机械设计基础 HW-3 190410102 自动化1班王方亮

6-2 由公式 $\frac{t_m}{T}=k\cdot\frac{z-2}{2z}=\frac{1}{3}$，$T=\frac{60}{n_1}=1s$

得槽轮运动时间 $t_m=\frac{1}{3}s$，$t_s=\frac{2}{3}s$

6-3 运动时间占比即运动特性系数 $\tau=\frac{t_m}{T}=\frac{2t_s}{2t_s+t_s}=\frac{2}{3}$

$t=k\cdot\frac{z-2}{2z}$ 得 $k=2$

10-3 查表得 $p=1.25mm$，中径 $d_2=7.188mm$，小径 $d_1=6.647mm$，$\sigma_s=320MPa$

螺纹升角 $\psi=\arctan\frac{np}{\pi d_2}=\arctan\frac{1.25}{\pi\times7.188}=3.17°$

当量摩擦角 $\rho_v=\arctan f'=\arctan\frac{f}{\cos\beta}=\arctan\frac{0.1}{\cos30°}=6.5868°$

拧紧力矩 $T=Fl=T_1+T_2=\frac{d_2}{2}\cdot F_a\cdot\tan(\psi+\rho_v)+f_c\cdot F_a\cdot\frac{d_w+d_0}{4}$

得 $F_a=24331N$，计算应力 $\sigma=\frac{4\times1.3F_a}{\pi d_1^2}=912.0MPa>\sigma_s$

故拉应力为 $\sigma=\frac{4\times F_a}{\pi d_1^2}=701.16Mpa$，螺栓会损坏

10-4 (1) 梯形螺纹 螺纹升角 $\psi=\arctan\frac{n\cdot p}{\pi d_2}=\arctan\frac{4\times10}{\pi\times65}=11.0884°$

当量摩擦角 $\rho_v=\arctan f'=\arctan0.1=5.7106°$

$\eta=\frac{\tan(\psi)}{\tan(\psi+\rho_v)}=\frac{\tan(11.0884°)}{\tan(11.0884°+5.7106°)}=64.9\%$

(2) 稳定上升加于螺杆力矩 $T_1=\frac{F_a}{2}\tan(\psi+\rho_v)=981\ N\cdot m$

(3) 螺杆每转1圈，工作台上升 $n\cdot p=40mm$，

螺杆转速 $w=\frac{v}{np}\frac{2\pi}{60}=\frac{2}{3}\pi\ rad/s$

$P=T_1\cdot w=2.055kW$

(4) 由螺纹升角 $\psi>$ 当量摩擦角 ρ_v，即该梯形螺旋副不具有自锁性。

制动力矩 $T=\frac{F_a}{2}\cdot d_2\cdot\tan(\psi-\rho_v)=\frac{100}{2}\times10^3\times65\times10^{-3}\times\tan(11.0884°-5.7106°)$

$=306N\cdot m$

10-5 查表得 $d_1=8.376mm$，$\sigma_s=240MPa$，取安全系数 $S=1.3$

许用应力 $[\sigma]=\frac{\sigma_s}{S}=184.6154MPa$

最大预紧力 $\sigma=\frac{4\times1.3F_a}{\pi d_1^2}\le[\sigma]$ 得 $F_{amax}=\frac{[\sigma]\pi d_1^2}{4\times1.3}=7837.4N$

接合面数目为1，$2f\cdot F_{amax}=CF_{max}$ 其中 C 可靠性系数取1.2

$$F_{max}=\frac{2fF_{amax}}{C}=\frac{2\times0.15\times7837.4}{1.2}=1959.35N$$

10-8 (1) 双头螺柱螺纹伸入长度为 $a=0.25d=0.25\times12=3mm$

查机械设计手册，根据国标，公称直径为12mm时，垫圈厚度为2.5mm

选用螺栓长度 $l=23+23+0.23+3=51.23mm$

查螺栓长度系列标准可取 $l=60mm$，螺栓标记为 GB/T27-1998 M12×60

(2) 查表 8.8级螺栓，屈服强度 $\sigma_s=640MPa$，由教材表10-7，$[\tau]=\frac{\sigma_s}{2.5}=\frac{640}{2.5}=256MPa$

