

浙北高等级航道网集装箱运输通道建设工程
(嘉兴段) 嘉兴港区二标段

外环中路桥塔吊基础计算书

浙北高等级航道网集装箱运输通道建设工程
嘉兴港区段二标段设计施工总承包联合体项目经理部
2024年09月

浙北高等级航道网集装箱运输通道建设工程
(嘉兴段) 嘉兴港区二标段

外环中路桥塔吊基础计算书

计 算：
复 核：
审 核：

浙北高等级航道网集装箱运输通道建设工程
嘉兴港区段二标段设计施工总承包联合体项目经理部

2024 年 09 月

目录

1 概述.....	4
2 计算依据.....	4
2.1 规范、标准.....	4
2.2 相关图纸及资料.....	4
3 塔吊基础计算.....	4
3.1 塔吊基础布置型式.....	5
3.2 荷载工况.....	6
3.3 强度验算.....	6
3.3.1 抗冲切验算.....	6
3.3.2 局部抗压验算.....	7
3.3.3 抗弯承载力验算.....	8
4 汽车吊相关计算.....	8
4.1 汽车吊支反力计算.....	8
4.1.1 计算依据:.....	8
4.1.2 参数信息.....	8
4.1.3 地基承载力验算.....	9
4.2 钢丝绳选型计算.....	15
4.2.1 钢丝绳选型依据.....	15
4.3 卸扣选型.....	17
5 塔吊附着相关计算.....	17
6 结论.....	10

3.1 塔吊基础布置型式

塔吊基础采用承台基础，本项目承台厚 4m，采用 C30 砼，承台顶层钢筋直径为 25mmHRB400 钢筋，纵横向布置间距为 15cm；承台底层钢筋直径为 32mmHRB400 钢筋，纵横向各布置三层，布置间距为 15cm，承台钢筋为笼式筋；承台中间 2m 布置一层水平筋，钢筋直径为 16mmHRB400 钢筋，纵横向布置间距为 15cm；承台顶底层勾筋钢筋直径为 20mmHRB400 钢筋，布置间距为 60cm；在塔吊预埋基础节位置承台顶层水平钢筋与中间层水平钢筋之间采用勾筋加密，钢筋直径为 20mmHRB400 钢筋，布置间距为 40cm，并在塔吊每个预埋支腿底板处焊接 4 根 20 钢筋，与中间层水平筋进行焊接。

塔吊基础预埋布置见下图。

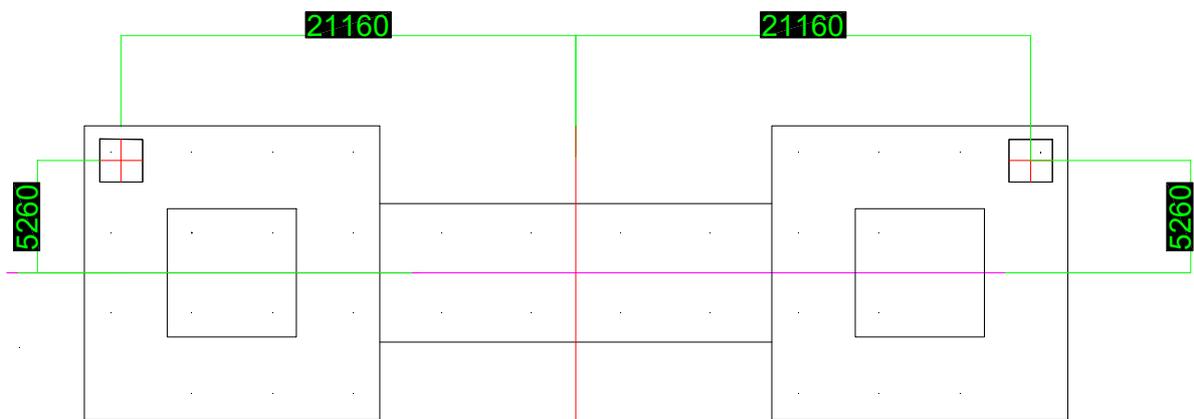


图 3.1-1 塔吊基础预埋平面图

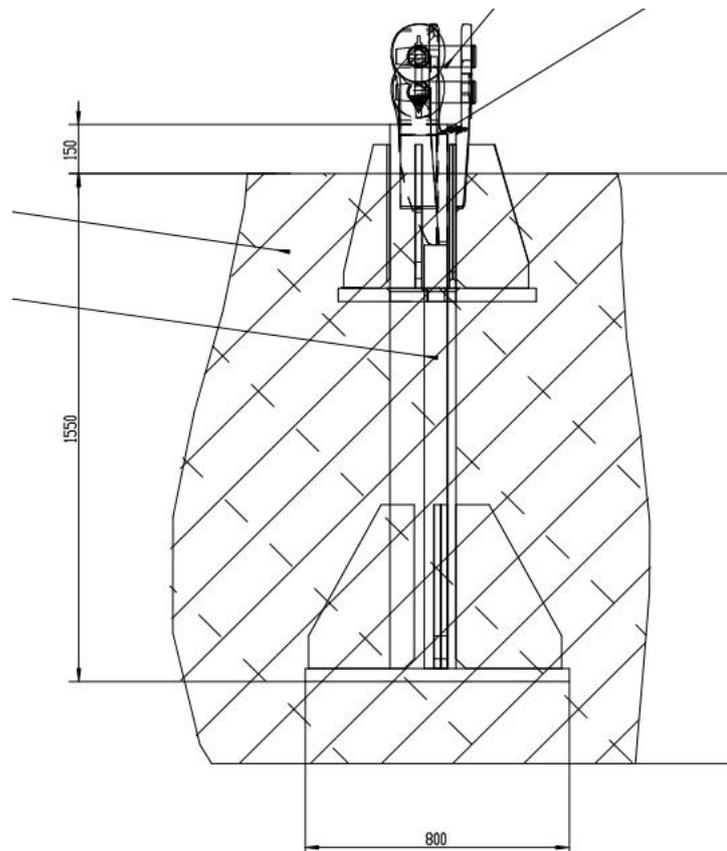


图 3.1-2 塔吊基础支腿预埋立面图

3.2 荷载工况

选用最大塔吊 7530-18 作为荷载最大值计算，通过查询 XGT7530-18 说明书可知最不利荷载工况为：

独立固定式基础荷载表

荷载 \ 工况		工作工况	非工作工况
		P (kN)	1363.78
基础 载 荷	H (kN)	57.3	182.6
	My (kN.m)	5966.7	6687.6
	Mz (kN.m)	713	0

3.3 强度验算

塔吊基础利用承台，且塔吊位置下有直径 1.5m 桩基，单桩桩基承载力为 15600KN 因此不需考虑塔吊轴力影响；考虑支腿抗冲切承载力验算、支腿底板局部抗压验算，抗弯承载力验算。

3.3.1 抗冲切验算

根据《公路钢筋混凝土及预应力混凝土桥涵设计规范》（JTG 3362-2018）第 5.6.1 条计算底板抗冲切验算。

$$\gamma_0 F_{ld} \leq (0.7\beta_h f_{td} + 0.15\sigma_{pc, m}) U_m h_0$$

γ_0 —结构重要性系数，取 1.1

F_{ld} —最大集中反力设计值。

β_h —截面高度尺寸效应系数，当 $h \leq 300\text{mm}$ 时，取 $\beta_h = 1.0$ ；当 $h \geq 800\text{mm}$ 时，取 $\beta_h = 0.85$ ，其间按直线插入取值，此处， h 为板的高度。

f_{td} —混凝土轴心抗拉强度设计值。C30 取 1.39MPa。

U_m —距集中反力作用面 $h/2$ 处破坏锥体截面面积的周长当墩柱为圆形截面时可将其换算为边长等于 0.8 倍直径的方形截面墩柱再取 U_m 。

h_0 —板的有效高度。取 $4 - 1.55 = 2.45\text{m}$ 。

工作状态下：

$$F_{\text{工压}} = 1364/4 + 5967/2\sqrt{2} = 2451\text{kN}$$

$$F_{\text{工拉}} = 1364/4 - 5967/2\sqrt{2} = -1769\text{kN}$$

非工作状态下：

$$F_{\text{非工压}} = 1154/4 + 6688/2\sqrt{2} = 2653kN$$

$$F_{\text{非工拉}} = 1154/4 - 6688/2\sqrt{2} = -2076kN$$

$$\gamma_0 F_{\text{压max}} = 1.1 \times 2653 = 2918kN$$

$$\gamma_0 F_{\text{拉max}} = 1.1 \times 2076 = 2284kN$$

塔吊设置在承台边角处，支腿尺寸为 $0.8 \times 0.8m$ ，埋置深度为 $1.55m$ ，压力向下破坏锥体截面面积的周长为：

$$U_m = 2 \times (0.8 + 2.45/2) = 4.05m$$

$$0.7 \times 0.85 \times 1.39 \times 4.05 \times 2.45 \times 10^3 = 8206kN > 2918kN$$

拉力向上板的有效高度取 $1.55m$ ，破坏锥体截面面积的周长为：

$$U_m = 2 \times (0.8 + 1.55/2) = 3.15m$$

$$0.7 \times 0.85 \times 1.39 \times 3.15 \times 1.55 \times 10^3 = 4038kN > 2284kN$$

承台抗冲切验算通过。

3.3.2 局部抗压验算

根据《公路钢筋混凝土及预应力混凝土桥涵设计规范》（JTG 3362-2018）第 5.7.1 条：

$$\gamma_0 F_{ld} \leq 1.3\eta_s \beta f_{cd} A_n$$

支腿承受最大局部压力为：

$$F_{ld} = 2918kN$$

承压面为 $800mm \times 800mm$ 的支腿底部钢板，支腿位置为主墩承台边缘。

$$\eta_s = 1.0, f_{cd} = 13.8MPa, \beta = 1$$

$$A_n = 0.8 \times 0.8 = 0.64m^2$$

$$\gamma_0 F_{ld} = 2918kN < 1.3 \times 1 \times 1 \times 13.8 \times 1000 \times 0.64 = 11482kN$$

混凝土尺寸满足要求。

根据《公路钢筋混凝土及预应力混凝土桥涵设计规范》（JTG 3362-2018）第 5.7.2 条：

$$\gamma_0 F_{ld} \leq 0.9(\eta_s \beta f_{cd} + k\rho_v \beta_{cor} f_{sd}) A_n$$

$$\beta_{cor} = \sqrt{A_{cor} / A_l}$$

不考虑间接钢筋作用，

$$\gamma_0 F_{ld} = 2918kN < 0.9 \times 1 \times 1 \times 13.8 \times 1000 \times 0.64 = 7948.8kN$$

局部承压验算满足。

3.3.3 抗弯承载力验算

塔吊基础按 $h=4m$ 高考虑，宽按 $2m$ 考虑，桩中心距为 $l_0=3.75m$ ， $l_0/h < 1$ ，按深梁计算，根据《混凝土结构设计规范》附录 G.0.1 条，当 $l_0/h < 1$ 时，取内力臂 $z=0.6l_0=2.25m$ ； $f_y=360MPa$ ， $A_s=200 \div 15 \times 803.8=10718mm^2$

$$M \leq f_y A_s z$$

$$6688KNm \leq 360 \times 10718 \times 2.25 = 8681.6KNm$$

附录 G.0.5 条，一般要求不出现斜裂缝的钢筋混凝土深梁，应符合

$$V_k \leq 0.5f_{tk}bh_0$$

$$2918KN \leq 0.5 \times 2.01 \times 2000 \times (4000 - 200) \div 1000 = 7638KN$$

4 汽车吊相关计算

4.1 汽车吊支反力计算

4.1.1 计算依据：

- 1、《建筑结构荷载规范》GB 50009-2012
- 2、《建筑结构可靠性设计统一标准》GB50068-2018
- 3、《建筑地基基础设计规范》GB50007-2011
- 4、三一汽车起重机 STC-800C5-8VAL 型号说明书

4.1.2 参数信息

1、汽车式起重机参数

汽车起重机厂家	三一	汽车起重机型号	STC-800C5-8VAL
最大吊重 G_w (吨)	5.835	吊装工作半径 R (m)	12
支腿纵向距离 L (m)	6.42	支腿横向距离 B (m)	8
后支腿距最后一排车轮距离 s (m)	1.65	后支腿距旋转中心距离 L_h (m)	3.25
单根支腿受力面积 A_{d1} (m^2)	3.24	荷载动力系数 K	1.25
汽车起重机自重 G (吨)	44.6	是否有活动配重	是
活动配重 $G_{活}$ (吨)	12.5	活动配重距旋转中心距离 L_d (m)	3.5

