

KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ, CHẾ TẠO MÁY XỬ LÝ THỰC BÌ, VẬT LIỆU HỮU CƠ SAU KHAI THÁC RỪNG TRỒNG

Tô Quốc Huy¹, Nguyễn Văn Minh¹, Đoàn Văn Thu¹, Nguyễn Trọng Tuấn²,
Cao Chí Công², Bùi Việt Đức³, Nông Văn Nam³

¹*Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam*

²*Viện Nghiên cứu Công nghiệp rừng*

³*Học viện Nông nghiệp Việt Nam*

TÓM TẮT

Xử lý thực bì, cành lá, vỏ cây là công việc cần thiết sau mỗi chu kỳ khai thác, trồng lại rừng. Nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ để lại sau khai thác rừng trồng đáp ứng kịp thời yêu cầu của sản xuất, khắc phục thực trạng phát dọn thủ công với năng suất, chất lượng rất hạn chế do thiếu thiết bị cơ giới phù hợp. Thiết bị xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ được thiết kế, chế tạo lắp sau máy kéo công suất trên 50 mã lực, bộ phận làm việc có kết cấu dạng trống răng, truyền động thủy lực, làm việc theo nguyên lý băm cắt. Thiết bị có công suất mô tơ thủy lực $N_t = 23,41$ kW, bề rộng làm việc $B_c = 1,66$ m, đường kính trống răng $D_r = 0,53$ m, tốc độ quay của trống răng $n_t = 2.550$ vòng/phút. Liên hợp máy kéo MTZ 82 với thiết bị được thiết kế, chế tạo làm việc khá hiệu quả trên đất trồng rừng có độ dốc tới 25%. Năng suất đạt từ 1,6 - 2,33 ha/ca với thực bì là cây bụi tự nhiên, và từ 0,35 - 4,2 tấn/h cành lá, vỏ cây sau khai thác (tương ứng 2,4 - 2,8 ha/ca), độ dài vật liệu băm cắt từ 3,0 - 10,0 cm. Thiết bị thiết kế hoàn toàn chế tạo được ở trong nước với giá thành thấp, có thể trang bị, sử dụng hiệu quả tại các cơ sở sản xuất lâm nghiệp ở nước ta.

Từ khóa: Làm đất trồng rừng, máy xử lý thực bì, thiết bị cơ giới lâm nghiệp, vật liệu hữu cơ sau khai thác.

RESEARCH RESULTS ON THE DESIGN AND MANUFACTURE OF AN UNDERSTORY BIOMASS AND POST-HARVEST RESIDUES AND ORGANIC MATERIAL PROCESSOR FOR PLANTATION FORESTS

To Quoc Huy¹, Nguyen Van Minh¹, Doan Van Thu¹, Nguyen Trong Tuan²,
Cao Chi Cong², Bui Viet Duc³, Nong Van Nam³

¹*Vietnamese Academy of Forest Sciences*

²*Research Institute of Forest Industry*

³*Vietnam National University of Agriculture*

ABSTRACT

Treatment of forest residues, including understory vegetation, branches, and bark, is a necessary operation following each harvest and reforestation cycle. The research, design and manufacturing of machinery for processing forest residues and organic materials left after plantation harvesting is essential to meet the practical demands of production and to overcome the current reliance on labor-intensive manual clearing methods, which are limited in both productivity and quality due to the lack of suitable mechanized equipment. A residue processing equipment was designed and manufactured for attachment to agricultural tractors with engine power exceeding 50 hp. The working unit adopts a toothed-drum structure, operating based on a chipping and shredding mechanism, and is driven by a hydraulic transmission system. The equipment is powered by a hydraulic motor with a rated power of $N_t = 23.41$ kW, a working width of $B_c = 1.66$ m, and a drum diameter of $D_r = 0.53$ m, rotating at a speed of $n_t = 2,550$ rpm. The combination of the MTZ 82 tractor and the designed equipment demonstrated effective performance on reforestation sites with slopes up to 25%. The productivity ranged from 1.6 to 2.33 hectares per shift for natural shrub vegetation and from 0.35 to 4.2 tons per hour for post-harvest residues such as branches and bark, corresponding to 2.4 to 2.8 hectares per shift. The processed material length varied from 3.0 to 10.0 cm. The equipment is fully domestically manufacturable, cost-effective, and suitable for deployment at forest production units in Vietnam.

Keywords: Forestry mechanized equipment, forest residue processing machine, post - harvest organic material, site preparation for forest plantation.

I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hàng năm, cả nước có khoảng 250 - 300 nghìn ha rừng được khai thác và trồng lại. Thực bì, cành lá, vỏ cây sau khai thác có khối lượng khá lớn từ 17 đến 25 tấn/ha tùy thuộc vào loài cây và tuổi khai thác (Nguyễn Tiến Hiệp *et al.*, 2021). Khối lượng gỗ đưa vào chế biến khoảng 30 triệu m³ gỗ tròn, thải ra 16 triệu m³ củi/năm (Nguyễn Nguyên Cự *et al.*, 2024). Khối lượng vật liệu hữu cơ (VLHC) này cần được xử lý đúng kỹ thuật, tạo nguồn sinh khối hữu cơ bón trở lại cho các chu kỳ trồng rừng tiếp theo, đồng thời tạo hiện trường thuận lợi cho các khâu làm đất trồng và chăm sóc rừng. Các thiết bị xử lý thực bì, gốc cây bằng khung răng rà rế, rulo có gắn lưỡi cắt (Chopper Ruller)... lắp theo máy kéo xích công suất lớn cũng được một số nước nghiên cứu sử dụng, tuy nhiên chi phí năng lượng lớn, trang bị máy kéo công suất lớn rất đắt tiền, và chỉ có thể đạt hiệu quả cao tại những vùng trồng rừng tập trung, kích thước lô khoảnh lớn (FAO, 2016).

Hiện nay, do thiếu các thiết bị cơ giới chuyên dụng nên thực bì, cành lá, vỏ cây,... để lại sau khai thác chủ yếu được phát dọn thủ công hoặc sử dụng máy phát cỏ cầm tay phát dọn và rải đều trên mặt đất trước khi cày đất, đào hố trồng rừng. Một số nơi người dân còn phát đốt thủ công gây ảnh hưởng lớn đến môi trường và tiềm ẩn nguy cơ cháy rừng, không đáp ứng được các yêu cầu về quản lý rừng bền vững và điều kiện cấp chứng chỉ rừng.

Nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ để lại sau khai thác rừng trồng, đảm bảo tốt các yêu cầu kỹ thuật canh tác, góp phần đẩy nhanh và nâng cao tỷ lệ cơ giới hóa sản xuất lâm nghiệp.

II. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Phương pháp thiết kế, chế tạo

2.1.1. Các yêu cầu của thiết bị được thiết kế, chế tạo

- Thiết bị phải có khả năng băm cắt, xử lý được thực bì thân thảo, dây leo, cây bụi, cành lá để lại sau khai thác và rải đều trên mặt đất theo yêu cầu kỹ thuật chuẩn bị đất trồng rừng, chiều dài vật liệu băm cắt từ 3 - 10 cm;
- Năng suất đạt từ 1,5 - 2,3 ha/ca (tương ứng 0,19 - 0,28 ha/h), tùy thuộc vào khối lượng thực bì, vật liệu hữu cơ để lại sau khai thác và cấp độ dốc hiện trường đất trồng rừng;
- Thiết bị phải có khả năng di chuyển làm việc hiệu quả trên đất trồng rừng có độ dốc đến 25%.

2.1.2. Các bước thiết kế và chế tạo thiết bị

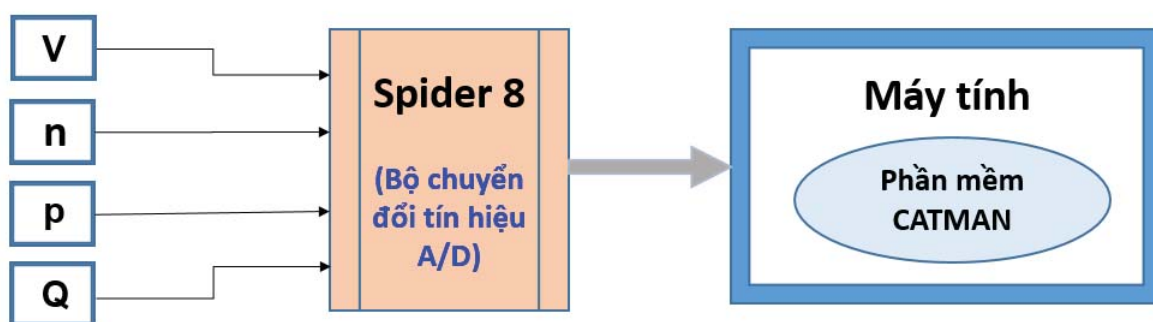
- Trên cơ sở tính chất, đặc điểm thực bì, cành lá, vỏ cây để lại sau khai thác, yêu cầu kỹ thuật xử lý, sử dụng lý thuyết về máy băm cắt, nghiên cứu các sản phẩm trong nông, lâm nghiệp như: Rơm rạ, thân cây ngô, dứa, thực bì, cành lá rừng trồng phân tích đánh giá lựa chọn nguyên lý làm việc và kết cấu cơ bản của thiết bị (Nguyễn Đức Toàn *et al.*, 2021).
- Mô phỏng thiết bị trên máy tính theo không gian 3 chiều bằng phần mềm Solidworks 2022, xác định kết cấu cơ bản, phương án kết nối liên hợp với máy kéo và các thông số kỹ thuật của thiết bị.
- Xác định các thông số động học, động lực học và kết cấu của thiết bị theo lý thuyết tính toán thiết kế máy.
- Tính toán thiết kế hệ thống truyền động thủy lực cho thiết bị trên cơ sở lý thuyết về động lực học thủy lực và mạch truyền động thủy lực.
- Lập bản vẽ thiết kế chi tiết, tổng thể của thiết bị bằng phần mềm Inventor.
- Xác định và phân tích trường ứng suất, biến dạng, độ mòn, mỏi và phá hủy của chi tiết cần

chế tạo nhờ phần mềm Solidworks 2022 (tính năng Stress Analysis) để kiểm tra độ bền, chạy thử trên mô hình xác định các thông số tối ưu, chọn vật liệu và công nghệ chế tạo.

- Chế tạo, lắp ráp và chạy thử hệ thống thiết bị được thực hiện tại xưởng gia công cơ khí thuộc Công ty TNHH Dịch vụ và Thương Mại Đại An, có địa chỉ khu công nghiệp Yên Mỹ II, tỉnh Hưng Yên. Các chi tiết máy được gia công chế tạo và lắp ráp theo đúng hồ sơ, bản vẽ thiết kế chế tạo đã được nhóm nghiên cứu xây dựng.

2.2. Phương pháp khảo nghiệm máy

Khảo nghiệm thiết bị xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ sau khai thác rừng theo phương pháp khảo nghiệm máy nông nghiệp. Dàn thí nghiệm được thiết lập, kết nối với hệ thống thiết bị đo hiện đại, sử dụng thiết bị đo đa kênh Spider 8 plus với các cảm biến xác định các chỉ tiêu, thông số kỹ thuật khảo nghiệm, gồm: Vận tốc máy kéo (V ; m/s); số vòng quay của trống răng (n ; vòng/phút); áp suất bơm thủy lực (p ; bar); chi phí nhiên liệu (Q ; kg/h) (Đoàn Văn Thu, 2021). Sơ đồ kết nối như hình 1.



Hình 1. Sơ đồ kết nối cảm biến với thiết bị đo đa kênh Spider 8 và máy tính

Thực hiện với 3 cấp độ dốc: dưới 15%, từ 15 đến 20% và từ 20 đến 25%. Các chỉ tiêu, thông số xác định gồm: Tính ổn định, an toàn của thiết bị và liên hợp máy; vận tốc làm việc của bộ phận cắt/bấm (vận tốc cắt, m/s); lực cản cắt (N/m); công suất làm việc thực tế của máy công tác (kW/h); năng suất xử lý thực bì (ha/ca); độ dài cắt/bấm của thực bì, cành lá (cm); chi phí nhiên liệu giờ (kg/h), chi phí nhiên liệu riêng (kg/ha).

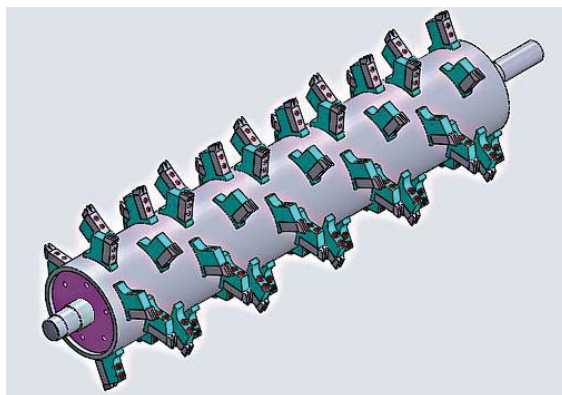
Khảo nghiệm được thực hiện tại hiện trường trồng rừng của Trung tâm Khoa học Lâm nghiệp Đông Bắc Bộ. Thực bì là cây bụi, sim mua, cao khoảng 1,5 m; cành lá, ngọn cây keo và bạch đàn để lại sau khai thác, đường kính cành ngọn dưới 7 cm. Mỗi dạng thực bì, vật liệu hữu cơ đều thực hiện khảo nghiệm với 3 cấp độ dốc, mỗi thí nghiệm thực hiện tối thiểu từ 1 đến 1,5 ca máy.

III. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

3.1. Kết quả nghiên cứu thiết kế, chế tạo Máy xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ

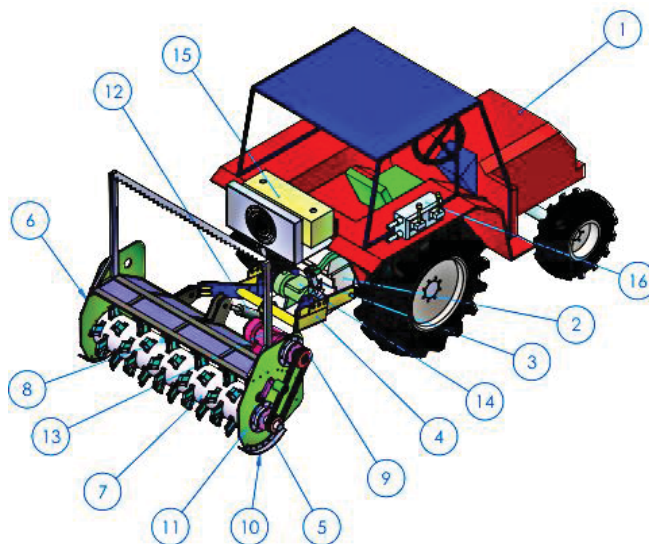
3.1.1. Nguyên lý làm việc, kết cấu và các chỉ tiêu kỹ thuật cơ bản

Trên cơ sở yêu cầu và điều kiện làm việc, phân tích đánh giá hoạt động của các thiết bị làm việc trong điều kiện tương tự (máy băm - nghiền rom rạ, thân cây dừa; băm phát thực bì, cỏ dại...), bộ phận làm việc của máy xử lý thực bì, VLHC được lựa chọn, xác định có kết cấu dạng trống răng (hình 2), làm việc theo nguyên lý băm cắt không có tấm kê. Bộ phận làm việc dạng trống răng đường kính lớn, có tính năng đáp ứng được các yêu cầu, điều kiện làm việc, chi phí năng lượng thấp, phù hợp với khả năng chế tạo sản xuất trong nước.



Hình 2. Bộ phận làm việc dạng trống răng

Kết cấu tổng thể của máy xử lý thực bì, VLHC liên hợp với máy kéo động lực được mô tả như trên hình 3.



Hình 3. Kết cấu máy xử lý thực bì & VLHC liên hợp với máy kéo

- | | |
|--|------------------------------------|
| 1. Máy kéo | 9. Cụm truyền đai |
| 2. Cụm bộ máy kết nối với máy canh tác | 10. Cụm ván trượt |
| 3. Cụm thanh đứng điều chỉnh góc nâng hạ | 11. Cụm bảo vệ vòng bi |
| 4. Cụm khung nâng hạ | 12. Cụm xi lanh điều chỉnh góc băm |
| 5. Tấm bích bên trái | 13. Động cơ thủy lực |
| 6. Tấm bích bên phải | 14. Bơm thủy lực |
| 7. Trục trống răng | 15. Thùng dầu và kết làm mát dầu |
| 8. Cụm khung bảo vệ trống băm | 16. Van phân phối |

Thiết bị xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ được thiết kế lắp đặt kết nối phía sau máy kéo bánh hơi qua cơ cấu treo ba điểm. Trống răng được thiết kế dạng ống thép rỗng, trên mặt có gắn các cụm răng băm cắt, liên kết với trục đỡ qua các đĩa theo chiều dài trống.

Hệ thống truyền động được thiết kế lựa chọn là truyền động thủy lực, do những ưu điểm như: dễ kết nối truyền động, điều khiển và truyền động mô men theo cả hai chiều xuôi và ngược, khắc phục được hiện tượng quá tải do tính chất vật liệu cắt không đều và đảm bảo an toàn cho hệ thống.

Nguyên lý hoạt động của liên hợp máy (LHM) được mô tả tóm tắt như sau: Khởi động máy kéo để động cơ đạt được số vòng quay nhất định, gài trực thu công suất (trục PTO) hoạt động truyền mô men quay M_t trực tiếp cho bơm thủy lực (14) làm việc, cung cấp lưu lượng dầu có áp suất cho động cơ thủy lực (13), mô men quay M_{tc} từ động cơ thủy lực được truyền cho trục trống răng (7) qua bộ truyền động đai (9), LHM được điều khiển di chuyển để trống răng (với vận tốc và mô men cần thiết) tiếp cận với thực bì, cành lá cây tại hiện trường, thực hiện băm cắt, đập nát và rải đều trên mặt đất.

3.1.2. Các thông số động học, động lực học và kết cấu của thiết bị

a) Tính toán vận tốc dao răng

Vận tốc máy băm cắt di động trường hợp va đập một lần được tính theo công thức (1 - 1) (Nguyễn Đức Toàn et al., 2018):

$$v_{ph} = \sqrt{\frac{K_d \sigma_{pv} \ln\left(\frac{a}{x_1}\right)}{\rho}};$$

$$v_{pv} = \sqrt{K_{cl} \ln\left(\frac{a}{x_1}\right)} = 456 \text{ m/s} \quad (1-1)$$

Trong đó: σ_{pv} - Ứng suất phá vỡ gỗ, thân cây,
 $\sigma_{pv} = 40 \text{ N/mm}^2$;
 K_d - Hệ số động lực, $K_d = 1,6 \text{ N/mm}^2$;
 ρ - Khối lượng riêng vật liệu,
 $\rho = 500 \text{ kg/m}^3$;
 $K_{cl} = K_d \sigma_{pv} / \rho$;
 $a = 2,25 D_{td} = 2,25 \times 60 = 135 \text{ mm}$;
 $x_1 = d_b = 16 \text{ mm}$.

Trong điều kiện va đập nhiều lần, vận tốc băm cắt được xác định theo công thức (1-2) như sau:

$$v_{ph} = \sqrt{K_{cl}(0,81+2,3 \lg \lambda_q)}; \quad (1-2)$$

Trong đó: λ_q - Mức độ băm va đập,
 $\lambda_q = D_{td}/d_b = 60/16 = 3,75$;
 K_{cl} - Hệ số động lực, $K_{cl} = 28.800 \text{ m}^2/\text{s}^2$

$$v_{ph} = \sqrt{28.800 (0,81+2,3 \lg 0,4532)} = 23,67 \text{ m/s}$$

$$v_b = \frac{v_{ph}}{1 - \beta_{ph}} = \frac{23,67}{0,6} = 39,46 \text{ m/s}$$

Chọn vận tốc thiết kế của dao răng là 40 m/s.

b) Xác định kích thước trống răng

- Trống răng được thiết kế dạng ống thép rỗng, liên kết với trục đỡ và truyền chuyển động qua các đĩa hàn cố định theo chiều dài trống.

