

立卷夹钳大作业计算报告

一、项目背景

组长：郑天林

组员：刘思语，韦黄贵月，李佳鹏，郝宇博，王梓名

双臂立卷夹钳属于重力式吊具，用于夹取输送卷心立式放置的钢卷。它由多杆机构组成，完成夹取，自锁，运输，卸载等多项作业。当夹钳吊起时由于自身重力作用产生闭合外钳臂的趋势，外钳口相向运动逐渐闭合；同时内钳臂带动内钳口产生背向扩张运动，当内外钳口夹持住竖直放置的钢卷后依靠夹持力所产生的摩擦力将钢卷吊起。夹钳的主要工作参数如下：

夹钳自重为 13000kg；

外钳口间距离变化为 1130mm-2600mm；

内钳口间距离变化为 800mm-950mm；

夹持钢卷的重量范围为 4000kg-40000kg，

钢卷的近似密度可采用 $\rho = 7.5 \text{ g/mm}^3$

夹钳所有部件均由 Q235 钢制造而成，材料参数如下表：

Q235 钢 弹性模量 E 剪切模量 G 波松比 μ

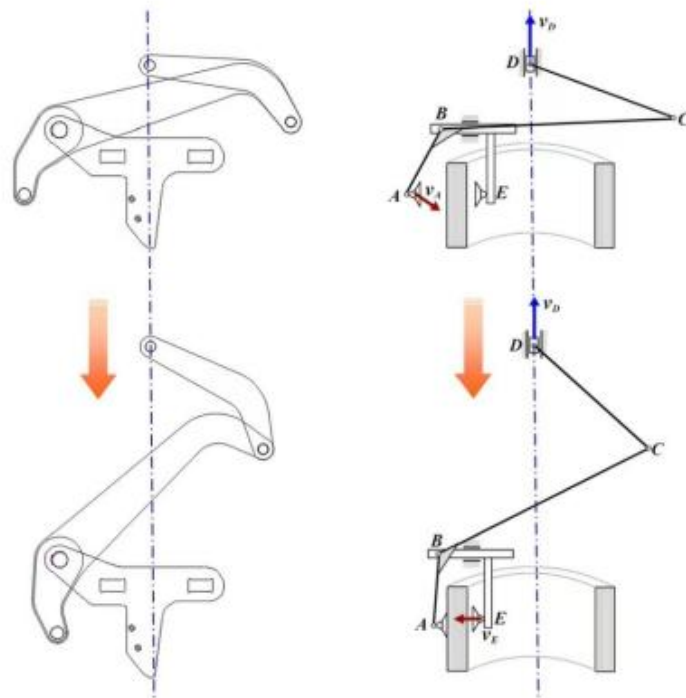
208GPa

80GPa

0.3

二、作业分析

1、第一次翻转课堂：立卷夹钳静力学问题



问题 1: 确定夹钳完成钢卷的夹持后, AB, BC, CD 与水平轴的夹角。

对于问题 1: 钢卷几何尺寸推导, 已知参数: 钢卷质量 $m = 44$ 吨 $= 44000$ kg, 宽度 $L = 2000$ mm, 钢的密度 $\rho = 7.5 \times 10^{-6}$ kg/mm³。

体积计算: 钢卷体积 $V = m / \rho = 44000 / (7.5 \times 10^{-6}) \approx 5.605 \times 10^9$ mm³。

外径计算: 设钢卷外径为 D , 内径为 d 。根据圆环柱体体积公式 $V = \pi (D^2 - d^2) b / 4$,

代入已知量并整理得: $D = \sqrt{(4V / (\pi b) + d^2)}$ 。若取内径 $d = 800$ mm, 则计算可得外径 $D \approx 2091.6$ mm。

夹持范围校核: 计算结果表明, 钢卷外径 2091.6mm 在夹钳外钳口夹持范围 (1130~2600mm) 内, 内径 800mm 在内钳口夹持范围 (800~950mm) 内, 夹钳尺寸设计合理, 能够适配该钢卷。

总吊装力计算, 吊装力组成: 总吊装力需考虑钢卷自重、夹钳自重以及吊装辅助件。(如吊钩、钢丝绳等) 的重量。各分项载荷: 钢卷重量: 44 吨; 夹钳自重: 13 吨; 辅助件重量: 3 吨。总吊装力: $F = 44$ 吨 $+ 13$ 吨 $+ 3$ 吨 $= 60$ 吨。

D 点分担吊装力: 假设吊装力由两侧对称分担, 则单侧 D 点承受的竖直吊装力为总吊装力的一半, 即 $FD = 30$ 吨。

双臂之壳夹钳静力学问题。
钢卷宽度 $L = 2000$ mm, 钢卷重量 $G = 44t = 44000$ kg。
问题 1: 钢卷尺寸与吊装力计算
 $\rho = 7.5 \text{ g/mm}^3 = 7.5 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$. $m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot L$
 $D \in [1130, 2600]$ $d \in [800, 950]$. $m_{\max} = 7.5 \times 10^{-6} \times \frac{\pi}{4} (2600^2 - 800^2) \times 2000 = 72099 \text{ kg}$
 $\approx 72.1 \text{ t}$
44t 满足条件, 取内径 $d = 800$ mm (节约内钳口材料) (内钳口最小间距, 结构下限).
反算钢卷外径: $D = \sqrt{d^2 + \frac{4m}{\rho \pi L}} = \sqrt{800^2 + \frac{4 \times 44000}{7.5 \times 10^{-6} \times \pi \times 2000}} = \sqrt{800^2 + 13563.6 \times 10^6 \text{ mm}^2} = 2091.6 \text{ mm}$
 $1130 < 2091 < 2600$, 符合标准
吊装力计算 $F_{\text{总}} = \text{夹钳自重 } 13000 \text{ kg} + \text{钢卷 } 44000 \text{ kg} + \text{辅助件 } 3000 \text{ kg} = 60000 \text{ kg} = 60 \text{ t}.$
因模型对称, D 点吊装力为总的 $\frac{1}{2}$, 30 t.

1. 机构简化: 将复杂的夹钳机构简化为由 AB、BC、CD 等杆件组成的平面连杆机构, 以分析其在吊装平面内的受力。

2. 坐标系建立: 以 B 点为坐标原点, 水平向右为 X 轴正方向, 竖直向上为 Y 轴正方向, 建立平面直角坐标系。

3. 杆件参数: AB 杆长度: 870 mm; BC 杆长度: 2780 mm; CD 杆长度: 1830 mm。
 $\angle ABC = 120^\circ$ 。

问题 2: AB, BC, CD 与水平轴夹角.

