

习题讲解+复习

黄毓晖

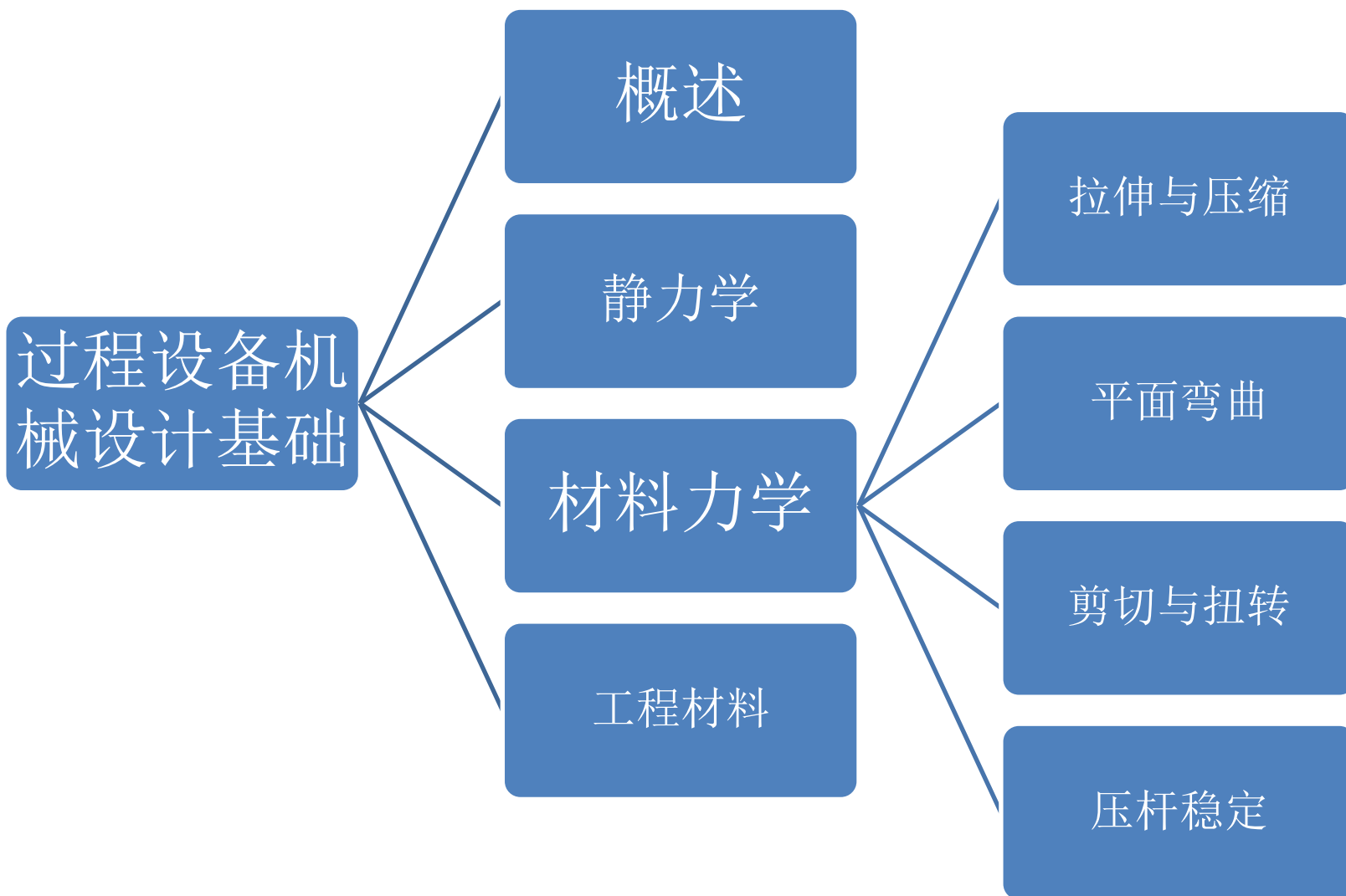
华东理工大学

机械与动力工程学院

过程装备与科学研究所


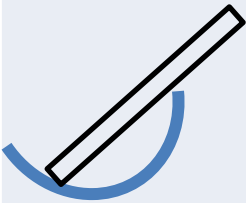
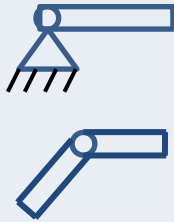
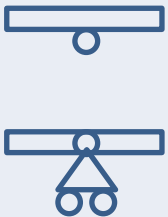

E-mail: yhhuang@ecust.edu.cn

总览

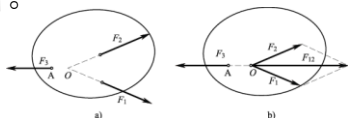


第二章 静力学

- 力的基本概念
- 静力学公理
- 约束的类型及特点

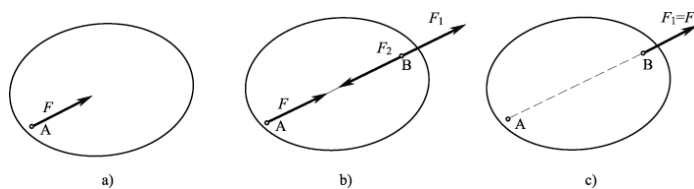
柔性约束	光滑约束	固定铰链	辊轴支座	固定约束
Cable	Smooth support	External/internal pin	Roller support	Fixed support
				
只能承受拉力	只承受压力, 约束反力沿接触点公法线	约束反力可分解为 R_x 、 R_y	约束反力垂直于支撑面	存在3个约束反力 R_x 、 R_y 、 M

- 二力平衡公理：两个力大小相等，方向相反，作用在同一直线上。（作用力与反作用力？）
- 加减平衡力系公理：在一刚体上任意加上或减去一个平衡力系，而不改变原力系对该刚体的效应。
- 平行四边形法则
- 当刚体在三力作用下处于平衡时，若其中两力的作用线相交于一点，则第三力的作用线必通过该点，且三力共面。

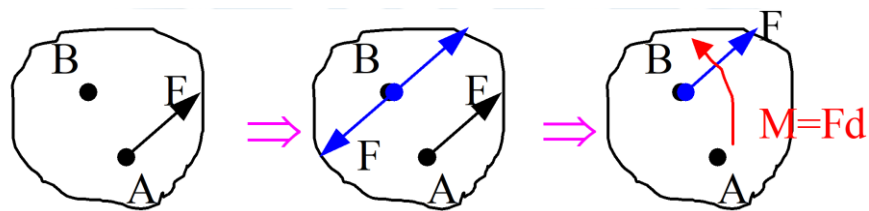


刚体在共面的三力作用下平衡，则三力的作用线必通过同一点。（×）

- 平面力偶的合成及平衡-力偶正负的规定
- 受力分析-明确研究对象

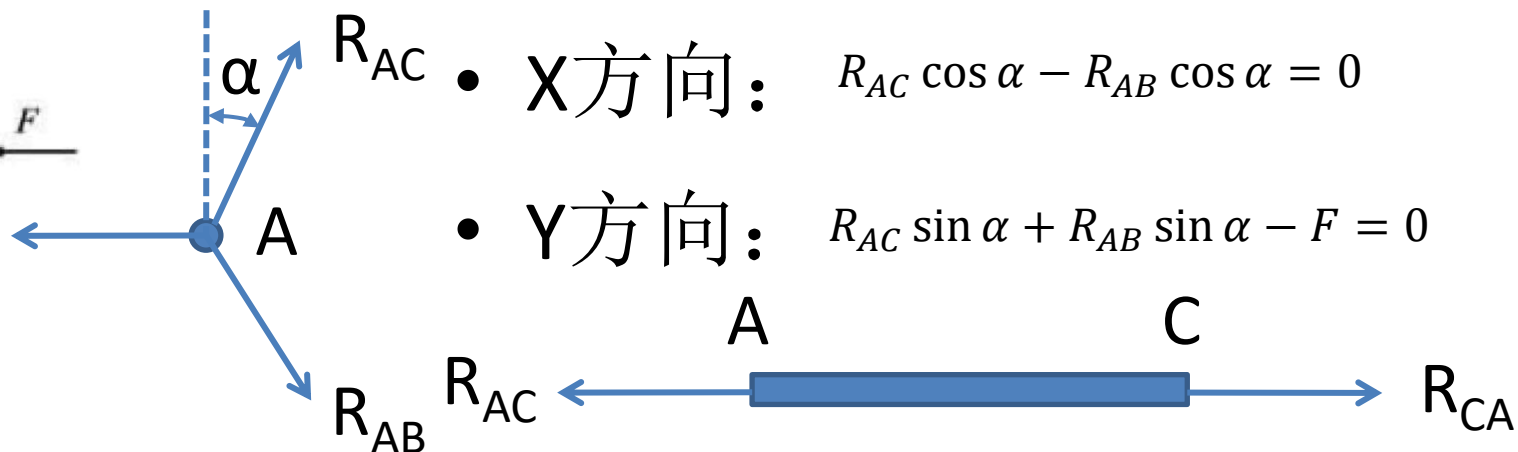
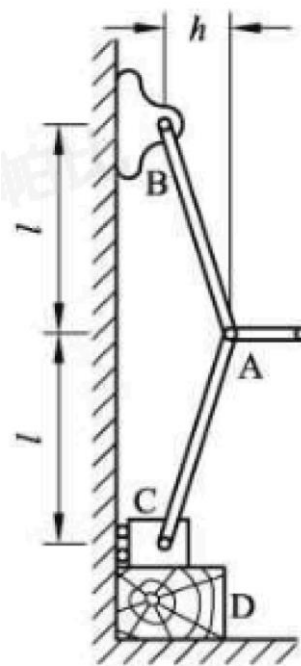


加减平衡力系公理

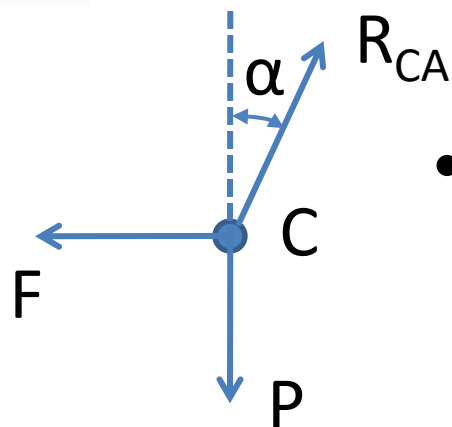


力线的平移定理

2-11 压榨机 ABC 的 B 点为固定铰链, 在 A 点铰链处作用着水平力 F 使 C 块压紧物体 D。如果 C 块与墙壁为光滑面接触, 求物体 D 所受的压力, 压榨机的尺寸如图所示。



