

材料力学立卷夹钳计算报告

第二组 组长：郑天林

组员：刘思语 韦黄贵月 李佳鹏 郝宇博 王梓名

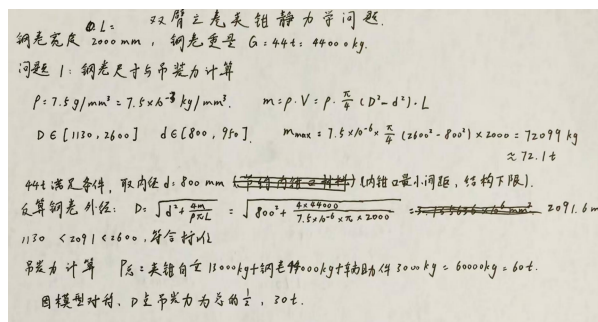
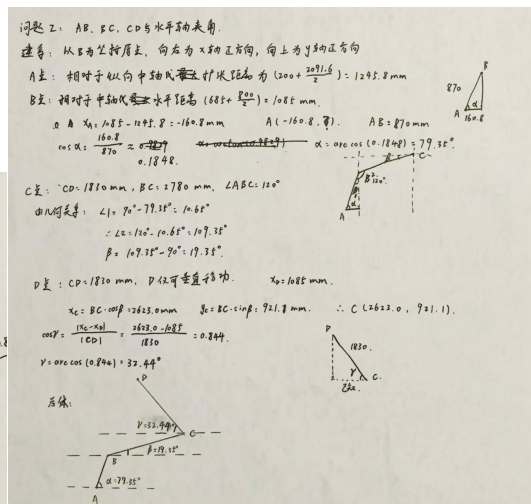
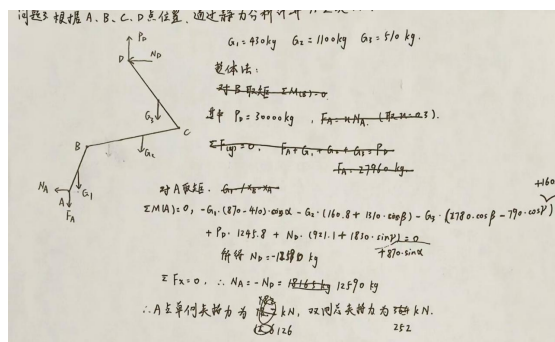
一、项目基本工况说明

我们组分配到的工况是额定起吊重量为 44 吨的钢卷。根据题目要求，钢卷外径约为 2091.6mm，内径为 800mm，宽度 2000mm。夹钳自重为 13 吨，辅助连接件重量 3 吨，因此整个吊装系统的总吊装力为 60 吨。机构的主要部件（外钳臂、吊装臂）采用 Q235 钢，销轴采用 Q345 钢。材质：Q235 钢。弹性模量 E ：208GPa。剪切模量 G ：80GPa。泊松比 μ ：0.3

二、计算报告

课题一：钢卷基本参数与机构静力学分析

针对实际工作状态，我们先将机构简化成平面连杆机构来进行受力分析。经过几何尺寸推导，AB 杆、BC 杆和 CD 杆相对水平方向的夹角分别是：AB 杆向下倾斜约 79.35° ，BC 杆倾角约 19.35° ，CD 杆倾角约 32.44° 。根据整体力矩平衡条件 $\sum M_A = 0$ ，结合钳口与钢卷的摩擦系数取 $f = 0.3$ 。经过反求受力得到，单侧 A 点提供的水平夹持力约为 12.6 吨，对称结构下双侧总夹持力约为 25.2 吨。理论计算上，这产生的摩擦力足以抓取 44 吨的钢卷。



工程建议与改进：实际吊运过程中，环境潮湿或有油污会使摩擦系数显著下降，单纯依靠干燥环境下的 0.3 摩擦系数存在一定隐患。如果未来进行优化，最好在内外钳口表面增加耐磨网格或合金防滑垫块，或者对接触面进行喷砂粗糙处理，将有效摩擦系数提高，防止因长期使用导致钳口磨损而发生钢卷滑脱。