建系: 以 B 为坐标原点, 向左为 x 轴正方向, 向上为 y 轴正方向

A 点: 相对于纵向中轴线的水平距离为 $(200 + \frac{2091.6}{2}) = 1245.8 \text{ mm}$

B 点: 相对于中轴线的水平距离 $(685 + \frac{800}{2}) = 1085 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} \text{A 点 } x_A &= 1085 - 1245.8 = -160.8 \text{ mm} & A(-160.8, 770) & AB = 870 \text{ mm} \\ \cos \alpha &= \frac{160.8}{870} \approx 0.1848 & \alpha &= \arccos(0.1848) = 79.35^\circ \end{aligned}$$

C 点: $CD = 1830 \text{ mm}$, $BC = 2780 \text{ mm}$, $\angle ABC = 120^\circ$

由几何关系: $\angle 1 = 90^\circ - 79.35^\circ = 10.65^\circ$

$$\angle 2 = 120^\circ - 10.65^\circ = 109.35^\circ$$

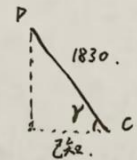
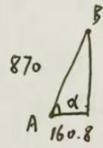
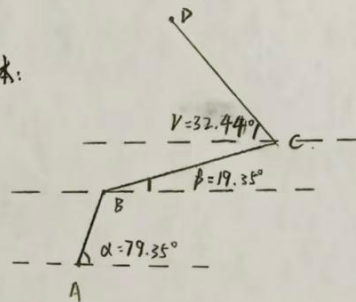
$$\beta = 109.35^\circ - 90^\circ = 19.35^\circ$$

D 点: $CD = 1830 \text{ mm}$, D 仅可垂直移动. $x_D = 1085 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} x_C &= BC \cdot \cos \beta = 2623.0 \text{ mm} & y_C &= BC \cdot \sin \beta = 921.7 \text{ mm} & \therefore C(2623.0, 921.7) \\ \cos \gamma &= \frac{(x_C - x_D)}{|CD|} = \frac{2623.0 - 1085}{1830} = 0.844 \end{aligned}$$

$$\gamma = \arccos(0.844) = 32.44^\circ$$

总体:

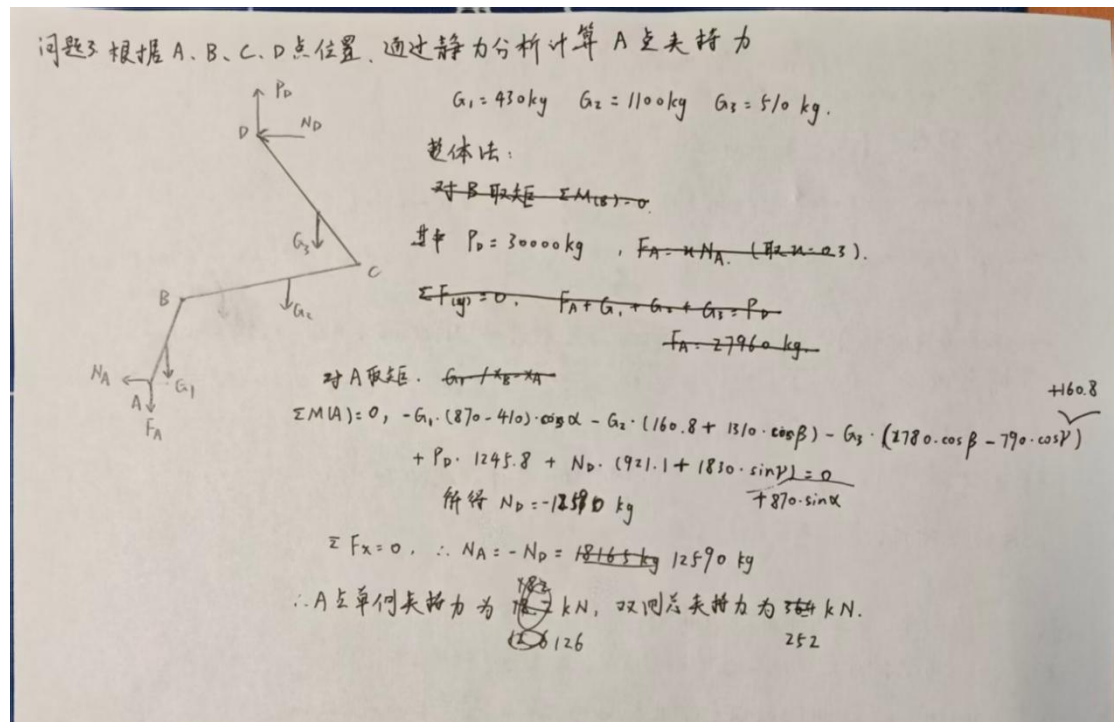


问题 2: 根据 A、B、C、D 点的位置, 通过静力分析计算 A 点的夹持力。

对于问题 2: 机构几何角度分析, 建立机构坐标系, 基于杆件长度与夹角关系, 求解各连杆与水平轴的夹角, 为静力学建模提供几何基础。

已知参数: 竖直吊装力: 在 D 点施加竖直向上的吊装力 $F_D = 30000 \text{ kgf}$; 构件自重: 外钳臂自重 $G_1 = 430 \text{ kg}$, $G_2 = 1100 \text{ kg}$, 吊装臂自重 $G_3 = 510 \text{ kg}$, 作用于各自重心; 水平反力: 在 A 点和 B 点存在水平方向的约束反力, 用于平衡机构所受的水平分力; 摩擦力: 在钳口与钢卷接触面存在摩擦力, 其大小与正压力 (夹持力) 和摩擦系数 μ (取 0.3) 相关。

计算过程: 以 A 点为矩心, 对整个机构列写力矩平衡方程 $\sum M_A = 0$ 。通过求解力矩平衡方程, 可得 A 点的水平夹持力 $F_A \approx 12590 \text{ kg}$ 。由于夹钳为双臂对称结构, 两侧 A 点共同提供夹持力。因此, 双侧总夹持力 $F \approx 2 * 12590 = 25180 \text{ kg}$, 即约 25.2 吨。此力为确保钢卷在吊装过程中不滑脱的关键力。



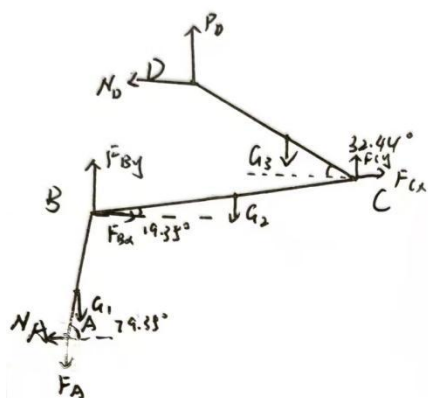
方案最终结论：AB 与水平轴夹角为 79.35° ，BC 与水平轴夹角为 19.35° ，CD 与水平轴夹角为 32.44° 。A 点的水平夹持力 $F_A \approx 12590 \text{ kg}$ 。

