

1870



Y1750485

西华大学学位论文独创性声明

作者郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下进行研究工作所取得的成果。尽我所知，除文中已经注明引用内容和致谢的地方外，本论文不包含其他个人或集体已经发表的研究成果，也不包含其他已申请学位或其他用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

若有不实之处，本人愿意承担相关法律责任。

学位论文作者签名：张子俊
日期：2010.5.25

指导教师签名：邓志平
日期：2010.05.25

西华大学学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于西华大学，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅，西华大学可以将本论文的全部内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复印手段保存和汇编本学位论文。（保密的论文在解密后遵守此规定）

学位论文作者签名：张子俊
日期：2010.5.25

指导教师签名：邓志平
日期：2010.05.25



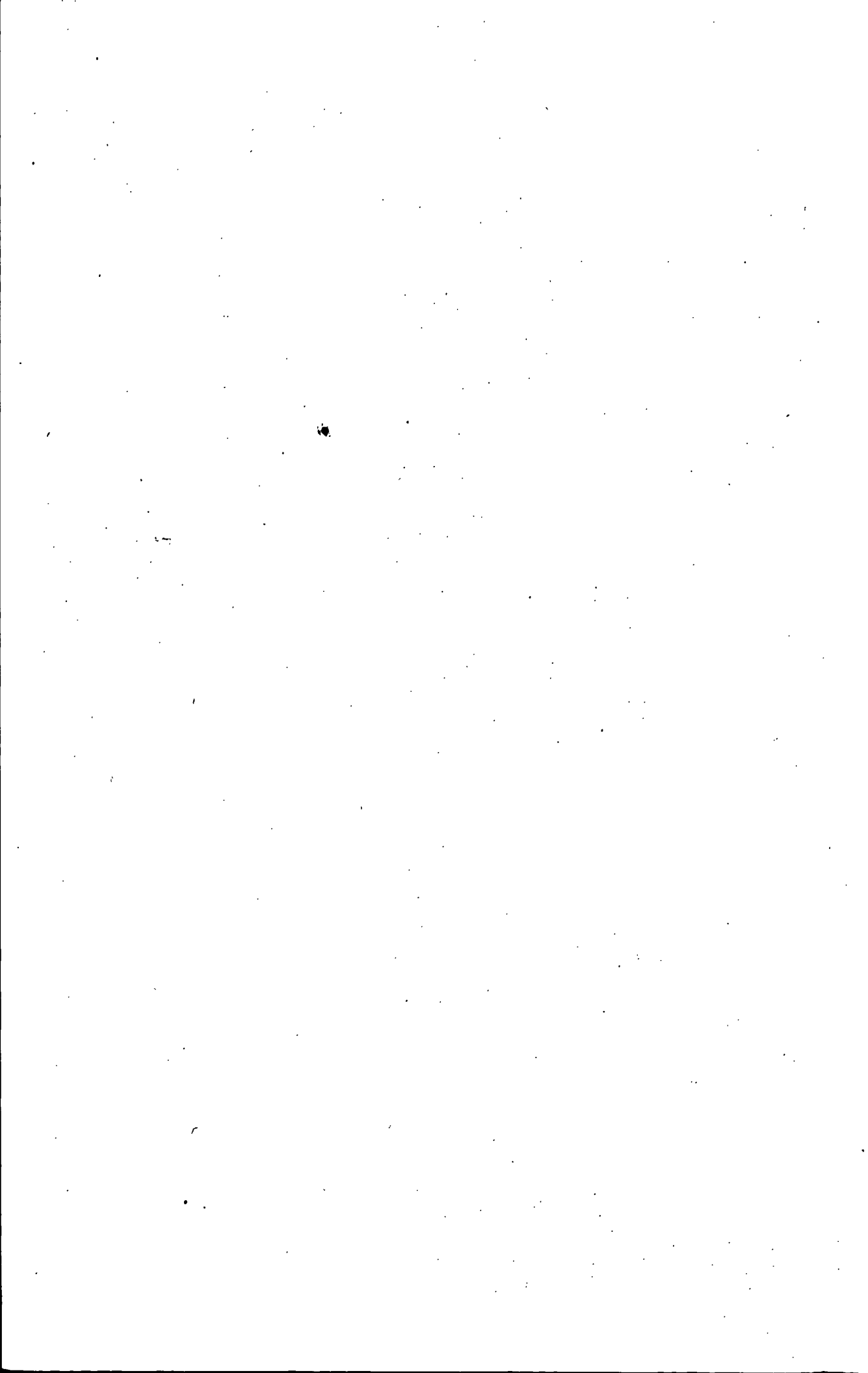
摘 要

车削细长轴时,由于长径比大,在切削力作用下会产生弯曲变形与振动,故细长轴的车削加工目前仍是一个工艺难题。当前该问题的解决主要靠操作者的经验,因此对工人的技术水平要求很高,且效率很低。在科技高速发展的今天,对零件加工精度的要求越来越高,设计和制造的高效与自动化是今后发展的必然趋势,传统的加工方法很难满足加工精度和生产效率的要求,因此寻找解决细长轴车削加工难题的突破口就显得尤为重要。能否找出一种理论分析与试验相结合的方法,定量研究细长轴车削时的弯曲变形及尺寸误差的影响因素,寻求减小尺寸误差的方法,这对于细长轴车削加工具有重要的理论意义和应用价值。

细长轴车削加工实质上是研究恒定转速的细长轴在旋转并移动的载荷下的响应问题。国内外都在努力尝试对细长轴车削时的机理做进一步理论研究,由于细长轴的刚性差和易振动的特点从而使对细长轴车削时产生的振动进行控制成为提高细长轴加工质量的关键和首选目标。本文对细长轴两边的支承及跟刀架作了简化处理,建立了车削加工时细长轴的受力模型,并在此基础上得出了无车削力作用时细长轴自由振动的振动方程和有车削力作用时的细长轴的受激振动方程。对可能产生的各种振动如扭转振动、轴向振动、切向振动进行了分析解释。

本文利用 ANSYS10.0 软件的强大工程有限元分析功能对细长轴车削加工进行了模态分析和车削过程动态仿真分析,并把仿真数据制成图表形式,使仿真结果更加直观易懂。在车削过程中,细长轴振动的固有频率和振型是不断变化的,这就导致了细长轴振动的形式非常复杂,从单一模态分析不能看出这一变化,因而进行车削过程动态仿真分析已成为大势所趋。在细长轴车削加工中,有两种常用走刀方式:正向走刀和反向走刀;本文对这两种走刀方式在同一切削参数下进行了动态特性仿真分析,比较了两种走刀方式下各种变形位移曲线的特点,为选择哪种走刀方式提供了依据。对仿真变形曲线图进行分析研究表明仿真结果与实际车削情况基本吻合,这为在计算机上用 ANSYS 软件进一步研究细长轴车削加工仿真提供了依据。

关键词: 细长轴;车削加工;有限元分析;仿真



Abstract

Due to the high length-to-diameter ratio of slender shaft, workpiece flexural deformation and vibration are frequently encountered during cylindrical turning of slender shaft. Thus, turning slender shaft is still a well-known difficult technical problem. Today, this problem is solved basically by empirical workmanship of the operator. This results in the fact that a demanding technical level of the lathe operator is essential for turning of slender shaft. And the productivity is very low. With the rapid development of science and technology, the demands for precision of mechanical parts are increasingly high. Efficiency and automatization of design and manufacture would be the inevitable tendency. Traditional machining methods cannot feed the needs in precision and efficiency. Under this condition, it becomes necessary to seek the breakthrough for solving the problem of turning slender shaft. Consequently, it is very important to analyze quantitatively the influencing factors of flexural deformation and diameter error of slender shaft, and to probe approaches of minimizing the diameter error.

