



吉林大学材料力学课程设计

设计题目： 车床主轴设计

数据序号： I5

班 级： 13 级汽车 9 班

学 号： 42130910

姓 名： 余维刚



目 录

- 一、 材料力学课程设计的目的
- 二、 材料力学课程设计的任务和要求
- 三、 设计题目
- 四、 对主轴静定情况校核
 - 1. 根据第三强度理论校核
 - 2. 根据刚度进行校核
 - 3. 疲劳强度校核
- 五、 对主轴超静定情况校核
 - 1. 根据第三强度理论校核
 - 2. 根据刚度进行校核
 - 3. 疲劳强度校核
- 六、 循环计算程序
- 七、 课程设计总结

一、设计目的

材料力学课程设计的目的是在于系统的学习材料力学之后,能结合工程中的实际问题,运用材料力学设计的基本原理和计算方法,独立计算工程中的典型零部件,已达到综合运用材料力学的知识解决工程实际问题的能力。同时,可以使我们将材料力学的理论和现代的计算方法及手段融为一体。即从整体上掌握了基本理论和现代的计算方法,又提高了分析问题,解决问题的能力;即把以前学到的知识综合的运用,又为以后的学习打下了基础,并初步掌握工程中的设计思想和设计方法,对实际工作能力有所提高。



1. 使我们的材料力学知识系统化，完整化。
2. 在系统的全面的复习的基础上，运用材料力学的知识解决工程中的实际问题。
3. 由于选题力求结合专业实际，因而课程设计可以把材料力学的知识和专业需要结合起来。
4. 综合运用以前所学的各门课程知识，是相关学科知识有机的联系起来。
5. 初步了解和掌握工程实践中的设计思想和方法，为以后打下基础。

二、设计的任务和要求

1. 画出受力分析计算简图和内力图
2. 列出理论依据和导出的计算公式
3. 独立编制计算机程序，通过计算机给出计算结果
4. 完成设计说明书。

三、设计题目

车床主轴设计——

某车床主轴尺寸及受力情况如图 1 所示。在 A、B、C 三个支座的中间支座 B 处，轴承与轴承座之间有间隙 δ ，正常工作时，B 处轴承不起支撑作用，此时轴处于 A、C 两支座下的静定状态。当 B 截面处弯曲变形大于间隙 δ 时，轴处于 A、B、C 三支座下的静不定状态。轴截面 E 处装有斜齿轮，其法向压力角为 α ，螺旋角为 β ，工作处的切削力有 F_x 、 F_y 、 F_z （在进行强度、刚度计算时，可以不计轴向力 F_x 的影响，而以弯曲、扭转变形为主）。轴的材料为优质碳素结构钢（45 钢），表面磨削加工，氮化处理。其他已知数据见表 1。

- 1、试按静定梁（A、C 支撑）的强度、刚度条件设计等截面空心圆轴



吉林大学材料力学课程设计

外径 D (d/D 值可见数据表 2), 并计算这时轴上 B 截面处的实际位移。

- 2、 在安装齿轮的 E 截面处有一铣刀加工的键槽, 试校核此截面处的疲劳强度。规定的安全系数 $n=3$ ($\sigma_{-1}=420 \text{ MPa}$, $\tau_{-1}=240 \text{ MPa}$)。
- 3、 对静不定情况 (A、B、C 支撑), 同时根据强度、刚度条件设计外径 D , 并用疲劳强度理论校核。

表 1:

$\alpha(^{\circ})$	$\beta(^{\circ})$	δ/m	$[\sigma]/\text{MPa}$	$[f_D]/m$	$[f_E]/m$	$[\theta_c]/\text{rad}$
20	10	0.5×10^{-4}	150	3.3×10^{-4}	3.5×10^{-4}	0.0028

注意: 设计中不考虑轴的旋转静定要求和热变形的影响, 并且将各轴承视为刚体, 且不产生刚体位移, 不考虑制造工艺和尺寸链等因素。

表 2: (设计计算数据表 I5)

数据	l_1 /m	l_2 /m	l_3 /m	A /m	B /m	R /m	θ ($^{\circ}$)	n/ (r/m in)	P /kw	$\frac{d}{D}$	F_{H_y} /N	F_{H_z} /N
5	0.15	0.51	0.14	0.12	0.16	0.12	45	400	5.2	0.65	4000	2400

图一:

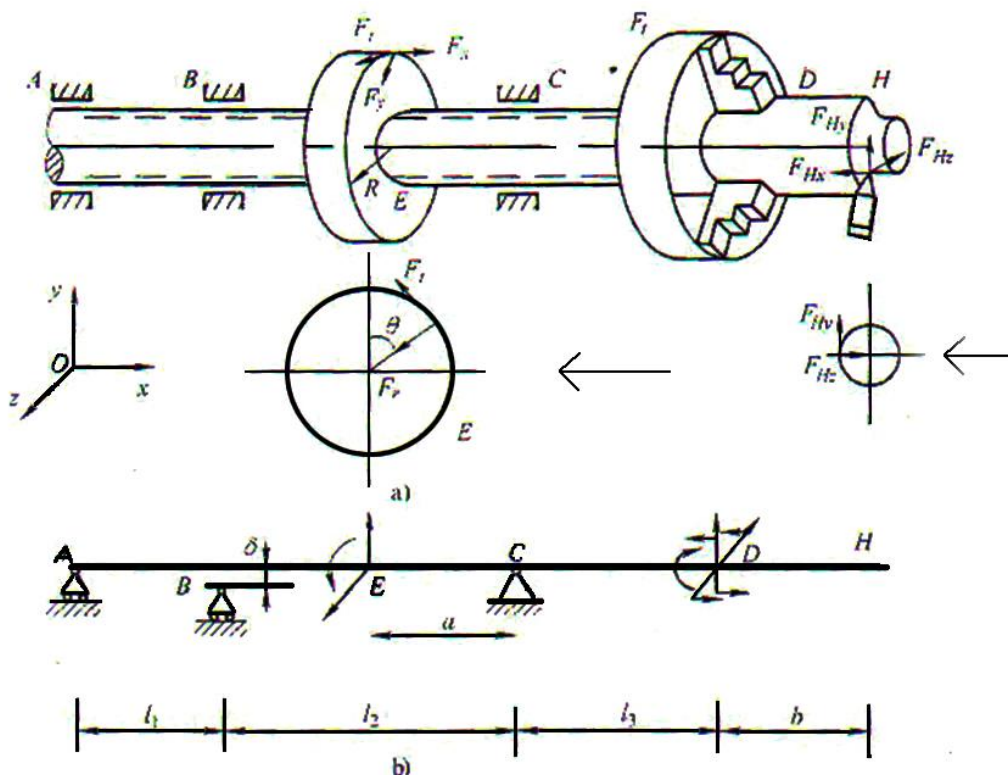


图 7-8 车床主轴

a) 力学模型 b) 力学简图

1. 对主轴静定情况校核

$$\text{由公式可知 } Me = 9549 \times \frac{\{p\}_{kw}}{\{n\}_{r/min}} = \frac{9549 \times 5.2}{400} = 124.14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\therefore F_t = \frac{Me}{R} = \frac{124.14}{0.12} = 1034.50 \text{ N}$$