个人见解：在计算夹角的时候，建系的方法可以很好的解出答案，利用夹角与临边的关系，即可精确的解出角度值。但是在对 A 点夹持力分析时，没有考虑 B、C 点的支座反力，以及 D 点处竖直方向上的力应为钢卷重力的四分之一。这一块重新计算在第二次翻转课堂处得到解决。

总结：受力分析是整套设计项目的核心基础，其中蕴含着一条关键力学原理：夹钳装置属于杠杆结构与连杆传动机构组合而成的复合构件。其中 A 端作为外力施加位置，负责输入驱动力；B 点承担支撑支点与力的中转传递作用；C 端为作业执行部位，用来抱紧钢卷工件。杆件的几何倾角直接控制力的传导利用效率：AB 杆件倾角 79.35° ，整体接近竖直状态，施加作用力产生的竖直分力基本可以完全转化为有效夹紧载荷；BC 杆件倾角仅 19.35° ，走势相对平缓，该杆件产生的水平分力会直接作用在钢卷内表面形成正向压紧力，摩擦力大小由正压力决定，也是抵消钢卷自身重量、防止滑脱的关键。由此可见，倾角参数只要出现细微计算偏差，经过力的正交分解后误差会成倍扩大，举例来说仅 1° 的角度偏差，就会造成 3% 至 5% 的受力计算偏移。几何参数的计算精准度，直接左右后续全部强度、稳定性校核结果是否可信。基于以上逻辑，几何模型搭建环节必须保持极高严谨度，这也能说明方案汇报 PPT 需要多轮调整优化的原因：几何约束条件哪怕发生细微改动，经过机构传力层层放大后，最终仿真得出的应力数值会出现十分明显的变动。

2、第二次翻转课堂：立卷夹钳的吊装臂分析及销轴设计

首先重新计算了对 A 点夹持力。A 点的夹持力 $N = 143.3 \text{ t}$ ，D 点水平方向力 $N = 46870 \text{ kg}$ ，B 点正交力合力 $F = 1443000 \text{ kg}$ ，C 点正交力合力 $F = 55493 \text{ kg}$ 。

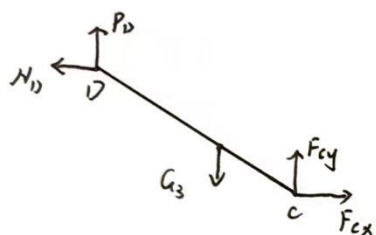


对整体分析

$$\sum F_x = 0, N_A - F_{Bx} + F_{Cx} - N_D = 0 \quad \therefore F_{Bx} = 143300 \text{ kg}$$

$$\sum F_y = 0, F_A + G_1 + G_2 + G_3 - P_D - F_{By} = 0 \quad \therefore F_{By} = -16960 \text{ kg (与假设方向相反)}$$

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



将 G_3 重力分解到 C, D 两点.

$$G_C + G_D = G_3$$

$$G_C \cdot 790 \cdot \cos 32.44^\circ = G_D \cdot (1830 \cdot \cos 32.44^\circ - 790 \cdot \cos 32.44^\circ)$$

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

$$P_D' = 30t - 290 \text{ kg} = 29710 \text{ kg}$$

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

$$\text{对于 C 点: } \begin{cases} \sum F_x = 0 & F_{Cx} - N_D = 0 \\ \sum F_y = 0 & P_D' + F_{Cy}' = 0 \end{cases}$$

$$\therefore \begin{cases} F_{Cx} = N_D = 46870 \text{ kg} \\ F_{Cy}' = -29710 \text{ kg} \end{cases} \quad (\text{与假设方向相反})$$

问题 1: 吊装臂的横截面设计及强度校核 (可将重力分摊到铰点 B、C, 作为二力杆设计截面)。

销轴材料: Q345 钢, $n=2.5$, 许用切应力=69MPa; 吊装臂材料: Q235 钢, $n=1.5$, 许用应力=156.67MPa。

钢卷内径 $d = 800 \text{ mm}$ $D = 2091.6 \text{ mm}$ 宽度 $= 2000 \text{ mm}$ 重量 $G = 44 \text{ t}$

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 销轴材料与许用应力

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

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

② 吊装臂材料与许用应力

Q235 钢 $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$ 许用应力 $[\sigma] = \frac{235}{1.5} \approx 156.67 \text{ MPa}$

应力集中系数 $K = 3$

③ C 点: $t = 50 \text{ mm}$, $b = 520 \text{ mm}$

B 点: 加强衬板厚度 $t = 10 \text{ mm}$

1. 吊装臂的横截面设计及强度校核

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

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

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

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

A 取 $4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

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

符合要求

问题 2: 设计 B 点和 C 点的连接销轴尺寸 (至少完成一处销轴的分析与设计)。

2. B 点: $\frac{F_B}{A} = [\tau]$

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

$d = \sqrt{\frac{4 \times 149300 \times 9.8}{\pi \times 69 \times 10^6}} \approx 0.1615 \text{ m} = 161.5 \text{ mm}$

B 点销轴直径取 161.5 mm
 162 mm

C 点: $\frac{F_C}{A} = [\tau]$

$d = \sqrt{\frac{4F_C}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 55622 \times 9.8}{\pi \times 69 \times 10^6}} \approx 0.1003$
 $= 100.3 \text{ mm}$

C 点销轴直径取 100.3 mm
 101 mm

便于生产

关键: CD 杆件无法直接按照标准二力杆模型开展分析。C 处销轴作为各向载荷的中转点位, 会持续承受剪切载荷作用; 销轴承载能力和自身直径的平方呈正比关系, 对应受力截面积公式为 $A = \pi d^2 / 4$ 。倘若销轴尺寸设计偏小, 销轴会先于 CD 杆件出现剪切损毁。这种实际破坏位置和预设失效区域不匹配的情况, 属于工程设计中必须杜绝的失效模式偏移问题。

