

CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ QUÁ TRÌNH VÀ THIẾT BỊ ĐẬP, NGHIÊN

1. Khái niệm

1.1. 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 giữ các phần tử của nó 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

1.1. Mức độ đập, nghiền

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

$$i = \frac{D_{\max}}{d_{\max}}$$

Thông thường $i = 3 \div 3000$ 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 :

$$D_{\max} = \frac{a+b+c}{3}$$

hoặc

$$D_{\max} = \sqrt{abc}$$

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 kính thước khác nhau thì dùng máy sàng phân loại rồi tính đường kính trung bình của mỗi loại theo công thức sau :

$$d_{tb} = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2}$$

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 :

$$d_{tb} = \frac{a_1 d_{1tb} + a_2 d_{2tb} + \dots + a_n d_{ntb}}{a_1 + a_2 + \dots + a_n}$$

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_{nb} ;

G- trọng lượng của hỗn hợp vật liệu.

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

$$i = \frac{D_{tb}}{d_{tb}}$$

2. Các phương pháp đập, nghiền

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

Tuỳ 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 $D = 1.2 \div 0.1\text{mm}$; $d = 0.0001\text{mm}$, $i = 1000$

Đập thô, đập vừa thường được 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 năng lượng rất lớn để tạo ứng 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:

3.1. 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 diện tích mới sinh sau khi đập nghiền vật liệu đó*”.

Chứng minh:

Giả thiết vật liệu có dạng khối vuông vắn cạnh là D , được đập ra thành những khối vuông nhỏ có cạnh là d . Vậy mức độ đập nghiền :

$$i = D/d$$

Số mặt cắt ở mỗi chiều : $(i-1)$

Số mặt cắt ba chiều của khối vuông là : $3(i-1)$

Tổng diện tích mới sinh của ba mặt cắt là:

$$F = 6D^2(i-1) \quad (\text{cm}^2)$$

Gọi A: công cần thiết để tạo ra 1 cm^2 diện tích mới sinh, với mức độ đập nghiền i và kích thước vật liệu ban đầu D , thì công đập nghiền của vật liệu như sau :

$$A_i = AF = 6AD^2 (i-1) \quad (\text{KG.cm})$$

Khi mức độ đập nghiền rất lớn, nghĩa là i tiến tới ∞ , có thể xem $(i-1) \sim i$. Từ đó có thể rút ra : “ công đập nghiền vật liệu tỷ lệ thuận với mức độ đập nghiền “.

Trong thực tế vật liệu có hình dáng bất kì, nên công thức có dạng tổng quát sau:

$$A_i = 6kAD^2 (i-1) \quad (\text{KG.cm})$$

k : hệ số phụ thuộc hình dáng của vật liệu, thông thường $k = 1.2 \div 1.7$.

3.2. Thuyết thể tích (Kirpisev)

Theo Kirpisev “ công cần thiết để đập nghiền vật liệu tỉ lệ với thể tích hay trọng lượng của vật liệu bị biến dạng khi đập nghiền “.

Cơ sở của thuyết này dựa vào thuyết biến dạng của vật liệu khi chịu kéo hay chịu nén đến giới hạn đàn hồi hay phá huỷ. Khi chịu kéo hay chịu nén đến giới hạn đàn hồi hay phá huỷ, vật liệu sẽ tuân theo định luật Hooke.

$$\Delta L = \frac{pL}{EF}$$

Trong đó:

ΔL -biến dạng dài tuyệt đối (cm)

p - lực kéo hoặc nén (kg)

F - tiết diện chịu kéo hoặc nén (cm²)

E - môđun đàn hồi của vật liệu (kg/cm²)

L - chiều cao ban đầu của mẫu (cm)

Công làm biến dạng một cục vật liệu:

$$dA = \frac{(p + p + dp)d\lambda}{2} \approx pd\lambda$$

$$\frac{dp}{d\lambda} = \frac{p}{\Delta L}$$

$$\rightarrow d\lambda = \frac{\Delta L}{p} dp$$

$$\frac{dp}{d\lambda} = \text{tg}\alpha = \frac{p}{\Delta L}$$

$$A_1 = \int_0^{\Delta L} dA = \int_0^{\Delta L} pd\lambda = \frac{\Delta L}{p} \int_0^p pdp = \frac{p\Delta L}{2}$$

Thay $\Delta L = \frac{pL}{EF}$ vào công thức A_1

Ta có:
$$A_1 = \frac{p^2 \Delta L}{2}$$

Ứng suất đàn hồi của vật liệu:

$$\sigma = \frac{p}{F} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

$$p = \sigma F$$
$$A_1 = \frac{L\sigma^2 F^2}{2EF} = \frac{\sigma^2 V}{2E} \quad (\text{kg/cm})$$

Khi đập các hạt vật liệu có kích thước khác nhau, công đập nghiền vật liệu:

$$A = \sum A_i = \frac{\sigma^2}{2E} (V_1 + V_2 + \dots + V_n) = \frac{\sigma^2}{2E} \sum_{i=1}^n V_i \quad (\text{kg.cm})$$

3.3. Thuyết tổ hợp (Rebinder)

Theo Rebinder công đập nghiền vật liệu gồm hai thành phần :

- Công tạo nên diện tích mới sinh
- Công làm biến dạng vật liệu

Tùy theo quá trình đập nghiền cụ thể mà thành phần nào sẽ là chủ yếu.

Như vậy :

$$A = A_1 + A_2 = 6kAD^2 (i-1) + \frac{\sigma^2 V}{2E} \quad (\text{kg.cm})$$

Có thể viết lại dưới dạng :

$$A = \delta \Delta S + k \Delta V$$

Trong đó :

ΔS : Biến đổi bề mặt riêng của vật liệu (diện tích mới sinh)

k : Công đàn hồi và biến dạng dẻo riêng của vật liệu

ΔV : thể tích của vật liệu bị biến dạng

δ : năng lượng bề mặt riêng của vật liệu (cho một đơn vị)

4. Sơ lược và phân loại các thiết bị đập, nghiền

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

4.1. Các máy đập: dùng để đập thô và đập vừa, gồm có:

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

4.2. Các máy nghiền: dùng để nghiền nhỏ, nghiền mịn và nghiền keo, gồm có:

- Máy nghiền quả lăn
- Máy nghiền bi
- Máy nghiền bi rung
- Máy nghiền vòng
- Máy nghiền vòng
- Máy nghiền răng
- Máy nghiền đĩa
- Máy nghiền keo

- Máy thái nhỏ

5. Giới thiệu chung về máy đập hàm

Máy đập hàm dùng để đập thô, trung bình nhỏ các loại vật liệu có độ bền nén lớn.

Ưu điểm chính của nó là lực đập, ép rất lớn nên có thể phá vỡ các loại đá cứng và đá dai, kết cấu của máy đơn giản, chăm sóc và bảo dưỡng kỹ thuật, sử dụng dễ dàng, cửa nạp đá lớn, năng suất tương đối cao, làm việc ổn định giá thành không cao, không đòi hỏi trình độ tay nghề cao.

Nhược điểm chính của loại máy này là gây tiếng ồn và bụi khi hoạt động.

Bộ phận cơ bản của máy là hai má nghiền, trong đó có một má di động và một má cố định. Hai má tạo thành buồng nghiền có dạng hình nêm, phía trên buồng nghiền rộng, phía dưới hẹp dần. Đá được nạp vào buồng nghiền. Một chu kì chuyển động của má gồm hai hành trình : hành trình nghiền và hành trình xả.

Ở hành trình nghiền, má di động tiến gần sát má cố định để nghiền vỡ đá có trong buồng nghiền.

Ở hành trình xả, má di động tách xa má cố định để các viên đá được tự do, không bị chèn ép và do trọng lực đá rơi từ chỗ cao đến chỗ thấp, từ chỗ rộng đến chỗ hẹp trong buồng nghiền hoặc rơi ra khỏi buồng nghiền.

Quá trình làm việc được lặp lại như trên làm cho đá trong buồng nghiền liên tục được nghiền nhỏ, di chuyển từ cửa nạp đến cửa xả và ra khỏi cửa xả khi kích thước đá nhỏ hơn cửa xả

Phân loại:

Theo cách treo ổ trục của má động

- Loại treo phía trên
- Loại treo phía dưới

Theo nguyên lí truyền động

- Đơn giản
- Phức tạp
- Tổng hợp

Theo cơ cấu truyền động

- Cơ cấu lệch tâm _ tay quay thanh truyền
- Cơ cấu cam.