由斜齿轮受力分析得：

$$F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta} = 382.33 \text{ N}$$

$$\text{则有： } F_{E_y} = F_t \sin \theta - F_r \cos \theta = 461.14 \text{ N}$$

$$F_{E_z} = F_t \cos \theta + F_r \sin \theta = 1001.82 \text{ N}$$

由图 1 受力分析求支座反力 F_{Ay} 、 F_{Az} 、 F_{Cy} 、 F_{Cz} ：

$$\sum M_{C_z}(F) = F_{Ay}(l_1 + l_2) + F_{E_y}a - F_{H_y}(l_3 + b) = 0$$



吉林大学材料力学课程设计

$$\therefore F_{Ay} = 1734.33\text{N}$$

$$\sum M_{Az}(F) = F_{Cy}(l_1 + l_2) + F_{Ey}(l_1 + l_2 - a) + F_{Hy}(l_1 + l_2 + l_3 + b) = 0$$

$$\therefore F_{Cy} = -6195.51\text{N}$$

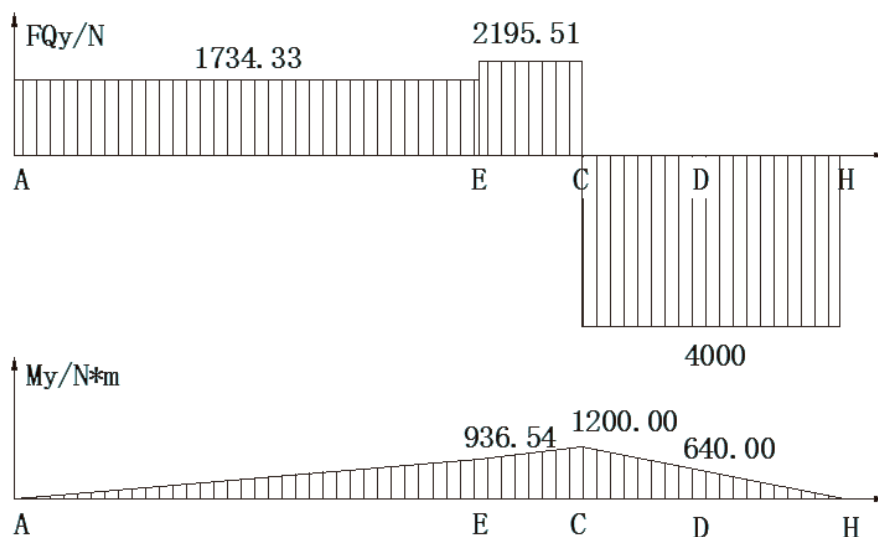
$$\sum M_{Cy}(F) = F_{Az}(l_1 + l_2) + F_{Ez}a - F_{Hz}(l_3 + b) = 0$$

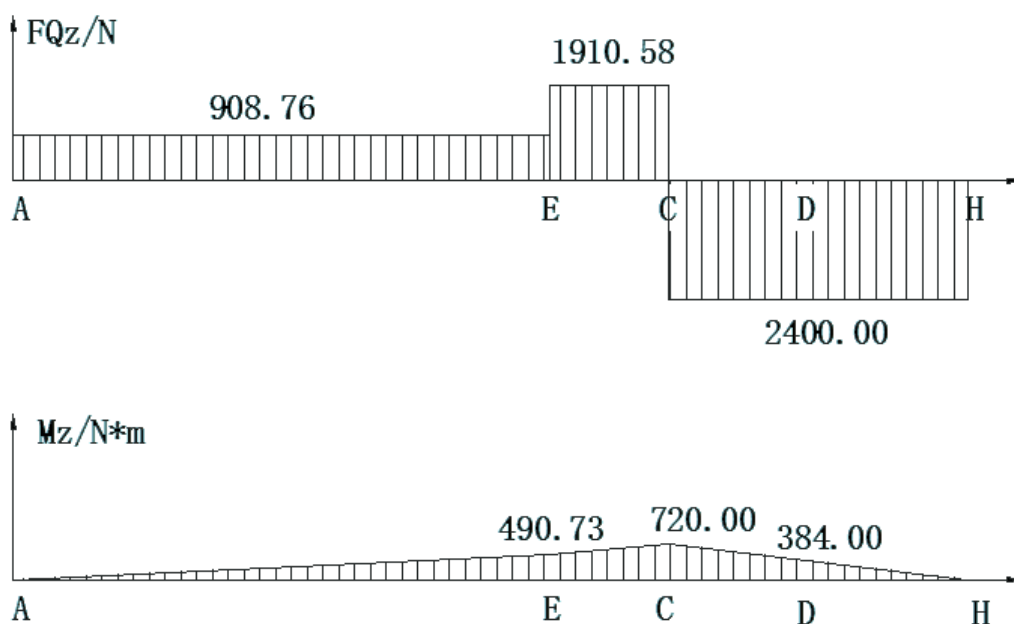
$$\therefore F_{Az} = 908.76\text{N}$$

$$\sum M_{Ay}(F) = F_{Cz}(l_1 + l_2) + F_{Ez}(l_1 + l_2 - a) + F_{Hz}(l_1 + l_2 + l_3 + b) = 0$$

$$\therefore F_{Cz} = -4310.58\text{N}$$

根据已知分别作出 Y、Z 方向的剪力图与弯矩图，如下图所示：





由剪力图及弯矩图可知 c 点为危险点且：

$$M_c = \sqrt{1200^2 + 720^2} = 1399.43 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_e = 124.14 \text{ N}\cdot\text{m}$$

a. 根据第三强度理论设计：

$$\sigma_{r3} = \frac{\sqrt{M_c^2 + M_e^2}}{W} \leq [\sigma] \quad \text{且} \quad W = \frac{\pi}{32} D^3 (1 - \alpha^4)$$

