

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM TRUYỀN ĐỘNG BÁNH XE DI CHUYỂN CỦA CỒNG TRỤC TẢI TRỌNG NÂNG 25 TẤN LẮP ĐẶT TẠI CÁC DỰ ÁN THỦY ĐIỆN

DESIGN CALCULATION OF TRANSMISSION SYSTEM FOR MOVING WHEELS OF 25-TON LIFTING CAPACITY GANTRY CRANE INSTALLED AT HYDROPOWER PROJECTS

TS. **Bùi Thanh Danh**

Trường Đại học Giao thông vận tải

Email: danhdaiuong@utc.edu.vn

TÓM TẮT

Cồng trục chân dê là loại công trục chuyên dùng được sử dụng tại hầu hết các nhà máy thủy điện, cụm di chuyển của công trục là một cơ cấu rất quan trọng của công trục chịu tải trọng lớn và đòi hỏi độ tin cậy cao khi làm việc. Bài báo trình bày phương pháp tính toán thiết kế cụm truyền động bánh xe di chuyển cho công trục chuyên dùng trong thủy điện có tải trọng nâng 25 tấn. Kết quả nghiên cứu sẽ được ứng dụng để làm cơ sở cho các nghiên cứu tính toán đối với các công trục chân dê có tải trọng và khẩu độ lớn hơn lắp đặt tại các dự án thủy điện.

Từ khóa: Công trục chân dê; Công trục thủy điện; Cụm di chuyển công trục.

ABSTRACT

Gantry cranes are specialized gantry cranes used in most hydropower plants. The gantry crane's moving assembly is a very important structure of the gantry crane that can withstand large loads and requires high reliability when working. This article presents a method for calculating and designing the moving wheel drive assembly for specialized gantry cranes in hydropower plants with a lifting capacity of 25 tons. The research results will be applied as a basis for calculating studies for gantry cranes with larger loads and spans installed in hydropower projects.

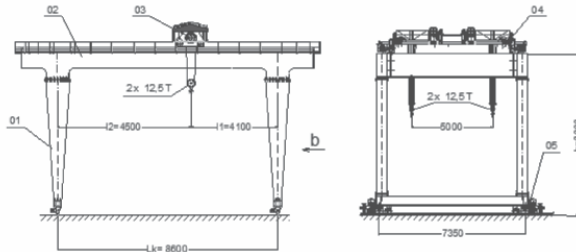
Keywords: Hydropower gantry crane; Driving wheel for gantry crane.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cồng trục chân dê được sử dụng tại hầu hết các nhà máy thủy điện. Mục đích sử dụng là để nâng hạ các cửa van xả nước tại nhà máy thủy điện, đập xả nước, các lưới chắn rác hoặc sử dụng gầu vớt để vớt rác, v.v... Cụm di chuyển công trục có nhiệm vụ đưa công trục

di chuyển tới các cửa van để tiến hành cầu lắp các cánh van trong quá trình đóng mở cửa van hoặc cầu các cửa van lên để tiến hành sửa chữa, đây là cơ cấu quan trọng, chịu tải trọng lớn của công trục và đòi hỏi độ tin cậy cao khi làm việc, do vậy cụm di chuyển của công trục chân dê cần phải được tính toán thiết kế để đáp ứng được khả năng chịu tải trọng lớn và độ tin cậy

cao trong quá trình làm việc, tránh xảy ra sự cố khi đang hoạt động.