课题二：吊装臂强度校核与 B、C 点销轴尺寸设计

在完成静力学受力计算后，我们紧接着进行了吊装臂（CD 杆）和主要铰接销轴的设计。对于 CD 杆，把它近似看作二力杆，实际承受的合成载荷约为 55.5 吨。Q235 钢的许用应力约为 156.67MPa。按轴向拉伸公式反推需要的理论截面积约 $3.47 \times 10^{-3} \text{m}^2$ 。我们取截面面积 $4 \times 10^{-3} \text{m}^2$ 进行设计，此时截面拉应力约为 136MPa，低于许用应力，能满足强度要求。接着是连接外钳臂和吊装臂的关键销轴设计，材料选用 Q345 钢，极限切应力为屈服强度的一半，安全系数取 $n=2.5$ ，许用切应力 $[\tau]=69 \text{MPa}$ 。B 点销轴：此处合力最大，达到约 144.3 吨。按双面剪切计算，理论需要的销轴直径为 161.5mm。考虑工程实际情况，我们取整设计为 162mm。C 点销轴：受力相对较小，合成载荷约 55.5 吨，理论计算直径 100.3mm，取整设计为 101mm。

2. B点: $\frac{F_B}{A} = [\tau]$

$$\frac{F_B}{\frac{\pi d^2}{4}} = [\tau] \quad d = \sqrt{\frac{4 F_B}{\pi [\tau]}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 144300}{\pi \times 69}} \approx 0.1615 \text{m} = 161.5 \text{mm}$$

B点销轴直径取 161.5mm
162mm

C点: $\frac{F_C}{A} = [\tau]$

$$d = \sqrt{\frac{4 F_C}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 55500}{\pi \times 69}} \approx 0.1003 \text{m} = 100.3 \text{mm}$$

C点销轴直径取 100.3mm
101mm

1. 吊装臂的横截面设计及强度校核

CD杆看作二力杆: $F = \sqrt{F_D'^2 + N_D'^2} \approx 55493 \text{kg}$

$$\frac{F}{A} = \sigma < [\sigma] = 156.67 \text{MPa}$$

$$A > \frac{F}{\sigma_s} \approx 0.0034712 \text{m}^2$$

$$A > 3.47 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

A取 $4 \times 10^{-3} \text{m}^2$

$$\frac{F}{A} \approx 136 \text{MPa} < 156.67 \text{MPa}$$

符合要求

将 G_C 重力分解到 C、D 两点:

$$G_C + G_D = G_s$$

$$G_C = 790.0053244^\circ = G_D (180^\circ - 60.53244^\circ - 790.0053244^\circ)$$

$$G_D \approx 290 \text{kg} \quad G_C \approx 220 \text{kg}$$

对 C 点: $\sum F_x = 0 \quad F_{Cx} - N_D = 0$
 $\sum F_y = 0 \quad P_D' + F_{Cy} = 0$

$$P_D' = 300 - 290 \text{kg} = 2970 \text{kg}$$

$$F_{Cy} = F_{Cy} - 220 \text{kg}$$

将 G_C 重力分解到 C、D 两点:

$$G_C + G_D = G_s$$

$$G_C = 790.0053244^\circ = G_D (180^\circ - 60.53244^\circ - 790.0053244^\circ)$$

$$G_D \approx 290 \text{kg} \quad G_C \approx 220 \text{kg}$$

对 C 点: $\sum F_x = 0 \quad F_{Cx} - N_D = 0$
 $\sum F_y = 0 \quad P_D' + F_{Cy} = 0$

$$P_D' = 300 - 290 \text{kg} = 2970 \text{kg}$$

$$F_{Cy} = F_{Cy} - 220 \text{kg}$$

销轴内径 $d = 80 \text{mm}$ $D = 2091.6 \text{mm}$ 宽度 $b = 200 \text{mm}$ 重量 $G = 440$

1. 吊装臂的横截面设计及强度校核 2. 设计 B 点和 C 点的连接销轴尺寸

① 销轴材料许用应力

Q345 钢 $\sigma_s = 345 \text{MPa}$ 极限切应力 $\tau_s = \frac{\sigma_s}{2} = 172.5 \text{MPa}$

$n = 2.5 \therefore$ 许用切应力 $[\tau] = \frac{\tau_s}{n} = \frac{172.5}{2.5} = 69 \text{MPa}$

