

精密卧式加工中心设计研究(三)

——立柱部分

撰文 / 沈阳机床股份有限公司 李云革

一、引言

在保证大功率、高扭矩的前提下提高主轴转速、切削速度和机床快移速度,缩短机床加工和辅助时间,是提高卧式加工中心加工效率的关键。因此,作为移动部件的机床立柱设计非常重要。本文以 HMS125b 型卧式加工中心的立柱设计为例,详细阐述了立柱设计中相应的理论计算和实际经验。

HMC125b 型加工中心机床总体设计布局为横、纵分体铸造床身结构。立柱为铸铁龙门框形结构,受力均匀;滚珠丝杠带动主轴箱沿立柱导轨上下移动,主轴位于立柱两导轨中间。主轴箱的平衡通过安装在立柱上的油缸和钢丝绳共同完成。

二、立柱参数的设定

HMC125b 卧式加工中心工作台为 $1250 \times 1250\text{mm}$, 主轴最大抗力 10000N , 快移 24m/min , X 轴即立柱加速时间 0.2s 。驱动电机:德国西门子 1FT6 108-8AF71 型。额定扭矩: 37Nm 。静态扭矩: 70Nm 。最大扭矩: 220Nm 。额定转速: 3000rpm 。额定转动惯量: $260 \times 10^{-4}\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

三、丝杠的选择

1. 螺纹直径、导程、螺母的选择

本机设计最大移动速度 24m/min , 经过减速箱(降速比 $i=3$)的减速后,与滚珠丝杠连接。根据同类机床比较,丝杠轴径为 $d=63\text{mm}$,导程为 $P_h=25\text{mm}$ 。由此推导,丝杠螺纹长=行程+螺母长+冲程+端边限度 $=1600+272+80 \times 2+1209=3900\text{mm}$ 。丝母选择凸缘双螺母外循环 TDB-U 6325 型。

2. 精度的选择

丝杠精度: $0.023\text{mm}/300$, ISO5。

3. 确定螺纹轴的预压力

丝杠预压力: $F = \Delta l \times k_s = \Delta l \times E \pi d_3^2 / 4L$ 。式中, F 为预压力,单位为 Kg ; k_s 为螺纹轴轴向刚性; $E=2.1 \times 10^5 \text{N/mm}^2$; $d_3=55.2\text{mm}$; $L=2271\text{mm}$; $F = (0.142 \times 2.1 \times 10^5 \pi \times 55.2^2) / (4 \times 2271) = 2.2 \times 10^4 \text{N}$ 。因此,预拉伸力: $F=3.1 \times 10^4 \text{N}$ 。

由此可以选出滚珠丝杠副的型号,这里选用: TDB-U 6325-9-4。动态负载 $C_a=138.4\text{kN}$; 静态负载 $C_{0a}=321.5\text{kN}$ 。

4. 对已选择的滚珠丝杠的校核

(1) 寿命的校核。

快速进给时最大轴向负荷为:

$$\begin{aligned} F_a &= m_1 \times a + f + 20\% m_1 \times g \\ &= m_1 \times a + \mu \times m_1 \times g + 20\% m_1 \times g \\ &= 4000 \times 2 + 0.005 \times 4000 \times 9.8 + 0.02 \times 4000 \times 9.8 \\ &= 16036\text{N} \\ L &= (C_a / f_w F_a)^3 \times 10^6 \end{aligned}$$

式中, L 为总转数; C_a 为基本额定动态负载 138.4kN ; f_w 为负载因数,取 1.5 ; F_a 为轴向负荷 16036N ; $L = (138400 / 1.5 \times 16036)^3 \times 10^6 = 190.5 \times 10^6 > 10^6$, 满足要求。

(2) 临界转速的校核。

丝杠转速提高之后,可能发生共振而不能继续转动,临界转速为:

$$N = \lambda_2 \times \frac{d_1}{l^2} \times 10^7$$

式中, N 为危险速度下的容许转速; λ_2 为与安装

相关的系数, 为固定值, $\lambda_2=21.9$; d_1 为丝杠轴螺纹小径, $d_1=55.2\text{mm}$; l 为丝杠轴的安装间距, $l=3458\text{mm}$;

$N=21.9 \times \frac{55.2}{3458^2} \times 10^7=1011\text{rpm}$; 丝杠最快转速为

$n=\frac{V_{\max}}{P_h}=\frac{24000}{25}=960 < N=1011 \text{ rpm}$ 。因此满足要求。

由此, $c \cdot d_p \cdot n$ 值为: $d_p=63$, $n=960\text{rpm}$, $d_p \cdot n=63 \times 960=60480 < [d_p \cdot n]=100000\text{rpm}$ 。满足要求。