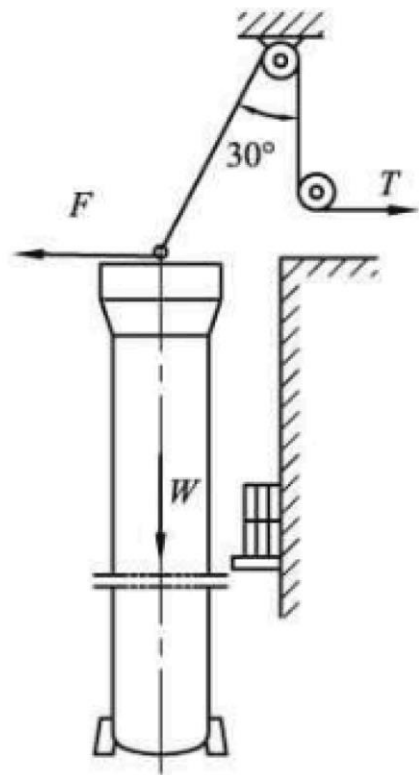
题 2-11



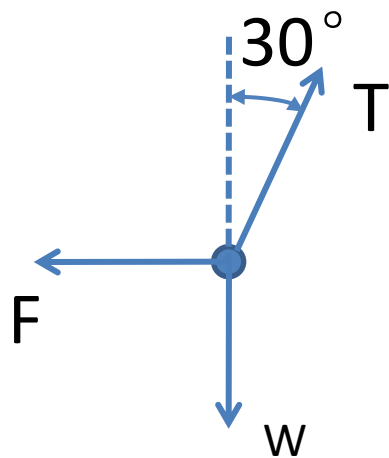
• 物体 D 所受的压力:

$$P = R_{CA} \cos \alpha = \frac{F \cos \alpha}{2 \sin \alpha} = \frac{Fl}{2h}$$

2-12 化肥厂起吊高压反应塔时为了避免碰坏平台栏杆,在反应塔顶端施加水平力 F ,使反应塔与栏杆保持一定距离。已知反应塔重 $W=30\text{ kN}$,反应塔的吊索与铅垂线的夹角为 30° ,试求水平拉力 F 和吊索拉力 T 。



题 2-12



- X方向: $T \sin 30^\circ - F = 0$

- Y方向: $T \cos 30^\circ - W = 0$

$$T = 20\sqrt{3} = 34.6\text{ kN}$$

$$F = 10\sqrt{3} = 17.3\text{ kN}$$

第三章 拉伸与压缩

● 材料在力学角度需满足的基本要求

强度要求

- 构件抵抗破坏的能力。

刚度要求

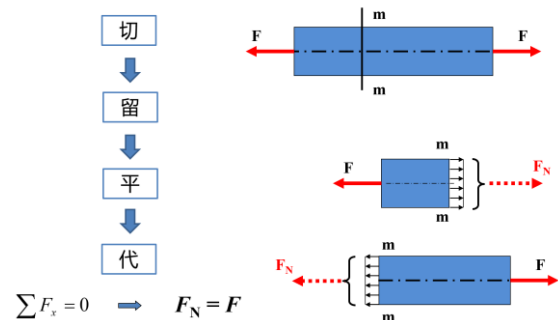
- 构件抵抗变形的能力。

稳定性要求

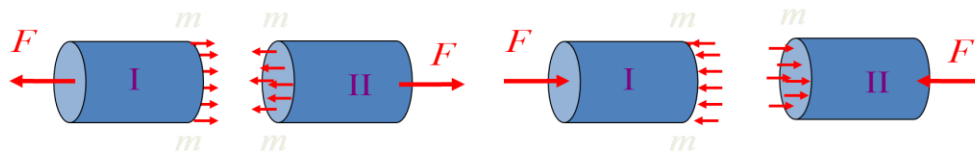
- 构件保持其原有平衡状态的能力。

关于轴力图的求解

- 内力总是成对出现的！



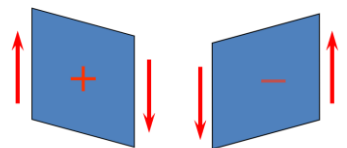
- 拉伸与压缩：



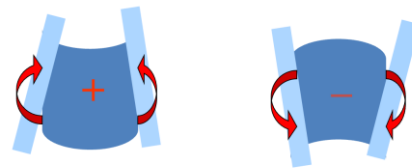
拉伸为正 (+)

压缩为负 (-)

- 平面弯曲：



左上右下为正；反之为负



左顺右逆为正；反之为负

- 扭转：



右手螺旋法则

右手拇指指向外法线方向为 正(+), 反之为 负(-)

- A、 1/4
- B、 1/2
- C、 2
- D、 4

正确答案: D 正确: 1人 错误: 2人 正确率: 33.3%

● 拉伸与压缩

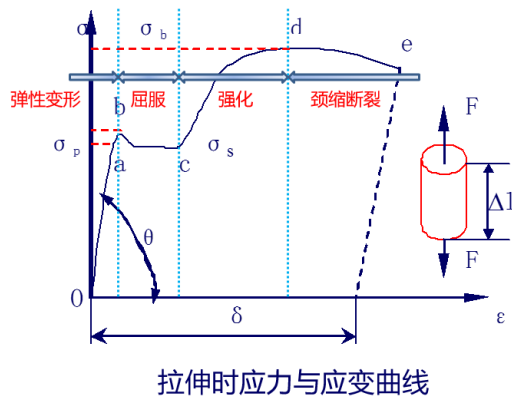
应力 $\sigma = \frac{N}{A}$

应变 $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{l_1 - l}{l}$

广义虎克定律 $\sigma = E\varepsilon$

强度

拉伸曲线的示意图和各阶段命名、特点



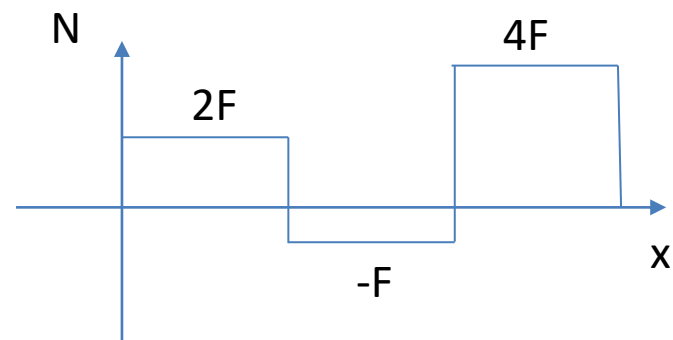
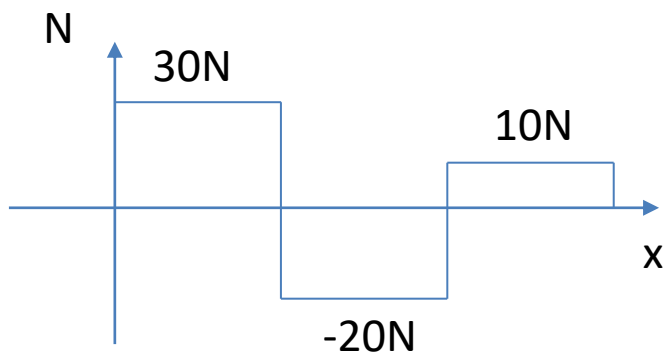
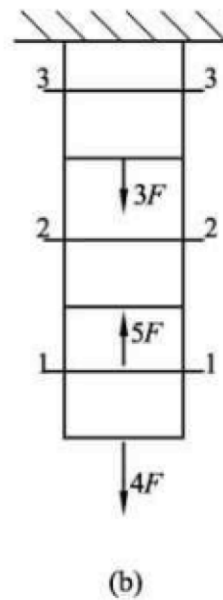
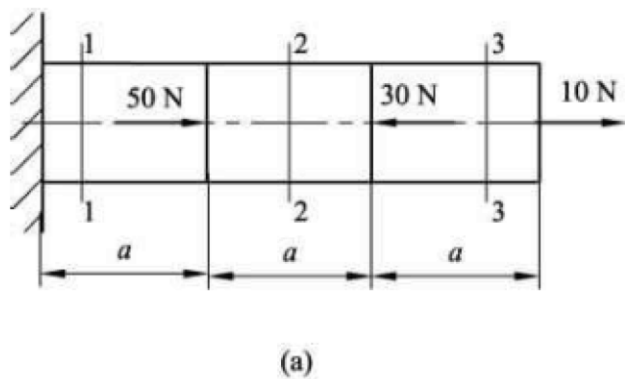
1) 强度校核: $\sigma_{\max} < [\sigma]$

2) 截面设计: $A > N/[\sigma]$

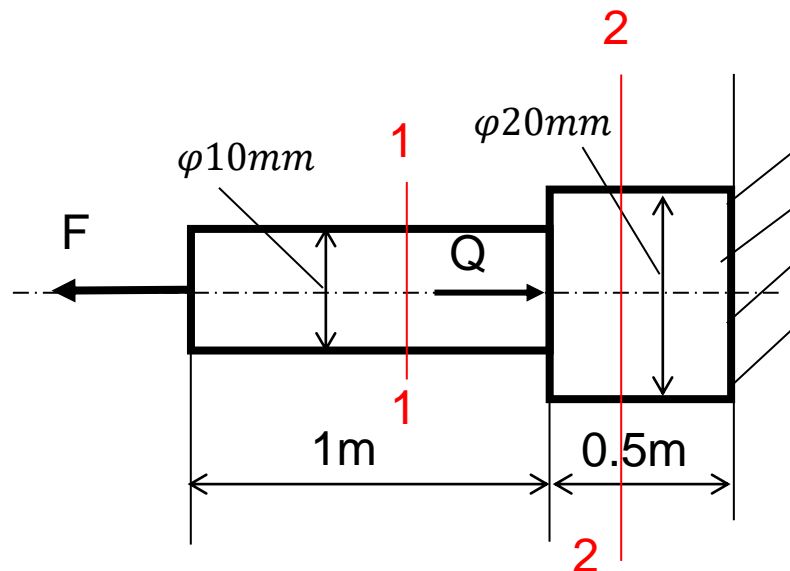
3) 确定许可工作载荷: $N < [\sigma] \cdot A$

3-1

3-1 试求图示各杆 1-1, 2-2, 3-3 截面上的轴力, 并作轴力图。



3-2 试求图示钢杆各段内横截面上的应力,及杆的总伸长。钢的弹性模量 $E=2 \times 10^5 \text{ MPa}$, $F=12 \text{ kN}$, $Q=3 \text{ kN}$ 。



第一步: 求内力

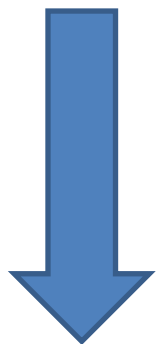
$$N_1 = 12 \text{ kN}$$

$$N_2 = 9 \text{ kN}$$

3-2

第二步：求应力

$$\left\{ \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{N_1}{A_1} = \frac{12 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 10^2} = 152.86 \text{MPa} \\ \sigma_2 &= \frac{N_2}{A_2} = \frac{9 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 20^2} = 28.66 \text{MPa} \end{aligned} \right.$$