Hình 1. Cấu tạo tổng thể cổng trục chân dê:

1. Chân cổng trục; 2. Dầm chính cổng trục;
3. Xe tời nâng hạ cánh phai; 4. Dầm chính cầu trục;
5. Cụm di chuyển cổng trục

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Ứng dụng các lý thuyết tính toán chuyên ngành về thiết bị nâng để xác định các tải trọng tác dụng lên thiết bị từ đó xác định

được các phản lực tại các bánh xe di chuyển của cổng trục, sau khi xác định được các phản lực áp dụng các lý thuyết về tính toán chi tiết máy trong cơ khí để tính toán thiết kế các chi tiết của cụm di chuyển cho cổng trục. Nội dung tính toán được tác giả trình bày cụ thể như sau:

1) Xác định các thông số cơ bản của cổng trục

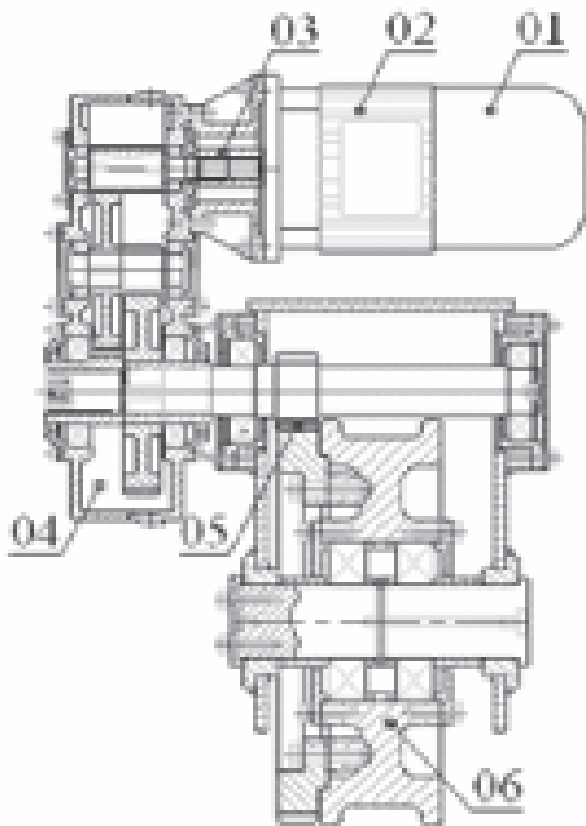
Căn cứ theo yêu cầu về tải trọng và khẩu độ được đặt ra khi nâng hạ cánh van của dự án thủy điện 10MW và căn cứ theo hồ sơ kỹ thuật trong tài liệu [6], tác giả đã sơ bộ xác định được các thông số kỹ thuật chính của cổng trục chân dê phục vụ nâng hạ cánh van tại cửa xả nước của nhà máy thủy điện. Các thông số chính được thể hiện tại bảng 1.

Bảng 1. Thông số kỹ thuật cơ bản

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Tải trọng nâng tính toán lớn nhất	Q_{max}	N	250000
Trọng lượng của cổng trục	G_c	N	257260
Trọng lượng của xe con	G_x	N	105000
Trọng lượng các bộ phận mang tải	G_m	N	12000
Trọng lượng dầm chính	G_D	N	155000
Trọng lượng của kết cấu cổng trục	G_{cc}	N	70000
Khẩu độ di chuyển cầu trục	L_k	mm	8600
Khẩu độ di chuyển xe con	l_k	mm	7350
Tốc độ di chuyển xe cầu	V_c	m/min	8
Số bánh xe di chuyển cổng trục	n_x	Bánh	4
Đường kính bánh xe di chuyển	D	mm	450
Đường kính làm việc của bánh xe	D_{bx}	mm	400
Đường kính ngỗng trục bánh xe	d_{ng}	mm	90
Chiều rộng bánh xe chọn sơ bộ	B	mm	100
Chiều rộng làm việc của bánh xe chọn sơ bộ	b	mm	70
Chế độ làm việc của thiết bị	(CD)		0.25
Hệ số tải trọng động	k_d		1.1