2、汽车起重机轴距及轴荷

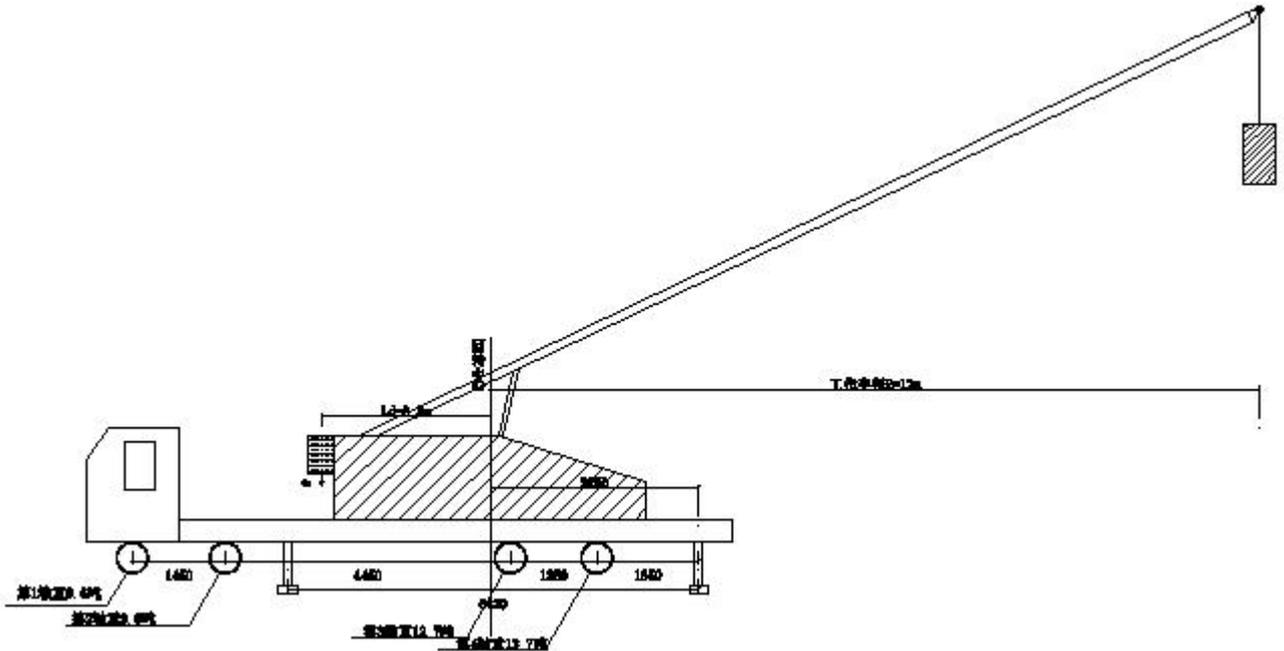
汽车起重机自重 G (吨)	44.6	汽车起重机轴数	4
第 1 排车轮荷载(吨)	9.6		

第 i 排车轮	依次轴距(mm)	轴荷(吨)
2	1450	9.6
3	4450	12.7
4	1350	12.7

3、地基参数

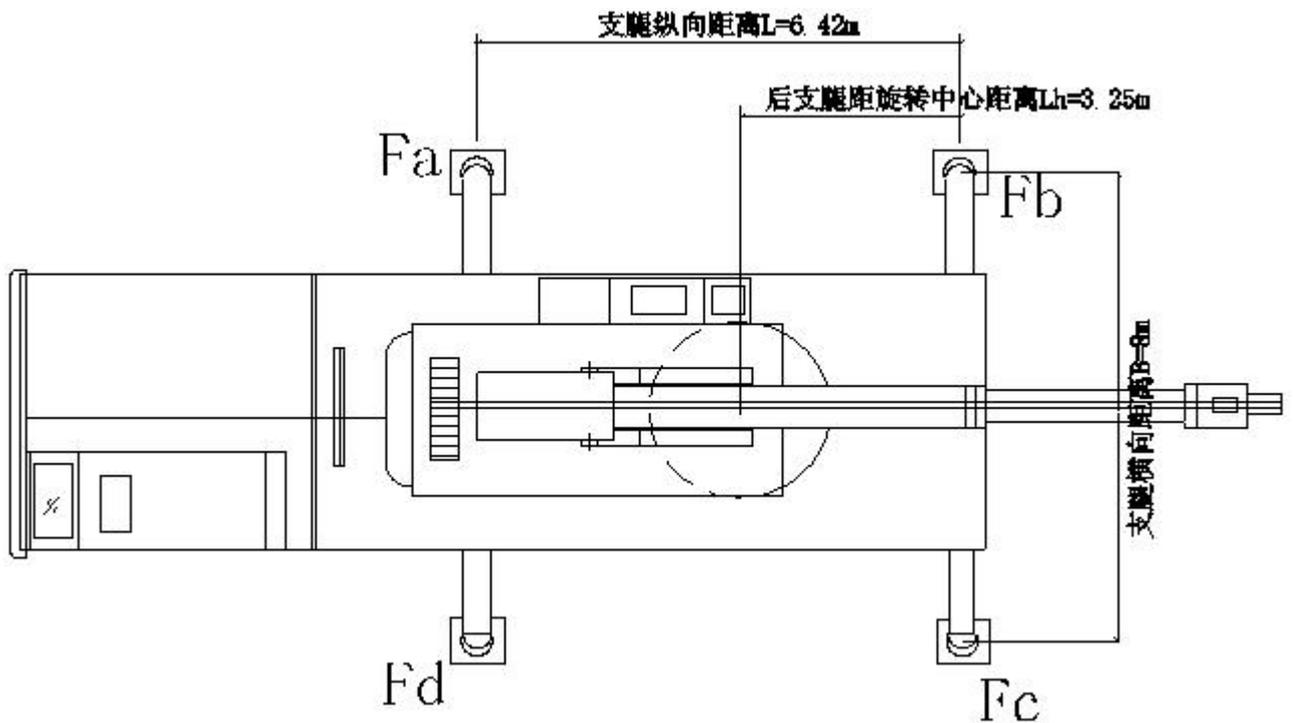
地基土类型	素填土	地基承载力特征值 f_{ak} (kPa)	135
-------	-----	-------------------------	-----

4.1.3 地基承载力验算



汽车式起重机侧立面图

在吊装过程中，支腿荷载主要有包括以下几部分荷载产生，起重机自重（通过在不同位置的各车轮轴荷代替）对各支腿产生的荷载 F_{a1} 、 F_{b1} 、 F_{c1} 、 F_{d1} ；吊重及活动配重分解到 X 方向对各支腿产生的荷载 F_{ax} 、 F_{bx} 、 F_{cx} 、 F_{dx} ；吊重及活动配重分解到 Y 方向对各支腿产生的荷载 F_{ay} 、 F_{by} 、 F_{cy} 、 F_{dy} ；



4.1.3.1 起重机自重各支腿产生的荷载计算

起重机自重 G 等于各轴荷载总和, $G=44.6$ 吨

第 1 轴: 荷载为 $F_1=9.6$ 吨, 距离后支腿距离 $L_1=1.45+4.45+1.35+1.65=8.9\text{m}$

第 2 轴: 荷载为 $F_2=9.6$ 吨, 距离后支腿距离 $L_2=4.45+1.35+1.65=7.45\text{m}$

第 3 轴: 荷载为 $F_3=12.7$ 吨, 距离后支腿距离 $L_3=1.35+1.65=3\text{m}$

第 4 轴: 荷载为 $F_4=12.7$ 吨, 距离后支腿距离 $L_4=1.65\text{m}$

通过各轴荷载 F_i 以及前支腿荷载分别对后支腿取矩得到

$$F_1 \times L_1 + F_2 \times L_2 + F_3 \times L_3 + F_4 \times L_4 - (F_{a1} + F_{d1}) \times L = 0$$

$$9.6 \times 8.9 + 9.6 \times 7.45 + 12.7 \times 3 + 12.7 \times 1.65 - (F_{a1} + F_{d1}) \times 6.42 = 0$$

并且 $F_{a1} = F_{d1}$, 得到:

$$F_{a1} = F_{d1} = 16.824 \text{ 吨}$$

$$F_{b1} = F_{c1} = [G - (F_{a1} + F_{d1})] / 2 = [44.6 - (16.824 + 16.824)] / 2 = 5.476 \text{ 吨}$$

4.1.3.2 吊重及活动配重对各支腿产生的荷载计算

当吊臂与 X 轴成 β 角度, 吊重 G_w 、幅度 R 时, 将吊重产生的倾覆力矩以及活动配重产生的抗倾覆力矩分解到 X、Y 平面内。

吊重 G_w 分解到 X 方向产生效应的荷载大小:

$$G_w \cos \beta / (\cos \beta + \sin \beta)$$

吊重 G_w 分解到 Y 方向产生效应的荷载大小:

$$G_w \sin \beta / (\cos \beta + \sin \beta)$$

活动配重 $G_{活}$ 分解到 X 方向产生效应的荷载大小:

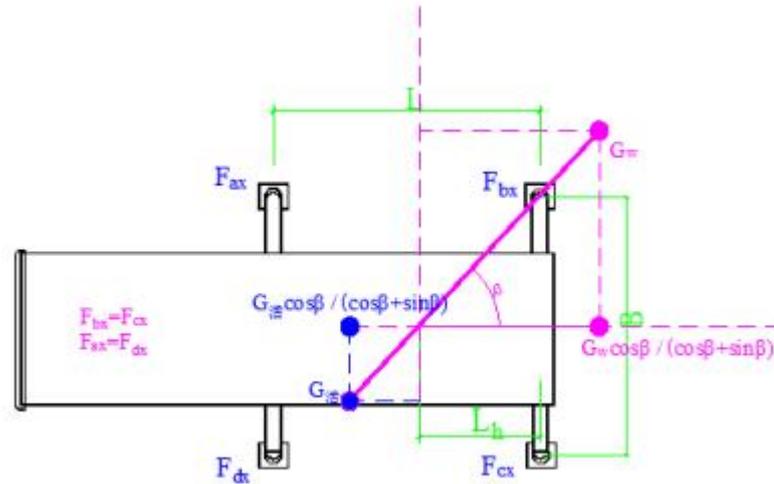
$$G_{\text{活}} \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta)$$

活动配重 $G_{\text{活}}$ 分解到 Y 方向产生效应的荷载大小:

$$G_{\text{活}} \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta)$$

4.1.3.2.1 求 X 方向吊重、X 方向活动配重对各支腿荷载影响计算, 各支腿荷载为 $F_{ax}=F_{dx}$,

$$F_{bx}=F_{cx}$$



对前支腿取矩得到:

$$K \times G_w \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \cos\beta - L_h + L) + G_{\text{活}} \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (L - L_h - L_d \times \cos\beta) - 2F_{bx} \times L = 0$$

$$F_{bx} = F_{cx} = [K \times G_w \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \cos\beta - L_h + L) + G_{\text{活}} \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (L - L_h - L_d \times \cos\beta)] / (2L) = [1.25 \times 5.835 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (12 \times \cos\beta - 3.25 + 6.42) + 2.5 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (6.42 - 3.25 - 3.5 \times \cos\beta)] / (2 \times 6.42) = \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (3.409 \cos\beta + 4.887)$$

$$\times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (L - L_h - L_d \times \cos\beta)] / (2L) = [1.25 \times 5.835 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (12 \times \cos\beta - 3.25) - 12.5 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (3.25 + 3.5 \times \cos\beta)] / (2 \times 6.42) = \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-3.409 \cos\beta + 5.01)$$

对后支腿取矩得到:

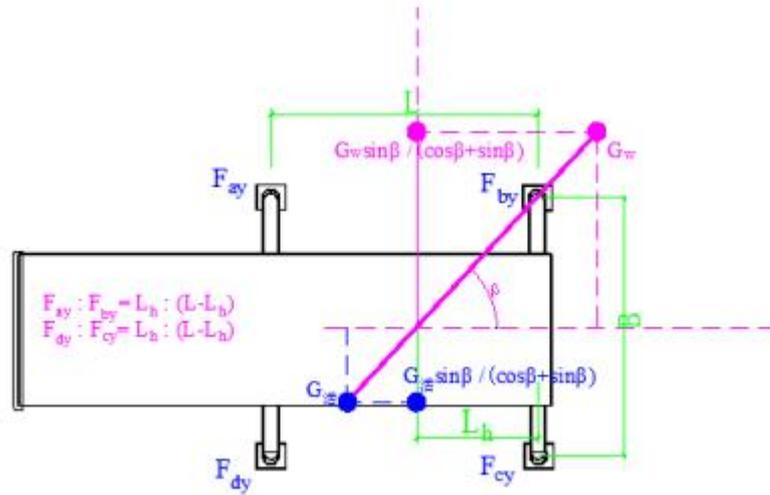
$$K \times G_w \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \cos\beta - L_h) - G_{\text{活}} \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (L_h + L_d \times \cos\beta) + 2F_{ax} \times L = 0$$

$$F_{ax} = F_{dx} = [K \times G_w \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \cos\beta - L_h) - G_{\text{活}} \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (L_h + L_d \times \cos\beta)] / (2L) = [1.25 \times 5.835 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (12 \times \cos\beta - 3.25) - 12.5 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (3.25 + 3.5 \times \cos\beta)] / (2 \times 6.42) = \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-3.409 \cos\beta + 5.01)$$

$$\times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (L_h + L_d \times \cos\beta)] / (2L) = -[1.25 \times 5.835 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (12 \times \cos\beta - 3.25) - 12.5 \times \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (3.25 + 3.5 \times \cos\beta)] / (2 \times 6.42) = \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-3.409 \cos\beta + 5.01)$$