虎克定律

第三步：求变形

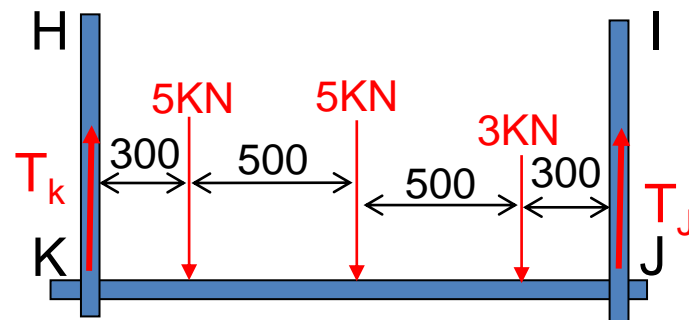
$$\left\{ \begin{aligned} \Delta L_1 &= \frac{\sigma_1}{E} = \frac{152.86}{2 \times 10^5} = 0.764 \text{mm} \\ \Delta L_2 &= \frac{\sigma_2}{E} = \frac{28.66}{2 \times 10^5} = 0.072 \text{mm} \\ \Delta L &= \Delta L_1 + \Delta L_2 = 0.764 + 0.072 \\ &= 0.836 \text{mm} \end{aligned} \right.$$

3-4 有一管道吊杆如图所示,吊有 A、B、C 三根管道。已知 A、B 管道重 $G_A = G_B = 5 \text{ kN}$, C 管道重 $G_C = 3 \text{ kN}$, 吊架横梁 KJ 是由吊杆 HK、IJ 支承, 吊杆材料为 A3 圆钢, 许用应力 $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ 。吊杆和横梁自重不计, 试设计吊杆 HK、IJ 的截面尺寸。

第一步: 求所受载荷

$$\sum M_J = 0 \quad \text{得} \quad T_K = 7125 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad \text{得} \quad T_J = 5875 \text{ N}$$



第二步: 算最小面积

$$A_{HK} \geq \frac{T_K}{[\sigma]} = \frac{7125}{100} = 71.25 \text{ mm}^2 \Rightarrow d_{HK} \geq 9.5 \text{ mm}$$

$$A_{IJ} \geq \frac{T_J}{[\sigma]} = \frac{5875}{100} = 58.75 \text{ mm}^2 \Rightarrow d_{IJ} \geq 8.7 \text{ mm}$$

$$\text{取 } d_{HK} = d_{IJ} = 10 \text{ mm}$$

第四章 平面弯曲

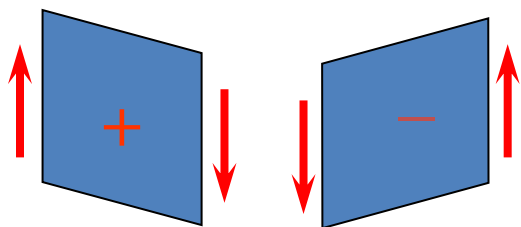
● 平面弯曲

剪力图和弯矩图（剪力与弯矩方程）

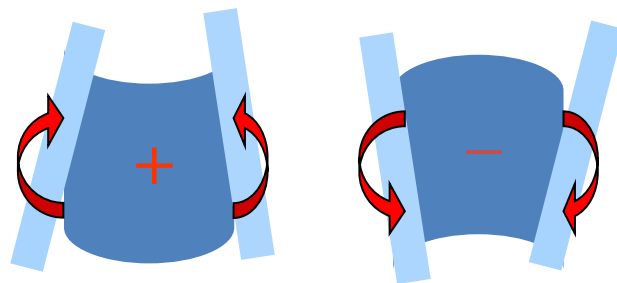
弯曲正应力

平面弯曲时梁的变形

剪力和弯矩的符号规定




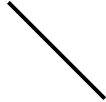





左上右下**为正**；反之**为负**

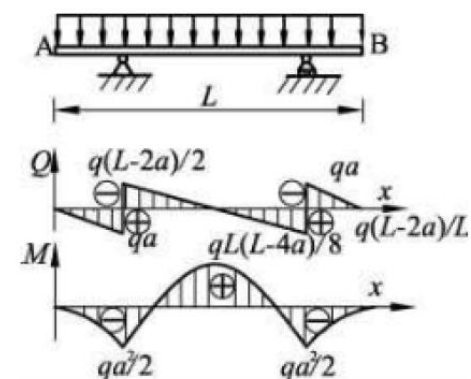
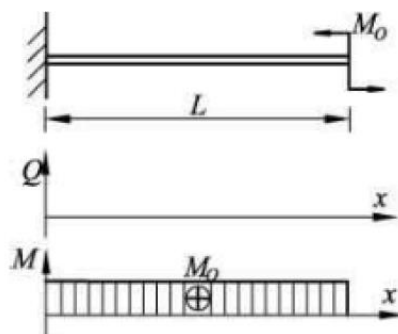
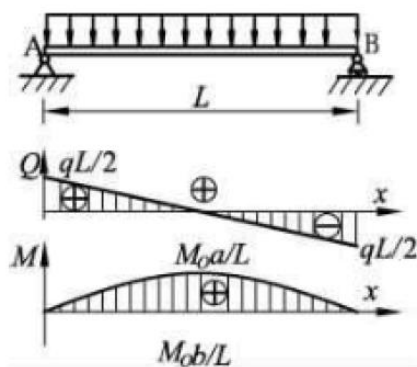
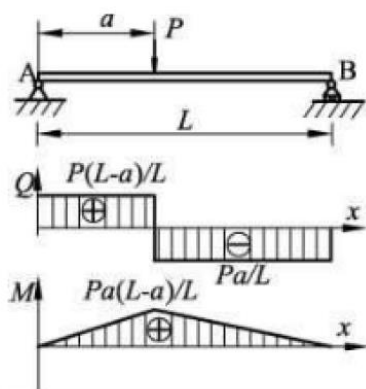
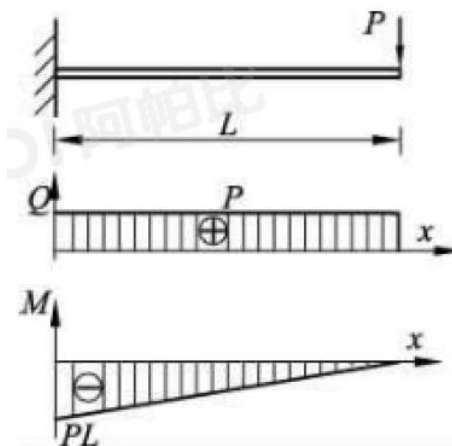
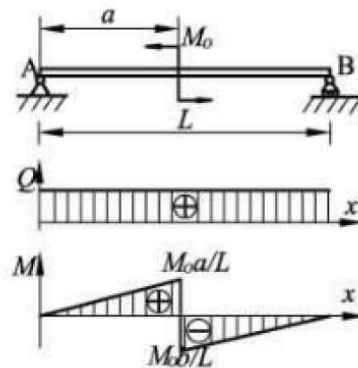
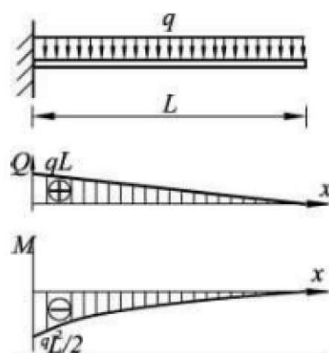
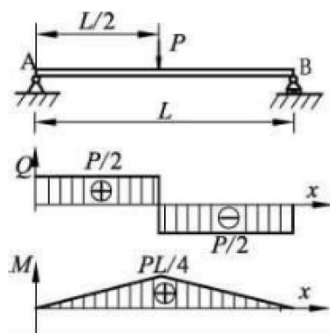


左顺右逆**为正**；反之**为负**

Q-M图的规律

1. 梁上某段无分布力，Q为水平线，M为斜直线
2. 有向下的分布力，Q图递减(↘)，M为上凸(∩)
 有向上的分布力，Q图递增(↗)，M为下凹(∪)
 如分布力均匀，Q为斜直线，M为二次抛物线
3. 在集中力作用处，Q图有突变，M图有折角
 在集中力偶处，弯矩图有突变
4. 某截面 $Q = 0$ ，则弯矩为极值。

	q=0		q<0	q>0
Q(x)				
	+	--		
M(x)				

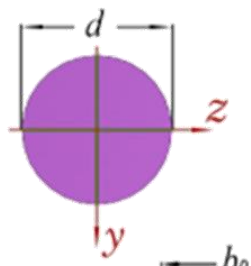


平面弯曲时梁的正应力

截面的抗弯截面模量

$$\sigma = \frac{M}{I_z} y$$

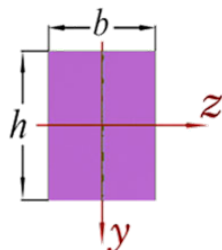
$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}$$



圆截面

$$I_z = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32}$$



矩形截面

$$I_z = \frac{bh^3}{12}$$

$$W_z = \frac{bh^2}{6}$$

10 某细长梁横截面为矩形,若将该梁截面的高度减小一半,其它条件不变,则梁上最大

- A、 2倍
- B、 4倍
- C、 6倍
- D、 8倍

- 梁弯曲时正应力强度条件

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma]$$

根据这一确定条件可进行三项工作：

- 1 设计截面
- 2 强度校核
- 3 计算许可载荷

- 关于T型梁-注意**铸铁**这种材料，**抗拉强度和抗压强度不一样**，抗拉强度远小于抗压强度，所以有应采用不对称于中性轴的截面，并使**中性轴离受拉一侧较近**。

$$\frac{\sigma_{\text{压max}}}{\sigma_{\text{拉max}}} = \frac{\frac{My_1}{I_z}}{\frac{My_2}{I_z}} = \frac{[\sigma_{\text{压}}]}{[\sigma_{\text{拉}}]}$$

即

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{[\sigma_{\text{压}}]}{[\sigma_{\text{拉}}]}$$

