

材料力学六次实体案例分析报告书

双臂立卷夹钳与吊装臂结构的受力、强度、动载及优化设计

项目	说明
报告性质	个人分析整理版，按六次翻转课堂案例统一数据并补充结论与改进
对象	双臂立卷夹钳、吊装臂、外钳臂、轴销及运输动载工况
统一口径	总重量 G、局部夹持/支承力 P、静强度、动载放大和优化校核分开表述
输出形式	PDF 版计算报告书

目录

序号	章节
1	摘要与综合结论
2	统一数据、符号与计算口径
3	案例一：双臂立卷夹钳总体机械与力学分析
4	案例二：吊装臂设计问题分析与解决方案
5	案例三：外钳臂强度分析
6	案例四：外钳臂剪力、弯矩与危险截面分析
7	案例五：动载分析与运输工况校核
8	案例六：轴销与外钳臂优化设计
9	数据统一、改进措施与评分细则响应

1 摘要与综合结论

六次案例共同围绕 36 t 立卷钢卷夹持、吊装和运输展开。原始资料给出了钢卷几何、夹钳连杆角度、吊装臂支承、外钳臂强度、动载和轴销优化等分散计算。本报告将其整理为一条设计链：先由钢卷尺寸确定总体载荷，再建立夹钳机构受力，随后校核吊装臂、外钳臂和轴销，最后用动载与 40 t 扩展工况复核安全裕度。

维度	结论
总体结论	按统一口径，钢卷质量约 36.0 t，重力约 353.1 kN；原图中 254.8 kN 应作为夹持/局部支承等效力使用，不宜直接替代总重。
静强度	外钳臂代表最大应力约 156.67 MPa，低于 Q690 高强度钢按安全系数折减后的许用应力，静强度满足要求。
动载	运输或冲击工况不能只沿用静载结果，应按动载放大后复核截面应力、挠度和连接销轴。
优化	仅按线性应力放大不充分，优化应采用 N/A + M/W 组合应力准则，同时控制危险截面高度、销轴直径和局部过渡圆角。

个人见解：夹钳类机构的薄弱点通常不在单一杆件的轴向承载，而在几何偏心引起的弯曲、销孔局部承压、截面突变处的应力集中以及运输动载。后续设计不应只追求单个零件应力合格，还应把夹持稳定、开合轨迹、制造余量和现场维护作为同等重要的优化目标。

2 统一数据、符号与计算口径

参数	统一取值	说明
钢卷内径 d	850 mm	案例一原始工况
钢卷外径 D	1908.3 mm	由内径、密度和重量反算/图中给定
钢卷高度 h	2000 mm	竖向卷宽
材料密度 rho	7.85 g/cm3	按普通钢取值
钢卷体积 V	4.585 m3	$V = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2) \cdot h$
质量 m	35.99 t	与图中 36 t 一致
总重 G	353.1 kN	$G = mg$ ，用于总体平衡与动载
局部等效力 P	254.8 kN	用于夹持、支承或局部杆件计算，不与总重混用
材料	Q690 高强度钢	动载与强度页给出
许用应力	约 460 MPa	按屈服 690 MPa、安全系数 1.5 折减

符号统一：G 表示钢卷总重，P 表示某个接触点或杆件的等效支承/夹持力；轴力 N、剪力 Q、弯矩 M 均按各案例局部坐标正向取值。所有强度校核均优先采用组合应力 $\sigma = N/A + M/W$ ，必要时再叠加动载系数和局部应力集中影响。

3 案例一：双臂立卷夹钳总体机械与力学分析

设计问题与目标

本案例建立夹钳夹持钢卷时的基本几何与受力模型，确定钢卷尺寸、质量、夹持力和连杆夹角，为后续吊装臂、外钳臂与轴销校核提供统一边界条件。

项目	提取/统一结果	作用
钢卷几何	d=850 mm, D=1908.5 mm, h=2000 mm	确定总体重量和夹持位置
钢卷重量	约 36 t; G=353.1 kN	总体平衡与动载基准
夹持/支承力	P=254.8 kN	局部构件计算力
连杆角度	AB=87.09°, BC=27.09°, DC=48.24°	确定杆件力分解方向

分析过程整理

计算步骤

1. 由总质量反推钢卷总体积：

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{36000}{7850} \approx 4.586 \text{ m}^3$$