4.1.3.2.2 求 Y 方向吊重、Y 方向活动配重对各支腿荷载影响计算，各支腿荷载

$$F_{ay}/F_{by}=L_h/(L-L_h), F_{dy}/F_{cy}=L_h/(L-L_h)$$



对 c、d 支腿取矩得到：

$$K \times G_w \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \sin\beta + B/2) + G_{活} \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (B/2 - L_d \times \sin\beta) - (F_{ay} + F_{by}) \times B = 0$$

$$K \times G_w \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \sin\beta + B/2) + G_{活}$$

$$\times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (B/2 - L_d \times \sin\beta) - (F_{ay} + F_{ay} \times (L - L_h) / L_h) \times B = 0$$

$$F_{ay} = [K \times G_w \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \sin\beta + B/2) + G_{活}$$

$$\times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (B/2 - L_d \times \sin\beta)] / [(1 + (L - L_h) / L_h) \times B] = [1.25 \times 5.835 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (12 \times \sin\beta + 8/2) + 12.5 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (8/2 - 3.5 \times \sin\beta)] / [(1 + (6.42 - 3.25) / 3.25) \times 8] = \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (2.77 \sin\beta + 5.01)$$

$$F_{by} = F_{ay} \times (L - L_h) / L_h = 0.975 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (2.77 \sin\beta + 5.01)$$

对 a、b 支腿取矩得到：

$$K \times G_w \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \sin\beta - B/2) - G_{活} \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (B/2 + L_d \times \sin\beta) + (F_{cy} + F_{dy}) \times B = 0$$

$$K \times G_w \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \sin\beta - B/2) - G_{活}$$

$$\times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (B/2 + L_d \times \sin\beta) + (F_{cy} + F_{cy} \times L_h / (L - L_h)) \times B = 0$$

$$F_{cy} = -[K \times G_w \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (R \times \sin\beta - B/2) - G_{活}$$

$$\times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (B/2 + L_d \times \sin\beta)] / [(1 + L_h / (L - L_h)) \times B] = -[1.25 \times 5.835 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (12 \times \sin\beta - 8/2) - 12.5 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (8/2 + 3.5 \times \sin\beta)] / [(1 + 3.25 / (6.42 - 3.25)) \times 8] = \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-2.702 \sin\beta + 4.887)$$

$$F_{dy} = F_{cy} \times L_h / (L - L_h) = 1.025 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-2.702 \sin\beta + 4.887)$$

4.1.3.2.3 将 X、Y 两个方向吊重对支腿产生的荷载叠加，并考虑起重机自重后，各支腿的荷载分别为：

支腿

$$a: F_a = F_{a1} + F_{ax} + F_{ay} = 16.824 + \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-3.409\cos\beta + 5.01) + \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (2.77\sin\beta + 5.01)$$

支腿

$$b: F_b = F_{b1} + F_{bx} + F_{by} = 5.476 + \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (3.409\cos\beta + 4.887) + 0.975 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (2.77\sin\beta + 5.01)$$

支腿

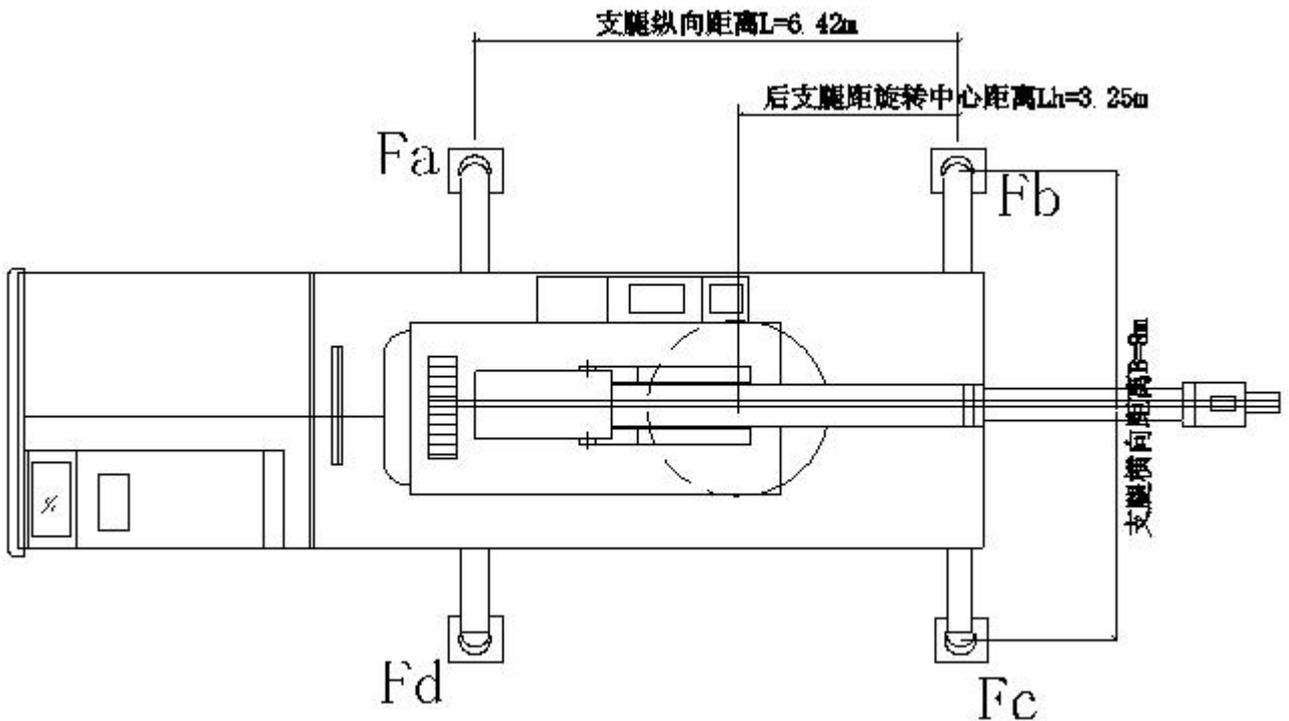
$$c: F_c = F_{c1} + F_{cx} + F_{cy} = 5.476 + \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (3.409\cos\beta + 4.887) + \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-2.702\sin\beta + 4.887)$$

支腿

$$d: F_d = F_{d1} + F_{dx} + F_{dy} = 16.824 + \cos\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-3.409\cos\beta + 5.01) + 1.025 \times \sin\beta / (\cos\beta + \sin\beta) \times (-2.702\sin\beta + 4.887)$$

4.1.3.3 各吊装工况及最不利工况支腿荷载计算

4.1.3.3.1 当 $\beta = 0^\circ$ 时，此时吊物在起重机后方



将 $\beta = 0^\circ$ 代入得到：

$$F_a = 18.424 \text{ 吨}, F_b = 13.772 \text{ 吨}, F_c = 13.772 \text{ 吨}, F_d = 18.424 \text{ 吨}$$

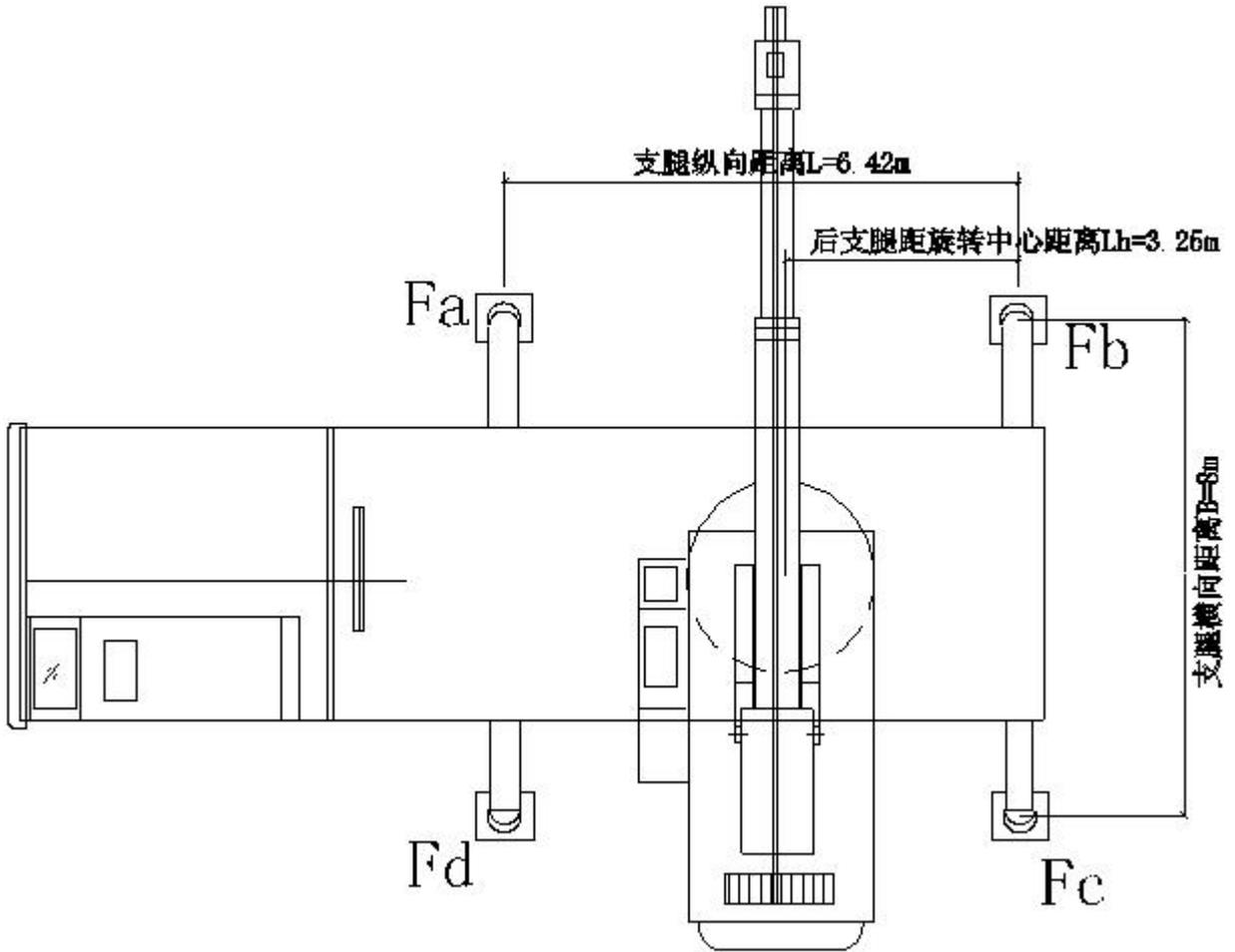
$$\text{各支腿最大荷载 } F_1 = \max(F_a, F_b, F_c, F_d) = \max(18.424, 13.772, 13.772, 18.424) = 18.424$$

吨

没有出现支腿荷载为负数。

抗倾覆满足要求!

4.1.3.3.2 当 $\beta = 90^\circ$ 时, 此时吊物在起重机侧方



将 $\beta=90^\circ$ 代入得到:

$F_a=24.604$ 吨, $F_b=13.065$ 吨, $F_c=7.661$ 吨, $F_d=19.064$ 吨

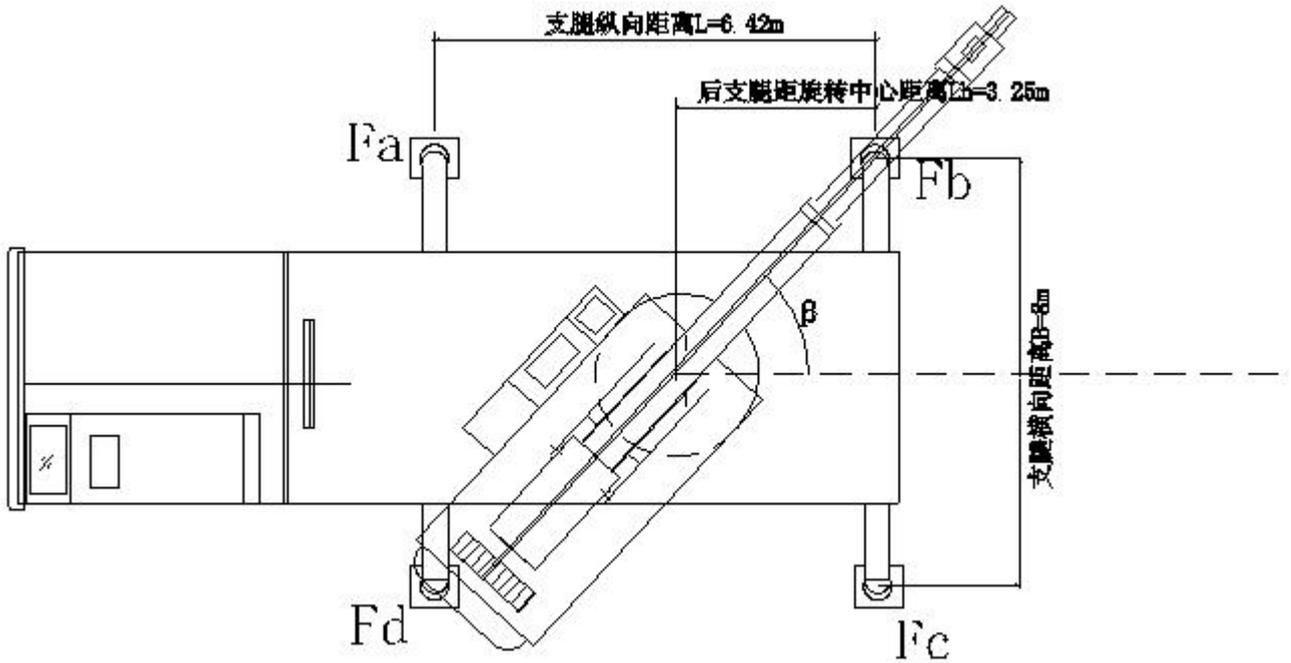
各支腿最大荷载 $F_2=\max(F_a、F_b、F_c、F_d)=\max(24.604、13.065、7.661、19.064)=24.604$

吨

没有出现支腿荷载为负数。

抗倾覆满足要求!