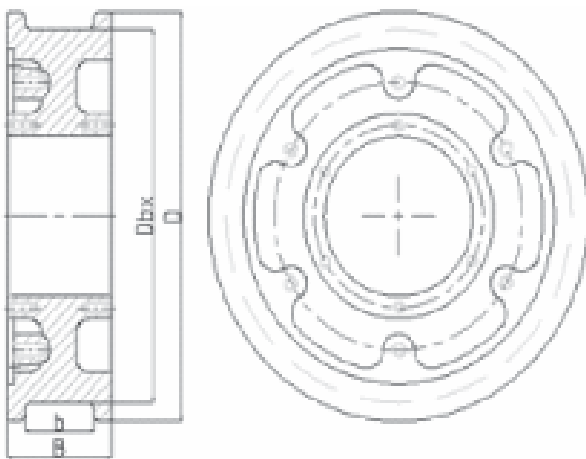


2) Sơ đồ truyền động cụm bánh xe chủ động



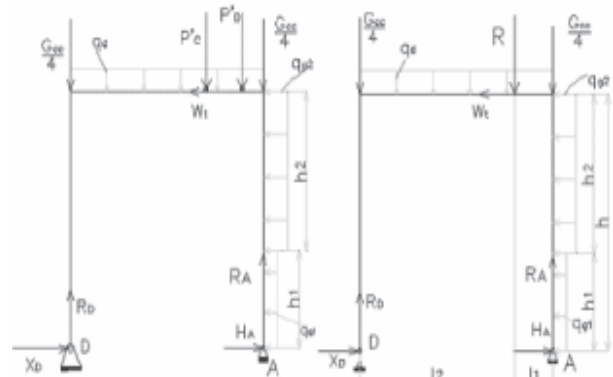
Hình 2. Sơ đồ truyền động cụm di chuyển:

1. Hộp phanh đĩa điện từ; 2. Động cơ điện;
3. Khớp nối; 4. Hộp giảm tốc; 5. Bộ truyền ngoài;
6. Bánh xe di chuyển



Hình 3. Cụm bánh xe

3) Xác định tải trọng tác dụng lên bánh xe



Hình 4. Sơ đồ xác định tải trọng tác dụng lên bánh xe

Khoảng cách ngắn nhất từ tâm vật nâng chính tới tâm ray di chuyển công trục $l_1 = 4,1$ (m); Khoảng cách từ tâm vật nâng chính tới tâm ray di chuyển công trục $l_2 = 4,5$ (m); Chiều cao từ mặt ray di chuyển công đến mặt ray di chuyển xe con mang hàng $h = 8$ (m); Chiều cao $h_1 = 4$ (m), $h_2 = 4$ (m); Diện tích chịu gió của công trục phía bất lợi từ $(0 \div 5$ mét) $A_1 = 17,8$ (m²); Diện tích chịu gió của công trục phía bất lợi từ $(5 \div 8$ mét) $A_2 = 5$ (m²); Tải trọng gió tác dụng lên công trục từ $(0 \div 5$ mét) $P_{g1} = 6675$ (N); Tải trọng gió tác dụng lên công trục từ $(5 \div 10$ mét) $P_{g2} = 2475$ (N); Lực phân bố do tự trọng của dầm chính $q_d = 9012$ (N); Áp lực gió tính toán từ $(0 \div 5$ mét) $q_{g1} = 1669$ (N); Khẩu độ $L_K = 8600$ mm. Áp lực gió tính toán từ $(5 \div 12,5$ mét) $q_{g2} = 619$ (N); Tổng lực cản tĩnh tác dụng lên xe con khi xe con mang hàng $W_t^{xc} = 22728$ (N).

Lực xô ngang tại gối tựa A:

$$H_A = q_{g1} \cdot h_1 + q_{g2} \cdot h_2 + W_t^{xc} \quad (1)$$

Phản lực tại gối tựa D:

$$RD = \frac{\frac{G_{cc} L_K}{2} + \frac{q_d L_K^2}{2} + W_t h + (Q_m + G_{xc}) l_1 + q_{g2} h_2 (h_1 + \frac{h_2}{2}) + q_{g1} \frac{h_1^2}{2}}{L_K} \quad (2)$$

Phản lực tại gối tựa A:

$$R_A = G_{cc}/2 + R + q_d \cdot L_K - R_D \quad (3)$$

Thay các giá trị của các thông số trên vào công thức (1, 2, 3), tác giả thu được kết quả: $R_D = 267416$ (N), $H_A = 31878$ (N), $R_A = 235084$ (N). Tải trọng lớn nhất lên một cụm bánh xe $P_{\max} = 235084$ (N).