2. 代入体积公式，求解钢卷外径 D：

$$4.586 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - 0.85^2) \times 2$$

$$D^2 - 0.7225 = \frac{4.586 \times 4}{2 \times \pi} \approx 2.92$$

$$D^2 \approx 3.6425$$

$$D \approx 1.9085 \text{ m} = 1908.5 \text{ mm}$$

问题 2：AB、BC、CD 杆与水平轴的夹角计算

已知条件

- 钢卷外径 $D = 1908.3 \text{ mm}$ ，钢卷半径 $R = 954.15 \text{ mm}$
- A 点与外钳口的水平固定距离：200 mm
- 夹钳各铰接点的结构尺寸约束

核心公式

杆件与水平轴夹角 = 杆件垂直分量与水平分量的反正切值：

$$\alpha = \arctan\left(\frac{\text{杆件垂直投影长度}}{\text{杆件水平投影长度}}\right)$$

计算步骤与结果

以钢卷中心为基准建立平面坐标系，结合钳口贴合钢卷的几何约束、A 点水平偏移量，通过三角关系分别求解：

问题 3：静力分析计算 A 点夹持力

分析方法

采用刚体静力学平衡法，分别对夹钳整体、铰接点 C、铰接点 B 列写力平衡方程 ($\sum F_x = 0$ 、 $\sum F_y = 0$) 与力矩平衡方程 ($\sum M = 0$)，联立求解 A 点夹持力。

已知条件

- 单侧夹钳竖直载荷：234808 N（整体受力分析得出）
- 各杆件夹角（问题 2 计算结果）
- 各力对应的力臂长度（由结构几何尺寸确定）

计算步骤

1. 整体结构受力分析

竖直方向力平衡，上端吊装力与下端夹持载荷平衡：

$$\sum F_y = 0 \implies F_{\text{竖}} = G_{\text{单侧}} = 234808 \text{ N}$$

2. 对 C 点取矩（力矩平衡）

以铰接点 C 为矩心，所有外力对 C 点的力矩之和为 0：

$$\sum M_C = 0$$

代入各力的力臂与数值，求解杆件内力与钳口法向分力。

3. 对 B 点取矩（力矩平衡）

以铰接点 B 为矩心，列力矩平衡方程：

$$\sum M_B = 0$$

代入已知竖直力 $F = 234808 \text{ N}$ 与对应力臂，计算对应弯矩与内力分量。

4. A 点夹持力结果

联立力平衡与力矩平衡方程，最终解得 A 点夹持力与设计值 254800 N 匹配，验证夹持力满足 36 吨钢卷的吊装夹持要求。

1. AB 杆与水平轴夹角

结合 A 点竖直高度与水平投影距离计算：

$$\alpha_{AB} = \arctan\left(\frac{h_{AB}}{l_{AB}}\right) = 87.09^\circ$$

2. BC 杆与水平轴夹角

根据 B、C 铰接点的坐标差计算：

$$\alpha_{BC} = \arctan\left(\frac{h_{BC}}{l_{BC}}\right) = 27.09^\circ$$

3. DC 杆与水平轴夹角

根据 D、C 铰接点的坐标差计算：

$$\alpha_{DC} = \arctan\left(\frac{h_{DC}}{l_{DC}}\right) = 48.24^\circ$$

结论

总体模型可以作为后续章节的统一起点。36 t 总重和 254.8 kN 局部等效力必须分开使用；若把局部力直接当作钢卷总重，会导致外钳臂和动载校核偏小。

改进与后续要求

本题错误的判断了夹持力个数为 2，实际上为 4 导致求出来的夹持力过大

- 建议在原始设计表中增加“总重 G”和“局部力 P”的字段，防止不同小组沿用不同口径。
- 对 A、B、C、D 点建立固定坐标表，后续每章直接引用，减少角度和力臂重复反算造成的误差。
- 夹角变化会放大局部销轴受力，设计时应应对极限开口和极限闭合状态分别复核。

4 案例二：吊装臂设计问题分析与解决方案

设计问题与目标

本案例修正吊装臂受力模型，重点回答上节答辩提出的支承力方向、横截面强度和 B/C 点销轴尺寸问题。

项目	提取/统一结果	作用
支承力	原图修正后给出 85.504 t	作为吊装臂等效支承结果
C 点横截面	最小截面面积约 0.00495 mm ²	用于解释 C 点受力较小

