

# CHỈNH TÂM BĂNG TẢI TRÊN CƠ SỞ LỰC TÁC DỤNG TƯƠNG HỒ GIỮA TÂM BĂNG VÀ CON LĂN

ThS. NGUYỄN DUY CHỈNH, ThS. NGUYỄN PHÚC TRƯỜNG  
 Trường Đại học Mỏ-Địa chất

**T**rong quá trình làm việc, do nhiều nguyên nhân khác nhau băng tải có thể trượt ngang, làm lệch tâm băng dẫn đến rách băng, kẹt băng, đứt băng, rơi vãi vật liệu,.... Hiện tượng này ảnh hưởng xấu đến sức bền và năng suất vận tải của tuyến băng. Để hạn chế hiện tượng nêu trên người ta thường thiết kế, lắp đặt các giá đỡ con lăn định tâm trên tuyến băng để tự động đưa băng về vị trí làm việc ban đầu. Tuy nhiên, cho đến nay ở nước ta việc nghiên cứu cơ cấu chỉnh tâm băng chưa được đầy đủ. Vì vậy bài báo này có ý nghĩa thực tiễn góp phần xác định kết cấu, các thông số làm việc hợp lý đảm bảo cho băng tải làm việc ổn định, đem lại hiệu quả cao.

## 1. Cơ sở lý thuyết về lực tác dụng tương hỗ giữa tấm băng và con lăn đỡ đặt không vuông góc với trục tuyến băng

Khi băng tải chuyển động với vận tốc  $v_b$ , nhờ có sự tiếp xúc giữa tấm băng và con lăn và nhờ truyền lực bằng ma sát nên vận tốc của con lăn

theo hướng chuyển động cũng bằng  $\vec{v}_b$ .

Giả sử giá đỡ con lăn bị lệch đi một góc  $\theta$  nào đó so với phương vuông góc với trục băng thì vận tốc được phân thành 2 thành phần: thành phần tiếp tuyến  $\vec{v}_1$  vuông góc với trục con lăn và thành phần  $\vec{v}_c$  song song với trục con lăn [3] (H.1.a):

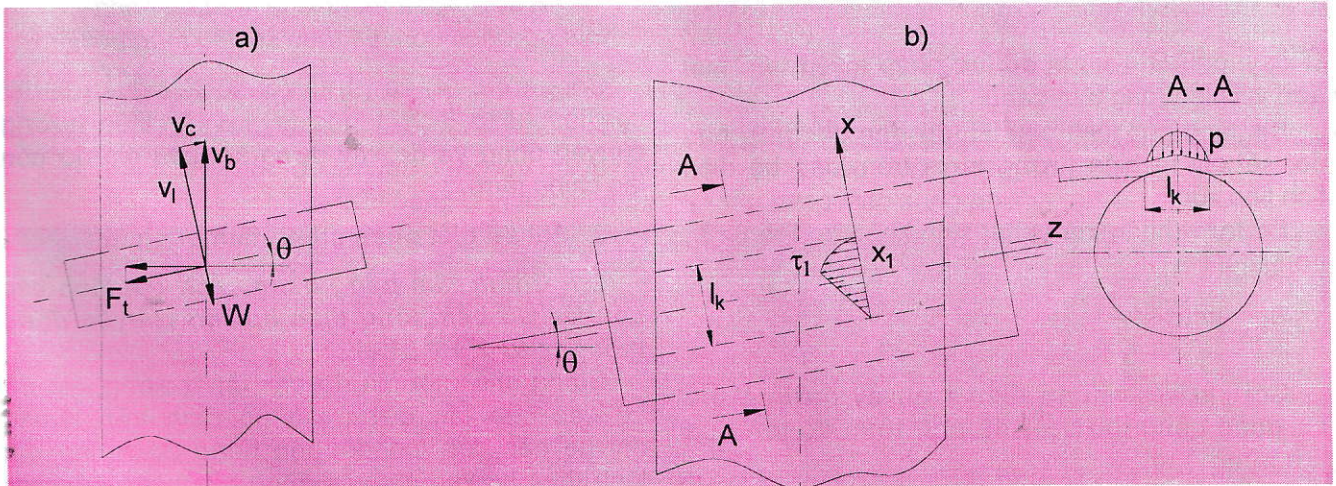
$$\vec{v}_b = \vec{v}_1 + \vec{v}_c \quad (1)$$

Thành phần  $\vec{v}_1$  gây ra vận tốc quay của con lăn quanh trục. Thành phần  $\vec{v}_c$  gây ra sự trượt tương đối giữa con lăn và mặt băng.

