

# LỰC TÁC DỤNG LÊN CƠ CẤU DỊCH CHUYỂN CỦA MÁY XÚC NHIỀU GẦU KIỂU RÔTÔ DÙNG XÚC BỐC THAN CẨM

NGUYỄN PHÚC TRƯỜNG, NGUYỄN DUY CHÍNH,  
NGUYỄN SƠN TÙNG - Trường Đại học Mỏ-Địa chất

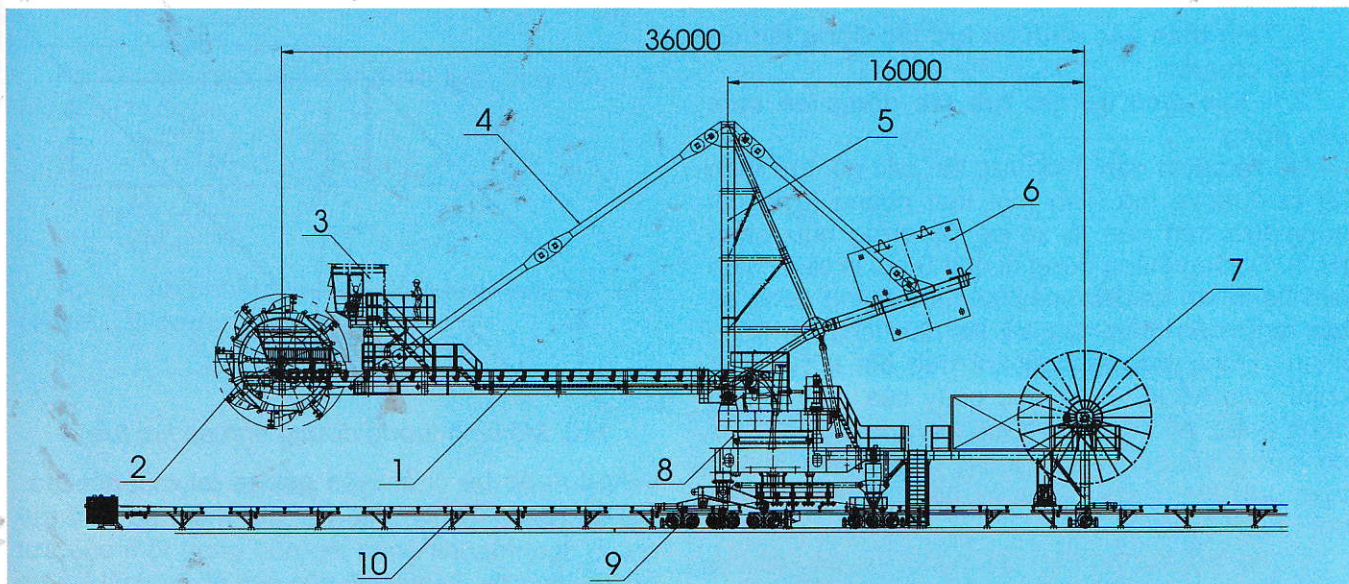
**H**iện nay tại Việt Nam, máy xúc nhiều gầu kiểu rô-tô, di chuyển trên đường ray được sử dụng kết hợp với băng tải tạo thành một hệ thống xúc bốc và vận tải vật liệu rời có năng suất cao tại các kho, bến. Các máy này đều được nhập khẩu nguyên chiếc từ nước ngoài, các tài liệu nghiên cứu tính toán thiết kế trong nước còn ít. Vì vậy, việc nghiên cứu tính toán lực tác động lên máy là bước đầu để phục vụ thiết kế và chế tạo

trong nước, phục vụ sản xuất.

## 1. Giới thiệu máy xúc nhiều gầu kiểu rô-tô

### 1.1. Giới thiệu máy xúc nhiều gầu kiểu rô-tô

Dưới đây giới thiệu kết cấu một loại máy xúc rô-tô, di chuyển trên đường ray, loại RC 5 làm việc tại Công ty Tuyển than Cửa Ông. Máy có kết cấu như trên hình H.1, đặt trên đường ray và có thể di chuyển trên đó.