4.1.3.3 起重臂位于支腿 b 方向工况



当 $\beta=50.906^\circ$ 时，起重臂在支腿 b 方向，此时

$F_a=22.056$ 吨， $F_b=12.484$ 吨， $F_c=10.17$ 吨， $F_d=19.684$ 吨

各支腿最大荷载 $F_3=\max(F_a, F_b, F_c, F_d)=\max(22.056, 12.484, 10.17, 19.684)=22.056$

吨

没有出现支腿荷载为负数。

抗倾覆满足要求！

考虑各个工况按最不利原则；支腿最大受力 $N_k=\max(F_1, F_2, F_3)=\max(18.424, 24.604, 22.056)=24.604$ 吨

单个支腿传至基础顶面的轴向力标准值为： $N'=9.8 \times N_k=9.8 \times 24.604=241.117\text{kN}$

单个支腿垫板的底面平均压力 $p=N'/A_{d1}=241.117/3.24=74.419\text{kPa} \leq f_{ak}=135\text{kPa}$

满足要求！

4.2 钢丝绳选型计算

4.2.1 钢丝绳选型依据

根据起吊重量选择相对应的钢丝绳和卸扣。

有对称分布的与垂直方向具有相同角度的单肢吊索组成的多肢吊索的工作荷载按《一般用途钢丝绳吊索特性和技术条件》公式计算：

$$WLL=F_0 \times K_e \times K \div (K_m \times K_u)$$

式中：

WLL	——吊索额定工作荷载，单位为 t；
F_0	——钢丝绳最小破断拉力，单位为 kN；
K_e	——接头形式效能近似系数，压制接头取 0.9，插编接头取 0.75；
K	——肢的数量与垂直方向角度的相关系数，两肢吊索取 1.4，3~4 肢吊索取 2.1；
K_u	——安全系数，一般取 6；
K_m	——质量与力的转换系数，取值为 9.80665。

钢丝绳最小破断拉力按《重要用途钢丝绳》公式计算：

$$F_0 = K' \times D^2 \times R_0 \div 1000$$

式中：

F_0	——钢丝绳最小破断拉力，单位为 kN；
D	——钢丝绳公称直径，单位为 mm；
R_0	——钢丝绳公称抗拉强度，取 1770MPa；
K'	——钢丝绳的最小破断拉力系数，6×19W+IWR 钢丝绳取 0.33。

采用四点吊的塔吊主要部件除起重臂外最大重量为套架，套架起重量约 5.835，钢丝绳与回转总成 60° 夹角，以回转总成顶部四个销轴孔作为吊装孔，钢丝绳采用压制接头。

每根钢丝绳最小破断拉力：

$$F_0 = \frac{WLL \times K_m \times K_u}{K_e \times K} = \frac{5.835 \times 9.80665 \times 6}{0.9 \times 2.1} = 181.53 \text{ kN}$$

则钢丝绳最小公称直径：

$$D = \sqrt{\frac{1000 \times F_0}{K' \times R_0}} = \sqrt{\frac{1000 \times 181.53}{0.33 \times 1770}} = 17.63 \text{ mm}$$

采用 $\phi 20 \text{ mm}$ 钢丝绳可满足要求。

平衡重最大重量约 3.64t，钢丝绳与起重臂成 60° 夹角，平衡重吊装采用两点吊，钢丝绳采用压制接头。

每根钢丝绳最小破断拉力：

$$F_0 = \frac{WLL \times K_m \times K_u}{K_e \times K} = \frac{3.64 \times 9.80665 \times 6}{0.9 \times 1.4} = 169.87 \text{ kN}$$

则钢丝绳最小公称直径：

$$D = \sqrt{\frac{1000 \times F_0}{K' \times R_0}} = \sqrt{\frac{1000 \times 169.87}{0.33 \times 1770}} = 17.05 \text{ mm}$$

采用 $\phi 18 \text{ mm}$ 钢丝绳可满足要求。

4.3 卸扣选型

卸扣根据《一般起重用 D 形和弓形锻造卸扣》（GB/T25854-2010）的规定选用。

表 11.1.2- 1D 形卸扣尺寸

极限工作荷载 WLL			d ^a max	D ^b max	e ^c max	S ^d min	W ^b min
4 级	6 级	8 级					
t			mm				
5	8	10	31.5	35.5	78.1	71	35.5
6.3	10	12.5	35.5	40	88	80	40
8	12.5	16	40	45	99	90	45
10	16	20	45	50	110	100	50
12.5	20	25	50	56	123.2	112	56
16	25	32	56	63	138.6	125	63
20	32	40	63	71	156.2	140	71
25	40	50	71	80	178	160	80
32	50	63	80	90	198	180	90
40	63	80	90	100	220	200	100

四点吊的塔吊主要部件除起重臂外钢丝绳连接卸扣工作荷载：

$$WLL_0 = \frac{181.53}{6} = 30.26\text{kN}, \text{ 选用卸扣 GB/T25854-6-DW5.}$$

起重臂吊装钢丝绳连接卸扣工作荷载：

$$WLL_0 = \frac{169.87}{6} = 28.32\text{kN}, \text{ 选用卸扣 GB/T25854-6-DW5.}$$

根据塔吊基础设计参数及塔吊主要部件重量及吊装高度，确定安装过程中所需的最大吊重、最大钢丝绳夹角，结合施工现场实际情况，确定起重钢丝绳型号。钢丝绳及卸扣选型见下表。

表 11.1-1 钢丝绳选型表

序号	设备名称	规格型号	单位	数量	吊装部位
1	起重用钢丝绳	18mm6×19S+FC1770Mpa	根	4	部件重量小于或等于 4 吨时吊装用
2	起重用钢丝绳	20mm6×19S+FC1770Mpa	根	4	部件重量在 4 吨与 6 吨时吊装用
3	卸扣	GB/T 25854-6-DW10	个	4	部件重量小于或等于 7.0 吨时吊装用
4	卸扣	GB/T 25854-6-DW5	个	4	部件重量在 7 吨与 16 吨时吊装用

5 塔吊附着相关计算

5.1 T7527-18 塔机附着计算书

5.1.1 设计依据

GB/T 13752-2017 《塔式起重机设计规范》

T7527-18 塔机说明书

5.1.2 设计说明

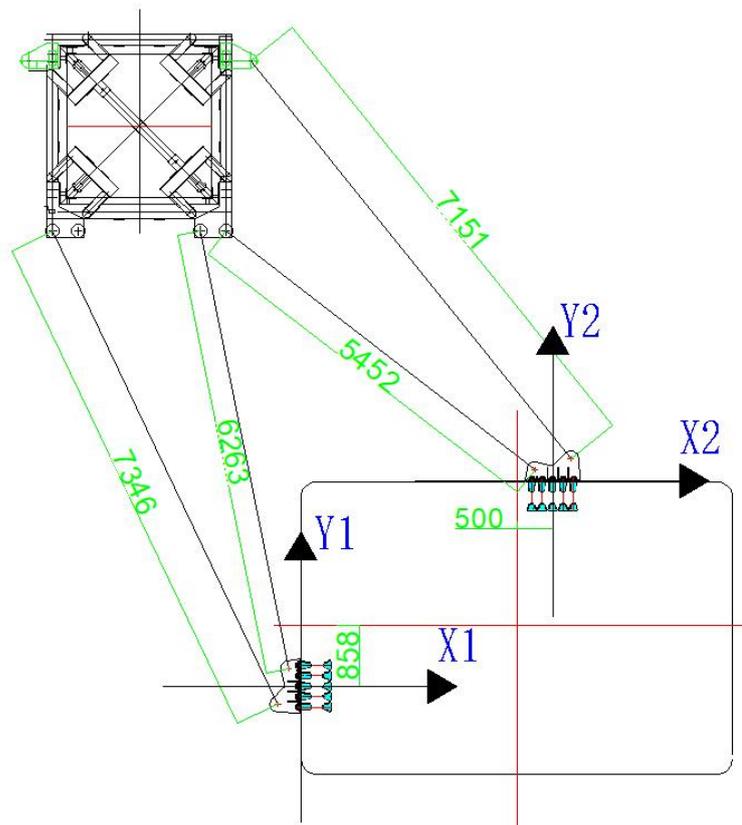
- 1、本计算书仅适用于浙江交工集团有限公司嘉兴港区外环中路索塔项目使用的我公司T7527-18 塔机在以下附着示意图方式的使用；
- 2、本计算书仅对附着杆刚度和稳定性进行计算校核，附着框的计算校核不在本计算书内；
- 3、任何力学、几何参数或结构型式的改变均不再适用于本计算书。

5.1.3 T7527-18 塔机附着平面内的最大载荷

(表一)

工作状态		非工作状态	
水平力 F(KN) 0~360°	扭矩 M_k (KN.m)	水平力 F(KN) 0~360°	扭矩 M_k (KN.m)
306	± 780	512	0

5.1.4 附着示意图



各附着杆长度（表二）

L1(mm)	L2(mm)	L3(mm)	L4(mm)
7346	6263	5452	7151

注：各附着杆长度值为理论计算值。

5.1.5 附着杆受力及附着点反力

工作状态各附着杆最大受力（表三）

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F4 最大值 (KN)
±350	±463	±493	±328

非工作状态各附着杆最大受力（表四）

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F4 最大值 (KN)
±247	±665	±709	±204

通过以上分析，选取以下各附着杆的最大受力工况进行校核：

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)
±350	±665	±709	±328

工作状态各附着点最大受力（表五）

X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±21 3	±63 5	±47 9	±45 8

非工作状态各附着点最大受力（表六）

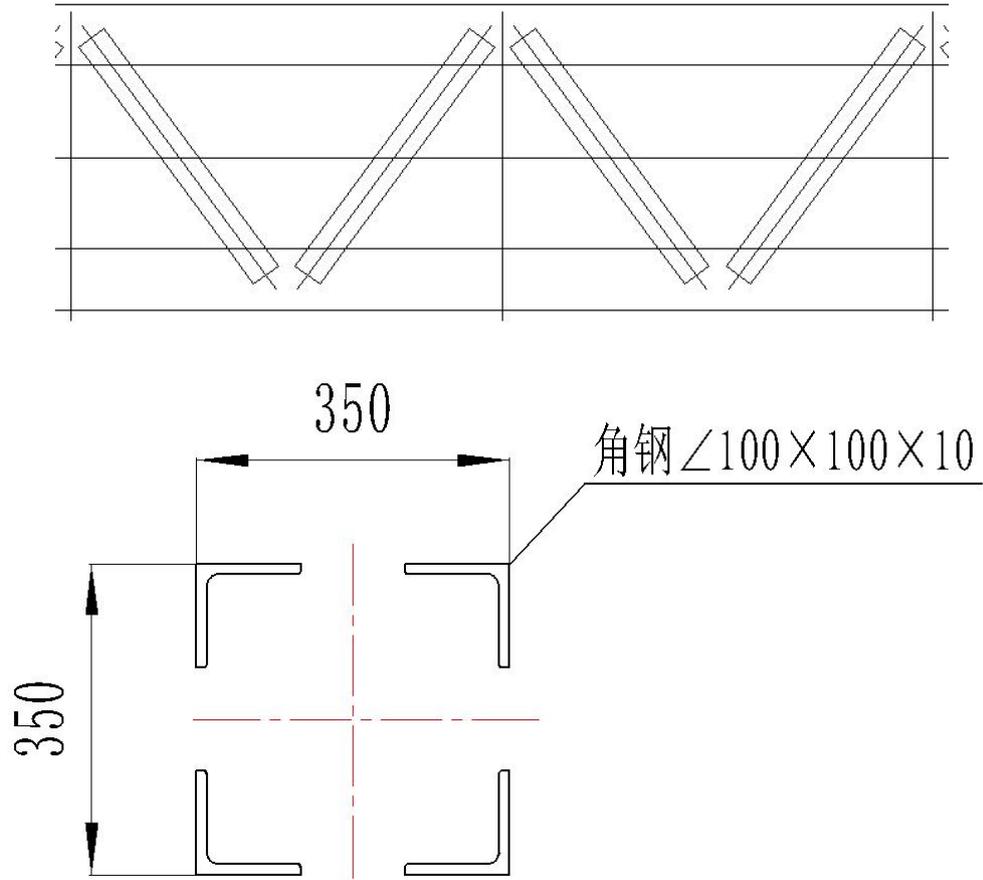
X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±23 3	±86 5	±67 9	±28 5

