

THIẾT KẾ CƠ CẤU KẸP GIỮ TÚI BẦU

Designing press mechanism for keeping up the soil pot

Đỗ Hữu Quyết¹

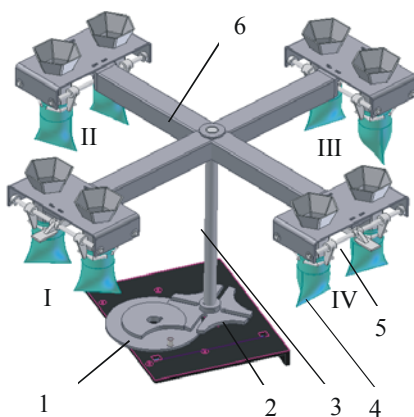
SUMMARY

The soil tube clamping part is one of the most important components of soil potting machine for sugar-cane propagation. This article presents the function and structure of soil tube clamping part as well as calculation on durability and hardness of the main link. Based on figures obtained from calculation, the soil tube clamping component has been designed, manufactured and assembled in the soil potting machine for sugar-cane propagation. The machine has been tested in actual condition. The testing results show good working ability of the tube clamping component and reliability of calculated figures.

Key words: Soil potting machine, clamping part, sugar-cane propagation.

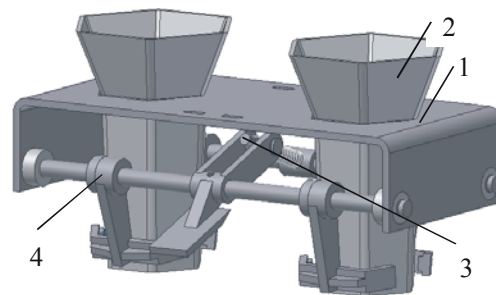
1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trên máy đóng bầu mía (hình 1), bầu mía giống được đóng hoàn thành sau 4 lần quay-dùng của bàn quay, qua 4 vị trí làm việc: tạo vỏ bầu (vị trí I), nạp giá thể sơ bộ (vị trí II), nạp hom (vị trí III), nạp giá thể lần 2 (phủ lấp hom) và dỡ bầu khỏi máy (vị trí IV). Cơ cấu kẹp giữ túi bầu (hình 2) có nhiệm vụ kẹp và giữ chặt lấy miệng túi bầu trong khoảng thời gian từ khi tạo vỏ bầu đến khi dỡ bầu khỏi máy [2].



Hình 1. Bàn quay và cơ cấu kẹp giữ túi bầu

1- Đĩa tay quay; 2- Chạc man; 3- Trục bàn quay;
4- Túi bầu; 5- Cơ cấu kẹp giữ túi bầu; 6- Bàn quay.



Hình 2. Cơ cấu kẹp giữ túi bầu:

1- Giá đỡ; 2- Họng cấp liệu;
3- Cơ cấu đóng mở kẹp; 4- Tay kẹp

Sau khi được tạo ra ở vị trí I, túi bầu được đưa đến vị trí II để nạp giá thể. Giá thể sẽ được trút từ trên xuống qua họng cấp liệu vào túi bầu. Sau khi nạp giá thể sơ bộ, bàn quay lại quay đi 90⁰ đưa túi bầu đến vị trí III. Tại vị trí này, mỗi túi bầu sẽ nhận được 1 hom do bộ phận nạp hom thả xuống. Bàn quay lại đưa túi bầu đã chứa giá thể nạp sơ bộ và hom mía đến vị trí IV. Tại vị trí IV, sau khi nhận nốt lượng giá thể phủ lấp hom, túi bầu sẽ được thả xuống phía dưới để đưa ra khỏi máy. Mục đích tính toán thiết kế cơ cấu kẹp giữ nhằm đảm bảo cho túi bầu luôn được giữ chắc chắn trong suốt quá trình được treo