a. Xác định tổng lực cản tác dụng lên bánh xe

Tổng lực cản tĩnh khi có vật nâng

$$W_t = k_t \cdot W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

Lực cản do ma sát

$$W_1 = (Q_{\max} + G_0) \frac{2\mu + f \cdot d_{ng}}{D_{bx}} \text{ (N)}; \quad (4)$$

Lực cản do độ dốc đường ray

$$W_2 = \alpha \cdot (Q_{\max} + G_0) \text{ (N)} \quad (5)$$

Lực cản do quán tính

$$W_3 = \frac{(Q_{\max} + G_0)}{g} \frac{V_c}{t_{\min}} \text{ (N)}; \quad (6)$$

Lực cản do tải trọng gió

$$W_4 = k_g \cdot q_g \cdot (F_c + F_{vn}) \quad (7)$$

Tổng trọng lượng công trục và các bộ phận mang $G_0 = 269260$ (N), $Q_{\max} = 250000$ (N). Hệ số ma sát lăn $\mu = 0,7$. Hệ số ma sát trượt $f = 0,015$. Hệ số kể đến độ dốc của đường ray $\alpha = 0,001$. Hệ số kể đến lực cản do ma sát thành bánh xe $k_t = 1,5$. Thời gian mở máy nhỏ nhất tính sơ bộ $t_{\min} = 5$ (s). Hệ số cản khí động học

$k_g = 1,1$. Diện tích chịu gió của công trục theo phương di chuyển công $F_c = 46,5$ (m²). Diện tích chịu gió của vật nâng $F_{vn} = 40$ (m²). Sau khi thay các giá trị trên vào công thức (4, 5, 6) khi tính lực cản, tác giả thu được kết quả $W_1 = 3570$ (N), $W_2 = 519$ (N), $W_3 = 1412$ (N), $W_4 = 23788$ (N); Tổng lực cản tĩnh khi có vật nâng $W_t = 31073$ (N).

Tổng tải trọng tác dụng lên một cụm bánh xe theo phương di chuyển xe cầu:

$$F_h = \frac{W_t}{4} = \frac{31073}{4} = 7768 \text{ (N)} \quad (8)$$

b. Kiểm tra độ bền bánh xe theo ứng suất bền dập

Áp lực lớn nhất lên một bánh xe

$$P_{\Sigma \max} = 62005 \text{ (N)}.$$

Tải trọng tương đương tác dụng lên một bánh xe chịu tải trọng lớn nhất

$$P_{bx} = \gamma \cdot k_{bx} \cdot P_{\Sigma \max} = 0,86 \cdot 1,2 \cdot 62005 = 63989 \text{ (N)}.$$

Với: $\gamma = 0,86$ - Bảng 3-13 [1]; $k_{bx} = 1,2$ - Bảng 3-12 [1], ta có $P_{bx} = 63989$ (N). Bán kính bánh xe $r = 200$ (mm). Ứng suất dập cho phép với vật liệu là thép 65Γ [σ_d] = 850 (N/mm²) - Bảng 2.19 [1]. Chọn chiều rộng làm việc của ray di chuyển xe cầu P43 $b_1 = 70$ (mm). Ứng suất dập tính toán tác dụng lên bánh xe theo tính chất tiếp xúc dạng đường:

$$\sigma_d = 190 \sqrt{\frac{P_{bx}}{b_1 r}} = 190 \cdot \sqrt{\frac{63989}{70 \cdot 200}} = 406 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (9)$$

Thay các giá trị vào công thức trên, ta 

có $\sigma_d = 406 \text{ (N/mm}^2\text{)}$. Giá trị ứng suất $\sigma_d < [\sigma_d]$ nhỏ hơn giá trị ứng suất cho phép, do vậy bánh xe đáp ứng được điều kiện bền về ứng suất dập.