四、轴承的选择

NSK 滚珠丝杠支承轴承为高精度向心推力滚珠轴承, 其特点是: 高轴向刚性, 低的启动扭矩, 容易安装, 结构简单, 因此选用 NSK 轴承, 型号为: 60TAC120BDBBC10PN7A, 设置 2 组。

五、驱动电机的选择

选择电机的条件是 $N_{\text{电机}} > n_{\text{负载}}$; $T_{\text{电机}} \geq T_{\text{负载}}$; $J_{\text{电机}} \geq \frac{1}{3} J_{\text{负载}}$ 。根据国内外同类规格机床, 选用西门子 AC 系列 1FT6 108-8SF7。其电机额定扭矩为 37Nm; 额定转速为 3000rpm 额定转动惯量为 $260 \times 10^{-4}\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。通过计算校核所选电机。

(1) 负载惯量的校核。

$$J_{\text{丝杠}} = \frac{mD^2}{8} = \frac{1}{8} \times \left(\frac{1}{4} \rho \pi D^2 l \right) D^2$$

$$= \frac{1}{8} \times \left(\frac{1}{4} \times 7.8 \times 10^3 \pi \times 0.063^2 \times 3.9 \right) \times 0.063^2$$

$$= 0.047\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

主轴箱等件折算到丝杠上的转动惯量:

$$J_{\text{主轴箱}} = M_1 \times L \times L / [(2 \times 3.14) \times (2 \times 3.14)]$$

$$= 4000 \times 0.025 \times 0.025 / [(2 \times 3.14) \times (2 \times 3.14)]$$

$$= 0.063\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J = J_{\text{丝杠}} + J_{\text{主轴箱}} = 0.047 + 0.063 = 0.11\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

折算到电机轴上的转动惯量:

$$J_{\text{电机轴}} = \frac{J}{i^2} = \frac{0.11}{3^2} = 0.012\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{\text{电机轴}} / 3 = 0.012 / 3 = 0.004 < J_{\text{电机}} = 0.026\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

所以电机的转动惯量满足要求。

(2) 启动力矩的校核。

减速箱传动比为 $i=3$; $T_{\text{启动}} = iJa$, $T_{\text{启动}}$ 为启动力矩; a 为角加速度 $a = \frac{n \cdot 2\pi}{t} = \frac{960 \times 2\pi}{60 \times 0.2} = 503\text{rad/s}$;

$T_{\text{启动}} = iJa = 3 \times 0.012 \times 503 = 18\text{Nm} < T_{\text{电机}} = 37\text{Nm}$ 。所以电机满足要求。

机满足要求。

六、导轨的选择

本机床选用的导轨是 THK 直线导轨。直线导轨具有导轨表面磨损少、不产生爬行、油膜厚度变化少、价格便宜、高精度、高刚性、安装、噪音低、具有很好的互换性和交货期短等优点。

(1) 系列的选择。选择 SRG 系列, 因为此系列采用滚柱保持器, 具有超高刚性、四方向等负荷, 通过防止偏移来实现平滑运动、长期运行且免维护等优点。

(2) 精度等级的选择。本机床属于精密级, 选择为 P 精密级, 预压的种类为中预压, C0 级。

(3) 线性导轨尺寸的确定。对于线性导轨, 公称型号与滚珠丝杠轴直径几乎相等, 由于滚珠丝杠的直径为 63mm, 查样本可知, 线性导轨型号为 SRG65LV (没有 63 规格)。

(4) 导轨长度 L 的确定。 $L = \text{行程} + \text{冲程} + \text{主轴箱的高度} + \text{两端防护罩最小压缩尺寸} = 1400 + 160 + 1150 + 138 = 2848\text{mm}$ 。所以线性导轨型号选为 SRG65LV3SS C0E+2848LP- II。

(5) 线性导轨的润滑方式。为了使用方便, 采用集中润滑方式。

(6) 安装方式的选择。线性导轨侧压方法选用锥形块 (图 1), 左侧为调整侧, 右侧为基准侧。安装台阶的高度根据样本可知为 8mm。

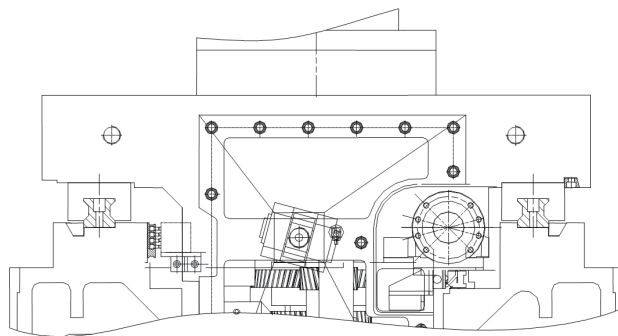


图 1 滚珠丝杠结构示意图

七、滚珠丝杠的安装方式

滚珠丝杠结构如图 2 所示, 主轴箱的丝母座孔为 $\phi 106\text{mm}$, 丝母直径为 $\phi 105\text{mm}$, 有 1mm 的间隙, 是为调整方便, 件 11 为调整垫, 调整该垫的厚度, 可以对丝

