

双臂立卷夹钳报告分析

报告人:郭力榕 (第六组)

一、设备概述

- 1、设备名称: 双臂立卷夹钳
- 2、作业用途: 夹持输送立式放置的钢卷, 依靠多杆机构完成夹取、自锁、运输、卸载作业
- 3、工作原理: 起吊后夹钳自重使外钳臂向内收拢, 外钳口夹紧钢卷外侧; 同时内钳臂带动内钳口向外扩张顶紧钢卷内孔, 依靠接触面摩擦力实现钢卷吊装。

4、基础设计参数

- ① 适配钢卷外径范围: 1130mm~2600mm
- ② 适配钢卷内径范围: 800mm~950mm
- ③ 可吊装钢卷重量区间: 4000kg~40000kg
- ④ 夹钳自重: 13000kg; 辅助连接件重量 3000kg
- ⑤ 钢卷密度: $\rho=7.5\text{g/mm}^3$
- ⑥ 制造材料: Q235 钢

二、计算分析

(一) 夹钳整体静力学分析

(1) 工况确定

报告选用 30t 钢卷作为典型工况, 向长度取工程常见规格 1500mm。钢卷内径外径以及其吊装力计算如下图:

$m = 30\text{t} = 30000\text{kg}$, $\rho = 7500\text{kg/m}^3$
 $\therefore V_{\text{钢卷}} = \frac{m}{\rho} = \frac{30000}{7500} = 4\text{m}^3$
 $V_{\text{钢卷}} = \pi R^2 L$ $\therefore 4 = \pi R^2 \times 1.5$
 $\therefore R^2 = \frac{4}{1.5\pi} = 0.848$
 $\therefore R = 0.921\text{m}$
查表得: 取 $R = 0.95\text{m}$, $R > 0.921\text{m}$, 则重量 = 实际重量 + 附加重量
 $= 40000\text{kg}$

(2) 几何位置求解

由图可知: $\angle A = 120^\circ$, $\angle B = 180^\circ - 60^\circ = 120^\circ$
 $\therefore \angle C = 180^\circ - 120^\circ - 120^\circ = -60^\circ$ (Note: This seems to be a typo in the original image, likely intended to be 60 degrees)
 $\therefore \theta = 120^\circ - (180^\circ - 60^\circ) = 60^\circ$
 $\therefore AB = \frac{AC}{\sin \theta} = \frac{1.1608}{\sin 60^\circ} = 1.357\text{m}$

(3) 整体静力平衡计算

$m = 30\text{t}$
 $G = 300000\text{N}$
 $G_{AB} = 40000\text{N}$, $G_{BC} = 10750\text{N}$, $G_{CD} = 49750\text{N}$
 $\therefore$ 取分力臂为 1.1608
 $\sum M_C = 0$
 $G_{AB} \times 1.1608 + G_{BC} \times 1.1608 - G_{CD} \times 1.1608 = 0$
 $\therefore N_2 = 193700\text{N}$
 $\sum M_B = 0$
 $N_1 \times 1.1608 - G_{AB} \times 1.1608 - G_{BC} \times 1.1608 - G_{CD} \times 1.1608 = 0$
 $\therefore N_1 = 258097\text{N}$
 $F = 13500\text{N}$

(二) 吊装臂强度分析及铰接销轴设计

(1) 吊装臂横截面设计及强度校核

吊装臂 (CD 杆) 按强度条件设计: 中间无孔段厚度取 4mm 即可满足要求; 有孔处应考虑应力集中, 厚度须达到 13mm。实际设计中可采用变截面方案, 中间段取 6~8mm 以保证刚度, 孔端局部加厚或增设加强板至 11mm。