通过以上分析，附着点最大反力见下表：

（表七）

X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±23 3	±86 5	±67 9	±28 5

5.1.6 附着杆强度校核



附着杆截面示意图

5.1.6.1 已知条件

附着杆结构形式：四肢缀条式

附着杆主肢规格：角钢 $\angle 100 \times 100 \times 10$

附着杆主肢材质：Q235

附着杆主肢截面积： $A=7704.00 \text{ (mm}^2\text{)}$

附着杆缀条规格：角钢 $\angle 50 \times 50 \times 5$

附着杆缀条材质：Q235

附着杆缀条截面积： $A_z=480.30 \text{ (mm}^2\text{)}$

附着杆轴向载荷：

$F_1=349.50 \text{ (kN)}$

$F_2=664.71 \text{ (kN)}$

$F_3=708.66 \text{ (kN)}$

$F_4=328.05 \text{ (kN)}$

附着杆长度：

$L_1=7346 \text{ (mm)}$

$L_2=6263 \text{ (mm)}$

$L_3=5452 \text{ (mm)}$

$L_4=7151$ (mm)

附着杆重量:

$G_1=600.28$ (kg)

$G_2=541.57$ (kg)

$G_3=458.13$ (kg)

$G_4=584.50$ (kg)

附着杆 X 轴总惯性矩: $I_x=172770978.24$ (mm⁴)

附着杆 Y 轴总惯性矩: $I_y=172770978.24$ (mm⁴)

缀条跨距 $S=700.00$ (mm)

附着杆缀条面边长 $a=350.00$ (mm)

主弦单肢弱轴惯性矩: $i=744000.00$ (mm⁴)

缀条弱轴惯性矩: $I_z=46400.00$ (mm⁴)

安全系数: $k=1.34$

5.1.6.2 附着杆刚度校核

整体惯性半径: $r = \sqrt{\frac{I_{\max}}{A}}$ (mm)

主弦单肢惯性半径: $r_1 = \sqrt{\frac{4I_1}{A}}$ (mm)

缀条惯性半径: $r_z = \sqrt{\frac{I_z}{A_z}}$ (mm)

根据 $\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$ 和附着杆变截面型式确定计算长度系数 μ

$\mu = 1.000$

附着杆主肢结构长细比: $\lambda = \frac{L\mu}{r}$;

附着杆主弦单肢长细比: $\lambda_1 = \frac{S}{r_1}$

附着杆缀条长细比: $\lambda_z = \frac{\sqrt{S^2/4 + a^2}}{r_z}$

附着杆换算长细比: $\lambda_{\text{换}} = \sqrt{\lambda^2 + 40 \frac{A}{2A_z}}$

单肢长细比 $\lambda_1=35.62$

缀条长细比 $\lambda_z=50.36$

附着杆整体换算长细比:

$\lambda_{x\text{换}1}=52.22$; $\lambda_{y\text{换}1}=52.22$;

$\lambda_{x\text{换}2}=47.74$; $\lambda_{y\text{换}2}=47.74$;

$\lambda_{x\text{换}3}=41.50$; $\lambda_{y\text{换}3}=41.50$;

$\lambda_{x\text{换}4}=51.01$; $\lambda_{y\text{换}4}=51.01$;

附着杆换算长细比 <150 , 整体刚度满足要求!

附着杆缀条长细比 <150 , 缀条刚度满足要求!

5.1.6.3 附着杆稳定性校核

附着杆主弦单肢稳定系数 $\psi_1=0.916$

附着杆缀条稳定系数 $\psi_z=0.855$

附着杆整体稳定系数:

$\psi_{x1}=0.846$; $\psi_{y1}=0.846$;

$\psi_{x2}=0.866$; $\psi_{y2}=0.866$;

$\psi_{x3}=0.893$; $\psi_{y3}=0.893$;

$\psi_{x4}=0.852$; $\psi_{y4}=0.852$;

附着杆自重产生的弯矩 $M = \frac{10GL}{8}$ (N. mm);

附着杆抗弯模量 $W = \frac{2I}{a}$ (mm^3)

欧拉临界载荷 $F_E = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_{\text{换}}^2}$ (N)

3.1、附着杆整体稳定性验算:

$$\sigma = \frac{F}{A\varphi} + \left(\frac{1}{1 - \frac{F}{0.9F_E}} \right) \frac{M}{W}$$

$\sigma_{x1}=59.62$ (MPa) ; $\sigma_{y1}=53.63$ (MPa) ;

$\sigma_{x2}=104.69$ (MPa) ; $\sigma_{y2}=99.60$ (MPa) ;

$\sigma_{x3}=106.57$ (MPa) ; $\sigma_{y3}=103.01$ (MPa) ;

$\sigma_{x4}=55.61$ (MPa) ; $\sigma_{y4}=49.98$ (MPa) ;

$\sigma < 235/1.34=175.37\text{MPa}$

附着杆整体稳定性满足要求!

3.2、附着杆主弦单肢稳定性验算:

$$\sigma_{\text{单}} = \frac{F}{A\varphi_1}$$

$\sigma_{\text{单}1}=49.55$ (MPa) ;

$\sigma_{\text{单}2}=94.24$ (MPa) ;

$\sigma_{\text{单}3}=100.47$ (MPa) ;

$\sigma_{\text{单}4}=46.51$ (MPa) ;

$\sigma_{\text{单}} < 235/1.34=175.37\text{MPa}$

附着杆单肢稳定性满足要求!

3.3、附着杆缀条稳定性校核

附着杆侧向力: $F_c = \frac{A\sigma}{85} \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$

缀条轴力: $F_z = \frac{F_c \sqrt{a^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}}{2a}$

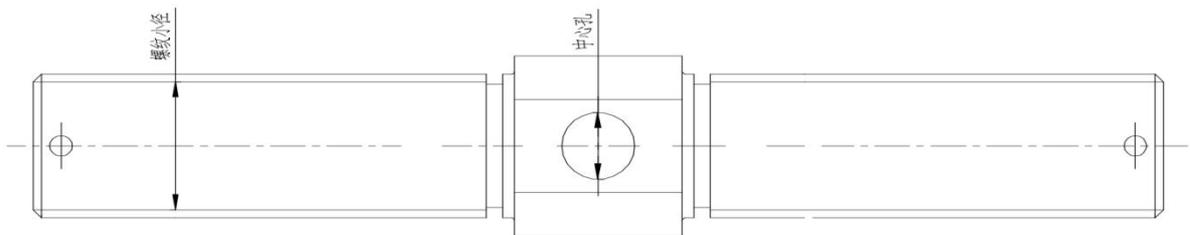
$\sigma_z = \frac{F_z}{A_z \phi_z}$

$\sigma_z = 33.57$ (MPa) ;

$\sigma_z < 235 / 1.34 = 175.37$ MPa

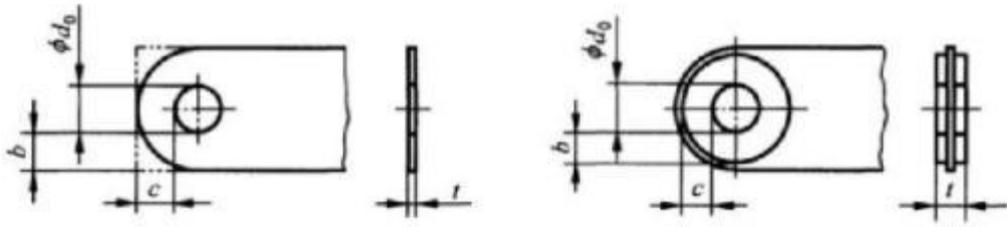
附着杆缀件满足要求!

5.1.7 调节螺杆强度校核



计算项目		中心孔 截面	螺 纹 小径	备注
最 大 拉 力 N (kN)	工 作 状态	493	493	
	非工作 状态	709	709	
截面积 A (mm ²)		3755	4243	调节螺杆公称直径为 M80。
最 大 拉 应力 σ_m (MPa)	工 作 状态	131	116	$\sigma_{max} = \frac{N}{A}$
	非工作 状态	189	167	
许用应力 $[\sigma]$ (MPa)		401	401	材质为 40CrMo。
备注		满足要求	满足要求	

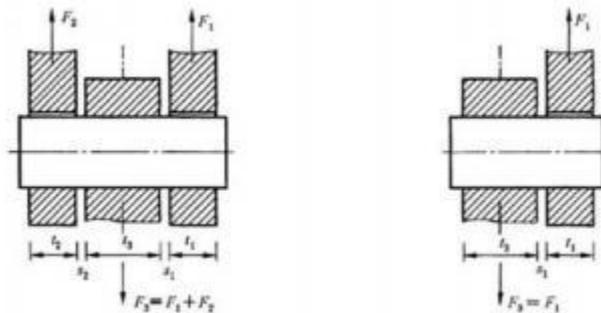
5.1.8 耳板强度校核



计算项目		撑杆、耳座	附着框	备注
材质		Q355B	Q355B	
最大轴向拉力 N (kN)	工作状态	246.5	246.5	
	非工作状态	354.5	354.5	
b (mm)		80.00	80.00	
c (mm)		80.00	80.00	
d_0 (mm)		60.00	60.00	
t (mm)		20.00	20.00	
b_e (mm)		56.00	56.00	取 $2t + 16$ 和 b 的最小值。
开孔系数 y_s		1.20	1.20	
最大拉应力 σ_{\max} (MPa)	工作状态	132.05	132.05	$\sigma_{\max} = \frac{y_s N}{2tb_e}$
	非工作状态	189.91	189.91	
许用拉应力 $[\sigma]$ (MPa)		255.00	255.00	
最大剪应力 τ_{\max}	工作状态	56.02	56.02	$\tau_{\max} = \frac{N}{2t(c + d_0/2)}$
	非工作状态	80.57	80.57	

(M Pa)	状态			
许用剪应力 $[\tau]$ (MPa)		147.00	147.00	
备注		满足要求	满足要求	

5.1.9 销轴强度校核



计算项目		撑杆与耳座	撑杆与附着框	备注
材质		40Cr	40Cr	
最大轴向拉力 F_1 (kN)	工作状态	246.5	246.5	
	非工作状态	354.5	354.5	
销轴直径 d_0 (mm)		60.00	60.00	
销轴截面积 A (mm ²)		2827	2827	
t_1 (mm)		20.00	16.00	
t_2 (mm)				
t_3 (mm)		20.00	20.00	
间隙 S (mm)		10.00	10.00	
销轴抗弯模量 W		21205.75	21205.75	
最大	工作状态	232.48	232.48	$\sigma_{\max} = \frac{F_1(2S + t_{1,3})}{2W}$

弯 应力 σ_{\max} (MPa)	非工作 状态	334.34	334.34	
许用应力 $[\sigma]$ (MPa)		401	401	
最 大 剪 应力 τ_{\max} (MPa)	工 作 状态	116.24	116.24	$\tau_{\max} = \frac{4F_1}{3A}$
	非工作 状态	167.17	167.17	
许用剪应力 $[\tau]$ (MPa)		231.00	231.00	
备注		满足要 求	满足要 求	

5.1.10 附着点螺栓校核

计算项目		耳座 1	耳座2	耳座 3	备注
耳 座 最 大拉力 (kN)	工 作 状态	213	458	/	
	非工作 状态	233	285	/	
耳 座 最 大剪力 (kN)	工 作 状态	635	479	/	
	非工作 状态	865	679	/	
安全系 数 n	工 作 状态	1.34	1.34	/	GB/T 3811-2008 《 起重机设计规范》表 22 。
	非工作 状态	1.22	1.22	/	
螺栓数量		10	10	/	
螺栓公称直径		30	30	/	螺栓强度等级为 10.9级。
螺栓预拉力 P_g (kN)		354	354	/	GB/T 3811-2008 《 起重机设计规范》表 27 。
螺栓有效面积 A_I (mm ²)		561	561	/	

螺栓屈服点 σ_{sl} (MPa)		900	900	/	
抗滑移系数 μ		0.35	0.35	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》表26。
传力的摩擦面数 Z_m		1	1	/	
载荷分配系数 β		0.424	0.424	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》 5.4.2.2
单个螺栓受拉方向最大外拉力 P_t (kN)	工作状态	21.30	45.80	/	P_t 不应大于 $0.7P_g$ 。
	非工作状态	23.30	28.50	/	
单个螺栓受剪方向最大承载力 P (kN)	工作状态	63.50	47.90	/	
	非工作状态	86.50	67.90	/	
单个螺栓受剪方向许用承载力 $[P]$ (kN)	工作状态	85.51	77.51	/	$[P] \leq \frac{Z_m \mu (P_g - 1.25 P_t)}{n}$
	非工作状态	93.20	91.34	/	
备注		满足要求	满足要求	/	