H.1. Kết cấu máy xúc nhiều gầu rô-tô RC5: 1 - Cản máy; 2 - Gầu xúc rô-tô; 3 - Cabin; 4 - Thanh giăng; 5 - Khung đỡ chính; 6 - Đồi trọng; 7 - Bộ phận cuốn cáp; 8 - Cơ cấu quay; 9 - Cơ cấu di chuyển; 10 - Băng tải than cám [1]

Băng tải được đặt trong cản máy 1 để nhận than từ gầu xúc rô-tô 2 đổ xuống và vận tải tới bun ke trong thân máy và từ đó được đổ xuống băng nhận tải đặt dưới máy. Băng tải này nằm giữa đường ray và song song với đường ray của máy. Vì vậy, máy xúc vừa chạy vừa có thể rót tải xuống băng tải này.

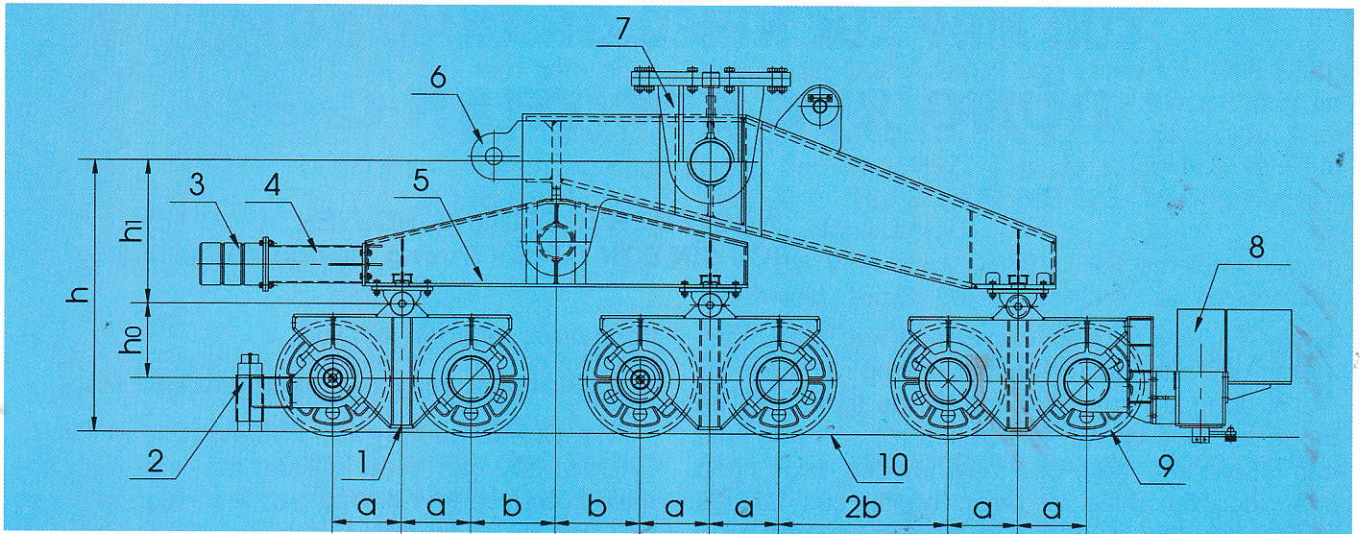
Khi máy làm việc, gầu xúc rô-tô được dẫn động quay, các gầu xúc của rô-tô đào xúc vật liệu theo chiều từ dưới lên, nâng lên độ cao nhất định rồi đổ vào băng tải trên cản máy. Ngoài chuyển động quay của gầu xúc rô-tô, máy còn kết hợp các bộ phận nâng hạ cản, di chuyển máy hoặc quay thân máy để đưa rô-tô tới các vị trí xúc khác nhau. Có

nhieu cách phối hợp chuyển động của gầu xúc rôto và các chuyển động khác của máy để tạo những sơ đồ làm việc khác nhau.

