

双臂立卷夹钳设计全流程汇总报告

课程名称： 材料力学 / 机械设计基础

项目名称： 双臂立卷夹钳的机械与力学分析及优化设计

小组成员： 张琰衍、王正雄（本人）、路超、陈书亮、周杰、李佳宇

报告日期： 2026 年 6 月

一、项目总览

本项目围绕双臂立卷夹钳的力学分析、强度校核与结构优化展开，形成了一个从理论受力到工程落地的完整设计闭环。

钢卷基本参数： 内径 850mm、外径 1908.3mm、高度 2000mm、密度 7.85g/cm^3 、重量 36 吨（优化环节扩展至 40t 极限工况）。

技术路线：

> 张琰衍（受力分析）→ 王正雄（夹持力修正+销轴设计）→ 路超（弯曲内力）→ 陈书亮（静载强度校核）→ 周杰（动载分析）→ 李佳宇（轻量化优化）

二、各成员 PPT 计算思路详述与个人理解

2.1 第一位同学（张琰衍）：机械与力学分析

2.1.1 计算思路详述

第一步：钢卷尺寸的确定

钢卷内径无法直接测量，需依据同类钢卷的行业资料与合理范围进行假设，张琰衍同学取内径为 850mm。钢卷外径则由体积-密度-质量关系反推：已知钢卷质量 36 吨、密度 7.85g/cm^3 、高度 2000mm，通过圆环体积公式 $V = \pi(R^2 - r^2) \cdot h$ 反解外径 R，计算得外径为 1908.3mm。这一过程体现了工程中“由已知量推算未知量”的基本思路。

第二步：吊装力的计算

由钢卷重量 36 吨换算吊装力，理论上 $P = mg = 36000 \times 9.8 = 352800\text{N}$ （约 352.8kN）。但 PPT 中给出的吊装力为 254.8kN（约 26t），二者存在差异——这可能意味着 254.8kN 是单侧夹钳承担的力（双侧夹钳各承担一半钢卷重量），或者是去除摩擦力分量后的有效夹持力。无论哪种解释，都说明本步骤建立的受力模型为后续计算预设了明确的边界条件。

第三步：几何角度的确定

固定 A 点与外钳口水平距离为 200mm，这一尺寸由夹钳的结构布局决定。在此基础上，通过平面几何关系（三角形边长与角度关系、余弦定理或正弦定理），分别求得：

- AB 杆与水平轴夹角：87.09°
- BC 杆与水平轴夹角：27.09°
- DC 杆与水平轴夹角：48.24°

这三个角度不是独立的——四杆机构 ABCD 中，一旦各杆长度和 A 点位置确定，所有角度均由几何约束唯一决定。87.09°意味着 AB 杆近乎竖直，其力的传递以轴向拉压为主；而 27.09°和 48.24°则决定了 BC 杆和 DC 杆中弯矩与轴力的分配比例。

第四步：静力分析的关系建立

建立了 ABCD 四杆机构的位置关系图，为后续通过静力平衡方程 ($\sum F_x=0$, $\sum F_y=0$, $\sum M=0$) 求解 A 点夹持力提供了完整的几何与受力边界。

2.1.2 我的理解与总结

受力分析是整个项目的根基。这里隐含了一个重要力学逻辑——夹钳本质上是杠杆系统与连杆机构的复合体：A 点为施力端（动力输入），B 点为支点或传力节点，C 点为工作端（夹持钢卷）。几何角度决定了力的传递效率——AB 杆近乎竖直 (87.09°)，意味着夹持力的竖直分量几乎全部转化为有效夹紧力；而 BC 杆较为平缓 (27.09°)，其水平分量直接影响对钢卷内壁的正压力，进而决定摩擦力能否抵抗钢卷自重。这意味着角度计算的微小误差会在力的分解中被放大——例如 1°的角度误差可能导致力的分解偏差达 3%~5%，其精度直接决定后续所有校核的可靠性。因此几何建模阶段必须慎之又慎，同时这也解释了为什么在后续 PPT 中需要进行多次迭代修正——几何边界条件的微小变化会逐级放大为应力结果的显著差异。

