

三支承车床主轴的刚度及参数优化

李慧云¹, 高仲达¹, 张永贵², 谢昭童³

(1 宁夏职业技术学院, 银川 750002; 2 兰州理工大学机电工程学院, 兰州 730050;

3 宁夏银川大河数控机床有限公司, 银川 750021)

摘要:对三支承车床主轴从辅助支承发生作用的条件出发,假设 3 个支承在载荷作用下的变形呈线性关系,由此对辅助支承约束力求解,从而将超静定问题转化为静定问题,得到了主轴端部柔度(刚度的倒数)计算公式,然后根据主轴部件设计的需要,采用遗传算法对主支承跨距、辅助支承跨距和传动力作用位置等参数进行综合优化,对三支承结构的机床主轴设计有一定的参考意义。

关键词:车床主轴;三支承主轴;超静定问题;刚度;参数优化

中图分类号: TG502.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-3133(2010)05-0142-03

Stiffness calculating of a three point supported spindle of machine tool

LI Hui-yun¹, GAO Zhong-da¹, ZHANG Yong-gui², XIE Zhao-tong³

(1 Ningxia Polytechnic College Yinchuan 750021, China; 2 School of Mechanical and

Electronical Engineering Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

3 Ningxia Yinchuan DAHE CNC Machine Tool Limited Company, Yinchuan 750021, China)

Abstract: Aimed at the mechanics model on three point supported spindle of machine tool start from the working condition of assistant bearing supposing that deformations of three bearing are linearity to obtain the sanction solution of assistant bearing translate the statically indeterminate problem into a statically determinate problem, and the expressions flexibility of spindle end is given out. And then influence factors such as bearing span, assistant bearing span and driving force action location have been synthetically optimized to get higher spindle stiffness. That will be effective for machine tool three point supported spindle system design.

Key words: lathe spindle; three point supported spindle; statically indeterminate problem; stiffness; parameters optimization

0 引言

机床主轴部件的刚度与机床加工精度有直接关系,它综合地反映了主轴和轴承的抵抗变形能力,通常在主轴前端施加的作用力与力的方向上所产生的位移比值大小来衡量。影响主轴部件刚度的因素很多,如主轴本身的尺寸和形状,滚动轴承的型号、数量、配置形式和预紧,前、后支承间的距离和主轴前端的悬伸量,传动件的布置方式,主轴部件的制造和装配质量等^[1]。从主轴支承的布置来看,国内外机床产品中既有两支承结构,也有三支承结构(其中两个为主支承,一个为辅助支承),不管何种布置方式,在主轴的形状尺寸以及滚动轴承型号确定的情况下,主轴支承轴颈间的距离对于主轴部件的刚度具有重要的影响。针对两支承结构的刚度及支承间“最佳跨距”的获得方法人们已进行了广泛的研究^[2,3]。而对三支

承结构的刚度问题,虽然也有一些讨论^[4,4],但限于问题本身的复杂性以及研究者着眼点的不同,在实际设计或专业教学中所研究的内容十分有限。

本文以车床为例,分析讨论三支承结构主轴的刚度表达式,给出参数优化方法。

1 三支承主轴模型的简化

车床典型的三支承结构主轴可以简化为图 1 所示模型,前支承和后支承作主支承,前端定位,中间支承为辅助支承。为了叙述方便,将前支承标为 1,后支承标为 2,辅助支承标为 3,主轴端部标为 0;图 1 中 l_1 为主支承两作用点间的跨距, l_2 为辅助支承到前支承的跨距, b 为传动齿轮作用点到前支承作用点的距离, a 为主轴悬伸量。为了计算简便,针对上述三支承主轴结构进行结构简化,一是将变截面主轴简化为等截面,取平均直径为其计算直径。二是将主轴支承简化

为径向支承,只考虑径向轴承刚度,略去推力轴承的抗弯能力。在主轴前端施加切削载荷 P、在传动齿轮作用点施加径向力 Q,并假设 Q是传动作用力折算到 P作用面上的径向力。同时假设主轴的弹性模量为 E,惯性矩为 I,辅助支承的轴承间隙为已知量 δ_0

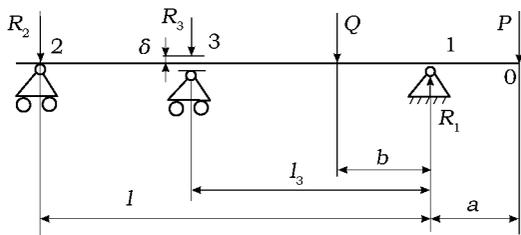


图 1 三支承结构主轴的简化模型

由图 1所示的力学模型,存在静力平衡方程为:

$$\begin{cases} R_1 - P - Q - R_2 - R_3 = 0 \\ Pa - Qb - R_2 l - R_3 l_3 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: R_1, R_2, R_3 分别为 3 个支承处的径向支反力。