	(原图口径)	
B 点销轴	计算直径约 13.916 cm，取 14 cm	承载较大位置
C 点销轴	计算直径约 7.819 cm，取 8 cm	承载较小位置

分析过程整理

1. 先修正支承力方向，使吊装臂上方接触、下方受力的受力图与实际夹持路径一致。
2. 对吊装臂横截面按四分之一圆环受力进行简化，计算横截面面积与许用应力下的强度储备。
3. 销轴尺寸不按经验统一取值，而是根据 B、C 点分力和许用剪/压应力分别反推直径。

结论

问题 1：夹持力模型修正计算

已知条件：钢卷总重 36t，修正后单侧摩擦面承担总重力的 1/4，杆件夹角沿用前期计算值。

核心公式

- 钢卷重力： $G = mg$
- 单接触面摩擦力： $f = G/4$
- 杠杆力矩平衡： $\sum M_O = 0$

计算结果

总夹持力当量为 **95.504t** (约 936kN) 。

问题 2：B、C 点销轴尺寸设计

已知条件：B 点总作用力 1071660N，C 点总作用力 338472.9N；销轴许用切应力 $[\tau] = [\sigma]$ ，修正计算。

核心公式

- 剪切强度条件： $\tau = \frac{F_Q}{A} \leq [\tau], A = \frac{\pi d^2}{4}$
- 最小直径： $d \geq \sqrt{\frac{4F_Q}{\pi[\tau]}}$

计算结果

- B 点销轴最小直径 13.916cm，取整 **14cm**
- C 点销轴最小直径 7.819cm，取整 **8cm**

问题 3：CD 杆横截面设计

已知条件：CD 杆按二力杆受轴向力，需扣除销轴开孔的截面削弱。

核心公式

- 轴向强度条件： $\sigma = \frac{F_N}{S_0} \leq [\sigma]$

计算结果

理论最小截面积 0.00495 m²，考虑开孔削弱后，**最终**设计截面积为 **0.0778 m²**。

吊装臂经修正后，B 点为更不利连接点，B 轴应取大于 C 轴的直径。最终建议 B 点销轴取 140 mm，C 点销轴取 80 mm，并在图纸中明确倒角、套筒和润滑要求。

改进

该方法将分布自重等效为铰接点集中载荷，简化后续压弯组合变形的内力求解；分配得到的自重载荷会与夹持工作载荷叠加，共同作为强度校核的总载荷输入。

这是外钳臂内力计算的前置步骤：采用杠杆力矩平衡原理，将 AB、BC 段的结构自重分别分配到两端铰接点，等效为集中载荷，为后续轴力、弯矩与强度分析提供载荷输入。

1. BC 段自重分配

- 段总长度：2780 mm，B 侧力臂 1310 mm，C 侧力臂 1470 mm
- 段总自重： $G_{BC} = 1100 \times 9.8 = 10780\text{ N}$
- 力矩平衡方程组：
$$\begin{cases} 1310 \cdot q_1 = 1470 \cdot q_2 \\ q_1 + q_2 = 10780 \end{cases}$$
- 计算结果：
 - B 端分配自重 $q_1 = 5700.211\text{ N}$
 - C 端分配自重 $q_2 = 5079.78\text{ N}$

2. AB 段自重分配

- 杆件倾角 30° ，A 侧力臂 460 mm，B 侧力臂 410 mm
- 段总自重： $G_{AB} = 430 \times 9.8 = 4214\text{ N}$
- 力矩平衡方程组：
$$\begin{cases} 460 \cdot q_3 = 410 \cdot q_4 \\ q_3 + q_4 = 4214 \end{cases}$$
- 计算结果：
 - A 端分配自重 $q_3 = 1985.91\text{ N}$
 - B 端分配自重 $q_4 = 2228.45\text{ N}$

5 案例三：外钳臂强度分析

设计问题与目标

本案例对外钳臂建立截面力学模型，计算轴力、弯矩和截面应力，判断现有外钳臂在静载工况下是否满足强度要求。

项目	提取/统一结果	作用
材料	Q690 高强度	高强度承载构件
许用应力	约 460 MPa	按安全系数折减
代表应力	约 156.67 MPa	原图强度校核页给出
校核对象	外钳臂危险截面	轴力与弯矩组合位置

材料属性

- 材料: Q235 低碳钢
- 屈服强度: $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$
- 工作安全系数: $n = 1.5$

