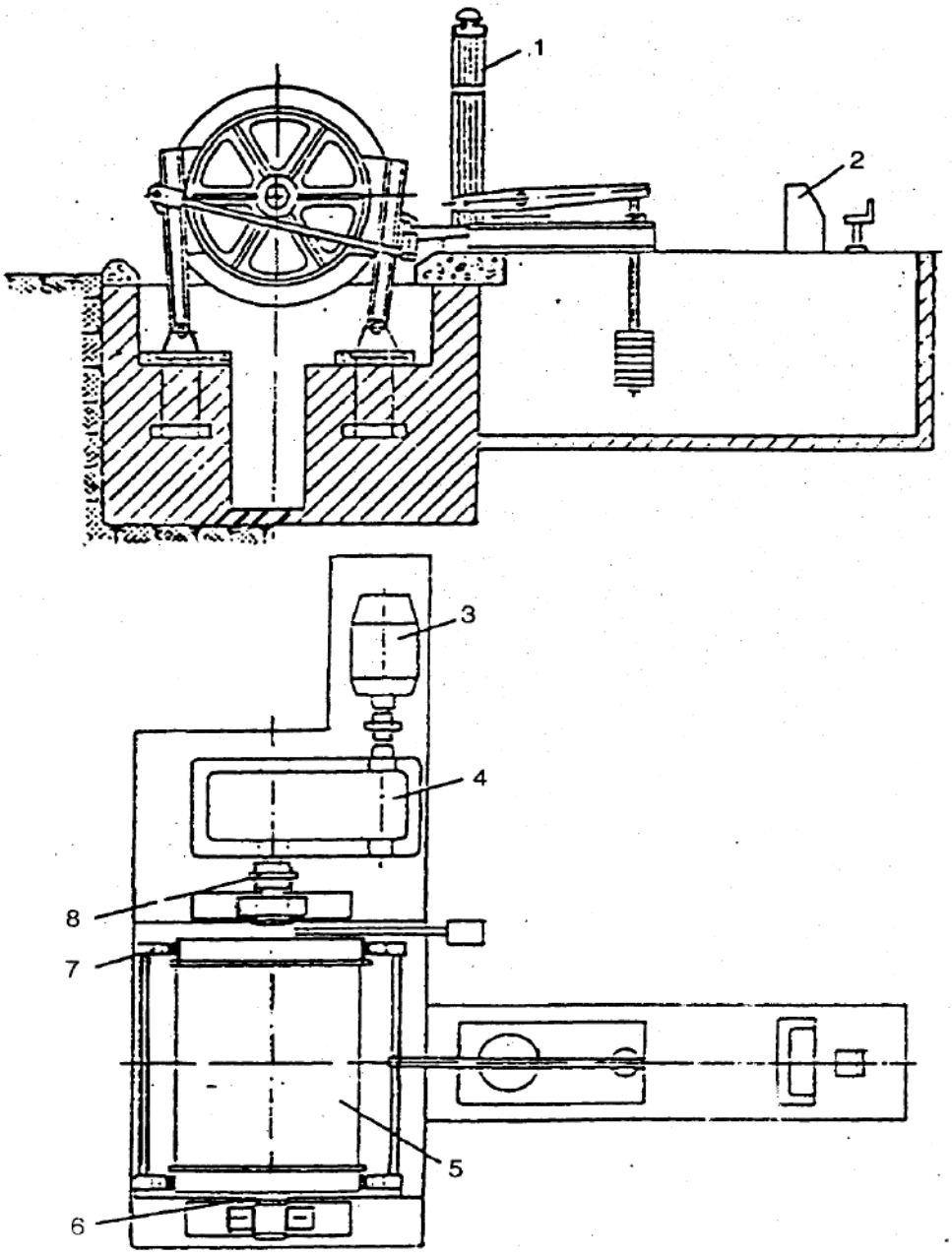
Để làm cáp cân bằng đôi khi người ta sử dụng các cáp phẳng được chế tạo từ một số cáp tròn song song nhau. Sự sử dụng các cáp cân bằng gây khó khăn cho công việc của máy khi làm việc từ các mức tầng khác nhau. Trong trường hợp này để giảm mômen do trọng lượng của cáp, người ta sử dụng máy nâng có bán kính rãnh cáp thay đổi trên tang.

Thực tiễn cho thấy rằng độ bền của cáp của các thang máy có lồng giảm đi trong quá trình sử dụng. Vì vậy nên, theo qui phạm an toàn cáp cần được thử tải theo chu kỳ (không dưới một lần trong năm).

Khi thử tải thì từ đầu cáp kẹp chặt vào lồng thang, người ta cắt một

đoạn dài không dưới 1,5 mét và thử kéo đứt hoàn toàn, cũng như thử kéo đứt các sợi riêng biệt. Cáp được loại bỏ nếu khi thử tải lặp lại hệ số dự trữ bền của nó dưới 7 đối với cáp nâng người và 6 đối với cáp nâng hàng. Theo qui phạm an toàn thì sự thử tải cáp của các thang nâng người cần được tiến hành sau mỗi 6 tháng. Cáp của thang nâng hàng thử tải lần đầu tiên sau 12 tháng làm việc và tiếp theo thử tải sau mỗi 6 tháng.

9.4 CƠ CẤU NÂNG



Hình 9.9: Máy nâng một tang của thang nâng có lồng

Trong mục này chúng ta giới hạn chỉ xem xét các cơ cấu nâng phổ biến nhất (các máy nâng) của thang máy có lồng quấn cáp trên tang. Người ta qui ước phân chúng ra thành hai loại: cơ cấu nâng loại nhỏ và cơ cấu nâng loại lớn.

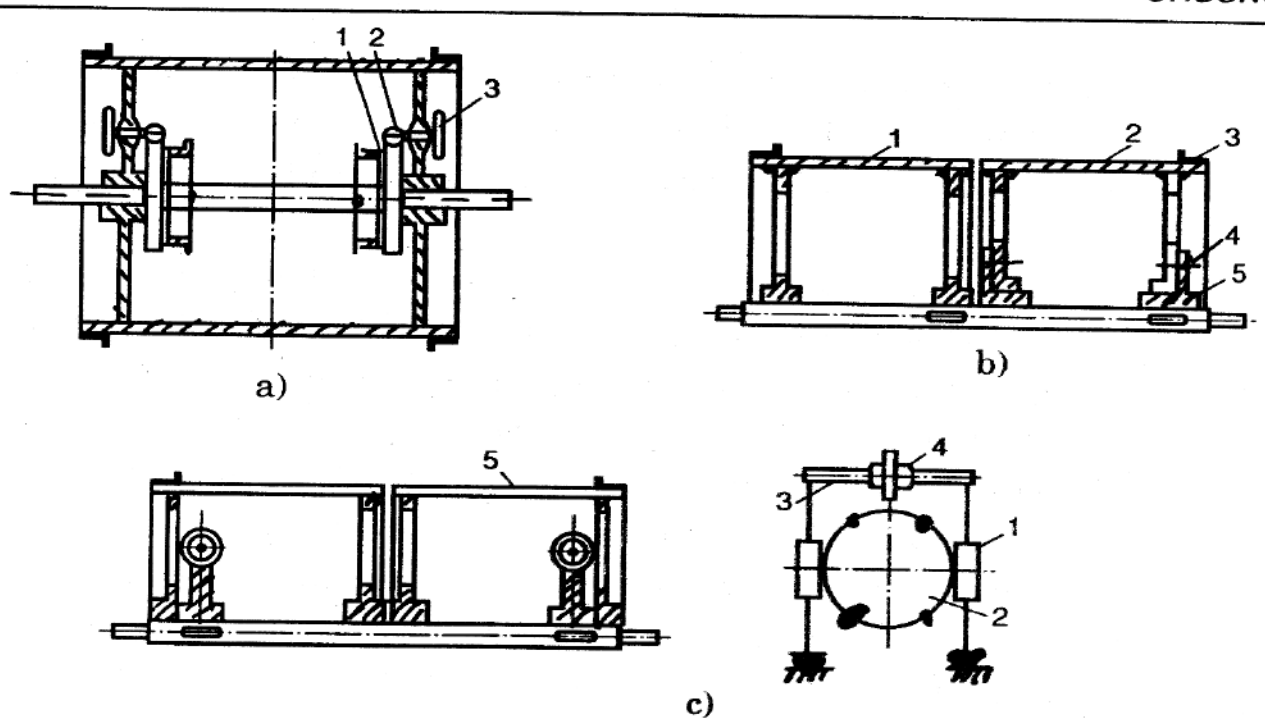
Các máy nâng loại nhỏ có tang với đường kính $2 \div 3$ m và lực lớn nhất trong nhánh cáp quấn vào tang $5 \div 10$ tấn với tốc độ cáp $2,5 - 8$ m/giây. Chiều cao nâng lồng thang ở các máy này khi cáp quấn một lớp lên tang nằm trong giới hạn 200 - 550 m; công suất động cơ từ 150 - 450 kW.

Các máy nâng loại lớn có tang với đường kính $3,5 \div 6$ m và trên nữa, lực lớn nhất trên nhánh cáp quấn vào tang $15 \div 20$ tấn, tốc độ cáp $4 \div 10$ m/giây và cao hơn, chiều cao nâng lồng thang khi cáp quấn một lớp lên tang nằm trong giới hạn khoảng $350 \div 600$ m; công suất động cơ $550 \div 2000$ kW . Trong một số trường hợp các máy này được chế tạo với các tang có hai phần trụ và côn. Trên hình 9.9 đưa ra sơ đồ của một máy nâng hầm mỏ gồm có các cụm chính của nó như tang 5, trục chính 6, khớp nối răng 8, hộp giảm tốc bánh răng trụ 4 và động cơ 3.

Sự phanh máy được tiến hành nhờ hai phanh 7 lắp ở tang. Sự điều khiển máy cũng như sự phanh nó nhờ hệ thống tay đòn điều khiển từ bàn điều khiển riêng biệt. Để kiểm tra vị trí của lồng thang trong giếng thang thì máy có bộ chỉ độ sâu 1 được dẫn động từ trục chính. Sự kiểm tra tốc độ chuyển động của cabin được tiến hành nhờ có bộ chỉ tốc độ lắp ở bàn điều khiển. Để dừng máy khi tốc độ của lồng thang tăng quá tốc độ cho phép người ta dùng bộ hạn chế tốc độ gắn với trục chính của máy.

Tùy theo sự cần thiết của sự đặt các lồng thang ở các mức tầng khác nhau theo hành trình làm việc của máy thì ở trên trục chính được lắp một tang (đối với máy dùng một tang), trên đó quấn hai cáp của cả hai lồng thang (xem hình 9.10a), hoặc lắp hai tang (xem hình 9.10b,c), trên đó quấn một cáp (đối với máy dùng hai tang).

Trong các máy nâng hai tang thì liên kết giữa các tang dạng đơn giản nhất được thực hiện theo sơ đồ trên hình 9.10b. Trong sơ đồ này tang 1 được nối cứng với trục chính còn mayơ của tang thứ hai 2 quay tự do trên bạc lót 5 được bắt chặt trên trục chính. Bạc lót này và mayơ liên kết với nhau bằng các bulông 4. Khi chuyển đổi vị trí các lồng thang thì người ta phanh tang 2 nhờ phanh 3 được lắp trên đó, người ta tháo các bulông 4 và nhờ động cơ người ta xoay tang bên trái đi một góc cần thiết, sau đó người ta lại bắt chặt các bulông.

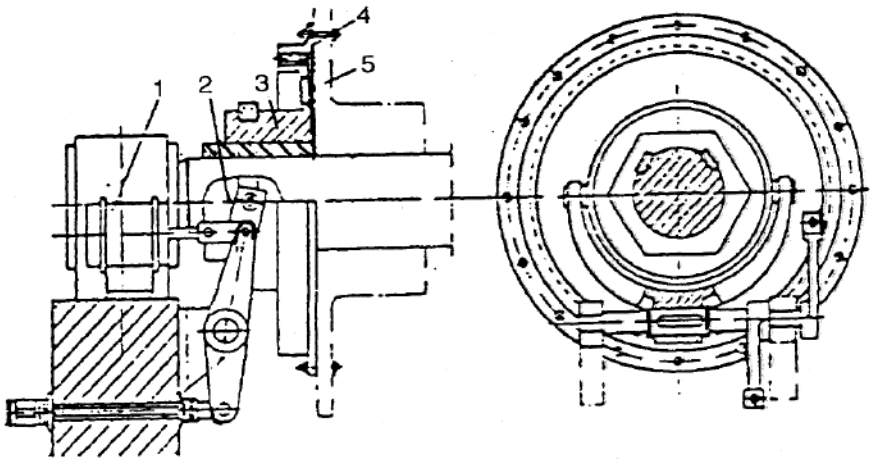


Hình 9.10: *Các sơ đồ lắp đặt tang trong các máy nâng của thang nâng có lồng*
a) Ở máy nâng có một tang; b) Lắp tang trên các mặt bích
c) Nhờ có cơ cấu trục vít - bánh vít

Trong một số kết cấu người ta dùng thiết bị ăn khớp theo sơ đồ đưa ra trên hình 9.10c. Thiết bị này gồm có hai trục vít 1 được bắt chặt trên đầu mút của tang 5. Các trục vít này ăn khớp với bánh vít 2 và được giữ bằng các vít giằng 3, vít giằng có một nửa ren trái và một nửa ren phải. Đai ốc của các vít giằng được dẫn động từ bánh đà 2 đặt trên đó.

Khi tách ăn khớp các tang thì các trục vít tách khỏi ăn khớp với vít giằng, tách khỏi ăn khớp với bánh vít và giải phóng tang.

Khi cần đổi chỗ các tang thường xuyên (khi làm việc ở các mực tầng khác nhau) thì thiết bị ăn khớp được chế tạo dưới dạng điều khiển được có dẫn động bằng khí nén hoặc thủy lực. Cá biệt, hiện nay tất cả máy nâng loại lớn được trang bị thiết bị này. Bản vẽ của thiết bị kiểu này được trình bày trên hình 9.11. Trong trường hợp này thiết bị được thực hiện dưới dạng một khớp nối răng, vành răng 4 của nó được bắt cứng trên phần mút 5 của tang. Phần chuyển động 3 của khớp gắn với trục chính nhờ bạc dẫn hướng và dịch chuyển nhờ xylanh khí nén 7. Đòn 2 cơ cấu điều khiển của khớp này gắn với cần pít tông của xylanh khí nén. Trong một số cơ cấu chuyển đổi thay vì khớp nối răng người ta dùng ly hợp ma sát. Các đĩa của nó được đóng bằng một số xylanh khí nén lắp trực tiếp ở đầu mút của tang (cơ cấu không dùng đòn điều khiển).

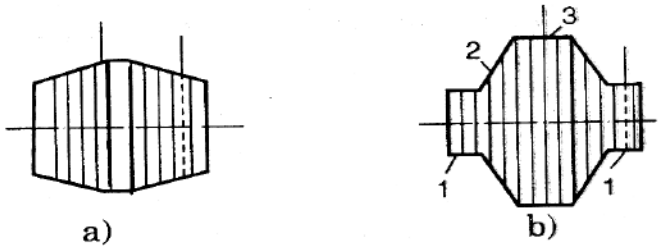


Hình 9.11: *Cơ cấu chuyển đổi tang của máy nâng trong thang nâng có lồng*

Ngoài việc đổi chỗ khi làm việc ở các mực tầng khác nhau, các máy hai tang còn cho phép bù trừ lực kéo của các sợi cáp trong quá trình sử dụng cũng như bù trừ sự làm ngắn các cáp nâng do bị cắt các đầu cáp để thử tải theo chu kỳ.

Trong các máy một tang (xem hình 9.10a) điều này đạt được là do các đầu của cáp nâng được thả vào trong lòng tang và được quấn vào ống 1 gắn với bánh vít và bánh vít ăn khớp với trục vít 2. Trục vít này được dẫn động nhờ banh đà 3 qua bộ truyền bánh răng côn. Sơ đồ này cho phép điều chỉnh chiều dài của cáp trong một giới hạn hạn chế và không có những ưu điểm lớn về sự đơn giản so với các máy hai tang. Hiện nay các máy này cũng được dùng rộng rãi.

Khi chiều cao nâng từ 400 mét trở lên và không có khả năng lắp cáp cân bằng thì người ta sử dụng tang có bán kính quấn cáp thay đổi. Đơn giản hơn hết về kết cấu đó là tang hình côn và với góc nghiêng trên 20° người ta làm rãnh xoắn ốc bằng phương pháp hàn đắp, khi quấn vào tang thì cáp được đặt vào trong rãnh lòng máng đó (xem hình 9.12a)



Hình 9.12: *Các tang có bán kính quấn cáp thay đổi*

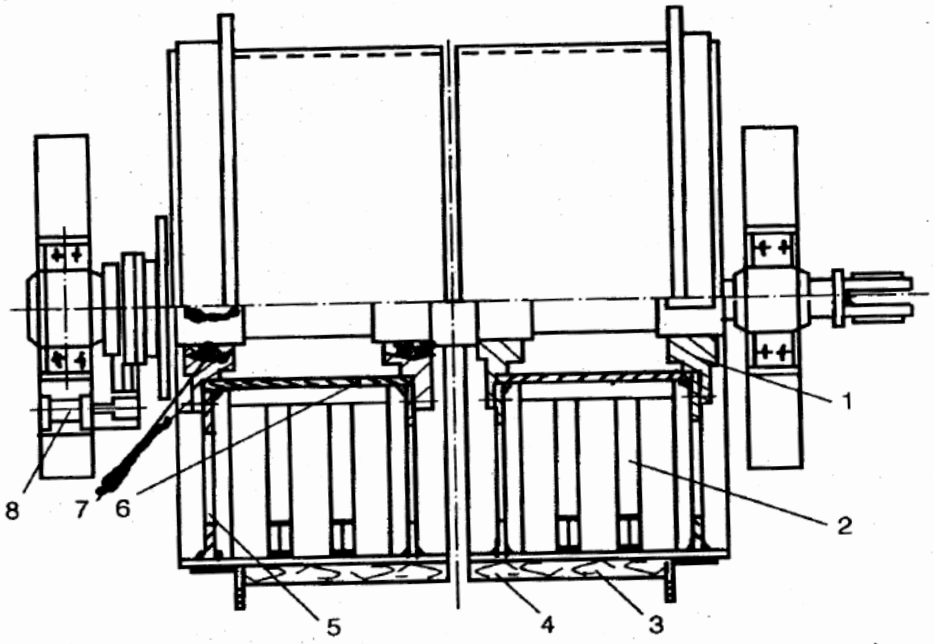
a) Tang hình côn; b) Tang có hai phần hình trụ và côn.

Các cáp được kẹp chặt trên tang sao cho vào thời điểm khi một lồng thang ở vị trí trên cùng thì cáp được gắn với nó được quấn từ phía bán kính lớn của tang, còn cáp của lồng thang thứ hai, mà đang ở vị trí dưới cùng thì cáp gắn với nó được quấn từ phía bán kính nhỏ. Ở sơ đồ quấn cáp như vậy,

bằng cách chọn các bán kính tương ứng có thể nhận được mômen dương trên tục tang. Thực tế thì mômen này không thay đổi về trị số, không phụ thuộc vào vị trí của cabin.

Điều bất tiện của các tang hình côn là chiều dài lớn của chúng. Các tang có hai phần hình trụ và côn thì chắc chắn hơn. Các loại tang này hiện nay được sử dụng rất phổ biến ở các máy nâng dùng ở hầm mỏ. Loại tang này (xem hình 9.12b) gồm có hai phần hình trụ 1 và 3 có đường kính khác nhau và phần hình côn chuyển tiếp 2 có các vòng lồi lòng máng, hình xoắn ốc được hàn đắp vào bề mặt của nó. Trong sơ đồ được đưa ra trên hình 9.12b thì tang bên trái là tang làm việc còn tang bên phải là tang đổi chỗ. Mặt cắt giữa các tang này là chỗ tiếp giáp của phần hình côn của tang bên phải với phần hình trụ của tang bên trái.

Các tang của các máy nâng loại nhỏ được chế tạo bằng phương pháp đúc hoặc chế tạo bằng phương pháp hàn. Các tang của các máy nâng loại lớn thường được chế tạo bằng phương pháp hàn. Cụm tang của loại máy như vậy được thể hiện trên hình 9.13.



***Hình 9.13:** Cụm các tang máy nâng của thang nâng có lồng*

Mỗi một tang của cụm này gồm có vành hàn hình trụ 3 được gắn chặt theo hướng kính (để đảm bảo ổn định của thành tang) nhờ có các gân hàn 2 hình chữ I. Các phần đầu mút 5 được hàn vào vành tang và gắn với ống lót hình trụ 6 được hàn ở bên trong. Vành tang, các đầu mút và ống lót tạo ra một cụm liên kết hàn. Các mayơ bằng thép đúc 1 liên kết với cụm này bằng các bulông. Trong kết cấu đang xem xét thì tang bên phải nối cứng với trục chính và tang bên trái là tang đổi chỗ. Tang này quay trên các bạc tựa 7 và được nối với trục chính bằng cơ cấu chuyển đổi bằng bánh răng 8.

Để giảm mòn các sợi cáp thì bề mặt của các tang thường được lót bằng các xà gỗ 4 có chiều rộng khoảng 150 - 200 mm và chiều dầy không dưới hai lần đường kính cáp. Các xà này được bắt vào vành tang bằng các bulông. Trên bề mặt lót người ta làm rãnh xoắn vít để giảm ứng suất ở điểm tiếp xúc của cáp với nó và để đảm bảo sự đặt cáp đúng trên tang.

Trục chính thường được lắp trên các ổ trượt đúc bằng Babit. Trục chính nối với trục của hộp giảm tốc bằng khớp nối răng.

Các hộp giảm tốc của các máy nâng của thang nâng có lồng thường được chế tạo với các bánh răng trụ có răng nghiêng hoặc răng chữ V. Khi tỉ số truyền đến 10 chúng thường được chế tạo một cấp, khi tỉ số truyền lớn hơn thì chúng được chế tạo hai cấp.