c. Chọn động cơ điện

Công suất tính yêu cầu đối với động cơ điện:

$$N_t = \frac{k_{qt} \cdot W_t \cdot V_c}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_{cc}} \text{ (kW)} \quad (10)$$

Với: $k_{qt} = 1,3$; $\eta_{cc} = 0,85$ - Bảng 1.9 [1]; $W_t = 31073 \text{ (N)}$. Vận tốc di chuyển $V_c = 8 \text{ (m/ph)}$, ta có kết quả $N_t = 6 \text{ (kW)}$. Do công trực có 02 cụm chủ động, do vậy chọn công suất danh nghĩa tiêu chuẩn của động cơ điện $N_{dc} = 3,7 \text{ (kW)}$. Tốc độ quay của động cơ điện $n_{dc} = 1450 \text{ (v/ph)}$.

Số vòng quay của bánh xe đảm bảo tốc độ di chuyển:

$$n_{bx} = \frac{V_c}{\pi D_{bx}} = \frac{8}{3,14 \cdot 0,4} = 6,3 \text{ (v/ph)}$$

Vậy tốc độ vòng quay $n_{bx} = 6,37 \text{ (v/ph)}$.

Tỷ số truyền chung của cơ cấu $i_{cc} = \frac{n_{dc}}{n_{bx}}$, ta có kết quả $i_{cc} = \frac{1450}{6,37} = 228$.

d. Tính chọn phanh

Mômen phanh tính toán:

$$M_{ph}^{tt} = -\frac{W_t^0 \cdot D_{bx}}{2 \cdot i_{cc} \cdot \eta_{cc}} + \frac{G_0 \cdot D_{bx}^2 \cdot n_{dc}}{375 i_{cc}^2 t_{ph}^0} + \frac{1,1 \cdot \Sigma(G_i \cdot D_i^2)_q \cdot n_{dc}}{375 t_{ph}^0} \quad (11)$$

Gia tốc khi hãm khi không có vật nâng

$j_{ph}^0 = 0,75 \text{ (m/s}^2\text{)}$ - Bảng 3.10 [1]; Thời gian phanh khi không có vật nâng $t_{ph}^0 = \frac{V_c}{60 J_{ph}^0}$

(s) thay giá trị vận tốc di chuyển $V_c = 8 \text{ (m/ph)}$ vào, ta có $t_{ph}^0 = 0,2 \text{ (s)}$.

Lực cản do ma sát khi không có vật nâng $W_1^0 = G_0 \frac{(2\mu + f \cdot d_{ng})}{D_{bx}}$. Với các thông số

của công trực, ta có kết quả $W_1^0 = 1851 \text{ (N)}$. Mômen phanh tính toán $M_{ph}^t = 110 \text{ (Nm)}$. Mômen phanh tính toán trên một cụm phanh:

$$M_{ph} = \frac{M_{tph}}{k}$$

Với $k = 2$, mômen trên một cụm phanh $M_{ph} = 55168 \text{ (Nmm)}$. Hệ số ma sát $f_{ms} = 0,15$; Số đôi mặt ma sát $Z_{ms} = 2$; Bán kính ngoài đĩa động $R_{ng} = 78 \text{ (mm)}$. Bán kính ngoài đĩa trong $R_{tr} = 46 \text{ (mm)}$. Bán kính trung bình đĩa phanh $R_{tb} = 1/2 (R_{ng} + R_{tr})$. Ta có $R_{tb} = 62 \text{ (mm)}$.

Lực dọc trục cần thiết tạo mômen phanh:

$$P_{dtr} = \frac{M_{ph}}{Z_{ms} \cdot R_{tb} \cdot f_{ms}} = \frac{55168}{2 \cdot 62 \cdot 0,15} = 2966 \text{ (N)} \quad (12)$$

Áp lực trên bề mặt ma sát:

$$p_{ms} = \frac{P_{dtr}}{\pi \cdot (R_{nb}^2 - R_{tr}^2)} = \frac{2966}{\pi \cdot (76^2 - 48^2)} = 0,24 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (13)$$

Áp lực cho phép đối với phanh áp trực vật liệu ma sát cán ép trên kim loại và không bôi trơn $[p_{ms}] = 0,6$. Áp lực trên bề mặt ma sát tính toán $p_{ms} < [p_{ms}]$. Vậy phanh thiết kế đảm bảo đủ bền.