② 吊装臂材料许用应力

Q235 钢 $\sigma_s = 235 \text{MPa}$ 许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{2.5} \approx 94 \text{MPa}$

应力集中系数 $K = 3$

③ C 点: $b = 50 \text{mm}$, $b = 50 \text{mm}$

B 点: 力 σ 材料厚度 $b = 10 \text{mm}$

课题三 根据 A、B、C、D 点位置，通过静力学分析计算 A 点合力

整体法:

将 G_C 重力分解到 C、D 两点:

$$G_C + G_D = G_s$$

$$G_C = 790.0053244^\circ = G_D (180^\circ - 60.53244^\circ - 790.0053244^\circ)$$

$$G_D \approx 290 \text{kg} \quad G_C \approx 220 \text{kg}$$

对 A 点取矩:

$$\sum M_A = 0: -G_D (180^\circ - 60.53244^\circ) \cos \alpha - G_C (180^\circ - 60.53244^\circ) \sin \alpha - F_{Cy} (180^\circ - 60.53244^\circ) - F_{Cx} (180^\circ - 60.53244^\circ) = 0$$

$$+ P_D' (180^\circ - 60.53244^\circ) + N_D (180^\circ - 60.53244^\circ) + F_{Cy} (180^\circ - 60.53244^\circ) + F_{Cx} (180^\circ - 60.53244^\circ) = 0$$

解得 $N_D = 144300 \text{kg}$

对 C 点:

$$\sum F_x = 0: N_D - F_{Cx} = 0 \quad F_{Cx} = 144300 \text{kg}$$

$$\sum F_y = 0: P_D' + F_{Cy} = 0 \quad F_{Cy} = -2970 \text{kg}$$

A 点合力:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{144300^2 + 2970^2} \approx 144300 \text{kg}$$

对 C 点取矩:

$$\sum M_C = 0: -G_D (180^\circ - 60.53244^\circ) \cos \alpha - G_C (180^\circ - 60.53244^\circ) \sin \alpha - F_{Cy} (180^\circ - 60.53244^\circ) - F_{Cx} (180^\circ - 60.53244^\circ) = 0$$

$$+ P_D' (180^\circ - 60.53244^\circ) + N_D (180^\circ - 60.53244^\circ) + F_{Cy} (180^\circ - 60.53244^\circ) + F_{Cx} (180^\circ - 60.53244^\circ) = 0$$

解得 $N_D = 144300 \text{kg}$

对 A 点:

$$\sum F_x = 0: N_D - F_{Cx} = 0 \quad F_{Cx} = 144300 \text{kg}$$

$$\sum F_y = 0: P_D' + F_{Cy} = 0 \quad F_{Cy} = -2970 \text{kg}$$

A 点合力:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{144300^2 + 2970^2} \approx 144300 \text{kg}$$

对整体分析

$$\sum F_x = 0, N_D - F_{Cx} + F_{Cx} - N_D = 0 \quad \therefore F_{Cx} = 144300 \text{kg}$$

$$\sum F_y = 0, F_{Ay} + G_C + G_D + P_D - F_{Cy} = 0 \quad \therefore F_{Cy} = -16960 \text{kg} \text{ (与假设方向相反)}$$

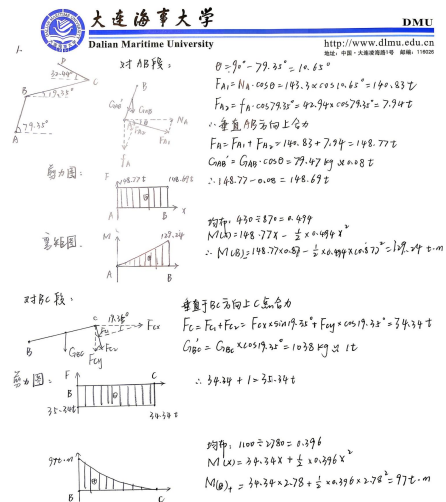
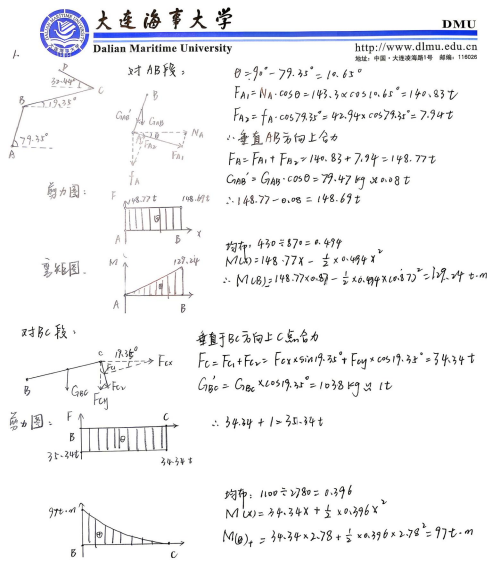
$$\therefore F_B \approx 144300 \text{kg}$$