2.2 第二位同学（王正雄，本人）：吊装臂设计问题分析与解决方案

2.2.1 计算思路详述

第一步：原计算错误识别

在上次翻转课堂的基础上，识别出两个关键问题：

问题一：内径不应取单一值，而应同时考虑最危险工况（内径偏小导致夹钳难以伸入）和最安全工况（内径偏大导致夹持接触不良）两种极端情况；

问题二：摩擦力比例关系错误。原计算中将摩擦力与吊装力的比例搞混，实际上钢卷由四处接触点夹持，每处摩擦力为 fN ，总摩擦力为 $4fN$ 。平衡条件为总摩擦力 = 吊装力 F ，即 $4fN = F$ ，故摩擦力应为 $F/4$ 。

第二步：夹持力的重新计算

以摩擦力 = $F/4$ 为校正条件，重新建立平衡方程。钢卷重力 $G=36t$ ，由 $4fN=G$ 可得单点正压力 $N=G/(4\mu)$ 。若取摩擦系数 $\mu\approx 0.1\sim 0.15$ （钢-钢接触的典型值），则单点夹持力 N 约为 60~90t。PPT 中给出的 85.504t 处于这一合理区间内，说明计算是自洽的。较

原值 26t 放大约 3.3 倍，本质上是以大正压力补偿摩擦系数可能偏低的风险。

第三步：CD 杆截面积初步计算

由重力均分可知 C 点受力为 $P/4$ 。根据材料力学中应力定义 $\sigma = N/A$ ，已知应力系数和受力后，反推面积 $A = N/\sigma$ ，得到 $A_{\min} = 0.00495\text{mm}^2$ 。但此值是在将 CD 杆简化为纯二力杆（仅受轴向拉压）的前提下得出的，未考虑销轴处的应力集中和剪切效应。

第四步：销轴尺寸设计（核心环节）

- 关键判断：CD 杆不能简单视为二力杆。C 点销轴是力的传递节点，承受剪切作用，其承载力与直径平方成正比（ $A = \pi d^2/4$ ）。若设计过细，销轴将先于 CD 杆发生剪切破坏——结构失效不在预期位置发生，这在工程设计中是需要严格避免的“失效模式错位”问题。
- 受力分析路径：由整体受力平衡（ $\sum M = 0$ 、 $\sum F_x = 0$ 、 $\sum F_y = 0$ ）求出 B 点的正交力分量；将 CD 杆单独隔离，以 C 点销轴受力为未知量建立平衡方程，求出 C 点受力；分别以 B、C 点的受力为设计依据，用剪切强度条件 $\tau = F/(2A) \leq [\tau]$ 反推所需直径。
- 双剪切修正：初始计算时将力乘以 2（双剪切），后发现极限切应力公式 $[\tau] = \sigma/2$ 可能已包含双剪切因素——若再乘 2 则重复计算，修正后结果减小。
- 最终直径：B 点 $d_{\min} = 13.916\text{cm} \rightarrow$ 取 14cm；C 点 $d_{\min} = 7.819\text{cm} \rightarrow$ 取 8cm。

第五步：最终横截面积

综合 C 点销轴截面积（ $\pi \times 8^2/4 \approx 50.27\text{cm}^2$ ）与 CD 杆最小截面积

（ $0.00495\text{mm}^2 \approx 4.95 \times 10^{-5}\text{cm}^2$ ），两者相差悬殊，故最终设计截面积 $S = 0.0778\text{mm}^2$ 由杆件截面积控制。实际上这个数值极小，提示设计者需要考虑实际制造中的最小可加工尺寸和稳定性要求——可能 0.0778mm^2 是理论最小值，实际应取更大的构造尺寸。

2.2.2 我的理解与总结

85.5t 这个数字比初始值放大了 3.3 倍，其力学本质是**静摩擦条件决定夹持力下限——钢卷不滑落的临界条件是 $4\mu N \geq G$ ，当摩擦系数 μ 较小时，必须增大正压力 N 来补偿。在工程实际中，摩擦系数因油污、锈蚀等因素可能显著下降，故必须取大安全裕度。销轴设计方面，不能忽视销轴的核心力学原因在于：销轴是典型的剪切破坏控制元件，其承载力与直径平方成正比（ $A = \pi d^2/4$ ），而杆件承载力与截面积（线性尺寸平方）成正比，两者量级相当。若忽略销轴，局部薄弱点将先于主体结构破坏——这不是材料浪费的问题，而是结构失效模式错位的问题，即破坏不发生在预期位置，这在工程设计中是必须避免的。

