

TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ GIÁ TẠO DAO ĐỘNG CHO THÁP PHÁO XE XÍCH CHIẾN ĐẤU

CALCULATION AND DESIGN OSCILLATING FRAME FOR THE GUN TURET OF ARMoured FIGHTING VEHICLES

Võ Văn Trung, Nguyễn Minh Tân
Khoa Động lực, Học viện Kỹ thuật Quân sự

TÓM TẮT

Bài báo trình bày phương pháp tính toán các lực tác dụng lên hệ thống cơ khí làm cơ sở để thiết kế, chế tạo các chi tiết của thiết bị tạo dao động trong mặt phẳng tầm và mặt phẳng hướng. Đây là một thiết bị dùng để kiểm tra chất lượng hệ thống ổn định pháo xe xích chiến đấu họ T-54, T-55, sau sửa chữa tại nhà máy.

Từ khóa: *Khung tạo dao động; Hệ thống ổn định; Xe xích chiến đấu.*

ABSTRACT

The paper presents a method for calculating of the forces acting on the mechanical system as the basis for designing and manufacturing the details of oscillator device in the horizontal and vertical planes. This device is used to exam the quality of the stability system of armoured fighting vehicles T54, T55 after repair at the factory.

Keywords: *Oscillating frame, stable system, armoured fighting vehicles.*

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Xe xích chiến đấu (XXCD) T-54, T-55 hiện nay và những năm tiếp theo vẫn là chiến đấu chủ lực của quân đội ta. Trong điều kiện tiềm lực kinh tế và khoa học công nghệ của nước ta hiện nay, việc nghiên cứu chế tạo các loại giá thử phục vụ nâng cao chất lượng công tác sửa chữa vũ khí trang bị kỹ thuật là rất cần thiết. Trong đó, việc sửa chữa hệ thống điều

khiển hỏa lực có tầm quan trọng đặc biệt. Hệ thống ổn định pháo quyết định đến độ chính xác pháo của XXCD. Vì vậy, việc nghiên cứu, tính toán thiết kế giá thử tổng hợp để kiểm tra độ ổn định nòng pháo là cấp thiết, có ý nghĩa khoa học và thực tiễn cao. Nội dung bài báo đi vào nghiên cứu, tính toán thiết kế, giá tạo dao động pháo xe xích chiến đấu T54, T-55 dùng để kiểm tra hệ thống ổn định trên họ xe này.

2. CƠ SỞ THIẾT KẾ VÀ LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ

Căn cứ vào kết cấu thân xe - tháp pháo họ xe xích chiến đấu T-54, T-55 [1,2], bản vẽ lắp ghép giữa thân xe và tháp pháo [3] (hình 1a); trên cơ sở phân tích kết cấu giá rung để huấn luyện hệ thống ổn định xe T-54, T-55, do Liên xô cũ thiết kế chế tạo và Binh chủng Tăng Thiết giáp cải tiến (hình 1b); qua khảo sát thiết bị kiểm tra tĩnh tháp pháo tại Nhà máy Z153 (hình 1c), chúng tôi đưa ra phương án thiết kế giá tạo dao động (GTDD) pháo xe xích chiến đấu họ T-54, T55 là một thiết bị tổng hợp (hình 2).

Hệ thống tạo dao động cần đảm bảo:

- Tạo dao động khung trong mặt phẳng tầm (lắc tầm) 10÷20 lần/ph;
- Tạo dao động khung trong mặt phẳng hướng (lắc hướng) 10÷20 lần/ph.



a)



b)



c)

Hình 1. Cơ sở thiết kế giá tạo dao động tháp pháo:

a) Kết cấu tâm nóc thân xe;

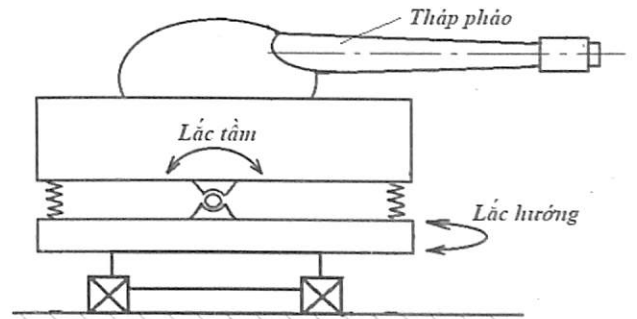
b) Giá rung của Binh chủng Tăng Thiết giáp;

c) Giá kiểm tra tháp pháo tĩnh tại Nhà máy Z153.

