

## XÁC ĐỊNH GÓC NGHIÊNG CHO PHÉP CỦA MẶT NỀN THEO ĐIỀU KIỆN ỔN ĐỊNH CHỐNG LẬT CHO CẦN TRỤC PINGUELY GC15150S DẠNG THÁP

Nguyễn Thị Hồng Cẩm (Trường Đại học Kỹ thuật công nghiệp- ĐH Thái Nguyên)

### 1. Mở đầu

Cần trục Pinguely GC15150S được đưa vào Việt nam từ những năm 1990, đó là loại cần trục bánh lốp tự hành có ba dạng lắp cần: cần đầu nhọn, cần đầu búa và cần tháp, trong đó cần tháp có chiều cao nâng lớn nhất, tuy nhiên thiết bị và cấu kiện kết cấu thép cho dạng cần tháp không đưa sang, trong thuyết minh máy cũng không có hướng dẫn sử dụng cần dạng tháp. Vì vậy việc nghiên cứu, thiết kế, chế tạo cần dạng tháp, lập thuyết minh cho loại cần này là rất cần thiết. Trong đó tính ổn định chống lật là một trong những bước tính quan trọng của việc tính thiết kế và thiết lập nhiều thông số quan trọng trong thuyết minh hướng dẫn sử dụng. Đây chính là cơ sở để tác giả đưa ra bài báo này.

Cần trục phải đảm bảo điều kiện ổn định chống lật trong cả hai trường hợp: Khi có tải (ổn định động, ổn định tĩnh) và khi không tải (đứng vững của bản thân cần trục). Mức độ ổn định được xác định bằng tỷ số giữa mômen giữ và mômen lật (gọi là hệ số ổn định  $K_0$ ). Ở mỗi trạng thái cần trục được kiểm tra ổn định với vị trí và điều kiện làm việc bất lợi nhất. Trong đó ổn định động khi có tải là trạng thái ổn định khó đạt được nhất đó là trạng thái ổn định khi cần trục được đặt trên mặt phẳng nghiêng một góc  $\beta$  về phía trước; cần trục làm việc với tầm với lớn nhất và tải trọng nâng lớn nhất ứng với tầm với này; cần trục chịu lực gió lớn nhất có phương song song với mặt đường và theo chiều gây khả năng lật lớn nhất; cần trục chịu các lực quán tính bất lợi nhất cho ổn định khi phanh các chuyển động nâng hạ vật, khi di chuyển và quay. Trong khuôn khổ cho phép bài báo chỉ trình bày quá trình tính ổn định động khi có tải.

### 2. Tính toán xác định góc nghiêng cho phép

Dưới tác dụng của các lực trên cần trục có xu hướng lật về phía trước quanh cạnh lật, điều kiện ổn định động được xác định theo - [2]

