

基于 ANSYS 的数控机床主轴尺寸优化设计

撰文 / 青海华鼎重型机床有限责任公司 杨亮 马永红 王亚平

根据数控重型机床主轴的结构特性，利用 ANSYS Workbench 有限元分析法对机床主轴部件关键尺寸进行量化设计。首先利用 Solid Edge 软件建立有限元模型，导入 ANSYS Workbench 进行主轴静态分析，研究影响主轴部件的关键性因素及薄弱环节；指出对机床主轴部件刚性影响较大的尺寸参数，然后应用敏感性分析的方法得出影响主轴静态刚度的关键尺寸，最后利用优化模块得出最佳设计点。结果表明，优化后的机床主轴部件相关静态参数得到明显的改善。

一、引言

数控重型机床的主轴部件是整台机床核心的执行件，它是支承并带动工件旋转，承受切削力和驱动力等载荷的执行部件。其结构特性直接影响到机床的加工精度，精度稳定性和加工效率。因此控制机床主轴的结构稳定性是机床设计精度赖以保证的关键性因素，通过控制机床主轴的结构稳定性保证主轴部件的旋转精度、刚度、抗震性、温升变形以及后期的精度保持性。以往主轴部件的结构设计，经常靠设计人员的经验和常规计算来进行主轴部件的优化。对主参数的选取有一定的盲目性。势必造成设计主参数并非最优参数，使设计参数的改变引起结构特性的变化。

本文利用有限元分析法对机床主轴进行应力、应变分析，然后利用 ANSYS Workbench 灵敏度分析进行尺寸优化设计。将建立的主轴模型，利用 ANSYS Workbench 软件进行静态分析，研究主轴的危险截面。然后对主轴的设计尺寸进行动态特性的灵敏性分析，找出对主轴动态特性影响较大的尺寸将其定义为设计变量。最后对主轴进行尺寸优化设计，选择最优方案改进其结构。

二、主轴部件优化问题描述

数控重型机床主轴结构的参数优化分析，即分析结构参数的变化对整个床头箱轴系的变形、应力的影响，不同轴颈部位的形状和尺寸参数对轴系稳定性的影响程度不同，通过分析结构参数，找出其危险截面影响的关键参数，进行优化设计。基于数控重型机床主轴危险截面尺寸优化设计的流程图如图 1 所示。

在机床主轴的尺寸优化设计中，分析变量为主轴结构中的关键的设计尺寸参数，约束函数包括应力值、变形量和总质量。以分析机床主轴的最小变形量和最小应力为目标函数，从而确定一组最佳设计的参数，然后分别分析这些参数的变化中对机床主轴静态性能的影响。

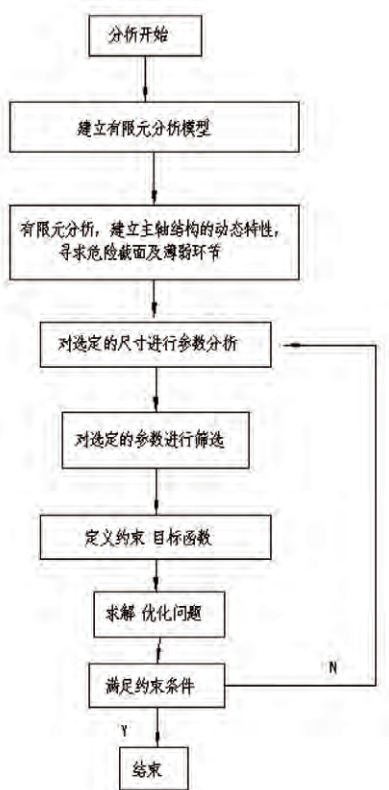


图 1 主轴危险截面尺寸优化流程图

三、有限元模型建立

某数控重型机床的主轴材质为 40Cr 的锻件, 采用 Solid Edge 软件按主轴初步设计的尺寸建立主轴部件的三维实体模型, 如图 2 所示。然后导入 ANSYS Workbench 软件建立有限元分析模型, 并赋予 40Cr 材料属性, 其许用屈服应力为 524MPa, 弹性模量为 200GPa, 泊松比为 0.3, 密度约为 7800kg/m³。

为了保证有限元分析的可靠性、提高分析计算速度并节省计算机运行的空间, 对其主轴模型进行适当的简化, 删除对分析结果影响不大的实体特征, 如倒角、圆角及把合卡盘螺纹孔等非关键性特征。