6. Vai trò của máy đập hàm trong công nghệ silicat

Trong kỹ thuật sản xuất vật liệu xây dựng, chúng ta luôn gặp quá trình đập nghiền vật liệu. Quá trình này chủ yếu nhằm tăng diện tích bề mặt (diện tích riêng) của vật thể nhằm tạo điều kiện dễ dàng nhằm thực hiện tốt các quá trình hoá lý xảy ra tiếp theo (nhất là các phản ứng pha rắn).

Đa số nguyên liệu sử dụng trong công nghệ silicat đều là các loại đất đá (nham thạch) trên vỏ trái đất và có thể khai thác theo phương pháp lộ thiên. Sau khi khai

thác, nguyên liệu được chở về các nhà máy Silicat, đôi khi ở dạng cục 1500-2000 mm. Để sử dụng được ta phải đập nghiền các nguyên liệu đó. Khi đập nghiền phải tiêu tốn năng lượng (lực) để phá vỡ các mối liên kết hoá học giữa các phần tử và tạo ra diện tích mới sinh của vật liệu. Năng lượng tiêu hao phụ thuộc rất nhiều yếu tố như : hình dạng, kích thước hạt vật liệu, bản chất và tính chất hoá lý của nó, sơ đồ và kết cấu máy đập nghiền.

Do vậy, máy đập hàm là một thiết bị hết sức quan trọng trong công nghệ Silicat. Nguyên liệu muốn sử dụng được đều phải thông qua cơ chế đập nghiền để tạo được kích thước mong muốn phục vụ cho các quá trình sau.

Đề tài:

**MÁY ĐẬP HÀM
CHUYỂN ĐỘNG ĐƠN GIẢN
Công suất 600 T/h**



CHƯƠNG II: SƠ LƯỢC CÔNG NGHỆ SẢN XUẤT XI MĂNG PORTLAN (XMP)

1. Tóm tắt công nghệ sản xuất xi măng portland

Quá trình sản xuất XMP có thể tóm tắt trong bốn phần công nghệ chính:

1.1. Chuẩn bị phối liệu:

Trước hết, lựa chọn nguyên liệu có thành phần thích hợp: đá vôi, đất sét và các phụ gia. Trên cơ sở yêu cầu về chất lượng sản phẩm, tính toán thành phần phối trộn các nguyên liệu theo tỷ lệ hợp lý

Phần gia công nguyên liệu chủ yếu là đập nguyên liệu thô, nghiền nguyên liệu mịn và trộn phối liệu với các thiết bị đặc trưng là các thiết bị đập nghiền. Máy đập búa, đập hàm, đập nón nghiền đá thô. Đất sét có cỡ hạt tương đối nhỏ, chỉ cần máy đập trực phá vỡ liên kết cần thiết. Các máy nghiền mịn thường là máy nghiền bi hoặc máy nghiền đứng.

Theo độ ẩm của phối liệu khi vào lò nung, người ta phân biệt phương pháp sản xuất là phương pháp khô, bán khô, và phương pháp ướt.

Với phương pháp ướt, phối liệu đi vào ở dạng bùn có độ ẩm cao (khoảng 30-40%). Hiện nay rất ít dùng phương pháp này. Với phương pháp khô nếu nguyên liệu có độ ẩm quá cao, cần sấy nguyên liệu trước khi nghiền hoặc dùng thiết bị sấy nghiền liên hợp. Độ ẩm của phối liệu theo phương pháp khô $\leq 1\%$. Phương pháp khô dùng lò đứng có độ ẩm phối liệu 12-16%.

1.2. Nung phối liệu thành clinker

Phối liệu là hỗn hợp cơ học bột mịn. Để tạo XMP phải nâng nhiệt độ cao để phối liệu phản ứng tạo những khoáng cần thiết có khả năng kết dính. Thiết bị nung luyện là lò nung với nhiệt độ nung phối liệu khoảng 1450°C . Sản phẩm nung luyện khi ra khỏi lò nung ở dạng cục sỏi nhỏ khoảng 20-30mm được gọi là clinker. Để clinker có thành phần khoáng ổn định cần thiết, cần làm nguội nhanh trong các thiết bị làm nguội. Như vậy, thiết bị đặc trưng cho công đoạn này là lò nung và thiết bị làm nguội.

1.3. Nghiền trộn chung clinker với các phụ gia cần thiết thành XMP

Clinker ra khỏi lò nung chưa phải là chất kết dính, mặc dù trong thành phần có đủ những khoáng cần thiết cho sự kết dính. Cần phải nghiền mịn clinker để clinker có bề mặt riêng cần thiết cho phản ứng hydrat hoá tạo cường độ cho XM. Để tăng cường tính chất nào đó cho XMP, phải trộn thêm phụ gia trong quá trình nghiền. Phụ gia quan trọng nhất là thạch cao (3-5%) có tác dụng giảm tốc độ đóng rắn XMP. Có thể nghiền riêng clinker và phụ gia sau đó trộn lại với nhau, hoặc nghiền chung clinker và phụ gia. Thiết bị đặc trưng cho công đoạn này là các máy nghiền mịn và trộn đều (máy nghiền bi, máy nghiền đứng), silo bảo quản và thiết bị đóng gói bao bì.

1.4. Bảo quản và tiêu thụ sản phẩm

Hệ thống kho tàng, phương tiện vận chuyển và các đại lý tiêu thụ sản phẩm nhanh, bảo đảm chất lượng yêu cầu.

2 Sơ đồ công nghệ sản xuất XMP theo phương pháp khô

CLINKER

CHƯƠNG III: NGUYÊN LIỆU VÀ CÁC ĐẶC TRƯNG CHÍNH CỦA NGUYÊN LIỆU

1. Nguyên liệu:

Nguyên liệu chính của máy đập hàm là đá vôi. Mỏ đá vôi hầu hết tồn tại ở dạng lộ thiên việc khai thác dễ dàng thuận lợi, trước khi khai thác cần loại bỏ tạp chất trên bề mặt, những vỉa đá dolomite nằm xen trong mỏ đá vôi.

Thường khai thác đá vôi bằng phương pháp nổ mìn, cắt tầng, dùng thiết bị xúc lên ô tô, xe goòng, đưa về nhà máy hoặc đập sơ bộ rồi dùng thiết bị vận chuyển đưa về nhà máy. Đá vôi là nguyên liệu rắn, sau khi khai thác đá thường có kích thước từ 600mm-1000mm. Vì vậy, cần phải đập sơ bộ trong máy đập hàm để đạt kích thước từ 150mm-300mm. Sau đó, chuyển vào máy đập búa đạt kích thước từ 5-25mm, đá cũng có thể đập đồng thời trong máy va đập phản hồi có kích thước từ 1000mm đến 25mm. Trong công nghiệp hiện đại, đá vôi được khai thác và đập tại mỏ đạt kích thước yêu cầu sau đó được chuyển trực tiếp về kho chứa bằng thiết bị vận chuyển băng.

1.1. Các loại đá vôi CaCO_3 (cung cấp CaO)

Các loại đá vôi có nhiệm vụ cung cấp CaO, bởi vì đây là oxit có hàm lượng cao nhất trong Clinker XMP, nên thành phần hoá của nguyên liệu cung cấp CaO đóng vai trò quyết định tới việc lựa chọn công nghệ.

1.1.1. Đá vôi

Có công thức hoá học CaCO_3 . Có ba dạng thù hình là Canxit, Aragonhit và Vaterit. Tuy nhiên chúng ta ít quan tâm tới các dạng thù hình như đã nói ở trên, mặt dù các dạng thù hình này có ảnh hưởng nhất định tới độ cứng khi nghiền (aragonhit cứng hơn).

Độ cứng đá vôi là 1.8-3.0 theo thang Mohs, khối lượng thể tích $\rho = 2.6-2.8$ tấn / m^3 . Dạng nguyên chất có màu trắng (đá phấn), khi lẫn tạp chất có màu. Tạp chất gây màu chính là oxit sắt, làm đá có màu xám.

Yêu cầu về thành phần hoá:

CaO < 49%-54% (tính theo CaCO_3 87-96%)

MgO < 3%

R_2O < 1%

1.1.2. Đá lẫn đất (Mergel)

Đá vôi lẫn đất sét và oxit Silic (SiO_2) gọi là đá lẫn đất (mergel), ngoài ra lẫn nhiều oxit sắt. Loại đá lẫn đất này có thành phần trung gian giữa đá vôi và đất sét, dễ nghiền hơn đá vôi, có màu vàng tới xám đen. Đá lẫn đất được coi là nguyên liệu tốt nhất để sản xuất XMP, bởi trong đá tự nhiên có sự trộn lẫn đá vôi và đất sét, có tác dụng phản ứng xảy ra nhanh chóng sau này. Trong tự nhiên có thể có những loại đá lẫn đất có thành phần hoá tương tự XMP. Tùy thuộc vào tỉ lệ đá vôi _đất sét trong đá có thể có những tên gọi trung gian khác nhau.