¹ Khoa Cơ Điện, Đại học Nông nghiệp I

giữ dưới họng cấp liệu và chuyển động cùng với bàn quay, đồng thời các chi tiết của cơ cấu đảm bảo độ bền, độ cứng trong quá trình làm việc.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Để tính toán thiết kế cơ cấu kẹp giữ túi bầu cần xác định được lực tác dụng lên túi bầu tại các vị trí nguy hiểm. Đó là khi trút giá thể vào túi bầu, khi bàn quay đưa túi bầu đã chứa giá thể nạp sơ bộ và hom mía từ vị trí III sang vị trí IV và khi túi bầu đang được nạp giá thể lần 2 tại vị trí IV. Lực tác dụng lên túi bầu khi trút giá thể vào túi bầu có thể được xác định theo quan niệm xem quá trình trút giá thể vào túi bầu như một dây va chạm: Các hạt giá thể rời rạc liên tiếp rơi xuống túi bầu đứng yên trong khoảng thời gian Δt với vận tốc va chạm v nào đó [4]. Khi bàn quay đưa túi bầu từ vị trí III sang vị trí IV, túi bầu chịu tác dụng của lực quán tính ly tâm, lực quán tính tiếp tuyến do chuyển động quay không đều và trọng lượng bản thân. Khi này, lực tác dụng lên túi bầu được xác định theo nguyên lý cộng tác dụng của cơ học. Để xác định các lực quán tính tác dụng lên túi bầu, cần khảo sát chuyển động của bàn quay hay khảo sát cơ cấu Man trong pha quay. Để kiểm tra độ bền và độ cứng của cơ cấu kẹp giữ, sử dụng phần mềm ANSYS chạy trong môi trường Inventor.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Xác định lực tác dụng lên túi bầu ở trạng thái nguy hiểm nhất

Lực tác dụng lên túi bầu ở trạng thái nguy hiểm nhất được xác định trên cơ sở so sánh lực tác dụng lên túi ở các vị trí làm việc nguy hiểm.

Lực tác dụng lên túi bầu khi nạp giá thể

Khi nạp giá thể vào túi bầu tại vị trí II, có thể xem quá trình này như là sự va chạm mềm của một dòng các hạt có động lượng bằng nhau va chạm với túi bầu đứng yên. Tổng khối lượng giá thể nạp sơ bộ là 0,33 kg; chiều cao rơi của giá thể 0,3 m.

Khi này lực trung bình tác dụng lên túi bầu có thể xác định theo công thức:

$$F = -\Delta m \cdot \Delta v / \Delta t;$$

trong đó Δm là tổng khối lượng của các vật đã tham gia va chạm, $\Delta m = 0,33$ kg;

Δv là vận tốc va chạm, chính bằng vận tốc v của các hạt giá thể khi chạm vào túi bầu. Có thể xem sự rơi của các hạt giá thể là rơi tự do với vận tốc đầu $v_0 = 0$ m/s; chiều cao rơi $h = 0,3$ m, ta xác định được $\Delta t = \sqrt{2 \cdot h / g} = 0,25$ s; $v = gt = 2,43$ m/s.

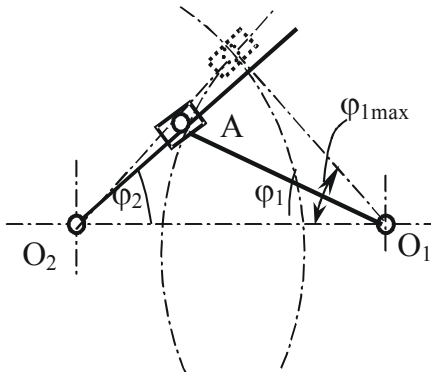
Từ đó có thể xác định được lực trung bình $F = 3,21$ N

Với hệ số tăng giá trị $k = 2$, lực lớn nhất tác dụng lên túi bầu khi nạp giá thể sẽ là 6,42 N.

Lực tác dụng lên túi bầu khi chuyển từ vị trí III sang vị trí IV

Khi bàn quay quay từ vị trí III sang vị trí IV, ngoài trọng lực trên túi bầu còn có tác dụng của các lực quán tính. Việc xác định các lực quán tính tác dụng lên túi bầu dựa trên kết quả khảo sát cơ cấu Man Bàn quay được truyền động nhờ cơ cấu Man 4 rãnh hướng tâm đối xứng. Có các thông số hình học và động học như sau:

- Bán kính tay quay: $r = 125$ mm;
- Bán kính vòng tròn bao đỉnh chạc: $R = 125$ mm;
- Khoảng cách tâm: $a = 176,75$ mm;
- Vận tốc góc của tay quay $\omega_1 = 1,05$ rad/s;



