

HỒ LÊ VIÊN



The background of the cover features a technical drawing of a mechanical assembly, possibly a pump or a motor, rendered in a color gradient from green on the left to blue on the right. The drawing shows various components like gears, shafts, and housing. A faint watermark 'CuuDuongThanCong.com' is visible across the middle of the image.

CÁC MÁY GIA CÔNG VẬT LIỆU RẮN & DẼO

TẬP 1

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

HỒ LÊ VIÊN

CÁC MÁY GIA CÔNG VẬT LIỆU RẮN VÀ DẼO

TẬP 1



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

LỜI NÓI ĐẦU

Nội dung cuốn sách đề cập đến các máy gia công vật liệu rắn và dẻo được dùng phổ biến trong các ngành công nghiệp hóa chất, thực phẩm, vật liệu xây dựng và các ngành công nghiệp khác.

Trong mỗi loại máy nêu lên cấu tạo, nguyên lý làm việc và cách tính một số thông số cơ bản của máy.

Cuốn sách được chia làm hai tập.

Tập 1 gồm có hai phần:

- Các máy đập, nghiền
- Các máy sàng

Tập 2 gồm có các phần sau:

- Các máy trộn
- Các máy vận chuyển và định lượng
- Các máy gia công vật liệu dẻo

Sách này cần thiết cho sinh viên và kỹ sư ngành Máy Hóa chất và Thực phẩm, đồng thời là tài liệu bổ ích cho các cán bộ kỹ thuật các ngành khác khi tìm hiểu các máy này.

Cuốn sách đã được dùng làm giáo trình cho sinh viên Trường Đại học Bách khoa Hà Nội.

Tác giả

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

MỤC LỤC

Trang

Lời nói đầu

Phần thứ nhất CÁC MÁY ĐẬP, NGHIỀN

Chương một: Cơ sở của quá trình đập, nghiền	9
Chương hai Máy đập má	17
Chương ba Máy đập nón	45
Chương bốn Máy đập trục	67
Chương năm Máy đập búa	85
Chương sáu Máy nghiền con lăn	101
Chương bảy Máy nghiền bi	127
Chương tám Máy nghiền răng	179

Phần thứ hai CÁC MÁY SÀNG

Chương chín: Cơ sở của quá trình sàng	187
Chương mười: Máy sàng thùng quay	197
Chương mười một Máy sàng lắc	205
Chương mười hai Máy sàng bán rung	221
Chương mười ba Máy sàng rung	231
Chương mười bốn Máy sàng trục quay	241
Phụ lục	245
Tài liệu tham khảo	253

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

PHẦN THỨ NHẤT

CÁC MÁY ĐẬP, NGHIỀN

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG MỘT

CƠ SỞ CỦA QUÁ TRÌNH ĐẬP, NGHIỀN

§1. KHÁI NIỆM

1. Định nghĩa

"Quá trình làm giảm kích thước của cục vật liệu rắn nhờ ngoại lực tác động vào để phá vỡ nội lực liên kết giữa các phần tử của nó được gọi là quá trình đập hoặc nghiền".

Các công cụ để thực hiện quá trình đập, nghiền gọi là các máy đập, nghiền.

Chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của một máy đập, nghiền được đánh giá bởi các yếu tố sau:

- mức độ đập, nghiền;
- năng lượng tiêu hao trên một đơn vị sản phẩm;
- chi phí về vận hành;

2. Mức độ đập, nghiền

Mức độ đập, nghiền là tỉ số kích thước của cục vật liệu trước khi đập, nghiền (D) với kích thước của nó sau khi đập, nghiền (d):

$$i = \frac{D_{\max}}{d_{\max}} \quad (1-1)$$

Thông thường $i = 3 + 3000$ và có thể lớn hơn. Xác định kích thước cục vật liệu bằng cách đo hoặc dùng lưới sàng để phân loại. Đối với cục vật liệu có hình dạng bất kỳ thì dùng một trong hai công thức dưới đây để xác định kích thước trung bình:

$$D_{\max} = \frac{a + b + c}{3} \quad (1-2)$$

hoặc
$$D_{\max} = \sqrt[3]{a \cdot b \cdot c} \quad (1-3)$$

trong đó, a , b , c tương ứng với chiều dài, chiều rộng, chiều cao của cục vật liệu đo theo ba phương vuông góc nhau.

Đối với hỗn hợp vật liệu có kích thước khác nhau thì dùng máy sàng phân loại rồi tính đường kính trung bình của mỗi loại theo công thức sau:

$$d_{tb} = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} \quad (1-4)$$

trong đó: d_{\max} và d_{\min} là kích thước lớn nhất và nhỏ nhất của cục vật liệu.

Sau đó, xác định kích thước trung bình của hỗn hợp theo:

$$d_{tb} = \frac{a_1 d_{1tb} + a_2 d_{2tb} + \dots + a_n d_{ntb}}{a_1 + a_2 + \dots + a_n} \quad (1-5)$$

trong đó: $d_{1tb}, d_{2tb}, \dots, d_{ntb}$ là kích thước trung bình của mỗi loại trong hỗn hợp.

a_1, a_2, \dots, a_n là hàm lượng của mỗi loại trong hỗn hợp, tính bằng % trọng lượng.

$$a_n = \frac{g_n}{G} \times 100\%,$$

trong đó: g_n - trọng lượng của phần vật liệu có kích thước d_{ntb} ;

G - trọng lượng của hỗn hợp vật liệu.

Khi dùng kích thước trung bình của cục vật liệu trước và sau khi đập nghiền thì ta có mức độ đập nghiền chính xác hơn:

$$i = \frac{D_{tb}}{d_{tb}} \quad (1-6)$$

§2. CÁC PHƯƠNG PHÁP ĐẬP, NGHIỀN

Sự phá vỡ vật liệu bằng ngoại lực dựa vào bốn phương pháp chính sau đây:

Ép (hình 1-1a), dưới tác dụng của ngoại lực cả thể tích cục vật liệu bị biến dạng và khi nội ứng suất ở trong vật liệu lớn hơn giới hạn bền nén của nó thì cục vật liệu bị phá vỡ và kết quả ta thu được các cục vật liệu có hình dạng khác nhau và kích thước của chúng nhỏ hơn kích thước trước khi đập.

Bố (hình 1-1b) vật liệu bị phá vỡ do lực tập trung tác dụng tại chỗ đặt lực. Phương pháp này có khả năng điều chỉnh được kích thước của vật liệu sau khi đập.

Va đập: (hình 1-1c) vật liệu bị phá vỡ dưới tác dụng của tải trọng động; khi tải trọng tập trung thì tương tự như bố, khi tải trọng phân bố trên toàn bộ thể tích vật liệu thì hiệu quả phá vỡ vật liệu tương tự như ép.

Chà xát (hình 1-1d). Vật liệu bị phá vỡ là do tác dụng đồng thời của các lực nén và kéo, sản phẩm thu được ở dạng bột.

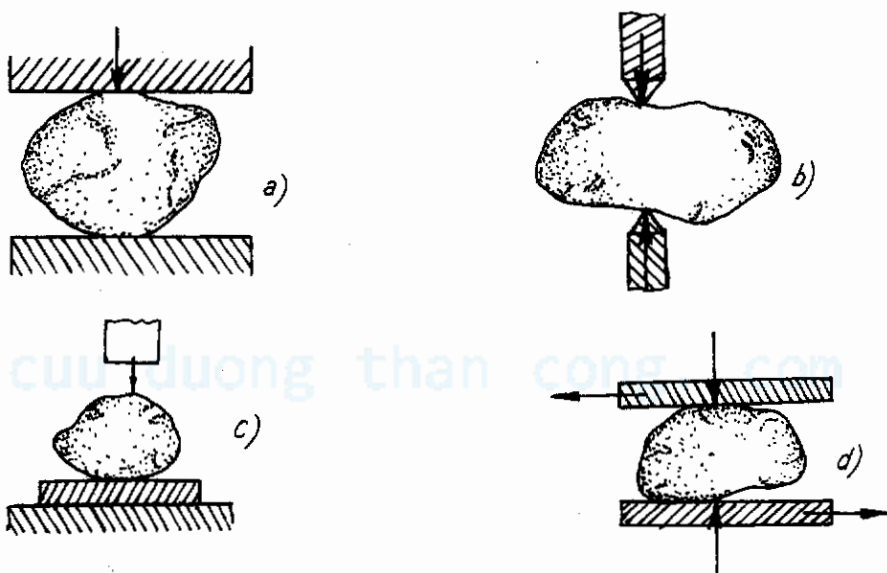
Khi lựa chọn phương pháp đập, nghiền cần phải căn cứ vào các yếu tố sau:

- Cơ tính của vật liệu (cứng, giòn, mềm,...),
- Kích thước vật liệu trước khi đập, nghiền,

- Mức độ đập nghiền i.

Tùy theo kích thước của vật liệu trước và sau khi đập nghiền, người ta chia ra:

- Đập thô $D = 1500 \div 300\text{mm}$; $d = 350 \div 100\text{ mm}$, $i = 3 \div 5$
- Đập vừa $D = 350 \div 100\text{mm}$; $d = 100 \div 40\text{mm}$, $i = 6 \div 10$
- Đập nhỏ $D = 100 \div 40\text{mm}$; $d = 30 \div 5\text{mm}$, $i = 16 \div 20$
- Nghiền mịn $D = 30 \div 5\text{mm}$; $d = 2 \div 0,075\text{mm}$, $i = 100$
- Nghiền keo $D = 1,2 \div 0,1\text{mm}$; $d = 0,0001\text{mm}$, $i = 1000$.



Hình I-1. Các phương pháp đập:
a) ép; b) bẻ; c) va đập, d) chà xát.

Đập thô, đập vừa thường thực hiện ở trạng thái khô, còn đập nhỏ, nghiền mịn, nghiền keo có thể thực hiện ở trạng thái khô hoặc ướt.

Quá trình đập nghiền, có thể thực hiện ở chu trình hở, chu trình kín hoặc kết hợp chu trình hở với chu trình kín, hoặc dùng chu trình hai giai đoạn.

§3. CƠ SỞ LÝ THUYẾT CỦA QUÁ TRÌNH ĐẬP NGHIỀN

Quá trình đập nghiền cần tiêu tốn một lượng năng lượng rất lớn để tạo ra ứng suất phá vỡ lớn hơn nội lực liên kết giữa các phần tử trong vật thể rắn đem đập nghiền. Để xác định năng lượng tiêu tốn đó; cơ bản dựa vào các thuyết sau đây:

1. Thuyết bề mặt do giáo sư Rittinger nêu ra năm 1867, phát biểu như sau: "Công cần thiết để đập nghiền vật liệu tỉ lệ với bề mặt mới tạo thành của vật liệu".

Để thiết lập công thức tính theo thuyết này ta xét một vật thể hình khối có các cạnh là D , sau khi đập nghiền, nó bị phá vỡ thành các cục hình khối nhỏ hơn có các cạnh là d (hình 1-2).

Như vậy số khối mới tạo thành sẽ tỷ lệ lập phương của mức độ đập nghiền, nghĩa là:

$$Z = \frac{D^3}{d^3} = i^3 \quad (1-7)$$

Bề mặt của khối vật liệu trước khi đập có cạnh là D , bằng:

$$F_1 = 6.D^2 \quad (1-8)$$

Tổng bề mặt của các khối nhỏ hơn sau khi đập có cạnh là d , bằng:

$$F_s = 6.d^2.Z = 6.d^2 \frac{D^3}{d^3} = 6.D^2 i \quad (1-9)$$

Như vậy, bề mặt mới tạo thành sẽ là:

$$F = F_s - F_1 = 6D^2 i - 6D^2 = 6D^2(i-1) \quad (1-10)$$

Gọi A_r là công tiêu tốn riêng phá vỡ vật liệu theo một mặt phẳng có diện tích 1cm^2 ; (A_r tính bằng N.cm/cm^2) thì công để đập vật liệu sẽ là:

$$A_1 = A_r F = A_r 6D^2(i-1) \quad [\text{N.cm}] \quad (1-11)$$

Trong thực tế, không thể có cục vật liệu có dạng hình khối cạnh là D , mà thường có hình dáng bất kỳ, do đó người ta đưa vào công thức (1-11) hệ số K phụ thuộc vào hình dáng, tính chất của vật liệu và phương pháp đập. Thông thường hệ số $K = 1,2 \div 1,7$.

Do đó, công cần thiết để đập vật liệu theo thuyết bề mặt sẽ là:

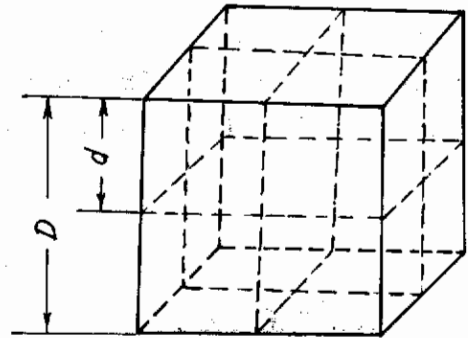
$$A_1 = 6.A_r K D^2(i-1), \quad [\text{N.cm}] \quad (1-12)$$

trong đó: A_r và K , được xác định bằng thực nghiệm.

2. Thuyết thể tích. Do Kirpishap và KiK nêu ra, phát biểu như sau: "Công cần thiết để phá vỡ vật liệu tỉ lệ thuận với mức độ biến đổi thể tích của vật liệu".

Nó được xác định như công làm biến dạng vật liệu khi bị nén (hoặc kéo) theo định luật Hook trong sức bền vật liệu, nghĩa là:

$$A_2 = \frac{\sigma^2 \Delta V}{2E}, \quad [\text{N.cm}] \quad (1-13)$$



Hình 1-2. Sơ đồ lý thuyết phân chia hình khối.

trong đó: σ — giới hạn bền nén (kéo) của vật liệu, N/cm²;

E— môđun đàn hồi của vật liệu, N/cm²;

ΔV — hiệu số thể tích của vật liệu trước và sau khi đập nghiền;

$$\Delta V = D^3 - d^3, \text{ cm}^3.$$

Cả hai thuyết này chưa thật hoàn toàn phù hợp với thực tế. Thuyết bề mặt thích hợp với đập nhỏ và nghiền mịn; còn thuyết thể tích phù hợp với đập thô và đập vừa.

Do đó Viện sĩ Rêbindơ đã nêu ra công đập vật liệu gồm có hai thành phần là: công tiêu hao để làm biến dạng vật liệu và công để tạo ra bề mặt mới nghĩa là:

$$A = A_2 + A_1 = \frac{\sigma^2 \Delta V}{2E} + 6A_r D^2(i-1) \quad (1-14)$$

Như vậy, có thể coi thuyết bề mặt và thuyết thể tích là trường hợp riêng của thuyết Rêbindơ.

Ngoài ra, Bond còn nêu ra công thức tính công cần thiết để đập, nghiền vật liệu tỉ lệ với tích số giữa thể tích và bề mặt vật liệu, nghĩa là

$$A = k \sqrt{V \cdot F} \quad (1-15)$$

mà $V = k_1 D^3; F = k_2 D^2,$

do đó

$$A = k \sqrt{k_1 \cdot k_2} \cdot \sqrt{D^3 \cdot D^2} = k_0 D^{2.5}, \quad (1-16)$$

trong đó: D— kích thước vật liệu trước khi đập;

k_0 — hệ số thực nghiệm.

Người ta thường dùng công thức sau đây để xác định công tiêu hao cần thiết đập vật liệu:

$$A = \frac{n \cdot \sigma^2 \Delta V}{2E}, \quad (1-17)$$

trong đó: n là số lần phá vỡ cục vật liệu, và xác định nó theo:

$$n = \frac{3 \lg i}{\lg a_0} \quad (1-18)$$

trong đó: i— mức độ đập nghiền;

a_0 — mức độ phá vỡ một lần, thường lấy $a_0 \geq 2$.

Nếu gọi G— là lượng vật liệu đem đập trong 1 giờ, tính bằng kg/h;

ρ — là khối lượng riêng của vật liệu đem đập, kg/m³ thì công suất tiêu hao để đập G kg/h vật liệu sẽ là:

$$N = \frac{3\sigma^2 G}{2 \cdot E \rho} \cdot \frac{\lg i}{\lg a_0} \cdot \frac{1}{3600 \cdot 1000} \quad [\text{kW}] \quad (1-19)$$

$$N = 0,42.10^{-6} \cdot \frac{\sigma^2 G}{E \rho \cdot \eta} \frac{\lg i}{\lg a_0} \quad [\text{kW}] \quad (1-20)$$

Như đã nói ở trên, a_0 không thể bé hơn hai, do đó nếu lấy $a_0 = 2$ thì công suất tiêu hao để đập G kg/h vật liệu sẽ xác định theo công thức sau:

$$N = 1,39.10^{-6} \frac{\sigma^2 G}{E \rho \cdot \eta} \lg i \quad [\text{kW}] \quad (1-21)$$

trong đó: η – hiệu suất của máy đập nghiền;

σ , E tính bằng N/m^2 ; G tính bằng kg/h và ρ tính bằng kg/m^3 .

§4. CÁC YÊU CẦU ĐỐI VỚI QUÁ TRÌNH ĐẬP NGHIỀN

1– Chỉ đập nghiền đến mức độ đã dự định, không nên đập nghiền quá yêu cầu, lúc đạt đến mức độ đập nghiền đã dự định thì cho tháo liệu ra khỏi máy ngay.

2– Quá trình đập nghiền phải hoàn toàn tự do, nghĩa là không kèm theo các quá trình phụ khác trong lúc đập nghiền.

3– Khi cần có mức độ đập nghiền lớn thì phải thực hiện quá trình đập nghiền qua nhiều lần và sử dụng nhiều loại máy tương ứng thích hợp.

4– Sản phẩm thu được sau khi đập nghiền cần phải đồng đều về kích thước.

5– Việc nạp liệu và tháo liệu cần tiến hành liên tục và tự động.

6– Phải có khả năng điều chỉnh mức độ đập nghiền được dễ dàng.

7– Khi lựa chọn máy cần phải căn cứ vào tính chất của vật liệu đem đập nghiền sao cho đạt được các mục đích:

- năng suất cao;
- đảm bảo mức độ đập nghiền theo yêu cầu;
- lực sinh ra ở trong máy bé.

8– Dễ thay thế các chi tiết hỏng và bị mòn trong máy.

9– Quá trình đập nghiền phải sinh ra ít bụi, đảm bảo điều kiện làm việc an toàn và tốt cho người vận hành máy.

10– Phải chú ý đến các chỉ tiêu kinh tế – kỹ thuật.

§5. PHÂN LOẠI CÁC MÁY ĐẬP NGHIỀN

Căn cứ vào mức độ đập nghiền và nguyên tắc tác dụng lực, chia ra như sau:

1– Các máy đập, dùng để đập thô và đập vừa, gồm có:

- Máy đập má (hay còn gọi là máy đập hàm)
- Máy đập nón
- Máy đập búa
- Máy đập trục

2- Các máy nghiền dùng để nghiền nhỏ, nghiền mịn và nghiền keo, gồm có:

- Máy nghiền quả lãn
- Máy nghiền bi
- Máy nghiền bi rung,
- Máy nghiền vòng,
- Máy nghiền răng,
- Máy nghiền đĩa,
- Máy nghiền keo
- Máy thái nhỏ.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

đang ở trong tình trạng hôn nhân, nhưng đã ly hôn và đang sống độc thân. Vì vậy, anh không thể có con. Anh đã cố gắng rất nhiều để có con, nhưng không thành công. Anh đã đi khám nhiều lần, nhưng bác sĩ chỉ nói rằng anh không có vấn đề gì. Anh đã rất buồn, nhưng anh đã cố gắng để vượt qua. Anh đã tìm được một người bạn gái, nhưng cô ấy cũng không thể có con. Anh đã rất thất vọng, nhưng anh đã cố gắng để vượt qua. Anh đã tìm được một người bạn gái khác, nhưng cô ấy cũng không thể có con. Anh đã rất thất vọng, nhưng anh đã cố gắng để vượt qua. Anh đã tìm được một người bạn gái khác, nhưng cô ấy cũng không thể có con. Anh đã rất thất vọng, nhưng anh đã cố gắng để vượt qua.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

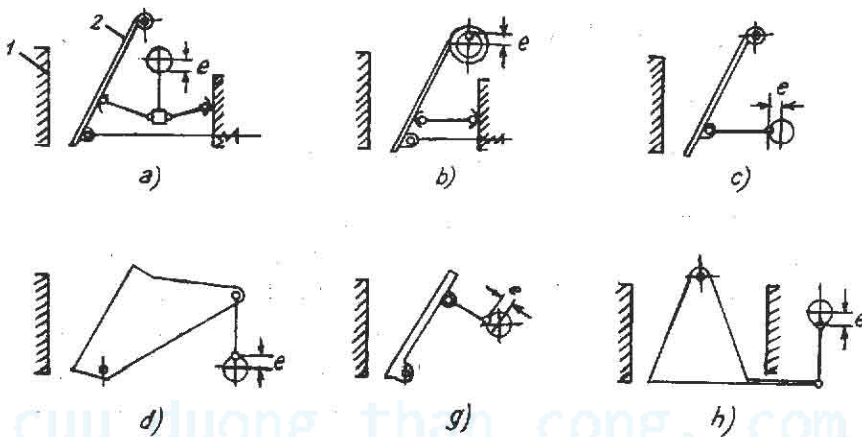
CHƯƠNG HAI

MÁY ĐẬP MÁ

§1. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI

Máy đập má thuộc loại máy đập thô và đập vừa, bộ phận có tác dụng đập vật liệu là hai má (hình 2-1).

Má cố định 1 và má di động 2 đặt đối diện nhau tạo thành không gian đập, vật liệu đi vào ở phía trên và sản phẩm được tháo ra phía dưới không gian đó.



Hình 2-1. Các kiểu máy đập má:

1- má cố định; 2- má động; e- độ lệch tâm.

Khi má động tiến gần đến má cố định thì vật liệu bị đập, khi má động tách xa má cố định thì vật liệu đã bị đập rơi ra khỏi máy.

Trên hình 2-1, giới thiệu các kiểu treo và truyền chuyển động cho má động.

- Má động treo phía trên, tay biên thẳng đứng (hình 2-1a).
- Má động treo phía trên và lồng vào trục lệch tâm (hình 2-1b).
- Má động treo phía trên, tay biên nằm ngang (hình 2-1c).
- Má động treo phía dưới, tay biên thẳng đứng (hình 2-1d).
- Má động treo phía dưới, tay biên đặt nghiêng (hình 2-1g).
- Má động 2 mặt treo phía trên, tay biên thẳng đứng (hình 2-1h).

e là độ lệch tâm.

Trong công nghiệp, người ta dùng phổ biến nhất là hai loại máy (hình 2-1a và 2-1b).

Việc phân loại, người ta căn cứ vào cấu tạo, vào sự làm việc của máy và bộ phận truyền động cho máy. Căn cứ vào cấu tạo, có:

- máy đập có má động treo ở trên;
- máy đập có má động treo ở dưới.

Căn cứ vào sự làm việc, có:

- máy đập có má động chuyển động phức tạp (2-1b);
- máy đập có má động chuyển động đơn giản (2-1a).

Căn cứ vào cơ cấu truyền động, có:

- máy truyền động bằng trục lệch tâm;
- máy truyền động bằng bánh cam.

§2. CẤU TẠO CỦA MÁY

1. Máy đập có má động chuyển động phức tạp (hình 2-2)

Loại máy này có má động (4) được lồng trực tiếp vào phần giữa của trục lệch tâm (5) còn bánh đà và puli (6) được lắp vào hai đầu nhô ra ngoài gối đỡ của trục lệch tâm. Một đầu tấm dầy (12) tì vào má động (4), còn một đầu tì vào khối trượt (11) của bộ phận điều chỉnh khe tháo liệu. Thanh giàng (10) và lò xo (9) có tác dụng giữ cho má động, tấm dầy và khối trượt luôn luôn tì sát vào nhau tạo thành các khớp động.

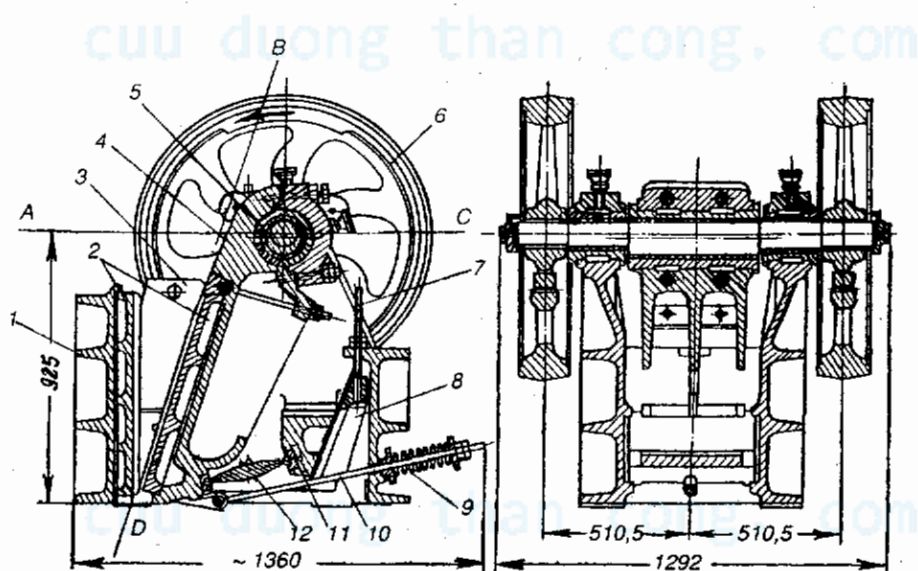
Để xem xét đặc tính chuyển động của má động ta chia 1 vòng quay của trục lệch tâm ra thành bốn vùng bởi hai đường thẳng cắt nhau đi qua tâm của nó là A-B-C-D. Các điểm A và C đi qua tâm trục theo phương ngang, còn các điểm B và D đi qua tâm trục trùng với bề mặt đập của má động. Khi trục lệch tâm chuyển động từ điểm A đến điểm D thì cả phần trên và phần dưới của má động tách ra khỏi má cố định, khi đó xảy ra hành trình không tải và vật liệu được tháo ra khỏi không gian đập. Khi trục lệch tâm chuyển động từ điểm D đến điểm C thì phần trên của má động tiếp tục tách ra xa má cố định, còn phần dưới của má động bắt đầu tiến gần đến má cố định, tức là phần dưới của má động bắt đầu đập vật liệu. Khi trục lệch tâm chuyển động từ điểm C đến điểm B thì cả phần trên và phần dưới của má động tiến gần đến má cố định và sự đập vật

liệu xảy ra trên toàn bộ má. Khi trục lệch tâm chuyển động từ điểm B đến điểm A thì phần trên của má động tiến gần đến má cố định tiếp tục đập vật liệu còn phần dưới của má động bắt đầu tách ra khỏi má cố định, và sản phẩm bắt đầu được tháo ra khỏi không gian đập.

Khi vẽ đặc tính chuyển động của má động, thấy rằng hành trình không tải của má động chỉ chiếm $1/5$ vòng quay của trục lệch tâm, và chỉ có $1/5$ vòng là cả phần trên và phần dưới của má động cùng tham gia đập vật liệu, còn lại $3/5$ vòng thì phần trên và phần dưới của má động luân phiên nhau đập vật liệu.

Do đó loại máy này làm việc đồng đều hơn, vật liệu bị phá vỡ do đồng thời chịu tác dụng của lực nén, bóp và chà xát, năng lượng tiêu hao ít hơn, kích thước máy gọn nhẹ hơn so với máy có má động chuyển động đơn giản (tất nhiên là so sánh với năng suất như nhau). Nhược điểm của nó là lực đập tác dụng trực tiếp lên trục lệch tâm.

Khi trục lệch tâm quay thì các điểm ở phần trên của má động vạch lên một vòng tròn, còn các điểm ở phần dưới của má động vạch lên một cung có bán kính bằng chiều dài tấm đập (12).

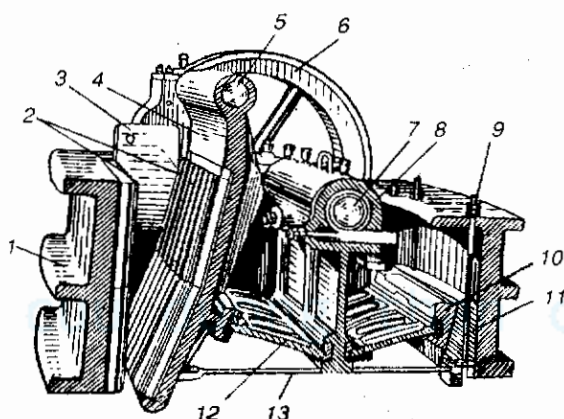


Hình 2-2. Máy đập má có má động chuyển động phức tạp:

- 1- thân máy; 2- tấm đập; 3- thành bên; 4- má động; 5- trục lệch tâm;
6- bánh đai; 7- vít nâng hạ; 8- khối điều chỉnh; 9- lò xo; 10- thanh giằng;
11- khối đẩy; 12- tấm đẩy.

2. Máy đập có má động chuyển động đơn giản (hình 2-3)

Khi trục lệch tâm (7) quay thì tay biên (8) chuyển động lên xuống; khi tay biên đi lên, góc giữa hai tấm đáy (12) mở to ra, má động tiến lại gần má cố định và bắt đầu xảy ra quá trình đập vật liệu. Khi tay biên đi xuống góc giữa hai tấm đáy thu hẹp lại, dưới tác dụng của lò xo – thanh giằng và trọng lượng bản thân của má động nên nó rời xa má cố định và vật liệu đã được đập rơi ra khỏi máy. Khi tay biên ở vị trí thấp nhất thì góc tạo thành giữa tấm đáy và đường nằm ngang khoảng 10–12 độ.



Hình 2-3. Máy đập có má động chuyển động đơn giản: 1- thân máy; 2- tấm đập; 3- thành bên; 4- má động; 5- trục treo má; 6- bánh đai; 7- trục lệch tâm; 8- tay biên; 9- vít nâng hạ; 10- khối điều chỉnh; 11- khối đẩy; 12- tấm đáy; 13- thanh giằng.

Để điều chỉnh kích thước sản phẩm, nghĩa là điều chỉnh khe hở ở phần dưới của hai má, ta quay vít nâng hạ (9) làm cho khối đẩy (11) trượt trên khối điều chỉnh (10).

Khi má động chuyển động thì tất cả các điểm trên má vẽ thành một cung tròn, do đó vật liệu bị phá vỡ do tác dụng của lực ép. Sau khi trục lệch tâm quay được 1 vòng thì chỉ có nửa vòng quay có tác dụng đập vật liệu, còn gọi là hành trình có tải, còn nửa vòng quay còn lại không có tác dụng đập, gọi là hành trình không tải. Vì có hành trình không tải chiếm đến 1/2 số vòng quay của trục lệch tâm nên máy làm việc không cân bằng, do đó ở loại máy này người ta thường lắp hai bánh đà vào trục lệch tâm để tích trữ năng lượng khi không tải và truyền năng lượng đó ra khi có tải (một trong hai bánh đà chính là bánh đà truyền động).

3. Các chi tiết chủ yếu của máy

1. Thân máy

Thân máy thường được chế tạo từ gang đúc hoặc hàn từ các tấm thép dày. Đối với máy có kích thước nhỏ thì thân thường được chế tạo từ gang đúc liền một khối. Với các

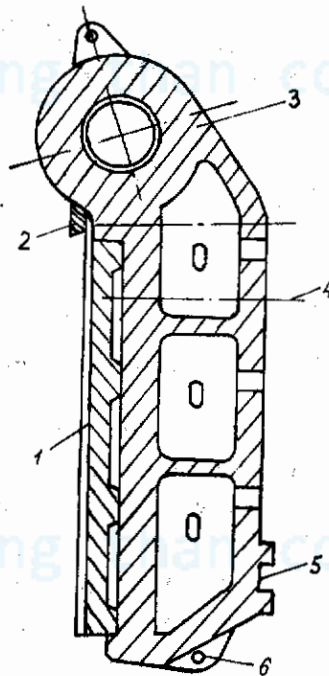
máy có năng suất lớn thì thân được hàn từ các tấm thép dày 10–20mm. Thân máy gồm có mặt trước, mặt sau và hai mặt bên. Mặt trước của thân được lắp má cố định, mặt sau thân để lắp bộ phận điều chỉnh và với thanh giàng, lò xo. Hai mặt bên của thân nhô cao hơn để đặt gối đỡ của trục treo má động hoặc trục lệch tâm.

Để tăng độ cứng vững của thân máy thì tiết diện ngang của nó thường làm dạng có gân hoặc dạng hình hộp. Các tấm đập được liên kết với má cố định bằng các bulông đầu chìm và khe hở giữa tấm đập và má cố định được chèn một lớp chì có bề dày 2–3 mm để giảm bớt lực va đập vào thân máy.

2. Má động (hình 2-4)

Thường được chế tạo từ vật liệu có độ bền và độ cứng cao nhưng phải nhẹ để giảm bớt lực quán tính. Thông thường má được chế tạo bằng phương pháp đúc từ thép 35; má chịu lực uốn khá lớn nên có kết cấu tiết diện ngang dạng hộp hoặc dạng gân.

Mặt trước của má động phải được gia công phẳng để lắp tấm đập. Giữa tấm đập và má động được chèn một lớp chì dày 2–3 mm. Tấm đập liên kết với má động bằng các bulông. Mặt sau của má động có bố trí chỗ lắp tấm dầy và lắp thanh giàng.



Hình 2-4: Cấu tạo của má động:

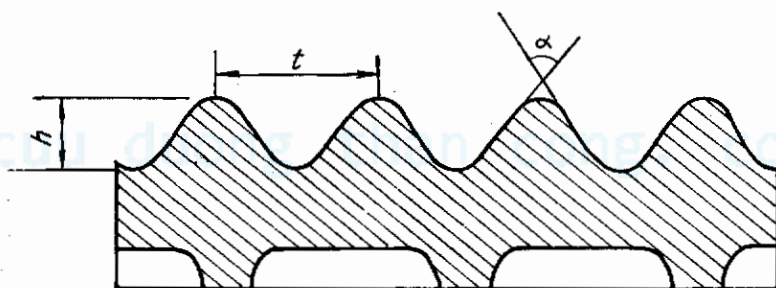
- 1- tấm đập; 2- tấm chèn bằng chì; 3- thân má động; 4- bulông; 5- chỗ lắp tấm dầy;
6- chỗ lắp thanh giàng.

3. Các tấm đập (hình 2-5)

Các tấm đập chính là các tấm lót trên bề mặt các má. Nó là bộ phận tác dụng trực tiếp lên vật liệu nên bị mài mòn nhiều nhất.

Sự mài mòn của tấm đập xảy ra không đồng đều, phần dưới của nó gần miệng tháo liệu bị mòn nhiều hơn so với phần trên. Vì vậy, người ta chế tạo các tấm đập có hình dạng đối xứng; khi phần dưới bị mòn nhiều thì tháo ra và đổi nó lên phía trên, như vậy thời gian sử dụng tấm đập tăng gấp đôi.

Đối với các máy bé, người ta đúc tấm đập liền một mảnh, còn các máy có năng suất lớn thì đúc thành nhiều tấm ghép lại theo chiều cao để dễ dàng thay thế khi đã bị mòn. Độ mòn của tấm đập lệ thuộc vào cách lựa chọn hình dáng, cũng như cách sắp xếp nó, đồng thời còn lệ thuộc vào tính chất của vật liệu đem đập và vào vật liệu chế tạo nó.



Hình 2-5. Hình dạng tấm đập.

Vì tấm đập chịu tác dụng của lực khá lớn nên cần được chế tạo từ thép tốt chống được mài mòn, như thép có chứa crom, mangan. Thông thường nó được chế tạo từ thép có chứa 12-14% mangan. Để đập các vật liệu mềm có thể chế tạo nó bằng gang trắng tới đến độ cứng không bé hơn 229HB.

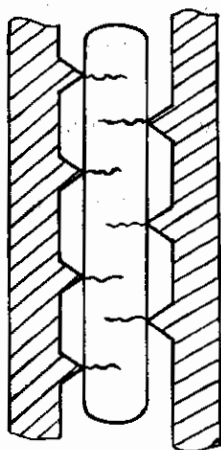
Thông thường bề mặt làm việc của tấm đập có dạng gân hình tam giác theo chiều dọc của nó. Chiều cao h và bước t của gân có quan hệ như sau: $h/t = 0,25 \div 0,5$.

Góc ở đỉnh của gân $\alpha = 90^\circ \div 110^\circ$; đối với máy đập thô chọn bước $t = 100 \div 150\text{mm}$; đối với máy đập vừa và đập nhỏ lấy bước $t = 40 \div 50\text{mm}$.

Khi bố trí gân trên má động và má cố định cần chú ý sao cho các gân của chúng đối diện xen kẽ nhau (hình 2-6) để tạo ra sự phá vỡ vật liệu mảnh liệt hơn (ngoài lực đập tập trung ở đỉnh gân, còn có thêm lực uốn). Tấm đập có bước các gân càng bé thì sản phẩm đập ra có kích thước càng đồng đều hơn.

Sự mài mòn của gân tấm đập lệ thuộc vào thời gian sử dụng, ví dụ khi đập các loại quặng thì độ mòn của gân khoảng $0,005 + 0,03$ kg/l tấn quặng.

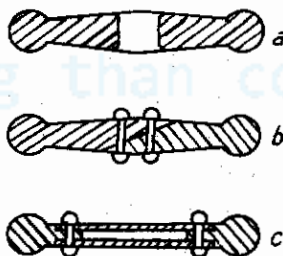
Để tăng cường khả năng làm việc của gân khi kết cấu tấm đập người ta lấy trọng lượng của các gân chiếm khoảng 20–25% trọng lượng của tấm đập.



Hình 2-6. Sự phá vỡ vật liệu khi đập.

4. Tấm dầy

Tấm dầy là chi tiết chịu lực lớn của máy. Nó có nhiệm vụ truyền lực đập từ tay biên đến má động ở máy có má động chuyển động đơn giản, và tạo ra lực đập ở máy có má động chuyển động phức tạp. Khi làm việc tấm dầy chịu lực nén là chủ yếu nên thường được chế tạo bằng gang 15–32 hoặc gang 18–36.



Hình 2-7. Cấu tạo tấm dầy:

a- tấm có lỗ; b- tấm ghép nghiêng; c- tấm ghép phẳng.

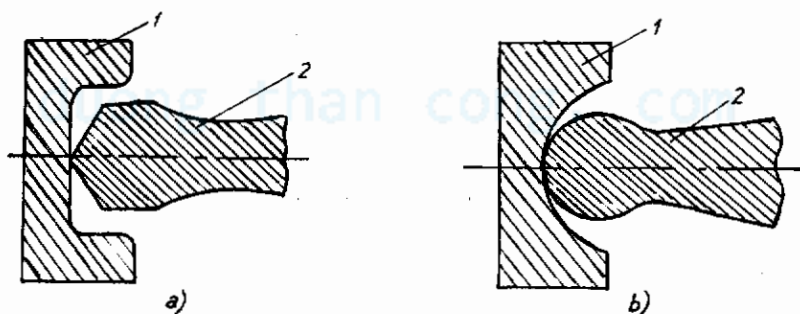
Ngoài nhiệm vụ truyền lực, tấm đẩy còn là chi tiết an toàn của máy. Khi gặp cục vật liệu quá cứng hoặc cục vật liệu bị hóc giữa không gian hai má thì tấm đẩy tự bị gãy làm cho khe hở giữa hai má rộng hơn và cục vật liệu tự rơi xuống. Để đảm bảo được các chức năng trên, người ta kết cấu tấm đẩy có nhiều dạng khác nhau (hình 2-7).

Loại tấm đẩy có khoét lỗ (hình 2-7a) khi máy bị kẹt vật liệu thì nó sẽ gãy đôi qua vị trí lỗ khoét và sức bền ở đó là nhỏ nhất. Khi thiết kế lấy tải trọng phá hỏng bằng 1,5 lần tải trọng tính toán.

Loại tấm đẩy ghép bằng đinh tán (hình 2-7b, c), khi máy bị kẹt vật liệu thì các đinh tán bị đứt làm cho hai phần của tấm đẩy tự do. Khi tính các đinh tán cũng lấy tải trọng phá hủy gấp rưỡi tải trọng tính toán.

Hai đầu mút của tấm đẩy tì vào trong ống lót, nó làm việc như một cổ trục lăn ở trạng thái trượt (hình 2-8).

Vì vậy đầu mút của tấm đẩy và mặt tiếp xúc của ống lót phải được gia công nhẵn, được bôi trơn.



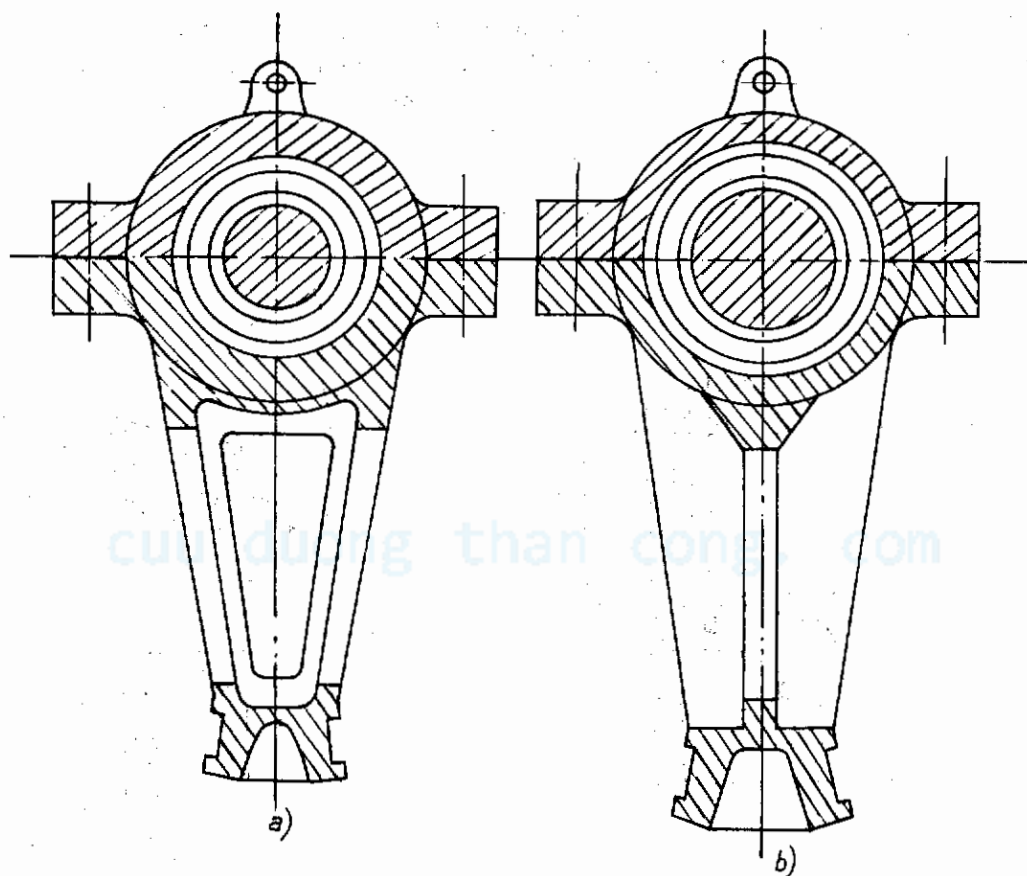
Hình 2-8. Sự tiếp xúc của tấm đẩy với ống lót:
1- ống lót; 2- tấm đẩy

5. Trục lệch tâm

Là chi tiết rất quan trọng của máy đập má, nó là động lực của máy và chịu tải trọng lớn... Khi làm việc trục lệch tâm vừa chịu uốn vừa chịu xoắn. Trục được chế tạo từ thép tốt, thường dùng thép 40 Cr hoặc thép hợp kim có các nguyên tố crom, niken, molipden, vanadi... Má động hoặc tay biên được lắp vào trục lệch tâm. Gối trục thường dùng ổ lăn đối với máy nhỏ; còn đối với máy lớn thì dùng ổ trượt và lớp lót của ổ trượt là babit B16, vỏ gối có rãnh để đưa nước vào làm nguội.

6. Tay biên (hình 2-9)

Cũng là chi tiết quan trọng của máy, nó biến chuyển động quay của trục lệch tâm thành chuyển động qua lại của má động nhờ có tấm đẩy.



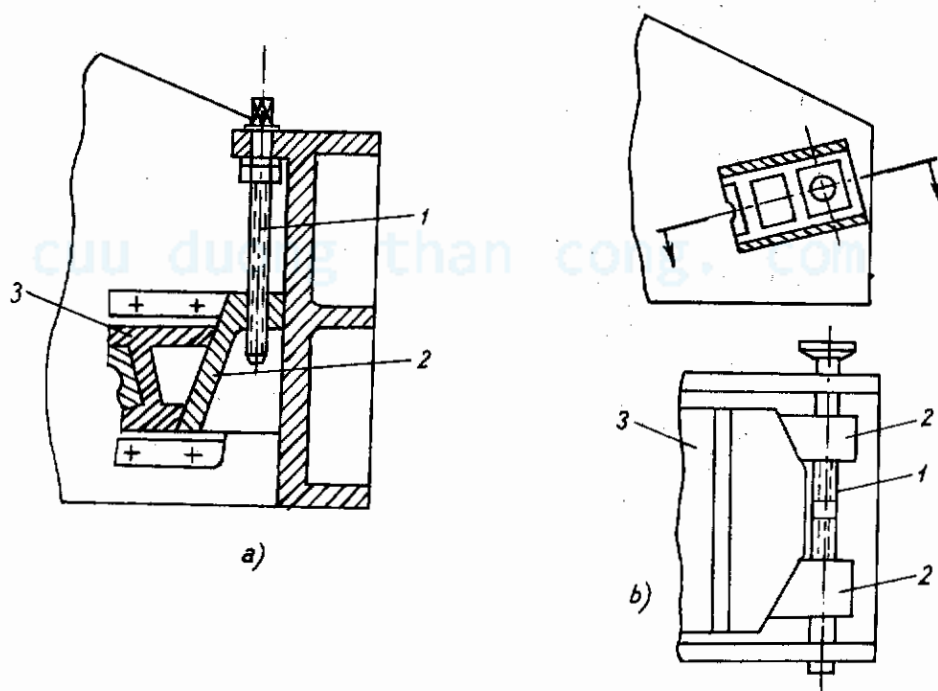
Hình 2-9. Cấu tạo tay biên.

Khi làm việc, tay biên chịu tác dụng của lực kéo. Vật liệu chế tạo tay biên là thép 5CrNi hoặc thép 35 được tôi đến độ cứng 300 – 475 HB. Tay biên cần có trọng lượng bé nhưng phải đủ độ cứng, độ bền nên người ta thường chế tạo nó có tiết diện dạng gân hoặc dạng hộp. Phần tay biên lắp vào trục lệch tâm thường được chế tạo hai nửa liên kết nhau bằng bu lông.

Phần dưới của tay biên được khoét hai rãnh về hai bên để lắp ống lót, đây là chỗ yếu nhất của tay biên.

7. Bộ phận điều chỉnh

Làm nhiệm vụ điều chỉnh khe hở miệng tháo liệu tức là điều chỉnh kích thước sản phẩm ra khỏi máy. Khi máy làm việc nó cũng chịu lực nén. Trên hình 2-10 giới thiệu hai kiểu bộ phận điều chỉnh: hình a) là loại điều chỉnh bằng vít thẳng đứng. Khi quay vít thẳng đứng 1 làm cho tấm nệm 2 có ren chuyển động lên hoặc xuống và nó đẩy tấm trượt 3 đi ra hoặc đi vào làm thay đổi kích thước ngang của miệng tháo liệu; hình b) là loại điều chỉnh bằng vít nằm ngang. Khi quay vít ngang có ren ở hai đầu ngược nhau 1 thì làm cho hai tấm nệm 2 tiến gần nhau hoặc tách xa nhau đồng thời làm cho tấm trượt 3 đi ra hoặc đi vào, kết quả là khe tháo liệu được mở rộng ra hoặc thu hẹp lại.



Hình 2-10. Bộ phận điều chỉnh:

a) loại vít thẳng đứng; b) loại vít nằm ngang; 1-vít; 2- tấm nệm; 3- tấm trượt.

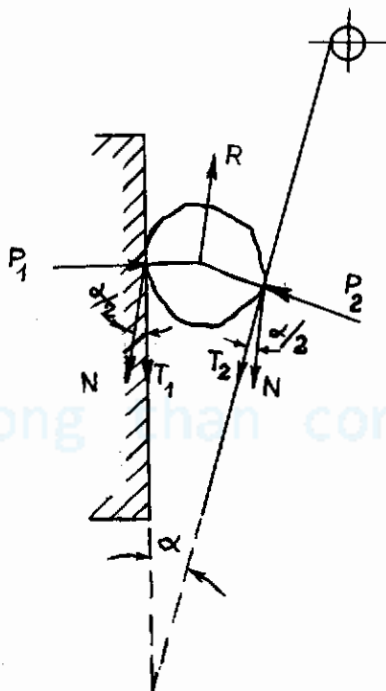
§3. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY ĐẬP MÁ

I. Góc ôm

Góc ôm là góc tạo thành giữa má cố định và má động của máy. Khi thay đổi bề rộng của miệng tháo liệu thì trị số của góc ôm thay đổi theo. Trị số góc ôm tăng khi giảm bề

rộng miệng tháo liệu và ngược lại nếu tăng bề rộng miệng tháo liệu thì góc ôm giảm. Do đó khi tăng góc ôm thì mức độ đập tăng nhưng năng suất của máy lại giảm.

Để xác định giá trị góc ôm, ta xét một cục vật liệu nằm giữa hai má của máy (hình 2-11) và điều kiện để máy làm việc được là khi má động ép lại thì cục vật liệu không bị bật ra khỏi má.



Hình 2-11. Sơ đồ xác định góc ôm.

Cục vật liệu chịu tác dụng của các lực sau đây:

– Áp lực của các má

$$P_1 = P_2 = P$$

– Lực ma sát tại vị trí cục vật liệu tiếp xúc các má

$$fP_1 = fP_2 = fP = T_1 = T_2,$$

trong đó f là hệ số ma sát giữa cục vật liệu với má.

Ta bỏ qua trọng lượng của cục vật liệu vì nó rất bé so với lực đập P .

R là hợp lực của P_1 và P_2 .

Chiếu tất cả các lực lên phương của hợp lực R, ta có:

$$R = 2P \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad [N] \quad (2-1)$$

và

$$N = T \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = fP \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad [N] \quad (2-2)$$

Điều kiện để cục vật liệu không bật ra khỏi máy về phía trên là:

$$2N \geq R \quad (2-3)$$

Thay giá trị của R và N từ (2-1) và (2-2) vào (2-3), có:

$$2fP \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2P \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2-4)$$

hay là

$$f \geq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

Ta biết rằng hệ số ma sát bằng tang của góc ma sát nếu ta gọi φ là góc ma sát thì

$$f = \operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \quad (2-5)$$

hay là

$$2\varphi \geq \alpha \quad (2-6)$$

Như vậy để máy đập được vật liệu thì góc ôm của máy phải nhỏ hơn hoặc bằng hai lần góc ma sát.

Ta biết hệ số ma sát giữa vật liệu và các má bằng kim loại $f = 0,25 \div 0,3$, và góc ôm tương ứng sẽ là $\alpha = 28^\circ \div 34^\circ$; nhưng để cho máy làm việc được an toàn, người ta chọn góc ôm $\alpha = 15^\circ \div 25^\circ$.

II. Số vòng quay của trục lệch tâm

Số vòng quay thích hợp nhất của trục lệch tâm là số vòng quay khi má động rời khỏi má cố định thì vừa vận tháo hết lượng vật liệu đã được đập ra khỏi máy (hình 2-12).

Gọi α – góc ôm; S – đoạn dời của má động, cm; h – chiều cao của lớp vật liệu nằm trong khoảng không gian giữa hai má được tháo ra khi má động tách xa má cố định, cm.

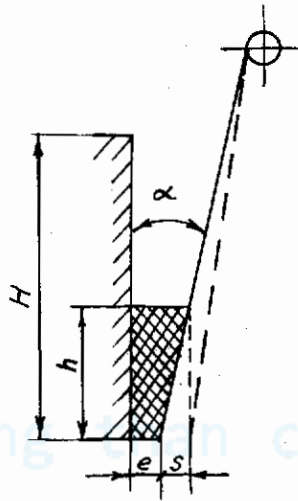
Từ hình 2-12, ta có:

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (2-7)$$

Vật liệu từ không gian giữa hai má rơi xuống dưới tác dụng của lực trọng trường, vì thế đường đi của nó sẽ là

$$h = \frac{gt^2}{2} \quad [\text{cm}] \quad (2-8)$$

rút ra thời gian $t = \sqrt{\frac{2h}{g}}, \quad [\text{s}] \quad (2-9)$



Hình 2-12. Sơ đồ xác định số vòng quay của trục lệch tâm.

Sau khi trục lệch tâm quay được một vòng thì má động thực hiện một lần tiến đến và một lần tách ra khỏi má cố định, vì thế thời gian tháo vật liệu chỉ bằng thời gian của trục quay nửa vòng, tức là

$$t = \frac{1}{2} \frac{60}{n}, \quad [\text{s}] \quad (2-10)$$

Trong đó n là số vòng quay của trục lệch tâm trong 1 phút. Cân bằng biểu thức (2-9) và (2-10), có:

$$\sqrt{\frac{2h}{g}} = \frac{30}{n}.$$

từ đó, tìm được

$$n = 30 \sqrt{\frac{g}{2h}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (2-11)$$

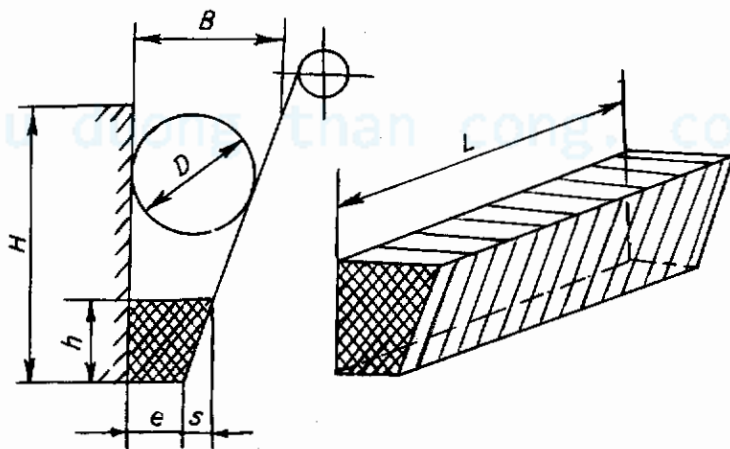
Nếu lấy gia tốc trọng trường $g = 981 \text{ cm/s}^2$, và thay giá trị của h từ (2-7) vào ta có:

$$n = 665 \sqrt{\frac{\text{tg}\alpha}{S}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (2-12)$$

Đoạn dời của má động $S = 1,0 + 5,0\text{cm}$. Trong thực tế có hiện tượng vật liệu ma sát lên hai má, cho nên số vòng quay thực tế của trục lệch tâm cần lấy nhỏ hơn số vòng quay tính theo công thức (2-12) từ 5 đến 10%.

III. Năng suất của máy

Khi má động tách ra khỏi má cố định thì ở giữa hai má rơi ra một khối sản phẩm hình lăng trụ có chiều dài là L (bằng bề rộng của má) và có tiết diện là F (mặt cắt tiết diện có hình thang) (hình 2-13).



Hình 2-13. Sơ đồ để xác định năng suất của máy.

Diện tích khối sản phẩm hình thang, bằng

$$F = \frac{e + (e + S)}{2} h, \quad [\text{m}^2] \quad (2-13)$$

Thể tích của khối sản phẩm bằng:

$$V_o = F.L = \frac{e + e + S}{2} h.L, \quad [\text{m}^3] \quad (2-14)$$

Đại lượng $\frac{2e + S}{2} = d$, chính là đường kính trung bình của cục sản phẩm.

Gọi n là số vòng quay của trục lệch tâm trong một phút thì thể tích khối sản phẩm rơi ra khỏi máy trong một giờ sẽ là:

$$V = \mu \cdot 60 \cdot V_0 \cdot n \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2-15)$$

Thay giá trị của V_0 vào, ta có:

$$V = \frac{60 \mu \cdot n \cdot d \cdot L \cdot S}{\text{tg} \alpha} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2-16)$$

Năng suất của máy tính theo khối lượng sẽ là:

$$G = V \cdot \rho = \frac{60 \cdot \mu \cdot n \cdot d \cdot L \cdot S \cdot \rho}{\text{tg} \alpha} \quad [\text{tấn}/\text{h}] \quad (2-17)$$

Nếu lấy góc ôm $\alpha = 22^\circ$ thì $\text{tg} \alpha = 0,4$, ta có:

$$G = 150 \cdot \mu \cdot n \cdot \rho \cdot d \cdot L \cdot S \quad [\text{tấn}/\text{h}] \quad (2-18)$$

trong đó ρ – khối lượng riêng của vật liệu đem đập, $\text{tấn}/\text{m}^3$;

n – số vòng quay của trục lệch tâm, vòng/phút;

d, L, S tính bằng mét (m);

μ – hệ số trượt của vật liệu, đối với vật liệu cứng chọn $\mu = 0,2 \div 0,3$; đối với vật liệu trung bình và mềm chọn $\mu = 0,4 \div 0,6$.

Nếu biết trước năng suất của máy thì từ công thức (2-18) có thể xác định được bề rộng của má đập L .

Có thể chọn các thông số của máy như sau:

Bề rộng miệng nạp liệu:

$$B = D + (2 \div 6) \quad [\text{cm}] \quad (2-19)$$

Chiều dài miệng nạp liệu:

$$L = (1,5 \div 3,5)B \quad [\text{cm}] \quad (2-20)$$

Chiều cao má cố định:

$$H = (2 \div 2,5)B \quad [\text{cm}] \quad (2-21)$$

trong đó D là kích thước lớn nhất của cục vật liệu vào máy, cm.

Ngoài ra, có thể tính năng suất của máy theo công thức thực nghiệm do N.I.TÔPSTÔNSKI nêu ra:

$$V = \frac{12 \cdot B \cdot L \cdot n \cdot b}{\left[\sqrt{\frac{0,29 \sigma \cdot DB + 2}{S}} \right]^m} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2-22)$$

trong đó B – bề rộng miệng nạp liệu, m;

L – chiều dài miệng nạp liệu (bề rộng của má), m;

b – bề rộng lớn nhất của miệng tháo sản phẩm, m;

D – đường kính cục vật liệu đi vào máy, m;

n – số vòng quay của trục/phút;

S – hành trình của má động, lấy $S = 0,75 b$,

σ – giới hạn bền nén của vật liệu, N/m^2

m – hệ số thực nghiệm, đối với máy có má động chuyển động phức tạp lấy $m = 2$; còn đối với máy có má động chuyển động đơn giản lấy $m = 1,5$.

Cũng có thể dùng công thức sau đây để xác định năng suất của máy:

$$G = 0,05kL(e + S) \quad [\text{tấn/h}] \quad (2-23)$$

trong đó L – chiều dài miệng nạp liệu, cm;

$(e + s)$ – bề rộng lớn nhất của miệng tháo liệu, cm;

k – hệ số, phụ thuộc vào chiều dài miệng nạp liệu, chọn như sau:

$L(\text{mm})$	k	$L(\text{mm})$	k
400	1,1	1200	1,5
600	1,2	1500	1,6
900	1,3	2100	1,9

IV. Công suất tiêu hao để đập vật liệu

Công suất tiêu hao phụ thuộc rất nhiều yếu tố mà một số trong các yếu tố đó rất khó xác định, vì vậy cho đến nay vẫn chưa có công thức lập luận vững chắc về mặt lý thuyết.

Dựa trên cơ sở thuyết đập vật liệu của KIK, có công tiêu hao sau khi trục quay được một vòng là:

$$A = \frac{\sigma^2 \Delta V}{2E} \quad (2-24)$$

Gọi V_1 – thể tích của vật liệu bị kẹp giữa hai má theo chiều dài L trước khi đập;

V_2 – thể tích của vật liệu sau khi đập đi ra khỏi máy thì:

$$V_1 = \frac{\pi D^3}{6} m = \frac{\pi D^3}{6} \cdot \frac{L}{D} = \frac{\pi D^2 L}{6}$$

$$V_2 = \frac{\pi d^3}{6} m = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \frac{L}{d} = \frac{\pi d^2 L}{6}$$

Trong đó $m = \frac{L}{D}$ hay $\frac{L}{d}$ gọi là số cục vật liệu.

Hiệu số thể tích vật liệu trước và sau khi đập là:

$$\Delta V = V_1 - V_2 = \frac{\pi L}{6} (D^2 - d^2) \quad [m^3] \quad (2-25)$$

Thay giá trị của ΔV vào (2-24), có công tiêu hao để đập vật liệu sau một vòng quay của trục là:

$$A = \frac{\sigma^2}{2.E} \frac{\pi L}{6} (D^2 - d^2) = \frac{\sigma^2 \pi L}{12E} (D^2 - d^2) \quad [N.m] \quad (2-26)$$

Công suất tiêu hao của máy khi trục quay n vòng/phút sẽ là:

$$N = \frac{A.n}{60} = \frac{\sigma^2 \pi L.n(D^2 - d^2)}{720.E} \quad [W] \quad (2-27)$$

hay là

$$N = \frac{\sigma^2 \pi L.n(D^2 - d^2)}{720.1000.E} \quad [kW] \quad (2-28)$$

Trong công thức trên, L , D , d tính bằng m ; σ , $E - N/m^2$;

Công suất tính theo công thức (2-28) còn chưa kể đến tất cả các yếu tố ảnh hưởng đến quá trình đập. Do đó để tính sơ bộ công suất, ta có thể dùng các công thức thực nghiệm khác của nhiều tác giả đưa ra.

a) Theo D.I. Bêrêncốp, công suất của máy có má động chuyển động đơn giản, xác định như sau:

$$N = C.B.L \quad [kW] \quad (2-29)$$

trong đó L và B là chiều dài và chiều rộng của nạp liệu, tính bằng cm ; còn C là hệ số phụ thuộc vào kích thước miệng nạp liệu.

Máy có kích thước miệng nạp liệu bé hơn 250×400 mm lấy hệ số $C = \frac{1}{60}$; kích thước miệng nạp liệu từ 250×400 đến 900×1200 mm, lấy hệ số $C = \frac{1}{100}$; nếu kích thước lớn hơn 900×1200 mm thì lấy hệ số $C = \frac{1}{120}$

Đối với máy có má động chuyển động phức tạp, xác định công suất theo công thức sau:

$$N = 0,655.n(L.B)^{1,25} \quad [kW] \quad (2-30)$$

trong đó n – số vòng quay của trục lệch tâm trong 1 phút;

$L \times B$ – kích thước miệng nạp liệu, m^2 .

b) Theo V.A. Olepski, công suất của máy có má động chuyển động đơn giản, xác định theo:

$$N = 6,7.L.H.S.n \quad [kW] \quad (2-31)$$

Đối với máy có má động chuyển động phức tạp, xác định theo;

$$N = 12.L.H.r.n \quad [kW] \quad (2-32)$$

trong đó L – chiều dài miệng nạp liệu, m ;

H – chiều cao má cố định, m ;

S – độ dời của má động, m ;

r – bán kính lệch tâm của trục, m ;

n – số vòng quay của trục trong 1 phút.

Công suất của động cơ điện để truyền động cho máy đập, tính theo công thức sau:

$$N_{d.c} = \frac{KN}{\eta} \quad [kW] \quad (2-33)$$

trong đó N – công suất đập vật liệu, kW;

K – hệ số dự trữ, lấy bằng 1,1 + 1,2;

η – hiệu suất của bộ truyền động.

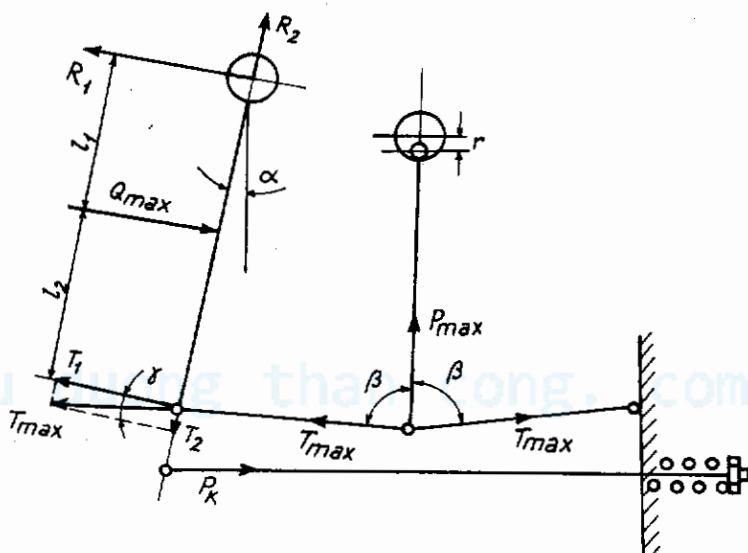
V. Tính lực tác dụng lên các chi tiết của máy

1. Máy đập có má động chuyển động đơn giản

a) Tính tay biên (hình 2-14)

Khi trục lệch tâm quay, tay biên chuyển từ vị trí thấp nhất đến vị trí cao nhất thì lực kéo tay biên tăng từ trị số 0 đến giá trị P_{max} . Do đó lực kéo trung bình tác dụng lên tay biên sẽ là:

$$P_{tb} = \frac{P_{max} + 0}{2} = \frac{P_{max}}{2} \quad [N] \quad (2-34)$$



Hình 2-14. Sơ đồ lực tác dụng lên các chi tiết của máy đập có má động chuyển động đơn giản.

Sau khi trục lệch tâm quay được một vòng, tay biên thực hiện được một công là:

$$A = \frac{P_{\max}}{2} \cdot 2r = P_{\max} r \quad [\text{N.m}] \quad (2-35)$$

trong đó r là bán kính lệch tâm của trục, m.

Công này được thực hiện trong khoảng thời gian $t = 30/n$ giây, cho nên công suất cần thiết để tạo ra công này sẽ là:

$$N = \frac{A}{t} = \frac{P_{\max} r \cdot n}{30} \quad [\text{W}] \quad (2-36)$$

Từ đó rút ra lực P_{\max} của trục lệch tâm tác dụng lên tay biên:

$$P_{\max} = \frac{30N}{r \cdot n} \quad [\text{N}] \quad (2-37)$$

trong đó n là số vòng quay của trục lệch tâm trong 1 phút.

Khi công suất tính bằng KW thì lực P được tính như sau:

$$P_{\max} = \frac{30 \cdot N}{r \cdot n} \cdot 10^3 \quad [\text{N}] \quad (2-38)$$

Để tay biên làm việc được an toàn, khi tính toán ta lấy lực này lớn gấp 2-4 lần P_{\max} ở biểu thức (2-38):

$$P_t = (2 \div 4) P_{\max} \quad [\text{N}] \quad (2-39)$$

Diện tích tiết diện ngang của tay biên ở chỗ có kích thước bé nhất là:

$$F_{\min} \geq \frac{P_t}{[\sigma]_k} \quad [\text{cm}^2] \quad (2-40)$$

trong đó $[\sigma]_k$ - ứng suất kéo cho phép của vật liệu làm tay biên, N/cm^2 .

Xác định đường kính bulông ghép tay biên vào trục lệch tâm như sau:

$$d \geq \sqrt{\frac{P_t}{0,785 \cdot Z \cdot [\sigma]_k}} \quad [\text{cm}] \quad (2-41)$$

trong đó Z - số lượng bulông;

$[\sigma]_k$ - ứng suất kéo cho phép của vật liệu làm bulông, N/cm^2 .

b) Tính tầm đẩy (hình 2-14).

Khi máy làm việc, tầm đẩy chịu lực nén. Khi tay biên ở vị trí cao nhất thì lực nén có trị số lớn nhất.

$$T_{\max} = \frac{P_{\max}}{2 \cdot \cos \beta} \quad [\text{N}] \quad (2-42)$$

trong đó β - góc tạo bởi tay biên và tầm đẩy.

Từ công thức (2-42) ta thấy nếu $\beta = 90^\circ$ thì $T_{\max} = \infty$, như vậy điều kiện bền của tấm dầy không bảo đảm, do đó không được bố trí các tấm dầy nằm trên đường thẳng nằm ngang. Khi góc β tăng thì lực dầy T_{\max} cũng tăng, quan hệ giữa β và lực T_{\max} như sau:

β (độ)	60	65	70	80	84	86	88	90
T_{\max} (N)	980	1116	1143	2800	4650	7040	13800	∞

Người ta thường chọn góc $\beta = 80 + 85$ độ.

Để đề phòng trường hợp quá tải, khi tính tấm dầy, người ta lấy lực nén tính toán gấp 1,5 lần lực nén T_{\max} , nghĩa là:

$$T_t = 1,5 T_{\max} \quad [N] \quad (2-43)$$

Diện tích tiết diện ngang của tấm dầy ở chỗ có kích thước bé nhất là:

$$F_{\min} \geq \frac{T_t}{[\sigma]_n} \quad [cm^2] \quad (2-44)$$

trong đó $[\sigma]_n$ là ứng suất nén cho phép của vật liệu làm tấm dầy, N/cm².

Tấm dầy đóng vai trò của chi tiết an toàn cho máy thường được chế tạo từ hai phần ghép lại với nhau bằng bu lông hoặc đinh tán. Bu lông hoặc đinh tán khi làm việc chịu lực cắt và uốn, xác định đường kính nó như sau:

$$d \geq \sqrt{\frac{T_t}{0,785 \cdot Z \cdot [\tau]_c}} \quad [cm] \quad (2-45)$$

trong đó Z — số lượng bulông hoặc đinh tán;

$[\tau]$ — ứng suất cắt cho phép của vật liệu làm bulông hoặc đinh tán, N/cm².

c) Tính má động (hình 2-14)

Khi máy làm việc, má động chịu tác dụng của ba lực là lực dầy T_{\max} , lực đập Q_{\max} và phản lực R_{\max} ở chỗ treo má.

Lực dầy T_{\max} được chia làm hai thành phần

$$T_1 = T_{\max} \cdot \cos \gamma \quad [N] \quad (2-46)$$

$$T_2 = T_{\max} \cdot \sin \gamma \quad [N] \quad (2-47)$$

Trong đó γ là góc tạo bởi phương của tấm dầy với đường vuông góc với má động.

Ta có $\gamma = \beta + \alpha - 90^\circ$.

Lực đập Q_{\max} , bằng:

$$Q_{\max} = \frac{T_1 \cdot L}{l_1} \quad [N] \quad (2-48)$$

trong đó l_1 — khoảng cách từ lực đập đến tâm trục treo má động, cm;

$L = l_1 + l_2$ - khoảng cách từ lực đẩy đến tâm trục treo má động, cm.

Với máy đập có má động chuyển động đơn giản, thường có $l_1 = \frac{L}{3}$

Để cho má động làm việc được an toàn, người ta lấy lực đập tính toán lớn gấp (3÷4) lần Q_{\max} .

$$Q_t = (3-4)Q_{\max} = (9 \div 12)T_1 \quad (2-49)$$

Ở trục treo má động xuất hiện hai phản lực như sau:

$$R_1 = \frac{Q_t(L - l_1)}{L} = \frac{2}{3} Q_t \quad [N] \quad (2-50)$$

và
$$R_2 = (2+4)T_2 \quad [N] \quad (2-51)$$

Hợp lực $R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2}$ gây ra uốn trục treo má động.