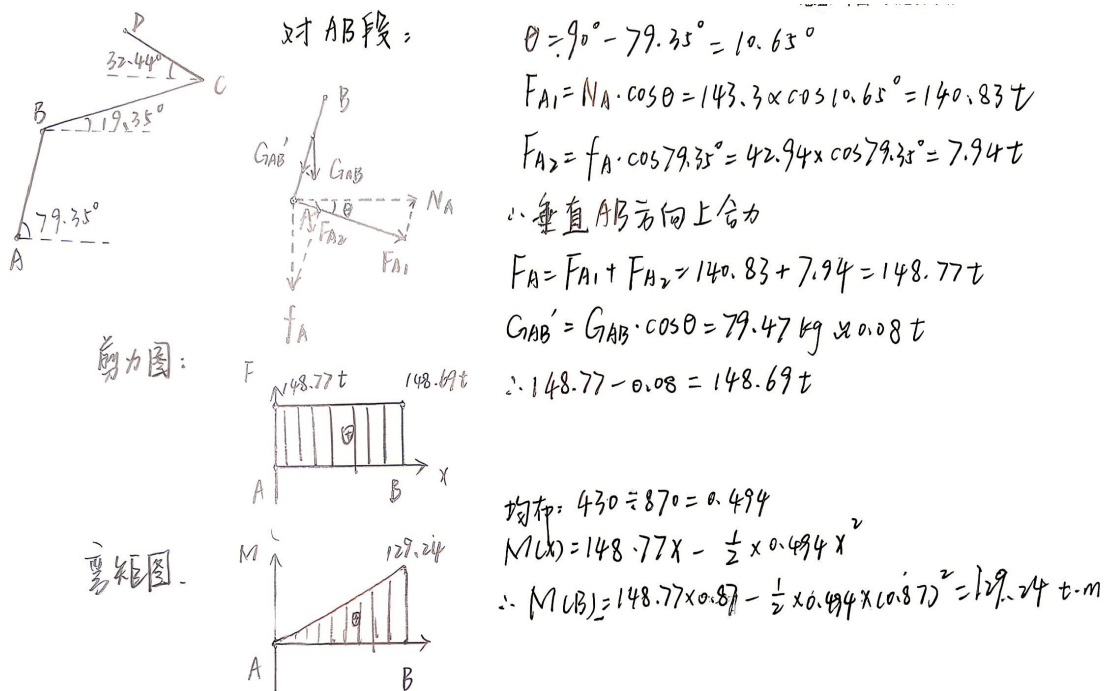
方案最终结论：吊装臂横截面面积为 0.004 平方米，最后核验是符合强度条件的。B 点销轴直径取 162mm，C 点销轴直径取 101mm。

个人见解：重新对 A 点夹持力的计算是很重要的，是对强度校核的关键，只有对与力的分析是正确的，才能完整的设计出其应有的形状。

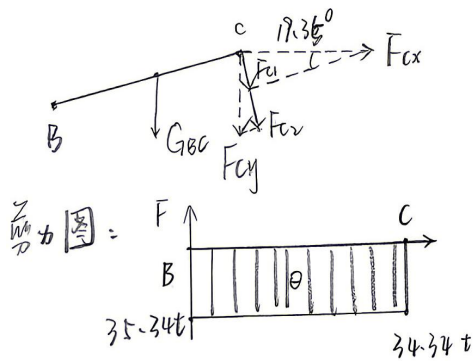
总结：本次通过静力学平衡、力矩计算得出夹钳各节点载荷：A 点夹持力 143.3t，B、C、D 点均得到对应合力。销轴选用 Q345（安全系数 2.5，许用切应力 69MPa），吊装臂采用 Q235（安全系数 1.5），经强度校核，吊装臂截面、B、C 销轴尺寸均满足受力要求。力学层面，夹钳为杠杆连杆复合机构，杆件角度微小偏差会大幅放大受力误差；销轴承载力与直径平方相关，需避免销轴先于杆体破坏的失效错位问题，本次差异化安全系数设计符合安全逻辑。现存不足：仅做静态受力计算，未考虑起吊冲击、钢卷偏心工况，缺少销轴挤压、疲劳校核。改进建议：叠加动载系数、验算偏心夹持极值；重载工况销轴可换调质合金钢，补充挤压与疲劳强度校核，提升设备长期使用可靠性。

3、第三次翻转课堂：双臂立卷夹钳外钳臂弯曲内力分析

问题 1：按照小组讨论的重力载荷形式，基于所在小组设计作业 I 得出的外钳臂受力情况，绘制外钳臂 ABC 的剪力图和弯矩图；



对BC段:

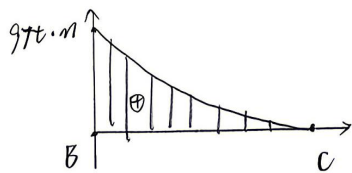


垂直于BC方向上C点合力

$$F_c = F_{cx} + F_{cy} = F_{cx} \times \sin 19.35^\circ + F_{cy} \times \cos 19.35^\circ = 34.34 \text{ t}$$

$$G'_{BC} = G_{BC} \times \cos 19.35^\circ = 1038 \text{ kg} \approx 1 \text{ t}$$

$$\therefore 34.34 + 1 = 35.34 \text{ t}$$



$$\text{均布: } 1100 \div 2780 = 0.396$$

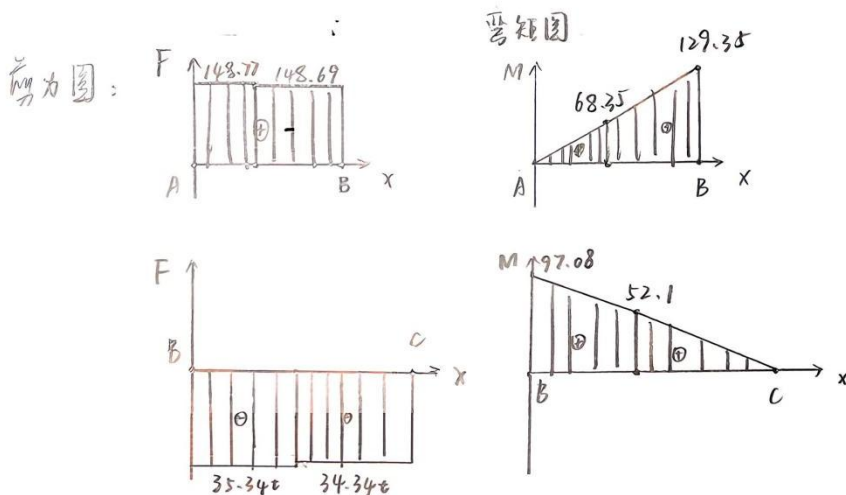
$$M(x) = 34.34x + \frac{1}{2} \times 0.396x^2$$

$$M(\theta)_t = 34.34 \times 2.78 + \frac{1}{2} \times 0.396 \times 2.78^2 = 97 \text{ t.m}$$