Hình 3. Sơ đồ tính toán động học cơ cấu Man

Khi khảo sát động học cơ cấu Man, ta xem cơ cấu Man như một cơ cấu Cu lít (hình 3) ứng với góc quay của khâu bị dẫn φ_1 thay đổi trong khoảng $(-45^\circ, +45^\circ)$ [3]. Gọi góc quay, vận tốc góc, gia tốc góc của tay quay và của chạc chữ thập lần lượt là $\varphi_1, \omega_1, \varepsilon_1$ và $\varphi_2, \omega_2, \varepsilon_2$. Từ hình vẽ, đặt $r/a = \lambda$ và biến đổi, ta được

$$\varphi_2 = \arctg \frac{\lambda \sin \varphi_1}{1 - \lambda \cos \varphi_1}$$

Đạo hàm biểu thức trên theo thời gian, ta được vận tốc góc và gia tốc góc của bàn quay:

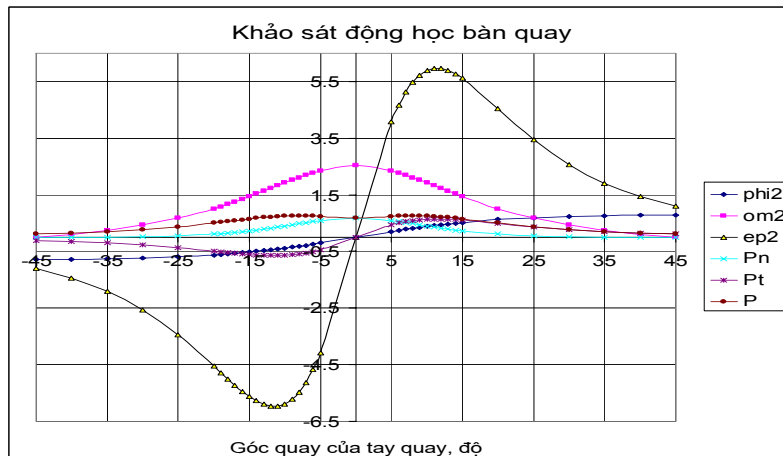
$$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \omega_1 \frac{\lambda(\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2};$$

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \cdot \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \omega_1^2 \cdot \frac{\lambda(1 - \lambda^2)\sin \varphi_1}{(1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2)^2};$$

Lực quán tính tổng cộng trên một túi bầu được xác định theo công thức:

$$P_{qt} = ml \cdot \sqrt{\omega_2^4 + \varepsilon_2^2}.$$

Trong đó $P_{qt}^n = ml\omega_2^2$ là lực quán tính ly tâm và $P_{qt}^t = ml\varepsilon_2$ là lực quán tính tiếp tuyến. Ở đây m - khối lượng túi bầu, l - khoảng cách từ tâm bàn quay đến trọng tâm túi bầu. Khảo sát các hàm $\varphi_2, \omega_2, \varepsilon_2$, với khối lượng túi bầu $m = 0,36$ kg, $l = 0,3$ m, ta xác định được lực P_{qt} . Kết quả được cho trên đồ thị hình 4.



Hình 4. Khảo sát động học lực học bàn quay

ph2- φ_2 ; om²- ω_2

ep2- ε_2 ; Pn- P_{qt}^n

Pt- P_{qt}^t ; P- P_{qt}

Từ đồ thị có thể thấy lực quán tính tổng cộng tác dụng lên túi bầu đạt giá trị lớn nhất ứng với góc quay của tay quay $\varphi_1 = 8^\circ$ và có trị số $P_{qt} = 0,76 \text{ N}$.

Hợp lực giữa lực quán tính và trọng lực cho ta lực tổng cộng tác dụng lên túi bầu khi túi bầu chuyển từ vị trí III sang vị trí IV:

$$P_t = \sqrt{(mg)^2 + P_{qt}^2} = 3,6 \text{ N}$$

Lực tác dụng lên túi bầu khi nạp giá thể lần 2

Lực tác dụng lên túi bầu khi này bằng trọng lượng phần giá thể và hom đã có trong túi bầu cộng thêm phần lực do trút giá thể bổ sung. Trọng lượng của túi bầu trước khi nạp giá thể lần 2 gồm trọng lượng giá thể nạp sơ bộ và trọng lượng hom mía (3,8 N). Phần lực sinh ra khi trút giá thể bổ sung tính được bằng 2,72 N. Vậy lực tổng cộng khi này là 6,52 N.