Khi làm việc, má động chịu tải trọng uốn và mômen uốn lớn nhất sinh ra trong má bằng:

$$M_u = R_1 \cdot l_1 \quad [N.cm] \quad (2-52)$$

Và điều kiện bền uốn của má động được xác định theo:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} \leq [\sigma]_u \quad [N/cm^2] \quad (2-53)$$

trong đó W_u - mômen chống uốn của tiết diện má, cm^3 ;

$[\sigma]_u$ - ứng suất uốn cho phép của vật liệu làm má, N/cm^2 .

d) *Tính thanh giằng và lò xo (hình 2-14)*

Khi máy làm việc do tác dụng của lực P_k mà thanh giằng luôn luôn chịu kéo, còn lò xo chịu nén.

Lúc máy không làm việc, lực P_k có tác dụng giữ cho các tấm đẩy tì sát vào má động, vào tay biên và vào bộ phận điều chỉnh khe tháo liệu. Lực P_k còn làm cho lò xo biến dạng một đoạn là S , vì vậy để xác định lực $P_{k\max}$ ta chọn trước độ nén của lò xo $\Delta l = (2 \div 3)S$.

Lực kéo lớn nhất tác dụng lên thanh giằng và lò xo khi má động tiến sát má cố định bằng:

$$P_{k\max} = \frac{2.G}{f} \quad [N] \quad (2-54)$$

trong đó G - trọng lượng của hai tấm đẩy, N ;

f - hệ số ma sát giữa tấm đẩy và tay biên.

Xác định đường kính thanh giằng theo:

$$d \geq \sqrt{\frac{P_{k\max}}{0,785.[\sigma]_K}} \quad [cm] \quad (2-55)$$

trong đó $[\sigma]_K$ – ứng suất kéo cho phép của vật liệu làm thanh giằng, N/cm^2 ,
Xác định đường kính sợi thép làm lò xo theo:

$$d_{lx} \geq 1,6 \sqrt{\frac{i.m.P_{kmax}}{[\tau]_c}} \quad [cm] \quad (2-56)$$

trong đó $[\tau]_c$ là ứng suất cắt cho phép, N/cm^2 ;

$$[\tau]_c = (0,2 \div 0,3)\sigma_{BK}$$

σ_{BK} là giới hạn bền kéo của vật liệu làm lò xo, N/cm^2 ;

$i = \frac{D}{d_{lx}}$ gọi là hệ số hình học;

D – đường kính của vòng lò xo, cm ;

d_{lx} – đường kính sợi thép làm lò xo, cm ;

m – hệ số phụ thuộc vào đại lượng i , chọn theo quan hệ sau đây:

i	=	6,	7,	8
m	=	1,25	1,20	1,15

Số vòng lò xo cần thiết xác định theo:

$$Z = \frac{\lambda.Gd_{lx}^4}{8D^3P_{kmax}} \quad (2-57)$$

trong đó, ngoài các đại lượng đã biết, thì

G là môđun đàn hồi trượt của vật liệu lò xo, N/cm^2 ;

$\lambda = \Delta l = (2 \div 3)S$ là độ biến dạng của lò xo.

Số vòng lò xo thực tế cần thiết bằng:

$$Z_t = Z + 1,5 \quad [vòng]$$

e) Tính vô lăng

Má động của máy làm việc gián đoạn, nghĩa là có hành trình không tải làm cho động cơ điện truyền tải không đều. Để cho trục lệnh tâm chịu tải đều đồng thời để tích trữ năng lượng khi má động ở hành trình không tải, người ta lồng thêm lên trục một vô lăng đối diện với bánh đai truyền động.

Giáo sư L.B. Lévenxon đưa ra công thức dùng để tính vô lăng như sau:

$$GD_v^2 = \frac{4,7L(d_1^2 - d_2^2)\sigma_B^2}{\delta.E.n^2} \quad (2-58)$$

trong đó G – trọng lượng của hai vô lăng, N ;

L – chiều dài miếng nạp liệu, cm ;

D_v – đường kính vô lăng, cm ;

d_1 và d_2 – kích thước cục vật liệu vào và ra khỏi máy, cm ;

n – số vòng/phút;

σ_B và E – giới hạn bền và mô đun đàn hồi của vật liệu đem dập, N/cm^2 ;

δ = mức độ không đồng đều khi máy làm việc, thường lấy

$$\delta = 0,01 \div 0,03.$$

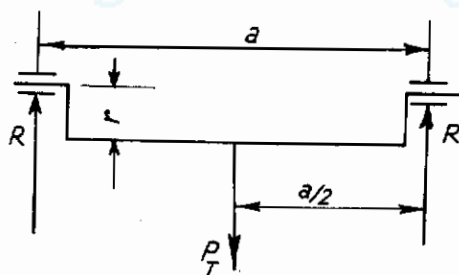
Nếu chọn trước tốc độ vòng của vô lăng (thường là 15 đến 20 m/s) thì tìm được đường kính vô lăng theo quan hệ:

$$v = \frac{\pi D_v \cdot n}{60} \quad \text{hay là } D_v = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n} \quad [m] \quad (2-59)$$

Sau khi tìm được đường kính vô lăng D_v theo công thức (2-58) ta tìm được trọng lượng của vô lăng G .

g) *Tính trục lệch tâm (hình 2-15)*

Khi máy làm việc, trục lệch tâm đồng thời chịu uốn và chịu xoắn. Mômen uốn và mômen xoắn có giá trị lớn nhất ở giữa trục.



Hình 2-15. Sơ đồ tính trục lệch tâm.

Mômen uốn:

$$M_u = R \cdot \frac{a}{2} = \frac{P_t}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{P_t \cdot a}{4} \quad [N.cm] \quad (2-60)$$

trong đó a – khoảng cách tâm giữa hai gối đỡ trục, cm;

P_t – lực tính toán ở tay biên, N; đối với máy dập có má động chuyển động phức tạp thì thay lực P_t bằng lực dập Q_t ở công thức (2-49).

Mô men xoắn:

$$M_x = P_t \cdot r \quad [N.cm] \quad (2-61)$$

trong đó r là bán kính lệch tâm của trục, cm.

Mô men tổng tác dụng lên trục bằng:

$$M_T = \sqrt{M_u^2 + M_x^2} \quad [\text{N.cm}] \quad (2-62)$$

Đường kính trục lệch tâm (tại vị trí giữa trục) được xác định theo:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_T}{0,1 [\sigma]}} \quad [\text{cm}] \quad (2-63)$$

trong đó $[\sigma]$ là ứng suất cho phép của vật liệu làm trục, N/cm^2 .

Đường kính của cổ trục (chỗ lắp ổ đỡ) được xác định từ điều kiện bền do xoắn (vì ở đây lực uốn rất bé):

$$d_o \geq \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,2 [\tau]}} \quad [\text{cm}] \quad (2-64)$$

trong đó $[\tau]$ là ứng suất cho phép của vật liệu làm trục khi xoắn, thường lấy $[\tau] = (0,2 \div 0,3)\sigma_B$;

σ_B – giới hạn bền của vật liệu làm trục, N/cm^2 .

Vấn đề cân bằng máy.

Đối với máy đập má, trục lệch tâm có khối lượng khá lớn nên khi trục quay sinh ra lực ly tâm cũng rất lớn; do đó làm cho máy mất ổn định đưa đến hỏng máy.

Để cân bằng cho máy, người ta thường gắn một khối lượng kim loại vào hai vô lăng lắp trên trục của máy. Khối lượng lệch tâm đó được đặt đối diện phần lệch tâm của trục.

Khối lượng kim loại gắn vào vô lăng được xác định như sau:

$$m_o = \frac{r}{r_o} (m_1 + 0,33 m_2) \quad [\text{kg}] \quad (2-65)$$

trong đó r – bán kính lệch tâm của trục, cm;

r_o – bán kính chỗ gắn khối lượng cân bằng, cm;

m_1 – khối lượng của trục lệch tâm, kg;

m_2 – khối lượng các phần động của máy bao gồm: tay biên, má động, tấm đẩy, kg.

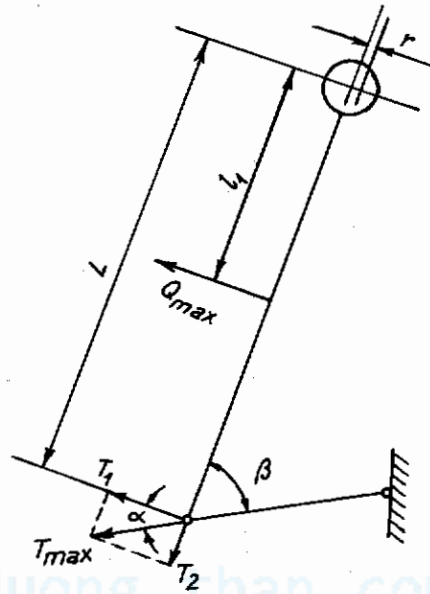
2. Máy đập có má động chuyển động phức tạp

a) Tính má động

Loại máy này má động lắp trực tiếp lên trục lệch tâm, và trục truyền lực đập tới má động mà không qua tay biên (hình 2-16).

Khi má động đang ở vị trí xa nhất tiến đến vị trí gần nhất với má cố định thì lực đẩy sinh ra tăng dần từ trị số 0 đến trị số P_{\max} , như vậy giá trị trung bình của lực đẩy sẽ là:

$$P_{tb} = \frac{0 + P_{\max}}{2} = \frac{P_{\max}}{2} \quad [\text{N}] \quad (2-66)$$



Hình 2-16. Sơ đồ lực ở máy đập có má động chuyển động phức tạp.

Lực này tác dụng trong khoảng thời gian nửa chu kỳ $\tau = 30/n$ và trên một khoảng đời là $2r$, do đó công sinh ra sẽ là:

$$A = P_{tb} \cdot 2r = P_{\max} \cdot r, \quad [\text{N.m}] \quad (2-67)$$

và công suất bằng:

$$N = \frac{A}{\tau} = P_{\max} \cdot r \cdot \frac{n}{30} \quad [\text{W}] \quad (2-68)$$

Từ đây, nếu biết được công suất đập vật liệu tính bằng kW, thì ta xác định được lực đẩy, bằng:

$$P_{\max} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N}{r \cdot n} \quad [\text{N}] \quad (2-69)$$

Để an toàn cho má động, khi tính toán ta lấy lực đẩy tính toán tăng gấp 2÷4 lần P_{\max} ,

$$P_t = (2 \div 4) P_{\max} \quad [\text{N}] \quad (2-70)$$

Lực đập lớn nhất, bằng:

$$Q_{\max} = \frac{P_t L}{L - l_1} \quad [\text{N}] \quad (2-71)$$

Đối với máy có má động chuyển động phức tạp thì $l_1 = \frac{L}{2}$, do đó lực đập lớn nhất sẽ là

$$Q_{\max} = 2P_1 = (4 + 8)P_{\max} \quad (2-72)$$

b) Đối với các chi tiết còn lại (trục lệch tâm, tấm đẩy, thanh giăng, lò xo, vô lăng v.v...) tính chúng tương tự như trong máy có má chuyển động đơn giản đã giới thiệu ở trên.

§4. LẮP RÁP, VẬN HÀNH VÀ SỬA CHỮA MÁY ĐẬP MÁ

Máy đập má khi làm việc gây ra chấn động mạnh, do đó phải lắp nó lên một bộ có khối lượng lớn gấp 8–10 lần khối lượng bản thân máy. Nên đặt máy cách xa tường và cột nhà một khoảng tối thiểu là 50 cm. Với những máy có kích thước và trọng lượng rất lớn thường được lắp toàn bộ ở bên ngoài hoàn chỉnh, sau đó dùng cầu đặt máy vào vị trí đã định; đối với các máy bé thì có thể lắp dần các chi tiết máy theo một trình tự nhất định.

Thoạt tiên đặt thân máy lên bộ kèm theo cả các bulông bộ, sau đó kiểm tra máy theo các đường trục, chiều cao và mặt ngang. Để kiểm tra theo chiều ngang người ta dùng nivô chia vạch 0,1 ÷ 0,2 trên 1 m dài. Đặt nivô trên các mặt của ổ đỡ trục chính. Kiểm tra máy theo chiều dọc cũng dùng nivô đặt trên mặt đứng của thân máy. Sau khi hiệu chỉnh máy ngang bằng theo hai phương đứng và nằm ngang vuông góc nhau (dùng các miếng chèn mỏng) thì đổ dung dịch chất kết dính vào lỗ các bulông bộ. Khi dung dịch kết dính đã đông rắn rồi mới được xiết chặt các bulông bộ. Tiếp đến lắp tay biên vào trục lệch tâm, kiểm tra sự ăn khớp của gối đỡ tay biên với bề mặt lệch tâm của trục gồm các việc như sau: rửa sạch, quan sát kỹ chỗ ăn khớp dùng các lá chỉ mỏng để xác định khe hở giữa cổ trục với cút xinê trên của gối đỡ; khe hở cho phép lấy bằng $0,0020 \div 0,0025$ đường kính của cổ trục. Sau đó dùng phương pháp rà để kiểm tra độ ăn khớp giữa cổ trục với cút xinê dưới. Khi dùng tay quay trục thì cổ trục phải ép sát với cút xinê dưới với một diện tích ứng với cung bằng 60 độ và cần phải đồng đều trên suốt chiều dài của cổ trục. Khi lắp tấm đẩy thì phải xoay trục lệch tâm cho tay biên nằm ở vị trí thấp và lắp tấm đẩy về phía má động trước, sau đó mới lắp tấm đẩy về phía bộ phận điều chỉnh. Các ống lót cần được cạo sạch các vết han gỉ, sau đó dùng xăng rửa sạch rồi mới được lắp vào đuôi tay biên. Tiếp theo lắp thanh giăng và lò xo, cuối cùng lắp các tấm đập có gân vào má động và má tĩnh.

Đối với các máy cỡ trung bình và nhỏ không có hệ thống bơm dầu bôi trơn trung tâm, thì cần phải nhét đầy dầu mỡ vào các hộp dầu và các nút mỡ riêng lẻ.

Trước khi chạy thử máy cần kiểm tra hệ thống dầu bôi trơn, cho bơm dầu làm việc trong 3–5 phút, sau đó cho máy chạy không tải một thời gian độ 5 – 10 phút rồi mới cho vật liệu vào một cách từ từ. Nếu là máy mới mua về thì sau khi đã xem xét, hiệu chỉnh, nên cho máy chạy không tải khoảng 7–8 giờ. Vật liệu nạp vào máy cần phải được rải đều khắp miệng máy. Khi cần dừng máy, trước hết ngừng cung cấp vật liệu vào máy, sau đó mới ngắt điện. Còn các công việc khác làm theo đúng các điều chỉ dẫn trong lý lịch của máy do nhà máy chế tạo cung cấp.

Sau một thời gian sử dụng, các chi tiết của máy bị mòn, bị rơ v.v... do đó cần phải sửa chữa và thay thế các chi tiết đó, đặc biệt là các chi tiết như tấm đập, tấm đẩy, trục lệch tâm, ống lót thường phải sửa chữa và thay thế luôn.

Dưới đây cho biết thời gian sử dụng (tính bằng giờ) của các bộ phận của máy khi đập các loại vật liệu khác nhau:

Tên gọi các bộ phận	Vật liệu mềm $\sigma = 117 \text{ N/cm}^2$	Vật liệu vừa $\sigma = 137 \text{ N/cm}^2$	Vật liệu cứng $\sigma = 235 \div 390 \text{ N/cm}^2$
Má đập bằng thép chứa 12 – 14% Mn	5000	2300	600
Má đập bằng thép chứa 5% Mn	1400	600	270
Má đập bằng thép cacbon đúc	2500	1100	260
Má đập bằng gang trắng	1000	370	140
Má đập bằng gang đúc	340	75	140
Tấm đẩy bằng gang trắng	2250	1900	1000
Trục lệch tâm thép CT5	4600	3400	2700

Trong việc tổ chức sửa chữa, thường chia làm ba loại:

– Sửa chữa nhỏ: sau khi máy làm việc được $500 \div 1000$ giờ thì tiến hành sửa chữa nhỏ gồm các công việc lau chùi cổ trục và các gối đỡ, thay thế tấm đập mới hoặc hàn đắp thêm kim loại vào tấm đập. Thời gian ngừng máy để sửa chữa khoảng 4–5 giờ.

– Sửa chữa vừa: sau khi máy làm việc được $3000 \div 4000$ giờ, làm các công việc như: bảo, gọt lại cổ trục, bồi đắp thêm hợp kim vào các cút xinê, thay tấm đập mới. Thời gian ngừng máy để sửa chữa khoảng 3–4 ngày.

– Sửa chữa lớn: sau khi máy làm việc được $10000 \div 17000$ giờ, làm các công việc như: sửa chữa thân máy, thay toàn bộ tấm đập, tấm đẩy, thay trục và các gối đỡ. Thời gian ngừng máy để sửa chữa khoảng 8 ÷ 12 ngày.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG BA

MÁY ĐẬP NÓN

§1. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI

Quá trình đập vật liệu trong máy đập nón xảy ra ở khoảng không gian giữa nón cố định 1 và nón di động 2 (nón cố định còn gọi là nón ngoài, nón di động gọi là nón trong). Nón ngoài được lắp cố định vào thân của máy; còn nón trong lắp lên trục 3, một đầu của trục 3 lồng vào bạc lệch tâm 4 (hình 3-1). Bề mặt làm việc là mặt ngoài của nón trong và mặt trong của nón ngoài. Bề mặt làm việc có thể phẳng hoặc có gân.

Khi bạc lệch tâm quay thì khe hở giữa hai nón thay đổi tuần hoàn trong một vòng quay từ chỗ khe lớn nhất đến khe bé nhất và ngược lại.

Khi khe hở giữa hai nón giảm dần thì xảy ra quá trình đập vật liệu và khi khe hở tăng dần thì xảy ra quá trình tháo liệu và nạp liệu. Sự đập vật liệu và sự tháo liệu xảy ra luân phiên trên các vị trí ở chu vi của mặt nón. Sự đập và tháo liệu xảy ra một cách liên tục vì nón trong và nón ngoài luôn luôn có vị trí gần nhất và vị trí xa nhất. Do có sự chuyển động tương đối của nón trong và nón ngoài nên sự đập vật liệu xảy ra không những do lực ép mà còn do cả lực uốn và lực chà xát nữa. Quá trình đập vật liệu xảy ra liên tục, tiêu hao năng lượng cho máy đồng đều nên không cần có vô lăng tích trữ năng lượng, do đó năng suất của nó lớn hơn năng suất của máy đập má.

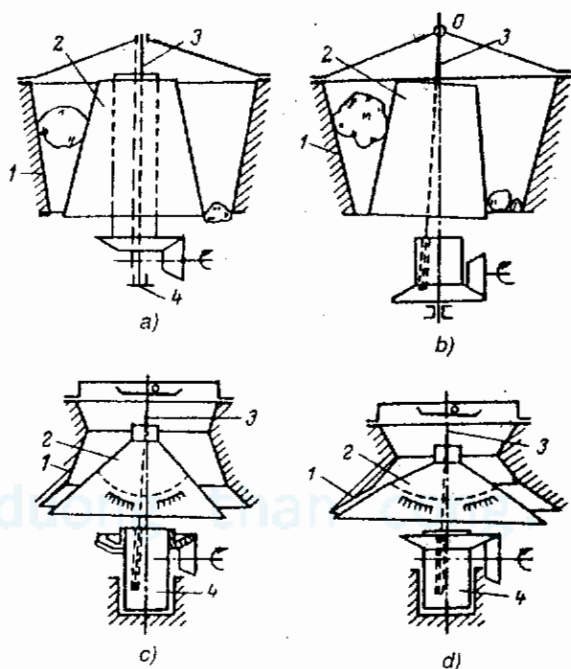
Mức độ đập nghiền của máy khá lớn, khi đập thô $i = 3 + 8$, khi đập vừa và đập nhỏ $i = 6 + 15$.

Căn cứ vào nhiệm vụ của máy, người ta chia ra thành máy đập thô (hình 3-1a, b), máy đập trung bình (hình 3-1c) và máy đập nhỏ (hình 3-1d).

Máy đập nón để đập thô khác với máy đập trung bình và nhỏ ở độ lệch tâm của bạc lệch tâm. Máy đập thô có độ lệch tâm là 25 mm, còn đối với máy đập trung bình và đập nhỏ có độ lệch tâm đến 100 mm.

Máy đập nón có ưu điểm là năng suất lớn, quá trình đập vỡ vật liệu chịu tác dụng của lực ép, lực uốn và lực chà xát mà trở lực do uốn bé hơn trở lực do ép đến 10-15 lần; máy làm việc êm không có tải trọng động, sản phẩm thu được đồng đều hơn. Nhưng nó có nhược điểm là chiều cao của máy lớn, chế tạo và lắp ráp phức tạp, sửa chữa tốn nhiều thời gian và không có khả năng đập các vật liệu dẻo, dính. Để cho máy làm việc tốt, có

tuổi thọ cao, cần chú ý đến vấn đề bôi trơn các bộ phận chuyển động. Hệ thống dầu bôi trơn cần được chuyển động cưỡng bức, sự tuần hoàn của dầu trong hệ thống ngoài tác dụng bôi trơn còn thu bớt nhiệt sinh ra khi máy làm việc.



Hình 3-1. Các kiểu máy đập nón

§2. CẤU TẠO CỦA MÁY ĐẬP NÓN

I. Máy đập nón dùng để đập thô

Trên hình 3-2 giới thiệu cấu tạo của máy đập thô có ổ đỡ trục phía trên (thực chất là ổ tự lựa).

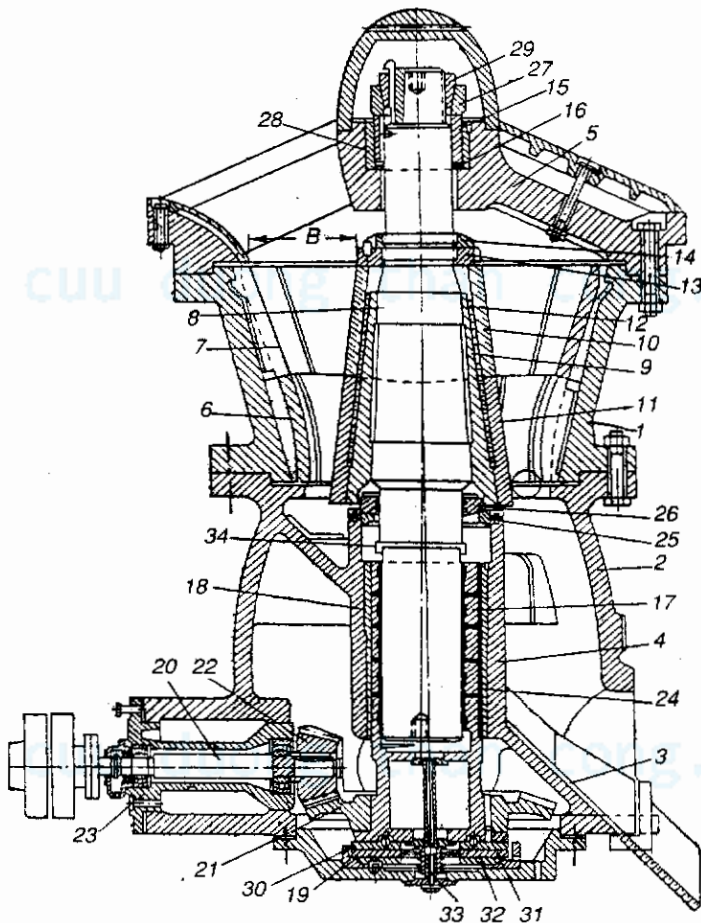
Thân máy gồm có hai phần: phần trên 1 và phần dưới 2 ghép nối với nhau bằng bulông.

Phần trên của thân chính là nón ngoài, mặt trong của nó được lót hai dây tấm đập 6 và 7 làm từ thép mangan khắp cả chu vi nón; ghép tấm đập vào thân nón bằng bulông. Trong quá trình đập vật liệu do tác động của lực ma sát có thể sinh ra lực đẩy các tấm đập ở phía trên chệch ra ngoài; để khắc phục các lực đó, người ta làm các tấm đập có

dạng bậc thang và đặt vào chỗ lõm của thân máy. Sau khi đã ghép các tấm đập xong, tất cả các khe hở giữa các tấm đập được bịt kín bằng chì nấu chảy đổ vào.

Phần dưới của thân máy, bên trong có mặt phẳng nghiêng 3 như là cái máng để tháo sản phẩm ra ngoài và chia phần dưới làm hai phần riêng biệt. Phần dưới máng 3 đặt bộ truyền động bằng cặp bánh răng nón 21 và 22 và trục dẫn động 20. Ở giữa phần dưới của thân máy có bạc 4, đường tâm của nó trùng với đường tâm đứng của máy đập. Bên trong bạc 4 là bạc lệch tâm 17. Giữa bạc 4 và bạc lệch tâm 17 là bạc 18 mỏng hơn.

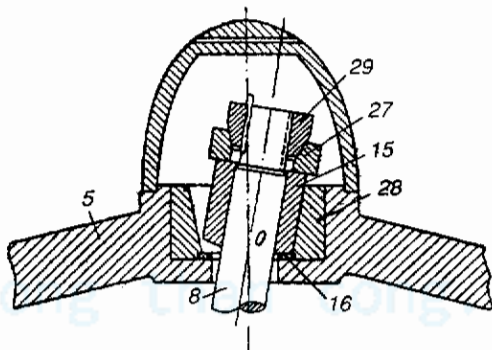
Bạc lệch tâm có dạng hình trụ đúc đặc một khối, bên trong có khoan lỗ để cắm trục 8 vào. Phần dưới của bạc 4 được lắp bánh răng nón lớn 21. Bạc dè lên ổ chặn gồm có ba vòng đệm, vòng đệm trên 30 làm bằng thép bất chặt với bạc lệch tâm; khi bạc quay nó



Hình 3-2. Máy đập nón dùng để đập thò.

sẽ trượt với vòng đệm giữa bằng đồng 31 và vòng đệm giữa lại trượt với vòng đệm dưới 32 làm bằng thép. Vòng đệm dưới 32 đè lên vòng cầu có gờ 19, như vậy không cho phép nó trượt theo vòng đệm giữa. Để ngăn ngừa bụi hoặc bột quặng đem nghiền rơi vào bạc lệch tâm, vào bánh răng truyền động v.v..., người ta lắp các vòng bít kín 25 và 26 nằm ở phía trên bạc lệch tâm.

Trục 8 của máy đập được treo ở phía trên (hình 3-3), tất cả được lồng vào lỗ đặc biệt của đầu treo, ở mặt dưới của lỗ đặc biệt đặt vòng đỡ 16, còn bề mặt bên của lỗ được ép vào bạc 28 vát côn phía trong; trên trục 8 được lồng ép vào bạc 15 có mặt dưới vát nghiêng. Để giữ bạc 8 không bị xô dịch, người ta dùng vòng đệm 27 và êcu 29.



Hình 3.3 Sơ đồ treo đầu trục của máy đập thô.

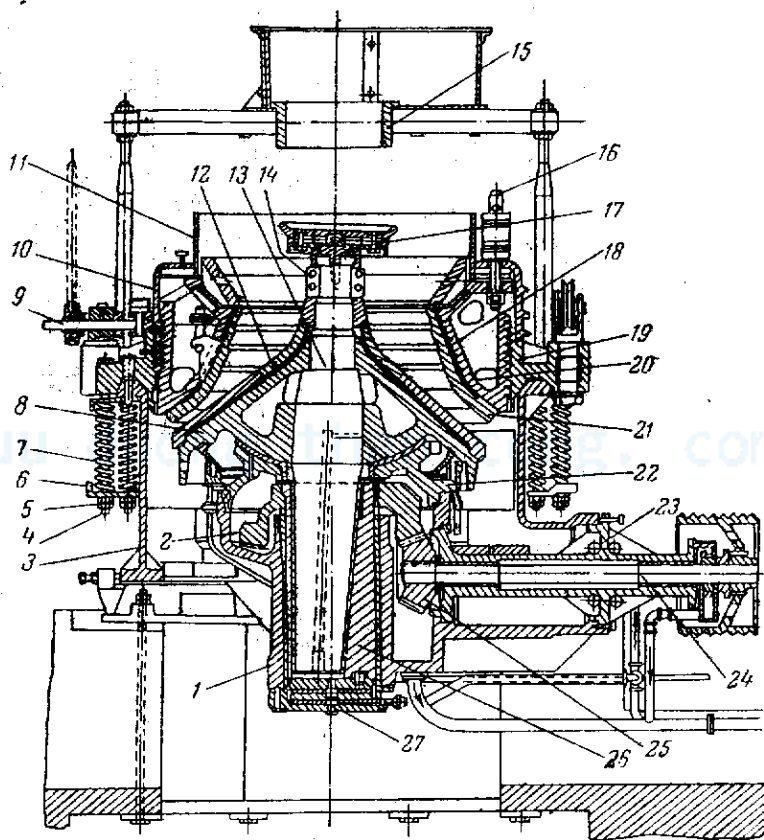
Khi bạc lệch tâm quay xung quanh đường trục của máy đập thì đường tâm của trục 8 vẽ nên bề mặt nón có đỉnh ở điểm O. Khi đó bạc 15 lắp cứng trên trục sẽ lăn theo vòng đỡ 16 và theo mặt trong của bạc côn 28. Nón trong được lắp căng lên trục 8 và mặt ngoài của nón được phủ các tấm đập 10 và 11 làm bằng thép mangan. Các tấm đập này có dạng vòng nón, sau khi lắp xong, các khe hở giữa nón và tấm đập được bít kín bằng một lớp kẽm đun chảy đổ vào. Vật liệu cần đập cho vào cửa ở nắp máy; kích thước cục vật liệu đem vào đập không được lớn hơn 0,8 bề rộng của nạp liệu. Sản phẩm sau khi đập được chảy ra ngoài theo máng nghiêng 3.

Điều chỉnh mức độ đập bằng cách nâng trục lên hoặc hạ trục xuống nhờ êcu 29.

II. Máy đập nón dùng để đập vừa và đập nhỏ

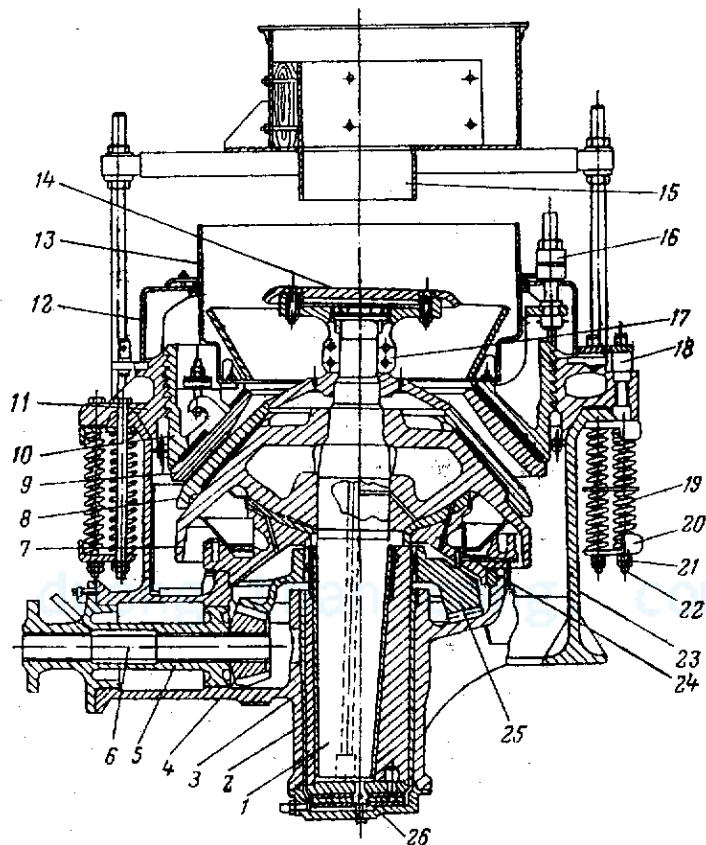
Trên hình 3-4 trình bày máy đập vừa, nó khác với máy đập thô ở chỗ là đáy lớn nón ngoài của máy hướng xuống dưới. Và một điểm khác với máy đập thô nữa là ở máy đập vừa, nón trong 8 được lồng vào phần côngxôn của trục lệch tâm 13. Phần dưới của trục 13 cắm vào bạc lệch tâm 26. Bề mặt làm việc của nón trong và nón ngoài được lót bằng các tấm đập 12 và 21 làm từ thép mangan hàm lượng cao.

Bề mặt của nón trong làm thoải có góc ở đỉnh khoảng 100 độ, chiều cao của nón lấy bé hơn đường kính nón 3 lần. Mặt dưới của nón trong được gia công nhẵn theo một mặt cầu và nó được tì lên khối đỡ mặt cầu 22; khối đỡ mặt cầu này tiếp nhận tất cả trọng lượng của nón trong, trọng lượng của trục và thành phần thẳng đứng của lực đập. Trục côngxôn 13 được cắm vào bạc lệch tâm 26; bạc quay khoảng 200 vòng/phút



Hình 3-4. Cấu tạo máy đập nón dùng để đập vữa:

- 1- ống định hướng; 2- bánh răng bị dẫn; 3- thân máy; 4- bulông căng; 5- êcu;
 6- vòng đệm; 7- lò xo; 8- nón trong; 9- tai kích; 10- vỏ máy; 11- phễu tiếp liệu;
 12- tấm lót nón trong; 13- trục lệch tâm; 14- êcu hãm; 15- phễu hướng liệu vào;
 16- thanh nêm; 17- đĩa; 18- lớp kẽm lót; 19- vành giữ; 20- nón ngoài; 21- tấm lót
 nón ngoài; 22- khối đỡ mặt cầu; 23- ống lót; 24- trục dẫn động; 25- bánh răng dẫn;
 26- bạc lệch tâm; 27- ổ chặn bạc lệch tâm.



Hình 3-5. Cấu tạo máy đập nón dùng để đập nhỏ:

1- trục lệch tâm; 3- ống định hướng; 2- bạc lệch tâm; 4- bánh răng dẫn; 5- ống bọc trục dẫn động; 6- trục dẫn động; 7- nón trong; 8- tấm lót nón trong; 9- tấm lót nón ngoài; 10- nón ngoài; 11- vành giữ; 12- vỏ máy; 13- phễu tiếp liệu; 14- đĩa tiếp liệu; 15- phễu hướng liệu vào; 16- thanh nêm; 17- êcu hãm; 18- tai kích; 19- lò xo; 20- vòng đệm; 21- êcu; 22- bulông căng; 23- thân máy; 24- khối đỡ mặt cầu; 25- bánh răng bị dẫn; 26- ổ chặn bạc lệch tâm.

nhờ cặp bánh răng nón 2 và 25 thông qua trục truyền nằm ngang 24. Mặt dưới của bạc lệch tâm tì lên ổ chặn gồm có một số vòng đệm giống như ở máy đập thô đã nêu ở trên. Nón ngoài 20 được giữ liên kết với vành giữ 19 bằng các ren đặc biệt; vành giữ 19 này liên kết với thân máy bằng các bulông 4, êcu 5, vòng đệm 6 và lò xo 7. Xung quanh vành giữ người ta đặt từ 20 đến 100 bulông với lò xo để ép vành giữ với thân máy bằng lực

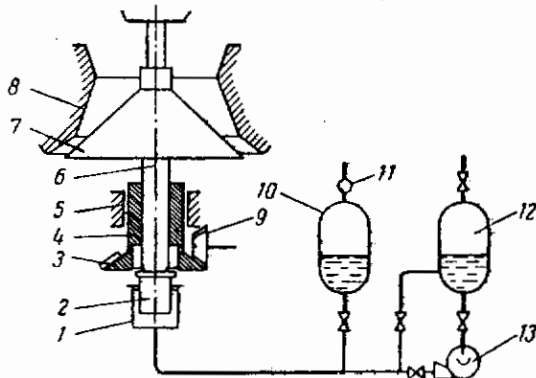
xiết đến $4000 + 6000$ kN. Các lò xo này làm nhiệm vụ của bộ phận an toàn của máy. Khi rơi vào trong máy các cục vật liệu quá rắn hoặc là máy bị hóc thì các lò xo này bị nén lại làm cho nón ngoài được nâng lên và cục vật liệu rắn đi qua không gian đập.

Mức độ đập của loại máy này có thể đến $i = 15$.

Trên hình 3-5 trình bày máy đập nhỏ, nó có mức độ đập nghiền có thể đến $i = 20$. Nó khác với máy đập vừa ở hình dáng và quan hệ kích thước giữa nón trong và nón ngoài. Nón ngoài của máy đập nhỏ thẳng trơn chứ không gấp khúc như nón ngoài của máy đập vừa; tức là hai nón có đường sinh gần như song song với nhau; quá trình đập vật liệu xảy ra ở vùng không gian hai nón có mặt bên song song nhau nên vật liệu đã được đập đi ra ngoài có kích thước đồng đều hơn. Các kết cấu như lắp nón trong vào trục, hệ truyền động, bạc lệch tâm v.v... giống hệt như ở máy đập vừa đã nói ở trên. Muốn điều chỉnh kích thước sản phẩm phải điều chỉnh khe hở giữa hai nón, bằng cách nâng hoặc hạ nón trong theo phương đứng của máy.

Trên hình 3-6 trình bày sơ đồ bộ giảm chấn thủy lực để điều chỉnh khe tháo liệu.

Trục lắp nón động 6 tỉ lên pittông 2 đặt trong xy lanh 1 chứa đầy dầu và thông với bình chứa khí 10, bơm 13 và thùng chứa dầu 12.



Hình 3-6. Sơ đồ giảm chấn thủy lực và điều chỉnh khe tháo liệu của máy đập nón:
 1- xylanh; 2- pittông; 3- bánh răng bị dẫn; 4- bạc lệch tâm; 5- thân máy; 6- trục; 7- nón trong; 8- nón ngoài; 9- bánh răng dẫn; 10- bình chứa khí; 11- van an toàn; 12- bình chứa dầu; 13- bơm dầu.

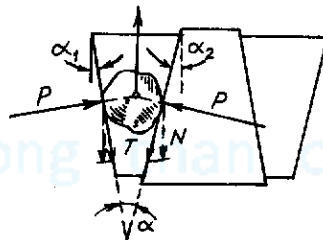
Điều chỉnh khe tháo liệu bằng cách nâng hoặc hạ nón trong nhờ sự cung cấp hoặc rút bớt dầu ở trong xy lanh. Khi máy đang làm việc gặp cục vật liệu quá cứng hay nạp liệu vào quá nhiều làm cho máy bị quá tải thì dầu ở xy lanh 1 chảy về bình chứa khí 10 và nón trong được hạ xuống nhờ khí ở trong bình 10 được nén lại và khi cục vật liệu cứng đã rơi ra ngoài thì khí nén ở bình 10 lại đẩy dầu về xy lanh 1 và nâng nón lên vị trí ban đầu.

§3. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY ĐẬP NÓN

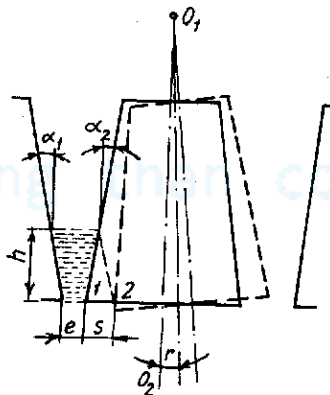
I. Máy đập thô

1. Góc ôm

Góc ôm là góc được tạo thành giữa nón trong và nón ngoài khi chúng ở gần nhau nhất. (hình 3-7). Các lực tác dụng lên cục vật liệu cũng tương tự như ở máy đập má.



Hình 3-7. Sơ đồ để xác định góc ôm của máy đập nón dùng để đập thô.



Hình 3-8. Sơ đồ để xác định tốc độ quay của nón trong của máy đập thô.

Gọi α là góc ôm, ta có:

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \quad (3-1)$$

trong đó α_1 – góc giữa bề mặt của nón ngoài với phương thẳng đứng;

α_2 – góc giữa bề mặt của nón trong với phương thẳng đứng. Cũng tương tự như máy đập má, góc ôm của máy đập nón cũng bé hơn hai lần góc ma sát, tức là

$$\alpha \leq 2\varphi \quad (3-2)$$

(φ là góc ma sát)

Thường chọn $\alpha = 20^\circ \div 24^\circ$ ($\alpha_1 = 10^\circ$; $\alpha_2 = 14^\circ$)

2. Số vòng quay của nón trong (hình 3-8)

Cũng tương tự như ở máy đập má, khi nón trong dịch chuyển từ vị trí 1 đến vị trí 2 thì khối vật liệu đã được đập có chiều cao h nằm giữa không gian hai má được rơi ra hết.

Nếu tần số quay của trục $O_1 - O_2$ là n vòng/phút thì thời gian (tính bằng giây) nón trong dịch chuyển từ điểm 1 đến điểm 2 là (một nửa chu kỳ)

$$\tau_1 = \frac{30}{n} \quad (3-3)$$

Thời gian khối vật liệu có chiều cao h rơi ra khỏi má là

$$\tau_2 = \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (3-4)$$

Theo điều kiện $\tau_1 = \tau_2$, nên

$$\left(\frac{30}{n}\right)^2 = \frac{2h}{g}$$

Từ đó rút ra

$$n = 30 \sqrt{\frac{g}{2h}} \quad (3-5)$$

Như trên hình 3-8 ta có

$$h = \frac{S_1}{\operatorname{tg}\alpha_1} = \frac{S_2}{\operatorname{tg}\alpha_2} \quad (3-6)$$

mà

$$S_1 + S_2 = S = 2r; \quad \alpha_1 + \alpha_2 = \alpha$$

Từ (3-6) ta có

$$S_1 = \frac{S_2}{\operatorname{tg}\alpha_2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_1; \quad S_2 + \frac{S_2}{\operatorname{tg}\alpha_2} \cdot \operatorname{tg}\alpha_1 = S$$

rút ra

$$S_2 = \frac{\operatorname{tg}\alpha_2}{\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2} \cdot S \quad (3-7)$$

và
$$S_1 = S \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_2} = S \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2} \quad (3-8)$$

Thay giá trị của S_1 và S_2 vào h ở (3-6), ta có:

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2} = \frac{2r}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2} \quad (3-9)$$

Thay giá trị của h vào (3-5), lấy $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, số vòng quay sẽ là:

$$n = 47 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}{r}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (3-10)$$

trong đó r – bán kính quay của tâm nón trong tại vị trí đáy nón, tính bằng m;

α_1, α_2 – tính bằng độ.

Nếu r tính bằng cm, thì:

$$n = 665 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}{r}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (3-11)$$

Đại lượng r lấy trong khoảng $5 \text{ mm} \div 20 \text{ mm}$.

Do có sự ma sát giữa vật liệu đem đập với các nón, nên số vòng quay thực tế lấy giảm đi 10% số vòng quay tính theo công thức (3-10), (3-11).

Tùy thuộc vào độ lớn của cục vật liệu đi vào máy mà ta có thể chọn đại lượng r theo quan hệ sau đây:

Kích thước cục vật liệu vào máy, mm:	150	150 ÷ 300	300 ÷ 500	500 ÷ 800
Đại lượng r , mm:	5	10	15	20

3. Năng suất của máy

Sau khi nón trong quay được một vòng thì từ không gian giữa hai nón rơi ra một khối vật liệu vòng xuyên có tiết diện hình thang và thể tích khối vật liệu là:

$$v = \pi D_c F, \quad [\text{m}^3] \quad (3-12)$$

trong đó F – diện tích tiết diện hình thang, m^2 (hình 3-8);

D_c – đường kính vòng tròn do tâm của tiết diện F vạch ra, m.

Năng suất của máy:

$$V = v \cdot n \cdot 60 = 60 \pi D_c F n \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (3-13)$$

hoặc năng suất của máy tính theo khối lượng, bằng:

$$G = \mu V \rho = 60 \pi \mu \rho D_c F n \quad [\text{T/h}] \quad (3-14)$$

trong đó n – số vòng quay của nón đập, vòng/phút;

ρ – khối lượng riêng xốp của vật liệu đem đập, tấn/ m^3 ;

μ – hệ số tới của vật liệu, được xác định bằng thực nghiệm, khoảng $0,4 \div 0,7$.

Ta đã có $D_c = D_2 - (2r + e)$ và

$$F = \frac{2(e + r)h}{2} = (e + r) \frac{S}{\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2}$$

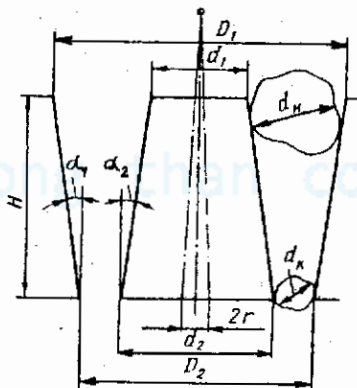
$$\text{Do đó: } G = 60 \cdot \pi \mu \rho [D_2 - (2r + e)](e + r) \frac{S}{\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2} \cdot n \quad [\text{tấn/h}]$$

Vì đại lượng r nhỏ, nên ta có thể coi $2r + e \approx r + e \approx d_k$, nghĩa là bằng kích thước của cục vật liệu đi ra khỏi máy.

Do đó, công thức tính năng suất của máy như sau:

$$G = \frac{188,4 \mu \rho (D_2 - d_k) d_k \cdot S \cdot n}{(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)} \quad [\text{tấn/h}] \quad (3-15)$$

trong công thức này, D_2 , d_k , S tính bằng m.



Hình 3-9. Sơ đồ xác định các kích thước của máy đập thô.

Sau khi đã biết năng suất của máy (khi thiết kế máy, người ta thường cho biết trước năng suất), từ công thức (3 - 15) ta có thể tính được các kích thước của máy như sau (hình 3-9):

Đường kính dưới của nón ngoài:

$$D_2 = \frac{G(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)}{188,4 \mu \rho \cdot d_k \cdot S \cdot n} + d_k \quad [\text{m}] \quad (3-16)$$

Đường kính dưới của nón trong:

$$d_2 = D_2 - (2r + 2e) = D_2 - 2d_k \quad [\text{m}] \quad (3-17)$$

Đường kính phần trên của nón ngoài:

$$D_1 = d_1 + 2,2 d_{H1} \quad [m] \quad (3-18)$$

trong đó d_H – đường kính lớn nhất của cục vật liệu đi vào máy, m.

Đường kính phần trên của nón trong được xác định theo quan hệ:

$$\frac{D_1 - D_2}{2.tg\alpha_1} = \frac{d_2 - d_1}{2.tg\alpha_2}$$

từ đây rút ra
$$d_1 = d_2 - \frac{(D_1 - D_2).tg\alpha_2}{tg\alpha_1} \quad [m] \quad (3-19)$$

Chiều cao phần làm việc của các nón sẽ là:

$$H = \frac{D_1 - D_2}{2.tg\alpha_1} = \frac{d_2 - d_1}{2.tg\alpha_2} \quad [m] \quad (3-20)$$

Kích thước cửa nạp liệu, chọn như sau:

$$a = \frac{d_H}{0,75 - 0,8} \quad [m] \quad (3-21)$$

trong đó d_H – kích thước lớn nhất của cục vật liệu đi vào máy, m;

Cũng có thể xác định d_H như sau:

$$d_{H1} = \frac{D_2}{3,5} \quad [m] \quad (3-22)$$

4. Công suất

Dựa trên cơ sở lý thuyết của KiK, cách chứng minh tương tự như ở máy đập má.

Công cần thiết để đập vật liệu sau khi nón trong quay được một vòng là

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} \Delta V = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{\pi}{6} (d_{H1}^2 D_c - d_k^2 d_c) \quad (3-23)$$

trong đó D_c và d_c là đường kính trung bình của cửa nạp và cửa tháo liệu.

Một cách gần đúng ta có thể lấy $D_c = d_c = D_2$, do đó:

$$A = \frac{\sigma^2 \pi . D_2}{12E} (d_{H1}^2 - d_k^2) \quad [N.m] \quad (3-24)$$

Công suất sẽ là:

$$N = \frac{A.n}{60} = \frac{\pi \sigma^2 . D_2 . n}{720 . E} (d_{H1}^2 - d_k^2) \quad [W] \quad (3-25)$$

trong đó D_2 , d_{H1} , d_k tính bằng m; σ và E tính bằng N/m²;

hoặc tính công suất theo kW thì

$$N = \frac{\pi \sigma^2 . D_2 . n}{7,2 . 10^5 . E} (d_{H1}^2 - d_k^2) \quad [kW] \quad (3-26)$$

Công suất của động cơ máy đập, bằng:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta} k \quad [kW] \quad (3-27)$$

trong đó k – hệ số dự trữ, $k = 1,5 \div 2,0$;

η – hiệu suất của bộ truyền động.

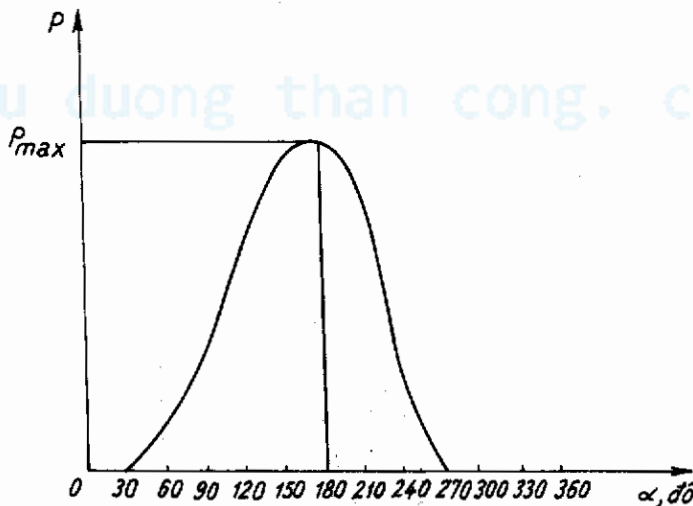
Đôi khi để tính sơ bộ công suất của động cơ điện, ta có thể dùng công thức thực nghiệm sau:

$$N_{dc} = 85D_2^2 \quad [kW] \quad (3-28)$$

trong đó D_2 – đường kính phần dưới của nón ngoài, m.

5. Lực tác dụng lên nón đập

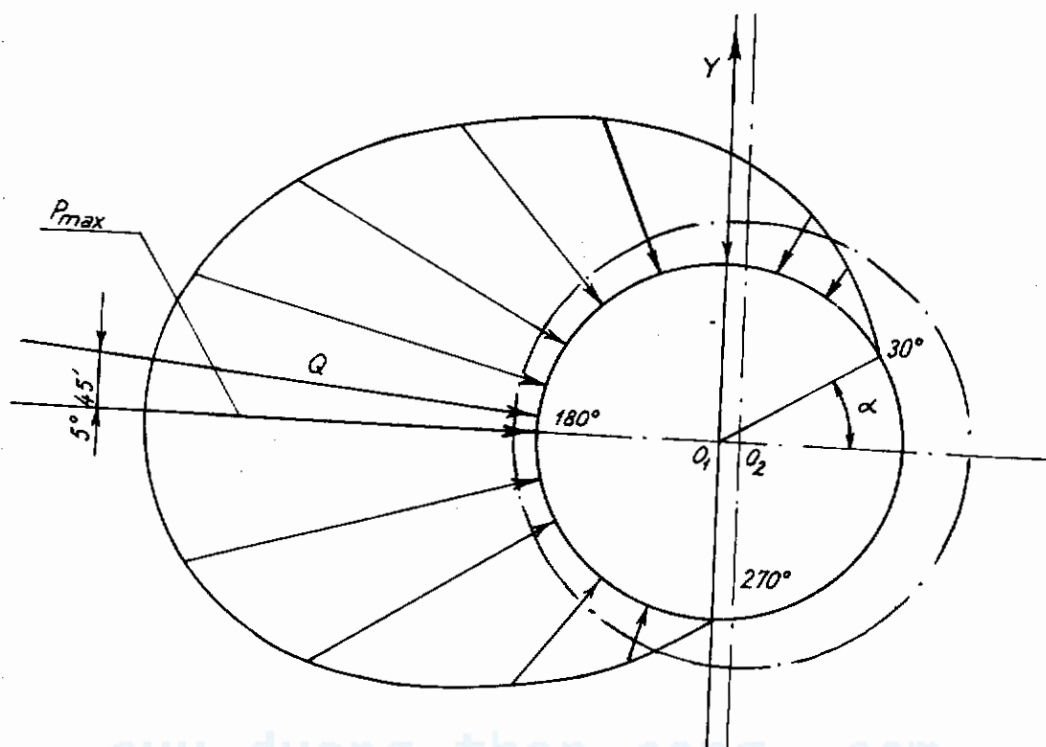
Khi đập vật liệu, lực đập sinh ra trên bề mặt của nón đập phân bố tập trung ở phía nón đập gần với nón cố định, giá trị của áp lực cũng biến đổi dần, nó có giá trị cực đại tại vị trí nón đập gần nón cố định nhất. Sự phân bố áp lực được mô tả trên biểu đồ thực nghiệm ở hình 3-10.



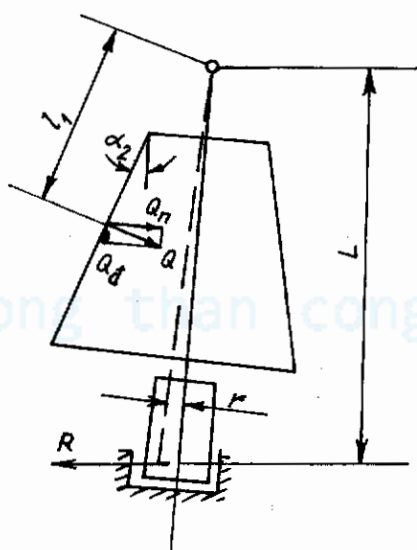
Hình 3-10. Sự phân bố áp lực trên nón đập.

Từ đồ thị ta thấy áp lực đập phân bố biến đổi từ $p = 0$ ở góc $\alpha = 30^\circ$ và $p = p_{max}$ ở góc $\alpha = 180^\circ$ (tức là ở vị trí nón đập gần nón cố định nhất) sau đó nó giảm dần đến khi $\alpha = 270^\circ$ thì $p = 0$.

Nếu biểu diễn áp lực đập trên tọa độ cực thì ta có biểu đồ phân bố lực ở hình 3-11.



Hình 3-11. Sự phân bố áp lực trên nón dập ở tọa độ độc cực.



Hình 3-12. Sơ đồ lực tác dụng ở nón dập.

Đường tròn tâm O_1 biểu thị đường tròn trung bình của nón đập; đường tròn tâm O_2 (nét đứt) biểu thị đường tròn trung bình của nón cố định. Lấy tọa độ XO_1Y đi qua tâm của nón đập và vị trí nón đập và nón cố định gần nhau nhất thì ta có các bán kính là giá trị của áp lực phân bố theo chu vi, thấy rằng ở góc $\alpha = 30^\circ$ và $\alpha = 270^\circ$ thì có $p = 0$, còn ở góc $\alpha = 180^\circ$ có $p = P_{\max}$. Từ đây ta thấy hợp lực tập trung Q của các lực phân bố đặt ở góc $\alpha = (180^\circ - 5^\circ 45')$.

Giá trị của hợp lực Q được xác định theo công đập vật liệu.

Phương của lực Q vuông góc với bề mặt nón đập (hình 3-12).

Lực Q được xác định theo quan hệ sau:

$$Q = \frac{L}{l_1} R \quad [N] \quad (3-29)$$

trong đó R — phản lực tác dụng lên bạc lệch tâm, N ;

Công đập vật liệu sinh ra sau khi trục quay được một vòng, bằng:

$$A = \frac{60.N}{n} \quad [N.m] \quad (3-30)$$

Và công này do lực ma sát ở bạc lệch tâm thực hiện trên chu vi của nó, nghĩa là.

$$A = f.R.2\pi(r + r_0) \quad [N.m] \quad (3-31)$$

Cân bằng các biểu thức (3-30) và (3-31), ta rút ra được phản lực

$$R = \frac{60 N}{2\pi f n (r + r_0)} \quad [N] \quad (3-32)$$

Như vậy, hợp lực Q bằng:

$$Q = \frac{60.N.L}{2\pi f n l_1 (r + r_0)} \quad [N] \quad (3-33)$$

trong đó N — công suất đập vật liệu, W ;

r — bán kính bạc lệch tâm, m ;

r_0 — bán kính trục lắp nón đập, m ;

f — hệ số ma sát;

n — vòng/phút;

L — khoảng cách giữa ổ trên và ổ dưới của trục nón đập, m ;

l_1 — khoảng cách từ ổ đỡ trên đến chỗ đặt hợp lực Q , m .

Để cho nón đập làm việc được an toàn, ta lấy lực Q làm việc thực tế lớn gấp hai lần Q tính theo (3 - 33).

Phân lực Q làm hai thành phần thẳng đứng và nằm ngang;

$$Q_d = Q.\sin\alpha_2$$

$$Q_n = Q.\cos\alpha_2$$

Nón đập chịu tác dụng của mômen uốn lớn nhất, bằng:

$$M_u^{\max} = Q_n(L - l_1) \frac{l_1}{L} \text{ [N.m]} \quad (3-34)$$

Ứng suất lớn nhất sinh ra ở trục của nón đập, bằng:

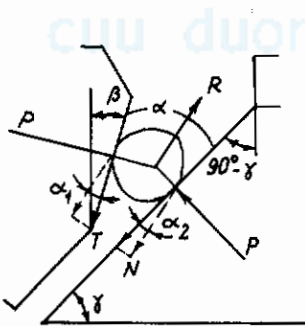
$$\sigma = \frac{M_u^{\max}}{W} + \frac{Q_d + G}{F} \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (3-35)$$

trong đó W – mômen chống uốn của tiết diện trục nón, m^3 ;
 G – trọng lượng của trục và nón đập, N ;
 Q_d – thành phần thẳng đứng của lực đập Q , N ;
 F – diện tích của tiết diện trục, m^2 .

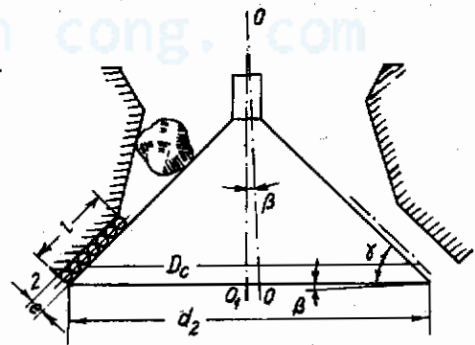
II. Máy đập vừa và nhỏ

1. Góc ôm

Góc ôm của máy đập nón để đập vừa và đập nhỏ là góc tạo bởi mặt ngoài của nón trong và mặt trong của nón ngoài ở đoạn dốc nghiêng, ký hiệu là α . (hình 3-13).



Hình 3-13. Sơ đồ xác định góc ôm của máy đập nón để đập vừa và nhỏ.



Hình 3-14. Sơ đồ để xác định số vòng quay của nón trong.

Xét điều kiện cân bằng của các lực tác dụng lên cục vật liệu nằm giữa hai nón, đồng thời đảm bảo cục vật liệu không bị bật lên ra khỏi máy, người ta cũng tìm được góc ôm không thể lớn hơn hai lần góc ma sát φ , nghĩa là $\alpha \leq 2\varphi$.

Thường lấy $\alpha = 18 + 20$ độ; còn góc ở đáy nón trong $\gamma = 40$ độ.

2. Số vòng quay của nón trong

Đối với máy đập vừa và đập nhỏ, hai nón có một đoạn song song với nhau chiều dài l và bề rộng e (hình 3 - 14). Do đó vật liệu đi ra khỏi máy không những do tác dụng của trọng lực mà còn do tác dụng của lực ly tâm nữa.

Để máy đạt được năng suất cao nhất thì thời gian cục vật liệu đi ra khỏi đoạn song song l phải lớn hơn hoặc bằng thời gian nón trong quay được một vòng.

Xét cục vật liệu đã được đập di chuyển ở đoạn l (hình 3 - 15), ta thấy cục vật liệu chịu tác dụng của hai lực: trọng lực q và lực ma sát T .

Trọng lực q được chia làm hai thành phần là lực N vuông góc với mặt nón và lực S song song với mặt nón, tức là:

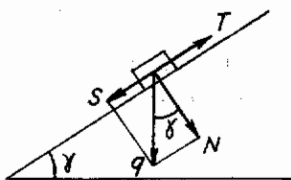
$$N = q \cdot \cos \gamma$$

$$S = q \cdot \sin \gamma$$

còn lực ma sát

$$T = fN = fq \cos \gamma.$$

Để cho cục vật liệu chuyển động xuống theo mặt nghiêng của nón thì lực S phải lớn hơn lực ma sát T .



Hình 3-15. Sơ đồ di chuyển của hạt vật liệu trên đoạn nón song song.

Như vậy, lực làm cho cục vật liệu chuyển động sẽ là:

$$\Delta S = S - T = q \cdot \sin \gamma - fq \cos \gamma \quad (3-36)$$

Lực ΔS này tạo ra cho cục vật liệu một gia tốc chuyển động là a , nghĩa là:

$$\Delta S = m \cdot a = \frac{q}{g} \cdot a = q(\sin \gamma - f \cos \gamma) \quad (3-37)$$

rút ra

$$a = g(\sin \gamma - f \cos \gamma)$$

Nếu cục vật liệu có vận tốc ban đầu bằng không, và bắt đầu chuyển động với gia tốc a thì chiều dài nó đi được sau thời gian τ sẽ là:

$$l = \frac{a \cdot \tau^2}{2}$$

hoặc

$$l = \frac{g \tau^2}{2} (\sin \gamma - f \cos \gamma) \quad (3-38)$$

từ đây rút ra thời gian τ :

$$\tau = \sqrt{\frac{2l}{g(\sin \gamma - f \cos \gamma)}} \quad (3-39)$$

Thời gian để nón trong quay được 1 vòng là

$$\tau_0 = \frac{60}{n} \quad (3-40)$$

Để cho máy làm việc bình thường thì cần phải thỏa mãn điều kiện $\tau \geq \tau_0$, tức là

$$\sqrt{\frac{2l}{g(\sin\gamma - f\cos\gamma)}} \geq \frac{60}{n} \quad (3-41)$$

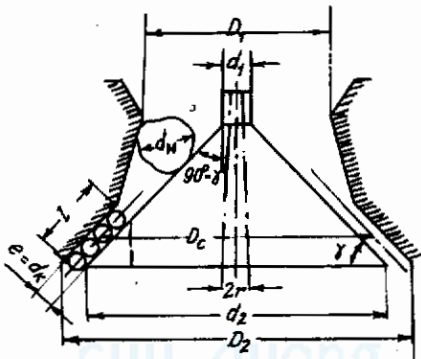
Từ đây rút ra số vòng quay của nón trong, bằng:

$$n \geq 60 \sqrt{\frac{g(\sin\gamma - f\cos\gamma)}{2l}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (3-42)$$

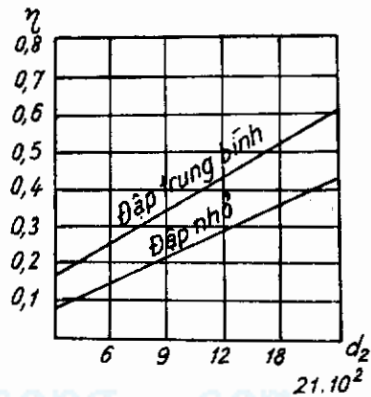
trong đó g tính bằng m/s^2 ; l tính bằng m , và thường lấy giá trị $l = (0,09 \div -0,1) D_2$; f là hệ số ma sát giữa vật liệu với nón, lấy $f = 0,35$; γ là góc đáy nón.

3. Năng suất của máy

Sau khi nón trong quay được một vòng thì ở máy rơi ra một thể tích vật liệu bằng thể tích của phần không gian vùng hai mặt nón song song với nhau (hình 3-16).



Hình 3-16. Sơ đồ xác định kích thước hình học của máy.



Hình 3-17. Biểu đồ xác định hiệu suất chung của máy.

Thể tích của vòng đó là

$$v = \pi D_c \cdot e \cdot l \quad [\text{m}^3]$$

trong đó l — chiều dài vùng song song của hai nón, m ;

D_c – đường kính trung bình của vòng đang xét, m;

e – khoảng cách bé nhất giữa hai nón, m.

Năng suất của máy được xác định theo:

$$G = 60 \cdot \pi D_c e \mu n \rho \quad [\text{tấn/h}] \quad (3-43)$$

trong đó n – số vòng quay của nón trong/phút;

ρ – khối lượng riêng xốp của vật liệu, tấn/m³;

μ – hệ số trượt của vật liệu, lấy bằng 0,3 ÷ 0,6.

Khi đã biết năng suất của máy, ta có thể tìm được các kích thước, như:

$$D_c = \frac{G}{188,4 e \mu n \rho} \quad [\text{m}] \quad (3-44)$$

Đường kính phần dưới của nón ngoài:

$$D_2 \approx D_c + l \cdot \cos \gamma + 2(e + r) \quad [\text{m}] \quad (3-45)$$

Đường kính phần dưới của nón trong:

$$d_2 = D_c + l \cos \gamma - 2(e + r) \quad [\text{m}] \quad (3-46)$$

Đường kính phần trên của nón trong d_1 lấy bằng đường kính ngoài của moayơ lắp trục lệch tâm.

Chiều cao của nón:

$$H = \frac{d_2 - d_1}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad [\text{m}] \quad (3-47)$$

Đường kính phần trên của nón ngoài:

$$D_1 = d_1 + 2,2 d_H \quad [\text{m}] \quad (3-48)$$

Còn chiều rộng của khe tháo liệu lấy $e \approx d_k$

4. Công suất

Công suất tiêu hao cho máy phụ thuộc vào năng suất của máy, vào mức độ đập nghiền và cơ tính của vật liệu đem đập.

Ta có thể dùng công thức tính công suất chung cho tất cả các loại máy nghiền đã nêu ở chương 1, tức là công thức (1-21):

$$N = 1,39 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma^2 G}{E \rho \cdot \eta} \cdot \lg i \quad [\text{kW}]$$

Trong đó hiệu suất chung của máy η chủ yếu phụ thuộc vào kích thước phần dưới của nón trong d_2 , ta chọn nó theo biểu đồ ở hình 3-17.

Ngoài ra, khi tính sơ bộ công suất của động cơ điện, có thể dùng công thức thực nghiệm sau:

$$N_{d.c} = 50 D_2^2 \quad [\text{kW}] \quad (3-49)$$

trong đó D_2 — đường kính phần dưới của nón ngoài, m.

5. Xác định lực tác dụng trong máy

Khi máy làm việc, lực đập Q xác định theo (hình 3-18):

$$Q = \frac{R_0(P_x \cdot m \cdot Z + G_v)}{fl_1 + l_2} \quad [N] \quad (3-50)$$

trong đó R_0 — khoảng cách từ trục máy tới trục của nhóm lò xo, m;

m — số nhóm lò xo;

Z — số lò xo trong một nhóm;

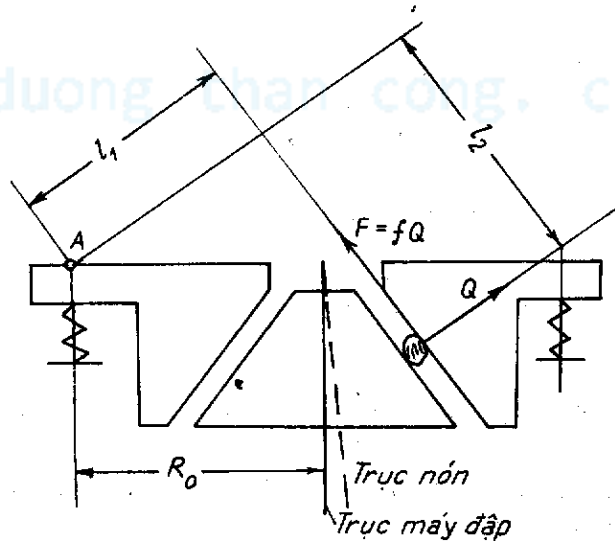
P_x — lực nén (kéo) của 1 lò xo, N;

G_v — trọng lượng của vành đỡ và vòng điều chỉnh, N;

f — hệ số ma sát giữa vật liệu đem đập với nón;

l_1 — cánh tay đòn của lực $F = fQ$ đối với điểm A, m;

l_2 — cánh tay đòn của lực Q đối với điểm A, m.



Hình 3-18. Sơ đồ các lực ở máy đập nón vừa và nhỏ.

Mặt khác, khi đã biết công suất tiêu hao để đập vật liệu thì ta có thể tìm được lực đập Q theo quan hệ sau:

$$Q = \frac{60 N}{2\pi f n(r + r_0)} \quad [N] \quad (3-51)$$

trong đó N — công suất, W

- f- hệ số ma sát;
- n- số vòng quay của trục nón trong 1 phút;
- r- bán kính bạc lệch tâm, m;
- r_0 - bán kính trục lắp nón đập, m.

Biết lực Q, ta tính được lực nén (kéo) của lò xo P_x và từ đó xác định được các kích thước của lò xo.

Trục lắp nón đập chịu lực uốn và lực nén, tính nó giống như ở trường hợp máy đập thô đã nêu ở trên.

§4. LẮP RÁP VÀ SỬ DỤNG MÁY ĐẬP NÓN

Các máy đập nón có kích thước miệng nạp liệu từ 500 ÷ 600 mm trở xuống thường được lắp sẵn ở nhà máy chế tạo chúng. Còn đối với những máy đập nón có kích thước lớn hơn thì lắp riêng rẽ từng cụm hoặc từng chi tiết máy tại nơi đặt máy.

Xưởng đặt máy đập nón cần phải có cấu di động trên đường ray hoặc là máy nâng để đặt các chi tiết máy vào đúng chỗ. Trước khi lắp cần phải kiểm tra toàn bộ các chi tiết và xem xét kỹ trạng thái bên ngoài của chúng.

Trước tiên, cắm các bulông vào lỗ bệ bê tông, sau đó đặt thân dưới của máy lên bệ và hiệu chỉnh vị trí của thân máy theo các đường tâm nhờ nivô. Độ sai lệch của thân máy theo phương nằm ngang cho phép khoảng 0,1 mm trên 1 m chiều dài. Hiệu chỉnh xong bắt đầu xiết các êcu của bulông bệ vừa chặt tay rồi dùng nivô kiểm tra lại một lần nữa, nếu đạt yêu cầu thì bắt đầu đổ dung dịch kết dính vào các lỗ bulông bệ. Tiếp theo là đặt bạc lệch tâm và trục chính sau khi đã lau sạch hết bụi bẩn và dầu mỡ bám vào. Ở chỗ tiếp xúc của trục chính với bạc lệch tâm không được có vết xước, nứt nẻ hoặc tróc rỗ. Sau đó bôi một lớp dầu nhờn lên trục chính rồi cắm nó vào bạc lệch tâm. Khi lắp ổ chặn ở bên dưới bạc lệch tâm, dùng sơn để kiểm tra độ khít giữa các vòng đệm bằng thép và bằng đồng. Tiếp đến lắp bánh răng nón bị dẫn vào bạc lệch tâm, lắp trục truyền động và bánh răng dẫn. Quay trục truyền động bằng tay để kiểm tra sự ăn khớp của hai bánh răng; quét sơn lên các răng để kiểm tra sự ăn khớp, vết sơn phải liền không được bé hơn 50% theo chiều dài răng và không được bé hơn 30% theo chiều cao răng. Điều chỉnh sự ăn khớp của các răng bằng các miếng căn mỏng chèn vào nắp ổ đỡ trục dẫn và vào nắp dưới của ổ chặn bạc lệch tâm. Tiếp đến lồng nón đập vào đầu trục chính và xiết chặt êcu, sau đó lắp nón ngoài (tức là phần trên của thân máy), bunke và đĩa phân phối nạp liệu. Tiếp theo lắp động cơ điện và hệ thống bơm dầu bôi trơn và nước làm nguội ổ đỡ, chú ý phải làm sạch ống dẫn dầu trước khi lắp bằng axit HCl hoặc axit H_2SO_4 nồng độ 10 ÷ 15% trong khoảng thời gian 8 ÷ 12 giờ; sau đó rửa ống dẫn dầu bằng dung dịch kiềm 3%; cuối cùng rửa bằng nước sạch.