问题 2: 至少给出两种重力简化方案, 分别绘制内力图, 并讨论各简化方案的合理性;

方案一: 重力均布简化——认为 AB、BC 段各为矩形等截面, 自重沿轴线均匀分布。

方案二: 重力集中简化——将每段构件自重等效为一个集中力, 作用在重心位置。



合理性讨论:

方案一 (均布) 优点: 更接近连续体实际, 能反映自重沿全长的连续效应, 画出的内力图更平滑。

方案二（集中）优点：计算简易，能快速定位最大内力位置，在初步估算中很实用。

结论：外钳臂沿轴线截面线性变化，更接近变截面梁，但作为初步静力分析，均布载荷简化（方案一）能提供更连续的分布规律，是更合理的工程简化。若杆件足够短，两种方案结果相近。

问题 3：分析外钳臂危险截面的可能位置，简述原因及截面的设计建议。

1. 危险截面位置：B 点截面

原因：（1）从弯矩图看，B 点是 AB 段与 BC 段的交汇点，且承受最大的销轴力。（2）弯矩最大：AB 段 A、B 点弯矩均很大，但 B 点因 $\angle ABC=120^\circ$ 形成应力集中，弯矩在 B 点处达到峰值。（3）轴力复杂：B 点受 AB 段和 BC 段传来的弯曲应力叠加。（4）截面突变：AB 段、BC 段厚度不同，垂向深度在 B 点最大，A、C 端最小。截面尺寸在 B 点的急剧变化会引起显著的应力集中。

2. 设计建议

（1）增大 B 点截面尺寸：在 B 点连接处，增大截面高度和厚度，以降低弯曲正应力。（2）圆角过渡：在 AB 段过渡至 B 点、BC 段过渡至 B 点的位置，采用大圆角平滑过渡，严禁出现尖角，以减小应力集中。（3）补强板设计：在 B 点铰接孔周围，焊接加强衬板，并确保补板范围覆盖高弯曲应力区，增强局部强度。（4）材料校核：基于弯曲正应力和剪应力，按组内选定的 Q235 钢许用应力进行校核，若不足需进一步加厚。

方案最终结论：剪力图和弯矩图如图所示，选用了方案一：重力均布简化——认为 AB、BC 段各为矩形等截面，自重沿轴线均匀分布。

个人见解：开展弯曲内力解析的核心，是分清实际作用荷载和等效简化荷载两类模型。梯形均布荷载模型更贴合真实工况：杆件自重为沿杆全长持续分布荷载，对应的弯矩曲线为二次抛物线，危险截面位置需通过积分求解。

第二种方式把自重简化为集中荷载施加在 B 点，虽能大幅降低计算工作量，但力学本质是把连续分布荷载等效集中至构件形心周边。该方法仅适用于前期粗略估算，误差尚可接受；若直接用于最终定型设计，会存在安全隐患。

两种建模方式的差别，体现出力学计算精度与运算便捷度的取舍关系。工程设计既不可一味追求极致精准而增加工作量，也不能单纯为简化计算压缩安全余量。

总结：本次研究搭建均布自重、集中自重两种力学模型，分别绘制钳臂剪力、弯矩图对比分析。力学层面，杆件自重属于连续分布荷载，均布模型弯矩为二次曲线，更贴合真实受力；集中荷载简化计算便捷，但内力分布存在偏差，仅适用于初期粗略估算，体现计算精度与效率的工程取舍逻辑。

分析得出 B 点为钳臂危险截面，此处弯矩峰值、多向轴力叠加，且截面突变、铰接结构引发严重应力集中。

现有方案仅开展静态自重受力分析，未考虑起吊冲击载荷。优化建议：B 节点加大截面厚度、采用大圆角过渡消除尖角应力集中，增设补强衬板；校核时叠加动载系数，重载工况下对 B 处铰接区域额外开展疲劳强度验算，提升结构安全储备。哪怕发生细微改动，经过机构传力层层放大后，最终仿真得出的应力数值会出现十分明显的变动。

3、第四次翻转课堂：双臂立卷夹钳外钳臂强度分析

问题：基于所在小组设计作业的受力分析结果以及小组设计作业得出的外钳臂内力图，分析外钳臂的组合变形形式，并计算外钳臂的强度。

首先确定组合变形的形式和危险截面的选取。

外钳臂在工作时主要承受：弯矩：由 A 点夹持力、B 点铰接力以及自重产生，使杆件发生弯曲。轴力：沿杆件轴线方向的拉压力（此处经计算为拉力）。

因此，外钳臂的变形形式为 弯拉组合变形。由于外钳臂属于细长杆，剪力引起的切应力很小，忽略不计。

根据上一次翻转课堂的弯矩图，B 截面的弯矩最大（ $M_b = 129.24 \text{ t} \cdot \text{m}$ ），且该截面存在铰接孔（半径 80 mm），引起应力集中。因此，取 B 截面 作为强度校核的危险截面。

之后再汇总之前翻转课堂得到的已知条件：材料：Q235 钢，屈服强度为 235 MPa；工作安全系数为 1.5；许用应力约等于 156.7 MPa；B 截面几何尺寸：高度 $h = 600 \text{ mm}$ ，宽度 $b = 75 \text{ mm}$ ；开孔半径 $r = 80 \text{ mm}$ ；B 截面内力：弯矩 $M_b = 129.24 \text{ t} \cdot \text{m} = 129.24 \times 9.8 \times 1000 = 1.2666 \times 10^9 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ；轴力 $N_b = 276,141 \text{ N}$ （拉力，正号）；应力集中系数：参照吊装臂开孔处取 $K = 3$ （偏安全）。

再进行计算分析：先计算出不开孔的截面参数和开孔后的净面积，以此计算出轴向拉应力，名义弯曲正应力，算出组合应力，考虑到开孔带来应力集中，实际最

大应力发生在孔边缘，再进行强度校核，得出强度不足的结论。

强度不足的结论在案例分析中不常见，因此需要分析产生原因以及改进方案。

可能产生的原因：（1）强度不足：弯矩过大：129 t·m 的弯矩对于宽度仅 75mm 的截面来说过于巨大，抗弯截面模量 $W = 4.5 \times 10^6 \text{ mm}^3$ 太小。

（2）开孔应力集中：半径 80mm 的孔严重削弱局部强度，应力集中系数高达 3。

（3）材料强度偏低：Q235 的许用应力仅 156.7 MPa，无法承受如此高的应力。

改进建议：（1）增大截面宽度：若将宽度增加至 150 mm，则抗弯模量 W 变

为 $9.0 \times 10^6 \text{ mm}^3$ ，弯曲应力降为 140.8 MPa，组合应力约 152 MPa（略低于许用值），基本满足无孔情况。但开孔后仍需处理应力集中。