当 a, b, l, l_3 已知时,求解支承的支反力时未知数数目比方程数目多一个,属于一次超静定问题。

2 三支承结构主轴的刚度计算

主轴部件刚度是综合作用的结果,或者说,在切削载荷作用下主轴端部的位移是由于轴承、主轴本身在载荷作用下变形的叠加。进一步分析,可以将主轴部件看作是支承刚性、主轴弹性的力学模型和支承弹性、主轴刚性的力学模型的复合,下面分别就这两种情况讨论问题的求解模型。

支承刚性主轴弹性时的变形如图 2所示,在支承刚性的假设条件下,主轴本身在载荷作用下发生弹性变形。由于中间的辅助支承是在主轴支承 3 处的变形大于轴承间隙 δ_0 时才起作用,因此首先讨论支承 3 处的变形。

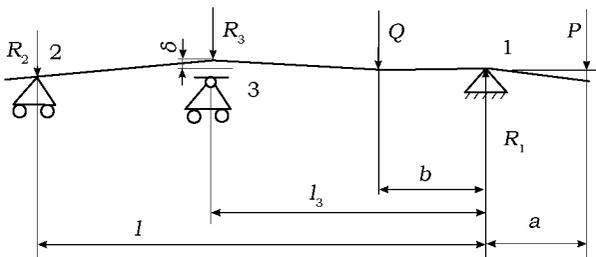


图 2 支承刚性主轴弹性时的变形

对载荷 P、Q作用结果分别讨论。根据工程力学知识,分别求出在载荷 P、Q作用下支承 3 处的变形,然后叠加,则 δ_3 为:

$$\delta_3 = \frac{(Pa + Qb)(1 - k)}{6EI} [2l^2 + (1 - k)^2 + b^2 - l^2] \dots \dots \dots (2)$$

式中: δ_3 为支承 3处在 P、Q作用下的叠加变形。

支承弹性主轴刚性时的变形,如图 3所示,主轴在载荷 P、Q作用下相当于其原始轴线发生偏斜。假设 3 个支承的刚度分别已知为 k_1, k_2, k_3 ,在辅助支承不起作用的情况下,在主支承 1、2处存在间隙 δ_1, δ_2 。

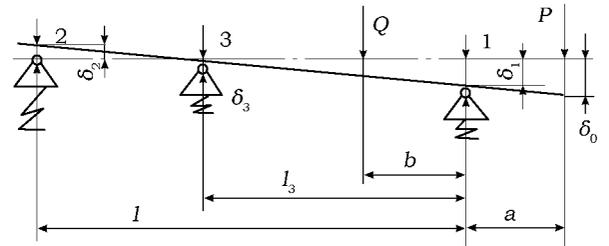


图 3 支承弹性主轴刚性时的变形

由于 3 个支承中两个主支承都预紧,而辅助支承无预紧,且存在 $k_1 > k_2 \gg k_3$,故可以假设在主轴刚性的情况下,在支承 3起作用时该处的变形 δ_3 与 δ_1, δ_2 之间始终为线性关系,即:

$$\delta_3 = \frac{\delta_1(1 - k) + \delta_2 k}{1} \dots \dots \dots (3)$$

那么,在载荷作用下,主轴在支承 3处的变形量为 $\delta_3 + \delta_0$,当 $\delta_3 + \delta_0 > \delta$ 时辅助支承起作用,需要克服的变形量为 $\delta_3 + \delta_0 - \delta$ 则存在:

$$R_3 / k_3 = \delta_3 + \delta_0 - \delta \dots \dots \dots (4)$$

式(4)即为求解式(1)的超静定问题的变形协调条件,式(1)、式(4)联立即可求得辅助支承起作用时各个支承的支反力,从而将图 1所示的超静定问题转化为静定问题。

下面讨论主轴端部在载荷作用下的变形 δ_0 (见图 3),类似于上述分析过程,仍然按照支承刚性主轴弹性和支承弹性主轴刚性两种情况分别讨论,然后叠加,则 δ_0 为:

$$\delta_0 = \frac{1}{3EI} [Pa^2(1+a) - \frac{Qb(2l^2 - 3lb + b^2) + R_3 l(2l^2 - 3lk + k^2)}{2l}] + \frac{P(1+a)^2 + Q(1-b)(1+a)}{k_1 l} + \frac{Pa^2 - Qab}{k_2 l} \dots \dots \dots (5)$$

根据主轴刚度的定义,为使主轴前端 0处产生单位位移,则在位移方向测量处需施加力 P,这时刚度 $k = P / \delta_0$,将式(5)代入,则 k的表达式比较繁杂,为