Trước khi chạy thử máy, cần phải xem xét lại các mối ghép thật cẩn thận, kiểm tra chiều quay của động cơ điện và sự làm việc của hệ thống dầu bôi trơn, cho bơm dầu đầy vào các ổ chặn của nón đập, của bạc lệch tâm và của trục dẫn.

Thử độ ăn khớp của răng sao cho khi làm việc chúng không được va đập và rung. Nón đập chỉ được lắc lư hoặc quay với số vòng quay không được lớn hơn 15 vòng/phút. Nếu tốc độ quay của nón đập (quay tự do) gần bằng với số vòng quay của bạc lệch tâm

thì gây nên hiện tượng ép về hai phía trong bạc hình nón nằm ở nón đập. Nhiệt độ dầu trong bình lắng không được lớn hơn $45 \div 50^{\circ}\text{C}$; nhiệt độ dầu sau bộ làm nguội không được cao hơn $30 \div 40^{\circ}\text{C}$; nhiệt độ ở sau các ổ đỡ cũng không được cao hơn $50 \div 60^{\circ}\text{C}$.

Đối với các máy mới, thời gian chạy thử không tải khoảng $4 \div 5$ giờ và trước khi cho chạy thử cần cho bơm dầu làm việc trước độ $4 \div 5$ phút. Áp suất dầu ở trong ống dẫn cần được duy trì trong giới hạn $0,6 \div 1,2$ atm để đảm bảo đủ lượng dầu bôi trơn.

Trước khi cho máy đập ngừng làm việc cần phải ngừng cung cấp vật liệu vào máy, sau đó mới ngắt động cơ điện và cuối cùng mới tắt bơm dầu.

Lượng dầu bôi trơn tiêu hao phụ thuộc vào kích thước máy đập và cách tái sinh dầu, thông thường dầu tiêu hao khoảng $1 \div 4$ tấn cho một máy trong một năm. Sau thời gian ba tháng thay dầu nhờn một lần.

Sau một thời gian làm việc, các chi tiết của máy bị mòn dần và thời hạn sử dụng của các chi tiết đó như sau:

- Lớp lót ở nón trong và nón ngoài từ 6 tháng đến 2 năm;
- Lớp lót ở đỉnh máy đập từ 8 tháng đến 2 năm;
- Máng lót để tháo sản phẩm từ 5 tháng đến 3 năm;
- Trục treo của nón đập 5 năm;
- Bạc lệch tâm từ 18 tháng đến 2 năm;
- Ổ chặn bạc lệch tâm khoảng 1 năm;
- Bạc của trục truyền động khoảng 1 năm;
- Bánh răng nón thường từ 3 đến 5 năm.

Lượng kim loại bị mài mòn của các tấm lót làm bằng thép mangan khoảng từ 0,005 đến 0,03 kg cho 1 tấn sản phẩm.

Sau một thời gian sử dụng, cần tổ chức sửa chữa với các dạng như sau:

- Sửa chữa nhỏ, nửa tháng một lần.
- Sửa chữa vừa, 6 tháng một lần.
- Sửa chữa lớn, từ 4 đến 5 năm một lần.

CHƯƠNG BỐN

MÁY ĐẬP TRỤC

§1. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC VÀ PHÂN LOẠI

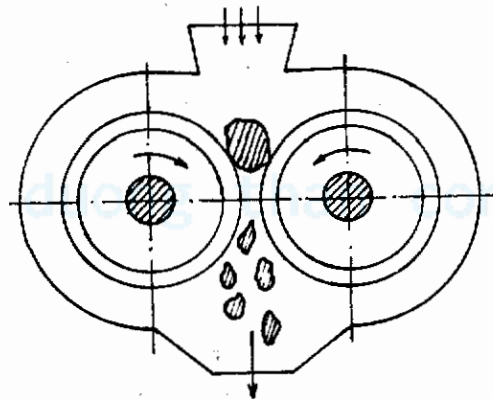
Quá trình đập vật liệu ở trong máy đập trục được thực hiện bởi hai trục đập quay ngược chiều nhau (hình 4-1).

Vật liệu đem đập được cho vào phía trên lọt vào khe hở giữa hai trục và bị ép nát ở đó, sản phẩm sau khi đập tự rơi ra khỏi máy dưới tác dụng của trọng lực.

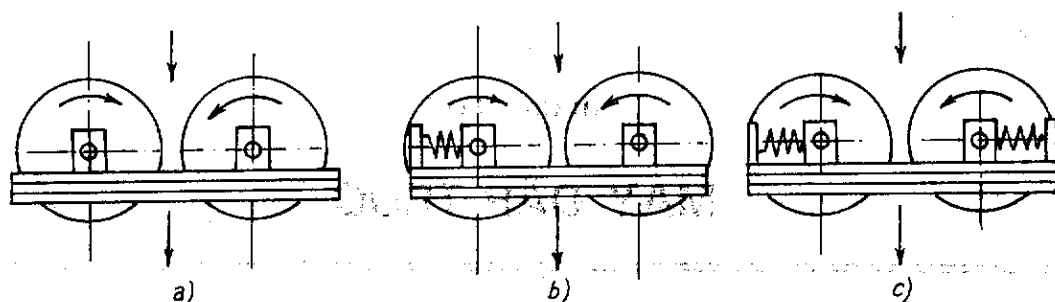
Bề mặt của trục đập có thể phẳng (nhẵn), có gân hoặc có răng.

Sự đập vật liệu đối với máy đập có trục nhẵn chủ yếu do lực ép, và một phần do chà xát; còn đối với máy đập có trục gân hoặc trục răng thì chủ yếu do lực bổ.

Trên hình 4-2 giới thiệu các kiểu cấu tạo máy đập trục.



Hình 4-1. Sơ đồ nguyên lý làm việc của máy đập trục.



Hình 4-2. Các sơ đồ cấu tạo máy đập trực.

Hình 4-2a là máy đập trực có các gối đỡ trục cố định, loại này có cấu tạo đơn giản nhưng làm việc không an toàn khi khe hở giữa hai trục có vật quá cứng lọt vào hoặc là khi máy bị quá tải.

Hình 4-2b là máy đập mà một trục có gối đỡ di động, loại này làm việc an toàn đồng thời cấu tạo của máy cũng không phức tạp lắm, bởi vậy nó được dùng rộng rãi.

Hình 4-2c là máy đập mà cả hai trục đều có gối đỡ di động, loại này làm việc an toàn khi máy quá tải nhưng có cấu tạo lại phức tạp, do đó cũng ít được dùng.

Để tăng cường lực chà xát khi đập vật liệu mềm hoặc vật liệu ẩm thì kết cấu hai trục có tốc độ quay khác nhau khoảng 20%.

Đối với máy đập trực nhấn, mức độ đập nghiền $i = 10 + 15$; với máy bề mặt trục có gân thì $i = 7 + 8$, với bề mặt có răng thì $i = 3 + 5$.

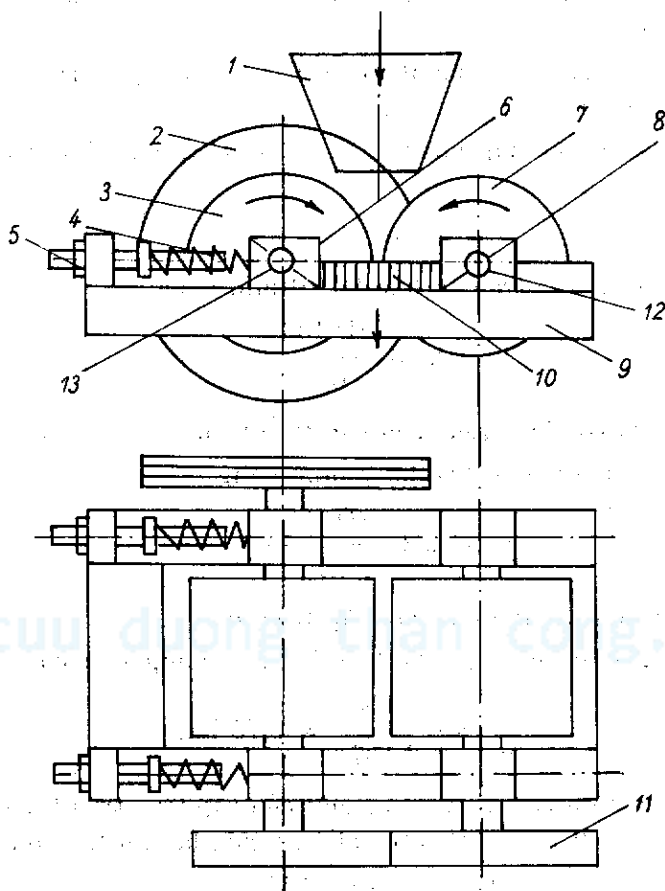
Bề mặt trục có gân hoặc có răng thì dùng để đập các vật liệu giòn và rắn như than đá, clanh ke, samôt...

Ưu điểm của máy đập trực là có cấu tạo đơn giản và gọn, trọng lượng bé, làm việc êm, giá thành không cao nhưng có nhược điểm là chỉ có khả năng đập các vật liệu có độ bền không cao, bề mặt trục đập chóng bị mài mòn.

§2. CẤU TẠO MÁY ĐẬP TRỰC

I. Máy trục đập có bề mặt nhấn (hình 4-3)

Trục đập 3 và 7 được lồng vào hai trục truyền động 12 và 13. Trục 12 lắp vào hai gối cố định 8, còn trục 13 được lắp vào hai gối di động 6. Trên một đầu của hai trục 12 và 13 được lắp hai bánh răng ăn khớp với nhau 11, còn đầu kia của trục 13 được lắp bánh đai 2 liên hệ với động cơ điện bằng các dây đai. Các miếng đệm 10 nằm giữa hai gối cố định và di động có nhiệm vụ điều chỉnh khe hở giữa hai trục, tức là điều chỉnh kích thước sản phẩm ra khỏi máy.



Hình 4-3. Máy đập trục:

1- phễu nạp liệu; 2- bánh đai; 3; 7- trục đập; 4- lò xo; 5- vít điều chỉnh;
6- gối di động; 8- gối cố định; 9- thân máy; 10- các miếng đệm; 11- cặp bánh răng;
12; 13- trục truyền động.

Lò xo 4 và vít điều chỉnh 5 có nhiệm vụ làm bộ phận an toàn khi máy bị quá tải đồng thời tăng cường lực ép của trục.

Vật liệu đem đập cho vào phễu nạp liệu 1 rải đều khắp chiều dài trục. Đối với máy truyền chuyển động cho hai trục bằng cặp bánh răng ăn khớp thường có tiếng ồn và răng bị mòn nhiều, bởi vậy người ta thường đặt cặp bánh răng vào hộp kín chứa dầu bôi trơn.

Kích thước của máy đập trục thường được biểu thị bằng hai đại lượng chính là đường kính và chiều dài trục đập. Chiều dài của trục đập thường lấy bé hơn đường kính của nó $2 \div 3$ lần.

Tốc độ vòng của trục đập đối với máy quay chậm (trục đập có răng) lấy $1 \div 2$ m/s; còn đối với máy quay nhanh (trục đập nhẵn) lấy đến $4 \div 6$ m/s.

Khi yêu cầu có mức độ đập nghiền cao thì hoặc là dùng 2 máy đập trục đặt nối tiếp nhau hoặc dùng một máy có hai cặp trục đập đặt cặp này trên cặp kia theo phương thẳng đứng (máy có 3 trục đập).

Ví dụ: xét một máy có hai cặp trục nhẵn, có khe hở giữa hai trục của cặp trên là 10 mm và của cặp dưới là 2 mm.

Năng suất của máy có trục đập nhẵn tỉ lệ với bề rộng khe tháo và với tốc độ quay của trục, tức là.

$$v = k.e.\omega$$

Vậy năng suất của cặp trục trên có khe hở 10 mm bằng:

$$v_t = k.10 \frac{\pi D.103}{60}$$

$n = 103$ vòng/phút là số vòng quay của cặp trục trên.

Năng suất của cặp trục dưới có khe hở 2 mm, bằng:

$$v_d = k.2 \frac{\pi D.187}{60}$$

$n = 187$ vòng/phút là số vòng quay của cặp trục dưới.

Theo lý thuyết năng suất của cặp trục trên lớn hơn năng suất của cặp trục dưới là:

$$\frac{v_t}{v_d} = \frac{10.103}{2.187} = 2,75 \text{ lần}$$

Để cho cặp trục dưới đảm bảo được năng suất của cặp trục trên thì số vòng quay của cặp trục dưới phải là $187 \times 2,75 = 513$ vòng/phút, nghĩa là vận tốc vòng của nó sẽ là:

$$\frac{\pi Dn}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,9 \cdot 513}{60} = 24,2 \text{ m/s}$$

Điều đó hoàn toàn không cho phép. Bởi vậy năng suất của máy đập có 2 cặp trục hoàn toàn phụ thuộc vào năng suất của cặp trục dưới và thường thì cặp trục trên làm việc ở chế độ non tải.

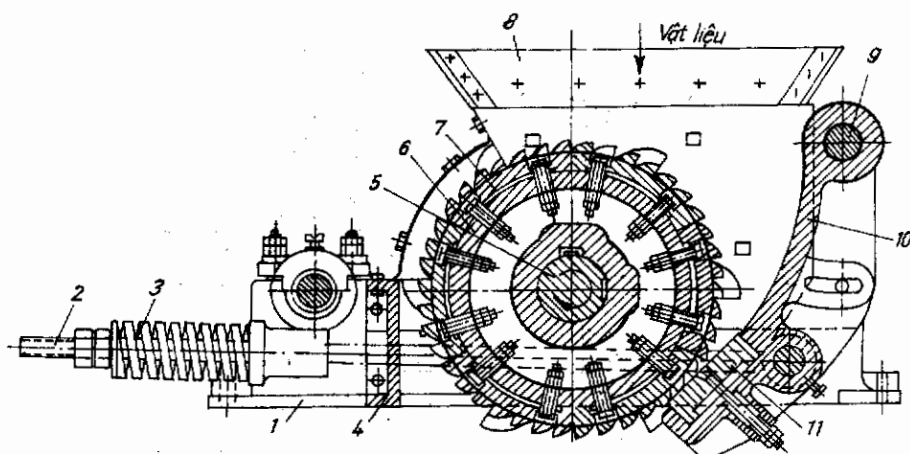
II. Máy đập, bề mặt trục đập có răng

Về nguyên lý cấu tạo hoàn toàn giống như máy đập trục nhẵn; máy này chỉ khác ở chỗ là bề mặt của trục đập có răng hoặc gân lồi.

Loại máy này được dùng để đập các vật liệu giòn và mềm. Mức độ đập nghiền $i = 10 \div 12$ và đôi khi lớn hơn.

Chiều cao của răng thường có $90 \div 110$ mm và phân bố các răng thành dãy xen kẽ nhau. Để tránh sự va đập làm gãy các răng thì người ta thường cho hai trục có số vòng quay như nhau.

Quá trình đập vật liệu xảy ra ở không gian giữa trục đập 6 và má đập cố định 11.



1- bệ máy; 2- thanh giằng; 3- lò xo; 4- thân máy; 5- trục dẫn động; 6- trục đập;
7- bề mặt trục đập; 8- phễu nạp liệu; 9- chốt treo; 10- má cố định; 11- tấm lót má
cố định.

III. Các chi tiết chính của máy đập trực

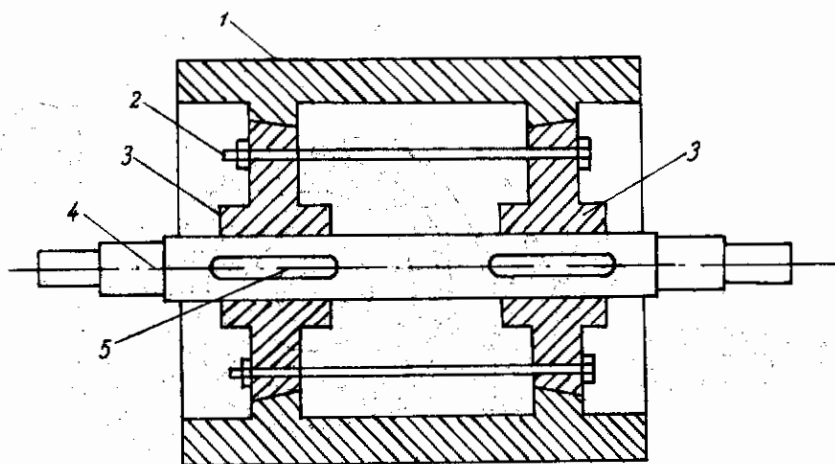
1. Khung máy

Các gối đỡ trực thường đặt trên khung máy, nên khi làm việc máy hay bị rung. Để khắc phục hiện tượng này, khi đặt máy vào vị trí sản xuất người ta thường kê lót dưới khung máy các dầm gỗ, các dầm gỗ này đóng vai trò như tấm đệm đàn hồi có tác dụng giảm chấn.

2. Trục đập nhẵn (hình 4-5)

Trục đập gồm có hai moayơ 3 làm bằng gang, mặt ngoài moayơ có dạng nón cụt. Các moayơ này được lồng vào trục 4 và được giữ chặt bằng then 5. Khi trục quay thì moayơ quay theo. Vỏ trục đập 1 được chế tạo bằng thép mangan hoặc gang luyện. Mặt trong của vỏ trục đập phần tiếp xúc với moayơ cũng được làm dạng nón cụt. Sau khi lồng vỏ trục đập lên các moayơ rồi xiết chặt các bulông 2 làm cho hai mặt nón tiếp xúc nhau và gây

nên một áp lực ép chặt các mặt tiếp xúc. Lực ma sát sinh ra ở trên bề mặt tiếp xúc đó sẽ giữ cho vỏ trục đập không bị xoay.



Hình 4 - 5. Cấu tạo của trục đập nhẵn:

1- vỏ trục đập; 2- bulông; 3- moayơ; 4- trục dẫn động; 5- then.

Sau một thời gian làm việc, mặt ngoài của trục đập thường bị mòn không đồng đều, ở đoạn giữa bị mòn nhiều hơn ở hai đầu, do đó không đảm bảo được mức độ đập nghiền i theo yêu cầu; muốn đảm bảo i người ta đem mài hai đầu trục đập để cho bề mặt của trục đập được đồng đều, làm như vậy vừa mất công sửa chữa vừa hao tổn kim loại. Do đó để khắc phục nhược điểm đó, người ta không làm vỏ trục đập liền một khối mà làm thành nhiều vòng ghép lại, như vậy ta có thể đổi chỗ các vòng ở giữa ra hai đầu và các vòng ở hai đầu vào giữa khi chúng đã bị mòn.

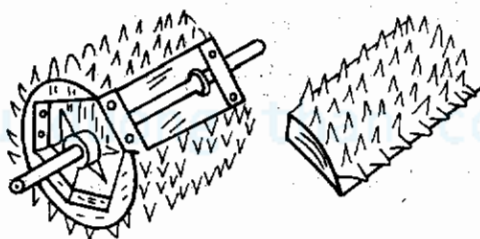
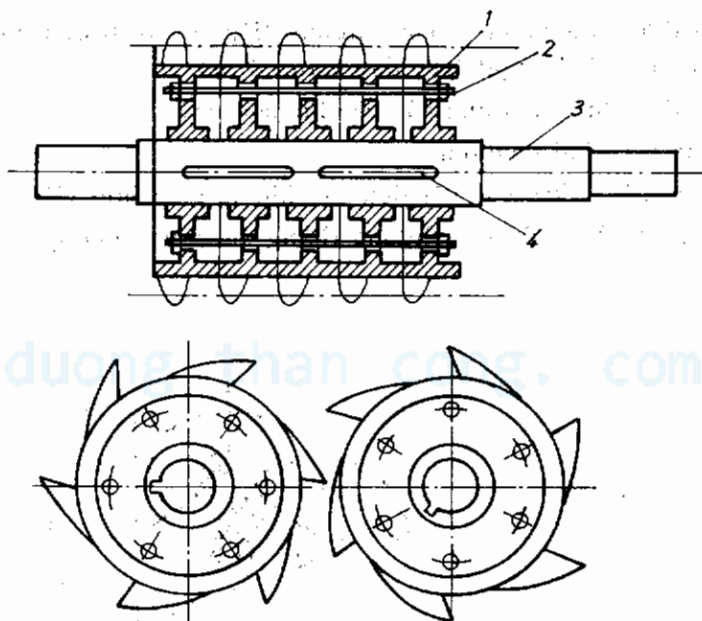
Bề dày của vỏ trục đập thường từ 10 đến 150 mm, và thời hạn sử dụng từ 4 tháng đến 2 năm; độ mòn cho phép của vỏ trục đập khoảng $13 \div 15$ mm. Nếu mòn hơn giá trị này thì phải thay vỏ trục đập mới. Qua nhiều thí nghiệm thấy rằng lượng kim loại của vỏ trục đập bị mòn là 100 gam cho một tấn sản phẩm.

Sau khi lắp xong trục đập, cần phải được cân bằng tĩnh và động cẩn thận để tránh hiện tượng rung khi máy làm việc.

3. Trục đập có răng

Trục đập có răng thường được chế tạo liền một khối hoặc chế tạo làm nhiều đĩa có răng rồi ghép các đĩa lại bằng bulông, hoặc được chế tạo thành nhiều mảnh rồi ghép vào thân trục bằng các vít đầu chìm (hình 4-6).

Các đĩa đập 1 chế tạo vành ngoài có răng, trên thành các đĩa có khoét lỗ để xuyên bulông 2 ghép các đĩa sát lại với nhau. Tất cả các đĩa được lồng vào trục 3 và được giữ chặt bằng các then 4.



Hình 4 - 6. Trục đập dạng đĩa và dạng mảnh được ghép lại bằng bulông và vít:
1- đĩa; 2- bulông; 3- trục; 4- then.

Sau một thời gian làm việc, các răng ở trên đĩa nào bị gãy thì người ta tháo lấy đĩa đó ra và thay đĩa mới vào.

Đối với trục đập được tạo thành bởi các mảnh cũng vậy, răng ở trên mảnh nào bị gãy thì người ta chỉ việc tháo mảnh đó ra và thay mảnh mới vào.

§3. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY ĐẬP TRỤC

Để quá trình thiết lập công thức tính được đơn giản, giả thiết rằng cục vật liệu cho vào máy có dạng hình cầu đường kính là d_{l1} , bỏ qua trọng lượng bản thân của vật liệu vì nó rất bé so với lực đập.

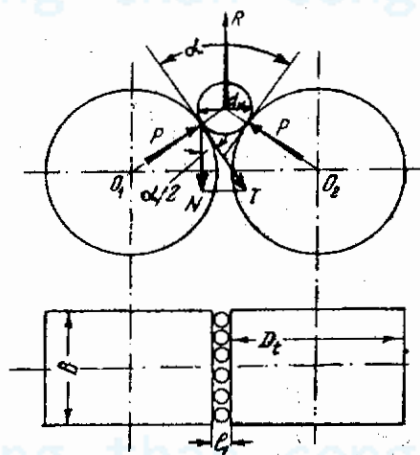
I. Góc ôm

Góc ôm được tạo thành bởi hai đường tiếp tuyến đi qua hai điểm tiếp xúc của cục vật liệu đem đập với bề mặt trục đập (hình 4-7).

Cục vật liệu chịu tác dụng của các lực sau đây:

- Áp lực P từ hai trục đập.
- Lực ma sát T kéo cục vật liệu vào không gian làm việc của máy đập.

Phân các lực P và T theo phương thẳng đứng và phương nằm ngang.



Hình 4-7. Sơ đồ để xác định góc ôm của máy đập trục.

Ta thấy rằng cục vật liệu được kéo vào không gian giữa hai trục đập khi thỏa mãn điều kiện là thành phần thẳng đứng của lực ma sát T phải lớn hơn hoặc bằng thành phần thẳng đứng của lực đập P , nghĩa là:

$$2T \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2P \sin \frac{\alpha}{2} \quad (4-1)$$

mà $T = f.P$ (f là hệ số ma sát của vật liệu với bề mặt trục) do đó:

$$P \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \leq f P \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4-2)$$

hay là:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f = \operatorname{tg} \varphi$$

rút ra góc ôm

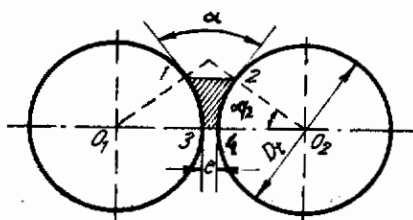
$$\alpha \leq 2 \varphi \quad (4-3)$$

φ là góc ma sát.

Đối với đa số vật liệu thường có hệ số ma sát $f = 0,3$, còn góc ma sát tương ứng là $\varphi = 16^\circ,5$. Vì vậy góc ôm của máy đập trục có giá trị $\alpha \leq 33^\circ$.

II. Kích thước của trục đập

1. Đối với máy đập trục nhẵn (hình 4-8)

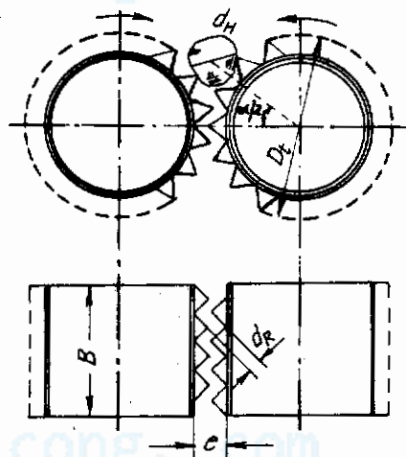


Hình 4-8. Sơ đồ để xác định kích thước của trục đập nhẵn.

Từ hình 4 - 8 ta có:

$$\frac{D_1}{2} + \frac{e}{2} = \left(\frac{D_1}{2} + \frac{d_H}{2} \right) \cos \frac{\alpha}{2}$$

Rút ra đường kính của trục đập, bằng:



Hình 4 - 9. Sơ đồ để xác định kích thước của trục đập có răng.

$$D_t = \frac{d_H \cos \frac{\alpha}{2} - e}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4-4)$$

Nếu lấy $\alpha = 30^\circ$ và $e = 0,25d_H$, $\cos 15^\circ = 0,967$, thì:

$$D_t = \frac{0,967d_H - 0,25d_H}{1 - 0,967} \approx 21d_H \quad (4-5)$$

Như vậy thấy rằng đối với các vật liệu đem đập có hệ số ma sát $f = 0,3$ với mức độ đập nghiền $i = 4$ thì đường kính trục đập lớn gấp 20 lần đường kính lớn nhất của cục vật liệu đi vào máy.

Khoảng cách giữa hai bề mặt trục đập e chính là độ lớn của cục sản phẩm sau khi đập nghiền d_k .

2. Đối với máy đập trục có răng (hình 4-9)

Từ hình 4 - 9, ta có:

$$D_t = (D_t + d_H) \cos \frac{\alpha}{2}$$

Rút ra đường kính trục đập:

$$D_t = \frac{d_H \cos \frac{\alpha}{2}}{1 - \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4-6)$$

Với trục đập có răng, người ta thường chọn $D_t = (1,5 \div 5)d_H$. Với trục đập có gân, người ta thường chọn $D_t = (10 \div 12)d_H$.

III. Năng suất của máy đập trục

Gọi chiều dài của trục đập là L và e là khe hở giữa hai trục đập ở miệng tháo liệu thì tiết diện ngang của dòng vật liệu đi ra khỏi máy sẽ bằng $e.L$. Nếu tốc độ đi ra khỏi máy của dòng vật liệu là v thì thể tích của dòng sản phẩm đi ra khỏi máy trong một đơn vị thời gian theo lý thuyết sẽ bằng:

$$V_o = e.L.v \quad [m^3/s] \quad (4-7)$$

Thực tế không phải toàn bộ bề mặt của trục đập tham gia đập vật liệu và vật liệu đi ra không phải là một dòng liên tục mà gồm các cục rời nhau, do đó cần đưa vào công thức (4 - 7) hệ số μ kể tới sự sử dụng bề mặt trục đập và kể tới độ tơi của vật liệu.

Năng suất của máy trong 1 giờ sẽ là:

$$V = 3600\mu.e.L.v \quad [m^3/h] \quad (4-8)$$

Trong thực tế rất khó xác định được tốc độ đi ra của dòng vật liệu, bởi vì nó phụ thuộc vào nhiều yếu tố, do đó một cách gần đúng có thể xem tốc độ đi ra của dòng vật liệu bằng tốc độ vòng của trục đập, nghĩa là:

$$v = \frac{\pi D_1 n}{60} \quad [\text{m/s}]$$

Thay giá trị của v vào công thức (4 - 8), có:

$$V = \frac{3600 \cdot \pi D_1 \cdot n \cdot \mu \cdot e \cdot L}{60} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4-9)$$

hoặc rút gọn lại, có:

$$V = 188,4 \mu D_1 \cdot n \cdot e \cdot L \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4-10)$$

năng suất của máy tính theo khối lượng là:

$$G = 188,4 \mu D_1 \cdot n \cdot e \cdot L \cdot \rho \quad [\text{tấn/h}] \quad (4-11)$$

trong đó D_1 và L - đường kính và chiều dài của trục đập, m;

d_k = e - khe hở chỗ sản phẩm đi ra, m;

n - số vòng quay của trục đập, vòng/phút;

d_k - kích thước sản phẩm đi ra, m;

ρ - khối lượng riêng xốp của vật liệu, tấn/m³;

μ - hệ số đã nói ở trên; đối với vật liệu rắn lấy $\mu = 0,2 \div 0,3$;

đối với vật liệu mềm và ẩm (đất sét, than) thì lấy $\mu = 0,5 \div 0,6$.

Nếu đã biết năng suất của máy và các thông số khác thì từ công thức (4-11) ta có thể xác định được chiều dài của trục L .

Chú ý: Nếu hai trục có số vòng quay khác nhau là n_1 và n_2 thì lấy $n = \frac{n_1 + n_2}{2}$

IV- Số vòng quay của trục đập

Từ công thức (4-11) thấy rằng năng suất của máy tỉ lệ thuận với số vòng quay của trục. Số vòng quay càng lớn thì năng suất càng lớn; nhưng số vòng quay của trục chỉ được tăng đến một giới hạn nhất định; khi số vòng quay vượt quá giới hạn cho phép thì lực ma sát không đủ để kéo vật liệu lọt vào không gian giữa hai trục đập, vì vậy năng suất của máy sẽ giảm và năng lượng lại tiêu hao nhiều hơn. Hơn nữa nếu trục quay quá nhanh thì lực mài mòn trục sinh ra càng lớn.

Giá trị của số vòng quay cho phép của trục đập phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Ta thấy rằng khi cục vật liệu bắt đầu tiếp xúc với trục đập thì tốc độ của cục vật liệu rất bé và có thể xem như bằng không; sau đó tốc độ này tăng dần lên và đến một thời điểm nào đó nó đạt bằng vận tốc vòng của trục và vật liệu đi ra khỏi máy với vận tốc đó.

Tốc độ chuyển động của vật liệu có thể xem như tích của gia tốc a và thời gian τ

$$v = a \cdot \tau \quad (a)$$

Nhưng chính lực ma sát đã cung cho vật liệu gia tốc a , tức là gia tốc a do chính lực ma sát gây nên và được xác định như sau:

$$a = \frac{T}{m} \quad (b)$$

trong đó $T = fP$ (f là hệ số ma sát; P là lực đập);

$m = v \cdot \rho$ – khối lượng của vật liệu;

v = thể tích của vật liệu, m^3 ;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu, kg/m^3 .

Thời gian τ để cho vật liệu đạt đến vận tốc bằng vận tốc vòng của trục đập sẽ là:

$$\tau = \frac{60}{n} \cdot \frac{\beta}{360} = \frac{60}{n} \cdot \frac{\alpha}{2.360} \quad (c)$$

trong đó β – góc xoay của trục tương ứng với thời gian τ ,

β biến thiên từ 0 đến $\frac{\alpha}{2}$. Năng suất đạt được lớn nhất khi góc $\beta = \frac{\alpha}{2}$.

Lực P có thể được xác định theo quan hệ sau:

$$\frac{P \cdot \Delta l}{2} = \frac{\sigma^2 V}{2E}$$

trong đó Δl – đoạn đường chịu tác dụng của lực P . Có thể xem Δl là hiệu số kích thước của vật liệu khi vào máy và khi ra khỏi máy, nghĩa là:

$$\Delta l = d_H - d_k \quad (d)$$

Như vậy, lực P sẽ là

$$P = \frac{\sigma^2 V}{(d_H - d_k) E} \quad (4-12)$$

Vậy, ta có thể viết:

$$\frac{\pi D_t \cdot n}{60} = a \cdot \tau \quad (e)$$

Thay giá trị của a và τ vào, ta có:

$$\frac{\pi D_t \cdot n}{60} = \frac{\sigma^2 \cdot V}{E(d_H - d_k)} \cdot \frac{f}{V \cdot \rho} \cdot \frac{60 \alpha}{n \cdot 2.360}$$

Từ đây rút ra số vòng quay của trục đập:

$$n^2 = \frac{5 f \cdot \sigma^2 \alpha}{\pi D_t \rho E (d_H - d_k)}$$

hay là

$$n_{\max} = 1,26 \sqrt{\frac{f \sigma^2 \alpha}{D_t E \rho (d_H - d_K)}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (4-13)$$

trong đó σ – giới hạn bền của vật liệu, N/m²;

E – môđun đàn hồi của vật liệu, N/m²;

D_t – đường kính của trục đập, m;

d_H và d_k – kích thước vật liệu vào và ra khỏi máy, m;

ρ – khối lượng riêng xốp của vật liệu, kg/m³;

f – hệ số ma sát;

α – góc ôm của máy, độ.

Đây là số vòng quay lớn nhất của trục đập, thực tế người ta lấy số vòng quay làm việc khoảng 60% ÷ 70% số vòng quay tính theo công thức (4 – 13).

Ngoài ra, giáo sư Lèvenxơn nêu ra công thức xác định số vòng quay lớn nhất của trục đập như sau:

$$n_{\max} = 308 \sqrt{\frac{f}{\rho \cdot r \cdot R_t}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (4-14)$$

trong đó f – hệ số ma sát;

ρ – khối lượng riêng xốp của vật liệu, kg/cm³;

r – bán kính cục vật liệu khi vào máy, cm;

R_t – bán kính của trục đập, cm.

Thông thường khi đập vật liệu cứng, lấy vận tốc vòng của trục bằng 1 ÷ 2 m/s, còn đối với vật liệu mềm, lấy bằng 6 ÷ 7 m/s.

V. Công suất tiêu hao

Công suất tiêu hao phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: năng suất, tính chất vật liệu đem đập, cấu tạo của máy v.v... để tính công suất tiêu hao ta có thể dùng công thức (1–21) đã nêu ở chương I; nhưng hiệu suất chung của máy đập trục cố răng và có gân được chọn theo đồ thị ở hình 4-10.

Đối với máy đập trục nhẵn thì hiệu suất chung của máy dao động trong khoảng 0,32 ÷ 0,38.

Còn công suất của động cơ điện có thể tính như sau:

$$N_{dc} = \frac{k \cdot N}{\eta} \quad [\text{kW}] \quad (4-15)$$

trong đó N – tính theo công thức (1–21), kW;

k – hệ số dự trữ, chọn $k = 1,1 \div 1,3$;

η – hiệu suất của bộ truyền động.

Ngoài ra khi đập các vật liệu không cứng lắm, có thể dùng công thức thực nghiệm sau đây:

$$N_{dc} = 2,5 k_t D_t L n \quad [\text{kW}] \quad (4-16)$$

trong đó $k_t = (0,06i + 0,15)$ là hệ số kể đến mức độ đập i;

D_1 và L – đường kính và chiều dài trục đập, m;

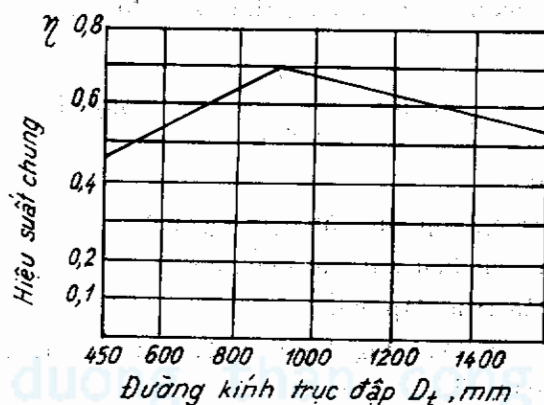
n – số vòng quay của trục đập/phút.

Để đập than đá và các vật liệu có độ cứng gần giống than đá, có thể dùng công thức sau:

$$N_{dc} = 0,43 G.i \quad [kW] \quad (4-17)$$

trong đó G – năng suất của máy, tính bằng kg/s;

i – độ đập nghiền.



Hình 4 - 10: Đồ thị để xác định hiệu suất chung η của máy đập trục có răng và có gân.

VI. Tính lực đập

Khi máy làm việc, sinh ra lực đập vật liệu được xác định như sau (hình 4 – 11):

$$P = K_2 D_1 L \sigma \quad [N] \quad (4-18)$$

trong đó, D_1 và L – đường kính và chiều dài của trục đập, m;

σ – giới hạn bền của vật liệu đem đập, N/m^2 ;

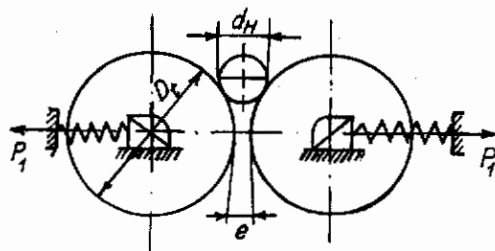
K_2 – hệ số, tính đến sự tiếp xúc của bề mặt trục đập với vật liệu, nó phụ thuộc vào đường kính trục đập như sau:

D_1 , mm ...	500	900	1200
K_2	0,032	0,065	0,096

VII. Tính lò xo an toàn (xem hình 4-11)

Khi có cục vật liệu có kích thước quá lớn hoặc có cục kim loại quá cứng rơi vào máy thì làm cho lực ép lên trục đập tăng lên làm cho các lò xo bị nén lại nên cục vật liệu rắn

đó dễ dàng đi ra khỏi máy. Để tính các lò xo, người ta lấy lực nén lúc quá tải lớn gấp rưỡi lực đập tức là $P' = 1,5 P$.



Hình 4 - 11. Để xác định lực đập của máy đập trực

Nếu như máy có m lò xo thì lực nén lên một lò xo sẽ là:

$$P_1 = \frac{P'}{m} = \frac{1,5P}{m} \quad [N] \quad (4-19)$$

Sau khi biết được lực nén lên một lò xo P_1 , ta có thể tính đường kính sợi thép làm lò xo như sau:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16P_1R}{\pi [\tau]}} \quad [cm] \quad (4-20)$$

trong đó R – bán kính vòng xoắn lò xo, cm;

$[\tau]$ – ứng suất cắt cho phép của vật liệu lò xo, N/cm^2 ;

VIII– Tính trực lắp trực đập

Khi máy làm việc, trực này chịu xoắn và chịu uốn dưới tác dụng của các lực trong mặt phẳng đứng và mặt phẳng ngang. Sơ đồ tính toán của máy đập trực xem ở hình 4-12, và hình 4-13.

Trong hai trực 1 và 2 thì trực 2 chịu tải trọng nhiều hơn. Do đó ta lấy trực 2 làm đại diện để tính các trực của máy đập.

Trực 2 chịu tác dụng của các lực sau đây:

G_6 và G_4 – trọng lượng của bánh răng 6 và bánh răng 4, N;

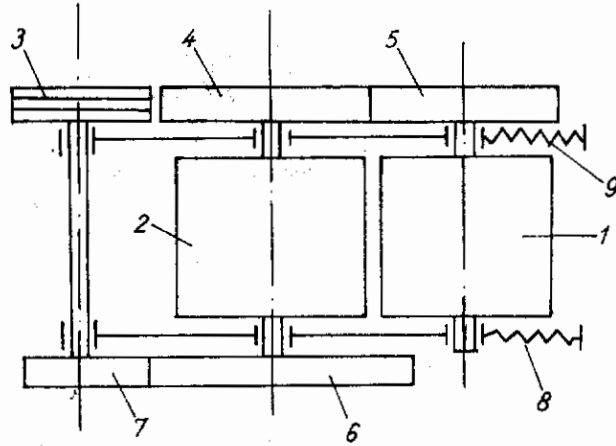
G – trọng lượng của trực đập, N;

Q_6 và Q_4 – lực vòng tác dụng lên bánh răng 6 và bánh răng 4, N;

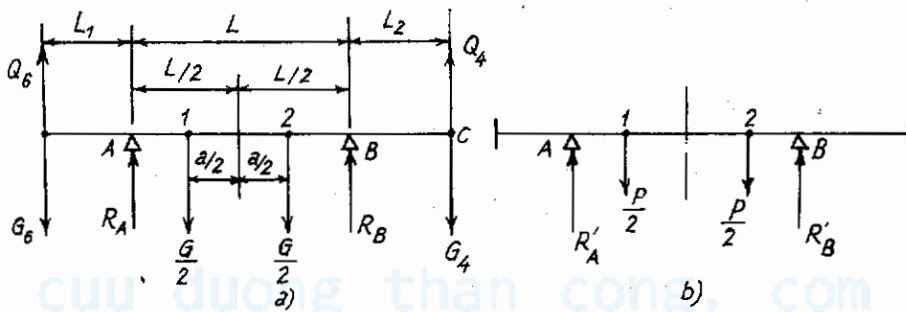
R_A và R_B – phản lực tại gối đỡ A và B theo phương đứng, N;

R'_A và R'_B – phản lực tại gối đỡ A và B theo phương ngang, N;

P – lực đập trên mặt trực, N



Hình 4 - 12. Sơ đồ của máy dập trực.



Hình 4 - 13. Sơ đồ lực tác dụng lên trục lắp trực dập.

Tìm giá trị của các lực vòng Q_6 và Q_4 như sau:

$$Q_6 = \frac{1000 \text{ N}}{v_6} \quad [\text{N}] \quad (4-21)$$

$$Q_4 = \frac{1000 \text{ N}}{2v_4} \quad [\text{N}] \quad (4-22)$$

trong đó N – công suất cần thiết để đập vật liệu, kW;

v_6 và v_4 – tốc độ vòng của bánh răng 6 và bánh răng 4, m/s.

Trong mặt phẳng đứng:

Xác định phản lực R_A và R_B tại các gối đỡ như sau:

$$R_A + R_B - (G + G_6 + G_4 - Q_6 - Q_4) = 0 \quad (a)$$

Phương trình mômen đối với điểm C, có:

$$(G_6 - Q_6)(l_1 + l + l_2) - R_A(l + l_2) + G\left(\frac{l}{2} + l_2\right) - R_B l_2 = 0 \quad (b)$$

Như vậy từ hai phương trình (a) và (b) ta tìm được phản lực R_A và R_B .

Ta tiếp tục tìm mômen uốn tại các điểm A, 1, 2, B.

$$M_A = -(G_6 - Q_6)l_1$$

$$M_1 = -(G_6 - Q_6)\left(l_1 + \frac{l}{2} - \frac{a}{2}\right) + R_A\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{2}\right)$$

$$M_2 = -(G_4 - Q_4)\left(l_2 + \frac{l}{2} - \frac{a}{2}\right) + R_B\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{2}\right)$$

$$M_B = -(G_4 - Q_4)l_2$$

Trong mặt phẳng ngang:

$$\text{Xác định các phản lực } R'_A = R'_B = \frac{P}{2}$$

và mômen uốn tại các vị trí 1 và 2 là:

$$M'_1 = M'_2 = R'_A\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{2}\right) = \frac{P}{4}(l - a)$$

Mômen uốn tổng tại vị trí 1 và 2 sẽ là:

$$\begin{aligned} M_{1\max} &= \sqrt{M_1^2 + M_1'^2} \quad [\text{N.m}] \\ M_{2\max} &= \sqrt{M_2^2 + M_2'^2} \quad [\text{N.m}] \end{aligned} \quad (4-23)$$

Ta sẽ lấy giá trị lớn hơn trong hai giá trị này làm đại diện cho mômen uốn lớn nhất.

Ngoài ra, trục còn chịu tác dụng của mômen xoắn, xác định như sau:

$$M_x = 973 \frac{N}{n} \quad [\text{N.m}] \quad (4-24)$$

Trong đó N tính bằng kW; n tính bằng vòng/phút.

Mômen tính trục sẽ là:

$$M_t = \sqrt{M_{\max}^2 + M_x^2} \quad (4-25)$$

Từ đây, xác định được đường kính trục để lắp trục đập như sau:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,1[\sigma]}} \quad [m] \quad (4-26)$$

trong đó $[\sigma]$ là ứng suất cho phép của vật liệu làm trục, N/m^2 ;

§4. LẮP RÁP, VẬN HÀNH VÀ SỬA CHỮA MÁY ĐẬP TRỤC

Các máy có đường kính trục đập bé hơn 800 mm thường được lắp sẵn ở nhà máy chế tạo nên ta dùng cầu dặt toàn bộ máy lên bệ bê tông; dùng nivô để kiểm tra độ ngang bằng của máy với độ chính xác cho phép là 0,2mm trên 1 m chiều dài; tiếp đến lắp động cơ điện và dây đai truyền động v.v...

Đối với các máy đập lớn thì lắp riêng rẽ từng chi tiết một. Trước hết dặt đế máy (kèm cả các bulông bệ) lên bệ bê tông, kiểm tra vị trí của máy theo các đường trục; dùng nivô đặt lên các gối đỡ để kiểm tra độ ngang bằng của máy; sau đó xiết chặt các bulông bệ, dặt trục (để lắp trục đập) lên các gối đỡ, dùng sơn để kiểm tra độ khít của cổ trục với cút xine theo chu vi và theo chiều dài gối; khe hở cho phép giữa cổ trục và cút xine trên của gối đỡ cho phép 0,0020 – 0,0025 đường kính cổ trục.

Tiếp đến kiểm tra khe hở giữa hai bề mặt trục đập bằng cách dặt các miếng điều chỉnh vào giữa và bắt đầu ép lò xo. Sau đó kiểm tra độ song song của trục đập di động và trục đập cố định. Lắp động cơ điện và dây đai vào.

Trước khi cho máy chạy cần kiểm tra cẩn thận tác dụng của các lò xo bảo vệ, độ nén và độ đàn của các lò xo bằng cách xiết hoặc nới các êcu. Trong khi vận êcu cần để ý xem các gối trục có dịch chuyển đều đặn trên khung máy hay không, kiểm tra dầu mỡ ở các vị trí cần được bôi trơn.

Cho máy chạy không tải một thời gian để xem xét hiệu chỉnh những sai sót có thể xảy ra.

Sau khi máy làm việc khoảng 500 ÷ 1000 giờ cần tiến hành sửa chữa nhỏ như bổ sung dầu mỡ vào các gối trục, xiết lại các bulông, kiểm tra độ đàn hồi của các lò xo an toàn.

Sửa chữa vừa sau khi máy làm việc được từ 8000 đến 10000 giờ gồm có các việc thay thế các chi tiết đã mòn, gãy, đập hoặc mài bề mặt trục đập để đảm bảo kích thước ban đầu; thời gian dừng máy để sửa chữa 3–4 ngày.

Máy làm việc được từ 25000 đến 40000 giờ thì tiến hành sửa chữa lớn như thay trục, bánh đai, gọt lại hoặc thay lớp lót ở cút xine gối đỡ v.v... thời gian dừng máy 8 ÷ 10 ngày.

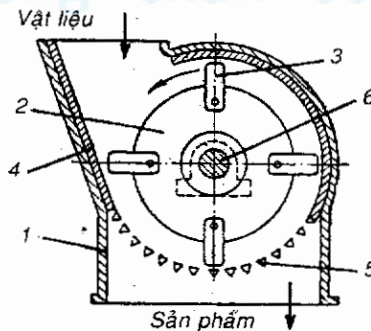
CHƯƠNG NĂM

MÁY ĐẬP BÚA

§1. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC, PHÂN LOẠI, PHẠM VI ỨNG DỤNG

Sự đập vật liệu trong máy đập búa là do các búa đập vào cục vật liệu được thực hiện ở trong không gian tạo thành bởi vỏ của máy mà mặt trong của nó được lót các tấm đập.

Hình 5-1, giới thiệu sơ đồ máy đập búa.



Hình 5-1. Sơ đồ máy đập búa:

1- thân máy; 2- cánh búa; 3- búa đập; 4- trục đập; 5- mạng thanh ghi; 6- trục quay.

Các búa 3 được treo vào cánh búa 2 bằng các chốt. Trục quay 6, cánh búa và búa hợp thành một khối gọi là rôto của máy đập búa. Khi trục quay, dưới tác dụng của lực ly tâm, các búa đều ở dạng hướng tâm.

Vật liệu đi vào máy qua phễu tiếp liệu ở phía trên rơi vào không gian bị các búa quay đập vào và văng đến thành máy có lót các tấm đập. Khi va đập như thế, động năng của búa truyền đến cục vật liệu và tạo thành công phá vỡ vật liệu. Sau khi búa đập các cục vật liệu có kích thước bé hơn hoặc bằng khe hở giữa các thanh ghi được lọt xuống đi ra gọi là sản phẩm, còn những cục có kích thước lớn hơn khe hở các thanh ghi thì lại tiếp

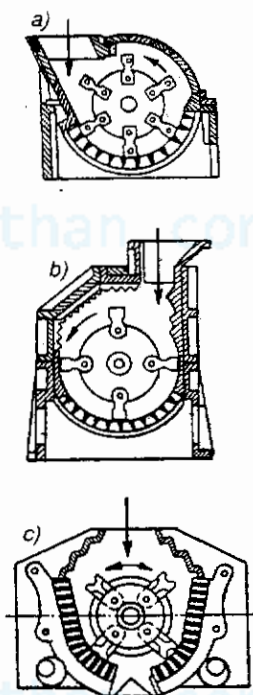
tục được búa đập tiếp. Như vậy khe hở giữa các thanh ghi quyết định kích thước của sản phẩm ra khỏi máy.

Máy đập búa có thể dùng để đập thô, đập vừa và đập nhỏ các vật liệu cứng, giòn, mềm.

Với các máy đập có số lượng búa không nhiều (trọng lượng mỗi búa khoảng $200 \div 700$ N) và quay với tốc độ chậm ($15 \div 25$ m/s) khi đập vật liệu thì lượng bột sinh ra ít và kích thước sản phẩm đến 20 mm và lớn hơn.

Đối với các máy đập có số lượng búa nhiều (trọng lượng mỗi búa $30 \div 50$ N) và quay với tốc độ lớn ($25 \div 60$ m/s) thì cục vật liệu bị phá vỡ không những chỉ do va đập mà còn do chà xát nữa, vì vậy mà sản phẩm có nhiều bột, loại máy này dùng để đập nhỏ, kích thước sản phẩm $1 \div 5$ mm hoặc có thể nhỏ hơn.

Tùy thuộc vào cách thức nạp liệu, người ta chia ra các loại sau: (hình 5-2).



Hình 5-2. Các kiểu máy đập búa.

Loại a – nạp vật liệu vào máy theo phương tiếp tuyến với đường tròn do các búa quay tạo nên và trùng với chiều quay của rôto. Ở đây vật liệu được đập sơ bộ trên tấm đập và tiếp tục được chà xát ở trên mặt các thanh ghi.

Loại b – nạp vật liệu vào theo phương tiếp tuyến với đường tròn do các búa quay tạo nên nhưng ngược với chiều quay của rôto. Cục vật liệu được búa đập vỡ ở phần trên của vỏ máy có lắp các tấm đập, đồng thời cũng được chà xát trên mặt ghi.

Loại c- nạp vật liệu vào theo phương thẳng đứng vuông góc với đường tròn do búa vạch ra. Cục vật liệu bị búa đập vỡ văng đến tấm đập ở thành trên của vỏ máy lại tiếp tục vỡ rồi được đầu búa chà xát trên mặt ghi.

Theo số lượng rôto người ta chia ra máy đập búa một rôto và máy đập búa hai rôto.

Theo cách lắp búa vào cánh búa, chia ra máy đập búa có búa lắp lỏng và có búa lắp cứng.

Ngoài ra còn chia ra máy đập búa có ghi và không có ghi tháo liệu.

Ưu điểm của máy đập búa là có cấu tạo đơn giản, gọn, trọng lượng máy không lớn, dễ thay các chi tiết bị hỏng. So với máy đập má và máy đập nón thì giá thành của máy tính cho 1 đơn vị sản phẩm rẻ hơn từ 1,5 đến 5,5 lần; trọng lượng của máy nhẹ hơn 4 đến 5 lần, công suất điện tiêu hao cũng ít hơn $1,5 \div 2$ lần.

Nhược điểm của nó là các búa và các thanh ghi chóng bị mài mòn; nếu có cục vật liệu quá to hoặc quá cứng rơi vào máy thì dễ sinh ra hỏng máy bởi vì nó không có bộ phận an toàn, không đập được các vật liệu mềm dẻo, dính và có độ ẩm lớn hơn 15%. Khi làm việc gây tiếng ồn, chấn động xung quanh và có nhiều bụi.

§2- CẤU TẠO MÁY ĐẬP BÚA

I- Máy đập búa một rôto (hình 5-3)

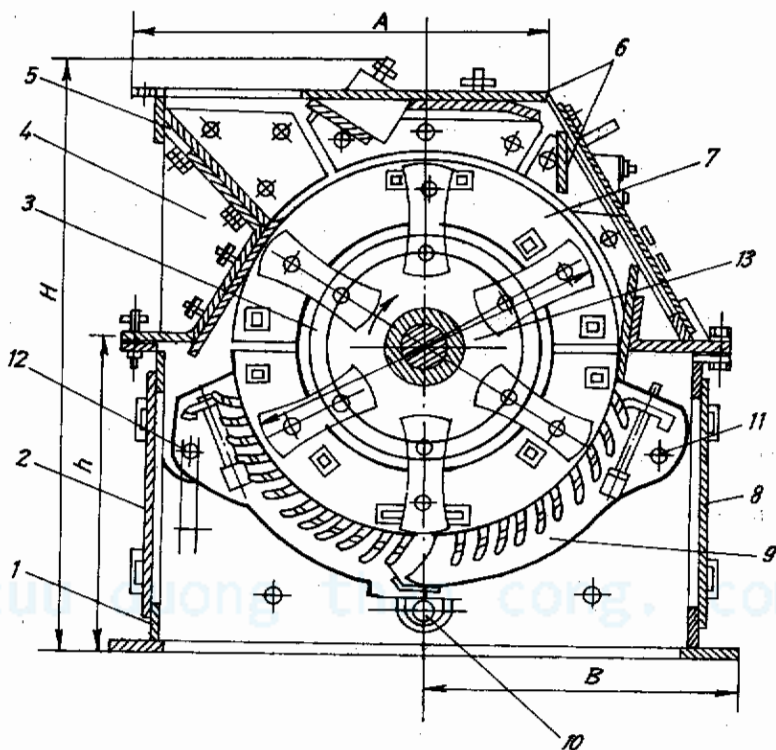
Vỏ máy làm bằng thép tấm hàn có dạng hình hộp. Vỏ máy được chế tạo làm hai phần: phần trên và phần dưới được ghép lại với nhau bằng bulông. Vỏ máy thường được làm bằng thép CT5. Phía trên của vỏ máy được bố trí cửa tiếp liệu; đáy máy được để trống cho sản phẩm rơi ra.

Chỗ cửa tiếp liệu, ở hai thành bên và ở thành trước của vỏ máy được lót các tấm đập có hình dáng thích hợp 5, 6 và 7 chế tạo bằng thép mangan dày $30 \div 40$ mm trên bề mặt có làm gân. Thân dưới của máy có cửa 2 và cửa 8 để quan sát khi máy làm việc và để sửa chữa và xử lý khi búa bị hỏng. Rôto của máy gồm có trục quay 13, trên đó được lắp các đĩa 3 và các vòng cách giữa các đĩa. Đĩa và vòng cách đều làm bằng thép CT5. Trên đĩa có khoan hai dây lỗ có khoảng cách khác nhau tới tâm trục quay để khi các búa đã bị mòn thì sẽ lắp búa ra dây lỗ ngoài. Các búa đập 4 có khoét hai lỗ ở hai đầu để khi búa đã bị mòn thì sẽ lắp đối đầu búa lại và sau khi đối được bốn lần mới thay búa mới. Búa đập được chế tạo từ thép mangan chịu mài mòn cao.

Các đĩa và các vòng cách được giữ chặt trên trục quay bằng then và bằng các đai ốc hãm ở hai đầu trục giữ chặt hai đĩa nằm ngoài cùng.

Các búa đập 4 lắp vào các đĩa nhờ các chốt xuyên qua búa và đĩa theo chiều dài của rôto. Mỗi vòng trên có khoét bao nhiêu lỗ thì có bấy nhiêu chốt.

Phía dưới các búa có đặt mạng ghi 9. Mạng ghi chiếm một góc từ 135° đến 180° vòng tròn do các búa vạch ra. Mạng ghi cũng được làm từ thép mangan và các thanh ghi có tiết diện hình thang hoặc tam giác. Mạng ghi gồm có hai nửa bên phải và bên trái rời nhau. Mỗi nửa gồm có dạng cung tròn để gác hai đầu ghi lên đó. Phía trên của tấm có khoét lỗ để xuyên trục treo 11 và 12. Hai tấm để gác đầu ghi thường được làm bằng gang; đầu dưới của tấm đặt ghi tì lên bộ phận điều chỉnh 10 có dạng cam quay. Khi xoay



Hình 5-3. Máy đập búa một rôto:

1- thân máy; 2 và 8- cửa sửa chữa; 3- đĩa lắp búa; 4- búa đập; 5- tấm lót cửa nạp liệu; 6- các tấm đập; 7- tấm lót thành máy; 9- mạng ghi; 10- cơ cấu điều chỉnh ghi; 11 và 12 - trục treo ghi; 13- trục rôto.

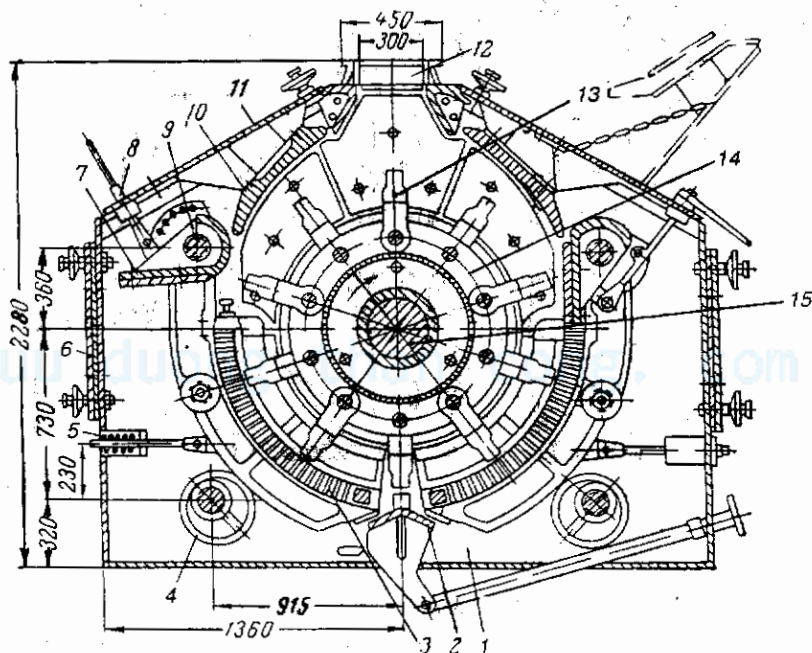
bộ phận điều chỉnh thì các tấm đỡ ghi được nâng lên hoặc hạ xuống làm cho khe hở giữa mặt ghi và đầu búa thay đổi tức là làm thay đổi độ mịn của sản phẩm. Khe hở giữa các thanh ghi thường lấy lớn hơn kích thước trung bình của sản phẩm đến $1,5 + 2$ lần.

Loại máy một rôto được dùng để đập vừa và đập nhỏ các vật liệu khô, có độ cứng trung bình như apatit, samôt, đất sét khô v.v..

Trên hình 5-4 giới thiệu máy đập búa một rôto quay được hai chiều, tiếp liệu thẳng đứng. Hai thành bên của vỏ máy có cấu tạo hoàn toàn giống nhau và gồm có tấm đập 10 cố định và tấm đập 7 xoay được, ghi tháo liệu 3. Phía dưới ghi có cửa 2 để sản phẩm thoát ra nhanh khỏi máy. Điều chỉnh vị trí của các thanh ghi nhờ có cơ cấu nâng ghi 4 và lò xo 5. Tấm đập 7 xoay xung quanh trục 9 nhờ có cơ cấu nâng 8. Khi máy quay theo

chiều hướng về phía tấm đập nào thì tấm đập đó được xoay về vị trí làm việc, còn tấm kia ở vị trí nghỉ.

Rôto của máy gồm có trục quay 15, các đĩa treo búa 14 (hay còn gọi là cánh búa) và các búa đập 13. Búa đập có khối lượng tập trung ở đầu búa và chỉ có một lỗ để treo vào cánh búa. Sau một thời gian làm việc thì các đầu búa bị mòn và khi đã mòn quá giới hạn cho phép thì đổi chiều quay của rôto. Khi hai mặt của đầu búa đã mòn quá giới hạn cho phép thì thay búa mới.

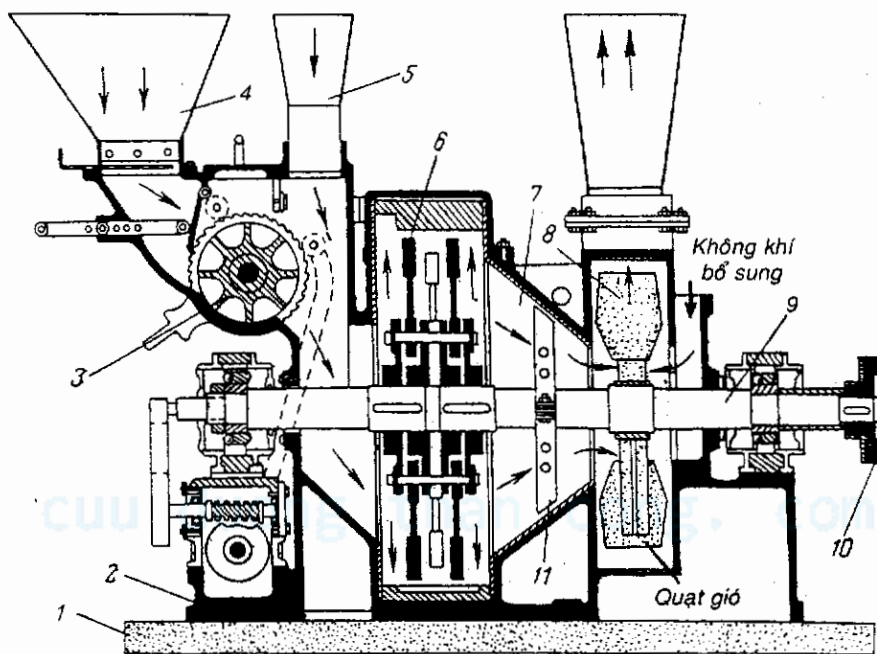


Hình 5-4. Máy đập búa 1 rôto có chiều quay thay đổi:

1- vỏ máy; 2- cửa tháo sản phẩm; 3- các thanh ghi; 4- cơ cấu nâng ghi; 5- lò xo căng; 6- cửa; 7- tấm đập xoay được; 8- cơ cấu nâng tấm đập; 9- trục xoay; 10- tấm đập cố định; 11- nắp máy; 12- cửa nạp liệu; 13- búa đập; 14- đĩa treo búa; 15- trục lắp đĩa búa.

Để quan sát và bảo dưỡng các chi tiết ở bên trong máy, người ta làm cửa 6 ở hai thành bên của vỏ máy.

Trên hình 5-5, giới thiệu máy nghiền búa có quạt gió. Vật liệu cho vào máy có thể đến 30 mm, nhưng sản phẩm thu được có thể đạt đến 0,01 mm.



Hình 5-5. Máy nghiền búa có quạt gió:

1- bộ máy; 2- vỏ máy; 3- thiết bị định lượng; 4- phễu nạp liệu;
5- cửa hút không khí; 6- rôto có búa nghiền; 7- ống đột thu; 8- quạt gió;
9- trục; 10- nối trục; 11- tấm phân ly.

Rôto 6 và quạt gió 8 được lắp cùng lên một trục. Buồng nghiền nối liền với buồng quạt gió bởi đoạn ống đột thu 7. Trong lòng đoạn ống 7 có đặt tấm phân ly 11 được lắp lên trục quay 9. Trên tấm phân ly có dùi các lỗ. Các hạt vật liệu đã nghiền chui qua được các lỗ trên tấm phân ly được quạt gió đẩy ra ngoài và được thu hồi lại thành sản phẩm đã nghiền.

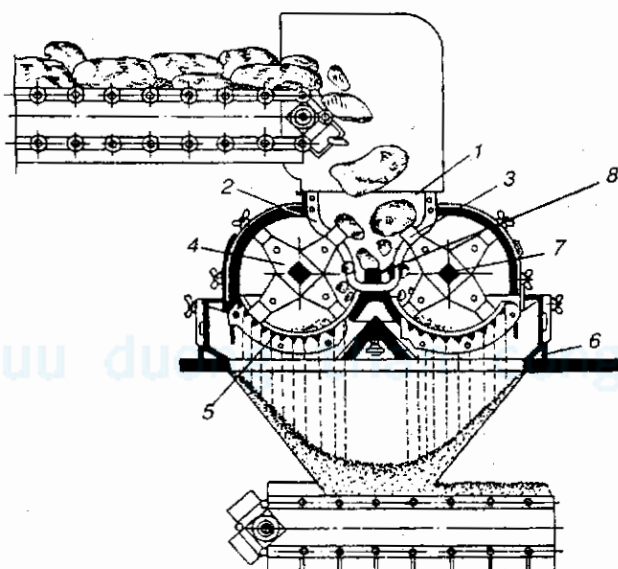
II. Máy đập búa hai rôto (hình 5 – 6)

Vật liệu đi vào máy qua cửa nạp liệu 1 rồi nằm trên mặt của các ghi nạp liệu 2; các búa quay trong khe hở giữa các ghi 2 và đập vào vật liệu nằm trên mặt ghi. Phía dưới ghi nạp liệu có đe 8 để giữ vật liệu lại cho búa đập. Cục vật liệu bị vỡ ra có kích thước

bé hơn khe hở giữa hai ghi thì lọt xuống và tiếp tục bị các búa đập thêm và cục vật liệu nào lọt qua được khe hở của các ghi tháo liệu 5 rơi xuống dưới thành sản phẩm.

Mỗi rôto của máy có một bộ truyền động riêng. Loại máy này được dùng để đập thô và đập vừa các vật liệu giòn, cứng ví dụ như quặng sắt, đá vôi v.v...

Cánh búa có thể có dạng chữ nhật hoặc cong dạng hypebolôit. Các búa đập thường có trọng lượng lớn từ 300 N đến 650 N. Trục truyền động có tiết diện vuông để chống hiện tượng xoay của cánh búa trên trục. Chú ý là các búa lắp lên các cánh búa phải có trọng lượng bằng nhau.



Hình 5 - 6. Máy đập búa 2 rôto:

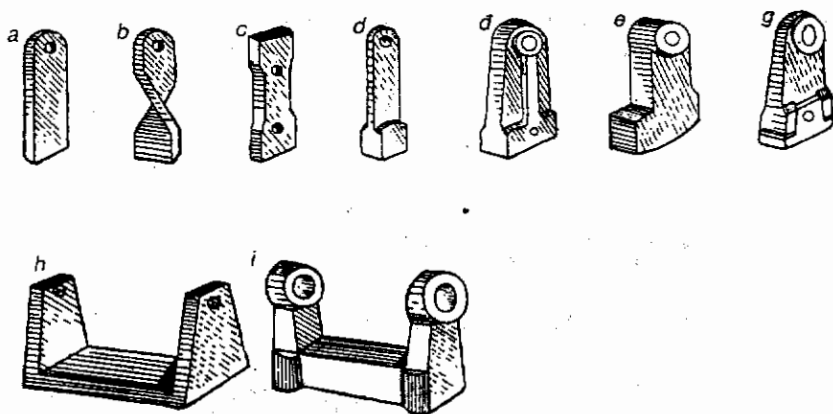
1- cửa nạp liệu; 2- ghi nạp liệu; 3- búa đập; 4- cánh búa; 5- ghi tháo liệu; 6- vỏ máy; 7- trục rôto; 8- de.

III. Các chi tiết của máy đập búa

1. Búa đập

= Búa đập là bộ phận làm việc chủ yếu của máy đập búa. Hình dáng, trọng lượng và vật liệu chế tạo búa có liên quan đến tính chất của vật liệu đem đập, đến năng suất và độ mịn của sản phẩm. Búa đập thường được chế tạo từ vật liệu chịu mòn cao như là thép mangan hoặc thép cacbon thường có phủ một lớp hợp kim cứng hoặc thép Crom.

Cũng tùy thuộc vào tính chất của vật liệu đem đập và độ mịn của sản phẩm, mà người ta chế tạo búa có nhiều hình dạng khác nhau (hình 5 - 7).



Hình 5-7. Các hình dáng của búa đập.

Dạng búa a, b, c thường có lực đập không lớn, dùng để đập vật liệu có độ cứng trung bình hoặc mềm. Loại a và c dùng để đập thô và đập vừa, còn loại b dùng để đập nhỏ vì có tác dụng chà xát trên mặt ghi nhiều hơn. Các loại này chế tạo đơn giản, giá thành thấp, trọng lượng của búa từ 35 đến 145 N.

Dạng búa d, đ, e và g có trọng lượng lớn và tập trung ở đầu búa, thường nặng từ 300 đến 600N, do đó thường được dùng để đập thô và đập vật liệu cứng.

Các loại này giá thành đắt nhưng bù lại là thời hạn sử dụng lâu hơn.