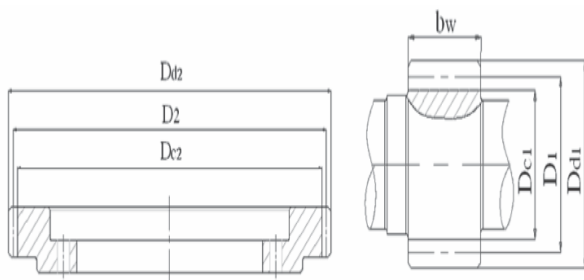
e. Tính chọn bộ truyền

Tỷ số truyền của hộp giảm tốc di chuyển
 $i_{hs} = 80$;

Tỷ số truyền của bộ truyền ngoài

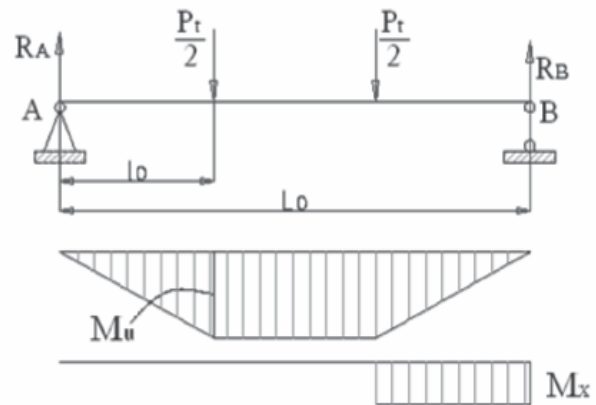
$$i_{ng} = \frac{i_{cc}}{i_{hs}} = \frac{228}{80} = 2,85 \quad (14)$$

Mô-đun răng của bộ truyền ngoài $m = 8$; Số răng bánh răng nhỏ $Z_1 = 17$; Số răng bánh răng lớn $Z_2 = 49$. Khoảng cách trục bộ truyền ngoài $a_w = 311,5$ (mm); Hệ số dịch tâm $y = 5,9$; Hệ số $k_y = 90$, $k_x = 0,2428$; Hệ số giảm đỉnh răng $\Delta y = 0,016$; Hệ số dịch chỉnh bánh răng nhỏ $\xi_1 = 0,5$; Hệ số dịch chỉnh bánh răng nhỏ $\xi_2 = 0,072$; Đường kính chia bánh răng nhỏ $D_1 = m \cdot Z_1 = 8 \cdot 17 = 136$ (mm); Đường kính chia bánh răng lớn $D_2 = m \cdot Z_2 = 8 \cdot 49 = 392$ (mm); Đường kính đỉnh răng bánh răng nhỏ $D_{d1} = 159,7$ (mm); Đường kính đáy răng bánh răng nhỏ $D_{c1} = 124$ (mm); Đường kính đỉnh răng bánh răng lớn $D_{d2} = 408,9$ (mm); Đường kính đáy răng bánh răng lớn $D_{c2} = 373,15$ (mm); Đường kính vòng lăn bánh răng nhỏ $D_{w1} = 160,47$ (mm); Đường kính vòng lăn bánh răng lớn $D_{w2} = 462,53$ (mm).



Hình 5. Cặp bánh răng ăn khớp của bộ truyền bên ngoài cụm bánh xe

f. Tính toán trục bánh xe



Hình 6. Sơ đồ tính trục của cụm bánh xe

Tải trọng tính có kể đến ảnh hưởng tải trọng động $P_t = k_d \cdot P_{\Sigma \max} = 1,162005 = 68206$ (N). Khoảng cách từ thành bánh xe đến vị trí đặt ổ lăn $l_0 = 122$ (mm), khoảng cách hai thành bánh xe $L_0 = 250$ (mm).

