卧式滚齿机枪栓式尾顶尖压紧装置改进

陕西汉中长空精密机械制造公司 （723102） 周大鹏 李秉纪

小模数卧式滚齿机尾顶尖压紧装置一般采用枪栓式，该装置装夹零件效率较高，简单易用，工作时，根据零件长度调节定位套筒，固定好枪栓手柄与尾顶尖轴，通过扳下枪栓手柄使其沿着尾顶尖套筒的螺旋导程槽运动，使尾顶尖压紧零件端面。其结构如图1所示。

1. 问题的提出

我厂在大批量（每班3 000件）加工某系列小模数铜齿轮（$m=0.4$，$\alpha=20°$，$z=12$，内孔直径 $D=2$mm，长度 $L=4$mm）时，由于工人操作的不稳定性导致枪栓手柄压不到位，产生一些削齿、动齿、乱齿等缺陷零件，占0.1～1%的比例。其产生的主要原因是由于尾顶尖轴提供的轴向压紧力不够造成的。通过分析计算，该零件在正常加工时需要约500N的轴向压紧力。如果轴向力＞600N力时，易将零件内

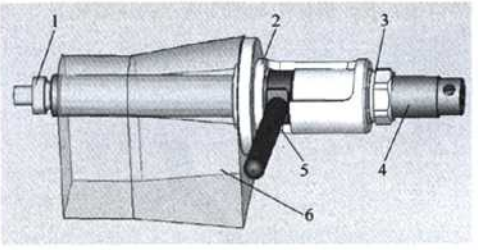


图1 枪栓式尾顶尖压紧装置的基本构成

1. 尾顶尖 2. 尾顶尖套筒 3. 定位套筒
4. 尾顶尖轴 5. 枪栓手柄 6. 机床尾座

孔孔口挤压变形、端面压伤；如果轴向力＜400N的力时，齿面易产生削齿现象；如果轴向力＜200N的力时，易出现动齿、乱齿等现象，加工完的零件每

故选SIEMENS－1FT6105－IAC71交流伺服系统。

此电动机额定转速 $n=2\,000$r/min，电动机输出功率为 $P=8.7$kW，电动机额定转矩为 $M=38$N·m，转子转动惯量为 $J_{电}=1\,710$N·m，通常交流电动机转动惯量比 $J_l:J_{电}\leqslant 3$ 倍，所以选用此电机惯量匹配合理。

（6）工作台回转电动机的校核 根据《机床设计手册》第三册，对于数控机床而言，因为动态性能要求较高，所以电动机力矩主要是用于产生加速度的。所以通常可先按式（6.6－63）选择电动机，要使快速空载启动力矩小于电动机的最大转矩，即 $M\leqslant M_{max}$。

空载启动力矩 $M=M_{amax}+M_f$

电动机输出转矩的最大值，即峰值转矩

$$M_{max}:M_{max}=\lambda M_r$$

式中 M_f——折算到电动机轴上的摩擦力矩（N·m）；

M_r——电动机额定转矩；

λ——电动机转矩的瞬时过载系数，交流伺服电动机 $\lambda=1.5\sim2$，取 $\lambda=2$。

J_r为折算到电动机轴上的总惯量

$$J_r=J_l+J_{电}=4\ 130\ (\text{N}\cdot\text{m})$$

加速度力矩

$$M_a=\frac{J_r n}{9.6T}\times10^{-2}$$

式中 J_r——折算到电动机轴上总惯量（N·m）；

T——系统时间常数（s）；

n——电动机转速（r/min）。

$n=n_{max}$，计算 M_{amax}。

所以 $M_a=J_r\times n_{max}\times10^{-2}/9.6T(T=0.2\text{s})=43(\text{N}\cdot\text{m})$