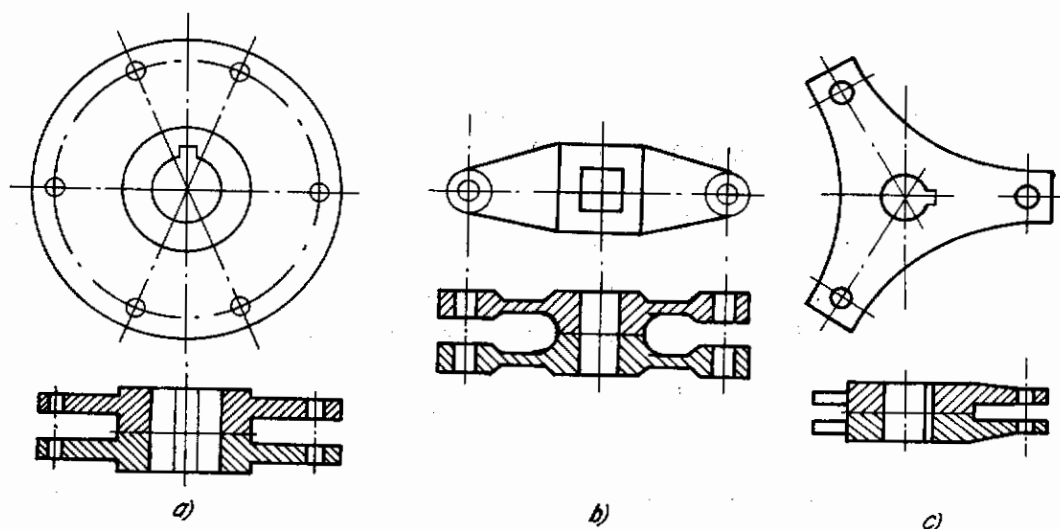
Dạng búa h và i dùng để đập những vật liệu khá cứng và có kích thước lớn. Trọng lượng của búa khá lớn có thể từ 500 đến 1200 N. Loại này làm việc có hiệu quả hơn vì có lực đập lớn hơn so với các loại trên. Tuy nhiên búa thường bị mòn không đều làm cho rôto bị mất cân bằng gây ra rung máy.

Khi đập thô, ta cần dùng búa có trọng lượng lớn và số lượng búa không cần nhiều, ngược lại khi đập nhỏ thì cần búa có trọng lượng bé nhưng số lượng búa cần nhiều hơn.

Các chốt treo búa thường được chế tạo dài theo chiều dài rôto; một đầu chốt có bậc, còn đầu kia tiện ren và có chốt hãm. Chốt treo được làm bằng thép CT5.

2. Đĩa treo búa (cánh búa)

Tùy thuộc vào chức năng của máy đập búa, người ta làm cánh búa có nhiều dáng khác nhau như cánh chữ nhật, cánh tam giác, cánh tròn (hình 5 – 8).



Hình 5 - 8. Các kiểu đĩa treo búa:
a- cánh tròn; cánh chữ nhật; c- cánh tam giác.

Trên cánh búa có khoét lỗ để xuyên các chốt treo búa. Số dây búa trên cánh búa có thể từ 2, 3, 4, 6 và 8. Máy dùng để đập nhỏ và đập mịn thì số dây búa sẽ là 6 hoặc 8.

3- Trục rôto (trục lắp các cánh búa)

Trục thường được chế tạo từ thép 45 hoặc 45 Cr. Một đầu trục được lồng bạc chặn, còn đầu kia tiện ren để giữ chặt các đĩa búa bằng êcu.

Khi lắp cánh búa lên trục thì giữa hai cánh liên tiếp lắp một bạc để giữ khoảng cách cần thiết giữa hai cánh búa. Nếu trục có tiết diện tròn thì cần làm một then dài suốt phần lắp cánh búa; còn nếu trục vuông thì không cần làm then.

Gối đỡ của trục rôto được đặt phía ngoài vỏ máy và đặt trên khung thép hình. Thường dùng ổ đỡ là ổ bi lồng cầu hai dãy để có khả năng tự lựa khi rôto bị dao động nhỏ.

Ngoài các chi tiết chủ yếu trên đây, còn có chi tiết ghi tháo liệu và ghi nạp liệu cũng là các chi tiết quan trọng của máy.

§3. TÍNH MÁY ĐẬP BÚA

1. Xác định trọng lượng và số lượng búa đập

Khi rôto quay, búa tích trữ một động năng lớn và khi búa đập vào cục vật liệu thì búa sẽ biến động năng của mình thành công đập làm cho cục vật liệu bị vỡ ra.

Động năng của búa đập sinh ra, xác định như sau:

$$E_1 = \frac{m v_1^2}{2}, \quad [\text{N.m}] \quad (5-1)$$

trong đó m – khối lượng của búa, kg;

v_1 – vận tốc của búa trước khi đập, m/s.

Sau khi đập, búa còn dư một động năng là:

$$E_2 = \frac{m v_2^2}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (5-2)$$

trong đó v_2 – vận tốc của búa sau khi đập, m/s.

Như vậy, động năng búa truyền cho vật liệu đem đập sẽ là:

$$\Delta E = E_1 - E_2 = \frac{m}{2} (v_1^2 - v_2^2) \quad (5-3)$$

hoặc

$$\Delta E = \frac{m v_1^2}{2} (1 - \epsilon^2) \quad (5-4)$$

trong đó $v_2 = \epsilon.v_1$.

ϵ gọi là hệ số hồi phục, nó phụ thuộc vào hình dáng và bản chất của vật liệu đem đập và vật liệu làm búa, chọn nó như sau:

Nham thạch với thép $\epsilon = 0,180$.

Quặng apatit với thép $\epsilon = 0,224$

Đá bazan với thép $\epsilon = 0,290$

Bi đá bazan với thép $\epsilon = 0,710$

Bi thủy tinh với thép $\epsilon = 0,895$

Ta đã biết, theo thuyết thể tích thì công cần thiết để phá vỡ vật liệu, bằng:

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E} = \frac{\pi \sigma^2 D^3}{12.E} \quad [\text{N.m}] \quad (5-5)$$

Như vậy, điều kiện để búa đập vỡ vật liệu sẽ là:

$$\Delta E \geq A \quad (5-6)$$

tức là

$$\frac{m v_1^2}{2} (1 - \epsilon^2) \geq \frac{\pi \sigma^2 D^3}{12.E}$$

Từ đây, tìm được khối lượng của búa đập, bằng:

$$m \geq \frac{\pi \sigma^2 D^3}{6.E.v_1^2(1 - \epsilon^2)}, \quad [\text{kg}] \quad (5-7)$$

Mặt khác, ta có thể tìm vận tốc của búa trước khi đập như sau:

Ta thay thế tích vật liệu đem đập $V = m/\rho$ vào (5 - 5), rồi theo điều kiện (5 - 6), ta có:

$$\frac{mv_1^2}{2} (1 - \epsilon^2) \geq \frac{\sigma^2 \cdot m}{2 \cdot E \cdot \rho}$$

Từ đây rút ra:

$$v_1 \geq \sigma \sqrt{\frac{1}{E\rho(1 - \epsilon^2)}} \quad [\text{m/s}] \quad (5-8)$$

trong đó ρ - khối lượng riêng của vật liệu đem đập, kg/m^3 ;

E - môđun đàn hồi của vật liệu đem đập, N/m^2 ;

σ - ứng suất phá vỡ cục vật liệu, N/m^2 .

Cũng có thể chọn vận tốc vòng của búa đập như sau:

Máy đập thô, chọn $v_1 = 15 \div 25 \text{ m/s}$.

Máy đập vừa và đập mịn chọn $v_1 = 25 \div 60 \text{ m/s}$.

Sau khi đã biết vận tốc v_1 của búa, cũng là vận tốc của rôto, ta có thể xác định được đường kính của rôto như sau:

$$D = \frac{60v_1}{\pi \cdot n} \quad [\text{m}] \quad (5-9)$$

trong đó n - số vòng quay của rôto/phút.

Động năng do các búa sinh ra bằng:

$$E = \frac{i \cdot m \cdot v^2}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (5-10)$$

trong đó i - số lượng búa trong rô to;

m - khối lượng 1 búa, kg ;

v - vận tốc của búa, m/s .

Phần động năng để sinh ra công đập vật liệu sẽ là:

$$E_1 = K \cdot E = \frac{K \cdot i \cdot m \cdot v^2}{2} \quad [\text{N.m}] \quad (5-11)$$

K - hệ số, phụ thuộc vận tốc vòng của búa, chọn như sau:

$v(\text{m/s}) \dots$	17	23	30	40
$K \dots$	0,285	0,13	0,039	0,020

Sau khi biết được công đập vật liệu E_1 , ta xác định công suất

$$N = \frac{E_1}{\tau} = \frac{E_1}{\frac{60}{n}} = \frac{K \cdot i \cdot m \cdot v^2 \cdot n}{2 \cdot 60} \quad [\text{W}]$$

hoặc

$$N = \frac{K.i.m.v^2.n}{12.10^4} \quad [\text{kW}] \quad (5-12)$$

Khi đã biết được công suất của máy, từ công thức (5-12) ta xác định được số lượng búa trong rôto như sau:

$$i = \frac{12.10^4.N}{K.m.v^2.n} \quad (5-13)$$

2. Năng suất của máy

Cho đến nay năng suất của máy chưa có một lập luận chính xác về công thức tính năng suất, mà chỉ dựa vào các công thức dựa trên cơ sở thực nghiệm.

Năng suất của máy phụ thuộc vào tính chất vật lý của vật liệu đem đập, mức độ đập, hình dáng, kích thước và trọng lượng búa, hình dáng và kích thước các tấm lót, khe hở giữa các thanh ghi, tốc độ quay của rôto, cách nạp liệu vào máy v.v...

Năng suất của máy đập búa được xác định theo các công thức thực nghiệm như sau:

Khi $D > L$:

$$Q = 0,1 D^2.L.n \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5-14)$$

Khi $D < L$

$$Q = 0,1DL^2.n \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (5-15)$$

trong đó D, L — đường kính và chiều dài rôto, m;

n — số vòng quay của rôto trong một phút.

Khi đập đá vôi, có thể xác định như sau:

$$Q = D.L.b \quad [\text{tấn}/\text{h}] \quad (5-16)$$

trong đó D và L như trên, tính bằng m;

b — khe hở giữa các thanh ghi tháo, mm.

Khi đập than đá, tính theo:

$$Q = \frac{K.L.D^2.n^2}{3600 (i - 1)} \quad [\text{tấn}/\text{h}] \quad (5-17)$$

trong đó D, L như trên, tính bằng m;

n — vòng/phút;

i — mức độ đập nghiền;

K hệ số, phụ thuộc vào kiểu máy đập và độ cứng của vật liệu đem đập, đối với than đá, chọn $K = 0,12 \div 0,22$.

Đối với máy đập búa một rôto, tính năng suất theo.

$$Q = (30 + 45) D.L.\rho \quad [\text{tấn}/\text{h}] \quad (5-18)$$

trong đó D và L như trên, tính bằng m;

ρ — khối lượng thể tích của vật liệu đem đập, tấn/m³.

3. Công suất động cơ điện của máy đập búa

Đối với máy đập thô và đập vừa.

$$N_{d.c} = 0,15D^2.L.n \quad [kW] \quad (5-19)$$

hoặc

$$N_{d.c} = 7,5 DL \cdot \frac{n}{60} \quad [kW] \quad (5-20)$$

hoặc

$$N_{d.c} = (0,1 \div 0,15)Q.i \quad [kW] \quad (5-21)$$

trong các công thức trên, D và L – đường kính và chiều dài rôto, m;

n – số vòng quay của rôto/phút;

i – mức độ đập nghiền;

Q – năng suất của máy, tấn/h

Quan hệ giữa đường kính và chiều dài rôto thường lấy trong khoảng.

$$\frac{L}{D} = 0,65 \div 1,5.$$

Khoảng cách từ trục treo búa trên cánh búa đến bề mặt làm việc của búa thường chọn như sau:

$$l = (0,4 - 0,5)R$$

trong đó R là khoảng cách từ trục rôto đến trục treo búa.

4. Xác định số hàng búa trên cánh búa

Khi cục vật liệu rơi vào máy thì nó chuyển động thẳng đứng nhanh dần đều với gia tốc của lực trọng trường g (m/s²).

Để cục vật liệu bị búa đập vỡ thì thời gian cục vật liệu rơi từ đầu búa tới vị trí đập bằng thời gian búa quay hết góc đặt búa.

Khoảng cách từ đầu búa tới vị trí đập thường lấy bằng D/18 và thời gian cục vật liệu rơi hết khoảng cách này là:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2D}{18g}} = \sqrt{\frac{D}{9g}} \quad [s]$$

Còn thời gian búa quay hết góc đặt búa là:

$$t_2 = \frac{60}{a.n} \quad [s]$$

Theo điều kiện trên, ta có:

$$t_1 \geq t_2$$
$$\sqrt{\frac{D}{9g}} \geq \frac{60}{a.n}$$

Từ đây rút ra, số hàng búa là:

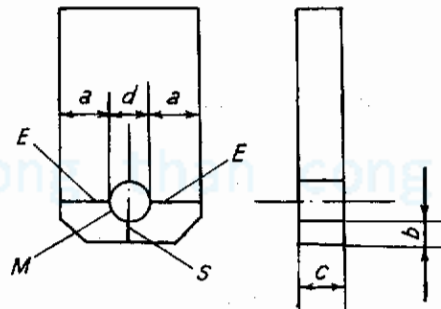
$$a \geq \frac{180}{n} \sqrt{\frac{g}{D}} \quad (5-22)$$

Và giá trị thường từ 3 đến 8 (tức là 3, 4, 6, 8). Trong các công thức trên:

- D- đường kính rôto, m;
- g- gia tốc trọng trường, m/s^2 ;
- n- số vòng quay của rôto/phút;
- a- số hàng búa trên cánh búa

5. Tính kiểm tra bền búa đập

Trên hình 5 - 9 trình bày các tiết diện cần kiểm tra bền là E, S và M.



Hình 5 - 9. Sơ đồ tính bền búa đập.

Tiết diện E chịu kéo; tiết diện S chịu cắt; còn tiết diện M chịu ứng suất tiếp xúc.

Ứng suất sinh ra ở trên các tiết diện đó như sau:

Trên tiết diện E:

$$\sigma_K = \frac{C}{2.a.c} \leq [\sigma_K] \quad (5-23)$$

Trên tiết diện S:

$$\tau_c = \frac{C}{b.c} \leq [\tau_c] \quad (5-24)$$

Trên tiết diện M:

$$\sigma_d = \frac{C}{d.c} \leq [\sigma_d] \quad (5-25)$$

trong đó $C = \frac{m.v^2}{R}$ là lực ly tâm tác dụng lên búa đập, N;

$[\sigma]_k$, $[\tau_c]$, $[\sigma_d]$ – tương ứng với ứng suất kéo, ứng suất cắt và ứng suất đập của vật liệu búa, N/m²;

R là bán kính rôto, m;

v là vận tốc vòng của rôto, m/s;

$$v = \frac{\pi R.n}{30}$$

a, b, c, d là các kích thước trên búa, m.

Còn chiều rộng và chiều dày của búa ở vị trí đập được xác định theo trọng lượng của búa.

§4. LẮP RÁP, VẬN HÀNH VÀ SỬA CHỮA MÁY ĐẬP BÚA

Những máy đập búa có trọng lượng nhỏ hơn 10 tấn thường được lắp sẵn ở nhà máy chế tạo; còn những máy có trọng lượng lớn hơn thì được lắp cụm hoặc chi tiết tại nơi sử dụng. Trước khi đặt máy vào bệ, cần kiểm tra mặt ngang và mặt đứng của bệ bằng nivô. Tiếp theo đặt thân máy lên bệ và vận bu lông bệ vừa tay. Sau đó lắp bộ phận nâng ghi và mạng ghi tháo liệu. Tiếp đến đặt rôto lên hai ổ đỡ trục (rôto đã lắp sẵn các búa đập), rồi lắp các tấm đập vào nắp máy. Đặt động cơ điện và lắp khớp nối. Xem xét lại toàn bộ công việc lắp ráp, nếu đạt yêu cầu thì mới cho máy chạy thử, thời gian chạy thử không ít hơn hai giờ.

Trước khi bắt đầu vào ca sản xuất, đóng cầu dao điện cho máy chạy không tải độ 2 đến 3 phút, sau đó mới bắt đầu nạp liệu. Tốc độ nạp phải phù hợp với tốc độ quay của rôto và phải rải đều theo chiều dài rôto. Phía trên miệng máy thường đặt thiết bị định lượng để đảm bảo vật liệu vào máy được đều đặn.

Nếu tốc độ nạp liệu lớn quá, máy dễ bị quá tải, các cục vật liệu rơi nhanh qua khu vực đập của búa và chạm vào các đĩa búa làm cho đĩa chóng bị mòn. Nhưng nếu tốc độ nạp liệu bé quá thì các cục vật liệu không đi qua khu vực đập của các búa mà trượt qua đầu búa, như vậy lực đập giảm làm cho hiệu quả đập giảm và không đạt được năng suất yêu cầu của máy.

Sau một thời gian làm việc, các búa đập, các cánh búa, các tấm đập và ghi tháo liệu bị mòn nhiều, do đó cần tổ chức sửa chữa và thay thế chúng.

Sau khi máy làm việc được 200 ÷ 800 giờ tiến hành sửa chữa nhỏ bao gồm các công việc như kiểm tra toàn bộ trục rôto, các thanh ghi, bộ phận treo ghi, trạng thái của các tấm lót. Kiểm tra chốt treo các búa, xem xét độ mòn của búa đập. Nếu búa bị mòn nhiều thì đắp thêm kim loại hoặc thay búa mới. Thời hạn dừng máy để sửa chữa khoảng 10 giờ.

Sau khi máy làm việc được 4000 đến 6000 giờ tiến hành sửa chữa vừa gồm các việc như sau: thay búa đập và thay ghi, thay các tấm lót đã quá mòn (mòn đến 30% trọng

lượng của tấm). Thay ổ lăn hoặc bạc ở các gối đỡ trục rôto. Thời gian dừng máy để sửa chữa khoảng $2 \div 3$ ngày.

Sau khi máy làm việc được 10000 ÷ 12000 giờ thì tiến hành sửa chữa lớn, gồm các việc như: thay trục rôto, lót trục, thay búa và chốt treo búa, thay cánh búa, thay ghi nạp liệu và ghi tháo liệu. Thời gian dừng máy để sửa chữa từ 10 đến 12 ngày.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG SÁU

MÁY NGHIỀN CON LĂN

§1. PHÂN LOẠI VÀ PHẠM VI ỨNG DỤNG

Quá trình nghiền vật liệu trong các máy nghiền con lăn là do lực ép và chấ xát giữa chậu và các con lăn với vật liệu.

Máy gồm có hai bộ phận chính là các con lăn và chậu.

Theo đặc thù làm việc của các bộ phận, có thể chia làm hai loại:

- Máy nghiền có chậu đứng yên và các con lăn quay xung quanh trục thẳng đứng;
- Máy nghiền có chậu quay, còn các con lăn đứng yên trên trục thẳng đứng.

Tất nhiên trong cả hai loại trên thì các con lăn luôn luôn xoay xung quanh trục nằm ngang xuyên tâm của mình.

Theo cấu tạo của các bộ phận làm việc, người ta chia ra làm các loại sau (hình 6-1):

a) Máy nghiền có chậu dưới quay, còn chậu trên đứng yên và có lò xo ép. Vật liệu được nạp vào trung tâm hai chậu. Quá trình nghiền xảy ra ở bề mặt hai chậu tiếp xúc nhau, và làm việc liên tục.

b) Máy nghiền kiểu "Begun" có chậu đứng yên, còn con lăn quay quanh trục thẳng đứng và làm việc gián đoạn.

c) Máy nghiền có chậu quay và con lăn đứng yên, làm việc gián đoạn. Các con lăn có cơ cấu đàn hồi ép vào thành bên của chậu.

d) Máy nghiền kiểu "Lese" có chậu quay, con lăn hình nón đứng yên làm việc liên tục nhờ hệ thống quạt gió thổi vật liệu vào và hút sản phẩm ra.

đ) Máy nghiền có chậu hình máng đứng yên, con lăn hình cầu quay xung quanh trục đứng; nạp liệu vào tâm chậu và làm việc liên tục.

e) Máy nghiền có chậu hình máng đứng yên, con lăn hình cầu quay xung quanh trục nằm ngang, làm việc gián đoạn.

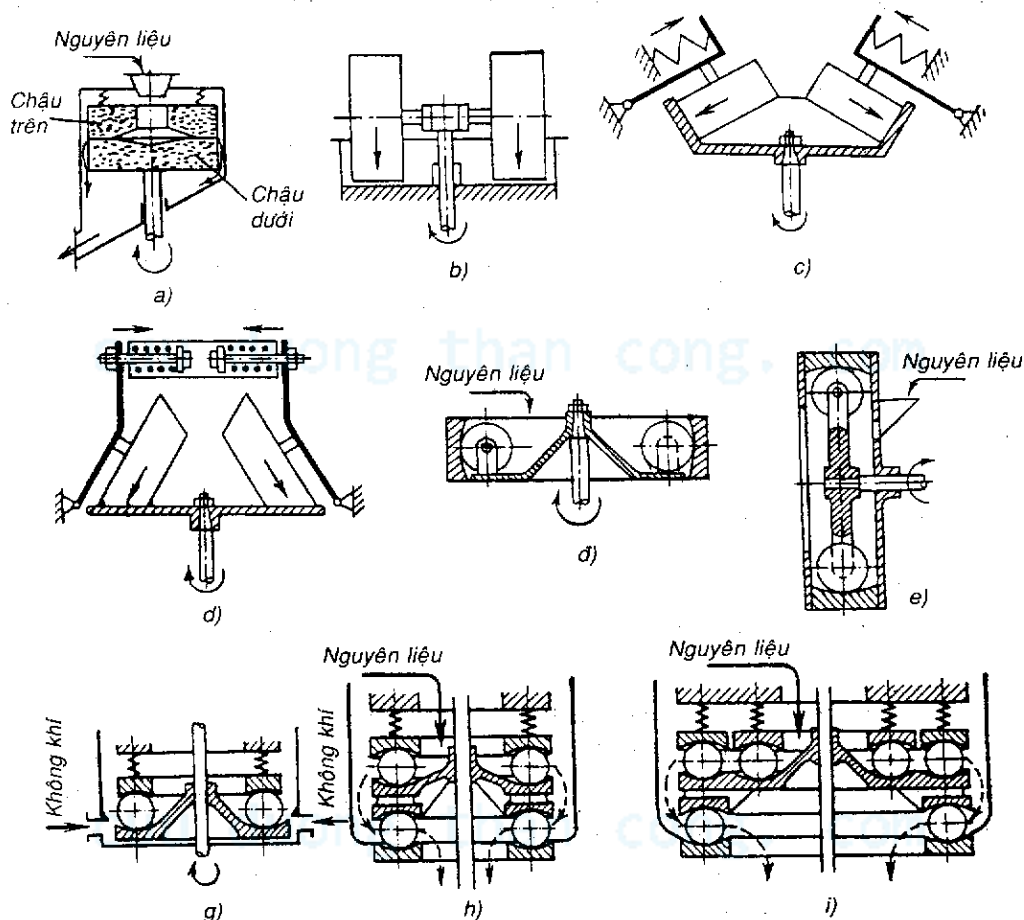
g) Máy nghiền có chậu hình máng nằm ngang quay xung quanh trục đứng, con lăn hình cầu được ép bằng lò xo, làm việc liên tục.

h) Máy nghiền có chậu hình máng nằm ngang quay quanh trục đứng, có hai hàng con lăn hình cầu được ép bằng lò xo, làm việc liên tục.

i) Máy nghiền có chấu hình máng nằm ngang quay quanh trục đứng, có ba hàng con lăn hình cầu được ép bằng nhiều dây lò xo, làm việc liên tục.

Sở dĩ các con lăn tự quay xung quanh trục tâm của mình là nhờ có lực ma sát của nó với vật liệu nằm trên chấu. Đối với các con lăn hình nón và hình cầu khi chuyển động chỉ có quay đơn giản; còn đối với con lăn hình trụ thì các điểm ở giữa con lăn quay đơn giản, còn các điểm khác thì vừa quay vừa trượt do đó sinh ra lực chà xát vật liệu.

Các máy nghiền con lăn được dùng để nghiền nhỏ và nghiền mịn các vật liệu khô, giòn, đôi khi cũng có thể dùng nó để nghiền ướt các vật liệu.



Hình 6-1. Các kiểu máy nghiền con lăn.

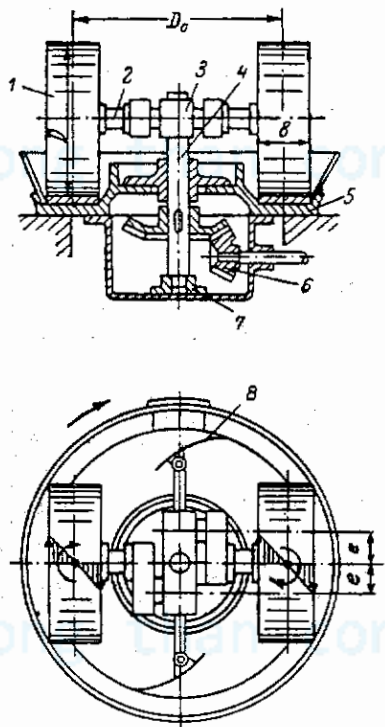
Loại máy có chậu đứng yên khi làm việc thường sinh ra lực ly tâm lớn dẫn đến làm hỏng con lăn. Khi trọng lượng các con lăn không bằng nhau sẽ gây ra uốn trục quay thẳng đứng, nhưng lại có ưu điểm là tải trọng tác dụng lên ổ chặn nhỏ và lực ly tâm không ảnh hưởng đến vật liệu đang nghiền.

Loại máy có chậu quay khi làm việc thì lực ly tâm không ảnh hưởng đến con lăn, làm việc êm hơn loại trên, nhưng có nhược điểm là tải trọng tác dụng lên ổ chặn quá lớn, lực ly tâm ảnh hưởng đến vật liệu nằm trong chậu, ảnh hưởng tới mức độ nghiền.

§2. CẤU TẠO MÁY NGHIỀN CON LĂN

1. Máy nghiền con lăn có chậu đứng yên kiểu "Begun" (hình 6-2)

Máy gồm có con lăn 1 lắp vào trục ngang 2 khớp bán lẻ với đầu dẫn 3, trục tâm thẳng đứng 4 tì lên ổ chặn 7 và xuyên qua bạc lắp ở chậu 5. Cặp bánh răng 6 lắp ở phía dưới chậu.



Hình 6-2: Máy nghiền "Begun":

1- con lăn; 2- trục con lăn; 3- đầu dẫn; 4- trục đứng; 5- chậu; 6- cặp bánh răng nòn; 7- ổ chặn; 8- tấm gạt liệu.

Chậu làm bằng gang đúc liền hoặc gồm nhiều mảnh ghép lại bằng bulông.

Con lăn hình trụ được làm bằng thép, bằng gang đúc hoặc bằng đá granit.

Con lăn làm bằng gang thì mặt ngoài của nó được bọc một vành bằng thép chống mài mòn.

Hai con lăn được lắp lên trục ngang hình chữ Z, một đầu trục ngang được lắp vào đầu dẫn 3.

Do có ma sát giữa vật liệu nằm trong chậu với bề mặt các con lăn nên con lăn tự quay xung quanh trục nằm ngang.

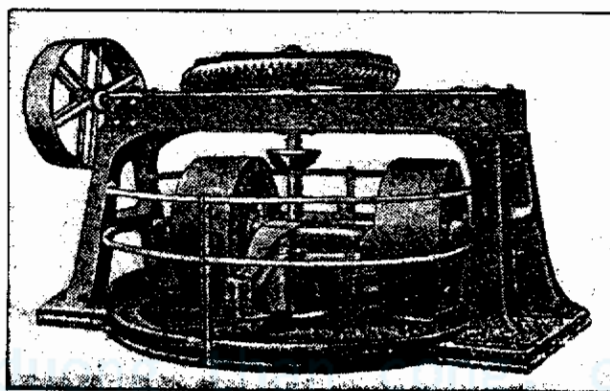
Khi trục đứng quay, quá trình nghiền vật liệu xảy ra là do lực ép của trọng lượng con lăn và sự chà xát ở hai đầu con lăn (nguyên nhân là do sự trượt tương đối giữa con lăn và chậu).

Trục ngang lắp con lăn có hình chữ Z nên khi có các cục vật liệu quá to hoặc quá rắn chui vào dưới con lăn thì con lăn được nâng lên.

Máy nghiền con lăn có chậu đứng yên gồm hai loại: loại nặng và loại nhẹ, chúng khác nhau về trọng lượng và số vòng quay của con lăn.

Đối với máy loại nặng, con lăn thường quay chậm khoảng $8 \div 15$ vòng/phút và có bán kính quay lớn, bề rộng của con lăn tương đối nhỏ, do đó lực chà xát cũng nhỏ. Loại máy quay chậm này có bộ truyền động được đặt ở phía dưới chậu.

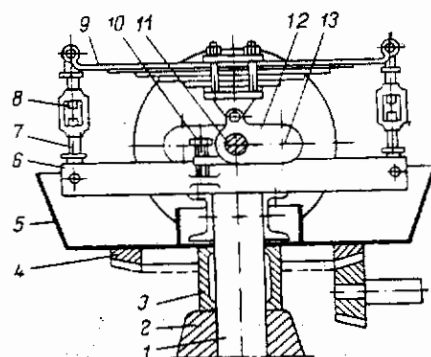
Đối với máy loại nhẹ thì con lăn quay nhanh hơn và bộ truyền động thường đặt ở phía trên (xem hình 6-3)



Hình 6-3. Máy nghiền có chậu đứng yên, bộ truyền động ở phía trên.

II. Máy nghiền "Begun" có chậu quay (hình 6-4)

Chậu 5 được lắp chặt với bánh răng nón 4. Trục đứng 1 cắm vào cố định với thân máy 2. Hai con lăn lồng vào trục 11. Nhíp lò xo 9 ép lên trục nằm ngang. Lực ép của con lăn lên vật liệu được thay đổi nhờ cơ cấu vít căng 7, tăng đơ 8.



Hình 6-4. Máy nghiền có chậu quay:

- 1- trục đứng; 2- thân máy; 3- đế chậu; 4- bánh răng nón;
5- chậu; 6- cơ cấu đỡ; 7- vít căng; 8- tăng đơ; 9- nhíp ép; 10- vít chặn;
11- trục con lăn; 12- chữ Z; 13- trục chữ Z.

Loại máy này có ưu điểm là dễ lắp con lăn, tăng được lực ép, tháo liệu dễ và lực ly tâm không ảnh hưởng đến con lăn, nhưng nó có nhược điểm là lực ly tâm ảnh hưởng lên vật liệu (vật liệu có xu hướng văng ra thành chậu), tải trọng ở ổ chặn lớn, tiêu tốn công suất.

Đường kính chậu, đường kính con lăn có quan hệ với bề rộng con lăn, lấy như sau:

$$D_{\text{chậu}} = (4,5 + 6)B$$

$$D_{\text{c.lăn}} = (3 + 3,5)B$$

trong đó B là bề rộng con lăn.

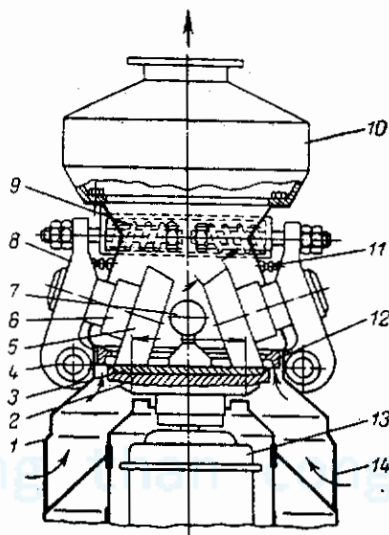
III. Máy nghiền con lăn hình nón, đĩa quay làm việc liên tục (còn gọi máy nghiền LESE) (hình 6-5)

Bộ truyền động 13 làm cho đĩa 2 quay, bề mặt đĩa có bọc tấm chống mòn 3.

Hai con lăn hình nón 5 được chế tạo bằng thép chống mòn.

Lực ép lên vật liệu ngoài trọng lượng của con lăn còn do lực kéo nén của lò xo 9 và tay đòn 8.

Vật liệu đem nghiền đi vào qua cửa 7 rơi lên vùng trung tâm của đĩa. Vật liệu đã được nghiền nhỏ được dòng không khí đi vào qua các cửa 14 kéo đi lên vào buồng phân ly 10 bên trong có đặt lưới sàng quay; các hạt to không lọt được qua lỗ sàng rơi xuống



Hình 6-5. Máy nghiền LESE:

1- thân máy; 2- đĩa; 3- tấm bọc mặt đĩa; 4- tâm tay đòn; 5- con lăn; 6- trục con lăn; 7- cửa nạp liệu; 8- tay đòn; 9- lò xo nén; 10- bộ phận ly; 11- vít chặn; 12- vòng khâu chống mòn; 13- bộ truyền động; 14- cửa hút không khí.

và bị nghiền tiếp, còn các hạt nhỏ chui qua được lỗ sàng được dòng khí mang đến bộ phận thu hồi. Máy này có thể nghiền đến độ mịn 0,01 mm.

Thông thường dùng vít chặn 11 để giữ cho khe hở giữa đĩa và con lăn khoảng 0,5 mm để chúng không tiếp xúc nhau gây ra mòn nhanh.

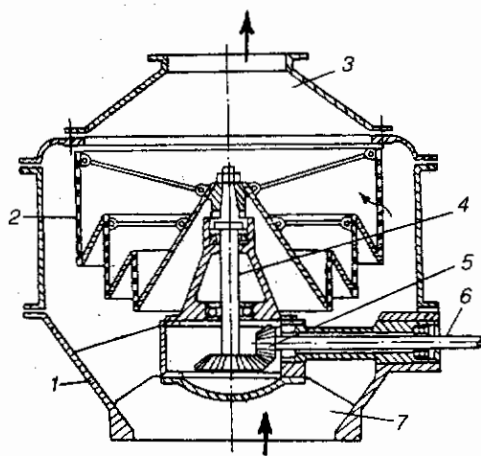
Trên hình 6-6, mô tả bộ phận ly đặt phía trên máy nghiền.

Hỗn hợp không khí với vật liệu đã nghiền từ máy nghiền đi lên qua cửa 7 vào buồng phân ly.

Điều chỉnh kích thước sản phẩm bằng tốc độ quay của lưới sàng. Bộ hộp số ở đây thường dùng loại vô cấp.

Lưới sàng quay càng nhanh thì sản phẩm thu được càng mịn.

Thông thường trong buồng phân ly, người ta chỉ đặt từ 2 đến 3 lưới sàng có đường kính khác nhau.



Hình 6-6. Bộ phân ly của máy nghiền LESE:

1- vỏ; 2- lưới sàng quay; 3- cửa ra; 4- trục lắp lưới sàng;
5- bánh răng ăn khớp; 6- trục truyền; 7- cửa vào.

IV. Máy nghiền con lăn hình cầu, làm việc liên tục có quạt hút sản phẩm (hình 6 – 7)

Các con lăn hình cầu 7 được gắn với đĩa. Trục tâm 1 lắp chặt với đĩa.

Khi trục quay (tức là đĩa quay) làm cho các con lăn cầu quay và lực ly tâm làm cho các con lăn ép sát vào vòng nghiền 8; khi chuyển động các con lăn cầu vừa quay vừa trượt trong lòng của vòng nghiền hình máng 8 và vật liệu sẽ bị nghiền nát.

Vật liệu đi vào máy qua cửa 6.

Vật liệu đã được nghiền mịn được dòng khí vào qua cửa 9 thổi đi lên trên vào bộ phận phân ly 4.

Lực ép của các con lăn cầu lên vật liệu phụ thuộc vào tốc độ quay của trục tâm và được xác định như sau:

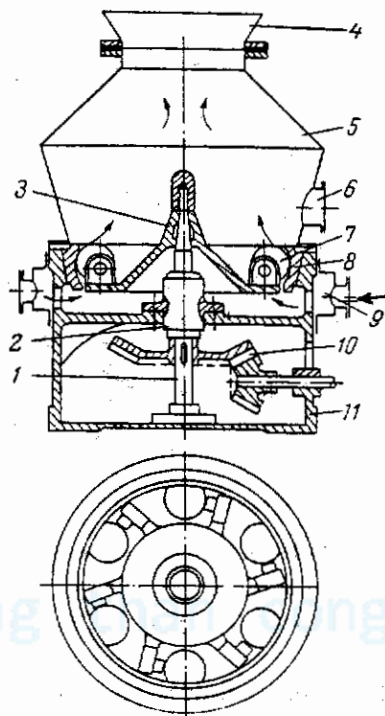
$$q = q_c R \frac{n^2}{900}$$

trong đó q – lực ép của con lăn;

q_c – trọng lượng của con lăn;

n – số vòng quay của trục tâm trong 1 phút;

R – bán kính quay của con lăn cầu đối với trục tâm, tính bằng m.



Hình 6-7: Máy nghiền con lăn hình cầu:

- 1- trục tâm; 2- gối đỡ trục; 3- ổ định hướng; 4- buồng phân ly; 5- vỏ máy;
6- cửa nạp liệu; 7- con lăn cầu; 8- vòng nghiền; 9- ống dẫn không khí;
10- bánh răng truyền động; 11- thân máy.

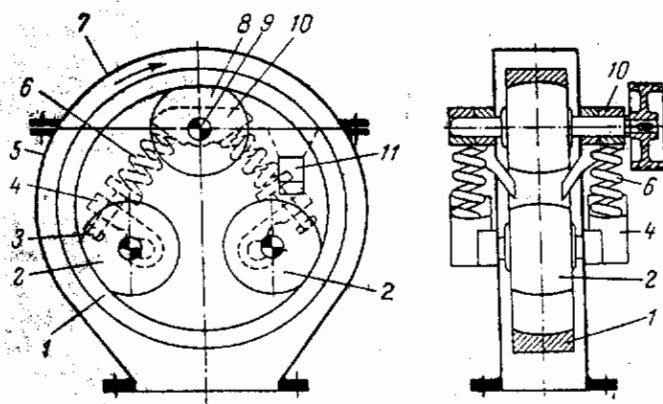
V. Máy nghiền vòng – con quay theo phương thẳng đứng (hình 6–8)

Bộ phận làm việc của máy nghiền là các con lăn 2 và 8 và vòng nghiền 1 gắn với các con lăn.

Con lăn 8 nối với trục dẫn là con lăn dẫn động. Các con lăn 2 lắp trên trục thông qua cánh tay đòn 4 và lò xo 6 áp sát vào vòng nghiền 1. Nhờ vít 3 để điều chỉnh lực ép của lò xo lên con lăn. Vòng nghiền và các con lăn nằm trong vỏ 5 và nắp đáy 7.

Vật liệu đi vào máy qua phễu nạp liệu 11 rơi vào trên vòng nghiền và quá trình nghiền xảy ra ở không gian giữa vòng nghiền và các con lăn cùng quay.

Vật liệu đã được nghiền rơi xuống phần dưới của vỏ máy và đi vào bộ phận phân ly để tách các cỡ hạt. Các hạt có kích thước lớn hơn yêu cầu được cho quay trở lại nghiền tiếp.



Hình 6-8. Máy nghiền vòng - con lăn quay theo phương đứng:

1- vòng nghiền; 2- con lăn; 3- vít; 4- cánh tay đòn; 5- vỏ máy; 6- lò xo; 7- nắp máy;
8- con lăn dẫn động; 9- trục con lăn; 10- thanh đỡ; 11- phễu nạp liệu.

VI. Máy nghiền vòng – con lăn quay theo phương nằm ngang (hình 6–9)

Khác với máy nghiền đã nói ở trên, ở máy này vòng nghiền và các con lăn được đặt nằm ngang và sự ép các con lăn tới vòng nghiền là nhờ lực ly tâm sinh ra khi các con lăn quay xung quanh trục đứng.

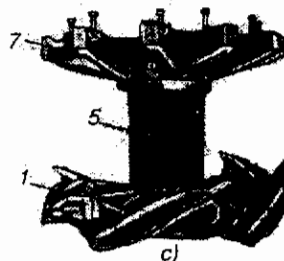
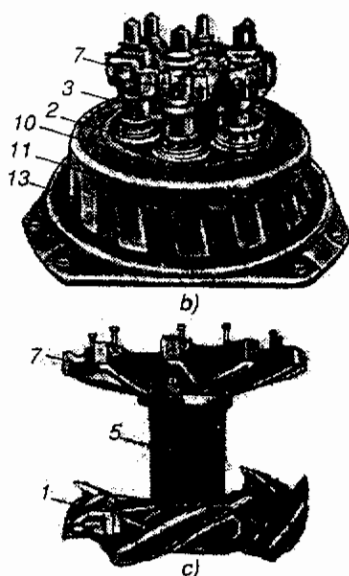
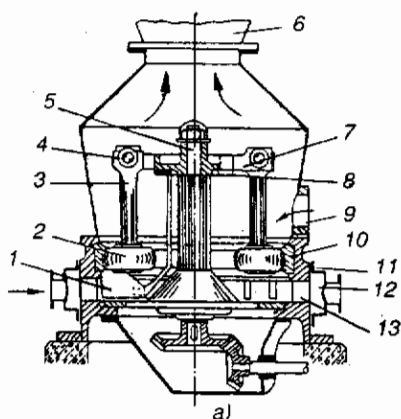
Bộ phận làm việc của máy nghiền này là vòng nghiền và các con lăn (các con lăn tự xoay theo trục 3 đồng thời quay tròn nhờ trục đứng 5 và tay đòn 7).

Số lượng con lăn từ 2 đến 6 cái tùy thuộc vào kích thước của máy nghiền.

Vật liệu đem nghiền được đưa vào qua cửa 9. Sau đó nhờ các răng bừa đẩy vật liệu lên vòng nghiền 10 và bị các con lăn quay xung quanh trục đứng nghiền nát. Dòng không khí đi vào hộp 12 qua các cửa 13 đẩy vật liệu đã được nghiền đi lên bộ phận phân ly 6, ở đây các hạt to không chui qua được lỗ lưới bị rơi xuống và được nghiền tiếp, còn hạt bé chui qua lỗ lưới cùng dòng không khí vào bộ phận thu hồi sản phẩm.

Đường kính con lăn từ 230 đến 475 mm; đường kính vòng nghiền từ 600 đến 1200 mm; trục đứng quay từ 200 (với máy bé) đến 142 (với máy lớn) vòng/phút; công suất động cơ điện làm quay trục đứng từ 3 đến 40 kW.

Máy nghiền vòng – con lăn nằm ngang được dùng để nghiền khô các vật liệu mềm, giòn...



Hình 6-9. Máy nghiền vòng - con lăn nằm ngang:

- 1- các răng bừa; 2- các con lăn; 3- trục lắp con lăn; 4- khớp quay;
5- trục đứng; 6- buồng phân ly; 7- tay đòn; 8- vỏ máy; 9- cửa nạp liệu;
10- vòng nghiền; 11- thân máy; 12- hộp không khí; 13- cửa hút không khí;

a- mặt cắt máy nghiền; b- hình dáng chung của bộ phận nghiền;
c- trục đứng ở tâm có các răng bừa.

§3. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY

Để việc tính toán được đơn giản, ta giả thiết cục vật liệu có dạng hình cầu và trọng lượng của nó rất bé so với lực nghiền của con lăn, nên có thể bỏ qua.

1. Góc ôm và kích thước con lăn (hình 6 – 10)

Cục vật liệu có kích thước là d , đường kính con lăn là D .

Khi máy làm việc con lăn tác dụng lên cục vật liệu một lực ép là P và phản lực của chậu lên cục vật liệu và P_1 , ta có:

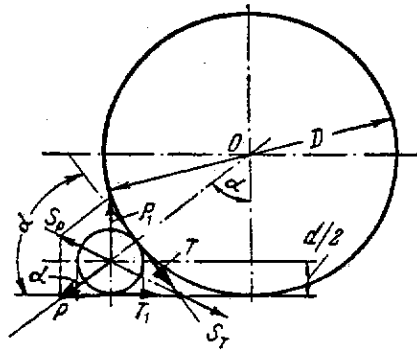
$$P_1 = P \cos \alpha \quad (6-1)$$

Tại hai điểm cục vật liệu tiếp xúc với con lăn và với chậu có hai lực ma sát là T và T_1 , ta có:

$$T = fP$$

$$T_1 = fP_1 = fP \cos \alpha \quad (6-2)$$

Hợp lực của lực ép là S_p , hợp lực của lực ma sát là S_T ...



Hình 6-10. Sơ đồ để xác định góc ôm và kích thước con lăn.

Để cho cục vật liệu được nghiền nát mà không bị bật ra thì lực S_T , phải lớn hơn lực S_p .

Chiếu các lực lên phương ngang, có:

$$\begin{aligned} P \cdot \sin \frac{\alpha}{2} &\leq T \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + T_1 \\ &\leq fP \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + fP \cos \frac{\alpha}{2} \\ &\leq 2fP \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \end{aligned}$$

Vậy:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq 2f = 2\operatorname{tg} \varphi; (\varphi \text{ là góc ma sát}).$$

$$\alpha \leq 2\varphi \quad (6-3)$$

nghĩa là góc ôm của con lăn với cục vật liệu cần phải bé hơn hai lần góc ma sát của vật liệu với con lăn.

Từ hình 6-10, ta có:

$$\cos \alpha = \frac{D - d}{D + d}$$

Sau khi biến đổi, có:

$$D = d \frac{1 + \cos \alpha}{1 - \cos \alpha} \quad (6-4)$$

Khi $\alpha = 25 \div 30^\circ$ (hệ số ma sát $f = 0,3 \div 0,5$), có:

$$D = (15 \div 20)d \quad (6-5)$$

Như vậy, đường kính con lăn lớn hơn đường kính cục vật liệu đem vào nghiền từ 15 đến 20 lần.

Mặt khác cũng có thể xác định đường kính con lăn thông qua hệ số ma sát f như sau:

$$D \geq \frac{d}{f^2} \quad (6-6)$$

Khả năng nghiền của con lăn phụ thuộc vào bề rộng và trọng lượng của nó.

Gọi bề rộng con lăn là b , trọng lượng của nó là G (kg) và thể tích cục vật liệu đem đập là kd^3b/d thì công tiêu phí cần thiết để phá vỡ cục vật liệu sẽ là:

$$A = \frac{k\sigma^2 d^2 b}{2E} \quad (6-7)$$

Công này cũng có thể biểu thị dưới dạng tích của trọng lượng G với độ biến dạng của cục vật liệu Δd ,

$$A = G \cdot \Delta d$$

Nhưng
$$\Delta d = \varepsilon \cdot d = \frac{\sigma}{E} d.$$

trong đó ε là độ nén tương đối của vật liệu.

Do đó:

$$A = \frac{k\sigma^2 d^2 b}{2E} = \frac{G \cdot \sigma \cdot d}{E} \quad (6-8)$$

Trọng lượng của con lăn đè lên vật liệu sẽ là:

$$G = \frac{k\sigma db}{2} \quad (6-9)$$

Mặt khác trọng lượng của con lăn được tính như thông thường:

$$G = \frac{\pi D^2}{4} b \cdot \rho \quad (6-10)$$

Từ biểu thức (6-9) và (6-10), ta rút ra đường kính của con lăn:

$$D = \sqrt{\frac{2k\sigma d}{\pi\rho}}, [\text{cm}] \quad (6-11)$$

trong đó: d – kích thước cục vật liệu vào máy, cm;

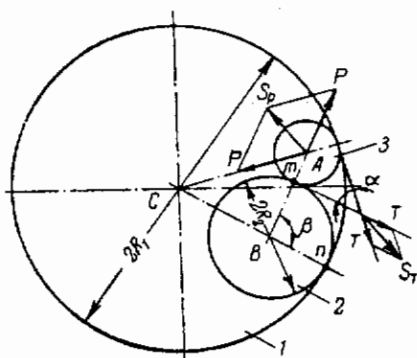
b – bề rộng con lăn, cm;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu làm con lăn, kg/cm^3 ;

k – hệ số hình dáng, kể đến sự giảm thể tích của hạt vật liệu so với thể tích hình khối có cạnh là d , $k = 0,6 \div 0,8$;

σ – giới hạn bền của vật liệu đem đập, N/cm^2 .

Đối với máy nghiền vòng – con lăn và máy nghiền con lăn cầu, xác định góc ôm và các kích thước khác trình bày theo sơ đồ ở hình 6-11.



Hình 6-11. Sơ đồ để xác định góc ôm và các kích thước khác:

1- vòng nghiền; 2- con lăn; 3- cục vật liệu.

Cục vật liệu 3 được kéo vào giữa vòng nghiền quay 1 và con lăn 2 chịu một lực nén là P .

Lực thành phần S_p có xu hướng kéo cục vật liệu ra, còn lực tổng ma sát S_T , ngược lại có xu hướng kéo cục vật liệu vào vùng nghiền.

Để cho cục vật liệu được nghiền thì phải thỏa mãn điều kiện:

$$S_T \geq S_p \quad (6-12)$$

Từ hình vẽ, ta có:

$$S_T = 2T \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = 2fP \cos \frac{\alpha}{2} \quad (a)$$

$$S_p = 2P \sin \frac{\alpha}{2} \quad (b)$$

(Vì lực ma sát $T = fP$, f là hệ số ma sát).

Trong đó α là góc ôm, được tạo thành bởi hai cát tuyến đi qua hai điểm tiếp xúc của cục vật liệu với con lăn và với vòng nghiền.

Chia biểu thức (b) cho (a), và theo (6-12), có:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f \text{ mà } f = \operatorname{tg} \varphi \text{ (}\varphi \text{ là góc ma sát)}$$

Do đó góc ôm $\alpha \leq 2\varphi$

Như vậy, góc ôm bé hơn hoặc bằng hai lần góc ma sát.

Mặt khác, góc ôm còn phụ thuộc vào quan hệ kích thước của vòng nghiền, của con lăn và của cục vật liệu.

Từ tam giác CAB trên hình 6-11, có:

$$AC = R_1 - r; \quad BC = R_1 - R_2; \quad AB = R_2 + r$$

ở đây r là một nửa kích thước ngang lớn nhất của cục vật liệu. Góc ở đỉnh A bằng góc ôm, nghĩa là $\widehat{CAB} = \alpha$. Từ tam giác đó, ta viết được:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \sqrt{\frac{(\Pi - b)(\Pi - c)}{\Pi(\Pi - a)}} \quad (6-13)$$

trong đó

$$\Pi = \frac{a + b + c}{2}$$

Trong trường hợp này, chu vi của tam giác:

$$2\Pi = (R_1 - r) + (R_1 - R_2) + (R_2 + r) = 2R_1, \text{ còn kích thước của các cạnh.}$$

$$a = BC = R_1 - R_2; \quad b = AC = R_1 - r; \quad c = AB = R_2 + r.$$

Thay vào biểu thức (6 - 13) các giá trị của Π , a , b , c và biến đổi chúng, cuối cùng ta có:

$$f^2 = \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} = \frac{r(R_1 - R_2 - r)}{R_1 - R_2} \quad (6-14)$$

Công thức này chỉ mối quan hệ của bốn đại lượng: góc ôm α , bán kính vòng nghiền R_1 , bán kính con lăn R_2 và độ lớn của cục vật liệu đem nghiền r .

Thông thường quan hệ giữa kích thước vòng nghiền và con lăn lấy như sau:

$$R_1 = (1,6 \div 2,5)R_2.$$

và

$$R_2 \geq 3r.$$

Từ hình 6-11, ta có β là góc ở tâm của vòng con lăn tương ứng với cung $m-n$ nằm giữa đường tiếp xúc của con lăn với cục vật liệu và con lăn với vòng nghiền.

$$\beta = 180^\circ - \widehat{ABC} \quad (6-15)$$

Từ tam giác ABC, có:

$$\cos \widehat{ABC} = \frac{a^2 + b^2 + c^2}{2 a.c}$$

hoặc là:

$$\cos \widehat{ABC} = \frac{r(R_1 + R_2) - R_2(R_1 - R_2)}{(R_1 - R_2)(R_2 + r)} \quad (6-16)$$

Từ hai biểu thức (6 - 15) và (6 - 16), ta xác định được góc β . Góc β luôn luôn bé hơn 90° , do đó góc \widehat{ABC} lớn hơn 90° , và cosin của góc lớn hơn 90° và bé hơn 270° là một

đại lượng âm. Ở biểu thức (6 – 16), vế bên phải có mẫu số luôn luôn dương, do đó tử số của nó phải âm, nghĩa là.

$$\begin{aligned} r(R_1 + R_2) &< R_2(R_1 - R_2) \\ \text{Vậy: } r &< \frac{R_2(R_1 - R_2)}{R_1 + R_2} \end{aligned} \quad (6-17)$$

Biểu thức (6-17) cũng như biểu thức (6 – 14) cho phép ta kiểm tra độ lớn của cực vật liệu đi vào máy nghiền.

II. Số vòng quay của chậu

Khi chậu quay, ta xem vật liệu không văng ra mép chậu mà nó nằm dưới con lăn.

Khi chậu quay cực vật liệu trong chậu chịu tác dụng của ba lực sau đây:

– trọng lượng vật liệu G .

– lực ma sát $F = fG$,

– lực ly tâm $C = \frac{Gv^2}{gR}$

Để cho vật liệu đem nghiền không văng ra khỏi chậu thì lực ma sát phải lớn hơn lực ly tâm, nghĩa là:

$$fG \geq \frac{G}{gR} \left(\frac{\pi R \cdot n}{30} \right)^2 \quad (6-18)$$

Từ đây rút ra số vòng quay của chậu bằng:

$$n \leq 30 \sqrt{\frac{f}{R}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (6-19)$$

(ta xem $\pi^2 \approx g$).

Ở đây f – hệ số ma sát của vật liệu với chậu;

R – bán kính vòng ngoài của con lăn, m.

Đối với vật liệu rắn có $f = 0,3$, thì:

$$n_{\max} \leq \frac{16,5}{\sqrt{R}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (6-20)$$

Đối với đất sét ẩm có $f = 0,5$, thì:

$$n_{\max} \leq \frac{21}{\sqrt{R}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (6-21)$$

Khi tháo sản phẩm qua lưới ở đáy chậu, thì:

$$n_{\text{l.việc}} = 0,8 n_{\max}$$

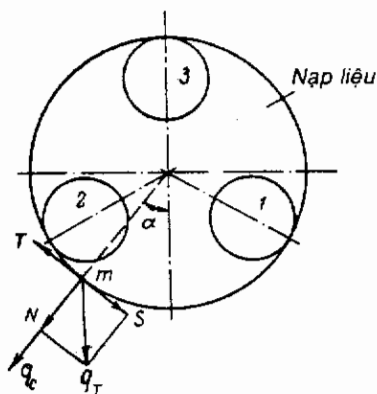
Khi tháo sản phẩm qua mép chậu, thì:

$$n_{\text{l.việc}} = 2,5 n_{\max}$$

Thông thường máy có chấu quay thì $n_{l.việc} = 20 \div 50$ vòng/phút; còn máy có con lăn quay thì $n_{l.việc} = 10 \div 20$ v/ph.

Vì vậy, năng suất của máy nghiền có chấu quay lớn hơn so với máy có chấu đứng yên.

Dưới đây ta sẽ tìm tốc độ quay của vòng nghiền của máy nghiền vòng – con lăn (hình 6 – 12).



Hình 6-12. Sơ đồ xác định tốc độ quay của vòng nghiền:
1,2 và 3- các con lăn.

Vật liệu cho vào máy nghiền cao hơn con lăn một ít. Nếu như số vòng quay của vòng nghiền bé, thì vật liệu sẽ rơi vào phần dưới của vòng nghiền và đi vào vỏ máy nghiền mà không tham gia vào quá trình nâng con lăn 2 lên. Do đó con lăn 2 và 3 sẽ không có tác dụng nghiền vật liệu.

Bây giờ ta xét các lực tác dụng lên cục vật liệu m khi nó chuyển động trong vòng nghiền.

Cục vật liệu chịu tác dụng của trọng lực q_T và lực ly tâm q_c . Có thể chia trọng lực làm hai thành phần: lực hướng tâm N có xu hướng ép cục vật liệu vào vòng nghiền và lực tiếp tuyến S có xu hướng kéo cục vật liệu tụt xuống dưới.

$$N = q_T \cdot \cos \alpha, \quad (6-22)$$

$$S = q_T \sin \alpha \quad (6-23)$$

$$q_c = \frac{q_T v^2}{g R_1} \quad (6-24)$$

trong đó R_1 – bán kính vòng nghiền;

v – tốc độ vòng của vòng nghiền.

Giữa cục vật liệu và vòng nghiêng sinh ra lực ma sát, bằng:

$$T = f(N + q_c) \quad (6-25)$$

f là hệ số ma sát của vật liệu trượt theo bề mặt trong của vòng nghiêng.

Để cho cục vật liệu được nâng lên trên thì phải thỏa mãn điều kiện:

$$T \geq S \quad (6-26)$$

tức là:

$$f(N + q_c) \geq q_T \sin \alpha \quad (6-27)$$

Thay giá trị của q_c từ (6 - 24) và N từ (6 - 22) vào đây, có:

$$f \left(q_T \cos \alpha + \frac{q_T v^2}{g R_1} \right) \geq q_T \sin \alpha$$

hoặc là

$$f \left(\cos \alpha + \frac{v^2}{g R_1} \right) \geq \sin \alpha$$

Từ đó tìm được tốc độ vòng của vòng nghiêng:

$$v \geq \sqrt{\frac{g R_1 (\sin \alpha - f \cos \alpha)}{f}}, \text{ [m/s]} \quad (6-28)$$

Thấy rằng tốc độ vòng phụ thuộc vào góc α .

Khi bố trí các con lăn theo đỉnh của tam giác đều có đỉnh trùng với điểm cao nhất của vòng nghiêng, góc nâng của vật liệu đến con lăn thứ hai có $\alpha = 60^\circ$. Như vậy $\sin 60^\circ = 0,866$; $\cos 60^\circ = 0,5$.

Khi đó tốc độ vòng sẽ bằng:

$$v \geq \sqrt{\frac{g R_1 (0,866 - 0,5f)}{f}} \text{ [m/s]} \quad (6-29)$$

Để cho cục vật liệu có thể được nâng lên đến con lăn thứ ba, nó cần phải xoay đi một góc $\alpha = 90^\circ$. Khi đó tốc độ vòng của vòng nghiêng sẽ là:

$$v \geq \sqrt{\frac{g R_1}{f}} \text{ [m/s]} \quad (6-30)$$

bởi vì $\cos 90^\circ = 0$; $\sin 90^\circ = 1$.

Để giữ cho cục vật liệu ở điểm cao nhất của vòng nghiêng, khi $\alpha = 180^\circ$ thì tốc độ vòng sẽ là:

$$v \geq \sqrt{g R_1} \text{ [m/s]} \quad (6-31)$$

bởi vì $\cos 180^\circ = -1$; $\sin 180^\circ = 0$.

Tốc độ vòng tính theo công thức (6 - 30) thường lớn hơn tốc độ tính theo công thức (6 - 31). Do đó để cho con lăn thứ ba tham gia vào quá trình nghiêng thì tốc độ vòng nghiêng không được lấy bé hơn giá trị tính theo công thức (6-30).

Đối với máy nghiền vòng – con lăn quay theo phương ngang, ta tìm tốc độ quay của trục đứng theo chỉ dẫn dưới đây (xem hình 6 – 13).

Lực ly tâm tác dụng lên con lăn:

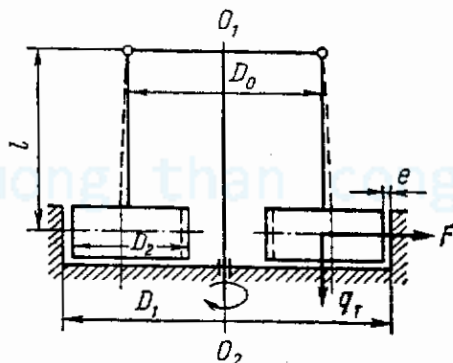
$$q_c = \frac{q_T v^2}{gR}$$

trong đó q_T – trọng lượng con lăn;

v – tốc độ vòng của con lăn đối với trục đứng $O_1 - O_2$; D_0 – $\frac{D_0}{2}$ đến $\frac{D_0}{2} + e$.

R – bán kính quay của con lăn, nó có thể biến đổi từ $\frac{D_0}{2}$ đến $\frac{D_0}{2} + e$.

Lực ly tâm làm cho con lăn văng đến vòng nghiền theo phương hướng kính; còn trọng lượng q_T ngăn cản sự văng này.



Hình 6-13. Sơ đồ lực và mômen tác dụng trong máy nghiền vòng - con lăn (nằm ngang).

Muốn cho con lăn hướng đến vòng nghiền để xảy ra quá trình nghiền thì cần phải thỏa mãn điều kiện:

$$q_c l \geq q_T \cdot e \quad (6-32)$$

mà

$$e = \frac{D_1}{2} - \left(\frac{D_0}{2} + \frac{D_2}{2} \right) \quad (6-33)$$

Gọi n là số vòng quay của trục đứng trong một phút thì tốc độ vòng của nó sẽ là:

$$v = \frac{\pi R n}{30} \quad [\text{m/s}]$$

Vậy:

$$q_c = \frac{q_T \pi^2 R^2 n^2}{900 g R} = \frac{q_T R n^2}{900} \quad (6-34)$$

(Xem $\pi^2 \approx g$), còn R tính bằng mét.

$$R = \frac{D_1 - D_2}{2} = R_1 - R_2 \quad (6-35)$$

Từ các công thức (6 - 33), (6 - 34) và (6 - 35), có thể tìm được số vòng quay của trục đứng như sau:

$$\frac{q_T n^2}{900} \cdot \frac{(D_1 - D_2)}{2} \cdot l \geq q_T \left(\frac{D_1}{2} - \frac{D_0}{2} - \frac{D_2}{2} \right)$$

Từ đây rút ra:

$$n \geq 30 \sqrt{\frac{D_1 - D_0 - D_2}{(D_1 - D_2)l}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (6-36)$$

Mặt khác, cũng có thể tìm số vòng quay của trục thông qua lực cần thiết để đập vật liệu như sau:

$$n \geq 30 \sqrt{\frac{P}{q_T(R_1 - R_2)}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (6-37)$$

trong đó P là lực cần thiết để đập vật liệu, xác định như sau:

$$P = \sigma F, \quad N$$

σ — giới hạn bền của vật liệu, N/cm²;

F— diện tích tiết diện của vật liệu bị biến dạng, cm²;

q_T — trọng lượng các con lăn, N.

III. Năng suất của máy

Năng suất của máy nghiền Begun phụ thuộc vào bề rộng và số lượng con lăn, vào tốc độ quay của chậu, vào tính chất của vật liệu đem nghiền.

Năng suất theo thể tích của một con lăn tính bằng (m³/h) là:

$$V = \pi D_0 b d n \cdot 60 \mu \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

trong đó D_0 — khoảng cách giữa tâm của các con lăn khi quay vạch ra, m;

b— bề rộng con lăn, m;

d— kích thước sản phẩm, m;

n— số vòng quay của chậu (hoặc của trục đứng) trong 1 phút;

μ — hệ số trượt của vật liệu.

Nếu như Begun có Z con lăn và khối lượng thể tích của vật liệu đem nghiền là ρ_x thì năng suất tính theo khối lượng của máy sẽ là:

$$G = 188,4 \mu D_0 b d n Z \rho_x \quad [\text{kg/h}] \quad (6-38)$$

Đối với máy nghiền vòng – con lăn, năng suất của máy tính theo thể tích như sau:

$$V = \pi D_1 B \text{ dn. } 60. Z \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (6-39)$$

trong đó D_1 – đường kính trong của vòng nghiền, m;

B – bề rộng vòng nghiền, m;

d – kích thước sản phẩm, m;

Z – số lượng con lăn;

n – vòng/phút.

Năng suất tính theo khối lượng sản phẩm sẽ là

$$G = 188,4 D_1 B \text{ dn} \mu \rho_x Z \quad [\text{kg/h}] \quad (6-40)$$

trong đó μ là hệ số tơi của vật liệu;

ρ_x là khối lượng riêng xốp của vật liệu, kg/m^3

Giữa kích thước sản phẩm và hệ số tơi có quan hệ như sau:

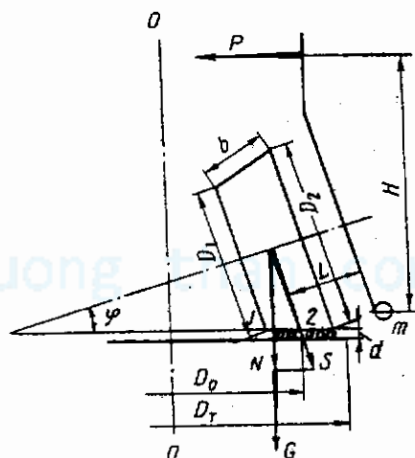
kích thước vật liệu d , mm... 0,84 0,30 0,15 0,075

hệ số tơi μ ... 1,19 0,39 0,46 0,50

IV. Xác định lực ép lên vật liệu đem nghiền

1. Đối với máy nghiền Lese

Ta biết rằng khả năng nghiền của các con lăn phụ thuộc vào bề rộng b , vào trọng lượng G của chúng và vào lực ép P của lò xo (hình 6 – 14).



Hình 6-14. Sơ đồ để xác định lực ép của máy nghiền LESE.

Vật liệu nằm bên dưới con lăn có thể tích bằng kbd^2 chịu tác dụng của hai lực sau đây:

– Trọng lượng của con lăn G và lực N .

Từ hình 6–14, ta có:

$$N = S \cdot \cos \varphi$$

$$S \cdot L = P \cdot H$$

Từ đó rút ra

$$S = P \frac{H}{L} \quad (6-41)$$

Do đó:

$$\text{lực } N = P \frac{H}{L} \cos \varphi \quad (6-42)$$

Công cần thiết để phá vỡ vật liệu có thể tích kbd^2 được xác định theo công thức:

$$A = \frac{\sigma^2 \cdot V}{2E} = \frac{\sigma^2 kbd^2}{2E} \quad (6-43)$$

Công này cũng xem như tích của lực ép ($G + N$) với độ biến dạng của vật liệu Δd , nghĩa là $A = (G + N) \Delta d$.

$$\text{Độ biến dạng } \Delta d = \varepsilon \cdot d = \frac{\sigma}{E} \cdot d$$

Do đó, ta viết được.

$$\frac{\sigma^2 kbd^2}{2E} = (G + N) \frac{\sigma}{E} d$$

$$\text{Rút ra lực ép } G + N = k\sigma \frac{bd}{2} \quad (6-44)$$

Hoặc là:

$$G + P \frac{H}{L} \cos \varphi = k \frac{\sigma bd}{2} \quad (6-45)$$

Từ (6 – 45), ta rút ra được lực nén của lò xo.

$$P = \left(\frac{k\sigma bd}{2} - G \right) \frac{L}{H \cdot \cos \varphi} \quad [N] \quad (6-46)$$

trong đó G – trọng lượng con lăn, N ;

H và L – cánh tay đòn của lực P và S (xem hình vẽ);

φ – góc nghiêng của trục con lăn với mặt phẳng chấu;

d – kích thước cục vật liệu vào máy, cm;

b – bề rộng con lăn, cm;

k – hệ số hình dáng tính đến sự giảm thể tích của cục vật liệu so với thể tích hình hộp có cạnh là d ;

σ – giới hạn bền của cục vật liệu, N/cm^2 .

2. Đối với máy nghiền Begun

Xác định lực ép theo công thức sau:

$$P = \frac{k\sigma bd}{2} [N] \quad (6-47)$$

Tóm lại, trong máy nghiền Begun thì trọng lượng của con lăn đóng vai trò lực ép. Trong máy nghiền con lăn hình cầu và máy nghiền vòng – con lăn thì lực ly tâm đóng vai trò lực ép. Còn trong máy nghiền LESE thì cả trọng lượng của con lăn và lực nén của lò xo đóng vai trò lực ép.

V. Công suất tiêu hao

Công suất tiêu hao của máy nghiền chủ yếu để khắc phục các ma sát lăn, ma sát trượt ở con lăn và sức cản của các tấm gạt liệu, cũng như ma sát ở trong các gối trục.

Gọi N_1 là công suất để khắc phục ma sát lăn của các con lăn với vật liệu, thì:

$$N_1 = \frac{f_1 P \cdot v_o \cdot Z}{R} [W] \quad (6-48)$$

trong đó:

f_1 – hệ số ma sát lăn, thường lấy $f_1 = 0,005 \div 0,01$;

P – lực ép lên vật liệu (đối với máy nghiền Begun thì chính là trọng lượng của con lăn), N ;

Z – số lượng con lăn;

R – bán kính con lăn, m ;

v_o – tốc độ vòng tại vị trí giữa con lăn, m/s

$$v_o = \frac{\pi \cdot R_o \cdot n}{30}$$

R_o – bán kính của đường tròn đo điểm giữa con lăn vạch ra, m ;

n – số vòng quay của trục đứng hoặc của châu/phút. Thay giá trị của v_o vào (6-48), ta có:

$$N_1 = \frac{f_1 \cdot P \cdot Z \cdot \pi R_o \cdot n}{30 \cdot R} [W] \quad (6-49)$$

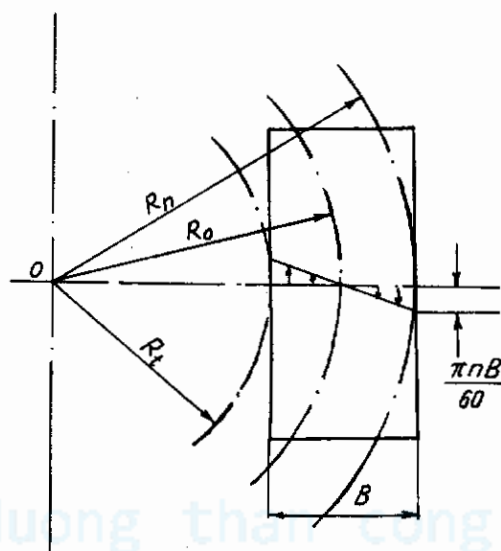
Gọi N_2 là công suất tiêu hao để khắc phục ma sát trượt của các con lăn với vật liệu, thì:

$$N_2 = f \cdot P \cdot Z v_{tr} [W] \quad (6-50)$$

trong đó f – hệ số ma sát trượt, thường lấy $f = 0,1 \div 0,2$;

v_{tr} – tốc độ trượt trung bình của con lăn với vật liệu nằm trong châu, m/s .

Tốc độ trượt tại các điểm tiếp xúc của con lăn với vật liệu không giống nhau. Tại điểm giữa của con lăn thì tốc độ trượt bằng không, còn ở mép trong và mép ngoài của con lăn thì có tốc độ trượt lớn nhất (hình 6-15).



Hình 6-15. Sơ đồ phân bố tốc độ trượt.

Xác định tốc độ trượt tại ba điểm đặc trưng:

Tại mép trong có:

$$v_t = \frac{\pi R_t n}{30} \quad [\text{m/s}] \quad (6-51)$$

Tại điểm giữa, có:

$$v_o = \frac{\pi R_o n}{30} \quad [\text{m/s}] \quad (6-52)$$

Tại mép ngoài, có:

$$v_n = \frac{\pi R_n n}{30} \quad [\text{m/s}] \quad (6-53)$$

Vì có

$$R_n > R_o > R_t$$

Nên

$$v_n > v_o > v_t$$

Tốc độ trượt tại các điểm của con lăn là hiệu số tốc độ vòng của điểm đó với tốc độ vòng của điểm giữa con lăn.

Tốc độ trượt ở mép ngoài của con lăn là:

$$v_{t,n} = v_n - v_o = \frac{\pi \cdot n}{30} (R_n - R_o)$$

hay là:

$$v_{t,n} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{B}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot B}{60} \quad (6-54)$$

Tất nhiên, tốc độ trượt ở mép trong của con lăn cũng giống như biểu thức (6-54)

Mỗi điểm của mép trong trượt một đại lượng $\frac{\pi \cdot n \cdot B}{60}$ về phía trước thì mỗi điểm của mép ngoài cũng trượt một đại lượng như thế về phía sau.

