

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO MÁY NGHIÊN ĐĨA, SỬ DỤNG ĐỘNG CƠ 1 KW

Trương Văn Thảo¹ và Phạm Phi Long²

¹ Khoa Công nghệ, Trường Đại học Cần Thơ

Thông tin chung:

Ngày nhận: 08/01/2013

Ngày chấp nhận: 19/06/2013

Title:

Designing & making disk mill machine using motor of 1 kW

Từ khóa:

Máy nghiền, máy nghiền đĩa, thiết kế máy nghiền đĩa

Keywords:

Mill machine, disk mill machine, disk mill machine design

ABSTRACT

The authors of College of Technology (Can Tho University – Vietnam) have been designed and made disk mill grinding machine using motor of 1 kW for training. Machine has dimension of (650 mm x 320 mm x 1.250 mm), theoretic productivity (G_{tt}) of 69,89 kg/h (dimension materials after milling (d), according to design objective is $d = 0,1 \pm 0,04$ mm). The machine had been run, of paddy (revolution (n) = 1400 revolution per minute (rpm), 3 times of running) realistic productivity of $G_{tt} = 13,09$ kg/h (d met the objective), for corn ($n = 1400$ rpm, 3 times) $G_{tt} = 50$ kg/h (d not met the objective, but fulfilment for feed), for corn (rpm = 1400, 4÷5 times) $G_{tt} = 17,22$ kg/h (d not met the objective), for corn ($n = 700$ rpm, 4 times) $G_{tt} = 5,83$ kg/h (d met the objective). The machine had been also run with wet materials.

TÓM TẮT

Tác giả của Khoa Công nghệ (Trường Đại học Cần Thơ – Việt Nam) đã tính toán, thiết kế và chế tạo máy nghiền đĩa, sử dụng động cơ 1 kW cho phục vụ giảng dạy. Máy có kích thước (650 mm x 320 mm x 1.250 mm), năng suất lý thuyết (G_{tt}) là 69,89 kg/h (kích thước của sản phẩm nghiền (d), theo mục tiêu đặt ra là $d = 0,1 \pm 0,04$ mm). Chạy thử nghiệm, với lúa (số vòng quay (n) = 1400 vòng/phút (vòng/ph - rpm), 3 lần chạy), máy có năng suất thực tế là $G_{tt} = 13,09$ kg/h (d đạt yêu cầu), với bắp ($n = 1400$ rpm, 3 lần chạy) máy có $G_{tt} = 50$ kg/h (d không đạt yêu cầu, nhưng đáp ứng được các yêu cầu của thức ăn gia cầm), và (4÷5) lần chạy (với cùng số vòng quay) máy có $G_{tt} = 17,22$ kg/h (d không đạt yêu cầu), với ($n = 700$ rpm, 4 lần chạy) máy có $G_{tt} = 5,83$ kg/h (d đạt yêu cầu). Máy có thể chạy được cả với nguyên liệu ướt.

1 PHẦN GIỚI THIỆU

Theo Vinanet (2011), Việt Nam có thế mạnh về trồng trọt, là một trong những quốc gia hàng đầu về xuất khẩu gạo, cà phê, hồ tiêu, hạt điều... nhưng cây trồng làm nguyên liệu chế biến TACN³ như bắp, đậu nành... lại rất thiếu, phải nhập khẩu. Hầu hết giá những

nguyên liệu này đều cao, giá bắp trồng trong nước lên đến 160 USD/tấn, nếu nhập khẩu bắp từ Mỹ chỉ 135÷145 USD/tấn, nên chi phí đầu vào của chăn nuôi cao hơn so với khu vực từ 10÷20%, nếu so với thế giới con số này lên đến 20÷25%. Đất nước chúng ta hiện nay có nền nông nghiệp đang phát triển theo hướng

hiện đại hóa nhằm đẩy mạnh phát triển kinh tế nông thôn.

Ngành chăn nuôi ở nước ta ngày càng phát triển lớn mạnh do đó kéo theo nhu cầu TACN³ dành cho vật nuôi ngày càng tăng. Tuy nhiên, nền công nghiệp sản xuất thức ăn chăn nuôi không đáp ứng được yêu cầu dẫn đến một thực trạng giá thức ăn cho vật nuôi ngày càng tăng, làm tăng thêm gánh nặng chi phí cho các nhà chăn nuôi.

Để góp phần làm giảm gánh nặng cho nhà chăn nuôi thì họ phải chủ động trong việc tìm kiếm thức ăn cho vật nuôi. Chẳng hạn có thể tự chế biến các loại thức ăn hỗn hợp đơn giản từ nguồn nguyên liệu sẵn có tại địa phương như các loại hạt tằm, cám, ngô... Để làm được việc đó người chăn nuôi cần các thiết bị phục vụ chế biến thức ăn chăn nuôi, trong đó các thiết bị nghiền là rất quan trọng.