Do có vận tốc trượt tương đối giữa mặt dưới của băng và bề mặt con lăn nên giữa con lăn và mặt băng sinh lực ma sát trượt:

$$F_t = P.f \quad (2)$$

Trong đó: P - áp lực pháp tuyến của băng trên con lăn, f - hệ số ma sát trượt giữa mặt băng và bề mặt con lăn.



H.1. Sơ đồ lực tác dụng giữa tấm băng và con lăn

Lực ma sát phát sinh tại vị trí tiếp xúc giữa mặt băng và mặt con lăn, có phương song song với trục con lăn và ngược chiều vận tốc trượt  $\vec{v}_c$ .

Ngoài ra, khi con lăn quay sinh ra sức cản chuyển động với trục quay và được xác định theo công thức [1]:

$$W = P.w \quad (3)$$

Ở đây  $w$  là hệ số sức cản chuyển động của băng vận chuyển.

Khi chiếu lực ma sát và sức cản chuyển động lên trục vuông góc với hướng chuyển động của băng chúng ta tìm được giá trị của lực bên hông tác dụng lên tấm băng:

$$F_b = P \cdot (f \cdot \cos\theta - w \cdot \sin\theta) \quad (4)$$

Nhưng thực tế tấm băng là vật liệu đàn hồi, sự tương tác giữa tấm băng và con lăn xảy ra phức tạp hơn. Để rút ra giá trị thực của lực bên hông khi góc lệch con lăn nhỏ cần phải khảo sát ứng suất và biến dạng phát sinh trên diện tích tiếp xúc giữa băng và con lăn [2].

Giả thiết rằng áp lực pháp tuyến trên diện tích tiếp xúc phân bố đồng đều theo chiều rộng của băng và thay đổi theo quy luật parabol bậc 2 theo trục  $x$  (H.1.1.b).

Nếu góc lệch con lăn đủ lớn thì trên toàn bộ diện tích tiếp xúc xảy ra trượt đàn hồi theo phương ngang, khi ấy ứng suất tiếp tuyến theo phương ngang trên toàn bộ diện tích tiếp xúc sẽ đạt đến giá trị giới hạn theo điều kiện bám dính.

Ứng suất tiếp tuyến giới hạn (hay lực ma sát đơn vị) bằng tích của áp lực pháp tuyến với hệ số ma sát trượt và vì vậy khi bị trượt hoàn toàn thì nó cũng thay đổi dọc trục  $x$  theo hàm số parabol [4]:

$$\tau(x) = \frac{4\tau_{\max}}{l_k} x - \frac{4\tau_{\max}}{l_k^2} x^2 \quad (5)$$

Trong đó:  $l_k$  - Chiều rộng diện tích tiếp xúc.

Giá trị  $\tau_{\max}$  được xác định theo:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{p}{l_k} \cdot f \quad (6)$$

Ở đây:  $p=P/B$  - Giá trị áp lực pháp tuyến trên một đơn vị chiều rộng tấm băng.

Khi tăng góc lệch con lăn đến giá trị  $\theta_1$  nào đó, sẽ xảy ra hiện tượng trượt trên toàn bộ diện tích tiếp xúc.

Sự trượt hoàn toàn phát sinh khi góc lệch  $\theta > \theta_1$ , trong đó:

$$\theta_1 = \arctg \frac{6 \cdot p \cdot f}{c \cdot l_k^2} \quad (7)$$

Chỉ khi với những điều kiện ấy mới có thể sử dụng công thức (4) để tính toán độ lớn của lực bên hông.

Khi góc lệch con lăn  $\theta < \theta_1$ , diện tích tiếp xúc gồm 2 vùng: vùng tĩnh tương đối và vùng trượt ngang tương đối.