Handwritten calculations for the cross-section design of the lifting arm (CD rod):

$$N_{CD} = \sqrt{N_{DC}^2 + T^2} = \sqrt{258097^2 + 225400^2} = 342600 \text{ N}$$
$$\text{截面设计 } [\tau] = \frac{245}{1.5} = 163.3 \text{ MPa}$$
$$\text{中间无孔段厚度 } A \geq \frac{N_{CD}}{[\tau]} = \frac{342600}{163.3 \times 10^6} = 2.186 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 2186 \text{ mm}^2$$
$$h = \frac{2186}{520} = 4.2 \text{ mm} \quad \text{取 } 8 \text{ mm}$$
$$\text{孔处 } A = \frac{K N_{CD}}{[\tau]} = \frac{3 \times 342600}{163.3 \times 10^6} = 6.56 \times 10^{-3} \text{ m}^2 = 6560 \text{ mm}^2$$
$$h = \frac{6560}{520} \approx 12.6 \text{ mm} \quad \text{取 } 13 \text{ mm}$$

(2) B 点和 C 点处连接销轴的尺寸

C 点销轴处经剪切强度计算, 所需直径最小值为 56.2mm 考虑标准化取整, 设计取整为 60mm; B 点销轴处经剪切强度计算, 所需直径最小值为 108mm, 考虑标准化取整, 设计取整为 110mm。

Handwritten calculations for the pin dimensions at points B and C:

C点销轴设计

$$F_C = N_{CD} = 342600 \text{ N} \quad \therefore [\tau] = \frac{65}{2n} = \frac{245}{2 \times 2.5} = 49 \text{ MPa}$$
$$d_C \geq \sqrt{\frac{F_C}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{2 \times 342600}{\pi \times 49 \times 10^6}} = \sqrt{\frac{685200}{\pi \times 49 \times 10^6}} = 56.2 \text{ mm}$$

$\therefore d_C \geq 56.2 \text{ mm}$ 取标准直径 60mm

B点处

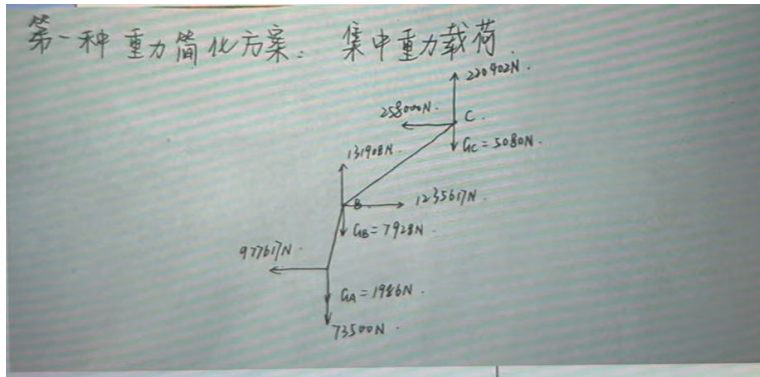
取 ABC 为分体

$$F_A = R_{Bx} + T(x - M_1) = 0$$
$$\therefore R_{Bx} = 74500 \text{ N}$$
$$R_{By} + T_{Ly} - F_{Ay} - G_{AB} - G_{BC} = 0 \quad \therefore R_{By} = -135100 \text{ N} \quad (\text{向上})$$
$$\therefore F_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{74500^2 + 135100^2} = 154600 \text{ N}$$
$$d_B = \sqrt{\frac{2 \times 154600 \times 10^6}{\pi \times 65 \times 10^6}} = 108 \text{ mm} \quad \therefore d_B \text{ 取 } 110 \text{ mm}$$

(三) 双臂立卷夹钳外力臂弯曲内力分析

此题采用集中载荷和分布载荷两种方法对外铅臂进行弯曲内力分析, 可以得到 B 点弯矩最大即危险截面位于 B 点附近建议在 B 点局部加厚至 13mm 铰孔倒圆角, 增设衬板以降低应力集中。

(集中重力载荷)



AB段分析:

轴力: $F_{N1} = 977617 \cdot \sin 45^\circ + (73500 + 1986) \cdot \cos 45^\circ$ (拉)

