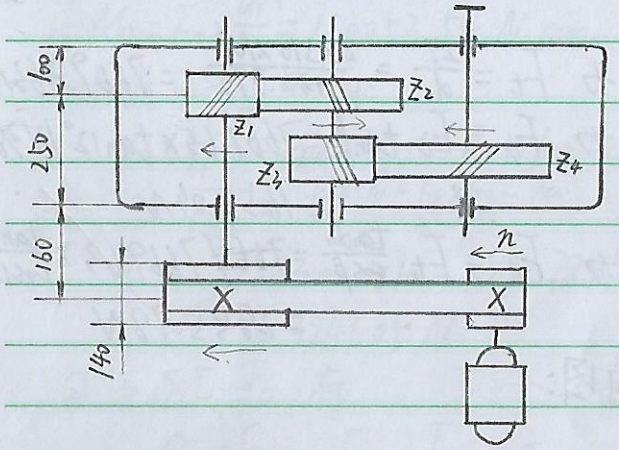
Date: Page: Weather:

6-4 题图所示为一混砂机传动机构，其V带传动水平布置，压轴力 $Q=3000N$，减速器输入轴所传递的转矩 $T=510N\cdot m$，其上小齿轮分度圆直径 $d_1=132.72mm$，$\beta_1=12°10'38''$，$b_1=120mm$，轴的材料为45钢，其支承跨距如图所示。试按扭转强度确定轴端直径、按弯扭合成强度计算危险截面的直径（初选7300C型滚动轴承）。画出轴的结构图，并按安全系数校核轴的疲劳强度。



解：1）选择轴的材料

选45钢，调质。

查表6-1得；$\sigma_b=650MPa$，$\sigma_s=360MPa$。

$\sigma_{-1}=300MPa$，$\tau_{-1}=155MPa$。

？ $[\sigma_{-1}]_b=60MPa$。

Date: Page: Weather:

2) 按扭转强度初算最小轴径.

~~$d_{min} \geq C\sqrt[3]{\frac{P}{n}}$~~ $[\tau_T]=30$

查表6-3，取 $C=118$，有单键槽，增大5%，

$$d'_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{1}{[\tau_T]}\left(9550\times 10^3\frac{P}{n}\right)} = \sqrt[3]{\frac{1}{[\tau_T]}\times T\times 10^3}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{1}{30}\times 510\times 10^3} = 43.968\text{mm}$$

增大5%，$d_{min} = d'_{min}\times 1.05 = 46.17\text{mm}$

查《课设》表9-7，选 R10 系列 $d_{min} = 50\text{mm}$.

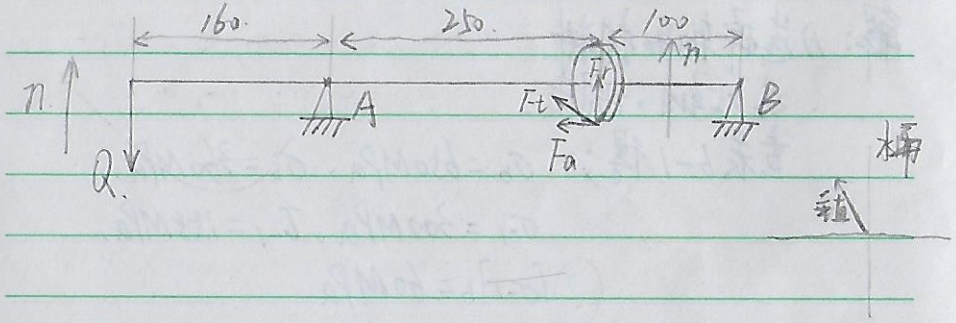
3) 受力分析：

小齿轮圆周力 $F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2\times 510\times 10^3}{132.992} = 7669.863\text{N}$