工程建议与改进：销轴的设计只看剪切强度其实不够。像 B、C 点销轴孔壁的挤压应力往往很大，建议在设计图纸中增加轴套或衬套，方便日后磨损更换。另外，图纸上一定要标

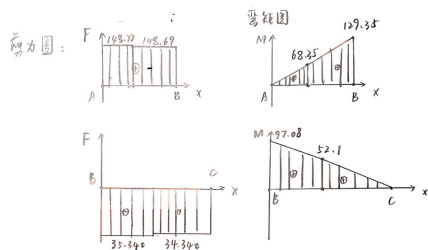
明销轴需进行表面淬火处理，使外表面具有较高硬度，内部保持韧性，避免表面拉毛和早期塑性变形。

课题三：外钳臂的内力图绘制与危险截面

基于前面的外钳臂受力，我们沿杆件轴线做了内力图分析。在重力载荷施加方式上，我们对比了两种方案：一种是将重力简化为均布载荷，另一种是简化为重心处的集中力。对比下来，均布载荷的简化方案更贴近实际连续体，能体现自重沿全长的连续效应，绘制出的内力图也更平滑。最终得出的剪力和弯矩分布显示，外钳臂的最大弯矩出现在 B 点截面。我们算出来这个危险截面的弯矩达到了 $129.24 \text{ t} \cdot \text{m}$ 。造成 B 点成为危险截面的原因很明确：一是它位于 AC 臂的拐角处 $\angle ABC = 120^\circ$ ，存在几何突变；二是该处要承受最大的销轴作用力，弯曲正应力叠加十分严重。



2. ④ 重力均匀分布——AB、BC段均为等截面，自重沿轴线均布
与上方解法相同



工程建议与改进：实际的外钳臂绝不是平直的杆件，在B点形成 120° 拐角时，它的内拐角处极易产生极大的应力集中。即使在画图时，也要注意AB段到B点、BC段到B点的过渡部分绝对不能呈直角或尖角，必须采用大圆弧（比如半径 $R > 50\text{mm}$ ）进行平滑过渡。

课题四：外钳臂的强度校核与失效分析

上一部分找出了B点的弯矩最大，接下来我们详细核算了该截面的强度。原设计方案中，B截面为一个 $600\text{mm} \times 75\text{mm}$ 的矩形截面，中心开有直径 160mm 的销轴孔。先看弯曲正应力，忽略开孔影响时，光弯曲正应力就已经超过了 247MPa ，比Q235钢 156.7MPa 的许用应力还要高。加入孔边应力集中系数（规范估算常取 $K=3$ ），把弯曲正应力和轴向拉应力组合起来后，局部最大组合应力激增到了 877.8MPa 。这么大的应力对钢材来说完全属于极限破坏状

态，原始设计强度明显不合格，必须要对截面进行重新设计。

不开孔时的截面参数:

$$A = b \times h = 75 \text{ mm} \times 600 \text{ mm} = 45000 \text{ mm}^2$$

$$W = \frac{bh^2}{6} = \frac{75 \times 600^2}{6} = 4.5 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

开孔后的净面积:

$$A_{80} = \pi r^2 = \pi \times 80^2 \approx 20106 \text{ mm}^2$$

$$\text{净面积: } A_f = A - A_{80} = 45000 - 20106 = 24894 \text{ mm}^2$$

纵向拉应力:

$$\sigma_n = \frac{N_B}{A_f} = \frac{27641}{24894} \approx 11.09 \text{ MPa}$$

名义弯曲正应力 (最大边缘处):

$$\sigma_b = \frac{M_B}{W} = \frac{1.2666 \times 10^9}{4.5 \times 10^6} \approx 281.5 \text{ MPa}$$