Thường thì các máy này được chế tạo với sự bôi trơn tập trung từ một trạm bơm nhớt chung, có bơm chuyên dùng để cấp nhớt đến tất cả các cụm ổ bi và hộp giảm tốc. Dẫn động của trạm bơm nhớt được khóa chuyền với cơ cấu điều khiển máy, sao cho sự mở máy của máy này không thể thực hiện được cho đến khi áp suất nhớt trọng hệ thống nhớt chưa đạt được giá trị nhất định.

Đa số các máy nâng được chế tạo với dẫn động là động cơ điện không đồng bộ vì chúng đơn giản hơn cả và tin cậy làm việc. Khi công suất tới 160 kW người ta trang bị động cơ điện với điện áp 220 - 3000 vôn, khi công suất cao hơn thì trang bị động cơ điện với điện áp 3000 vôn và 6000 vôn. Khi công suất tới 1000 kW thì có thể lắp đặt một động cơ. Khi công suất cao hơn thì lắp đặt hai động cơ, làm việc với một trục chung nối với trục chính của máy.

Nhược điểm của các động cơ điện không đồng bộ là tính kinh tế thấp, do tổn thất lớn trong các biến trở, khi điều chỉnh tốc độ chuyển động của máy. Cho nên, khi công suất từ 1000 kW trở lên, hợp lý hơn cả là dùng động cơ điện một chiều làm việc theo sơ đồ Máy phát - động cơ. Trường hợp này thường dùng các động cơ tốc độ thấp nối trực tiếp với trục chính của máy tương tự như trong bộ tời không có hộp giảm tốc của thang máy thông thường.

9.5 THIẾT BỊ PHANH

Theo qui phạm an toàn thì các máy nâng của các thang nâng có lồng cần phải có sự phanh kép - phanh khi làm việc và phanh khi có sự cố.

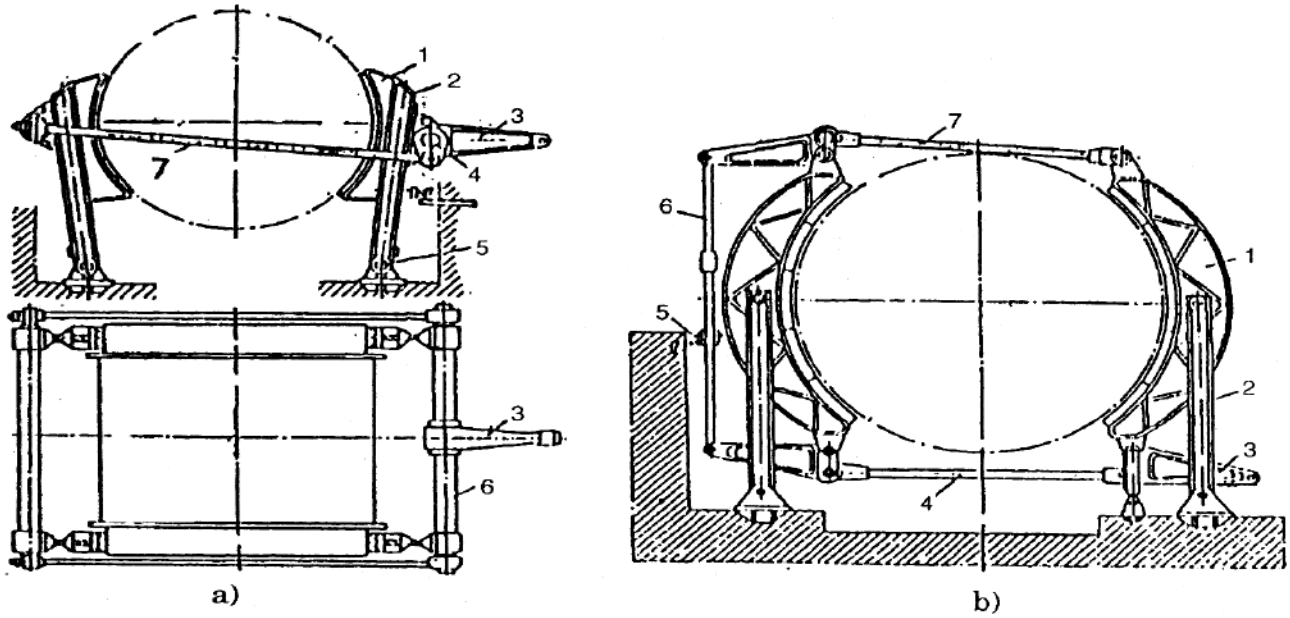
Khi phanh ở chế độ làm việc thì điều chỉnh tốc độ chuyển động của lồng thang trong giếng thang theo sự cần thiết của người điều khiển trong khi lồng thang chuyển động. Sự phanh khi có sự cố được thực hiện một cách tự động trong trường hợp khi tốc độ chuyển động của lồng thang vượt quá giá trị cho phép. Trong các máy sản xuất trước đây, để làm điều đó

người ta sử dụng hai phanh, một trong những phanh này được lắp trên trục của động cơ, còn phanh thứ hai là phanh sự cố được lắp trên trục tang. Trong các máy hiện tại thì sự phanh khi làm việc và khi có sự cố được thực hiện bằng một loại phanh và các phanh này có hai dẫn động độc lập nhau.

Các cơ cấu nâng của các thang nâng có lồng được trang bị phanh má lắp ở tang.

Thường thì người ta lắp hai phanh. Trong các máy nâng dùng một tang thì các phanh này có thể có một dẫn động chung. Trong các máy dùng hai tang thì cần thiết có dẫn động riêng của mỗi phanh để có khả năng đổi chỗ các tang.

Các phanh má chủ yếu được sử dụng hai loại: loại có chuyển động góc của má phanh và loại có chuyển động tịnh tiến của má phanh. Trên hình 9.14a là kết cấu của loại phanh có chuyển động góc của các má phanh dùng trong các máy nâng loại nhỏ. Phanh này gồm có hai đòn phanh 2, được lắp bản lề với móng máy ở gối tựa 5. Trên các đòn phanh có lắp các má phanh 1. Các má phanh được liên kết bản lề với nhau nhờ thanh kéo 7. Một đầu của thanh kéo được bắt chặt vào các đòn 4 được lắp trên một trục chung 6. Trên trục chung 6 có lắp đòn 3 gắn với dẫn động của phanh. Phanh sẽ được phanh lại khi quay đòn này ngược chiều kim đồng hồ. Phanh này có kết cấu đơn giản. Nhược điểm của nó là sự phân bố áp lực không đều lên các má phanh, do đó làm tăng kích thước của phanh.



Hình 9.14: *Kết cấu p hanh máy nâng của thang máy có lồng*
a) Phanh có chuyển động góc của má phanh
b) Phanh có chuyển động tịnh tiến của má phanh

Sự phân bố áp lực đều lên các má phanh sẽ có được trong loại phanh có chuyển động tịnh tiến của má phanh trên hình 9.14b.

Trong các phanh này các má phanh 1 được gắn bản lề trên các đòn phanh 2 và liên kết với các thanh kéo 4, 6 và 7, tạo ra hình bình hành ăn khớp bản lề, đảm bảo cho các má phanh chuyển động tịnh tiến khi xoay đòn dẫn động 3 lên phía trên. Các thanh kéo được dẫn hướng phụ thêm nhờ má kẹp 5 và quai treo của đòn 3 gắn bản lề với móng máy.

Sự phân bố đều áp lực lên má phanh cho phép nhận được trong các loại phanh này các tải trọng tính toán lớn, điều này có ý nghĩa đặc biệt trong các máy nâng loại lớn, ở đó thường sử dụng các loại phanh này.

Loại vật liệu phổ biến hơn cả dành cho má phanh của thang nâng có lồng cho đến mới đây là gỗ mềm. Hiện nay người ta sử dụng các má phanh có phủ lớp vật liệu làm phanh (đai phanh, các má phanh chuyên dùng). Kinh nghiệm sử dụng các má phanh này cho thấy là độ bền và hệ số ma sát của chúng cao hơn nhiều so với các má phanh được chế tạo bằng gỗ.

Trị số mômen phanh cần thiết trên tang khi hạ lồng thang phụ thuộc vào quãng đường của nó. Như vậy, trị số này là thay đổi.

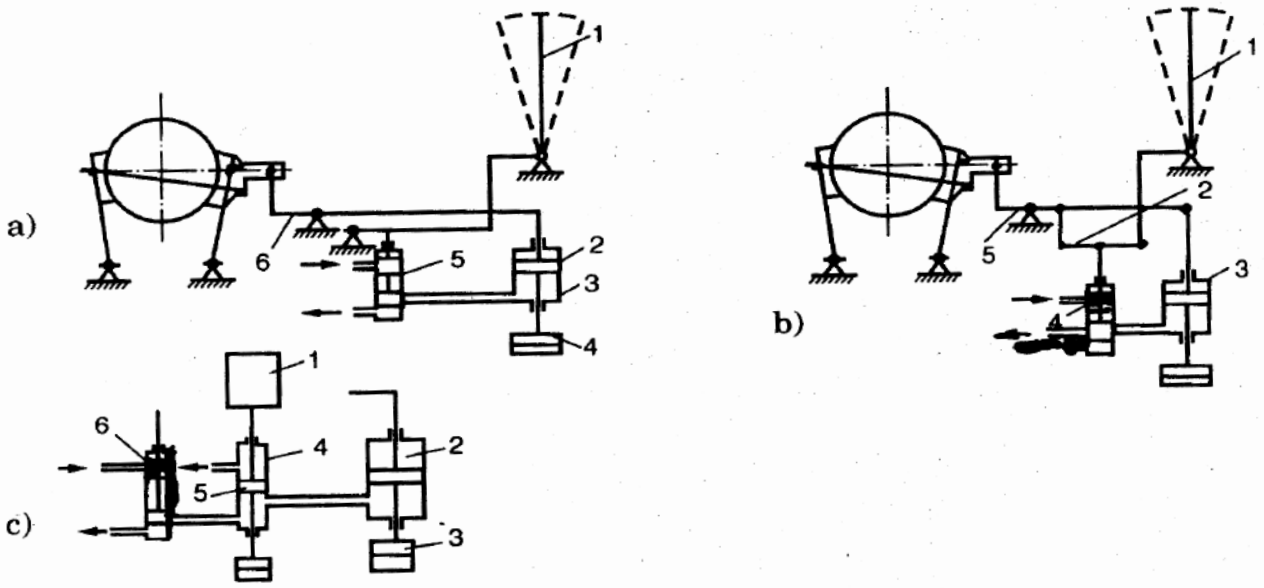
Phạm vi thay đổi mômen phanh cũng như sự làm việc êm dịu của phanh phụ thuộc vào kiểu thiết bị truyền động.

Dẫn động bằng tay để điều khiển phanh các máy nâng chỉ gặp ở các máy nâng loại nhỏ, chủ yếu là sử dụng dẫn động bằng khí nén hoặc thủy lực.

Dẫn động bằng thủy lực đơn giản và chắc chắn hơn dẫn động bằng khí nén nhưng thua dẫn động khí nén về độ êm dịu của phanh. Thường thì dẫn động thủy lực được dùng cho các máy nâng loại nhỏ, còn dẫn động bằng khí nén dùng cho các máy nâng loại lớn.

Bộ phận cơ bản của thiết bị dẫn động thủy lực là xylanh công tác 3, trong đó có píttông 2 chuyển động (xem hình 9.15a). Người ta gắn đòn phanh 6 vào một đầu cần của píttông này còn trọng vật phanh 4 được gắn vào đầu thứ hai. Phanh được điều khiển nhờ cần gạt 1, gắn với van ba ngã 5. Khi nhả phanh người ta đẩy cần điều khiển về phía trước. Khi đó, con trượt của van ba ngã nối thông xylanh với đường ống nạp, píttông 2 được nâng lên và phanh được nhả ra.

Khi phanh thì người ta đẩy cần điều khiển về bên phải, con trượt được nâng lên và nối thông xylanh với đường ống xả. Khi hạ píttông do bị chảy nhớt sẽ làm tăng lực phanh ở các má phanh và tương ứng cũng làm tăng mômen phanh. Khi mômen này đạt giá trị yêu cầu thì nhờ con trượt của van ba ngã người ta ngắt xylanh từ cả hai đường ống.



Hình 9.15: *Sơ đồ các phanh có dẫn động thủy lực*

a), b) Để phanh khi làm việc

c) Dẫn động phối hợp (để phanh khi làm việc và khi có sự cố)

Khi người thợ máy dùng tay để chuyển đổi con trượt thì đòi hỏi phải có thói quen lớn về điều khiển phanh. Cho nên đa số các loại máy, sự chuyển đổi này được tiến hành một cách tự động. Sơ đồ của một thiết bị như thế được trình bày trên hình 9.15b. Trong thiết bị này có lắp tay đòn vi sai phụ 2, một đầu của nó được gắn với cần điều khiển 1, còn đầu thứ hai thì gắn với đòn 5. Khi nhả phanh thì người thợ máy xoay cần điều khiển về bên trái, do đó làm con trượt chuyển động đến vị trí, ở đó xylanh làm việc 3 được nối thông với đường ống hút. Khi phanh, người ta xoay cần điều khiển về hướng ngược lại và đặt ở vị trí phù hợp với mômen phanh. Khi đó, con trượt được nâng lên và mở cửa xả, sau đó píttông dưới tác dụng của trọng vật bắt đầu hạ xuống. Khi hạ píttông thì đòn 5 xoay đòn vi sai 2 gắn với nó, đòn 2 đẩy con trượt 4 xuống dưới cho đến khi con trượt này đậy kín đường ống xả và ngắt xylanh.

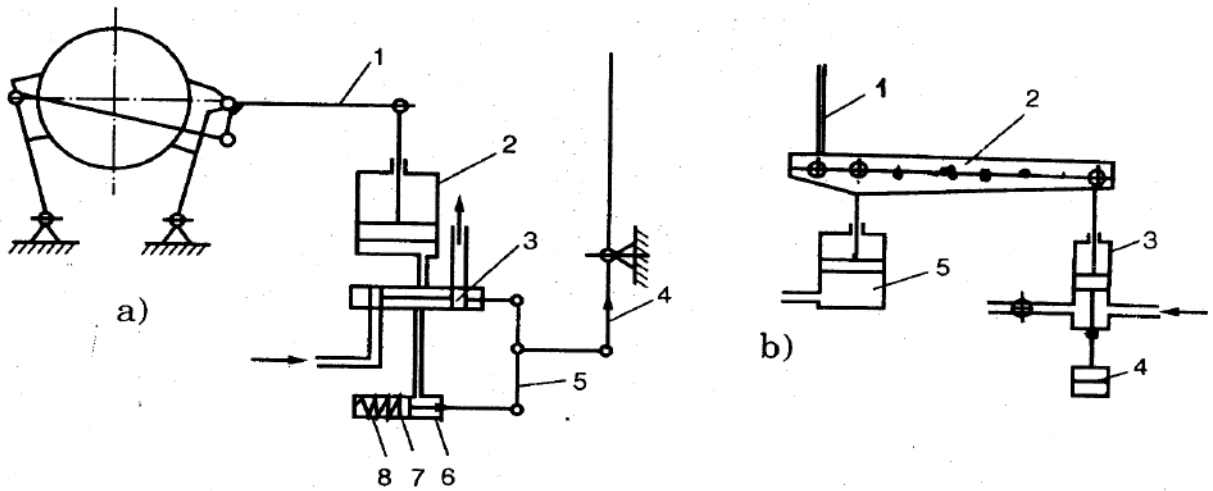
Mômen cắt phanh hay trị số lực phanh trong trường hợp này sẽ phụ thuộc vào vị trí của cần điều khiển. Khi thay đổi vị trí này có thể thay đổi mômen ở phanh.

Về vị trí của con trượt ở tại một vị trí nhất định của cần điều khiển sẽ thay đổi do mòn các bản lề, cho nên người ta thường đưa vào các hệ thống này thiết bị bù trừ đặc biệt. Thiết bị này được trang bị khóa liên động điện, sẽ ngắt động cơ khi hệ thống phanh bị hư mòn lớn.

Hiện nay để phanh khi làm việc và phanh khi có sự cố người ta thường sử dụng một hệ thống phanh. Trong dẫn động thủy lực người ta đưa vào sơ đồ

thêm một van ba ngã 4 (hình 9.15c) của sự phanh khi có sự cố. Van này hoạt động nhờ nam châm điện 1. Cần của nam châm này gắn với con trượt 5.

Trong sự phanh khi làm việc cũng như khi có sự cố thì phanh được hoạt động nhờ xylanh làm việc 2, xylanh này được điều khiển bằng van 6 theo sơ đồ trên. Nam châm điện được lắp vào mạch điều khiển động cơ và khi mở máy động cơ nó sẽ nâng con trượt 5, mở cho dầu đi vào xylanh. Khi dừng động cơ hoặc khi ngắt mạch nam châm điện trong trường hợp lồng thang chuyển động với tốc độ sự cố thì con trượt 5 sẽ hạ xuống, nối thông xylanh làm việc với đường ống xả, sau đó trọng vật 3 sẽ phanh lại.



Hình 9.16: *Các sơ đồ phanh có dẫn động bằng khí nén*

a) Phanh khi làm việc

b) Dẫn động phối hợp để phanh khi làm việc và phanh khi có sự cố

Để làm chất lỏng làm việc, trong các phanh có dẫn động thủy lực người ta dùng dầu thủy lực có độ nhớt 1,5 - 2 độ Engle. Nhớt được đưa vào các xylanh nhờ bơm đặc biệt. Sự không thay đổi áp suất trong hệ được duy trì bởi bộ tích năng lắp trong mạch.

Trên hình 9.16a trình bày phanh làm việc với dẫn động bằng khí nén. Phanh được phanh nhờ đòn 1, khi cho không khí vào xylanh phanh 2. Trị số của mômen phanh được xác lập bởi sự xoay cần điều khiển 4 gắn với cần píttông của bộ chỉ báo áp suất 6 nhờ đòn vi sai 5.

Bộ chỉ báo này gồm có xylanh, ở bên trong nó có píttông 7 di chuyển nhờ lò xo 8. Đầu thứ hai của đòn vi sai 5 được nối với cần của van ba ngã 3. Khi xoay cần điều khiển phanh sang bên phải thì con trượt 3 dịch chuyển sang trái và nối thông xylanh 2 với đường ống nạp. Sau đó không khí bắt đầu đi vào xylanh làm việc 2 và đồng thời đi vào xylanh của bộ chỉ báo áp suất 6. Đồng thời với sự nâng píttông của xylanh phanh thì píttông 7 của bộ chỉ báo áp suất cũng dịch chuyển. Píttông này dưới tác dụng của áp suất

không khí đi vào sẽ nén lò xo 8. Khi đó, đòn 5 sẽ xoay theo chiều kim đồng hồ, di chuyển con trượt 3 về bên phải và đóng đường ống nạp. Cùng với sự thay đổi vị trí của đòn 4 sẽ thay đổi hành trình của con trượt và tương ứng là lượng không khí đi vào xylanh phanh và do đó thay đổi vị trí của píttông gắn với cần điều khiển phanh và làm thay đổi trị số mômen phanh.

Khi xoay cần điều khiển 4 về bên trái thì van ba ngã sẽ nối thông xylanh 2 với đường ống xả.

Bộ chỉ báo áp suất và van ba ngã thường liên kết với nhau thành một hệ thống - bộ điều áp. Bộ điều áp là một trong những cụm quan trọng nhất của phanh. Hiện nay có một số hệ điều áp như vậy, nhưng phổ biến nhất là bộ điều áp hệ Ivecxen.

Trên hình 9.16b trình bày sơ đồ dẫn động khí nén phối hợp của phanh của các máy nâng loại lớn để phanh khi làm việc và phanh khi có sự cố. Dẫn động gồm có hai xylanh - để phanh khi có sự cố 3 và để phanh khi làm việc5,các cần của các píttông của chúng nối với đòn ngang 2, một đầu của nó được nối với thanh kéo 1 của phanh. Khi nâng thanh kéo này thì phanh được phanh lại nhờ trọng vật 4. Trọng vật này được nâng lên khi mở máy nhờ píttông của xylanh 3, không khí sẽ đi vào đó qua đường ống nạp được đậy bằng van gắn với cần điều khiển mở máy và trở thành được nâng trong suốt thời gian làm việc của máy. Khi phanh trong quá trình làm việc thì người ta cho không khí đi vào xylanh 5, píttông của nó, khi được nâng lên sẽ quay đòn 2 và đóng phanh. Sự đi vào của không khí được điều chỉnh bằng bộ điều áp, tương tự như đã xem xét ở trên. Xylanh của phanh khi có sự cố được nối với cần phụ, gắn với bộ điều tốc. Bộ điều tốc sẽ mở van này và đóng phanh khi tốc độ của lồng thang vượt quá mức cho phép.

Trong các phanh có dẫn động bằng khí nén thì không khí được cung cấp từ một trạm chuyên dùng gồm có động cơ điện, máy nén khí, bình chứa và bộ điều áp. Áp suất làm việc của không khí trong các hệ thống này khoảng 6÷8 atmốtphe.

9.6 THIẾT BỊ AN TOÀN VÀ THIẾT BỊ ĐIỀU KHIỂN

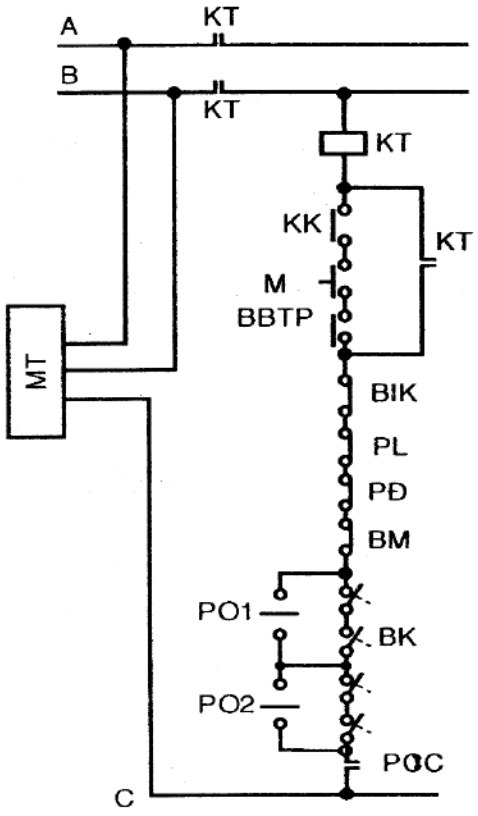
Theo qui phạm an toàn thì các thang nâng cần được trang bị các bộ ngắt hành trình để dừng động cơ khi lồng thang đi quá các vị trí làm việc giới hạn; bộ chỉ độ sâu; bộ hạn chế tốc độ; ampe kế, vôn kế, đồng hồ đo áp suất dầu (hoặc không khí) trong hệ thống phanh và khi tốc độ chuyển động của lồng thang trên 4 m/giây thì được trang bị bộ chỉ tốc độ tự ghi (bộ đo

tốc độ).