（2）优化开孔位置：将铰接孔移至截面中性轴（高度中点）附近。在中性轴处弯曲应力为零，开孔只影响净面积，不会产生弯曲应力集中，可大幅降低局部应力。

（3）增加局部加强板：在 B 截面周围焊接厚度 20~30mm 的加强衬板，相当于局部增加宽度，有效降低孔边挤压应力和拉应力。

（4）改用更高强度材料：采用 Q345 钢（ $\sigma_s=345 \text{ MPa}$ ，许用应力 $[\sigma]=230 \text{ MPa}$ ），可提升约 47% 的承载能力。

（5）采用变截面或工字形截面：在弯矩最大的 B 区域加大截面高度或采用工字形，以较小的重量获得更大的抗弯模量。

No. _____
Date _____

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：
 $A_{\text{孔}} = \pi r^2 = \pi \times 80^2 \approx 20106 \text{ mm}^2$
净面积： $A_{\text{净}} = A - A_{\text{孔}} = 45000 - 20106 = 24894 \text{ mm}^2$

轴向拉应力：
 $\sigma_n = \frac{N_B}{A_{\text{净}}} = \frac{276141}{24894} \approx 11.09 \text{ MPa}$

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

强度校核：
 $\sigma_{\text{max}} = 877.8 \text{ MPa} > [\sigma] = 156.7 \text{ MPa}$
 $\therefore$ 强度严重不足，不安全。

总结：本次分析明确外钳臂为弯拉组合变形，细长杆件可忽略剪力作用，结合弯矩图选定弯矩峰值、带铰接孔易应力集中的 B 截面作为校核截面。采用 Q235 钢材，安全系数 1.5，引入应力集中系数 $K=3$ 开展复合应力验算。

力学知识点：拉弯构件总应力由轴向拉应力与弯曲正应力叠加，孔洞会大幅缩小有效截面并产生应力集中，显著放大大局部应力。

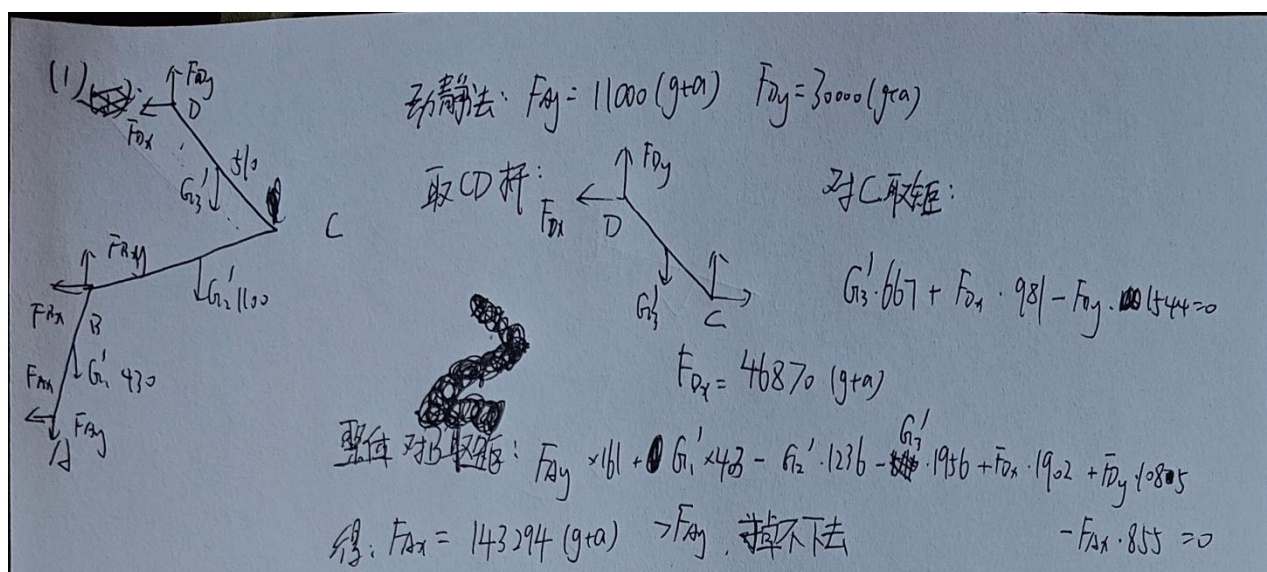
计算显示 B 截面最大组合应力 877.8MPa，远高于 156.7MPa 许用应力，原结构不满足安全要求。

优化建议：加宽钳臂截面至 150mm；扩大铰接孔圆角、增设补强板弱化应力集中；重载工况可更换高强度钢材；同时重新优化开孔尺寸与位置，降低截面削弱程度，提升结构安全裕度。

5、第五次翻转课堂：立卷夹钳冲击分析

问题一：开始提升时，所允许的所能达到的最大吊装加速度（用动静法分析）

主要方法：动静法，将加速度变为惯性力后重新进行静力学分析。由于随着质量的改变构件之间的作用力也会发生改变，所以需要和第一次小组作业一样进行分析，算出夹持力 FN 后通过摩擦系数算出摩擦力再对钢卷进行牛二分析算出最大吊装加速度。



实际算完后 $FN = 143294 \cdot (g+a)$, $4 \times \mu \times FN$ 永远大于 $G \cdot (1+a/g)$ 。