此,引入主轴柔度的概念,为主轴刚度的倒数,即 δ_0/P 为:

$$\frac{\delta_0}{P} = \frac{1}{3EI} [a^2(1+a) - \frac{Q}{P} b(2l^2 - 3lb + b^2) + \frac{R_3}{P} l(2l^2 - 3ll + l^2)] + \frac{(1+a)^2 + \frac{Q}{P}(1-b)(1+a)}{k_1 l^2} + \frac{a^2 - \frac{Q}{P} ab}{k_2 l^2} \dots \dots \dots (6)$$

从式(6)可以看出,考虑了传动力和辅助支承约束的三支承主轴端部的柔度表达式比两支承结构的复杂,在根据结构预先确定悬伸量 a 及主轴基本结构尺寸(即确定 E, I)的情况下,除了两个主支承的跨距对刚度的影响,传动力作用的位置、辅助支承的布置位置都对主轴端部的柔度(或刚度)产生影响,而且反映出轴端载荷 P 与传动力、辅助支承约束力之间的比例关系也对主轴端部的柔度(或刚度)有影响作用。将式(6)计算结果取倒数即为主轴部件的刚度。

3 三支承主轴的参数优化

针对式(6),欲使其表示的柔度最小(刚度最大),在切削载荷 P 及传动力 Q 一定的情况下,假设主轴材料、悬伸量 a 、轴颈 d 已经确定,则对柔度起影响作用的是主支承跨距 l 辅助支承跨距 l_b 及传动力作用位置 b 。针对这 3 个变量求解柔度最小问题,较好的解决方法是采用数值方法,其中遗传算法因具有全局优化的特点而在多参数优化中得到广泛应用。

遗传算法把一个可能的解表示为遗传基因码串,即 $x=[l, l_b, b]$ 。码串采用二进制编码或实数编码,由 n 个基因码串构成一个种群 P_{pop} ,即 $P_{pop}=[x_1, x_2, \dots, x_p, \dots, x_n]$,遗传算法求解问题就是采用“优胜劣汰”思想,从上一代群体 $P_{pop}(k)$ 中,根据适应度函数值 F_{fit} 对个体码串进行选择,把较差的个体淘汰掉,把较好的个体保留下来构成新一代种群的父代 $P_{pop}(k+1)$,然后对父代 $P_{pop}(k+1)$ 中的个体码串进行遗传操作(交叉和变异),生成新的个体,以构成新的种群^[5],当算法进行到一定程度时,种群中的个体趋于一致,此时的个体即为满足适应度函数的最优解。

本文针对某车床改进型的三支承主轴结构,根据设计者的要求对主支承跨距 l 辅助支承跨距 l_b 及传动力作用位置 b 进行优化,优化算法在 MATLAB 软件下实现。基本过程描述如下。

- 1)参数设定:种群规模 n 交叉概率 p_c , 变异概率 p_m , 优化代数 k_{max} 。
- 2)种群初始化。
- 3)计算 F_{fit} ($F_{fit} = \delta_0/P$)。
- 4)寻找并保存当前代最优个体。
- 5)While $k_n < k_{max}$ (k_n 为当前优化代数) 做:
 - (1)选择操作。
 - (2)交叉操作。
 - (3)变异操作。
 - (4)计算 F_{fit} 。
 - (5)精英模型(寻找并保存历代以来最优个体;用该最优个体替换当前代最差个体)。
- 6)End(输出最优个体)。

取 $n=50, p_c=0.8, p_m=0.3, k_{max}=2000$, 在原设计值的基础上加减 25% 作为各变量的搜索区间进行优化。根据优化结果,设计者结合机床的具体结构进行了适当改进,使得主轴刚度比原设计约提高 13%,说明采用式(6)给出的主轴端部柔度计算公式以及遗传算法对主轴参数进行优化设计是可行的。

4 结语

- 1)对于三支承结构主轴,假设 3 个支承的变形呈线性关系,由此对辅助支承约束力求解,从而将超静定问题转化为静定问题是可行的。
- 2)采用遗传算法对三支承结构主轴进行多参数优化可以取得较好的效果。

参考文献:

- [1] 戴曙. 金属切削机床设计 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [2] 杨美英. 数控机床主轴组件设计及刚度计算 [J]. 机械工程与自动化, 2004(2).
- [3] 陈启铨. 数控车床主轴弯曲刚度校验的研究 [J]. 上海应用技术学院学报, 2005, 5(3).
- [4] 高斌, 李冬霞, 王冠中. 关于机床主轴部件静刚度的再研究 [J]. 机械研究与应用, 1996(1).
- [5] 张永贵, 谢黎明, 杨建军. 一种求解代数方程组的混合遗传算法及其工程应用 [J]. 甘肃科学学报, 2005, 17(3).

作者简介:李慧云,副教授。主要从事机械设计与工程力学方面的教学科研工作。
E-mail: nxddhy@163.com
收稿日期: 2009-12-29