Khi tốc độ chuyển động của lồng thang trên 3m/giây thì các máy nâng cũng cần được trang bị các thiết bị để loại trừ khả năng lồng thang tiến đến điểm dừng trên cùng với tốc độ trên 2m/giây.

Phần lớn các thiết bị kể trên được lắp vào mạch của phanh khi có sự cố.

Trên hình 9.17, để làm ví dụ trình bày sơ đồ điện nguyên lý của mạch điều khiển phanh khi có sự cố với dẫn động bằng thủy lực.



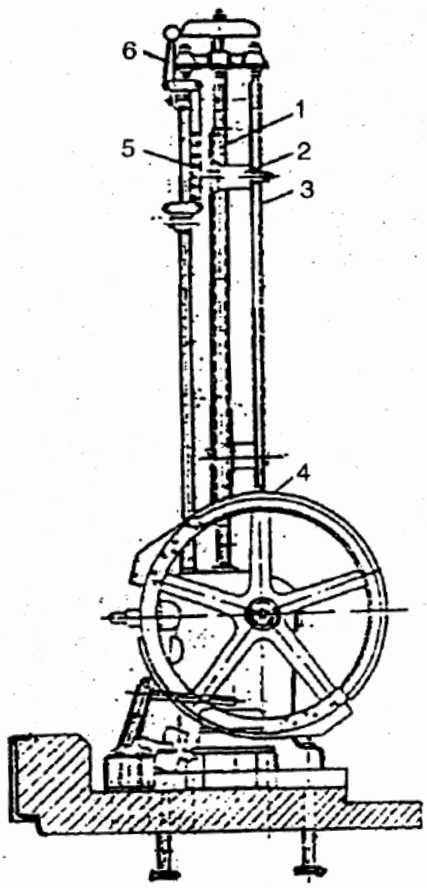
***Hình 9.17:** Sơ đồ điều khiển phanh khi có sự cố*

Nam châm điện *MT* của phanh này được đóng mạch nhờ các tiếp điểm *KT* của rơle *KT* mắc nối tiếp vào mạch phụ nối với các pha *B* và *C*. Cũng lắp vào trong mạch này rơle tốc độ nguy hiểm *POC*, được dẫn động từ bộ hạn chế tốc độ và các cặp bộ hạn chế hành trình *BK*. Hai trong số chúng được lắp trong lòng giếng thang, và ở trên giá hầm mỏ và hai bộ được lắp ở bộ chỉ độ cao nâng của máy nâng.

Các bộ ngắt hành trình này sẽ ngắt mạch điều khiển và do đó đóng mạch phanh sự cố khi lồng thang đi quá các vị trí giới hạn. Để mở máy lặp lại khi các bộ ngắt hành trình đã làm việc thì chúng được *mắc sun* bằng các bộ chuyển đổi *PO1* và *PO2*. Các tiếp điểm tiếp theo sau đó là *BM* và *PĐ* dùng để: thứ nhất là đóng mạch phanh sự cố khi mực dầu thấp, thứ hai là để đóng mạch phanh sự cố khi dừng động cơ. Rơle *PL* được lắp ở bộ điều tốc ly tâm. Bộ ngắt mạch *BIK* dùng để ngắt mạch khi các má phanh bị mòn quá lớn. Các tiếp điểm *KK* và *BBTP* dùng để khóa chuyền các cần điều khiển. Để đóng mạch các tiếp điểm này cần phải sao cho cần điều khiển động cơ khi mở máy nằm ở vị trí trung hòa, còn cần điều khiển phanh nằm ở vị trí "phanh". Sau đó người ta nhấn nút ấn mở máy "*M*", đóng mạch cuộn dây của Rơle *KT* và đóng mạch phanh do đó người ta ngắt mạch phanh bảo hiểm. Khi đóng mạch Rơle *KT* thì tiếp điểm phụ của nó *KT* cũng được đóng mạch và mạch điện được khép kín khi thả nút ấn.

Các bộ ngắt hành trình được lắp đặt ở giá máy và trong giếng thang có thể là loại tay đòn, hiện nay người ta sử dụng phổ biến các bộ cảm biến điện cảm tương tự như loại được dùng ở các thang máy thông thường.

Trên hình 9.18 trình bày sơ đồ giải thích nguyên lý làm việc của bộ chỉ độ sâu. Bộ chỉ độ sâu được lắp đặt ở máy nâng, gồm có hai trục vít song song 1, liên kết với trục chính của máy nâng nhờ các bộ truyền bánh răng. Khi lồng thang làm việc ở các mực tầng khác nhau thì các bánh răng của các bộ truyền này được chế tạo dạng thay thế được. Các đai ốc cảm biến 2 chuyển động theo các trục vít, có gắn các mũi tên chỉ vị trí của lồng thang trên thang chia 3. Để phát tín hiệu về sự cần thiết bắt đầu phanh khi lồng thang đến gần sàn tầng người ta dùng chuông cơ khí. Dùi 6 của chuông này chuyển động được nhờ có thanh răng 5, các răng của nó ăn khớp với vấu lồi trên đai ốc.



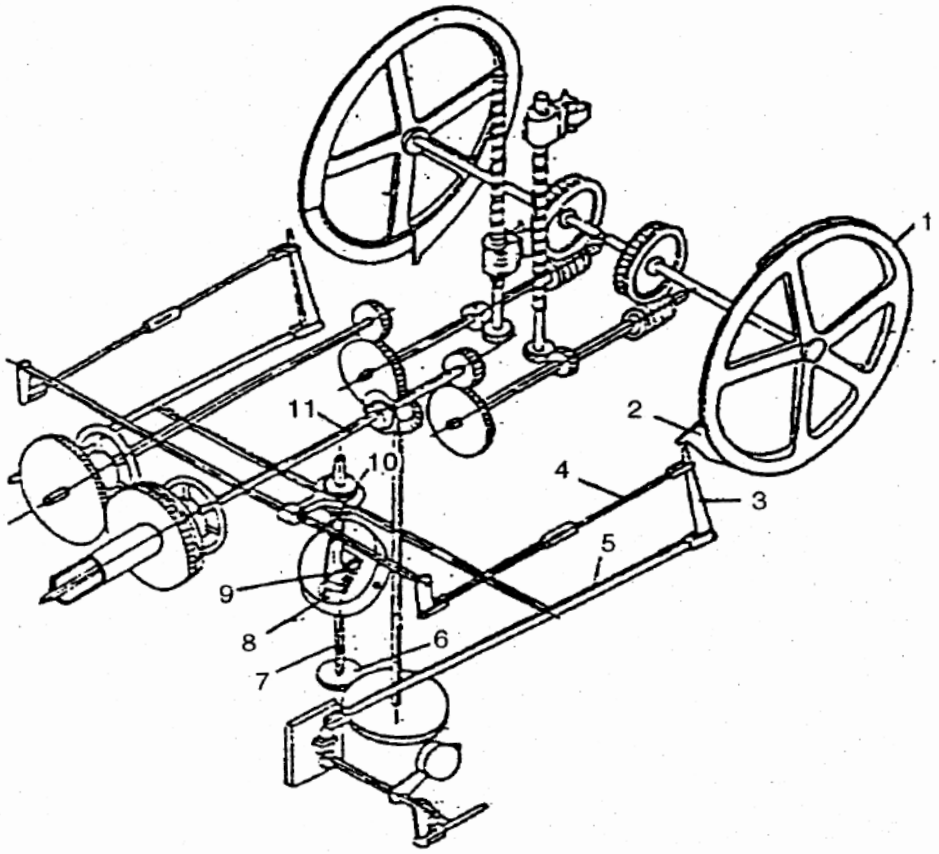
***Hình 9.18:** Bộ chỉ độ sâu của thang nâng có lồng*

Để hạn chế tốc độ chuyển động của lồng thang khi nó đến tầng dừng trên cùng thì ở bộ chỉ độ sâu người ta lắp thêm hai đĩa 4 liên kết với bộ hạn chế tốc độ chuyển động của lồng thang.

Trong các thang nâng có lồng người ta sử dụng cả bộ hạn chế tốc độ cơ khí lẫn bộ hạn chế tốc độ kiểu điện.

Trên hình 9.19 trình bày sơ đồ nguyên lý làm việc của bộ hạn chế tốc độ cơ khí.

Trong bộ hạn chế này thì trục đứng 7 qua bộ truyền tăng tốc 6 và trục ngang 11 được nối với trục chính của máy. Trên trục 7 có lắp bản lề một khung xoay 8 được kéo căng nhờ lò xo 9. Khi trục quay thì khung dưới tác dụng của lực ly tâm sẽ xoay, làm dịch chuyển khớp trượt 10 và đẩy cần 4 gắn với đòn 3. Sau đó, khi đầu của đòn tựa vào đĩa 1, nó quay quanh điểm tựa này và đẩy cần 5. Cần hoặc van điều khiển gắn trực tiếp với nó của phanh sự cố hoặc tác động lên tiếp điểm điện của nó.



Hình 9.19: *Sơ đồ bộ hạn chế tốc độ của lồng thang*

Để hạn chế tốc độ của lồng thang khi nó đi đến điểm dừng trên cùng thì đĩa 1 được trang bị một vấu lồi đặc biệt 2 có biên dạng hình cong. Với sự thay đổi vị trí của điểm tựa của đòn 3 trên biên dạng này sẽ thay đổi vị trí của cần 5 và tương ứng là thay đổi mômen làm việc của bộ hạn chế tốc độ. Tỷ số truyền giữa đĩa và trục chính được chọn sao cho, sau thời gian nâng lồng thang lên một nữa chiều cao thì đĩa sẽ xoay đi một góc khoảng 270°.

Trong các bộ hạn chế kiểu điện được cung cấp nhờ máy phát đo tốc độ nối với trục chính; điện áp của nó phụ thuộc vào số vòng quay của trục này. Người ta lắp vào mạch của máy phát đo tốc độ một rơle, rơle này làm việc ở một lực dòng điện nhất định, ứng với tốc độ chuyển động nguy hiểm của lồng thang và dừng động cơ. Để hạn chế tốc độ này khi lồng thang đi đến điểm dừng trên cùng thì người ta lắp thêm vào mạch của rơle một biến trở con trượt, đòn của nó chuyển động nhờ một đĩa. Khi lồng thang đi đến điểm dừng trên cùng thì đòn của biến trở sẽ đưa điện trở ra và làm tăng dòng điện trong mạch rơle. Tốc độ chuyển động của lồng thang khi bộ hạn chế tốc độ làm việc tương ứng sẽ giảm đi.

Sự mở máy các động cơ không đồng bộ của các máy nâng dùng ở hầm mỏ và sự điều chỉnh số vòng quay của chúng được tiến hành như ở các động

cơ không đồng bộ có vòng tiếp xúc bình thường nhờ có biến trở gắn với cần điều khiển và được lắp vào mạch rôto của động cơ. Để chuyển đổi từ hành trình thuận sang hành trình ngược lại người ta dùng các bộ đảo chiều. Đối với các động cơ công suất nhỏ người ta dùng bộ điều khiển kiểu cam, đối với các động cơ công suất lớn người ta dùng bộ điều khiển bằng công tắc. Sự hãm điện máy nâng của thang nâng có lồng được thực hiện hoặc ở tốc độ siêu đồng bộ hoặc bằng sự hãm ngược. Hiện nay người ta sử dụng rộng rãi sự hãm động năng. Khi đó người ta đưa dòng điện một chiều từ máy phát đặc biệt vào stator của động cơ. Mômen phanh trong trường hợp này được tạo ra do tác dụng tương hỗ của các từ trường rôto và stator.

Cần thấy rằng ở tốc độ chuyển động lớn của lồng thang và tải thay đổi, mà điều này thường gặp trong các máy nâng dùng ở hầm mỏ thì việc đạt được sự phanh êm dịu nhẹ nhàng bằng điện một cách thuần túy mà không dùng sự phanh bằng tay là một điều khó khăn.

Do đó cho đến nay sự phanh của các máy nâng ở hầm mỏ chủ yếu được tiến hành nhờ các phanh được điều khiển bằng thợ máy.

9.7 NGUYÊN TẮC TÍNH TOÁN

Do việc sử dụng tốc độ cao trong các máy nâng dùng ở hầm mỏ nên ở đó phát sinh lực quán tính lớn gây ra dao động đàn hồi của cáp và các lồng thang được treo trên đó nên chúng ta giới hạn trong phần này chỉ đề cập đến đặc điểm của nguyên tắc tính toán chung của các máy nâng này.

Năng suất giờ cần thiết của thang nâng có lồng được xác định theo công thức

$$A = \frac{A_n}{t_c.m}.K \ \text{(T/h)} \tag{9.3}$$

trong đó A_n - năng suất yêu cầu trong năm (T/n),

$K \approx 1,15$ - hệ số tính đến sự khai thác không đều,

m - số ngày làm việc trong năm; t_c - số giờ làm việc trong 1 ngày đêm.

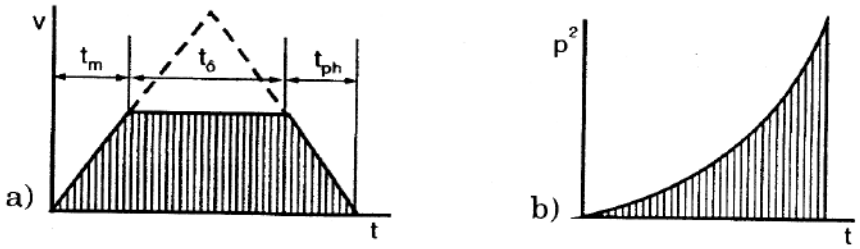
Thời gian cần thiết của một lần nâng $t = \frac{3600}{Z_n} - t_o$

trong đó Z_n - số lần nâng trong 1 giờ,

t_o - thời gian được nghỉ giữa các lần nâng, được lấy khoảng $10 \div 25$ giây .

Số lần nâng trong 1 giờ bằng $Z_n = \frac{A}{Q}$ (9.4)

trong đó Q - trọng lượng của khoáng sản được nâng (Netto) (T)



Hình 9.20: *Các biểu đồ để tính toán thang nâng có lồng*
a) Biểu đồ làm việc; b) Biểu đồ để tính lực tương đương

Xuất phát từ thời gian của một lần nâng t, chiều cao nâng cho trước H và biểu đồ mở máy người ta xác định tốc độ cần thiết của lồng thang.

Biểu đồ mở máy được xây dựng với các trục tọa độ: tốc độ v và thời gian của một lần nâng t, hình dáng của nó phụ thuộc vào đặc tính của động cơ.

Trường hợp đơn giản nhất khi chuyển động đều nó có dạng hình thang (xem hình 9.20a). Giả thiết rằng đối với trường hợp này thời gian mở máy t_m bằng thời gian phanh t_{ph} có

$$t_m = t_{ph} = \frac{v}{a}$$

trong đó a - trị số gia tốc tới hạn (m/giây^2) cho phép theo quy phạm an toàn nâng người.

Thời gian chuyển động bình ổn sẽ bằng

$$t_ô = t - 2t_m = t - 2\frac{v}{a}$$

Quãng đường mà lồng thang đi được sau một chu kỳ khi nâng là

$$S = H = v.(t_ô + t_m)$$

Sau khi thay các giá trị cuả $t_ô$ và t_m và biểu thức này ta có

$$v^2 - atv + aH = 0$$

từ đây ta sẽ tìm được tốc độ chuyển động cần thiết của lồng thang

$$v = a\frac{t}{2} - \sqrt{\left(a\frac{t}{2}\right)^2 - aH} \qquad (9.5)$$

tốc độ này không thể vượt quá $v = \dfrac{2H}{t_{ph} - t_m}$

tốc độ này sẽ gặp khi thời gian nâng $t = t_m + t_{ph}$ và ứng với biểu đồ mở máy trên hình 9.20a bằng hình nét đứt. Sự tăng tiếp theo của tốc độ này sẽ không có ý nghĩa vì không thể tăng năng suất của thiết bị.

Cũng như đối với các thang máy, trị số lớn nhất của gia tốc a khi nâng người không được vượt quá 0,75m/giây^2. Cũng theo qui phạm này người ta

giới hạn tốc độ chuyển động của lồng thang, trị số lớn nhất của nó ở độ cao nâng $H \leq 250$ mét lấy gần đúng theo công thức

$$v = 0,8\sqrt{H}$$

Khi độ cao nâng H > 250 mét tốc độ này lấy không quá 12m/giây.

Cũng giống như trong thiết bị thang máy, công suất của động cơ máy nâng được xác định theo lực vòng P trên tang. Trị số của lực này có tính đến các lực cản phụ ở các dẫn hướng và trọng lượng của cáp được xác định theo công thức

$$P = Q(1+K) + p(x - x_1) \tag{9.6}$$

trong đó Q - trọng lượng cuả vật nâng cả bao bì (kg),

p - trọng lượng của 1 mét cáp (kg),

x_1 và x - chiều dài của nhánh cáp vào và ra tính từ trục puli của giá đến điểm bắt chặt lồng thang tại vị trí xét (m),

K - hệ số tính đến các lực cản phụ của cabin ở các dẫn hướng, thường lấy $k \approx 0,2$.

Trong (9.6) số hạng $p(x - x_1)$ tính đến trọng lượng cáp là trị số thay đổi. Do đó việc lựa chọn động cơ của các máy nâng này khi tính toán sơ bộ có thể tiến hành theo lực tương đương sau

$$P_{td} = \sqrt{\frac{\int_o^t p^2 dt}{t}} \tag{9.7}$$

trong đó t - thời gian nâng,

Trị số $\int_o^t P^2 dt$ có thể được tìm bằng đồ thị. Từ biểu đồ $p^2 = f(t)$ (hình 9.20b), trong đó theo trục hoành người ta đặt thời gian nâng cabin t từ vị trí dưới cùng lên vị trí trên cùng, theo trục tung người ta đặt trị số p^2. Từ biểu đồ này ta có

$$\int_o^t P^2 dt = f.K_p.K_t$$

trong đó f - diện tích của biểu đồ,

K_p và K_t - tỷ lệ xích của lực và thời gian khi dựng biểu đồ.

Công suất cần thiết của động cơ với giá trị lực vòng P đã tìm, được tính toán theo các công thức chung.

Động cơ đã chọn theo lực tương đương cần được kiểm tra quá tải khi

lực kéo lớn nhất trên tang. Lực này có được trong một của những trường hợp sau

1- Khi nâng lồng thang rỗng từ vị trí dưới cùng và lồng thang thứ hai đặt trên gối tựa (trường hợp này gặp khi thay cáp nâng)

2- Khi nâng lồng thang có tải ở mức tầng trên cùng.

Trong trường hợp thứ nhất lực kéo trên tang bằng

$$P = (G + p \cdot L)(1 + K) \tag{9.8}$$

Trong trường hợp thứ hai lực kéo trên tang bằng

$$P = \left[(Q + G) - p \cdot L\right](1 + K) \tag{9.9}$$

Trong các công thức này

G - trọng lượng lồng thang rỗng,

L - khoảng cách từ trục các puli của giá đến chỗ treo lồng thang.

Hệ số lực cản ở các dẫn hướng K khi đó lấy bằng 0,1.

Mômen của các lực này qui dẫn về trục động cơ không được vượt quá giá trị mômen tới hạn cho phép của động cơ theo sự bảo vệ mạch điện.

Sự kiểm tra nhiệt động cơ đã chọn khi tính duyệt được tiến hành theo dòng điện trung bình bình phương. Nguyên tắc tính toán mômen phanh của phanh sự cố, bộ hãm bảo hiểm cũng như gia tốc khi mở máy đều tương tự như đã xét ở trên trong phần thứ nhất.

Đối với các phần tử của thang nâng có lồng có thể có ba trường hợp tính toán sau

1- Khi thang nâng làm việc với tải danh nghĩa.

2- Khi làm việc trong điều kiện có sự cố khi lồng thang tập kết trên bộ hãm bảo hiểm

3- Khi lồng thang bị kẹt trên các dẫn hướng (trường hợp tới hạn).

Theo trường hợp thứ nhất tiến hành tính toán sức bền mỏi.

Theo trường hợp thứ hai và thứ ba - tiến hành tính bền tĩnh.

Do cáp nâng có chiều dài và độ đàn hồi lớn thì lực động tác dụng trong đó khi thay đổi tải trọng đột ngột có thể có giá trị rất lớn và trong một số trường hợp lực động này vượt quá lực kéo đứt của cáp. Xuất phát từ điều này, phép tính các máy nâng dùng ở hầm mỏ theo tải trọng tới hạn (trường hợp tính toán 3) thường được tiến hành theo lực kéo đứt một nhánh cáp; nhánh thứ hai được chất tải bởi trọng lượng cabin rỗng. Hệ số dự trữ bền trong phép tính này lấy gần với giới hạn chảy của vật liệu - khoảng 1,1 - 1,2.

Chương 10

THANG NÂNG DÙNG XE KÍP

10.1 ĐẶC ĐIỂM CHUNG

Thang nâng dùng xe kíp được dùng để chuyển tải các loại vật liệu được chất đống (như quặng, than đá, cát v.v.) và làm việc với các gầu dỡ tải tự động (xe kíp). Tùy thuộc vào công dụng các thang nâng này có thể được chia làm ba nhóm

1- Thang nâng công nghiệp công dụng chung dùng để nâng các loại vật liệu chất đống khác nhau (tro, cát, thức ăn gia súc v.v.).

2- Thang nâng dùng ở các lò cao để cung cấp than cốc, quặng và xỉ vào lò.

3- Thang nâng dùng ở hầm mỏ làm các máy nâng chính của hầm mỏ để chuyển tải lên mặt đất than đá, quặng v.v.