对于螺栓，许用挤压应力 $[\sigma_{p1}]=\frac{\sigma_s}{1.25}=\frac{640}{1.25}=512MPa$

对于材料HT250，许用挤压应力 $[\sigma_{p2}]=\frac{\sigma_s'}{2.5}=\frac{250}{2.5}=100MPa$

故许用挤压应力 $[\sigma_p]=\min\{[\sigma_{p1}],[\sigma_{p2}]\}=100MPa$

联轴器螺栓仅受转矩作用，$F_s=\frac{T}{4f}=\frac{630\times10^3}{4\times65}=2423.08N$

查机械设计手册，六角头铰制孔用螺栓无螺纹部分直径 $d_0=13mm$.

无螺纹部分长度 $l_3=l-22=60-22=38mm$

受挤压面最小长度 $h_{min}=38-23=15mm$

校核：

① 剪应力校核：$\tau=\frac{4F_s}{\pi d_0^2 m}=\frac{4\times2423.08}{\pi\times13^2\times1}=18.26MPa<[\tau]$

② 挤压应力校核：$\sigma_p=\frac{F_s}{d_0h_{min}}=\frac{2423.08}{13\times15}=12.43MPa<[\sigma_p]$

故可以满足强度要求。

11-3 解：(1) 中等冲击，电动机驱动，查表可得载荷系数在1.2~1.6间，取 $K=1.4$

$u=\frac{z_2}{z_1}=\frac{73}{25}=2.92$ 齿宽 $b=b_2=78mm$，中心距 $a=m(z_1+z_2)=196mm$

传递转矩 $T_1=9.55\times10^6\frac{P}{n}=9.55\times\frac{4}{720}\times10^6 N\cdot mm\approx5.3\times10^4 N\cdot mm$

齿面接触疲劳强度 $\sigma_H=335\sqrt{\frac{(u+1)^3KT_1}{ub a^3}}=335\times\sqrt{\frac{2.92^3\times1.4\times5.3\times10^4}{2.92\times78\times196^2}}MPa\approx239.56MPa$

小齿轮45钢调质，可取接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim}=550MPa$，布氏硬度取220HBS

大齿轮 ZG 310-570 正火，$\sigma_{Hlim2}=300MPa$，硬度取180HBS，取 $\sigma_{Hlim}=\sigma_{Hlim2}=300MPa$

取安全系数 $S_H=1.05$，$S_F=1.35$

$[\sigma_H]=\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H}=\frac{300}{1.05}MPa\approx285.7MPa>\sigma_H$，满足齿面接触疲劳强度要求。

(2) 查表得，小齿轮 $Y_{Fa1}=2.73$，取 $\sigma_{FE1}=450MPa$ 则 $[\sigma_{F1}]=\frac{\sigma_{FE1}}{S_F}=333.3MPa$　$Y_{Sa1}=1.59$

大齿轮 $Y_{Fa2}=2.226$ 取 $\sigma_{FE2}=230MPa$ 则 $[\sigma_{F2}]=\frac{\sigma_{FE2}}{S_F}=170.3MPa$　$Y_{Sa2}=1.74$

$$\sigma_{F1}=\frac{2KT_1Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{bm^2z_1}=\frac{2\times1.4\times53000\times2.73\times1.59}{78\times4^2\times25}=20.65MPa<[\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2}=\frac{\sigma_{F1}Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}=\frac{20.65\times1.74\times2.226}{2.73\times1.59}=42.28MPa<[\sigma_{F2}]$$

综上可知，均满足弯曲疲劳强度要求。

11-5 解：查表得，取硬度为51HRC，接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim1}=\sigma_{Hlim2}=1200MPa$

弯曲疲劳极限 $\sigma_{FE1}=\sigma_{FE2}=720MPa$，选取安全系数 $S_H=1.2$，$S_F=1.5$

许用疲劳接触应力：$[\sigma_H]=\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H}=\frac{1200}{1.2}=1000MPa$

许用弯曲应力：双向传动，系数为0.7，故 $[\sigma_F]=0.7\times\frac{\sigma_{FE}}{S_F}=0.7\times\frac{720}{1.5}=336MPa$