Study on slender shafts turning processing is virtually researching the response of slender shafts with constant rotate speed under rotary and movable load. It is striving to do the further theoretic study on mechanism of slender shafts turning home and abroad. Due to the features of slender shafts i.e. weak rigidity and easy to cause vibrations, to control the vibration caused during slender shafts turning has become the linchpin and priority to improve the processing quality. This dissertation simplifies the supporting at both ends of slender shaft and builds forced model of slender shaft in the processing of turning and then builds free vibration equation without cutting force and excited vibration equation under cutting force on the base of the model. In addition, a lot of analysis and explanation were done for all possible vibration such as torsion vibration, radial vibration and axial vibration.

With the help of the software of ANSYS10.0 that is powerful engineering finite element analysis applied software, this dissertation makes two kind of analysis: modal analysis and transient dynamic analysis. Converting the simulation data into graphics makes the simulation outcome clearer and pellucid. In the processing of turning, the natural frequency and vibration model of slender shaft are changed continuously, which leads to the complexness of vibration of slender shafts. This kind of complexness will be not find out if simple modal analysis is done, so it has been general trends to make research on the transient dynamics of slender shaft during the turning. Two feed ways of cutting tool are in common use in the processing of turning of slender shafts: obverse feed way and inverse feed way. This dissertation makes transient dynamics simulation analysis on both the feed ways under the same conditions and which feed way to select is provided by comparing simulation outcome of the two feed way. Analysis of deformed curve graphics proves the simulation outcome conforms to the actual

status of turning, which provides a good start for simulation of turning of slender shafts on computer with the help of the software of ANSYS.

Key Words: slender shaft; turning; finite element analysis; simulation

目 录

摘 要.....	I
Abstract.....	II
目 录.....	IV
引 言.....	1
第 1 章 绪论.....	2
1.1 细长轴车削特性概述.....	2
1.1.1 细长轴车削加工的常见误差.....	2
1.1.2 消除车削加工误差的常用技术.....	3
1.2 国内外细长轴车削加工的研究现状.....	5
1.2.1 国外对细长轴车削加工的研究.....	5
1.2.2 国内细长轴车削加工的研究.....	7
1.3 本课题研究的主要内容.....	8
第 2 章 细长轴振动基本理论.....	9
2.1 细长轴车削时受力模型.....	9
2.2 细长轴的径向弯曲自由振动.....	10
2.3 细长轴的扭转自由振动.....	13
2.4 细长轴的轴向自由振动.....	15
2.5 系统在车削力作用下的动态响应分析.....	16
2.6 本章小结.....	19
第 3 章 细长轴车削的振动仿真分析.....	20
3.1 细长轴车削加工的模态分析.....	20
3.2 减振方案的设计.....	25
3.3 本章小结.....	27
第 4 章 细长轴车削的瞬态特性仿真分析.....	28
4.1 ANSYS 的瞬态动力学分析.....	28
4.2 正向车削细长轴时的受力分析和瞬态动力学分析.....	28
4.3 反向车削细长轴时受力分析和瞬态动力学分析.....	32
4.4 反向走刀与正向走刀车削的比较.....	36

4.5 本章小结.....	36
结 论.....	37
参 考 文 献.....	38
攻读硕士学位期间发表学术论文情况.....	40
致 谢.....	41

引 言

长度与直径比值大于 20 的轴通常称为细长轴，它在生产生活中有着广泛的应用，有些场合起着非常关键的作用。如机床的丝杠、光杠、发动机的凸轮轴、拉床用拉刀、卫星展开天线的螺杆等都是典型的细长轴类零件。此类零件虽然结构简单，但由于工件本身的形状特点致使加工难度大，一直被认为是机械加工中的难题。

由于细长轴类零件在某些专用设备上是无法替代的，因而各国都在加紧这方面的研究。新技术、新发明层出不穷，但至今还没有一种方法可以高效地加工出质量优异的细长轴，对影响细长轴加工质量的因素也有待于进一步研究。