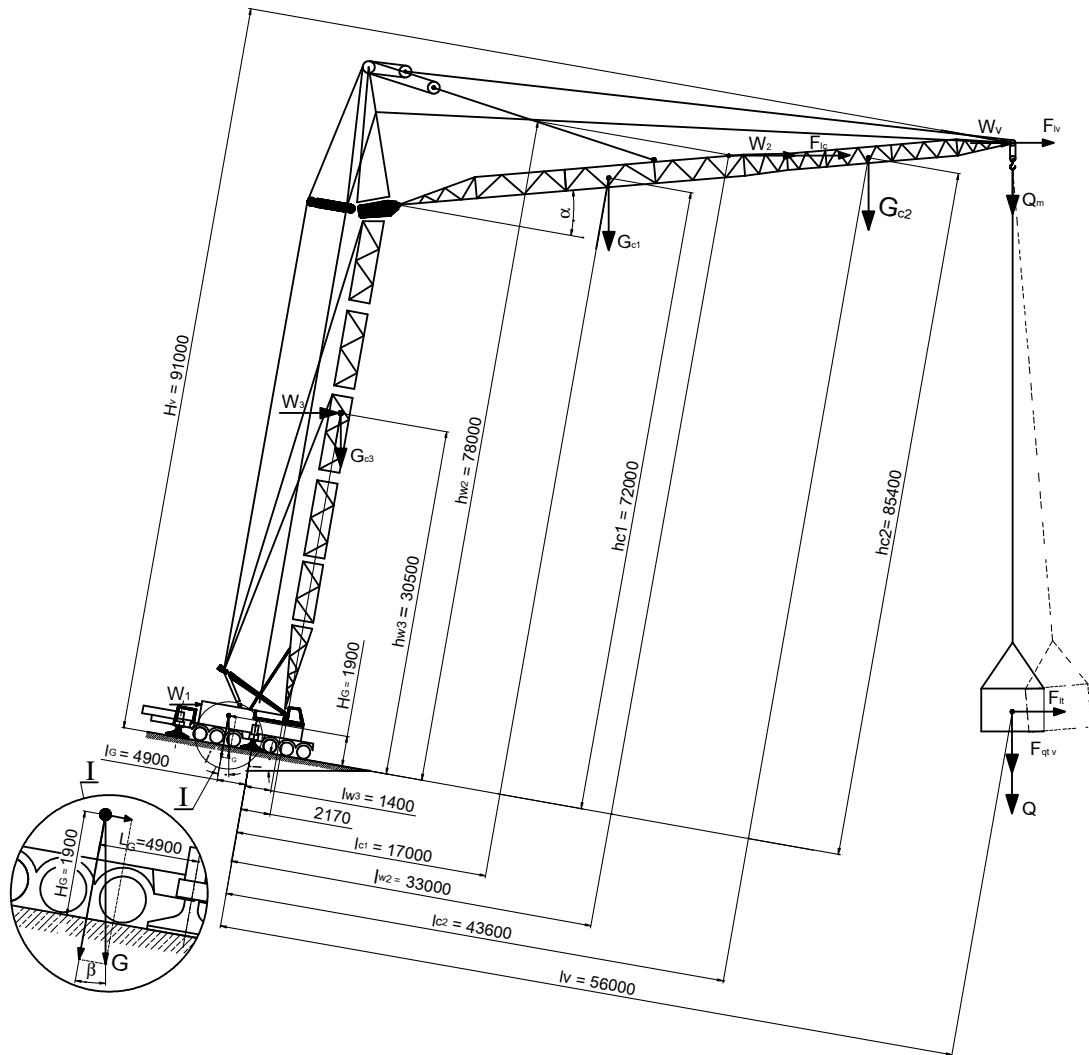
$$K_{01} = \frac{M_G - M_C - M_m - M_w - \sum M_{qt}}{M_Q} \geq 1,15 \quad (1)$$

Đây là loại cần trục tự hành có sức nâng lớn nên khi làm việc phải đứng trên các chân tựa vì vậy cạnh lật là chân tựa phía trước.

$M_G$  - Mô men giữ (mô men phục hồi) do trọng lượng của bản thân cần trục( kể cả đối trọng và bộ phận quay) :  $M_G = L_G G \cos \beta - H_G G \sin \beta$

Theo [1] tổng trọng lượng của bản thân cần trục  $G \approx 395t = 3950KN$  ( bao gồm xe mang đi kèm giá đỡ chìa, ụ quay, hệ thống khung giá đỡ, đối trọng...);  $L_G \approx 4,9m$ ;  $H_G \approx 1,90m \Rightarrow$

$$M_G = 19355 \cos \beta - 7505 \sin \beta \quad (KNm) \quad (2)$$



$M_Q$  - Mô men lật do trọng lượng vật nâng lớn nhất ứng với tầm với xa nhất và ở chiều cao nâng lớn nhất ứng với tầm với này:  $M_Q = L_v Q \cos \beta + H_v Q \sin \beta$