代入数据解得： $D_1 \geq 4.88 \times 10^{-2} \text{ m}$

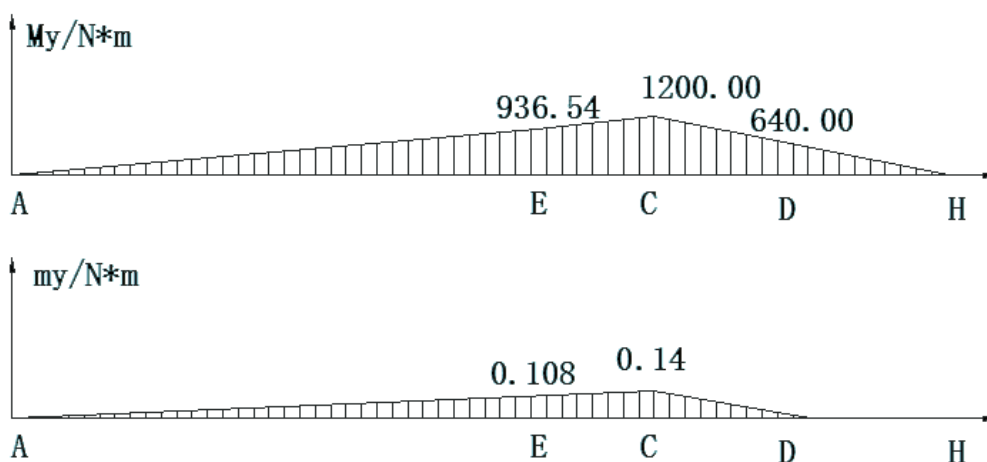
b. 由刚度对轴进行设计：

$$\text{利用图乘法 } \Delta = \sum_{i=1}^n \frac{\omega_i \bar{M}_{ci}}{EI_i} :$$

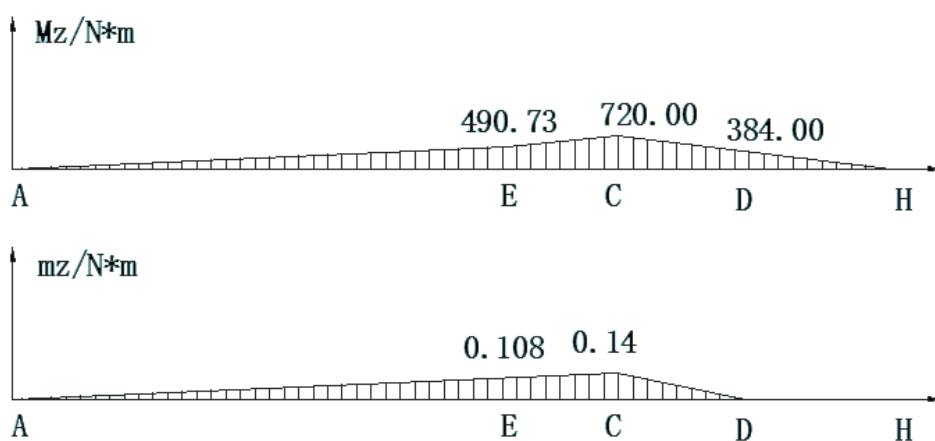
1) 根据 D 点刚度计算轴径，在 D 点分别沿 y、z 轴加一单位力有弯矩图如下图



吉林大学材料力学课程设计



$$f_{Dy} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.54 \times 936.54 \times \frac{2}{3} \times 0.108 + \frac{1}{2} \times 0.12 \times 263.46 \times 0.129 \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \times (0.108 + 0.14) \times 0.12 \times 936.54 + \frac{1}{2} \times 0.14 \times 560 \times 0.14 \times \frac{2}{3} \right. \\ \left. + 0.14 \times 640 \times 0.14 \times \frac{1}{2} \right] = \frac{44.124}{EI}$$



$$f_{Dz} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.54 \times 490.73 \times \frac{2}{3} \times 0.108 + 0.12 \times 490.73 \times \frac{0.108 + 0.14}{2} \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \times 0.12 \times (720 - 490.73) \times \frac{0.14 \times 2 - 0.108}{3} + 0.14 \times 384.00 \times 0.14 \times \frac{1}{2} \right]$$



吉林大学材料力学课程设计

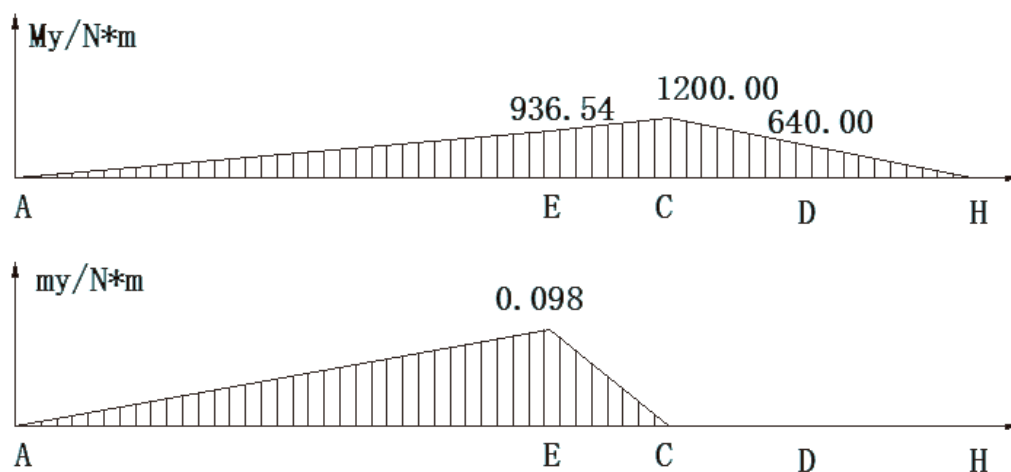
$$+\frac{1}{2} \times 0.14 \times 336 \times \frac{2}{3} \times 0.14 \Big] = \frac{23.955}{EI}$$

$$f_D = \sqrt{f_{Dy}^2 + f_{Dz}^2} = \frac{50.207}{EI} \leq [f_D] = 3.3 \times 10^{-4} m \quad E = 210 \times 10^9 Pa$$

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 (1 - \alpha^4) = 0.04 D^4$$

$$\therefore D^4 \geq \frac{50.207}{210 \times 10^9 \times 0.04 \times 3.3 \times 10^{-4}} \quad \therefore D_2 \geq 6.51 \times 10^{-2} m$$