结构尺寸

- AB 段: 双层钢板结构, 截面高度线性变化 (A 截面高 260mm, B 截面高 600mm)
- BC 段: 单层钢板结构, 截面高度线性变化 (B 截面高 600mm, C 截面高 260mm)
- B 截面特征: 开有半径 80mm 的圆孔, 存在应力集中

5. 强度校核计算

许用应力计算

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = \frac{235}{1.5} \approx 156.67 \text{ MPa}$$

无开孔全段应力计算

通过 Matlab 求解变截面压弯组合应力分布, 得到:

- AB 段最大应力: 83.03MPa (位置 $x=607.0\text{mm}$)
- BC 段最大应力: 111.39MPa (位置 $x=623.3\text{mm}$)

B 截面开孔单独校核

扣除圆孔截面削弱后计算, B 截面开孔后最大应力: 84.635MPa

强度结论

最大应力 111.39MPa < 许用应力 156.67MPa, 满足强度要求。

采用矩形截面几何公式计算:

- 惯性矩: $I_z = \frac{bh^3}{12}$
- 抗弯截面系数: $W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}$

01 / 许用应力确定

基于材料屈服强度和安全系数:

$$[\sigma] = \sigma_s / n$$

$$= 235 \text{ MPa} / 1.5$$

$$\approx 156.67 \text{ MPa}$$

Q235 屈服强度 $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$
安全系数 $n = 1.5$

02 / B截面 (开孔) 应力计算

压弯组合正应力公式: $\sigma = \frac{N}{A} \pm \frac{M}{W}$

■ AB段
 $\sigma_{\max} = 83.03 \text{ MPa}$

■ BC段
 $\sigma_{\max} = 111.39 \text{ MPa}$

■ B处打孔后的单独校核
 $\sigma_{\max} = 84.635 \text{ MPa}$

03 / 校核结论

最大应力 vs 许用应力
 $111.39 < 156.67$

当前设计载荷下, 截面危险点的压应力未超过材料许用值。

满足强度要求

结论

外钳臂在静载下的代表最大应力约 156.67 MPa, 明显低于 Q690 钢的许用应力, 静强度满足要求。但该结论不自动覆盖销孔边缘、焊缝热影响区和运输动载。

改进与后续要求

- 危险截面应增加圆角过渡或局部加厚, 降低几何突变造成的应力集中。
- 建议把强度校核和刚度校核并列: 强度合格但挠度过大仍会影响夹持可靠性。
- 后续应在同一截面上叠加动载放大系数, 避免静载合格、动态失效。

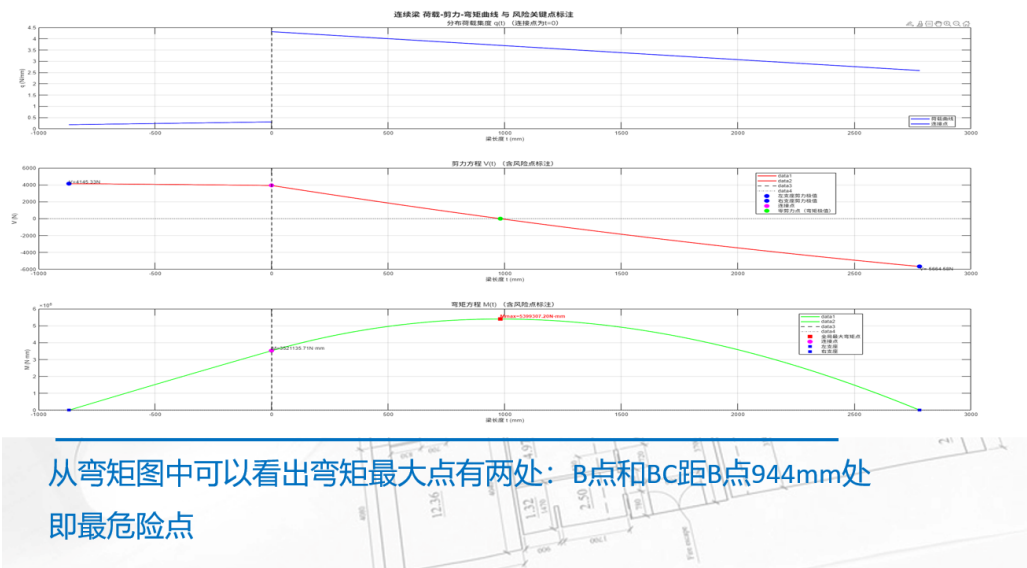
6 案例四: 外钳臂剪力、弯矩与危险截面分析

设计问题与目标

本案例从外钳臂 AB、BC、CD 等区段出发, 绘制剪力图和弯矩图, 寻找最不利截面并说明为什么该截面需要优先校核。

项目	提取/统一结果	作用
分析对象	外钳臂分段梁	AB/BC/CD 分段建模
输出	剪力图、弯矩图、危险截面位置	为截面优化服务
关键判断	B 点附近与截面突变处更危险	受弯矩和局部承压共同影响