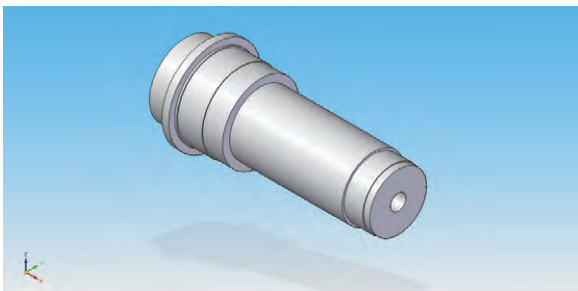


图 2 主轴有限元模型

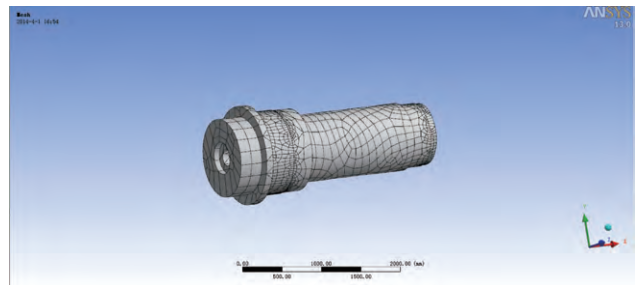


图 3 主轴有限元网格划分

主轴部件有限元模型建立, 且完成了定义相关属性后, 对有限元模型进行网格划分, 网格划分的精度直接影响后续数据分析以及计算结果的准确性。本文采用自动网格划分的方法对主轴进行网格划分, 网格的类型以四面体为主, 节点总数为 177220, 单元数为 60104, 网格划分结果如图 3 所示。

四、主轴静力分析

主轴静态刚度是指主轴在受外力的情况下主轴组件抵抗变形的能力。通常情况下, 以主轴前端产生单位位移时, 在位移方向上所施加的作用力大小来表示主轴的静态刚性。本文中在主轴的前端顶尖处施加顶紧力以及自身工件重力的情况下, 通过 ANSYS Workbench 的静态分析模块来分析主轴的最大位移和应力的变化云图。如图 4、5 所示。

主轴部件的静态刚度: $K=F/Y$ 。

式中, F 为端部作用力, 单位为 N; Y 为端部位移量,

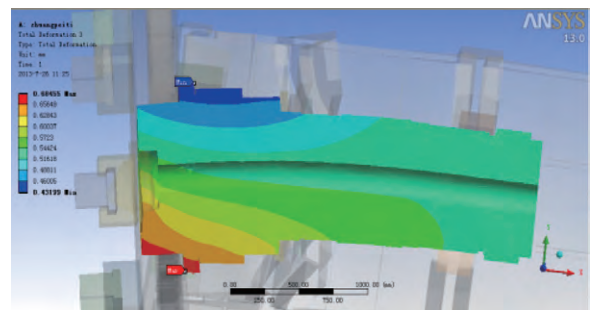


图 4 主轴最大位移云图

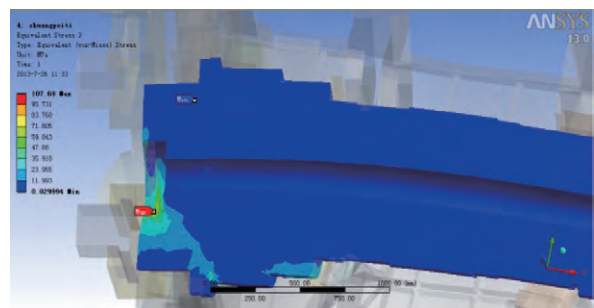


图 5 主轴最大应力云图

表 主轴变形及应力数值表

部件	位移与应力	数值	最大位置
主轴	位移 (mm)	0.68	主轴悬伸下沿处
	应力 (MPa)	107.69	主轴顶尖锥孔下沿处

单位为 μm 。

从表中可以看出，主轴悬伸处的位移较大，减短悬伸，增大悬伸处的直径，能够提高主轴静态刚性。

五、主轴设计参数的敏感性分析

主轴关键尺寸如主轴直径、悬伸长度和支承跨距决定了主轴刚度、结构的工艺性和主轴组件的工艺适用范围。因此，要提高主轴组件的刚性，必须对主轴采取优化设计，以获得最好的刚性。实践证明，主轴的直径、悬伸长度和支承跨距对主轴的静动态特性的影响较大，对这几个关键尺寸的参数化，通过灵敏度分析得出主轴关键参数的合理值，是主轴尺寸设计的重点和难点。以下主要在 ANSYS Workbench 的 Design Explorer 平台中，通过其模块中的目标驱动优化和响应曲面的方法对主轴的关键参数进行了详细的优化设计，对主轴尺寸设计具有重要意义。