Máy nghiền đĩa thường được sử dụng trong ngành sản xuất lương thực để nghiền bột vừa và bột mịn, do máy nghiền đĩa có năng suất thấp hơn một vài loại máy nghiền bột khác. Tuy nhiên, chúng có thể nghiền vật liệu ở dạng dẻo quánh, ướt mà các máy nghiền khác không nghiền bằng chúng. Một số ngành công nghiệp sử dụng bốn loại máy nghiền đĩa sau: máy có trục thẳng đứng làm quay đĩa trên, máy có trục thẳng đứng làm quay đĩa dưới, máy có trục nằm ngang làm quay một đĩa và máy có trục nằm ngang làm quay cả hai đĩa.

Hiện nay, tại Việt Nam máy nghiền dạng đĩa phòng thí nghiệm - sản phẩm thương mại của Cty TNHH Thuận Phát Hưng [THUPHAHU Co. Ltd], máy nghiền dạng đĩa công suất nhỏ có ít trên thị trường và phải nhập khẩu từ các nước khác như Trung Quốc (sản phẩm thương mại như máy nghiền đĩa kép (Chenzhong, Shandong - Trung Quốc) (95 ÷ 315 kW); và các loại máy nghiền đĩa loại nhỏ (sử dụng động cơ khoảng 2 kW) nhập khẩu qua đường tiểu ngạch), Đài Loan... Các máy này có mẫu mã tương đối đẹp và hạn chế được tiếng ồn cũng như việc phát sinh ra bụi trong lúc vận hành, nhưng giá thành hơi cao, dùng để nghiền bột khô và ướt các loại ngũ cốc. Các loại có công suất lớn như của

Zenith (3 kg/h ÷ 13 t/h), hoặc của Liên-xô cũ dùng để nghiền bột tre như các loại máy nghiền 1 đĩa và loại máy nghiền kép (45 ÷ 1.600 kW) (Nguyễn Văn Tân, 2009).

Công nghệ sản xuất TACN³ ở Việt Nam còn quá thấp so với nhu cầu thực tế. Các viện nghiên cứu ở nước ta chưa có kết quả nghiên cứu nào thành quy trình công nghệ hoàn chỉnh để có thể phổ biến đại trà vào sản xuất. Vì vậy, phần nhiều doanh nghiệp phải nhập công nghệ từ nước ngoài. Hầu hết các nhà máy đều có nhu cầu sử dụng hệ thống thiết bị có công suất 20 ÷ 40 tấn/giờ, nhưng những máy móc thiết bị loại này trong nước chưa sản xuất được buộc doanh nghiệp phải nhập khẩu từ châu Âu với chi phí rất đắt.

Vì vậy, việc “Thiết kế máy nghiền đĩa, động cơ 1 kW” để nghiền TACN³ là vô cùng cần thiết cho hộ chăn nuôi nhỏ, trước mắt là phục vụ giảng dạy.

2 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ

Các loại máy nghiền đều nghiền nhỏ vật liệu bằng một hoặc một vài tác dụng cơ học. Tùy theo kết cấu cụ thể của các loại máy nghiền mà chia ra gồm: máy nghiền trục, máy nghiền đĩa, máy nghiền chày con lăn, máy nghiền răng, máy nghiền búa, máy nghiền bi...

2.1 Nguyên tắc chà xát vỡ

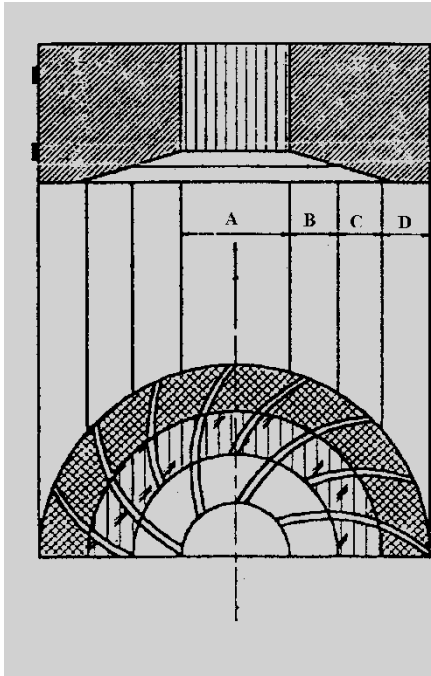
Nguyên tắc làm việc này chỉ dùng cho nghiền thô, nguyên liệu nghiền không có dầu. Máy làm việc theo nguyên tắc này còn gọi là máy xay kiểu thớt.

Để tăng khả năng nghiền của đĩa, tăng khả năng vận chuyển bột ra khỏi khe nghiền và tăng điều kiện thông gió... người ta thường gia công mặt đĩa thành các vành, các rãnh chìm có profin tam giác trên 2 mặt đĩa Hình 1 và Hình 2 (Nguyễn Như Nam và Trần Thị Thanh, 2000).