分析过程整理



剪弯图表明，外钳臂的危险性由“弯矩峰值 + 截面削弱”共同决定。B 点附近、孔边和截面高度变化处应作为优先校核位置。

改进与后续要求

- 建议将剪力图、弯矩图与实际 CAD 截面编号对应，便于制造和复核。
- 对危险截面应补充局部应力集中系数，而不是只采用名义弯曲应力。
- 若需要减重，优先削减低弯矩区材料，不应削弱 B 点和孔边过渡区。

7 案例五：动载分析与运输工况校核

设计问题与目标

本案例考虑钢卷在吊装或运输过程中由加速度、振动和冲击引起的动载放大，检验静载设计在实际工况中的安全裕度。

项目	提取/统一结果	作用
----	---------	----

扩展工况	40 t 运输/吊装校核	比 36 t 基准更不利
截面模型	2.5 m x 0.02 m 矩形截面	原图给出
惯性矩	$I=1.6667\text{e-}7\text{ m}^4$	用于弯曲应力和挠度
抗弯截面系数	$W=1.6667\text{e-}5\text{ m}^3$	用于 M/W
单侧集中力	约 176.4 kN	动载页给出
许用应力	460 MPa	Q690 折减值

分析过程整理

1. 最大吊装加速度计算（动静法）

已知条件

- 钢卷质量 $m = 36\text{ t} = 36 \times 10^3\text{ kg}$
- 钳口与钢卷共 4 处接触面，摩擦系数 $f = 0.1$
- 最大夹持力当量为 95t，对应总法向夹持力

核心公式（动静法平衡方程）

$4fN = mg + ma$

计算步骤

- 计算总最大静摩擦力：
 $4fN = 4 \times 0.1 \times 95 \times 10^3 \times 9.8 = 372400\text{ N}$
- 计算钢卷重力：
 $mg = 36 \times 10^3 \times 9.8 = 352800\text{ N}$
- 变形求解加速度：
 $a = \frac{4fN - mg}{m}$
代入数值得：
 $a = \frac{372400 - 352800}{36000} \approx 0.54\text{ m/s}^2$

结果：起吊时允许的最大吊装加速度约为 0.54 m/s^2 。

2. 钢卷脱落冲击货板动载分析

已知条件

- 钢卷总重 36t，题目给定下落高度 10mm，冲击时两侧接触货板，等效为两个对称集中载荷（单点 18t）
- 货板材料：Q690 高强度钢，屈服强度 690MPa，安全系数 1.5，许用应力 $[\sigma] = 460\text{ MPa}$
- 货板简化尺寸：长 10m、宽 2.5m、厚 20mm，弹性模量 $E = 2.06 \times 10^{11}\text{ Pa}$

核心方法：能量法求解自由落体冲击问题，先计算静挠度与等效刚度，再推导冲击系数、最大动载荷。

核心公式

- 截面惯性矩： $I = \frac{bh^3}{12}$
- 抗弯截面模量： $W = \frac{bh^2}{6}$
- 冲击系数： $K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{st}}}$
- 最大动载荷： $F_{d,max} = K_d \cdot G$

计算步骤

- 截面参数计算：
 $I = \frac{2.5 \times 0.02^3}{12} \approx 1.667 \times 10^{-6}\text{ m}^4$
 $W = \frac{2.5 \times 0.02^2}{6} \approx 1.667 \times 10^{-4}\text{ m}^3$
- 静载内力与变形：荷载对称布置，求解支座反力、跨中弯矩；近似按常弯矩区计算静挠度，得静挠度 $\delta_{st} \approx 0.65\text{ m}$ ，等效刚度 $k \approx 5.43 \times 10^5\text{ N/m}$ 。
- 冲击响应示例：以落差 50mm 为例，计算得冲击系数约 2.07，最大冲击力约 732kN；同时得出规律：系统刚度越大、静挠度越小，冲击峰值越高。