1. 主轴各优化参数的确定

根据影响主轴性能的参数分析，确定 4 个优化参数：主轴前轴颈半径 S_b （主轴后轴颈 S_d 与前轴颈设置了 0.75 的比例关系）；前后轴颈的跨距 S_L ；主轴前端悬伸长度 S_a ；主轴前端悬伸半径 S_c 。如图 6 所示。

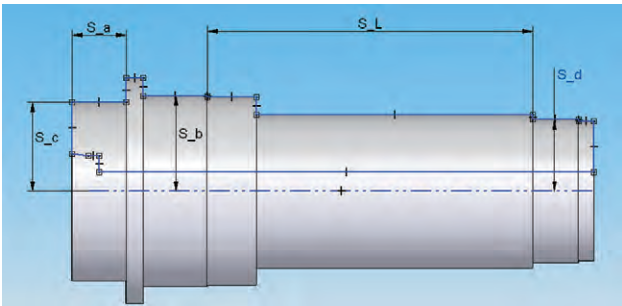


图 6 主轴优化参数对应关系图

2. 设计参数的敏感性分析

图 7 中，纵坐标表示敏感程度，横坐标表示输出参数，从左至右分别为质量、主轴最大变形、主轴最大应力。

红色表示前后轴颈之间的跨距 (S_L)；黄色表示主轴前端轴颈的半径 (S_c)；绿色表示主轴前端悬伸长度 (S_a)；青色表示主轴前轴颈半径 (S_b)。

从图 7 中可以看出，主轴前端轴颈的大小 S_b 和悬伸

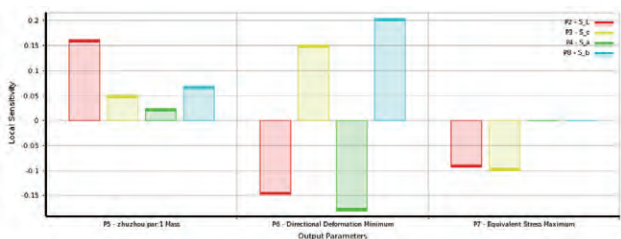


图 7 参数敏感分析图

长度 S_a 对于主轴静刚度的影响最大。

3. 关键敏感设计参数对目标函数的影响

(1) 主轴前轴颈 S_b 对主轴变形的影响。

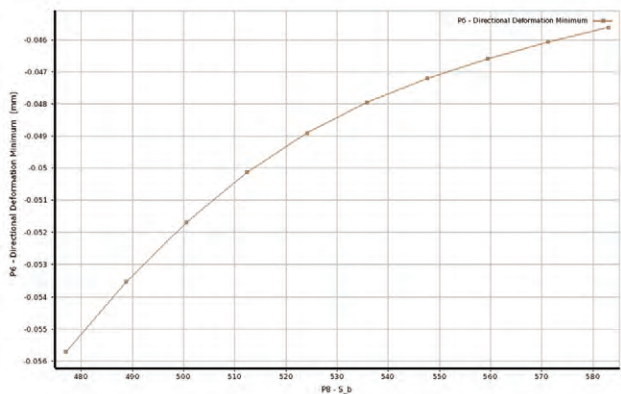


图 8 主轴前轴颈 S_b 对最大变形的影响曲线图

从图 8 中可以看出，随着 S_b 的增加，变形逐步减小。

(2) 主轴前轴颈 S_b 对主轴应力的影响。

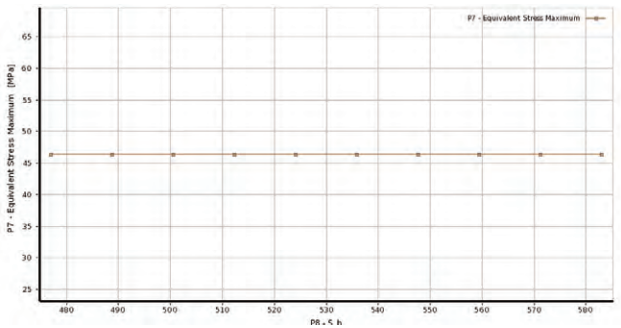