随着机械制造和科学技术的发展，对细长轴的要求也越来越高，加工难度也越来越大，特别是航天航空工业的发展对零件加工精度的要求越来越高，传统的加工方法很难满足加工精度和生产效率的要求，因此对该课题进行研究具有重要的意义。

第1章 绪论

1.1 细长轴车削特性概述

工人们常说:钳工怕钻眼,车工怕车杆。车工怕车杆就是指车细长轴。因为细长轴工件的细长比大,刚性差,切削中易热胀变形和振动;连续切削时间长,刀具磨损量大,致使工件形位精度和表面粗糙度不容易达到图样要求,可见车削细长轴是难掌握的加工技术。其难点如下:

(1)易产生弯曲与振动 因为细长轴的长径比大,刚性很差,车削时如果装夹不当,很容易因切削力及重力的作用而发生弯曲变形,从而产生振动,影响加工精度和表面粗糙度。

(2)热变形大 由于轴向尺寸大且散热性差,在切削热的作用下,会产生相当大的线膨胀。如果轴的两端为固定支承,则工件会因受热膨胀而挤压变形。当轴高速旋转时,这种弯曲引起的离心力会进一步加大轴的变形。

(3)刀具磨损大 由于细长轴轴向尺寸大,进给量较小,走刀所用时间很长,刀具磨损大,工件容易产生锥度。

(4)对操作者的技能要求高 在细长轴整个车削过程中,对机床的调整、辅具的应用、刀具与切削用量等都提出了严格的要求。如某一环节处理不当,都可能影响加工精度。

1.1.1 细长轴车削加工的常见误差

细长轴在交变冲击式切削力和离心力作用下产生强烈振动,这将使工艺系统各接触部位的接触刚度和物理机械性能发生变化,导致切削区(含跟刀爪部位)产生异常现象,从而造成细长轴加工表面的各种形状误差^{[1][2]}。通过谱分析的方法可把细长轴的表面和形状误差分为三类:(a)表面粗糙度(高频区);(b)波形误差(中频区);(c)形状误差(低频区)。细长轴车削典型的误差为波形误差。常见误差有以下几种:

(1)竹节形误差 它的特征是各径向截面内基本呈圆形,其节距“b”始终略等于跟刀爪的宽度,见图1.1。车细长轴时由于使用跟刀架,若支承工件的支承块对零件压力不适当,会影响加工精度。若支撑爪的压力过小或不接触,就不起作用,不能提高细长轴的刚度;若支撑爪的压力过大,工件被顶向车刀,切削深度增加,车出的直径偏小,当跟刀架支撑爪继续移动,支承爪支承在小直径外圆处,支承爪与工件的接触压力突然减小,甚至脱离,背向力使工件向外让开,切削深度减小,车出的直径变大,以后跟刀架又跟到大

直径圆上,又把工件压向车刀,使车出的直径变小,这样连续有规律的变化,就会把细长的工件车成“竹节”形。

(2) 麻花形误差 它的特征是各径向截面内呈奇数棱圆形,节距随着棱边数的增大而增大,有时可达 400mm 以上。典型的麻花形误差如图 1.2 所示,相当于多头大导程丝杠,但它的轴向截面近似于双曲线波浪。它的产生也是跟刀架调整不当造成的。一般来说,边数越多,丝杠外径尺寸变化越小,其危险性也越小,反之,棱边数越少,节距越短,危险性越大。