Ví dụ:

Đá vôi có hàm lượng	CaCO ₃	96-100%
Đá vôi lẫn đất	CaCO ₃	90-96%
Đá vôi lẫn nhiều đất	CaCO ₃	75-90%
Đá lẫn đất	CaCO ₃	40-75%
Đất sét lẫn đá	CaCO ₃	10-40%
Đất sét	CaCO ₃	0-4%

2. Các đặc trưng chính của nguyên liệu

Đá vôi có những đặc trưng chính sau đây:

- Độ cứng theo thang Mohs: $1.8 \div 3.0$
- Khối lượng thể tích $\rho = 2.6 \div 2.8$ tấn /m³
- Giới hạn bền khi nén $\sigma_B = 25 \div 190$ N/mm²
- Modul đàn hồi khi kéo $E = 7 \times 10^4$ N/mm²
- Khối lượng lỗ xốp $\rho_x = 1.6 \div 2.0$ tấn /m³

CHƯƠNG IV: MÁY ĐẬP HÀM CHUYỂN ĐỘNG ĐƠN GIẢN

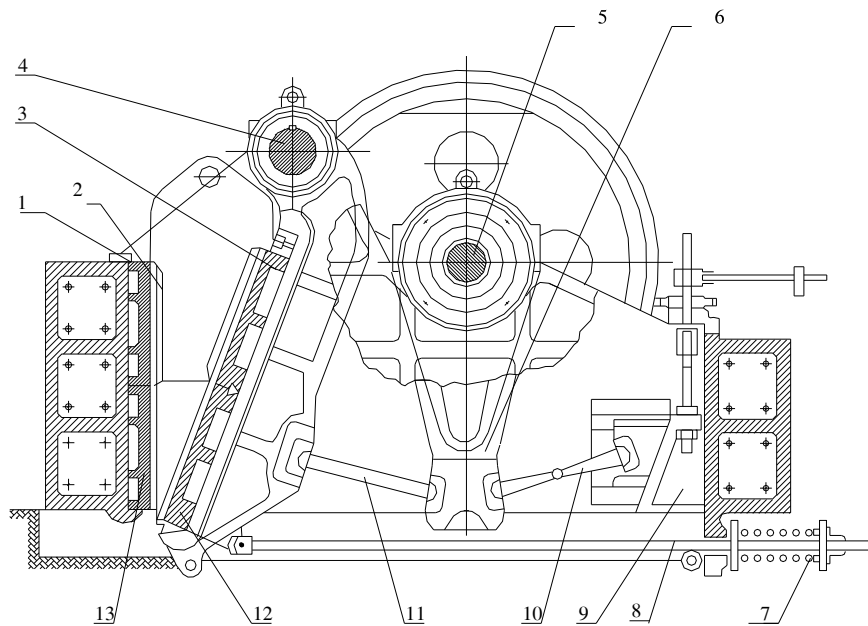
1. Yêu cầu thiết kế:

- Máy đập hàm đập đá vôi, công suất 600 T/ h
- Đường kính lớn nhất khi vào 1000 mm
- Đường kính lớn nhất khi ra 250mm

2. Lựa chọn thiết kế

Do yêu cầu thiết kế như trên, vì vậy ta cần phải có lực đập rất lớn để phá vỡ các cục đá vôi có đường kính lớn như vậy. Mặt khác, trong công nghệ sản xuất XMP thì sau máy đập hàm là máy đập búa nôm sản phẩm của máy đập hàm có hình dạng không cần đồng đều. Chính vì những yếu tố trên nên ta chọn ***máy đập hàm chuyển động đơn giản*** là phù hợp với yêu cầu nhất.

3. Cấu tạo của máy đập hàm chuyển động đơn giản



Giá máy có gắn má tĩnh (1) Thân máy là bộ phận quan trọng, nó tiếp nhận toàn bộ lực nghiền đá và đảm bảo đứng vững toàn bộ máy. Thân máy được cấu tạo gồm thân trước thân sau và hai thành bên thuận tiện cho việc gá lắp các cụm chi tiết của máy nghiền. Thân máy được ghép nối từ hai hay ba phần rời bằng bu lông để tiện việc chuyên chở và lắp ráp. Trục lệch tâm (5) được lắp vào hai thành bên của thân máy. Tay biên (6) lắp vào trục lệch tâm (5). Đầu dưới của tay biên (6) có hai hốc để đặt thanh chống phía trước (11) và thanh chống phía sau (10). Ổ đỡ trục lệch tâm và ổ lắp tay biên là các ổ bi chịu tải trọng lớn. Hai đầu trục lệch tâm được lắp hai bánh đà:

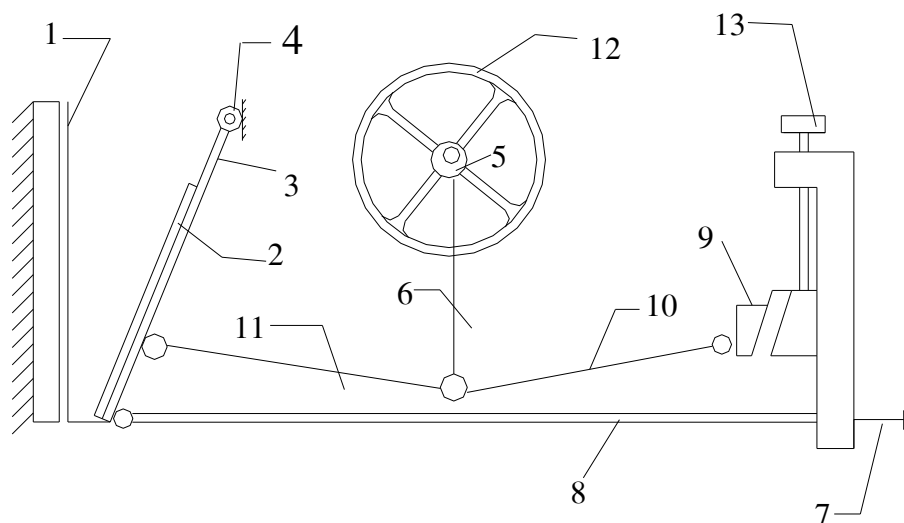
puli_ bánh đà(12) và bánh đà. Các khối bánh đà này làm điều hoà chuyển động của máy: tích trữ năng lượng ở hành trình không tải và giải phóng năng lượng khi ép đá. Puli bánh đà lắp vào trục lệnh tâm thông qua khớp nối ma sát, khớp nối ma sát là một cơ cấu an toàn, khi bị quá tải, puli bánh đà có thể quay trượt trên trục do vậy có thể tránh được gãy trục đột ngột.

Má di động (3) được chế tạo bằng thép đúc toàn khối, tiết diện dạng hộp được treo vào trục (4). Phía dưới má di động có rãnh để ghép nối với thanh chống trước (11). Thanh chống sau (10) tì vào cơ cấu điều chỉnh (9). Mặt tựa của các thanh chống (10) và (11) bị mòn rất nhanh khi làm việc nên được làm rời để tiện thay thế. Nhờ có cơ cấu ghì _ thanh kéo (8) _ và lò xo (7) nên thường xuyên duy trì sự tiếp xúc của các mặt tì tại các đầu thanh chống.

Các tấm mặt nghiền (12) và (13) được chế tạo bằng thép hợp kim Mn có độ cứng và khả năng chống mài mòn cao. Trên bề mặt có răng để tăng lực nghiền tập trung khi phá vỡ đá. Chúng được kẹp chặt trên mặt của các má nghiền tạo thành bộ phận làm việc chủ yếu của máy, nó chịu tác động trực tiếp của đá nghiền.

Bề mặt làm việc của các tấm mặt nghiền và của hai thành bên tạo thành buồng nghiền. Các tấm lót bên (2) được ghép bằng bu lông với thành bên của thân máy. Chiều rộng cửa xả của thành nghiền quyết định kích thước đá sản phẩm, và cả năng suất máy. Vì chiều rộng cửa xả tăng dần theo quá trình mài mòn của các tấm mặt nghiền nên cần định kì điều chỉnh lại chiều rộng cửa xả bằng cách thay thế những tấm đệm có chiều dày khác nhau đặt giữa miếng chặn (9) và thân sau hoặc điều chỉnh bằng nêm vít

4. Nguyên tắc hoạt động của máy đập hàm chuyển động đơn giản



Tay biên(6) liên hệ với má động (3) và bộ chiêm (9) qua tấm chống (11). Thanh kéo (8) và lò xo (7) giữ cho má động luôn ở vị trí xác định đồng thời có tác dụng làm giảm chấn động máy.

