

PHÂN TÍCH CẤU TRÚC VÀ TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM THÔNG SỐ ĐỘNG LỰC HỌC XE CHỮA CHÁY RỪNG ĐA NĂNG

ANALYSIS STRUCTURE AND CALCULATOR DYNAMIC OF MULTIFUNCTION FOREST FIRE FIGHTING VEHICLE

Lương Văn Vạn¹, Trần Văn Tường², Nguyễn Thanh Quang³

¹Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Vĩnh Long

²Trường Đại học Lâm nghiệp

³Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Hưng Yên

TÓM TẮT

Xe chữa cháy rừng đa năng gồm tập hợp các thiết bị chữa cháy rừng như máy bơm nước áp lực cao, máy cắt cây tạo hành lang cách ly đám cháy, máy hút chân không và thổi gió vận tốc cao, máy cuốc đất phun cát dập tắt đám cháy được lắp trên xe cơ sở URAL375 ba cầu chủ động. Việc nghiên cứu cấu trúc và tính toán kiểm nghiệm thông số động lực học nhằm đưa ra giải pháp thiết kế phù hợp giữa các thiết bị chữa cháy và xe ô tô cơ sở.

Bài báo trình bày các kết quả phân tích cấu trúc và tính toán kiểm nghiệm thông số động lực học xe chữa cháy rừng đa năng. Kết quả đã xác định được tính ổn định của xe trên đường lâm nghiệp, ứng với các tốc độ và độ dốc khác nhau. Kết quả nghiên cứu làm cơ sở khoa học để tối ưu hoá kết cấu xe chữa cháy rừng đa năng phục vụ cho việc phân tích các tải trọng tác dụng lên khung xe.

Từ khóa: Động lực học xe chữa cháy rừng đa năng; Tối ưu hoá kết cấu xe; Ổn định của xe.

ABSTRACT

Multifunction forest fire fighting vehicle include a combination of fire fighting equipment such as high-pressure water pump, create corridor fire insulation cutting machine, vacuum and high wind speed bowling machine, extinguish the fire sand blast apparatus that is mounted on the URAL375 active three axles vehicle. The study of the general structure and calculator dynamic of multifunction to provide a suitable design solution between the fire fighting equipment and the base vehicle.

This paper presents the results of analysis structure and and calculator dynamic of multifunction forest fire fighting vehicle. The result determined stability of the vehicle on the forest road with the different speed and slope. Research results provide a scientific for optimization structure multifunction forest fire fighting vehicle to supply for analysis the load acting on the chassis.

Keywords: Dynamic of multifunction forest fire fighting vehicle, optimisation structure vehicle, stability of the vehicle.

1. MỞ ĐẦU

Theo thống kê, Việt Nam có khoảng gần 10 triệu ha rừng tự nhiên và rừng trồng, vào mùa khô hàng năm nguy cơ cháy rừng rất cao, thường xảy ra hàng nghìn vụ cháy rừng, gây thiệt hại lớn về kinh tế, phá hủy môi trường sinh thái của đất nước. Biện pháp chữa cháy rừng thông thường là dùng các thiết bị thô sơ như cành cây, cuốc xẻng nên hiệu quả chữa cháy rừng không cao. Xe chữa cháy rừng đa năng là một loại thiết bị tích hợp nhiều công năng chữa cháy rừng gồm: Cắt cây, làm sạch cỏ rác, mở đường tạo hành lang cách ly đám cháy; phun nước chữa cháy có vùng phun rộng; tạo sức gió có áp suất cao phun vào đám cháy; sử dụng đất cát tại chỗ dập tắt đám cháy. Xe được thiết kế trên cơ sở xe URAL375, là loại xe có ba cầu chủ động được sử dụng chủ yếu trong lĩnh vực quân sự. Hình dáng xe cơ sở và xe chữa cháy rừng đa năng nêu trên hình 1.



a) Xe cơ sở URAL375



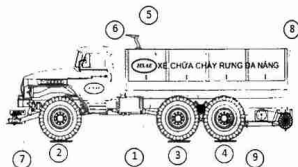
b) Xe chữa cháy rừng đa năng
Hình 1. Xe chữa cháy rừng đa năng