Cấu tạo của thiết bị gồm hai phần chính:

- Hệ thống cơ khí (HTCK) bao gồm, khung tạo dao động và giá đỡ toàn bộ tháp pháo xe tăng.
- Hệ thống truyền động thủy lực sinh lực tác động đảm bảo lắc HTCK trong mặt phẳng tầm và hướng.

Trong phạm vi bài báo chỉ tập trung nghiên cứu tính toán thiết kế các chi tiết chính của HTCK giá tạo dao động.



Hình 2. Mô hình giá tạo dao động.

Kích thước bao của thiết bị dự kiến $D \times R \times C = 2700 \times 2500 \times 2100$ mm.

Kích thước bao của khung giá thử tính toán theo kích thước bề mặt lắp ghép với vành lăn tháp pháo dự kiến $D \times R \times C = 2300 \times 2300 \times 1430$ mm.

3. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ GIÁ TẠO DAO ĐỘNG THÁP PHÁO

3.1. Số liệu ban đầu

- Trọng lượng tháp pháo:

$$P_p = 105000 \text{ N};$$

- Trọng lượng khung giá tạo dao động:

$$P_g = 15000 \text{ N};$$

- Tổng trọng lượng tác dụng lên lò xo và ổ đỡ: $G = 120000 \text{ N}$.

3.2. Trình tự tính toán

a) Tính toán lực tác dụng khi lắc tầm

- Tính tải trọng lớn nhất dự kiến tác dụng lên lò xo F_{\max} :

Các lực tác dụng lên giá tạo dao động được thể hiện trên hình 3, theo phương trình cân bằng mô men quanh tâm trục quay O ta có:

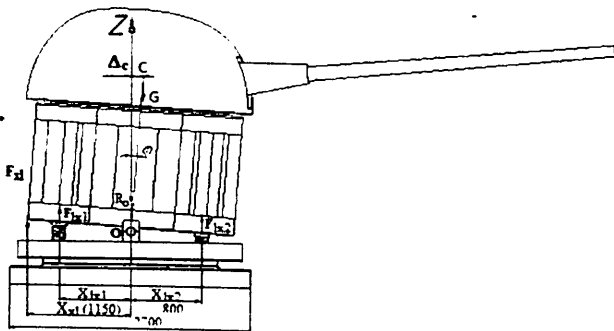
$$F_{x1} \cdot x_{x1} + 2 \cdot F_{lx1} \cdot x_{lx1} + G \cdot \Delta_c = 2 \cdot F_{lx2} \cdot x_{lx2} \quad (1)$$

Trong đó:

F_{x1} , F_{lx1} , F_{lx2} là các lực do xi lanh thủy lực và lò xo sinh ra;

x_{x1} , x_{lx1} , x_{lx2} là độ dài cánh tay đòn đến các vị trí đặt lực;

Δ_c là độ lệch của trọng tâm thiết bị so với mặt phẳng thẳng đứng đi qua trục quay.



Hình 3. Sơ đồ lực tác dụng lên GTĐĐ khi lắc tầm.

Khi tính toán sơ bộ và để đảm bảo kết cấu tự trở về vị trí cũ sau khi thôi tác dụng của xi lanh thủy lực thì giá trị lớn nhất của mô men, do lực lò xo nén F_{lx2} sinh ra phải mô men lệch do trọng lượng GTĐĐ sinh ra:

$$2 \cdot F_{lx2} \cdot x_{lx2} = G \cdot \Delta_c \quad (2)$$

Trong trường hợp này F_{lx2} chính là F_{\max} , giá trị góc lệch φ nhỏ ($\varphi = 5^\circ$) [4] nên Δ_c được coi như bằng tích của góc φ với tọa độ trọng tâm Z_G (lấy theo bản vẽ thiết kế bố trí chung $Z_G = 1,875 \text{ m}$) nên ta có:

$$F_{\max} = \frac{G \cdot Z_G \cdot \varphi}{2 \cdot x_d} \quad (3)$$

Thay các giá trị của G , φ , x_d , Z_G vào (3) ta được: $F_{\max} = 12265,7 \text{ N}$.