Trong vùng tĩnh ứng suất tiếp tuyến tăng theo quy luật tuyến tính:

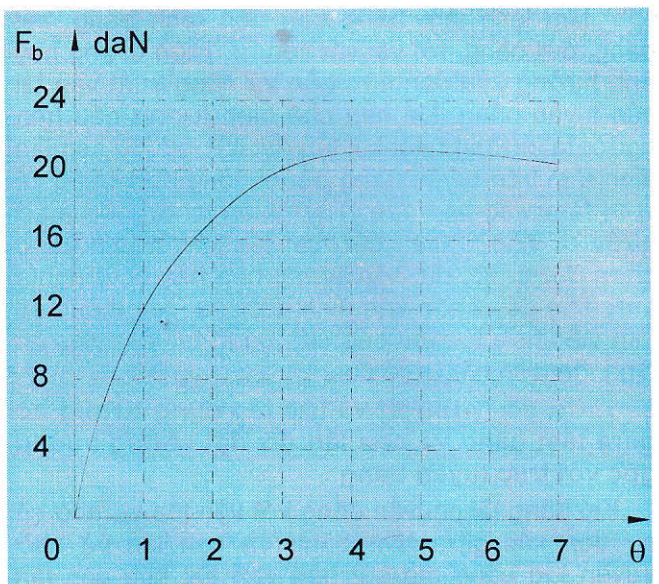
$$\tau(x) = c \cdot x \cdot \tg \theta \quad (8)$$

Giả sử ranh giới giữa 2 vùng này có tọa độ  $x_1$  (Hình 2.1b) ứng với ứng suất trượt  $\tau_1$  ta tìm được giá trị lực bên hông tác dụng lên tấm băng [4]:

$$F_b = B \cos\theta \left( A_1 - \frac{1}{3pf} A_1^2 + \frac{1}{27p^2 f^2} A_1^3 \right) - P \cdot w \sin\theta \quad (9)$$

Ở đây:  $A_1 = 0,5 \cdot c \cdot l_k^2 \cdot \tg\theta$  với  $c$  là độ cứng quy đổi chống trượt của các vật tiếp xúc.

Bằng số liệu thực nghiệm [4] các nhà khoa học đã minh chứng được rằng khi tăng góc lệch con lăn đỡ, giá trị lực bên hông tăng rất nhanh và đạt giá trị lớn nhất khi  $\theta = 1,6^\circ + 6^\circ$  sau đó bắt đầu giảm (H.2).



H.2. Sự phụ thuộc của lực bên hông vào góc lệch con lăn theo số liệu thực nghiệm

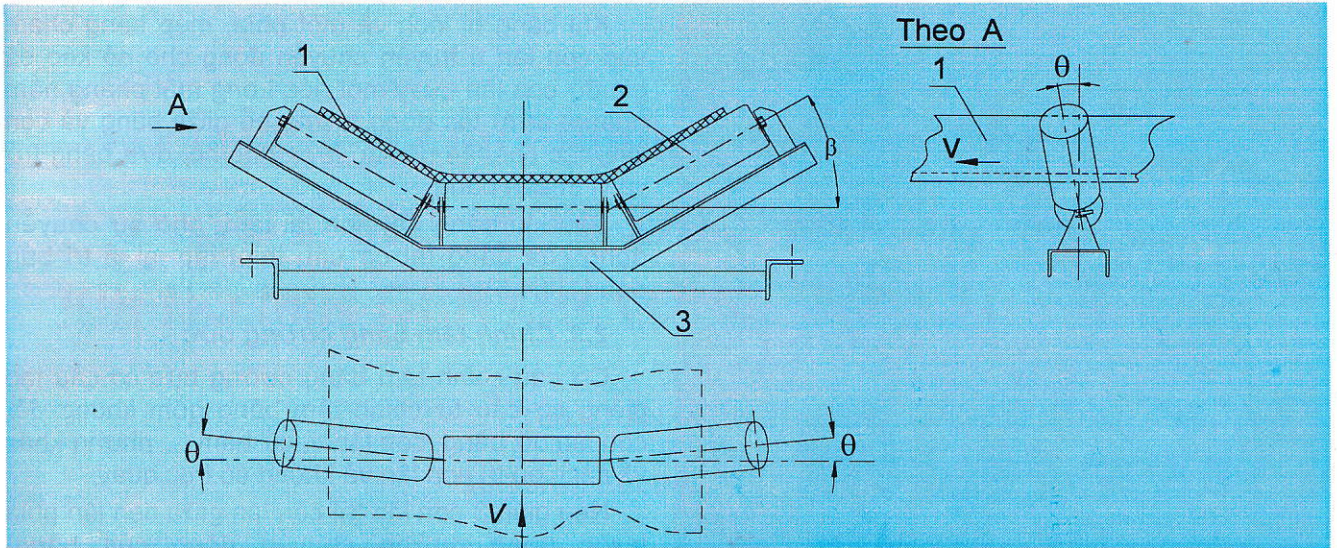
Công thức (4) và (9) là cơ sở lý thuyết để đặt con lăn hông lệch 1 góc từ  $1,6^\circ + 6^\circ$  theo hướng chuyển động và để xây dựng kết cấu giá đỡ con lăn chỉnh tâm.