2. NỘI DUNG NGHIÊN CỨU

2.1. Phân tích cấu trúc xe chữa cháy rừng đa năng

Các cụm thiết bị chữa cháy được thiết kế, chế tạo và lắp trên xe sát xi cơ sở. Các cụm thiết bị chính gồm có, hình 2:

- 1) Xe cơ sở số 1, các cầu chủ động trước số 2 (cầu số 1), cầu chủ động sau trên số 3 (cầu số 2) và cầu chủ động sau dưới số 4 (cầu số 3);
- 2) Thiết bị bơm nước, thùng chứa nước cứu hỏa số 5 và vòi phun nước số 6;
- 3) Thiết bị cắt cây, làm sạch cỏ rác, mở đường tạo hành lang cách ly đám cháy số 7;
- 4) Thiết bị làm sạch cỏ rác trên đường số 8;
- 5) Thiết bị tạo cát phun chữa cháy số 9.



Hình 2. Tổng thể xe chữa cháy rừng và các thông số kỹ thuật chính

Thông số kỹ thuật cơ bản của xe:

- Trọng lượng bản thân xe: 5.800 kg;
- Trọng lượng ô tô khi chở đầy nước: 17.330 kg;
- Khối lượng phân bố cầu trước: $G_1 = 6920$ kg;
- Khối lượng phân bố cầu sau: $G_2 = 10410$ kg;
- Chiều dài cơ sở của xe: $L = 4,225$ m;
- Chiều rộng cơ sở của xe: $b = 2,01$ m;
- Công suất động cơ: 180 HP/2700 vg/ph;
- Ký hiệu bánh xe: 8.25 – 16;

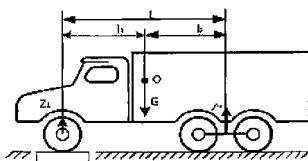
- Tốc độ di chuyển trên đường lâm nghiệp: 25 km/h;
- Độ dốc dọc xe hoạt động: 15°, độ dốc ngang: 5°;
- Tốc độ cắt cây lâm bằng trắng: 10 km/h;
- Tốc độ đập lửa: 12 m/phút;
- Dung tích bình chứa nước: 5,1 m³;
- Lưu lượng quạt gió chữa cháy: 104 m³/phút;
- Khối lượng đất cát phun vào đám cháy: 45 kg/phút.

Nguyên lý làm việc của xe chữa cháy rừng:

Thiết bị cắt cây, làm sạch cỏ rác, mở đường tạo hành lang cách ly đám cháy được lắp ở phía trước đầu xe, có thể nâng lên hạ xuống, tiến ra phía trước bằng xylanh thủy lực và được điều khiển bởi người lái ngồi trên buồng lái. Thiết bị làm sạch cỏ rác trên đường được lắp ở phía sau xe bằng khớp quay, thiết bị này hoạt động theo nguyên tắc dạng búa. Thiết bị tạo cát phun chữa cháy được lắp ở gầm xe, dao cắt hoạt động theo nguyên lý cắt đất dạng búa, đất được các đầu búa cắt đất và đập nhỏ thành các hạt cát và tung lên buồng hút, từ đó cát được hút lên theo đường ống, bơm thổi thổi cát đi ra ống và được phun vào đám cháy. Thiết bị bơm nước, thùng chứa nước cứu hỏa và vòi phun nước được lắp trên thùng chứa nước, bơm nước hút nước dưới ao hồ hoặc sông suối vào trong thùng chứa, khi chữa cháy bơm nước hút nước trong thùng chứa đẩy ra vòi phun và phun vào đám cháy. Để tăng lưu lượng thùng chứa nước ta có thể sử dụng các bể trung gian nổi từ ao hồ tới xe, khoảng cách tới 500 mét.

2.2. Tính toán một số thông số động lực học của xe

2.2.1. Xác định tọa độ trọng tâm của xe



Hình 3. Sơ đồ xác định tọa độ trọng tâm xe theo chiều dọc

Toạ độ trọng tâm xe theo chiều dọc khi xe chờ đầy tải như sau:

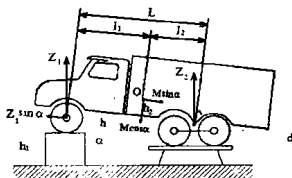
- Khoảng cách từ trọng tâm xe đến tâm cầu trước.

$$l_1 = \frac{Z_1}{G} \cdot L, l_1 = 2,538 \text{ m.}$$

- Khoảng cách từ trọng tâm xe đến tâm cầu sau:

$$l_2 = \frac{Z_2}{G} \cdot L, l_2 = 1,687 \text{ m}$$

Để xác định chiều cao trọng tâm xe chữa cháy rừng, tiến hành nâng cầu trước lên một độ cao là h1, xe lệch so với mặt đường góc $\alpha = 9^\circ$ khi xe đầy tải [3].