Xét trạng thái của 1 cục vật liệu nằm trong khe nghiền giữa 2 mặt đĩa nghiền. Cục vật liệu đang ở vị trí gặp nhau của 2 rãnh ab của đĩa quay nằm trên và cd của đĩa đứng im nằm dưới trong 1 máy nghiền đĩa có trục quay thẳng đứng trong Hình 3 (Nguyễn Như Nam và Trần

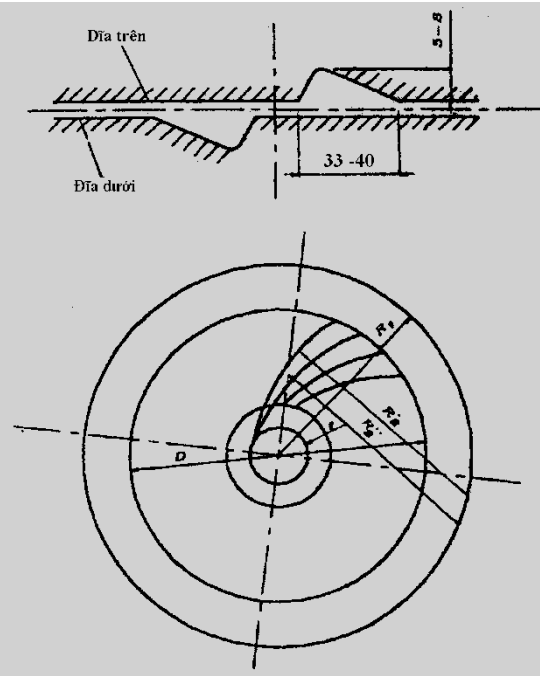
Thị Thanh, 2000). Áp lực của các rãnh lên cục vật liệu m được ký hiệu là P và P₁, gọi f là hệ số ma sát của cục vật liệu trên bề mặt đĩa thì $f = \tan \varphi$, với φ là góc ma sát. Dưới tác dụng quay của đĩa trên, cục vật liệu sẽ chuyển dịch

ra mép đĩa dọc theo rãnh cd nếu $\alpha > 2\varphi$ (Nguyễn Như Nam và Trần Thị Thanh, 2000) (trong đó, α là góc tạo bởi 2 tiếp tuyến của hai rãnh trên mặt hai đĩa tại vị trí cắt nhau (gọi là góc ôm hay góc kẹp).



Hình 1: Các vành trên mặt đĩa

A. Lỗ tiếp liệu; B. Vành nhận; C. Vành chuyển; D. Vành nghiền



Hình 2: Các rãnh trên mặt đĩa nghiền

2.2 Tính toán động lực học của máy

2.2.1 Lựa chọn nguyên liệu đầu vào

Chọn nguyên liệu đầu vào là ngô với ứng suất bền lớn nhất ($\sigma = 8,38.10^6 \text{ N/m}^2$), khối lượng riêng 700 kg/m^3 (Nguyễn Như Nam và Trần Thị Thanh, 2000), kích thước ban đầu $D_0 = 8,8 \text{ mm}$, vì sản phẩm sau khi nghiền được dùng làm TACN³ có kích thước $d = (0,6 \div 0,8) \text{ mm}$ nhưng theo tiêu chuẩn đặt ra là $d = (0,1 \div 0,04) \text{ mm}$ (chọn $d = 0,07 \text{ mm}$).

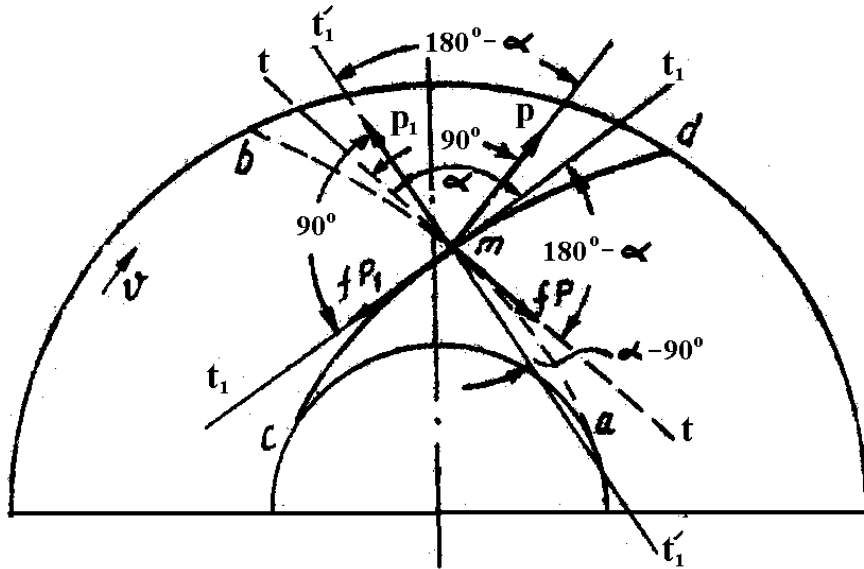
2.2.2 Lựa chọn nguyên lý hoạt động

Việc sử dụng rộng rãi máy nghiền đĩa được thể hiện bởi việc sản xuất bán thành phẩm đầu ra cao. Chúng thay thế cho các loại máy

nghiền khác ra (máy nghiền côn,...) nhờ hàng loạt các đặc tính ưu việt cơ bản là: khả năng nghiền khi nồng độ cao (đến 40%); tiêu hao năng lượng riêng thấp nhất; hiệu suất và công suất cao; tính tổ hợp, sự tăng trưởng kết cấu (khi công suất như nhau) đơn nhất lớn; lĩnh vực sử dụng rộng rãi nhất (nghiền xenlulô, bán thành phẩm, dăm gỗ...). Đề "Thiết kế chế tạo máy nghiền đĩa, sử dụng động cơ 1 kW" nghiền thức ăn cho chăn nuôi gia súc nhỏ hộ gia đình, trước mắt là phục vụ giảng dạy ta chọn sơ đồ máy như Hình 4.