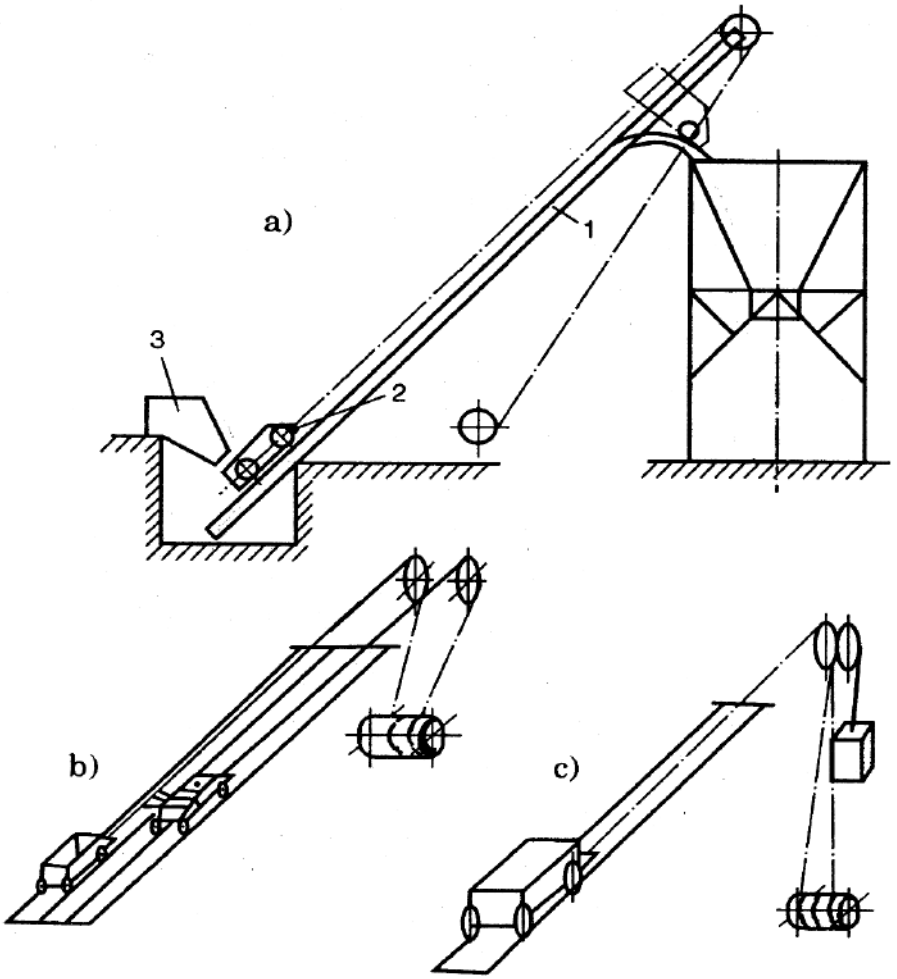
Các thang nâng công nghiệp thường có gầu với dung tích $0,5 \div 5 m^3$, chiều cao nâng không lớn lắm (khoảng $30 \div 40$ mét) và tốc độ nâng khoảng $0,5 \div 1,5$ m/giây.

Các thang nâng công nghiệp và thang nâng ở lò cao có dung tích gầu từ 3,5 đến 14 m^3 và chiều cao nâng từ 50 đến 500 mét và trên nữa. Cả hai loại thang nâng này đều làm việc ở chế độ rất nặng, với tốc độ từ 3 m/gây đến 7 m/giây và trên nữa.

Trên hình 10.1 đưa ra các sơ đồ của các thang nâng dùng xe kíp. Bộ phận cơ bản của thang nâng (xem hình 10.1a) là xe kíp 2, di chuyển theo các ray hoặc dẫn hướng, được bắt chặt vào kết cấu thép đặc biệt (cầu) 1 của hầm mỏ (ở các thang nâng dùng ở hầm mỏ).

Gầu được chất tải bằng tay (đối với các thang nâng nhỏ) hoặc được chất tải qua thiết bị chất tải chuyên dùng 3. Ở vị trí trên cùng gầu được dỡ tải tự động. Sự dỡ tải được tiến hành hoặc là bằng cách lật gầu (xe kíp lật) hoặc dỡ tải qua cửa ở thành hoặc đáy gầu (xe kíp dỡ tải qua đáy gầu). Đáy gầu được đậy kín bằng tấm chắn trong thời gian chất tải và thời gian nâng. Với năng suất nhỏ thì thang nâng được lắp một xe kíp. Trọng lượng của xe kíp được cân bằng bởi đối trọng treo vào đầu cáp vắt qua tang (hình 10.1c).

Với năng suất lớn (thang nâng dùng ở hầm mỏ và thang nâng dùng ở lò cao) thay vì đối trọng người ta lắp xe kíp thứ hai (hình 10.1b). Trong trường hợp này thì trọng lượng các xe kíp tự cân bằng lẫn nhau.



Hình 10.1: *Các sơ đồ thang nâng dùng xe kíp*

a) Sơ đồ nguyên lý; b), c) Các thang nâng có một và hai xe kíp

Ở các thang nâng nhỏ, ít làm việc thì đôi khi người ta cũng không lắp đối trọng để đơn giản kết cấu của thang, nhưng khi đó sẽ tăng công suất cần thiết của động cơ.

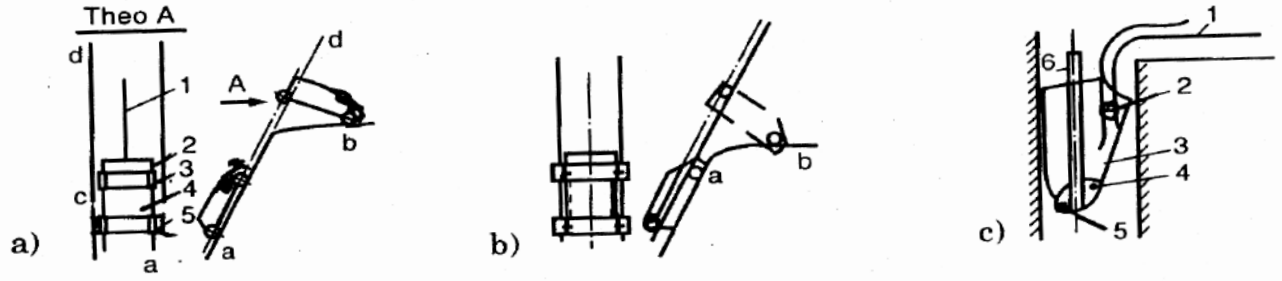
Tùy thuộc vào điều kiện địa hình thì các dẫn hướng của xe kíp được lắp thẳng đứng hoặc lắp nghiêng. Theo đó người ta phân ra thang nâng thẳng đứng và thang nâng nghiêng. Trong một số thang nâng thẳng đứng, để đảm bảo sự chất tải và dỡ tải của xe kíp thì các đoạn đường cuối người ta làm nghiêng. Ở vùng chất tải thì góc nghiêng thường lấy khoảng từ $60°$, ở vùng dỡ tải để đảm bảo gầu đổ ra hết thì góc nghiêng thường lấy khoảng $50°$. Cấu hình của dẫn hướng như thế cũng được dùng cho một số thang nâng nghiêng (thang nâng dùng ở xưởng luyện gang).

10.2 XE KÍP VÀ DẪN HƯỚNG

Để làm các dẫn hướng cho các xe kíp của các thang nâng công nghiệp thẳng đứng người ta dùng thép cán định hình dạng góc và dạng chữ T. Đối với các thang nâng dùng ở hầm mỏ, để làm dẫn hướng người ta dùng các đà gỗ hay ray xe lửa, tương tự như dùng cho các thang nâng có lồng. Ở các dẫn hướng này, đa số trường hợp người ta dùng guốc tựa trượt hoặc guốc tựa lăn. Ở các thang nâng nghiêng, người ta dùng ray xe lửa có tiết diện hình chữ nhật hay hình vuông, đặt trên kết cấu tựa (dầm, đà v.v.). Để làm các điểm tựa cho các xe kíp, trong trường hợp này, người ta dùng các bánh xe di chuyển và để tránh cho chúng không bị trật ra khỏi đường ray người ta chế tạo bánh xe có gờ. Khi góc nghiêng của đường lớn hơn 40° thì trong các thang nâng này, trên các bánh xe di chuyển người ta thường lắp thêm ray áp.

Các bộ phận cơ bản của xe kíp là khung, gầu, thiết bị tựa (con lăn hoặc guốc tựa) và các chi tiết treo cáp nâng. Kết cấu của các chi tiết này phụ thuộc vào kiểu xe kíp (loại dỡ tải bằng lật gầu hay dỡ tải qua đáy). Trên hình 10.2 đưa ra các sơ đồ cơ bản của xe kíp lật.

Trong sơ đồ ở hình 10.2a xe kíp gồm có thân xe (gầu) 4 được lắp bản lề vào khung 2 được chế tạo từ thép hình (hoặc thép tròn), ở đó có lắp cáp nâng 1. Các con lăn phía trước 3 được chế tạo đơn còn các con lăn phía sau 5 được chế tạo kép. Con lăn phía trước và nửa bên trái của con lăn phía sau 5 cùng di chuyển theo một đường ray được uốn cong ở vùng dỡ tải (đoạn *ab*). Ở vùng này được lắp thêm một đường ray để khi lật thùng thì nữa bên phải của con lăn phía sau di chuyển trên đó; các con lăn phía trước khi đó sẽ tiếp tục chuyển động theo đoạn cong của đường chính.



***Hình 10.2:** Các sơ đồ của xe kíp lật*

a), b) Của thang nâng nghiêng; c) Của thang nâng thẳng đứng

Trên sơ đồ ở hình 10.2b cả hai con lăn được bố trí ở trong một mặt phẳng nhưng ở các mực khác nhau và di chuyển theo hai đường ray độc lập.

Ở trong vùng dỡ tải thì ray dưới của con lăn phía trước được uốn cong (đoạn ab) còn ray thứ hai thì để thẳng.

Các xe kíp của thang nâng công nghiệp và thang nâng ở lò cao cũng được thực hiện theo các sơ đồ này.

Trên hình 10.2c đưa ra sơ đồ thứ ba dùng khi dẫn hướng thẳng đứng, cá biệt trong máy nâng ở mỏ. Trong sơ đồ này thì gầu 3 được bắt bản lề ở khung đứng 6. Trên đó có lắp các con lăn 2. Các con lăn này ở đoạn đường dỡ tải thì đi vào các dẫn hướng cong 1. Khi nâng khung, con lăn chuyển động theo dẫn hướng và lật xe kíp quanh trục 4; khi hạ thì xe kíp trở về vị trí ban đầu.

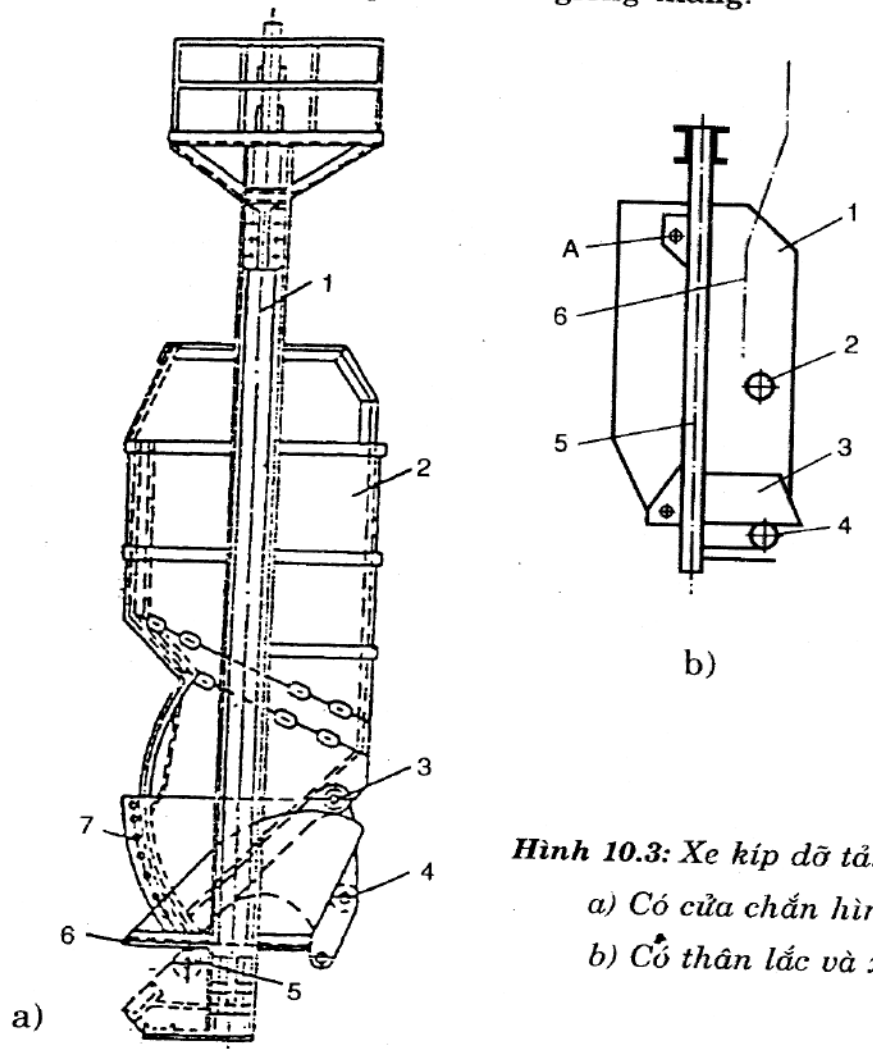
Trọng tâm của xe kíp phân bố so với trục quay của nó sao cho mômen do trọng lượng riêng của xe kíp giữ nó không bị lật khi chất tải và khi nâng. Để chống lật do mômen này thì gầu được bảo vệ bởi cữ chặn lắp trên khung. Các xe kíp lật được đổ ra hết khi dỡ tải. Điều này đặc biệt cần thiết khi chở vật liệu dính. Nhược điểm của chúng là có chiều dài đoạn đường dỡ tải lớn. Đoạn đường này cần phải có để nâng khung xe kíp đến vị trí cần thiết để đổ sạch gầu. Ngoài ra, khi xe kíp đi vào các đoạn dẫn hướng cong thì phát sinh các lực quán tính lớn vì thế làm tăng đáng kể tải trọng tác dụng lên các dẫn hướng và các cơ cấu của thang nâng. Để tránh điều này thì tốc độ chuyển động của xe kíp lật ở vùng dỡ tải người ta ấn định không quá $0,5 \div 0,7$ m/giây.

Trong các thang nâng có tốc độ cao hơn thì cần thiết phải có một thiết bị đặc biệt để giảm tốc độ của xe kíp khi nó đi vào đường cong dỡ tải. Bên cạnh sự làm đắt thêm giá thành của thiết bị thì sự giảm tốc độ như vậy cũng sẽ làm giảm năng suất của thang nâng.

Các xe kíp lật chủ yếu được sử dụng trong các thang nâng công nghiệp, thang nâng dùng ở lò cao; trong các thiết bị nâng dùng ở hầm mỏ, nơi mà yêu cầu thang nâng phải có năng suất rất cao. Chúng cũng ít gặp và chủ yếu khi làm việc với than đá pha đất sét ẩm. Trong những trường hợp còn lại khi nâng ở hầm mỏ người ta sử dụng các xe kíp với sự dỡ tải qua đáy. Sơ đồ của loại xe kíp này được đưa ra trên hình 10.3a.

Thân 2 của xe kíp này được bắt cố định trên khung 1. Khung 1 được treo trên các cáp nâng; cửa dỡ tải được bố trí ở thành phía trước của thân xe và được đóng bằng cửa chắn hình quạt 7. Cửa chắn có thể mở được nhờ đòn 4, trên đó có lắp con lăn tựa. Ở trong vùng dỡ tải thì con lăn tựa vào tấm dẫn hướng và khi tiếp tục nâng thùng thì nó làm xoay đòn 4 mở cửa gắn với nó. Vật liệu được đổ ra qua máng 6. Một đầu của máng nối với đầu

của đòn 4 còn đầu thứ hai dùng con lăn 5 làm điểm tựa. Khi xoay đòn quanh điểm 3 thì máng được đẩy ra và đồng thời có vị trí nghiêng khi che kín khe hở giữa đáy xe kíp và thành giếng thang.



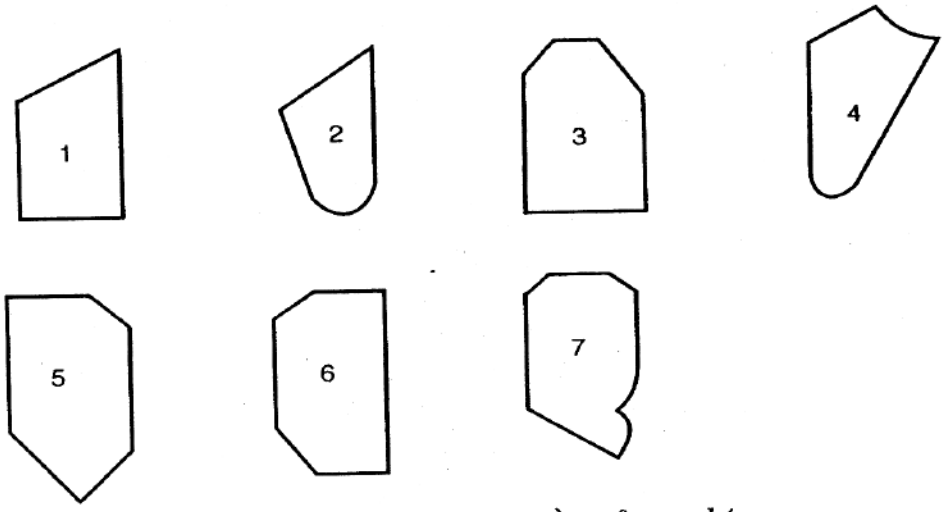
Hình 10.3: *Xe kíp dỡ tải qua đáy*
a) Có cửa chắn hình quạt
b) Có thân lắc và xoay

Khi làm việc với vật liệu dạng cục lớn thì phát sinh nguy cơ bị kẹt của các cửa đòn bẩy và đặc biệt là các cửa chắn hình quạt. Đối với các vật liệu này người ta đưa ra các loại xe kíp có thân lắc theo hình 10.3b. Thân 1 của xe kíp này được bắt bản lề trên khung 5 và có thể xoay đi một góc nào đó (khoảng 15°) so với điểm *A*. Khi nâng thì xe kíp có vị trí thẳng đứng và cửa xả của nó được đậy kín bằng máng xả 3. Một đầu của máng này được bắt bản lề vào thân, còn đầu kia thì nằm trên con lăn tựa 4. Thân xoay đi nhờ các con lăn 2. Các con lăn này ở trong vùng dỡ tải thì đi vào các dẫn hướng nằm nghiêng 6. Khi quay thân thì máng dưới 3 được đẩy ra. Máng này được lắp đặt vào vị trí làm việc dưới một góc cần thiết để dỡ tải. Khi hạ xe kíp thì thân của nó lại có vị trí thẳng đứng còn máng thì có vị trí nằm ngang.

Các xe kíp dỡ tải qua đáy không đòi hỏi phải giảm tốc độ trong vùng dỡ tải, cho nên điều này là ưu điểm đáng kể. Trong máy nâng ở hầm mỏ thì tốc độ của chúng ở vùng này cũng lấy như đối với thang nâng có lồng theo quy phạm an toàn. Nhược điểm của các xe kíp này là không đổ ra hết hoàn toàn khi làm việc với các vật liệu dính, khi vật liệu nặng đặc biệt cũng phát sinh nguy cơ làm hỏng cửa chắn của xe kíp khi dỡ tải.

Đa số các xe kíp có tiết diện hình chữ nhật. Nhưng với tiết diện này thì thường xảy ra sự dính vật liệu ở các góc của xe. Việc tháo gỡ chúng ra khỏi các góc này là khó khăn. Do đó người ta đưa ra các loại xe kíp có tiết diện tròn, mà đôi khi cũng được sử dụng trong các thang nâng ở hầm mỏ.

Trên hình 10.4 đưa ra các biên dạng gầu của thang nâng dùng xe kíp.



Hình 10.4: *Các biên dạng gầu của xe kíp*

Các biên dạng từ 1 đến 4 thường dùng cho xe kíp lật. Biên dạng 1 dùng cho các thang nâng công nghiệp loại nhỏ và biên dạng 2 dùng cho các thang nâng ở lò cao. Các xe kíp của máy nâng này thường có dạng vươn dài để không làm tăng kích thước của kết cấu thép (cầu) mà theo đó xe kíp di chuyển. Các biên dạng 3, 4 được dùng cho các thang nâng ở hầm mỏ với xe kíp lật. Biên dạng 5 và 7 được sử dụng trong các xe kíp hầm mỏ có thân cố định và dỡ tải qua đáy và biên dạng 6 dùng trong các xe kíp lắc.

Cấu hình và kích thước của cửa dỡ tải của xe kíp có dỡ tải qua đáy được ấn định tùy theo kiểu cánh cửa chắn.

Để hướng cho vật liệu đi tốt nhất trong khi dỡ tải thì thành sau của xe kíp người ta chế tạo có chiều cao lớn hơn thành trước

Thân xe kíp được chế tạo thường bằng phương pháp hàn bằng thép tấm có chiều dày $7 \div 10$ mm. Ở các xe kíp của lò cao thì thép tấm có chiều dày đến $10 \div 12$ mm.

Các thành bên và đáy của các xe kíp dùng ở lò cao được chế tạo từ thép măng-gan chiều dày khoảng 20 mm.

Khung của xe kíp được chế tạo từ thép định hình hay thép tròn. Các con lăn của xe kíp thường được đúc bằng thép. Để tránh cho chúng trật khỏi đường ray thì người ta chế tạo các con lăn có gờ. Trục các con lăn nằm ở dưới thân của xe kíp; trong một số trường hợp chúng được chế tạo dưới dạng ngõng trục lắp vào mặt bích bắt vào các thành bên của thân. Thường thì các con lăn được lắp trên các ổ lăn.

Đa số trường hợp thì xe kíp được treo trên một đầu cáp, hiếm khi treo trên hai đầu cáp (xe kíp dùng ở lò cao) qua bộ cân bằng.