Khi máy làm việc, trục lệch tâm (5) quay kéo theo biên (6) chuyển động lên xuống. Khi biên (6) chuyển động lên sẽ đẩy tấm chống (11) tác động vào má động (3). Má động (3) nhờ xoay quanh trục (4) ép vào má tĩnh (1) làm cho vật liệu bị ép vỡ nhỏ ra.

Khi biên (6) chuyển động xuống, tấm chống (11) thôi tác dụng vào má động (3). Nhờ lò xo (7) qua thanh kéo (8) kéo má động trở lại vị trí ban đầu. Như thế vật liệu đã được đập rơi xuống qua khe hở giữa hai má máy. Khe hở được điều chỉnh bằng miếng chặn (9) và vít.

Trong quá trình làm việc, vật liệu bị ép theo chu kì (1/2 vòng quay của trục lệch tâm). Vì vậy có sự quá tải tức thời. Sự quá tải tức thời của động cơ sẽ được triệt tiêu bằng bánh đà trượt tải. Bánh đà sẽ thu năng lượng khi máy chuyển động không tải và trả lại năng lượng đó khi máy chuyển động có tải. Nhờ đó máy luôn làm việc được điều hoà.

CHƯƠNG V: TÍNH TOÁN THÔNG SỐ CƠ BẢN CHO MÁY ĐẬP HÀM

1. Tính góc kẹp α

Góc kẹp α là góc tạo bởi giữa hai mặt phẳng giữa hai má máy. Nếu góc α to quá cục vật liệu sẽ bị đẩy ra ngoài, máy không đập được, nhưng nếu góc kẹp α nhỏ quá, mức độ đập nghiền i sẽ bé. Vì vậy phải xác định góc kẹp α hợp lí để máy làm việc có hiệu quả nhất.

Khi máy làm việc, cục vật liệu sẽ bị ép vỡ bởi hai lực:

- Lực P do má động ép vào vật liệu.
- Phản lực P_1 từ má tĩnh ép vào vật liệu

Muốn vật liệu khỏi bắn ra khỏi máy phải có sự cân bằng lực như sau:

$$P \sin \alpha \leq P_f \cos \alpha + P_1 f$$

$$P_1 = P \cos \alpha + P_f \sin \alpha$$

Trong đó:

f : hệ số ma sát giữa vật liệu và má máy

α : góc kẹp

Giải hệ phương trình, ta được :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2f}{1-f^2}$$

Mặt khác: $f = \operatorname{tg} \varphi$ với φ : góc ma sát của vật liệu

Ta được :

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{2 \operatorname{tg} \varphi}{1 - \operatorname{tg}^2 \varphi} = 2 \operatorname{tg} \varphi$$

$$\alpha = 2 \varphi$$

Máy hoạt động bình thường thì : $\alpha \leq 2 \varphi$

Hệ số ma sát giữa vật liệu và các má kim loại $f = 0.25-0.3$, và 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 $\alpha = 15^\circ \div 25^\circ$. Đối với đá vôi $f = 0.58$. Ta chọn $\alpha = 22^\circ$, tương ứng với $f = 0.2$

2. Tính số vòng quay hợp lí của trục lệch tâm

Vật liệu chỉ rơi ra khỏi máy khi hai má máy rời xa nhau, có nghĩa là $\frac{1}{2}$ của trục lệch tâm. Khi má động rời xa khỏi vị trí ép vật liệu một khoảng cực đại là s , khối vật liệu với chiều cao h sẽ rơi tự do xuống. Như vậy :

$$h = \frac{s}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$h = \frac{gt^2}{2} \quad \rightarrow \quad t = \sqrt{\frac{2s}{g \operatorname{tg} \alpha}}$$

Trong đó:

s: độ dời điểm cuối của má động (cm)

g: gia tốc trọng trường (cm/s²)

t: thời gian vật liệu rơi (s)

Khi trục lệch tâm quay n_{tt} (v/phút), gọi t_1 là thời gian để má động rời xa khỏi vị trí ép vật liệu (thời gian trục lệch tâm quay $\frac{1}{2}$ vòng), ta có :

$$t_1 = \frac{1}{2} \frac{60}{n_{tt}} = \frac{30}{n_{tt}}$$

Để vật liệu có đủ thời gian rơi xuống giữa hai má máy, thì thời gian vật liệu rơi tự do với chiều cao h phải bằng thời gian hai má máy dời xa nhau thì $t = t_1$:

$$\sqrt{\frac{2s}{g \cdot tg \alpha}} = \frac{30}{n_{tt}} \rightarrow n_{tt} = 66.5 \sqrt{\frac{tg \alpha}{s}}$$

Chọn độ dịch chuyển của má động $s = 1.0 \div 5.0$ cm. Ta chọn $s = 3$ cm

Số vòng quay của trục lệch tâm là : $n_{tt} = 66.5 \sqrt{\frac{tg \alpha}{s}} = 244$ (v/ph)

Vì số vòng quay của trục lệch tâm thực tế là $n_{tt} = (0.8 \div 0.9)n_{tt}$ nên ta chọn $n_{tt} = 218$ (v/ph)

3. Chiều rộng cửa nạp

$$B \geq \frac{D_{\max}}{0.85}$$

$$B \geq \frac{1000}{0.85}$$

$$B = \frac{1000}{0.85} = 1176 \rightarrow \text{Chọn } B = 1400 \text{ (mm)}$$

4. Chiều rộng cửa xả

$$b = \frac{d_{\max}}{1.2} = 208 \rightarrow \text{chọn } b = 280 \text{ (mm)}$$

5. Chiều rộng khoang

$$L = \frac{9}{7} B$$

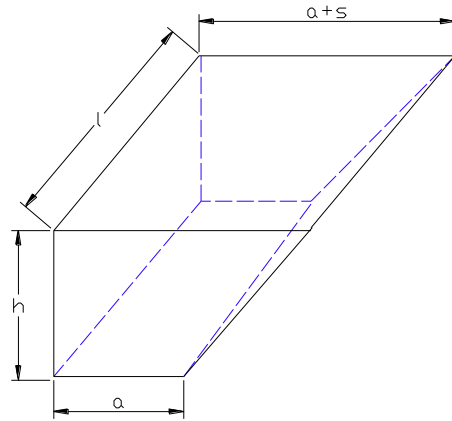
$$L = \frac{9}{7} 1400 = 1800 \text{ (mm)}$$

6. Chiều cao khoang

$$H = \frac{16}{7} B$$

$$H = \frac{16}{7} 1400 = 3200 \text{ (mm)}$$

7. Tính năng suất của máy đập hàm



Từ hình ta thấy : sau một vòng quay của trục lệch tâm vật liệu rơi ra khỏi máy với thể tích :

$$V = \frac{(2a+s)Lh}{2} = \frac{(2a+s)L}{2} \frac{s}{\operatorname{tg}\alpha}$$

Khi trục lệch tâm quay n (v/ph), năng suất máy đập hàm là :

$$V = 60 \cdot \frac{(2a+s)}{2} \frac{s}{\operatorname{tg}\alpha} L \cdot n_u \cdot \varphi \quad (\text{m}^3/\text{h})$$

$$Q = \frac{(2a+s)}{2} \frac{s}{\operatorname{tg}\alpha} L \cdot n_u \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot 60 \quad (\text{T/h})$$

Trong đó: a,s,l,h _ kích thước khối vật liệu (m)

φ _ hệ số tơi của vật liệu, $\varphi = 0.3-0.7$

γ _ trọng lượng thể tích của vật liệu (T/m³)

Năng suất :

$$Q = \frac{(2a+s)}{2} \frac{s}{\operatorname{tg}\alpha} L \cdot n_u \cdot \varphi \cdot \gamma \cdot 60 \quad (\text{T/h})$$

Với $\gamma = 2.6$; $\varphi = 0.5$

$$a = b - s = 280 - 30 = 250 \text{ (mm)}$$

$$Q = \frac{(2 \cdot 250 + 30) 10^{(-3)}}{2} \frac{0.03}{\operatorname{tg}\alpha} 1.8 \cdot 218 \cdot 0.5 \cdot 2.6 \cdot 60$$

$$= 600 \text{ (T/h)}$$

8. Tính công suất máy đập hàm

Công suất của máy đập hàm là công suất cung cấp cho quá trình nghiền ,cho tổn hao do ma sát của máy, cho khối lượng của máy,... Vì vậy không thể tính chính xác mà phải dựa vào thực nghiệm để tính.