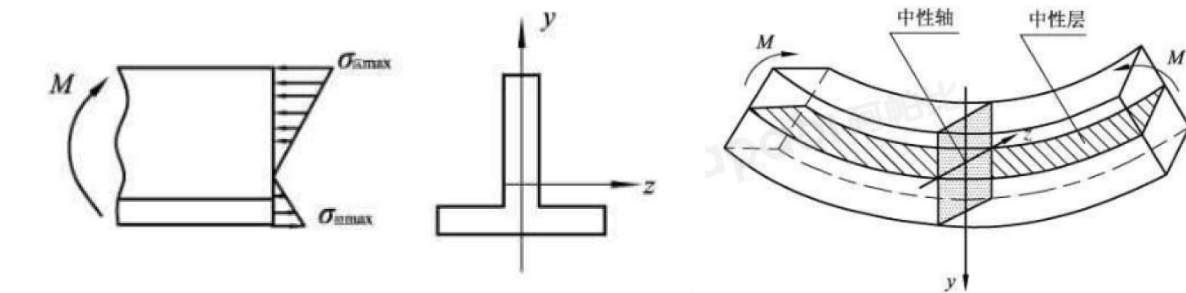
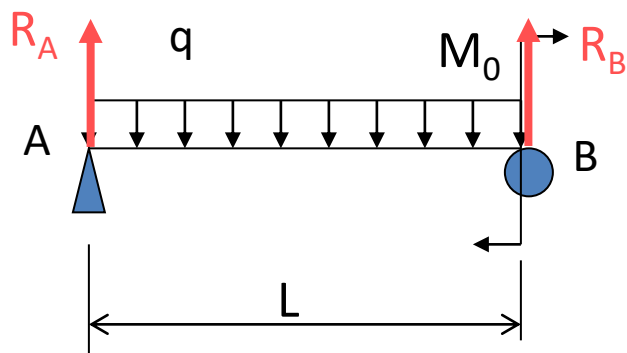


图 4 - 21

4-1 (b)

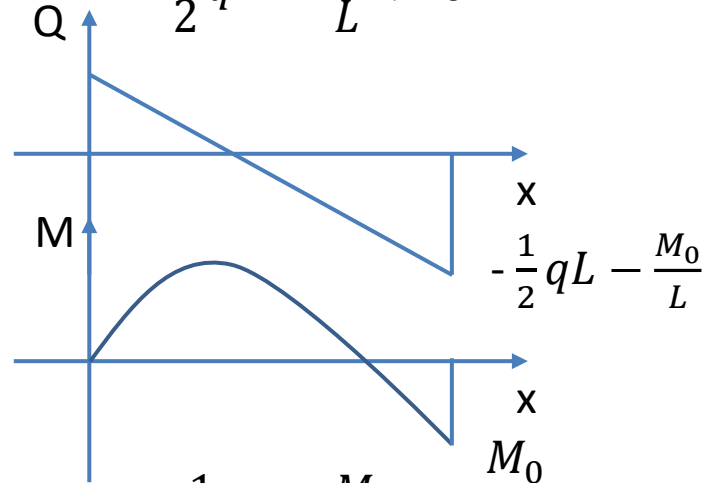


1. 求平衡

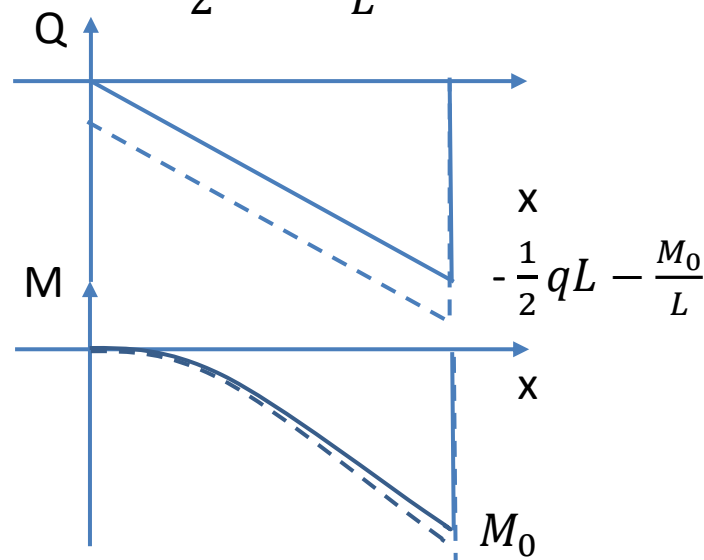
$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_y = 0 \Rightarrow R_A + R_B - ql = 0 \\ \sum M = 0 \Rightarrow -\frac{1}{2}ql + R_B \cdot L - M_0 = 0 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} R_A = \frac{1}{2}qL - \frac{M_0}{L} \\ R_B = \frac{1}{2}qL + \frac{M_0}{L} \end{array} \right.$$

1) 当 $\frac{1}{2}qL - \frac{M_0}{L} > 0$

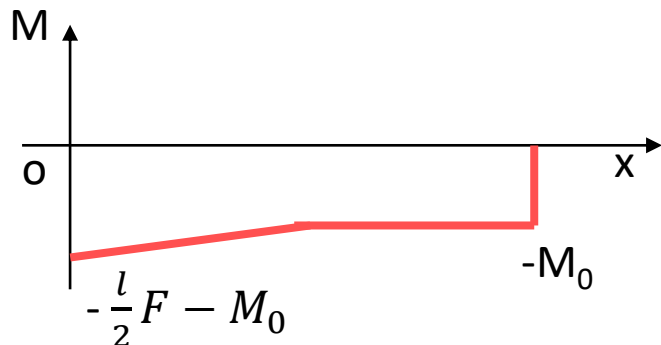
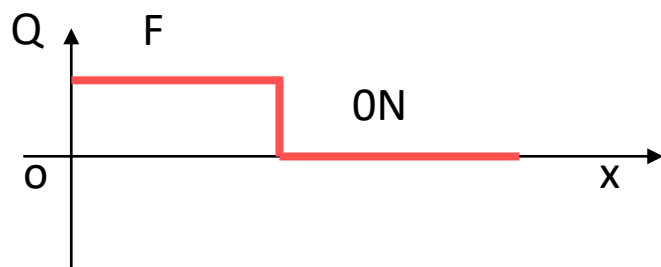
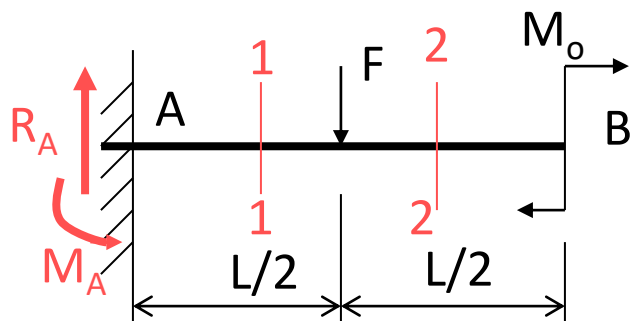


2) 当 $\frac{1}{2}qL - \frac{M_0}{L} \leq 0$



Q:
斜
M:
为

4-1 (c)



$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \Rightarrow R_A - F = 0 \\ \sum M = 0 \Rightarrow M_A - \frac{l}{2}F - M_0 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_A = F \\ M_A = \frac{l}{2}F + M_0 \end{cases}$$

向下集中力：Q 水平线，M斜线。

$$1-1: \quad Q = R_A = F$$

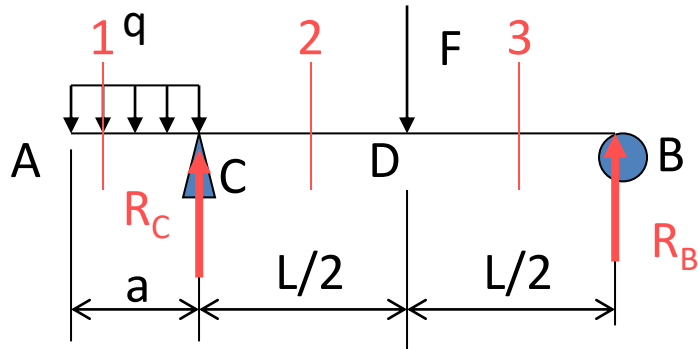
$$2-2: \quad Q = R_A - F = 0N$$

Q大于零，M斜向上。Q等于零，M直线

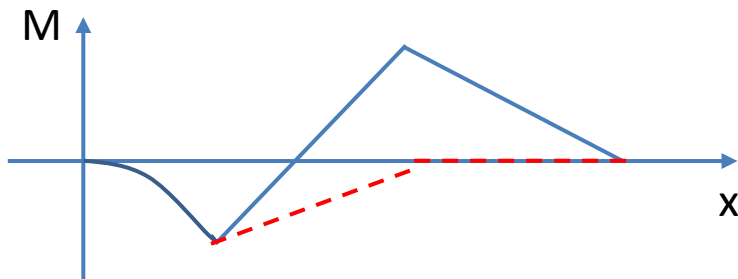
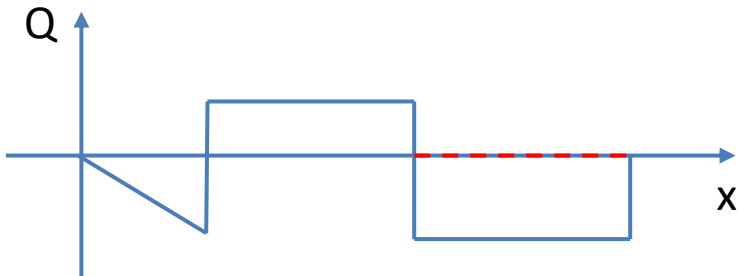
$$A点: \quad M = -M_A = -\frac{l}{2}F - M_0$$

$$L/2处: \quad M = -M_A + F \cdot \frac{l}{2} = -M_0$$

4-1 (f)



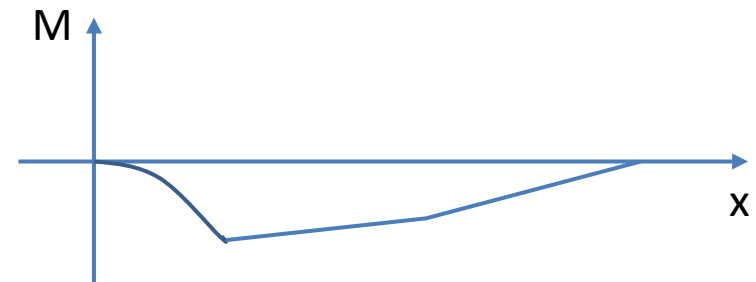
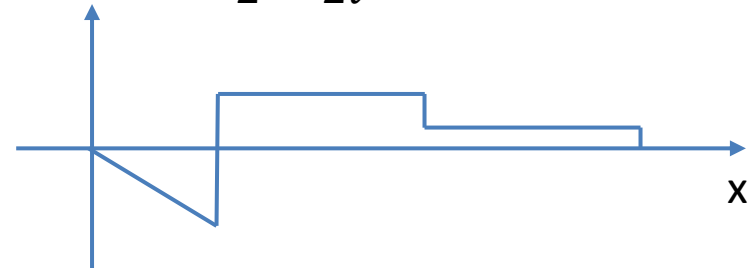
$$\frac{F}{2} - \frac{1}{2l}qa^2 > 0$$