2.2.3 Nguyên lý hoạt động

Quá trình nghiền được chia làm hai giai đoạn: nghiền thô và nghiền tinh.



Hình 3: Sơ đồ xác định góc ôm của máy nghiền đĩa

Quá trình nghiền thô: động cơ 11 quay thông qua bộ truyền đai 12 làm trục công tác 10 quay. Trên trục 10 có liên kết với đĩa đi động 13 thông qua khớp nối, làm đĩa đi động 13 quay với vận tốc nào đó. Khi nguyên liệu từ máng cấp liệu 1 rơi xuống phễu 16 để tránh liệu dính ở đáy ống trụ ren, nguyên liệu lọt vào tâm đĩa đi động 13, bị đĩa quay làm nguyên liệu bung ra nhờ lực ly tâm tác dụng lên nguyên liệu. Chúng di chuyển vào khe hở của hai đĩa tại đây xảy ra quá trình nghiền theo nguyên lý chà xát vỡ. Nguyên liệu bị hai đĩa chà xát vỡ ở dạng khô hoặc dạng ướt (tùy theo nguyên liệu ban đầu vào khô hay ướt). Trên đĩa đi động có các khe để tăng khả năng chà vỡ và thoát liệu nhanh. Sau khi nguyên liệu được xay thành hạt có kích thước nhỏ, nhờ lực ly tâm mà hạt sẽ theo cách rãnh thoát ra máng chứa sản phẩm nghiền. Máng nghiền thiết kế nghiêng để sản phẩm nghiền được thoát ra dễ hơn và chảy ra cửa thoát liệu 7.

Sau khi nghiền thô xong, tiến hành nghiền tinh bằng cách điều chỉnh khe hở của đĩa nghiền với độ nhỏ tùy theo yêu cầu, thông qua tay hiệu chỉnh khe hở hai đĩa 2. Cơ cấu hiệu chỉnh này có: lò xo 3 liên kết với đai thép 15 và nắp máy 18 bằng phương pháp hàn. Khi xoay tay điều chỉnh 2 về bên trái hoặc phải thì

đai thép 15, ống trụ có ren 18, máng cấp liệu 1, đĩa cố định 14 sẽ đồng thời di chuyển lên trên hoặc di chuyển xuống.

2.2.4 Thông số làm việc của máy

Xác định công suất của máy nghiền, N:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta} k \quad (\text{Tôn Thất Minh, 2010})$$

$$\Rightarrow N = \frac{N_{dc} \cdot \eta}{k}$$

Trong đó: - $N_{dc} = 1$ kW, công suất thiết kế của động cơ (cho trước)

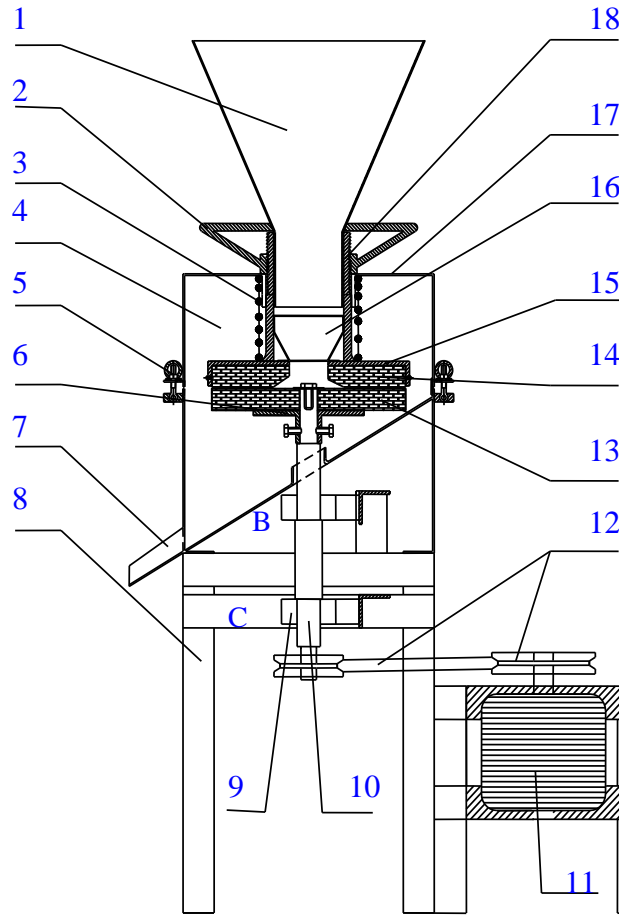
- k: hệ số dự trữ, $k = 1,1 \div 1,5$ chọn $k = 1,2$.