轴向力 $F_a = F_t\cdot\tan\beta = 7669.63\times\tan 12°10'38'' = 1655.04\text{N}$

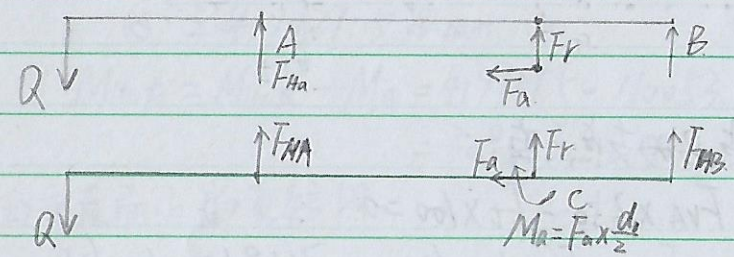
径向力 $F_r = F_t\cdot\frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = 7669.63\times\frac{\tan 20°}{\cos 12°10'38''} = 2855.78\text{N}$

△ 轴空间受力~~分析~~简图：



Date: Page: Weather:

(1) 水平面受力简图：



$M_a = F_a\times\frac{d_1}{2} = 110053.54\text{ N·mm}$.

① 以点B为支点，有：

$Q\times 510 - F_{HA}\times 350 - F_r\times 100 - M_a = 0$.

$\therefore F_{HA} = \frac{Q\times 510 - F_r\times 100 - M_a}{350}$

$= (3000\times 510 - 2855.78\times 100 - 110053.54)/350$

$= 3241.05\text{ N}$.

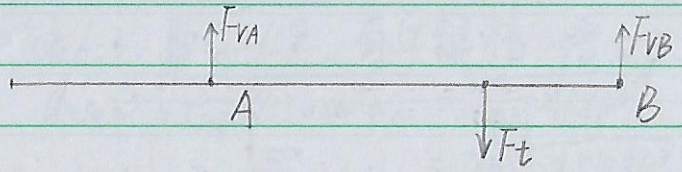
② 由 $\sum F_i = 0$，有

$Q - F_{HA} - F_r - F_{rB} = 0$.

$\therefore F_{HB} = Q - F_{Ha} - F_r = 3000 - 3241.05 - 2855.78$

$= -3096.83$.（与图示方向相反）

(2) 垂直面受力简图:



① 以点B为支点，有:

$F_{VA} \times 350 - F_t \times 100 = 0$

$\therefore F_{VA} = F_t \times 100 / 350 = 7669.63 \times 100 / 350$

$= 2191.32\,N$

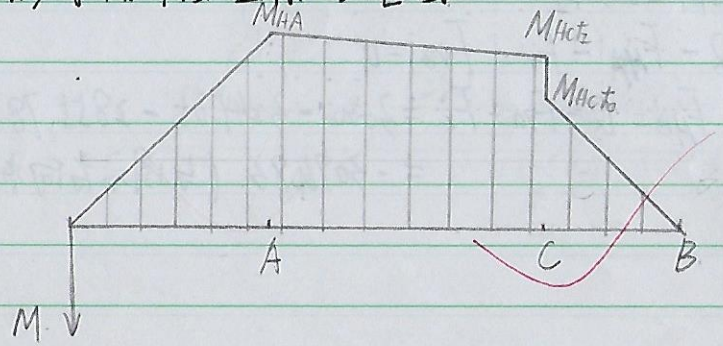
② 由 $\Sigma F_i = 0$，有:

$F_{VA} + F_{VB} = F_t$

$\therefore F_{VB} = F_t - F_{VA} = 7669.63 - 2191.32 = 5478.31\,N$

弯矩图:

(1) 水平面上的弯矩图:



$= 3000 \times 160$

$M_{HA} = Q \times 160 = 480000\,N \cdot mm$

$M_{HC左} = Q \times (160+250) - F_{HA} \times 250$

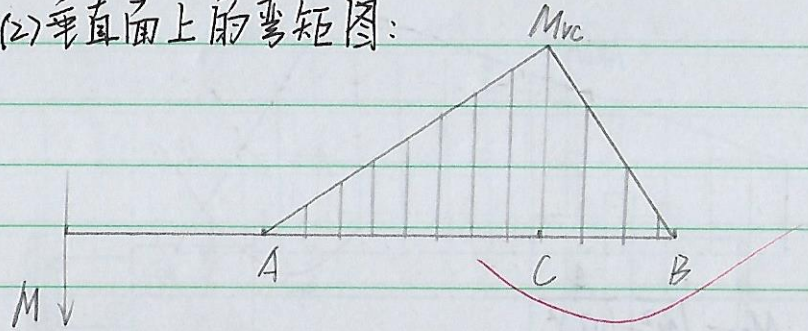
$= 3000 \times (160+250) - 3241.05 \times 250$