2) 根据 E 点刚度计算轴径，在 E 点分别沿 y、Z 轴加一单位力有弯矩图如下图

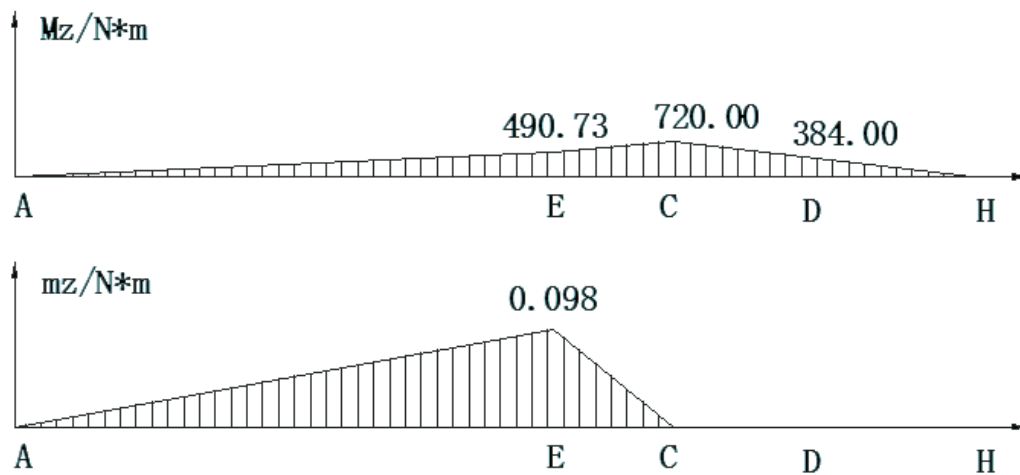


$$f_{Ey} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.54 \times 0.098 \times 936.54 \times \frac{2}{3} + \frac{1}{3} \times 0.098 \times \frac{1}{2} \times 0.12 \times (1200 - 936.54) \right.$$

$$\left. + 936.54 \times 0.12 \times 0.098 \times \frac{1}{2} \right] = \frac{21.973}{EI}$$



吉林大学材料力学课程设计



$$f_{Ez} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.54 \times 0.098 \times \frac{2}{3} \times 490.73 + \frac{1}{2} \times 0.098 \times 490.73 \times 0.12 \right.$$

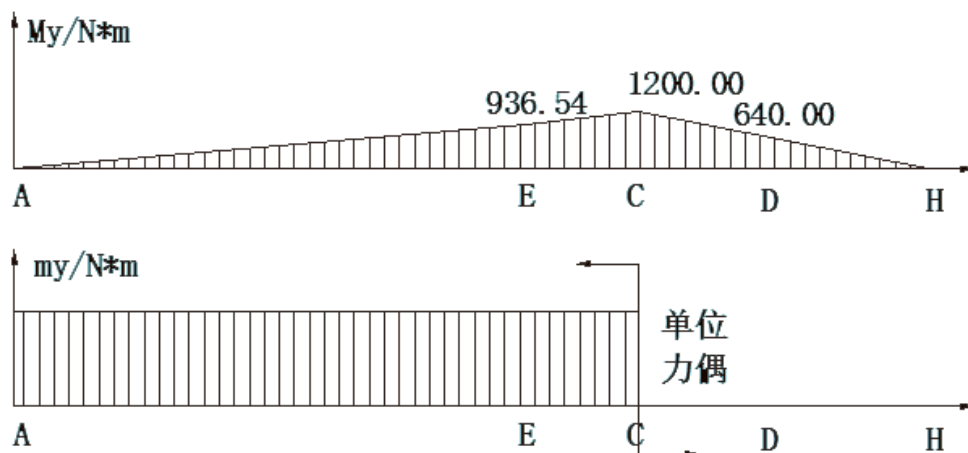
$$\left. + \frac{1}{2} \times 0.12 \times (720 - 490.93) \times 0.098 \times \frac{1}{3} \right] = \frac{11.692}{EI}$$

$$f_E = \sqrt{f_{Ey}^2 + f_{Ez}^2} = \frac{24.890}{EI} \leq [f_E] = 3.5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

$$\text{即: } \frac{24.890}{210 \times 10^9 \times 0.04 D^4} \leq 3.5 \times 10^{-4}$$

$$\text{解得: } D_3 \geq 5.38 \times 10^{-2} \text{ m}$$

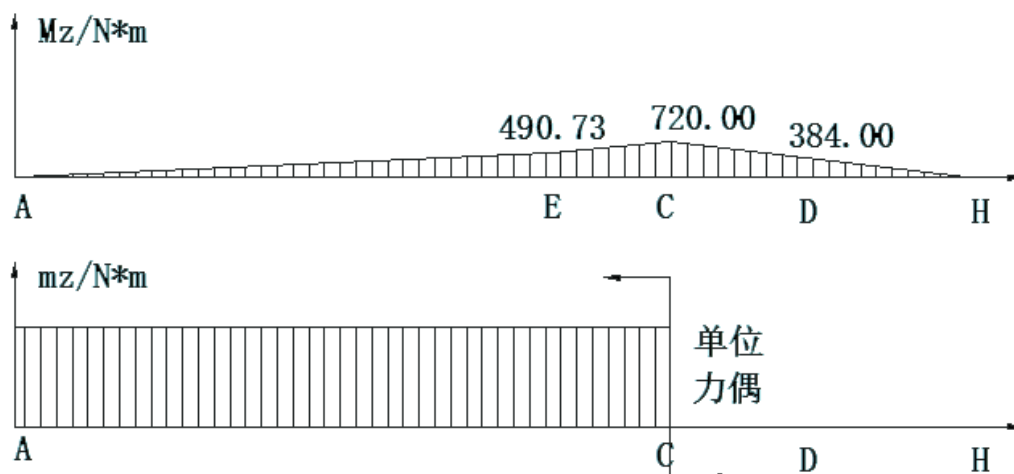
3) 根据 C 点刚度计算直径，在 C 点处加一单位力偶得如下图所示弯矩图：





吉林大学材料力学课程设计

$$\theta_{cy} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 936.54 \times 0.54 \times 1 + 1 \times (936.54 + 1200) \times 0.12 \times \frac{1}{2} \right] = \frac{371.694}{EI}$$



$$\theta_{cz} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.54 \times 490.73 \times 1 + 1 \times (490.73 + 720) \times 0.12 \times \frac{1}{2} \right] = \frac{200.233}{EI}$$

$$\theta_c = \sqrt{\theta_{cy}^2 + \theta_{cz}^2} = \frac{422.196}{EI} \leq [\theta_c] = 0.0028$$

$$\text{即: } \frac{422.196}{210 \times 10^9 \times 0.04 D^4} \leq 0.0028$$

$$\text{解得: } D_4 \geq 6.50 \times 10^{-2} m$$

$$\text{综上所述: } D = \max[D_1, D_2, D_3, D_4] = 6.51 \times 10^{-2} m$$

当 $D = 6.51 \times 10^{-2} m$ 时, 用合成法计算 B 点的实际位移:

E 点单独作用时 B 点的挠度 f_{BE} :

$$a) : F_{Ey} = 461.18 N ;$$

$$\text{带入数据得: } v = -\frac{461.18 \times 0.12 x}{6EI \times 0.66} (0.66^2 - x^2 - 0.12^2) \rightarrow (0 \leq x \leq 0.54)$$

$$\text{所以: } f_{By} = v = -\frac{0.836}{EI} ;$$

H 点单独作用时 B 点的挠度 f_{BH} :

$$F_{Hy} = 4000 N ;$$



带入数据得: $v = \frac{4000 \times 0.3x}{6EI \times 0.66} (0.66^2 - x^2) \rightarrow (0 \leq x \leq 0.66)$;