Mô men uốn lớn nhất tại tiết diện tính toán:

$$M_u = \frac{P_t}{2} \cdot l_0 = \frac{68206}{2} \cdot 122 = 4160545 \text{ (N.mm)} \quad (15)$$

Mô men mở máy lớn nhất của động cơ $M_{m\max} = 1,8 \cdot M_{dn} = 1,8 \cdot 24,3 = 43,9$ (N.mm); Mô men để thắng lực cản tĩnh chuyển động (tính cho một động cơ) $M_{ct} = 20,87$ (N.mm); Mô men để thắng quán tính của hệ thống $M_d = M_{m\max} - M_{ct} = 43,9 - 20,87 = 23,03$ (N.mm); Mô men vô lăng tổng cộng $\Sigma(G_i D_i^2) = 5,52$ (N.m²); Mô men vô lăng tương đương của các bộ phận chuyển động thắng thu về trục động cơ $(G_i D_i^2)_{td} = 1,58$ (N.mm).

Mô men để thắng quán tính khối lượng các bộ phận chuyển động thắng:

$$M'_d = M_d \frac{(G_i D_i^2)_{td}}{\Sigma(G_i D_i^2)} = 23 \frac{1,58}{5,52} = 6,59 \text{ (N.mm)}$$

Tổng mô men lớn nhất trên trục bánh xe:

$$M_{\max} = M_{ct} + M'_d = 20,87 + 6,59 = 27,46 \text{ (N.mm)}$$

Mô men tính toán có kể đến ảnh hưởng tải trọng động:

$$M_{tt} = k_d \cdot M_{\max} = 1,1 \cdot 27,46 = 30,2 \text{ (N.mm)}$$

Mô men xoắn lớn nhất trên trục bánh xe:

$$M_x = M_{tt} \cdot i_{cc} \cdot \eta_{cc} = 30,2 \cdot 228,085 = 5852,76 \text{ (N.mm)}$$

Mô men tương đương tác dụng lên trục bánh xe:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + M_x^2} = \sqrt{(4160545)^2 + (5852,76)^2} = 4160549 \text{ (N.mm)} \quad (16)$$

Giới hạn bền của vật liệu C45 $\sigma_b = 610 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ [4]; Giới hạn chảy theo biến dạng kéo của vật liệu C45 $\sigma_{ch}^k = 0,53$. $\sigma_b = 0,53 \cdot 610 = 323 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; Giới hạn chảy theo biến dạng uốn của vật liệu C45 $\sigma_{ch}^u = 1,2$. $\sigma_{ch}^k \cdot \sigma_{ch}^u = 1,2 \cdot 323 = 388 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; Hệ số an toàn cho phép của chi tiết cơ cấu di chuyển $[n] = 1,5$ - Bảng 1.8 [1]; Ứng suất uốn cho phép với chu kỳ đối xứng $[\sigma] = \frac{\sigma_{ch}^u}{[n]} = \frac{388}{1,5} = 259 \text{ (N/mm}^2\text{)}$; Đường kính ngỗng trục bánh xe chọn sơ bộ $d_{ng} = 90 \text{ (mm)}$. Đường kính trục bánh xe tại tiết diện nguy hiểm theo tính toán tương ứng với tải trọng thực tế tác dụng lên trục:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{4160549}{0,1 \cdot 259}} = 54,39 \text{ (mm)} \quad (17)$$

Với đường kính ngỗng trục bánh xe chọn sơ bộ $d_{ng} = 90 \text{ (mm)}$, so với kết quả tính toán kiểm nghiệm $d \geq 54,39 \text{ (mm)}$, như vậy trục đã chọn đảm bảo đủ bền.