$= 419737.5\,N \cdot mm$

$M_{HC右} = M_{HC左} - M_A = 419737.5 - 110053.54$

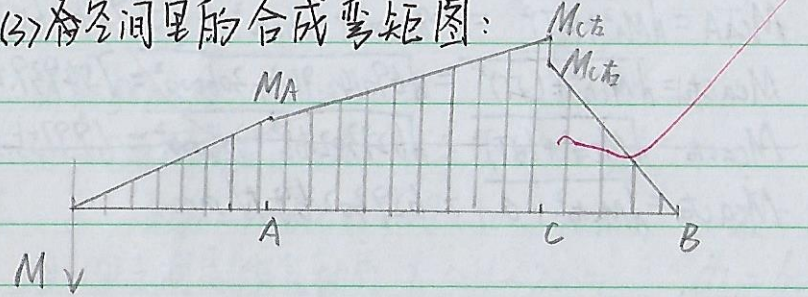
$= 309683.96\,N \cdot mm$

(2) 垂直面上的弯矩图:



$M_{VC} = F_{VA} \times 250 = 2191.32 \times 250 = 547830\,N \cdot mm$

(3) 各空间里的合成弯矩图:

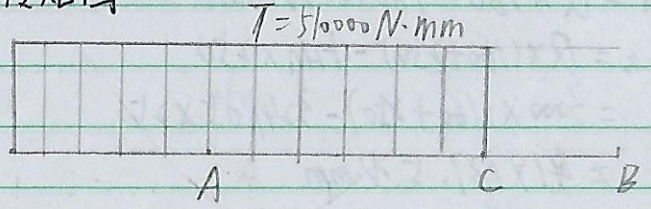


$M_A = M_{HA} = 480000\,N \cdot mm$

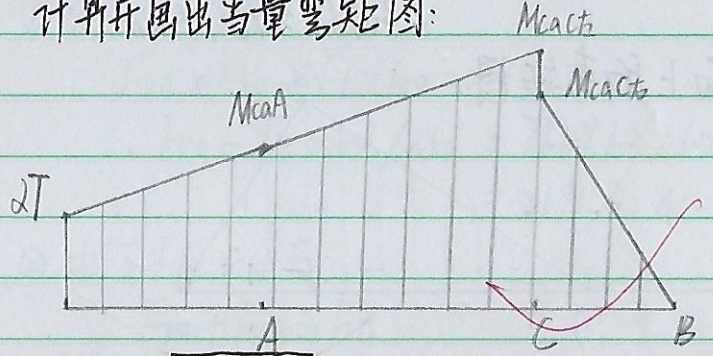
$M_{C左} = \sqrt{M_{HC左}^2 + M_{VC}^2} = \sqrt{419737.5^2 + 547830^2} = 690142.94\,N \cdot mm$

$M_{C右} = \sqrt{M_{HC右}^2 + M_{VC}^2} = \sqrt{309683.96^2 + 547830^2} = 629302.68\,N \cdot mm$

转矩图：



计算并画出当量弯矩图：



$M_{ca}=\sqrt{M^2+(\alpha T)^2}$

α 取 0.6，$\alpha T=0.6\times 510000=306000\ N\cdot mm$

$M_{caA}=\sqrt{M_A^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{480000^2+306000^2}=569241.60\ N\cdot mm$

$M_{caC左}=\sqrt{M_{C左}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{690142.94^2+306000^2}=754939.25\ N\cdot mm$

~~$M_{caC右}=\sqrt{M_{C右}^2+(\alpha T)^2}=\sqrt{629302.68^2+306000^2}=699755.57\ N\cdot mm$~~