Theo [3], trọng lượng vật nâng lớn nhất ứng với tầm với xa nhất  $Q = 21t = 210KN$ , theo [1]  $L_v \approx 56m$ ;  $H_v \approx 91m \Rightarrow M_Q = 11760 \cos \beta + 19110 \sin \beta$  (KN.m) (3)

$M_C$  - Mô men lật do trọng lượng của cần, theo khảo sát kết cấu của cần nguyên bản cần chia làm hai đoạn có kích thước khác nhau do đó:

$$M_C = G_{c1} l_{c1} \cos \beta + G_{c1} h_{c1} \sin \beta + G_{c2} l_{c2} \cos \beta + G_{c2} h_{c2} \sin \beta + G_{c3} l_{c3} \cos \beta + G_{c3} h_{c3} \sin \beta$$

Theo [1]  $l_{c1} \approx 17m$ ;  $l_{c2} \approx 43,6m$ ;  $l_{c3} \approx 1,4m$ ;  $h_{c1} \approx 72m$ ;  $h_{c2} \approx 85,4m$ ;  $h_{c3} \approx 30,5m$ ;

$$G_{c1} = 33,25m \cdot 1,4kN/m = 46,55KN$$

$$G_{c2} = 24,25m \cdot 1,1kN/m = 26,675KN$$

$$G_{c3} = 58m \cdot 1,4kN/m = 81,2KN \Rightarrow M_C = 2068 \cos \beta + 8106 \sin \beta$$
 (KNm) (4)

$M_m$  - Mô men lật do trọng lượng của bộ phận mang  $M_m = Q_m L_v \cos \beta + Q_m h_v \sin \beta$

Theo [1] trọng lượng của bộ phận mang  $Q_m = 3KN \Rightarrow M_m = 168Cos\beta + 273Sin\beta$  (KNm) (5)

$M_w$  - Mô men lật do gió:

$$M_w \approx W_1 h_{w1} Cos\beta - W_1 l_{w1} Sin\beta + W_2 h_{w2} Cos\beta - W_2 l_{w2} Sin\beta + W_3 h_{w3} Cos\beta - W_3 l_{w3} Sin\beta + W_v H_v Cos\beta - W_v l_v Sin\beta \quad (6)$$

W-Lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc:  $W = F P_g$

$F$  – Diện tích chắn gió ( $m^2$ )

$P_g$  – Áp lực gió trên một  $m^2$  diện tích :  $P_g = q_0 k cn$

$q_0$  – Áp lực động của gió, theo[4], ở trạng thái làm việc  $q_0 = 0,125KN/m^2$

$k$  – Hệ số phụ thuộc độ cao, lấy theo [4]

$c$  – Hệ số cản khí động học, lấy theo [4]  $c=1,2$

$n$ - Hệ số vượt tải, lấy theo[4]  $n=1$

$W_1$  – lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc tác dụng lên cần trục.

$$W_1 = F_{ct} P_{g1} = F_{ct} q_0 k_1 cn$$

$F_{ct}$  – Diện tích chắn gió của cần trục theo phương bất lợi nhất, qua khảo sát  $F_{ct} \approx 12m^2$

$$k_1 = 1,64, \text{ nên } W_1 \approx 3KN$$

$W_2$  – lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc tác dụng lên tay cần phụ của cần trục

$$W_2 = F_{c2} P_{g2} = F_{c2} q_0 k_2 cn$$

$F_c$  – Diện tích chắn gió tính toán của cần cần trục có kể đến độ nghiêng của nó, theo

$$[2] F_c = \psi \phi F_c' Sin \alpha.$$

$\psi$  – Theo [4], với kết cấu kiểu dàn của cần trục  $\psi = 0,4$

$\phi$  – Hệ số tác dụng lên các chi tiết khác trên khung dàn của cần  $\phi = 1,5$