(3) 细长轴全长振摆超差 振摆值是衡量该外圆车削工序质量的综合考核指标。

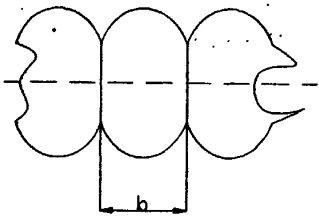


图 1.1 竹节形误差

Fig.1.1 Bamboo-shaped error

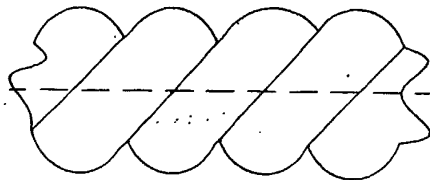


图 1.2 麻花形误差

Fig.1.2 Twisted shape error

1.1.2 消除车削加工误差的常用技术

针对细长轴的结构特点,现在大多采用大进给量反向切削的方法以消除轴向切削力所引起的弯曲变形^[3]。但采用此法,应对工件的装夹方法、刀具、夹具等方面作如下改进:

(1) 机床的调整 细长轴的加工过程需要使用床身导轨的全部或大部分,因此机床本身的精度对加工效率、质量有着相当重要的影响。首先,检验车床尾座套筒中心与主轴旋转中心是否在同一中心线上,就车床导轨而言不能产生高低不平或横向水平位移;其次,检验调整主轴间隙,使主轴旋转平稳,大、中、小滑板配合间隙适当;然后要求床身导轨平直不能出现凸凹现象。

(2) 跟刀架和中心架的改进 跟刀架与中心架是车削加工细长轴时不可缺少的辅具。而辅具的正确使用对保证切削加工的顺利进行和提高工件的加工质量起着重要作用。普通车床上的跟刀架有两个支承块,与工件接触面小,刚性差,不能满足高速切削细长轴的要求。改用带有三个弧面支承块的跟刀架,支承块的轴心线互成 90° 。每个支承块用较好的耐磨 HT200 灰铸铁制造,因为这种材料的磨损较小能保证加工精度,而且不会研伤工件表面,能提高工件表面的光洁度,同时可注入冷却液。支承块弧面与工件的配合间隙应控制在 $0.02\sim 0.03\text{mm}$ 范围内,并且与工件接触良好。保证支承块对工件的作用力在其半径方向,并通过轴心线。这样使工件上、下、左、右的移动受到限制,只能绕轴线旋转,有效地减少车削振动和工件的变形。采用具有摩擦消振装置的中心架,来消除车削时的振动,从而提高加工时的精度。

(3) 工件处理 由于工件弯曲, 造成车削余量不均匀, 甚至不能车削, 即使第一刀能车圆, 车削后还会产生较大的弯曲变形。所以, 一般工件毛坯要经过时效和调直处理, 消除热锻时材料产生的内应力和弯曲变形。根据工件的长度尺寸、加工余量、选择调直方法, 保证第一刀车圆, 并留有足够的半精车和精车余量。在粗车过程中, 如果产生弯曲, 也要及时采取适当的方法调直, 保证精车顺利进行。

(4) 顶尖的改进 在切削过程中, 由于工件温度的升高, 会产生热伸长。在没有弹簧顶尖或不及时调整顶尖的支承力的情况下, 会引起工件的弯曲变形。故机床的尾座上顶尖应采用弹簧顶尖, 同时还要注意细长轴顶尖孔的质量。

(5) 辅助托架 采用可调节的辅具, 除中心架、跟刀架可靠地支承工件外, 视工件的长度而定, 在工件下面放置可调节式的托架。可调节托架一方面能托牢工件, 另一方面还有消振作用。

(6) 合理地控制切削用量 细长轴的长度越长, 切削用量应越小; 轴的材料越硬, 切削用量也应越小(如车削不锈钢的零件比车普通碳素钢的零件切削用量要小)。一般情况可参考以下数据:

粗车时: 车床的转速 $n=450\sim 750$ r/min, 走刀量 $s=0.3\sim 0.5$ mm/r, 切削深度 $t=1.5\sim 3$ mm。

半精车时: 车床的转速 $n=600\sim 1\ 200$ r/min, 走刀量 $s=0.2\sim 0.4$ mm/r, 切削深度 $t=1\sim 1.5$ mm。