$M_{caC右}=\sqrt{M_{C右}^2+0}=629302.68\ N\cdot mm$

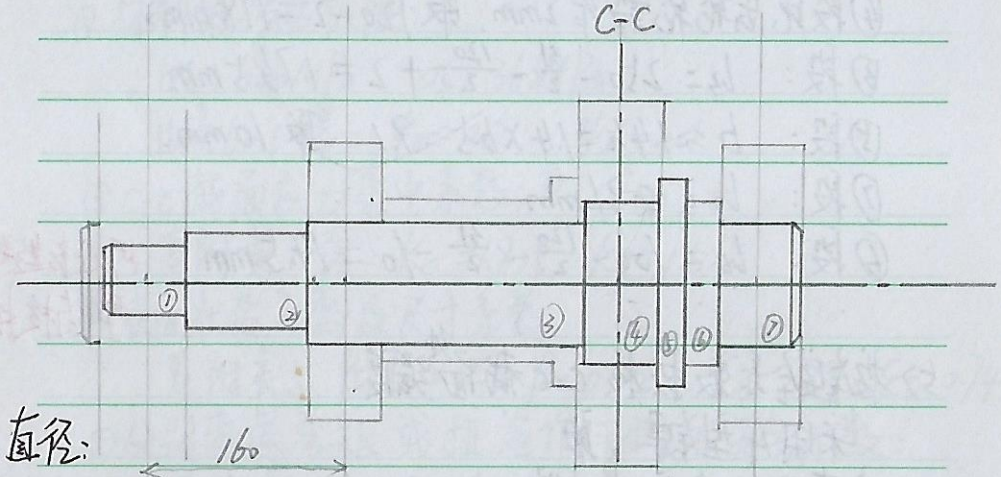
计算最小直径：

$d_A\geq\sqrt[3]{\frac{M_{caA}}{0.1[\sigma_{-1}]_b}}=\sqrt[3]{\frac{569241.60}{0.1\times 60}}=45.6\ mm$

$d_C'\geq\sqrt[3]{\frac{M_{caC左}}{0.1[\sigma_{-1}]_b}}=\sqrt[3]{\frac{754939.25}{0.1\times 60}}=50.1\ mm$

有单键槽，增大5%　$d_C\geq d_C'\times 1.05=52.5\ mm$.

4). 结构设计.



直径：

d_1 取 50 mm，

①~②之间是定位轴肩，$h\approx(0.07\sim 0.1)d$

取 $h=0.08d_1=0.08\times 50=4\ mm$　∴ $d_2=48\ mm$

②~③之间是非定位轴肩　$h\approx 1\sim 2\ mm$　∴ $d_3=60\ mm$

~~③~④~~ 初选轴承型号：7312C型滚动轴承，~~∴ $d_4=60\ mm$~~

d_4 取 65 mm，

④~⑤之间是定位轴肩，$h\approx(0.07\sim 0.1)d$.

取 $h=0.1d_4=0.1\times 65=6.5\ mm$　∴ $d_5=65+6.5\times 2=78\ mm$.

~~d_6 取 65 mm，~~ d_7 取 60 mm.

查手册得 $d_b = d_a = 72\,mm$.

长度：

①段比带轮宽2mm，取 $140-2=138\,mm$；

7312C，查手册得 $B=31\,mm$.

②段：$l_2 = 160 - \frac{140}{2} - \frac{31}{2} = 74.5\,mm$；

④段比齿轮轮毂宽2mm，取 $120-2=118\,mm$；

③段：$l_3 = 250 - \frac{31}{2} - \frac{120}{2} + 2 = 176.5\,mm$

⑤段：$b \approx 1.4h = 1.4\times 6.5 = 9.1$ 取 $10\,mm$.

⑦段：$l_7 = B = 31\,mm$

⑥段：$l_6 = 100 - \frac{120}{2} - \frac{31}{2} - 10 = 14.5\,mm$

两处应建选型与校核

5）按静安全系数校核 c-c 截面处强度：

采用A型键，取

查表手册表11-28得 $b=18$，$h=11$，$t=7.0$，$t_1=4.4$

由附表8得：

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{\pi\times 65^3}{32} - \frac{18\times 7\times(65-7)^2}{2\times 65} = 23700.75\,mm^3$$

$$W_T = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = \frac{\pi\times 65^3}{16} - \frac{18\times 7(65-7)^2}{2\times 65} = 50662.00\,mm^3$$

① c-c截面上的应力：

弯曲应力幅 $\sigma_a = \frac{M_c}{W} = \frac{690142.94}{23700.75} = 29.12\,MPa$

扭转应力幅 $\tau_a = \frac{T}{2W_T} = \frac{510000}{2\times 50662.00} = 5.03\,MPa$

弯曲平均应力 $\sigma_m = 0$.

