

# THIẾT KẾ THIẾT BỊ HÃM LÙI CỦA PHÁO TỰ HÀNH 152mm

DESIGNING THE RECOIL MECHANISM OF 152 mm SELF-PROPELLED CANNON

**Trần Văn Tân, Đặng Văn Tân**

Binh chủng Pháo binh

## TÓM TẮT

*Thiết bị hãm lùi đóng vai trò trung gian liên kết đàn hồi giữa thân pháo và giá pháo, đồng thời kéo dài thời gian tác dụng của phát bắn, nhờ vậy làm giảm đáng kể lực tác dụng của phát bắn lên giá pháo, góp phần nâng cao tính ổn định đối với súng pháo khi bắn. Tuy nhiên, đối với pháo tự hành 152mm, thiết kế ban đầu của thiết bị hãm lùi gồm hai máy đẩy lên nên kết cấu còn phức tạp. Bài báo đề xuất một thiết kế mới của thiết bị hãm lùi chỉ bao gồm một máy đẩy lên có cấu tạo và kích thước nhỏ gọn hơn, nhưng vẫn đáp ứng được các yêu cầu của thiết bị hãm lùi.*

**Từ khóa:** *Thiết bị hãm lùi, ổn định, pháo tự hành, máy đẩy lên.*

## ABSTRACT

*Artillery recoil mechanism is the part to connect between the barrel and the cradle and to absorb the recoil force during firing, consequently reduce the firing force on gun carriage. It participates in stability the cannon while firing. However, initial design of the recoil mechanism of 152mm self-propelled cannon consist of two recuperating cylinders. The paper perposes a simple design of the recoil mechanism with only a recuperator, however it satisfies the requirements of a commonly recoil mechanism.*

**Keywords:** *Recoil mechanism, stability, self-propelled cannon, recuperator.*

## 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

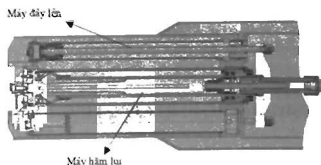
Thiết bị hãm lùi đóng vai trò liên kết đàn hồi giữa thân pháo và giá pháo. Khi bắn thiết bị hãm lùi có tác dụng kéo dài thời gian tác dụng của phát bắn, làm giảm đáng kể lực tác dụng của phát bắn lên giá pháo. Do đó, nâng cao tính ổn định đối với súng pháo khi bắn. Thiết bị hãm lùi của pháo được cấu tạo từ hai bộ phận chính là máy hãm lùi và máy đẩy lên. Máy hãm lùi có chức năng hãm chuyển động lùi và chuyển động đẩy lên của khối lùi. Máy đẩy lên có chức năng tích trữ năng lượng trong quá trình lùi, đưa khối lùi về vị trí ban đầu sau phát bắn.

Đối với pháo tự hành 152mm, máy hãm lùi được thiết kế với hai chế độ lùi dài và lùi ngắn [1]. Tùy theo góc tâm khi bắn thì chế độ lùi dài hoặc lùi ngắn sẽ được sử dụng. Tuy nhiên, với việc đồng thời có hai chế độ lùi khác nhau sẽ dẫn tới cấu tạo của thiết bị hãm lùi phức tạp, khó bảo dưỡng, sửa chữa khi hỏng hóc.

Trên cơ sở nghiên cứu cấu tạo, nguyên lý làm việc, quy luật của lực cản lùi và đẩy lên trong quá trình làm việc của thiết bị hãm lùi pháo tự hành SU 152mm, bài báo sẽ đề xuất một thiết kế mới của thiết bị hãm lùi với một chế độ lùi ngắn duy nhất trong suốt quá trình lùi và đẩy lên. Thiết bị hãm lùi mới sẽ đơn giản hơn về cấu tạo và có kích thước nhỏ gọn hơn, mà vẫn đáp ứng được các yêu cầu của thiết bị hãm lùi.

## 2. THIẾT BỊ HÃM LUI PHÁO TỰ HÀNH 152 mm

Cấu tạo của thiết bị hãm lùi pháo tự hành 152 mm được thể hiện trên hình 1. Cấu tạo của thiết bị hãm lùi pháo tự hành 152 mm gồm hai máy đẩy lên giống nhau được cố định ở máng pháo.



Hình 1. Cấu tạo thiết bị hãm lùi pháo tự hành 152 mm.