Đường kính trống D được xác định theo công thức:

$$D = \sqrt{\frac{K_1 q}{q'}} \quad (1-3)$$

Trong đó: q - Khối lượng vật liệu cần băm cắt, tính theo năng suất cần thiết, năng suất thiết kế $Q_c = 1,5 - 2 \text{ ha/ca}$, tương ứng $q = 1.000 - 1.350 \text{ kg/h}$, chọn $q = 0,278 \text{ kg/s}$;
 q' là giá trị tải trọng lưu lượng cấp, $q' = 2 - 3 \text{ kg/s/m}^2$, chọn $q' = 2 \text{ kg/s/m}^2$;
 K_1 - Hệ số kích thước băm cắt.

$$D = \sqrt{\frac{1 \times 0,278}{3}} = 0,304 \text{ m}$$

Chọn đường kính trống D = 0,30 m

Vận tốc quay của trống

$$\omega = \frac{v_b}{R} = \frac{40}{0,15} = 266,7 \text{ rad/s}$$

Số vòng quay của trống là:

$$n = 30 \omega / \pi = 2.550 \text{ vg/ph}$$

- Chiều dài trống răng (L): Chiều dài trống răng chính là bề rộng làm việc (B_c) từ công thức tính toán năng suất của LHM

$$Q_c = 0,8.B_c.V_x.\tau_{sd} = 1,5 - 2 \text{ (ha/ca)}$$

Trong đó: B_c - Bề rộng làm việc của thiết bị (m);
 V_x - Vận tốc làm việc thực tế (km/h);
 τ_{sd} - Hệ số sử dụng thời gian làm việc.

Xác định được $B_c = 1,66 \text{ m}$, chọn bề rộng làm việc $L = B_c = 1,66 \text{ m}$

Năng suất băm cắt tính theo khối lượng:

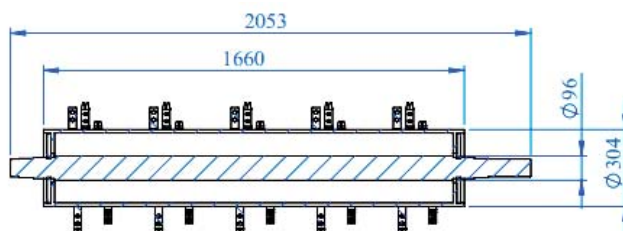
$$Q_{ckl} = 3.600 (k_c.a.b.v_c)/q_c \text{ (tấn/h)} \quad (1-5)$$

Trong đó: a - Độ dày lớp vật liệu băm cắt phụ thuộc vào đường kính làm việc của trống và chiều cao răng, $a = 0,05 \text{ (m)}$;
b - Bề rộng lớp vật liệu, lấy bằng $0,5 L$;
 k_c - Hệ số nạp liệu, $k = 0,5$;
 v_c - Tốc độ băm cắt (m/s), $v_c = 40 \text{ m/s}$;
 q_c - Khối lượng riêng của vật liệu cành lá, $q_c = 0,50 \text{ tấn/m}^3$.

Ta có $Q_{ckl} = 6,20 \text{ (tấn/h)}$, hoàn toàn đáp ứng năng suất yêu cầu.

- Độ dày thành trống (b): được tính toán xác định $= 18 \text{ mm}$, đảm bảo độ bền, không bị biến dạng khi hàn các đế lắp răng và độ cứng vững khi làm việc.

Cấu tạo trống răng được thể hiện như trên hình 4.



Hình 4. Cấu tạo trống răng của thiết bị xử lý thực bì và VLHC

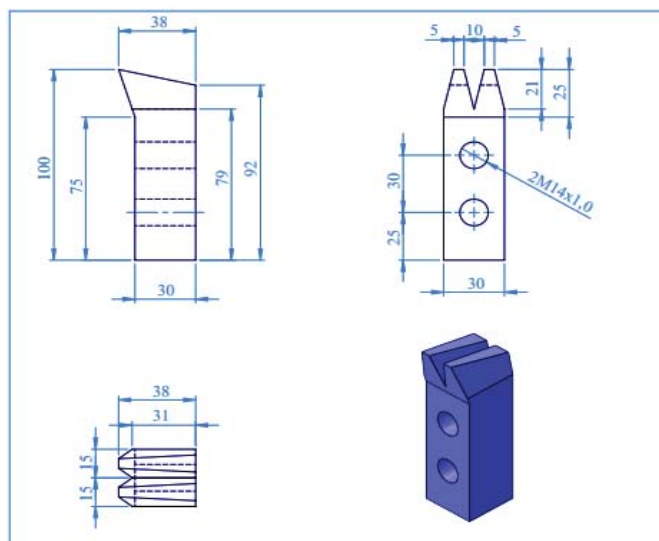
c) *Tính toán kích thước răng băm cắt và số lượng răng:* Răng băm cắt gồm dao răng và đế lắp răng.

- Bán kính làm việc của trống răng (R_b) là khoảng cách từ tâm trống đến đầu dao răng, với trống răng loại đường kính lớn chọn $R_b = 250 \text{ mm}$;

- Dao răng: Kích thước chiều cao răng L_r tính theo công thức, $L_r = R_b/\lambda$; hệ số băm cắt $\lambda = 2,5$; $L_r = 250/2,5 = 100 \text{ mm}$; chiều cao dao răng thiết kế là 100 mm ;

Bề rộng dao răng b_r và chiều dày dao răng d_r : phụ thuộc vào tính chất vật liệu băm cắt và công suất của trống răng, để đảm bảo kết cấu và độ bền chọn $b_r = 30 \text{ mm}$, $d_r = 30 \text{ mm}$.

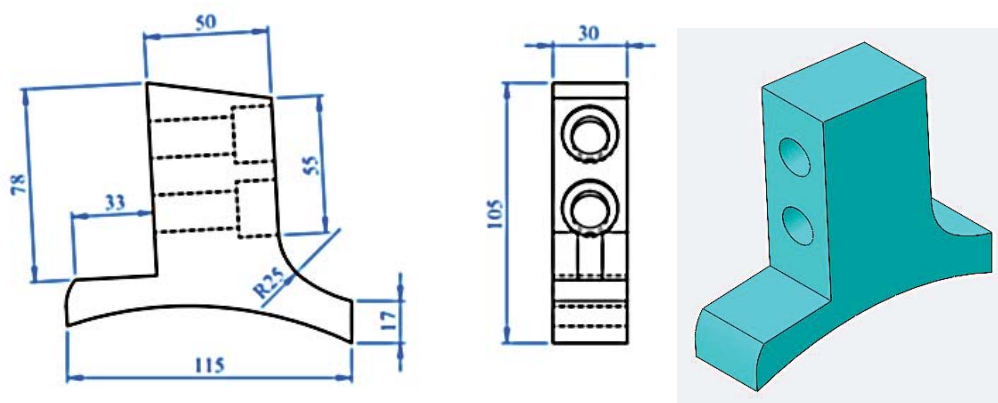
Cấu tạo dao được thiết kế như trên hình 5, đầu răng được xẻ đôi theo hình răng chuột để nâng cao khả năng băm cắt vật liệu cứng như thân, gốc cây; vật liệu chế tạo răng được sử dụng là thép SKD11 để đảm bảo độ bền làm việc.



Hình 5. Cấu tạo dao răng

- Đế lắp răng: Đế lắp răng được thiết kế đồng bộ với dao răng, các kích thước và góc tựa đảm bảo khi lắp lên trông cạnh sắc của dao

răng có góc trước là 15^0 (tiêu chuẩn của dao băm gỗ là từ $13 - 18^0$), cấu tạo đế lắp răng như trên hình 6.