扭转平均应力 $\tau_m = \tau_a = 5.03\,MPa$.

② 材料的疲劳极限：

$\sigma_b = 650\,MPa$，$\sigma_s = 360\,MPa$，

由表6-1得：$\psi_\sigma = 0.2$，$\psi_\tau = 0.1$

③ c-c截面应力集中系数：

查附表1得：$K_\sigma = 1.825$ $K_\tau = 1.625$

④ 表面状态系数及尺寸系数：

查附表5、附表4得：$\beta = 0.92$，$\varepsilon_\sigma = 0.78$ $\varepsilon_\tau = 0.74$.

⑤ 分别考虑弯矩或扭矩作用时的安全系数：

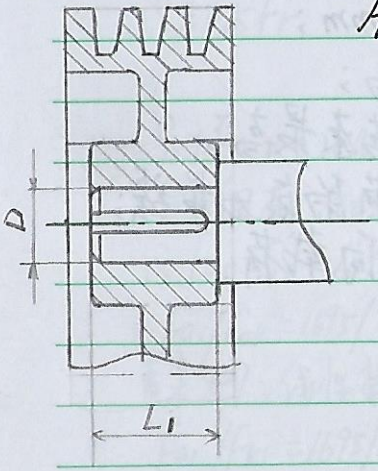
$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma\beta}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = \frac{300}{\frac{1.825}{0.78\times 0.92}29.12 + 0.2\times 0} = 4.05$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau\beta}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = \frac{155}{\frac{1.625}{0.74\times 0.92}5.03 + 0.1\times 5.03} = 12.39$$

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4.05\times 12.39}{\sqrt{4.05^2 + 12.39^2}} = 3.85 > 2.5.$$

故：该截面足够安全.

6-5 题图所示为一铸铁V带轮用普通平键装在直径D=48mm的电动机轴上。电动机额定功率P=11kW，转速n=730r/min，带轮轮毂宽度L_1=80mm，受冲击载荷。试确定键的尺寸，并校核其强度。



答：选用A型键

D=48mm，查《手册》表11-28

b=14mm，h=9mm，t=5.5mm，t_1=3.8mm.

初选键长L=70mm. (1.5~2)d

~~L=L-b=70-14=56mm.~~ (C型键)

$k \approx \frac{h}{2} = \frac{9}{2} = 4.5mm$

$\sigma_p = \frac{4T}{hld} = \frac{2T}{kld} = \frac{2\times 9.55\times 10^6 \frac{P}{n}}{kld} = \frac{2\times 9.55\times 10^6 \times \frac{11}{730}}{4.5\times 56\times 48}$

$= 23.79 MPa.$

查表6-14知 $[\sigma_p] = 30MPa$

∴ $\sigma_p < [\sigma_p]$ 强度满足使用要求.

∴选A型键，b=14mm，h=9mm，L=70mm.

8-1 试说明下列各轴承的内径有多大，哪个轴承的公差等级最高，哪个轴承允许的极限速转速最高，哪个轴承承受径向载荷的能力最强，哪个轴承不能承受径向载荷。

N307/P4；6207/P2；30207；52307/P6

答：各轴承的内径均为 7×5=35 mm；

6207/P2 轴承的公差等级最高；

6207/P2 轴承允许的极限转速最高；

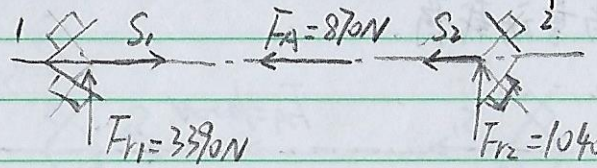
N307/P4 轴承承受径向载荷的能力最强；

52307/P6 轴承不能承受径向载荷。

8-2 根据工作条件，决定在轴的两端选用 $\alpha=15°$ 的角接触球轴承，正装，轴颈直径 $d=35$ mm，工作中有中等冲击，转速 $n=1800$ r/min，常温下工作。已知两轴承的径向载荷分别为 $F_{r1}=3390$ N（左轴承），$F_{r2}=1040$ N（右轴承），外部轴向载荷为 $F_A=870$ N，作用方向指向轴承1（即 F_A 指向左），试确定其工作寿命。