$\Rightarrow F_{N1} = 159559 \text{ N}$

剪力: $F_{S1} = 977617 \cdot \cos 45^\circ - (73500 + 1986) \cdot \sin 45^\circ$

$\Rightarrow F_{S1} = 967457 \text{ N}$

弯矩: $M_1 = [977617 \cdot \cos 45^\circ - (73500 + 1986) \cdot \sin 45^\circ] \cdot x$

$\Rightarrow M_1 = 967457 x \text{ N} \cdot \text{mm}$

BC段分析:

轴力: $F_{N2} = - [258000 \cdot \cos 25.05^\circ - (220902 - 5080) \cdot \sin 25.05^\circ]$ (压)

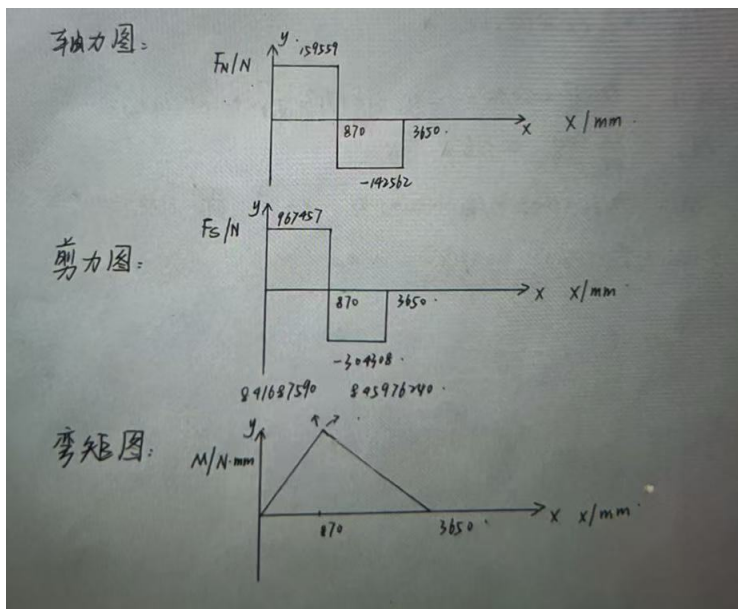
$= -142562 \text{ N}$

剪力: $F_{S2} = - [258000 \cdot \sin 25.05^\circ + (220902 - 5080) \cdot \cos 25.05^\circ]$

$= -304308 \text{ N}$

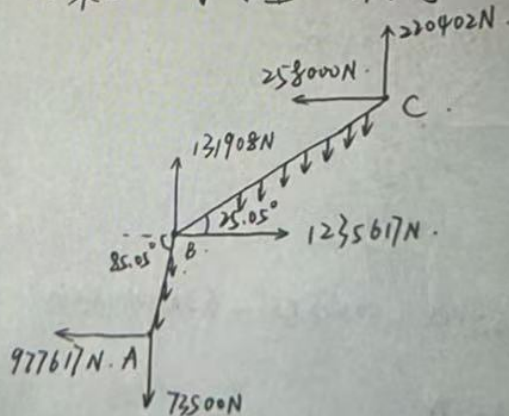
弯矩: $M_2 = -F_{S2} (3650 - x)$

$= 845976240 - 304308 x \text{ N} \cdot \text{mm}$

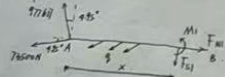


均布载荷

第二种重力简化方案：均匀重力载荷。



AB段分析



轴力: $F_{N1} = 977617 \cdot \sin 85.05^\circ - 73500 \cdot \cos 85.05^\circ - \frac{X}{870} \cdot 4214 \cdot \cos 85.05^\circ$ (拉)

$\Rightarrow F_{N1} = 1.826X + 157540 \text{ N}$

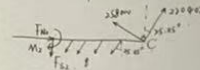
剪力: $F_{S1} = 977617 \cdot \cos 85.05^\circ - 73500 \cdot \sin 85.05^\circ - \frac{X}{870} \cdot 4214 \cdot \sin 85.05^\circ$