所以: $f_{By} = v = \frac{18.777}{EI}$;

$f_{B1} = v = \frac{17.942}{EI}$;

同理:

b): $F_{Ez} = 1001.82N$;

带入数据得: $v = -\frac{1001.82 \times 0.12x}{6EI \times 0.66} (0.66^2 - x^2 - 0.12^2) \rightarrow (0 \leq x \leq 0.54)$;

所以: $f_{Bz} = v = -\frac{1.816}{EI}$;

$F_{Hz} = 2400N$;

带入数据得: $v = \frac{2400 \times 0.3x}{6EI \times 0.66} (0.66^2 - x^2) \rightarrow (0 \leq x \leq 0.66)$;

所以: $f_{Bz} = v = \frac{11.226}{EI}$;

$f_{B2} = v = \frac{9.451}{EI}$;

故: $f_{BE} = \sqrt{f_{B1}^2 + f_{B2}^2} = \frac{20.279}{EI} = \frac{20.279}{210 \times 10^9 \times 0.04 \times (6.51 \times 10^{-2})^4} = 1.333 \times 10^{-4}m$

因为 $f_B = 1.333 \times 10^{-4}m > \delta = 0.5 \times 10^{-4}m$, 所以此轴为超静定轴。

2. 疲劳强度校核:

若不计键槽对抗弯截面系数的影响, 则危险截面处抗弯截面系数:

$$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \alpha^4) = 2.226 \times 10^{-5} m^3$$

由弯矩 M 不变可知该循环为对称循环, 则有:

$$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \frac{M}{W} = \frac{\sqrt{490.73^2 + 936.54^2}}{2.226 \times 10^{-5}} Pa = 47.507 MPa$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_x}{W_p} = \frac{M_x}{\frac{\pi D^3 (1 - \alpha^4)}{16}} = \frac{124.14}{4.492 \times 10^{-5}} Pa = 2.789 MPa$$



查表确定铣加工的键槽危险截面处疲劳强度的影响系数：

$$K_{\sigma} = 1.60 \quad K_{\tau} = 1.88 \quad \varepsilon_{\sigma} = 0.75 \quad \varepsilon_{\tau} = 0.73$$

$$\beta = 1.8$$

$$\text{则: } n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta} \sigma_{\max}} = \frac{420\text{MPa}}{\frac{1.60}{0.75 \times 1.8} \times 47.507\text{MPa}} = 7.459$$

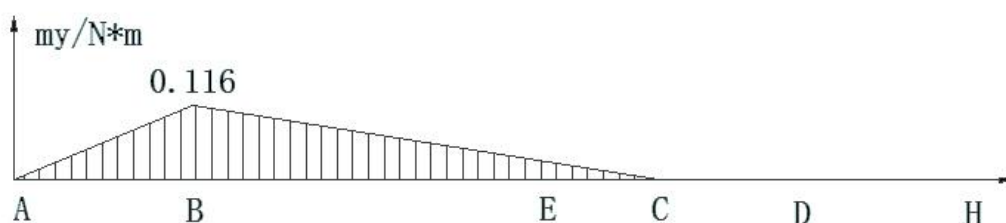
$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}\beta} \tau_{\max}} = \frac{240\text{MPa}}{\frac{1.88}{0.73 \times 1.8} \times 2.789\text{MPa}} = 60.149$$

$$n_{\sigma\tau} = \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = 7.403 > n = 3$$

故 E 处满足疲劳强度要求。

二、对超静定情况进行设计

由 $\delta = 0.5 \times 10^{-4} \text{m} < f_B = 1.333 \times 10^{-4} \text{m}$ ，故此轴为超静定，且为一次静不定。由变形协调条件可知： $f_{F_B} = f_B - \delta$ 。分别沿 y、z 轴加一单位力并作 F_{By} 、 F_{Bz} 、及单位力的弯矩图有：

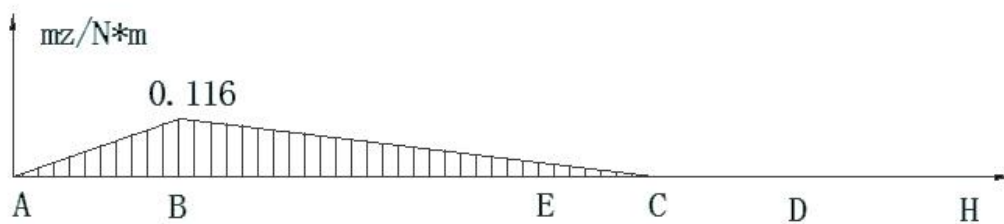


$$f_{F_{By}} = f_{By} - \delta = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.15 \times 0.116 F_{By} \times \frac{2}{3} \times 0.116 + \frac{1}{2} \times 0.51 \times 0.116 F_{By} \times 0.116 \times \frac{2}{3} \right]$$

$$= \frac{0.00293}{EI} F_{By}, \text{ 又 } F_{By} = \frac{17.942}{EI}; \text{ 代入上式有: } F_{By} = \frac{17.942 - \delta EI}{0.00293} = 3496.5 \text{N}$$



吉林大学材料力学课程设计



$$f_{FBz} = f_{Bz} - \delta = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.15 \times 0.116 F_{Bz} \times \frac{2}{3} \times 0.116 + \frac{1}{2} \times 0.51 \times 0.116 F_{Bz} \times 0.116 \times \frac{2}{3} \right]$$
$$= \frac{0.00293}{EI} F_{Bz}, \text{ 又 } F_{Bz} = \frac{9.451}{EI}; \text{ 代入上式有: } F_{Bz} = \frac{9.451 - \delta EI}{0.00293} = 623.76 \text{ N}$$

从而求得 A、C 点的支反力有：

$$\sum M_{Cy}(F) = F_{Ay}(l_1 + l_2) + F_{By}l_2 + F_{Ey}a - F_{Hy}(l_3 + b) = 0;$$

$$\text{得: } F_{Ay} = -967.473 \text{ N}$$

$$\sum M_{Ay}(F) = F_{Cy}(l_1 + l_2) + F_{By}l_1 + F_{Ey}(l_1 + l_2 - a) + F_{Hy}(l_1 + l_2 + l_3 + b) = 0;$$

$$\text{得: } F_{Cy} = -6990.1 \text{ N}$$

$$\sum M_{Cz}(F) = F_{Az}(l_1 + l_2) + F_{Bz}l_2 + F_{Ez}a - F_{Hz}(l_3 + b) = 0;$$

$$\text{得: } F_{Az} = 426.761 \text{ N}$$

$$\sum M_{Az}(F) = F_{Cz}(l_1 + l_2) + F_{Bz}l_1 + F_{Ez}(l_1 + l_2 - a) + F_{Hz}(l_1 + l_2 + l_3 + b) = 0;$$