***Tính chọn ổ bi cho bánh xe:**

Tải trọng động lớn nhất tác dụng lên ổ lăn $Q = P_{ol} \cdot k_c \cdot k_a \cdot k$; Số ổ bi chịu tải trọng trên mỗi bánh xe $n_{ol} = 2$; Tải trọng lớn nhất tác dụng lên mỗi ổ lăn:

$$P_{ol} = \frac{P_t}{n_{ol}} = \frac{68206}{2} = 34103 \text{ (N)}$$

Hệ số kể đến vòng nào quay $k_c = 1,2$ [2]; Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ $k_a = 1$ [2]; Hệ số kể đến đặc tính tải trọng $k = 1,2$, Bảng 11.3 [2].

Tải trọng động lớn nhất tác dụng lên ổ lăn:

$$Q = P_{ol} \cdot k_c \cdot k_a \cdot k = 34103 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1,2 = 49108 \text{ (N)} \quad (18)$$

Tuổi thọ của ổ lăn $L_h = 3000 \text{ (h)}$;

Tuổi thọ của ổ tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60 \cdot n_{bx} \cdot L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 6,37 \cdot 3000}{10^6} = 1,15 \quad (19)$$

Khả năng tải động của ổ lăn:

$$C_d = C_d = Q \cdot \sqrt[10]{L} = 49108 \cdot \sqrt[10]{1,15} = 49108 \text{ (N)} \quad (20)$$

(Bậc đường cong mỗi khi thử về ổ lăn, đối với ổ đĩa $m = 10/3$)

Khả năng tải động cho phép của ổ lăn NU1018 $[C_d] = 88000 \text{ (N)}$. So sánh giữa khả năng chịu tải khi tính toán với khả năng chịu tải cho phép của ổ lăn NU1018 thu được kết quả $C_d < [C_d]$, như vậy ổ đã chọn đảm bảo đủ khả năng chịu tải dưới tác dụng của tải trọng

thực tế của công trục. Các thông số của ổ bi NU1018: Đường kính vòng trong ổ bi $d = 90$ (mm); Đường kính vòng ngoài ổ bi $D = 140$ (mm); Chiều dày ổ bi $B = 24$ (mm).

3. KẾT LUẬN

- Cụm di chuyển cho công trục chân dê là cơ cấu quan trọng của thiết bị, ảnh hưởng nhiều đến quá trình làm việc tin cậy của công trục, vì vậy tác giả đã nghiên cứu và đưa ra phương pháp xác định được các giá trị tải trọng tác dụng lên cụm di chuyển là cơ sở cho việc tính toán thiết kế các chi tiết trong cụm di chuyển công trục.

- Đã tính toán thiết kế các chi tiết của cụm di chuyển ứng với loại công trục chân dê tải trọng nâng 25 Tấn, khẩu độ $L_k = 8600$ (mm) dùng trong nhà máy thủy điện.

- Phương pháp tính toán tác giả đưa ra

sẽ là cơ sở cho các nghiên cứu tính toán đối với các công trục chân dê có tải trọng và khẩu độ lớn hơn.❖

Ngày nhận bài: 03/4/2025

Ngày phản biện: 21/4/2025

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Huỳnh Văn Hoàng, Đào Trọng Thường, “*Tính toán máy trục*”. NXB. Khoa học Kỹ thuật.
- [2]. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, “*Tính toán, thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập I*”. NBX. Giáo dục.
- [3]. PGS,TS. Nguyễn Văn Hợp, ThS. Phạm Thị Nghĩa, TS. Lê Thiện Thành, “*Máy trục vận chuyển*”. NXB. Giao thông vận tải, Hà Nội, 2000.
- [4]. Nguyễn Văn Huyền, “*Cẩm nang kỹ thuật cơ khí*”. NBX. Xây dựng.
- [5]. Tiêu chuẩn Việt Nam, “*Thiết bị nâng: Thiết kế, chế tạo và kiểm tra kỹ thuật*”, TCVN4244:2005.
- [6]. Phan Văn Tuấn, Bùi Thanh Danh, “*Hồ sơ thiết kế công trục chân dê*”. Công ty Cổ phần Sản xuất - Thương mại Đại Dương.