- Hiệu suất bộ truyền chung $\eta = \eta_1 * \eta_2$. (Nguyễn Văn Lâm và Nguyễn Trọng Hiệp, 2006)

$\eta_1 = 0,995$ hiệu suất của 1 cặp ổ lăn,

$\eta_2 = 0,96$ hiệu suất bộ truyền đai hời.

Từ các thông số đã cho ta tính được $N = 0,796$ kW.



Hình 4: Sơ đồ cấu tạo máy nghiền đĩa kiểu trục đứng loại 1 đĩa cố định 1 di động

- | | | |
|-------------------|-------------------|--------------------------|
| 1. Máng cấp liệu | 2. Tay điều chỉnh | 3. Lò xo |
| 4. Buồng nghiền | 5. Móc khóa | 6. Đĩa đỡ đĩa di động |
| 7. Cửa thoát liệu | 8. Khung máy | 9. Đai ốc và bạc đạn |
| 10. Trục | 11. Động cơ | 12. Bộ truyền đai |
| 13. Đĩa di động | 14. Đĩa cố định | 15. Đai thép cố định đĩa |
| 16. Phễu ống côn | 17. Nắp máy | 18. Ống trụ có ren |

Trong đó:

σ - Giới hạn bền nén của vật liệu,
 $\sigma = 8,38 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$,

E - Modun đàn hồi của vật liệu $= \sigma \frac{a}{l}$
 $8,38 \cdot 10^6 \frac{5,6}{8,9} = 5,27 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$

a - chiều dày của vật liệu, 5,6 mm (Nguyễn Như Nam và Trần Thị Thanh, 2000),

l - chiều rộng của vật liệu, 8,9 mm (Nguyễn Như Nam và Trần Thị Thanh, 2000),

ρ - trọng lượng riêng của vật liệu,
 $\rho = 700 \text{ kg/m}^3$

i - mức độ nghiền, $i = \frac{D_0}{d} = \frac{8,8}{0,07} = 125,71$

$\Rightarrow \lg i = 2,099$.

Từ các thông số trên ta có năng suất của máy nghiền, $G = 13,69 \text{ kg/h}$

2.2.5 Xác định đường kính đĩa quay và đĩa cố định

Từ công thức thực nghiệm ta có đường kính lớn nhất của đĩa:

$$Q = 0,9q_0 \frac{D^2 v (k-1)}{2k^3}, \quad (\text{t/h}), \quad (\text{Tôn Thất Minh, 2010})$$

$$\Rightarrow D^2 = \frac{Q \cdot 2k^3}{0,9q_0 v (k-1)}, \quad \text{m}$$

Trong đó:

Q – năng suất của máy nghiền đĩa, $Q = G = 13,69 \text{ kg/h} = 0,014 \text{ t/h}$

q_0 – năng suất riêng trên 1 m^2 bề mặt đĩa làm việc trong 1 giờ, đối với thóc $q_0 = 1,6 \text{ t/m}^2\text{h}$. Ngô chọn $q_0 = 1,3 \text{ t/m}^2\text{h}$

$k = D/d = 1,3 \div 1,7$ – tỉ số đường kính lớn nhất và nhỏ của đĩa nghiền. Chọn $k = 1,3$.

v – vận tốc của đĩa quay, $v = 12,5 \div 15 \text{ m/s}$.
Chọn $v = 14 \text{ m/s}$.

Từ các thông số trên ta có $D \approx 0,117 \text{ m} = 117 \text{ mm}$. Chọn $D = 250 \text{ mm}$ (vì đường kính đĩa nghiền theo kích thước hiện có ngoài thị trường).

Đường kính đĩa quay (D_1) = đường kính đĩa cố định (D_2) = D . Nếu chọn $D = 250 \text{ mm}$ thì $Q = G = 69,89 \text{ kg/h}$ (theo công thức trên).

2.2.6 Tính toán các bộ phận phụ trợ

2.2.7 Chọn động cơ

Từ các thông số tính toán được, chọn động cơ điện không đồng bộ 1 pha lồng sóc, kiểu KCL100Sa4 là một sản phẩm của Công ty CP chế tạo máy điện Việt Nam – Hungari 2 (VIHEM 2) (Công ty cổ phần chế tạo máy điện Việt Nam – Hungari2, www.dongcodien.com.vn) có các thông số kỹ thuật sau:

Bảng 1: Thông số kỹ thuật động cơ kiểu KCL100Sa4

Kiểu	Công suất (kW)	Tốc độ (rpm ⁴)	Dòng điện (A)	Hiệu suất (η , %)	Khối Lượng (kg)
KCL100Sa4	1,1	1450	6,9	74	26

(Nguồn www.dongcodien.com.vn)

Chọn động cơ ngoài thị trường có 1,1 kW (và rpm = 2800).