2.2.3 我的改进方案

销轴设计可进一步引入过盈配合+端部锁紧方案，将销轴与孔壁的接触状态由间隙配合改为过盈配合，使剪切受力转化为压剪复合受力，可有效降低应力峰值。同时在销轴端部增设锁紧螺母或开口销，防止轴向窜动导致的接触状态改变。另外可采用不同安全系数分层设计——B点受力远大于C点，二者取相同的安全系数并不经济，B点可取 $n=2.0$ ，C点可取 $n=1.5$ ，预计可进一步优化C点销轴直径至约7cm，减轻结构重量。

2.3 第三位同学（路超）：外钳臂弯曲受力分析

2.3.1 计算思路详述

问题一：剪力图和弯矩图的绘制

将两个重力（可能指钢卷自重和夹钳自重）视为作用于各自重心的集中力。关键操作是：这两个力并不沿杆件轴向作用，而是有特定的方向，故需分别向AB杆和BC杆的垂线方向投影，得到对杆件弯曲有贡献的分力 F_2 和 F_3 。这样，原本的空间受力问题被转化为平面弯曲问题。在此基础上，采用截面法——在杆件上取任意截面，列 $\sum M=0$ 求该截面弯矩——得到弯矩关于位置的函数，进而绘制剪力图（斜率 $=dM/dx$ ）和弯矩图（Matlab实现可视化）。

问题二：两种重力简化方案

- 方案一（梯形分布载荷）：认为重力沿杆件连续分布而非集中于某点，且载荷密度从杆件一端到另一端线性变化（梯形分布）。建立载荷函数 $Q(x)=ax+b$ ，利用 $\int Q(x)dx =$ 总重力 和 $\int x \cdot Q(x)dx =$ 重力矩 两个定解条件确定系数 a 、 b 。积分一次得剪力 $V(x)=\int Q(x)dx$ ，再积分一次得弯矩 $M(x)=\int V(x)dx$ 。这种方法更贴近物理实际，但计算量较大。
- 方案二（B点集中力简化）：从内力图中观察到重力主要集中于B点附近（弯矩在B点附近最大），索性将全部重力等效为作用于B点的集中力。这实际上是忽略了杆件自重沿长度分布对内力分布的影响，显著简化了计算，但代价是损失了精度——主要体现在危险截面的精确位置可能发生偏移。

问题三：危险截面位置的确定

从精确的弯矩图（方案一的结果）中读取弯矩的局部极大值点。由于弯矩极值处剪力为零（ $dM/dx=V=0$ ），故危险截面即为剪力图的零点位置。识别出两处：

- B点：弯矩的全局最大值，因为此处为力的主要传递节点；
- BC段距B点944mm处：弯矩的局部极大值，由分布载荷的积分结果决定。

设计建议：采用工字形钢（材料集中在翼缘，提高抗弯效率），在危险截面增设劲肋

(增加局部稳定性)，或采用高强度合金/复合材料。

2.3.2 我的理解与总结

弯曲内力分析的关键在于区分真实载荷与等效载荷。梯形分布方案更贴近物理实际——重力沿杆件连续分布而非集中于某点，其弯矩分布呈二次曲线而非折线，危险截面的精确位置也由此不同（距 B 点 944mm 是积分得出的极值点）。方案二将重力简化为 B 点集中力，虽然显著简化了计算过程，但从力学角度审视，这实质上是将连续分布载荷等效为集中力作用于形心附近——若用于初步估算，偏差在可接受范围；若用于最终设计，则偏于冒险。两种方案的差异实质反映了力学模型的精确性与计算效率之间的权衡——工程中不能盲目追求精确，但也不能为求简便而丧失安全裕度。路超采用两种方法相互验证，是严谨的工程思维。

2.3.3 我的改进方案

建议在方案一基础上增加载荷敏感度分析：分别计算梯形分布和 B 点集中力两种模型下的最大应力值，量化模型简化带来的误差范围。若两种模型结果差异在 5% 以内，则方案二足以满足工程精度；若差异显著（如超过 10%），则必须采用方案一的精确模型。这种量化对比的方法可以推广到团队其他成员的计算中，用于评判各类简化的合理性。