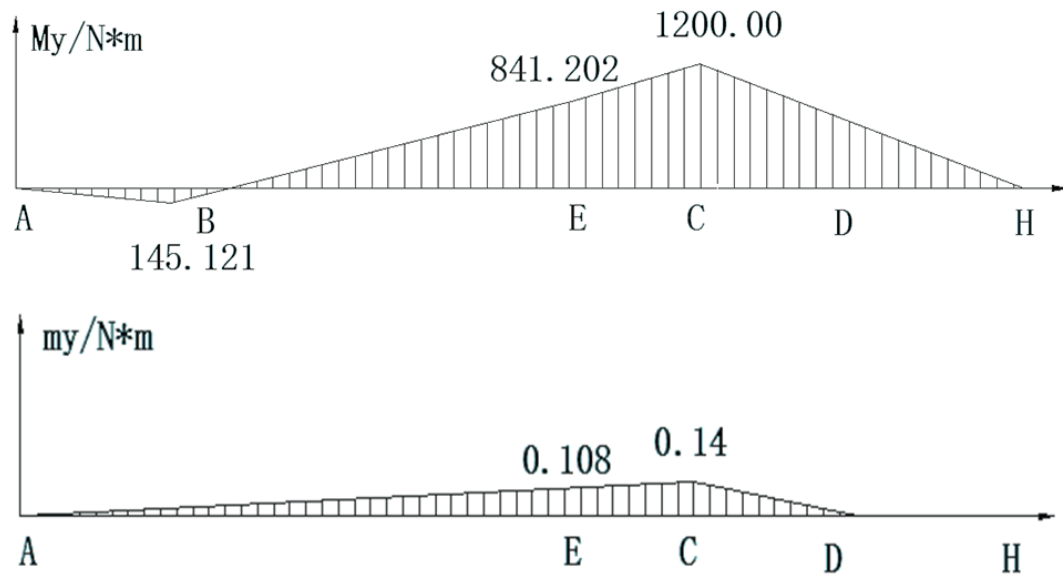
$$\text{得: } F_{Cz} = -4452.4 \text{ N}$$

由前面的计算可以发现，设计直径只需考虑 D 点的强度即可。

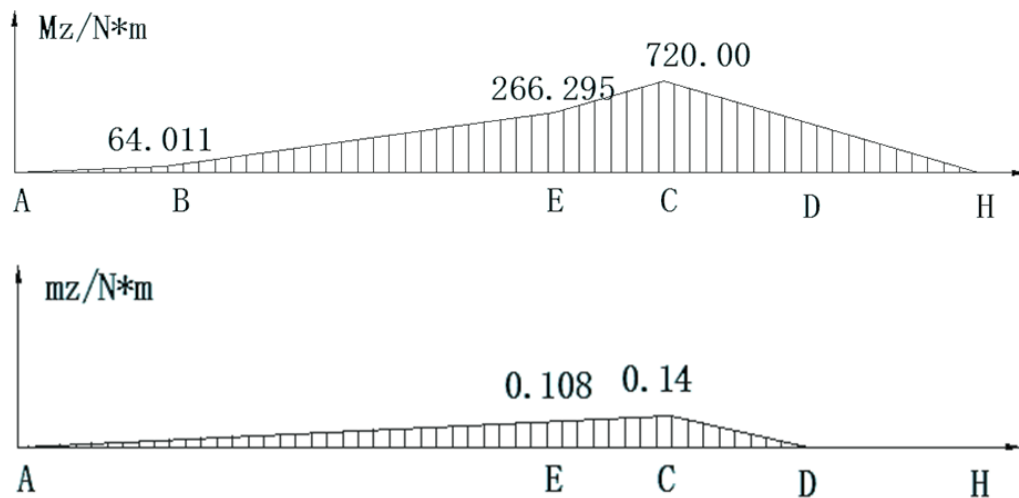
使用单位载荷法，在 D 点加一单位载荷，做弯矩图 M_y 、 M_z 如下图所示：



吉林大学材料力学课程设计



$$\begin{aligned}
 f_{Dy} = & \frac{1}{EI} \left[-\frac{1}{2} \times 0.15 \times 145.121 \times \frac{0.15}{0.54} \times 0.108 \times \frac{2}{3} + (841.202 - 145.717) \times \frac{1}{2} \times (0.54 - 0.265) \right. \\
 & \times \frac{(0.54 - 0.265) \times \frac{2}{3} + 0.265}{0.54} \times 0.108 + 145.717 \times (0.54 - 0.265) \times \frac{(0.54 - 0.265) \times \frac{1}{2} + 0.265}{0.54} \times 0.108 \\
 & + \frac{1}{2} \times (1200 - 841.202) \times 0.12 \times \frac{0.12 \times \frac{2}{3} + 0.54}{0.66} \times 0.14 + 841.202 \times 0.12 \times \frac{0.12 \times \frac{1}{2} + 0.54}{0.66} \times 0.14 \\
 & \left. + 0.3 \times 1200 \times \frac{1}{2} \times \frac{0.14 - 0.3 \times \frac{1}{3}}{0.14} \times 0.14 \right] = \frac{32.847}{EI};
 \end{aligned}$$



$$f_{Dz} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \times 0.15 \times 64.011 \times \frac{0.15}{0.66} \times 0.14 + 64.011 \times 0.39 \times \frac{0.15 + \frac{0.39}{2}}{0.66} \times 0.14 \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \times 0.39 \times (266.295 - 64.011) \times \frac{0.15 + 0.39 \times \frac{2}{3}}{0.66} \times 0.14 + 266.295 \times 0.12 \times \frac{0.54 + \frac{0.12}{2}}{0.66} \times 0.14 \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \times (720 - 266.295) \times 0.12 \times \frac{0.54 + \frac{2}{3} \times 0.12}{0.66} \times 0.14 + 720 \times 0.3 \times \frac{0.14 - \frac{1}{3} \times 0.3}{0.3} \times 0.14 \times \frac{1}{2} \right] \\ = \frac{19.613}{EI};$$

$$f_D = \sqrt{f_{Dy}^2 + f_{Dz}^2} = \frac{38.257}{EI} \leq [f_D] = 3.3 \times 10^{-4} m \quad E = 210 \times 10^9 Pa$$

$$I = \frac{\pi}{64} D^4 (1 - \alpha^4) = 0.04 D^4$$

$$D \geq 6.08 \times 10^{-2} m$$

所以该轴半径应为 60.8mm

3) 疲劳强度校核:

查机械手册得到: $K_\sigma = 1.60$ $K_\tau = 1.88$ $\varepsilon_\sigma = 0.75$ $\varepsilon_\tau = 0.73$ $\beta = 1.8$ 则:

$$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \alpha^4) = 1.603 \times 10^{-5} m^3;$$



$$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \frac{M}{W} = \frac{978.220}{1.603 \times 10^{-5}} = 61.034 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_x}{W_p} = 3.873 \text{ MPa}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_{\max}} = \frac{420}{\frac{1.60}{0.75 \times 1.8} \times 61.034} = 5.806;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_{\max}} = \frac{240}{\frac{1.88}{0.73 \times 1.8} \times 3.873} = 43.315;$$

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = 5.755 > 3; \text{ 故满足强度条件。}$$

MATLAB 运行程序如下所示：

```
l1=input('请输入 l1 的值（单位 m）：');
l2=input('请输入 l2 的值（单位 m）：');
l3=input('请输入 l3 的值（单位 m）：');
a=input('请输入 a 的值（单位 m）：');
b=input('请输入 b 的值（单位 m）：');
R=input('请输入 R 的值（单位 m）：');
theta=input('请输入 theta 的值（单位 du）：');
n=input('请输入 n 的值（单位 r/min）：');
P=input('请输入 P 的值（单位 kw）：');
alpha=input('请输入 d/D 的值（单位 1）：');
FHy=input('请输入 FHy 的值（单位 N）：');
FHZ=input('请输入 FHZ 的值（单位 N）：');
Me=9549*P/n
Ft=Me/R
Fr=Ft*tan(20/180*pi)/cos(10/180*pi)
FEy=Ft*sin(theta/180*pi)-Fr*cos(theta/180*pi)
FEz=Ft*sin(theta/180*pi)+Fr*cos(theta/180*pi)
FAy=(FHy*(l3+b)-a*FEy)/(l1+l2)
FCy=-(FEy*(l1+l2-a)+FHy*(l1+l2+l3+b))/(l1+l2)
FAz=(FHZ*(l3+b)-FEz*a)/(l1+l2)
FCz=-(FHZ*(l1+l2+l3+b)+FEz*(l1+l2-a))/(l1+l2)
Mc=sqrt(((l1+l2)*FAy+FEy*a)^2+((l1+l2)*FAz+FEz*a)^2)
W=sqrt(Mc^2+Me^2)/(1.5*10^8)
```

车床主轴 第五组数据

姓名：余维刚 学号：42130910



吉林大学材料力学课程设计

```
D1=(32*W/(pi*(1-alpha^4)))^(1/3)
E=2.1*10^11;
m1=l3*(l1+l2-a)/(l1+l2);
m2=FAy*(l1+l2-a);
m3=FAy*(l1+l2)+FEy*a;
m4=l1+l2-l3;
m5=m1+(l3-m1)*2/3;
m6=m3*b/(b+l3);
m7=a*(l1+l2-a)/(l1+l2);
y1=0.5*m4*m2^2/3*m1+0.5*a*(m3-m2)*m5+0.5*(m1+l3)*a*m2+0.5*l3*(m3-m6)*
...
l3^2/3+l3*(m3-m6)*l3*0.5
n1=FAz*(l1+l2)+FEz*a;
n2=FAz*(l1+l2-a);
n3=n1*b/(b+l3);
y2=0.5*m4*n2^2/3*m1+a*n2*(m1+l3)/2+0.5*a*(n1-n2)*(2*l3-m1)/3+...
l3*n3*l3*0.5+0.5*l3*(n1-n3)*2/3*l3
y3=sqrt(y1^2+y2^2)
I=y3/(3.3*10^(-4)*E);
D2=(64*I/pi/(1-alpha^4))^0.25
y3=0.5*m4*m7*m2^2/3+1/3*m7*0.5*a*(m3-m2)+m2*a*m7*0.5
y4=0.5*m4*m7^2/3*n2+0.5*m7*n2*a+0.5*a*(n1-n2)*m7*1/3
y5=sqrt(y3^2+y4^2)
I1=y5/(3.5*10^(-4)*E);
D3=(64*I1/pi/(1-alpha^4))^0.25
y6=0.5*m2*m4+(m2+m3)*a*0.5
y7=0.5*m4*n2+(n1+n2)*a*0.5
y8=sqrt(y6^2+y7^2)
I2=y8/(E*2.8*10^(-3));
D4=(64*I2/pi/(1-alpha^4))^0.25
Z1=max(D1,D2);
Z2=max(D3,D4);
disp('静定状态最终半径应设计为: ')
D=max(Z1,Z2)
I3=pi*D^4*(1-alpha^4)/64
x1=-FEy*a*l1*((l1+l2)^2-l1^2-a^2)/(6*(l1+l2))
x2=-FEz*a*l1*((l1+l2)^2-l1^2-a^2)/(6*(l1+l2))
x3=FHy*(l3+b)*l1*((l1+l2)^2-l1^2)/(6*(l1+l2))
x4=FHz*(l3+b)*l1*((l1+l2)^2-l1^2)/(6*(l1+l2))
x5=x1+x3
x6=x2+x4
x7=sqrt(x5^2+x6^2)
车床主轴 第五组数据
```

姓名: 余维刚 学号: 42130910



吉林大学材料力学课程设计

```
fb=x7/(E*I3)
if(fb<0.5*10^(-4))
    disp('此轴为静定轴')
else
    disp('此轴为超静定轴')
end
disp('接下来进行疲劳强度校核')
W=D^3*pi*(1-alpha^4)/32
M=sqrt(m2^2+n2^2);
sigma=M/W/10^6
tau=Me/(2*W)/10^6
g1=354.375/sigma
g2=167.745/tau
g3=g1*g2/sqrt(g1^2+g2^2)
if(g3>3)
    disp('E处满足疲劳强度要求')
else
    disp('E处不满足疲劳强度要求')
end
h1=l1*l2/(l1+l2)
h2=0.5*l1*h1^2/3*h1+0.5*l2*h1*h1^2/3
z=5*10^(-5);
FBy=(x5-z*E*I3)/h2
FBz=(x6-z*E*I3)/h2
FAy=(FHy*(l3+b)-a*FEy-FBy*l2)/(l1+l2)
FCy=-(FHy*(l1+l2+l3+b)+FEy*(l1+l2-a)+FBy*l1)/(l1+l2)
FAz=(FHz*(l3+b)-a*FEz-FBz*l2)/(l1+l2)
FCz=-(FHz*(l1+l2+l3+b)+FEz*(l1+l2-a)+FBz*l1)/(l1+l2)
Q=FBy*l1/(FAy+FBy)
P=2*Q-l1
R=FAy*m4+FBy*(l2-a)
j1=FAy*l1*0.5*l1/m4*m1^2/3+(R+FAy*l1)*0.5*(m4-P)*...
    ((m4-P)^2/3+P)*m1/m4-FAy*l1*(m4-P)*((m4-P)*0.5+P)*m1/m4+...
    0.5*(m3-R)*a*(2*a/3+m4)*l3/(l1+l2)+R*a*(0.5*a+m4)*l3/(l1+l2)+...
    (l3+b)*m3*0.5*(l3-(l3+b)/3)
R1=FAz*m4+FBz*(l2-a)
w1=l1+l2;
w2=FAz*l1;
w3=l2-a;
j2=0.5*l1*w2*l1/w1*l3+w2*w3*l3*(l1+0.5*w3)/w1+0.5*w3*(R1-w2)*l3*...

(l1+2*w3/3)/w1+R1*a*(m4+0.5*a)*l3/w1+0.5*a*(n1-R1)*l3*(m4+2*a/3)/w1+.
```