2.2.8 Thiết kế bộ truyền đai

Chọn loại đai O (Nguyễn Văn Lãm và Nguyễn Trọng Hiệp, 2006) với:

- Đường kính bánh đai nhỏ, $D_1 = 80 \text{ mm}$
- Đường kính bánh đai lớn¹, $D_2 = 160 \text{ mm}$
- Khoảng cách trục $A = 208 \text{ mm}$
- Số đai $Z = 2$

2.2.9 Tính toán trục

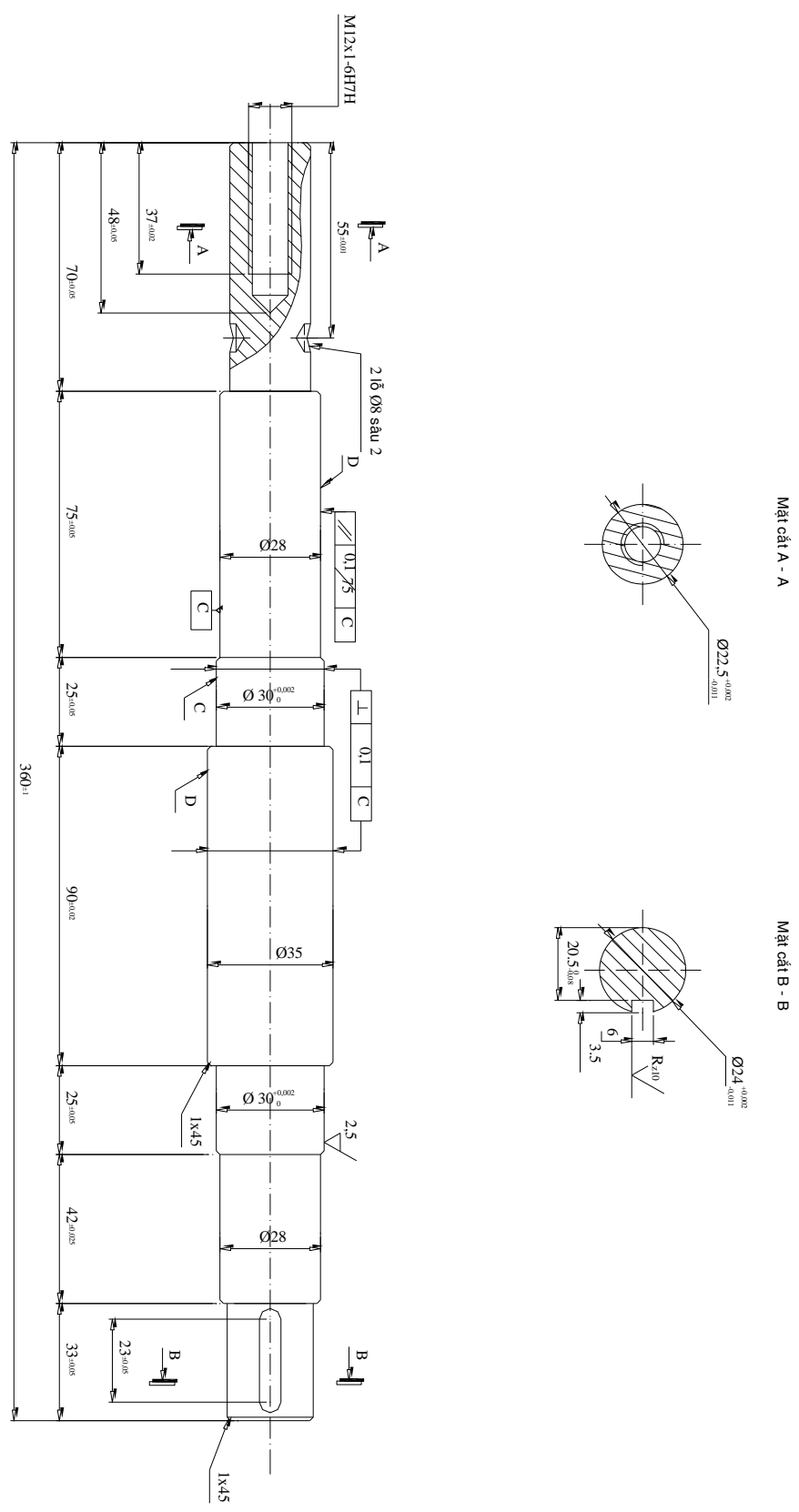
Khi máy làm việc trục được cố định thẳng đứng bởi hai gối đỡ, tuy nhiên đĩa quay cân

bằng không hoàn toàn, nên vật liệu chế tạo trục cần chọn vật liệu tốt, chọn thép 35. Sau khi tính toán, tại 2 ổ đỡ thì chọn đường kính trục là 30 mm như Hình 5.