5.2 XGT7530-18 塔机附着计算书

5.2.1 设计依据

GB/T 13752-2017 《塔式起重机设计规范》

XGT7530-18塔机说明书

5.2.2 设计说明

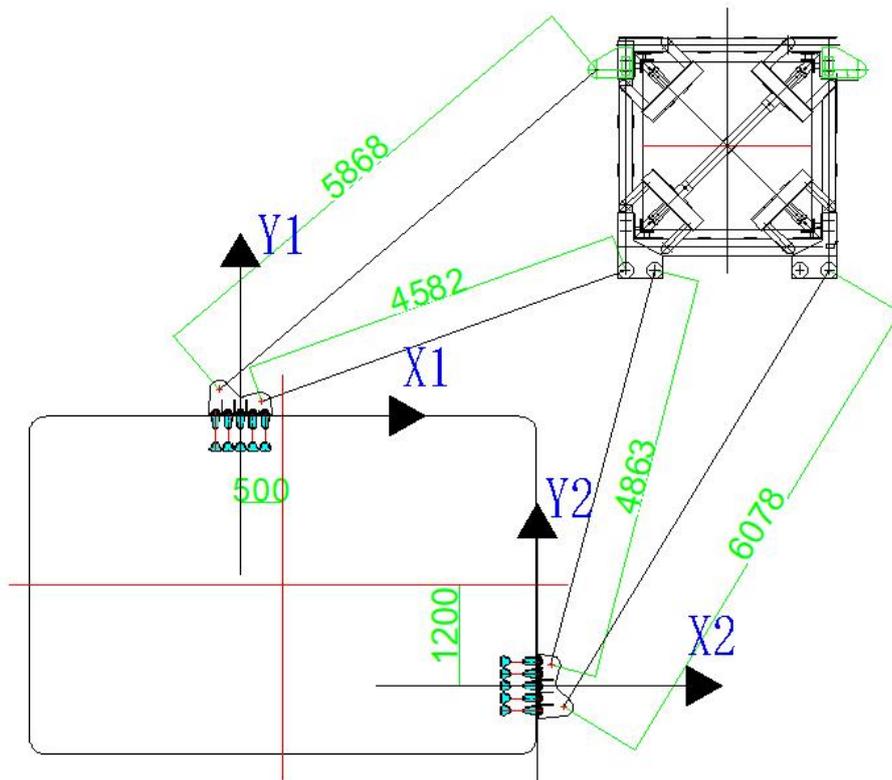
- 1、本计算书仅适用于浙江交工集团有限公司嘉兴港区外环中路索塔项目使用的我公司XGT7530-18塔机在以下附着示意图方式的使用；
- 2、本计算书仅对附着杆刚度和稳定性进行计算校核，附着框的计算校核不在本计算书内；
- 3、任何力学、几何参数或结构型式的改变均不再适用于本计算书。

5.2.3 XGT7530-18 塔机附着平面内的最大载荷

(表一)

工作状态		非工作状态	
水平力 F(KN) 0~360°	扭矩 M_k (KN.m)	水平力 F(KN) 0~360°	扭矩 M_k (KN.m)
463	± 872	336	0

5.2.4 附着示意图



各附着杆长度（表二）

L1(mm)	L2(mm)	L3(mm)	L4(mm)
5868	4582	4863	6078

注：各附着杆长度值为理论计算值。

5.2.5 附着杆受力及附着点反力

工作状态各附着杆最大受力（表三）

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F4 最大值 (KN)
±451	±565	±490	±423

非工作状态各附着杆最大受力（表四）

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F4 最大值 (KN)
±156	±343	±316	±161

通过以上分析，选取以下各附着杆的最大受力工况进行校核：

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)
±451	±565	±490	±423

工作状态各附着点最大受力（表五）

X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±68 7	±41 3	±31 4	±77 1

非工作状态各附着点最大受力（表六）

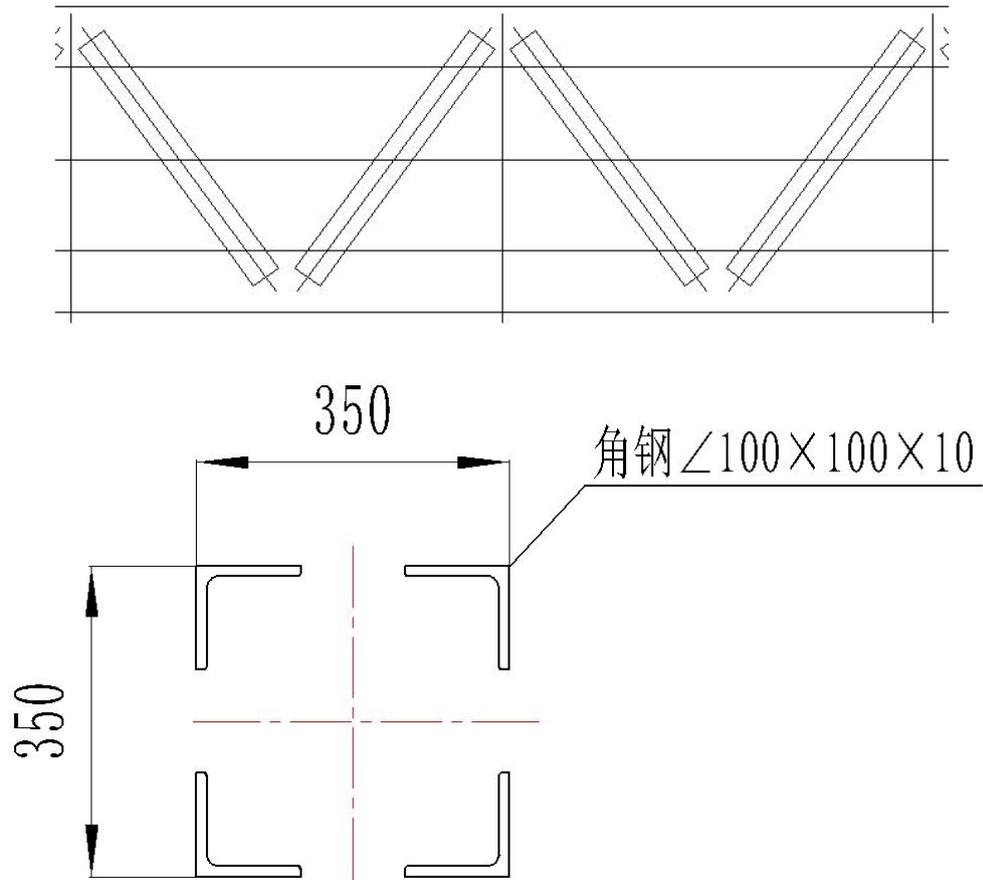
X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±43 3	±21 4	±16 3	±29 3

通过以上分析，附着点最大反力见下表：

（表七）

X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±68 7	±41 3	±31 4	±77 1

5.2.6 附着杆强度校核



附着杆截面示意图

5.2.6.1 已知条件

附着杆结构形式：四肢缀条式

附着杆主肢规格：角钢 $\angle 100 \times 100 \times 10$

附着杆主肢材质：Q235

附着杆主肢截面积： $A=7704.00 \text{ (mm}^2\text{)}$

附着杆缀条规格：角钢 $\angle 50 \times 50 \times 5$

附着杆缀条材质：Q235

附着杆缀条截面积： $A_z=480.30 \text{ (mm}^2\text{)}$

附着杆轴向载荷：

$F_1=450.16 \text{ (kN)}$

$F_2=564.32 \text{ (kN)}$

$F_3=489.56 \text{ (kN)}$

$F_4=422.34 \text{ (kN)}$

附着杆长度：

$L_1=5868 \text{ (mm)}$

$L_2=4582 \text{ (mm)}$

$L_3=4863 \text{ (mm)}$

$L_4=6078$ (mm)

附着杆重量:

$G_1=479.59$ (kg)

$G_2=391.40$ (kg)

$G_3=425.14$ (kg)

$G_4=496.79$ (kg)

附着杆 X 轴总惯性矩: $I_x=172770978.24$ (mm⁴)

附着杆 Y 轴总惯性矩: $I_y=172770978.24$ (mm⁴)

缀条跨距 $S=700.00$ (mm)

附着杆缀条面边长 $a=350.00$ (mm)

主弦单肢弱轴惯性矩: $i=744000.00$ (mm⁴)

缀条弱轴惯性矩: $I_z=46400.00$ (mm⁴)

安全系数: $k=1.34$

5.2.6.2 附着杆刚度校核

整体惯性半径: $r = \sqrt{\frac{I_{\max}}{A}}$ (mm)

主弦单肢惯性半径: $r_1 = \sqrt{\frac{4I_1}{A}}$ (mm)

缀条惯性半径: $r_z = \sqrt{\frac{I_z}{A_z}}$ (mm)

根据 $\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$ 和附着杆变截面型式确定计算长度系数 μ

$\mu = 1.000$

附着杆主肢结构长细比: $\lambda = \frac{L\mu}{r}$;

附着杆主弦单肢长细比: $\lambda_1 = \frac{S}{r_1}$

附着杆缀条长细比: $\lambda_z = \frac{\sqrt{S^2/4 + a^2}}{r_z}$

附着杆换算长细比: $\lambda_{\text{换}} = \sqrt{\lambda^2 + 40 \frac{A}{2A_z}}$

单肢长细比 $\lambda_1=35.62$

缀条长细比 $\lambda_z=50.36$

附着杆整体换算长细比:

$\lambda_{x\text{换}1}=43.09$; $\lambda_{y\text{换}1}=43.09$;

$\lambda_{x\text{换}2}=36.65$; $\lambda_{y\text{换}2}=36.65$;

$\lambda_{x\text{换}3}=39.08$; $\lambda_{y\text{换}3}=39.08$;

$\lambda_{x\text{换}4}=44.37$; $\lambda_{y\text{换}4}=44.37$;

附着杆换算长细比 <150 , 整体刚度满足要求!

附着杆缀条长细比 <150 , 缀条刚度满足要求!

5.2.6.3 附着杆稳定性校核

附着杆主弦单肢稳定系数 $\psi_1=0.916$

附着杆缀条稳定系数 $\psi_z=0.855$

附着杆整体稳定系数:

$\psi_{x1}=0.887$; $\psi_{y1}=0.887$;

$\psi_{x2}=0.911$; $\psi_{y2}=0.911$;

$\psi_{x3}=0.903$; $\psi_{y3}=0.903$;

$\psi_{x4}=0.881$; $\psi_{y4}=0.881$;

附着杆自重产生的弯矩 $M = \frac{10GL}{8}$ (N·mm);

附着杆抗弯模量 $W = \frac{2I}{a}$ (mm^3)

欧拉临界载荷 $F_E = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_{\text{换}}^2}$ (N)

3.1、附着杆整体稳定性验算:

$$\sigma = \frac{F}{A\varphi} + \left(\frac{1}{1 - \frac{F}{0.9F_E}} \right) \frac{M}{W}$$

$\sigma_{x1}=69.70$ (MPa); $\sigma_{y1}=65.91$ (MPa);

$\sigma_{x2}=82.88$ (MPa); $\sigma_{y2}=80.37$ (MPa);

$\sigma_{x3}=73.36$ (MPa); $\sigma_{y3}=70.40$ (MPa);

$\sigma_{x4}=66.32$ (MPa); $\sigma_{y4}=62.26$ (MPa);

$\sigma < 235/1.34=175.37\text{MPa}$

附着杆整体稳定性满足要求!

3.2、附着杆主弦单肢稳定性验算:

$$\sigma_{\text{单}} = \frac{F}{A\varphi_1}$$

$\sigma_{\text{单}1}=63.82$ (MPa);

$\sigma_{\text{单}2}=80.01$ (MPa);

$\sigma_{\text{单}3}=69.41$ (MPa);

$\sigma_{\text{单}4}=59.88$ (MPa);

$\sigma_{\text{单}} < 235/1.34=175.37\text{MPa}$

附着杆单肢稳定性满足要求!

3.3、附着杆缀条稳定性校核

附着杆侧向力: $F_c = \frac{A\sigma}{85} \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$

缀条轴力: $F_z = \frac{F_c \sqrt{a^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}}{2a}$

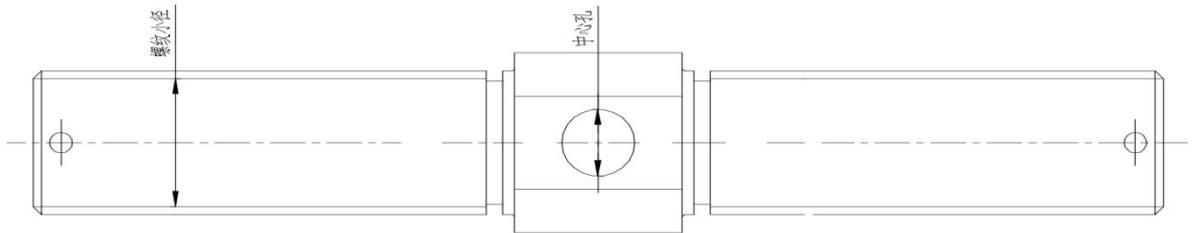
$\sigma_z = \frac{F_z}{A_z \varphi_z}$

$\sigma_z = 33.57 \text{ (MPa)}$;

$\sigma_z < 235/1.34 = 175.37 \text{ MPa}$

附着杆缀件满足要求!