Để bù trừ sự giãn cáp ở các xe kíp thang nâng công nghiệp và xe kíp thang nâng lò cao các cáp được bắt vào khung nhờ các tăng đơ bằng vít hoặc các quai treo. Các quai treo có một loạt lỗ để khi giãn cáp, thay các khoen treo để bắt cáp vào xe kíp.

Kích thước của xe kíp của các máy nâng dùng ở hầm mỏ hiện nay được tiêu chuẩn hóa. Khi đó người ta lấy loại xe kíp có thân cố định và cửa chắn kiểu hình quạt hoặc tay đòn làm kiểu cơ bản. Dung tích của các xe kíp như thế khoảng $3,5 \div 14$ m^3. Các xe kíp có khung lật được dùng khi làm việc với vật liệu đặc biệt dính.

10.3 CƠ CẤU NÂNG

Đa số trường hợp các thang nâng dùng xe kíp công suất không lớn có các bộ tời dùng tang với các bộ truyền bánh răng trụ.

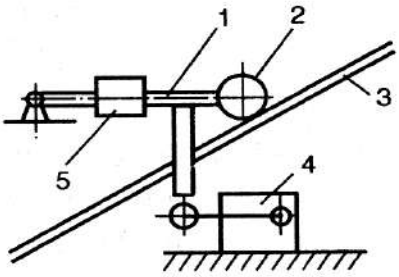
Ưu điểm chính của các bộ truyền trục vít - bánh vít đó là không ồn khi làm việc - trong các thang nâng dùng xe kíp không đóng vai trò lớn cho nên chúng ít được sử dụng.

Các cụm chính của bộ tời xe kíp là động cơ, hộp giảm tốc bánh răng trụ, phanh và tang quấn cáp. Cáp thường được quấn một lớp lên tang.

Dẫn động bộ tời của các thang nâng dùng xe kíp không lớn thường được thực hiện bằng động cơ không đồng bộ rôto dây quấn hoặc rôto lồng sóc. Khi tốc độ của xe kíp lớn hơn 0,5 m/giây người ta dùng động cơ hai tốc độ theo kiểu động cơ dùng cho thang máy. Các động cơ này cho phép giảm số vòng quay của động cơ một cách tiện lợi khi xe kíp đi vào đường cong dỡ tải.

Sự phanh bộ tời thường được tiến hành nhờ phanh má đặt giữa trục động cơ và hộp giảm tốc.

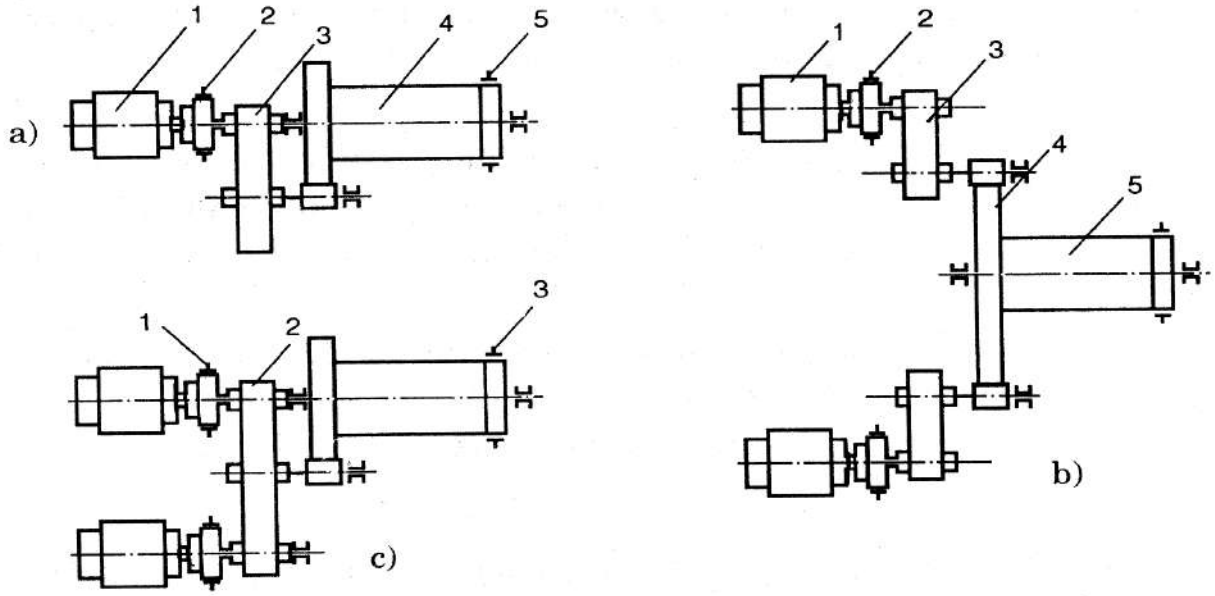
Trong các thang nâng nghiêng các xe kíp của chúng được trang bị các con lăn. Khi xe kíp bị kẹt hoặc bị trật ra khỏi đường ray thì cáp có thể tiếp tục được quấn vào tang, điều này dẫn tới nguy cơ bị đứt cáp. Để tránh điều đó trong các bộ tời của các thang nâng dùng xe kíp người ta lắp bộ ngắt khi cáp bị yếu. Bộ ngắt này làm việc theo sơ đồ như trên hình 10.5.



Hình 10.5: *Sơ đồ bộ ngắt khi cáp bị yếu*

Bộ ngắt gồm có đòn 1, trên đầu của nó có lắp một ống hay một con lăn dài 2. Con lăn này được ép vào cáp nâng 3 nhờ trọng vật ép 5. Khi cáp bị lỏng thì đòn xoay đi, ép vào đòn của bộ ngắt hành trình 4 và ngắt mạch động cơ.

Theo nguyên lý làm việc thì các cơ cấu nâng của thang nâng dùng xe kíp ở lò cao gần giống với các cơ cấu của thang nâng có lồng. Chúng cũng được trang bị bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm, các bộ ngắt hành trình và hai phanh - một phanh dùng khi làm việc bình thường và một phanh làm việc khi có sự cố. Phanh làm việc thường được lắp trên trục động cơ, còn phanh sự cố thì lắp ở tang.



Hình 10.6: *Các sơ đồ cơ cấu nâng của thang nâng dùng xe kíp*
a) Có một động cơ ; b), c) Có hai động cơ

Các cơ cấu này được thực hiện với dẫn động từ một và hai động cơ. Sơ đồ của cơ cấu thứ nhất được thể hiện trên hình 10.6a. Nó gồm có động cơ 1,

hộp giảm tốc 3, tang 4 và hai phanh: phanh làm việc bình thường 2, phanh sự cố 5.

Trong sơ đồ trên hình 10.6b được lắp hai động cơ 1. Chuyển động quay được truyền đến tang trong trường hợp này qua hai hộp giảm tốc 3 và hai cặp bánh răng 4. Cơ cấu có hai phanh 2. Mỗi một phanh được tính toán cho mômen nâng vật toàn bộ. Trường hợp cần thiết thì một trong số phanh này có thể làm việc như phanh sự cố cho nên ở đây không cần lắp phanh sự cố chuyên dùng.

Trong sơ đồ trên hình 10.6c người ta lắp chung một hộp giảm tốc 2 có bánh răng chữ V cho cả hai động cơ. Cơ cấu được trang bị ba phanh. Hai phanh 1 trong số chúng được lắp trên trục động cơ là các phanh làm việc còn phanh 3 nằm trên trục tang là phanh sự cố. Trong cả hai cơ cấu đã xét thì bộ hạn chế tốc độ kiểu ly tâm và bộ ngắt hành trình để dừng động cơ (không được chỉ ra trên sơ đồ) nối với trục tang. Bộ hạn chế tốc độ ngắt động cơ khi tăng tốc độ chuyển động của xe kíp quá 15%, lúc đó phanh sự cố sẽ tự động làm việc.

Bộ hạn chế tốc độ của các máy trước đây được chế tạo là bộ hạn chế kiểu trục spinđen tương tự như đối với các thang máy. Hiện nay, để hạn chế tốc độ người ta sử dụng bộ hạn chế thủy ngân đặc biệt. Sự tồn tại trong cơ cấu hai động cơ đảm bảo khả năng làm việc cho thang nâng khi có sự cố, khi hỏng một trong hai động cơ. Điều này rất quan trọng đối với lò cao. Sơ đồ này, cá biệt được dùng trong các cơ cấu nâng của thang nâng dùng ở lò cao.

Công suất các động cơ của thang nâng dùng xe kíp của các xưởng luyện gang đạt tới 400 kW và trên nữa. Thường thì các thang nâng này có dẫn động từ động cơ điện một chiều làm việc theo sơ đồ máy phát - động cơ (MP - ĐC).

Việc sử dụng các động cơ điện không đồng bộ đối với các máy nâng này đã cho các kết quả không đáp ứng theo yêu cầu.

Đối với các thang nâng dùng xe kíp ở hầm mỏ người ta cũng lắp các máy nâng giống như đối với các thang nâng có lồng.

10.4 THIẾT BỊ CHẤT TẢI VÀ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

Sự chất vật liệu vào xe kíp của các thang nâng công nghiệp không lớn thường được tiến hành bằng tay hay dùng xe goòng.

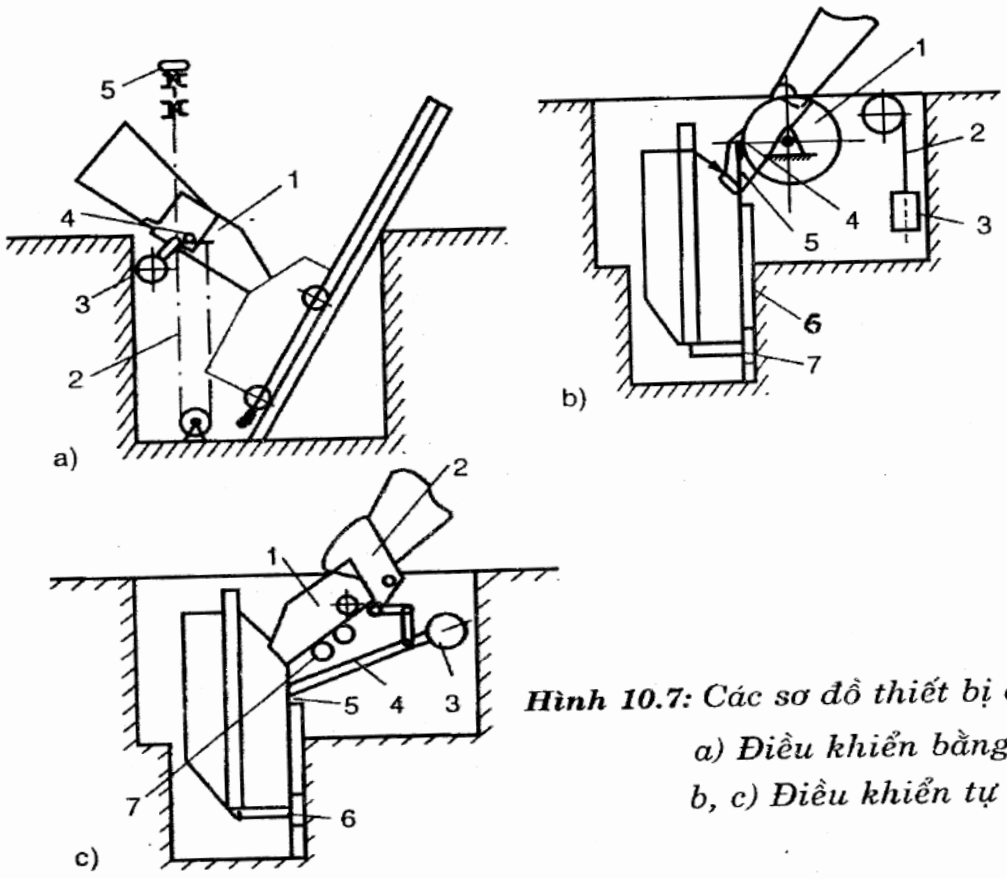
Khi có khả năng định lượng cấp liệu theo dung tích của xe kíp thì sự chất tải xe kíp được tiến hành qua các phễu dẫn hướng. Khi không có khả

năng cấp liệu như vậy thì người ta đặt những thùng chứa có thêm thiết bị định lượng. Loại thiết bị như thế trong các thang nâng dùng xe kíp ở lò cao là toa cân.

Trong các máy nâng dùng ở hầm mỏ để chất tải xe kíp người ta thường đặt những thùng chứa được tính toán theo dung tích của một hay nhiều xe goòng (trường hợp sau cần phải đặt thiết bị định lượng).

Khi đi đến xe kíp thì vật liệu được hướng vào đó nhờ có máng hoặc phễu. Ở các thang nâng nghiêng, loại phễu như vậy có thể đặt trực tiếp ở trên xe kíp. Ở các thang nâng đứng và thang nâng nghiêng có góc nghiêng lớn cần phải đặt máng lật chuyên dùng.

Các sơ đồ thiết bị chất tải được trình bày trên hình 10.7.



Hình 10.7: *Các sơ đồ thiết bị chất tải xe kíp*
a) Điều khiển bằng tay
b, c) Điều khiển tự động

Hình 10.7a, máng chất tải 1 có thể xoay quanh bản lề 4. Đối trọng 3 được bắt vào máng. Trọng lượng của đối trọng được chọn, sao cho sau khi xoay máng đi một góc nào đó lên phía trên thì nó sẽ quay trở về nhờ đối trọng. Sau khi hạ xe kíp xuống để chất tải thì máng được đưa vào vị trí làm việc bằng tay nhờ tay điều khiển 5 gắn với cáp 2.

Hình 10.7b,c trình bày các thiết bị để hạ máng tự động khi xe kíp đến nơi.

Trong thiết bị trên hình 10.7b thì máng khi hạ xuống sẽ tựa trên gối tựa di động 7. Gối tựa này trượt trên các dẫn hướng đứng 6. Đầu của cáp 5 gắn với gối tựa này được quấn qua tang 1 của trục cửa chắn. Khi hạ xe kíp thì gối tựa khi chuyển động xuống dưới sẽ kéo cáp 5 làm quay tang của bộ cấp liệu và hạ máng 4. Ở hành trình ngược lại của xe kíp thì máng xoay ngược lại nhờ đối trọng 3. Đối trọng này liên kết với tang nhờ cáp 2.

Hình 10.7c trình bày sơ đồ thiết bị chất tải với máng đẩy. Trong thiết bị này cửa chắn 2 cũng được làm chuyển động bằng cáp kéo 5 từ gối tựa di động 6. Cáp này nối với đòn xoay 4 hình chữ T. Trên đầu của nó có lắp đối trọng 3. Đòn xoay nối với cửa chắn 2 mà máng chất tải 1 được gắn vào đó. Khi xoay đòn 4 xuống dưới thì cửa chắn được mở ra và đồng thời máng được đẩy ra. Khi nâng xe kíp thì đòn xoay lên trên, đóng cửa chắn và đồng thời máng đi vào. Ở vị trí không làm việc thì máng tựa lên con lăn 7.

Điều khiển công việc của thang nâng dùng xe kíp có thể tiến hành bằng tay, bán tự động và tự động hoàn toàn. Điều khiển bằng tay (thường dùng nút bấm) được sử dụng trong những thang nâng không lớn, ít làm việc. Trường hợp này thì sự mở máy động cơ khi nâng xe kíp được tiến hành bằng cách ấn lên nút ấn mở máy. Sự dừng động cơ ở vị trí dỡ tải được tiến hành một cách tự động nhờ bộ ngắt hành trình. Sự hạ xe kíp xảy ra sau khi ấn vào nút ấn hạ. Trong điều khiển bán tự động thì xe kíp sau khi dỡ tải sẽ được tự động chuyển sang chế độ hạ nhờ có rơle thời gian với thời gian duy trì 10 ÷ 20 giây.

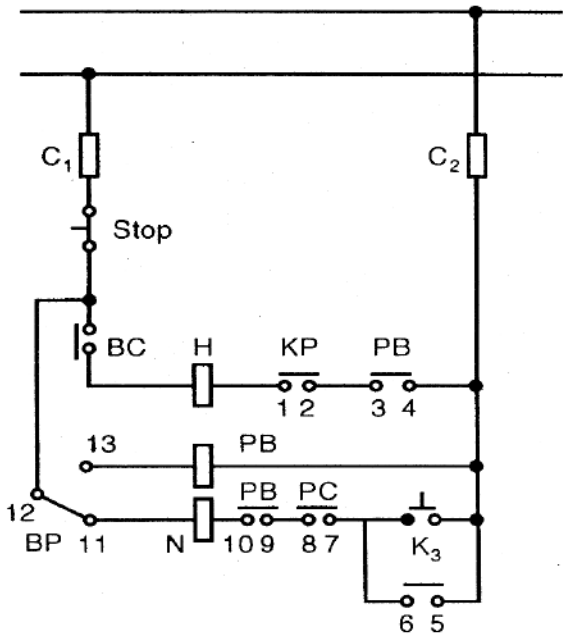
Điều khiển tự động được sử dụng trong các thang nâng lớn, làm việc nhiều, cá biệt trong các thang nâng ở lò cao. Trong các thang nâng kết cấu cũ thì sự mở máy và dừng xe kíp được tiến hành nhờ có rơle thời gian. Sau những khoảng thời gian xác định động cơ được mở máy độc lập với sự chất tải xe kíp. Ở sự điều khiển như vậy thì không tránh được vật liệu rơi vào hố chất tải vì vào thời điểm xe kíp bắt đầu chuyển động thì cần phải ngưng sự chất tải xe kíp. Nhưng điều đó không phải lúc nào cũng có thể thu xếp được.

Ngày nay trong các thang nâng công nghiệp thường sử dụng hệ thống điều khiển với sự mở máy xe kíp một cách tự động khi nó được chất tải tới một trọng lượng nhất định. Để xác định trọng lượng thì trong những đời máy đầu tiên người ta sử dụng các bộ cảm biến lắp ở cáp nâng. Sự đo việc chất tải trong trường hợp này là sự dãn dài của cáp. Tuy nhiên hệ thống này còn có nhiều bất tiện vì đòi hỏi phải thường xuyên điều chỉnh sự căng

cáp, đặc biệt là sau khi thay cáp mới.

Loại thiết bị định lượng tiện lợi hơn đó là loại thiết bị cân trực tiếp xe kíp. Hiện nay loại này được sử dụng rất rộng rãi. Thiết bị này liên hệ với các con trượt hoặc các đòn. Khi hạ thì xe kíp nằm trên đó. Khi vật liệu được chất đầy xe kíp thì con trượt hoặc đòn hạ xuống dưới, đóng mạch tiếp điểm điện và mở máy động cơ để nâng. Sự mở máy động cơ hành trình ngược lại sau khi dỡ tải được tiến hành nhờ rơle thời gian.

Trên hình 10.8 trình bày sơ đồ nguyên lý của mạch điều khiển tự động của thang nâng dùng xe kíp. Sau khi chất tải xe kíp đang ở vị trí dưới cùng. Tiếp điểm *K3* của thiết bị cân được đóng mạch và dòng điện từ cầu chì *C1* và nút ấn "Stop" đi qua các tiếp điểm 11. 12 của bộ chuyển đổi hành trình BP và cuộn dây của khởi động từ nâng *N*.



Hình 10.8: *Sơ đồ điện của thang nâng dùng xe kíp điều khiển tự động*

Tiếp theo dòng điện đi qua các tiếp điểm 9 và 10 của rơle thời gian *RB*, các tiếp điểm 7, 8 của rơle hạ, tiếp điểm K3 và sau đó qua cầu chì C2 trở về lưới. Khi rơle nâng *N* làm việc cũng đóng mạch các tiếp điểm 5 và 6 của nó. Các tiếp điểm này khóa chuyền tiếp điểm *K3*. Sau đó nó sẽ được giải phóng khi nâng xe kíp. Sau đó, khi xe kíp đi đến vị trí trên cùng thì các tiếp điểm của bộ chuyển đổi hành trình *BP* sẽ chuyển đổi từ 11 - 12 sang 12 - 13 và động cơ được mở máy theo chiều hạ. Khi đó dòng điện từ cầu chì *C1* qua nút ấn "Stop", các tiếp điểm 12 - 13 của bộ chuyển đổi hành trình *BP*; cuộn dây của rơle thời gian *PB* đến cầu chì *C2*. Sau một khoảng thời gian cần thiết để dỡ tải xe kíp (10 - 20 giây), rơle *PB* chuyển đổi các tiếp điểm 9 - 10 sang 3 - 4. Sau đó dòng điện đi qua tiếp điểm của bộ ngắt hành trình hạ *BC;* cuộn dây của khởi động từ hạ *H*, mở máy động cơ theo chiều hạ; qua các tiếp điểm phụ 1 - 2 của rơle nâng *KP*, tiếp đó qua các tiếp điểm 3, 4 và cầu chì *C2* trở về lưới.

Sau đó khi xe kíp đang hạ, các tiếp điểm 11 - 12 của rơle *BP* và 9 - 10 của rơle *PB* lại được đóng mạch. Khi xe kíp đến vị trí dưới cùng thì các tiếp điểm của bộ ngắt hành trình hạ *BC* sẽ ngắt mạch khởi động từ hạ *H*, các

tiếp điểm 7 - 8 ở rơle H được đóng mạch và động cơ sẽ làm việc theo chiều nâng sau khi tiếp điểm $K3$ được đóng mạch nhờ xe kíp.

10.5 NGUYÊN TẮC TÍNH TOÁN

Năng suất của thang nâng dùng xe kíp có thể tính theo công thức

$$A = \frac{V_k.\gamma.\varphi}{\frac{2L}{v_{tb}} + t_p}.Z \qquad (10.1)$$

trong đó V_k - dung tích xe kíp (m^3); γ - tỷ trọng vật liệu (T/m^3)

φ = 0,9 - hệ số điền đầy xe kíp; Z = số xe kíp trong thang nâng.

t_p - thời gian chi phí cho các nguyên công phụ (như chất tải, thời gian bỏ trống...) (giây),

v_{tb} - tốc độ chuyển động trung bình của xe kíp (m/giây),

L - chiều dài đoạn đường làm việc mà xe kíp di chuyển (m).