车床主轴 第五组数据

姓名：余维刚 学号：42130910



```
..  
    n1*0.5*13*(13-(13+b)/3)  
j3=sqrt(j1^2+j2^2)  
I4=j3/(3.3*10^(-4)*E);  
D5=(64*I4/pi/(1-alpha^4))^0.25  
W=pi*D5^3*(1-alpha^3)/32  
M=sqrt(R^2+R1^2)  
sigma=M/W/10^6  
tau=0.5*Me/W/10^6  
nsigma=420*0.75*1.8/1.6/sigma  
ntau=240*0.73*1.8/1.88/tau  
n=ntau*nsigma/sqrt(ntau^2+nsigma^2)  
if(n>3)  
    disp('满足疲劳强度要求')  
else  
    disp('不满足疲劳强度要求')  
end
```

输出结果为: >> c11xkcsj

请输入 11 的值 (单位 m) :0.15

请输入 12 的值 (单位 m) :0.51

请输入 13 的值 (单位 m) :0.14

请输入 a 的值 (单位 m) :0.12

请输入 b 的值 (单位 m) :0.16

请输入 R 的值 (单位 m) :0.12

请输入 theta 的值 (单位 du) :45

请输入 n 的值 (单位 r/min) :400

请输入 P 的值 (单位 KW) :5.2

请输入 d/D 的值 (单位 1) :0.65

请输入 FHy 的值 (单位 N) :4000



请输入 FHz 的值（单位 N） :2400

$M_e = 124.1370$

$F_t = 1.0345e+03$

$F_r = 382.3265$

$F_{E_y} = 461.1386$

$F_{E_z} = 1.0018e+03$

$F_{A_y} = 1.7343e+03$

$F_{C_y} = -6.1955e+03$

$F_{A_z} = 908.7582$

$F_{C_z} = -4.3106e+03$

$M_c = 1.3994e+03$

$W = 9.3662e-06$

$D_1 = 0.0488$

$y_1 = 44.1238$

$y_2 = 23.9551$

$y_3 = 50.2071$

$D_2 = 0.0651$

$y_3 = 21.9727$

$y_4 = 11.6924$

$y_5 = 24.8900$

$D_3 = 0.0538$



$$y_6 = 371.6937$$

$$y_7 = 200.2334$$

$$y_8 = 422.1962$$

$$D_4 = 0.0650$$

静定状态最终半径应该设计为：

$$D = 0.0651$$

$$I_3 = 7.2449e-07$$

$$x_1 = -0.8357$$

$$x_2 = -1.8156$$

$$x_3 = 18.7773$$

$$x_4 = 11.2664$$

$$x_5 = 17.9416$$

$$x_6 = 9.4508$$

$$x_7 = 20.2785$$

$$f_b = 1.3329e-04$$

此轴为超静定轴

接下来进行疲劳强度校核

$$W = 2.2256e-05$$

$$\sigma = 47.5072$$

$$\tau = 2.7888$$

$$g_1 = 7.4594$$



$$g_2 = 60.1486$$

$$g_3 = 7.4027$$

E 处满足疲劳强度要求

$$h_1 = 0.1159$$

$$h_2 = 0.0030$$

$$F_{By} = 3.4965e+03$$

$$F_{Bz} = 623.7608$$

$$F_{Ay} = -967.4727$$

$$F_{Cy} = -6.9901e+03$$

$$F_{Az} = 426.7612$$

$$F_{Cz} = -4.4524e+03$$

$$Q = 0.2074$$

$$P = 0.2648$$

$$R = 860.5342$$

$$j_1 = 32.8469$$

$$R_1 = 465.1825$$

$$j_2 = 19.6129$$

$$j_3 = 38.2568$$

$$D_5 = 0.0608$$

$$W = 1.6027e-05$$

$$M = 978.2197$$



$\sigma = 61.0342$

$\tau = 3.8726$

$n\sigma = 5.8062$

$n\tau = 43.3153$

$n = 5.7547$

满足疲劳强度要求

附 MATLAB 截图

```
clickcsj.m
108 - I4=j2/(3.3*10^(-4)*E);
109 - D5=(64*I4/pi/(1-alpha^4))^0.25;
110 - Wpi*D5^3*(1-alpha^3)/32;
111 - M=sqrt(R^2+R1^2);
112 - sigma=M/7/10^6;
113 - tau=0.5*M/7/10^6;
114 - nsigma=420*0.75*1.8/1.6/sigma;
115 - ntau=240*0.73*1.8/1.88/tau;
116 - nntau=ntau*nsigma/sqrt(ntau^2+nsigma^2);
117 - if(n>3)
118 - disp('满足疲劳强度要求')
119 - else
120 - disp('不满足疲劳强度要求')
121 - end

工作区
名称 值 最小值 i
a 0.1200 0.1200 C
alpha 0.6500 0.6500 C
b 0.1600 0.1600 C
D 0.0651 0.0651 C
D1 0.0488 0.0488 C
D2 0.0651 0.0651 C
D3 0.0538 0.0538 C
D4 0.0650 0.0650 C

命令窗口
7.4027
E处满足疲劳强度要求
h1 =
0.1159
```

对所取数据的理论根据作必要的说明

本次课程设所取的数据均取于参考文献。

- (1) 聂玉琴, 孟广伟主编. 材料力学 (第二版). 机械工业出版社, 2008.
- (2) 刘卫国主编. MATLAB 程序设计与应用 (第二版). 高等教育出版社, 2006.
- (3) 张云辉主编, AutoCAD 实用教程. 科学出版社, 2005.
- (4) 李金明, 李金荣编著, photoshopCS5 完全自学教程. 人民邮电出版社, 2010.



吉林大学材料力学课程设计

四、课程设计总结

本次课程设计涉及到了很多以前学习过的知识，包括材料力学、理论力学、AutoCAD、PS、Word、Mathtype、MATLAB 编程等，透过本次课程设计，使我能更熟练的运用所学内容解决实际问题。这次课程设计是我以前学习的一个阶段性总结，从中我看到了自己知识方面的不足以及学科综合的重要性。此后，我会更加扎实的学习所学课程并广泛涉猎其他学科，在提高专业知识水平的基础上进一步提高自己的综合素质。