名义组合应力:

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_b = 11.09 + 281.5 = 292.6 \text{ MPa}$$

考虑开孔集中:

实际最大应力发生在孔边缘处:

$$\sigma_{max} = K \cdot \sigma = 3 \times 292.6 = 877.8 \text{ MPa}$$

强度校核:

$$\sigma_{max} = 877.8 \text{ MPa} > [\sigma] = 156.7 \text{ MPa}$$

$\therefore$ 强度严重不足, 不安全.

工程建议与改进: 这个结果说明, 这种等截面、宽高比为 1:8 的厚板设计在承受大弯矩时效率极低。首先, 可以把销轴孔的位置尽量靠近截面的中性轴。在中性轴上, 弯曲正应力为零, 开孔就不会产生弯曲应力集中, 只影响净截面面积, 能大幅降低局部应力。其次, 必须放弃原本的等截面方案, 转而采用变截面优化, 把材料放在受力最大的地方。

课题五: 吊装动载及意外冲击分析

除了静载, 实际吊装中还有动载。我们利用动静法分析了开始提升时允许的最大加速度。经受力推导, 只要杆件不发生断裂, 夹钳的摩擦力足够承受巨大的吊装加速度, 结构失效会先于打滑出现。但有一个很严重的潜在风险, 就是钢卷意外坠落砸在运输货板上的冲击。假定货板长 10 米, 宽 2.5 米, 板厚仅 20mm, 钢卷从 10mm 高度坠落。计算结果十分夸张, 算出来的静挠度竟然达到了 8.9m, 冲击动应力是许用应力的十几倍。如果货车底板真的是这样的设计, 一旦发生坠落, 货板瞬间就会发生塑性断裂或严重变形。

(1) 静解法: $F_{Ay} = 11000 \text{ (g=10)}$ $F_{By} = 30000 \text{ (g=10)}$

取 CD 杆:

取 C 节点:

$$G_1' \cdot b_1 + F_{Ay} \cdot a_1 - F_{By} \cdot b_2 = 0$$

$$F_{By} = 46870 \text{ (g=10)}$$

取 B 节点:

$$F_{Ay} \cdot a_1 - G_1' \cdot b_1 - F_{By} \cdot b_2 = 0$$

$$F_{Ay} = 14374 \text{ (g=10)}$$

静挠度: $F_{Ay} = 14374 \text{ (g=10)}$ $F_{By} = 46870 \text{ (g=10)}$

冲击动应力: $F_{Ay} = 14374 \text{ (g=10)}$ $F_{By} = 46870 \text{ (g=10)}$

静挠度: $F_{Ay} = 14374 \text{ (g=10)}$ $F_{By} = 46870 \text{ (g=10)}$

基于前面内力图得出 B 点最大弯矩 $129.24 \text{ t} \cdot \text{m}$ (计算中基准弯矩取 $560 \text{ kN} \cdot \text{m}$, AB 段等效弯矩 $190 \text{ kN} \cdot \text{m}$)，我们小组讨论决定采用变截面等强度优化的办法对原设计进行彻底修改。核心思路是按 $\sigma = M(x)/W_z \leq [\sigma]$ 反推截面的理论高度，公式为 $h(x) = (6M(x)/b[\sigma])^{0.5}$ 。得：B 点最危险截面理论高度约为 351 mm ，出于制图方便，取整为 350 mm 。AB 段最大理论高度算出来约为 170 mm 。BC 段为了控制长臂的侧向失稳，宽度控制到了 180 mm ，构件局部允许最小高度限制为 80 mm 。接下来我们核算了变截面带来的实际减重效果。把变截面等效为抛物线体积去估算：BC 段优化后的体积 $V_{BC} = 2/3 \times 0.18 \times 0.35 \times 2.78 \approx 0.117 \text{ m}^3$ ，AB 段优化后的体积 $V_{AB} = 2/3 \times 0.25 \times 0.17 \times 0.87 \approx 0.025 \text{ m}^3$ 。两块加起来总体积约 0.15 m^3 。乘以钢材密度 7850 kg/m^3 ，优化后外钳臂总质量约为 1178 kg 。比照之前的原始估算重量，这个优化方案直接降重了 35 kg ，相对重量减轻了 28 ，实现了不错的轻量化目标。