$\alpha_2$  – Góc nghiêng của tay cần, ở vị trí đang khảo sát  $\alpha_2 = 21,5^\circ$

$F_{c2}'$  – Diện tích theo đường viền dàn trên của cần, qua khảo sát

$$F_{c2}' \approx 33,4m^2; \quad k_2 = 1,73, \text{ nên } W_2 = F_{c2}' Sin \alpha_2 \cdot \psi \phi q_0 k_2 cn = 2KN$$

Tương tự như vậy ta có lực gió lớn nhất tác dụng lên tay cần chính:

$$W_3 = F_{c3}' Sin \alpha_3 \cdot \psi \phi q_0 k_3 cn$$

Qua tính toán có  $F_{c3}' \approx 39m^2; k_3 = 1,64; \alpha_3 = 90^\circ$ ; vậy  $W_3 = 5,76KN$

$W_v$  – lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc tác dụng lên vật nâng (qui về đầu cần)

$$W_v = F_v P_{gv} = F_v q_0 k_v cn$$

$F_v$  – Diện tích chắn gió của vật được xác định theo đường viền thực tế của vật, theo[2], với tải trọng nâng  $Q \approx 20$  tấn thì có thể lấy sơ bộ  $F_v \approx 15m^2$ ;  $k_v = 1,81$ ; Vậy

$$W_v = F_v q_o k_v c_n = 4KN$$

Thay các giá trị trên vào công thức (6) ta có tổng mô men lật do gió là:

$$M_w = 701 \cos \beta - 331 \sin \beta \quad (7)$$

$$\sum M_{qt} - \text{Tổng mô men lật do các lực quán tính: } \sum M_{qt} = M_{qtv} + M_{ltv} + M_{ltc} \quad (8)$$

Ở đây, vì cần trục không di chuyển trong quá trình nâng hạ nên không xét đến lực quán tính khi phanh cơ cấu di chuyển, do đó tổng mô men lật do các lực quán tính được xác định chỉ gồm 3 thành phần trên.

$M_{qtv}$  – Mô men lật do lực quán tính của vật nâng và bộ phận mang trong quá trình nâng, hạ vật.

$$M_{qtv} = F_{qtv} L_v \cos \beta + F_{qtv} H_v \sin \beta = \frac{(Q + Q_m)}{g} \cdot \frac{V_h}{t_h} L_v \cos \beta + \frac{(Q + Q_m)}{g} \cdot \frac{V_h}{t_h} H_v \sin \beta \quad (9)$$

Trong đó:

$Q_o = (Q + Q_m) = 240$  KN - Trọng lượng của vật nâng và bộ phận mang

$g$  – Gia tốc trọng trường (  $m/s^2$  );

$V_h$  - Vận tốc, m/s, theo qui định về an toàn[6], vận tốc hạ vật lấy bằng 1,5 vận tốc nâng vật:  $V_h = 1,5 \cdot 0,117m/s = 0,1755m/s$ .

$t_h$  - Thời gian khởi động hoặc phanh cơ cấu nâng khi hạ vật, theo [2]:

$$t_h = \frac{\beta \sum (G_i D_i^2)_I n_1}{375(M_{ph} - M_t^*)} + \frac{Q_o D_o n_1 \eta}{375(M_{ph} - M_t^*) a^2 i_o^2} \quad (10)$$

Trong đó:

$\sum (G_i D_i^2)_I$  – Tổng mô men vô lăng của các chi tiết máy quay trên trục I