Các thông số đặc trưng cho tác dụng của máy hãm lùi và máy đẩy lên khi bắn là lực cản lùi và lực đẩy lên. Đối với các loại pháo thì lực cản chuyển động của khối lùi R được tính theo công thức [1, 2]:

$$R = F_{bz} + F_{vr} + R_f - G_z \cdot \sin\varphi \quad (1)$$

Theo đó, lực cản lùi R gồm các lực thành phần: Lực lùi  $F_{bz}$ , lực đẩy lên  $F_{vr}$ , lực ma sát  $R_f$  và trọng lực  $G_z$  của khối lùi với góc tâm  $\varphi$ .

Đồng thời lực đẩy lên  $F_{vr}$  để đưa khối lùi về vị trí ban đầu được xác định theo [1, 2]:

$$F_{vr} = S_{vr} \cdot p_{vr}(z) \quad (2)$$

Trong đó:

- $S_{vr}$ : Diện tích bề mặt làm việc của piston của máy đẩy lên.
- $p_{vr}(z)$ : Áp suất khí nén trong máy đẩy lên theo chiều dài lùi z.

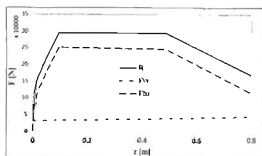
Áp suất khí nén trong máy đẩy lên  $p_{vr}(z)$  được xác định theo công thức [1, 2]:

$$p_{vr}(z) = p_{vr0} \left( \frac{V_{vr0}}{V_{vz}} \right)^{1,4} \quad (3)$$

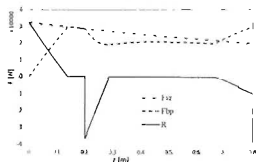
Với:  $V_{vz0}$ : Thể tích ban đầu của khí trong máy đẩy lên.

$-V_{vz} = V_{vz0} - S_{vz}$ : Thể tích khí trong máy đẩy lên khi lùi được khoảng cách  $z$ .

Từ các công thức (1) và (2) có thể xây dựng được quy luật lực cản lùi  $R$  và lực đẩy lên  $F_{vz}$  theo chiều dài lùi  $z$  khi lùi và khi đẩy lên của thiết bị hãm lùi pháo tự hành 152 mm như trên hình 2 và hình 3.



Hình 2. Quy luật thay đổi của lực cản lùi  $R$  và lực đẩy lên  $F_{vz}$  khi lùi.



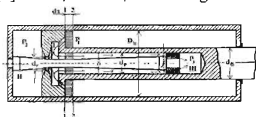
Hình 3. Quy luật thay đổi của lực cản lùi  $R$  và lực đẩy lên  $F_{vz}$  khi đẩy lên.

### 3. ĐỀ XUẤT KẾT CẤU THIẾT BỊ Hãm LÙI VỚI MỘT CHẾ ĐỘ LÙI

Trên cơ sở tính toán lực cản lùi và đẩy lên pháo tự hành 152 mm, nhằm đơn giản hóa cấu tạo của thiết bị hãm lùi, nhóm tác giả đề xuất một thiết bị hãm lùi mới gồm 1 máy hãm lùi, 1 máy đẩy lên. Điểm mới so với thiết bị hãm lùi ban đầu là sử dụng máy hãm lùi với một chế độ lùi, trong đó bộ phận bù dầu được đưa vào bên trong nhằm giảm kích thước. Đồng thời, thay thế hai máy đẩy lên bằng một máy đẩy lên duy nhất làm giảm kích thước của thiết bị hãm lùi cũng như mảng pháo.

#### 3.1. Cấu tạo của máy hãm lùi

Kết cấu của máy hãm lùi được đề xuất thể hiện trên hình 4. Các thông số cơ bản cần xác định của máy hãm lùi gồm: Đường kính cán hãm lùi  $d_b$ , đường kính ngoài ống hãm lùi  $D_{ext}^b$ , đường kính cán điều tiết  $\delta$ . Trong đó, đường kính cán điều tiết  $\delta$  thay đổi tùy theo chiều dài lùi  $z$ . Các thông số này được xác định theo [3] và được thể hiện trên bảng 1.



Hình 4. Cấu tạo máy hãm lùi.