2.4 第四位同学（陈书亮）：外钳臂强度分析

2.4.1 计算思路详述

第一步：组合变形形式的判定

外钳臂 ABC 曲杆在夹持钢卷并起吊时，受力状态需要逐项分解：

- 轴向力：夹持力的水平分量和垂直摩擦力分量沿杆件轴线方向的投影合成。由于 AB 杆近乎竖直，轴向力以压力为主（压杆）。
- 弯矩：夹持力、自重和吊装力三者空间上不共线，必然产生力偶矩，使杆件发生横向弯曲。
- 剪力：弯矩沿杆件的变化率即为剪力，二者伴生，但剪力产生的剪应力相对于弯曲正应力通常小一个量级，可忽略或次要考虑。

综合以上三项，判定为压弯组合变形。

第二步：截面参数的计算

采用矩形截面假设（或工字形截面的等效矩形处理），运用：

- 矩形惯性矩： $I = bh^3/12$ ——反映了截面抵抗弯曲变形的能力
- 抗弯截面系数： $W = bh^2/6$ ——反映了截面抵抗弯曲应力的能力， W 越大，相同弯矩

下应力越小

引入拉弯组合正应力系数进行修正，实质是考虑轴向压力产生的均匀压应力与弯曲产生的线性分布拉/压应力的叠加。借助 Matlab 沿杆件长度逐点计算，得到每一位置的应力值。

第三步：最大应力求解

不考虑开孔（即忽略销轴孔造成的截面削弱）的条件下：

- AB 段： $\sigma_{\max} = 83.03 \text{ MPa}$ （发生在 $x=607.0\text{mm}$ 处）

- BC 段： $\sigma_{\max} = 111.39 \text{ MPa}$ （发生在 $x=623.3\text{mm}$ 处）

BC 段应力大于 AB 段，说明 BC 段的弯矩-截面模量比更大，是更危险的区段。

第四步：强度校核与合理性评估

参照 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》，重要承载构件安全系数要求 1.5~2.0。本设计安全系数 $n = \sigma_s / \sigma_{\max} = 235/111.39 \approx 2.11$ （若材料为 Q235）或更高（若为 Q690），实际达到 2.12。对比行业同类产品（最大应力 100~150MPa），本设计处于中低区，设计偏向安全。

2.4.2 我的理解与总结

压弯组合变形的本质是轴向力引起的均匀应力与弯矩引起的线性分布应力的叠加——中性轴一侧受拉、另一侧受压，最大应力出现在截面最外缘纤维处。正应力叠加公式 $\sigma = N/A \pm M/W$ 中，两项的量级比较是关键：若 N/A 项远小于 M/W 项，则弯曲起主导作用，可近似按纯弯处理（这也是第六位同学优化设计的理论依据）；若两者量级相当，则必须严格叠加。本设计中 111.39MPa 的应力水平仅达到许用应力的 71%，从力学角度看，这相当于结构仍有约 29% 的强度储备未被动用——若以结构失效为终极约束，则材料尚有富余，这从力学角度解释了轻量化优化的必要性。

2.4.3 我的改进方案

陈书亮的强度分析未考虑销轴孔造成的截面削弱（应力集中系数通常为 2~3），建议补充开孔截面的局部应力校核：在销轴孔边缘，实际应力 = 名义应力 × 应力集中系数。若 $K_t=2.5$ ，则 BC 段开孔处应力可达 $111.39 \times 2.5 \approx 278\text{MPa}$ ，超过 Q235 屈服强度，需局部加强或采用更高强度材料。另外建议补充疲劳强度校核——夹钳为反复起吊设备，交变载荷下的疲劳破坏往往比静载破坏更危险，可按无限寿命设计（ $N=10^7$ 次循环）进行校核。

2.5 第五位同学（周杰）：动载分析

2.5.1 计算思路详述

第一步：动静法方程的建立

动静法（达朗贝尔原理）的核心思想是：在每一个质点上施加惯性力（方向与加速度相反），则动力学问题可转化为静力学平衡问题。夹钳与钢卷有四接触点，故总摩擦力 $= 4fN$ 。在起吊瞬间，钢卷受到向上的摩擦力 $4fN$ 、向下的重力 mg 和向下的惯性力 ma （因加速度向上，惯性力向下），平衡条件为：

$$4fN = mg + ma$$

由此反推加速度 $a = (4fN - G)/m$ 。已知最大夹持力为 $101.2t$ ，代入可求得 a 。

第二步：材料参数与截面特性

采用 Q690 高强钢（屈服强度 $690MPa$ ），安全系数 $n=1.5$ 得许用应力 $460MPa$ 。单点集中荷载 $P=18t=176.4kN$ 。截面几何特性：惯性矩 $I=1.6667\times 10^{-6}m^4$ ，抗弯截面系数 $W=1.6667\times 10^{-4}m^3$ （数值偏小，可能对应的是单个板件的截面而非整体组合截面）。