## 2. Một số giải pháp chỉnh tâm băng tải

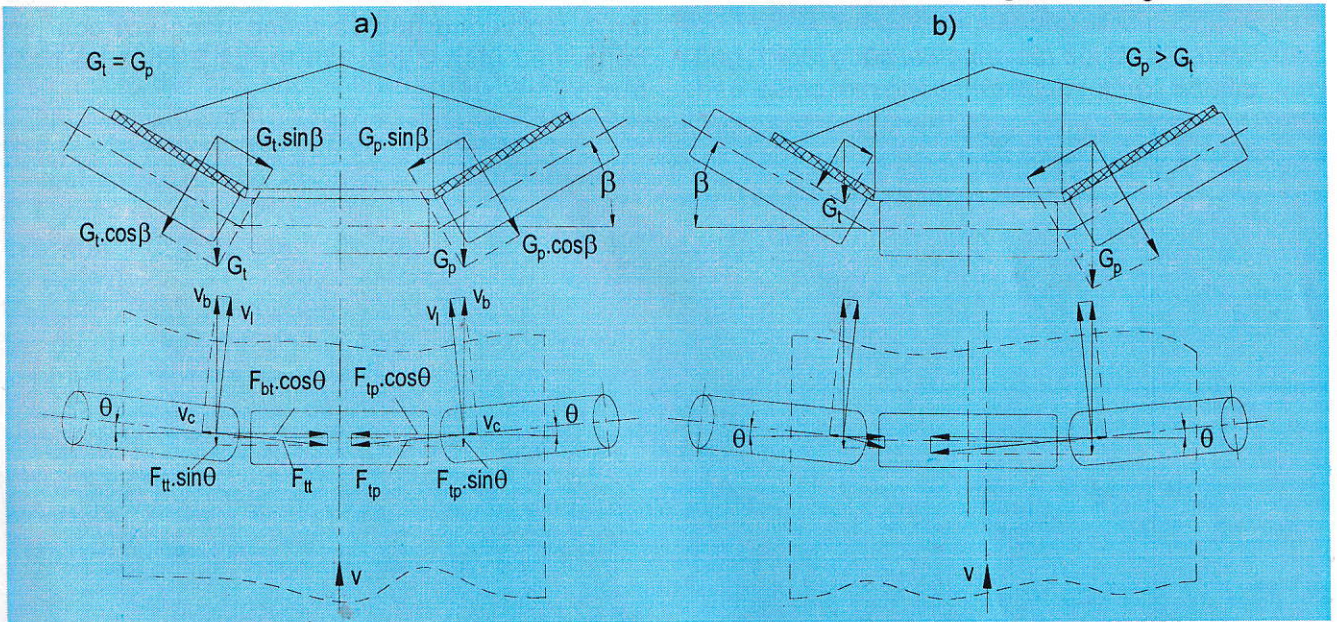
### 2.1. Chỉnh tâm băng bằng cách đặt lệch các con lăn đỡ bên hông theo hướng chuyển động một góc từ $2^\circ + 6^\circ$ (H.3)

Giống như một giá đỡ con lăn thường, giá đỡ và các con lăn được lắp cố định trên khung nhưng các con lăn đỡ bên hông được lắp đặt lệch theo hướng chuyển động của băng một góc  $\theta = 2^\circ + 6^\circ$  (H.4).