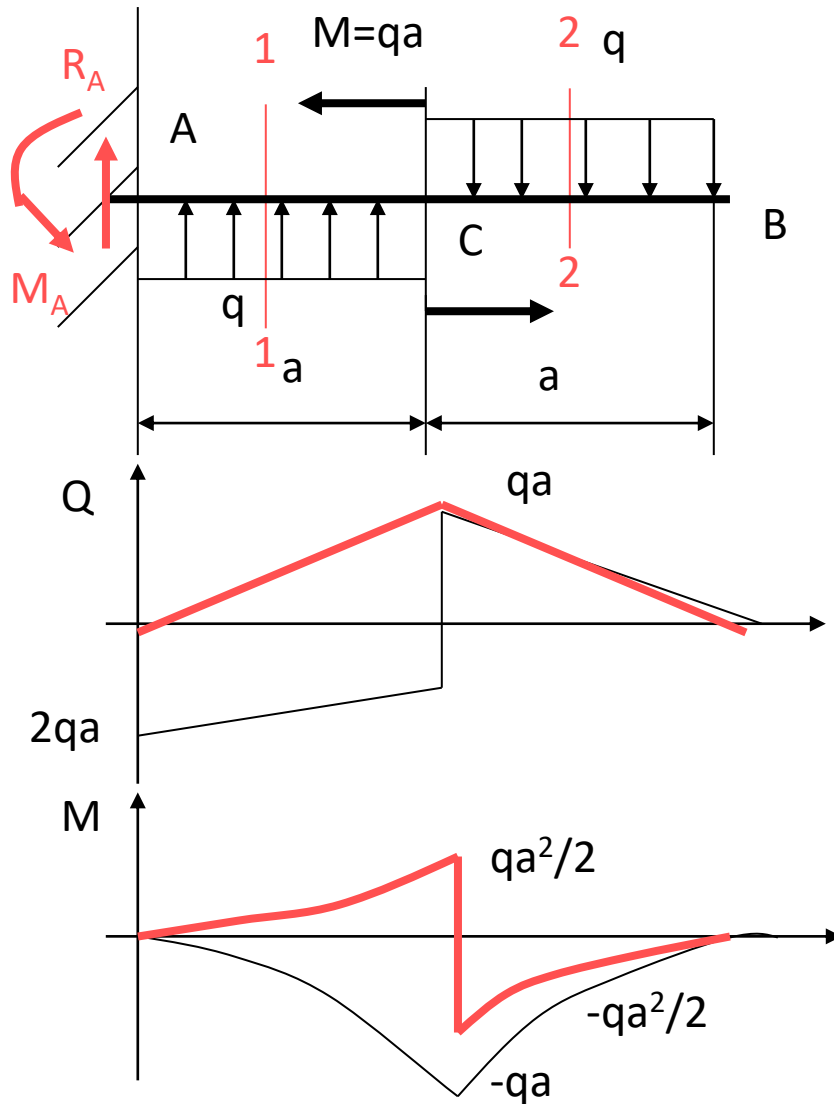
$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \Rightarrow R_C + R_B - qa - F = 0 \\ \sum M = 0 \Rightarrow \frac{1}{2}qa^2 - F \cdot \frac{L}{2} + R_B \cdot l = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} R_B = \frac{F}{2} - \frac{1}{2l}qa^2 \\ R_C = qa + \frac{F}{2} + \frac{qa^2}{2l} \end{cases}$$

2) 当 $\frac{F}{2} - \frac{1}{2l}qa^2 < 0$



4-2(a)

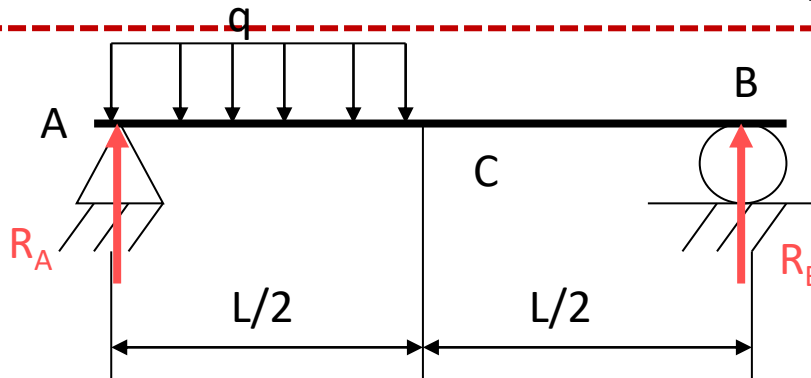


解: $R_A=0$
 $M_A=0$

$$\begin{cases} Q_1=qx \\ M_1=qx^2/2 \end{cases}$$

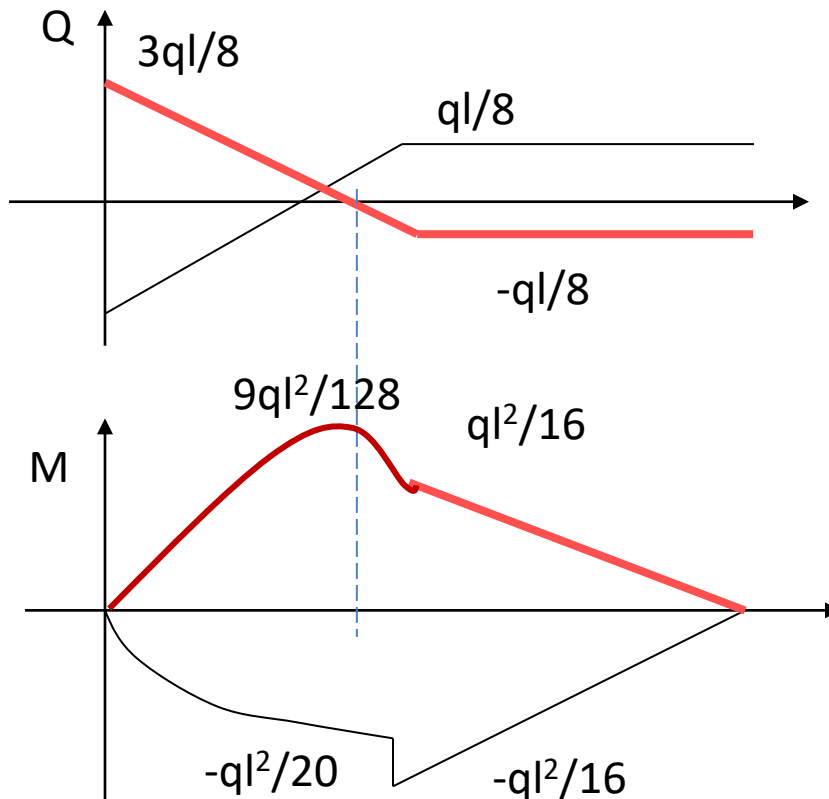
$$\begin{cases} Q_2'=-qx \\ M_2'=-qx^2/2 \end{cases}$$

4-2 (b)



$$R_A = 3ql/8$$

$$R_B = ql/8$$



$$x = 0 \text{ 时, } Q = \frac{3}{8}ql, M = 0$$

$$x = \frac{3}{8}L \text{ 时, } Q = 0, M = \frac{9}{128}ql^2 \text{ (max)}$$

$$x = \frac{1}{2}L \text{ 时, } Q = -\frac{1}{8}ql, M = \frac{1}{16}ql^2$$

$$x = L \text{ 时, } Q = -\frac{1}{8}ql, M = 0$$

4-7 矩形截面简支梁 CD 的尺寸和所受的载荷如图所示。求：

(1) 危险截面的最大正应力 σ_{\max} ；

(2) 在 A、B 两点的正应力 σ_A 、 σ_B 。

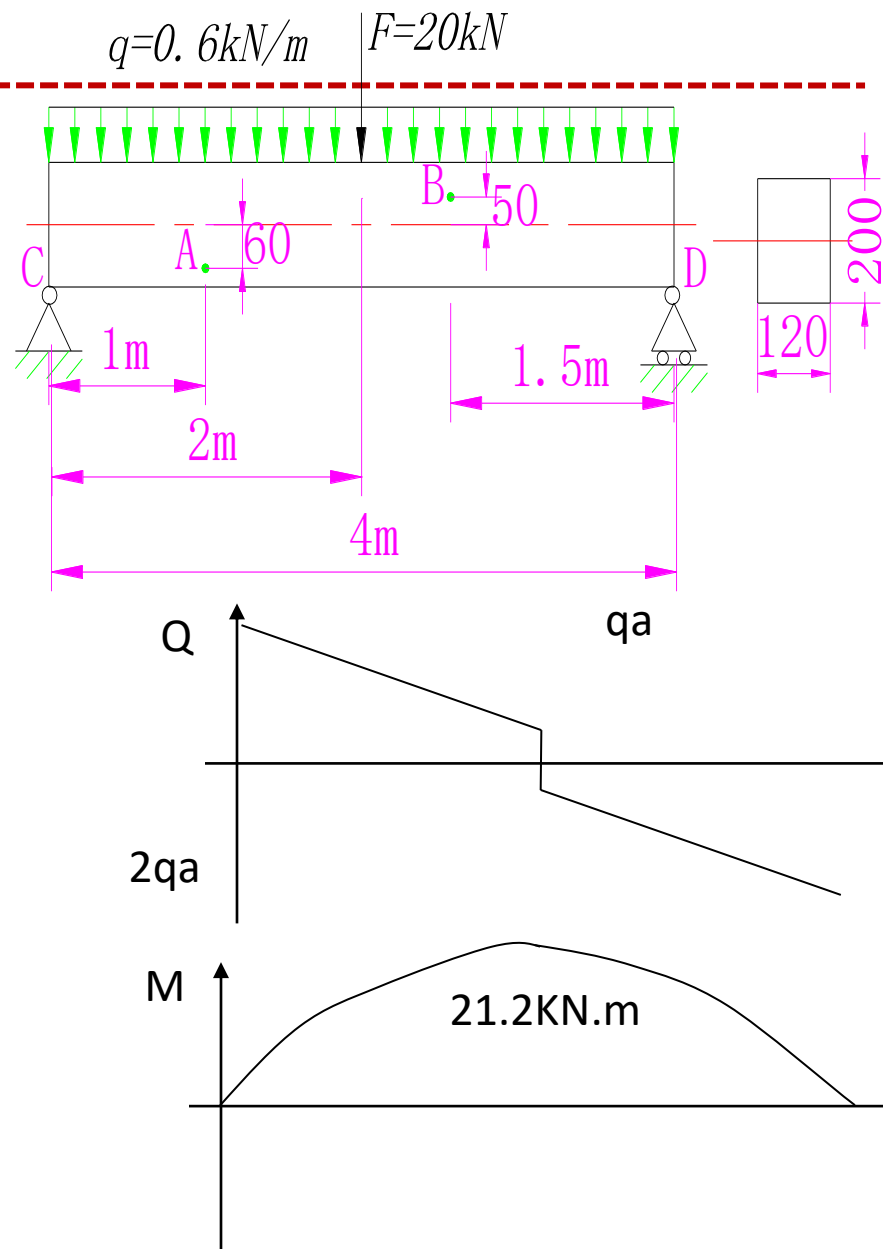
(1) 危险截面的最大正应力：

$$R_A = R_B = \frac{20 + 0.6 \times 4}{2} = 11.2 \text{ KN}$$

$$M_{\max} = 11.2 \times 2 - 0.6 \times 2 = 21.2 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$W_z = \frac{120 \times 200^2}{6} = 800 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

$$\therefore \sigma = \frac{M_{\max}}{W_z} = \frac{21.2 \times 10^3}{800 \times 10^3} \text{ max}$$