Hình 6. Cấu tạo đế lắp răng

- Số lượng răng: Số lượng răng tối thiểu được xác định theo kích thước bề rộng băm cắt của răng và chiều dài trống, đảm bảo chất lượng băm cắt của thiết bị (cắt hết theo chiều dài trống và độ dài vật liệu cắt).

Số lượng răng được tính theo công thức:

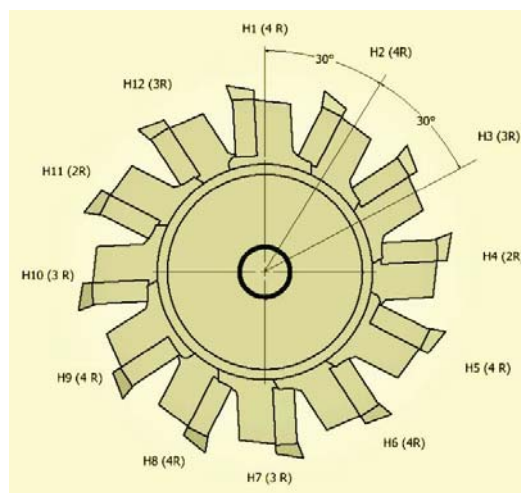
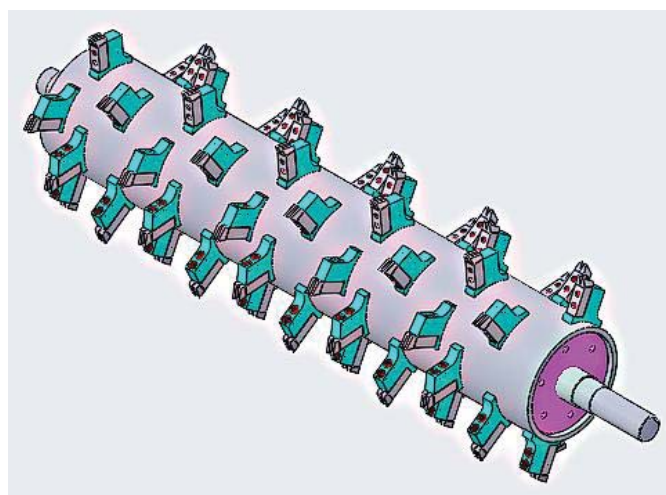
$$Z = K_z \cdot L/b_r \quad (1-6)$$

Trong đó: K_z - Hệ số chồng lán, với số răng tối thiểu $K_z = 1,0$;
 L - Chiều dài trống;
 b_r - Bề rộng làm việc của răng
 (Srivastava, A. K. et al., 2006).

$$Z = 1 \times 1,55/0,03 = 51 \text{ (chiếc)}$$

Số lượng răng tối thiểu được xác định, $Z = 51$ (chiếc).

Vị trí dao răng được bố trí đều theo các góc quay trên bề mặt trống răng (hình 7) và so le giữa các hàng trên đường sinh mặt trống, đảm bảo chất lượng băm cắt đồng đều và triệt để trên toàn bộ chiều dài trống răng, lực cản cắt được phân bố đều ở các góc quay và dọc theo chiều dài trống, tạo sự cân bằng khi làm việc.



Hình 7. Thiết kế phân bố vị trí răng băm cắt trên trống quay

d) Tính toán công suất máy

Công suất máy băm băm cắt thực bì được xác định theo công thức:

$$N_b = \frac{k_{vt} \cdot z \cdot m_b \cdot v_b^2 \cdot n}{120} \quad (1-7)$$

Trong đó: k_{vt} - Hệ số phụ thuộc vào vận tốc vòng của trống răng, xác định bằng thực nghiệm, vận tốc làm việc của dao băm cắt $v_b = 40$ m/s, tương ứng $k_{vt} = 0,015$; m_b - Hệ số lực cản băm cắt của vật liệu, lấy tối đa theo lực cản băm gỗ;

$$N_b = 0,015 \times 51 \times 0,9 \times 40^2 \times 2.550/120 = 23.409 \text{ W} = 23,41 \text{ kW}$$

Mô men cản trống răng:

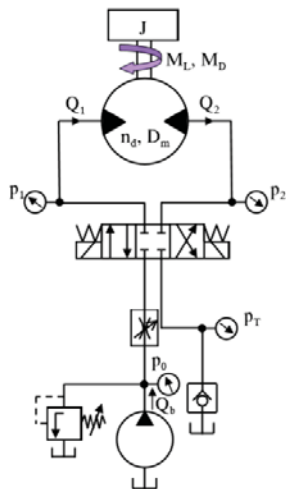
$$M_c = 9,55 \times 10^6 \times N_b/n = 87,67 \text{ Nm}$$

e) Tính toán hệ thống truyền động

Hệ thống truyền động cho bộ phận làm việc của máy băm cắt, bao gồm truyền động thủy lực kết nối từ trục PTO của máy kéo và truyền động đai kết nối từ trục động cơ thủy lực tới trục trống răng.

- Tính toán hệ thống truyền động thủy lực:

Hệ thống truyền động thủy lực bao gồm các phần tử chính: Bơm thủy lực, Van phân phối, điều khiển; Động cơ thủy lực; Thùng dầu và hệ thống làm mát dầu thủy lực, (Lê Văn Thái *et al.*, 2018). Sơ đồ mạch truyền động thủy lực như trên hình 8.



Hình 8. Sơ đồ mạch truyền động thủy lực cho máy xử lý thực bì & VLHC

Công suất hệ thống truyền lực đảm bảo công suất $N_b = 23,41$ kW và tốc độ quay $n = 2.550$ vòng/phút cho bộ phận công tác máy xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ theo tính toán.

- Động cơ thủy lực: Từ mô men cần thiết của trống băm, có thể xác định lưu lượng động cơ thủy lực theo công thức:

$$V_m = \frac{20M\pi\eta}{p}; M = i \cdot M_c \quad (1-8)$$

Trong đó: i_d - Tỷ số truyền của bộ truyền đai, $i_d = 1,5$; chọn áp suất làm việc của hệ thống $p = 120$ bar.

$$V_m = 20 \times 1,5 \times 68,76 \times 3,14 \times 0,95/120 = 65,37 \text{ cm}^3/\text{vg}$$

Với lưu lượng riêng xác định được, chọn motor thủy lực MBF 10.4.56 có thông số lưu lượng riêng $66 \text{ cm}^3/\text{vg}$, mô men xoắn 168 N.m , vận tốc cực đại 3.750 vòng/phút, công suất tối đa 42 kW .