Tốc độ trượt trung bình của các điểm nằm trên con lăn sẽ là:

$$v_{tr} = 0,5 \left(0 + \frac{\pi \cdot n \cdot B}{60} \right)$$

$$v_{tr} = \frac{\pi \cdot n \cdot B}{120} \quad [m/s] \quad (6-55)$$

Thay giá trị của v_{tr} vào công thức (6-50), ta xác định được công suất N_2 ;

$$N_2 = \frac{f \cdot P \cdot Z \cdot \pi \cdot n \cdot B}{120} \quad [W] \quad (6-56)$$

Còn công suất tiêu hao do các tấm gạt vật liệu gây nên thường lấy tăng lên 20% đến 30% tổng hai công suất trên.

Vậy, công suất cần thiết để nghiền vật liệu, bằng:

$$N = (1,2 + 1,3) (N_1 + N_2)$$

hay là:

$$N = (1,2 + 1,3) \frac{\pi P \cdot Z \cdot n}{30} \left(\frac{f_1 R_0}{R} + \frac{f_b}{4} \right) \quad [W] \quad (6-57)$$

Công suất của động cơ điện sẽ là:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta} \cdot 10^{-3} \quad [kW] \quad (6-58)$$

trong đó η – hiệu suất của bộ truyền động, lấy bằng 0,6 ÷ 0,8.

Đối với máy nghiền LESE, xác định công suất tiêu hao như sau:

Mép ngoài của con lăn chỉ lăn mà không trượt, nên số vòng quay của con lăn sẽ là:

$$n = \frac{D_T}{D_2} \cdot n_{ch} \quad [vòng/phút] \quad (6-59)$$

trong đó D_T – đường kính chậu, m;

D_2 – đường kính đáy con lăn, m;

n_{ch} – số vòng quay của chậu/phút.

Hiệu số tốc độ ở điểm 1 của chậu và điểm 1 của con lăn bằng (hình 6-14):

$$\Delta v_1 = v_{1, \text{ch}} - v_1 = \frac{\pi(D_T - b)n_{\text{ch}}}{60} - \frac{\pi D_1 n_{\text{ch}}}{60} \cdot \frac{D_T}{D_2} \quad [\text{m/s}]$$

$$\Delta v_1 = \frac{\pi D_T n_{\text{ch}}}{60} \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right) - \frac{\pi b n_{\text{ch}}}{60} \quad [\text{m/s}] \quad (6-60)$$

Chú ý : các đại lượng D_T , D_1 , D_2 và b tính bằng mét.

Tốc độ trượt trung bình của con lăn sẽ là $\frac{\Delta v_1}{2}$

Lực ma sát trượt bằng:

$$T_c = f_c(G + N) \quad (6-61)$$

Công trượt sẽ là:

$$A_c = T_c \frac{\Delta v_1}{2} = f_c(G + N) \frac{\Delta v_1}{2} \quad (6-62)$$

Công suất tiêu hao do trượt của một con lăn:

$$N_c = f_c(G + N) \frac{\Delta v_1 \cdot n}{2.60} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (6-63)$$

trong đó G và N tính bằng Niuton.

Công suất tiêu hao để khắc phục ma sát lăn:

$$N_K = f_k(G + N) \cdot \frac{\pi D_o n}{60 R_c} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (6-64)$$

trong đó f_k - hệ số ma sát lăn của con lăn với vật liệu đem nghiền; $f_k = 0,2$;

D_o - đường kính quay trung bình của con lăn theo chậu, m;

$R_c = \frac{D_1 + D_2}{4}$ - bán kính trung bình của con lăn, m.

Công suất động cơ điện lắp với máy nghiền sẽ là:

$$N_{\text{dc}} = \frac{N_c + N_K}{\eta_M} \quad (6-65)$$

trong đó η_M - hiệu suất truyền động.

cuu duong than cong. com

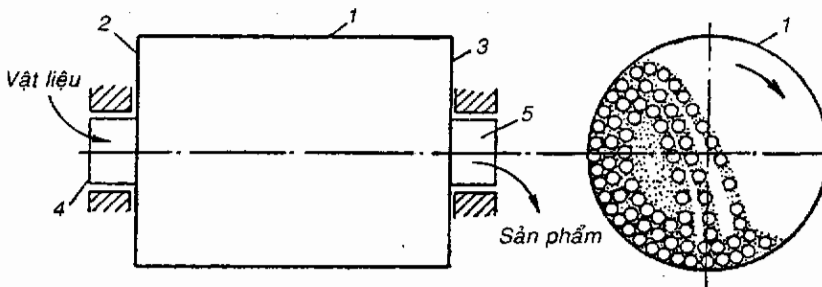
cuu duong than cong. com

CHƯƠNG BẢY

MÁY NGHIỀN BÌ

§1. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC VÀ PHÂN LOẠI

Máy nghiền bi thuộc vào loại máy nghiền mịn mà sự nghiền xảy ra là do sự va đập và chà xát của các viên bi với vật liệu đem nghiền. Máy nghiền bi gồm có một thùng rỗng 1, hai đầu thùng có hai đáy 2 và 3, ở tâm hai đáy có cổ trục rỗng 4 và 5. Các cổ trục được đặt trên hai gối và thùng được quay xung quanh trục nằm ngang (hình 7 - 1).



Hình 7-1. Sơ đồ máy và nguyên lý làm việc của nó.

Trong thùng có chứa các viên bi (thường gọi là vật nghiền). Khi thùng quay, các vật nghiền được nâng lên đến một độ cao nào đó rồi rơi hoặc trượt xuống. Vật liệu đem nghiền được nạp vào qua một cổ trục rỗng rồi đi dọc thân thùng và cùng chuyển động với vật nghiền. Sự nghiền vật liệu xảy ra do va đập, chà xát và ép.

Sản phẩm đã được nghiền được tháo qua cổ trục rỗng thứ hai.

Trên hình 7 - 2 mô tả sơ đồ của các loại máy nghiền bi.

Hình a - máy nghiền bi làm việc gián đoạn.

Hình b – Máy nghiền bi thùng ngắn làm việc liên tục.

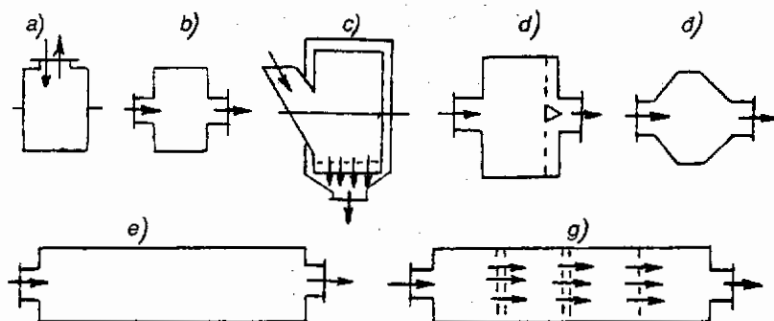
Hình c – Máy nghiền bi thùng ngắn làm việc liên tục tháo sản phẩm qua lưới xung quanh.

Hình d – Máy nghiền bi thùng ngắn làm việc liên tục tháo sản phẩm qua lưới ở cổ thùng.

Hình đ – Máy nghiền bi thùng có dạng trụ – nón làm việc liên tục.

Hình e – Máy nghiền bi thùng dài một ngăn làm việc liên tục.

Hình g – Máy nghiền bi thùng dài nhiều ngăn làm việc liên tục.



Hình 7 - 2. Các kiểu máy nghiền bi.

Các máy nghiền bi có thể làm việc theo chu trình kín hoặc chu trình hở, có thể nghiền khô hoặc nghiền ướt. Kích thước vật liệu cho vào máy khoảng $25 + 70$ mm. Mức độ nghiền có thể đạt $50 + 100$. Sản phẩm từ máy nghiền đi ra thường ở dạng bột có kích thước hạt nhỏ hơn 0,1 mm.

Ưu điểm của máy nghiền bi là – năng suất cao, sản phẩm rất mịn, có thể vừa nghiền vừa sấy vật liệu, cấu tạo đơn giản, dễ sử dụng và an toàn và có thể điều chỉnh được mức độ nghiền.

Nhưng nó có nhược điểm là tiêu thụ nhiều năng lượng, kích thước máy lớn, công kênh và khi làm việc rất ồn.

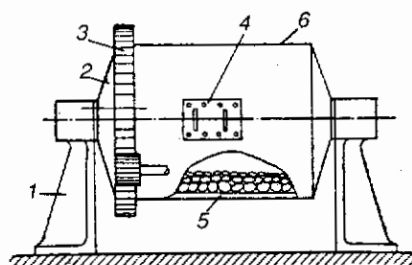
§2. CẤU TẠO MÁY NGHIỀN BI

I. Máy nghiền bi thùng ngắn làm việc gián đoạn (hình 7 - 3)

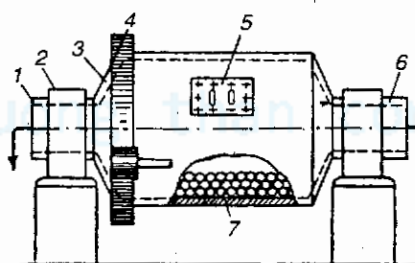
Gọi là máy nghiền thùng ngắn khi tỉ số chiều dài với đường kính thùng $\frac{L}{D} < 2$.

Máy gồm có thân thùng 6 ghép với đáy 2 bằng bulông, mặt trong của thân thùng và đáy được lót bằng các tấm lót làm bằng thép mangan để chịu mài mòn.

Vật liệu đem nghiền và vật nghiền được cho vào bên trong thùng qua cửa 4 theo tỉ lệ đã xác định. Bộ truyền động làm việc thì thùng quay và xảy ra sự nghiền vật liệu. Khi sản phẩm đạt được độ mịn yêu cầu thì cho dừng máy, mở cửa 4 để tháo sản phẩm và



Hình 7-3. Sơ đồ máy nghiền thùng ngán làm việc gián đoạn:
1 - bệ đỡ; 2 - dây; 3 - hệ truyền động; 4 - cửa; 5 - vật nghiền; 6 - thân thùng.



Hình 7 - 4. Máy nghiền thùng một ngán làm việc liên tục:
1 - cổ trục rỗng; 2 - gối đỡ; 3 - thùng; 4 - hệ truyền động; 5 - cửa; 6 - cổ trục phía nạp liệu; 7 - vật nghiền.

vật nghiền, sau đó cho qua sàng phân loại tách được vật nghiền ra khỏi sản phẩm. Máy nghiền gián đoạn làm việc theo từng mẻ nên năng suất thấp, chỉ dùng nó với qui mô nhỏ. Trên hình 7-4 mô tả sơ đồ máy nghiền một ngán làm việc liên tục.

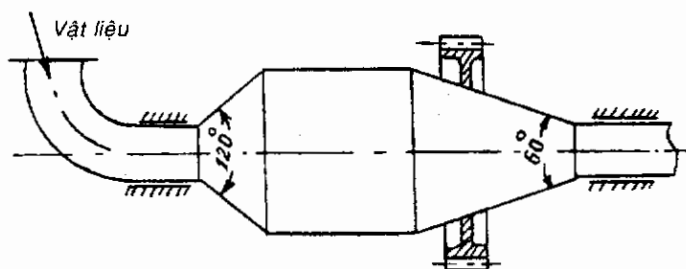
Vật liệu vào máy qua cổ trục rỗng 6 và sản phẩm đi ra theo cổ trục rỗng 1.

Ở đây cửa 5 dùng để nạp vật nghiền vào thùng và để sửa chữa bên trong thùng.

Sự chuyển động của vật liệu dọc theo thùng khi thùng quay là do có độ chênh của mức vật liệu ở đầu vào và đầu ra.

Nếu tháo sản phẩm ra khỏi máy bằng dòng khí thì khí đi vào máy ở phía cổ trục nạp liệu.

Trên hình 7 - 5 mô tả sơ đồ máy nghiền bi thùng ngán một ngán có đoạn hình nón tháo sản phẩm qua cổ trục.



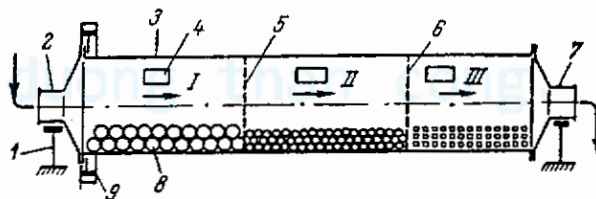
Hình 7 - 5. Máy nghiền bi thùng ngắn có đoạn hình nón.

Máy gồm đoạn thân trụ ghép với hai đoạn nón ở hai đầu. Đoạn nón ở phía nạp liệu có góc ở đỉnh bằng 120° , còn đoạn nón ở phía tháo sản phẩm có góc ở đỉnh bằng 60° . Chiều dài đoạn hình trụ lấy bằng $(0,25 + 0,3)$ đường kính thùng. Trên đoạn thân trụ có làm cửa để nạp vật nghiền vào thùng và để sửa chữa.

Vì có kết cấu trụ – nón nên khi thùng quay thì các viên bi được tự động phân bố theo kích thước, ở đầu nạp liệu tập trung các viên bi có kích thước lớn vì ở đó vật liệu có kích thước lớn. Còn ở phần nón cuối máy, vì vật liệu đã được nghiền có kích thước bé đi ra nên ở đây tập trung các viên bi có kích thước bé, nhờ thế mà năng lượng tiêu hao để nghiền giảm.

II. Máy nghiền bi thùng dài nhiều ngăn làm việc liên tục (hình 7 – 6)

Máy có tỉ lệ chiều dài và đường kính thùng $L/D = 2 + 5$. Thân thùng làm bằng thép có dạng hình trụ, trong thùng được chia ngăn bằng các tấm ngăn (còn gọi là vách ngăn).



Hình 7 - 6. Máy nghiền bi thùng dài nhiều ngăn:

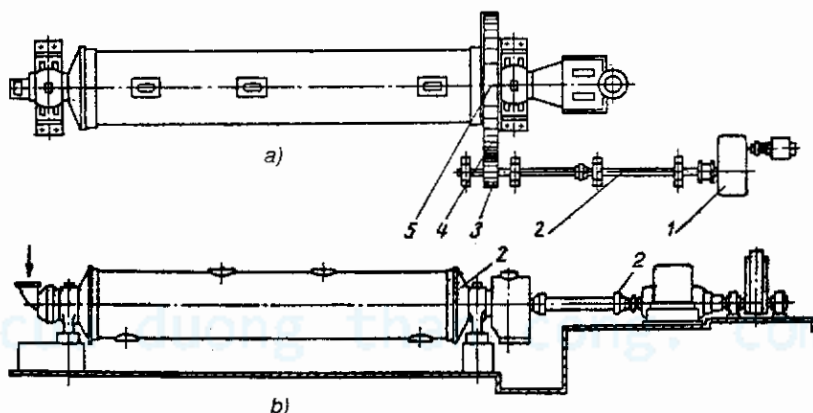
- 1 - bệ đỡ; 2 - cổ trục phía nạp liệu; 3 - thân thùng; 4 - cửa; 5, 6 - các tấm ngăn;
7 - cổ trục phía tháo liệu; 8 - vật nghiền; 9 - bánh răng truyền động.

Trên mỗi ngăn có một cửa 4 để cho vào hoặc lấy ra các viên bi nghiền (còn gọi là vật nghiền).

Mỗi một ngăn chứa các vật nghiền có kích thước khác nhau, ngăn ở phía nạp liệu thì chứa vật nghiền có kích thước lớn nhất và ở ngăn cuối cùng thì vật nghiền có kích thước bé nhất và thường dùng dạng trụ.

Hai đầu thùng có hai đáy được đúc liền với cổ trục rỗng. Mặt trong của thùng và hai đáy được lót bằng các tấm lót. Đáy được liên kết chặt với thùng bằng các bu lông.

Truyền động cho máy có thể dùng cặp bánh răng vòng hoặc truyền động ở tâm (xem hình 7 - 7).



Hình 7 - 7. Sơ đồ truyền động của máy nghiền:

a) truyền động bằng cặp bánh răng vòng (gọi là truyền động chu vi);

b) truyền động ở tâm.

Truyền động ở tâm thì máy làm việc êm hơn và có thể bố trí phần truyền động (động cơ, hộp giảm tốc) tách riêng để tránh bụi bẩn.

Vật liệu nạp vào máy có kích thước đến 50 mm và sản phẩm thu được có kích thước 0,05 mm.

Ưu điểm của máy nghiền bi nhiều ngăn là đạt được độ mịn cao, năng suất lớn, năng lượng tiêu hao nhỏ, nhưng có nhược điểm là cấu tạo cồng kềnh, trọng lượng và kích thước của máy lớn.

III. Máy nghiền bi rung

Trên hình 7 - 8 trình bày sơ đồ máy nghiền bi rung (gọi tắt là máy nghiền rung).

Máy gồm có vỏ hình trụ 1, có cửa 8 để nạp và tháo bi cùng với vật liệu đem nghiền. Vỏ máy được đặt trên các lò xo đỡ 3. Và lò xo đặt trên bộ máy 4. Bộ phận rung 2 (trục

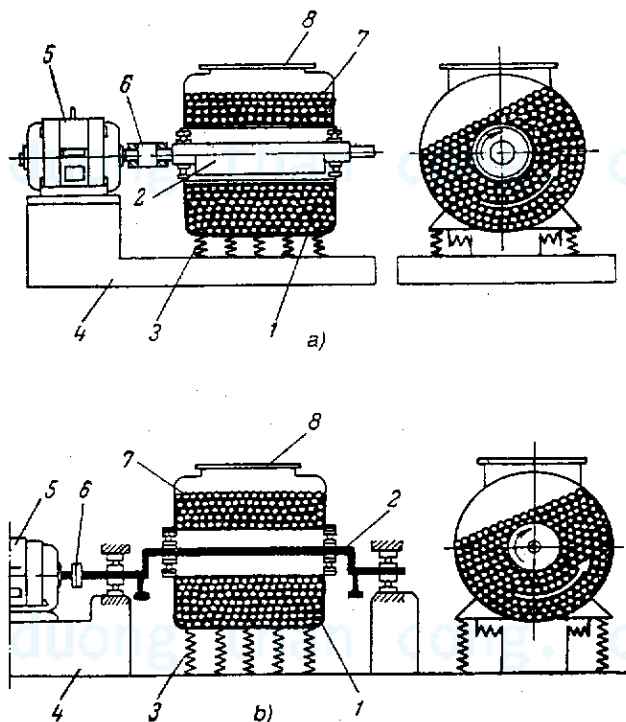
lệch tâm hoặc trục khuỷu) tựa lên hai gối đỡ đã được lắp với vỏ máy. Thường trục 2 được lồng vào trong một ống bảo vệ bằng caosu cứng.

Trục 2 của bộ phận rung nối với trục động cơ điện bằng nối trục mềm để tránh truyền sự rung từ máy nghiền đến động cơ điện.

Trục 2 của bộ phận rung có thể làm ở dạng trục khuỷu hoặc dạng lệch tâm, bên trên nó còn gắn thêm các miếng đối trọng để điều chỉnh biên độ dao động.

Biên độ dao động của thùng nghiền $3 \div 5$ mm. Số vòng quay của trục 2 thường đến $1500 \div 3000$ vòng/phút.

Lượng bi nạp vào thường chiếm đến 80% dung tích vỏ thùng. Kích thước cục vật liệu cho vào máy không lớn hơn 10 mm và độ mịn sản phẩm có thể đạt đến 0,05 mm. Kích thước cục vật liệu vào máy càng nhỏ thì sản phẩm thu được càng mịn (0,001 mm).



Hình 7.- 8. Sơ đồ máy nghiền rung loại quán tính (hình a) và loại rung (hình b):

- 1 - vỏ máy; 2 - bộ phận rung; 3 - các lò xo đỡ; 4 - bệ máy; 5 - động cơ điện;
6 - nối trục mềm; 7 - bi nghiền; 8 - cửa.

Khi máy làm việc vỏ thùng rất nóng, do đó người ta làm thêm vỏ bọc để cho nước vào làm nguội vỏ thùng. Loại máy này làm việc gián đoạn, năng suất không lớn nhưng được dùng nhiều để nghiền mịn trong công nghiệp vật liệu xây dựng, gốm sứ, men v.v...

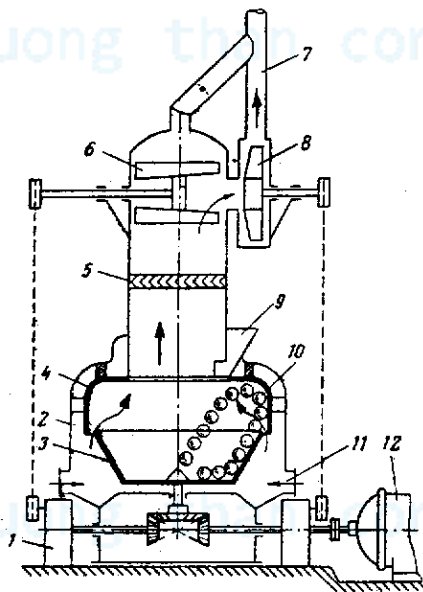
IV. MÁY NGHIỀN BI CÓ CHẬU QUAY

Trên hình 7 - 9 trình bày cấu tạo của máy nghiền bi có chậu quay hay còn gọi là máy nghiền bi - ly tâm.

Chậu 3 quay xung quanh trục đứng nhờ bộ truyền bánh răng nón ở phía dưới.

Khi chậu quay các viên bi và vật liệu chịu tác dụng của lực ly tâm văng ra khỏi miệng chậu quay 3 đến đập vào vòng nghiền 4 rồi rơi ngược trở lại về chậu. Chính động năng của các viên bi tạo ra lực đập vật liệu. Quạt gió 8 hút hỗn hợp không khí và vật liệu đã bị nghiền đi qua ghi lưới 5; các hạt to không chui qua lưới được bị rơi trở lại và được nghiền tiếp.

Máy này chủ yếu dùng để nghiền khô các vật liệu có độ cứng trung bình. Sản phẩm sau khi nghiền đạt đến độ mịn 0,07 mm. Máy có ưu điểm là nhỏ, gọn, nhưng năng suất không lớn, làm việc ồn và bụi.



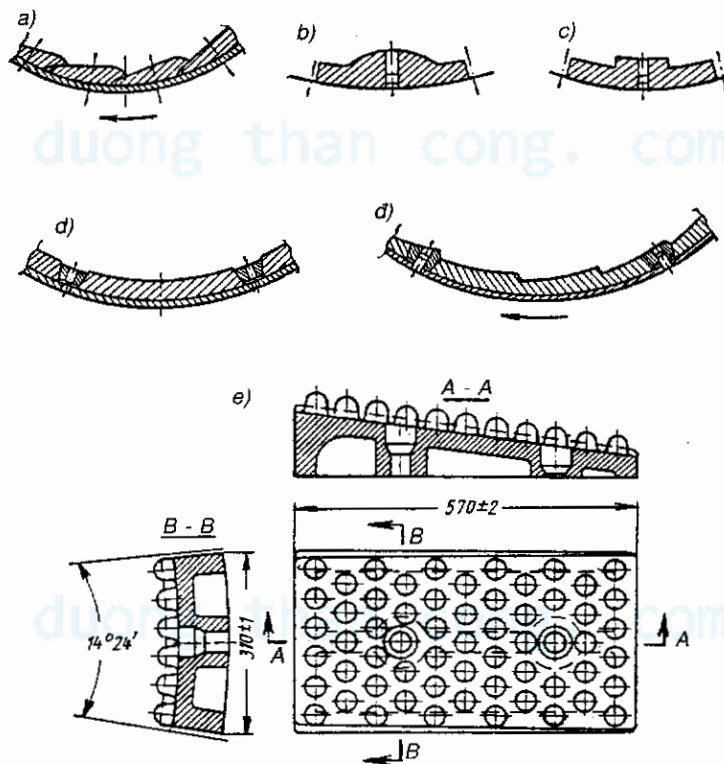
Hình 7 - 9. Máy nghiền bi - ly tâm:

- 1 - hộp giảm tốc; 2 - vỏ máy; 3 - chậu; 4 - vòng nghiền; 5 - ghi lưới; 6 - bộ phân ly;
7 - ống thoát; 8 - quạt gió; 9 - cửa nạp bi và vật liệu; 10 - bi; 11 - cửa hút không khí; 12 - động cơ điện.

§3. CÁC CHI TIẾT CHỦ YẾU CỦA MÁY NGHIỀN BI

I. Thùng nghiền

Thân thùng thường được chế tạo từ thép làm nổi hơi. Bề dày thân thùng phụ thuộc vào đường kính thùng, thường lấy $\delta = (0,01 \div 0,15)D$. Ngày nay người ta chế tạo thùng bằng phương pháp hàn. Hai đầu thùng hàn với hai mặt bích để ghép thân với đáy thùng. Và mặt bích phải đặt vuông góc với đường tâm của thân thùng. Khi lắp thân thùng và hàn ghép mới lại phải đảm bảo thật tròn, không được ô van. Đối với thùng dài phải hàn nối các đoạn lại với nhau cần chú ý đảm bảo độ đồng tâm của các đoạn. Thùng sau khi hàn xong cần phải ủ một thời gian để khử nội ứng suất. Trên thân thùng thường khoét lỗ làm cửa nạp vật nghiền; đối với máy nghiền thùng dài, mỗi ngăn làm một cửa.



Hình 7 - 10. Tấm lót có các hình dạng bề mặt khác nhau:
a - dạng chồng; b - dạng sóng; c - dạng lõm; d - dạng phẳng;
đ - dạng bậc; e - dạng gót giày.

II. Tấm lót

Mặt trong của thùng nghiền chịu tác dụng va đập của vật nghiền và bị chà xát bởi vật liệu đem nghiền và vật nghiền nên nó bị mòn. Do đó để bảo vệ mặt trong của thùng nghiền không bị mòn người ta dùng các tấm lót để bảo vệ mặt thùng. Vật liệu làm tấm lót có thể là thép mangan, gang, đá.

Các tấm lót được chế tạo có độ bền cao hơn so với độ bền của vật nghiền để khi làm việc nó không bị biến dạng và không bị nứt.

Tấm lót ngoài chức năng bảo vệ mặt trong của thùng nghiền, nó còn có thêm chức năng làm tăng hiệu quả nghiền, nghĩa là bề mặt tấm lót cần phải có cấu tạo sao cho vật nghiền được nâng lên đến độ cao thích hợp sinh ra động năng lớn nhất khi đập vào vật liệu đem nghiền. Trên hình 7 – 10 trình bày các tấm lót có hình dạng bề mặt khác nhau.

Đối với máy nghiền bi thùng có nhiều ngăn thì ngăn đầu thường lót các tấm lót bề mặt có vấu lồi như lót giày, ngăn thứ hai dùng tấm lót mặt sóng hoặc gân và ngăn cuối dùng tấm lót mặt phẳng để tăng cường chà xát.

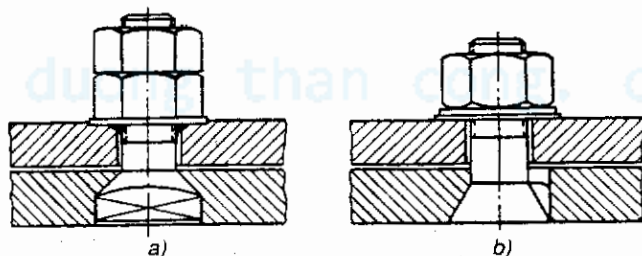
Các tấm lót chế tạo bằng gang hoặc thép cacbon thì cần phải tôi bề mặt làm việc một lớp dày $7 \div 12$ mm.

Đối với các tấm lót dạng gân và dạng sóng thì thường lấy chiều cao gân hoặc sóng bằng $(0,3 \div 0,25)$ chiều dày của tấm lót.

Đối với tấm lót dạng gót giày thì chiều cao và khoảng cách của các gót phụ thuộc vào kích thước của vật nghiền.

Đường kính gót giày $d = (0,8 \div 1,0)d_v$; khoảng cách giữa các gót giày $t = (1,5 \div 2,0) d_v$; ở đây d_v là đường kính của vật nghiền, (bi). Các gót giày có thể bố trí thành các dãy song song hoặc xen kẽ nhau.

Khi thùng nghiền làm việc, cần phải đảm bảo mức độ chứa của thùng không được bé hơn 0,25. Nếu không đảm bảo được như thế thì các viên bi rơi lên các tấm lót không có vật liệu bao phủ, tức là không xảy ra sự nghiền vật liệu mà chỉ làm cho tấm lót bị mài mòn.

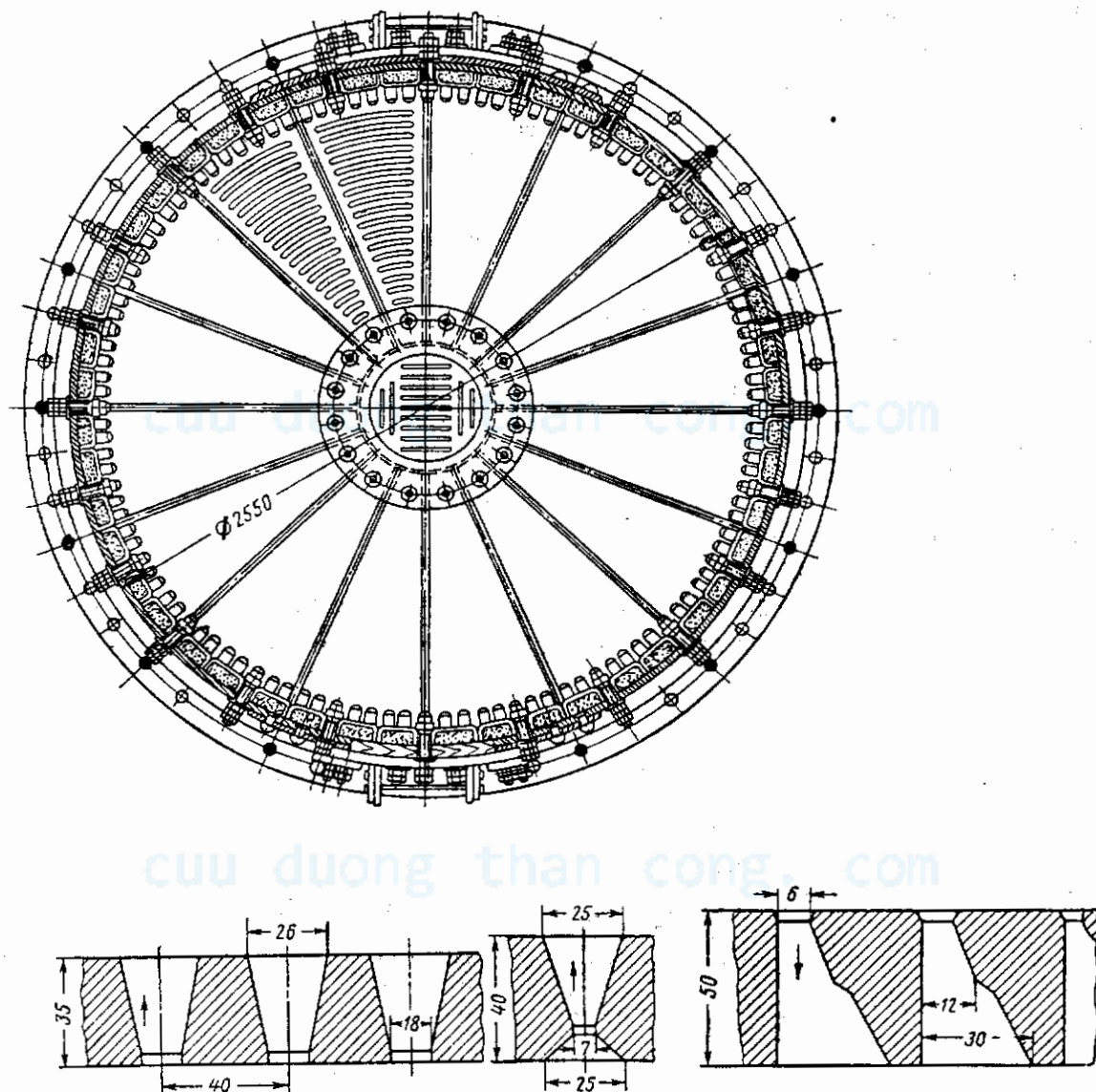


Hình 7 - 11. Sơ đồ lắp tấm lót với thân thùng:
a - bulông đầu vuông; b - bulông đầu có mẫu.

Các tấm lót được xếp thành dãy song song nhau theo chiều dài thùng, nhưng trong các dãy chẵn và dãy lẻ các tấm lót được đặt so le nhau nên khe hở của chúng theo vòng chu vi là các đường dịch dắc, còn khe hở theo chiều dài là đường thẳng. Chiều rộng khe hở không được lớn hơn 10 mm.

Lắp tấm lót vào thân thùng, người ta thường dùng bulông đầu vuông hoặc đầu có mấu (hình 7 - 11).

III. Tấm ngăn



Hình 7 - 12. Tấm ngăn và tiết diện các khe.

Dùng để chia thủng nghiền ra làm nhiều ngăn riêng biệt. Nó cản trở sự dịch chuyển của vật nghiền từ ngăn này sang ngăn khác mà chỉ cho vật liệu đã được nghiền đến kích thước quy định chui qua.

Tấm ngăn được chế tạo làm nhiều mảnh có dạng hình quạt hoặc hình cung, ghép lại với nhau và với thân thủng (hình 7 - 12).

Trên tấm ngăn được khoét lỗ để cho vật liệu đã được nghiền chui qua. Các lỗ đó được khoét dài (còn gọi là các khe). Có thể bố trí khe theo phương hướng tâm hoặc theo phương vòng.

Khi thủng nghiền làm việc, các tấm ngăn chịu sự va đập của vật nghiền và vật liệu nên nó cũng được chế tạo từ vật liệu tốt, chống mòn.

Tỷ số tổng diện tích các lỗ trên tấm ngăn với diện tích ngang của tấm ngăn gọi là tiết diện tự do. Giá trị của nó có ảnh hưởng đến năng suất của máy; tiết diện tự do thường lấy khoảng $0,1 \div 0,15$.

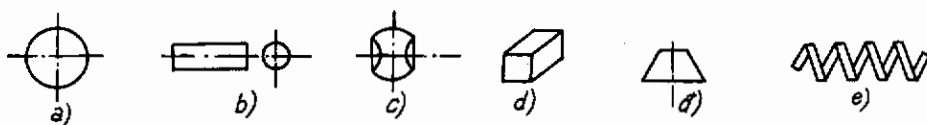
Trong máy nghiền bi thủng dài nhiều ngăn thì từ ngăn đầu đến ngăn cuối có tiết diện tự do và kích thước của lỗ giảm dần.

Các lỗ thường có dạng hình nón rộng dần về phía tháo liệu (hình 7 - 12).

IV. Vật nghiền.

Vật nghiền là bộ phận chính để đập và chà xát vật liệu. Nó thường có dạng hình cầu, hình trụ, hình khối. Vật liệu chế tạo vật nghiền là thép, gang, đá, sứ v.v... Tùy thuộc vào tính chất của vật liệu đem nghiền và mức độ tinh khiết của sản phẩm để lựa chọn vật nghiền là loại vật liệu nào.

Trên hình 7 - 13, trình bày một số dạng vật nghiền.

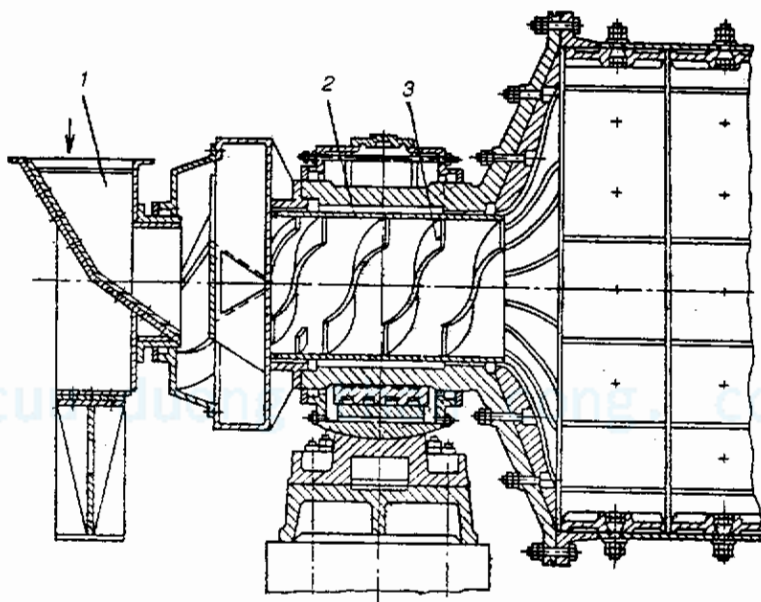


Hình 7 - 13. Các dạng vật nghiền.

Kích thước của vật nghiền phụ thuộc vào kích thước và độ bền của vật liệu đem nghiền. Kích thước vật liệu vào máy càng lớn và có độ bền càng cao thì kích thước vật nghiền càng lớn. Vì vậy trong máy nghiền bi thủng dài nhiều ngăn thì kích thước vật nghiền giảm dần từ ngăn đầu đến ngăn cuối. Trong mỗi một ngăn, người ta thường nạp vào vật nghiền có nhiều loại kích thước khác nhau và nằm lộn xộn. Thực nghiệm chứng tỏ rằng các viên bi chỉ chiếm 62% thể tích của tải trọng bi, còn 38% thể tích còn lại là khe hở giữa các viên bi trong hỗn hợp bi đó (đấy là nói với bi cầu). Còn bi trụ thì nó chiếm 85% thể tích của tải trọng bi.

V. Đáy và cổ thùng nghiền

Hai đáy ở hai đầu thùng thường được đúc liền luôn cổ trục thành một khối. Đáy và thân thùng ghép lại với nhau bằng bulông.



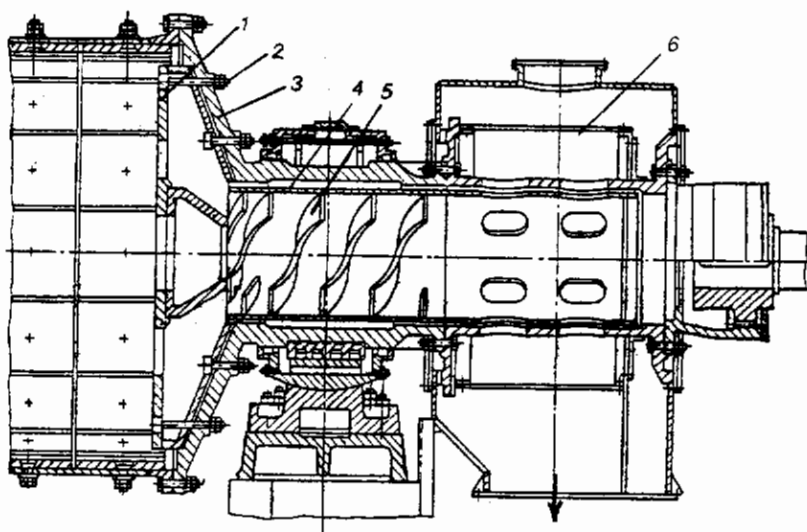
*Hình 7-14. Đáy và cổ thùng phía nạp liệu;
1- phễu nạp liệu; 2- ống; 3- cánh dẫn dạng vít tải*

Trên hình 7-14 mô tả đáy và cổ thùng ở phía nạp liệu. Vật liệu vào thùng đi qua phễu nạp liệu 1 rồi vào cổ thùng. Trong cổ thùng có đặt ống 2, mặt trong ống được hàn các cánh theo dạng vít dẫn 3. Các vít này đẩy vật liệu vào thùng khi thùng quay.

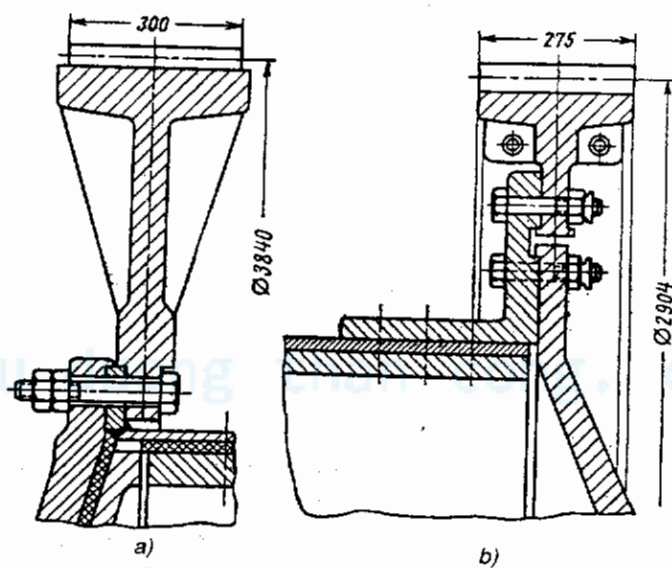
Trên hình 7-15 trình bày đáy và cổ thùng phía tháo liệu.

Vật liệu đã được nghiền ở ngăn cuối chui qua các khe của tấm ngăn 1 rồi rơi vào trong cổ thùng. Mặt trong của cổ thùng có ống 4 trên đó hàn các cánh 5 tạo thành vít tải để đẩy vật liệu ra chui qua lỗ lưới sàng 6 rơi xuống. Tấm ngăn 1 được ghép chặt với đáy 3 bằng bulông 2.

Trên hình 7-16 trình bày hai kiểu lắp bánh răng vòng vào thân và đáy thùng đối với thùng nghiền được truyền động bằng bánh răng vòng lắp trên thân thùng.



Hình 7-15. Đáy và cơ thùng phía tháo liệu:
 1- tam ngăn cuối; 2- bulông; 3- đáy thùng; 4- ống;
 5- cánh vít; 6- lưới tháo sản phẩm



Hình 7-16. Các kiểu ghép bánh răng vòng vào đáy và thân:
 a) ghép với đáy; b) ghép với mặt bích đặc biệt.

§4. TÍNH MÁY NGHIÊN BI

I. Số vòng quay tới hạn của thùng nghiền

Khi máy làm việc thì các viên bi được quay theo thùng. Để tìm công thức tính, ta giả thiết rằng trong thùng nghiền chỉ có một viên bi hình cầu có đường kính rất bé so với đường kính thùng; như vậy có thể xem bán kính quay của viên bi bằng bán kính trong của thùng nghiền.

Đặc tính chuyển động của các viên bi trong thùng phụ thuộc vào số vòng quay của thùng và hệ số ma sát giữa viên bi với bề mặt trong của thùng nghiền.

Ta khảo sát sự chuyển động của một viên bi có trọng lượng G theo thùng quay có bán kính R (hình 7-17).

Viên bi tại điểm A chịu tác dụng của trọng lực G , lực ly tâm C và lực ma sát T .

$$G = m \cdot g \quad (7-1)$$

$$C = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} = \frac{G}{g} \frac{\pi^2 \cdot n^2 R}{30^2} \quad (7-2)$$

Trọng lượng G của bi chia làm hai thành phần vuông góc và tiếp tuyến với mặt thùng là N và S .

$$N = G \cdot \cos \alpha$$

$$S = G \cdot \sin \alpha$$

trong đó G – trọng lượng viên bi, N;

α – góc nâng của viên bi, độ;

R – bán kính trong của thùng nghiền, m;

n – số vòng quay của thùng nghiền, vòng/phút;

g – gia tốc trọng trường, m/s^2

Lực ly tâm C và thành phần lực pháp tuyến N gây ra lực ma sát T :

$$T = f(C + N) \quad (7-3)$$

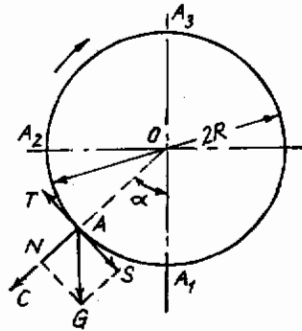
trong đó f là hệ số ma sát của viên bi với mặt thùng.

Thay giá trị của C và N vào (7-3), ta có:

$$T = f \left(\frac{G}{g} \frac{\pi^2 \cdot n^2 R}{30^2} + G \cos \alpha \right) \quad (7-3')$$

Từ hình 7-17 ta thấy rằng, nếu lực T lớn hơn lực S thì viên bi được nâng lên khi thùng quay theo chiều mũi tên. Nếu lực T bé hơn lực S thì viên bi sẽ tụt xuống dưới. Còn nếu lực T bằng lực S thì viên bi nằm ở trạng thái cân bằng và bắt đầu rời khỏi mặt thùng. Khi đó ta có quan hệ giữa số vòng quay của thùng và góc α như sau (R tính bằng mét, $\pi^2 \approx g$):

$$\sin \alpha \approx \left(\frac{R n^2}{30^2} + \cos \alpha \right) f$$



Hình 7-17. Sơ đồ chuyển động của 1 viên bi theo thùng nghiêng.

Rút ra số vòng quay của thùng nghiêng (tính bằng vòng/phút):

$$n = 30 \sqrt{\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{fR}} \quad (7-4)$$

Công thức (7-4) cho ta mối quan hệ giữa số vòng quay của thùng nghiêng với góc nâng α , hệ số ma sát f và bán kính trong của thùng nghiêng R .

Từ công thức đó ta thấy rằng nếu viên bi được nâng lên đến điểm A_2 , nghĩa là ở góc $\alpha = 90^\circ$ ($\sin \alpha = 1$, $\cos \alpha = 0$) thì số vòng quay của thùng sẽ là:

$$n_{A_2} = \frac{30}{\sqrt{fR}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (7-5)$$

Còn khi viên bi được nâng lên đến vị trí cao nhất điểm A_3 , tức là $\alpha = 180^\circ$ thì số vòng quay của thùng nghiêng sẽ là:

$$n_{A_3} = \frac{30}{\sqrt{R}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (7-6)$$

Khi viên bi được nâng lên đến vị trí A_3 thì trọng lượng G của nó bằng với lực ly tâm C tác dụng lên nó, viên bi không rời khỏi mặt thùng rơi xuống để đập vật liệu, do đó không xảy ra quá trình nghiền.

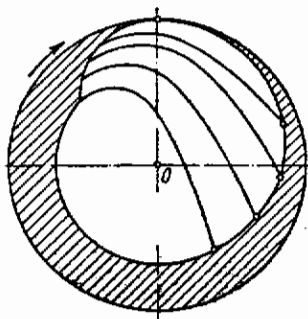
Do đó tốc độ quay n_{A_3} gọi là TỐC ĐỘ QUAY TỐI HẠN của thùng nghiêng, vậy:

$$n_{th} = n_{A_3} = \frac{30}{\sqrt{R}} = \frac{42,4}{\sqrt{D}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (7-7)$$

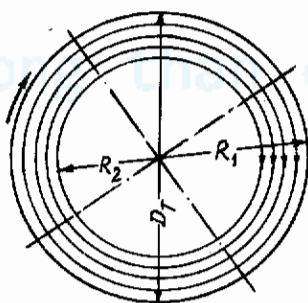
trong đó D là đường kính trong của thùng nghiêng, tính bằng m.

Thực tế trong thùng nghiền chứa nhiều viên bi (gọi là tải trọng bi), khi thùng quay với tốc độ tối hạn theo công thức (7-7) thì chỉ có lớp bi nằm sát thùng bắt đầu chuyển

động ly tâm, còn những lớp bi nằm bên trong chưa ly tâm, do đó quá trình nghiền vẫn còn tiếp tục xảy ra (xem hình 7-18).



Hình 7-18. Đường bao tải trọng bi ở tốc độ tới hạn với hệ số chứa $\varphi = 0,5$.



Hình 7-19. Đường bao tải trọng bi khi các viên bi ly tâm hoàn toàn.

Nếu tăng số vòng quay của thùng lớn hơn nhiều lần số vòng quay tới hạn thì lúc này tất cả các viên bi trong thùng chuyển động ly tâm theo các lớp hình thành các đường tròn đồng tâm (xem hình 7-19).

Thể tích các lớp bi khi chúng ly tâm hoàn toàn (hình 7-19):

$$\pi(R_1^2 - R_2^2)L = \pi R_1^2(1 - k^2)L \quad (A)$$

Thể tích của tải trọng bi:

$$\varphi \pi R_1^2 L \quad (B)$$

trong đó R_1 và R_2 – bán kính của lớp bi ngoài và lớp bi trong;

φ – hệ số chứa bi;

L – chiều dài thùng nghiền

$$R_2 = kR_1$$

Cân bằng (A) và (B), có;

$$\pi R_1^2(1 - k^2)L = \varphi \pi R_1^2 L$$

Rút ra:

$$k = \sqrt{1 - \varphi} \quad (C)$$

Tốc độ quay tới hạn cần thiết để cho tất cả các lớp bi trong thùng đều ly tâm hoàn toàn, bằng:

$$n_o = \frac{30}{\sqrt{R_2}} = \frac{30}{\sqrt{kR_1}} = \frac{30}{\sqrt{1 - \varphi} \cdot \sqrt{R_1}} = \frac{n_{th}}{\sqrt{1 - \varphi}} \quad (7-7a)$$

Quan hệ giữa φ với $\frac{n_o}{n_{th}}$ cho ở dưới đây:

$\varphi, \%$	$\frac{n_o}{n_{th}}, \%$
30	110
40	114
50	119

n_{th} tính theo công thức (7-7)

II. Số vòng quay thích hợp của thùng nghiền

Khi thùng quay, để xảy ra quá trình nghiền vật liệu thì số vòng quay của thùng phải nhỏ hơn số vòng quay tới hạn.

Thực tế trong thùng nghiền không phải chỉ có một viên bi mà có rất nhiều viên bi được gọi là tải trọng bi.

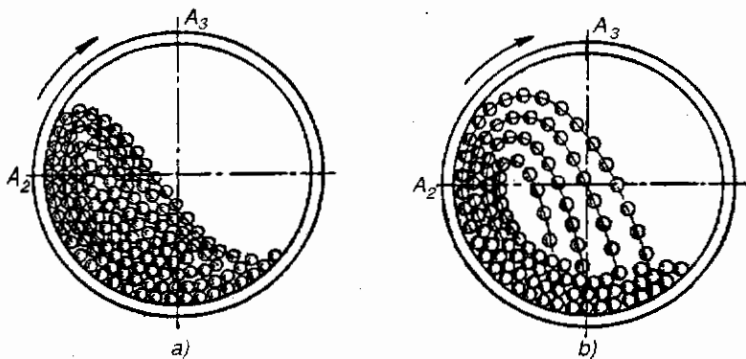
Tùy thuộc vào số vòng quay của thùng mà có thể tạo ra hai chế độ chuyển động của tải trọng bi như sau:

Khi góc nâng $\alpha \leq 90^\circ$, các viên bi sau khi rời khỏi bề mặt của thùng nghiền thì chúng trượt lên nhau thành các lớp, gọi là các viên bi làm việc ở CHẾ ĐỘ TẦNG LỚP. Khi đó tốc độ quay của thùng nghiền nhỏ hơn hoặc bằng n_{A2} .

Khi góc nâng $90^\circ < \alpha < 180^\circ$, các viên bi sau khi rời khỏi bề mặt của thùng nghiền, chúng còn chuyển động lên cao một đoạn rồi mới rơi xuống đập vật liệu. Đó gọi là các viên bi làm việc ở CHẾ ĐỘ THÁC NƯỚC (xem hình 7-20). Tốc độ quay n của thùng nghiền ở chế độ thác nước nằm trong khoảng $n_{A2} < n < n_{A3}$.

Ở chế độ thác nước thì sự nghiền chủ yếu do va đập của các viên bi vào vật liệu, còn ở chế độ tầng lớp thì sự nghiền chủ yếu do chà xát.

Trong máy nghiền bi thùng ngắn, chủ yếu cho các viên bi làm việc ở chế độ thác nước, còn trong máy nghiền bi thùng dài thì các ngắn đầu, bi làm việc ở chế độ thác nước, còn ngắn cuối cùng thì làm việc ở chế độ tầng lớp.



Hình 7-20. Sơ đồ chuyển động của tải trọng bi:
a) chế độ tăng lớp; b) chế độ thác nước

Chế độ làm việc của tải trọng bi được đặc trưng bằng góc α phụ thuộc không những vào số vòng quay của thùng mà còn phụ thuộc vào hình dạng bề mặt tấm lót.

Khi viên bi đi lên theo quỹ đạo tròn đến điểm rời A, có góc rời là α thì lực ly tâm C cân bằng thành phần hướng kính N của trọng lượng G (hình 7-21)

$$C = N$$

$$\text{hay là} \quad \frac{mv^2}{R} = G \cdot \cos \alpha = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

$$\text{Rút ra} \quad v^2 = Rg \cos \alpha \quad (7-8)$$

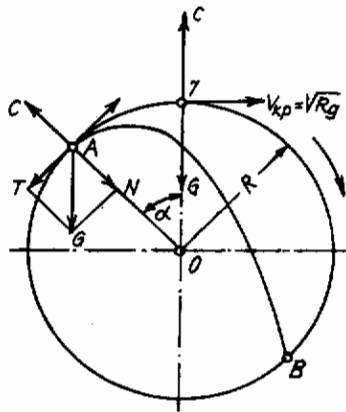
$$\text{mà } v = \frac{\pi R n}{30}, \text{ (n là số vòng quay của thùng trong 1 phút)}$$

$$\text{Do đó} \quad \frac{\pi^2 R^2 n^2}{30^2} = R g \cos \alpha$$

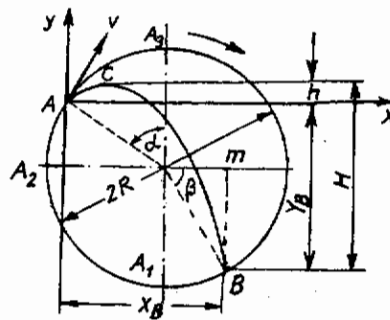
$$\text{Rút ra } n = \frac{\sqrt{g}}{\pi} \frac{30}{\sqrt{R}} \sqrt{\cos \alpha} \quad (7-9)$$

Như vậy n là số vòng quay của thùng để cho viên bi ở lớp có bán kính R chuyển từ quỹ đạo tròn sang quỹ đạo parabol với góc rời bằng α .

Để tìm số vòng quay thích hợp nhất của thùng ở chế độ thác nước ta bắt đầu nghiên cứu từ quỹ đạo chuyển động của viên bi (xem hình 7-22), tức là tìm góc rời thích hợp nhất α .



Hình 7-21. Để xác định số vòng quay của thùng khi viên bi chuyển từ quỹ đạo tròn sang quỹ đạo parabol.



Hình 7-22. Sơ đồ xác định số vòng quay thích hợp nhất của thùng nghiền.

Viên bi đi lên đến điểm A, sau đó rời khỏi mặt thùng theo quỹ đạo ACB. Điểm A gọi là điểm rời, còn điểm B gọi là điểm rơi.

Khoảng cách từ điểm cao nhất của quỹ đạo (điểm C) đến điểm rơi B được ký hiệu là H.

Lấy điểm A làm gốc của hệ tọa độ với trục hoành là Ax và trục tung là Ay.

Khi viên bi đến điểm A và rời khỏi mặt thùng, nó có vận tốc là v tiếp tuyến với đường tròn thùng quay, có giá trị là

$$v = \frac{\pi R n}{30}, \text{ [m/s]}$$

$$v = \sqrt{gR \cos \alpha}$$

Biết rằng quỹ đạo rơi của viên bi là một đường parabol. Chứng minh như sau:

Quỹ đạo chuyển động của bi sau khi rời khỏi mặt thùng được xác định theo phương trình:

$$x = (v \cdot \cos \alpha) t. \quad (7-10)$$

$$y = (v \cdot \sin \alpha) t - \frac{gt^2}{2} \quad (7-11)$$

trong đó t là thời gian bi chuyển động, tính bằng giây.

Rút t từ phương trình (7-10) rồi thay vào (7-11), ta sẽ có quan hệ giữa y và x như sau:

$$y = x \cdot \tan \alpha - \frac{gx^2}{2 \cdot v^2 \cdot \cos^2 \alpha} \quad (7-12)$$

Vị trí A là điểm rời của viên bi nên ở đó ta có lực ly tâm C bằng với thành phần hướng tâm của trọng lực G là N , thay giá trị của C và N đã nêu ở trên, có:

$$\frac{Gv^2}{gR} = G \cos \alpha \quad (7-12')$$

hay là $v^2 = gR \cdot \cos \alpha$ và thay giá trị này vào (7-12), ta có:

$$y = x \cdot \tan \alpha - \frac{x^2}{2 \cdot R \cdot \cos^3 \alpha} \quad (7-13)$$

(đây là phương trình đường parabol)

Vì điểm B là giao điểm của đường parabol và đường tròn của thùng nên để tìm tọa độ của điểm B ta phải dùng phương trình đường tròn của thùng. Lấy tâm thùng làm gốc tọa độ, nên phương trình đường tròn có dạng:

$$X^2 + Y^2 = R^2 \quad (7-14)$$

Nhưng nếu lấy gốc tọa độ ở điểm A, thì phương trình đường tròn được viết như sau:

$$(x - R \sin \alpha)^2 + (y + R \cos \alpha)^2 = R^2$$

hay là:

$$x^2 + y^2 - 2R(x \sin \alpha - y \cos \alpha) = 0$$

Thay giá trị của y từ phương trình parabol (7-13) vào đây, ta sẽ tìm được tọa độ x của các điểm giao nhau:

$$x^2 + x^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha - \frac{2 \operatorname{tg} \alpha \cdot x^3}{2R \cdot \cos^3 \alpha} + \frac{x^4}{4R^2 \cdot \cos^6 \alpha} - 2Rx \sin \alpha + 2Rxcos\alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{2Rx^2 \cos \alpha}{2R \cdot \cos^3 \alpha} = 0 \quad (7-15)$$

Sau khi giản ước phương trình trên, ta được phương trình sau:

$$\frac{x}{4R \cdot \cos^2 \alpha} - \sin \alpha = 0 \quad (7-16)$$

Từ đó, có hoành độ của điểm rơi B là

$$x_B = 4R \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha \quad (7-17)$$

Thay giá trị của x_B vào phương trình (7-13) ta có tung độ của điểm B bằng:

$$y_B = 4R \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha - \frac{16R^2 \sin^2 \alpha \cdot \cos^4 \alpha}{2R \cdot \cos^3 \alpha}$$

Sau khi rút gọn, còn lại:

$$y_B = -4R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha.$$

Dấu trừ (-) chứng tỏ tung độ y_B hướng xuống phía dưới trục hoành; ở đây ta chỉ sử dụng giá trị tuyệt đối, nên:

$$y_B = 4R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \quad (7-18)$$

Chiều cao đi lên của viên bi sau khi rời khỏi mặt thùng là h được xác định theo điều kiện chuyển động chậm dần đều, có:

$$h = \frac{v_0^2}{2g}$$

trong đó v_0 là tốc độ thẳng đứng của viên bi sau khi rời khỏi mặt thùng, nên $v_0 = v \cdot \sin \alpha$.

Do đó:

$$h = \frac{v^2 \sin^2 \alpha}{2g} \quad (7-19)$$

Mà đã có $v^2 = gR \cos \alpha$, sau khi thay giá trị trên ta tìm được:

$$h = 0,5R \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \quad (7-20)$$

Như vậy, chiều cao rơi của viên bi sau khi rời khỏi mặt thùng tại điểm A sẽ là:

$$H = y_R + h = 4R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha + 0,5R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha = 4,5R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \quad (7-21)$$

Như vậy, chiều cao rơi H là hàm của góc rời α .

Để tìm giá trị chiều cao rơi lớn nhất, ta sẽ cho đạo hàm bậc nhất của phương trình (7-21) bằng không.

$$\frac{dH}{d\alpha} = 4,5R (2 \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha - \sin^3 \alpha) = 0$$

hay là:

$$\frac{dH}{d\alpha} = 4,5R\sin\alpha(2\cos^2\alpha - \sin^2\alpha) = 0$$

Từ điều kiện rời của viên bi ta thấy góc α không thể bằng không, do đó $\sin\alpha$ cũng không thể bằng không, vậy chỉ còn có $(2\cos^2\alpha - \sin^2\alpha) = 0$

tức là $\text{tg}^2\alpha = 2$.

Rút ra góc rời thích hợp nhất của viên bi là

$$\alpha = 54^\circ 40'$$

Ở góc rời này, chiều cao rơi của viên bi là lớn nhất, nên sinh ra lực va đập lớn nhất.

Từ điều kiện cân bằng lực ly tâm với thành phần hướng tâm của trọng lực, ta thay giá trị góc $\alpha = 54^\circ 40'$ vào, sẽ tìm được số vòng quay thích hợp nhất của thùng

$$\frac{Rn^2}{30^2} = \cos\alpha = \cos 54^\circ 40' = 0,58.$$

Từ đây rút ra vòng quay thích hợp nhất cũng chính là số vòng quay làm việc của thùng nghiền bằng:

$$n = \frac{22,8}{\sqrt{R}} = \frac{32}{\sqrt{D}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (7-22)$$

Trong đó D là đường kính trong của thùng, tính bằng m.

Đối với máy nghiền làm việc gián đoạn và máy nghiền ướt, số vòng quay của thùng được lấy như sau:

Thùng có đường kính trong $D \geq 1,25$ m thì

$$n = \frac{35}{\sqrt{D}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (7.23)$$

Thùng có đường kính trong $D < 1,25$ m thì

$$n = \frac{40}{\sqrt{D}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (7-24)$$

Khi đã biết góc rời α thì ta có thể xác định được góc rơi β như sau:

Từ hình 7-22, ta có:

$$\sin\beta = \frac{B.m}{R}$$

(m là hình chiếu của B trên trục nằm ngang)

Nhưng $Bm = y_B - R.\cos\alpha$.

Thay giá trị của y_B vào, ta được:

$$\sin\beta = - \frac{4R\sin^2\alpha\cos\alpha - R\cos\alpha}{R} = 4(1 - \cos^2\alpha)\cos\alpha - \cos\alpha$$

$$\sin\beta = 3\cos\alpha - 4\cos^3\alpha = -\cos 3\alpha$$

Bởi vì $\sin\beta = \cos\alpha(\frac{\pi}{2} - \beta)$

Cho nên:

$$\cos(\frac{\pi}{2} - \beta) = -\cos 3\alpha = \cos(\pi - 3\alpha)$$

từ đó: $(\frac{\pi}{2} - \beta) = \pi - 3\alpha$

Góc rơi sẽ bằng: $\beta = 3\alpha - \frac{\pi}{2}$ (7-25)

III. Hệ số chứa và hình bao tải trọng bi

Để cho máy nghiền bi làm việc có hiệu quả thì phải đảm bảo cho vào máy một lượng bi thích hợp.

Hệ số chứa là tỉ số giữa phần diện tích do tải trọng bi chiếm với diện tích mặt cắt ngang của thùng nghiền, tức là:

$$\varphi = \frac{F}{\pi R_T^2} \quad (7-26)$$

Diện tích tiết diện tải trọng F có thể xem như là tổng của hai diện tích: diện tích tiết diện tải trọng khi thùng quay nằm trên vùng quỹ đạo tròn F_1 và diện tích tiết diện tải trọng nằm trên vùng quỹ đạo parabol F_2 ,

tức là $F = F_1 + F_2$ (7-27)

Khi các viên bi chuyển động từ điểm rơi B_0 đến điểm rời A_0 thì nó xoay đi được một góc là (xem hình 7-23):

$$\psi = \frac{3\pi}{2} - (\alpha_0 + \beta_0) \quad (7-28)$$

Từ công thức (7-25), ta đã có $\beta = 3\alpha - \pi/2$

do đó $\psi = 2\pi - 4\alpha_0$ (7-29)

Khi thùng chưa quay thì tải trọng bi chiếm thể tích kể từ mép dưới của cổ trục (xem hình 7-24), vì vậy ta có diện tích tiết diện tải trọng bi chiếm sẽ là:

$$F = \frac{\pi R_T^2}{360} \cdot \psi - r_0 \sqrt{R_T^2 - r_0^2} \quad (7-30)$$

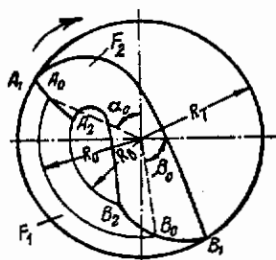
trong đó r_0 là bán kính trong của cổ trục;

ψ là góc ở tâm của tải trọng bi chiếm.

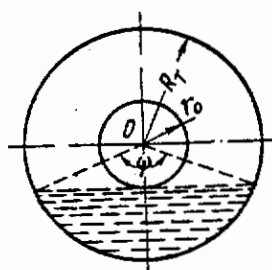
Có thể tìm góc ψ theo quan hệ sau:

$$\cos \frac{\psi}{2} = \frac{r_0}{R_T}$$

Thông thường có $r_0 = (0,2 - 0,3)R_T$, ở đây ta lấy $r_0 = 0,25R_T$. Khi đó có $\cos\psi/2 = 0,25$ và $\psi/2 = 75,5^\circ$, tức là $\psi = 151^\circ$.



Hình 7-23. Sơ đồ hình bao tải trọng bi.



Hình 7-24. Sơ đồ xác định hệ số chứa bi của thùng.

Thay giá trị ψ vừa tìm được vào (7-30) rồi thay tiếp vào (7-26), ta tìm được hệ số chứa

$$\varphi = \frac{151}{360} - 0,077 = 0,34$$

Hình bao tải trọng được thể hiện trên hình 7-23 là các đường $B_1A_1B_1$ và $B_2A_2B_2$.

Bán kính ngoài của hình bao chính là bán kính thùng R_T , còn bán kính trong của hình bao R_b thì phụ thuộc vào hệ số chứa. Quan hệ giữa bán kính trong và bán kính ngoài của hình bao được biểu diễn như sau:

$$R_b = kR_T \quad (7-31)$$

trong đó k là hệ số phụ thuộc vào hệ số chứa φ và luôn luôn có $k < 1$.

Có thể biểu thị mối quan hệ giữa số vòng quay với đường kính thùng nghiền như sau:

$$n = \frac{k_o}{\sqrt{D_T}} \quad (7-32)$$

trong đó k_o là hệ số tỉ lệ.

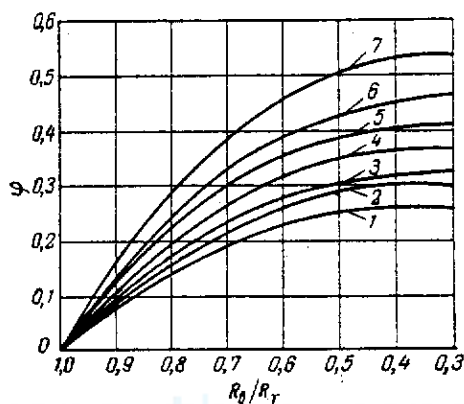
Quan hệ phụ thuộc giữa hệ số chứa, hệ số k , bán kính trong của hình bao và số vòng quay được biểu thị ở hình 7-25.

Dường cong trên hình.....	1	2	3	4	5	6	7
Trị số $k_o = n\sqrt{D_T}$	25	27	28	30	32	34	37,2.

Thùng nghiền chỉ làm việc có hiệu quả khi giữa hệ số chứa φ và số vòng quay n của thùng có quan hệ hợp lý. Bằng thực nghiệm, người ta đã tìm ra quan hệ giữa φ và n như sau:

$\varphi \dots$	0,3	0,35	0,4	0,45	0,535
n vòng/phút	$\frac{27-28}{\sqrt{D}}$	$\frac{30}{\sqrt{D}}$	$\frac{32}{\sqrt{D}}$	$\frac{34}{\sqrt{D}}$	$\frac{37,2}{\sqrt{D}}$

D là đường kính trong của thùng, tính bằng m.



Hình 7-25. Đồ thị chỉ sự quan hệ giữa φ , k và k_0 .

Có thể biểu diễn sự phụ thuộc của số vòng quay của thùng vào hệ số chứa như sau:

$$n = a\varphi + b \quad (7-33)$$

Các hằng số a và b được xác định theo các quan hệ sau đây:

$$\frac{30}{\sqrt{D}} = 0,35a + b$$

$$\frac{34}{\sqrt{D}} = 0,45a + b$$

Giải hệ hai phương trình này ta có:

$$a = \frac{40}{\sqrt{D}} \quad \text{và} \quad b = \frac{16}{\sqrt{D}}$$

Thay giá trị của a và b vừa tìm được vào (7-33), ta tìm được quan hệ giữa số vòng quay n, hệ số chứa φ và đường kính thùng nghiền D như sau:

$$n = \frac{8}{\sqrt{D}}(5\varphi + 2) \quad (7-34)$$

Do đó ta thấy rằng công thức xác định số vòng quay của thùng (7-22) chỉ là trường hợp riêng của công thức tổng quát (7-34).

IV. Hình dạng và kích thước vật nghiền

Khi lựa chọn vật nghiền cần căn cứ vào độ cứng và kích thước của vật liệu đem nghiền. Kích thước vật liệu đem nghiền càng lớn thì kích thước vật nghiền càng lớn.

Nếu nghiền các vật liệu có độ bền lớn và trung bình thì dùng vật nghiền làm bằng thép, gang hoặc thép hợp kim crom, mangan.

Còn nếu nghiền các vật liệu mềm thì có thể dùng vật nghiền làm bằng sứ, đá...

Để cho vật nghiền phá hủy được vật liệu khi va đập thì động năng của nó A phải lớn hơn công cần thiết để phá vỡ vật liệu E_0 ($A \geq E_0$).

Công cần thiết để phá vỡ vật liệu là:

$$E_0 = \frac{\sigma^2 V}{2E} = \frac{k_0 \sigma^2 \pi d^3}{12E} \quad (7-35)$$

trong đó k_0 – hệ số hình dạng của vật liệu, $k_0 < 1$;

σ – giới hạn bền của vật liệu, N/m^2 ;

E – môđun đàn hồi của vật liệu, N/m^2 ;

d – kích thước vật liệu nạp vào thùng nghiền, m.

Động năng của vật nghiền sinh ra được xác định như sau:

$$A = 8G \left[R^2 \left(\frac{n}{30} \right)^2 - 2R^4 \left(\frac{n}{30} \right)^6 + R^6 \left(\frac{n}{30} \right)^{10} \right] \quad (7-36)$$

trong đó G – trọng lượng của vật nghiền, N;

R – bán kính trong của thùng nghiền, m;

n – số vòng quay của thùng nghiền, vòng/ph.

Cân bằng hai biểu thức (7-35) và (7-36), có:

$$8G \left[R^2 \left(\frac{n}{30} \right)^2 - 2R^4 \left(\frac{n}{30} \right)^6 + R^6 \left(\frac{n}{30} \right)^{10} \right] \geq \frac{k_0 \sigma^2 \pi d^3}{12E} \quad (7-37)$$

Từ đây rút ra trọng lượng của vật nghiền, bằng :

$$G \geq \frac{k_0 \pi d^3 \sigma^2}{96E \left[R^2 \left(\frac{n}{30} \right)^2 - 2R^4 \left(\frac{n}{30} \right)^6 + R^6 \left(\frac{n}{30} \right)^{10} \right]} \quad (7-38)$$

Trong thực tế người ta đưa thêm vào hệ số C tính đến nghiền khô hay nghiền ướt. Do đó:

$$G \geq \frac{C \cdot k_0 \pi d^3 \sigma^2}{96E \left[R^2 \left(\frac{n}{30} \right)^2 - 2R^4 \left(\frac{n}{30} \right)^6 + R^6 \left(\frac{n}{30} \right)^{10} \right]} \quad (7-39)$$

Trong đó $C = 0,57$ khi nghiền khô; $C = 5,5$ khi nghiền ướt.