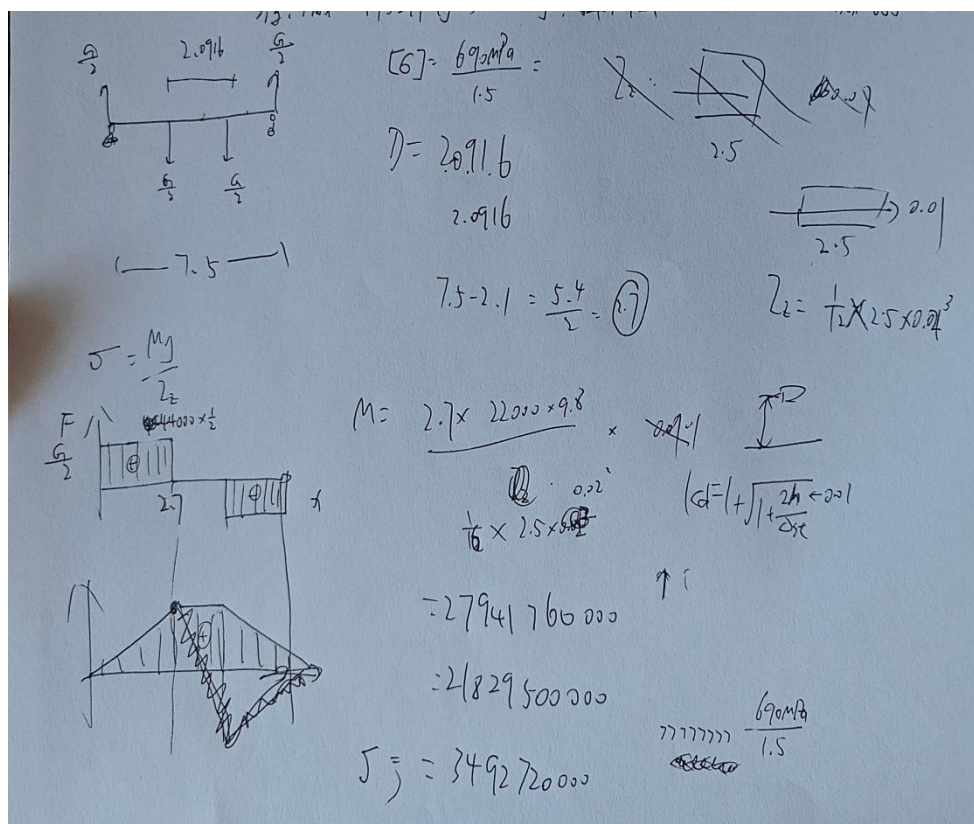
得出结论：在最大吊装力及杆件承受范围内无论 a 多大都能吊起来。

问题二：如果向下放置钢卷时，由于操作失误，导致钢卷距离拖挂车的货板高度为 10mm 时意外脱落，落于货板的中间部位，请分析货板所承受的最大动应力。

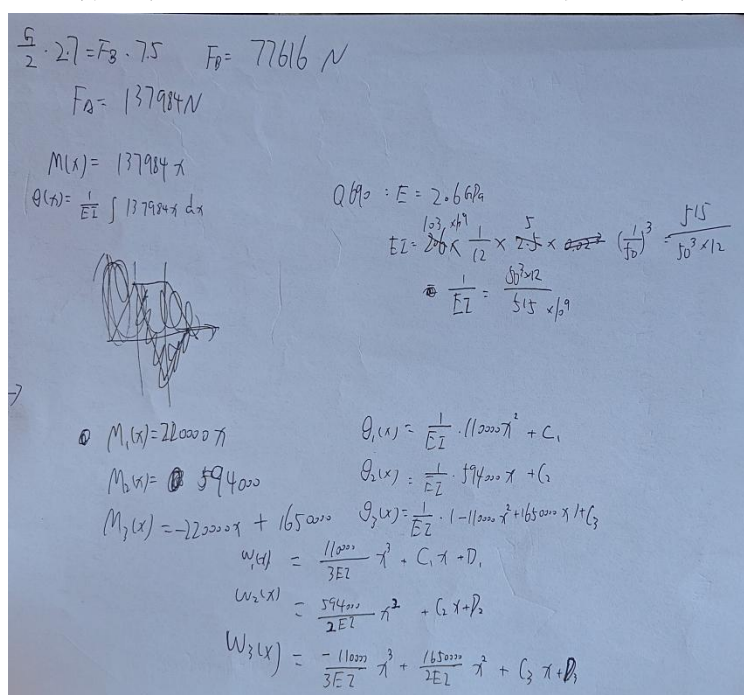
思路： $\sigma_d = K_d \times \sigma_{st}$ 由于货板较薄且钢卷很重，因此 K_d 应该只会大于 2 一点点，对 σ_d 影响较小，可以先算出静止时的最大正应力，再乘对应位置的 K_d 得到最大动应力。

$\sigma = My/I_z$, 所以算最大正应力时 y 取 $d/2$ (最上面或最下面), 再找出 $M_{\max}$ 。通过弯矩图求得 $M_{\max}$ 计算。(取了 $x=2.7$)

同时可以看出此时的静最大应力就已经大于许用应力了, 因此这个货板不能留。



通过积分法算出 $x=2.7$ 处的 δ_{st} , 然后算出 σ_d 与 $[\sigma]$ 进行比较。可以看出这么一失误直接雪上加霜, 最大动应力是许用应力的十倍不止。



$q_2(3.75) = 0 \rightarrow C_2 = -6.487864077669$
 $q_2(2.7) = q_2(2.7) \rightarrow C_1 = -4.5223300987$
 $w_1(0) = 0 \rightarrow D_1 = 0$
 $\text{则 } w_1(2.7) = \Delta t \approx 9.429 \text{ 8.93}$
 $K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta t}} = 2.0011$
 $\sigma_d = K_d \cdot \sigma_s = 6989281992 > [\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = 460 \text{ MPa}$
 不安全超强

这里算出的 $x=2.7$ 处的挠度为 8.9m ，但算了多次仍是这么大，并且询问后发现其他人也算的很大。实际情况上不合理，但是如果算错也没有太影响 K_d 数值，所以还是不能通过强度校核。

有四种方法改善：①增大板厚度 ②换更大弹性模量材料的板
③加支架支撑 ④换屈服强度更大的材料的板

总结：本次采用动静法开展冲击动载荷分析，引入动荷系数 K_d 计算动应力，核心力学原理为动应力等于动荷系数乘以静应力。通过牛顿第二定律验算夹持摩擦承载力，得出吊装加速度不会造成钢卷滑落。选取弯矩极值位置核算变形与强度，构件静应力已超标，叠加冲击后动应力远超许用值，挠度也严重超限，原结构不满足使用要求。从力学规律看，薄板大跨度构件抗弯刚度不足，会同时产生高应力与大变形。现有方案仅单纯验算未提前优化刚度。改进方案：加厚板材、增设横梁筋板提升抗弯刚度；选用高屈服强度钢材；放弃增设中间支架方案（会破坏钢卷放置工况）。多种措施搭配，同步满足强度与挠度规范限值。

6、第六次翻转课堂：双臂立卷夹钳外钳臂优化分析

问题是：传统等截面实际方案过于保守，造成材料利用率低、设备自重过大。因此我们要实现结构减重轻量化，提升吊装作业的效率。

分析研究对象：外钳臂 AB 长 870mm ，BC 段长 2780mm ，夹钳作业时主要承受弯曲载荷，弯矩分布极不均匀。B 点为弯矩峰值点，是为危险截面，沿钳臂轴线延伸，弯矩从 B 点向两端呈递减趋势，需要重点关注 B 点的强度设计。核心思想是实现材料效能的最大化，即，“强处加粗，弱处减细”，让构件沿轴线各截面的最大应力接近或等于材料的许用应力。我们通过变截面函数匹配来实现，即，通过建立截面高度沿轴线的变化函数 $h(x)$ ，使抗弯能力与弯矩分布精准匹配。核心公式为 $\sigma(x) = M(x)/W_z(x) = [\sigma]$ 。