- Bơm thủy lực: phải đáp ứng được áp suất, lưu lượng của motor và hệ thống, thường dựa vào p_b và Q_b của bơm,

$$Q_b = n \cdot V \cdot \eta_v \cdot 10^{-3} \text{ (lít/phút)} \quad (1-9)$$

Trong đó: n - Số vòng quay (vòng/phút); V - Lưu lượng riêng của bơm (cm^3/vg); η_v - Hiệu suất thể tích (%).

$$p_b = \frac{M \times \eta_{hm}}{V} \times 10^{-2} \text{ (bar)} \quad (1-10)$$

Công suất truyền động cho bơm thủy lực, N (kW)

$$N = \frac{p_b \cdot Q_b}{6 \cdot \eta_t} \cdot 10^{-2} \text{ (kW)} = N_b/\eta_t \quad (1-11)$$

Trong đó: M - Mô men trên trục PTO nối với bơm (Nm); η_{hm} - Hiệu suất cơ và thủy lực (%); η_t - Hiệu suất toàn phần = $0,75$ (%). $N = 23,41/0,75 = 31,21$ (kW)

Như vậy các máy kéo có công suất của trục PTO $\geq 24,48$ kW (máy kéo Yanmar F535D, MTZ 50, MTZ 80, MTZ 82) là hoàn toàn đáp ứng.

Bơm thủy lực được kết nối và nhận truyền động từ trục PTO của máy kéo với các cấp tốc độ $540, 750, 950$ và 1.050 vòng/phút. Do yêu cầu lưu lượng cung cấp cho motor thủy lực lớn để tạo ra tốc độ quay theo yêu cầu của bộ phận công tác là 2.550 vòng/phút, có thể lựa chọn tốc độ truyền động của PTO cho bơm là 950 vòng/phút hoặc 1.050 vòng/phút.

Tỷ số truyền giữa bơm và motor là

$$i = \frac{2.550}{1,5 \times 950} = 1,789$$

Lưu lượng cần thiết của bơm:

$$V = 1,789 \times 56 = 100,184 \text{ cm}^3/\text{vòng}$$

Như vậy có thể lựa chọn bơm thủy lực loại bánh răng ăn khớp trong HW100G - 4 có lưu lượng riêng 100 cm³/vòng, áp suất định mức $p_{dm} = 16$ Mpa, áp suất cực đại $p_{max} = 25$ Mpa.

- Tính toán bộ truyền động đai:

Với công suất 23,41 kW, số vòng quay 2.550 vòng/phút, tính toán và chọn theo tiêu chuẩn ta được loại đai YA với tiết diện đai ($a \times h$): 13 × 10; đường kính bánh đai chủ động $D_1 = 250$ mm.

Kiểm tra vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1.000} < (30 - 35) \text{ m/s}$$

$$v = 3,14 \times 250 \times 1.800 / (60 \times 1.000) = 23,55 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$$

Như vậy kích thước bánh đai dẫn động lựa chọn là hợp lý.

Đường kính bánh đai bị động:

$$D_2 = n_1 D_1 (1 - \delta) / n_2 = 0,7 \times 250 \times (1 - 0,02) = 171,5 \text{ mm}$$

Chọn D_2 theo tiêu chuẩn: $D_2 = 170$ mm

Tỷ số truyền thực tế: $i = D_2 / D_1 = 0,68$

Chiều dài đai: sơ bộ chọn khoảng cách trục $A = 500$ mm

$$\begin{aligned} L &= 2A + 0,5\pi (170 + 250) + (D_2 + D_1)^2 / 4A \\ &= 2 \times 500 + 0,5 \times 3,14 \times 420 + 420^2 / 4 \times 500 \\ &= 1.747,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Chọn chiều dài đai theo tiêu chuẩn: $L = 1.850$ mm

Xác định số lượng đai theo công thức:

$$Z = \frac{P_1 K_d}{[P_0] C_\alpha C_1 C_u C_z} = (81,2 \times 1,1) / (14 \times 0,98 \times 2,1 \times 1,5 \times 0,9) = 2,8$$

Chọn số đai là 3

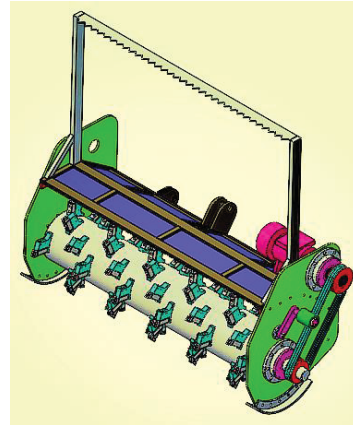
Chiều rộng bánh đai:

$$B = (Z - 1)t + 2e = (3 - 1) \times 15 + 2 \times 10 = 50 \text{ mm}$$

Với $e = 15$ được tra tại bảng 1 (TCVN 2342: 1978:

Yêu cầu kỹ thuật Bánh đai), chọn $B = 55$ mm.

Trên cơ sở các kết quả tính toán các thông số kỹ thuật bộ phận làm việc, khung máy, hệ thống truyền động, kết cấu máy bấm cắt với bộ truyền động đai được mô phỏng như trên hình 9.

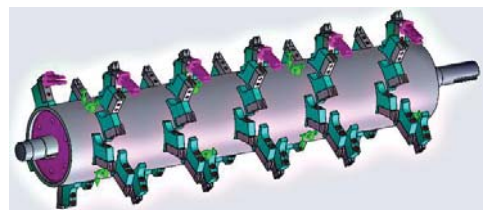


Hình 9. Bộ phận làm việc máy xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ

Các thông số hình học, vật liệu, công nghệ chế tạo của thiết bị được chi tiết tại các bản vẽ thiết kế chế tạo.

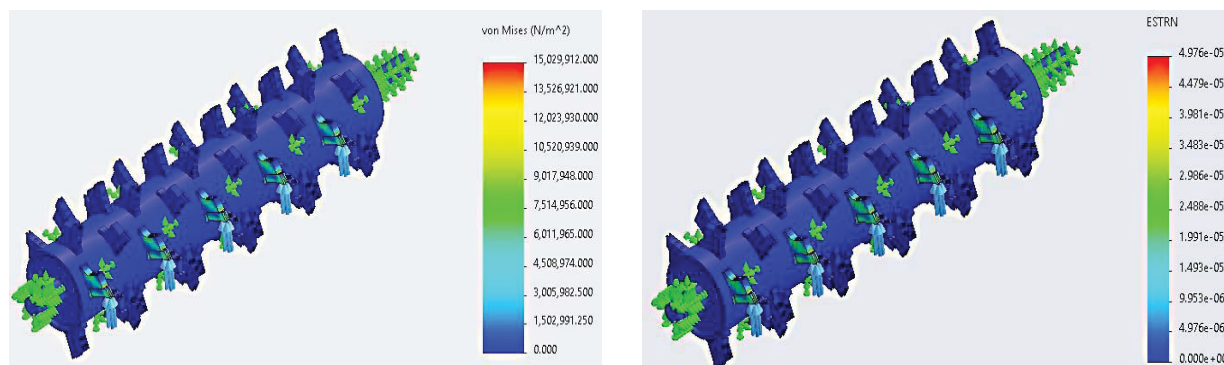
f) Kiểm tra bền

Các chi tiết, bộ phận thiết kế đều được tính toán kiểm tra bền, sử dụng phần mềm Solidworks 2022 thông qua chức năng Stress Analysis để xác định các ứng suất trên chi tiết và toàn bộ thiết bị. Kết quả kiểm tra ứng suất bền của bộ phận làm việc và trống bấm cắt cho thấy, hệ thống hoàn toàn đảm bảo độ bền khi làm việc, một số hình ảnh kết quả kiểm tra bền như trên hình 10.