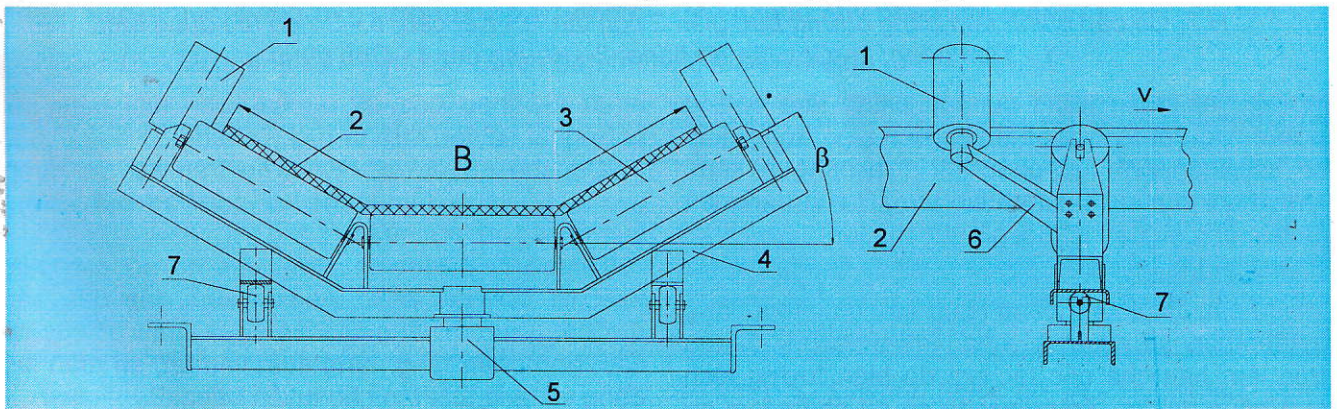
Sự khác nhau về áp lực tác dụng lên con lăn hông bị đặt lệch theo hướng chuyển động khi băng làm việc bình thường và khi băng bị lệch là nguyên nhân chính phát sinh lực phục hồi đưa băng về vị trí cân bằng [5].



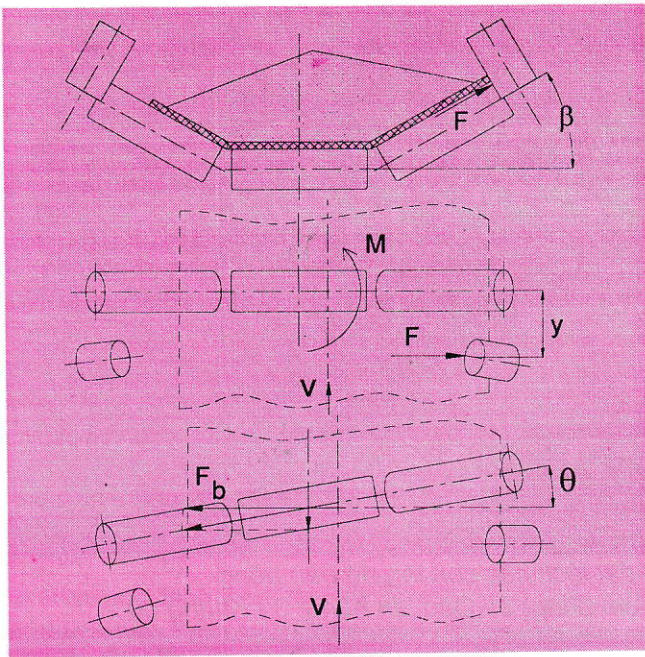
H.3. Cơ cấu định tâm bằng cách đặt lệch các con lăn đỡ bên hông theo hướng chuyển động một góc  $2\theta \approx 6^\circ$ : 1 - Tấm băng; 2 - Con lăn hông; 3 - Khung đỡ