答：初选轴承型号 7307C，查得 $C_r=34200$ N，$C_{or}=26800$ N。

查表8-8：$f_t=1.00$。查表8-8，中等冲击，$f_p=1.5$。



∵ $S=0.5F_r$ ∴ $S_1=0.5F_{r1}=0.5\times3390N=1695N$

$S_2=0.5F_{r2}=0.5\times1040N=520N$.

$S_2+F_A=520N+870N=1390N<S_1=1695N$.

合力向右，轴承1放松，轴承2压紧。

∴ $F_{a1}=S_1=1695N$　$F_{a2}=S_1-F_A=1695-870=825N$.

$F_{a1}/C_{or}=1695/26800=0.063$.　$F_{a2}/C_{or}=825/26800=0.0308$

查表8-7，线性插值得 $e_1=0.435$　$e_2=0.402$

$F_{a1}/F_{r1}=1695/3390=0.5>e_1$　$F_{a2}/F_{r2}=825/1040=0.79>e_2$

∴ 轴承1：$X_1=0.44$　$Y_1=1.288$.

轴承2：$X_2=0.44$　$Y_2=1.393$

∴ $P_1=f_p(X_1F_{r1}+Y_1F_{a1})=1.5\times(0.44\times3390+1.288\times1695)=5512.14N$

$P_2=f_p(X_2F_{r2}+Y_2F_{a2})=1.5\times(0.44\times1040+1.393\times825)=2410.24N$.

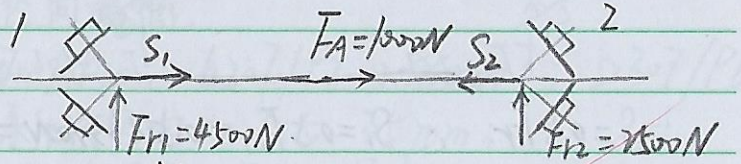
∴ $L_{h1}=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_tC}{P}\right)^\varepsilon=\frac{10^6}{60\times1800}\left(\frac{1.00\times34200}{5512.14}\right)^3=2211.6h$.

$L_{h2}=\frac{10^6}{60n}\left(\frac{f_tC}{P}\right)^\varepsilon=\frac{10^6}{60\times1800}\left(\frac{1.00\times34200}{2410.24}\right)^3=26452.9h$.

∴ 工作寿命为 2211.6 h。

8-5. 某轴用一对30207轴承支承，正装结构，已知：$F_A=1000N$，$F_{r1}=4500N$，$F_{r2}=2500N$；载荷有轻微冲击，试计算轴承的当量动载荷。

解：



查得 $e=0.4$ $Y=1.5$

$S=F_r/(2Y)$

$\therefore S_1=F_{r1}/(2Y)=4500/2\times1.5=1500N$

$S_2=F_{r2}/(2Y)=2500/2\times1.5=833.33N$

$S_1+F_A=1500+1000=2500>S_2=833.33N$

$\therefore$ 合力向右，轴承1放松，轴承2压紧。

$F_{a1}=S_1=1500N$，$F_{a2}=S_1+F_A=1500+1000=2500N$。

查表8-8 $f_p=1.2$。

$F_{a1}/F_{r1}=1500/4500=0.33<e=0.4$

$F_{a2}/F_{r2}=2500/2500=1>e=0.4$

$\therefore X_1=1$，$Y_1=0$；$X_2=0.4$，$Y_2=1.5$

$\therefore P_1=f_p(X_1F_{r1}+Y_1F_{a1})=1.2\times(1\times4500+0\times1500)=5400N$

$P_2=f_p(X_2F_{r2}+Y_2F_{a2})=1.2\times(0.4\times2500+1.5\times2500)=5700N$。