Chiều dài này xác định theo công thức

$$L = S_1 + S_2 = \frac{H}{Sin\alpha} + S_2 \qquad (10.2)$$

với S_1 - đoạn đường mà xe kíp di chuyển trước thời điểm dỡ tải (m),

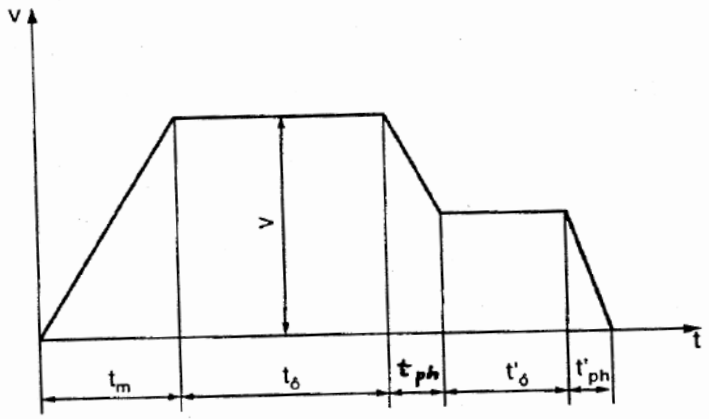
S_2 - đoạn đường phụ mà xe kíp di chuyển trong khi dỡ tải (m),

H - chiều cao nâng (đến điểm tại đó bắt đầu lật xe kíp để dỡ tải) - (m),

α - góc nghiêng của đường di chuyển xe kíp - (độ).

Khi dỡ tải qua đáy gầu thì $S_2 = 0$

Khi xác định sơ bộ tốc độ chuyển động trung bình của xe kíp lật trong công thức (10.1) ta xuất phát từ biểu đồ làm việc trên hình 10.9 đối với trường hợp chuyển động nhanh dần đều (hay chậm dần đều) của xe kíp trong các thời gian mở máy và phanh.



Hình 10.9: *Biểu đồ làm việc của thang nâng dùng xe kíp lật*

Trong biểu đồ này trên trục hoành ta đặt thời gian và trên trục tung ta đặt tốc độ của xe kíp.

Thời gian mở máy t_m và thời gian phanh t_{ph} trong suốt đoạn đường đầu tiên bằng $t_m = \frac{v}{a} = \frac{2S_m}{v}$; $t_{ph} = \frac{v - v_1}{a} = \frac{2S_{ph}}{v - v_1}$

trong đó a - trị số gia tốc tính toán (m/giây^2),

v_1 - tốc độ chuyển động của xe kíp khi dỡ tải (m/giây),

v - tốc độ chuyển động danh nghĩa của xe kíp (m/giây).

Quãng đường xe kíp đi được trong thời gian chuyển động bình ổn

$$S_{ô} = S_1 - S_m - S_{ph} = S_1 - \frac{v^2}{2a} - \frac{(v - v_1)^2}{2a} = S_1 - \frac{v_1}{a}\left(v - \frac{v_1}{2}\right)$$

trong đó S_m và S_{ph} - các quảng đường xe kíp đi được trong thời gian mở máy và thời gian phanh.

Thời gian chuyển động bình ổn trong chu kỳ thứ nhất là

$$t_{ô} = \frac{S_{ô}}{v} = \frac{S_1}{v} - \frac{v_1}{a}\left(1 - \frac{v_1}{2v}\right)$$

Theo các tính toán tương tự, ta có đối với chu kỳ thứ hai - xe kíp chuyển động với tốc độ thấp hơn trong suốt hành trình S_2

$$t'_{ph} = \frac{v_1}{a}; \qquad t'_{ô} = \frac{S_2}{v_1} - \frac{v_1}{2a}$$

Tốc độ chuyển động trung bình của xe kíp (tốc độ tính toán)

$$v_{tb} = \frac{S_1 - S_2}{t_m + t_{ph} + t_{ô} + t'_{ph} + t'_{ô}}$$

Để tính toán sơ bộ có thể lấy $a = 1 \div 1,5 m/giây^2$

Trị số sau cùng của gia tốc a được xác định rõ thêm tùy thuộc vào đặc tính của động cơ được chọn.

Công suất cần thiết của động cơ khi biết lực kéo trên tang có thể xác định theo (4.1). Đối với các thang nâng dùng xe kíp chuyển động thẳng đứng thì trị số lực P được xác định theo (9.6). Trường hợp chung trị số của lực này có thể biểu thị bằng công thức

$$P = S'_1 - S'_2 = (S_1 + \Delta S_1) - (S_2 - \Delta S_2) + \Delta G_c$$

trong đó S_1 và S_2 - các lực căng của các cáp nâng tại các chỗ kẹp cáp trên xe kíp và đối trọng (hoặc xe kíp thứ hai) - (KG),

ΔS_1 và ΔS_2 - tổn thất lực ở các puli chuyển hướng - (KG),

ΔG_c - lực phụ do trọng lượng cáp (KG).

Các trị số ΔS_1, ΔS_2 và G_c phụ thuộc vào sơ đồ của thang nâng, kiểu ổ bi và số puli của nhánh cáp treo vật và nhánh cáp treo đối trọng.

Khi xe kíp chuyển động theo đoạn đường thẳng thì trị số S_1 có thể tínht theo công thức

$$S_1 = Q_o\left(\cos\alpha\frac{f+\mu d}{D}+\sin\alpha\right).\beta \qquad (10.3)$$

trong đó Q_o - trọng lượng của xe kíp có chứa vật (KG),

$f = 0,05 \div 0,1$ - hệ số ma sát lăn (cm); μ - hệ số masát ở ngõng trục khi lắp ổ lăn $\mu = 0,01 \div 0,05$

β - hệ số tính đến ma sát gờ của các bánh xe.

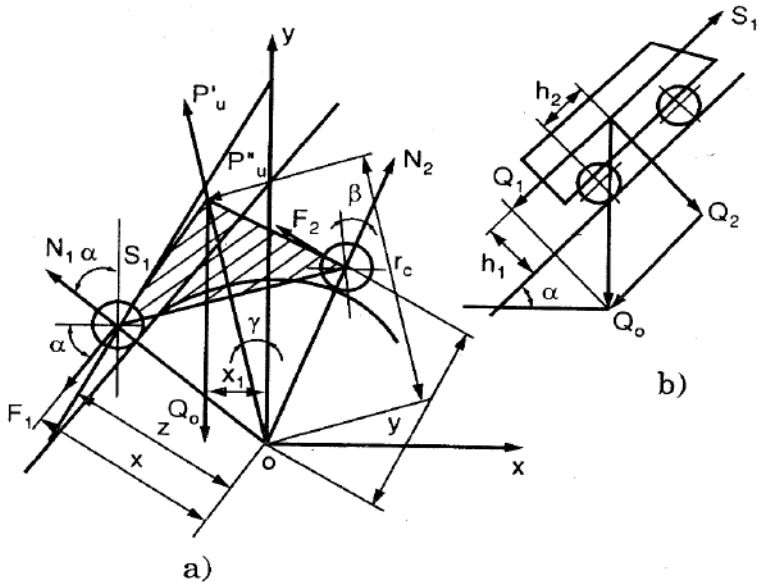
Khi góc nghiêng của đường $\alpha < 70°$, $\beta \approx 1,3-1,5$

$\alpha > 70°$, $\beta \approx 1,1 \div 1,3$.

Trong (10.3) khi $\alpha = 90°$ sẽ đúng đối với các thang nâng thẳng đứng.

Khi các xe kíp lật chuyển động theo các dẫn hướng cong tại những đoạn đường dỡ tải còn thêm các lực quán tính vào lực cản tĩnh.

Khi xác định trị số S_1 đối với trường hợp này ta giả sử chuyển động của xe kíp là chuyển động quay xung quanh tâm tức thời O nằm tại điểm cắt nhau của các bán kính đường cong dẫn hướng tại chỗ tiếp tuyến với các bánh xe (xem hình 10.10a). Áp lực pháp tuyến tác dụng lên các bánh xe N_1 và N_2 tại vị trí xe kíp đang xét và lực căng cáp S_1 khi góc nghiêng của nó so với phương đứng là φ được xác định từ điều kiện cân bằng xe kíp.



Hình 10.10: *Các sơ đồ tính toán thang nâng dùng xe kíp*

$$\Sigma X = N_2(\sin\beta + w\cos\beta) - N_1(\sin\alpha + w\cos\alpha) - P_u^{'}\sin\gamma - P_u^{''}\cos\gamma + S_1.\sin\varphi = 0$$

$$\Sigma Y = N_2(\cos\beta + w\sin\beta) + N_1(\cos\alpha - w\sin\alpha) + 3$$

$$+P_u^{'}\cos\gamma - P_u^{''}\sin\gamma - Q_o + S_1.\cos\varphi = 0$$

$$\Sigma M_o = S_1.z - Q_o.x_1 - N_1 w.x - N_2 wy - P_u^{''}r_c = 0$$

Trị số các tay đòn của các lực tác dụng có thể xác định trực tiếp theo bản vẽ đối với một loạt vị trí của xe kíp trên đường cong dỡ tải.

Trị số của các lực cản lăn F_1 và F_2 của các con lăn sẽ bằng

$$F_1 = N_1\frac{f+\mu d}{D}.\beta = N_1.w;\quad F_2 = N_2 w \tag{10.4}$$

trong đó $w = \dfrac{f+\mu d}{D}.\beta$ - hệ số cản chuyển động của các bánh xe.

Để tính toán sơ bộ có thể lấy w = 0,01 – 0,02.

Khi xác định các lực quán tính $P_u^{'}$ và $P_u^{''}$ tác dụng lên xe kíp giả thiết rằng trọng lượng của vật nâng và của xe kíp được đặt vào trọng tâm của nó.

Trong trường hợp này

$$P_u^{'} = \frac{Q_o}{g}\omega^2.r_c;\quad P_u^{''} = \frac{Q_o}{g}.\varepsilon.r_c \tag{10.5}$$

trong đó ω - vận tốc góc của xe kíp quay quanh điểm O (Rad/giây),

r_c - khoảng cách từ trọng tâm xe kíp đến điểm O. (m),

ε - gia tốc góc.

Trị số của gia tốc góc ε có thể tìm được bằng cách vi phân biểu đồ tốc độ $\omega = f(t)$. Khi lập biểu đồ này thì tốc độ góc ω và tương ứng với nó là thời gian t có thể xác định theo các công thức

$$\varepsilon = \frac{v_c}{z};\quad t = \frac{l_c}{v_c}$$

trong đó v_c - tốc độ của cáp nâng,

l_c - chiều dài cáp quấn vào tang từ lúc bắt đầu lật xe kíp đến thời điểm xét, xác định bằng phương pháp đồ thị.

Khi xe kíp đang hạ đi ra khỏi đường cong, cần phải sao cho mômen do trọng lượng riêng của nó có thể lật nó về vị trí ban đầu. Đối với trường hợp này ta có

Mômen các lực tác động (mômen lật)

$$M_l = Q_o \,.\, X_1 \tag{10.6}$$

Mômen các lực giữ (mômen chống lật)

$$M_g = P_u^{''} \cdot r_c + F_1.x + F_2.y \qquad (10.7)$$

Các tay đòn của các lực $P_u^{''}$, F_1 và F_2 đã được chỉ ra trên hình 10.10a.

Trị số nhỏ nhất của tỷ số M_l / M_g lấy khoảng bằng 2. Các xe kíp của các thang nâng nghiêng cũng cần được kiểm tra về độ ổn định. Hệ số dự trữ ổn định trong trường hợp bất lợi nhất khi dừng xe kíp và cáp kéo bị yếu được xác định từ điều kiện (xem hình 10.10b).

$$n_{ôd} = \frac{Q_2.h_2}{Q_1.h_1} = \frac{h_2}{h_1} ctg\alpha \qquad (10.8)$$

Hệ số này không được nhỏ hơn $1,5 \div 2$.

Việc tính công suất cần thiết của động cơ các thang nâng nhỏ được tiến hành theo lực vòng lớn nhất P đã được tính theo công thức (10.3).

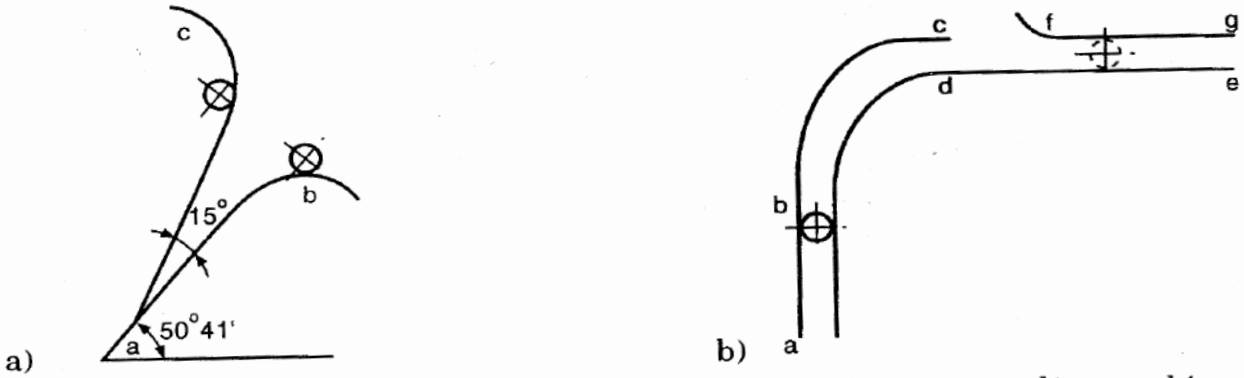
Đối với các thang máy trung bình và thang máy lớn, ở đó lực P do ảnh hưởng của trọng lượng cáp và lực cản ở các đường cong dỡ tải sẽ thay đổi trong một giới hạn lớn, cho nên người ta xác định trị số lực P theo lực trung bình bình phương P_{td} (xem 9.7).

Các điều kiện dỡ tải của xe kíp và lực quán tính tác dụng lên xe kíp vào thời điểm dỡ tải phụ thuộc vào biên dạng của đường cong dỡ tải.

Vấn đề xác định một hình dạng phù hợp nhất của biên dạng này cho đến nay vẫn chưa giải quyết được triệt để và nó được ấn định theo thiết kế.

Biên dạng của đoạn đường dỡ tải của thang nâng dùng ở lò cao được thể hiện trên hình 10.11a. Đoạn ab trong trường hợp này tương ứng với biên dạng đường của các bánh xe trước của xe kíp. Đoạn ac tương ứng với biên dạng đường của các bánh xe sau.

Góc nghiêng tới hạn của đáy xe kíp ở vị trí dỡ tải tại những đường cong này cần phải không được nhỏ hơn góc ma sát của vật liệu dỡ tải. Đối với các thang nâng ở lò cao góc này thường lấy bằng 60°.



Hình 10.11: *Các biên dạng đoạn đường dỡ tải của thang nâng dùng xe kíp*
a) Của thang nâng ở lò cao; b) Của thang nâng ở hầm mỏ

Trên hình 10.11b là biên dạng đoạn đường dỡ tải của thang nâng dùng ở hầm mỏ nâng xe kíp theo phương thẳng đứng. Đường này có đoạn thẳng ab với góc nghiêng 2 - 3° so với phương đứng ở chiều dài l = 0,3.L (L - khoảng cách giữa các trục bánh xe của xe kíp). Vị trí của điểm tiếp xúc của bánh xe với các dẫn hướng ở trên đoạn này được chọn với chiều dài $l_0 = l/2$, phần đường cong bc là cung elíp. Khi xe kíp lật thì bánh xe đi ra đoạn thẳng de. Vị trí của nó trên đoạn này được định vị bởi dẫn hướng phụ f_g.

Góc nghiêng của đáy xe kíp ở vị trí dỡ tải trong các xe kíp dùng ở hầm mỏ thường lấy khoảng 45°.

Đường kính tang, puli và hệ số dự trữ bền của cáp ở các thang nâng công nghiệp dùng xe kíp không được tiêu chuẩn hóa. Tỷ số giữa đường kính quấn cáp D và đường kính cáp d trong mọi trường hợp lấy không dưới 25. Trong các thang nâng ở lò cao khi tính đến chế độ làm việc đặc biệt nặng nề của chúng người ta lấy trị số D/d không dưới 30 đa số trường hợp tỷ số này được lấy cao hơn - đến 80. Đối với các thang nâng dùng ở hầm mỏ, theo qui phạm an toàn thì tỷ số D/d cho phép lấy không dưới 80. Hệ số dự trữ bền nhỏ nhất cho phép của cáp khi tính toán theo lực tĩnh được lấy không dưới 6,5. Hệ số này cũng có thể dùng cho các thang nâng ở lò cao. Hệ số dự trữ bền của cáp ở các thang nâng công nghiệp loại nhỏ và trung bình được lấy khoảng 5,5 - 6 tùy theo điều kiện làm việc.

Đối với các cơ cấu của thang nâng dùng xe kíp ở hầm mỏ thì các trường hợp tính toán cũng giống như đối với thang nâng có lồng.

Đối với các thang nâng dùng xe kíp trong công nghiệp và ở lò cao về cơ bản có hai trường hợp tính toán sau:

1- Làm việc bình thường với tải danh nghĩa,

2- Xe kíp kẹt trên các dẫn hướng (hoặc bị trật khỏi đường ray).

Việc tính toán các tải trọng của thang nâng công nghiệp đối với trường hợp thứ hai nên tiến hành theo mômen tới hạn của động cơ.

Đối với các thang nâng ở lò cao, ở đó tải trọng động đạt giá trị rất lớn, hợp lý là tính toán theo trường hợp thứ hai tiến hành theo lực kéo đứt cáp.

Chương 11

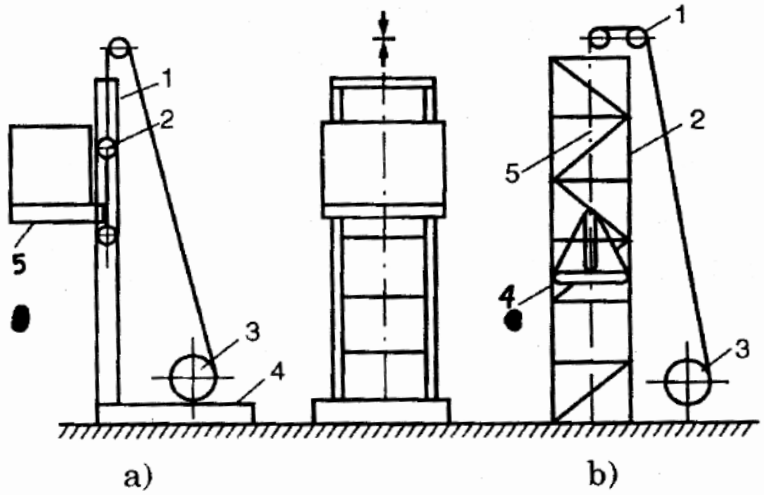
THANG NÂNG DÙNG TRONG XÂY DỰNG

11.1 ĐẶC ĐIỂM CHUNG

Các thang nâng được sử dụng rộng rãi trong xây dựng nhà cao tầng. Khi xây dựng loại nhà có kết cấu kiểu khung, tường bằng gạch thì trong nhiều trường hợp, các thang nâng sẽ là phương tiện vận chuyển chủ yếu để chuyển vật liệu (gạch, vữa...) đến các tầng. Trường hợp này bộ khung chính của nhà được lắp đặt bằng cần trục. Việc cung cấp vật liệu xây trát và hoàn thiện nhà do thang nâng thực hiện.

Theo điều kiện làm việc thì các thang nâng này cần phải thay đổi chỗ làm việc một cách thường xuyên, cho nên để không làm đắt thêm giá thành, chúng có kết cấu đơn giản tối đa.

Đối với các thang nâng xây dựng cũng có những qui tắc về cấu tạo và sử dụng thang máy được ban hành theo qui phạm an toàn. Ngoài ra còn có những chỉ dẫn, có lưu ý đến tính chất làm việc tạm thời của các thang nâng này và việc phục vụ chúng do đội ngũ nhân viên được đào tạo chuyên biệt đảm trách.



Hình 11.1: *Các sơ đồ thang nâng dùng trong xây dựng*
a) Thang nâng có giá; b) Thang nâng có giếng thang

Hiện nay phổ biến nhất có hai loại thang nâng cơ bản sau: loại thang có giá (tháp) và loại thang có giếng thang.

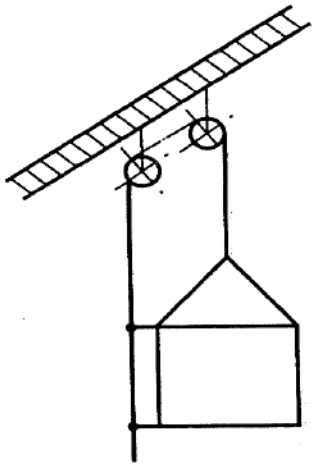
Hình 11.1a, sơ đồ loại thang có giá. Thang gồm có giá đứng 1 (thường được chế tạo từ thép hình chữ U). Giá này được bắt chặt vào tường nhà hoặc khung hoán vị.

Theo giá, tại các con lăn tựa 2 có xe con 5 di chuyển. Xe lăn này được bắt chặt với cáp nâng, cáp nâng được quấn trên tang 3 của bộ tời. Bộ tời nâng được lắp đặt ở phía dưới của thang nâng. Ở phần trên của giá có lắp các puli chuyển hướng cáp. Thang nâng được lắp đặt trên khung 4. Khung này được bắt chặt vào nền móng. Các thang nâng có giá thường được chế tạo có sức nâng tới 500 KG và tốc độ nâng bàn nâng $0,6-0,7 m/giây$. Các thang nâng tĩnh tại có chiều cao nâng đến 100 mét còn thang nâng lưu động có chiều cao nâng đến 40 mét.