基本吊装总重 4.4 t ，工作载荷 $F = 220 \text{ kN}$
 $G_0 = 235 \text{ MPa}$ $n = 1.5$ $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
 $L_{AB} = 870 \text{ mm}$ $b_2 = 250 \text{ mm}$ (平行段) $h_{\min} = 80 \text{ mm}$ 最小构造高度
 $L_{BC} = 2780 \text{ mm}$ $b_1 = 180 \text{ mm}$ (平行段) $h_{\min} = 80 \text{ mm}$
 B 为危险截面: $M_{\max} = 560 \text{ kN} \cdot \text{m}$
 BC 段弯矩: $M(x) = M_{\max} \cdot (1 - \frac{x}{L_{BC}})$, C 点为 0
 $M_{AB} = 190 \text{ kN} \cdot \text{m}$
 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{235}{1.5} \approx 156.7 \text{ MPa}$ $[\sigma] \text{ 取 } 157 \text{ MPa}$ $k = \frac{4.0}{1.4} = 2.86$
 矩形截面变截面估算
 $W_z = \frac{b \cdot h^2}{6}$ $k = \frac{4.0}{4.4} = 0.909$
 $G = \frac{M_{\max}}{W_{z1(x)}} = [\sigma]$ $m = 0.909 \times 1178 \approx 1073 \text{ kg}$
 $h(x) = \sqrt{\frac{6M(x)}{b \cdot [\sigma]}}$ $\Delta m = 1530 - 1178 = 352 \text{ kg}$
 $h_B = 351 \text{ mm}$ 取整 350 mm $\frac{\Delta m}{m_{\text{原}}} = \frac{352}{1530} \approx 23\%$
 $h_{AB \max} = 170 \text{ mm}$ 取整
 $V = \frac{2}{3} \cdot b \cdot h_{\max} \cdot L$
 $V_{BC} = 20.17 \text{ m}^3$
 $V_{BC} \approx 0.125 \text{ m}^3$
 $V_{AB} = \frac{2}{3} \times 0.25 \times 0.17 \times 0.87$
 $\approx 0.0247 \text{ m}^3$ 取 0.025 m^3
 $V_{\text{总}} = 0.15 \text{ m}^3$
 $m = \rho \cdot V_{\text{总}} \approx 1178 \text{ kg}$

工程建议与改进：虽然理论变截面计算很漂亮，但直接加工成 350 mm 和 170 mm 的巨大落差，会在过渡区域产生尖锐的应力集中。所以实际生产中，B 点高度差异处必须采用长距离的流线型或大坡角圆弧过渡，绝不能做成台阶状。同时，这种极扁的变截面“曲臂”在下压过程中极易发生侧向屈曲，应该在 BC 段长臂的上下边缘焊上纵向加强筋，形成近似工字钢的截面，以极小的重量代价换取极大的抗失稳刚度。另外，B 点局部应力极大，如果全部用 Q235 钢，安全储备还是有些危险。可以考虑 B 点高应力区使用 Q345 高强度钢，其余边缘部位继续用 Q235，做成混合材料结构，这样既能通过强度校核，又能把重量做到极限轻。

三、总结

综合以上分析,外钳臂原始等截面设计存在严重强度隐患,B点合成应力高达 877.8MPa,远超 Q235 钢许用值,必须推翻重来。我们通过变截面等强度法,将 B 点最大高度优化至 350mm,实现了约 28%的减重效果;同时据此确定了 B、C 点销轴直径分别为 162mm 和 101mm,并建议对销轴进行表面淬硬处理。动载部分揭示了坠落冲击下货板挠度极大,解决思路应从结构层面入手,在跨中增设带缓冲装置的支撑轮改变受力模型,而非单纯依赖加厚板。后续实际制造时,需着重注意 B 点拐角的圆弧过渡、BC 段纵向防屈曲加强筋的布置,以及在高应力区局部采用 Q345 等高强钢进行材料升级,以确保设计的安全性与合理性。