H.4. Sơ đồ lực tác dụng khi đặt lệch con lăn hông theo hướng chuyển động: a - Khi băng ở vị trí cân bằng; b - Khi băng lệch sang phải



H.5. Giá đỡ con lăn định tâm giàn 3 con lăn: 1 - Con lăn tì; 2 - Tấm băng; 3 - Con lăn đỡ băng; 4 - Giá đỡ con lăn; 5 - Ổ trục; 6 - Tay đòn; 7 - Cữ hãm



H.6. Sơ đồ lực tác dụng khi băng lệch của cơ cấu tự chỉnh tâm băng một chiều

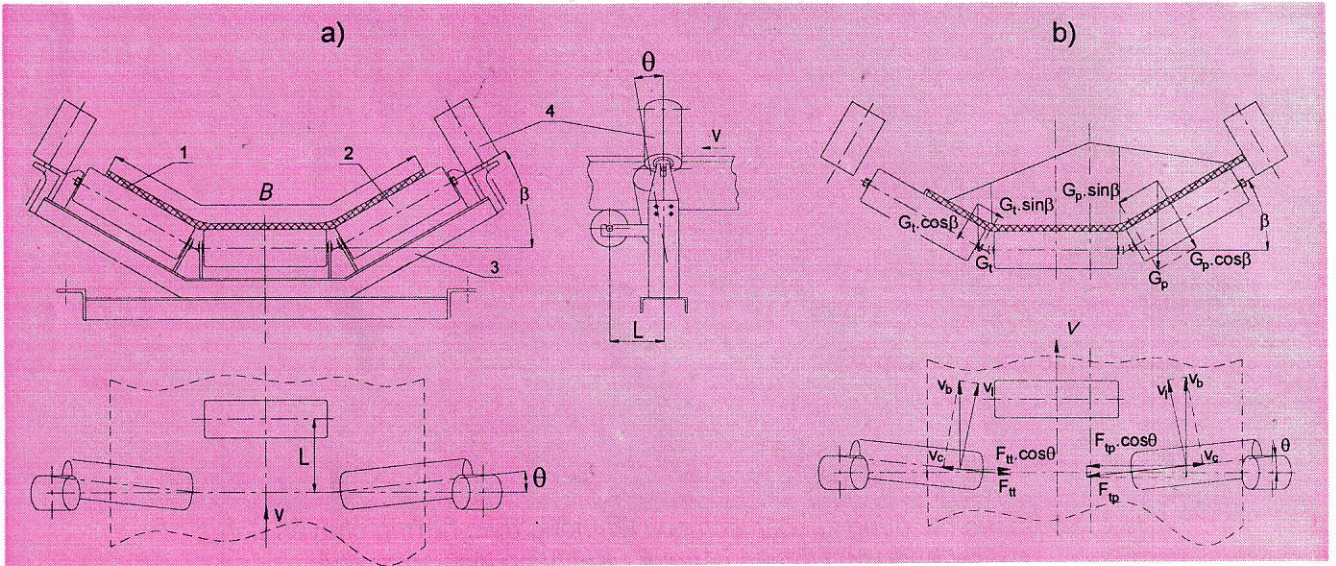
Khi băng bị lệch về một phía, mép băng chạm vào con lăn thì truyền chuyển động cho nó kéo cả giá đỡ con lăn quay một góc trong mặt phẳng nằm ngang; dưới tác dụng tương hỗ giữa băng và con lăn, các con lăn đỡ tạo lực phục hồi đưa băng trở về vị trí cân bằng.

Sau khi băng đã định lại tâm, nhờ sự chuyển động của băng thì cơ cấu thiết lập lại vị trí ban đầu [1] (H.6).

**2.3. Chỉnh tâm băng cưỡng bức**

Cơ cấu chỉnh tâm băng cưỡng bức có cấu tạo giống cơ cấu tự chỉnh tâm băng gồm khung đỡ, con lăn đỡ băng, con lăn tì, cỡ hãm,... nhưng khác về cách bố trí con lăn và không có trục quay.