Theo Olevski B.A công suất máy nghiền má đập đơn giản có thể xác định theo công thức sau:

$$N_m = 11.7.m.L.H.s. n_t \quad (\text{KW})$$

m: hệ số kết cấu máng. thường có giá trị 0.56-0.6. Ta chọn m = 0.58

L,H: kích thước khoang đập (m)

s: khoảng dịch chuyển của má đập di động (m)

n: số vòng quay của trục lệch tâm (v/ph)

$$\begin{aligned} N_m &= 11.7 * 0.58 * 1.8 * 3.2 * 0.03 * 218 \\ &= 256 (\text{KW}) \end{aligned}$$

9. Công suất động cơ điện

Công suất của động cơ điện là công suất cho máy đập hàm. Vì vậy, công suất của động cơ điện phụ thuộc rất nhiều yếu tố như : hiệu suất của bộ truyền, hiệu suất của động cơ truyền, hệ số an toàn cho trường hợp quá tải,..... Chính vì vậy khi tính toán ta phải ước lượng hiệu suất η

$$N_{dc} = \frac{N_m}{\eta}$$

η : thường từ 0.6-0.7 .Chọn $\eta=0.64$

$$N_{dc} = \frac{256}{0.64} = 400 (\text{KW})$$

10. Chiều dài má di động :

Chọn chiều cao của thân máy là 4200mm. Như vậy, ta tính được chiều dài của má di động là:

$$l = \frac{4200}{\cos 22^\circ} = 4530\text{mm}$$

TỔNG KẾT CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN

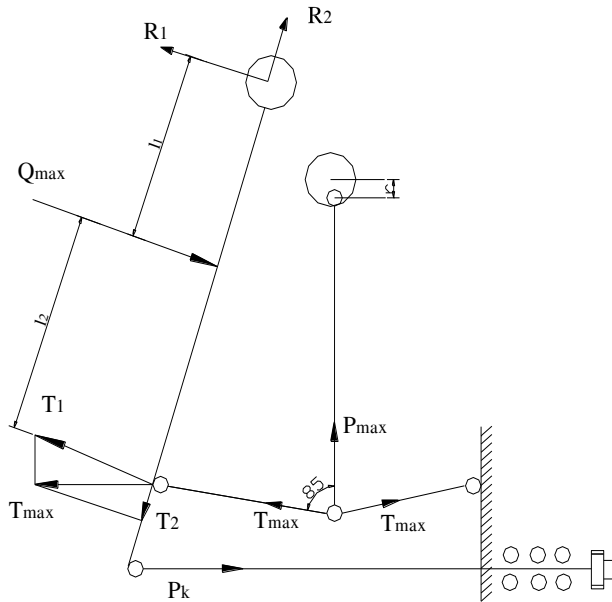
<i>Góc kẹp</i>	$\alpha = 22^{\circ}$
<i>Số vòng quay trục lệch tâm</i>	$n = 218 \text{ (v/ph)}$
<i>Chiều rộng cửa nạp</i>	$B = 1400 \text{ (mm)}$
<i>Chiều rộng cửa xả</i>	$b = 280 \text{ (mm)}$
<i>Chiều rộng khoang</i>	$L = 1800 \text{ (mm)}$
<i>Chiều cao khoang</i>	$H = 3200 \text{ (mm)}$
<i>Năng suất</i>	$Q = 600 \text{ (T/h)}$
<i>Hiệu suất động cơ điện</i>	$N_{dc} = 400 \text{ (KW)}$
<i>Chiều dài má di động</i>	$l = 4530 \text{ (mm)}$

CHƯƠNG VI: TÍNH BỀN MỘT SỐ CHI TIẾT CHO MÁY ĐẬP HÀM

1. Tính tay biên

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 :

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



Sau khi trục lệch tâm quay 1 vòng, tay biên thực hiện một công là :

$$A = \frac{P_{\max}}{2} 2r = P_{\max} r \quad (\text{N/m})$$

Trong đó r là bán kính lệch tâm của trục, m, giá trị $r = 150 \text{ mm}$

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

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

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

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

(Công suất tính bằng KW)

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

Để làm việc được an toàn, khi tính toán ta lấy lực này lớn gấp 2-4 lần P_{\max}

$$\text{Do đó } P_t = 4 \cdot P_{\max} = 4 \cdot \frac{30 \times 256}{0.15 \times 218} = 4 \times 235 = 940 \quad (\text{KN})$$

Điều kiện bền là ứng suất pháp lớn nhất của biên phải nhỏ hơn ứng suất kéo cho phép của vật liệu làm tay biên. Vì tay biên chịu lực va đập rất lớn nên ta phải chọn vật liệu chịu nén, chịu uốn tốt nên ta chọn thép 35 (thép 35: $[\sigma]_k = 240\text{Mpa}$)

$$\sigma = \frac{P_t}{F} + \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]_k$$

Trong đó W – moment chống uốn của biên

M_{\max} – moment uốn lớn nhất

Do đk bài toán, ta bỏ qua tỷ số $\frac{M_{\max}}{W}$ trong lúc tính toán và sẽ kiểm tra lại.

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

$$F_{\min} \geq \frac{P_t}{\sigma_k} \quad (\text{cm}^2)$$

trong đó σ'_k – ứng suất kéo cho phép của vật liệu làm tay biên bằng thép CT4,
 $\sigma'_k = 240\text{N/mm}^2$

$$F_{\min} \geq \frac{940000}{24000} = 39 \quad (\text{cm}^2)$$

Chọn $F_{\min} = 50 \text{ cm}^2$

Đường kính tối thiểu của bulông ghép tay biên là:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{P_t}{0,785 \cdot Z \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{940000}{0,785 \cdot 4 \cdot 24000}}$$

$$d_{\min} \approx 3.5 \quad (\text{cm})$$

Chọn $d_{\min} = 500 \text{ mm}$

2. Tính tấm dầy

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

$$T_{\max} = \frac{P_{\max}}{2 \cdot \cos \beta} \quad (\text{KN})$$

trong đó β – góc tạo bởi tay biên và tấm dầy. Thường chọn góc $\beta = 80^\circ \div 85^\circ$. Ta chọn $\beta = 83^\circ$

$$T_{\max} = \frac{235}{2 \cdot \cos 83^\circ} = 964 \quad (\text{KN})$$

Để đề phòng trường hợp quá tải, lấy lực nén tính toán gấp 1.5 lần lực nén T_{\max}

$$T_t = 1.5 \cdot T_{\max} \quad (\text{KN})$$

$$T_t = 1446 \quad (\text{KN})$$

Điều kiện bền là ứng suất pháp lớn nhất của tấm dầy phải nhỏ hơn ứng suất nén cho phép của vật liệu làm tấm dầy vì tấm dầy chịu ứng suất nén rất lớn (gang 15-32: $[\sigma]_n = 120\text{Mpa}$)

$$\sigma = \frac{T_{\max}}{F} + \frac{M_u}{W} \leq [\sigma]_n$$

Tương tự khi tính cho tay biên, ta bỏ qua tỷ số $\frac{M_u}{W}$

=> Diện tích mặt cắt ngang nhỏ nhất của thanh chống có thể là:

$$F_{\min} = \frac{T_t}{[\sigma]_n} = \frac{1446000}{12000} \approx 121(\text{cm}^2)$$

Chọn $F_{\min} = 200 \text{ cm}^2$

Đường kính tối thiểu của bulông ghép thanh chống là:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{T_t}{0,785 \cdot Z \cdot [\tau]}} = \sqrt{\frac{1446000}{0,785 \cdot 4 \cdot 18000}}$$

$$d_{\min} \approx 5.1 \text{ (cm)}$$

Chọn $d_{\min} = 800 \text{ mm}$

3. Tính má động

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

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

$$T_1 = T_{\max} \cdot \cos \gamma \quad (\text{KN})$$

$$T_2 = T_{\max} \cdot \sin \gamma \quad (\text{KN})$$

Trong đó γ là góc tạo bởi phương của tấm đẩy với đường vuông góc với má động. Ta có $\gamma = \beta + \alpha - 90^\circ = 83 + 22 - 90 = 15^\circ$

$$T_1 = 964 \times \cos 15^\circ = 931 \text{ (KN)}$$

$$T_2 = 964 \times \sin 15^\circ = 250 \text{ (KN)}$$

Lực đập Q_{\max} bằng :

$$Q_{\max} = \frac{T_1 \cdot L}{l_1} \quad (\text{KN})$$

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

$l_1 = 1/3 L$. $L = l_1 + l_2$ - khoảng cách từ lực đẩy đến tâm trục treo má động, cm

$$Q_{\max} = \frac{T_1 \cdot L \cdot 3}{L} = 3 \cdot T_1 = 3 \times 931$$

$$Q_{\max} = 2793 \text{ (KN)}$$

Để má động làm việc được an toàn, lấy lực đập tính toán lớn gấp 3_4 lần Q_{\max} .