$\Rightarrow F_{S1} = 940550 - 0.418X \text{ N}$

弯矩: $M_1 = (977617 \cdot \cos 85.05^\circ - 73500 \cdot \sin 85.05^\circ) \cdot X - \frac{X}{2} \cdot \frac{X}{870} \cdot 4214 \cdot \sin 85.05^\circ$

$\Rightarrow M_1 = 967629X - 0.209X^2 \text{ N mm}$

BC段分析



轴力: $F_{N2} = -\left[\frac{(9650-X)}{2780} \cdot 10780 \cdot \sin 25.05^\circ + 258000 \cdot \cos 25.05^\circ - 220402 \cdot \sin 25.05^\circ \right]$

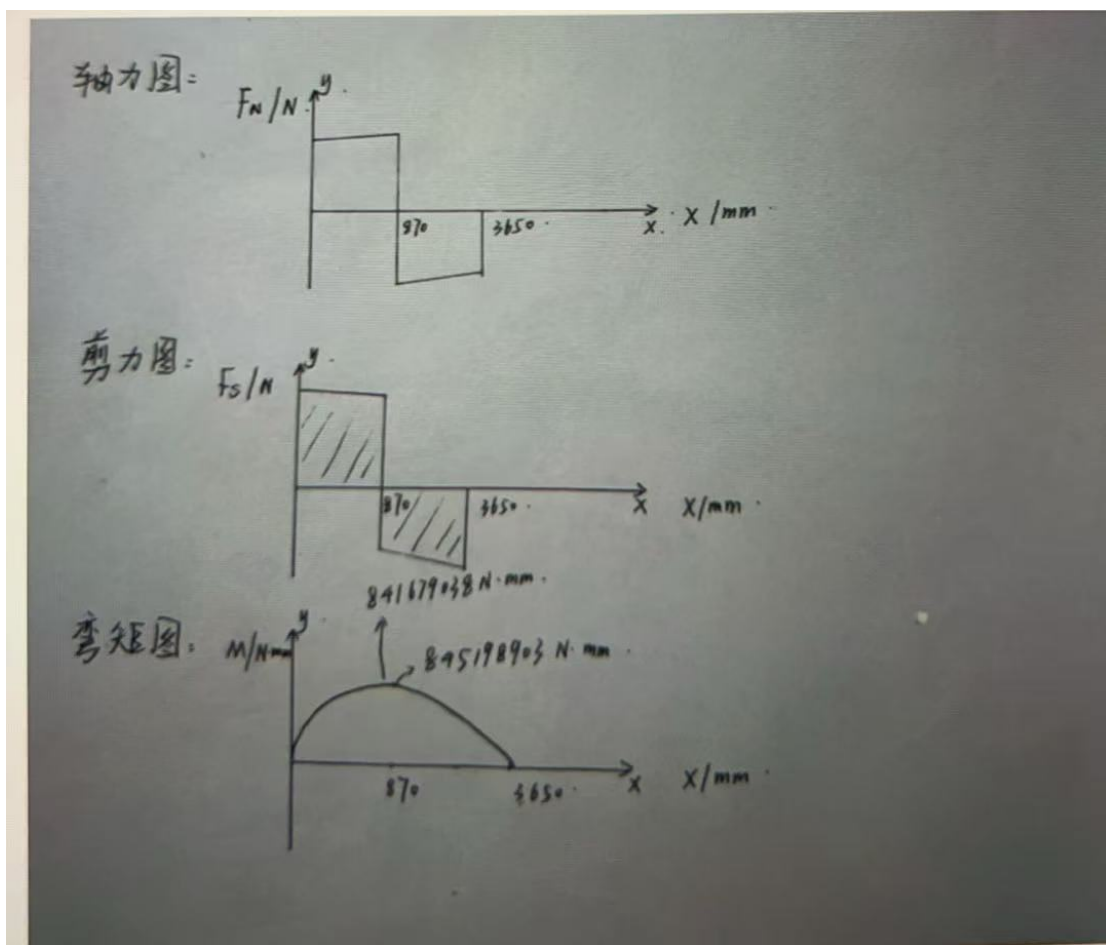
$\Rightarrow F_{N2} = 1.642X - 146404 \text{ N}$