Bảng 1. Một số thông số của máy hãm lùi:

Thông số	Công thức tính toán	Kết quả tính toán
Đường kính cán hãm lùi	$d_b = \sqrt{\frac{4A_0}{3\pi}}$ ; $D_b = 2d_b$ ; $A_0$ là bề mặt làm việc của piston; $d_n = d_b - 2\Delta$ , với $\Delta t = 7$ mm là độ dày thành xi lanh.	75 mm; 150 mm
Đường kính ngoài ống hãm lùi	$D_{ext}^b = D_b + \Delta_r$ ; $\Delta_r$ là độ dày thành ống.	170 mm
Bán kính cán điều tiết	$\delta = \sqrt{d_r^2 - \frac{4a_r}{\pi}}$ biến đổi theo độ lùi $z$ .	47+59 mm

### 3.2. Cấu tạo của máy đẩy lên

Để đơn giản hóa về mặt kết cấu, thiết bị hầm lùi bao gồm 1 máy đẩy lên có kết cấu được thể hiện trên hình 5. Các thông số kích thước của máy đẩy lên được đề xuất cần được tính toán để đảm quy luật thay đổi của lực đẩy lên khi lùi và khi đẩy lên. Theo [3], một số thông số của máy đẩy lên gồm đường kính cán đẩy lên  $d$ , đường kính trong khoang làm việc  $D$ , đường kính ngoài khoang làm việc  $D_{ext}^V$ , đường kính

trong máy đẩy lên  $D_{int}^V$ , đường kính ngoài máy đẩy lên  $D_{ext}^V$ . Các thông số này được tính toán từ quy luật thay đổi của lực đẩy lên đã tính toán trong mục 2 và thể hiện trong bảng 2.



Hình 5. Kết cấu máy đẩy lên.

Bảng 2. Một số thông số của máy đẩy lên:

Thông số	Công thức tính toán	Kết quả tính toán
Đường kính cán đẩy lên	$d = 2 \sqrt{\frac{F_{vrt} + I_c}{\pi [\sigma]}} + \Delta_o$ ; $F_{vrt}$ là lực đẩy lên; $I_c$ là moment quán tính của cán đẩy lên và piston; $\sigma$ là ứng suất kéo vật liệu.	20 mm
Đường kính trong khoang làm việc	$D = \sqrt{d^2 + \frac{4A_p}{\pi}}$ ; $A_p$ là diện tích bề mặt làm việc piston.	75 mm
Đường kính ngoài khoang làm việc	$D_{ext}^N = D + 2\Delta_{đ}^{pv}$ ; $\Delta_{đ}^{pv}$ là độ dày cho phép của thành ống.	83 mm
Đường kính trong máy đẩy lên	$D_{int}^V = \sqrt{\frac{4W_{\Sigma}}{\pi I_H}}$ ; $W_{\Sigma}$ là tổng thể tích bên trong máy đẩy lên; $I_H = 1,05.z$ là chiều dài chứa khí của ống ngoài.	160 mm
Đường kính ngoài máy đẩy lên	$D_{ext}^V = D_{int}^V + 2\Delta_{đ}^{Vp}$ ; $\Delta_{đ}^{Vp}$ là độ dày cho phép của thành ống ngoài.	174 mm

### 3.3. Tính toán kiểm nghiệm thiết bị hầm lùi mới

Để đảm bảo khả năng làm việc tin cậy của thiết bị hầm lùi cần phải tính toán kiểm nghiệm đối với ống hầm lùi và ống đẩy lên mới được đề xuất theo [4], [5].

#### a. Đối với máy hầm lùi

- Kiểm tra ứng suất thành ống:

$$\sigma = \frac{2}{3} p_{max} \cdot \frac{2(r_{ext}^b)^2 + r_B^2}{(r_{vrt}^b)^2 - r_B^2} = 158 \text{ (MPa)}$$

Theo đó:  $\sigma < \frac{\sigma_k}{3}$  với  $\sigma_k = 600 \text{ MPa}$  - Ứng suất trượt của vật liệu thành ống.

- Kiểm tra độ bền của cán điều tiết:

$$\sigma = \frac{F_{BZ \max}}{\frac{\pi}{4}(d_B^2 - d_p^2)} = 186 \text{ (MPa)}$$

Theo đó,  $\sigma < \frac{\sigma_k}{3}$  với  $\sigma_k = 600 \text{ MPa}$  -

Ứng suất trượt của vật liệu cán điều tiết.