第三步：无弹簧工况强度校核

最大动应力 $= 2965 \times 2 = 5930MPa$ 。这里的 2 是动载系数——在起吊瞬间，加速度使动载荷达到静载荷的 2 倍（即 $a=g$ ）。 $5930MPa \gg 460MPa$ ，意味着构件将发生直接屈服断裂，完全丧失承载能力。值得注意的是， $5930MPa$ 甚至超过了绝大多数结构钢的极限抗拉强度（通常 $500\sim 1000MPa$ 量级），这提醒我们：动载问题不能仅仅依赖动静法作等效静力计算，更应从根源上控制加速度的传递。

第四步：弹簧设计的引出

PPT 结尾出现“弹簧设计 1”标题，说明解决思路是：在夹钳与钢卷之间或吊装系统中引入缓冲弹簧。缓冲弹簧的作用是延长力传递的时间——根据冲量定理 $F\cdot\Delta t = m\cdot\Delta v$ ， Δt 延长则 F 峰值降低，将冲击载荷转化为缓慢增加的载荷。

2.5.2 我的理解与总结

$5930MPa$ 这个数字触目惊心——它远超过任何常用结构钢的强度极限。其背后的力学本质是惯性力在起吊瞬间的放大效应：钢卷由静止到上升的瞬间，加速度 a 可能达到 g 的数倍（由吊车启动特性决定），相应的惯性力 ma 叠加于重力 mg 之上，总载荷远大于静载。动静法的实质是将动力学问题转化为静力学问题——把惯性力作为一个虚拟外力加入平衡方程，使原本需要解微分方程的动载问题可以用静力平衡的方法处理。但这也提醒我们：动载系数 2 只是一个典型值，实际起吊过程中的冲击可能更大（吊车急停、钢卷摆动等），弹簧缓冲是必不可少的工程措施。

2.5.3 我的改进方案

建议在弹簧设计基础上增加阻尼器方案——弹簧只能储能和释能（将冲击能量转化为弹性势能再缓慢释放），若弹簧刚度选择不当可能引发振荡。增加阻尼器可将冲击能量

转化为热能耗散，有效抑制振荡。同时可计算最佳弹簧刚度：令弹簧-质量系统的固有频率远低于起吊冲击的激励频率 ($f_n = (1/2\pi)\sqrt{k/m} \ll f_{\text{激励}}$)，使系统避开共振区。此外建议给出具体弹簧参数——刚度 k 、最大压缩量 Δx 、圈数 n 、线径 d 等，使方案具备可实施性。

2.6 第六位同学（李佳宇）：外钳臂优化设计（40t 工况）

2.6.1 计算思路详述

第一步：优化动机分析

原方案（线性变化：A=260→B=600→C=260mm）的最大应力为 111.39MPa，而 Q235 的许用应力为 156.67MPa (235/1.5)。最大应力仅达到许用应力的 71.1%，即结构尚有约 29% 的应力裕量未被利用。从力学角度看，相当于材料在每一处都“过剩”了约 29%——若能按实际受力大小重新分配材料，将高应力区域多放材料、低应力区域少放材料，即可在保持强度不变的前提下实现减重。

第二步：优化原理的推导

压弯组合变形中，正应力公式为 $\sigma = N/A + M/W$ 。取矩形截面 $W=bh^2/6$ 、 $A=bh$ （其中 b 为截面宽度， h 为截面高度），则 $\sigma = N/(bh) + 6M/(bh^2)$ 。若弯曲项占主导（本设计中弯曲应力远大于轴向压应力），则 $\sigma \approx 6M/(bh^2)$ 。若要使各截面应力都接近常数 σ_{all} （许用应力），则 $h^2 \approx 6M/(b \cdot \sigma_{\text{all}})$ ，即 $h(x) \approx \sqrt{6M(x)/(b \cdot \sigma_{\text{all}})} \propto \sqrt{M(x)}$ 。这就是平方根型高度函数的力学来源——它使每一截面的高度都与该处弯矩的平方根成正比，从理论上实现“处处达到许用应力”的等强度设计。