4-7

(2) 两点正应力

$$M_A = 11.2 \times 1 - 0.6 \times \frac{1^2}{2} = 10.9 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$\therefore \sigma_A = \frac{M_A y_A}{I_z} = \frac{10.9 \times 10^6 \times 60}{\frac{120 \times 200^3}{12}} = 8.175 \text{ MPa}$$

$$M_B = 11.2 \times 1.5 - 0.3 \times 1.5^2 = 16.125 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$\therefore \sigma_B = \frac{M_B y_B}{I_z} = \frac{16.125 \times 10^6 \times 50}{\frac{120 \times 200^3}{12}} = -10.08 \text{ MPa}$$

4-8 单梁式吊车的结构和尺寸如图所示,跨度 $l=8\text{ m}$,最大起吊重量 $G=28\text{ kN}$ (包括电动葫芦重)。此吊车梁拟选用工字钢,此钢材的许用应力 $[\sigma]=125\text{ MPa}$,试按照强度条件确定工字钢的截面型号(需考虑工字钢自重 q)。

提示:本题虽然要同时考虑集中力 G 、均布载荷 q ,但由于均布载荷的数值较小,故在初步确定工字钢型号时,可以只考虑集中力引起的弯曲强度,当工字梁选定后,再考虑自重进行校核。

解: 初定型号可忽略自重,最后再校核

$$M_G = \frac{Gl}{4} = \frac{28 \times 8}{4} = 56\text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$W_z = \frac{M_G}{[\sigma]} = \frac{56 \times 10^6}{125} = 448\text{ cm}^3$$

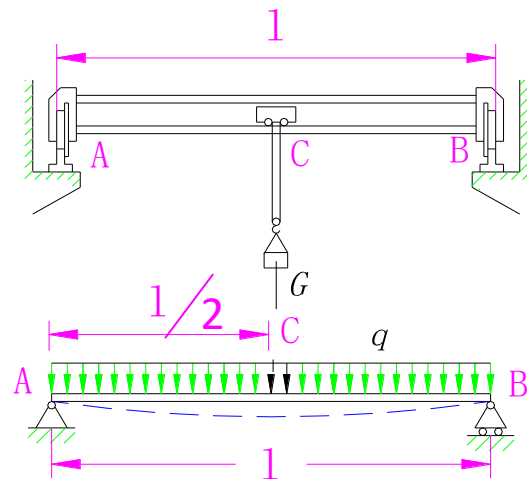
查表选28a工字钢: $W_z=508\text{ cm}^3$ 、 $q=43.492\text{ Kg/m}$

$$\therefore M_{\max} = M_G + M_q = 56 \times 10^3 + \frac{1}{8} 43.492 \times 9.8 \times 8^2 = 59410\text{ N} \cdot \text{m}$$

校核:

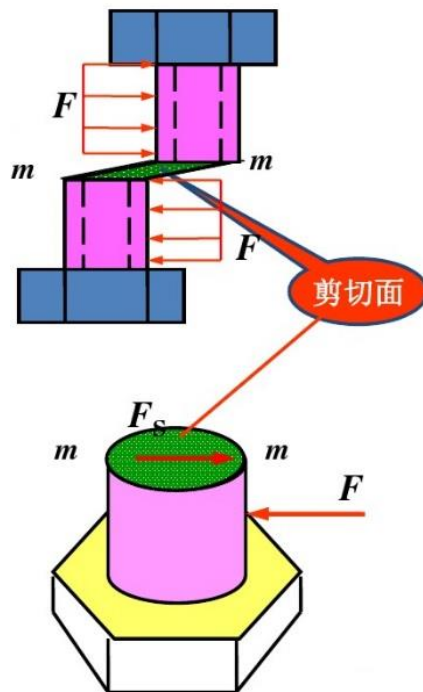
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{[W_z]} = \frac{59410 \times 10^3}{508 \times 10^3} = 116.95\text{ MPa} < [\sigma] = 125\text{ MPa}$$

\therefore 强度满足。



题4-8

第五章 剪切与扭转



破坏形式:

- 剪切破坏: 沿剪切面的破坏, m-m面。
- 挤压破坏: 与钢板在相互接触面上因挤压而产生变形。

● 剪切与扭转

◆ 剪应力的计算及强度条件: $\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau]$

◆ 挤压应力计算及强度条件: $\sigma_{jy} \leq [\sigma_{jy}]$

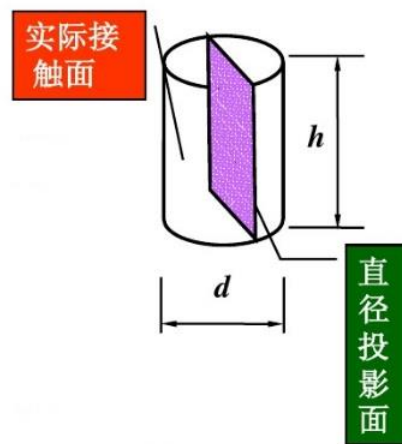
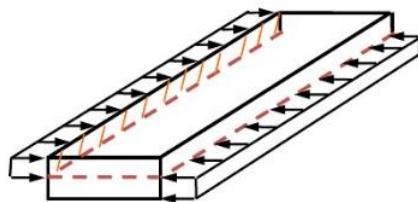
挤压面积的计算

◆ 挤压面的面积计算

(1) 当接触面为圆柱面时，挤压面积 A_{jy} 为实际接触面在直径平面上的投影面积。

$$A_{jy} = dh$$

(2) 当接触面为平面时， A_{jy} 为实际接触面积。



● 剪切与扭转

◆ 剪应力的计算及强度条件: $\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau]$

◆ 挤压应力计算及强度条件: $\sigma_{jy} \leq [\sigma_{jy}]$

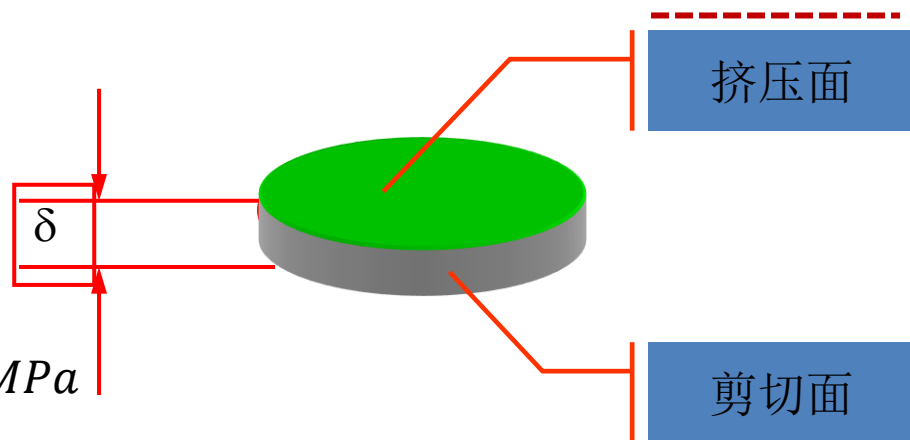
5-2 冲床的最大冲压力为 $F=400\text{ kN}$, 需要在厚 4 mm 的钢板上冲出 $d=70\text{ mm}$ 的圆孔, 钢板的剪切强度极限 $\tau_b=360\text{ MPa}$, 被冲剪钢板的挤压许用应力 $[\sigma_{jy}]=180\text{ MPa}$ 。

(1) 试问冲床的冲压力是否够用?

(2) 钢板冲压同时, 是否会被挤压坏?

(1)

$$\tau = \frac{F}{A_{jq}} = \frac{400 \times 10^3}{\pi \times 70 \times 4} = 454.96\text{ MPa}$$
$$> \tau_b = 360\text{ MPa}$$



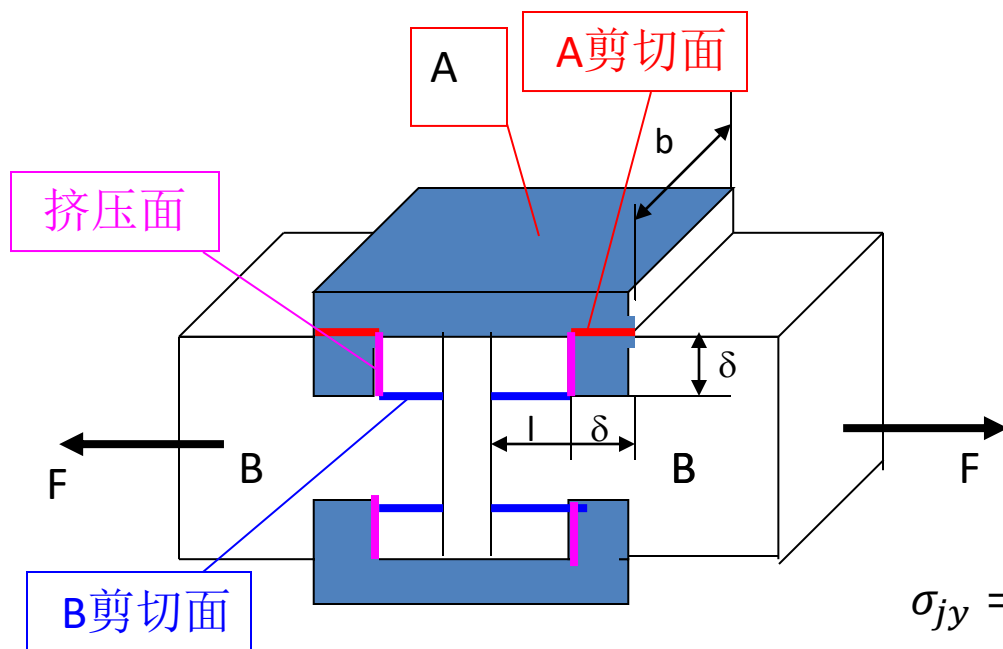
所以该冲床压力够用。

(2)

$$\sigma_{jy} = \frac{F}{A_{jy}} = \frac{400 \times 10^3}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}} = 104\text{ MPa} < [\sigma_{jy}]$$