- Chuyển vị làm việc x của lò xo được xác định như sau:

Theo điều kiện về không gian làm việc của lò xo, phải đảm bảo kích thước phù hợp với tổng thể của GTĐĐ khi đó:

+ Chọn chiều dài ban đầu của lò xo $H_0 = 420 \text{ mm}$;

+ Khoảng làm việc $x = 80 \div 120 \text{ mm}$;

Độ cứng của lò xo được tính theo công thức:

$$k = \frac{F_{\max}}{x} = \frac{12265,7}{120} \div \frac{12265,7}{80} = 102,2 \div 153 \text{ N/mm} \quad (4)$$

Lựa chọn độ cứng lò xo $k = 150 \text{ N/mm}$ làm cơ sở để tính toán.

Biến dạng Δl_1 của lò xo ở trạng thái khi chưa đặt tháp pháo lên giá hoàn toàn, do tải trọng của phần khung giá dao động gây ra:

$$\Delta l_1 = \frac{P_g / 4}{k} = \frac{3750}{150} = 25 \text{ mm} \quad (5)$$

Khi đặt tháp pháo lên, toàn bộ 4 lò xo

tiếp tục bị nén xuống cho tới khi ổ trục quay chạm tới thành của giá lắp trung gian, lò xo biến dạng một đoạn Δl_2 tính theo bản thiết kế sơ bộ ta được:

$$\Delta l_2 = H_0 - \Delta l_1 - H_2 = 420 - 25 - 355 = 40 \text{ mm} \quad (6)$$

Khi pháo dao động dưới tác dụng của hệ thống thủy lực thông qua GTĐĐ thì quá trình biến dạng của lò xo tiếp tục cho tới khi đạt giá trị Δl_3 mà tại vị trí đó ứng với thân xe ở trạng thái giao động góc dọc lớn nhất, tương ứng với hành trình bánh tỳ thứ nhất lớn nhất là $Z_{\max} = 120 \text{ mm}$.

Do điều kiện góc dao động nhỏ nên ta có biểu thức:

$$\frac{x_{lx}}{L_1} = \frac{\Delta l_3}{Z_{\max}} \quad (7)$$

Trong đó:

x_{lx} là khoảng cách từ tâm lò xo tới tâm trục quay của giá $x_{lx} = 800 \text{ mm}$;

Z_{\max} là hành trình dao động thẳng lớn nhất của bánh tỳ thứ nhất;

L_1 là khoảng cách từ trọng tâm thân xe tới trục bánh tỳ thứ nhất (lấy $L_1 = 1,94 \text{ m}$).

Thay các giá trị vào và tính ta được: $\Delta l_3 \approx 50 \text{ mm}$.

Vậy, chuyển vị lớn nhất của lò xo là:

$$x = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 = 115 \text{ mm} \quad (8)$$

Tải trọng lớn nhất tác động lên lò xo trong quá trình làm việc:

$$F_{\max} = x.k = 115.150 = 17250 \text{ N} \quad (9)$$

Vì thiết kế bố trí các lò xo hồi vị đối xứng với nhau qua trục quay của khung giá nên tải trọng nhỏ nhất tác động lên mỗi lò xo là:

$$F_{\min} = (\Delta l_1 + \Delta l_2 - \Delta l_3).k = (25 + 40 - 50).150 = 2250 \text{ N} \quad (10)$$

b) Tính toán thiết kế lò xo

- Lựa chọn lò xo xoắn ốc có đường kính dây và bước lò xo không đổi;

- Chọn vật liệu chế tạo lò xo là thép Crom-Silic 60C2XA có cơ tính tại [5] và TCVN 1767-75, theo bảng sau:

Bảng 1. Cơ tính của thép Crom- Silic 60C2XA:

Mác thép	Cơ tính			
	Giới hạn chảy, σ_c (kG/mm ²)	Giới hạn bền, σ_b (kG/mm ²)	Độ giãn tương đối, δ_5 (%)	Độ thắt tương đối, ψ (%)
60C2XA	160	180	5	20