图 9 主轴前轴颈 S_b 对应力的影响曲线图

从图 9 中可以看出前支撑轴承处轴颈 S_b 影响很小，主要原因是最大应力出现在前端的安装顶尖的锥孔内，在轴颈直径 800mm 以后对应力几乎没有影响。

(3) 主轴前轴颈 S_b 对主轴质量的影响。

从图 10 中可以看出，随着 S_b 的增加，质量逐步增加。

(4) 主轴前端悬伸长度 S_a 对主轴变形的影响。

从图 11 中可以看出随着悬伸长度 S_a 的增大，变形也在逐渐的增大。

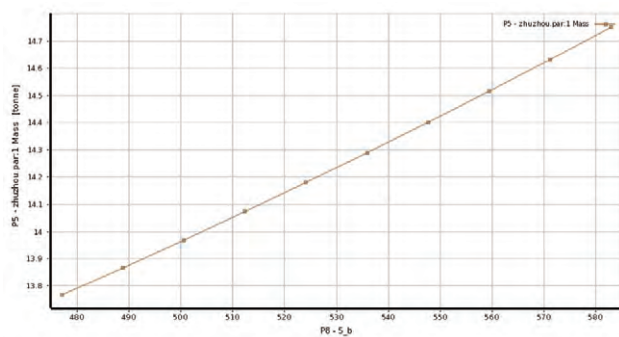


图 10 主轴前轴颈 S_b 对质量影响曲线图

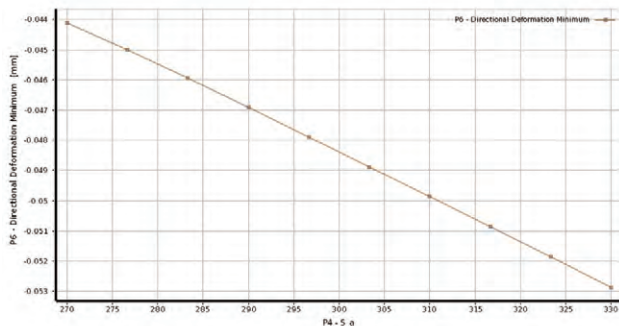


图 11 悬伸长度 S_a 对主轴变形影响曲线图

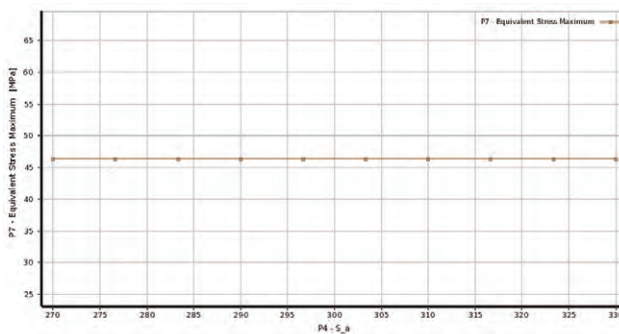


图 12 悬伸长度 S_a 对主轴应力影响曲线图

(5) 主轴前端悬伸长度 S_a 对主轴应力的影响。
从图 12 中可以看出悬伸长度 S_a 对最大应力的影响很小。
主轴前端悬伸长度 S_a 对主轴质量的影响和主轴前轴颈的影响趋势是相同的，这里不再赘述。

(6) 主轴前轴颈 S_b 和悬伸长度 S_a 同时对主轴静刚度的影响。对主轴变形的影响：从图 13 中可以看出，减小悬伸长度 S_a，增大轴颈的大小 S_b，可以减小主轴变形。对主轴应力的影响：从图 14 中可以看出，图中只是悬伸长度 S_a 对应力有所影响，轴颈对最大应力是没有影响的。