基吊总重: 44t, 工作载荷 $F=220kN$
 $G_0=235MB$ $n=1.5$ $\rho=7850kg/m^3$
 $L_{AB}=270mm$ $b_2=250mm$ (带衬板) $h_{min}=80mm$ 吊钩构造高度
 $L_{BC}=2780mm$ $b_1=180mm$ (无衬板) $h_{min}=80mm$
 B为危险截面: $M_{max}=580kN\cdot m$
 BC段弯矩: $M(x)=M_{max}\cdot(1-\frac{x}{L_{BC}})$, C点为0
 $M_{AB}=190kN\cdot m$
 $[G]=\frac{G_0}{n}$
 $[G]=\frac{235}{1.5}\approx 156.7MPa$ $[G]$ 取157MPa
 矩形截面抗弯截面模量
 $W_z=\frac{b\cdot h^2}{6}$
 $G=\frac{M(x)}{W_z(x)}=[G]$
 $h(x)=\sqrt{\frac{6M(x)}{b\cdot[G]}}$
 $h_B=351mm$ 取整350mm
 $h_{ABmax}=170mm$ 取整
 $V=\frac{1}{3}\cdot b\cdot h_{max}\cdot L$
 $V_{BC}\approx 0.17m^3$
 $V_{AB}=\frac{1}{3}\times 0.25\times 0.17\times 0.87$
 $\approx 0.0247m^3$ 取0.025m³
 $V_{总}=0.15m^3$
 $m=\rho\cdot V_{总}\approx 1178kg$

$k=\frac{48}{114}\approx 0.429$
 $m_{40}=\frac{48\cdot 114}{114}\approx 48$
 $k=\frac{48}{44}=1.09$
 $m=1.09\times 1178\approx 1283kg$
 $\Delta m=1283-1178=105kg$
 $\frac{\Delta m}{m_{40}}=\frac{105}{1178}\approx 8.9\%$

总结: 综合整套结构优化流程与各组方案横向对比, 可归纳出四类结构优化设计思路:

1. 遵循等强度设计思路, 使材料力学特性和构件各处受力状况精准适配, 充分发挥材料承载潜力, 杜绝冗余保守的过量设计。
2. 采用分段差异化截面设计, 依据杆件不同位置的受力工况区别调整尺寸: 加装补强衬板的部位采用加宽减薄高度的设计思路, 无衬板区域则提升截面高度以增强抗弯能力, 完成精细化定制截面设计。
3. 统筹强度计算与加工构造要求, 在满足力学强度指标的前提下, 保留构件端部最低构造尺寸, 兼顾理论计算结果与现场加工可行性。
4. 落实平缓过渡设计准则, 在截面尺寸突变位置采用抛物线类光滑轮廓过渡, 弱化局部应力集中, 从细部构造提升结构长期服役的安全稳定性能。

总体总结

本学期六次翻转课堂围绕双臂重力式立卷夹钳完整开展力学计算、结构校核、冲击验算与轻量化优化, 循序渐进完成全套吊具设计分析, 各阶段核心内容梳理

如下：

1. 第一次课堂：机构几何与静力学受力计算

完成钢卷尺寸、总吊装载荷核算，搭建平面连杆机构坐标系，求解 AB、BC、CD 杆件倾角；依靠力矩平衡方程计算单侧夹持力。初期受力模型存在简化疏漏，为后续载荷重新校核埋下基础。明确夹钳属于杠杆-连杆复合机构，杆件倾角直接控制力传递效率，微小角度误差会显著放大受力偏差，几何建模精度是全部设计的根基。

2. 第二次课堂：吊装臂与销轴尺寸设计

修正各节点真实载荷，区分销轴 Q345、钳臂 Q235 两种材料并确定差异化安全系数。完成 CD 杆截面强度校核，重点辨析 CD 杆不能简单等效为二力杆，销轴受剪承载力与直径平方成正比，需规避销轴先于杆件断裂的失效错位；确定 B、C 两处销轴加工尺寸，仅采用静态载荷计算，缺少冲击、挤压、疲劳相关验算。

3. 第三次课堂：外钳臂弯曲内力分析

建立自重均布、自重集中两种简化模型，分别绘制剪力、弯矩图。均布荷载更贴合杆件连续自重的真实工况，集中荷载仅适合粗略估算，体现力学精度与计算效率的工程取舍。判定夹角 120° 、截面突变、弯矩峰值叠加的 B 截面为危险截面，提出加大截面、圆角过渡、增设衬板等减应力集中措施。

4. 第四次课堂：外钳臂弯拉组合强度校核

确定外钳臂承受弯拉组合变形，忽略次要剪力；以带开孔、应力集中系数 $K=3$ 的 B 截面为校核对象。计算得出原始 75mm 宽截面组合应力远超 Q235 许用应力，结构强度不达标。分析强度不足源于截面模量偏小、开孔削弱截面、材料屈服强度偏低，给出加宽截面、优化开孔、加装补强板、更换高强钢材等改进方案。

5. 第五次课堂：吊装冲击动载荷分析

采用动静法引入动荷系数开展冲击验算，通过牛顿第二定律验证吊装加速度不会造成钢卷滑脱；分析钢卷坠落冲击货板工况，静应力已超标，叠加冲击后动应力、挠度严重超限。对比加厚板材、更换高弹模材料、增设支撑等优化手段，舍弃会破坏钢卷放置工况的中间支架方案。

6. 第六次课堂：外钳臂轻量化优化设计

针对传统等截面材料利用率低、自重偏大问题，推行等强度变截面设计，遵循四大优化准则：等强度匹配充分利用材料、分段差异化定制截面、兼顾强度与制造最小构造尺寸、截面平滑过渡降低应力集中。按弯矩分布匹配截面尺寸，在满足强度、工艺要求前提下实现结构减重。

整体学习感悟 整套课程遵循“几何建模→静力学载荷→构件截面/销轴设计→内力分布→强度校核→冲击动载验算→轻量化优化”完整工程设计逻辑。全程体现力学理论与工程实际的平衡，既要保证几何、受力计算精度，也要兼顾加工、成本、冲击疲劳等现场工况；同时认识到单一静态简化模型存在局限，结构设计需多方案对比、多重工况验算，通过变截面、局部补强、平滑过渡等细节手段同步提升安全性与材料利用率。