- Chọn chỉ số c và xác định đường kính dây lò xo:

Chọn $c=5$ ta có hệ số Wahl:

$$k_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c} = \frac{20-1}{20-4} + \frac{0,615}{5} = 1,31 \text{ N} \quad (11)$$

Ứng suất xoắn cho phép:

$$[\tau] = 0,3.\sigma_b = 0,3.1800 = 540 \text{ Mpa.}$$

Đường kính dây lò xo d được tính theo công thức [6]:

$$d = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{k_w \cdot F_{\max} \cdot c}{[\tau]}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,31 \cdot 17250 \cdot 5}{540}} = 23 \text{ mm} \quad (12)$$

Ta chọn đường kính theo tiêu chuẩn $d=20 \text{ mm}$.

- Xác định số vòng dây làm việc n:

$$n = \frac{x.G.d}{8.c^3.(F_{\max} - F_{\min})} = \frac{115.8.10^4.20}{8.5^3.(17250 - 2250)} = 12,26 \approx 12,5 \text{ vòng} \quad (13)$$

Số lượng vòng lò xo toàn bộ là:

$$n_1 = n + 2 = 12,5 + 2 = 14,5 \text{ vòng.}$$

- Đường kính trung bình của lò xo:

$$D = c.d = 5.20 = 100 \text{ mm}$$

- Độ cứng của lò xo:

$$k = \frac{G.d^4}{8.D^3.n} = \frac{8.10^4.20^4}{8.100^3.12,5} = 128 \text{ N/mm} \quad (14)$$

- Bước của lò xo khi chưa chịu tải:

$$p = d + \frac{(1,1 \div 1,2)}{n} \cdot \frac{8.c^3}{G.d} \cdot n.F_{\max} = 31,86 \div 32,937 \text{ mm; chọn } p = 32 \text{ mm.}$$

- Chiều cao ban đầu của lò xo:

$$H_0 = p.n + 2d = 32.12,5 + 2.20 = 440 \text{ mm} \quad (15)$$

c) Tính toán chính xác tải trọng và chuyển vị làm việc

- Tính toán các chuyển vị:

$$\Delta l_1 = \frac{P_{bd}}{k} = \frac{3750}{128} = 29,3 \text{ mm;}$$

$$\Delta l_2 = H_0 - \Delta l_1 - H_2 = 440 - 29,3 - 355 = 55,7 \text{ mm;}$$

$$x = \Delta l_1 + \Delta l_2 - \Delta l_3 = 29,3 + 55,7 + 50 = 135 \text{ mm;}$$

- Tải trọng lớn nhất tác động lên lò xo trong quá trình làm việc:

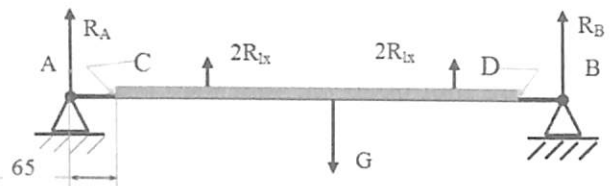
$$F_{\max} = x.k = 135.128 = 17280 \text{ N}$$

- Tải trọng nhỏ nhất tác động lên lò xo trong quá trình làm việc:

$$F_{\min} = (\Delta l_1 + \Delta l_2 - \Delta l_3).k = (29,3 + 55,7 - 50) = 4480 \text{ N}$$

d) Thiết kế trục quay

Sơ đồ xác định các phản lực (R_A, R_B) tác dụng lên ổ trục quay trục quay khi GTDD ở trạng thái cân bằng được thể hiện trên hình 4:



Hình 4. Sơ đồ lực tác dụng lên trục quay của GTDD.

Phương trình cân bằng lực tác dụng theo phương thẳng đứng:

$$R_A + R_B + 4R_{lx} = G \quad (16)$$

Do kết cấu đối xứng nên ta có:

$$R_A = R_B = R_{od}$$

Trong đó: R_{od} - là phản lực của ổ đỡ.