Hình 4. Sơ đồ xác định tọa độ trọng tâm xe theo chiều cao

Trường hợp nâng cầu trước xe lên một độ cao là h1, có các thông số kỹ thuật sau:

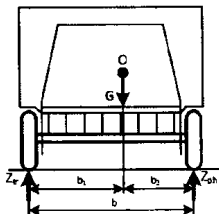
- Khối lượng phân bố cầu trước: 6172 kg.
- Khối lượng phân bố cầu sau: 11158 kg.
- Chiều cao trọng tâm xe là:

$$h = h_z + (d+r) \cdot \cos \alpha$$

$$h_z = \frac{[-Z_1 L \cos \alpha + M L_z \cos \alpha - Z_1 \sin \alpha \cdot d \cos \alpha]}{M \sin \alpha}$$

$$h_z = 1,115 \text{ (m)}$$

$$h = 1,595 \text{ (m)}$$



Hình 5. Sơ đồ xác định tọa độ trọng tâm xe theo chiều ngang

Tọa độ trọng tâm xe theo chiều ngang khi xe chở đầy tải [3] như sau:

- Khối lượng phân bố bên trái xe: 8430 kg.
- Khối lượng phân bố bên phải xe: 8900 kg.
- Khoảng cách từ tâm xe đến tâm bánh trái:

$$b_1 = \frac{Z_{ph} \cdot b}{G}, b_1 = 1,03 \text{ m.}$$

- Khoảng cách từ tâm xe đến tâm bánh phải:

$$b_2 = \frac{Z_r \cdot b}{G}, b_2 = 0,98 \text{ m.}$$

2.2.2. Tính toán xây dựng đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ

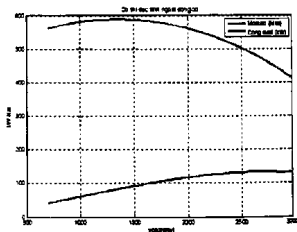
Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ được xây dựng nhờ công thức thực nghiệm của S.R.Lây Đécman:

$$N_r = N_{emax} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \text{ (kW)}$$

Xe cơ sở Ural 375 sử dụng động cơ xăng Zil-375 YA V8, theo [1] có $a = b = c = 1$. Từ đó xác định được công suất của động cơ ứng với từng tốc độ động cơ khác nhau.

Có các giá trị N_e và n_e có thể xác định các giá trị moment xoắn M_e của động cơ theo công thức:

$$M_e = \frac{10^4 \cdot N_e}{1,047 \cdot n_r} \text{ (N.m)}$$



Hình 6. Đồ thị đặc tính ngoài của động cơ Zil-375 YA V8

Bảng 1. Các giá trị tính toán đặc tính ngoài của động cơ:

n_e (vòng/ph)	500	800	1100	1400	1700	2000	2300	2700	3000
N_e (kW)	27,7	46,5	65,7	84,2	100,9	114,8	124,7	130	126,6
M_e (Nm)	529,3	555,7	570,9	574,7	567,1	548,1	517,9	459,9	403

2.2.3. Tính toán xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo, công suất và động lực học của xe

a) Đồ thị cân bằng lực kéo

Lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động được sử dụng để khắc phục các lực cản sau: Lực cản lên dốc, lực cản lăn, lực cản không khí, lực cản quán tính, lực cản kéo móc.

Lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động ứng với tay số thứ i được xác định bằng công thức:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{hi} \cdot i_0 \cdot \eta}{r_{bx}}$$

Ứng với mỗi số vòng quay động cơ, xác định được lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động và vận tốc của xe thông qua biểu thức:

$$v_i = \frac{\pi \cdot n_e \cdot r_b}{30 \cdot i_{hi} \cdot i_0}$$

Kết quả xác định lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động của xe chứa chầy rừng khi có đầy đủ các thiết bị chứa chầy lắp trên xe:

- Ở tay số 1:

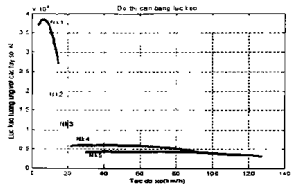
n_e (vg/ph)	500	800	1100	1400	1700	2000	2300	2700	3000
F_k (N)	36405	37401	37650	37152	35907	33929	30129	26401	36405
v (m/s)	0,71	1,14	1,56	1,99	2,42	2,84	3,27	3,84	4,27

- Ở tay số 2:

n_e (vg/ph)	500	800	1100	1400	1700	2000	2300	2700	3000
F_k (N)	15871	16663	17119	17233	17005	16435	15530	13790	12084
v (m/s)	1,55	2,49	3,42	4,35	5,28	6,21	7,15	8,39	9,32

- Ở tay số 3:

n_e (vg/ph)	500	800	1100	1400	1700	2000	2300	2700	3000
F_k (N)	9007	9456	9714	9779	9650	9327	8813	7826	6857
v (m/s)	2,74	4,38	6,02	7,66	9,31	10,95	12,59	14,78	16,42



Hình 7. Đồ thị cân bằng lực kéo của xe chứa chầy rừng

Để xây dựng đồ thị ta chấp nhận một số giả thiết sau:

- Hiệu suất hệ thống truyền lực $\eta = 0,89$, hệ số biến dạng lốp $\lambda = 0,935$.

Xe sử dụng hộp số cơ khí 5 cấp số với tỉ số truyền tương ứng ở từng số là:

Tay số	1	2	3	4	5	Cầu xe
Tỉ số truyền	6,314	2,89	1,64	1,00	0,724	4,5

- O tay số 4:

n_e (vg/ph)	500	800	1100	1400	1700	2000	2300	2700	3000
F_k (N)	5492	5766	5923	5963	5884	5687	5374	4772	4181
v (m/s)	4,49	7,18	9,88	12,57	15,26	17,96	20,65	24,24	26,93

- O tay số 5:

n_e (vg/ph)	500	800	1100	1400	1700	2000	2300	2700	3000
F_k (N)	3976	4174	4289	4317	4260	4117	3890	3455	3027
v (m/s)	6,20	9,92	13,64	17,36	21,08	24,80	28,52	33,48	37,20

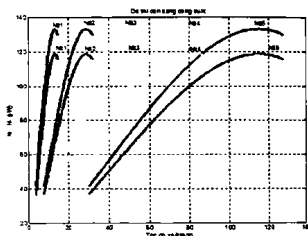
b) Đồ thị cân bằng công suất

Công suất của động cơ phát ra sau khi đã tiêu tốn đi một phần cho ma sát trong hệ thống truyền lực, phần còn lại dùng để khắc phục các lực cản chuyển động.

Giá trị mối liên hệ giữa công suất của động cơ N_e , công suất kéo của xe N_k , vận tốc của xe v ứng với tốc độ động cơ là:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right];$$

$$v_i = \frac{\pi \cdot n_e \cdot r_b}{30 \cdot i_{hi} \cdot i_0}; \quad N_k = N_e \cdot \eta$$



Hình 8. Đồ thị cân bằng công suất của xe chữa cháy rừng đa năng

Bảng 2. Kết quả tính toán các thông số cân bằng công suất của xe chữa cháy rừng đa năng:

n_e (vg/ph)	500	800	1100	1400	1700	2000	2300	2700	3000
N_e (kW)	24,66	41,43	58,52	74,97	89,84	102,16	111,00	115,70	112,68
N_k (kW)	27,71	46,55	65,75	84,24	100,94	114,79	124,72	130,00	126,61
v_1 (m/s)	0,71	1,14	1,56	1,99	2,42	2,84	3,27	3,84	4,27
v_2 (m/s)	1,55	2,49	3,42	4,35	5,28	6,21	7,15	8,39	9,32
v_3 (m/s)	2,74	4,38	6,02	7,66	9,31	10,95	12,59	14,78	16,42
v_4 (m/s)	4,49	7,18	9,88	12,57	15,26	17,96	20,65	24,24	26,93
v_5 (m/s)	6,20	9,92	13,64	17,36	21,08	24,80	28,52	33,48	37,20