Trọng lượng vật nghiền, bằng:

$$G = \frac{\pi d_v^3}{6} \rho_v \quad (7-40)$$

trong đó d_v – đường kính vật nghiền, m;

ρ_v – khối lượng riêng của vật nghiền, kg/m³.

Do đó từ (7-39) và (7-40), ta có:

$$\frac{\pi d_v^3 \rho_v}{6} \geq \frac{C.k_o \pi d^3 \sigma^2}{96E \left[R^2 \left(\frac{n}{30} \right)^2 - 2R^4 \left(\frac{n}{30} \right)^6 + R^6 \left(\frac{n}{30} \right)^{10} \right]} \quad (7-41)$$

Từ đây, rút ra đường kính vật nghiền, bằng:

$$d_v = d \sqrt[3]{\frac{C.k_o \sigma^2}{96E \rho_v \left[R^2 \left(\frac{n}{30} \right)^2 - 2R^4 \left(\frac{n}{30} \right)^6 + R^6 \left(\frac{n}{30} \right)^{10} \right]}} \quad (7-42)$$

Ngoài ra một số tác giả nêu ra các công thức thực nghiệm để xác định đường kính vật nghiền như sau:

+ Theo Lêvenxon:

$$d_v \leq \frac{D}{18} + \frac{D}{24} \quad (7-43)$$

trong đó D – đường kính trong của thùng nghiền, m.

$$\text{hoặc} \quad d_v = 28 \sqrt[3]{d} \quad (7-44)$$

trong đó d – đường kính vật liệu vào máy, mm.

+ Theo Ôlepki :

$$d_v = 6.lgd_c \sqrt{d} \quad (7-45)$$

trong đó d_v – tính bằng mm;

d – kích thước vật liệu vào máy, mm;

d_c – kích thước sản phẩm, micrông.

Đại lượng $6lgd_c$ được tính sẵn như sau:

khi	$d_c = 300 \mu m$	thì	$6lgd_c = 14,8$
	= 200		= 13,9
	= 150		= 13,0
	= 100		= 12,0
	= 75		= 11,2
	= 52		= 10,3

V. Chế độ nạp vật nghiền

Hệ số chứa vật nghiền ở trong thùng có ý nghĩa rất quan trọng đến hiệu quả làm việc của máy nghiền.

Như đã chứng minh ở phần trên, hệ số chứa vật nghiền thích hợp nhất là $\varphi = 0,34 \sim 0,4$.

Trọng lượng vật nghiền nạp vào thùng phụ thuộc vào loại vật nghiền, vật liệu làm vật nghiền, hệ số chứa v.v...

Trọng lượng của vật nghiền được tính như sau:

$$G_{VN} = \pi R^2 L \varphi \mu \rho_{VN} \quad [\text{tấn}] \quad (7-46)$$

trong đó R – bán kính trong của thùng nghiền, m;

L – chiều dài thùng nghiền, m;

φ – hệ số chứa vật nghiền;

μ – hệ số tơi của vật nghiền;

ρ_{VN} – khối lượng riêng của vật nghiền, tấn/m³.

Lượng vật liệu đem nghiền cho vào máy có quan hệ với trọng lượng vật nghiền và vật liệu làm vật nghiền được chọn như sau:

Nếu dùng vật nghiền bằng kim loại thì lấy trọng lượng vật liệu cho vào máy bằng.

$$G_{vl} = (0,1 \div 0,14) G_{VN} \quad (7-47)$$

Nếu vật nghiền làm bằng sứ thì:

$$G_{vl} = (0,8 \div 1,0) G_{VN} \quad (7-48)$$

Sau một thời gian làm việc, vật nghiền bị mòn, do đó ta phải bổ sung cho đủ trọng lượng nạp lúc đầu.

Bằng nghiền cứu thực nghiệm, người ta tìm được độ mòn của bi như sau:

Vật nghiền bằng thép dùng để nghiền các loại quặng thì độ mòn là $(0,5 \div 1,4)$ kg/tấn sản phẩm; còn nếu nghiền clanhke thì độ mòn là $(0,3 - 0,9)$ kg/tấn sản phẩm.

Trong mỗi ngăn của thùng nghiền, thường người ta nạp vào hỗn hợp vật nghiền có kích thước khác nhau (thường là hai hoặc ba loại kích thước), nhưng tổng trọng lượng các loại vật nghiền có kích thước khác nhau trong hỗn hợp phải bằng trọng lượng vật nghiền tính theo công thức (7-46).

VI. Sự chu chuyển của các viên bi trong thùng

1. Số chu kỳ chuyển động của viên bi

Chu kỳ chuyển động của viên bi được thể hiện bằng một đường khép kín, mà bi đi theo đường tròn và đường parabol (xem hình 7-26).

Khi bi chuyển động theo quỹ đạo tròn từ điểm rơi B đến điểm rơi A chiếm một cung $BA = (2\pi - 4\alpha)$ với tốc độ góc bằng tốc độ quay của thùng nghiền.

Gọi t_c là thời gian đi theo quỹ đạo tròn, tương ứng với cung $BA = 2(\pi - 2\alpha)$.
Gọi t_n là thời gian thùng quay 1 vòng, thì ta có:

$$\frac{t_c}{t_n} = \frac{2(\pi - 2\alpha)}{2\pi}$$

hay là
$$t_c = \frac{\pi - 2\alpha}{\pi} t_n \quad [s] \quad (7-49)$$

Do đó ta có:

$$t_p = \frac{x_B}{v \cdot \cos \alpha} = \frac{4R \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{v \cdot \cos \alpha} = \frac{2R \sin 2\alpha}{v} \quad [s] \quad (7-50)$$

Bởi vì vận tốc

$$v = \frac{2\pi R n}{60} \quad \text{và} \quad t_n = \frac{60}{n}$$

cho nên

$$t_p = \frac{2R \sin 2\alpha}{2\pi R} \cdot \frac{60}{n} = \frac{\sin 2\alpha}{\pi} t_n \quad (7-51)$$

155

$$T = t_c + t_p = \frac{(\pi - 2\alpha) + \sin 2\alpha}{\pi} t_n \quad (4-52)$$

Số chu kỳ của viên bi sau thời gian thùng nghiêng quay được một vòng, bằng:

$$C = \frac{t_n}{T} = \frac{\pi}{(\pi - 2\alpha) + \sin 2\alpha} \text{ chu kỳ} \quad (4-53)$$

Từ công thức (4-53), ta thấy số chu kỳ của viên bi C phụ thuộc vào góc rời α .

Khi tốc độ quay của thùng nghiêng không đổi thì mỗi lớp bi khác nhau sẽ có chu kỳ khác nhau.

2. Số lượng bi trên quỹ đạo tròn và quỹ đạo parabol

Giả thiết rằng theo quỹ đạo tròn BA và quỹ đạo parabol AB trong 1 giây có N viên bi có cùng cỡ kích thước chuyển động.

Thời gian chuyển động của bi theo quỹ đạo tròn và quỹ đạo parabol được xác định theo công thức (7-49) và (7-51). Từ đó ta tìm được số viên bi trên quỹ đạo tròn N_c và trên quỹ đạo parabol N_p như sau:

$$N_c = \frac{\pi - 2\alpha}{\pi} \cdot t_n N \text{ viên bi} \quad (7-54)$$

$$N_p = \frac{\sin 2\alpha}{\pi} \cdot t_n N \text{ viên bi} \quad (7-55)$$

Tổng số các viên bi trong một lớp nằm trên hai quỹ đạo sẽ là

$$\begin{aligned} N_s + N_c + N_p &= \frac{(\pi - 2\alpha) + \sin 2\alpha}{\pi} \cdot t_n N \\ &= T \cdot N \text{ viên bi} \end{aligned} \quad (7-56)$$

Bảng 7-1. Số lượng bi trên quỹ đạo tròn N_c và trên quỹ đạo parabol N_p

α°	$\psi, \%$	$N_c, \%$	$N_p, \%$
60	70,7	54,8	45,2
45	84,1	61,0	39,0
30	93,1	70,8	29,2
0	100,0	100,0	0

Xác định theo phần trăm số lượng bi nằm trên hai quỹ đạo của một lớp như sau:

– Trên quỹ đạo tròn:

$$\frac{N_c}{N_s} \cdot 100 = \frac{\pi - 2\alpha}{(\pi - 2\alpha) + \sin 2\alpha} \cdot 100\% \quad (7-57)$$

– Trên quỹ đạo parabol:

$$\frac{N_p}{N_s} \cdot 100 = \frac{\sin 2\alpha}{(\pi - 2\alpha) + \sin 2\alpha} \cdot 100\% \quad (7-58)$$

Trên bảng 7 – 1 cho các số liệu về số lượng viên bi trên quỹ đạo tròn và quỹ đạo parabol ở các tốc độ ψ khác nhau (tính theo % tốc độ tới hạn của lớp bi đã cho)

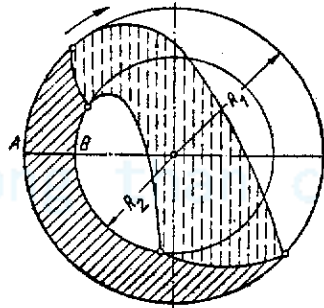
3. Số chu kỳ (luân chuyển) của tải trọng bi

Sau khi thùng nghiền quay được 1 vòng, qua tiết diện AB (xem hình 7–27) của quỹ đạo tròn có một thể tích các viên bi đi qua là:

$$\pi(R_1^2 - R_2^2)L = \pi R_1^2(1 - k^2)L.$$

trong đó $R_2 = kR_1$

k là tỉ số giữa bán kính trong và bán kính ngoài của lớp bi.



Hình 7-27. Số chu kỳ luân chuyển của tải trọng bi trong thùng nghiền.

Bảng 7-2.

Hệ số chứa φ , %	$\psi = n/n_{th}$, %						
	70	75	80	85	90	95	100
30	0,635	0,700	0,746	0,777	0,802	0,819	0,831
35	—	0,618	0,683	0,726	0,759	0,781	0,797
40	—	0,508	0,606	0,669	0,711	0,740	0,760
45	—	—	0,506	0,600	0,656	0,694	0,721
50	—	—	—	0,508	0,592	0,644	0,676

Nếu như sau khi thùng quay được 1 vòng tất cả tải trọng bi thực hiện được X_0 lần chu chuyển thì phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$\pi R_1^2(1 - k^2)L = X_0 \varphi \pi R_1^2 L$$

Từ đó ta tìm được số chu kỳ luân chuyển của tải trọng bi sau khi thùng quay được một vòng là:

$$X_0 = \frac{1-k^2}{\varphi} \quad (7-59)$$

Giá trị hệ số k phụ thuộc vào hệ số chứa φ và tỉ số tốc độ làm việc so với tốc độ tới hạn ψ cho ở bảng 7-2.

VII. Phương trình quỹ đạo parabol và quỹ đạo tròn của viên bi chuyển động trong thùng

Khi viên bi chuyển từ quỹ đạo tròn sang quỹ đạo parabol, tại điểm rời A , bi có vận tốc là v có giá trị bằng tốc độ vòng của nó theo quỹ đạo tròn (xem hình 7-28). Vận tốc v lập với phương nằm ngang một góc bằng với góc rời α .

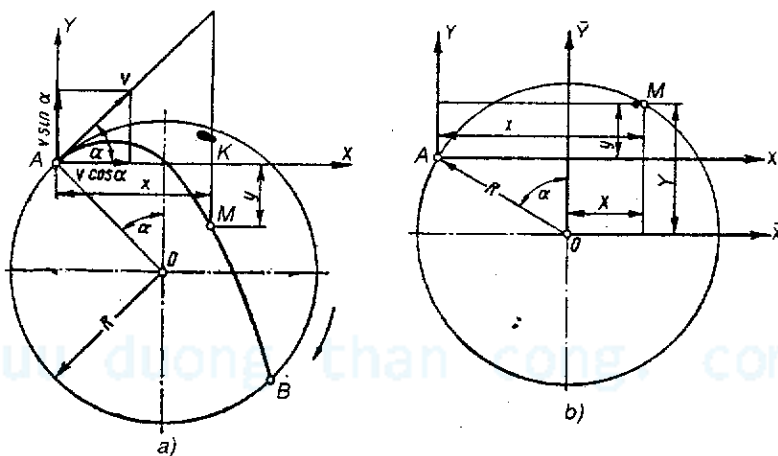
Gắn vào điểm A một hệ tọa độ có trục tung là Ay và trục hoành là Ax .

Chia vận tốc v làm hai thành phần hướng theo hai trục tọa độ, ta có.

$$v_x = v \cdot \cos \alpha \quad (7-60)$$

$$v_y = v \cdot \sin \alpha$$

Sau thời gian t , viên bi rời khỏi điểm A đi trên quỹ đạo của mình đến điểm M (hình 7-28a).



Hình 7-28.

a - Quỹ đạo parabol.

b - Quỹ đạo tròn.

Tọa độ của điểm M là:

$$x = AK = (v \cdot \cos \alpha) \cdot t \quad (7-61)$$

$$y = MK = (v \cdot \sin \alpha) \cdot t - \frac{gt^2}{2} \quad (7-62)$$

Rút t từ (7-61) và cùng với $v = \sqrt{Rg \cos \alpha}$ thay vào (7-62) ta có:

$$y = x \cdot \tan \alpha - \frac{x^2}{2R \cos^3 \alpha} \quad (7-63)$$

Phương trình (7-63) chính là PHƯƠNG TRÌNH ĐƯỜNG PARABOL

Ta tìm phương trình quỹ đạo tròn của viên bi cũng trong hệ tọa độ (xem hình 7-28b).

Phương trình đường tròn có gốc tọa độ lấy ở tâm thùng O sẽ là:

$$X^2 + Y^2 = R^2 \quad (7-64)$$

từ hình vẽ, ta có:

$$X = x - R \sin \alpha$$

$$Y = y + R \cdot \cos \alpha$$

Thay giá trị của X và Y vào (7-64), ta có:

$$x^2 + y^2 - 2Rx \sin \alpha + 2Ry \cos \alpha = 0 \quad (7-65)$$

Đây chính là PHƯƠNG TRÌNH ĐƯỜNG TRÒN.

VIII. Tọa độ các điểm đặc biệt của viên bi chuyển động trên quỹ đạo parabol

Các điểm đặc biệt trên quỹ đạo parabol của viên bi gồm có các điểm sau đây (xem hình 7-26):

- điểm B là điểm rơi của viên bi lên quỹ đạo tròn của nó;
- điểm H là giao điểm của quỹ đạo parabol với trục hoành Ax;
- điểm C là đỉnh của đường parabol.

1. Xác định tọa độ điểm B

Các tọa độ x_B và y_B chính là tọa độ của giao điểm của hai quỹ đạo tròn và parabol.

Do đó ta giải đồng thời hai phương trình (7-63) và (7-65). Thay y từ (7-63) vào (7-65), ta có:

$$\begin{aligned} x^2 + x^2 \tan^2 \alpha - \frac{2x^3 \tan \alpha}{2R \cos^3 \alpha} + \frac{x^4}{4R^2 \cos^6 \alpha} - 2Rx \sin \alpha + 2R \cos \alpha \cdot \tan \alpha - \frac{2Rx^2 \cos \alpha}{2R \cos^3 \alpha} \\ = \frac{x^2}{\cos^2 \alpha} - \frac{x^3 \sin \alpha}{R \cos^4 \alpha} + \frac{x^4}{4R^2 \cos^6 \alpha} - 2Rx \sin \alpha + 2Rx \sin \alpha - \frac{x^2}{\cos^2 \alpha} = 0 \end{aligned}$$

Sau khi rút gọn, còn lại:

$$\frac{x^3}{R\cos^4\alpha} \left(\frac{x}{4R\cos^2\alpha} - \sin\alpha \right) = 0$$

Ba nghiệm $x_1 = x_2 = x_3 = 0$ tương ứng với giao điểm của quỹ đạo với tọa độ ban đầu, do đó chỉ còn có nghiệm

$$\frac{x}{4R\cos^2\alpha} - \sin\alpha = 0$$

tương ứng với hoành độ ở điểm rơi của bi trên quỹ đạo tròn:

$$x_B = 4R.\sin\alpha.\cos^2\alpha \quad (7-66)$$

Thay giá trị của x_B vào phương trình (7-61), có

$$y_B = -4R\cos\alpha.\sin^2\alpha \quad (7-67)$$

2. Xác định tọa độ điểm H

Tại điểm H có $y_H = 0$ (vì H nằm trên trục Ax). Do đó, từ phương trình (7-63), có:

$$x\left(\operatorname{tg}\alpha - \frac{x}{2R\cos^3\alpha}\right) = 0$$

Một nghiệm $x = 0$ tương ứng với gốc tọa độ, vậy chỉ còn.

$$\frac{\sin\alpha}{\cos\alpha} - \frac{x}{2R\cos^3\alpha} = 0$$

$$\text{Vậy} \quad x_H = 2R\sin\alpha.\cos^2\alpha \quad (7-68)$$

So sánh (7-68) với (7-66), ta thấy

$$x_H = \frac{x_B}{2}$$

3. Xác định tọa độ điểm C

Ta thấy tung độ của điểm C là $y_c = y_{\max}$, vì vậy để xác định tọa độ x_c và y_c ta tìm hàm cực đại của phương trình

(7-63). Lấy đạo hàm bậc nhất của phương trình (7-63) và cho đạo hàm bằng không, ta có:

$$y' = \operatorname{tg}\alpha - \frac{2x}{2R\cos^3\alpha} = 0$$

$$\text{Từ đó có:} \quad x_c = R\sin\alpha.\cos^2\alpha \quad (7-69)$$

Thay giá trị của x_c vào phương trình (7-63), ta có:

$$y_c = R\sin\alpha.\cos^2\alpha.\operatorname{tg}\alpha - \frac{R^2\sin^2\alpha.\cos^4\alpha}{2R\cos^3\alpha}$$

Sau khi rút gọn, có:

$$y_c = 1/2 R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \quad (7-70)$$

So sánh (7-69) với (7-66) và so sánh (7-70) với (7-67) ta lấy giá trị tuyệt đối, thấy rằng:

$$\begin{aligned} x_c &= \frac{x_B}{4} \\ y_c &= \frac{y_B}{8} \end{aligned} \quad (7-71)$$

Từ tọa độ các điểm đặc biệt vừa nêu ở trên ta có thể xây dựng được quỹ đạo parabol của viên bi chuyển động khi đã biết góc rời α .

Từ hình (7-26) ta có:

$$\widehat{\text{tgFAB}} = \frac{y_B}{x_B} = \frac{-4R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha}{4R \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha} = -\text{tg} \alpha$$

Như vậy góc $\widehat{\text{FAB}}$ có giá trị tuyệt đối bằng α . Còn cung EB có góc ở tâm bằng 2α .

Bởi vì góc chắn bởi cung DE bằng α nên cung AEB bằng 4α .

Cung tròn từ điểm A đến điểm rơi B có góc ở tâm bằng:

$$2\pi - 4\alpha = 2(\pi - 2\alpha).$$

IX. Tốc độ rơi của viên bi trong thùng nghiêng

1. Công cần thiết để đưa viên bi chuyển động thác nước và tốc độ của nó khi va đập

Công cần thiết để nâng viên bi đi lên từ điểm nằm ngang B đến điểm rời A, nghĩa là nâng bi lên với độ cao là y_B bằng (xem hình 7-29):

$$G \cdot y_B = G \cdot 4R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha$$

trong đó G – trọng lượng viên bi.

Động năng cung cho viên bi khi nó rời khỏi điểm A là:

$$\frac{mv^2}{2}$$

Tổng công A tiêu hao cho viên bi chuyển động thác nước theo quỹ đạo parabol, bằng:

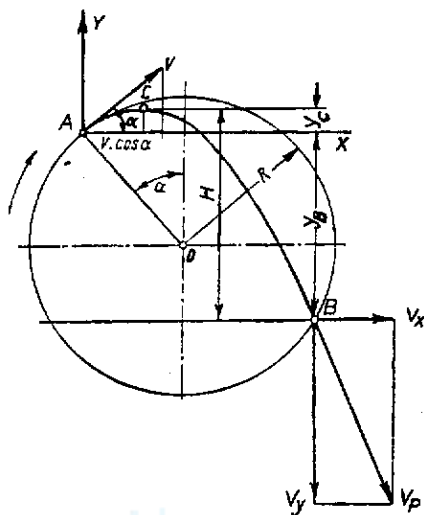
$$A = G \cdot y_B + \frac{mv^2}{2} = mg4R \sin^2 \alpha \cos \alpha + \frac{mv^2}{2}$$

Trên kia ta đã có $v^2 = Rg \cos \alpha$, do đó:

$$\begin{aligned} A &= 8 \frac{mv^2}{2} \sin^2 \alpha + \frac{mv^2}{2} = \frac{mv^2}{2} (8 \sin^2 \alpha + 1) \\ &= \frac{mv^2}{2} (9 - 8 \cos^2 \alpha) \end{aligned} \quad (7-72)$$

Trên quỹ đạo parabol viên bi có thành phần nằm ngang của tốc độ luôn luôn không thay đổi có giá trị bằng tốc độ nằm ngang ban đầu là $v \cdot \cos \alpha$ (xem hình 7-28).

Do đó thành phần nằm ngang của tốc độ cuối của viên bi v_p tại điểm rơi B cũng bằng $v \cos \alpha = v_x$



Hình 7-29. Tốc độ viên bi ở cuối đường parabol (tại điểm rơi B).

Theo phương thẳng đứng, tốc độ viên bi tại đỉnh parabol bằng không, do đó khi rơi ở độ cao

$$H = y_B + y_c = y_B + \frac{y_B}{8} = 4,5R \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \quad (7-73)$$

thì viên bi rơi xuống đến điểm B có tốc độ là

$$v_y = \sqrt{2gH} = \sqrt{9gR \sin^2 \alpha \cos \alpha} = 3v \sin \alpha \quad (7-73a)$$

Vì v_x là thành phần nằm ngang và v_y là thành phần thẳng đứng của v_p , nên ta viết được

$$v_p^2 = v_x^2 + v_y^2 = v^2 \cos^2 \alpha + 9v^2 \sin^2 \alpha$$

từ đó

$$v_p = v \sqrt{9 - 8 \cos^2 \alpha} \quad (7-74)$$

Động năng E của viên bi tại điểm rơi B, bằng:

$$E = \frac{mv_p^2}{2}$$

tức là

$$E = \frac{mv^2}{2} (9 - 8 \cos^2 \alpha) \quad (7-75)$$

So sánh biểu thức (7-72) và (7-75) ta thấy rằng động năng do viên bi sinh ra ở điểm rơi B chính bằng công cần thiết để cho viên bi chuyển động thác nước đến điểm rơi A.

2. Thành phần hướng tâm và tiếp tuyến của tốc độ rơi của viên bi

Khi thùng quay để cho các viên bi làm việc ở chế độ thác nước do động năng của các viên bi đập vào vật liệu đem nghiền lớn nên sự nghiền vật liệu có hiệu quả nhất.

Khi bi đập vật liệu thì đường va đập trùng với phương bán kính thùng OB đi qua điểm rơi B (xem hình 7-30).

Phương của vận tốc cuối của bi v_p ở thời điểm va đập lệch với đường va đập một góc nào đó.

Chia vận tốc v_p làm hai thành phần:

v_n – hướng kính, trùng với đường va đập;

v_t – tiếp tuyến, hướng vuông góc với đường va đập, và tiếp tuyến với quỹ đạo tròn.

Góc giữa phương hướng kính của thành phần v_n với phương nằm ngang của thành phần v_x bằng:

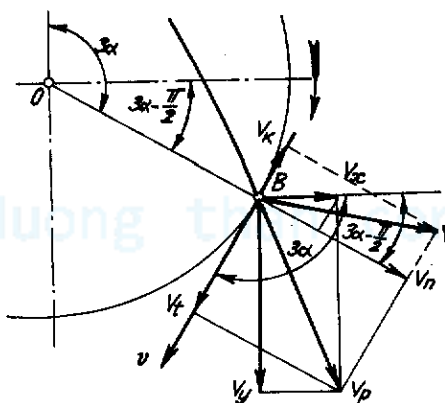
$$(3\alpha - \frac{\pi}{2})$$

Chiếu các vận tốc thành phần của v_p là v_x và v_y lên phương hướng kính của thành phần v_n , ta có:

$$v_n = v_x \cos(3\alpha - \frac{\pi}{2}) + v_y \sin(3\alpha - \frac{\pi}{2})$$

Ở trên ta đã có $v_x = v \cos \alpha$ và $v_y = 3v \sin \alpha$, thay chúng vào, ta có:

$$v_n = v \cos \alpha \sin 3\alpha - 3v \sin \alpha \cos 3\alpha \quad (7-76)$$



Hình 7-30. Thành phần hướng kính và tiếp tuyến của vận tốc bi tại điểm cuối quỹ đạo parabol.

Bởi vì: $\sin 3\alpha = 3\sin\alpha - 4\sin^3\alpha$

và $\cos 3\alpha = 4\cos^3\alpha - 3\cos\alpha$

Thay các giá trị này vào (7-76) và thực hiện rút gọn, có:

$$v_n = 8v\sin^3\alpha \cdot \cos\alpha \quad (7-77)$$

Góc giữa phương nằm ngang v_x và phương tiếp tuyến v_t bằng 3α .

Chiếu các vận tốc thành phần v_x và v_y lên phương tiếp tuyến, ta sẽ có

$$v_t = v_x \cdot \cos 3\alpha + v_y \sin 3\alpha$$

Ở phần trước ta đã có $v_x = v \cos\alpha$; $v_y = 3v \sin\alpha$; nên thay vào trên, có:

$$v_t = v + 4v\sin^2\alpha \cdot \cos 2\alpha \quad (7-78)$$

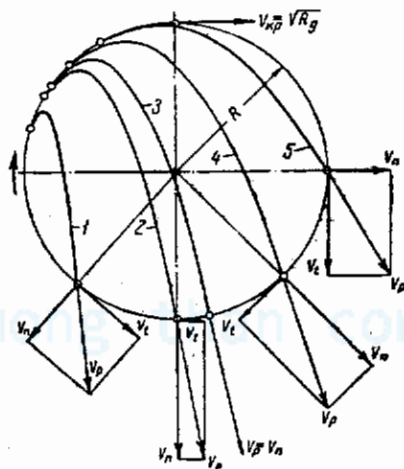
Sự nghiền vật liệu bằng va đập chỉ xảy ra do đập trực tiếp được biểu thị bởi vận tốc v_n hướng theo đường va đập, còn vận tốc v_t hướng theo phương tiếp tuyến không gây ra sự đập mà nó chỉ có tác dụng làm cho các viên bi dịch chuyển theo quỹ đạo tròn.

Thay vào phương trình (7-78) giá trị góc rời thích hợp nhất $\alpha = 55^\circ 40'$, tương ứng với tốc độ quay của thùng $\psi = 75\%$ tốc độ quay tới hạn thì ta có $v_t = 0$.

Động năng E của viên bi ở cuối đường parabol bằng

$$E = \frac{mv_p^2}{2}$$

nhưng sự nghiền vật liệu bằng va đập thì chỉ tiêu tốn một năng lượng nhỏ hơn là



Hình 7-31. Sự thay đổi độ lớn của v_n và v_t phụ thuộc vào số vòng quay của thùng:

1- $\alpha = 73^\circ 40'$; $\psi = 52,9\%$; 2- $\alpha = 60^\circ$; $\psi = 70,7\%$; 3- $\alpha = 55^\circ 40'$; $\psi = 75\%$;

4- $\alpha = 45^\circ$; $\psi = 84,1\%$; 5- $\alpha = 30^\circ$; $\psi = 93,1\%$.

$$E = \frac{mv_n^2}{2} \quad (\text{bởi vì } v_n < v_p)$$

Sự biến đổi độ lớn của các vận tốc thành phần v_n và v_t của vận tốc rơi v_p của bi phụ thuộc vào vận tốc quay của thùng được biểu thị ở hình 7-31.

3. Vận tốc tương đối của viên bi ở thời điểm đập vào vật liệu ở điểm rơi B (hình 7-30)

Vận tốc tương đối v_o có thể xem như tổng hình học của thành phần hướng tâm của vận tốc của bi trên đường parabol v_n với vận tốc tiếp tuyến tương đối v_k , nghĩa là

$$v_o^2 = v_n^2 + v_k^2 \quad (7-79)$$

Tốc độ v_k là hiệu đại số giữa tốc độ vòng v với thành phần tiếp tuyến của vận tốc viên bi theo đường parabol v_t , nghĩa là:

$$v_k = v - v_t \quad (7-80)$$

Ta đã có

$$v_p^2 = v_n^2 + v_t^2$$

$$v_p^2 = v_x^2 + v_y^2$$

Do đó để tìm tốc độ tương đối v_o ta cần phải biết các tốc độ v_x , v_y , v_p , v_n , v_t và v_k . Từ biểu thức (7-60), ta đã có:

$$v_x = v \cdot \cos \alpha = \sqrt{gR \cos \alpha} \cdot \cos \alpha \quad (a)$$

Theo biểu thức (7-73a), ta đã có:

$$v_y = \sqrt{9gR \cos \alpha} \cdot \sin^2 \alpha = 3v \sin \alpha \quad (b)$$

Theo biểu thức (7-74), ta đã có:

$$v_p = \sqrt{9 - 8 \cos^2 \alpha} \quad (c)$$

Từ biểu thức (7-77), ta đã có:

$$v_n = 8v \cos \alpha \cdot \sin^3 \alpha \quad (d)$$

Từ biểu thức (7-78), ta đã có:

$$v_t = v + 4v \sin^2 \alpha \cdot \cos 2\alpha \quad (e)$$

Thay giá trị của v_t từ (e) vào (7-80), ta được v_k

$$\begin{aligned} v_k &= (8 \sin^4 \alpha - 4 \sin^2 \alpha) v \\ v_k &= (8 \sin^4 \alpha - 4 \sin^2 \alpha) \sqrt{gR \cos \alpha} \end{aligned} \quad (7-81)$$

Thay giá trị của v_n từ (d) và của v_k từ (7-81) vào biểu thức (7-79), ta tìm được tốc độ tương đối v_o :

$$v_o^2 = 64 \sin^6 \alpha \cdot \cos^2 \alpha \cdot gR \cos \alpha + (8 \sin^4 \alpha - 4 \sin^2 \alpha)^2 \cdot gR \cos \alpha$$

Sau khi giải phương trình này, ta được

$$v_o^2 = 16gR \cos \alpha \cdot \sin^4 \alpha \quad (7-82)$$

Ta biến đổi

$$\cos \alpha = \frac{Rn^2}{30^2}$$

còn

$$\sin^4 \alpha = (1 - \cos^2 \alpha)^2 = 1 - 2\cos^2 \alpha + \cos^4 \alpha$$

Thay $\sin^4 \alpha$ và $\cos \alpha$ vào biểu thức (7-82), ta có tốc độ tương đối:

$$v_0^2 = 16g \left[R^2 \left(\frac{n}{30} \right)^2 - 2R^4 \left(\frac{n}{30} \right)^6 + R^6 \left(\frac{n}{30} \right)^{10} \right] \quad (7-83)$$

trong đó v_0 tính bằng m/s; g tính bằng m/s²; n tính bằng vòng/phút; R tính bằng m.

X. Quỹ tích các điểm rời và điểm rơi của các viên bi

1. Quỹ tích các điểm chuyển từ quỹ đạo tròn sang quỹ đạo parabol (các điểm rời A).

Quỹ tích của các điểm rời A được tạo thành bởi giao điểm của các bán kính lập với đường kính thẳng đứng một góc α (hình 7-32).

Từ phương trình (7-9) ta xác định bán kính R của quỹ đạo tròn với góc rời là α .

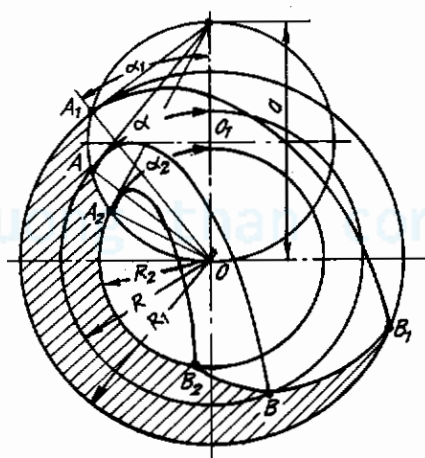
$$n = \frac{30}{\pi} \frac{\sqrt{g}}{\sqrt{R}} \sqrt{\cos \alpha} \quad (7-9)$$

từ đó rút ra

$$R = \frac{g}{\pi^2} \left(\frac{30}{n} \right)^2 \cos \alpha \quad (7-84)$$

Nhìn vẽ bên phải của (7-84), ta thấy ở một tốc độ quay của thùng n nhất định thì ngoài $\cos \alpha$ ra, vẽ phải là một hằng số.

Gọi
$$a = \frac{g}{\pi^2} \left(\frac{30}{n} \right)^2$$



Hình 7-32. Quỹ tích các điểm rời của bi trên các lớp khác nhau.

thì phương trình (7-84) sẽ là:

$$R = a \cdot \cos \alpha \quad (7-85)$$

Phương trình (7-85) xác định khoảng cách từ tâm thùng nghiêng O đến điểm rời A dưới một góc α chính là phương trình đường tròn trong hệ tọa độ độc cực. Ở đây R là bán kính vectơ kẻ từ tâm cực O đến điểm bất kỳ trên đường tròn, còn α là góc được lập bởi bán kính vectơ với đường trục, còn a là đường kính đường tròn.

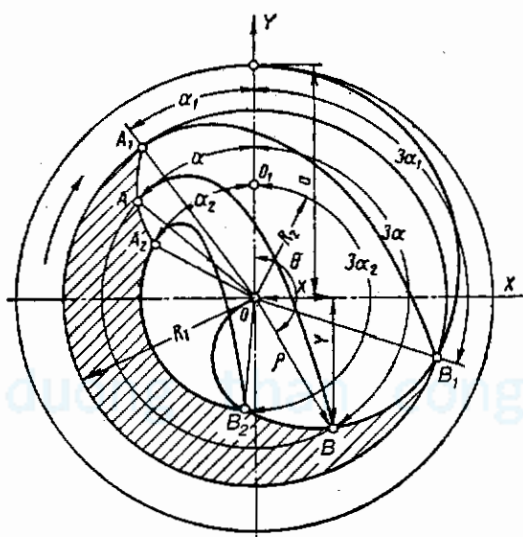
Phương trình đường tròn trong hệ tọa độ độc cực thì cực phải nằm trên đường tròn và trục cực phải trùng với đường kính của đường tròn đó. Do đó đường tròn đi qua các điểm rời A cần phải đi qua tâm tiết diện ngang của thùng O và có trục cực chính là đường kính thẳng đứng của tiết diện bởi vì các góc α được tính từ đường kính này.

Để xây dựng quỹ tích của các điểm rời A, ta làm như sau:

Lấy trên đường kính thẳng đứng về phía cao hơn đường kính nằm ngang của thùng nghiêng một điểm có bán kính bằng $a/2$, ta vẽ một đường tròn đi qua tâm O của thùng. Giao điểm của các quỹ đạo tròn của các lớp bi với đường tròn này chính là quỹ tích của các điểm A chuyển từ quỹ đạo tròn sang quỹ đạo parabol.

2. Quỹ tích các điểm chuyển từ quỹ đạo parabol sang quỹ đạo tròn (các điểm rời B)

Quỹ tích của các điểm chuyển từ quỹ đạo parabol sang quỹ đạo tròn được tạo thành bởi giao điểm của các bán kính lập với đường kính thẳng đứng của tiết diện thùng một góc là $\theta = 3\alpha$ (xem hình 7-33).



Hình 7-33. Quỹ tích các điểm chuyển từ quỹ đạo parabol sang quỹ đạo tròn.

Bán kính quỹ đạo tròn với góc rời α được xác định theo phương trình (7-85)

Ta lấy $\alpha = \frac{\theta}{3}$ và $R = \rho$, ta có được phương trình quỹ tích của các điểm rơi B trong hệ độc cực

$$\rho = a \cdot \cos \frac{\theta}{3} \quad (7-86)$$

Nếu lấy $\theta = \frac{3}{2}\pi = 270^\circ$, thay vào (7-85), ta có:

$$\rho = a \cdot \cos \frac{\pi}{2} = 0$$

nghĩa là đường cong nối liền các điểm rơi B phải đi qua tâm tiết diện ngang của thùng.

Đường cong OB_2BB_1 được xác định bằng phương trình (7-86) chính là "đường xoắn ốc pascal".

XI. Năng suất của máy nghiền bi

Năng suất của máy phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kích thước và tính chất của vật liệu đem nghiền, mức độ nghiền, số vòng quay của thùng, hệ số chứa bi, kích thước thùng nghiền v.v...

Cho đến nay vẫn chưa có một công thức lập luận và diễn giải bằng toán học để tính năng suất của máy, vì vậy người ta đưa ra các công thức thực nghiệm.

Đối với máy nghiền thùng dài có nhiều ngăn trong công nghiệp sản xuất xi măng thường tính năng suất máy theo công thức dưới đây:

$$Q = q \cdot k \cdot 6,45VD^{0,5} \left(\frac{G_v}{V} \right)^{0,8} \quad [\text{tấn/h}] \quad (7-87)$$

trong đó D – đường kính trong của thùng nghiền, m;

V – thể tích thùng nghiền sau khi lót, m^3 ;

G_v – trọng lượng bi nạp vào thùng, tấn;

q – năng suất riêng của máy nghiền, tấn/kWh; nó phụ thuộc vào tính chất của vật liệu đem nghiền, chọn theo bảng 7-3.

k – hệ số hiệu chỉnh độ mịn, chọn theo bảng 7-4.

Bảng 7-3. Giá trị của năng suất riêng q

Vật liệu đem nghiền	Trị số q, tấn/kWh	
	Nghiền ướt	Nghiền khô
Đá vôi có độ bền cao	0,04 – 0,06	0,04 – 0,05
trung bình	0,07 – 0,09	0,06 – 0,07
thấp	0,10 – 0,12	0,008 – 0,10
Clanhke lò quay	–	0,036 – 0,040
Xi lò cao	–	0,035 – 0,040
Cát thạch anh	–	0,03
Hỗn hợp vôi – đất sét	0,07 – 0,10	0,06 – 0,08

Bảng 7-4. Giá trị của hệ số hiệu chỉnh độ mịn k

Còn lại trên lưới N°0085	Trị số k	Còn lại trên lưới N°0085	Trị số k
2%	0,59	11%	1,04
3	0,65	12	1,09
4	0,71	13	1,13
5	0,77	14	1,17
6	0,82	15	1,21
7	0,86	16	1,25
8	0,91	18	1,34
9	0,95	20	1,42
10	1,00		

Đối với máy nghiền thùng ngắn, xác định năng suất theo công thức sau:

$$Q = 0,785KD^{2,6}L \text{ [tấn/h]} \quad (7-88)$$

trong đó D – đường kính trong của thùng, m;

L – chiều dài thùng, m;

K – hệ số, chọn theo bảng 7-5

Bảng 7-5. Giá trị của hệ số K

Độ lớn của vật liệu vào máy nghiền, mm	Độ lớn của sản phẩm, mm		
	0,2	0,15	0,075
25	1,31	0,95	0,41
19	1,57	1,01	0,51
12	1,91	1,25	0,58
6	2,40	1,50	0,66

XII. Công suất máy nghiền bi

Công suất tiêu hao cho máy nghiền bi bao gồm hai thành phần :

- Công suất tiêu hao để nghiền vật liệu N_n ;
- Công suất tiêu hao để thắng ma sát ở gối đỡ N_{ms} , nghĩa là:

$$N = N_n + N_{ms} \text{ [kW]} \quad (7-89a)$$

1. Xác định N_n như sau:

Nếu gọi Q là trọng lượng của vật nghiền nạp vào thùng thì chỉ có 55% trọng lượng của nó cùng quay với thùng. Ngoài ra lượng vật liệu đem nghiền nằm trong thùng chỉ bằng 14% trọng lượng vật nghiền, do đó:

$$N_n = \frac{0,55.1,14Q.v}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (7-89)$$

trong đó Q – trọng lượng vật nghiền nạp vào thùng, N;

v – thành phần thẳng đứng của tốc độ quay của trọng tâm tải trọng bi, m/s:

$$v = \frac{\pi.a.n}{30} \quad (7-90)$$

Khoảng cách theo phương đứng từ trọng tâm tải trọng đến tâm nghiền là a , bằng: (xem hình 7-34)

$$a = r.\sin\varphi \quad (7-91)$$

ở đây r là khoảng cách từ trọng tâm của tải trọng bi đến tâm thùng:

$$r = R_o \frac{\sin \frac{\psi}{2}}{\frac{\psi}{2}} \quad (7-92)$$

còn

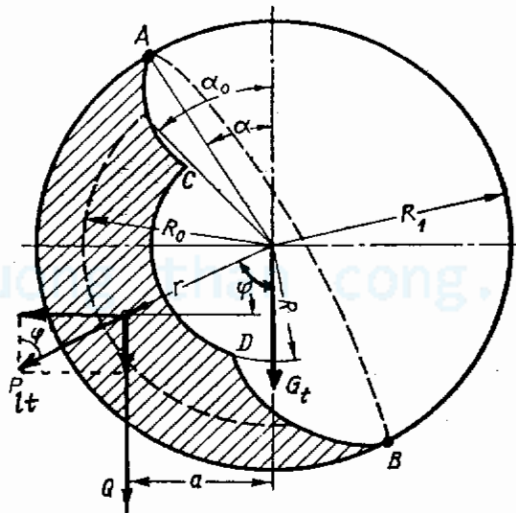
$$R_o = \sqrt{\frac{R_1^2 + R_2^2}{2}}$$

Với hệ chứa bi $\varphi = 0,3$ thì $R_2 = 0,7R_1$, do đó

$$R_o = 0,863R_1 \quad (7-93)$$

Còn góc

$$\alpha_o = 60^\circ$$



Hình 7-34. Sơ đồ các lực ở trong thùng nghiền.

mà góc

$$\psi = 360^\circ - 4\alpha_0 = 120^\circ$$

vậy:

$$r = 0,863R_1 \frac{\sin 60^\circ}{\frac{120^\circ}{2}} = 0,863R_1 \frac{\sin 60^\circ}{\frac{\pi}{3}}$$
$$r = 0,715R_1.$$

Với góc $\psi = 120^\circ$, $\alpha = 60^\circ$, góc $\varphi = 60^\circ$.

Do đó $a = r \cdot \sin \varphi = 0,715R_1 \cdot \sin 60^\circ = 0,62R_1$

và như vậy, thành phần thẳng đứng của tốc độ quay của thùng sẽ là:

$$v = \frac{3,14 \cdot 0,62R_1 \cdot n}{30} \quad [\text{m/s}]$$

Thay giá trị của v vào (7-89), có công suất N_n :

$$N_n = \frac{0,55 \cdot 1,14Q \cdot 3,14 \cdot 0,62R_1 \cdot n}{30 \cdot 1000} = 0,04 \cdot 10^{-3} QR_1 n \quad [\text{kW}]$$

Viết lại: $N_n = 4 \cdot 10^{-5} QR_1 n \quad [\text{kW}] \quad (7-94)$

trong đó Q – trọng lượng vật nghiền nạp vào thùng, N;

R_1 – bán kính trong của thùng nghiền, m;

n – số vòng quay của thùng trong 1 phút.

2. Xác định N_{ms} :

$$N_{ms} = \frac{f \cdot P \cdot v_c}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (7-95)$$

trong đó f – hệ số ma sát ở hai cổ trục máy nghiền với ổ đỡ, thường lấy $f = 0,07 \div 0,10$

v_c – vận tốc vòng của cổ trục, m/s:

$$v_c = \frac{\pi \cdot n \cdot R_c}{30} \quad (7-96)$$

trong đó R_c – bán kính ngoài của cổ trục máy nghiền, m;

n – số vòng quay của thùng/phút;

P – tổng tải trọng tác dụng lên các gối đỡ, N.

Từ hình (7-34), ta có:

$$P = \sqrt{(G_t + Q + P_{lt} \cos \varphi)^2 + (P_{lt} \sin \varphi)^2} \quad (7-97)$$

trong đó: G_t – trọng lượng bản thân thùng nghiền (kể cả các tấm lót, tấm ngăn, bánh răng vòng v.v...), N;

$Q = 0,55G$ – tải trọng bi, N;

G – trọng lượng tổng toàn bộ thùng nghiền quay, N;

P_{lt} – lực ly tâm do tải trọng bi quay gây nên, N;

$$P_{lt} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v_o^2}{R_o} = \frac{Q}{gR_o} \left(\frac{\pi \cdot n R_o}{30} \right)^2$$

Ta xem $\pi^2 \# g$ thì:

$$P_{lt} = \frac{QR_o n^2}{900} \quad (7-98)$$

Góc φ tạo bởi phương của lực ly tâm P_{lt} với đường kính thẳng đứng của thùng, thông thường $\varphi = 60^\circ$

Còn $R_o = 0,863R_1$ [xem công thức (7-93)]

Cuối cùng, xác định công suất động cơ như sau:

$$N_{dc} = K \frac{N_n + N_{m.s}}{\eta} \quad [kW] \quad (7-99)$$

trong đó K – hệ số dự trữ, lấy $K = 1,1 \div 1,15$;

η – hiệu suất bộ truyền động. Nếu truyền động bánh răng vòng thì lấy $\eta = 0,85$ đến $0,88$; nếu truyền động bằng trục tâm thì lấy $\eta = 0,90 \div 0,94$.

XIII. Tính kiểm tra bền một số chi tiết chủ yếu của máy nghiền

1. Thân thùng

Ta xem thân thùng như một cái dầm đặt trên hai gối đỡ, nó chịu tác dụng đồng thời của mômen uốn và mômen xoắn và xác định theo thuyết ứng suất tiếp lớn nhất.

Trọng lượng bản thân vỏ thùng, trọng lượng các tấm lót, trọng lượng tải trọng bi và trọng lượng vật liệu đem nghiền, tất cả các trọng lượng này xem như tải trọng phân bố đều.

Còn trọng lượng các tấm ngăn, trọng lượng các đáy, trọng lượng cổ trục nạp liệu và tháo liệu, trọng lượng bánh răng vòng xem như các tải trọng tập trung.

Ta biết rằng trọng lượng bi cùng quay với thùng chỉ chiếm 55% trọng lượng tải trọng bi nạp vào thùng, còn trọng lượng vật liệu nằm trong thùng chỉ chiếm 14% tải trọng bi nạp vào thùng.

Gọi G là trọng lượng của tất cả các bộ phận cùng tham gia quay thì:

$$G = 1,14G_v + G_l + G_n + G_{dn} + G_{dt} \quad (7-100)$$

trong đó G_v – trọng lượng tải trọng bi nạp vào thùng, N;

G_l – trọng lượng các tấm lót, N;

G_n – trọng lượng các tấm ngăn, N;

G_{dn} – trọng lượng đáy nạp liệu (kể cả cổ trục), N;

G_{dt} – trọng lượng đáy tháo liệu (kể cả cổ trục), N;

Gọi P_{lt} là lực ly tâm do bi và vật liệu cùng quay sinh ra, thì:

$$P_{lt} = \frac{mv^2}{r} = \frac{1,14 \cdot 0,55 G_v \cdot \pi^2 r^2 n^2}{900 r \cdot g}, N \quad (7-101)$$

Trên kia ta đã có:

$$n = \frac{32}{\sqrt{D}} = \frac{22,8}{\sqrt{R_1}}$$

$$r = 0,715R_1$$

và

do đó, thay hai đại lượng này vào (7-101), ta có lực ly tâm.

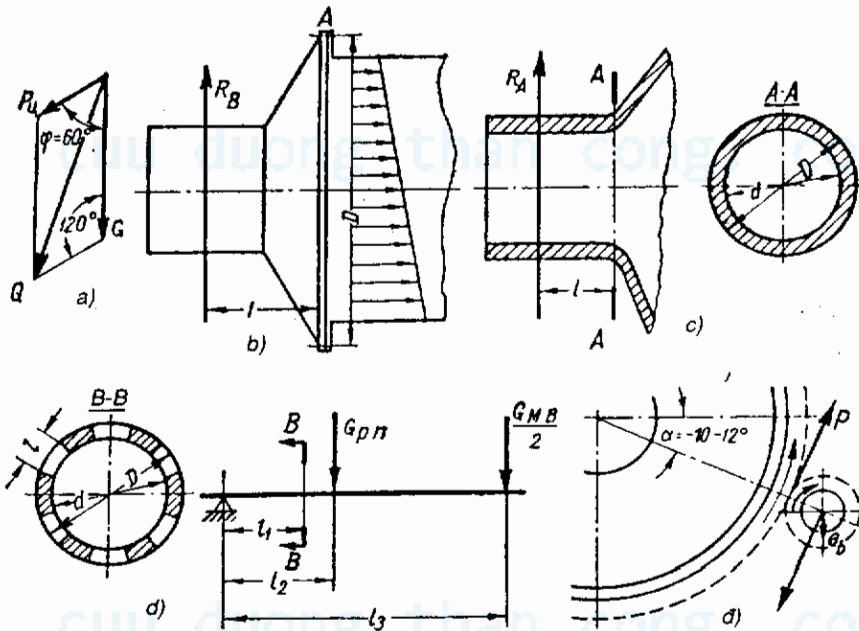
$$P_{lt} = 0,23 G_v, \quad [N] \quad (7-102)$$

Phương của lực ly tâm trùng với bán kính thùng đi qua trọng tâm của khối quay. Góc tạo bởi phương của lực ly tâm với phương của trọng lực bằng 60° (hình 7 - 35a).

Hợp lực Q gây nên uốn thân thùng sẽ là

$$Q = \sqrt{G^2 + P_{lt}^2 - 2GP_{lt}\cos(180^\circ - 60^\circ)}$$

$$Q = \sqrt{G^2 + P_{lt}^2 + G.P_{lt}}, \quad [N] \quad (7-103)$$



Hình 7-35. Sơ đồ tính các chi tiết của máy nghiền:

- a - các lực tác dụng lên thùng; b - lực ở chỗ dây tiếp xúc với thùng;
c - tiết diện nguy hiểm của cổ trục; d - tiết diện nguy hiểm của ống tháo liệu;
e - lực ở bánh răng ăn khớp.

*) Vậy, mômen uốn, bằng:

$$M_u = \frac{Q.L}{8} \quad [N.m] \quad (7-104)$$

trong đó L – khoảng cách tâm của hai gối đỡ, m.

Mômen chống uốn của thùng, bằng:

$$W_u = \frac{\pi(R_n^4 - R_t^4)}{4R_n}, \quad [m^3] \quad (7-105)$$

trong đó R_n và R_t – bán kính ngoài và bán kính trong của thân thùng, m.

Hoặc có thể tính gần đúng mômen chống uốn như sau:

$$W_u = \pi S R_n^2, \quad [m^3] \quad (7-106)$$

trong đó S – bề dày thân thùng sau khi lót, m.

Vì trên thân thùng có khoét lỗ làm cửa và lỗ để lắp tấm lót vào thân thùng bằng bulông, do đó cần giảm mômen chống uốn đi 20%.

Vậy, ứng suất uốn sẽ là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,8W_u}, \quad [N/m^2] \quad (7-107)$$

* Mômen xoắn tác dụng lên thân thùng:

$$M_x = 9740 \frac{N}{n} \quad [N.m] \quad (7-108)$$

trong đó N – công suất tiêu hao cho máy, kW, tính theo (7 – 89a);

n – số vòng quay của thùng/phút.

Còn mômen chống xoắn của thân thùng lấy gấp hai lần mômen chống uốn, nghĩa là:

$$W_x = 2W_u = 2\pi S R_n^2 \quad [m^3] \quad (7-109)$$

Vậy, ứng suất tiếp sinh ra do mômen xoắn.

$$\tau = \frac{M_x}{0,8W_x}, \quad [N/m^2] \quad (7-110)$$

Do đó, ứng suất sinh ra ở thân thùng do uốn và xoắn, bằng:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + \tau^2} \leq [\sigma]. \quad [N/m^2] \quad (7-111)$$

2. Bulông ghép thân thùng với đáy thùng

Đáy và thân được ghép với nhau bằng bulông. Khi máy làm việc, các bulông bị cắt do mômen xoắn và do tải trọng tổng của thùng.

Gọi P_1 là lực cắt sinh ra do ảnh hưởng của trọng lượng tất cả các phần quay và lực ly tâm, và P_2 là lực cắt sinh ra do ảnh hưởng của lực vòng thì lực tổng gây ra cắt bulông là:

$$P = P_1 + P_2 \quad [N] \quad (7-112)$$

Từ biểu đồ lực cắt (xem hình 7 – 35b) ta xác định được đại lượng lực cắt P_1 như sau:

$$P_1 \frac{D}{2} = R_B \cdot l$$

từ đó:

$$P_1 = \frac{R_B \cdot l}{\frac{D}{2}} = \frac{R_B \cdot l}{r}, \quad [N] \quad (7-113)$$

Còn

$$P_2 = \frac{9740N}{n \cdot r}, \quad [N] \quad (7-114)$$

trong đó:

R_B – phản lực ở gối đỡ, N;

l – khoảng cách từ tâm gối đỡ đến mặt phẳng ghép thân với đáy, m;

r – bán kính vòng phân bố bulông, m;

N – công suất nghiền, (tính theo 7 – 89), kW;

n – số vòng quay của thùng/phút;

Vậy, ứng suất ở bulông do lực cắt gây ra, bằng:

$$\tau_c = \frac{P}{m \cdot 0,785 \cdot d^2}, \quad [N/cm^2] \quad (7-115)$$

trong đó P , tính theo (7-112), N;

m – số lượng bulông;

d – đường kính bulông, cm.

Ứng suất cắt cho phép

$$[\tau_c] = (0,2 - 0,3) \sigma_{ch}$$

trong đó: σ_{ch} – ứng suất chảy của vật liệu làm bulông, N/cm².

3. Cổ thùng nghiền

Tiết diện nguy hiểm của cổ thùng là tiết diện tiếp giáp giữa cổ và đáy (tiết diện A – A ở hình 7 – 35c), ở đây lại thường có khuyết tật do đúc gây ra.

Mômen uốn tại tiết diện A – A, bằng:

$$M_u = R_A \cdot l \quad [Ncm] \quad (7-116)$$

trong đó R_A – phản lực ở cổ (gối đỡ), N;

l – khoảng cách từ tâm cổ đến tiết diện A – A, cm

Còn mômen xoắn tính theo công thức (7-108)

Vậy mômen tương đương bằng:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + M_x^2} \quad [N.cm] \quad (7-117)$$

Còn mômen chống uốn sẽ là:

$$W = \frac{\pi D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right], \quad [cm^3] \quad (7-118)$$

Ứng suất tại tiết diện A – A, bằng:

$$\sigma = \frac{M_{td}}{W} \leq [\sigma] \quad [N/cm^2] \quad (7-119)$$

§5. TÍNH MÁY NGHIỀN BI RUNG

I. Tần số và biên độ dao động

Tần số và biên độ dao động quyết định đến cường độ làm việc của bi, năng lượng tiêu hao và các lực tác dụng lên các cơ cấu của máy nghiền.

Tần số dao động được thể hiện bởi số vòng quay của động cơ điện nối trực tiếp với máy bằng nối trục đàn hồi.

Biên độ dao động là một nửa đoạn đường dao động của máy phụ thuộc vào kết cấu của trục, vào độ cứng của hệ thống đỡ, vào trọng lượng của các phần tham gia rung và vào tần số dao động.

Đối với máy mà trục của nó ở dạng trục khuỷu thì biên độ dao động của máy là bán kính quay của trục khuỷu thường lấy 3–5 mm và tần số dao động của loại này là 1500 vòng/phút. Loại máy này không điều chỉnh được biên độ.

Đối với máy mà trục của nó ở dạng lệch tâm thì biên độ dao động của máy phụ thuộc vào độ cứng của hệ thống đỡ, trọng lượng của các bộ phận tham gia rung. Loại máy này có biên độ 1 ÷ 3 mm và tần số dao động là 3000 vòng/phút. Loại này điều chỉnh được biên độ dao động bằng cách thay đổi khoảng cách của đối trọng với tâm của trục quay (đối trọng lắp ngay trên trục).

Nhận thấy rằng khi tần số lớn và biên độ dao động bé thì cường độ quá trình nghiền lớn hơn so với khi tần số bé và biên độ dao động lớn.

Số lần va đập của bi trong một đơn vị thời gian như sau:

$$M = V.K.\varphi n.i.\beta \quad [\text{va đập/phút}] \quad (7-120)$$

trong đó V – thể tích thùng nghiền, dm³;

K – lượng bi chứa trong 1 dm³ thể tích;

φ – hệ số chứa bi, thường lấy $\varphi = 0,7 \div 0,8$;

n – số vòng quay của trục máy, vòng/phút;

i – số va đập của 1 viên bi trong 1 vòng quay, lấy i = 1;

β – hệ số tính đến sự tăng số lần va đập, $\beta > 1$.

II. Hình dạng, kích thước của bi nghiền

Trong máy nghiền bi rung, lực chà xát không đáng kể mà chủ yếu xảy ra lực va đập. Bởi vậy viên bi thường được dùng có dạng cầu hoặc trụ nhưng có chiều dài bằng đường kính viên bi. Kích thước vật liệu cho vào máy nghiền thường không lớn hơn 5 mm. Bởi vậy quan hệ giữa kích thước viên bi với kích thước vật liệu cho vào máy có thể như sau:

$$d_{bi} \geq (5 \div 6)d \quad (7-121)$$

trong đó d – kích thước vật liệu cho vào máy nghiền.

Lượng bi nạp vào máy khi nghiền khô lấy $75 \div 85\%$ dung tích máy, còn khi nghiền ướt lấy $70 \div 75\%$ dung tích máy.

Lượng vật liệu cho vào nghiền chỉ bằng $35 \div 40\%$ lượng bi cho vào máy tính theo thể tích.

III. Công suất của máy

Công suất tiêu hao của máy gồm có hai thành phần sau:

- Công suất tiêu hao để làm cho tải trọng dao động N_d ,
- Công suất tiêu hao để khắc phục ma sát ở các gối đỡ N_{ms} , nghĩa là:

$$N = N_d + N_{ms}, [\text{kW}] \quad (7-122)$$

Tính N_d

$$N_d = N_1 + N_2 \quad (7-123)$$

trong đó N_1 – công suất để khắc phục mômen lệch của khối bi và vật liệu trong máy, tính như sau:

$$N_1 = \frac{G_1 \cdot e \cdot \pi n}{10^3 \cdot 30} \quad [\text{kW}] \quad (7-124)$$

ở đây G_1 – trọng lượng của bi và vật liệu ở trong máy, N;

e – biên độ dao động của máy, m;

n – tần số dao động, vòng/phút.

N_2 – công suất tiêu hao để tạo ra động năng cho toàn bộ khối rung, tính như sau:

$$N_2 = \frac{(G_1 + G_2) e^2 n^3}{5,4 \cdot 10^7} \quad [\text{kW}] \quad (7-125)$$

trong công thức (7-125):

G_2 – trọng lượng toàn bộ phần rung của máy (không có bi và vật liệu đem nghiền), N.

Tính N_{ms} :

$$N_{ms} = \frac{f(G_1 + G_2) \cdot e \cdot n^3 \cdot \pi \cdot d_c}{5,4 \cdot 10^7}, \quad [\text{kW}] \quad (7-126)$$

trong đó f – hệ số ma sát của gối đỡ, thường dùng ổ lăn, cho nên lấy $f = 0,05 \div 0,07$;

d_c – đường kính trong của ổ lăn, m.

G_1, G_2, e, n giống như đã nêu ở trên.

Công suất của động cơ điện, bằng:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta} \quad [\text{kW}] \quad (7-127)$$

trong đó η – hiệu suất của bộ truyền động.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

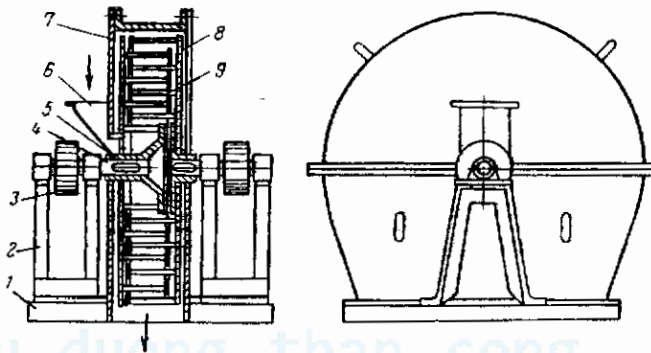
CHƯƠNG TÁM

MÁY NGHIỀN RĂNG

§1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Trên hình 8-1 mô tả, cấu tạo của máy nghiền răng hai rôto, chúng quay ngược chiều nhau.

Rôto gồm có đĩa 8 trên đó có các răng 9 được bố trí thành các dãy tròn đồng tâm. Một đầu răng tán chặt vào đĩa 8, còn một đầu tán chặt vào một vòng vành khăn. Răng có tiết diện vuông hoặc tròn.



Hình 8-1. Máy nghiền răng hai rôto quay ngược chiều nhau:
1 - thân máy; 2 - giá gối đỡ; 3 - bánh đai; 4 - trục; 5 - máy;
6 - phễu nạp liệu; 7 - vỏ máy; 8 - đĩa; 9 - răng.

Các dãy răng của hai rôto nằm xen kẽ nhau. Hai rôto được dẫn động bằng hai bộ truyền động riêng biệt. Tốc độ vòng của dãy răng nằm ngoài cùng của rôto khoảng 22 đến 37 m/s.

Các đĩa của rôto lắp chặt với moayơ 5, và moayơ 5 lắp chặt với trục 4 bằng then.

Vật liệu đem nghiền đi vào phễu nạp liệu 6 rơi vào phần trung tâm của rôto được hàng răng trong cùng đập vỡ ra, vật liệu đã được đập vỡ cùng quay theo rôto và chuyển đến vòng răng tiếp theo rồi bị đập vỡ, cứ thế nó tiếp tục chuyển đến vòng răng thứ ba và vân... vân, đến khi ra tới vòng răng ngoài cùng thì nó đạt được độ mịn yêu cầu.

Sơ đồ chuyển động của vật liệu giữa các hàng răng được mô tả ở hình 8-2.

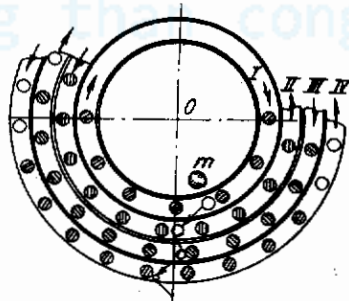
Quá trình nghiền xảy ra ở trong máy nghiền răng là do lực va đập của các răng vào vật liệu:

Các răng bố trí trên đĩa, mỗi vòng răng có khoảng cách giữa các răng không giống nhau.

Các răng ở dây trong cùng có khoảng cách lớn nhất, sau đó khoảng cách này giảm dần từ dây trong cùng đến dây ngoài cùng.

Tùy theo kích thước của máy mà mỗi rôto có từ 2 đến 4 dây răng, tức là tính cho cả hai rôto thì có từ 4 đến 8 dây răng.

Các răng cũng được chế tạo từ thép chịu mài mòn. Loại máy này được dùng để nghiền nhỏ các vật liệu mềm như thạch cao, đất sét, than đá, độ mịn có thể đến 0,3 mm.



Hình 8-2. Sơ đồ chuyển động của vật liệu đem nghiền trong rôto của máy nghiền răng.

Trên hình 8 - 3, mô tả máy nghiền răng 1 rôto.

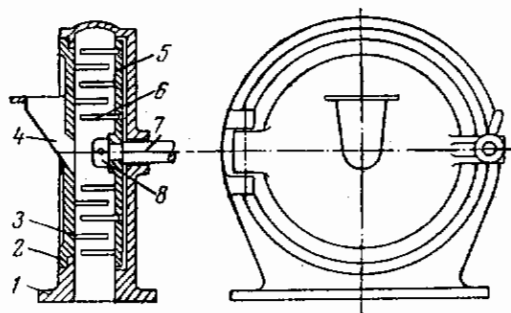
Rôto của máy gồm có đĩa 5 trên đó ghép chặt các răng 6 theo các dây tròn đồng tâm.

Phía đối diện là nắp 2 trên đó cũng có các răng 3 và có phễu nạp liệu 4. Đĩa này không quay, do đó các dây răng đứng yên.

Các dây răng 3 và các dây răng 6 đối diện và xen kẽ nhau.

Đĩa 5 được lắp chặt vào trục dẫn động 7.

Vật liệu đem nghiền theo phễu 4 đi vào trung tâm máy rơi vào giữa dây răng 3 đứng yên và dây răng 6 chuyển động tròn và bị nghiền nát.



Hình 8-3. Máy nghiền răng 1 rôto:

1 - vỏ máy; 2 - nắp đáy yên; 3 - răng ở nắp; 4 - phễu nạp liệu; 5 - đĩa; 6 - răng ở đĩa; 7 - trục dẫn động; 8 - êcu giữ.

Loại máy này được dùng để nghiền các vật liệu mềm, khô có thể đạt đến độ mịn 0,1 mm.

§2. TÍNH MÁY NGHIỀN RĂNG

I. Tốc độ quay của rôto

Tốc độ quay của rôto có ảnh hưởng lớn đến hiệu quả nghiền.

Tốc độ của cục vật liệu đi vào máy rất bé so với tốc độ của các răng trên rôto, nên ta bỏ qua tốc độ vật liệu.

Trên hình 8-4 mô tả sơ đồ xác định số vòng quay của rôto máy nghiền răng.

Khi cục vật liệu gặp dây răng trong cùng thì nó nhận được vận tốc là ω_1 theo phương tiếp tuyến, sau đó nó tiếp tục đi vào gặp dây răng thứ hai có vận tốc là ω_2 và cũng là vận tốc của cục vật liệu.

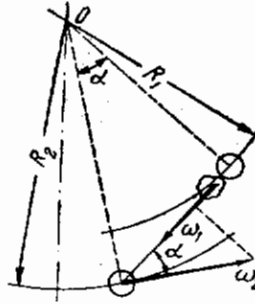
Hình chiếu của vận tốc ω_2 lên phương tiếp tuyến trùng với phương của vận tốc ω_1 là $v_2 = \omega_2 \cdot \cos \alpha$.

Nhưng $\cos \alpha = R_1/R_2$ (xem hình 8-4) nên $v_2 = \omega_2 \cdot R_1/R_2$. Ta thấy ω_1 và v_2 ngược chiều nhau, nên vận tốc va chạm của cục vật liệu với dây răng thứ hai có giá trị bằng:

$$v'_2 = \omega_1 + v_2 = \omega_1 + \omega_2 \cdot \frac{R_1}{R_2} \quad (8-1)$$

Hoặc có thể viết:

$$v'_2 = \frac{\pi R_1 n_1}{30} + \frac{\pi R_2 n_2}{30} \left(\frac{R_1}{R_2} \right) = \frac{\pi R_1}{30} (n_1 + n_2) \quad (8-2)$$



Hình 8-4. Sơ đồ để xác định số vòng quay của rôto máy nghiền răng.

Trong đó n_1 và n_2 là số vòng quay của rôto 1 và rôto 2 trong một phút.
Tương tự ta có vận tốc va chạm của các dây tiếp theo sẽ là:

$$v'_3 = \frac{\pi R_2}{30} (n_1 + n_2) \quad (8-3)$$

$$v'_n = \frac{\pi R_{n-1}}{30} (n_1 + n_2) \quad (8-4)$$

Nếu n_1 và n_2 bằng nhau thì có:

$$v'_n = \frac{\pi R_{n-1}}{30} \cdot 2n \quad (8-5)$$

Ở phần máy đập búa, ta đã biết vận tốc phá hủy vật liệu bằng:

$$v_y \geq \sigma \sqrt{\frac{g}{E\rho(1 - \epsilon^2)}} \quad (8-6)$$

Để nghiền được vật liệu thì vận tốc va đập của các răng của máy phải lớn hơn vận tốc tự phá hủy v_y , tức là:

$$\frac{\pi R_{n-1} \cdot n}{15} \geq \sigma \sqrt{\frac{g}{E\rho(1 - \epsilon^2)}} \quad (8-7)$$

Để cho cục vật liệu bị phá vỡ ngay từ lần va đập thứ hai thì số vòng quay cần thiết của máy sẽ là:

$$n \geq \frac{15\sigma}{\pi R_1} \sqrt{\frac{g}{E\rho(1 - \epsilon^2)}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (8-8)$$

Đối với máy nghiền răng một rôto thì số vòng quay cần thiết sẽ là:

$$n \geq \frac{30\sigma}{\pi R_1} \sqrt{\frac{g}{E\rho(1 - \varepsilon^2)}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (8-9)$$

trong đó σ và E – giới hạn bền và mô đun đàn hồi của vật liệu đem đập, N/m^2 ;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu đem đập, kg/m^3 ;

R_1 – bán kính của dây răng trong cùng của rôto, m;

g – gia tốc trọng trường, m/s^2 .

ε – hệ số hồi phục (xem chương máy đập búa).

II. Năng suất của máy

Có thể tính theo công thức sau:

$$G = 3600F\rho\mu v_r \quad [\text{kg/h}] \quad (8-10)$$

trong đó F – diện tích bề mặt xung quanh của vòng trong cùng của rôto, m^2

$$F = 2\pi R_1 b$$

b – chiều dài của răng, m;

R_1 – bán kính vòng răng trong cùng của rôto, m;

μ – hệ số tới của vật liệu, bằng $0,5 \div 0,6$;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu, kg/m^3 ;

v_r – vận tốc đi ra của vật liệu, m/s :

$$v_r = \omega_1 \sin \alpha$$

theo hình vẽ ta có $\cos \alpha = \frac{R_1}{R_2} = \frac{R_1}{R_1 + a}$

a là khoảng cách giữa các hàng răng, thường lấy $a = (2 \div 3)d$; d là kích thước cục vật liệu vào máy.

III – Công suất của máy

Công suất tiêu hao cho máy gồm có hai thành phần sau:

1) Công suất cần thiết để tạo ra động năng cho rôto N_d :

$$N_d = \frac{A}{\tau} \cdot 10^{-3} = \frac{G}{2g} \left(\frac{\pi R_0 n}{30} \right)^2 \cdot \frac{n}{60} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}]$$

$$N_d = \frac{GR_0^2 n^3}{10,8} \cdot 10^{-7} \quad [\text{kW}] \quad (8-11)$$

trong đó:

G – trọng lượng của rôto, N;

n – số vòng quay của rôto/phút;

R_o – bán kính của dây răng ngoài cùng, m.

2) Công suất cần thiết để khắc phục ma sát ở cổ trục rôto:

$$N_{ms} = \frac{fG \cdot \pi d n}{60 \cdot 10^3} \quad [\text{kW}] \quad (8-12)$$

trong đó:

f – hệ số ma sát của ổ đỡ trục rôto;

d – đường kính cổ trục rôto, m.

Vậy, công suất của động cơ điện, bằng:

$$N_{dc} = k \frac{N_d + N_{ms}}{\eta} \quad [\text{kW}] \quad (8-13)$$

trong đó k – hệ số dự trữ, $k = 1,2 + 1,3$.