Lực nén của lò xo:

$$R_{lx} = k(\Delta l_1 + \Delta l_2) = 128.85 = 10880 \text{ N.}$$

Thay các giá trị vào phương trình (16) ta nhận được:

$$R_{od} = \frac{G - 4.R_{lx}}{2} = \frac{120000 - 4.10880}{2} = 38240 \text{ N}$$

Trục quay của GTDD phải đảm bảo độ bền cao, làm việc ở tốc độ không lớn nên chọn vật liệu chế tạo là thép các bon kết cấu chất lượng tốt C45 được nhiệt luyện đạt độ cứng HB 320- 445 và ứng suất tương đương cho phép $[\sigma] = 61 \text{ Mpa}$.

Vị trí mặt cắt nguy hiểm nhất chính là tại 2 điểm C và D có sự thay đổi đột ngột về kích thước cũng là điểm có mô men uốn M_c lớn nhất.

$$M_c = R_{od}.AC = 38240.65 = 2485,6.10^3 \text{ Nmm.}$$

Đường kính trục sẽ được tính theo tài liệu [6]:

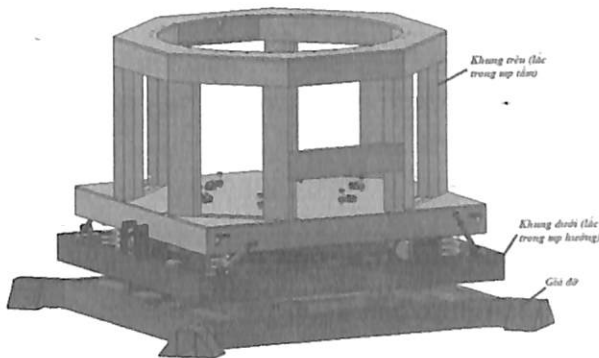
$$R_{od} = \sqrt[3]{\frac{M_c}{0.1[\sigma]}} = \frac{2485,6 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 61} = 74,2 \text{ mm.}$$

Đường kính trục chọn theo tiêu chuẩn là $d=80 \text{ mm}$.

Chiều dài trục theo kết cấu sẽ lấy $L=500 \text{ mm}$.

e) Kết cấu tổng thể của thiết bị

Sau khi tính toán, thiết kế, lựa chọn được toàn bộ các chi tiết và tiến hành lắp ghép chúng, nhận được kết cấu tổng thể của thiết bị cơ khí tạo dao động cho pháo xe xích chiến đấu họ T54, T55, như trên hình 5.



Hình 5. Giá tạo dao động pháo xe xích chiến đấu (phần HTCK).

4. KẾT LUẬN

Trong bài báo, các tác giả đã phân tích cơ sở và lựa chọn phương án thiết kế GTĐĐ cho tháp pháo xe xích chiến đấu họ T-54, T-55, sau đó tính toán các lực tác dụng lên cơ cấu làm cơ sở để thiết kế các chi tiết chính của HTCK. Hệ thống sau thiết kế hoàn toàn phù hợp với kết cấu và chức năng của một hệ tạo dao động, bảo đảm làm việc tin cậy, tạo được dao động lắc tầm và lắc hướng. Kết quả tính toán các lực nhận được trong bài báo còn dùng làm cơ sở để thiết kế hệ thống truyền động thủy lực tạo dao động lắc cho HTCK. ❖

Ngày nhận bài: 08/6/2019

Ngày phản biện: 19/6/2019

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Đình Tuấn (2004); *Cấu tạo xe tăng* tập 2, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [2]. Nguyễn Văn Luận, Lê Kỳ Nam (1999); *Kết cấu và tính toán xe tăng thiết giáp*, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [3]. Bộ Tư lệnh Tăng Thiết giáp (1999); *Sổ tay tra cứu xe tăng thiết giáp*.
- [4]. L.V.XERGEIEV, Nguyễn Văn Luận, Nguyễn Văn Tân, Lê Trung Dũng dịch (1990); *Lý thuyết xe tăng*, Học viện Kỹ thuật Quân sự.
- [5]. Hà Văn Vui (2004); *Sổ tay thiết kế cơ khí tập 1,2*, NXB. Khoa Học và Kỹ thuật.
- [6]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2000); *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*, tập 1, 2, NXB. Giáo dục.