Hình 10: Hình ảnh đặt lực và kết quả kiểm tra bền thiết bị dao răng

- Kết quả kiểm tra ứng suất, biến dạng của trống răng (hình 11).

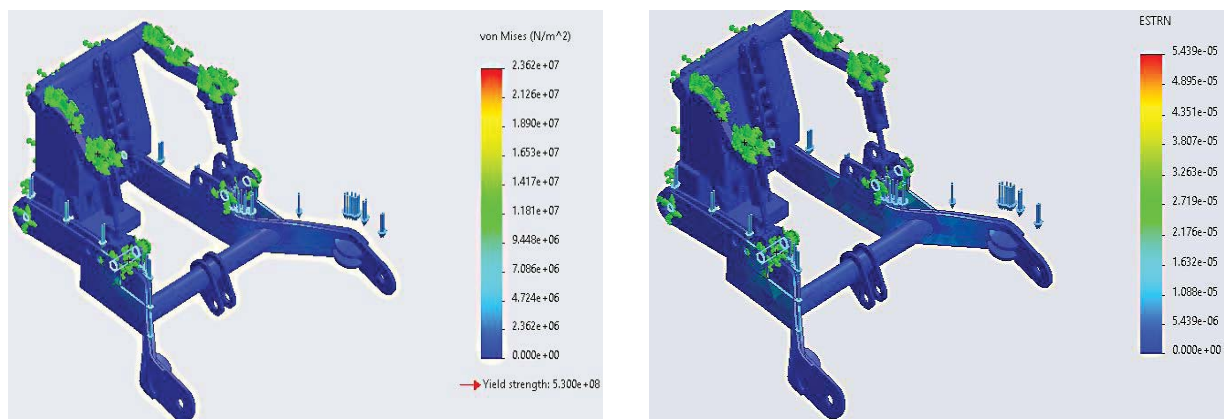


Hình 11. Kết quả kiểm tra ứng suất và biến dạng

Kết quả mô phỏng kiểm tra độ bền của trống răng cho thấy ứng suất von Mises lớn nhất phân bố tại vùng tiếp xúc giữa dao cắt và thân trống, đạt giá trị khoảng 15,03 MPa. Giá trị này thấp hơn đáng kể so với giới hạn bền của vật liệu chế tạo (thép hợp kim, σ cho phép > 137 MPa), do đó đảm bảo an toàn làm việc. Biến dạng tương ứng

phân bố đều trên bề mặt thân trống và dao, với giá trị lớn nhất khoảng $4,976 \times 10^{-5}$, cho thấy hệ thống làm việc ổn định, không xảy ra biến dạng dư hoặc phá huỷ tại các vùng chịu tải chính.

- Kết quả kiểm tra ứng suất và biến dạng hệ thống nâng hạ (hình 12).



Hình 12. Kết quả kiểm tra ứng suất và biến dạng hệ thống nâng hạ

Đối với hệ thống nâng hạ, kết quả kiểm tra cho thấy ứng suất von Mises lớn nhất đạt khoảng 23,62 MPa, tập trung tại các vị trí liên kết giữa khung nâng và tay đòn. Giá trị này thấp hơn nhiều so với giới hạn chảy của vật liệu (530 MPa), như vậy kết cấu đủ khả năng chịu tải trong quá trình vận hành. Biến dạng tổng có giá trị lớn nhất là $5,439 \times 10^{-5}$, phân bố đều tại các vùng chịu lực chính như gối liên kết và khung chịu kéo. Mức biến dạng nhỏ chứng tỏ kết cấu được

thiết kế có độ cứng cao, đảm bảo ổn định hình học khi làm việc.

g) Chế tạo và lắp đặt

Trống răng sau khi chế tạo được cân bằng động trên thiết bị chuyên dùng đảm bảo cân bằng khi làm việc với tốc độ 2.500 vòng/phút.

Các thông số kỹ thuật chính của máy xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ sau khai thác được chi tiết tại bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật chính của máy xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ

TT	Thông số, chỉ tiêu kỹ thuật	Đơn vị tính	Trị số
1	Công suất máy, N_t	kW	23,41
2	Năng suất: - Theo khối lượng băm cắt: - Theo diện tích:	tấn/h ha/ca	6,2 1,6 - 2,3
3	Tốc độ làm việc trống răng, n	vg/ph	2.200 - 2.550
4	Kích thước vật liệu sau khi xử lý băm, cắt (chiều dài)	cm	3 - 10
5	Khối lượng thiết bị	kg	720
6	Hệ thống truyền động thủy lực: Bơm HW 100G-4; Motor MBF 10.4.56	ht	01
7	Liên hợp với máy kéo công suất	hp	≥ 50
8	Bề rộng làm việc của trống răng, B_c	m	1,66
9	Đường kính cơ sở trống răng, D	m	0,30
10	Đường kính làm việc trống răng (tính tới đỉnh dao băm cắt), D_r	m	0,53
11	Số lượng răng, Z	chiếc	51

Thiết bị xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ được thiết kế lắp sau máy kéo công suất từ 53 đến 80 mã lực có khả năng kéo bám, làm việc ổn định trên đất lâm nghiệp độ dốc đến 25% (máy kéo Yanmar F535D đã được cải tiến hệ thống di động (Tô Quốc Huy *et al.*, 2020), MTZ 82 hoặc các máy kéo có tính năng kỹ thuật tương tự). Bộ phận làm

việc có kết cấu dạng trống răng với hệ thống truyền động thủy lực, làm việc theo nguyên lý băm cắt, đập nát thực bì, cành lá sau khai thác và rải đều trên mặt đất, năng suất từ 1,5 - 2,0 ha/ca.

Thiết bị được chế tạo, lắp đặt và liên hợp với máy kéo MTZ 82 như trên hình 13.

**Hình 13.** Thiết bị xử lý thực bì, VLHC liên hợp với máy kéo MTZ 82

3.2. Kết quả khảo nghiệm liên hợp máy xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ sau khai thác

Khảo nghiệm được thực hiện tháng 11, 12 năm 2024, tại hiện trường trồng rừng của Trung tâm Khoa học Lâm nghiệp Đông Bắc Bộ. Thực bì là cây bụi, sim mua, cao trung

binh 1,5 m; cành lá, ngọn cây keo và bạch đàn để lại sau khai thác, đường kính cành ngọn dưới 7 cm. Mỗi dạng thực bì, VLHC thực hiện khảo nghiệm với 3 cấp độ dốc (dưới 15%, từ 15 - 20% và từ 20 - 25%), mỗi thí nghiệm thực hiện từ 1,0 - 1,5 ca máy.



Hình 14. Hoạt động khảo nghiệm LHM tại hiện trường

Tổng hợp các thông số, chỉ tiêu làm việc theo kết quả khảo nghiệm được thể hiện trong bảng 2.