**1.2. Cơ cấu di chuyển**

Cơ cấu di chuyển gồm 6 cụm dẫn động di chuyển

chính (mỗi cụm có 2 bánh xe) cấu tạo giống nhau và 2 cụm di chuyển phụ (mỗi cụm 3 bánh xe) chia đều cho mỗi bên (H.1). Kết cấu chân di chuyển theo kiểu dầm hộp có bánh xe thép 9 chạy trên đường ray 10 (H.2).



H.2. Cơ cấu di chuyển: 1 - Giá đỡ bánh xe; 2 - Cơ cấu làm sạch đường ray; 3 - Đệm giảm chấn; 4 - Bộ phận lắp đệm giảm chấn; 5, 6 - Dầm cân bằng; 7 - Bộ lắp với bàn máy; 8 - Cơ cấu kẹp ray; 9 - Bánh xe; 10 - Đường ray [1]

**2. Tính toán xác định áp lực tác động lên cơ cấu di chuyển**

**2.1. Xác định áp lực tựa tác động lên cụm dẫn động**

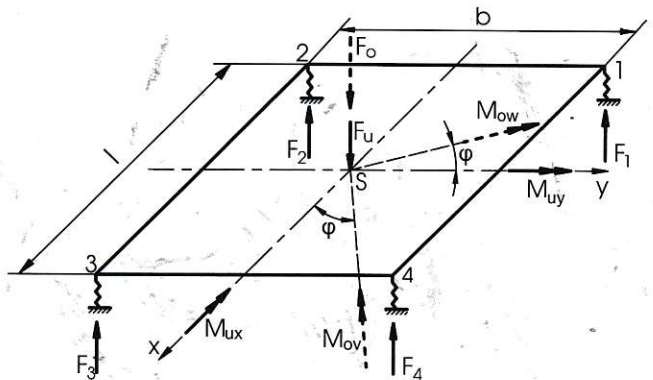
Để xác định gần đúng lực lên các gối tựa theo [3] ta đưa về mô hình một tấm phẳng tuyệt đối cứng tựa trên bốn lò xo có độ cứng như nhau (H.3). Đường thẳng đứng đi qua S gọi là trục chính của hệ lò xo, tại điểm này, các lực thẳng đứng sẽ tạo ra ở bốn điểm tựa có sự dịch chuyển bằng nhau. Trong trường hợp khi trục đối xứng, trục chính của hệ lò xo và trục quay của máy không trùng nhau, có thể quy về mô hình đơn giản: Trục đối xứng và trục chính trùng nhau song không trùng với trục quay của máy bằng phương pháp dời lực (H.3).

Trong mọi trường hợp các ngoại lực đều có thể quy về trục chính hệ lò xo bằng một lực thẳng đứng do bộ di chuyển gây ra ( $F_u$ ) và áp lực do phần quay gây ra ( $F_o$ ) và một lực ngang ( $F_h$ ) (không đưa vào trên hình vẽ) và các mômen  $M_{ux}$ ,  $M_{uy}$  và  $M_{ov}$ ,  $M_{ow}$ . Góc quay  $\varphi$  chỉ vị trí tức thời của vectơ mômen phần quay  $M_o$ .

Áp lực tựa tính cho một gối tựa bất kỳ ( $F_i$ ):

$$F_i = (F_{ui} + F_{oi}), N. \tag{1}$$

Trong đó:  $F_{ui}$  - Áp lực do bộ di chuyển gây ra tại một gối tựa, N;  $F_{oi}$  - Áp lực do phần quay gây ra tính cho một gối tựa, N.



H.3. Mô hình tương đương tính áp lực tựa

Áp lực do bộ di chuyển gây ra tại một gối tựa ( $F_{ui}$ ) được xác định:

$$F_{ui} = \frac{F_u}{4} \pm \frac{M_{ux}}{2b} \pm \frac{M_{uy}}{2l} \tag{2}$$

Trong đó:  $M_{ux}$  - Mômen uốn theo phương x tạo ra bởi bộ di chuyển, Nm;  $M_{uy}$  - Mômen uốn theo phương y tạo ra bởi bộ di chuyển, Nm; b - Chiều rộng bộ di chuyển, m; l - Chiều dài bộ di chuyển, m.