$\beta$  - Hệ số kể đến ảnh hưởng quán tính của các chi tiết máy quay trên các trục sau trục I;  $\beta = 1,1 \div 1,2$ . Theo[5] Có thể lấy gần đúng :

$$\beta \cdot \sum (G_i D_i^2)_I \approx 1,2 (G_1 D_1^2)_{roto}$$

$(G_1 D_1^2)_{roto}$  -Mô men vô lăng của rô to động cơ điện cơ cấu nâng, theo[1]

$$(G_1 D_1^2)_{roto} = 0,044 \quad (KNm^2)$$

$n_1$  – Số vòng quay của trục I (trục động cơ), theo [1]  $n_1 = 735$ vg/ph

$D_o$  – Đường kính tang tính đến tâm dây cáp  $D_o = D_t + d_c = 0,400 + 0,0165$

$a$  – Bội suất của pa lăng cơ cấu nâng, theo [3] với cần dạng tháp ở nhóm cần có chiều dài lớn hơn 50m thì bội suất pa lăng tối ưu được xác định  $a = 2,5$

$i_o$  – tỷ số truyền chung từ trục động cơ đến trục tang.

$$i_o = \frac{n_{dc}}{n_t} = \frac{n_{dc}}{V_n a / \pi D_o} = 54,96$$

$M_{ph}$  – Mô men phanh của cơ cấu nâng được xác định từ điều kiện giữ vật treo ở trạng

thái tĩnh,  $M_{ph} = n M_t^*$ , với n là hệ số an toàn phanh, theo [2]  $n = 1,15$

$M_t^*$  – Mô men tĩnh trên trục động cơ để thắng trọng lượng vật nâng, theo tài liệu [2]

$$M_t^* = \frac{Q_o D_o}{2a i_o \eta}$$

$\eta = \eta_p \eta_t \eta_o$  – Hiệu suất chung của toàn bộ cơ cấu nâng, theo [2]: hiệu suất của tang  $\eta_t = 0,96$ , hiệu suất của hệ dẫn động  $\eta_o = 0,8$ . Hiệu suất của pa lăng được xác định theo [2]

$$\eta_p = \frac{Q_0}{ma.s_{\max}} = \frac{Q_0}{ma \frac{Q_0(1-\lambda)}{m(1-\lambda^a)\lambda^t}} = \frac{(1-\lambda^a)\lambda^t}{a(1-\lambda)}$$

$\lambda$  – Hiệu suất của một ròng rọc, theo [2]:  $\lambda = 0,98$

$t$  – Số ròng rọc đổi hướng, vì dây trực tiếp cuốn lên tang không qua các ròng rọc đổi hướng nên  $t=0 \Rightarrow \eta_p = 0,97$  Vậy  $\eta = 0,96 \cdot 0,8 \cdot 0,97 = 0,745$

$$M_t^* = \frac{Q_o D_o}{2a i_o \eta} = 0,04883 \quad ; \quad M_{ph} = M_t^* \cdot n = 0,05615 \quad (\text{KNm})$$

Thay các đại lượng trên vào công thức (10), (9) có  $t_h = 15,2s$ ;

$$M_{qiv} = 15,8 \text{Cos}\beta + 25 \text{Sin}\beta \quad (\text{KNm}) \quad (11)$$

$M_{lv}$  – Mô men lật do lực quán tính ly tâm của vật nâng và bộ phận mang trong quá trình quay cần, theo [2]:

$$M_{lv} = F_{lv} H_v \text{Cos}\beta - F_{lt} L_v \text{Sin}\beta = \frac{(Q + Q_m) L_v n_q^2}{900 - h_d n_q^2} H_v \text{Cos}\beta - \frac{(Q + Q_m) L_v n_q^2}{900 - h_d n_q^2} L_v \text{Sin}\beta$$

$n_q$  – Tốc độ quay của cơ cấu quay của cần trục, theo [1]  $n_q = 0,9v / ph$

$h_d$  – Chiều dài của dây treo vật, có thể lấy  $h_d \approx 40m$

$$\text{Vậy } M_{lv} = 1264 \text{Cos}\beta - 702 \text{Sin}\beta \quad (\text{KNm}) \quad (12)$$