Bảng 2. Tổng hợp các chỉ tiêu làm việc của Liên hợp máy xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ

TT	Cấp độ dốc (%)	Mô men cản trống rỗng (Nm)	Tốc độ trống rỗng (vòng/phút)	Năng suất (ha/h) (kg/h)	Chi phí nhiên liệu (kg/h)	Độ dài thực bì, cành lá băm cắt (cm)	Tỷ lệ TB, VLHC băm, cắt (%)
A. Thực bì là cây bụi tự nhiên, cao từ 0,7 - 1,5 m (ha/h)							
1	Dưới 15%	49 - 51	2.300 - 3.450	0,282	6,88	3,0 - 5,0	100
2	15 - 20%	50 - 53	2.150 - 2.250	0,252	7,32	3,5 - 5,0	95
3	20 - 25%	51 - 56	2.050 - 2.100	0,201	7,86	5,0 - 8,0	80
B. Cành lá, ngọn cây rừng keo sau khai thác 7 tuổi (năng suất kg/h)							
4	Dưới 15%	70 - 83	2.400 - 2.550	4.240	8,25	3,0 - 3,5	80
5	15 - 20%	76 - 85	2.200 - 2.350	4.120	8,50	3,0 - 4,5	78
6	20 - 25%	88 - 92	2.000 - 2.300	3.800	9,06	4,5 - 7,5	75
C. Cành lá, ngọn cây rừng bạch đàn sau khai thác 8 năm (năng suất kg/h)							
7	Dưới 15%	65 - 77	2.500 - 2.600	3.650	8,10	3,3 - 4,5	80
8	15 - 20%	80 - 87	2.200 - 2.400	3.470	8,35	3,5 - 5,5	77
9	20 - 25%	90 - 96	2.150 - 2.300	3.335	9,12	5,5 - 9,5	75

Nhận xét: Năng suất liên hợp máy đạt khá cao, từ 0,20 - 0,28 ha/h, tương ứng 1,6 - 2,3 ha/ca đối với thực bì tự nhiên; và 3.335 - 4.240 kg/h đối với cành lá, vật liệu hữu cơ sau khai thác, tương ứng với 2,4 - 2,8 ha/h; độ dốc càng tăng thì năng suất giảm và chi phí nhiên liệu tăng, chất lượng băm cắt giảm. Mô men cản trống rỗng khi xử lý thực bì tự nhiên thấp hơn so với cành lá, ngọn cây keo và bạch đàn sau khai

thác, là do mật độ khối lượng thực bì tự nhiên thấp so với khối lượng cành lá để lại sau khai thác. Năng suất và chất lượng băm cắt đối với cành lá, VLHC sau khai thác của rừng bạch đàn thấp hơn rừng keo lai. Kết quả này phù hợp, do tính chất cơ lý cành lá, ngọn cây bạch đàn cao hơn đối với keo lai. Thiết bị có thể băm hoàn toàn cả thân và những gốc cây có đường kính trên 15 cm.

Nguyên lý làm việc của thiết bị rất phù hợp với đối tượng và điều kiện làm việc, kết cấu hợp lý, liên hợp máy làm việc ổn định, di chuyển linh hoạt, chất lượng chế tạo đạt yêu cầu, các lưỡi cắt bị mài mòn theo thời gian làm việc, không bị hư hỏng khi va phải đá lẫn và gốc cây.

IV. KẾT LUẬN

Thiết bị xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ được thiết kế, chế tạo lắp sau máy kéo Yanmar F535D và MTZ 82 hoặc các máy kéo có tính năng kỹ thuật tương tự; bộ phận làm việc có kết cấu dạng trống răng, truyền động thủy lực, làm việc theo nguyên lý bấm cắt.

Liên hợp máy kéo có công suất từ 50 mã lực trở lên liên hợp với thiết bị xử lý thực bì và vật liệu hữu cơ có kết cấu hợp lý, di chuyển linh hoạt, làm việc ổn định trên đất trồng rừng có độ dốc

đến 25%, năng suất đạt từ 1,6 - 2,3 ha/ca đối với thực bì tự nhiên và 2,4 - 2,8 ha/ca đối với cành lá, vật liệu hữu cơ sau khai thác, các chỉ tiêu chất lượng đạt yêu cầu.

LỜI CẢM ƠN: Bài viết này là một phần kết quả của Dự án sản xuất thử nghiệm “Hoàn thiện thiết kế và công nghệ chế tạo máy tạo hố trồng rừng, máy xử lý thực bì, vật liệu hữu cơ sau khai thác liên hợp với máy kéo phục vụ cơ giới hóa trồng, chăm sóc rừng trên đất dốc”. Xin chân thành cảm ơn các tổ chức, doanh nghiệp như: Bộ Nông nghiệp và Môi trường; Công ty TNHH Dịch vụ và Thương mại Đại An; Công ty TNHH Thương mại và XNK Phố Hiến đã tài trợ kinh phí, hệ thống thiết bị, hiện trường để thực hiện nghiên cứu này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Nguyên Cự, Nguyễn Thị Phương Mai, 2024. Phát triển kinh tế tuần hoàn trong nông nghiệp góp phần giảm ô nhiễm môi trường. Tạp chí Môi trường, chuyên đề III.
2. Nguyễn Tiến Hiệp, Trần Văn Thái, Nguyễn Văn Hòa, 2021. Nghiên cứu một số giải pháp kỹ thuật xử lý thực bì và phụ phẩm sau khai thác rừng trồng. Tạp chí Nông nghiệp & Phát triển Nông thôn, số 3/2021.
3. Tô Quốc Huy, Đoàn Văn Thu, Bùi Việt Đức, 2020. Kết quả nghiên cứu cải tiến hệ thống di động máy kéo làm việc trên đất nông, lâm nghiệp. Tạp chí Khoa học Lâm nghiệp số 5/2020.
4. Nguyễn Đức Toàn, Trần Văn Dịch, 2018. Cơ sở thiết kế máy và thiết bị chế biến nông - lâm sản. NXB Khoa học và Kỹ thuật.
5. Lê Văn Thái, Phạm Văn Tinh, Nguyễn Hoàng Tân, 2018. Truyền động thủy lực và khí nén. NXB Nông nghiệp.
6. Đoàn Văn Thu, 2021. “Nghiên cứu thiết kế, chế tạo một số thiết bị và máy công tác chuyên dụng liên hợp với máy kéo có khả năng kéo bám và ổn định cao phục vụ trồng và chăm sóc rừng” Báo cáo tổng kết đề tài KHCN cấp Bộ, Viện Khoa học Lâm nghiệp Việt Nam.
7. FAO, 2016. Mechanization for Rural Development: A review of patterns and progress from around the world. Food and Agriculture Organization of the United Nations, Rome.
8. Srivastava, A. K., Goering, C. E., Rohrbach, R. P., & Buckmaster, D. R., 2006. Engineering Principles of Agricultural Machines (2nd ed.). American Society of Agricultural Engineers.

Email tác giả liên hệ: quochuycnr@gmail.com

Ngày nhận bài: 09/07/2025

Ngày phản biện đánh giá và sửa chữa: 25/07/2025; 10/08/2025

Ngày duyệt đăng: 15/08/2025