So sánh các trường hợp với nhau, ta xác định được trường hợp khi trút giá thể vào túi bầu tại vị trí nạp giá thể lần 2 là nguy hiểm nhất. Lực kẹp giữ miệng túi bầu phải được

tính toán theo trị số lực trong trường hợp này: 6,52 N.

3.2. Lực kẹp và kiểm tra độ bền má kẹp

Cơ cấu đóng mở kẹp giữ túi bầu là cơ cấu tay đòn 2 thể chết, đóng mở nhờ lò xo (hình 2). Theo kết cấu cơ cấu kẹp đã chọn, miệng ống được kẹp giữ miệng ống nhờ 4 má kẹp. Gọi áp lực tại mỗi má kẹp là N, hệ số ma sát giữa má kẹp với vỏ túi bầu là f, hệ số an toàn $k=2$, lực ma sát tổng cộng là F_{ms} , ta phải có:

$$F_{ms} \geq P_k \text{ hay } 4.2.N.f = k.P_k;$$

Thay các giá trị tương ứng $P_k = 6,52 \text{ N}$, $f = 0,3$, ta xác định được lực kẹp trên mỗi má kẹp $N = 5,54 \text{ N}$.

Sử dụng phần mềm Inventor để thiết kế, ta có hình dạng má kẹp như hình vẽ (hình 5). Chọn diện tích tiếp xúc giữa má kẹp và thành họng cấp liệu $S = 1 \text{ cm}^2 = 100 \text{ mm}^2$, ta có áp suất trên má kẹp $p = N/S = 5,54/100 = 0,055 \text{ N/mm}^2$.

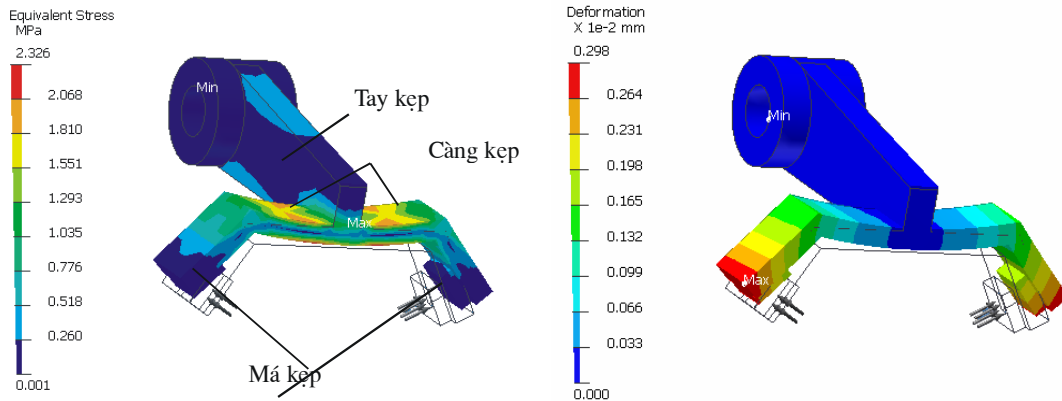


Table 3.3.1.1 Values

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	"Model"	1.16x 1 0-3 MPa	2.33 MPa	N/A
"Deformation"	"Model"	0.0 mm	2.98i10-3 mm	N/A

Hình 5. Trích kết quả chạy ANSYS tay kẹp không có gân tăng cường

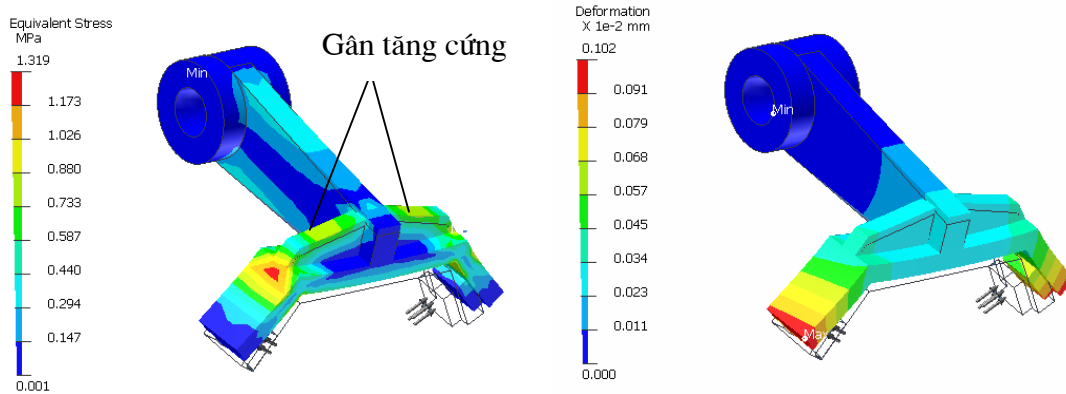


Table 3.3.1.1 Values

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
"Equivalent Stress"	"Model"	$1.02i10^{-3}$ MPa	1.32 MPa	N/A
"Deformation"	"Model"	0.0 mm	$1.02i10^{-3}$ mm	N/A