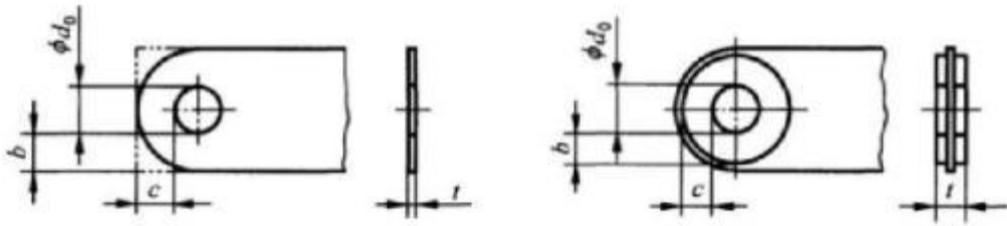
5.2.7 调节螺杆强度校核



计算项目		中心孔 截面	螺 纹 小径	备注
最 大 拉 力 N (kN)	工 作 状态	565	565	
	非工作 状态	343	343	
截面积 A (mm^2)		3755	4243	调节螺杆公称直径为 M80。
最 大 拉 应 力 σ_m (MPa)	工 作 状态	150	133	$\sigma_{\max} = \frac{N}{A}$
	非工作 状态	91	81	
许用应力 $[\sigma]$ (MPa)		401	401	材质为40CrMo。

备注	满足要求	满足要求	
----	------	------	--

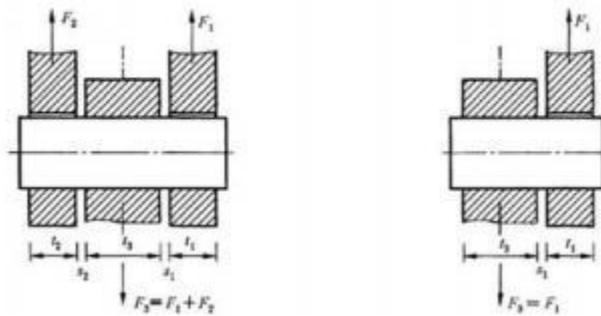
5.2.8 耳板强度校核



计算项目		撑杆、耳座	附着框	备注
材质		Q355B	Q355B	
最大轴向拉力 N (kN)	工作状态	282.5	282.5	
	非工作状态	171.5	171.5	
b (mm)		80.00	80.00	
c (mm)		80.00	80.00	
d_0 (mm)		60.00	60.00	
t (mm)		20.00	20.00	
b_e (mm)		56.00	56.00	取 $2t + 16$ 和 b 的最小值。
开孔系数 y_s		1.20	1.20	
最大拉应力 σ_{\max} (MPa)	工作状态	151.34	151.34	$\sigma_{\max} = \frac{Y_s N}{2 t b_e}$
	非工作状态	91.88	91.88	
许用拉应力 $[\sigma]$ (MPa)		255.00	255.00	
最大	工作状态	64.20	64.20	N

剪应力 τ_{\max} (MPa)	非工作状态	38.98	38.98	$\tau_{\max} = \frac{2t(c + d_0/2)}{2t(c + d_0/2)}$
许用剪应力 [τ] (MPa)		147.00	147.00	
备注		满足要求	满足要求	

5.2.9 销轴强度校核



计算项目		撑杆与耳座	撑杆与附着框	备注
材质		40Cr	40Cr	
最大轴向拉力 F_1 (kN)	工作状态	282.5	282.5	
	非工作状态	171.5	171.5	
销轴直径 d_0 (mm)		60.00	60.00	
销轴截面积 A (mm ²)		2827	2827	
t_1 (mm)		20.00	16.00	
t_2 (mm)				
t_3 (mm)		20.00	20.00	
间隙 S (mm)		10.00	10.00	
销轴抗弯模量 W		21205.75	21205.75	

最大弯应力 σ_{\max} (MPa)	工作状态	266.44	266.44	$\sigma_{\max} = \frac{F_1(2S + t_{1,3})}{2W}$ $t_{1,3} = \max(t_1, t_3)$
	非工作状态	161.75	161.75	
许用应力 $[\sigma]$ (MPa)		401	401	
最大剪应力 τ_{\max} (MPa)	工作状态	133.22	133.22	$\tau_{\max} = \frac{4F_1}{3A}$
	非工作状态	80.87	80.87	
许用剪应力 $[\tau]$ (MPa)		231.00	231.00	
备注		满足要求	满足要求	

5.2.10 附着点螺栓校核

计算项目		耳座1	耳座2	耳座3	备注
耳座最大拉力 (kN)	工作状态	413	314	/	
	非工作状态	214	163	/	
耳座最大剪力 (kN)	工作状态	687	771	/	
	非工作状态	433	293	/	
安全系数 n	工作状态	1.34	1.34	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》表 22。
	非工作状态	1.22	1.22	/	
螺栓数量		10	10	/	
螺栓公称直径		30	30	/	螺栓强度等级为 10.9 级。
螺栓预拉力 P_g (kN)		354	354	/	GB/T 3811-2008 《

螺栓有效面积 A_I (mm ²)		561	561	/	起重机设计规范》表 27。 。
螺栓屈服点 σ_{sl} (MPa)		900	900	/	
抗滑移系数 μ		0.35	0.35	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》表 26。 。
传力的摩擦面数 Z_m		1	1	/	
载荷分配系数 β		0.424	0.424	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》 5.4.2.2
单个螺栓受拉方向最大外拉力 P_t (kN)	工作状态	41.30	31.40	/	P_t 不应大于 $0.7P_g$ 。 。
	非工作状态	21.40	16.30	/	
单个螺栓受剪方向最大承载力 P (kN)	工作状态	68.70	77.10	/	
	非工作状态	43.30	29.30	/	
单个螺栓受剪方向许用承载力 $[P]$ (kN)	工作状态	78.98	82.21	/	$[P] \leq \frac{Z_m \mu (P_g - 1.25 P_t)}{n}$
	非工作状态	93.88	95.71	/	
备注		满足要求	满足要求	/	

5.3 XGT7530-18 塔机附着计算书

5.3.1 设计依据

GB/T 13752-2017 《塔式起重机设计规范》

XGT7530-18塔机说明书

5.3.2 设计说明

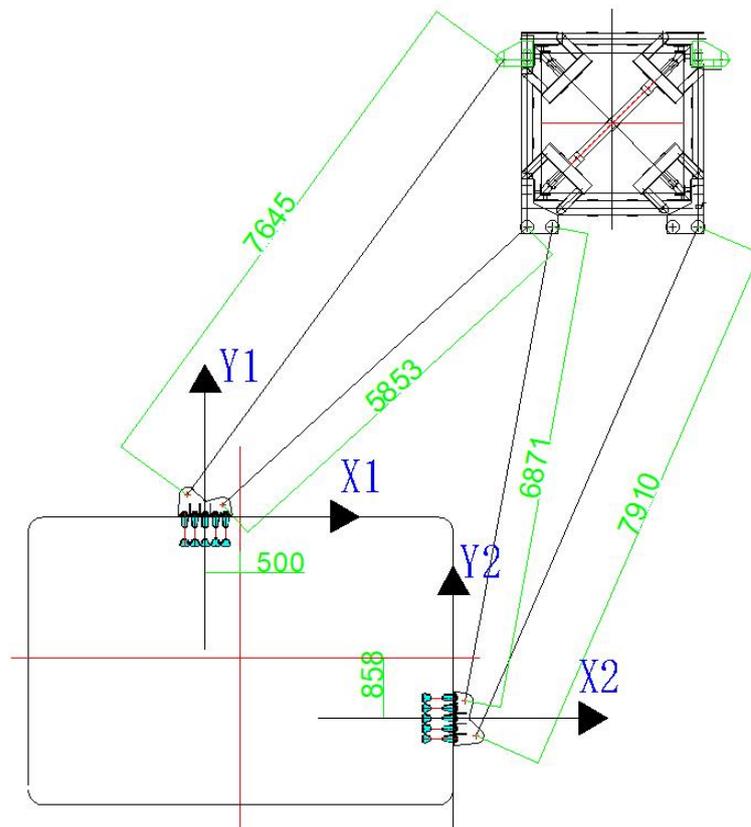
- 1、本计算书仅适用于浙江交工集团有限公司嘉兴港区外环中路索塔项目使用的我公司XGT7530-18塔机在以下附着示意图方式的使用；
- 2、本计算书仅对附着杆刚度和稳定性进行计算校核，附着框的计算校核不在本计算书内；
- 3、任何力学、几何参数或结构型式的改变均不再适用于本计算书。

5.3.3 XGT7530-18 塔机附着平面内的最大载荷

(表一)

工作状态		非工作状态	
水平力 F(KN) 0~360°	扭矩 M _k (KN.m)	水平力 F(KN) 0~360°	扭矩 M _k (KN.m)
463	±872	336	0

5.3.4 附着示意图



各附着杆长度（表二）

L1(mm)	L2(mm)	L3(mm)	L4(mm)
7645	5853	6871	7910

注：各附着杆长度值为理论计算值。

5.3.5 附着杆受力及附着点反力

工作状态各附着杆最大受力（表三）

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F4 最大值 (KN)
±409	±779	±751	±455

非工作状态各附着杆最大受力（表四）

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F4 最大值 (KN)
±130	±509	±486	±160

通过以上分析，选取以下各附着杆的最大受力工况进行校核：

F1 最大值 (KN)	F2 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)	F3 最大值 (KN)
±409	±779	±751	±455

工作状态各附着点最大受力（表五）

X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±69 1	±74 6	±28 1	±86 5

非工作状态各附着点最大受力（表六）

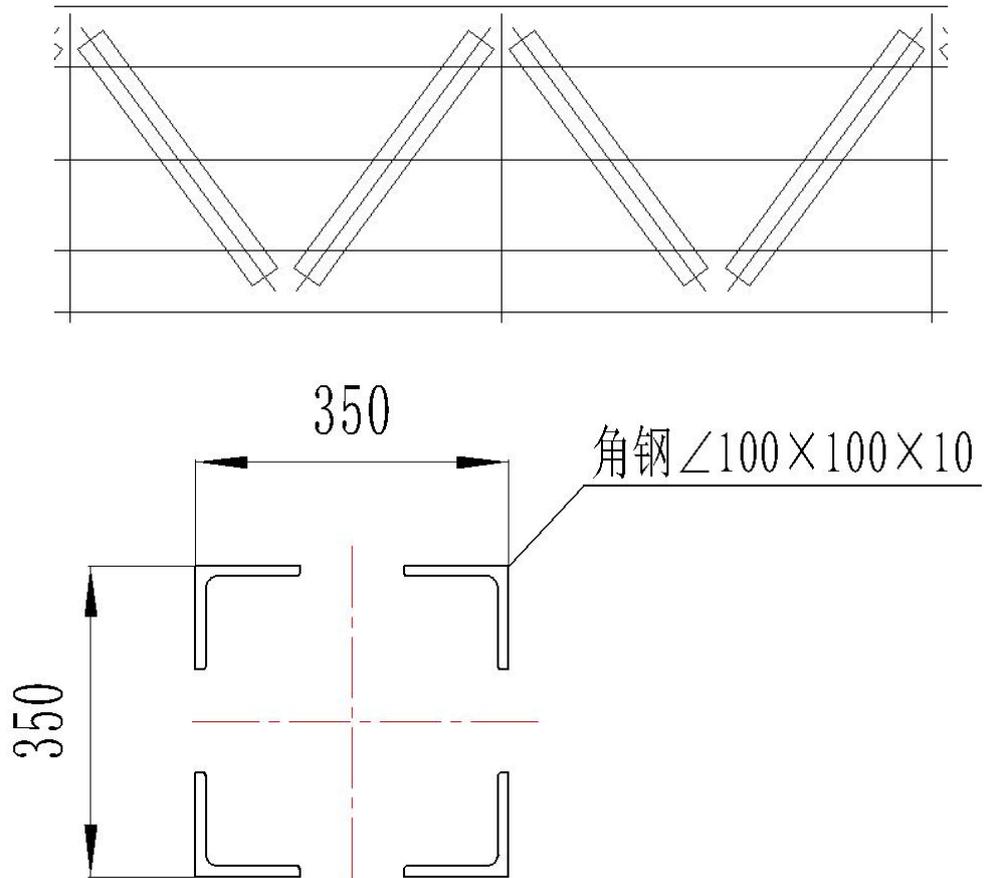
X1 最 大值 (KN)	Y1 最 大值 (KN)	X2 最 大值 (KN)	Y2 最 大值 (KN)
±44 5	±44 3	±14 7	±30 4