杠进行预拉伸, 预拉伸 Δl 计算如下:

$$\Delta L = \rho \times \Delta t \times L$$

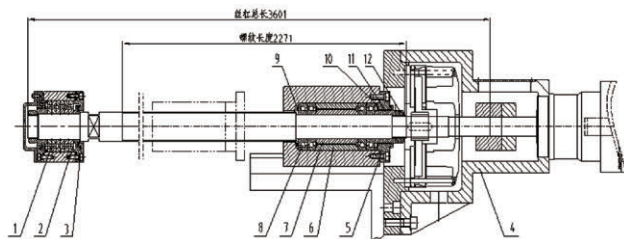


图 2 滚珠丝杠结构示意图

式中, ΔL 为丝杠轴向伸缩量, 单位为 mm; P 为热膨胀系数 12×10^{-6} , 单位为 $^{\circ}\text{C}$; Δt 为丝杠轴温度变化, 取 3°C ; L 为螺纹部有效长度 2271, 单位为 mm; $\Delta L = 12 \times 10^{-6} \times 3 \times 2271 = 0.0817\text{mm}$ 。最后, 确定 ΔL 为 0.08mm 。

滚珠丝杠的预拉伸具有以下作用。

- (1) 补偿丝杠变形。
- (2) 提高丝杠抗压刚度。
- (3) 提高推力轴承的轴向刚度。
- (4) 提高轴承座的轴向刚度。

八、平衡油缸的设计

平衡油缸的设计(图3), 本机床采用液压油缸的平衡方式, 由于主轴箱上下行程为1400mm, 行程较大, 考虑液压油缸行程不能太大, 所以采用动滑轮加上钢丝绳的形式, 来减少油缸的行程, 但油缸所承受的力要相应增加一倍。

选择美国 Parker 公司 MMA 系统冶金缸, 主轴箱部总体重量为 3000kg, 液压油缸应平衡掉 6000kg 的重量, 选择型号为 100CMP3MMARL14M860M1144 油缸。计算得出平衡载荷为 $F=58800\text{N}$, 活塞杆直径为 $\phi_{\text{杆}}=63\text{mm}$, 缸孔面积为 $S_{\text{孔}}=7854\text{mm}^2$, 活塞杆面积为 $S_{\text{杆}}=3117\text{mm}^2$, 压力为 $P=F \cdot 106 / (S_{\text{孔}} - S_{\text{杆}}) / 1000000 = 12.4\text{MPa}$, 系统泵站压力为 14MPa。故满足使用要求。

所选油缸及油压符合设计要求,为进一步确保稳定性,在其管路上安装一个减压阀,通过改变管路压力大小来调节平衡稳定性。

九、结语

HMC125b 样机组装完成后,对机床立柱左右运动的

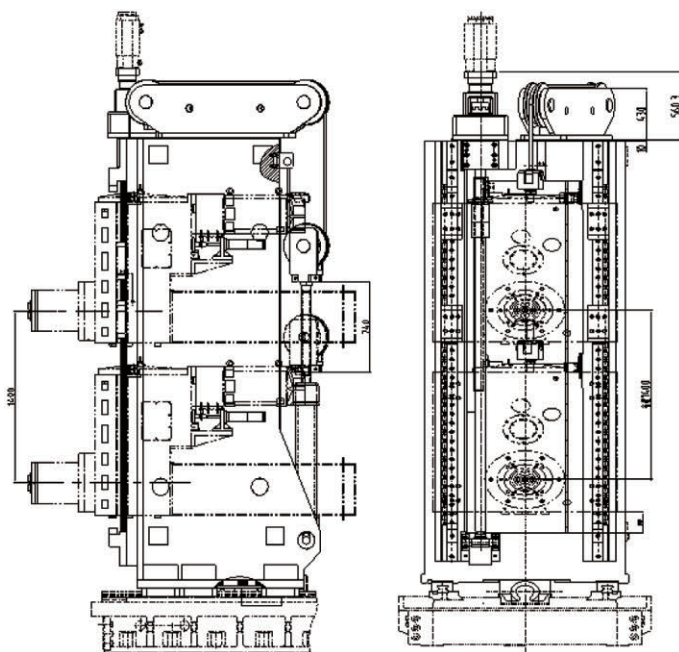


图 3 平衡结构示意图

X 轴和主轴箱上下运动的 Y 轴，进行几何精度和加工精度切削检验，经检测与实践调整，所测精度完全符合设计要求，且立柱在工作过程中运转平稳、动态特性好，超越预期设计效果，保证了机床的精度要求。HMC125b 样机现在已经售出，该机床适用于军工、航天、船舶和纺织等多种行业，更适合大型泵业和减速箱行业的高性能机床。