Hình 6. Trích kết quả chạy ANSYS tay kẹp có gân tăng cứng

Đặt tải trọng phân bố lên má kẹp theo trị số này và sử dụng chương trình ANSYS chạy trong môi trường Inventor [1], ta xác định được trường ứng suất, biến dạng trong má kẹp ứng với 2 phương án kết cấu: không làm gân tăng cứng cho má kẹp (hình 5) và khi má kẹp có gân tăng cứng (hình 6).

Từ kết quả thu được, ta nhận thấy việc thêm gân tăng cứng cho má kẹp có tác dụng rõ rệt: má kẹp có gân tăng cứng có các chỉ tiêu độ bền và độ cứng cao hơn so với má kẹp không có gân tăng cứng. Việc thêm gân tăng cứng cũng làm cho trường ứng suất và trường biến dạng trong má kẹp thay đổi. Trường ứng suất thay đổi cả dạng lẫn về trị số: trên má kẹp không tăng cứng ứng suất cực đại ($2,33 \text{ N/mm}^2$) đạt được tại chỗ tiếp giáp giữa càng kẹp và tay kẹp, còn trên má kẹp có gân tăng cứng ứng suất cực đại ($1,32 \text{ N/mm}^2$) đạt được tại điểm gãy của càng kẹp. Về biến dạng, trên má kẹp không tăng cứng, tay kẹp hầu như không bị biến dạng, hai càng kẹp bị biến dạng nhiều nhất và biến dạng cực đại ($2,98.10^{-3} \text{ mm}$) đạt được tại điểm ngoài cùng của càng kẹp; còn trên má kẹp có tăng cứng, cả tay kẹp lẫn càng kẹp đều bị biến dạng và biến dạng cực đại ($1,02.10^{-3} \text{ mm}$) đạt được cũng tại điểm ngoài cùng của càng kẹp.

Biết lực kẹp trên mỗi má kẹp, việc tính toán cơ cấu đóng mở tay kẹp, tính toán để chọn lò xo có thể tiến hành không mấy khó khăn nên không trình bày ở đây.

4. KẾT LUẬN

Đã tính toán lực tác dụng lên túi bầu trong các trường hợp chịu tải khác nhau, xác định được tải trọng lớn nhất làm cơ sở tính toán cơ cấu kẹp ($6,52 \text{ N}$), tính toán được lực kẹp đảm bảo giữ chắc chắn túi bầu và kiểm tra độ bền, độ cứng của má kẹp. Lực kẹp trên mỗi má kẹp phải không nhỏ hơn $5,54 \text{ N}$.

Cơ cấu kẹp giữ ống thiết kế theo các kết quả tính toán trên đã được chế tạo và lắp trên máy đóng bầu mía thử nghiệm. Sự làm việc tốt của cơ cấu kẹp giữ túi bầu trong thời gian thử nghiệm cho thấy các kết quả tính toán là đủ độ tin cậy

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Việt Hùng, Nguyễn Trọng Giảng (2003). *ANSYS và mô phỏng số trong công nghiệp bằng phần tử hữu hạn*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội.
- [2] Nguyễn Văn Nhiu (2003). “Nghiên cứu một số thông số của các bộ phận làm việc chính trên máy đóng bầu mềm cho mía”, Luận văn thạc sĩ kỹ thuật, Trường Đại học Nông nghiệp I, Hà Nội.
- [3] Đình Gia Tường, Tạ Khánh Lâm (2000). Nguyên lý máy tập 1, NXB Giáo dục, Hà Nội. Trang 342-344.
- [4] David Halliday, Robert Resnick, Jearl Walker (2000). Cơ sở vật lý tập 1 - Cơ học, NXB Giáo dục, Hà Nội, trang 337-342.