小齿轮传递扭矩 $T=9.55\times10^6\frac{P}{n}=9550000\times\frac{30}{720}N\cdot mm\approx3.92\times10^5N\cdot mm$

载荷系数 $K=1.4$，齿宽系数 $\phi_d=0.4$，大齿轮齿数 $z_2=i_{12}z_1=4.6\times27=124.2$，取 $z_2=124$

查表得 $Y_{Fa1}=2.67$，$Y_{Fa2}=2.17$　$Y_{Sa1}=1.62$，$Y_{Sa2}=1.83$　$\frac{Y_{Fa}Y_{Sa}}{[\sigma_F]}=\max\left\{\frac{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}{[\sigma_F]},\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}}{[\sigma_F]}\right\}=0.0129$

取 $m\geq\sqrt[3]{\frac{2KT_1Y_{Fa}Y_{Sa}}{\phi_d z_1^2[\sigma_F]}}\approx3.65mm$，取 $m=4mm$。

取 $d_1=mz_1=108mm$　$d_2=mz_2=496mm$

弹性系数 Z_E 取 $189.8\sqrt{MPa}$，$\sigma_H=2.5Z_E\sqrt{\frac{2(u+1)KT_1}{u\phi_d d_1^3}}=772.7MPa<[\sigma_H]$

故取 $m=4mm$，$d_1=108mm$，$d_2=496mm$

11-9 解：(1) 要使中间轴上两齿轮的轴向力方向相反，则低速级斜齿轮3的螺旋线方向应与齿轮2相同为左旋，斜齿轮4与齿轮3旋向相反，为右旋。

(2) 要使中间轴上两个轴向力相互抵消 $F_{a2}=F_{a3}$

$$F_{a2}=\frac{2T_2}{d_2}\tan\beta_2=\frac{2T_2}{m_{n2}z_2}\sin\beta_2=\frac{2T_2}{m_{n3}z_3}\sin\beta_3=F_{a3}$$

$$\beta_3=\arcsin\left(\frac{m_{n3}z_3}{m_{n2}z_2}\sin\beta_2\right)=\arcsin\left(\frac{5\times17}{3\times51}\times\sin15^\circ\right)\approx8.2^\circ$$

11-10 解：查表得，小齿轮45MnB调质，取布氏硬度为260HBS，$\sigma_{Hlim1}=690MPa$ $\sigma_{FE1}=600MPa$

大齿轮35SiMn调质，取硬度230HBS，$\sigma_{Hlim2}=660MPa$，$\sigma_{FE2}=580MPa$。

取安全系数 $S_H=1.05$，$S_F=1.4$ 则 $\sigma_H=\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H}=\frac{660}{1.05}MPa\approx628.6MPa$。

$$[\sigma_{F1}]=0.7\times\frac{\sigma_{FE1}}{S_F}=300MPa\qquad[\sigma_{F2}]=0.7\frac{\sigma_{FE2}}{S_F}=290MPa$$

$$\sigma_H=3.54Z_EZ_\beta\sqrt{\frac{(u+1)KT}{ubd_1^2}}=3.54\times189.8\times\sqrt{\cos16^\circ15'}\times\sqrt{\frac{(5.1+1)\times1.1\times1.43\times10^5}{5.1\times80\times65^2}}$$

$$\approx486.54<[\sigma_H]$$

$$z_{v1}=\frac{z_1}{\cos^3\beta}=23.7\qquad z_{v2}=\frac{z_2}{\cos^3\beta}=120.9$$

查表得 $Y_{Fa1}=2.77$ $Y_{Fa2}=2.20$，$Y_{Sa1}=1.58$，$Y_{Sa2}=1.82$。

$$\sigma_{F1}=\frac{2KTY_{Fa1}Y_{Sa1}\cos\beta}{bm_n^2z_1}=87.43MPa<[\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2}=\frac{Y_{Fa2}Y_{Sa2}\sigma_{F1}}{Y_{Fa1}Y_{Sa1}}\approx\frac{2.2\times1.82}{2.77\times1.58}\times87.43MPa\approx79.99MPa<[\sigma_{F2}]$$

各零件均满足强度条件