剪力: $F_{S2} = \frac{(9650-X)}{2780} \cdot 10780 \cdot \cos 25.05^\circ - (220402 \cdot \cos 25.05^\circ + 258000 \cdot \sin 25.05^\circ)$

$\Rightarrow F_{S2} = -3.513X - 296088 \text{ N}$

弯矩: $M_2 = 308910(9650-X) - \frac{(9650-X)^2}{2780} \cdot 10780 \cdot \cos 25.05^\circ$

$\Rightarrow M_2 = -1.756X^2 - 296091X + 1104127190 \text{ N mm}$



(四) 双臂立卷夹钳外钳臂强度分析

外钳臂材料为 Q235 钢。经逐段扫描分析，全杆最大应力出现在 BC 段距 B 端 703mm 处， $\sigma_{\max}=146.30\text{MPa}$ ，小于许用应力，强度满足要求。AB 段最大应力 104.82MPa，均满足强度要求。最大应力出现在 BC 段内部而非 B 点，原因是 BC 段截面高度向 C 端逐渐减小，抗弯截面模量下降较快，导致弯曲应力增大。建议在 BC 段 703mm 附近区域加强质量控制，确保截面尺寸满足设计要求。

对AB段动载分析 此时

$$S_B = 2 \times (50 \times 20) + 25 \times 200 = 16000 \text{ mm}^2$$

$$W_B = \frac{I_{Bz}}{y_{\max}} = \frac{2 \times \left[\frac{50 \times 20^3}{12} + 50 \times 20 \times 190^2 + \frac{25 \times 200^3}{12} + 25 \times 200 \times 180^2 \right]}{200} = 4134222 \text{ mm}^3$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{156}{1.5} = 104 \text{ MPa}$$

$$|\sigma_{\max}| = \left| \frac{\frac{1}{2} F_N}{S_B} + \frac{\frac{1}{2} M_{\max}}{W_B} \right| = 106.78 \text{ MPa} < 156.67 \text{ MPa}$$

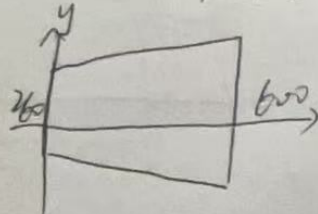
BC段动载分析

$$S_B' = 50 \times 20 \times 2 = 2000 \text{ mm}^2$$

$$W_B' = \frac{I_{Bz}'}{y_{\max}} = \frac{2 \times \left[\frac{50 \times 20^3}{12} + 50 \times 20 \times 190^2 \right]}{200} = 2943111 \text{ mm}^3$$

$$\therefore |\sigma_{\max}| = \left| \frac{\frac{1}{2} F_N}{S_B'} + \frac{\frac{1}{2} M_{\max}}{W_B'} \right| = 146.96 \text{ MPa} < 156.67 \text{ MPa}$$

对AB段分析 (距A 100)



$$y = \frac{17}{87}x + 130$$

$$S_{AB} = 50 \times 2y + 25 \times (2y - 40)$$

$$W_{AB} = \frac{I_{AB}}{y_{\max}} = \frac{\frac{50 \times 2y^3}{3} + \frac{25 \times 2 \times (y - 20)^3}{3}}{y}$$

$$= \frac{100y^2}{3} + \frac{50(y - 20)^2}{3}$$

可得 $\sigma_{\max} = \left| \frac{\frac{1}{2} F_N}{S_{AB}} + \frac{\frac{1}{2} M_{\max}}{W_{AB}} \right|$

当 $x = 248.67$ 时即距A点 178mm 处有最大动应力 $\sigma_{\max} = 104.82 \text{ MPa} < [\sigma]$