折算到电动机轴上的摩擦力矩

$$M_{电}=M_{总}/i\eta=\frac{415.6}{416\times0.48}=21\ (\text{N}\cdot\text{m})$$

空载启动力矩 $M=M_{amax}+M_f=64$（N·m）

电动机的最大转矩 $M_{max}=\lambda M_f=76$（N·m）

由于空载启动力矩M＜M_{max}，所以该伺服电动机符合要求。**MW**

（收稿日期：20101125）

批均需100%挑选。因此，要保证大批量生产的质量稳定性，必须改进压紧装置保持恒定的轴向压紧力（约500N）。

2. 设计思路

按照现有结构，在不影响生产效率、适应工人操作习惯、整体结构不变的情况下，增加恒定压紧力装置，使工人完成夹紧动作后，端面恒压力压紧不受工人操作技能的影响。

3. 改进装置的结构分析

针对以上的设计思路，结合机床原来的压紧装置的结构，我们设计了如图2所示的压紧装置。

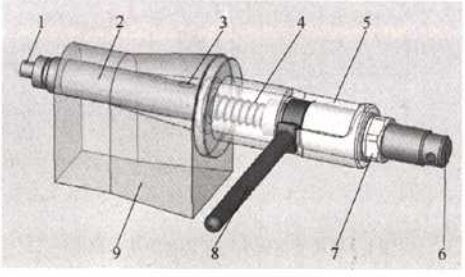


图2 改进后尾顶尖压紧装置的基本构成

1. 尾顶尖 2、6. 尾顶尖轴 3. 定位销 4. 弹簧 5. 尾顶尖套筒 7. 定位套筒 8. 枪栓手柄 9. 机床尾座

主要改进的部位是尾顶尖轴，将原压紧装置的整体式尾顶尖轴改为分体式（见图3）。由尾顶尖轴2和尾顶尖轴5轴向滑配组合，ϕ2mm定位销限位，

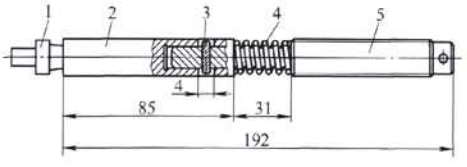


图3 改进后分体式尾顶尖轴工作状态

1. 尾顶尖 2、5. 尾顶尖轴 3. 定位销 4. 弹簧

工作时，弹簧压力通过尾顶尖轴2传递至尾顶尖压紧零件端面，并保持恒定压力。

4. 弹簧的选用

根据工作环境，材料选用碳素弹簧钢丝Ⅱ组。

根据结构尺寸，初步确定弹簧内径 $D_1=16$mm，工作载荷按500N计算

$$A_1 = KC^3 = \frac{\pi\tau_b}{8F_2}\cdot D_1^2 = 126.1$$

查表得 $C=5.2$；弹簧丝直径 $d=\frac{D_1}{C-1}=3.18$，取4mm，中径 $D_2=20$mm。根据以上计算结果查表得：弹簧节距 $p=6.52$mm，工作极限载荷 $F_{lim}=705.1$N，单圈刚度 $k=314$N/mm，单圈工作极限载荷下变形量 $f_{jd}=2.247$mm。

选用自由长度 $H_0=40$mm，有效圈数 $n=6$ 的标准弹簧，工作载荷500N力时压并变形量 $H=9.55$mm。根据结构设计，弹簧工作状态压并长度 H_b 在31~29mm，则初始压紧力

$$F_1 = \frac{H_0 - H_{b1}}{n}\cdot k \approx 471\text{N}$$

工作状态作状态最大压紧力

$$F_2 = \frac{H_0 - H_{b2}}{n}\cdot k \approx 576\text{N}$$

强度验算：$\frac{H}{nf_{jd}}=\frac{9.55}{6\times2.247}=0.71$，在全变形量的20%~80%之间疲劳强度安全系数取 $N=10^7$（使用频次）。

$$S=\frac{\tau_0+0.75\tau_1}{\tau_2}=1.46$$，在1.3~1.7之间。

其中 $\tau_0=0.3\sigma_b=471$MPa

$$\tau_1 = \frac{8KD_2}{\pi d_3}\cdot F_1 = 453.75\text{MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{8KD_2}{\pi d_3}\cdot F_2 = 554.9\text{MPa}$$

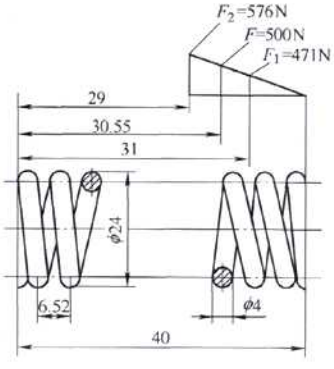


图4 压缩弹簧工作图

5. 结语

根据上述设计改进，零件压紧前弹簧被压缩至31mm，通过枪栓压紧零件后，弹簧被压缩至31~29mm，即可保持零件端面的压紧力在471~576N之间，问题得到彻底的解决，且夹紧操作方式不变，加工后的零件全部合格不需要挑选，相对提高了生产效率，现已在厂内卧式滚齿机上全面推广使用。

MW （收稿日期：20101103）