Hình 11.1b, thể hiện sơ đồ của một thang nâng dùng trong xây dựng có giếng thang. Trong thang nâng này thì lồng thang 4 chuyển động trong giếng thang 2. Giếng thang này được bắt chặt vào kết cấu của tòa nhà hoặc lắp vào kết cấu giằng. Cabin (lồng thang) 4 chuyển động theo các dẫn hướng 5. Để nâng cabin dùng bộ tời 3. Bộ tời nằm phía dưới của giếng thang. Dây cáp được dẫn hướng nhờ các puli 1. Để không làm phức tạp kết cấu và lắp đặt các thang nâng của cả hai loại được xem xét ở trên, trong chúng không có đối trọng và trọng lượng của vật nâng cùng với trọng lượng cabin hoàn toàn được truyền đến bộ tời. Các thang nâng có giếng thang được chế tạo có sức nâng đến 1500 - 2000 KG và trên nữa với tốc độ chuyển động của lồng thang đến $1,5 m/giây$.

Để đơn giản sự lắp đặt người ta đưa ra các thang nâng, trong đó người ta dùng cáp làm các dẫn hướng. Trường hợp đơn giản nhất đối với mục đích này là người ta sử dụng nhánh cáp nâng thẳng đứng theo sơ đồ hình 11.2.

Tùy thuộc vào các điều kiện làm việc, các thang nâng xây dựng bố trí ở bên ngoài hoặc ở bên trong tòa nhà. Trường hợp bố trí bên trong tòa nhà thì người ta sử dụng các lồng bậc thang hoặc



Hình 11.2: *Sơ đồ thang nâng có dẫn hướng là cáp*

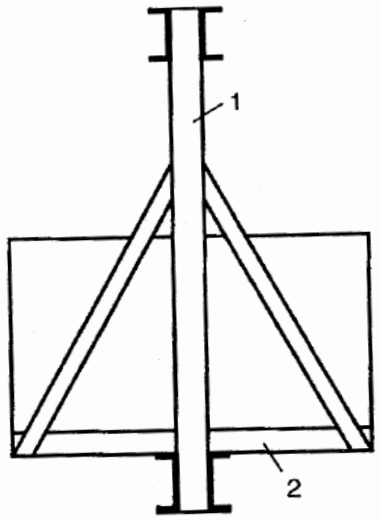
giếng thang của thang máy sẽ được lắp. Đôi khi người ta cũng sử dụng của khoảng trống chưa làm xong ở các trần ngăn chia tầng để lắp đặt thang nâng. Theo qui phạm an toàn thì thang nâng xây dựng chỉ cho phép sử dụng để nâng vật. Nhưng khi tăng độ cao của tòa nhà đến 15 - 20 tầng thì phát sinh sự cần thiết phải nâng những công nhân xây dựng lên đó. Việc sử dụng những thang máy chuyên dùng cho mục đích này là khó vì sự phức tạp của các bộ phận phụ (như bộ hãm bảo hiểm, khóa liên động, giảm chấn...), các bộ phận này làm đắt thêm cho chính thang máy và sự lắp đặt nó trong xây dựng. Vấn đề về việc vận chuyển nhân viên phục vụ, đến một mức nào đó được giải quyết bằng sự sử dụng giếng thang của thang máy cố định, được lắp đặt sau khi xây những tầng đầu và tiếp tục được lắp lên nữa trong quá trình xây dựng tòa nhà.

Các giếng thang này sơ bộ được lắp thành khối tại nhà máy hoặc ở công trường xây dựng và dùng cần trục tại công trường xây dựng để lắp đặt từng đoạn riêng biệt vào vị trí. Trong khối này người ta cũng lắp cabin tạm thời và mái che, trên đó người ta lắp các cơ cấu nâng. Loại thang máy này được sử dụng vừa để nâng vật vừa, để nâng người.

Khi giếng thang cao dần lên thì người ta dời chuyển bộ tời lên các tầng tiếp theo. Khi kết thúc xây dựng thì trong giếng thang người ta lắp cabin và các cơ cấu của thang máy cố định.

11.2 KẾT CẤU CỦA CÁC CƠ CẤU VÀ CỤM MÁY

Bộ khung lồng thang của thang nâng dùng trong xây dựng (hình 11.3) tương tự như bộ khung dùng trong thang máy. Khung đứng 1 của bộ khung này thường được chế tạo từ thép hình chữ U. Bàn nâng nằm ngang 2 có tay vịn được bắt chặt vào khung đứng. Trên bàn sẽ đặt vật liệu cần nâng. Theo qui phạm an toàn thì nhất thiết phải che chắn lồng thang và bàn nâng từ ba phía, trên suốt chiều cao. Khi chất tải hoặc dỡ tải lồng thang thì lồng thang được che chắn từ

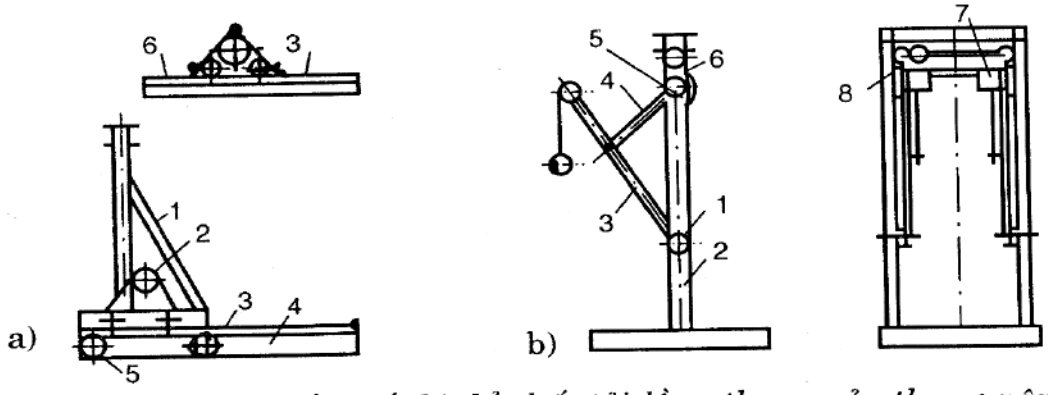


Hình 11.3: *Bộ khung lồng thang của thang nâng dùng trong xây dựng*

hai phía đặt dẫn hướng.

Bàn nâng của thang nâng có giá được trang bị các thành bên. Chiều cao của chúng được ấn định sao cho chúng cao hơn kích thước vật nâng 50mm. Trường hợp có người đi vào bàn nâng khi chất tải thì bàn nâng được trang bị tay vịn với chiều cao không dưới 1000 mm.

Lồng thang của thang nâng xây dựng thường được chế tạo không có cửa ra vào. Để tránh dịch chuyển của xe con (khi vận chuyển hàng bằng xe con) trong lồng thang có đặt thiết bị chặn đặc biệt. Số dây cáp treo lồng thang được xác định theo các qui tắc chung đối với thang máy. Thường thì các thang nâng dùng trong xây dựng làm việc với bộ tời có tang quấn cáp và lồng thang được treo trên một đầu dây cáp. Cáp được bắt chặt vào khung lồng thang, đôi khi người ta cũng dùng cơ cấu treo bằng lò xo để giảm va đập khi chất tải lồng thang. Bộ hãm bảo hiểm chỉ được trang bị cho thang nâng xây dựng khi có người ở trong lồng thang khi chất tải hoặc dỡ tải. Bộ hãm bảo hiểm dùng trong thang nâng xây dựng thường chỉ liên kết với cáp nâng.



Hình 11.4: *Các sơ đồ thiết bị để chất tải lồng thang của thang nâng dùng trong xây dựng*

Đôi khi trong chuyển động thẳng đứng của lồng thang hoặc bàn nâng thì chúng được trang bị bằng thiết bị nâng chuyên dùng để chất tải và dỡ tải. Loại thiết bị này được chế tạo theo hai sơ đồ cơ bản: hoặc là dưới dạng một dầm đẩy với thanh kéo cáp (hình 11.4a) hoặc là dưới dạng một khung nâng lắc (hình 11.4b).

Hình 11.4a, kết cấu được thể hiện như sau: dầm treo 4 hình chữ I tựa trên các con lăn 5. Trục của các con lăn được bắt trên các tai nối hàn vào khung 1 của lồng thang. Dầm có thể được đẩy ra hoặc thu vào trong nhờ có các cáp kéo 3 và 6. Các dây cáp này được quấn vào tang chủ động 2 ngược chiều nhau. Tang được dẫn động nhờ một động cơ phụ lắp trên lồng thang.

Hình 11.4b thì khung lắc 3 tựa trên hai con lăn di động 1. Các con lăn này lăn trong lòng của khung đứng 2 của bộ khung lồng thang. Cũng trong khung này có lắp bộ tời hai tang 7. Khung 3 được gắn với hai đòn 4. Các đòn này quay xung quanh các bản lề 5. Trên các đầu của các đòn này có lắp các bánh răng hình quạt 6. Các bánh răng hình quạt này ăn khớp với hai bánh răng. Hai bánh răng này được dẫn động từ động cơ điện đặc biệt 8. Khi co tay cần thì khung 3 được hạ xuống và đi qua hướng khác của lồng thang dưới trục của các bánh răng. Điều này cho phép tiến hành dỡ tải và chất tải lồng thang từ hai phía.

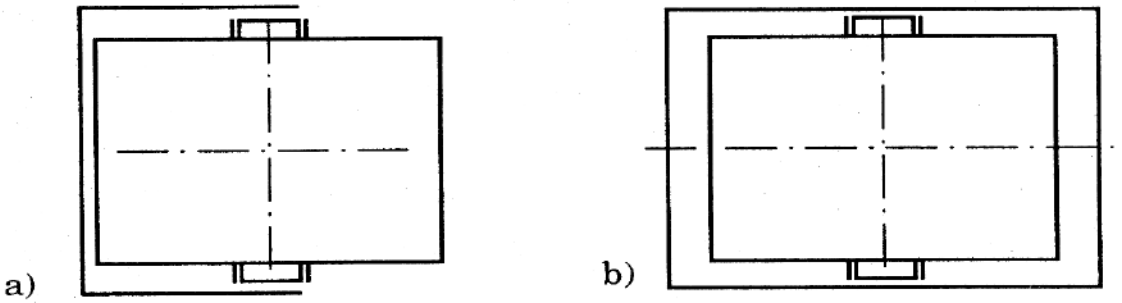
Để đảm bảo dỡ tải các thang nâng có giá thì bàn nâng của chúng được chế tạo dạng xoay được. Loại bàn nâng này được gắn bản lề vào khung. Bàn nâng thường xoay được bằng tay đi 1 góc 90° về cả hai phía. Ở vị trí làm việc và vị trí lật thì bàn xoay này được định vị bởi thiết bị hãm đặc biệt.

Để làm dẫn hướng cho lồng thang trong các thang nâng xây dựng thường dùng các thép hình chữ U. Các guốc tựa của khung lồng thang đặt ở các đầu khung sẽ ôm lấy các thép hình chữ U này. Trong các thang nâng có giá thì các guốc tựa của bàn nâng được chế tạo dưới dạng các con lăn đúc bằng gang hoặc thép, thường thì chúng được lắp các ổ lăn.

Trong các thang nâng xây dựng đa số trường hợp sử dụng các bộ tời nâng xây dựng vạn năng có tang được chế tạo hàng loạt để phục vụ các loại công tác xây dựng khác nhau. Đa số trường hợp các bộ tời này có dẫn động điện. Việc sử dụng bộ tời có puli dẫn cáp cũng có thể được, nhưng trong trường hợp này cần lắp đặt đối trọng. Điều này làm phức tạp sự lắp đặt và kết cấu thang nâng. Trong các thang nâng dùng trong xây dựng thì các bộ tời này được sử dụng rất hiếm.

Các bộ tời xây dựng được sử dụng trong các thang nâng được chế tạo thành hai loại: loại có bộ truyền bánh răng cố định và loại ma sát. Sự mở máy và phanh các bộ tời ma sát được tiến hành bằng việc đóng hoặc cắt ly hợp ma sát khi động cơ đang làm việc cố định. Các bộ tời loại thứ hai được chế tạo theo sơ đồ bình thường được sử dụng trong các cần trục tĩnh tại có các bộ truyền bánh răng giữa động cơ và tang. Sự mở máy và dừng các bộ tời này được tiến hành bằng cách đóng hoặc ngắt động cơ. Về khía cạnh an toàn thì chúng vượt trội hơn các bộ tời ma sát. Trong cả hai loại tời cho phép quấn nhiều lớp cáp trên tang và dù quấn một lớp cáp hay nhiều lớp cáp lên tang thì tang cần phải có gờ.

Loại thang nâng có giá thường thì người ta không làm giếng thang. Để loại trừ tai nạn thì bàn điều khiển người ta đặt cách giá một khoảng cách an toàn. Khi đặt bàn điều khiển ở giá (trong các thang nâng lưu động) thì trên nó người ta đặt một tấm che bằng thép tấm có chiều dày không dưới 3mm. Các giếng thang của thang nâng dùng giếng thang được chế tạo có tiết diện hình chữ nhật theo kiểu giếng thang của thang máy. Đôi khi chúng được thu xếp cho một nửa lồng thang (xem hình 11.5a).



Hình 11.5: *Các tiết diện của giếng thang của thang nâng dùng trong xây dựng*

Trường hợp này thì lồng thang cần được che chắn sao cho tránh vật liệu rơi vào nó khi nâng. Từ phía mặt chất tải ở giếng thang người ta đặt rào chắn bằng kim loại hay bằng gỗ. Để làm rào chắn có thể dùng các bức tường của tòa nhà nơi mà đặt thang nâng gần đó. Để chất tải và dỡ tải thang nâng người ta sử dụng các hốc tường (lỗ cửa ra vào và lỗ cửa sổ...). Đôi khi chúng được làm chuyên dùng. Các hốc chất tải được trang bị cửa ra vào có khóa bằng ổ khóa. Các cửa có thể không có các tiếp điểm cửa, nhưng khi đó ở mỗi tầng cần có người ra tín hiệu quan sát công việc ở tầng này.

Các giếng thang của các thang nâng dùng trong xây dựng thường được chế tạo bằng thép ống. Trong một số trường hợp người ta dùng thép góc. Các giếng thang này không có hố giếng và người ta tiến hành tập kết lồng thang trên nền. Giếng thang được bắt chặt vào tường nhà bằng các dây giằng bằng cáp thép hoặc bằng dây thép xây dựng có đường kính từ 4 đến 6mm. Không cho phép bắt chặt giếng thang vào giàn giáo xây dựng. Trạng thái kẹp chặt được kiểm tra một cách chu kỳ trong quá trình sử dụng thang nâng.

11.3 NGUYÊN TẮC TÍNH TOÁN

Trị số lực kéo cần thiết của bộ tời có thể xác định theo công thức

$$P = (Q+G).1.2 \qquad (11.1$$

trong đó Q - trọng lượng của vật nâng cả bao bì,

G - trọng lượng của lồng thang.

Hệ số 1,2 tính đến các tổn thất phụ ở các dẫn hướng và tổn thất ở các puli. Thường thì theo lực này người ta chọn bộ tời cần thiết.

Hệ số dự trữ bền của cáp đối với thang nâng dùng trong xây dựng được tính toán theo các công thức (2.7) và (2.8) được sử dụng để tính toán thang máy.

Khi tốc độ nâng lồng thang (hoặc bàn nâng) đến 1m/giây cần phải không được nhỏ hơn 9 và khi tốc độ bằng 1 - 2 m/giây thì không được nhỏ hơn 10. Lực tính toán người ta lấy bằng trọng lượng của lồng thang và trọng lượng của vật nâng có tính đến các tổn thất ở các puli chuyển hướng. Tổn thất ở các dẫn hướng trong trường hợp này không tính đến.

Đường kính nhỏ nhất cho phép của tang tời lấy bằng 23 lần đường kính cáp ($D = 23d$).

Công suất cần thiết của động cơ được tính theo (4.1) trong đó người ta đặt giá trị của lực kéo được tính theo (11.1). Hệ số sử dụng thời gian của các thang nâng dùng trong xây dựng thường không lớn lắm, nên trong một số trường hợp nó cho phép tăng tải của động cơ bộ tời so với công suất danh nghĩa. Trị số công suất nà động cơ có thể sản ra ở cường độ làm việc cho trước $CĐ\%$ trong trường hợp này có thể được tính theo công thức

$$N = N_{đc}\sqrt{\frac{CĐ\%_{đ/c}}{CĐ\%}} \qquad (11.2)$$

trong đó $CĐ\%_{đ/c}$ - cường độ làm việc của động cơ ở công suất danh nghĩa của nó,

$CĐ\%$ - cường độ làm việc ở điều kiện làm việc cho trước của thang nâng,

$N_{đ/c}$ - công suất danh nghĩa của động cơ ở cường độ $CĐ\%$,

N - công suất của động cơ ở cường độ làm việc cho trước.

Việc tính toán gia tốc và độ chính xác dừng bàn nâng thường không yêu cầu.

PHỤ LỤC

Tiêu chuẩn Việt Nam - TCVN 5744 - 1993

THANG MÁY - YÊU CẦU AN TOÀN TRONG LẮP ĐẶT VÀ SỬ DỤNG

LIFT - SAFE REQUISITIONS FOR INSTALLATION AND USING

Tiêu chuẩn này áp dụng đối với các loại thang máy thông dụng dùng để vận chuyển hàng và vận chuyển người; quy định những yêu cầu cơ bản về kỹ thuật an toàn trong quá trình lắp đặt và sử dụng các thang máy mới cũng như các thang máy cũ được cải tạo, lắp đặt ở những công trình công nghiệp và dân dụng.

1. Quy định chung

1.1 Phạm vi áp dụng

1.1.1 Tiêu chuẩn này áp dụng đối với các loại thang có dẫn động điện, có phương chuyển động thẳng đứng hoặc nghiêng một góc nhỏ hơn 15^0 so với phương thẳng đứng và với vận tốc làm việc đến 2,5 m/s. Đối tượng tiêu chuẩn này được phân thành 5 loại dưới đây:

Loại I: Thang máy thiết kế cho việc chuyên chở người.

Loại II: Thang máy thiết kế chủ yếu để chuyên chở người nhưng có tính đến các hàng hóa mang kèm theo người.

Loại III: Thang máy thiết kế chuyên chở giường (băng ca) dùng trong các bệnh viện.

Loại IV: Thang máy thiết kế chủ yếu để chuyên chở hàng hóa nhưng thường có người đi kèm theo.

Loại V: Thang máy điều khiển ngoài cabin chỉ dùng để chuyên chở hàng - loại này khi thiết kế cabin phải khống chế kích thước để người không thể vào được.

1.1.2 Tiêu chuẩn này không áp dụng đối với các loại thang nâng hàng có tính năng kỹ thuật hạn chế, có kết cấu với dẫn động đơn giản (như tời quay tay trục đứng) và tính chất làm việc tạm thời (như các thang

nâng phục vụ xây dựng).

1.1.3 Đối với các thang máy có vận tốc làm việc trên 2,5 m/s hoặc làm việc theo chế độ nghiêm ngặt, có đối tượng phạm vi đặc biệt (như: hóa chất, thuốc nổ...) và hoạt động trong môi trường có tính chất khác thường, ngoài việc tuân thủ các quy định của tiêu chuẩn này còn phải được thỏa thuận riêng của cơ quan có thẩm quyền về an toàn khi lắp đặt và sử dụng.

1.2 Thang máy có đủ điều kiện lắp đặt

1.2.1 Thang máy nhập khẩu phải có đủ các tiêu chuẩn sau:

a. Có hồ sơ kỹ thuật gốc.

b. Thang máy được chế tạo theo tiêu chuẩn quốc tế hoặc tiêu chuẩn quốc gia sở tại và phải phù hợp với tiêu chuẩn an toàn của Việt Nam.

c. Các bộ phận chi tiết máy đi kèm phải đồng bộ hoặc nếu chế tạo theo dạng liên kết của nhiều hãng, nhiều quốc gia thì việc đảm bảo quy cách kỹ thuật là của hãng thang máy đứng tên, đặc biệt chú ý quy cách các bộ phận và chi tiết quan trọng như

- Cáp thép, xích chịu tải.
- Đường ray dẫn hướng cho cabin và đối trọng.
- Puli dẫn động, dẫn hướng.
- Hệ thống phanh điều khiển, dừng tầng.
- Hệ thống hãm an toàn.
- Các cơ cấu khống chế an toàn, tín hiệu bảo vệ.

1.2.2 Thang máy chế tạo trong nước

a. Thang máy được chế tạo do các đơn vị có tư cách pháp nhân và đã được phép của cơ quan chức năng có thẩm quyền.

b. Thang máy phải được chế tạo phù hợp với các tiêu chuẩn yêu cầu kỹ thuật hiện hành và phải tuân thủ các quy định của tiêu chuẩn này.

c. Thang máy chế tạo hàng loạt phải đúng theo mẫu mã được thử nghiệm và phải đầy đủ hồ sơ kỹ thuật gốc.

d. Các bộ phận và chi tiết quan trọng chưa chế tạo được phải nhập ngoại hoặc liên kết chế tạo phải ghi rõ thông số cơ bản và quy cách kỹ thuật trong hồ sơ.

1.3 Yêu cầu đối với đơn vị lắp đặt

1.3.1 Các đơn vị được phép lắp đặt, điều chỉnh, bảo dưỡng và sửa chữa thang máy phải có các điều kiện sau:

a. Là một đơn vị có tư cách pháp nhân và đã được cơ quan chức năng có thẩm quyền cấp giấy phép hoạt động.

b. Có đủ cán bộ kỹ thuật đã được đào tạo kỹ thuật chuyên ngành.

c. Có đội ngũ công nhân kỹ thuật lành nghề, được huấn luyện cơ bản và định kỳ về kỹ thuật an toàn.

d. Có đủ điều kiện kỹ thuật, khả năng công nghệ cho công việc lắp đặt, điều chỉnh và sửa chữa như thiết bị gia công, thiết bị kiểm tra hiệu chỉnh và đo lường.

1.3.2 Đơn vị lắp đặt phải hoàn toàn tuân theo các hướng dẫn lắp đặt, vận hành, sử dụng của nhà chế tạo và phải đảm bảo tất cả các thông số, dung sai kích thước và đặc tính kỹ thuật của thang máy theo hồ sơ kỹ thuật gốc.