Từ công thức (2) ta xác định được áp lực lớn nhất và nhỏ nhất do bộ di chuyển gây ra:

$$F_{u_{max}} = F_{u4} = \frac{F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} \tag{3}$$

$$F_{u_{min}} = F_{u2} = \frac{F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} \tag{4}$$

Áp lực do phần quay gây ra tính cho một gối tựa bất kỳ ( $F_{oi}$ ):

$$F_{oi} = \frac{F_o}{4} \pm M_{ov} \left( \frac{\cos \varphi}{2b} - \frac{\sin \varphi}{2l} \right) \pm M_{ow} \left( \frac{\sin \varphi}{2b} + \frac{\cos \varphi}{2l} \right) \quad (5)$$

Trong đó:  $\varphi$  - Góc quay của mômen uốn tạo ra bởi phần quay với phương x và y;  $M_{ov}$  và  $M_{ow}$  - Mômen uốn tạo ra bởi phần quay tại vị trí ứng với góc  $\varphi$  (H.3).

Để xác định được áp lực lớn nhất và nhỏ nhất do phần quay gây ra ta lấy đạo hàm của  $F_{oi}$  theo góc  $\varphi$  và cho bằng 0, ta được:

$$\operatorname{tg}(\varphi + k\pi) = \frac{\frac{M_{ow}}{b} - \frac{M_{ov}}{l}}{\frac{M_{ow}}{l} + \frac{M_{ov}}{b}} \quad (6)$$

Thay giá trị của góc  $\varphi$  ở (6) vào (5) ta được:

Áp lực lớn nhất do phần quay gây ra:

$$F_{o\max} = \frac{F_o}{4} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (7)$$

Áp lực nhỏ nhất do phần quay gây ra:

$$F_{o\min} = \frac{F_o}{4} - \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (8)$$

Với:  $m = \frac{b.l}{\sqrt{b^2 + l^2}} \quad (9)$

Áp lực lớn nhất lên một điểm tựa, thay (9), (7), (3) vào (1) được:

$$F_{i\max} = F_4 = \frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (10)$$

Áp lực nhỏ nhất lên một điểm tựa, thay (9), (8), (4) vào (1) được:

$$F_{i\min} = F_2 = \frac{F_o + F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} - \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (11)$$

Có thể xảy ra trường hợp, máy xúc làm việc chỉ tựa trên ba điểm tựa, do tải trọng dẫn đến áp lực tựa của một trong bốn gối bằng không hoặc do có sự sai lệch về độ cao của đường ray một gối không tiếp xúc mặt đường. Giả sử áp lực tựa  $F_2$  là nhỏ nhất. Cho  $F_2=0$  ta có bất đẳng thức:

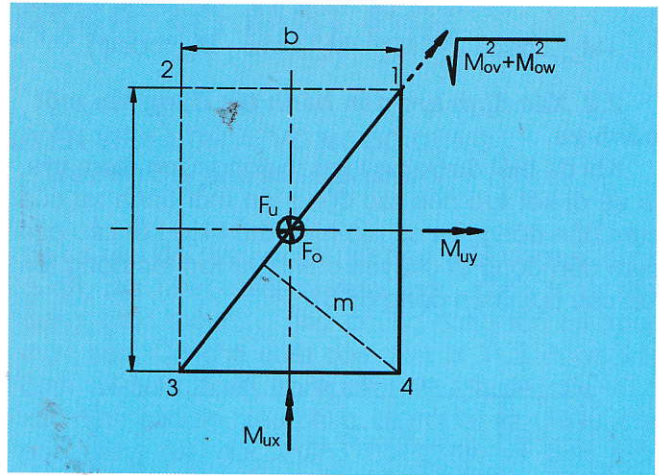
$$M_{ov} \left( \frac{\cos \varphi}{b} - \frac{\sin \varphi}{l} \right) + M_{ow} \left( \frac{\sin \varphi}{b} + \frac{\cos \varphi}{l} \right) \geq \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l} \quad (12)$$

Bất đẳng thức này là điều kiện để xảy ra hiện tượng máy xúc làm việc tựa trên ba điểm tựa. Từ công thức (12) cho phép ta xác định được miền giá trị của góc quay  $\varphi$  thỏa mãn bất đẳng thức trên.