c) Đồ thị nhân tố động lực học

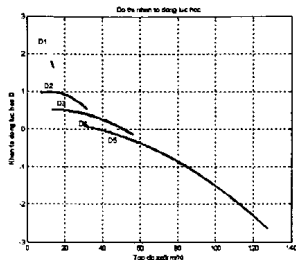
Khi so sánh tính chất động lực học của các loại xe ô tô khác nhau và ứng với các điều kiện làm việc của xe ở các loại đường khác nhau, ta sử dụng thông số đặc tính động lực học, ký hiệu D:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \left(\frac{M_e i_b i_0}{r_b} - W v^2 \right) \frac{1}{G}$$

Trong đó: W – Hệ số cản không khí (Ns/m²), đối với xe chữa cháy rừng W = 3,0 Ns/m² [1].

v – Vận tốc chuyển động của xe (m/s);

G – Trọng lượng ô tô (N), G = 170 kN.



Hình 9. Đồ thị nhân tố động lực học của xe chữa cháy rừng đa năng

Kết quả xác định các thông số nhân tố động lực học D của xe chữa cháy rừng đa năng ở từng tay số khác nhau:

- Ở tay số 1:

D	0,23	0,24	0,25	0,25	0,25	0,24	0,22	0,20	0,17
v (m/s)	0,71	1,14	1,56	1,99	2,42	2,84	3,27	3,84	4,27

- Ở tay số 2:

D	0,10	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,09	0,08
v (m/s)	1,55	2,49	3,42	4,35	5,28	6,21	7,15	8,39	9,32

- Ở tay số 3:

D	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04
v (m/s)	2,74	4,38	6,02	7,66	9,31	10,95	12,59	14,78	16,42

- Ở tay số 4:

D	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,02	0,01
v (m/s)	4,49	7,18	9,88	12,57	15,26	17,96	20,65	24,24	26,93

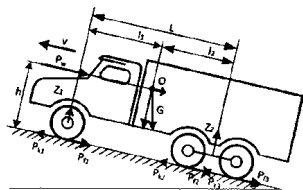
- Ở tay số 5:

D	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01	0,00	0,00
v (m/s)	6,2	9,92	13,64	17,36	21,08	24,8	28,52	33,48	37,2

2.2.4. Tính toán ổn định của xe

Nhằm xác định tính ổn định khi xe hoạt động trên đồi dốc (15 độ) và trên đồi nghiêng (5 độ), nghiên cứu đã tính toán các thông số ổn định khi xe đang hoạt động trên những điều kiện thực tế.

a) Tính ổn định dọc của xe



Hình 10. Mô hình tính toán ổn định dọc của xe

Khi xe chuyển động ổn định lên dốc với vận tốc 25 km/h, hệ số cản lăn trên đường lâm nghiệp là 0,12 [4], khi xe bị lật đổ thì $Z_1 = 0$, do đó:

$$G \cdot \sin \alpha \cdot h - G \cdot \cos \alpha \cdot l_2 + P_w \cdot h + M_f = 0$$

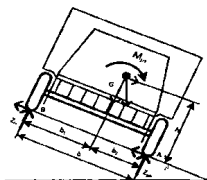
Khi đó, góc dốc α để xe bị lật đổ là:
 $\alpha = 43$ độ.

Tương tự, khi xe chuyển động ổn định xuống dốc với vận tốc 25 km/h, khi xe bị lật đổ thì $Z_2 = 0$, do đó:

$$G \cdot \sin \alpha \cdot h - G \cdot \cos \alpha \cdot l_2 + P_w \cdot h + M_f = 0$$

Khi đó, góc dốc α để xe bị lật đổ là:
 $\alpha = 56$ độ.

b) Tính ổn định ngang của xe



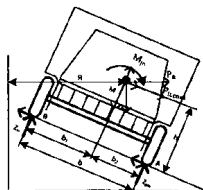
Hình 11. Mô hình tính toán ổn định ngang của xe