对BC段分析 (距B 300)

$$y = -\frac{17}{278}x + 300$$

$$S_{BC} = 50 \times 2y = 100y \text{ mm}^2$$

$$W_{BC} = \frac{I_{BC}}{y_{\max}} = \frac{\frac{50 \times 2y^3}{12}}{y} = \frac{100y^2}{3} \text{ mm}^2$$

$$\therefore \sigma_{\max} = \left| \frac{\frac{1}{2} F_N}{S_{BC}} + \frac{\frac{1}{2} M_{\max}}{W_{BC}} \right|$$

当 $x = 257$ 时即距B点 73mm 处有最大动应力 $\sigma_{\max} = 146.30 \text{ MPa} < [\sigma]$

(五) 双臂立卷夹钳动载分析

(1) 最大吊装速度

$$1. \text{ 单侧摩擦力 } F_f = 2 \times f \times F_N$$

$$\text{侧卷总重 } G = 294 \text{ kN} \quad \therefore \frac{G}{2} = 147 \text{ kN} \quad F_N = 977.6 \text{ kN}$$

$$F_f = 2 \times 0.1 \times 977.6 = 195.52 \text{ kN}$$

$$\text{由动静法平衡方程得 } F_f - \frac{G}{2} (1 + \frac{a}{g}) = 0$$

$$195.52 - 147 (1 + \frac{a}{9.8}) = 0 \quad \therefore a = 3.23 \text{ m/s}^2$$

(2) 货板最大动应力分析

货板静应力 3307 MPa, 静变形 7.39 mm, 冲击系数 2.925, 最大动应力 9673 MPa, 远超 Q690 钢许用应力 460 MPa, 货板在该冲击工况下会发生严重破坏。建议在货板接触面铺设缓冲材料或增大货板厚度至 60 mm 以上, 以降低冲击载荷。

$$2. \therefore I = \frac{B h^3}{12} = \frac{2500 \times 20^3}{12} = 1.667 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

$$W = \frac{B h^2}{6}$$

$$\text{静应力 } M_{st} = \frac{G L}{4} = \frac{294 \times 10^3 \times 7.5}{4} = 551.25 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{st} = \frac{M_{st}}{W} = \frac{551.25 \times 10^6}{1.667 \times 10^6} = 3307 \text{ MPa}$$

$$\text{静变形 } \delta_{st} = \frac{G L^3}{48 E I} = \frac{294000 \times 7500^3}{48 \times 210 \times 10^9 \times 1.667 \times 10^6} = 7.39 \text{ mm}$$

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{st}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{20}{7.39}} = 2.925$$

$$\sigma_d = K_d \cdot \sigma_{st} = 2.925 \times 3307 = 9673 \text{ MPa}$$

$$\text{强度校核 } [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{690}{1.5} = 460 \text{ MPa}$$

$$9673 \text{ MPa} \gg 460 \text{ MPa} \quad \text{不满足强度要求}$$

(六) 双臂立卷夹钳外钳臂优化分析

本次杆件采用等强度轻量化设计思路, 该设计方法的核心目标是使杆件全部横截面上的最大组合工作应力相等, 且统一等于钢材许用应力, 最大化发挥材料承载性能, 消除截面尺寸冗余, 降低结构整体自重。

杆件承受拉弯组合变形, 沿杆轴线各截面弯矩数值连续变化; 若采用固定截面尺寸, 低弯矩区域材料会产生大量富余。为维持全杆应力恒定不变, 需随截面弯矩大小动态调整截面高度: 弯矩绝对值较大的截面, 增大截面高度以提升截面面积与抗弯截面模量, 抵消弯曲应

力增量；弯矩较小区域减小截面高度，减少材料用量。通过差异化截面高度设计，实现杆件全程等应力承载。

在等强度约束体系下，外载荷与杆件内力、结构质量存在明确线性关联：当承载载荷发生变化时，杆件轴力、各截面弯矩均与载荷成正比例同步放大；经应力方程求解得到的截面尺寸、杆件总体积同步呈正比例变化，钢材密度为固定常数，因此杆件总质量与夹持载荷呈线性比例关系。