Nhờ (11) ta có thể kiểm tra một cách đơn giản hơn xem có thể xảy ra hiện tượng có một gối, áp lực tựa bằng không khi cho  $F_{i\min} = F_2 \leq 0$ , hay:

$$\frac{1}{m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \geq \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l} \quad (13)$$

Sau khi bỏ  $F_2$  thì máy xúc chỉ tựa trên ba gối 1, 3, 4 (H.3).



H.4. Mô hình xác định áp lực tựa khi  $F_2=0$  do ảnh hưởng bởi tải trọng phân bố không đều

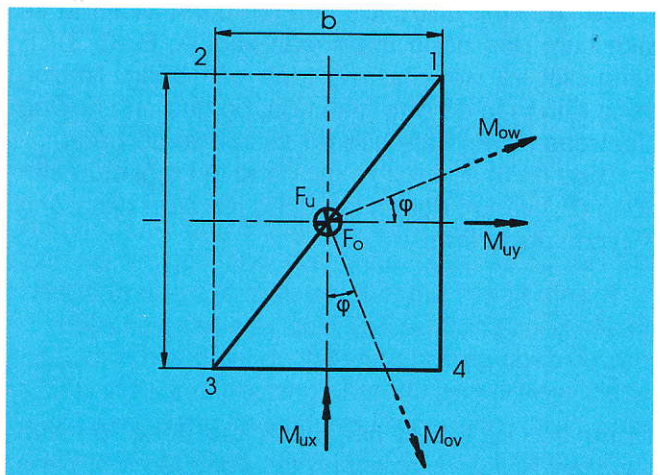
Theo (H.4) Ta có:

$$F_1 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{uy}}{l} - \frac{m}{l^2} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (14)$$

$$F_3 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{m}{b^2} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (15)$$

$$F_4 = \frac{M_{ux}}{b} + \frac{M_{uy}}{l} + \frac{1}{m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (16)$$

Trong trường hợp máy xúc chỉ tựa trên ba điểm tựa do ảnh hưởng bởi đường ray (H.5) và giả sử gối 2 không tiếp xúc với mặt đường ray.



H.5. Mô hình xác định áp lực tựa khi  $F_2=0$  do ảnh hưởng bởi đường đường ray

Ta có:

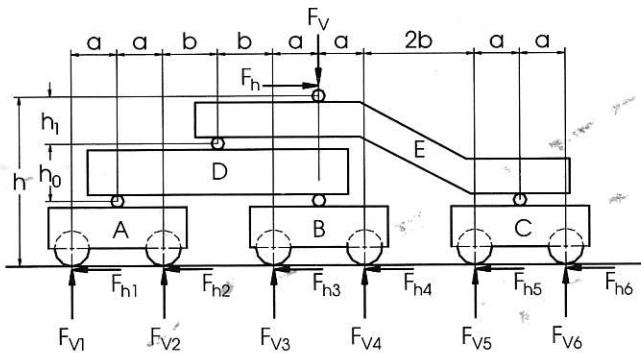
$$F_1 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{l}(M_{uy} - M_{ov} \cdot \sin\varphi + M_{ow} \cdot \cos\varphi) \quad (17)$$

$$F_3 = \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{b}(M_{ux} - M_{ov} \cdot \sin\varphi + M_{ow} \cdot \cos\varphi) \quad (18)$$

$$F_4 = F_u + F_o - F_1 - F_3 = \frac{1}{l}(M_{uy} - M_{ov} \cdot \sin\varphi + M_{ow} \cdot \cos\varphi) + \frac{1}{b}(M_{ux} - M_{ov} \cdot \sin\varphi + M_{ow} \cdot \cos\varphi) \quad (19)$$

**2.2. Xác định lực nén bánh tác động lên một bánh xe**

Khi đã biết được áp lực tác động từng điểm tựa, ta sẽ đi xét lực nén tác động lên mỗi bánh xe của cụm dẫn động. Ta có mô hình thể hiện kết cấu của cụm dẫn động di chuyển chính và lực tác động lên kết cấu cụm dẫn động (H.6).