Nếu giàn 3 con lăn thì con lăn giữa tiến lên phía trước (theo hướng chuyển động của băng) khoảng  $90 \pm 100$  mm; 2 con lăn hông lắp lùi về sau và chéo về phía trước một góc từ  $2^0 \pm 6^0$ , con lăn tì lắp vuông góc và thẳng hàng với con lăn hông, nếu giàn 2 con lăn thì cả 2 chéo về phía trước  $3^0 \pm 5^0$  (H.7).



H.7. Cơ cấu chỉnh tâm băng cưỡng bức giàn 3 con lăn: a - Kết cấu; b - Sơ đồ tác dụng lực; 1 - Tấm băng; 2 - Con lăn đỡ băng; 3 - Khung đỡ; 4 - Con lăn tì

Con lăn hông trong cơ cấu chỉnh tâm cưỡng bức được đặt lệch theo hướng chuyển động giúp cơ cấu luôn sinh lực phục hồi đưa băng về tâm. Mặt khác, con lăn tì có nhiệm vụ giữ cho băng khi lệch không bị tuột ra khỏi giá đỡ con lăn.

**3. Kết luận**

Cơ cấu chỉnh tâm băng là cơ cấu giúp tấm băng tự động trở về vị trí cân bằng khi bị lệch khỏi tâm trực làm hạn chế các tác hại do hiện tượng lệch tâm băng gây ra. Trên thực tế có rất nhiều loại cơ cấu chỉnh tâm băng, mỗi loại có một kết cấu khác

nhau tùy theo đặc điểm của từng loại băng tải nhưng tất cả đều dựa trên chế chung.

Cơ chế đó được xây dựng trên sự tác dụng tương hỗ giữa tấm băng và con lăn đặt không vuông góc với trục tuyến băng.

Cơ sở lý thuyết nêu trên làm cơ sở cho việc thiết kế chế tạo phục vụ sản xuất, lắp đặt, bảo dưỡng,... nhằm nâng cao hiệu quả làm việc của cơ cấu, góp phần tăng năng suất vận tải, an toàn lao động và tăng tuổi thọ cho tuyến băng. □

(Xem tiếp trang 6)

cường sâu một mét khối thể tích thành-tường hố đào lộ thiên của đường hầm, đồng/m<sup>3</sup>.

Vì vậy, từ các biểu thức (47), (48), (49), giá thành đào đoạn đường đào "G<sub>c1.dl</sub>" có thể tính bằng công thức sau:

$$G_{c1.dl} = (\sum V \cdot d_i) + (S_{gcbm} \cdot d_2) + (V_{gcs} \cdot d_3) = \{[(c_1)^3 \cdot B_1 + (c_1)^2 \cdot B_2 + (c_1) \cdot B_3 + B_4] \cdot d_i\} + (S_{gcbm} \cdot d_2) + (V_{gcs} \cdot d_3), \text{ đồng.} \quad (50)$$

Để thoả mãn điều kiện tổng giá trị chi phí đường đào lộ thiên bằng tổng chi phí thi công đường hầm, từ (46) và (50) ta có:

$$(d_h \cdot c_1) = \{[(c_1)^3 \cdot B_1 + (c_1)^2 \cdot B_2 + (c_1) \cdot B_3 + B_4] \cdot d_i\} + (S_{gcbm} \cdot d_2) + (V_{gcs} \cdot d_3). \quad (51)$$

Từ (51) ta tìm ra phương trình bậc ba:

$$(c_1)^3 \cdot (B_1 \cdot d_i) + (c_1)^2 \cdot (B_2 \cdot d_i) + (c_1) \cdot (B_3 \cdot d_i - d_h) + (B_4 \cdot d_i + S_{gcbm} \cdot d_2 + V_{gcs} \cdot d_3) = 0 \quad (52)$$

Giải phương trình bậc ba (52) ta sẽ xác định được giá trị tối ưu "c<sub>1</sub>" cho vị trí cửa đường hầm cho phương án lý tưởng hoá những điều kiện địa hình bờ dốc đá cụ thể phía trước cửa đường hầm.