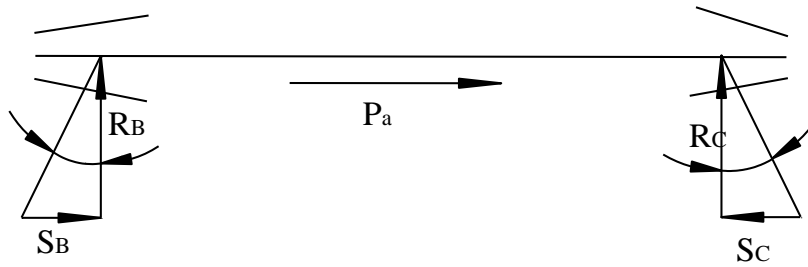
2.2.10 Thiết kế gối đỡ trục

Sau khi tính toán, nhận thấy lực hướng tâm ở gối C (chi tiết 9 – sơ đồ hoạt động Hình 3) lớn hơn gối B nên ta chỉ tính đối với gối trục C và chọn gối trục B cùng loại (Nguyễn Văn Lãm và Nguyễn Trọng Hiệp, 2006). Lấy ổ có kí hiệu 7606 (ổ côn đỡ chặn), đường kính trong $d = 30 \text{ (mm)}$, lấy $C_{\text{bảng}} = 100000$, đường kính ngoài cùng của ổ $D = 72 \text{ (mm)}$, chiều rộng ổ lăn $B = 29 \text{ (mm)}$, góc $\beta = 11^{\circ}10'$.

⁴rpm: revolution per minute (vòng/phút)



Hình 5: Trục máy



Hình 6: Phân tích lực ở ổ đỡ

P_a : lực gây ra do trọng lượng đĩa ($P_a = 50N$, giả sử đĩa nặng 5 kg)

3 KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Máy được gia công và lắp ráp theo thiết kế, sau đó cho chạy thử không tải để chỉnh sửa và cho chạy thử với các loại vật liệu để kiểm tra các mục tiêu đã đề ra.

3.1 Chạy thử nghiệm với hạt lúa

Ở đợt 1, chạy thử lúa với số vòng quay là 1400 rpm (động cơ có 2800 rpm, tỉ số truyền $\frac{1}{2}$, công suất động cơ 1,1 kW), kết quả như Bảng 2.

Bảng 2: Kết quả chạy thử nghiệm với lúa (n = 1400 rpm, độ mở cung cấp 100%)

Mẫu số	Khối lượng (g)	Thời gian (giây)	Năng suất (kg/h)	Cường độ I, (A)	Điện thế U, (V)	Công suất (kW)	Ghi chú
N1 (3 lần)	1000	272,9	13,19	5,6	220	1,22	Giá trị trung bình cho 6 nhóm (N), mỗi N có 9 mẫu [gồm 54 mẫu] (mỗi mẫu là 1 kg)
N2 (3 lần)	1000	282,6	12,74	6,1	220	1,33	
N3 (3 lần)	1000	270,9	13,29	5,4	220	1,20	
N4 (3 lần)	1000	269,8	13,34	5,4	220	1,18	
N5 (3 lần)	1000	271,9	13,24	5,5	220	1,21	
N6 (3 lần)	1000	281,4	12,79	6,0	220	1,32	
Trung bình	1000	274,9	13,09	5,7	220	1,25	

Vì vỏ lúa cứng và dai nên năng suất thực tế thấp, tuy nhiên % kích thước hạt sau khi nghiền thu được lớn hơn bắp và đạt theo yêu cầu (theo lý thuyết là $d = 0,1 \div 0,04$ mm), nhưng động cơ hơi bị quá tải.

3.2 Chạy thử nghiệm với hạt bắp

Trong đợt 1 (n = 1400 rpm), tiến hành thử nghiệm với bắp (Bắp là nguyên liệu có ứng suất và kích thước trung bình lần lượt là $\sigma_{tb} = 683,4$ N/cm² và $D_0 = 8,2$ mm), kết quả như trong Bảng 3.

Do hạt bắp có ứng suất bền lớn, nhưng giòn nên năng suất là 50 kg/h (d không đạt yêu cầu, nhưng đảm bảo làm thức ăn chăn nuôi).

Bảng 3: Chạy thử nghiệm với bắp (n = 1400 rpm, độ mở cung cấp 100%)

Lần	Khối lượng (kg)	Kích thước D (mm) d (mm)		Thời gian (s)	Năng suất (kg/h)
1	1	7,7	$1 \div 0,1$	74	49
2	1	8,8	$1 \div 0,1$	72	50
3	1	8,0	$1 \div 0,1$	71	51
Trung bình					50

3.3 Chạy thử nghiệm với hạt bắp

Do kích thước d của bắp trong chạy đợt 1 chưa đạt theo yêu cầu đề ra, nên ta tiếp tục thử nghiệm đợt 2 với số vòng quay giảm xuống còn 700 rpm (độ mở cung cấp 100%), kết quả như trong Bảng 4.

Bảng 4: Kết quả chạy thử nghiệm với bắp (n = 700 rpm, độ mở cung cấp 100%)

Mẫu số	Khối lượng (g)	Thời gian (giây)	Năng suất (kg/h)	Cường độ I, (A)	Điện thế U, (V)	Công suất (kW)	Ghi chú
N1 (4 lần)	1000	602,3	5,98	4,6	220	1,01	Giá trị trung bình cho 6 nhóm (N) mỗi N có 3 mẫu [gồm 18 mẫu] (mỗi mẫu là 1 kg)
N2 (4 lần)	1000	628,5	5,73	4,9	220	1,07	
N3 (4 lần)	1000	612,5	5,88	4,7	220	1,03	
N4 (4 lần)	1000	617,8	5,83	4,7	220	1,04	
N5 (4 lần)	1000	607,3	5,93	4,6	220	1,02	
N6 (4 lần)	1000	623,1	5,78	4,8	220	1,06	
Trung bình	1000	615,2	5,85	4,7	220	1,04	

Vì vòng quay giảm xuống, nên lượng cung cấp cũng giảm theo do đó năng suất trung bình là 5,83 kg/h (công suất trung bình động cơ 1,04 kW) theo Bảng 4, kích thước d đạt yêu cầu đã đề ra như trong). Nhưng đá di động hay bị vỡ do lực nén ép quá lớn (do tăng độ nén của lò xo. Chỉnh sửa bằng cách làm vòng kẹp ở chu vi đá hoặc dùng đá nghiền chuyên dùng.