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

$$Q_t = 3 \times 2793 = 8379 \text{ (KN)}$$

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

$$R_1 = \frac{Q_t(L-l_1)}{L} = \frac{2}{3} Q_t \quad (\text{KN})$$

$$R_2 = (2-4) T_2 \quad (\text{KN})$$

Với $l_1 = L/3 = 4530/3 = 1510$ (mm)

$$R_1 = \frac{2}{3} \times 8379 = 5586 \quad (\text{KN})$$

$$R_2 = 3 \times 250 = 750 \quad (\text{KN})$$

Hợp lực: $R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2}$

gây ra uốn trục treo má động.

$$R = \sqrt{5586^2 + 750^2} = 5636 \quad (\text{KN})$$

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

$$M_u = R_1 \cdot l_1 \quad (\text{KN.cm})$$

$$M_u = 5586 \times 151 = 843486 \quad (\text{KN.cm})$$

Đk bền là ứng suất tổng trong tiết diện má phải nhỏ hơn ứng suất uốn cho phép của vật liệu làm má: (thép 35 $[\sigma]_u = 240\text{MPa}$)

$$\sigma = \frac{M_u}{W_u} + \frac{T_2}{F} \leq [\sigma]_n$$

Vậy diện tích của má động chấp nhận được là:

$$F_{\min} = \frac{T_2}{[\sigma]_u} \frac{1,5 \times 250000}{24000} \approx 16 \quad (\text{cm}^2)$$

Chọn $F_{\min} = 20 \text{ cm}^2$

Trong đó:

W_u – mô men chống uốn của tiết diện má, cm^3

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

4. 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 lệch tâm chịu tải đều đồng thời để tích trữ năng lượng khi má động ở hành trình không tải, ta lồng thêm lên trục một vô lăng đối diện với bánh đai truyền động.

Công thức tính vô lăng (giáo sư L. B. Lêvenxon đưa ra)

$$G \cdot D^2 = \frac{4.7L(d_1^2 - d_2^2)\sigma_B^2}{\delta E n^2}$$

Trong đó :

n- số vòng quay, vòng/s

G-trọng lượng hai vô lăng (N)

D- đường kính bánh đà, m.

d_1 và d_2 -khích thước cục vật liệu vào và ra khỏi máy (cm)

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

δ - mức độ không đồng đều khi máy làm việc, thường lấy $\delta=0.01-0.03$

Chọn tốc độ vòng của vô lăng là: 20 m/s

$$\Rightarrow \text{đường kính vô lăng: } D = \frac{60.v}{\pi.n} = \frac{60.34}{\pi.218} \approx 3(\text{m})$$

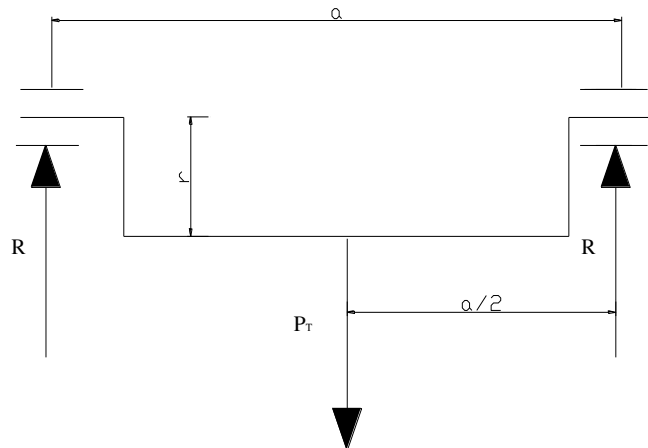
Vậy trọng lượng vô lăng là:

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

$$G = \frac{4,7.180.(100^2 - 25^2)18000^2}{0,03.7.10^6.218^2} = 33680(\text{N})$$

5. Tính trục lệch tâm

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



Mômen uốn:

$$M_u = R \cdot \frac{a}{2} = \frac{P_t}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{P_t \cdot a}{4} \quad (\text{N.cm})$$

Trong đó :

a- khoảng cách tâm giữa hai gối đỡ trục, cm. Giá trị a= 2830 mm

P_t lực tính toán ở tay biên.

$$M_u = \frac{940 \times 283}{4} = 66505 \quad (\text{KN.cm})$$

Mô men xoắn :

$$M_x = P_t \cdot r \quad (\text{N.cm})$$

Trong đó :

r- bán kính lệch tâm của trục, cm

$$M_x = 940 \times 15 = 14100 \quad (\text{KN.cm})$$

Mômen tổng tác dụng lên trục bằng :

$$\begin{aligned}M_T &= \sqrt{M_u^2 + M_x^2} \quad (\text{N.cm}) \\ &= \sqrt{66505^2 + 14100^2} = 67983 \text{ (KN.cm)}\end{aligned}$$

Đường kính trục lệch tâm (tại vị trí giữa trục) :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_T}{0.1[\sigma]}} \quad (\text{cm})$$

Trong đó $[\sigma]$ -ứng suất cho phép của vật liệu làm trục CT6, N/cm^2

$$[\sigma] = 700.10^6 (\text{N/mm}^2)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{67983}{0.1 \times 70}} = 21 \text{ (cm)}$$

Chọn $d = 30 \text{ cm}$

Đường kính của cổ trục

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{M_x}{0.2[\tau]}} \quad (\text{cm})$$

Thường lấy $[\tau] = (0.2 \div 0.3)\sigma_B$. Giá trị $\sigma_B = 700.10^6 (\text{N/m}^2)$

$$d_0 \geq \sqrt[3]{\frac{67983}{0.2 \times 0.3 \times 70}} = 25 \text{ (cm)}$$

Chọn $d_0 = 35 \text{ cm}$

CHƯƠNG VII: TRUYỀN ĐỘNG

Ta chọn bộ truyền động đai vì máy đập hàm chuyển động phức tạp có khoảng cách trục khá lớn, cần làm việc êm (giảm ồn khi va đập), giữ an toàn khi máy quá tải, giá thành rẻ, kết cấu đơn giản dễ sử dụng và sửa chữa.

Trong các loại đai, ta chọn đai hình thang vì đai hình thang đều được chế tạo thành vòng liền, không phải nối đầu do đó đai làm việc ổn định và êm hơn đai dẹt nối đầu, khả năng tải cũng cao hơn. Bên cạnh đó với cùng công suất, số vòng quay và tỷ số truyền tải trọng tác dụng lên trục là nhỏ nhất. Mặc dù chiều dài và đường kính đai có lớn nhưng đai hình thang rất thông dụng, có nhiều loại để lựa chọn, dễ dàng thay thế khi hư hỏng.

Bảng hướng dẫn chọn đường kính bánh đai nhỏ (dùng cho đai hình thang) bảng (1-1)

Bảng (1-1)

Loại đai	O	A	B	B	Г	Д	E
Đường kính bánh đai nhỏ(mm)	70-140	100-200	140-280	200-400	320-630	500-1000	800-1600

Các trị số bánh đai hình thang (mm) (1-2)

70	80	90	100	110	125	140	160	180
200	220	250	280	320	360	400	450	500
560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400
1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000

1. Định đường kính bánh đai

Đường kính D_1 của của bánh nhỏ được chọn theo bảng (1-1)

Tra bảng ta chọn giá trị $D_1 = 900(\text{mm})$ và $D_2 = 2500(\text{mm})$ (theo bảng 1-2)

Vận tốc của đai:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60.1000} \quad (\text{m/s})$$

$$v = \frac{\pi \times 900 \times 560}{60 \times 1000} = 26.38 \leq 30 (m/s) \text{ thỏa mãn điều kiện bền}$$

Với $n_1 = 560$ (v/ph) là số vòng quay của động cơ

Đường kính bánh đai lớn được tính theo công thức:

$$D_2 = i.D_1 (1 - \xi) = \frac{n_1}{n_2} D_1 (1 - \xi)$$

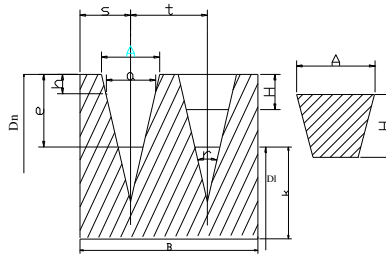
$$\Rightarrow n_2' = \frac{D_1}{D_2} n_1 (1 - \xi), n_2' \text{ là số vòng quay thực của trục lệch tâm, } \xi$$

là hệ số trượt của đai hình thang $\xi = 0.02$

$$n_2' = 217 \text{ (v/ph)} \Rightarrow D_2 = 2530 \text{ mm}$$

Như vậy, ta chọn loại E có các thông số sau:

Kích thước rãnh	Kích thước bánh đai thang				
	h	c	t	S	K
E	12.5	43	58	38	15
Kích thước tiết diện đai	Kích thước tiết diện đai hình thang				
	a	H	A	h	F
	42	30	50	11	1170



2. Sơ bộ chọn khoảng cách trục A

Khoảng cách trục A phải thỏa mãn điều kiện

$$0.55(D_2 + D_1) + h \leq A \leq 2(D_2 + D_1)$$

Trong đó : h -chiều cao của tiết diện đai h= 30mm

$$\Rightarrow 1916.5 \leq A \leq 6860 \text{ mm}$$

Chọn A= 4000 mm

3. Xác định chính xác chiều dài L và khoảng cách trục A

Theo khoảng cách trục A đã chọn sơ bộ tính ra chiều dài L theo công thức :

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$$

và qui tròn theo tiêu chuẩn bảng :

Các trị số chiều dài đai hình thang (mm) (1-4)

Loại đai	O	A	Б	B	Г	Д	E
Chiều dài trong L_0 (chiều dài danh nghĩa)	500-1600	500-1600	670-1600	-	-	-	-
Chiều dài qua lớp Trung hoà L (chiều dài danh nghĩa)	1700-2500	1700-4000	1600-6300	1800-9000	3350-11200	4750-14000	6700-140000

Những chiều dài danh nghĩa (được qui định trong tiêu chuẩn)

Chiều dài trong L_0 :

500 530 560 600 630 670 710 750 800 850
900 950 1000 1060 1120 1180 1250 1320 1400 1500 1600

Chiều dài qua lớp trung hoà L :

1700 1800 1900 2000 2120 2240 2360 2500 2650
2800 3000 3150 3350 3550 3750 4000 4250 4500
4750 5000 5300 5600 6000 6700 7100 7500 8000
8500 9000 9500 10000 11200 11800 125000 13200 14000

$$L = 2 \times 4 + \frac{\pi}{2} (2.53 + 0.9) + \frac{(2.53 - 0.9)^2}{4 \times 4}$$

$$= 13.55 \text{ (m)}$$

Qui tròn theo tiêu chuẩn bảng, chọn giá trị $L = 13550 \text{ (mm)}$

Kiểm nghiệm số vòng chạy của đai trong 1 giây theo công thức :

$$u = \frac{v}{L} \leq u_{\max} = 10$$

$$u = \frac{26.38}{13.55} = 1.95$$

Thoả điều kiện $\leq u_{\max} = 10$

Xác định chính xác khoảng cách trục A theo chiều dài đai đã lấy theo tiêu chuẩn, bằng công thức :

$$A = \frac{2 \times 13.55 - \pi(2.53 + 0.9) + \sqrt{[2 \times 13.55 - \pi(2.53 + 0.9)]^2 - 8(2.53 - 0.9)^2}}{8}$$

$$A = \frac{2L - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}$$

$$= 3.68 \text{ (m)}$$

4. Kiểm nghiệm góc ôm

Tính góc ôm theo công thức :

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 57^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + \frac{D_2 - D_1}{A} 57^\circ$$

và kiểm nghiệm điều kiện: $\alpha_1 \geq 120^\circ$

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{2.53 - 0.9}{3.68} \times 57^\circ = 154^\circ$$

$$\alpha_2 = 180^\circ + \frac{2.53 - 0.9}{3.68} \times 57^\circ = 205^\circ$$

5. Xác định số đai cần thiết :

Số đai Z được xác định theo điều kiện tránh xảy ra trượt giữa đai và bánh đai

$$Z \geq \frac{P}{[\sigma_p]_o C_t C_\alpha C_v F}$$

$$Z \geq \frac{1000N}{v[\sigma_p]_o C_t C_\alpha C_v F}$$

Trong đó :

F_ diện tích tiết diện đai, mm², với đai loại E có tiết diện đai là F= 1170 mm²

v_ vận tốc đai, m/s

$[\sigma_p]_o$ ứng suất có ích cho phép, N/mm². Để xác định $[\sigma_p]_o$ phải chọn trước trị số ứng suất căng ban đầu σ_o , nên lấy $\sigma_o = 1.2-1.5 \text{ N/mm}^2$ rồi tìm $[\sigma_p]_o$ được giá trị : 1.73 (N/mm²)

Đặc tính tải trọng	Tải trọng êm, giá trị mở máy bằng 120% giá trị định mức	Tải trọng rung động nhẹ, giá trị mở máy bằng 150% giá trị định mức	Tải trọng rung động, giá trị mở máy bằng 200% giá trị định mức	Có va đập, giá trị mở máy bằng 300% giá trị định mức
C_t	1,0	0,9	0,8	0,7

C_α : hệ số ảnh hưởng của góc ôm

Góc ôm bán đai nhỏ α_1	180	170	160	150	140	130	120
Đai thang	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

C_t _ hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng. Vì tải trọng mở máy dưới 200% tải trọng bình thường , tải trọng làm việc với dao động lớn và máy làm việc là máy ép lệch tâm có vô lăng nặng làm việc 2 ca nên chọn $C_t = 0.6$

C_α _ hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm, $C_\alpha = 0.93$

C_v _ hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc, $C_v = 1.05 - 5 \times 10^{-4} V^2$
 $C_v = 0.7$

N _ công suất trên trục dẫn, $N = \frac{N_{\tilde{n}c}}{\eta}$

Chọn η từ 0.8-0.95

$$Z \geq \frac{1000 \times 400}{26.38 \times 1.73 \times 0.6 \times 0.93 \times 0.7 \times 1170}$$

$$Z \geq 4$$

Chọn $Z = 4$

6. Định các kích thước chủ yếu của bánh đai:

+ Chiều rộng bánh đai :

$$B = (Z-1)t + 2S$$

$$B = (4-1)58 + 2 \times 38 = 366 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài :

$$D_n = 2530 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính trong :

$$D_t = D_n - 2e$$

$$= 2530 - 2 \times 43 = 2444 \text{ (mm)}$$

PHỤ LỤC CÁC THÔNG SỐ KỸ THUẬT CÓ THỂ THAM KHẢO CỦA NHÀ SẢN XUẤT MÁY ĐẬP HÀM

ThyssenKrupp Fördertechnik

Crusher type	Feed opening width x feed opening length [mm x mm]	Total weight [t]	Crusher speed [1/min]	Gap setting min. ¹⁾ [mm]	Gap setting max. ¹⁾ [mm]	Weight of flywheel [kg/unit]	Installed drive power [kW]	Speed of electric motor ²⁾ [1/min]
DB 6-4,2	600 x 425	10.6	275	60	90	750	30	1,500
DB 8-5,7	800 x 570	19.9	250	90	110	1,780	55	1,500
DB 10-8	1,000 x 800	35.5	250	110	190	2,630	75	1,500
DB 12,5-9	1,250 x 900	56.0	210	150	250	4,620	132	1,500
DB 15-12	1,500 x 1,200	117.2	200	170	280	6,780	160	1,500
DB 18-14	1,800 x 1,400	171.3	160	220	310	8,645	250	1,500
DB 21-16	2,100 x 1,600	217.8	135	220	340	13,750	315	1,000
DB 25-18	2,500 x 1,800	285.2	125	250	400	14,850	400	1,000

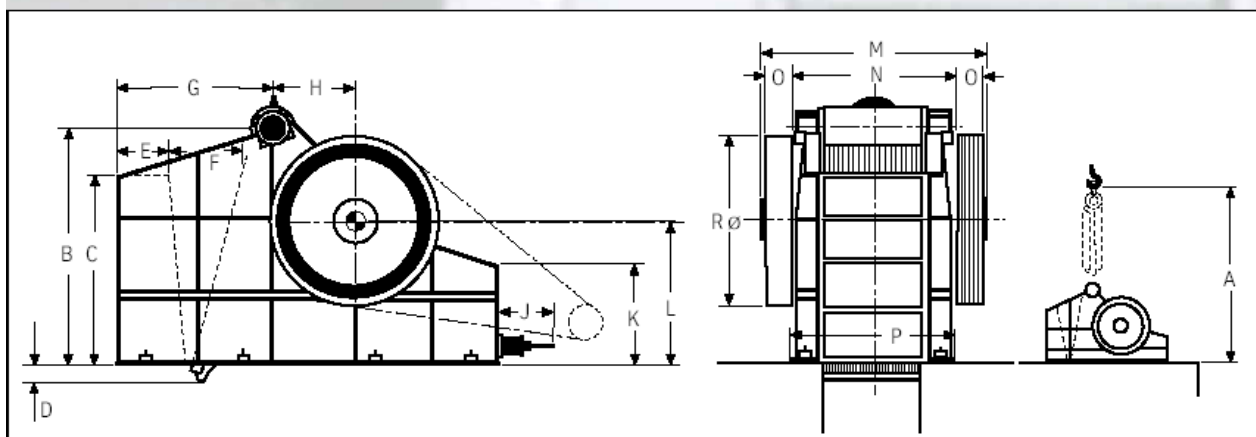
The stated values are only approximate. Machine capacity depends on grain size distribution, properties and kind of the feed material.