所以, 钢板冲压同时, 不会被挤压坏。

5-5 试指出图中各构件的剪切面、挤压面, 写出受剪面积、挤压面积的数值, 计算剪应力、挤压应力的大小。 $b=80\text{ mm}$, $\delta=12\text{ mm}$, $L=20\text{ mm}$, $F=10\text{ kN}$ 。



$$A_{jy} = \delta b = 12 \times 80 = 960 \text{ mm}^2$$

$$A_A = \delta b = 12 \times 80 = 960 \text{ mm}^2$$

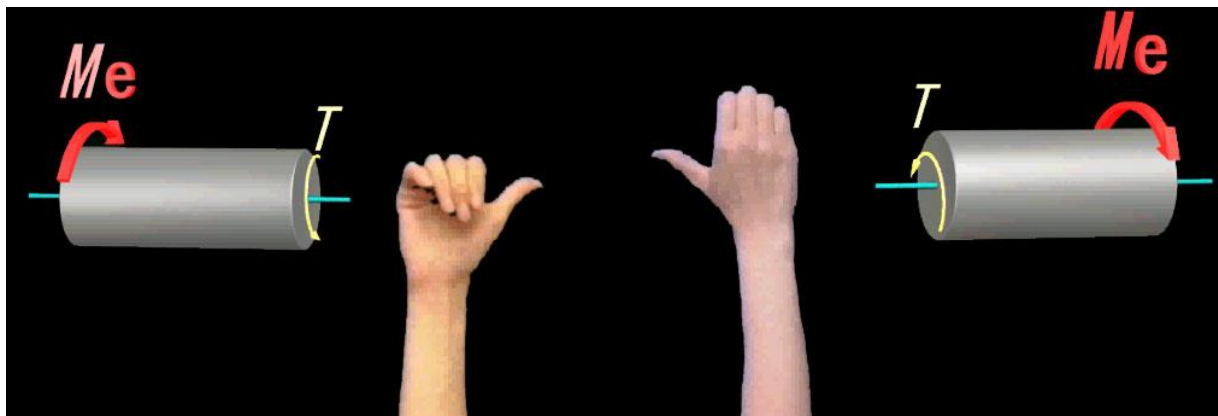
$$A_B = lb = 20 \times 80 = 1600 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{jy} = \frac{F}{2A_{jy}} = \frac{F}{2\delta b} = \frac{10 \times 1000}{2 \times 960} = 5.2 \text{ MPa}$$

$$\tau_A = \frac{Q}{A_A} = \frac{F}{2\delta b} = \frac{10 \times 1000}{2 \times 960} = 5.2 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = \frac{Q}{A_B} = \frac{F}{2lb} = \frac{10 \times 1000}{2 \times 1600} = 3.125 \text{ MPa}$$

扭转时的内力——扭矩 T



右手螺旋法则

右手拇指指向外法线方向为 正(+), 反之为 负(-)

圆轴的扭转

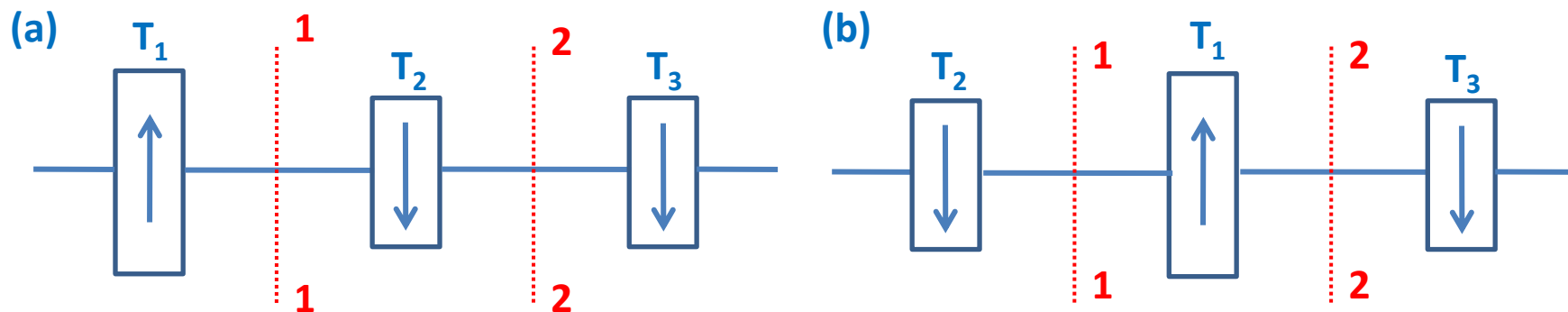
剪应力 $\tau_{\rho} = \frac{T_n \rho}{I_{\rho}}$

转轴的扭矩: $m = 9.55 \times \frac{P}{n}$

• 强度条件: $\tau_{\max} = \frac{T_n}{W_{\rho}} \leq [\tau]$

对于圆轴: $W_{\rho} = \frac{\pi D^3}{16} \Rightarrow D \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_n}{\pi [\tau]}}$

5-8 试分析和比较图中两种齿轮的布局已知： $T_1 = T_2 + T_3$ ，哪一种布局对提高传动轴强度有利？



• (a)图：

$$1-1: T_{1-1} = |T_1| = |T_2| + |T_3| \quad (+)$$

$$2-2: T_{2-2} = T_3 \quad (+)$$

• (b)图：

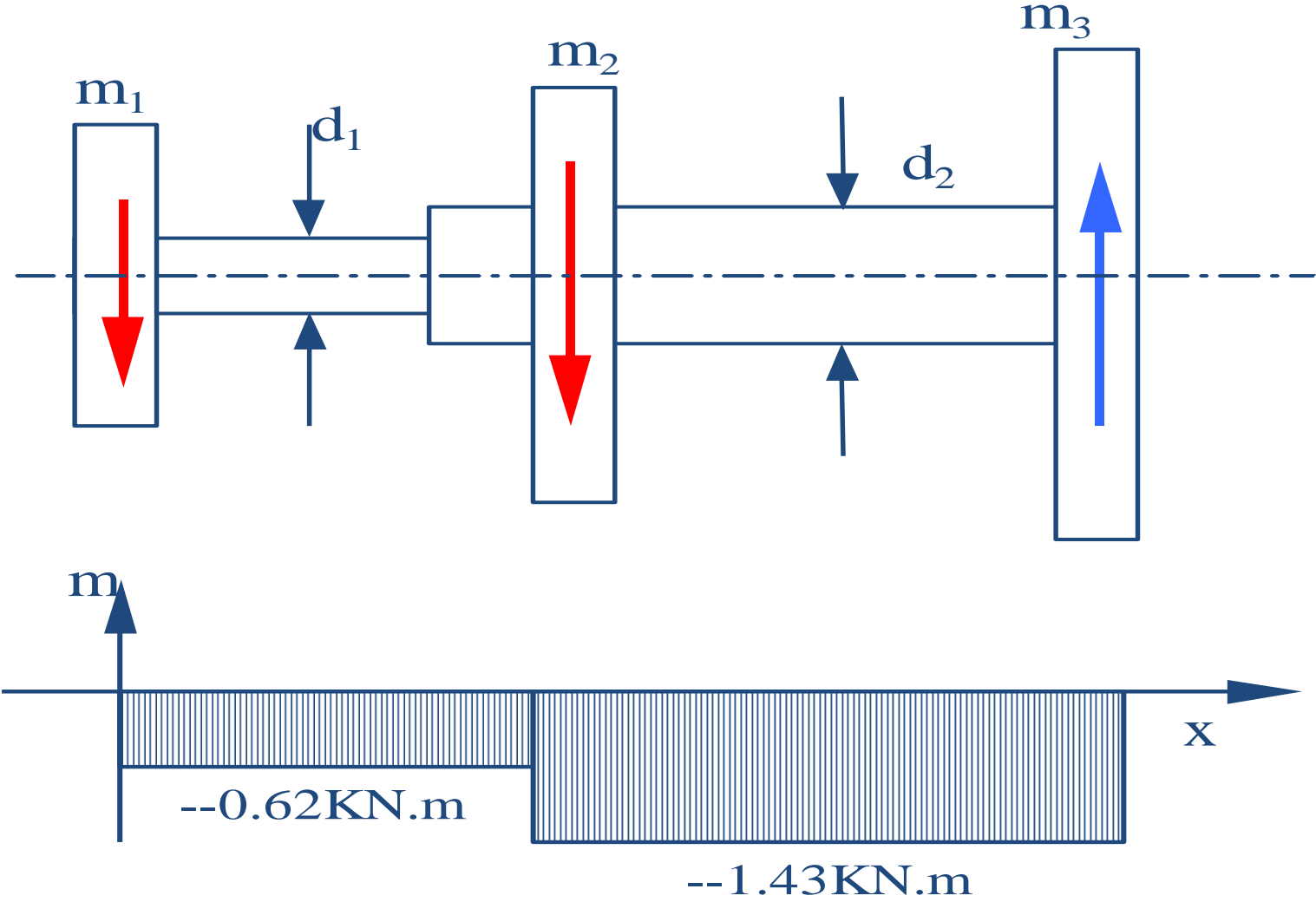
$$1-1: T_{1-1} = |T_2| = |T_1| - |T_3| \quad (+)$$

$$2-2: T_{2-2} = T_3 \quad (+)$$



B布局有利

5-12 阶梯形圆轴如图所示, $d_1=40\text{ mm}$, $d_2=70\text{ mm}$ 。已知由轮 3 输入的功率 $P_3=30\text{ kW}$, 轮 1 输出的功率 $P_1=13\text{ kW}$, 轴作匀速转动, 转速 $n=200\text{ r/min}$, 材料的许用剪应力 $[\tau]=60\text{ MPa}$, $G=8\times 10^4\text{ MPa}$, 许用单位扭转角 $[\theta_0]=2^\circ/\text{m}$ 。试校核轴的强度和刚度。



5-12

剪应力：

$$\tau_1 = \frac{m_1}{W_{\rho 1}} = \frac{620}{0.2 \times 0.04^3} = 49.3 MPa$$
$$\tau_2 = \frac{m_2}{W_{\rho 2}} = \frac{1430}{0.2 \times 0.07^3} = 21.2 MPa$$