3.4 Chạy thử nghiệm với đậu nành ngâm nước

Để so sánh sơ bộ với các máy loại nhỏ (từ 1 đến 2 kW nhập từ Trung quốc), nên cho máy chạy với đậu nành ngâm nước, kết quả như Bảng 5.

Bảng 5: Kết quả thử nghiệm với đậu nành ngâm nước (n = 1400 rpm, độ mở cung cấp 100%)

Mẫu số	Khối lượng (g)	Thời gian (giây)	Năng suất (kg/h)	Cường độ I, (A)	Điện thế U, (V)	Công suất (kW)	Ghi chú
Mẫu 1	3000	894,5	12,07	4,9	220	1,08	(mỗi mẫu là 3 kg)
Mẫu 2	3000	887,2	12,17	4,8	220	1,05	
Mẫu 3	3000	890,1	12,13	4,8	220	1,06	
Trung bình	3000	890,6	12,13	4,8	220	1,06	

Năng suất trung bình 12,13 kg/h (công suất trung bình động cơ 1,06 kW), tuy nhiên vì kinh phí có hạn nên trong những bước tiếp theo cần phải thử nghiệm thêm với mẫu ướt để tìm chế độ tối ưu.

4 KẾT LUẬN VÀ ĐỀ XUẤT

4.1 Kết luận

Máy được tính toán thiết kế để có thể chế tạo máy nghiền đĩa có các thông số kỹ thuật sau:

- Kích thước máy (650 mm x 320 mm x 1250 mm)
- Năng suất: $G = 69,89$ kg/h.
- Công suất động cơ: 1,1 kW (n = 2800 rpm).

Máy được chế tạo và chạy thử, đối với lúa (với n = 1400 rpm) năng suất thực tế (G_{tt}) là 13,09 kg/h (đ đạt theo yêu cầu theo mục tiêu đề ra), đối với bắp (với n = 1400 rpm)

$G_{tt} = 50$ kg/h (đ thích hợp cho chăn nuôi), đối với bắp (với n = 700 rpm) $G_{tt} = 5,83$ kg/h (đ đạt theo yêu cầu theo mục tiêu đề ra).

Đặc điểm của máy:

- Máy có kết cấu gọn nhẹ, bền vững.
- Máy vận hành thuận tiện, dễ dàng trong việc khắc phục các hư hỏng.
- Máy có thể chạy được các nguyên liệu ướt và khô.

4.2 Đề xuất

- Nên phổ biến rộng rãi máy ra hộ sản xuất nhỏ.
- Cần chạy thêm với mẫu nước để xác định chế độ tối ưu.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu được thực hiện dưới sự tài trợ kinh phí của Bộ Giáo dục và Đào tạo (kinh phí sự nghiệp khoa học công nghệ).

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Như Nam và Trần Thị Thanh, 2000. Máy gia công cơ học nông sản. Nhà xuất bản Giáo dục. Hà Nội. 285 trang.
2. Nguyễn Văn Lãm và Nguyễn Trọng Hiệp, 2006. Thiết kế chi tiết máy. Nhà xuất bản Giáo dục. Hà Nội. 379 trang.
3. Nguyễn Văn Tân, 2009. Nghiên cứu chế tạo đĩa nghiền nhằm nâng cao hiệu quả nghiền bột tre nứa trong sản xuất giấy. Luận văn thạc sỹ. Đại học Thái Nguyên. Thái Nguyên – Việt Nam. (trong trang website http://sinhviensonadezi.com/filet/Sinhviensonadezi.com---PDF_278.pdf)
4. Phần giới thiệu máy của website <http://vn.zenithcrusher.com/products/grinding/>, truy cập ngày 10/03/2012.
5. Phần giới thiệu sản phẩm của Công ty cổ phần chế tạo máy điện Việt Nam – Hungari2 trong website www.dongcodien.com.vn, truy cập 25/04/2012.
6. Tôn Thất Minh, 2010. Giáo trình máy chế biến lương thực. NXB Bách Khoa Hà Nội. Hà Nội. 312 trang.
7. Vinanet, 2011. Nhập khẩu thức ăn gia súc và nguyên liệu 8 tháng đầu năm tăng so với cùng kỳ. www.agro.gov.vn, truy cập 15/03/2012.
8. X VU'SNEPÔNXKI, 1986. Vẽ kỹ thuật. NXB Đại học và Giáo dục chuyên nghiệp Hà Nội. Hà Nội. 231 trang.