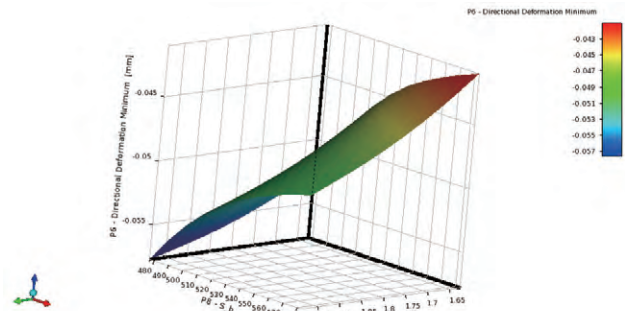


图 13 主轴前轴颈 S_b 和悬伸长度 S_a 对主轴变形影响响应面图

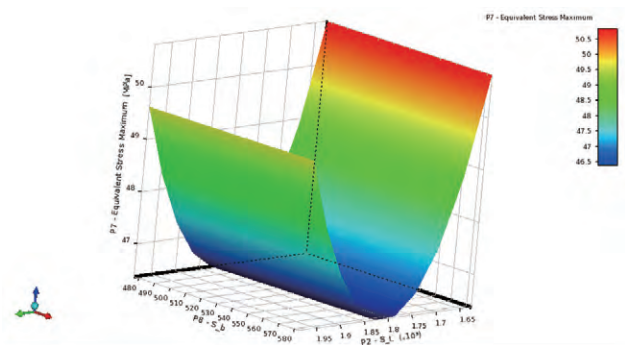


图 14 主轴前轴颈 S_b 和悬伸长度 S_a 对主轴应力影响响应面图

六、优化结果分析

1. 优化目标的确定

确定优化目标：最大变形最小，最大应力最小，质量最小；各个目标的重要程度分别为：高、低、默认。ANSYS 优化系统推荐了三组优化后的数据如图 15 所示。

2. 优化结果的分析

通过对以上优化数据的分析，主轴前轴颈的直径、跨

1		P2 - S_L	P3 - S_c	P4 - S_a	P6 - S_b	P5 - zhuzhou.par:1 Mass (tonne)	P6 - Directional Deformation Minimum (mm)	P7 - Equivalent Stress Maximum (MPa)
2	Optimization Study							
3	Objective	No Objective	No Objective	No Objective	No Objective	Minimize	Maximize	Minimize
4	Target Value							
5	Importance	Default	Default	Default	Default	Lower	Higher	Default
6	Candidate Points							
7	Candidate A	1726.4	535.46	273.08	563.04	14.167	★★ -0.038664	★★ 44.94
8	Candidate B	1769.7	538.94	282.95	579.32	14.7	★★ -0.039717	★★ 44.198
9	Candidate C	1648.3	543	273.73	550.83	13.608	★★ -0.037643	★ 46.683

图 15 ANSYS 优化系统推荐了三组优化后的数据

SolidWorks 在船舶曲面建模中的应用

撰文 / 青岛远洋船员职业学院 张俊 贡亚杰
青岛武船重工有限公司 孙启哲

船舶是一种航行于水面上建筑物，需要具有良好的水动力性能，所以船舶表面应该是一种复杂的三维流线型光滑曲面。在船舶设计期间，往往用型线图等图样表示船舶外形，但当需要对船舶进行水动力性能分析或全船结构强度分析时，由于有限元软件自身不擅长复杂曲面建模，所以需要借助专业的三维建模软件对船舶表面进行建模。本文使用 SolidWorks，采用不同的方法对不同船型进行了建模，建模方法对其他复杂曲面建模也有一定的参考价值。

本文主要使用 SolidWorks 中放样凸台命令和 ScanTo3D 插件对不同船型进行了建模，具体操作过程如下。

一、利用半宽水线图放样船体

大部分散货船和油船带有球鼻首和球尾，沿船长方形曲率变化较大，而且这类船舶多属于肥大型船，具有平底，因此适合利用半宽水线图放样船体。SolidWorks 处理复杂曲面需要较大的计算量，因此在导入型线图之前，需要对复杂的型线图（通常使用 AutoCAD 绘制）进行简化，只留下必要的线条，建模时可以迅速捕捉曲线并提高建模成功率。大部分船舶都是左右对称的，因此建模时只建一半即可。具体建模操作步骤如下。

1. 新建零件，导入简化后的型线图

新建一个零件，然后单击选中 xz 面（上视基准面），单击菜单栏的“插入”→“DXF/DWG”，弹出对话框后选择已经处理好的 dwg 格式的型线图文件，单击“完成”按钮即可。导入的简化型线图如图 1 所示。图中蓝色线条上方为各曲线的名称，如 500WL 表示 500mm 水线。

2. 建立与上视基准面平行的基准面

半宽水线图各条水线实际上是船舶在不同水线面处剖线的投影，也就

距长度、悬伸长度和悬伸半径均对主轴的静刚度有影响，其中主轴前轴颈大小和主轴悬伸长度对主轴静刚度的影响最大。所以取第三组数据值为最佳设计点。

根据主轴轴颈处的实际轴承的规格系列，修正主轴前后轴颈大小、跨距长度、悬伸长度及悬伸直径，可得到优化和修正后的最佳设计点，并以此得到最终的目标参数：主轴最大变形 0.038mm，最大应力 46.810MPa，最大质量 1.36t，与优化前相比较，主轴最大变形和应力都得到了大幅降低，而且质量减轻，达到了优化设计的目的。

七、结语

本文通过对数控重型机床主轴关键尺寸对主轴静态刚度的影响因素的理论分析，确定影响其静态刚性的关键尺寸，利用 ANSYS Workbench 的 Design Explorer 平台对设计参数进行了敏感性分析，并得到最终的优化结果，最终确定了主轴设计尺寸的最佳设计点。本文的优化设计的方法对整个数控机床的结构设计和轻量化设计提供了一定的理论研究依据。IM