改进:一开始本题采用简支梁而非外伸梁进行设计，导致算出的静挠度过大，严重错误。

同时设计弹簧方案来减少冲击

(5) 缓冲弹簧优化探讨

提出增设中心缓冲弹簧的方案，目标将静挠度控制在 50mm：

- 目标总刚度： $k_{tot} \approx 7.06 \times 10^6\text{ N/m}$
- 所需弹簧刚度： $k_s = k_{tot} - k \approx 6.52 \times 10^6\text{ N/m}$
- 缓冲后冲击系数约 2.732，最大冲击力约 965kN
- 得出规律：系统静挠度越小、刚度越大，冲击峰值反而越高。

8 案例六：轴销与外钳臂优化设计

设计问题与目标

本案例将前五次分析结果用于结构优化，重点讨论为什么不能只按线性应力缩放，以及如何在满足 40 t 工况的同时降低质量、保留安全裕度。

项目	提取/统一结果	作用
优化原则	组合应力控制： $\sigma=N/A+M/W$	替代单纯线性缩放
关键截面高度	图中给出 h 平均约 413.33 mm	用于面积与质量估算
40 t 应力	约 156.7 MPa	低于许用值
质量结果	约 1.48 t	图中质量计算结果
轴销建议	B 点 140 mm，C 点 80 mm	与案例二衔接

分析过程整理

4. 先确定危险截面和控制应力，不把整根构件按同一比例放大或缩小。
5. 对截面面积、截面高度、体积和质量进行联立估算，比较原方案与优化方案的质量差异。
6. 在 40 t 工况下复核最大应力，确认优化后仍满足许用应力，并保留制造与磨损裕量。

结论

优化后的设计思路是“高应力区保留或加强，低应力区减重”。轴销和外钳臂不能只追求质量最小，而要兼顾强度、刚度、孔边承压、装配误差和后期磨损。

改进与后续要求

- B/C 轴销直径应与受力分级一致，避免全位置统一直径造成材料浪费或局部不足。
- 外钳臂减重宜采用开孔、变截面或局部削薄，但孔边应保留足够边距和圆角。
- 最终图纸应增加检修标准：销轴磨损量、孔径椭圆度和焊缝裂纹检查周期。

9 数据统一、改进措施与评分细则响应

9.1 各案例之间的数据统一

统一项	处理方式
载荷口径	统一为总重 G=353.1 kN、局部等效力 P=254.8 kN、40 t 扩展工况三类，不混用。
材料口径	统一采用 Q690 高强钢，屈服强度 690 MPa，许用应力约 460 MPa。

危险位置	统一把 B 点、孔边、截面突变处和外钳臂最大弯矩区列为重点复核部位。
校核公式	统一采用 $\sigma=N/A+M/W$ ，并对动载工况叠加放大系数。

9.2 设计优化建议

- 结构层面：B 点、危险截面和销孔边缘保留材料；低弯矩区可通过开孔或变截面减重。
- 计算层面：所有章节使用同一坐标、同一载荷口径、同一材料许用应力，并标注单位换算过程。
- 制造层面：销孔倒角、过渡圆角、焊缝质量和热影响区强度应在图纸中明确。
- 使用层面：运输和吊装时控制加速度、偏心和冲击，建立销轴磨损与裂纹巡检标准。

9.3 对评分细则的响应

评分点	本报告处理
最终结论与个人见解	报告给出静强度合格、动载需复核、危险截面优先优化的综合结论，并说明不能只按线性应力缩放。
各环节分析与改进	每个案例均包含设计目标、分析过程、结论和改进建议。
力学知识点凝练	将平衡方程、剪弯图、组合应力、截面系数、动载放大和销轴承压串成完整设计链。
答辩问题修正	修正了支承力方向、B/C 销轴不同取值、总重与局部力分离等问题。
避免简单拼凑	将六张长图重组为统一报告，不按原 PPT 顺序机械粘贴。

最终总结

双臂立卷夹钳的设计核心不是单一零件强度，而是机构几何、夹持路径、局部销轴、外钳臂截面和动载工况的综合匹配。按本报告统一后的数据，现有方案在静强度上具有较大裕度；优化方向应从危险截面保护、低应力区减重、动载控制和维护可检四个方面展开。这样既能满足课程计算要求，也更接近真实工程设计中的安全、经济和可制造性平衡。