经校核：该轴所有截面的剪应力均小于许用剪应力，因此该轴的强度满足使用要求。

第六章 压杆稳定

压杆稳定

临界压力的确定

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} \quad \text{--- 欧拉公式}$$

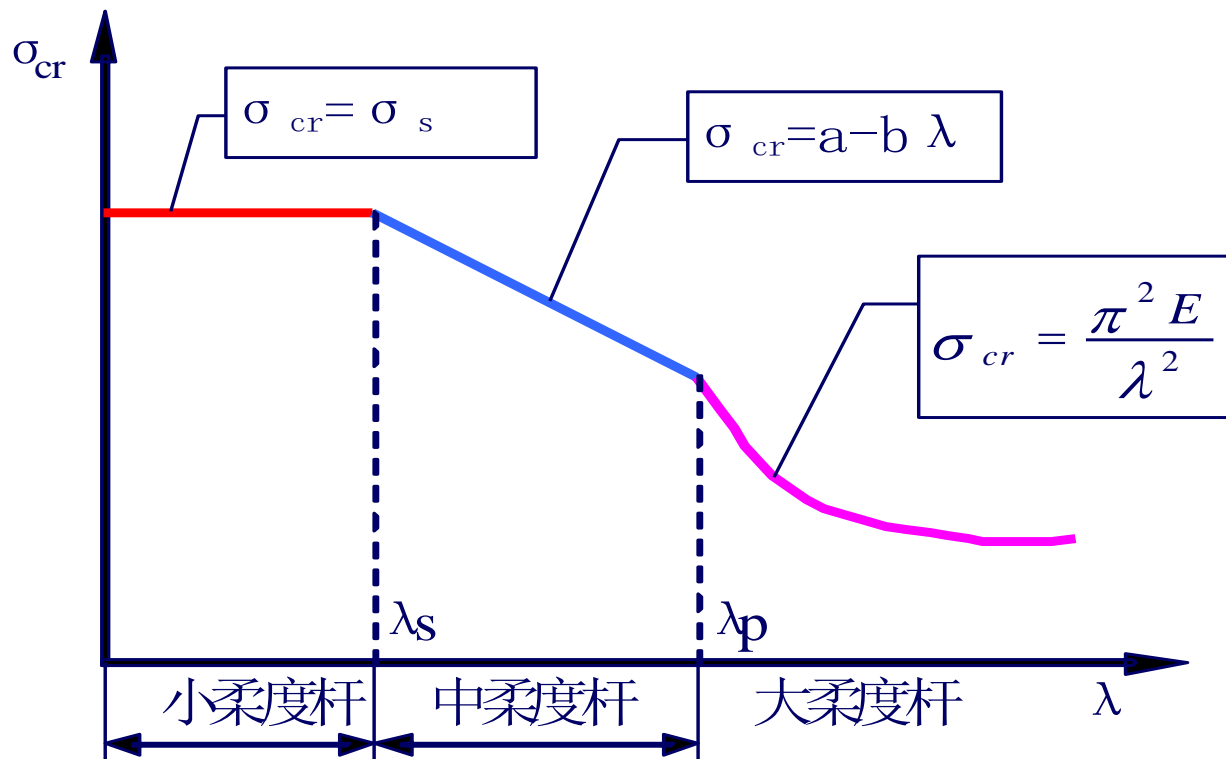
截面面积
形状都有
关

压杆柔度

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} \quad i = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad I_z = \frac{bh^3}{12}$$

简化后的欧拉公式:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$



细长杆 (大柔度杆): $\lambda \geq \lambda_p$

小柔度杆 (粗短杆): $\lambda < \lambda_s$

稳定条件:

$$\sigma = \frac{F}{A} < [\sigma_{cr}]$$

$$[\sigma_{cr}] = \frac{\sigma_{cr}}{n_{cr}} \approx \varphi[\sigma]$$

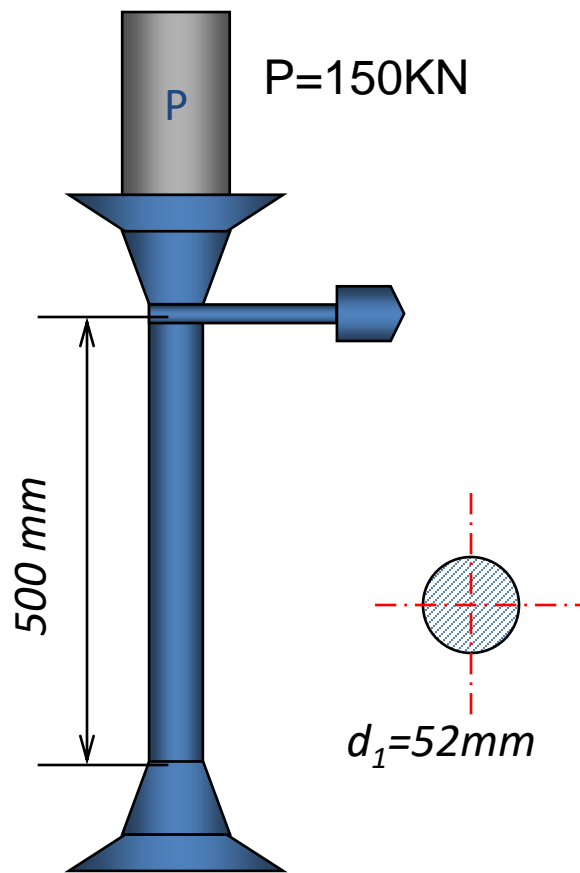
6-4 千斤顶的螺杆承受轴向压力作用, 已知其最大承载重 $G=150\text{ kN}$, 螺杆根径 $d_1=52\text{ mm}$, 长度 $L=500\text{ mm}$, 材料为 Q235 - A 钢, 螺杆下端可简化为固定端, 上端可简化为自由端。稳定安全系数 $[n_w]=4$, 试校核螺杆的稳定性。若螺杆的稳定性不足, 应该如何解决?

- 6-4** (1) $[n_w]=4$, 校核螺杆的稳定性;
(2) 稳定性不够时的解决办法。

解 (1) :

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d}{4} = 13\text{mm}$$

一端固定, 一端自由, $\mu=2$



6-4

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{2 \times 500}{13} = 76.9$$

表6-2: $\lambda_s = 61.4$ $\lambda_p = 100$
满足: $\lambda_s < \lambda < \lambda_p$ (中长杆)

表6-2:

$$a = 304MPa \quad b = 1.12MPa$$

$$\therefore \sigma_{cr} = a - b\lambda = 304 - 1.12 \times 76.9 = 217.8MPa$$

$$P_{cr} = \sigma_{cr} \cdot A = 217.8 \times \pi \times 26^2 = 462.31kN$$

6-4

$$n = \frac{P_{cr}}{P} = \frac{462}{150} = 3.08 < [n_w] = 4$$

结论：该千斤顶螺杆的**稳定性不够**。

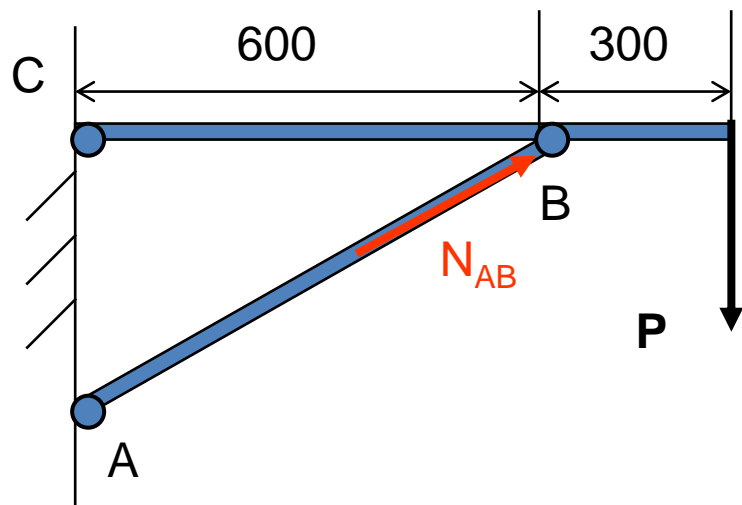
解（2）稳定性不足解决办法：

- 1.增加直径；
- 2.制成空心；
- 3.用高强度钢。

6-6 图示托架中的 AB 杆为压杆, 其直径 $d=40\text{ mm}$, 长度 $L=800\text{ mm}$, 两端可视为铰支, 材料为 Q235-A 钢。试求:

(1) 以 AB 杆的稳定性考虑, 托架所能承受的最大载荷 P_{\max} , AB 杆的稳定安全系数 $[n_w]=2$ 。

(2) 若已知工作载荷 $P=70\times 10^3\text{ N}$, 试问此托架是否安全?



取BC杆分析

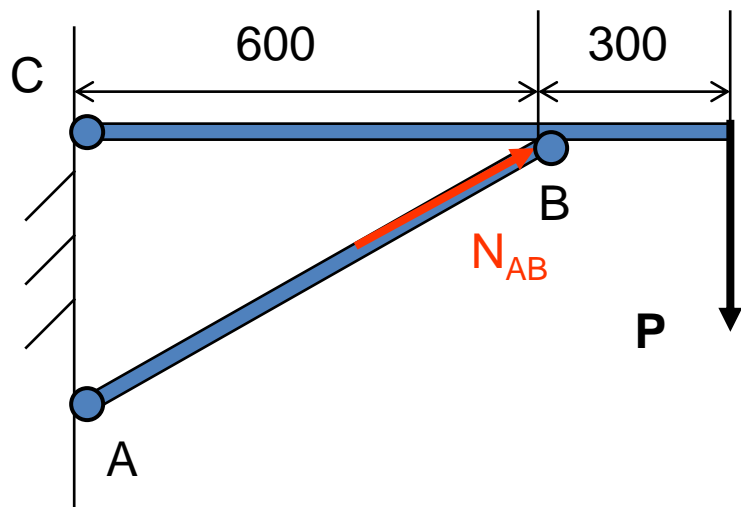
$$\sum M_C = 0$$

$$N_{AB} \sin B \times 600 - P \times 900 = 0$$

$$\therefore \sin B = \frac{\sqrt{800^2 - 600^2}}{800} = 0.66$$

$$\therefore P \frac{N_{AB} \times 0.66 \times 600}{900} \leq AB_{\max}$$

6-6



以AB杆考虑：

$$\lambda = \frac{4\mu l}{d} = \frac{4 \times 1 \times 800}{40} = 80 < \lambda_p = 100$$

\therefore AB杆为中长杆。

$$\sigma_{cr} = a - b\lambda = 304 - 1.12 \times 80 = 214.4 \text{ MPa}$$

$$[N_{AB}] = \frac{\sigma_{cr} A}{[n_w]} = \frac{214.4 \times \pi \times 40^2 / 4}{2} = 134.64 \text{ KN}$$

$$\therefore P_{\max}$$

解（2）： $\therefore P = 70 \text{ KN} > P_{\max} = 59.24 \text{ KN}$

\therefore 此托架不穩定。

第七章 工程材料

- 过程材料的基本要求
- 常用钢、合金钢（不锈钢）的特点，命名方式，命名中数字的含义，腐蚀的原因和预防方法
- 各种热处理的目的，工艺和区别等（四把火、调制、表面热处理）