Binding information can be supplied on specification of the operating conditions.

To keep pace with technical progress, we reserve the right to make improvements without prior notice.

- 1) with new crushing tools
2) 1,200 1/min possible

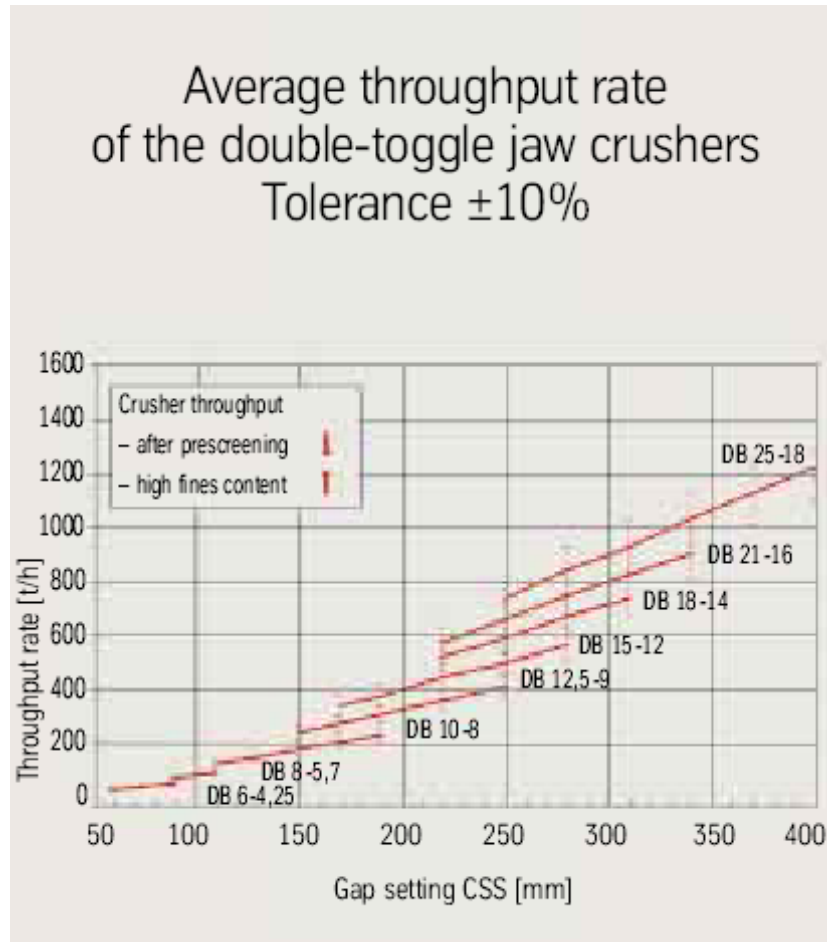
Crusher type	Largest component	Heaviest component	Transport dimensions		
			Dimensions of the largest component [m x m x m]	Weight of heaviest component [kg]	Max. weight of the crushing jaw [kg/unit]
DB 6-4,2	Housing	Housing	2.60 x 1.67 x 1.08	4,590	425
DB 8-5,7	Housing	Housing	3.00 x 2.00 x 1.30	8,360	700
DB 10-8	Housing	Housing	3.90 x 2.65 x 1.57	17,600	1,600
DB 12,5-9	Housing	Housing	4.05 x 2.80 x 1.93	24,200	2,080
DB 15-12	Housing	Housing	5.60 x 3.90 x 2.40	59,070	4,290
DB 18-14	Side wall	Swing jaw	6.65 x 3.10 x 1.00	23,950	6,260
DB 21-16	Swing jaw	Swing jaw	5.40 x 3.10 x 1.50	28,710	8,030
DB 25-18	Swing jaw	Swing jaw	5.80 x 3.55 x 1.80	39,380	10,780



Crusher type	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	O	P	R Ø
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
DB 6-4,2	3,500	1,420	1,060	150	345	425	950	595	200	615	880	1,570	995	220	1,080	1,200
DB 8-5,7	4,200	1,780	1,350	150	350	570	1,040	780	200	700	1,010	2,020	1,280	320	1,300	1,650
DB 10-8	5,400	2,400	1,850	150	510	800	1,450	960	200	950	1,250	2,180	1,540	320	1,570	1,820
DB 12,5-9	5,700	2,510	2,000	200	480	900	1,635	880	250	1,050	1,380	2,730	1,930	400	1,930	2,100
DB 15-12	7,400	3,475	2,780	300	750	1,200	2,250	1,210	660	1,700	2,090	3,220	2,340	400	2,400	2,500
DB 18-14	8,700	4,200	3,200	250	865	1,400	2,750	1,280	135	2,020	2,490	3,830	2,830	500	2,960	3,000
DB 21-16	9,300	4,200	3,450	420	890	1,600	2,960	1,390	950	2,300	2,800	4,320	3,320	500	3,360	3,000
DB 25-18	10,250	4,860	3,900	420	1,080	1,800	3,460	1,500	1,100	2,250	3,060	4,960	3,860	600	3,820	3,500

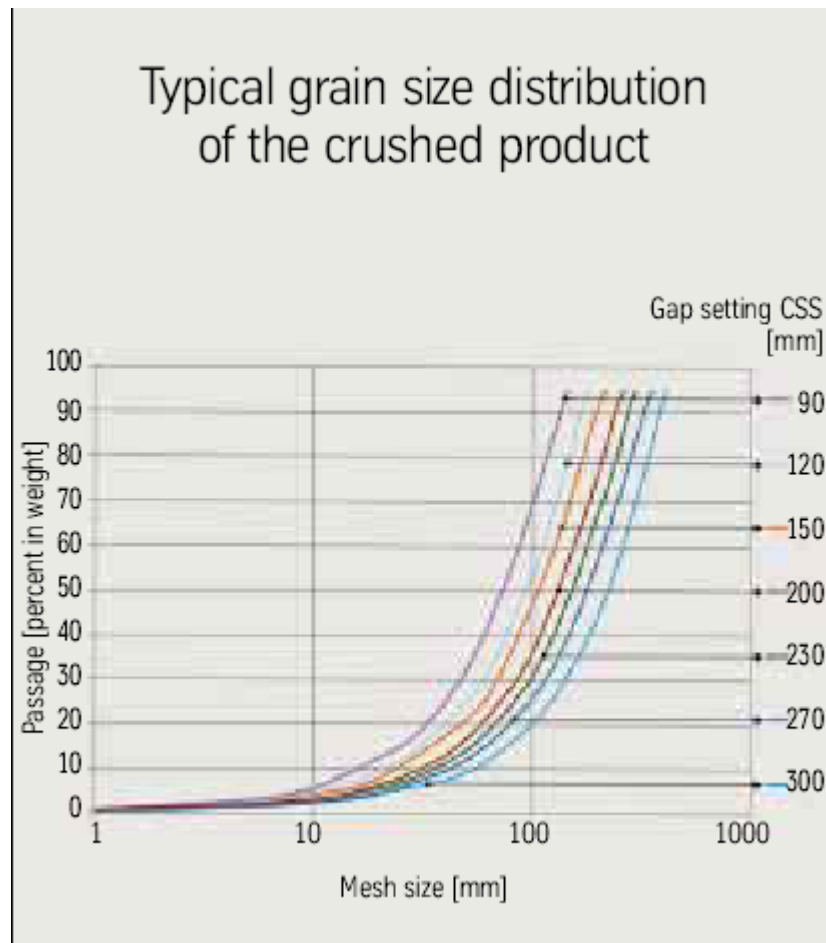
Nhận xét: Máy đập hàm của chúng ta chọn có mô hình tương tự như máy DB 18 -14 của nhà sản xuất.

BẢNG LIÊN HỆ GIỮA NĂNG SUẤT CỦA MÁY VÀ KHOẢNG XẢ



Dựa vào bảng thống kê trên, ta có thể thấy năng suất của máy có thể thay đổi từ 500-700 (T/h) , tương ứng với khoảng xả từ 220-320 mm.

BẢNG LIÊN HỆ GIỮA KHOẢNG XẢ VÀ KHỐI LƯỢNG CHUYỂN QUA SÀNG



Dựa vào bảng trên ta thấy với khoảng xả là 280 mm và với lỗ sàng là 250 mm thì khối lượng chuyển qua sàng khoảng 70%