Vì giá trị b_1 lớn hơn giá trị b_2 nên xe chuyển động thẳng trên đường nghiêng ngang sẽ có xu hướng bị lật qua điểm A. Trường hợp này, ta xét xe chuyển động trên đường nghiêng ngang như hình 11 với góc nghiêng β . Bỏ qua moment quán tính của các khối lượng chuyển động quay, khi đó góc dốc tới hạn để xe bị lật đổ:

$$\tan \beta = \frac{b_2}{h}, \beta = 31 \text{ độ}$$

Khi xe chuyển động thẳng trên đường nghiêng ngang sẽ có xu hướng bị trượt về bên phải. Bỏ qua moment quán tính của các khối lượng chuyển động quay, xe chuyển động trên đường lâm nghiệp có hệ số bám ngang φ_y bằng 0,6, khi đó góc dốc tới hạn để xe bị trượt:

$$\tan \beta = \varphi_y, \beta = 31 \text{ độ}$$



Hình 12. Mô hình tính toán ổn định ngang khi xe quay vòng

Khi xe chuyển động quay vòng với bán kính quay vòng là 25 m (huớng nghiêng của mặt đường ra xa tâm quay vòng), dưới tác dụng của lực quán tính sẽ làm cho xe càng mất ổn định. Góc dốc giới hạn xe bị lật đổ hoặc bị trượt khi chuyển động với vận tốc 25 km/h là:

+ Xe bị lật đổ:

$$\tan \beta_{\text{ld}} = \frac{g \cdot b_2 - \frac{v^2}{R} \cdot h}{\frac{v^2}{R} \cdot b_2 + g \cdot h} \text{ (độ)}; \beta_{\text{ld}} = 21,6 \text{ độ}$$

+ Xe bị trượt:

$$\tan \beta_{\text{tr}} = \frac{g \cdot \varphi_y - \frac{v^2}{R}}{g + \frac{v^2}{R}} \text{ (độ)}; \beta_{\text{tr}} = 18,6 \text{ độ}$$

3. KẾT LUẬN

Xe cơ sở xe URAL375 có tải trọng cho phép theo thiết kế của nhà sản xuất được sử dụng để chế tạo thành xe chữa cháy rừng đa năng có tải trọng tăng lên, hoạt động trên đường lâm nghiệp có địa hình phức tạp. Nội dung nghiên cứu đã tính toán xây dựng đường đặc tính ngoài của động cơ để làm cơ sở nghiên cứu tính chất động lực học, tính toán tính ổn định dọc và ổn định ngang của xe. Kết quả cho thấy rằng, xe đảm bảo tính ổn định khi hoạt động trong điều kiện như các thông số đã cho. Khi xe chuyển động trên đường lâm nghiệp với tốc độ là 25 km/h, thì xe đảm bảo tính ổn

định với độ dốc dọc là 15 độ và độ dốc ngang là 5 độ, cho thấy xe chữa cháy rừng đa năng hoạt động tốt trên đường lâm nghiệp với các thông số mà nhà sản xuất đã đưa ra.

Nghiên cứu sẽ được mở rộng khảo sát đầy đủ các điều kiện hoạt động của xe, tương ứng với việc lắp đặt những thiết bị chữa cháy có công dụng nhiều hơn nữa, nhằm nâng cao hiệu quả chữa cháy rừng cũng như tính năng ổn định của xe. ♦

Ngày nhận bài: 12/6/2017

Ngày phản biện: 19/6/2017

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Hữu Cần và các tác giả (2005); *Lý thuyết ô tô máy kéo*, NXB. Khoa học và Kỹ thuật.
- [2]. Dương Văn Tài (2010); *Nghiên cứu công nghệ và thiết kế chế tạo các thiết bị chuyên dùng chữa cháy rừng*, đề tài khoa học công nghệ cấp Nhà nước KC07.13/06-10, Trường Đại học Lâm nghiệp.
- [3]. Nguyễn Xã Hội (2013); *Nghiên cứu động lực học của xe chữa cháy rừng đa năng*, Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Trường Đại học Lâm nghiệp.
- [4]. Nguyễn Văn Quân (2002); *Nghiên cứu áp dụng máy kéo bánh hơi nông nghiệp để vận xuất gỗ nhỏ rừng trồng*, Luận án Tiến sĩ Kỹ thuật, Viện Khoa học Lâm nghiệp Hà Nội.
- [5]. http://www.scalemodeler.co.za/Russia/ural_375_main.htm.
- [6]. <https://en.wikipedia.org/wiki/Ural-375>.