1.3.3 Trên cơ sở hồ sơ kỹ thuật gốc, đơn vị lắp đặt phải lập một số tài liệu kỹ thuật để bàn giao cho đơn vị sử dụng như sau:

a. Lý lịch thang máy.

b. Hướng dẫn vận hành, sử dụng an toàn thang máy.

c. Hướng dẫn chế độ bảo dưỡng, kiểm tra thường xuyên và định kỳ, biện pháp khắc phục sự cố khẩn cấp như mất điện, dừng tầng không đúng.

d. Phân cấp trách nhiệm và quy định chu kỳ điều chỉnh, bảo dưỡng, sửa chữa, khắc phục sự cố giữa đơn vị chịu trách nhiệm lắp đặt, bảo dưỡng và đơn vị sử dụng thang máy.

1.3.4 Đơn vị lắp đặt và sửa chữa phải chịu trách nhiệm tổ chức việc thử nghiệm thang máy sau lắp đặt và sửa chữa theo đúng trình tự quy tắc của tiêu chuẩn này.

Việc thử nghiệm phải được tiến hành với một hội đồng kỹ thuật gồm các thành phần chính là:

a. Cơ quan cấp đăng ký sử dụng thang máy.

b. Đại diện đơn vị lắp đặt thang máy.

c. Đại diện đơn vị (hoặc cá nhân) sử dụng thang máy.

Kết quả thử nghiệm phải ghi thành biên bản có chữ ký các thành viên và dấu của đơn vị chịu trách nhiệm lắp đặt.

1.4 Người chịu trách nhiệm quản lý về sự hoạt động an toàn và người vận hành thang máy phải được huấn luyện cơ bản về nghiệp vụ mà mình đảm nhiệm, cụ thể là

- Hiểu được tính năng kỹ thuật của thang máy mà mình phụ trách (trọng tải, vận tốc làm việc...).
- Biết các tiêu chuẩn an toàn liên quan đến thang máy.
- Biết cách khắc phục các sự cố khẩn cấp theo hướng dẫn của đơn vị lắp đặt.

2. Lắp đặt

2.1 Công tác chuẩn bị

2.1.1. Đơn vị lắp đặt thang máy phải kiểm tra phần xây dựng và chỉ tiến hành công việc lắp đặt sau khi xác nhận phần xây dựng đã hoàn thành và đạt các yêu cầu kỹ thuật theo thiết kế.

2.1.2. Bố trí các sàn gỗ thao tác, bắt đầu từ dưới lên, trên suốt chiều cao giếng thang, với khoảng cách giữa chúng không quá 3m, có thang tay để di chuyển giữa các sàn; sàn thao tác phải vững chắc, chịu được tải không dưới 2,5 kN trên 1m^2 sàn.

2.1.3. Che chắn tất cả các ô cửa tầng và ô lắp ráp (nếu có) từ mặt sàn tầng dừng lên độ cao không dưới 1,1 m, che kín sàn lên độ cao không dưới 150 mm; các bộ phận che chắn phải được cố định chắc chắn vào tường.

2.1.4. Kéo điện chiếu sáng tạm thời đến từng tầng trong giếng thang và vào buồng máy. Chiếu sáng tạm thời dùng nguồn điện có điện áp không quá 42 V và độ chiếu sáng không dưới 50 Lx. Các bóng sợi đốt phải mắc phía trên các sàn thao tác, tại những vị trí không gây cản trở công việc lắp đặt.

2.1.5. Khi sửa chữa, cải tạo thang máy ở các công trình đang sử dụng, trên tất cả các tầng phải treo biển báo thang máy đang sửa chữa, làm rào che chắn. Không cho người lạ tiếp cận cửa tầng và với tới nút bấm trên tường. Nếu sửa chữa một trong thang máy lắp cùng giếng thì phải che kín toàn bộ vách ngăn giữa hai thang trên suốt chiều cao.

2.1.6. Mức độ hoàn thiện của phần xây dựng, các sàn gỗ thao tác trong giếng và các chỗ che chắn phải được phản ánh trong biên bản do bên đặt hàng và bên lắp đặt ký.

2.1.7. Trước khi tiến hành công việc lắp đặt thiết bị thang máy, ngoài các yêu cầu nêu trên, phải bảo đảm các điều kiện sau:

a. Có đủ và đồng bộ thiết bị thang máy với chất lượng đảm bảo.

b. Có đủ vật tư, trang thiết bị, dụng cụ, đồ gá cần thiết cho lắp đặt; các trang bị điện phải được kiểm tra an toàn điện trước khi đem sử dụng.

c. Có đủ hồ sơ kỹ thuật - lắp ráp của thang máy.

d. Có đủ trang bị phòng hộ lao động, phòng chống cháy và có bản nội quy an toàn lắp đặt thang máy.

2.2. Yêu cầu an toàn chung

2.2.1. Trong giếng thang và buồng máy không được lắp đặt bất kỳ một bộ phận, thiết bị nào khác (đường ống nước, dây điện...) không liên quan đến thang máy.

2.2.2. Buồng máy phải thông thoáng, khô ráo và che kín bụi. Hố giếng phải khô ráo, không có nước ngầm, nước thải ngấm vào hố giếng.

2.2.3. Cửa vào buồng máy phải có khóa và phải được lắp trước khi bắt đầu lắp đặt các thiết bị trong buồng máy.

2.2.4. Khoảng hở giữa cáp và mép lỗ đi cáp trên sàn buồng máy phải không dưới 25 mm.

2.2.5. Khoảng khe giữa bậc cửa tầng và bậc cửa cabin không được quá 25 mm đối với thang điều khiển từ cabin và với cabin không có cửa; không được quá 45 mm đối với các thang khác.

2.2.6. Độ chính xác dừng cabin ở mỗi điểm dừng phải bảo đảm trong giới hạn ± 20 mm đối với thang máy bệnh viện, thang máy chất bằng xe, và ± 50 mm đối với các thang máy khác.

2.2.7. Khoảng cách giữa những điểm gần nhất của các bộ phận thang máy không được dưới các giá trị sau:

a. 50 mm giữa cabin và đối trọng;

b. 50 mm giữa cabin, đối trọng với vách ngăn tầng lưới thép;

c. 25 mm giữa cabin, đối trọng với vách ngăn kín của giếng ở phía không có cửa cabin (15 mm với thang giếng không có những phần lõm);

d. 10 mm giữa bậc cửa tầng và bậc cửa cabin, giữa các chi tiết nhô lên của cửa tầng và cửa cabin, không kể các chi tiết khóa cửa tầng cùng các bộ phận liên quan ở cabin.

e. 10 mm giữa các chi tiết nhô lên của cabin (đối trọng) với các phần kết cấu ray dẫn hướng, kể cả các chi tiết kẹp chặt ray.

Khoảng cách giữa cánh cửa tầng với cánh cửa cabin không được vượt quá 120 mm.

2.2.8. Khoảng cách từ các phần thấp nhất của trần giếng thang, hoặc các chi tiết bị lắp dưới trần, đến mặt nóc cabin, khi đối trọng để trên các ụ tì cứng hoặc trên giảm chấn nên tận cùng không được dưới 750 mm.

2.2.9. Khoảng không gian phía dưới cabin đến đáy hồ giếng, khi cabin đè lên các ụ tì cứng hoặc trên giảm chấn nén tận cùng không được dưới 500 mm.

2.3 Kỹ thuật an toàn

2.3.1. Khi tiến hành lắp đặt thang máy cần tuân thủ nghiêm ngặt quy phạm kỹ thuật an toàn trong xây dựng TCVN 5308 - 91, tiêu chuẩn an toàn điện trong xây dựng TCVN 4086 - 85, quy phạm kỹ thuật an toàn thiết bị nâng TCVN 4244 - 86, yêu cầu chung về an toàn trong hàn điện TCVN 3146 - 86 và an toàn cháy TCVN 3254 - 79; đồng thời phải tuân thủ nghiêm ngặt các điều quy định dưới đây

2.3.2 Các công việc xây trát hoàn thiện phải tiến hành sau khi lắp đặt xong thiết bị thang máy. Việc trát tường giếng thang (nếu có trong thiết kế) phải tiến hành trước khi lắp đặt thiết bị thang máy.

2.3.3 Chạy thử khởi động, hiệu chỉnh các thiết bị cơ, thiết bị điện, hệ thống điều khiển, hệ thống kiểm tra và tín hiệu phải tiến hành sau khi hoàn thành xây trát hoàn thiện.

2.3.4 Không được tiến hành đồng thời công tác lắp thang máy với công tác thi công của các đơn vị xây dựng hoặc lắp máy khác ở các độ cao khác nhau trong giếng thang.

2.3.5 Khi tiến hành các công việc hiệu chỉnh, nhiệt độ trong buồng máy và trong giếng thang không được quá 40°C và thấp nhất không được quá 5°C.

2.3.6 Các công việc hàn trong lắp đặt thang máy phải do thợ hàn có chứng chỉ bậc thợ 4/7 trở lên thực hiện. Khi hàn phải che chắn, bảo vệ thiết bị thang máy tránh tác động của nhiệt và xỉ hàn. Không được hàn các dây điện sau khi đã đặt dây.

2.3.7 Không được để các chi tiết, thiết bị thang máy, dụng cụ, trang bị đồ nghề, vật liệu xây dựng ... chiếm chỗ hành lang, sân chờ, cầu thang và các lối đi lại khác.

Chỉ được phép tập kết tạm thiết bị thang máy lên sàn, lên mái, tại những nơi được đơn vị tổng thầu thi công đồng ý.

2.3.8 Trong khi tiến hành lắp đặt, tại vị trí làm việc thường xuyên phải có mặt ít nhất hai người.

2.3.9 Người làm việc trong giếng thang nhất thiết phải đội mũ cứng bảo vệ, nếu có sử dụng các loại dụng cụ điện thì phải đeo găng tay và đi giầy cách điện.

2.3.10 Tuyệt đối không được trèo bám theo khung sắt, ray dẫn hướng và các đường cáp để di chuyển giữa các sàn, mà phải dùng thang. Không được vứt vào giếng thang các mảnh kim loại, mẩu que hàn hoặc bất kỳ vật gì khác.

2.3.11 Chỉ được phép làm việc trong giếng phía dưới cabin với điều kiện cabin được treo trên cáp (cáp phải được ép chặt vào rãnh puly dẫn), được hãm bằng bộ hãm an toàn, được chèn chặt hoặc được đặt trên các dẫn sắt không thể rơi.

2.3.12 Không được làm việc trong cabin hoặc trên nóc khi cabin đang chuyển động. Không cho phép có người trong cabin khi thử bộ hãm an toàn. Không được dùng động cơ điện dẫn bộ dẫn động để tháo cabin khỏi hãm an toàn.

2.3.13 Chỉ được phép làm việc trên nóc cabin với điều kiện cabin đã được treo chắc chắn vào cáp. bộ hãm an toàn đã được chỉnh và được thử. Không được lên nóc cabin quá hai người và không được ngồi trên nóc buông thõng hai chân trong giếng thang.

2.3.14 Khi có công nhân trên nóc cabin, chỉ được phép di chuyển cabin theo chiều đi xuống với vận tốc không quá 0,71 m/s và phải cùng một công nhân khác ở trong cabin; điều khiển di chuyển cabin bằng một nút bấm đặt trên nóc.

2.3.15 Không tiến hành trên nóc cabin những việc có thể làm ở ngoài giếng thang như rửa, làm sạch cáp và các chi tiết máy.

2.3.16 Không được đứng ngoài hành lang thò tay qua cửa tầng và cửa cabin để khởi động thang máy.

2.3.17 Các thiết bị nâng hạ như tời, palăng, puly,... có thể được treo vào kết cấu của giếng thang theo đúng thiết kế và phải được cố định, không dịch chuyển trong khi làm việc.

2.3.18 Chỉ đóng mở tời, palăng theo hiệu lệnh của người có trách nhiệm; bất kỳ một hiệu lệnh nào không rõ ràng đều được hiểu là lệnh dừng máy.

2.3.19 Khi nâng hạ trong giếng thang, tải phải được kẹp chặt và treo chắc chắn; chỉ tháo tải sau khi nó đã được đặt an toàn vào vị trí không thể rơi.

2.3.20 Tuyệt đối không cho phép có người phía dưới tải và trên đường đi của tải đang nâng hạ.

2.4 Quy tắc nghiệm thu sau lắp đặt

2.4.1 Đơn vị lắp đặt thang máy phải làm các việc chuẩn bị cho nghiệm thu bao gồm:

a. Hoàn chỉnh bộ hồ sơ;

b. Chuẩn bị cho thang máy sẵn sàng hoạt động;

c. Cùng bên đặt hàng chuẩn bị tải và đảm bảo các điều kiện để nghiệm thu.

2.4.2 Việc nghiệm thu sau lắp đặt thang máy nhằm mục đích xác định:

a. Mức độ phù hợp các thông số và kích thước của thang máy với các số liệu ghi trong hồ sơ kỹ thuật.

b. Thang máy đủ điều kiện vận hành an toàn.

2.4.3 Các thông số kỹ thuật cần kiểm tra gồm có:

a. Trọng tải;

b. Vận tốc làm việc và vận tốc chậm;

c. Độ chính xác dừng thang ở các tầng;

d. Diện tích sàn cabin của thang chở người.

2.4.4 Nghiệm thu thang máy đủ điều kiện vận hành an toàn phải bao gồm:

a. Quan sát kiểm tra;

b. Thử không tải;

c. Thử tải tĩnh;

d. Thử tải động.

2.4.5 Khi quan sát phải kiểm tra tình trạng của:

a. Bộ dẫn động;

b. Thiết bị điện;

c. Các thiết bị an toàn;

d. Bộ điều khiển, chiếu sáng và tín hiệu;

e. Phần bao che giếng thang;

f. Cabin, đối trọng, ray dẫn hướng.

g. Cửa cabin và cửa tầng;

h. Cáp (xích) và phần kẹp chặt đầu cáp (xích);

i. Bảo vệ điện;

j. Độ cách điện của thiết bị điện và dây điện.

Ngoài ra cần kiểm tra các khoảng cách an toàn, sơ đồ điện và các dụng cụ cần thiết trong buồng máy các biển nhãn máy.

2.4.6 Khi thử không tải cần kiểm tra hoạt động của các bộ phận sau:

a. Bộ dẫn động (phát nhiệt, chảy dầu, hoạt động của phanh);

b. Cửa cabin và cửa tầng;

c. Bộ điều khiển, chiếu sáng và tín hiệu;

d. Các bộ phận an toàn (công tắc hành trình), nút "STOP", khóa tự động của tầng, sàn động của cabin).

2.4.7 Thử tải tĩnh nhằm mục đích kiểm tra độ bền các chi tiết của bộ dẫn động, độ tin cậy của phanh, cáp không bị trượt trên puly dẫn, độ bền của cabin, của kết cấu treo cabin, treo đối trọng và độ tin cậy kẹp đầu cáp.

- Thử tải tĩnh được thực hiện với cabin ở tầng thấp nhất, giữ tải trong thời gian 10 phút, với tải quy định vượt quá trọng tải;

a. 50% đối với thang máy có tang cuốn cáp và thang máy dùng xích làm dây kéo;

b. 100% đối với thang máy có puly dẫn cáp.

Thử tải tĩnh có thể thay thế bằng 3 lần di chuyển cabin đi xuống với tải vượt trọng tải 50%.

2.4.8 Thử tải động nhằm mục đích kiểm tra độ tin cậy của thang máy có tải và kiểm tra hoạt động của bộ hãm an toàn, bộ hạn chế tốc độ và giảm chấn, bằng cách chất tải vượt trọng tải 10% cho cabin chạy lên xuống 3 lần.

3. Sử dụng thang máy

3.1 Chỉ sử dụng thang máy ở trạng thái kỹ thuật tốt và đã được cấp đăng ký sử dụng.

3.2 Những người vận hành và sử dụng thang máy phải trong trạng thái sức khỏe bình thường.

Cấm những người say rượu, thần kinh không bình thường vào vị trí vận hành điều khiển hoặc vào cabin để sử dụng thang máy.

3.3 Trường hợp mất điện hoặc đang sửa chữa phải treo biển thông báo tạm ngừng hoạt động ở các tầng dừng và cắt cầu dao điện vào thang máy.

3.4 Thang máy chở hàng có phần điều khiển đơn giản (dừng tầng điều khiển bằng tay) nhất thiết phải có nội quy vận hành chặt chẽ để đảm bảo an toàn trong vận hành khai thác sử dụng. Nội quy này phải được thủ trưởng đơn vị duyệt và treo ở vị trí dể nhìn tại nơi vận hành.

Tuyệt đối không được vận chuyển tải mà không xác định được trọng lượng của nó.

3.5 Khi vận chuyển loại hàng hóa rời, vụn, không được đổ hàng ra sàn cabin mà phải đóng hàng vào bao bì, thùng chứa.

Chỉ được đổ ra sàn đối với thang máy chuyên dùng vận chuyển hàng rời có kết cấu cabin dạng thùng chứa tiêu chuẩn.

3.6 Cấm chở người trong thang máy chuyên dùng để chở hàng (loại 5).

3.7 Nghiêm cấm những người không có trách nhiệm tự ý vào các vị trí sau:

- Buồng máy;
- Hố thang;
- Đứng trên nóc cabin;
- Dùng chìa khóa mở các cửa tầng, cửa thông cửa quan sát, cửa buồng máy;
- Tủ cầu dao cấp điện, hộp cầu chì.

Chìa khóa các vị trí nói trên do người chịu trách nhiệm quản lý về sự hoạt động an toàn của thang máy giữ, chìa thứ hai được bàn giao luân phiên cho người trực vận hành.

3.8 Tải trong cabin phải được xếp chắc chắn ổn định, và phân bố cân đối trên mặt sàn. Cấm chuyên chở các loại hàng nặng, cồng kềnh xếp đống cùng với người.

3.9 Khi vận chuyển loại hàng có khả năng gây cháy, dễ kích thích nổ hoặc độc hại phải có biện pháp phòng ngừa đặc biệt. Cấm vận chuyển các loại hàng này cùng với người.

PHỤ LỤC 1 CỦA TCVN - 1993
THANG MÁY: CÁC ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI

1. Cabin: buồng thang máy để chứa người hoặc hàng chuyên chở.
2. Trọng tải: khối lượng nâng cho phép lớn nhất của thang máy đo bằng kilôgam (kg).
3. Sức chứa: số lượng người nhiều nhất cho phép chở trên thang máy; sức chứa phụ thuộc vào diện tích sàn cabin. Thông số này ghi trong hồ sơ kỹ thuật của thang máy chỉ có tính chất tham khảo.
4. Giếng thang (well): khoảng không gian giới hạn bởi các vách bao quanh, mặt đáy hố và trần của giếng; giếng thang là không gian để các phần chuyển động của thang: cabin, đối trọng, cáp, xích v.v... di chuyển trong đó.
5. Điểm dừng: vị trí để ra vào cabin thang máy tại mỗi tầng dừng sử dụng.
6. Hố giếng (PIT): phần giếng thang phía dưới điểm dừng thấp nhất.
7. Buồng đỉnh giếng (headroom): phần giếng thang phía trên điểm dừng cao nhất.
8. Vận tốc làm việc: vận tốc vận hành theo thiết kế đo bằng m/phút hoặc m/giây (m/min, m/s). Vận tốc làm việc trên 2,5 m/s (150m/min) được gọi là vận tốc cao.
9. Vận tốc sửa chữa: vận tốc chậm chỉ dùng trong quá trình kiểm tra, sửa chữa.

PHỤ LỤC 2 CỦA TCVN 5744 - 1993
TIÊU CHUẨN LOẠI BỘ CÁP THÉP

1. Số sợi đứt lớn nhất cho phép trên một bước bện

Hệ số dự trữ bền ban đầu của cáp	Cấu tạo cáp, số sợi			
	6x19 = 114		6x37 = 222	
	Bện chéo	Bện xuôi	Bện chéo	Bện xuôi
9	14	7	23	12
9 ÷ 10	16	8	26	13
10 ÷ 12	18	9	29	14
12 ÷ 14	20	10	32	16
14 ÷ 16	22	11	35	17

2. Phải loại bỏ cáp theo độ mòn (giảm dường kính) so với ban đầu là 10%.

3. Phụ lục này áp dụng đối với các loại cáp:

- Treo cabin (đối trọng)
- Cáp kéo hệ thống hãm an toàn
- Cáp treo cánh cửa lùa đứng v.v...

4. Việc thay thế đinh kỳ hoặc loại bỏ cáp có thể căn cứ theo quy định riêng của nhà chế tạo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Lubomir Janovsky, *Elevator mechanical design*, Ellis Horwood, 1993.
2. Н. Чавушян, Асансьори и шахтниподе мни машини, София "Техника", 1987.
3. H. Thiemann, *Aufzüge betrieb and wartung*, Veb verlag Technik Berlin, 1969.
4. М. М. Федоров, Шахтные подьемные установки. Москва. "Недра", 1979.
5. А. И. Обухов, Г. Н. Розенкан. Монтаж лифтов и канатных дорог. Москва. Стройиздат, 1983.
6. П. И. Чутчиков, Н.И.Алексеев, А.К.Прокофбев. Электрооьорудование лифтов массового применения. Москва. "Машиностроение", 1983.
7. TCVN 6395-1998, *Thang máy điện, yêu cầu an toàn về cấu tạo và lắp đặt.*

THANG MÁY

Nguyễn Danh Sơn

NHÀ XUẤT BẢN
ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP HỒ CHÍ MINH
03 Công trường Quốc tế, Q. 3, TP HCM
ĐT: 8 239 170 - 8 239 171 - **Fax:** 8 239 172
Email: VNUHP@Fmail.vnn.vn

* * *

Chịu trách nhiệm xuất bản

PGS-TS NGUYỄN QUANG ĐIỂN

Biên tập

PHẠM VĂN THỊNH

Sửa bản in

TRẦN VĂN THẮNG

Trình bày bìa

TRƯƠNG NGỌC TUẤN

In 500 cuốn, khổ 16 x 24 cm. Giấy phép xuất bản số: 163/155/XB-QLXB do Cục Xuất bản cấp ngày 07/02/2002. Giấy trích ngang số: 09/KHXB ngày 02/01/2003. In tại Xưởng in Đại học Bách khoa - Đại học Quốc gia TP. HCM. Nộp lưu chiểu tháng 3 năm 2003.

Thư Viện ĐHCN-TPHCM
100060473

THƯ VIỆ
62
100

Sách trợ giá cho sinh viên Đại học Quốc gia TP. HC

GIÁ: 20.500