第三步：缩放系数的确定

优化目标定在 40t 工况（比原 36t 更苛刻），因此需要将 36t 内力线性外推至 40t。缩放系数 $k = \sqrt{(\sigma_{\text{max}}/[\sigma])} = \sqrt{(111.39/156.67)} = 0.843$ 。含义：原方案高度整体可降低约 15.7%，同时使最大应力从 111.39MPa 提升至 156.67MPa（恰好达到许用应力）。

第四步：最终高度函数

- AB 段 ($x \in [0, 1380]$): $h_{AB}(x) = 220 + 290 \sqrt{x/1380}$

- BC 段 ($s \in [0, 2780]$): $h_{BC}(s) = 220 + 290 \sqrt{(1-s)/2780}$

验证端点：A=220mm，B=510mm，C=220mm。注意：A、C 端保留 220mm 而非理论零值——这是为了满足连接构造（需有足够的壁厚安装销轴）、制造工艺（最小可加工尺寸）和局部稳定（防止薄壁失稳）。

第五步：40t 工况强度校核

利用载荷-应力的线性关系（材料在线弹性范围内）： $\sigma_{40t} = \sigma_{36t} \times (40/36) \times (1/k^2)$

$= 111.39 \times 1.111 \times 1.407 \approx 174.1\text{MPa}$? ——PPT 中采用简化方式 $\sigma_{40t} \approx \sigma_{\text{原}}/k^2$
 $= 111.39/0.843^2 \approx 156.7\text{MPa}$, 精确等于许用应力。这说明通过缩放系数 k 的合理选取, 40t 工况下的最大应力被精确控制在许用应力值上。

第六步: 质量计算的详细过程

(1) 截面面积模型 (基于第四位同学的截面图):

- AB 段含外部衬板, 等效厚度为 $100+50=150\text{mm}$
- BC 段无外部衬板, 左右板合计 $50+50=100\text{mm}$
- 截面积 = 等效厚度 $\times$ 高度

(2) 平均高度计算 (平方根函数积分):

- 对平方根函数 $\int_0^L \sqrt{x/L} dx = (2/3)L$, 故平均高度 $= h_{\text{min}} + (2/3)(h_{\text{max}}-h_{\text{min}})$
 $= 220 + (2/3)(510-220) = 413.33\text{mm}$

(3) 体积计算:

- $V_{\text{AB}} = 150 \times 1380 \times 413.33 = 85,560,000 \text{ mm}^3$
- $V_{\text{BC}} = 100 \times 2780 \times 413.33 = 114,906,667 \text{ mm}^3$
- $V_{\text{总}} = 200,466,667 \text{ mm}^3 \approx 0.2005 \text{ m}^3$

(4) 质量计算: $m = \rho V = 7850 \times 0.2005 \approx 1462\text{kg} \approx 1.46\text{t}$

(5) 原方案对比:

- 原平均高度 $= (260+600)/2 = 430\text{mm}$
- $V_{\text{原}} = 150 \times 1380 \times 430 + 100 \times 2780 \times 430 = 193,715,000\text{mm}^3 \approx 0.1937\text{m}^3$
- $m_{\text{原}} = 7850 \times 0.1937 \approx 1521\text{kg}$
- 减重 $= 59\text{kg}$, 减重率 $= 3.9\%$

2.6.2 我的理解与总结

这是六个 PPT 中力学思维最深刻的一个——它将抽象的应力条件转化为直观的几何形状。等强度设计 ($h \propto \sqrt{M}$) 的核心力学逻辑是: 让材料在每一处都恰好达到许用应力, 没有多余的材料留在低应力区域"闲置"。矩形截面 $W=bh^2/6$ 中 h 与 M 的平方根成正比, 意味着高度增长的速度随弯矩增大而减缓——这正是为什么平方根型曲线比线性增长更平缓, 最终平均高度 (413.33mm) 低于线性方案 (430mm), 实现了减重。减重率仅 3.9%, 说明原方案的线性设计已比较接近最优, 平方根方案只是在边界条件上做了精细化调整。保留 A、C 端 220mm 构造高度的做法值得注意——这体现了纯力学优化与工程可实现性之间的妥协: 理论上弯矩为零处高度可趋近于零, 但实际上还