H.6. Mô hình kết cấu cụm dẫn động di chuyển chính và lực tác động

Theo (H.6), áp lực tựa tác động lên một cụm dẫn động:

$$F_v = F_i \quad (20)$$

Trong đó: \$F\_i\$ - Áp lực tựa tác động lên một cụm dẫn động đã được xác định theo các công thức trên.

Để xác định được lực nén lên bánh xe thì ta sẽ tách cụm dẫn động thành các khối A, B, C, D, E riêng biệt và viết phương trình cân bằng. Nhưng trong tính toán để đơn giản hóa, bỏ qua ảnh hưởng của trọng lượng dầm hộp đỡ và các xe đỡ bánh.

Theo (H.6) áp lực tựa tác động lên một cụm dẫn động (\$F\_v\$) và lực ngang tác động lên cụm dẫn động (\$F\_h\$) còn được tính:

$$F_v = \sum_{i=1}^6 F_{vi} \quad (21)$$

$$F_h = \sum_{i=1}^6 F_{hi} \quad (22)$$

Trong đó: \$F\_{vi}\$ - Lực nén bánh tác động lên một bánh xe, N; \$F\_{hi}\$ - Lực ngang tác động lên một bánh xe (lực ngang chỉ xuất hiện trên các bánh xe được dẫn động), N.

Vì các bánh xe được thiết kế lắp đặt kết hợp với hệ thống cầu cân bằng nên trong tính toán ta coi các lực nén bánh tác động lên một bánh xe là xấp xỉ bằng nhau:

$$F_{vi} = F_{v1} = F_{v2} = F_{v3} = F_{v4} = F_{v5} = F_{v6} = \frac{F_v}{6} \quad (23)$$

$$\Rightarrow F_{vi} = \frac{\left(\frac{F_u + M_{ux}}{4} \pm \frac{M_{uy}}{2l}\right) \frac{F_o}{6} \pm \frac{4}{6}}{6} \quad (24)$$

$$\pm \frac{M_{ov} \left(\frac{\cos\varphi}{2b} - \frac{\sin\varphi}{2l}\right)}{6} \pm \frac{M_{ow} \left(\frac{\sin\varphi}{2b} + \frac{\cos\varphi}{2l}\right)}{6}$$

Xét trường hợp máy xúc làm việc tại một vị trí xác định ta có thể tính được lực nén bánh lớn nhất tác động lên một bánh xe:

$$F_{vimax} = \frac{\frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}}{6} \quad (25)$$

Lực nén bánh nhỏ nhất tác động lên một bánh xe:

$$F_{vimin} = \frac{\frac{F_o + F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} - \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}}{6} \quad (26)$$

**2.3. Kiểm tra bền bánh xe**

Dựa vào kết quả đã tính ở trên, tính được tải trọng tương đương (\$P\_{td}\$) tác động lên bánh dẫn theo [2]:

$$P_{td} = \gamma \cdot k_{bx} \cdot P_{max} \quad (27)$$

Trong đó: \$\gamma\$ - Hệ số tính đến sự thay đổi tải trọng; \$k\_{bx}\$ - Hệ số tính đến chế độ làm việc của cơ cấu; \$P\_{max}\$ - Tải trọng lớn nhất có thể xuất hiện đối với bánh xe (lực nén bánh), N:

$$P_{max} = F_{vimax} = \frac{\frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}}{6} \quad (28)$$

Thay (25) và (28) lại (27) ta xác định được tải trọng tương đương ứng với tải trọng lớn nhất tác động lên bánh xe:

$$P_{td} = \gamma \cdot k_{bx} \cdot \left[ \frac{\frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l}}{6} + \frac{1}{2m} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \right] \quad (29)$$

Kiểm tra bền cho bánh xe theo sức bền dấp:

$$\sigma_d = 190 \sqrt{\frac{P_{td}}{b \cdot r}} \leq [\sigma_d] \text{ N/mm}^2 \quad (30)$$

(Xem tiếp trang 40)

9. Saharan, M. R. and Mitri, H. S. Numerical Procedure for Dynamic Simulation of Discrete Fractures Due to Blasting. Rock Mech. Rock Engng, 2008, 41 (5): 641-670

10. Olsson, M., Nie, S., Bergqvist, I., Ouchterlony, F. (2001): What causes cracks in rock blasting? In: Proc. EXPL02001. Hunter valley, NSW, Australia, 191-196.