本项目已知 30 吨钢卷工况下杆件质量，按照载荷比例换算极限 40 吨钢卷工况杆件质量。

结合本次等强度计算结果，对比多种夹钳杆件设计方案，总结三类传统设计典型问题，并提出对应优化措施：

(1) 全段统一等截面保守设计

传统设计直接选取杆件最大受力截面尺寸作为 BC 段整体规格，未结合杆长应力分布规律采用变截面设计。该方案会造成大面积材料冗余，构件自重相比等强度优化方案高出 30% 以上，钢材消耗、切割与焊接加工成本同步上升。

优化方案：采用等强度变截面设计，依据各截面内力大小匹配对应截面高度，将材料集中布置于高应力承载区段，按需分配材料，实现结构轻量化。

(2) 主次承载构件层级划分混乱

部分设计将 BC 段设置双层板材结构，增设无承载作用的衬板构件，混淆主承力构件与辅助构件边界。衬板不参与载荷传递，额外增加杆件自重，同时增加下料、焊接、装配工序，抬高整体制造成本。

优化方案：根据实际受力特征区分构件功能，BC 段统一采用单层主受力板材结构，取消无承载衬板，简化整体结构层级。

(3) 未针对性处理局部应力集中

杆件开孔、结构尖角等几何突变位置未设置圆角过渡、局部补强等弱化应力集中的构造，易产生局部应力峰值。传统补救方式为整体加厚板材，依靠全局增重弥补局部强度短板，违背轻量化设计核心目标。

优化方案：优先完成杆件整体等强度轮廓优化，再单独对开孔、转角等应力集中区域增设圆角或局部加强结构，无需牺牲整体减重效果即可满足局部强度要求。

AB段 $S_{AB} = 2 \times [50 h(x_1) + 25 \times (h(x_1) - 20)]$

$$M_{AB} = 2 \times \left\{ \frac{50 \times (h(x_1) - 80)^2}{12} + 50 \times [h(x_1) - 80] \times \left[\frac{h(x_1) - 80}{2} + 80 \right] \right. \\ \left. + \frac{25 \times (h(x_1) - 100)^2}{2} + 25 \times [h(x_1) - 100] \times \left[\frac{h(x_1) - 100}{2} + 80 \right] \right\}$$

$$[b] = \frac{6s}{h} = 156.67 \text{ MPa } h(x_1)$$

$$\therefore b = \left[\frac{F_{AB}}{S_{AB}} + \frac{W_{AB}}{M_{AB}} \right] \times \frac{1}{2}$$

$$= \frac{1}{2} \times \left[\frac{159559}{S_{AB}} + \frac{967457x}{M_{AB}} \right] = 156.67 \text{ MPa}$$

$$\rho = 7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$$

$$m_{AB} = \rho \int_0^{870} S_{AB} dx_1 = 887 \text{ kg}$$

BC段 $S_{BC} = 2 \times 50 h(x_2) = 100 h(x_2)$

$$M_{BC} = 2 \times \frac{50 h(x_2)^2}{12}$$

$$b = \frac{1}{2} \left[\frac{F}{S_{BC}} + \frac{W_{BC}}{M_{BC}} \right] = \frac{1}{2} \times \left[\frac{142562}{S_{BC}} + \frac{8457240}{M_{BC}} \right]$$

$$= 156.67 \text{ MPa}$$

$$\therefore m_{BC} = \rho \int_{870}^{3650} S_{BC} dx_2$$

$$\therefore m_{BC} = 444.95 \text{ kg}$$

$$\text{即 } m_{BC} = 445 \text{ kg}$$

$$\therefore m_{K1} = m_{AB} + m_{BC} = 1332 \text{ kg}$$

$$\Delta m = m_{K1} - m_{K2} = 1530 - 1332 = 198 \text{ kg}$$