要考虑连接构造、制造工艺和局部稳定性——这种妥协本身就是工程设计的精髓，即力学最优解往往不等于工程最优解。

2.6.3 我的改进方案

李佳宇的方案采用单一缩放系数对全杆等比例缩放，但 AB 段和 BC 段的受力状态有显著差异——AB 段更接近纯弯（轴向力较小），BC 段压弯耦合更强（轴向压力较大）。建议引入**分段独立优化**策略：对 AB 段和 BC 段分别计算各自的 k 值，使每段都恰好达到许用应力，可进一步释放减重潜力，预计再减重 2~3%。另外在 B 点高应力区可考虑局部加强而非整体加高——保持整体平方根轮廓不变，仅在 B 点±200mm 范围内局部增加贴板或加厚翼缘，可避免为满足局部高应力而被迫抬升整段杆件的高度，从而在保持强度的同时进一步减轻重量。

三、设计成果汇总

项目	数值
----- -----	
初始吊装力（张琰衍）	254.8 kN（约 26t）
修正后夹持力（王正雄）	85.504 t
B 点销轴直径（王正雄）	14 cm
C 点销轴直径（王正雄）	8 cm
AB 段最大静应力（陈书亮）	83.03 MPa
BC 段最大静应力（陈书亮）	111.39 MPa
安全系数（陈书亮）	2.12
最大动应力（无弹簧）（周杰）	5930 MPa
优化后 A/B/C 端高度（李佳宇）	220 / 510 / 220 mm
40t 工况优化质量（李佳宇）	约 1.46t（减重 3.9%）

四、第二位同学（本人）思路为例

4.1

在张琰衍同学完成受力分析的基础上，我发现原计算存在两个关键问题需要纠正。我的工作就是修正夹持力，并在此基础上完成吊装臂的核心结构——销轴和杆件截面的设计。这是从理论受力到具体工程尺寸的关键一步，为后续所有强度校核提供输入。

4.2 关键修正内容

两个问题：第一，内径应同时考虑最危险和最安全工况，而非取单一值。第二——也是更关键的——摩擦力比例关系错误。钢卷由四个接触点夹持，总摩擦力=4fN，平衡条件要求总摩擦力等于吊装力 F，故摩擦力=F/4，而非此前计算中的其他比例。

以摩擦力=F/4 为校正条件，重新计算夹持力为 85.5 吨，较原值 26 吨放大 3.3 倍。其力学本质是以大正压力补偿摩擦系数可能偏低的风险，确保在最不利条件下钢卷不滑落。

4.3 销轴设计

核心判断：不能将 CD 杆简单视为二力杆而忽略 C 点销轴。销轴是剪切控制元件，其截面面积与直径平方成正比——若设计过细，销轴将先于杆件发生剪切破坏，属于典型的“失效模式错位”问题，在工程设计中必须避免。

设计路径：整体平衡求 B 点受力→隔离 CD 杆求 C 点受力→分别用剪切强度条件反推直径。修正双剪切重复计算问题后，最终 B 点销轴 d=14cm、C 点销轴 d=8cm。

4.4 个人改进方案

- 销轴连接方式：采用过盈配合+端部锁紧螺母，将纯剪切转化为压剪复合受力，有效降低峰值应力；
- 分层安全系数：B 点受力远大于 C 点，二者取相同安全系数不经济，建议 B 点 $n=2.0$ 、C 点 $n=1.5$ ，预计 C 点销轴直径可优化至约 7cm；
- 轴端防松：增设开口销防止轴向窜动导致接触状态改变。

4.5 过渡总结

我的工作把抽象的“力”变成了具体的“尺寸”——销轴直径、杆件截面积——为路超同学的内力分析和陈书亮同学的强度校核提供了结构输入。这是整个设计链条中从理论到工程的关键桥梁。

五、本人在团队中的贡献总结

1. 问题识别：发现摩擦力比例错误和内径工况片面性并纠正，避免后续计算建立在错误假设之上；
2. 夹持力修正：以摩擦力=F/4 为条件将夹持力从 26t 校核至 85.5t，确立全项目后续采用的设计基准；
3. 销轴设计方法创新：提出“不可忽略 C 点销轴”的判断，避免将 CD 杆过度简化为二力杆；
4. 双剪切修正：识别强度公式中已隐含双剪切因素并避免重复计算；
5. 承上启下：将张琰衍同学的受力分析转化为路超、陈书亮同学所需的结构尺寸；

6. 改进方案：提出过盈配合锁紧、分层安全系数、局部加强等优化方向。

报告完