### 2.3. Nghiên cứu xác định vị trí của đường hầm trong điều kiện thực tế

Rõ ràng phương pháp nghiên cứu đề xuất trên đây mới chỉ là giải pháp kỹ thuật đơn giản nhất mang tính cơ bản cho lời giải. Vì vậy, để lời giải có thể sử dụng hợp lý trên thực tế người thiết kế nên tiến hành quá trình xác định vị trí cửa đường hầm theo các bước như sau:

❖ Bước 1 - Xác định các kích thước cấu tạo cơ bản của cửa đường hầm: a<sub>1</sub>, c<sub>2</sub>, b<sub>4</sub>;

❖ Bước 2 - Xác định các thông số hình học cơ bản và tính chất ổn định của bờ dốc đá trong điều kiện lý tưởng: góc cấu tạo cơ bản "α" của bờ dốc đá phía trước cửa đường hầm; góc ổn định "β" của bờ dốc đá;

❖ Bước 3 - Xác định vị trí hợp lý của cửa đường hầm (khoảng cách "c<sub>1</sub>") trên cơ sở giải phương trình bậc ba (52) với ẩn số "c<sub>1</sub>";

❖ Bước 4 - Xem xét khả năng phù hợp của vị trí lý tưởng của cửa đường hầm với các điều kiện thực tế. Nếu vị trí vừa xác định thoả mãn các điều kiện thực tế khác thì đây sẽ là phương án chọn để thiết kế. Trong trường hợp ngược lại cần xét thêm các điều kiện thực tế để lựa chọn;

❖ Bước 5 - Xem xét định vị cửa đường hầm từ các điều kiện thực tế khi vị trí lý tưởng không thoả mãn.

Trên thực tế, phương pháp tính toán trên có thể cho kết quả vị trí cửa đường hầm nằm khá sâu, đường đào quá dài, quá trình thi công gặp nhiều khó khăn, khó đảm bảo mức độ ổn định cần thiết cho đoạn đường đào trong giai đoạn sử dụng đường hầm. Do đó, vị trí hợp lý của cửa đường hầm sẽ phải được xét với các điều kiện địa hình và điều kiện địa chất khu vực xây dựng cụ thể.

### 3. Kết luận

Vị trí cửa đường hầm có vai trò rất quan trọng trong toàn bộ hệ thống đường hầm trên thực tế. Phương pháp đề xuất trên đây mới chỉ mang tính định hướng. Kết quả phương án lựa chọn vẫn mang tính lý tưởng hoá điều kiện thực tế. Trong tương lai phải có những nghiên cứu bổ sung để có thể đưa ra lời giải hợp lý hơn. □

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Võ Trọng Hùng. Tối ưu hoá thiết kế xây dựng công trình ngầm và hệ thống công trình ngầm. Giáo trình Cao học. Trường Đại học Mỏ-Địa chất. Hà Nội. 1999. 203 trang.

2. Lê Văn Thường, Đinh Xuân Bằng, Nguyễn Tiến Cường, Phí Văn Lịch. Cơ sở thiết kế công trình ngầm. Nhà xuất bản KHKT. Hà Nội. 1981. 272 tr.

Người biên tập: Hồ Sĩ Giao

### SUMMARY

The paper presents the study results of estimating the tunnel gate position in real conditions basing on the principle equal of the cost prices of tunneling by the underground construction method and by the open construction method.

## CHỈNH TÂM BĂNG TẢI...

(Tiếp theo trang 10)

### TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Văn Kháng (2005), Máy và tổ hợp thiết bị vận tải mỏ. Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật.

2. Nguyễn Trọng (2006), Cơ học lý thuyết. Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật.

3. Đinh Gia Tường (2003), Nguyên lý máy. Nhà xuất bản Giáo dục.

4. A.O.Spuvakovski (1982), Lý thuyết về băng tải. Nhà xuất bản Khoa học.

5. Jerzy Antoniak (2004), Przenosniki Tasmowe, Wydawnictwo politechniki śląskiej gliwice.

Người biên tập: Nguyễn Bình

### SUMMARY

The paper presents the theory of self aligning idler conveyor. it serves in the design, installation, maintenance,... contribute to increase transport capacity, ensure safety and durability of the belt conveyor.