通过以上分析，附着点最大反力见下表：

（表七）

X1 最大 大值 (KN)	Y1 最大 大值 (KN)	X2 最大 大值 (KN)	Y2 最大 大值 (KN)
±69 1	±74 6	±28 1	±86 5

5.3.6 附着杆强度校核



附着杆截面示意图

5.3.6.1 已知条件

附着杆结构形式：四肢缀条式

附着杆主肢规格：角钢 $\angle 100 \times 100 \times 10$

附着杆主肢材质：Q235

附着杆主肢截面积： $A=7704.00 \text{ (mm}^2\text{)}$

附着杆缀条规格：角钢 $\angle 50 \times 50 \times 5$

附着杆缀条材质：Q235

附着杆缀条截面积： $A_z=480.30 \text{ (mm}^2\text{)}$

附着杆轴向载荷：

$$F_1=408.75 \text{ (kN)}$$

$$F_2=778.24 \text{ (kN)}$$

$$F_3=750.44 \text{ (kN)}$$

$$F_4=454.36 \text{ (kN)}$$

附着杆长度：

$$L_1=7645 \text{ (mm)}$$

$$L_2=5853 \text{ (mm)}$$

$$L_3=6871 \text{ (mm)}$$

$$L_4=7914 \text{ (mm)}$$

附着杆重量：

$$G_1=624.79 \text{ (kg)}$$

$$G_2=491.72 \text{ (kg)}$$

$$G_3=590.86 \text{ (kg)}$$

$$G_4=646.76 \text{ (kg)}$$

附着杆 X 轴总惯性矩： $I_x=172770978.24 \text{ (mm}^4\text{)}$

附着杆 Y 轴总惯性矩： $I_y=172770978.24 \text{ (mm}^4\text{)}$

缀条跨距 $S=700.00 \text{ (mm)}$

附着杆缀条面边长 $a=350.00 \text{ (mm)}$

主弦单肢弱轴惯性矩： $i=744000.00 \text{ (mm}^4\text{)}$

缀条弱轴惯性矩： $I_z=46400.00 \text{ (mm}^4\text{)}$

安全系数： $k=1.34$

5.3.6.2 附着杆刚度校核

$$\text{整体惯性半径: } r = \sqrt{\frac{I_{\max}}{A}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{主弦单肢惯性半径: } r_1 = \sqrt{\frac{4I_1}{A}} \quad (\text{mm})$$

$$\text{缀条惯性半径: } r_z = \sqrt{\frac{I_z}{A_z}} \quad (\text{mm})$$

根据 $\frac{I_{\min}}{I_{\max}}$ 和附着杆变截面型式确定计算长度系数 μ

$$\mu = 1.000$$

$$\text{附着杆主肢结构长细比: } \lambda = \frac{L\mu}{r};$$

$$\text{附着杆主弦单肢长细比: } \lambda_1 = \frac{S}{r_1}$$

$$\text{附着杆缀条长细比: } \lambda_z = \frac{\sqrt{S^2/4 + a^2}}{r_z}$$

$$\text{附着杆换算长细比: } \lambda_{\text{换}} = \sqrt{\lambda^2 + 40 \frac{A}{2A_z}}$$

$$\text{单肢长细比 } \lambda_1 = 35.62$$

$$\text{缀条长细比 } \lambda_z = 50.36$$

附着杆整体换算长细比:

$$\lambda_{x\text{换}1} = 54.10; \lambda_{y\text{换}1} = 54.10;$$

$$\lambda_{x\text{换}2} = 43.99; \lambda_{y\text{换}2} = 43.99;$$

$$\lambda_{x\text{换}3} = 51.49; \lambda_{y\text{换}3} = 51.49;$$

$$\lambda_{x\text{换}4} = 55.80; \lambda_{y\text{换}4} = 55.80;$$

附着杆换算长细比 < 150, 整体刚度满足要求!

附着杆缀条长细比 < 150, 缀条刚度满足要求!

5.3.6.3 附着杆稳定性校核

附着杆主弦单肢稳定系数 $\psi_1=0.916$

附着杆缀条稳定系数 $\psi_z=0.855$

附着杆整体稳定系数：

$$\psi_{x1}=0.837; \psi_{y1}=0.837;$$

$$\psi_{x2}=0.882; \psi_{y2}=0.882;$$

$$\psi_{x3}=0.850; \psi_{y3}=0.850;$$

$$\psi_{x4}=0.829; \psi_{y4}=0.829;$$

附着杆自重产生的弯矩 $M = \frac{10GL}{8}$ (N·mm);

附着杆抗弯模量 $W = \frac{2I}{a}$ (mm³)

欧拉临界载荷 $F_E = \frac{\pi^2 EA}{\lambda_{\text{换}}^2}$ (N)

3.1、附着杆整体稳定性验算：

$$\sigma = \frac{F}{A\varphi} + \left(\frac{1}{1 - \frac{F}{0.9F_E}} \right) \frac{M}{W}$$

$$\sigma_{x1}=69.96 \text{ (MPa)} ; \sigma_{y1}=63.35 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_{x2}=118.72 \text{ (MPa)} ; \sigma_{y2}=114.52 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_{x3}=120.96 \text{ (MPa)} ; \sigma_{y3}=114.66 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_{x4}=78.35 \text{ (MPa)} ; \sigma_{y4}=71.14 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma < 235/1.34=175.37\text{MPa}$$

附着杆整体稳定性满足要求！

3.2、附着杆主弦单肢稳定性验算：

$$\sigma_{\text{单}} = \frac{F}{A\varphi_1}$$

$$\sigma_{\text{单}1} = 57.95 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_{\text{单}2} = 110.34 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_{\text{单}3} = 106.40 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_{\text{单}4} = 64.42 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_{\text{单}} < 235/1.34 = 175.37 \text{ MPa}$$

附着杆单肢稳定性满足要求!

3.3、附着杆缀条稳定性校核

$$\text{附着杆侧向力: } F_c = \frac{A\sigma}{85} \sqrt{\frac{\sigma_s}{235}}$$

$$\text{缀条轴力: } F_z = \frac{F_c \sqrt{a^2 + \left(\frac{S}{2}\right)^2}}{2a}$$

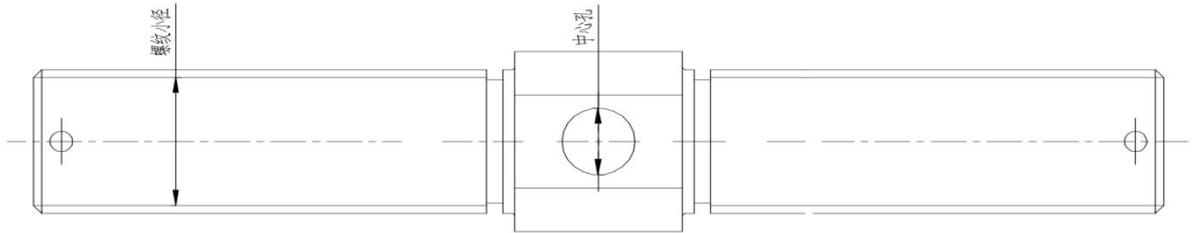
$$\sigma_z = \frac{F_z}{A_z\varphi_z}$$

$$\sigma_z = 33.57 \text{ (MPa)} ;$$

$$\sigma_z < 235/1.34 = 175.37 \text{ MPa}$$

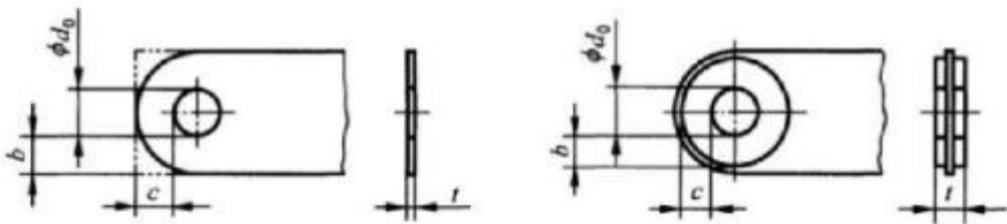
附着杆缀件满足要求!

5.3.7 调节螺杆强度校核



计算项目		中心孔 截面	螺 纹 小径	备注
最 大 拉 力 N (kN)	工 作 状态	779	779	
	非工作 状态	509	509	
截 面 积 A (mm ²)		3755	4243	调节螺杆公称直径为 M80。
最 大 拉 应 力 σ_{max} (MPa)	工 作 状态	207	184	$\sigma_{max} = \frac{N}{A}$
	非工作 状态	136	120	
许用应力 $[\sigma]$ (MPa)		401	401	材质为40CrMo。
备注		满足要求	满足要求	

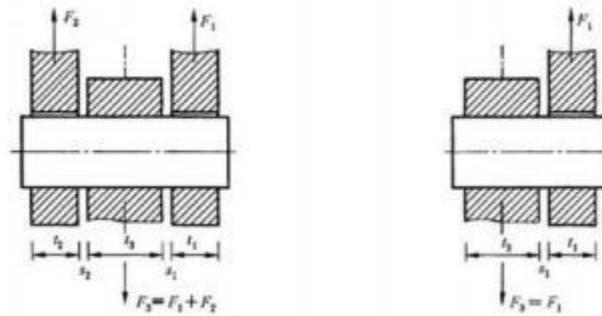
5.3.8 耳板强度校核



计算项目	撑杆、耳 座	附 着 框	备注

材质		Q355B	Q355 B	
最大 轴向拉 力 N (kN)	工作 状态	389.5	389.5	
	非工作 状态	254.5	254.5	
b (mm)		80.00	80.00	
c (mm)		80.00	80.00	
d_0 (mm)		60.00	60.00	
t (mm)		20.00	20.00	
b_e (mm)		56.00	56.00	取 $2t+16$ 和 b 的最 小值。
开孔系数 y_s		1.20	1.20	
最大 拉 应力 σ_{\max} (MPa)	工作 状态	208.66	208.66	$\sigma_{\max} = \frac{Y_s N}{2tb_e}$
	非工作 状态	136.34	136.34	
许用拉应力 $[\sigma]$ (MPa)		255.00	255.00	
最大 剪 应力 τ_{\max} (MPa)	工作 状态	88.52	88.52	$\tau_{\max} = \frac{N}{2t(c+d_0/2)}$
	非工作 状态	57.84	57.84	
许用剪应力 $[\tau]$ (MPa)		147.00	147.00	
备注		满足要 求	满足要 求	

5.3.9 销轴强度校核



计算项目		撑杆与耳座	撑杆与附着框	备注
材质		40Cr	40Cr	
最大轴向拉力 F_1 (kN)	工作状态	389.5	389.5	
	非工作状态	254.5	254.5	
销轴直径 d_0 (mm)		60.00	60.00	
销轴截面积 A (mm ²)		2827	2827	
t_1 (mm)		20.00	16.00	
t_2 (mm)				
t_3 (mm)		20.00	20.00	
间隙 S (mm)		10.00	10.00	
销轴抗弯模量 W		21205.75	21205.75	
最大弯曲应力 σ_{\max} (MPa)	工作状态	367.35	367.35	$\sigma_{\max} = \frac{F_1(2S + t_{1,3})}{2W}$ $t_{1,3} = \max(t_1, t_3)$
	非工作状态	240.03	240.03	

许用应力 $[\sigma]$ (MPa)		401	401	
最大剪应力 τ_{\max} (MPa)	工作状态	183.68	183.68	$\tau_{\max} = \frac{4F_1}{3A}$
	非工作状态	120.01	120.01	
许用剪应力 $[\tau]$ (MPa)		231.00	231.00	
备注		满足要求	满足要求	

5.3.10 附着点螺栓校核

计算项目		耳座1	耳座2	耳座3	备注
耳座最大拉力 (kN)	工作状态	746	281	/	
	非工作状态	443	147	/	
耳座最大剪力 (kN)	工作状态	691	865	/	
	非工作状态	445	304	/	
安全系数 n	工作状态	1.34	1.34	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》表22。
	非工作状态	1.22	1.22	/	
螺栓数量		10	10	/	
螺栓公称直径		30	30	/	螺栓强度等级为10.9级。
螺栓预拉力 P_g (kN)		354	354	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》表27。
螺栓有效面积 A_l (mm ²)		561	561	/	
螺栓屈服点 σ_{sl} (MPa)		900	900	/	

抗滑移系数 μ		0.35	0.35	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》表 26。
传力的摩擦面数 Z_m		1	1	/	
载荷分配系数 β		0.424	0.424	/	GB/T 3811-2008 《起重机设计规范》 5.4.2.2
单个螺栓受拉方向最大外拉力 P_t (kN)	工作状态	74.60	28.10	/	P_t 不应大于 $0.7P_g$ 。
	非工作状态	44.30	14.70	/	
单个螺栓受剪方向最大承载力 P (kN)	工作状态	59.10	76.50	/	
	非工作状态	44.50	30.40	/	
单个螺栓受剪方向许用承载力 $[P]$ (kN)	工作状态	68.11	83.29	/	$[P] \leq \frac{Z_m \mu (P_g - 1.25 P_t)}{n}$
	非工作状态	85.67	96.29	/	
备注		满足要求	满足要求	/	

6 结论

根据以上计算可以得到，塔吊基础及附着、塔吊安拆所用汽车吊及其相关吊具的承载能力均能满足规范要求。