- Kiểm tra độ ổn định của cán điều tiết:

$$n = \frac{F_{mez}}{F_{BZ \max}} = 9,8$$

Trong đó,  $F_{mez}$  là giới hạn lực tác dụng lên cán;  $F_{BZ \max}$  là lực cán lùi lớn nhất. Theo [5], hệ số ổn định  $n$  nằm trong giới hạn cho phép ( $n = 5 \div 10$ ).

#### b. Đối với máy đẩy lên

- Kiểm tra ứng suất thành ống làm việc:

$$\sigma = 2 p_{\max} \cdot \frac{(r_{ext}^{lv})^2}{(r_{ext}^{lv})^2 - (r_{int}^{lv})^2} = 257 \text{ (MPa)}$$

Trong đó:  $p_{\max}$  là áp suất lớn nhất trong máy đẩy lên,  $r_{ext}^{lv}$ ,  $r_{int}^{lv}$  lần lượt là bán kính ống ngoài, ống trong ống làm việc. Theo đó,

$$\sigma < [\sigma] = \frac{\sigma_k}{n} \text{ với } n = 1,5 \div 2, \sigma_k = 600 \text{ MPa} -$$

Ứng suất trượt của vật liệu thành ống.

- Kiểm tra điều kiện ổn định hình dạng của ống làm việc:

$$n_{od} = \frac{P_{KR}}{P_s} = 3,8$$

$$\text{Trong đó: } P_{KR} = \frac{E}{4(1 - \mu^2)} \left( \frac{\Delta r_{it}^{lv}}{r_{it}^{lv}} \right)^3 \text{ với}$$

$E = 2,16 \cdot 10^5 \text{ (MPa)}$  - Mô đun đàn hồi và  $\mu =$

$0,3$  - Hệ số Poisson;  $p_s$  - Áp suất trong ống đẩy lên ứng với chiều dài lùi  $z$ . Theo [4], [5], hệ số ổn định  $n_{od} > [n] = 2,5$ .

- Kiểm tra độ bền thành ống ngoài máy đẩy lên:

$$\sigma = \frac{2}{3} p_{\max} \cdot \frac{2(r_{ext}^{lv})^2 + (r_{int}^{lv})^2}{(r_{ext}^{lv})^2 - (r_{int}^{lv})^2} = 289 \text{ (MPa)}$$

$\sigma < [\sigma] = \frac{\sigma_k}{2}$  với  $\sigma_k = 600 \text{ MPa}$  - Ứng suất trượt của vật liệu thành ống ngoài máy đẩy lên.

#### 4. KẾT LUẬN

Bài báo đã xây dựng mô hình động lực học của thiết bị hãm lùi, xác định quy luật thay đổi của các lực tác dụng lên khối lùi. Trên cơ sở các lực tác dụng lên khối lùi, các tác giả đã đề xuất một thiết kế mới của thiết bị hãm lùi và kiểm tra khả năng làm việc tin cậy của thiết bị mới. Qua kiểm tra chứng tỏ thiết bị hãm lùi mới thỏa mãn các yêu cầu làm việc của một thiết bị hãm lùi. So sánh với thiết bị hãm lùi ban đầu, thiết bị hãm lùi mới nhỏ gọn hơn, có cấu tạo và hoạt động đơn giản, thuận tiện hơn cho quá trình bảo dưỡng. Quy trình tính toán này có thể được sử dụng cho bài toán thiết kế hệ thống hãm lùi đẩy lên cho các loại pháo khác. ❖

Ngày nhận bài: 18/12/2018

Ngày phản biện: 08/01/2019

#### Tài liệu tham khảo:

- [1] Čech, V. *Recoil mechanism cannon I*, Military Academy Brno 1991, 150-178.
- [2] Čech, V. *Recoil mechanism cannon II*, Military Academy Brno 1991, 214-298
- [3] Fišer, M. *Automatic weapons*, VA AZ Brno 1958, 118-168.
- [4] Baev, I. V. *Teoriya i raschet artilerijskich orudij*, MO SSSR, Moskva 1980
- [5] Phan Nguyễn Thiều, Không Đình Tuy. *Nguyên lý thiết kế vũ khí cơ nòng*, tập II, quyển II, NXB Quân đội Nhân dân, Hà Nội 2004