$M_{lc}$  – Mô men lật do lực quán tính ly tâm của cần trong quá trình quay cần, theo [2]:

$$M_{lc} \approx \frac{G_{c1} n_q^2 l_{c1}}{900} h_{c1} \text{Cos}\beta + \frac{G_{c2} n_q^2 l_{c2}}{900} h_{c2} \text{Cos}\beta + \frac{G_{c3} n_q^2 l_{c3}}{900} h_{c3} \text{Cos}\beta - \frac{G_{c1} n_q^2 l_{c1}}{900} l_{c1} \text{Sin}\beta - \frac{G_{c2} n_q^2 l_{c2}}{900} l_{c2} \text{Sin}\beta - \frac{G_{c3} n_q^2 l_{c3}}{900} l_{c3} \text{Sin}\beta$$

Trong đó:  $G_{c1} = 46,55 \text{KN}$ ;  $G_{c2} = 26,675 \text{KN}$ ;  $G_{c3} = 81,2 \text{KN}$  là trọng lượng của các đoạn cần, vậy  $M_{lc} \approx 145 \text{Cos}\beta - 58 \text{Sin}\beta \quad (\text{KNm}) \quad (13)$

$$\text{Thay (11), (12), (13) vào (8) ta có } \sum M_{qt} = 1425 \text{Cos}\beta - 735 \text{Sin}\beta \quad (14)$$

Thay (2), (3), (4), (14) vào (1) và tính toán ta xác định được góc nghiêng tối đa của mặt nền là  $\beta_{\max} \approx 2^{\circ}34'$ .

### 3. Kết luận

1. Các yếu tố động lực học ảnh hưởng đến khả năng ổn định chống lật rất lớn và hết sức phức tạp đặc biệt là với những cần trục có tầm với, chiều cao và tải trọng nâng lớn như cần trục Pinguly GC15150S. Điều này thể hiện qua giá trị góc nghiêng lớn nhất cho phép rất nhỏ ( $\beta_{\max} \approx 2^{\circ}34'$ ). Vì vậy khi tính toán ổn định chống lật cần phải xác định chính xác, đầy đủ tất cả các yếu tố để đảm bảo an toàn một cách tuyệt đối cho cần trục.

2. Góc nghiêng lớn nhất cho phép của nền đặt cần trục Pinguly GC15150S khi làm việc rất nhỏ nên công tác chuẩn bị mặt bằng cho cần trục là rất quan trọng và đòi hỏi đạt độ chính xác cao về độ nghiêng. Bên cạnh đó mặt nền phải được gia cố bền vững để độ lún không vượt quá tiêu chuẩn.

### Tóm tắt

Bài báo trình bày một phương pháp xác định góc nghiêng tối đa của mặt nền trên cơ sở phân tích động lực học khi cần trục Pinguly GC15150S làm việc, một loại cần trục đặc chủng dùng trong xây dựng các công trình lớn.

### Summary

The paper presents a specific method to determine the maximal angle of the platform for the crane Pinguly GC15150S, a specific crane used in building large constructions, based on dynamic analysis during its working process.

### Tài liệu tham khảo

- [1]. Thuyết minh cần trục PINGUELY GC-15150S
- [2]. Huỳnh Văn Hoàng và Đào Trọng Thường (1975), *Tính toán máy trục*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
- [3]. Nguyễn Thị Hồng Cẩm, *Luận văn tốt nghiệp cao học*, hướng dẫn PGS.TS Đào Trọng Thường.
- [4]. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN2737–90, *Tải trọng và tác động*, Tiêu chuẩn thiết kế.
- [5]. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN5575–91, *Kết cấu thép*, Tiêu chuẩn thiết kế.
- [6]. Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN4244 – 86, *Quy phạm kỹ thuật an toàn thiết bị nâng*.
- [7]. А. Н. Дукельский (1973), *Справочник Покранам*, Т1 1971, Т2.
- [8]. М.М. Гохберг (1998), *Справочник Покранам*, .