11. Park, D. et al, A Numerical Study on the Screening of Blast-Induced Waves fo Reducing Ground Vibration, Rock Mech Rock Eng (2009) 42:449-473.

13. M. Keshavarz, V.K. Dang, K. Amini Hosseini, F.L. Pellet. AE thresholds and compressive strength of different crystalline rocks subjected to static and dynamic loadings. 1st International Conference on Rock Dynamics and Applications. 06-08 June 2013, Lausanne-Switzerland.

15. Ahmed, L., Ansell, A. Structural dynamic and stress wave models for the analysis of shotcrete on rock exposed to blasting. Engineering Structures, 2011, 35:11-17.

**Ngày nhận bài:** 05-11-2016

**Ngày gửi phản biện:** 28-12-2016

**Ngày nhận phản biện:** 25-02-2017

**Ngày chấp nhận đăng bài:** 08-04-2017

**Từ khóa:** ảnh hưởng, chấn động, nổ mìn

### SUMMARY

The Hải Vân Pass, located in coastal Central Vietnam, is the greatest traffic bottleneck on the National Highway No.1, a roadway that links the capital, Hà Nội, with Hồ Chí Minh. This paper presents some methods to study to study the effect of blast vibration at Hải Vân tunnel project. This paper also proposes the in-situ measuring method using Minimate Plus equipment and numerical simulation method to investigate the effect of tunnel-blasting-induced vibrations on tunnel lining of existing main tunnel. The numerical model will carry out with Abaqus/explicit model using coupled finite element (FE) and infinite element (IE) and Non-Reflecting Boundaries Conditions (NRBCs).

## LỰC TÁC ĐỘNG LÊN...

(Tiếp theo trang 60)

Trong đó: b - Bề rộng mặt ray tiếp xúc với bánh xe, mm; r - Bán kính bánh xe, mm;  $[\sigma]$  - Ứng suất dập cho phép, N/mm<sup>2</sup>.

### 3. Kết luận

➤ Máy xúc rôto nhiều gầu, di chuyển trên đường ray được sử dụng rộng rãi để vận chuyển vật liệu rời trong các kho bến. Để thiết kế chế tạo máy này, cần xác định chính xác lực tác động lên máy;

➤ Để xác định lực tác động lên các gối tựa cơ cấu di chuyển máy xúc rôto nhiều gầu, di chuyển trên đường ray, có thể dùng phương pháp dời lực. Với các phương trình đã thiết lập, có thể xác định được giá trị lớn nhất, nhỏ nhất của lực tác động trên gối tựa, lên bánh xe. Trên cơ sở này có thể tính toán kiểm tra độ bền các chi tiết của cơ cấu di chuyển. □

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Tập bản vẽ tổ hợp vận tải máy xúc nhiều gầu kiểu Rôto RC5 và băng tải B17. Công ty Tuyển than Cửa Ông.

2. Võ Quang Phiên (2001). Máy nâng. NXB

Giao Thông Vận Tải.

3. Trương Quốc Thành, Phạm Quang Dũng (2004). Máy và thiết bị nâng. NXB Khoa Học Kỹ Thuật, Hà Nội.

**Ngày nhận bài:** 02-11-2016

**Ngày gửi phản biện:** 12-12-2016

**Ngày nhận phản biện:** 25-02-2017

**Ngày chấp nhận đăng bài:** 08-04-2017

**Từ khóa:** máy xúc rôto, máy xúc nhiều gầu, cơ cấu di chuyển, vận chuyển vật liệu rời, áp lực tác động, lực nén bánh xe, kiểm tra bền bánh xe

### SUMMARY

The rail-mounted bucket wheel reclaimers are widely used for transport bulk materials in storages, ports. For design this machine, it is necessary exactly determine the forces, acting on it. This paper introduces the method of calculaion of the forces, acting on moving mechanism, the most important part of rail-mounted bucket wheel reclaimer.