η – hiệu suất của bộ truyền động.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

PHẦN THỨ HAI

CÁC MÁY SÀNG

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG CHÍN

CƠ SỞ CỦA QUÁ TRÌNH SÀNG

§1. KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI

Sàng là một quá trình phân loại cơ học một hỗn hợp vật liệu rời thành các lớp có kích thước khác nhau.

Phương pháp phân loại là cho hỗn hợp vật liệu nằm trên một bề mặt có lỗ (được gọi là lưới sàng) và cho nó chuyển động thì những cục vật liệu nào có kích thước bé hơn kích thước của lỗ lưới sẽ lọt qua, còn các cục có kích thước lớn hơn kích thước của lỗ thì nằm lại trên lưới sàng.

Vật liệu đi vào trên mặt lưới sàng được gọi là hỗn hợp ban đầu, những cục vật liệu chui được qua lỗ lưới sàng được gọi là sản phẩm dưới lưới, còn vật liệu không chui được qua lỗ lưới sàng được gọi là sản phẩm trên lưới.

Nếu máy sàng có n lưới sàng thì ta có được $(n + 1)$ sản phẩm.

Sự phân loại vật liệu có thể tiến hành theo các kích thước từ nhỏ đến lớn và các lưới sàng bố trí nối tiếp nhau (hình 9-1,a) hoặc tiến hành theo các kích thước từ lớn đến nhỏ và các lưới sàng được bố trí chồng lên nhau (hình 9-1,b) và đôi khi người ta tiến hành sàng liên hợp (hình 9-1,c).

Quá trình sàng được dùng với các mục đích sau đây:

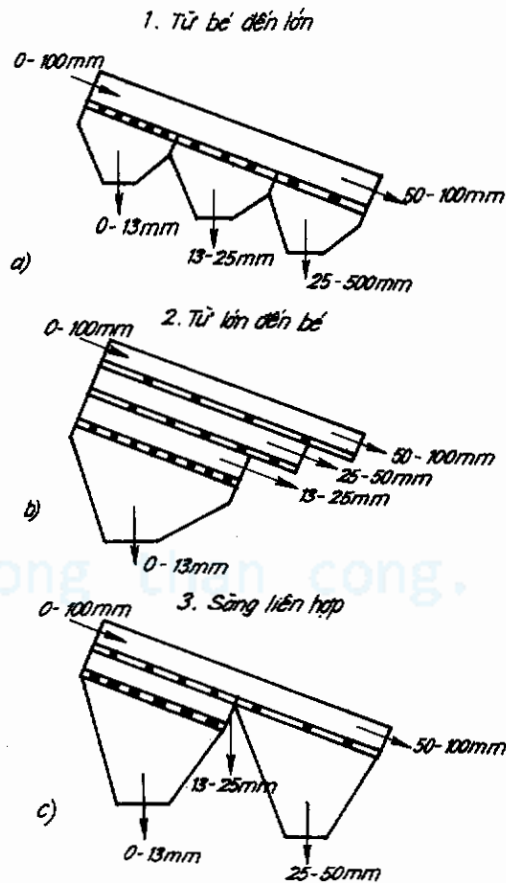
- Tách ra khỏi hỗn hợp vật liệu các cục vật liệu có kích thước bé hơn kích thước yêu cầu.
- Tách ra khỏi hỗn hợp vật liệu các cục vật liệu có kích thước lớn hơn kích thước yêu cầu.
- Tách hỗn hợp vật liệu thành các thành phần có độ lớn khác nhau.

Quá trình sàng xảy ra có thể do tác dụng của trọng lực, của lực quán tính hoặc của lực ly tâm.

Theo kết cấu và nguyên lý làm việc, người ta phân loại máy sàng như sau:

- Sàng đứng yên (sàng tĩnh)
- Sàng trục lăn.
- Sàng lắc (phẳng hoặc tròn)
- Sàng thùng quay

- Sàng quán tính (bán rung)
- Sàng rung



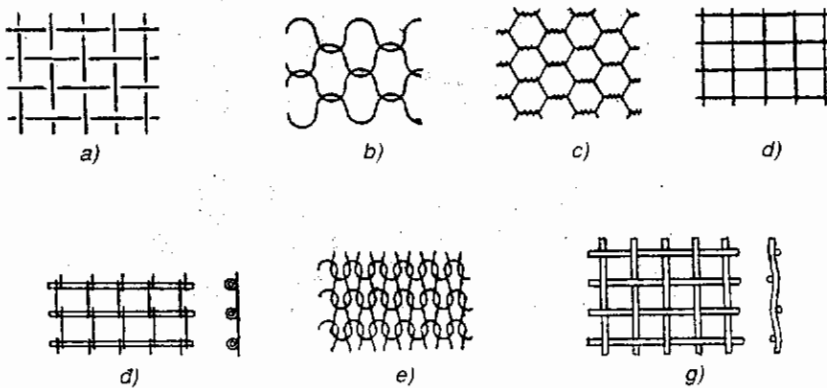
Hình 9-1. Sơ đồ phân loại vật liệu đem sàng:
a - sàng từ bé đến lớn; b - sàng từ lớn đến bé; c - sàng liên hợp.

§2. MẶT SÀNG

Mặt sàng là bộ phận chính để phân loại các vật liệu rời. Người ta thường dùng ba loại mặt sàng có kết cấu khác nhau là loại lưới đan, loại tấm đục lỗ và loại thanh ghi.

1. Lưới đan

Lưới đan có các lỗ dạng hình vuông, hình chữ nhật, hình sáu cạnh (xem hình 9-2). Loại này được dùng để sàng mịn và sàng nhỏ các vật liệu khô, xốp.



Hình 9-2. Các loại lưới đan.

Loại lưới đan có diện tích tiết diện tự do lớn hơn so với các loại mặt sàng khác.

Mật độ lưới có lỗ hình vuông được xác định theo công thức (mật độ lưới là tỉ số diện tích do các sợi chiếm so với diện tích toàn bộ lưới sàng):

$$K = 100 - B$$

trong đó K – mật độ lưới, %.

B – diện tích tiết diện tự do của lưới, % được xác định theo quan hệ sau đây:

$$B = \frac{a^2}{(a + d)^2} \cdot 100, \quad (9-1)$$

trong đó: d – đường kính sợi đan lưới, mm;

a – kích thước lỗ lưới, mm.

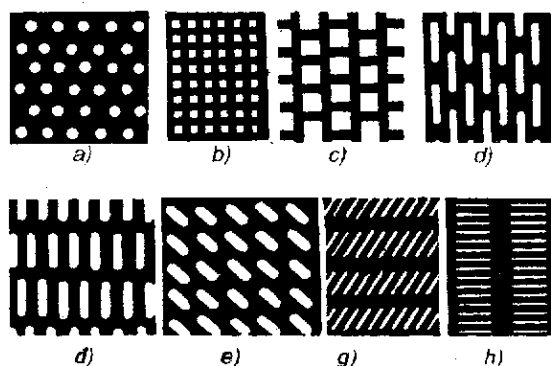
Đối với lỗ hình chữ nhật thì xác định tiết diện tự do của lưới như sau:

$$B = \frac{l \cdot b}{(l + d)(b + d)} \cdot 100 \quad (9-2)$$

trong đó l và b là chiều dài và chiều rộng của lỗ, mm.

2. Tấm đục lỗ

Tấm làm bằng kim loại trên mặt có đục các lỗ có dạng hình vuông, hình tròn, hình chữ nhật hoặc hình bầu dục. Các lỗ có thể bố trí thẳng hàng hoặc xen kẽ nhau (hình 9-3). Lỗ ở trên tấm được làm dạng côn, phần có kích thước lớn hướng về phía sản phẩm



Hình 9-3. Các dạng lỗ trên tấm.

đi ra. Ưu điểm của tấm đục lỗ là vật liệu chuyển động dễ dàng trên mặt sàng, tuổi thọ của tấm cao hơn loại lưới đan. Nhưng nó có nhược điểm là diện tích bề mặt tự do nhỏ.

Bề dày của tấm phụ thuộc vào kích thước lỗ sàng, đối với lỗ có đường kính từ 5 đến 10 mm, lấy bề dày tấm $\delta = 0,7d$;

Đối với lỗ có đường kính lớn hơn 10 mm thì bề dày tấm $\delta = 0,6 d$.

Diện tích tiết diện tự do của tấm có lỗ tròn bố trí theo đỉnh tam giác đều được xác định theo

$$B = \frac{0,905d^2}{(S + d)^2} \cdot 100 \quad (9-3)$$

Còn nếu bố trí lỗ theo đỉnh hình vuông thì:

$$B = \frac{0,785d^2}{(S + d)^2} \cdot 100 \quad (9-4)$$

trong đó d – đường kính lỗ, mm;

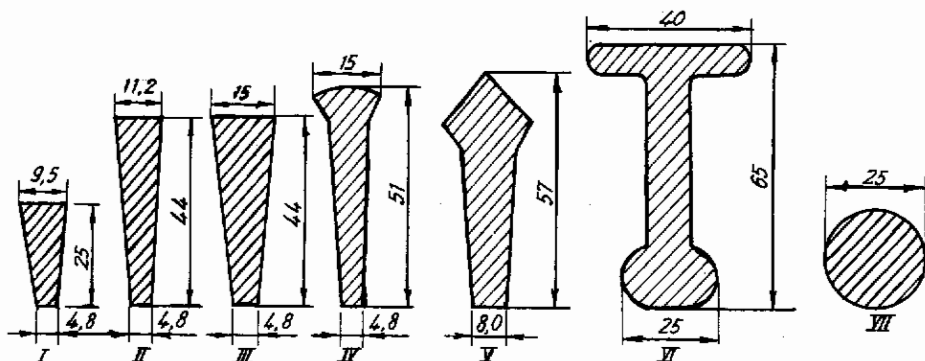
S – khoảng cách bé nhất giữa mép các lỗ, mm.

Các tấm đục lỗ có nhiều hình dạng lỗ khác nhau, nhưng diện tích tiết diện tự do của chúng không thể lớn hơn 35 ÷ 40%.

3. Thanh ghi

Người ta dùng thanh ghi để phân loại các cục vật liệu có kích thước lớn hơn 80mm. Khe hở giữa các thanh ghi quyết định kích thước sản phẩm dưới sàng.

Trên hình 9-4 chỉ rõ các thanh ghi có hình dạng khác nhau.

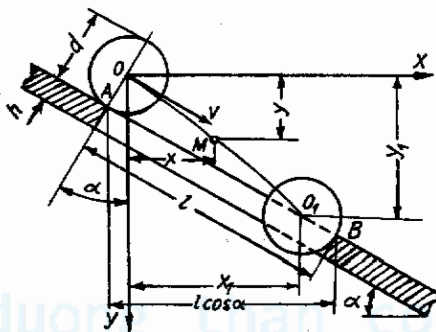


Hình 9-4. Các thanh ghi có hình dạng khác nhau.

§ 3. CÁC THÔNG SỐ CỦA MÁY SÀNG

1. Kích thước lỗ lưới và vận tốc vật liệu trên lưới

Để xác định vận tốc vật liệu trên lưới ta chỉ xét một cục vật liệu có dạng hình cầu đường kính là d chuyển động với vận tốc v trên lưới sàng đặt nghiêng một góc α và lỗ lưới sàng có kích thước bằng l (hình 9-5).



Hình 9-5. Sơ đồ chuyển động của cục vật liệu trên mặt sàng.

Khi vận tốc ngang của cục vật liệu bằng không thì do trọng lượng nó sẽ rơi thẳng đứng qua lỗ sàng.

Kích thước lỗ sàng được ký hiệu là l , chiều dày mặt sàng là h thì hạt vật liệu có đường kính là d sẽ chui qua được lỗ sàng khi sàng đặt nghiêng một góc α được biểu thị bởi quan hệ sau đây:

$$d = l \cos \alpha - h \sin \alpha.$$

Nếu như chọn $\alpha = 45^\circ$ và $h = 0,5l$ thì $d \approx 0,35l$.

Khi cục vật liệu có vận tốc khác không và bằng v thì nó sẽ chuyển động theo một đường parabol do tác dụng của trọng lực. Cục vật liệu nằm ở mép lỗ tại điểm A muốn chui được qua lỗ thì điểm chạm cần phải bằng hoặc thấp hơn điểm B, nghĩa là tâm O_1 phải cách điểm B một đoạn tối thiểu bằng $0,5d$.

Chọn gốc tọa độ là tâm O của cục vật liệu khi chưa sàng. Phương trình quỹ đạo bay trong hệ tọa độ đã chọn sẽ là:

$$y = x \tan \alpha + \frac{gx^2}{2v^2 \cos^2 \alpha} \quad (9-5)$$

Tọa độ x_1, y_1 của tâm cục vật liệu ở vị trí O_1 là:

$$x_1 = \left(l - \frac{d}{2}\right) \cos \alpha - \frac{d}{2} \sin \alpha$$

$$y_1 = \left(l - \frac{d}{2}\right) \sin \alpha + \frac{d}{2} \cos \alpha$$

Điểm O_1 cũng nằm trên quỹ đạo bay của cục vật liệu, do đó tọa độ x_1, y_1 cũng thỏa mãn được phương trình (9-5).

Sau khi thay vào (9-5) và biến đổi cuối cùng ta có:

$$v \leq \left[l - \frac{d}{2}(1 + \tan \alpha)\right] \sqrt{\frac{g}{d(\cos \alpha + \sin \alpha \tan \alpha)}} \quad (9-6)$$

Nếu vận tốc của cục vật liệu thỏa mãn biểu thức (9-6) thì nó mới chui được qua lỗ sàng.

Khi mặt sàng đặt nằm ngang, nghĩa là $\alpha = 0$ thì vận tốc cục vật liệu sẽ là:

$$v \leq \left(l - \frac{d}{2}\right) \sqrt{\frac{g}{d}} \quad (9-7)$$

Nhưng để cho vật liệu dễ chui qua lỗ sàng thì thông thường người ta lấy vận tốc làm việc bằng 0,8 vận tốc tối hạn tính theo biểu thức (9-6) hoặc (9-7) đã nêu ở trên.

2. Chiều dày lớp vật liệu và chiều dài sàng

Chiều dày lớp vật liệu trên sàng ảnh hưởng nhiều đến quá trình sàng. Lớp vật liệu dày quá thì các cục vật liệu có kích thước bé hơn lỗ sàng nằm trên mặt sẽ không chui được qua lỗ và nó cùng đi ra theo sản phẩm trên sàng. Lớp vật liệu càng mỏng thì hiệu quả sàng càng cao nhưng dẫn đến là năng suất thấp; do đó cần phải khống chế chiều dày lớp vật liệu trên mặt sàng một cách hợp lý.

Thực tế, người ta chọn như sau:

Khi kích thước cục vật liệu $d < 5 \text{ mm}$ thì chiều dày $h = (10 \div 15)d$.

$$d = 5 \div 50 \text{ mm thì } h = (5 \div 10)d$$

$$d > 50 \text{ mm thì } h = (3 \div 5)d$$

Chiều dài mặt sàng cũng ảnh hưởng đến quá trình sàng.

Chiều dài mặt sàng quá lớn thì hiệu quả càng cao, nhưng tốn nhiều bề mặt làm việc, chiếm nhiều diện tích lắp đặt, năng lượng tiêu tốn nhiều, nhưng nếu chiều dài mặt sàng quá nhỏ thì vật liệu không lọt hết qua lỗ sàng làm giảm hiệu quả sàng. Do đó cần phải chọn chiều dài sàng một cách hợp lý.

Các hàng lỗ trên mặt sàng được bố trí song song nhau và số lượng lỗ trên mỗi hàng cũng bằng nhau và khi sàng thì lỗ nào cũng có cục vật liệu chui qua, nghĩa là số cục vật liệu chui qua một hàng đúng bằng số lỗ trên hàng đó và được ký hiệu là n_0 .

Còn số cục vật liệu mới nạp vào nằm trên mặt sàng được ký hiệu là n và được xác định theo sau:

$$n = \frac{B \cdot h}{0,785d^2} \quad (9-8)$$

trong đó B – bề rộng mặt sàng, mm;

h – chiều dày lớp vật liệu khi mới nạp vào sàng, mm;

d – kích thước sản phẩm dưới mặt sàng, mm.

Như vậy, số hàng lỗ cần thiết trên mặt sàng sẽ là:

$$Z = \frac{n}{n_0} = \frac{B \cdot h}{0,785d^2 \cdot n_0} \quad (9-9)$$

Nếu gọi t là bước lỗ (tức là khoảng cách tâm hai lỗ liền kề) thì ta có chiều dài cần thiết của mặt sàng sẽ là:

$$L = Z \cdot t \quad (9-10)$$

Thực tế các cục vật liệu chui qua lỗ không hoàn toàn dễ dàng mà nhiều khi bị kẹt, do đó cần đưa thêm vào hệ số k . Bởi vậy, chiều dài thực của mặt sàng sẽ là:

$$L = k \cdot Z \cdot t \quad (9-11)$$

trong đó có thể chọn $k = 1,05 \div 1,2$.

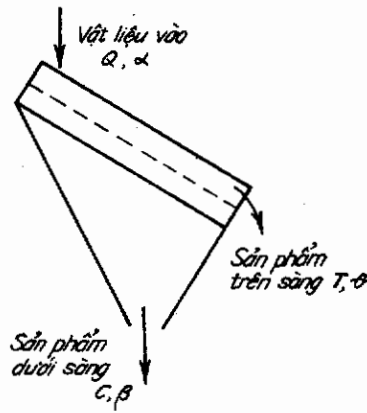
Để cho mặt sàng có kích thước cân đối, người ta thường chọn chiều dài lớn hơn chiều rộng (1,2 ÷ 1,5) lần. Chiều rộng mặt sàng:

$$B = \frac{L}{(1,2 \div 1,5)} = \frac{k \cdot Z \cdot t}{(1,2 \div 1,5)} \quad (9-12)$$

3. Hiệu suất của quá trình sàng

Hiệu suất của quá trình sàng hay còn gọi là hiệu suất sàng là tỉ số của lượng vật liệu có thể lọt qua với hàm lượng của nó có trong hỗn hợp vật liệu đưa vào sàng, tính bằng %, được biểu thị bởi ký hiệu η .

Trên hình 9-6 trình bày sơ đồ để xác định hiệu suất sàng.



Hình 9-6. Sơ đồ xác định hiệu suất sàng.

Xét sự cân bằng vật liệu khi sàng, có:

$$Q = C + T \quad (9-13)$$

trong đó Q – trọng lượng hỗn hợp vật liệu ban đầu, N;

C – trọng lượng sản phẩm dưới sàng, N;

T – trọng lượng sản phẩm trên sàng, N.

Gọi a là hàm lượng của sản phẩm dưới trong hỗn hợp ban đầu, b là hàm lượng của sản phẩm dưới nằm trong lớp sản phẩm trên sàng, thì trọng lượng sản phẩm nằm trong hỗn hợp ban đầu sẽ là $Q.a/100$ và trọng lượng sản phẩm dưới còn nằm trong lớp sản phẩm trên lưới sẽ là $T.b/100$.

Như vậy, hiệu quả sàng được biểu thị như sau:

$$\eta = \frac{\frac{C}{Q.a} \cdot 100}{100} = \frac{C}{Q.a} \cdot 10^4\% \quad (9-14)$$

Phương trình cân bằng vật liệu tính theo sản phẩm dưới:

$$\frac{Q.a}{100} = C + \frac{T.b}{100} \quad (9-15)$$

Rút T từ (9-13) thay vào (9-15), có:

$Q.a = 100C + (Q - C)b$, từ đây rút ra tỉ số:

$$\frac{C}{Q} = \frac{a - b}{100 - b} \quad (9-16)$$

Thay tỉ số C/Q này vào (9-14) ta được công thức xác định hiệu suất sàng tính theo sản phẩm dưới như sau:

$$\eta = \frac{a - b}{a(100 - b)} \cdot 10^4\% \quad (9-17)$$

Hiệu suất của quá trình sàng phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kích thước của mặt sàng, hình dáng và kích thước của lỗ lưới, vận tốc chuyển động của vật liệu trên mặt sàng, bề dày lớp vật liệu trên sàng, hệ số ma sát của vật liệu với mặt sàng v.v...

Các máy sàng lắc, sàng thùng quay hiệu suất đạt được khoảng 70%, còn máy sàng rung có thể đạt đến 95%.

§4. CÁC YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN QUÁ TRÌNH SÀNG

1. Ảnh hưởng của hình dạng và kích thước lỗ lưới

Lỗ lưới có nhiều dạng: tròn, vuông, chữ nhật, sáu cạnh, khe dài v.v... Tùy thuộc vào độ lớn của vật liệu và vào năng suất của máy mà ta chọn hình dáng lỗ lưới.

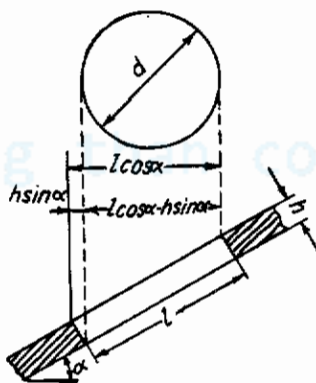
So với các dạng lỗ khác nhau thì lỗ tròn thu được sản phẩm dưới lưới đồng đều hơn. Kích thước lớn nhất của cục vật liệu chui qua lỗ tròn chỉ bằng khoảng 80-85% so với lỗ vuông có cùng kích thước, nếu muốn thay lỗ tròn bằng lỗ chữ nhật thì bề rộng của lỗ chữ nhật chỉ nên lấy bằng 60 + 65% đường kính lỗ tròn.

Để cho vật liệu dễ chui qua lỗ lưới thì lấy kích thước lỗ lưới lớn hơn kích thước cục vật liệu một ít có thể từ 1 mm đến 5mm tùy thuộc vào kích thước vật liệu đem sàng.

2. Ảnh hưởng của độ nghiêng mặt sàng

Trên hình 9 - 7, mô tả quan hệ giữa đường kính cục vật liệu d , kích thước lỗ sàng l và góc nghiêng của mặt sàng α . Mặt sàng có chiều dày là h .

Đường kính tối thiểu của lỗ để cho cục vật liệu dễ dàng chui qua sẽ là:



Hình 9-7. Ảnh hưởng của độ nghiêng mặt sàng.

$$d = l \cos \alpha - h \sin \alpha$$

Nếu mặt sàng được đặt nghiêng một góc $\alpha = 45^\circ$ và giả dụ bề dày mặt sàng $h = l/2$ thì $d \approx 0,35l$.

3. Ảnh hưởng của độ ẩm vật liệu

Lượng ẩm vật lý (tức là ẩm bao bọc mặt ngoài của vật liệu) có ảnh hưởng xấu đến quá trình sàng, còn lượng ẩm nằm trong các mao quản, ẩm liên kết hóa học của vật liệu thì ít ảnh hưởng đến quá trình sàng. Vật liệu đem sàng càng nhỏ, mịn thì độ ẩm bề mặt càng có ảnh hưởng nhiều đến quá trình sàng. Ẩm bề mặt làm cho các hạt vật liệu mịn dính kết lại với nhau thành các cục có kích thước lớn hơn không những không chui lọt qua lỗ sàng mà còn làm bít kín các lỗ sàng nên hiệu quả sàng giảm đi.

Ngoài ra ẩm ở mặt ngoài vật liệu làm cho ướt mặt sàng, tạo ra màng nước bịt lỗ sàng làm cản trở sự chui qua lỗ của vật liệu đem sàng.

Tuy nhiên cũng có loại vật liệu người ta cần sàng ở trạng thái ướt như tuyển quặng và các vật liệu khác. Nói chung nếu sàng khô thì nên khống chế độ ẩm bề mặt của vật liệu khoảng $8 \div 12\%$.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CHƯƠNG MƯỜI

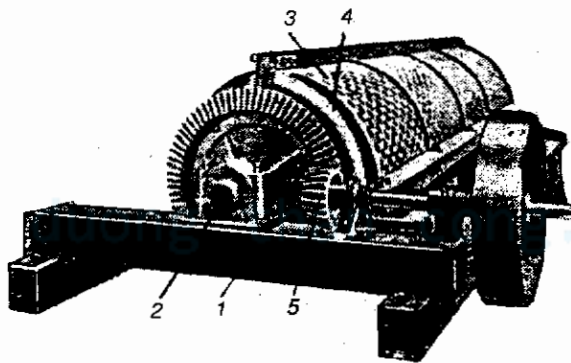
MÁY SÀNG THÙNG QUAY

§1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Thân thùng quay chính là mặt sàng, làm bằng tấm thép có đục lỗ hoặc bằng lưới đan.

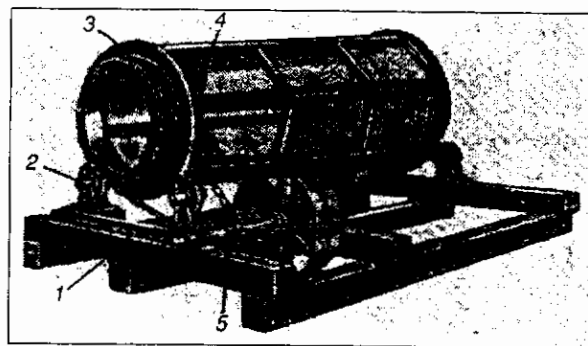
Thân thùng có dạng hình trụ (xem hình 10-1) hoặc hình nhiều mặt (xem hình 10-2).

Khi thùng quay, hỗn hợp vật liệu được nâng lên đến một độ cao nào đó rồi tụt xuống, trong quá trình được nâng lên và tụt xuống đó, hạt vật liệu nào có kích thước bé hơn lỗ lưới thì chui xuống gọi là sản phẩm dưới lưới, còn hạt vật liệu lớn hơn lỗ lưới thì tụt dần theo mặt sàng và đi ra ngoài, bởi vì thông thường máy sàng thùng được đặt nghiêng một góc nào đó với mặt phẳng ngang, thường từ 4 đến 10 độ.

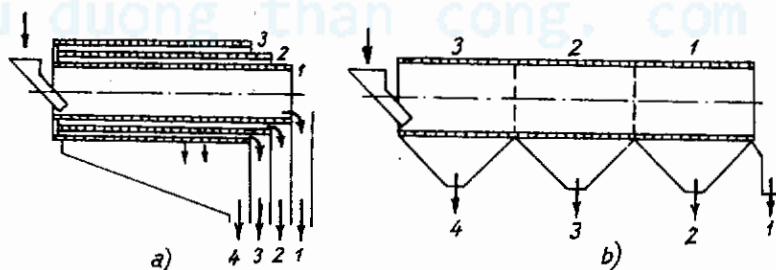


Hình 10-1. Máy sàng thùng có dạng trụ:

- 1- khung đỡ; 2- gối đỡ trục; 3- thùng sàng; 4- cửa tháo liệu;
5- cặp bánh răng nón dẫn động.



Hình 10-2. Máy sàng thùng có nhiều mặt:
1- bộ máy 2- các con lăn đỡ 3- khung 4- lưới sàng 5- cơ cấu dẫn động.



Hình 10-3. Sơ đồ máy sàng thùng có nhiều lưới sàng:
a- các lưới sàng bố trí theo vòng tròn đồng tâm;
b- các lưới sàng bố trí nối tiếp nhau.

Thùng sàng có nhiều mặt thì làm việc có hiệu quả hơn thùng trụ, bởi vì có sự va chạm của vật liệu từ mặt sàng này sang mặt sàng khác, nên nó dễ chui qua lỗ hơn.

Khi dùng máy sàng thùng để phân loại một hỗn hợp vật liệu có nhiều cỡ kích thước thì người ta bố trí lưới sàng theo vòng tròn đồng tâm hoặc đặt lưới có đường kính lỗ khác nhau nối tiếp nhau (hình 10-3).

Mặt sàng thùng quay có ưu điểm là làm việc ổn định, khi làm việc không bị rung động, do đó có thể đặt máy ở trên gác cao, nhưng nhược điểm của máy là hệ số sử dụng bề mặt sàng nhỏ, tối đa khoảng 20% và vật liệu dễ sinh bụi vì bị va đập với nhau nhiều.

§2. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CỦA MÁY

1. Số vòng quay của thùng

Để phân loại một hỗn hợp vật liệu ra thành nhiều lớp có kích thước khác nhau thì khi sàng thùng quay, phải tạo ra cho vật liệu có sự chuyển động trượt tương đối với bề mặt sàng. Sự trượt tương đối không chỉ xảy ra theo chiều dọc của sàng mà còn theo cả phương hướng kính nữa.

Sự chuyển động dọc sàng là do độ nghiêng của sàng tạo ra, còn sự chuyển động theo phương chu vi là do trọng lượng và lực ma sát gây nên.

Xét một cục vật liệu nằm trên lưới sàng quay với vận tốc góc là ω (xem hình 10-4).

Khi thùng quay, cục vật liệu chịu tác dụng của các lực sau đây:

- Trọng lượng của nó (còn gọi là trọng lực) G ,
- Lực ly tâm q_c ;
- Lực ma sát T .

Phân tích trọng lực G làm hai thành phần: thành phần hướng kính

$$N = G \cdot \cos \alpha \quad (10-1)$$

và thành phần tiếp tuyến

$$S = G \cdot \sin \alpha \quad (10-2)$$

trong đó α là góc nâng của cục vật liệu ở trong thùng.

Ta thấy lực ma sát T sẽ là:

$$T = f(N + q_c) \quad (10-3)$$

có xu hướng kéo vật liệu đi lên.

Để cho cục vật liệu có chuyển động tương đối trên bề mặt lưới sàng thì lực kéo xuống S phải lớn hơn lực ma sát T , nghĩa là:

$$G \cdot \sin \alpha > f \left(G \cdot \cos \alpha + \frac{G v^2}{g R} \right) \quad (10-4)$$

trong đó lực ly tâm $q_c = \frac{G v^2}{g R}$;

$R = \frac{D}{2}$ là bán kính thùng sàng, m;

f - hệ số ma sát của cục vật liệu với mặt sàng, thường người ta lấy bằng $\sim 0,7$.

Từ phương trình (10-4), ta viết lại

$$\sin \alpha > f \cos \alpha + f \frac{v^2}{g R} \quad (10-5)$$

Gọi n là số vòng quay của thùng trong một phút thì vận tốc của thùng có quan hệ:

$$v = \frac{\pi R n}{30}$$

Từ phương trình (10-5), ta viết lại

$$\frac{(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{f} > \frac{\pi^2 R^2 n^2}{900 \cdot g \cdot R} \quad (10-6)$$

Nếu R tính bằng m và chấp nhận $\pi^2 = g$ thì số vòng quay của thùng sàng được biểu thị như sau:

$$n < 30 \sqrt{\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{f R}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (10-7)$$

Ta thấy rằng cục vật liệu chỉ chui được qua lỗ sàng khi góc nâng $\alpha \leq 90^\circ$. Thay trị số $\alpha = 90^\circ$ vào (10-7), ta có:

$$n < \frac{30}{\sqrt{f R}} \quad (10-8)$$

Qua thực nghiệm thấy rằng góc nâng thích hợp nhất của cục vật liệu trong thùng là $\alpha = 40^\circ$.

Số vòng quay xác định theo (10-8) là số vòng quay lớn nhất n_{\max} , trong thực tế để cho máy sàng thùng làm việc có hiệu quả, người ta lấy số vòng quay làm việc chỉ bằng 0,4 số vòng quay n_{\max} . Do đó, số vòng quay của máy sàng thùng thực tế sẽ là:

$$n = \frac{12}{\sqrt{f R}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (10-9)$$

R – bán kính thùng, m.

Vận tốc vòng của thùng sàng nằm trong giới hạn $v = 0,6 \div 1,25$ m/s.

Tốc độ chuyển động của cục vật liệu dọc theo bề mặt thùng sàng có thể được xác định theo công thức sau:

$$v_0 = 0,105 R n \tan 2\beta \quad [\text{m/s}] \quad (10-10)$$

trong đó R – bán kính thùng, m;

n – số vòng quay của thùng, vòng/phút;

β – góc nghiêng của thùng sàng so với mặt phẳng ngang, độ.

Đối với máy sàng thùng dùng để tuyển quặng, than đá tức là có dòng nước trong lúc sàng thì có thể xác định số vòng quay của thùng theo công thức sau:

$$n = \frac{28}{\sqrt{D}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (10-11)$$

trong đó D – đường kính thùng sàng, m.

2. Năng suất của máy

Năng suất của máy sàng thùng quay phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: kích thước thùng, tốc độ quay của thùng, độ nghiêng đặt thùng, tính chất của vật liệu đem sàng, v.v...

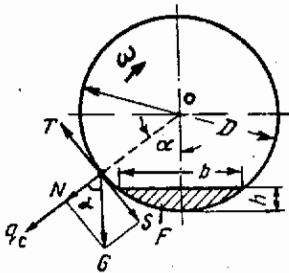
Có thể xem năng suất của máy như là tích của diện tích ngang của lớp vật liệu với tốc độ chuyển động của nó dọc theo thùng:

$$V = F v_0 3600 \mu \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (10-12)$$

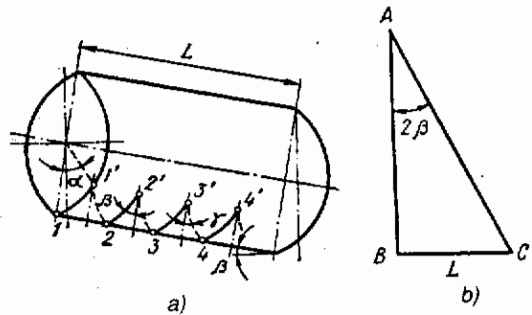
trong đó: F – diện tích tiết diện ngang của vật liệu trong thùng, m^2 ;

v_0 – tốc độ chuyển động của vật liệu dọc thùng, m/s ;

μ – hệ số trôi của vật liệu, bằng $0,6 \div 0,8$.



Hình 10-4. Sơ đồ để xác định số vòng quay của máy sàng thùng.



Hình 10-5. Sơ đồ để xác định năng suất và các kích thước của máy sàng thùng.

$$\text{Diện tích} \quad F = \frac{2}{3} b \cdot h \quad (10-13)$$

trong đó h – chiều dày lớp vật liệu trong thùng, m ;

b – bề rộng lớp vật liệu trong thùng, m , xác định nó từ biểu thức sau:

$$\frac{b}{2} = \sqrt{R^2 - (R-h)^2} = \sqrt{2Rh - h^2} \quad (10-14)$$

Giá trị của h^2 rất bé so với giá trị của $2Rh$, nên ta bỏ qua, vì vậy:

$$b = 2\sqrt{2Rh} = 2,83 \sqrt{Rh} \quad (10-15)$$

Để xác định tốc độ chuyển động của cục vật liệu dọc mặt thùng ta xét sơ đồ ở hình 10-5. Khi thùng quay cục vật liệu đi lên theo quỹ đạo tròn từ điểm 1 được nâng lên đến vị trí 1' với góc nâng là α , sau đó do tác dụng của trọng lực nó lại tụt xuống vị trí 2 rồi từ đó nó được nâng lên theo quỹ đạo tròn đến vị trí 2', sau đó lại tụt xuống vị trí 3 và cứ nâng lên tụt xuống cho đến khi đi ra khỏi thùng, tức là đi với chiều dài thùng L .

Do thùng được đặt nghiêng so với mặt phẳng ngang một góc là β nên khi thùng quay cục vật liệu có góc nâng là β và góc rơi xuống là γ và vì góc nâng nhỏ cho nên góc rơi cũng bằng góc nâng, do đó góc được kẹp bởi đường nâng và đường rơi bằng 2β . Tỷ số

chiều dài nâng và chiều dài tụt xuống của cục vật liệu có thể biểu thị bằng hình tam giác vuông các cạnh của nó là chiều dài thùng L , tổng chiều dài nâng, còn cạnh huyền là tổng chiều dài tụt của cục vật liệu (hình 10-5b).

Thấy rằng trong cùng một thời gian cục vật liệu được nâng lên một chiều dài là AB thì nó dịch chuyển theo chiều dọc là L .

Gọi v là tốc độ vòng của cục vật liệu, và v_0 là tốc độ chuyển động dọc thùng của cục vật liệu thì ta có thể viết được:

$$\operatorname{tg} 2\beta = \frac{L}{AB} = \frac{v_0}{v} = \frac{v_0}{\frac{\pi R n}{30}} = \frac{30 \cdot v_0}{\pi R n} \quad (10-16)$$

Từ đó rút ra:

$$v_0 = \frac{\pi R n}{30} \operatorname{tg} 2\beta \quad (10-17)$$

Thay giá trị của F từ (10-13) và (10-15) và giá trị của v_0 từ (10-17) vào (10-12) ta có công thức xác định năng suất của máy như sau:

$$V = 712 n \cdot \operatorname{tg} 2\beta \sqrt{R^3 h^3} \mu \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (10-18)$$

Nếu tính năng suất theo khối lượng thì:

$$G = 712 \cdot n \cdot \operatorname{tg} 2\beta \cdot \mu \cdot \rho \sqrt{R^3 h^3} \quad [\text{tấn}/\text{h}] \quad (10-19)$$

trong đó n – số vòng quay của thùng trong một phút:

R – bán kính thùng, m;

β – góc nghiêng đặt thùng, độ;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu đem sàng, tấn/m³;

μ – hệ số tơi của vật liệu;

h – chiều cao lớp vật liệu trong thùng, m (lấy gấp hai lần kích thước của cục vật liệu lớn nhất trong hỗn hợp).

Còn chiều dài của thùng có thể lấy như sau:

$$L = \frac{2Kh}{0,785}, \quad [\text{m}] \quad (10-20)$$

trong đó: hệ số $K = 8 \div 10$.

3. Công suất của máy sàng thùng quay

Năng lượng tiêu hao của máy dùng để:

- nâng vật liệu lên đến độ cao thích hợp.
- khắc phục ma sát trượt của vật liệu với mặt sàng,
- khắc phục ma sát của bộ phận truyền động.

a) Công suất tiêu hao để nâng vật liệu lên đến độ cao thích hợp được xác định từ điều kiện cân bằng mômen cản như sau (hình 10-6):

$$G_{M,l} = P \cdot R \quad (10-21)$$

Vậy công suất để thắng lực ma sát sẽ là:

$$N_2 = \frac{T.v}{1000} = \frac{G_M f . \pi . R . n}{30.1000} \left(\cos \alpha + \frac{R n^2}{900} \right), \quad [\text{kW}] \quad (10-26)$$

trong đó f – hệ số ma sát trượt của vật liệu với mặt sàng, thường có giá trị bằng 0,7;
 n – số vòng quay của thùng trong 1 phút.

c) Công suất cần thiết để thắng lực ma sát ở các ổ đỡ của máy sàng được xác định như sau:

$$N_3 = \frac{P.v}{1000} = \frac{(G_M + G_t) f_1}{R.1000} \cdot \frac{r \pi R n}{30}, \quad [\text{kW}] \quad (10-27)$$

hoặc

$$N_3 = \frac{(G_M + G_t) f_1 . r . \pi . n}{30.1000}, \quad [\text{kW}] \quad (10-28)$$

trong đó G_t – trọng lượng thùng sàng, N;
 r – bán kính cổ trục quay, m;
 f_1 – hệ số ma sát ở trong các ổ đỡ.

Công suất của động cơ điện lắp vào máy sàng sẽ là:

$$N_{d.c} = \frac{1,2(N_1 + N_2 + N_3)}{\eta}, \quad [\text{kW}] \quad (10-29)$$

trong đó: 1,2 là hệ số dự trữ;

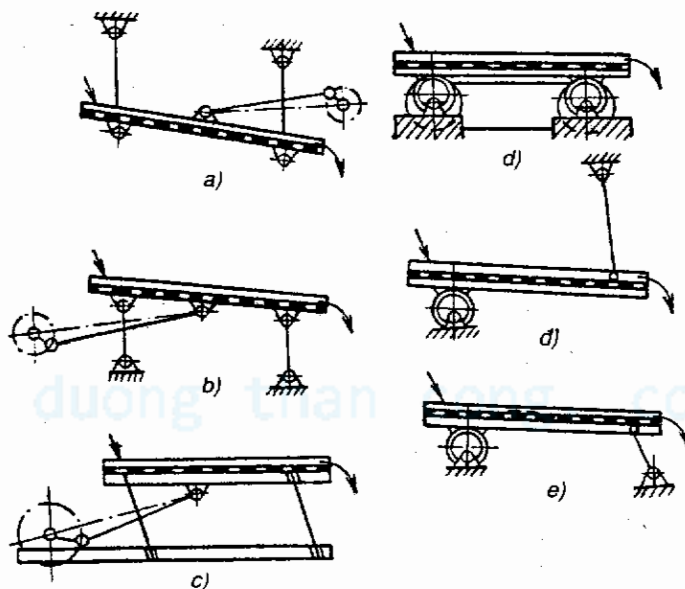
η là hiệu suất của bộ truyền động.

CHƯƠNG MƯỜI MỘT

MÁY SÀNG LẮC

§1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Máy sàng lắc làm việc dưới tác dụng của lực quán tính và lực ma sát tạo ra sự chuyển động tương đối của vật liệu với bề mặt lưới sàng.



Hình 11-1. Sơ đồ cấu tạo của các kiểu máy sàng lắc.

Máy sàng lắc gồm có một hoặc hai khung sàng hình chữ nhật, trên mặt khung được lắp lưới sàng. Khung sàng thường được treo hoặc đặt trên các thanh đỡ hoặc đặt trên các thanh đàn hồi. Tùy thuộc vào cơ cấu truyền động và cơ cấu của bộ phận đỡ mà sàng lắc phẳng theo đường tròn (gọi là lắc tròn) hoặc chuyển động lắc phức tạp; lắc phẳng tới lui.

Trên hình 11-1 giới thiệu các kiểu sơ đồ của máy sàng lắc.

Hình 11-1a là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh treo. Máy được truyền động bằng cơ cấu lệch tâm và tay biên (hay còn gọi là cơ cấu biên - tay quay).

Hình 11-1b là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ đứng. Máy được truyền động bằng cơ cấu biên - tay quay.

Hình 11-1c là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt ngang trên các thanh đỡ đàn hồi đặt nghiêng. Máy được truyền động bằng cơ cấu biên - tay quay. Khung sàng được lắc theo phương vuông góc với phương của các thanh đỡ.

Hình 11-1d là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên hai trục đỡ lệch tâm. Máy được lắc theo đường tròn trong mặt phẳng đứng do sự quay của hai trục đỡ lệch tâm.

Hình 11-1đ là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên một trục đỡ lệch tâm và một thanh treo. Khung sàng thực hiện một chuyển động lắc phức tạp. Phần trên của khung sàng (chỗ có cơ cấu thanh treo) thực hiện sự lắc theo đường tròn, còn ở phần dưới khung sàng (chỗ có cơ cấu trục đỡ lệch tâm) thực hiện sự lắc theo đường thẳng.

Hình 11-1e là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên một trục đỡ lệch tâm và một thanh đỡ đứng. Máy được truyền động nhờ trục lệch tâm, khung sàng thực hiện một chuyển động lắc phức tạp. Tại vị trí đặt trục đỡ lệch tâm, khung sàng lắc theo đường tròn, còn tại vị trí đặt thanh đỡ đứng thì khung sàng lắc theo đường thẳng.

Quá trình sàng xảy ra khi vật liệu nằm ở trên lưới sàng được chuyển động theo một dòng liên tục.

Khi lưới sàng lắc qua - lại thì cục vật liệu nằm trên lưới sàng chịu tác dụng của lực quán tính và lực ma sát của nó với mặt lưới sàng.

Khoảng dịch chuyển của lưới sàng có thể từ 10 đến 100 mm.

Để cho hỗn hợp vật liệu di chuyển thành dòng liên tục thì khi sàng tiến về phía trước lực quán tính nhỏ hơn lực ma sát, còn khi sàng lùi về phía sau thì lực quán tính lớn hơn lực ma sát, nghĩa là:

Khi sàng tiến	$P_i < P_{ms}$ $\frac{G}{g} - a < fg$
Khi sàng lùi	$P_i > P_{ms}$ $\frac{G}{g} - a > fg$

Từ đây ta thấy $a = fg$, nghĩa là gia tốc của lực quán tính a bằng hệ số ma sát f nhân với gia tốc rơi tự do g .

Bởi vậy, khi sàng tiến thì vật liệu cũng tiến theo sàng, còn khi sàng lùi thì vật liệu sẽ trượt tương đối trên mặt sàng và quá trình sàng được thực hiện. Do đó phải tạo ra cho sàng có gia tốc tiến khác với gia tốc lùi. Muốn vậy, sàng phải được truyền động từ cơ cấu bất đối xứng.

Còn nếu như sàng được truyền động từ cơ cấu đối xứng thì bắt buộc phải đặt lưới sàng nghiêng một góc nào đó so với mặt phẳng ngang. Góc nghiêng thường được chọn 14 độ.

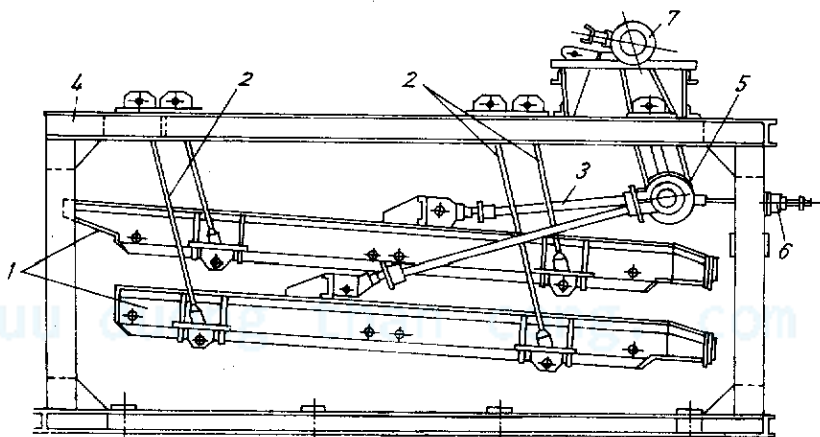
Trên hình 11-2 mô tả sàng lắc có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh treo và trên hình 11-3 mô tả sàng lắc có khung sàng đặt ngang trên các thanh đỡ đàn hồi đặt nghiêng.

§2. VẬN TỐC, GIA TỐC VÀ LỰC QUÁN TÍNH CỦA LƯỚI SÀNG

Trên hình 11-4 trình bày sơ đồ cơ cấu biên – tay quay của lưới sàng được giữ bằng các thanh treo.

Khi trục ở tâm O quay thì tay quay vẽ nên một đường tròn có bán kính r , còn lưới sàng gắn với tay biên được dịch chuyển theo cung aa_1 .

Bởi vì chiều dài thanh treo cũng như chiều dài biên lớn hơn rất nhiều so với chiều dài tay quay (đến 50 – 100 lần) cho nên ta có thể xem sự dịch chuyển của lưới sàng không phải theo cung aa_1 , mà theo đường nằm ngang.

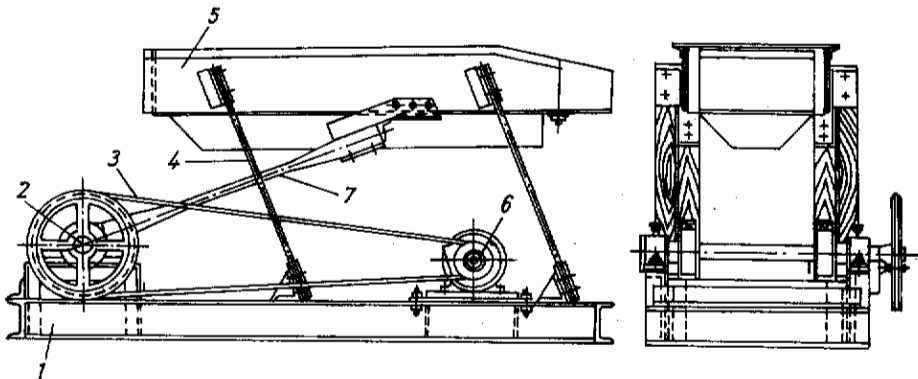


Hình 11-2. Các khung sàng được lắp các thanh treo:

- 1- các khung sàng; 2- các thanh đỡ treo; 3- các tay biên;
4- giá đặt máy sàng; 5- trục lệch tâm; 6- các lò xo; 7- động cơ điện.

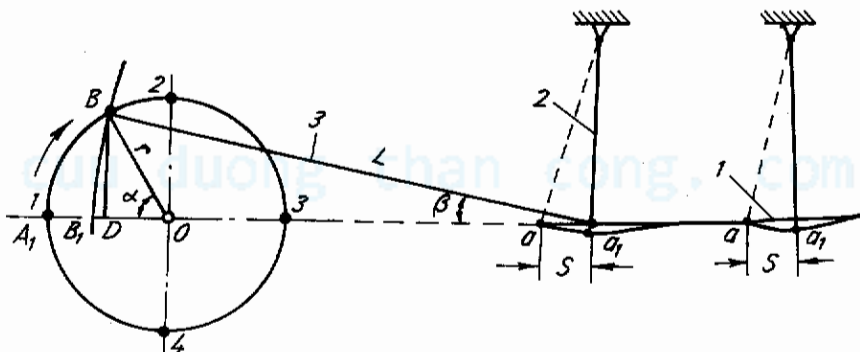
Khi tay quay xoay được một cung A_1B thì lưới sàng dịch chuyển từ $a-a$ đến a_1-a_1 . Đoạn dịch chuyển của lưới sàng $S = aa_1 = A_1B_1$, còn chiều dài biên $L = a_1B = a_1B_1$. Từ điểm B ta kẻ một đoạn thẳng BD vuông góc với OA_1 , ta có:

$$A_1B_1 = A_1D - B_1D.$$



Hình 11-3. Khung sàng được đặt trên các thanh đỡ đàn hồi nghiêng:

- 1- bộ máy; 2- trục lệch tâm; 3- các dây đai; 4- thanh đỡ đàn hồi;
5- khung sàng; 6- động cơ điện.



Hình 11-4. Sơ đồ cơ cấu biên - tay quay truyền chuyển động cho lưới sàng:

- 1- lưới sàng; 2- thanh treo; 3- biên.

Từ tam giác vuông OBD, có: $OD = OB.\cos\alpha = r.\cos\alpha$.

Do đó:

$$A_1D = OA_1 - OD = r - r\cos\alpha = r(1 - \cos\alpha).$$

Từ tam giác vuông a_1BD , có: $a_1D = L.\cos\beta$,

Do đó:

$$B_1D = a_1B_1 - a_1D = L - L.\cos\beta = L(1 - \cos\beta).$$

Từ hai tam giác vuông OBD và a_1BD , có:

$$BD = r.\sin\alpha = L.\sin\beta$$

từ đó:

$$\sin\beta = \frac{r}{L}.\sin\alpha$$

Bởi vì

$$\sin^2\beta + \cos^2\beta = 1$$

nên

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2}$$

và

$$B_1D = L(1 - \cos\beta) = L\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2}\right].$$

c cuối cùng ta có:

$$S = A_1B_1 = A_1D - B_1D = r(1 - \cos\alpha) - L\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}.\sin\alpha\right)^2}\right]. \quad (11-1)$$

Bởi vì $\frac{r}{L} < \frac{1}{100}$, nên số hạng thứ hai nằm ở trong dấu căn là vô cùng bé, do đó ta có thể bỏ qua.

Và như vậy ta sẽ có

$$S = r(1 - \cos\alpha)$$

cho $\alpha = \omega t$, nên ta có thể viết:

$$S = r(1 - \cos\omega t) \quad (11-2)$$

trong đó ωt là góc xoay của tay quay.

Vận tốc của lưới sàng:

$$v = \frac{dS}{dt} = \omega r.\sin\omega t. \quad (11-3)$$

trong đó ω – vận tốc góc của tay quay.

Gia tốc của lưới sàng:

$$a = \frac{dv}{dt} = \omega^2 r.\cos\omega t. \quad (11-4)$$

Trên hình 11-5 biểu thị dấu của vận tốc và gia tốc khi tay quay nằm ở các phần tư đường tròn khác nhau.

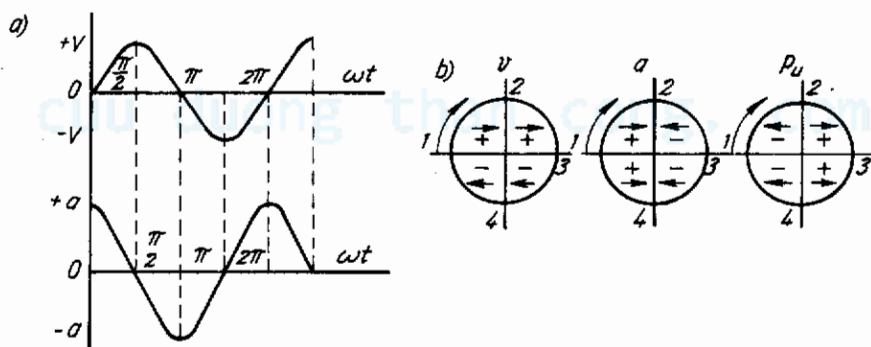
Khi đầu tay quay nằm ở điểm 2 và 4 thì lưới sàng có vận tốc cực đại, còn gia tốc bằng không. Khi đầu tay quay nằm ở điểm 1 và 3, lúc đó $\cos\omega t = 1$ thì lưới sàng có gia

tốc cực đại, còn vận tốc bằng không. Chiều của lực quán tính luôn luôn ngược với chiều của gia tốc.

§3. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CỦA MÁY

1. Số vòng quay của trục lệch tâm

Từ hình 11-5b, ta thấy ở phần tư I và IV của đường tròn, gia tốc của lưới sàng mang dấu dương, còn lực quán tính mang dấu âm; còn ở phần tư II và III thì gia tốc của lưới sàng mang dấu âm, còn lực quán tính mang dấu dương. Do đó để xác định số vòng quay của trục lệch tâm, ta chỉ cần xét hai trường hợp khi đầu tay quay nằm ở phần tư I và phần tư III của đường tròn là đủ.



Hình 11-5. Sơ đồ tính toán:

- a) sự biến thiên của vận tốc và gia tốc lưới sàng;
b) chiều của vận tốc v , của gia tốc a và của lực quán tính P_i khi tay quay nằm ở các phần tư khác nhau của đường tròn.

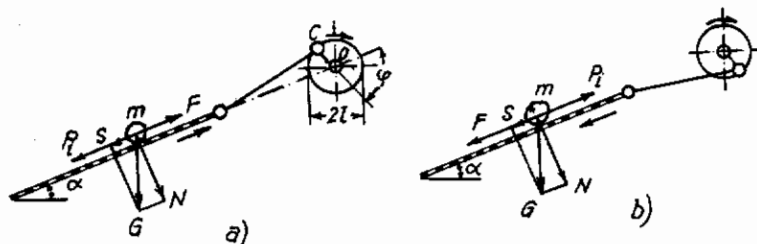
a) Khi đầu tay quay nằm ở phần tư I (hình 11-6a) và quay theo chiều kim đồng hồ. Khi lưới sàng chuyển động không đều với gia tốc a hướng về bên phải thì trên hạt vật liệu xuất hiện lực quán tính P_i hướng về bên trái, ngược với gia tốc a .

Khi sàng làm việc hạt vật liệu nằm trên lưới chịu tác dụng của các lực sau:

- Trọng lực G ,
- Lực ma sát giữa hạt vật liệu với mặt sàng F ,
- Lực quán tính P_i .

Có thể chia trọng lực G làm hai thành phần: $G.\sin\alpha$ hướng xuống dưới theo mặt sàng; $G.\cos\alpha$ ép hạt vật liệu vào mặt sàng, ($S = G.\sin\alpha$ và $N = G.\cos\alpha$).

Lực ma sát $F = fN = f.G.\cos\alpha$ (f là hệ số ma sát giữa hạt vật liệu và lưới sàng); Lực quán tính $P_i = m.a = Ga/g$. Trong đó α là góc nghiêng của lưới sàng. Và thông thường góc nghiêng α bé hơn góc ma sát giữa hạt vật liệu và lưới sàng.



Hình 11-6. Sự chuyển động của hạt vật liệu nằm trên lưới sàng nghiêng và lắc theo phương nằm ngang:

- a) khi đầu tay quay nằm ở phần tư I của đường tròn;
- b) khi đầu tay quay nằm ở phần tư III của đường tròn.

Gia tốc mà hạt vật liệu có được khi sàng chuyển động là một đại lượng biến thiên

$$a = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 . r \cos\varphi \quad (11-5)$$

trong đó:

- $\varphi = \omega t$ là góc biến thiên;
- n là số vòng quay của trục lệch tâm;
- r là độ lệch tâm;

Góc φ biến thiên từ 0 đến 180° , do đó $\cos\varphi$ biến thiên từ $+1$ đến -1 .

Từ hình 11-6a) khi $P + S > F$ thì hạt vật liệu chuyển động đi xuống. Ta thấy lực quán tính P_i và lực ma sát F luôn luôn ngược chiều nhau. ($P_i = m.a$).

Để cho hạt vật liệu chuyển động đi xuống, cần phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$\frac{G}{g} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 . r \cos\varphi + G.\sin\alpha \geq f.G.\cos\alpha \quad (11-6)$$

hoặc là

$$\frac{1}{g} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 . r \cos\varphi + \sin\alpha \geq f.\cos\alpha \quad (11-7)$$

Giá trị lớn nhất của lực quán tính đạt được khi $\varphi = 0$, $\cos\varphi = 1$. Nếu ta coi $\pi^2 = g$ và r tính bằng m thì số vòng quay của trục lệch tâm khi đầu tay quay nằm ở phần tư I (cũng như ở phần tư IV) của đường tròn sẽ là:

$$n > 30 \sqrt{\frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{r}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (11-8)$$

Số vòng quay của trục lệch tâm khi hạt vật liệu bắt đầu chuyển động đi xuống sẽ là:

$$n = 30 \sqrt{\frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{r}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (11-9)$$

b) Khi đầu tay quay nằm ở phần tư III (hình 11-6b) (cũng giống như nằm ở phần tư II).

Ở trường hợp này nếu như $P_i > S + F$, thì hạt vật liệu chuyển động đi lên theo lưới sàng. Để cho quá trình sàng vật liệu được xảy ra thì phải thỏa mãn điều kiện:

$$\frac{G}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r \cos \varphi < fG \cos \alpha + G \sin \alpha, \quad (11-10)$$

Giá trị lớn nhất của lực quán tính tác dụng về phía trên sẽ khi $\varphi = 180^\circ$ và $\cos\varphi = -1$

Ta coi $\pi^2 = g$ và r tính bằng m thì số vòng quay của trục lệch tâm khi đầu tay quay nằm ở phần tư III (cũng như ở phần tư II) của đường tròn sẽ là:

$$n < 30 \sqrt{\frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{r}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (11-11)$$

Số vòng quay của trục lệch tâm khi hạt vật liệu bắt đầu chuyển động đi lên sẽ là:

$$n = 30 \sqrt{\frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{r}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (11-12)$$

Như vậy, kết hợp cả hai điều kiện lại, số vòng quay của trục lệch tâm phải thỏa mãn điều kiện sau đây: (tức là nằm trong giới hạn):

$$30 \sqrt{\frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{r}} < n < 30 \sqrt{\frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{r}} \quad (11-13)$$

Qua nhiều nghiên cứu, thấy rằng số vòng quay tối ưu của trục lệch tâm của máy sàng lắc bằng:

$$n \approx 40 \sqrt{\frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{r}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (11-14)$$

Tốc độ chuyển động tương đối của hạt vật liệu theo sàng sẽ là:

$$v_o = \frac{r \cdot n}{63,5} \quad [\text{m/s}] \quad (11-15)$$

2. Năng suất của máy sàng lắc

Năng suất của máy phụ thuộc vào kích thước lưới sàng, chiều dày lớp vật liệu trên lưới, tốc độ chuyển động tương đối của hạt vật liệu, v.v... được xác định theo công thức sau:

$$Q = 3600.B.h.v_o.\mu\rho \quad [\text{kg/h}] \quad (11-16)$$

trong đó:

B – bề rộng lưới sàng, m;

h – chiều dày lớp vật liệu trên lưới, m;

v_o – tốc độ chuyển động tương đối của vật liệu trên lưới, được xác định theo công thức (11-15), m/s;

μ – hệ số tơi của vật liệu, thường bằng 0,6 + 0,7;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu, kg/m^3 .

Thay giá trị của tốc độ v_o vào (11-16), ta có:

$$Q = 57.B.hr.n.\mu\rho \quad [\text{kg/h}] \quad (11-17)$$

trong đó: n – số vòng quay của trục lệch tâm trong 1 phút;

r – bán kính lệch tâm, m.

3- Công suất tiêu hao cho máy sàng

a – Công suất tiêu hao được dùng để tạo ra động năng cho sàng chuyển động và để khắc phục ma sát của vật liệu với mặt sàng và ma sát ở gối đỡ trục lệch tâm.

Động năng của khối chuyển động được xác định theo công thức đã biết:

$$E = \frac{mv^2}{2} = \frac{Gv^2}{g.2}, \quad [\text{N.m}] \quad (11-18)$$

trong đó: G – trọng lượng của khối chuyển động (sàng + vật liệu), N;

v – vận tốc chuyển động của nó, m/s.

Sau một hành trình (tiến và lùi) chuyển động của khung sàng, vận tốc của bộ phận lệch tâm biến thiên theo hình sin từ không đến cực đại và từ cực đại trở về không:

$$v = \frac{\pi.n.r}{30} \sin\varphi \quad (11-19)$$

trong đó: φ là góc quay của trục lệch tâm và vận tốc v đạt đến cực đại khi $\varphi = \pi/2$ thì $\sin\varphi = 1$, do đó

$$v_{\max} = \frac{\pi.n.r}{30} \quad (11-20)$$

Nửa thứ nhất của hành trình vận tốc khung sàng tăng từ 0 đến v_{\max} và khối vật liệu trên sàng được cung năng lượng. Nửa thứ hai của hành trình vận tốc khung sàng

giảm từ v_{\max} đến 0 và khối vật liệu trên sàng được nhả năng lượng. Về mặt lý thuyết thì tổng năng lượng cung vào và nhả ra bằng không.

Sau khi trục lệch tâm quay được một vòng, công được sinh ra sẽ bằng:

$$A = \frac{G}{2g} (v_1^2 + v_2^2) \quad (11-21)$$

trong đó: v_1 và v_2 là vận tốc của khung sàng lúc tiến và lúc lùi, m/s.

v_1 và v_2 luôn luôn biến đổi và được xác định bằng công thức (11-19) và (11-20) đã nêu ở trên, tức là:

$$v_1 = v_2 = v_{\max} = \frac{\pi \cdot n \cdot r}{30}$$

bởi vậy

$$A = \frac{G}{g} v_{\max}^2 = \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot r^2}{900}, \quad (11-22)$$

Công suất tiêu hao để tạo ra động năng sẽ là:

$$N_1 = \frac{A \cdot n}{60} \cdot 10^{-3} = \frac{G \cdot n^3 \cdot r^2}{54} \cdot 10^{-6}, [\text{kW}] \quad (11-23)$$

trong đó: ta xem $\pi^2 = g$ và G tính bằng Niuton, r tính bằng mét và n tính bằng vòng/phút.

b- Công suất tiêu hao để khắc phục ma sát giữa vật liệu với lưới sàng được xác định như sau:

$$N_2 = f \cdot G_v \cdot v_o \cdot 10^{-3}, \quad [\text{kW}] \quad (11-24)$$

trong đó: f - hệ số ma sát trượt giữa vật liệu với lưới sàng;

v_o - vận tốc chuyển động trung bình của vật liệu trên lưới sàng, m/s;

G_v - trọng lượng vật liệu nằm trên sàng, N.

$$G_v = B L \mu \rho g \quad [\text{N}] \quad (11-25)$$

trong đó: B và L - chiều rộng và chiều dài của lưới sàng, m;

h - chiều dày lớp vật liệu trên lưới sàng, m;

ρ - khối lượng riêng của vật liệu, kg/m^3 ;

g - gia tốc trọng lực, m/s^2 ;

μ - hệ số trượt của vật liệu.

Xác định vận tốc chuyển động tương đối của vật liệu trên sàng như sau:

$$v_o = \frac{2\pi r n k}{60} = \frac{\pi r n k}{30} \quad [\text{m/s}] \quad (11-26)$$

trong đó: r - bán kính lệch tâm, m;

n - số vòng quay của trục lệch tâm/phút;

k - hệ số kể đến sự chuyển động không cùng hướng, thường lấy $k = 0,45$.

Thay giá trị của G_v từ (11-25) và của v_o từ (11-26) vào (11-24), có:

$$N_2 = \frac{f.BL\mu\rho g.r.n.k}{30} .10^{-3}, \quad [kW] \quad (11-27)$$

c- Công suất tiêu hao để khắc phục ma sát ở ổ đỡ lắp trục lệch tâm được xác định như sau:

$$N_3 = \frac{f_3 G \pi n^3 r.e}{27000} .10^{-3}, \quad [kW] \quad (11-28)$$

trong đó: G – trọng lượng sàng và vật liệu, N ;

n – số vòng quay của trục lệch tâm trong 1 phút;

r – bán kính lệch tâm, m ;

e – bán kính của ổ đỡ trục lệch tâm, m ;

f_3 – hệ số ma sát ở gối đỡ trục lệch tâm.

Cuối cùng, công suất của động cơ điện để dẫn động máy sàng lắc, bằng:

$$N_{dc} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta} .k, \quad [kW] \quad (11-29)$$

trong đó: k – hệ số dự trữ, lấy bằng $1,1 \div 1,15$;

η – hiệu suất của bộ truyền động.

§4. VẤN ĐỀ CÂN BẰNG MÁY SÀNG LẮC PHẪNG

Máy sàng lắc được là nhờ có cơ cấu tay quay–biên hoặc cơ cấu trục lệch tâm–biên. Khi làm việc, khung sàng chuyển động qua lại làm cho vận tốc và gia tốc của sàng luôn thay đổi nên khung sàng sinh ra lực quán tính tác dụng theo đường chuyển động của khung sàng.

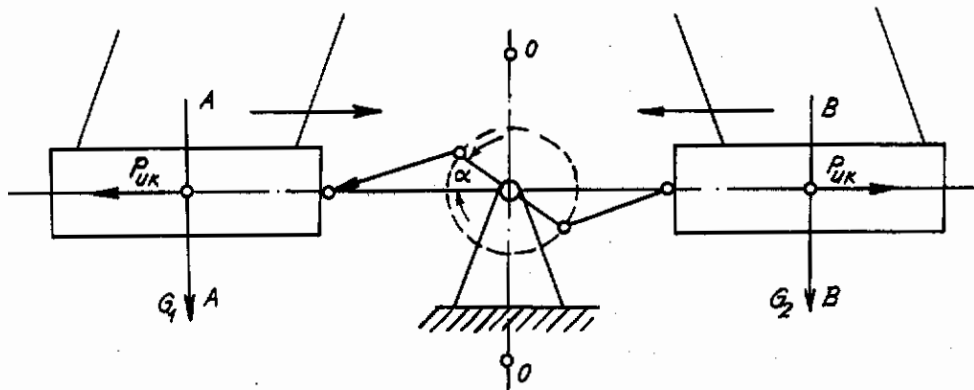
Lực quán tính làm cho trục lệch tâm và bộ máy giảm tuổi thọ. Lực quán tính có trị số và dấu thay đổi phụ thuộc vào vị trí của tay quay.

Để khắc phục tác hại của lực quán tính, khi thiết kế phải đảm bảo cho máy được cân bằng trong khi lắc. Tuy nhiên việc làm cho máy hoàn toàn cân bằng là rất khó. Dưới đây chỉ đưa ra một số biện pháp cân bằng mà trong thực tế có thể thực hiện được.

1. Cân bằng hai khung sàng đặt thẳng hàng hay còn gọi là đặt lệch nhau 180° (hình 11-7)

Theo sơ đồ ở hình 11-7 thì hai khung sàng phải có trọng lượng bằng nhau, lắc theo chiều ngược nhau, các thanh treo và tay biên có chiều dài bằng nhau. Vị trí nối tay quay với biên phải nằm trên một đường thẳng qua tâm quay và có bán kính quay bằng nhau.

Hai khung sàng lắc theo chiều ngược nhau, nên lực quán tính sinh ra cũng ngược chiều, do đó chúng triệt tiêu nhau, bởi vậy không có ảnh hưởng tới trục lệch tâm và bộ máy.



Hình 11-7. Sơ đồ cân bằng hai khung sàng đặt thẳng hàng:
AA- và BB là đường đi qua trọng tâm của khung sàng; OO là đường đi qua trọng tâm của toàn máy sàng; P_{uk} là lực quán tính của khung sàng; G_1 và G_2 là trọng lượng của hai khung sàng.

Loại kết cấu này ít được dùng vì công kênh, chiếm nhiều mặt bằng nhà xưởng và cũng chưa hoàn toàn cân bằng bởi vì lượng vật liệu nằm trên mỗi khung sàng có thể không bằng nhau ở một thời điểm nào đó.

2. Cân bằng khung sàng nhờ đối trọng (hình 11-8)

Theo sơ đồ này thì vị trí của đối trọng phải được đối xứng với vị trí nối tay quay với biên (điểm A).

Lực quán tính của khung sàng tại điểm C được biểu thị bởi công thức:

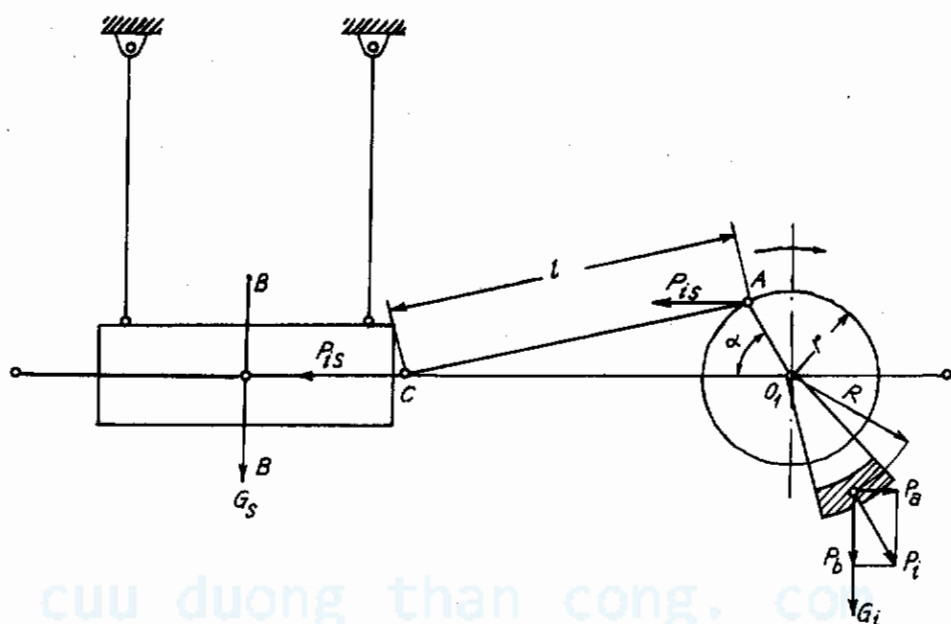
$$P_{is} = \frac{G_s}{g} \omega^2 r \cos \alpha \quad (11-30)$$

Ta chuyển lực quán tính P_{is} song song với bản thân nó về điểm A là điểm nối tay quay với biên.

Khi trục lệch tâm quay thì đối trọng sinh ra một lực ly tâm quán tính P_{is} được biểu thị như sau:

$$P_{is} = \frac{G_i}{g} \omega^2 R$$

Lực này được chia thành hai thành phần:



Hình 11-8. Sơ đồ cân bằng khung sàng nhờ đối trọng:

R là bán kính quay của trọng tâm đối trọng; r là bán kính tay quay; P_i là lực ly tâm quán tính của đối trọng; P_{is} là lực quán tính của khung sàng; BB là đường đi qua trọng tâm của khung sàng; O_1 là tâm quay của đối trọng và của tay quay; G_s là trọng lượng của khung sàng; G_i là trọng lượng của đối trọng.

hướng theo phương nằm ngang

$$P_a = \frac{G_i}{g} \omega^2 R \cos \alpha \quad (11-31)$$

hướng theo phương thẳng đứng.

$$P_b = \frac{G_i}{g} \omega^2 R \sin \alpha \quad (11-32)$$

Thành phần nằm ngang P_a sẽ cân bằng với lực quán tính của khung sàng P_{is} , nghĩa là:

$$P_a = P_{is}$$

hoặc

$$\frac{G_i}{g} \omega^2 R \cos \alpha = \frac{G_s}{g} \omega^2 r \cos \alpha \quad (11-33)$$

Từ đó rút ra:

$$G_i R = G_s \cdot r \quad (11-34)$$

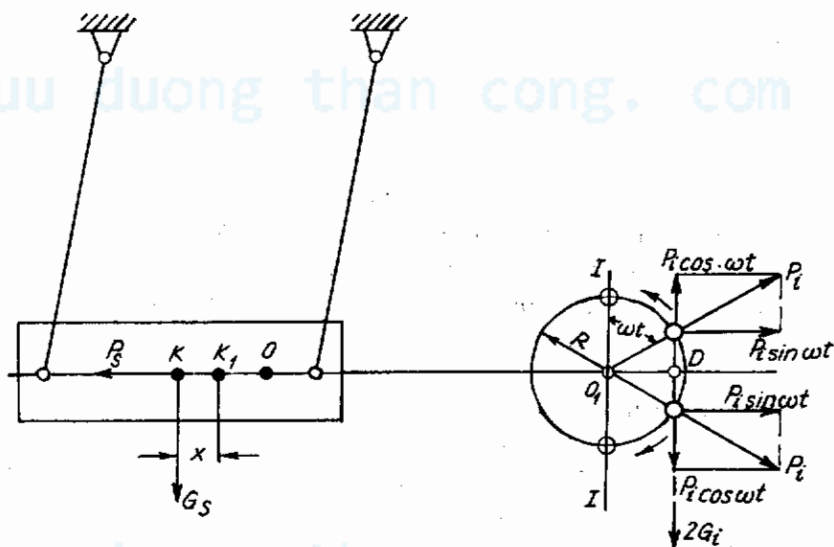
Đây là cân bằng mômen tĩnh của trọng lượng khung sàng và trọng lượng quả nặng.

Tuy nhiên cân bằng máy sàng theo kiểu này vẫn còn có nhược điểm là thành phần thẳng đứng P_b gây ra chấn động theo phương đứng. Bởi thế nó cân bằng không được hoàn toàn và lấy trọng lượng của đối trọng chỉ bằng 60–70% trọng lượng tính toán theo quan hệ ở (11–34).

33. Cân bằng khung sàng bằng hai đối trọng quay ngược chiều nhau (hình 11–9)

Kiểu kết cấu này có khả năng cân bằng hoàn toàn lực quán tính của khung sàng.

Bộ phận truyền động gồm có hai đối trọng quay ngược chiều nhau với cùng tốc độ góc, cùng bán kính quay và cùng trọng lượng như nhau.



Hình 11-9. Sơ đồ cân bằng khung sàng bằng hai đối trọng quay:

K - trọng tâm của khung sàng; D - trọng tâm chung của hai đối trọng; K_1 - vị trí trung bình của trọng tâm khung sàng tương ứng với vị trí của các đối trọng G_i theo đường kính thẳng đứng $I-I$; O - trọng tâm của toàn hệ thống; O_1 - tâm quay của hai đối trọng; ωt - góc quay của hai đối trọng.

Khi hai đối trọng quay thì trọng tâm của chúng dịch chuyển cho nên trọng tâm của khung sàng cũng dịch chuyển theo chiều ngược lại với khoảng cách sao cho trọng tâm của hệ thống vẫn cố định.

Trọng tâm của hai đối trọng di chuyển có gia tốc nên sinh ra lực quán tính, do đó trọng tâm của khung sàng cũng di chuyển có gia tốc ngược lại và sinh ra lực quán tính ngược chiều với lực quán tính của hai đối trọng.

Nếu bỏ qua sự dịch chuyển của trọng tâm khung sàng theo phương thẳng đứng, bỏ qua độ đàn hồi của các thanh treo khung sàng, bỏ qua lực cản của môi trường, bỏ qua ma sát ở trong các khớp, và chỉ xét sự chuyển động theo phương nằm ngang và áp dụng định luật bảo toàn động lượng của hệ thống thì:

$$2 \frac{G_i}{g} \omega R \sin \omega t + \frac{G_s + 2G_i}{g} \cdot \frac{dx}{dt} = 0 \quad (11-35)$$

trong đó: dx/dt – vận tốc dịch chuyển của khung sàng, m/s;

G_i – trọng lượng của 1 đối trọng, N;

R – bán kính quay của đối trọng, m;

ωt – góc xoay của đối trọng, m;

ω – vận tốc góc của đối trọng, 1/s.

Từ công thức trên, rút ra:

$$dx = \frac{-2G_i}{G_s + 2G_i} \omega R \sin \omega t \cdot dt \quad (11-36)$$

sau khi lấy tích phân, được:

$$x = \frac{-2G_i}{G_s + 2G_i} R \cdot \cos \omega t + C_1 \quad (11-37)$$

Khi $x = 0$, $\omega t = \frac{\pi}{2}$, $\cos \omega t = 0$ cho nên $C_1 = 0$.

Do đó:

$$x = \frac{-2G_i}{G_s + 2G_i} R \cos \omega t \quad (11-38)$$

chứng tỏ khung sàng cũng dao động điều hòa chuyển động qua lại.

Dấu trừ (-) chứng tỏ rằng khi đối trọng dịch chuyển về bên phải đường kính thẳng đứng I-I thì khung sàng dịch chuyển về bên trái và ngược lại.

Như vậy biên độ dao động của khung sàng sẽ là:

$$A = \frac{2G_i}{G_s + 2G_i} R \quad (11-39)$$

Từ công thức (11-39) ta thấy rằng:

– biên độ dao động của khung sàng bằng tỉ số giữa mômen tĩnh của trọng lượng đối trọng quay với trọng lượng của toàn hệ thống;

– khi tăng trọng lượng khung sàng hoặc giảm trọng lượng các đối trọng thì biên độ dao động của khung sàng giảm (và ngược lại);

– đại lượng biên độ không phụ thuộc vào vận tốc góc của khung sàng.

Kiểu kết cấu này có ưu điểm là khắc phục được hoàn toàn lực quán tính sinh ra ở khung sàng; thành phần của lực quán tính theo phương đứng được triệt tiêu lẫn nhau, do đó máy sàng làm việc ổn định.

4. Bộ phận đỡ và truyền động

Ở các máy sàng lắc, bộ phận đỡ thường là các thanh treo, các thanh đỡ đứng hoặc các thanh đỡ đàn hồi. Các thanh đỡ này thường có kích thước lớn hơn bán kính quay hoặc độ lệch tâm của trục gấp 50÷100 lần.

Khi máy sàng làm việc các thanh treo chủ yếu chịu lực kéo, còn các thanh đỡ chủ yếu chịu lực nén, riêng thanh đỡ đàn hồi vừa chịu lực nén và lực uốn.

Vật liệu chế tạo thanh treo và thanh đỡ là thép thường, còn thanh đỡ đàn hồi được làm bằng thép lò xo hoặc bằng gỗ tốt có độ đàn hồi cao.

Trong cơ cấu truyền chuyển động cho sàng, ngoài trục lệch tâm còn có một chi tiết khá quan trọng là tay biên. Khi máy sàng làm việc, biên chịu lực kéo và lực nén; bởi vậy xác định kích thước của nó theo điều kiện bền nén và độ ổn định.

Theo độ bền kéo, nén, ta có:

$$b.h = \frac{G.r.n^2}{900 [\sigma]}, \quad [m^2] \quad (11-40)$$

trong đó: G – trọng lượng các phần của sàng tham gia chuyển động, N;

r – bán kính lệch tâm, m;

n – số vòng quay của trục lệch tâm, vòng/phút;

$[\sigma]$ – ứng suất kéo cho phép của vật liệu chế tạo biên, N/m²;

b, h – chiều rộng và chiều dày của biên, m.

Theo điều kiện ổn định, ta có:

$$n_o P_i \leq \frac{\pi^2 b.h.E}{\frac{(k_o l)^2}{i^2}}, \quad [N] \quad (11-41)$$

trong đó: n_o – hệ số an toàn về ổn định, bằng 3÷4;

P_i – lực quán tính, N;

k_o – hệ số liên kết, bằng 2;

i – bán kính quán tính, lấy $i = h/4$;

E – môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo biên, N/m²;

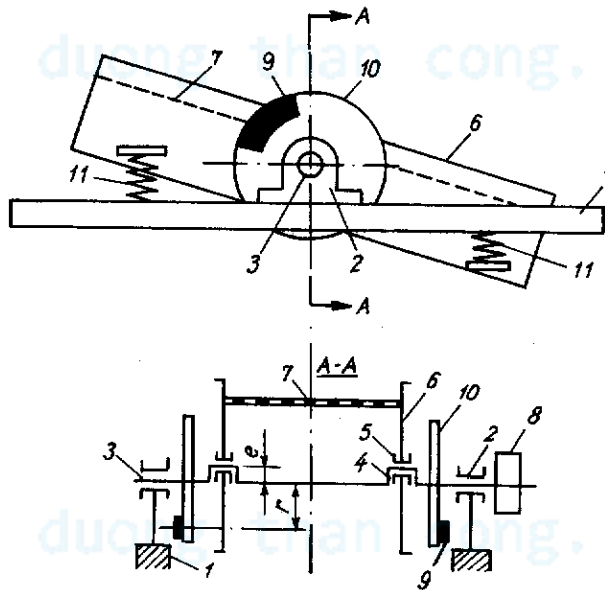
l – chiều dài tay biên, m.

CHƯƠNG MƯỜI HAI

MÁY SÀNG QUÁN TÍNH (BÁN RUNG)

§1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC(hình 12-1)

Máy gồm có bộ máy 1, trên đó đặt các gối đỡ 2 để đỡ trục 3. Trục 3 có hai chỗ được chế tạo lệch tâm 4 và lồng vào ổ đỡ 5. Hai ổ đỡ 5 được gắn vào khung sàng 6, trong đó



Hình 12-1. Máy sàng bán rung:

1- bộ máy; 2- gối đỡ phía ngoài; 3- trục; 4- phần lệch tâm của trục; 5- gối đỡ phía trong; 6- khung sàng; 7- lưới sàng; 8- bánh đai; 9- đối trọng; 10- vỏ lồng; 11- lò xo giảm xóc.

có thể lắp một hoặc hai lưới sàng 7. Trên trục 3 được lắp hai vô lăng 10 trên đó có gắn đối trọng 9 để cân bằng máy. Khung sàng được giảm xóc bằng hệ lò xo 11 gắn trên bộ máy. Trục 3 quay nhờ bộ truyền động thông qua bánh đai 8. Khung sàng được đặt nghiêng từ 10 đến 30° so với mặt ngang.

Khi trục lệch tâm quay làm cho ổ đỡ lệch tâm 5 gắn trên khung sàng cũng quay theo, phần giữa của khung sàng vạch ra một đường tròn có bán kính bằng độ lệch tâm e của trục. Ở hai đầu khung sàng (phía nạp liệu và tháo liệu) chuyển động theo một đường khép kín hình ôvan, hình này được quyết định bởi độ cứng và vị trí đặt các lò xo giảm xóc 11 (xem hình 12-2).

Do khung sàng chuyển động tròn nên sinh ra lực ly tâm làm ảnh hưởng đến hệ thống đỡ, cho nên để cân bằng với lực ly tâm này người ta phải đặt các đối trọng 9 đối xứng với khung sàng.

Lực ly tâm sinh ra:

$$\frac{Mv^2}{e} = \frac{M\pi^2 en^2}{900}$$

trong đó M – khối lượng khung sàng tham gia quay (kể cả vật liệu trên lưới);

v – vận tốc vòng, m/s;

e – độ lệch tâm của trục, m;

n – tốc độ quay của trục, vòng/phút.

Lực ly tâm này cần phải cân bằng với lực ty tâm do đối trọng gây ra:

$$\frac{M\pi^2 en^2}{900} = \frac{2.m.\pi^2 rn^2}{900}$$

$$M.e = 2mr$$

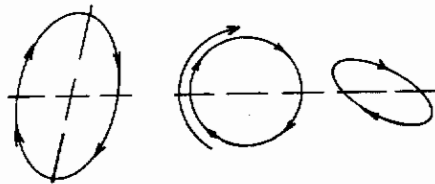
ta thay khối lượng bằng trọng lượng, như sau:

$$G.e = 2Qr$$

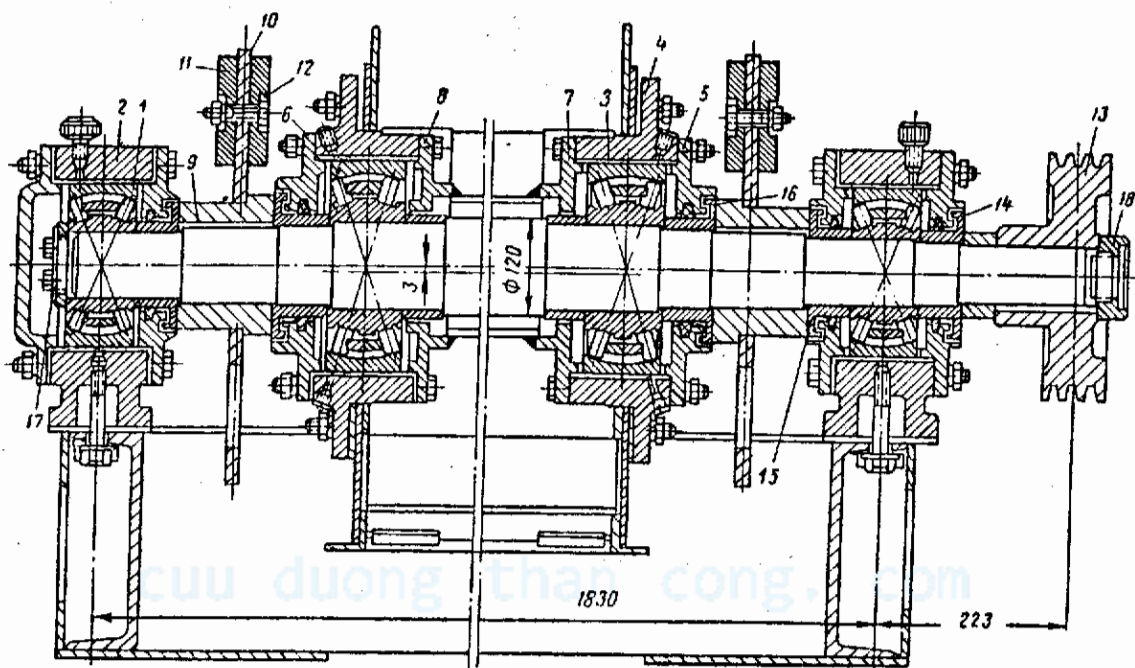
trong đó G – trọng lượng khung sàng tham gia quay (kể cả vật liệu), N;

Q – trọng lượng của một đối trọng, N;

r – bán kính quay của trọng tâm đối trọng, m.



Hình 12-2. Sơ đồ dao động của khung sàng, chiều quay theo mũi tên.



Hình 12-3. Cấu tạo và ổ đỡ của trục lệch tâm:

- 1- ổ lăn lắp lên bề máy; 2- vỏ ổ lăn; 3- ổ lăn lắp trên khung sàng; 4- vỏ ổ lăn;
5, 6, 7, 8- nắp ổ lăn trên khung sàng; 9- then; 10- vỏ lăng; 11- đối trọng;
12- bulông lắp đối trọng; 13- bánh đai; 14, 15, 16- bạc của các ổ lăn; 17, 18- êcu hãm.

Độ lệch tâm của trục thường lấy $1,5 \div 6$ mm. Tốc độ quay của trục từ 750 đến 1000 vòng/phút.

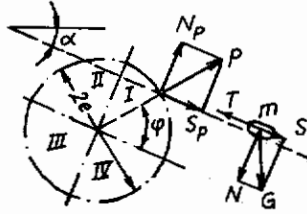
Trên hình 12-3 trình bày kết cấu của trục lệch tâm.

§2. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CỦA MÁY

1. Số vòng quay của trục lệch tâm

Khi máy sàng làm việc mỗi một cục vật liệu nằm trên lưới sàng vẽ ra trong mặt phẳng đứng một đường tròn có bán kính bằng độ lệch tâm e của trục (xem hình 12-4).

Cục vật liệu m nằm trên lưới chịu tác dụng của các lực sau đây: trọng lực G , lực ma sát T và lực ly tâm P .



Hình 12-4. Sơ đồ xác định số vòng quay của trục lệch tâm máy sàng bán rung.

Chia trọng lực G làm hai thành phần:

Theo phương vuông góc với mặt sàng: $N = G \cdot \cos \alpha$ (12-1)

Theo phương mặt lưới sàng $S = G \cdot \sin \alpha$ (12-2)

Chia lực ly tâm P làm hai thành phần:

Theo phương mặt sàng: $S_p = P \cdot \cos \varphi$ (12-3)

Theo phương vuông góc với mặt sàng:

$$N_p = P \cdot \sin \varphi$$
 (12-4)

Lực ma sát: $T = f(N \pm N_p)$ (12-5)

Lực ly tâm

$$P = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} = \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi^2 \cdot e \cdot n^2}{900}$$
 (12-6)

Chú ý: α – góc nghiêng của lưới sàng so với mặt phẳng ngang;

φ – góc quay của trục lệch tâm.

Để cho cục vật liệu trượt trên bề mặt lưới sàng thì tổng các lực kéo xuống phải lớn hơn lực ma sát, nghĩa là:

$$S \pm S_p > f(N \pm N_p)$$
 (12-7)

Sau khi thay giá trị của chúng vào, có:

$$G \cdot \sin \alpha \pm \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} \cos \varphi > f \left(G \cos \alpha \pm \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} \sin \varphi \right)$$
 (12-8)

Khi lưới sàng nằm ở phần tư I và phần tư IV của vòng quay thì S cùng chiều với S_p và lực trượt có giá trị lớn nhất khi $\varphi = 0$ bởi vì $\cos \varphi = 1$ và $S_p = P$

Khi lưới sàng nằm ở phần tư II và phần tư III của vòng quay thì lực S ngược chiều với S_p . Lực kéo xuống có giá trị bé nhất khi $\varphi = 180^\circ$ bởi vì $\cos\varphi = -1$ và $S_p = -P$.

Khi lưới sàng nằm ở phần tư I và phần tư II của vòng quay thì lực N ngược chiều với lực N_p và lực ma sát có giá trị bé nhất khi $\varphi = 90^\circ$, bởi vì khi đó $\sin\varphi = 1$, $N_p = P$ và lực $T_{\min} = f(N-P)$.

Khi lưới sàng nằm ở phần tư III và phần tư IV thì lực N cùng chiều với lực N_p và lực ma sát có giá trị lớn nhất khi $\varphi = 270^\circ$, bởi vì khi đó $\sin\varphi = -1$, $N_p = -P$ và lực ma sát $T_{\max} = f(N+P)$.

Khảo sát lực kéo vật liệu khi sàng ở các vị trí khác nhau.

*) Khi $\varphi = 0$, có:

$$S_p = P = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} \quad (12-9)$$

Lực kéo đạt cực đại, nghĩa là:

$$G\sin\alpha + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} \quad (12-10)$$

Khi đó lực ma sát được sinh ra là do trọng lực, bởi vì $N_p = 0$ và điều kiện để vật liệu trượt là:

$$G\sin\alpha + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} > fG\cos\alpha \quad (12-11)$$

Rút ra

$$v^2 > g.e (f\cos\alpha - \sin\alpha) \quad (12-12)$$

Thay giá trị $v = \frac{\pi ne}{30}$ vào, có:

$$n_1 > 30 \sqrt{\frac{f\cos\alpha - \sin\alpha}{e}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (12-13)$$

trong đó e tính bằng m;

f - hệ số ma sát trượt; $f < 1$.

*) Khi $\varphi = 90^\circ$, có:

$$S_p = 0 \quad \text{và} \quad N_p = P$$

trong trường hợp này:

$$G\sin\alpha > fG\cos\alpha - f \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} \quad (12-14)$$

$$\frac{fv^2}{g.e} > f\cos\alpha - \sin\alpha \quad (12-15)$$

Thay giá trị của v vào, có:

$$n_2 > 30 \sqrt{\frac{f\cos\alpha - \sin\alpha}{f.e}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (12-16)$$

*) Khi $\varphi = 180^\circ$, có: $S_p = -P$ và $N_p = 0$

Trong trường hợp này:

$$G \sin \alpha > f G \cos \alpha + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} \quad (12-17)$$

hoặc
$$\frac{v^2}{g \cdot e} < \sin \alpha - f \cos \alpha \quad (12-18)$$

Thay giá trị của v vào, có:

$$n_3 < 30 \sqrt{\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{e}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (12-19)$$

*) Khi $\varphi = 270^\circ$, có: $S_p = 0$ và $N_p = -P$.

Trong trường hợp này:

$$G \sin \alpha > f G \cos \alpha + f \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} \quad (12-20)$$

hoặc
$$\frac{f v^2}{g \cdot e} < \sin \alpha - f \cos \alpha \quad (12-21)$$

Thay giá trị của v vào, ta có:

$$n_4 < 30 \sqrt{\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{f \cdot e}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (12-22)$$

Bởi vì $f < 1$ nên $f e < e$, do đó ta thấy rõ $n_1 < n_2$ và $n_3 < n_4$

Số vòng quay cần thiết của trục lệch tâm để cho vật liệu trượt trên lưới sàng là:

$$n_3 > n > n_2$$

nghĩa là:

$$30 \sqrt{\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{e}} > n > 30 \sqrt{\frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{f \cdot e}} \quad (12-23)$$

hay là

$$30 \sqrt{\frac{\sin(\alpha - \psi)}{e \cdot \cos \psi}} > n > 30 \sqrt{\frac{\sin(\psi - \alpha)}{e \cdot \sin \psi}} \quad (12-24)$$

Ta thấy rằng, để cho hạt vật liệu trượt trên mặt sàng thì góc nghiêng đặt sàng α phải lớn hơn góc ma sát ψ ($\alpha > \psi$).

Nếu như góc nghiêng của khung sàng α bé hơn góc ma sát ψ , còn tần số quay vẫn thỏa mãn các biểu thức (12-13) và (12-16) thì cục vật liệu chỉ trượt theo mặt sàng khi sàng nằm ở phần tư I và II của quỹ đạo chuyển động.

Máy sàng quán tính được dùng để phân loại các vật liệu nhỏ mịn nằm trên lưới một lớp tương đối dày. Lúc đó không những làm cho vật liệu trượt theo mặt sàng mà còn cần phải nhảy ở trên mặt sàng nữa.

Để cho vật liệu nhảy trên mặt lưới sàng thì cần phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$N_p > N \quad (12-25)$$

Và cục vật liệu sẽ nhảy với độ cao lớn nhất khi $N_p = P$.

Do đó

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{e} > G \cdot \cos \alpha \quad (12-26)$$

Thay giá trị của v vào, có:

$$n > 30 \sqrt{\frac{\cos \alpha}{e}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (12-27)$$

2. Năng suất và kích thước của máy sàng

Năng suất của máy sàng được xác định theo:

$$Q = 3600 B \cdot h \cdot v_0 \cdot \mu \rho \quad [\text{kg/h}] \quad (12-28)$$

trong đó:

B – chiều rộng lưới sàng, m;

h – chiều cao lớp vật liệu trên mặt sàng, m;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu, kg/m^3 ;

μ – hệ số tơi của vật liệu, bằng $0,6 \div 0,7$;

v_0 – tốc độ trượt của vật liệu theo lưới sàng, m/s.

Trong công thức này không thấy có chiều dài lưới sàng, nhưng vì chiều dài lại tỷ lệ với chiều dày của lớp vật liệu trên lưới sàng. Khi lớp vật liệu trên lưới sàng có chiều dày lớn thì cần phải có thời gian lưu của vật liệu lớn, nghĩa là sàng có chiều dài lớn.

Như vậy thời gian lưu của vật liệu và chiều dài của lưới sàng phụ thuộc vào chiều dày lớp vật liệu, tính chất và kích thước của vật liệu.

Tốc độ trượt của vật liệu theo lưới sàng v_0 phụ thuộc vào tần số quay của trục lệch tâm n và bán kính lệch tâm e , được biểu thị như sau:

$$v_0 = \frac{e \cdot n}{63,5} \quad [\text{m/s}]$$

trong đó: e – m;

n – vòng/phút.

3. Công suất

Công suất tiêu hao cho máy sàng quán tính chủ yếu để tạo ra động năng cho khung sàng và để khắc phục các lực ma sát ở các ổ đỡ do lực quán tính và trọng lượng của máy sàng gây nên.

Công suất tiêu hao để thắng ma sát ở các ổ đỡ của máy sàng được tính theo:

$$N_{ms} = \frac{P_{ms} \cdot v_1}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (12-29)$$

trong đó v_1 – tốc độ vòng của trục lệch tâm,

$$v_1 = \frac{\pi r n}{30} \quad [\text{m/s}] \quad (12-30)$$

r – bán kính ở cổ trục lệch tâm, m;

P_{ms} – lực ma sát ở các ổ đỡ, N;

$$P_{ms} = f(P + G),$$

trong đó:

G – trọng lượng của khung sàng và vật liệu, N;

P – lực ly tâm quán tính của sàng, N, bằng:

$$P = \frac{G}{g} \frac{\pi^2 e n^2}{900}$$

Vậy,

$$P_{ms} = f \left(G + \frac{G}{g} \frac{\pi^2 e n^2}{900} \right) = fG \left(1 + \frac{n^2 e}{900} \right) \quad (12-31)$$

Thay giá trị của v_1 từ (12-30) và của P_{ms} từ (12-31) vào công thức (12-29) ta có công suất tiêu hao để khắc phục ma sát bằng:

$$N_{ms} = \frac{fG\pi r n}{30 \cdot 1000} \left(1 + \frac{n^2 e}{900} \right) \quad [\text{kW}] \quad (12-32)$$

Công suất để tạo ra động năng cho sàng, tính như sau

$$N_d = \frac{A_d}{\tau \cdot 1000} \quad [\text{kW}] \quad (12-33)$$

trong đó: A_d – động năng sàng nhận được, bằng:

$$A_d = \frac{G}{g} \frac{v^2}{2} = \frac{G n^2 e^2}{1800} \quad [\text{N.m}] \quad (12-34)$$

trong đó G – trọng lượng của khung sàng và vật liệu, N;

v – vận tốc vòng của trục lệch tâm, m/s;

τ – thời gian một vòng quay, $\tau = \frac{60}{n}$, s.

Thay các giá trị vào (12-33), ta có:

$$N_d = \frac{G n^3 e^2}{1,08 \cdot 10^8} \quad [\text{kW}] \quad (12-35)$$

Công suất động cơ điện dùng cho máy sàng, bằng:

$$N_{dc} = K \cdot \frac{N_{ms} + N_d}{\eta} \quad [\text{kW}] \quad (12-36)$$

trong đó: K- hệ số dự trữ, $K = 1,1 + 1,2$;

η - hiệu suất của bộ truyền động.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

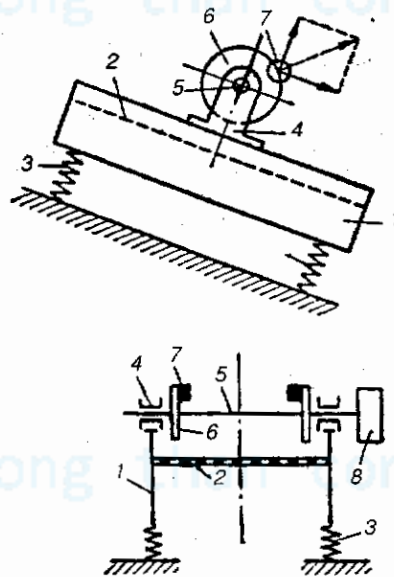
cuu duong than cong. com

CHƯƠNG MƯỜI BA

MÁY SÀNG RUNG

§ 1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Trên hình 13-1 trình bày sơ đồ cấu tạo của máy sàng rung.



Hình 13-1. Sơ đồ máy sàng rung:

1- khung sàng; 2- lưới sàng; 3- lò xo đỡ; 4- ổ đỡ trục; 5- trục; 6- vô lăng; 7- đối trọng; 8- bánh đai truyền động.

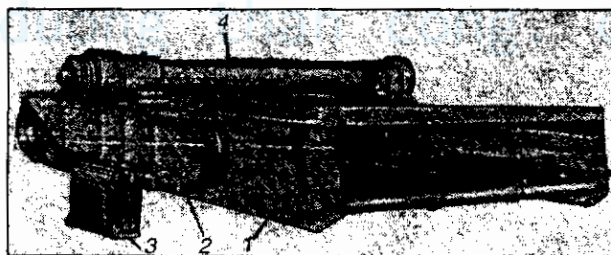
Máy gồm có khung sàng 1, trong đó lắp một, hai hoặc ba lưới. Khung sàng được đỡ bằng hệ lò xo 3 và được đặt nghiêng so với mặt phẳng ngang một góc $10+30$ độ. Trên khung sàng có lắp hai ổ đỡ 4 để đỡ trục 5. Trên trục 5 gần với hai ổ đỡ có lắp hai vô lăng 6, trên mỗi vô lăng có gắn các miếng đối trọng 7. Ngoài mút một đầu trục có lắp bánh đai của bộ truyền từ động cơ tới.

Khung sàng được chế tạo từ thép tấm hoặc thép góc hàn lại với nhau thành hai tấm thành hai bên. Khoảng cách ngang giữa hai tấm thành được giữ bằng các bulông giằng. Lưới sàng được gác lên trên các bulông này. Các lò xo đỡ có thể dùng lò xo xoắn thành hình trụ hoặc lò xo nhíp cong.

Bộ phận gây dao động gồm có trục lệch tâm 5 và các miếng đối trọng 7 để điều chỉnh biên độ dao động. Bộ truyền động cho sàng chỉ nên dùng bánh đai và dây đai, vì khi dao động thì bánh đai cũng dao động theo khung sàng nên khoảng cách giữa hai bánh đai có xê dịch nhưng nhờ dây đai nên khắc phục được sự xê dịch đó.

Máy sàng rung có thể làm việc với số vòng quay của trục lệch tâm $500+1500$ vòng/phút, biên độ dao động nằm trong khoảng $1+6$ mm.

Trên hình 13-2 trình bày cấu tạo máy sàng rung có bộ phận đỡ là loại lò xo nhíp.



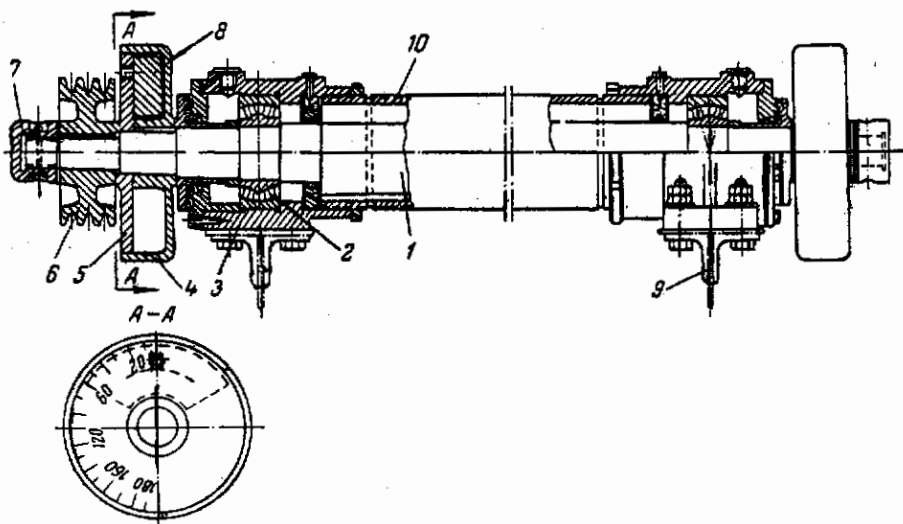
Hình 13-2. Máy sàng rung có bộ phận đỡ là lò xo nhíp:

1- khung sàng đã lắp lưới sàng; 2- lò xo nhíp; 3- bộ đỡ; 4- bộ phận gây rung.

Bộ phận gây rung được trình bày trên hình 13-3.

Phần giữa trục 1 được làm dày lên và lệch tâm. Ở hai đầu trục lắp hai vô lăng. Vô lăng gồm có đĩa trên đó lắp các miếng đối trọng và vỏ bao che bên ngoài. Phần dày lệch tâm của trục cùng với đối trọng là nguyên nhân sinh ra lực ly tâm quán tính khi trục quay.

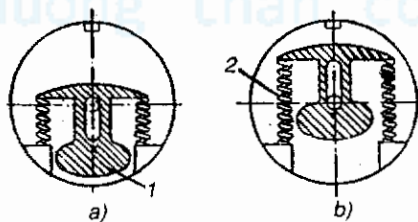
Nếu như đối trọng nằm cùng một phía với phần dày lệch tâm của trục thì lực ly tâm lớn và khi đó bộ phận rung tạo ra lực kích thích lớn nhất. Để thay đổi biên độ dao động của máy, người ta thay đổi trọng lượng và vị trí của đối trọng. Do đó đối trọng thường được chế tạo là các miếng kim loại hình cung có khoan lỗ để thay đổi vị trí lắp lên vô lăng.



Hình 13-3. Bộ phận gây rung của máy sàng rung:

- 1- trục lệch tâm; 2- ổ đỡ; 3- vỏ ổ đỡ; 4- vỏ lăng; 5- đĩa của vỏ lăng; 6- bánh đai; 7- êcu hãm; 8- đối trọng; 9- khung sàng; 10- ống bảo vệ trục lệch tâm.

Khi mở máy hoặc tắt máy ở thời điểm tần số dao động của trục bằng tần số dao động riêng (tức là ở trạng thái cộng hưởng) thì khi đó biên độ tăng lên rất lớn và lò xo đỡ khung sàng bắt đầu chịu tác dụng của một lực lớn hơn nhiều so với lực sinh ra khi trục máy sàng làm việc ổn định. Chính lúc rất lớn đó là nguyên nhân gây ra làm gãy lò xo đỡ.



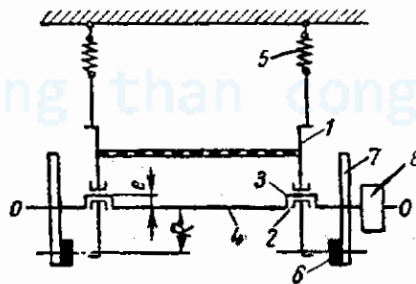
Hình 13-4. Sơ đồ đối trọng tự động của máy sàng rung.

Để khắc phục hiện tượng đó, người ta dùng một cơ cấu gọi là đối trọng tự động (xem hình 13-4).

Khi trục có số vòng quay bé (mới mở máy, hoặc sau khi đã tắt máy), nghĩa là lúc đó lực ly tâm do đối trọng 1 gây ra nhỏ thì các lò xo 2 dẫn bình thường làm cho tâm đối trọng gần với tâm của hệ thống (hình 13-4b).

Sau khi mở máy một thời gian, trục máy sàng quay với tốc độ ổn định các lò xo đỡ bị nén thì tâm của đối trọng 1 tách xa tâm của hệ thống (hình 13-4a).

Trên hình 13-5 trình bày sơ đồ nguyên lý của máy sàng rung tự ly tâm. Khung sàng 1 được treo bởi các thanh treo có lò xo 5. Ổ đỡ 2 được lắp cứng vào khung sàng. Trục lệch tâm 4 được giữ bằng hai ổ đỡ. Phần trục nằm ngoài hai ổ đỡ được gắn hai vô lăng 7, trên vô lăng được lắp các miếng đối trọng 6. Các miếng đối trọng này được đặt đối diện với phần lệch tâm 3 của trục 4. Đầu mút ngoài cùng của trục được lắp bánh đai truyền động 8.



Hình 13-5. Sơ đồ máy sàng rung tự ly tâm.

1- khung sàng; 2- ổ đỡ trục; 3- phần lệch tâm của trục; 4- trục; 5- lò xo thanh treo; 6- đối trọng; 7- vô lăng; 8- bánh đai.

Phải lựa chọn khối lượng của đối trọng sao cho lực ly tâm quán tính của chúng sinh ra cân bằng với lực ly tâm do khung sàng sinh ra khi quay với bán kính bằng độ lệch tâm của trục, nghĩa là:

$$G.e = Q.R$$

trong đó: G – trọng lượng của khung sàng kể cả vật liệu đem sàng; N;

e – độ lệch tâm của trục, m;

Q – trọng lượng của đối trọng, N;

R – khoảng cách từ trọng tâm của đối trọng đến tâm trục quay, m.

Đối với máy sàng rung, khi trục lệch tâm quay thì trọng lượng phần lệch tâm của trục và trọng lượng của các đối trọng sẽ sinh ra lực ly tâm quán tính, bằng:

$$P = \frac{G}{g} \frac{v^2}{R} = \frac{G \cdot n^2 \cdot R}{900} \quad (13-1)$$

trong đó: G – trọng lượng các phần tham gia quay, N;

n – số vòng quay của trục, vòng/phút;

R – khoảng cách từ tâm đối trọng đến tâm trục quay, m.

Có thể chia lực ly tâm làm hai thành phần song song và vuông góc với bề mặt sàng. Thành phần song song của lực ly tâm quán tính sinh ra dao động ngang của khung sàng; còn thành phần vuông góc với mặt sàng gây ra dao động dọc của khung sàng vì nó tác dụng theo trục của các lò xo đỡ. Do độ cứng theo hai phương của lò xo không giống nhau nên khung sàng khi dao động vạch lên một quỹ đạo hình elip.

§2. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CỦA MÁY

1. Số vòng quay của trục lệch tâm

Hạt vật liệu nằm trên lưới sàng cùng chuyển động theo quỹ đạo chuyển động của khung sàng. Gọi e là biên độ dao động của khung sàng thì hạt vật liệu sẽ nhận được lực ly tâm có giá trị bằng:

$$P = m \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot e = \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \cdot e = \frac{G \cdot n^2 \cdot e}{900}$$

Để cho hạt vật liệu nhảy được trên mặt lưới sàng thì lực ly tâm P phải lớn hơn trọng lượng của hạt vật liệu G, nghĩa là:

$$P = \frac{G n^2 e}{900} > G$$

hoặc

$$\frac{n^2 e}{900} > 1$$

$$\text{Từ đây rút ra: } n > 30 \sqrt{\frac{1}{e}} \quad [\text{vòng/phút}] \quad (13-2)$$

$$\text{Trong thực tế lấy } n_1 > 30 \sqrt{\frac{k}{e}} \quad (13-3)$$

trong đó: k – hệ số sử dụng có hiệu quả, $k = 1,5 + 2,5$;

e – biên độ dao động của khung sàng, $e = 0,001 + 0,006\text{m}$.

2. Quan hệ giữa khối lượng sàng và khối lượng đối trọng, giữa biên độ dao động và bán kính quay của đối trọng

Giả sử khung sàng được đỡ (treo) bằng Z lò xo thì lực nén (kéo) trên 1 lò xo sẽ là:

$$G_o = \frac{G_s}{Z}, \quad [N.] \quad (13-4)$$

trong đó: G_s – trọng lượng của khung sàng và vật liệu, N.

Gọi K là độ cứng của lò xo tức là lực cần thiết để làm cho lò xo bị nén (kéo) bằng một đơn vị chiều dài N/m, ta có thể thấy chu kỳ dao động của khung sàng theo thuyết dao động đàn hồi sẽ là:

$$\tau_1 = 2 \pi \sqrt{\frac{G_o}{g.K}} \quad [s] \quad (13-5)$$

Chu kỳ dao động của sàng do lực ly tâm kích thích P của bộ phận rung gây nên thì bằng thời gian của một vòng quay của trục lệch tâm, nghĩa là

$$\tau = \frac{60}{n} \quad , [s] \quad (13-6)$$

trong đó: n tính bằng vòng/phút.

Khi sàng làm việc thì chu kỳ dao động của khung sàng phải bằng chu kỳ dao động của lực kích thích, nghĩa là:

$$\tau_1 = \tau$$

hay là

$$2 \pi \sqrt{\frac{G_o}{g.K}} = \frac{60}{n} \quad (13-7)$$

$$\frac{G_o}{g.K} = \frac{3600}{4 \pi^2 . n^2} \quad (13-8)$$

Độ cứng của lò xo:

$$K = \frac{G_o n^2}{900} = \frac{G_s n^2}{900.Z} \quad (13-9)$$

Lực ly tâm kích thích tác dụng trên một lò xo, bằng:

$$P_o = \frac{P}{Z} = \frac{G_Q R n^2}{900.Z} \quad (13-10)$$

Độ cứng của lò xo sẽ là:

$$K = \frac{P_o}{e} = \frac{G_Q R n^2}{900.Z.e} \quad (13-11)$$

Từ hai giá trị của K theo (13-9) và (13-11) ta có:

$$\frac{G_s n^2}{900.Z} = \frac{G_Q R n^2}{900.Z.e} \quad (13-12)$$

Từ đây rút ra:

$$G_s . e = G_Q . R \quad (13-13)$$

trong đó: G_s – trọng lượng khung sàng và vật liệu, N;

G_Q – trọng lượng đối trọng, N;

e – biên độ dao động, m;

R – bán kính quay của trọng tâm đối trọng, m.

Quan hệ ở (13-13) chỉ đúng khi lò xo làm việc ở trạng thái đàn hồi, nghĩa là xa vùng cộng hưởng.

Đối với máy sàng rung, thường lấy tốc độ làm việc lớn hơn tốc độ lúc cộng hưởng, nghĩa là $\omega_{lv} = 2 \cdot \omega_{c.h}$

Để điều chỉnh biên độ dao động người ta phân trọng lượng của đối trọng làm hai phần: phần thứ nhất là ở trục lệch tâm có trọng lượng là G_{Q1} và có bán kính quay là r_1 ; phần thứ hai là của quả nặng lắp trên vô lăng có thể điều chỉnh được vị trí của quả nặng. Khi đó quan hệ giữa đối trọng và bán kính quay của chúng được biểu thị như sau:

$$G_s \cdot e = G_{Q1} \cdot R_1 + G_{Q2} \cdot R_2 \cdot \cos \varphi$$

Khi thay đổi góc đặt quả nặng φ (xem hình 13-3) thì biên độ dao động của sàng e sẽ thay đổi. Khi góc đặt $\varphi = 0$ thì sàng có biên độ lớn nhất;

$$e_{\max} = \frac{G_{Q1} \cdot R_1 + G_{Q2} \cdot R_2}{G_s} \quad (13-14)$$

Còn khi góc đặt $\varphi = 180^\circ$ thì sàng có biên độ bé nhất và bằng:

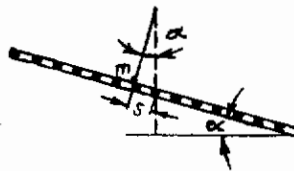
$$e_{\min} = \frac{G_{Q1} \cdot R_1 - G_{Q2} \cdot R_2}{G_s} \quad (13-15)$$

3- Năng suất của máy sàng rung

Năng suất của máy phụ thuộc vào nhiều yếu tố như: bề mặt lưới sàng, chiều cao lớp vật liệu trên lưới, số vòng quay của trục lệch tâm, góc nghiêng của lưới sàng v.v...

Vận tốc chuyển động của vật liệu trên lưới sàng phụ thuộc vào tần số và biên độ dao động của sàng, vào góc nghiêng đặt lưới sàng.

Do có hiện tượng rung mà hạt vật liệu nằm trên lưới sẽ nhảy lên theo phương vuông góc với mặt lưới sàng với độ cao bằng biên độ dao động, nghĩa là bằng $2e$ và sau đó dưới tác dụng của trọng lực nó sẽ rơi xuống theo phương thẳng đứng và như vậy sau một dao động thì hạt vật liệu dịch chuyển được một đoạn dọc theo lưới sàng bằng chiều cao nhảy nhân với tang góc nghiêng, bằng $S = 2e \cdot \tan \alpha$ (xem hình 13-6).



Hình 13-6. Sơ đồ xác định vận tốc chuyển động của vật liệu trên lưới của máy sàng rung.

Khi lưới sàng dao động với tần số là n lần trong một phút thì vận tốc chuyển động dọc của vật liệu sẽ là

$$v_0 = 2e.tg\alpha \cdot \frac{n}{60} \quad [\text{m/s}] \quad (13-16)$$

Nếu chiều dài lưới sàng là L thì thời gian vật liệu lưu lại trên lưới sẽ là

$$\tau = \frac{L}{v_0} = \frac{60.L}{2entg\alpha}, \quad [\text{s}] \quad (13-17)$$

Năng suất của máy được xác định như sau:

$$Q = B.h.v_0\rho.\mu.3600, \quad [\text{tấn/h}] \quad (13-18)$$

hoặc

$$Q = 120.B.h.e.n\rho.\mu.tg\alpha, \quad [\text{tấn/h}] \quad (13-19)$$

trong đó: B – chiều rộng của lưới sàng, m;

h – chiều cao lớp vật liệu, m;

e – biên độ dao động của sàng, m;

n – số vòng quay của trục lệch tâm, vòng/phút;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu, tấn/m³;

μ – hệ số tơi của vật liệu, $\mu = 0,6 \div 0,7$;

α – góc nghiêng của lưới sàng, $\alpha = 15 \div 30^\circ$.

4. Công suất của máy sàng rung

Năng lượng tiêu hao của máy sàng rung chủ yếu để tạo ra động năng cho khối chuyển động và để khắc phục ma sát ở các ổ đỡ trục lệch tâm.

Động năng cung cho khối chuyển động sau một vòng quay của trục lệch tâm được tính như sau:

$$A = \frac{G_s}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = \frac{G_s.n^2e^2}{1800} \quad [\text{N.m}] \quad (13-20)$$

trong đó: G_s – trọng lượng khung sàng và vật liệu, N;

a – biên độ dao động, m;

n – số vòng quay của trục lệch tâm, vòng/phút.

Công suất, bằng:

$$N_d = \frac{A}{\tau} = \frac{A}{60/n} \cdot 10^{-3} \quad [\text{kW}]$$

Thay giá trị của A vào, có:

$$N_d = \frac{G_s.n^2e^2}{1800} \cdot \frac{n}{60} \cdot 10^{-3}$$

hoặc

$$N_d = \frac{G_s \cdot n^3 e^2}{1,08 \cdot 10^8} \quad [\text{kW}] \quad (13-21)$$

Công suất để thắng ma sát ở các ổ đỡ trục bằng:

$$N_{m.s} = \frac{f P_Q \cdot v_1}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (13-22)$$

trong đó: P_Q – lực ly tâm do đối trọng gây ra, N;

v_1 – vận tốc vòng ở ổ đỡ của trục, m/s.

mà

$$P_Q = \frac{G_Q \cdot R n^2}{900}$$

$$v_1 = \frac{\pi n r_o}{30}$$

trong đó: G_Q – trọng lượng của đối trọng, N;

R – bán kính quay của đối trọng, m;

r_o – bán kính cổ trục chỗ lắp ổ đỡ, m;

n – số vòng quay của trục, vòng/phút.

f – hệ số ma sát trong ổ đỡ.

Thay giá trị của P_Q và v_1 vào (13-22) có:

$$N_{m.s} = \frac{f G_Q R n^3 r_o \pi}{2,7 \cdot 10^7} \quad , [\text{kW}] \quad (13-23)$$

Công suất của động cơ điện sẽ là:

$$N_{đc} = \frac{(N_d + N_{m.s}) \cdot K}{\eta} \quad [\text{kW}] \quad (13-24)$$

trong đó: η – hiệu suất truyền động;

K – hệ số dự trữ, $K = 1,1 + 1,2$.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

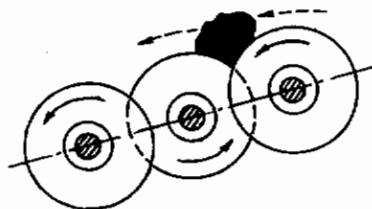
CHƯƠNG MUỖI BỐN

MÁY SÀNG TRỤC QUAY

§1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC

Máy sàng trục quay gồm có một số trục xếp song song nhau trên khung và được đặt nghiêng một góc khoảng $12+15^{\circ}$. Trên trục được lắp các đĩa có dạng hình tròn lệch tâm hoặc hình tam giác có cạnh lượn cong.

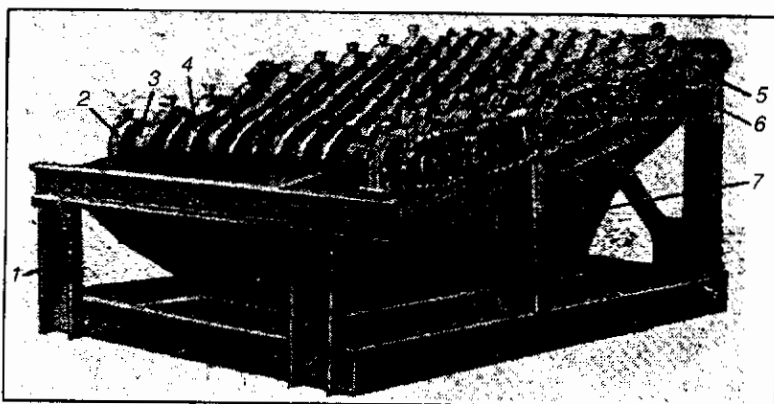
Nguyên lý chuyển động của vật liệu trên máy sàng trục quay được thể hiện trên hình 14-1.



Hình 14-1. Sơ đồ chuyển động của cục vật liệu trên máy sàng trục quay.

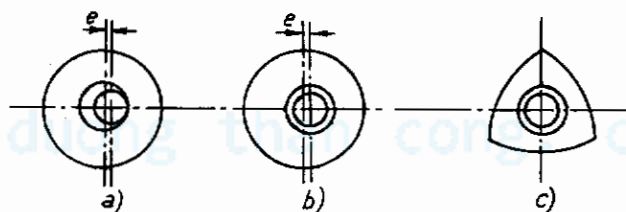
Kết cấu của một máy sàng trục quay được mô tả ở hình 14-2.

Trên khung máy 1 lắp các ổ đỡ 2 cách nhau một khoảng. Các đĩa 4 lồng vào trục 3 rồi đặt trục vào các ổ đỡ. Các đĩa ở trên các trục liền kề nhau thì được đặt xen kẽ nhau. Khe hở giữa các đĩa và khoảng cách giữa các trục phụ thuộc vào kích thước của sản phẩm nằm dưới sàng. Nói chung khe hở này thường lấy bằng $1,2 + 1,5$ lần kích thước của sản phẩm. Số lượng trục phụ thuộc vào năng suất của máy, thường từ 7 đến 30 cái. Độ lệch tâm của đĩa so với tâm trục lấy $20+30\text{mm}$. Trừ hai trục nằm ngoài cùng ở hai đầu, các trục còn lại ở một phía được lắp hai đĩa xích 5 có số răng bằng nhau, các đĩa xích này được liên hệ với nhau bằng xích 6. Động cơ điện truyền qua hộp giảm tốc làm cho trục ngoài cùng ở phía nạp liệu quay, nhờ dây xích 6 và đĩa xích 5 làm cho các trục còn lại quay.



Hình 14-2. Máy sàng trục quay:

1 - khung máy; 2 - các ổ đỡ; 3 - các trục; 4 - các đĩa; 5 - các đĩa xích;
6 - xích; 7 - bunke chứa sản phẩm.



Hình 14-3. Các hình dạng đĩa của trục quay:

a - đĩa tròn có lỗ tâm lắp lên trục lệch tâm; b - đĩa tròn có lỗ lệch tâm;
c - đĩa tam giác có cạnh lượn tròn có lỗ tâm lắp lên trục lệch tâm.

Các trục quay theo một chiều với tốc độ $0,8 \div 1,45$ m/s theo hướng đi của vật liệu. Trên hình 14-3 trình bày hình dạng các đĩa lắp lên trục.

Đĩa tam giác chế tạo có phức tạp hơn nhưng bị mài mòn ít hơn so với đĩa tròn.

Máy sàng trục quay được dùng để phân loại sơ bộ các vật liệu có kích thước trung bình và lớn; nó làm nhiệm vụ phân loại và đồng thời vận chuyển. Nó chỉ dùng thích hợp cho các vật liệu khô, rời, không thích hợp với các vật liệu ẩm, dính. Loại máy này không sinh ra tải trọng động, do đó có thể đặt nó trên sàn gác. Nhược điểm của nó là chế tạo phức tạp.

§2. TÍNH CÁC THÔNG SỐ CỦA MÁY

1. Năng suất

Năng suất của máy sàng trục quay phụ thuộc vào kích thước của mặt sàng, tốc độ quay của trục và tính chất của vật liệu đem sàng. Năng suất của máy được xác định theo công thức sau:

$$Q = 3600.B.h.v_o.\rho.\mu \quad [\text{tấn/h}] \quad (14-1)$$

trong đó: B – bề rộng của mặt sàng, m;

h – chiều cao lớp vật liệu trên mặt sàng, m;

ρ – khối lượng riêng của vật liệu, tấn/m³;

μ – hệ số trượt của vật liệu,

v_o – tốc độ vòng của trục, m/s

$$v_o = \frac{\pi R.n}{30}$$

trong đó: R – bán kính của đĩa quay, m;

n – số vòng quay của trục, vòng/phút.

2. Công suất

Công suất tiêu hao cho máy chủ yếu để tạo ra động năng cho lớp vật liệu chuyển động để khắc phục ma sát do vật liệu chuyển động trên đĩa và khắc phục ma sát ở các gối đỡ trục.

a) Công suất để tạo ra động năng cho lớp vật liệu, bằng:

$$N_1 = \frac{Q.v_o^2}{2.3600.1000}, [\text{kW}] \quad (14-2)$$

trong đó: Q – năng suất của máy, kg/h;

v_o – vận tốc vòng của trục (đĩa), m/s

b) Công suất để khắc phục ma sát của lớp vật liệu chuyển động với bề mặt đĩa và trục, bằng:

$$N_2 = \frac{f.G_v.v_o}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (14-3)$$

trong đó: f – hệ số ma sát của vật liệu với mặt đĩa, trục, lấy bằng 0,1;

G_v – trọng lượng vật liệu nằm trên mặt sàng, N;

v_o – giống như công thức trên,

c) Công suất để khắc phục ma sát ở các gối đỡ trục, bằng:

$$N_3 = \frac{f_o.(G_t + G_v).v_t}{1000}, [\text{kW}] \quad (14-4)$$

trong đó: f_o hệ số ma sát ở các gối đỡ trục;

G_t – trọng lượng các trục kể cả đĩa, N;

G_v – trọng lượng vật liệu, N;

v_t – tốc độ vòng của cổ trục, bằng:

$$v_t = \frac{\pi r_o.n}{30} \quad [\text{m/s}]$$

trong đó: r_o – bán kính cổ trục lắp vào gối đỡ, m;

Công suất của động cơ điện dẫn động máy sàng sẽ là:

$$N_{dc} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta}, [\text{kW}] \quad (14-5)$$

trong đó: η – là hiệu suất truyền động của hệ thống.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

PHỤ LỤC

Bảng 1. Cơ tính của gang xám

Số hiệu Gang	Giới hạn bền, N/mm ² (không bé hơn)			Độ cứng Brinel HB
	khi kéo	khi uốn	khi nén	
12-28	120	280	500	143-229
15-32	150	320	650	163-229
18-36	180	360	700	170-241
21-40	210	400	750	170-241
24-44	240	440	850	170-241
28-48	280	480	1000	170-241
32-52	320	520	1100	197-248
35-56	350	560	1200	197-248
38-60	380	600	1300	207-262

Tính chất vật lý của gang:

Khối lượng riêng: $\rho = 7,0 \div 7,4 \text{ kg/dm}^3$,

Nhiệt độ nóng chảy: $t_{nc} = 1250 \div 1280^\circ\text{C}$,

Nhiệt dung riêng: $C = 545 \text{ J/kg. }^\circ\text{C}$,

Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda = 25,6 \div 32,8 \text{ W/m, }^\circ\text{C}$,

Hệ số nở dài: $\alpha = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$,

Điện trở riêng: $\rho = 0,6 \text{ }\Omega\cdot\text{mm}^2/\text{m}$.

Bảng 2. Cơ tính của thép cacbon

Loại thép	Số hiệu	Giới hạn chảy, N/mm ²	Giới hạn bền, N/mm ²
Thép cacbon thường	CT0	190	320-470
	CT2	240	340-420
	CT3	220	380-470
	CT4	240	420-520
	CT5	270	500-620
Thép cacbon tốt	CT6	300	600-720
	08	180	320
	02	240	400
	40	320	570
	60	370	650
Thép hợp kim	20Г	250	430
	CXΛ	350	500-620
	20X; 20XH	600	800
	20XHMA	600	800
	40XHMA	850	1000
Thép lò xo	25XHBA	950	1000
	50C2	1200	2300
	30XГCA	1300	1550
	38XMUA	850	1000
	1X18H9T	220	500-600
	1X18H11B	250	500
	1X18H12M2T	220	500-600
	12X5MA	290	450-500
	30XMA	600	800-900
	25X2MΦ	750	900-1050

Tính chất vật lý của thép

Khối lượng riêng: $\rho = 7,87 \text{ kg/dm}^3$

Nhiệt độ nóng chảy: $t_{nc} = 1300 - 1400^\circ\text{C}$,

Nhiệt dung riêng: $C = 460 \text{ J/kg } ^\circ\text{C}$

Hệ số dẫn nhiệt: $\lambda = 52,4 \text{ W/m, } ^\circ\text{C}$,

Hệ số nở dài: $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$,

Điện trở riêng: $\rho = 0,1 - 0,25 \text{ } \Omega\text{mm}^2/\text{m}$,

Môđun đàn hồi: $E = (2-2,5)10^5 \text{ N/mm}^2$,

Môđun trượt: $G = (7,5 - 8,3) \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

Bảng 3. Ứng suất cho phép trong chế tạo máy của thép và gang, N/mm^2

Kiểu biến dạng	Loại tải trọng	Thép non	Thép có độ bền cao	Thép đúc	Gang	
					Khí nén	Khí kéo
Kéo uốn	I	120–180	180–240	90–120	90–120	30–40
	II	80–110	110–150	85–90	50–80	16,5–25,5
	III	45–65	65–110	45–55	35–50	11,5–16,5
Cắt	I	90–130	130–180	75–100	20–30	
	II	65–85	90–130	50–70	15–20	
	III	40–50	50–70	30–40	–	
Xoắn	I	80–120	120–150	60–80	25–32	
	II	50–85	85–120	40–55	18–24	
	III	25–50	50–80	20–25	10–14	
Giới hạn bền		340–400	400–600	360–450		

Bảng 4. Giới hạn bền và mô đun đàn hồi của các vật liệu rắn

Tên vật liệu	Giới hạn bền, N/mm^2		Mô đun đàn hồi, $10^4, N/mm^2$	
	Khí kéo	Khí nén	Khí kéo	Khí trượt
Apatit	–	80 ÷ 150	3	–
Bakelit	20 ÷ 30	80 ÷ 100	0,2 ÷ 0,3	–
Bê tông	–	5 ÷ 35	1,4 ÷ 2,3	–
Bê tông chịu axit	–	11	0,6	–
Caosu	–	–	0,0008	–
Cát kết	2	40 ÷ 150	1,8	–
Chì	–	–	1,7	0,7
Dung nham bazan	–	30 ÷ 50	–	–
Đá diaba	5	180 ÷ 240	–	–
Đá bazan	–	250 ÷ 500	–	–
Đá granit	3	120 ÷ 250	3 ÷ 6	–
Đá vôi	–	25 ÷ 190	7	–
Đá cẩm thạch	–	50 ÷ 250	5,65	–
Đất sét nung	–	6 ÷ 13	–	–
Đất sét ẩm 25%	–	0,2 ÷ 0,3	–	–
Đất sét ẩm 90%	–	2,6	–	–
Đồng đúc	–	–	8,4	–
Đồng kéo nguội	–	–	13	4,9
Đồng cán	–	–	11	4

Bảng 4 (tiếp theo)

Tên vật liệu	Giới hạn bền, N/mm ²		Mô đun đàn hồi, 10 ⁴ , N/mm ²	
	Khi kéo	Khi nén	Khi kéo	Khi trượt
Đồng thanh photpho cán	—	—	11,5	4,2
Đồng thanh mangan cán	—	—	11	4
Đồng thanh nhôm đúc	—	—	10,5	4,2
Đồng thau kéo nguội	—	—	9,1 ÷ 9,9	3,5 ÷ 3,7
Đồng thau cán	—	—	10	—
Đura cán	—	—	7,1	2,7
Gang rèn	—	—	15,5	—
Gang xám, gang trắng	—	—	11,5 ÷ 16	4,5
Gạch đỏ	—	7,5 ÷ 15	0,27 ÷ 0,3	—
Gạch samốt	—	10	—	—
Gạch đinát	—	9 ÷ 13	—	—
Giấy tấm nhựa phenon	150 ÷ 170	150 ÷ 180	1 ÷ 1,7	—
Gốm chịu axit	6	325	4,2	—
Gỗ dán bakelit	130	115	—	—
Gỗ sồi dọc thớ	95	30	1 ÷ 1,2	0,055
Gỗ sồi ngang thớ	—	15	0,05 ÷ 0,1	—
Gỗ thông dọc thớ	80	40	1 ÷ 1,2	0,055
Gỗ thông ngang thớ	—	5	0,05 ÷ 0,1	—
Kẽm cán	—	—	8,4	3,2
Men chịu axit	70	800	—	—
Muối mỏ	—	32,5	2,5	—
Nhôm cán	—	—	6,9	2,6 ÷ 2,7
Nhôm kéo sợi	—	—	7	—
Nitrofooc	—	30–90	—	—
Phiến thạch	—	100 ÷ 250	0,6 ÷ 2,4	—
Sứ chịu axit	40	450	6	—
Pyrit	—	120 ÷ 190	2,74	—
Thạch anh	—	120 ÷ 150	1,5	—
Than đá	—	2 – 29	0,07 ÷ 0,6	—
Tecxtolit	85 ÷ 100	130 ÷ 250	0,6 ÷ 1	—
Thép cacbon cán	—	—	20 ÷ 21	8,1
Thép đúc	—	—	17,5	—
Thủy tinh	—	250	5,6	2,2
Thép hợp kim	—	—	21	8,1
Tuyết (nước đá)	—	—	1	0,28 ÷ 0,3
Vôi sét bền	—	50 ÷ 100	—	—
Vôi sét kém bền	—	15 ÷ 30	—	—
Xi lò cao	—	150	—	—

Bảng 5. Khối lượng riêng và khối lượng xốp của các vật liệu rắn

Tên vật liệu	Khối lượng riêng, ρ , kg/m ³	Khối lượng xốp ρ_x , kg/m ³
Agát (mã não)	2500 ÷ 2700	—
Amiăng	2000 ÷ 2760	—
Angtraxit	1600	800 ÷ 950
Apatit	3190	1850
Bê tông	2300	—
Bôxít nghiền	—	1300 ÷ 1950
Bần, lie	220 ÷ 260	—
Bồ tát	2260	—
Bột biển	990 ÷ 1200	—
Caolan	2200	—
Caosu	920 ÷ 990	—
Cát khô mịn	—	1400 ÷ 1650
Cát ướt mịn	—	1900 ÷ 2050
Cát vàng	—	1400 ÷ 1900
Cương ngọc (Corundum)	3900 ÷ 4000	—
Canxi florua (CaF ₂)	3140	—
Chì	11400	—
Da khô	860	—
Đá bazan	2400 ÷ 3100	—
Đá amfibon	3000	—
Đá barit	—	2900
Đá berin	2600 ÷ 2700	1900
Đá cuội (sỏi)	2630	1500 ÷ 1900
Đá granit (đá hoa cương)	2760	—
Đá granat	3150 ÷ 4300	—
Đá opan	2200	—
Đá poocphia	2600 ÷ 2900	—
Đá cẩm thạch	2600 ÷ 2840	—
Đá dăm khô	2620	1800
Đá dăm ướt	2650	2000
Đá tôpatơ	3500 ÷ 3600	—
Đá vôi (CaCO ₃)	2680 ÷ 2760	1600 ÷ 2000
Đá vôi sét	—	1500 ÷ 2200
Dolomit	2840	—
Đất khô	1800	1200
Đất ướt	2100	1700
Đất sét khô vón cục	—	1380
Đất sét	1800 ÷ 2600	1600 ÷ 2000

Bảng 5 (tiếp theo)

Tên vật liệu	Khối lượng riêng ρ , kg/m ³	Khối lượng xốp ρ_x , kg/m ³
Đồng thanh	8500	—
Đồng cán	8800	—
Galen	7300 ÷ 7600	—
Gạch xây	1500	—
Gạch chịu lửa samôt	1900	—
Gạch chịu lửa manhêdi	2900	—
Gạch chịu lửa đinat	1900	—
Graphit (than chì)	2300 ÷ 2720	—
Gốm chịu axit	2600	—
Gỗ thông	500	—
Gang xám	7250	—
Epidot	3250 ÷ 3500	—
Kim cương	3010 ÷ 3520	—
Muối mỏ	—	1020
Muối hạt to	—	780 ÷ 900
Muối khô mịn	—	1000 ÷ 1300
Muối ướt	—	1200 ÷ 2200
Men	2350	—
Mica	2600 ÷ 3200	—
Manhêtit	4900 ÷ 5200	—
Malakhit	3700 ÷ 4100	—
Lưu huỳnh	—	2000
Natri nitrat	2260	1200
Natri cacbonat	1450	670 ÷ 800
Nitrophot	2000 ÷ 2200	—
Nhựa thông	960 ÷ 970	—
Nhựa ebonit	1150	—
Nhôm	2700	—
Phaolit	1730	—
Penpat cục	2760	2050
Penpat bột	2740	1200
Phiến thạch	2600 ÷ 3300	—
Phấn cục	2200	1300
Paraphin	870 ÷ 910	—
Paronhit	1200	—
Pyrit	4950 ÷ 5100	3300
Quặng sắt	4900 ÷ 5300	—
Quặng photpho	—	1000 ÷ 1600

Bảng 5 (tiếp theo)

Tên vật liệu	Khối lượng riêng ρ , kg/m ³	Khối lượng xốp ρ_x , kg/m ³
Quặng kẽm	4100 ÷ 4500	—
Sa thạch	2140 ÷ 2360	—
Sepentin	1500 ÷ 2650	—
Spalerit	—	2280
Silic nóng chảy mờ	2070	—
Silic nóng chảy trong suốt	2210	—
Sunfua thủy ngân	8100	—
Sứ chịu axit	2300 ÷ 2500	—
Thạch cao mịn	2500	—
Thạch anh	2650	1450 ÷ 1600
Than cốc	1300	360 ÷ 530
Thạch cao kết tinh	2240	1300
Than đá	1400 ÷ 1800	800
Than củi gỗ thông	260 ÷ 280	130 ÷ 170
Than củi gỗ sồi	570	190 ÷ 250
Than bùn ép viên	870	330 ÷ 630
Thủy tinh thường	2400 ÷ 2800	1300 ÷ 1950
Thủy tinh silic	2900 ÷ 3900	—
Tro khô	2000	400 ÷ 600
Tro ướt	2400	700
Thép	7850	—
Textolit	1380	—
Vôi chưa tôi	—	1700 ÷ 1800
Vôi bột	1300 ÷ 1400	500
Ximăng	2900	—
Xi lò	2000 ÷ 3900	—
Xương	1700 ÷ 2000	—

Bảng 6. Hệ số ma sát của vật liệu rắn rời

Vật liệu	Hệ số ma sát						Góc nghiêng tự nhiên, độ	
	Với kim loại		Với gỗ		Với bê tông			
	f_o	f	f_o	f	f_o	f	α_o	α
Angtraxit	0,29	0,29	0,47	0,84	0,51	0,90	27	45
Bụi than	1,00	2,77	—	—	—	—	—	—
Đá vôi	0,58	1,00	—	—	—	—	30	45
Đất, Cát, Sỏi	0,58	1,00	—	—	—	—	30	45
Khí lẫn bụi than	0,58	1,00	0,70	1,00	0,70	1,00	35	50
Nitrofooc viên	0,40	0,55	0,60	0,70	—	—	—	35
Quặng	0,58	1,19	—	—	—	—	30	50
Than cám	0,32	0,84	0,47	0,84	0,51	0,90	27	45
Than cốc	0,47	1,00	0,84	1,00	0,84	1,00	35	50
Tro khô	0,47	0,84	0,84	1,00	0,84	1,00	40	50
Xi	0,70	1,19	—	—	—	—	35	50

Chú thích: Hệ số f và α ứng với vật liệu đứng yên.

Hệ số f_o và α_o ứng với vật liệu chuyển động.

Bảng 7. Hệ số ma sát trượt

Tên vật liệu	Ma sát khô	Ma sát ướt
Caosu – kim loại	0,36	0,12
Da – Gang (Thép)	0,50	0,15
Đồng – Đồng	0,18	—
Đồng – Gang	0,17	—
Đồng – Thép	0,16	—
Gang – Gang	0,15	—
Gang – Thép	0,15	—
Gỗ – Gang	0,50	0,2
Gỗ – Thép	0,50	0,15
Kim loại – Kim loại	—	0,06
Vải – Kim loại	—	0,16
Thép – Thép	0,30	0,20

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Hồ Lê Viên*. Giáo trình Máy Hóa chất, Đ.H.Bách khoa, 1968
2. *Lá Đình Trạo*. Các quá trình và máy gia công cơ học trong Công nghiệp Hóa chất, Đ.H.Bách khoa, 1976.
3. *P.M. Xidencô*. Nghiền trong Công nghiệp Hóa chất, "Hóa học", 1977.
4. *I.V. Pônômarép*. Đập và Sàng than đá, 1960
5. *X.E. Andréep*. Đập, Nghiền và Sàng khoáng chất, 1961.
6. *A.IA. Xôcôlốp*. Cơ sở tính và thiết kế các máy và thiết bị sản xuất thực phẩm, 1960.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CÁC MÁY GIA CÔNG VẬT LIỆU RẮN VÀ DẺO

TẬP 1

Tác giả:

HỒ LÊ VIÊN

Chịu trách nhiệm xuất bản:

PGSTS. TÔ ĐĂNG HẢI

Biên tập :

ThS. NGUYỄN HUY TIẾN

Sửa bài :

LÊ BÁCH

Trình bày bìa :

HƯƠNG LAN

**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 TRẦN HUNG ĐẠO - HÀ NỘI**

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com

CÁC MÁY GIA CÔNG VẬT LIỆU RẮN VÀ DẺO - Tập 1

In 1.000 cuốn, khổ 19 x 26,5cm, tại Nhà máy in Sách giáo khoa Đông Anh - Hà Nội.
Giấy phép xuất bản số: 113-316.1-4/4/2003. In xong và nộp lưu chiểu tháng 7 năm 2003.

cuu duong than cong. com

cuu duong than cong. com