精车时: 车床的转速 $n=800\sim 1\ 500$ r/min, 走刀量 $s=0.15\sim 0.2$ mm/r, 切削深度 $t=0.5\sim 0.7$ mm。

(7) 合理选择刀具几何参数 主偏角 k_r 的大小直接影响轴向力和径向力的分配比例。随着主偏角的增大, 径向力相对减小, 而轴向力相对增大。当反向进给时, 加强了工件的拉伸作用, 两者都可减少在切削过程中产生的振动, 有利于提高加工精度。

前角 γ_0 对切削过程中的振动、车刀的强度影响极大。加大前角, 则刀刃锋利, 从而降低切削力和切削热。一般细长轴车刀的前角 $\gamma_0=20^\circ\sim 30^\circ$, 并在前刀面磨出圆弧形或直线形的卷屑槽, 有利于断屑。为了提高刀具的使用寿命, 还要磨出负倒棱。

因前角 γ_0 较大, 后角 α_0 应取得小些, 但不要过小, 过小会加大刀具后刀面与加工表面之间的摩擦而发热。一般应取 α_0 为 $6^\circ\sim 8^\circ$ 最佳。

另外, 在车刀安装时, 刀尖应高于工件回转中心 $0.2\sim 0.4$ mm, 使车刀后面有轻微的接触, 以防止工件上下窜动, 从而减少工件的低频振动, 增加切削过程的平稳性。实践证明这种车削效果较好。

(8) 使用切削液充分冷却 在零件加工时, 由于切削热引起零件变形, 由变形量公式可知, 热胀变形量与温升成正比, 因此, 必须有效控制零件温升。采用切削液对加工工件进行充分冷却、润滑, 吸收切削产生的热量, 改善刀具与工件的摩擦情况, 降低

切削热、减小热变形和刀具磨损,从而提高加工精度。一般采用极压乳化液,如果用硬质合金刀具则可不加冷却润滑液[4]。

1.2 国内外细长轴车削加工的研究现状

实践证明,即使采用合理的切削用量,配上精心设计的跟刀架、中心架,依然难以车削出质量很高的细长轴。因此,国内外都在努力尝试研究新方法,并对细长轴车削时的机理做进一步理论研究[5][6],可以说,对细长轴车削加工的研究是一个充满活力与前景的新方向。

1.2.1 国外对细长轴车削加工的研究

鉴于用传统方法依然难以再提高车削加工细长轴的质量,随着控制理论的发展,近年来,有很多学者把自动控制引入了细长轴的车削加工,使工件和车床组成一个闭环控制系统,利用加工误差作为反馈量来调节切削用量,从而使细长轴的加工质量得到了很大提高。文献[7]中 Shawky.A.Rosenberger.T 设计了超声波传感器系统来实时监控中空细长轴壁厚,以壁厚作为反馈量来调节刀具的位置,实验证明极大地改善了细长轴的加工质量。Park.Cheol-Woo,Kim.Dae-Eun, Lee.Sang-Jo^[8]对细长轴的磨削加工从理论上做了进一步研究,并进行了磨削的仿真试验,获得了良好的效果。Choudhury 等[9]设计了一套加工刀具在线振动检测及减振系统,该系统有一个光纤传感器用来测量刀具与工件间的相对位移变化,然后把这种位移变化作为输入量传递给振动控制组件产生一个力来减小这种位移变化,以减缓振动。

对细长轴车削时产生的振动进行控制已经是提高细长轴加工质量的关键和首选目标。S. C. Lin 和 M. R. Hu^[10]两位博士设计了一套振动检测及减振系统,如图 1.3 所示。这套系统由两个子系统组成:振动检测子系统,用来判断工件是否发生了振动,并发出相应的信号给减振子系统;减振子系统,接收振动检测子系统的信号,如果发生了振动,则开始调节切削用量,以达到减缓振动。

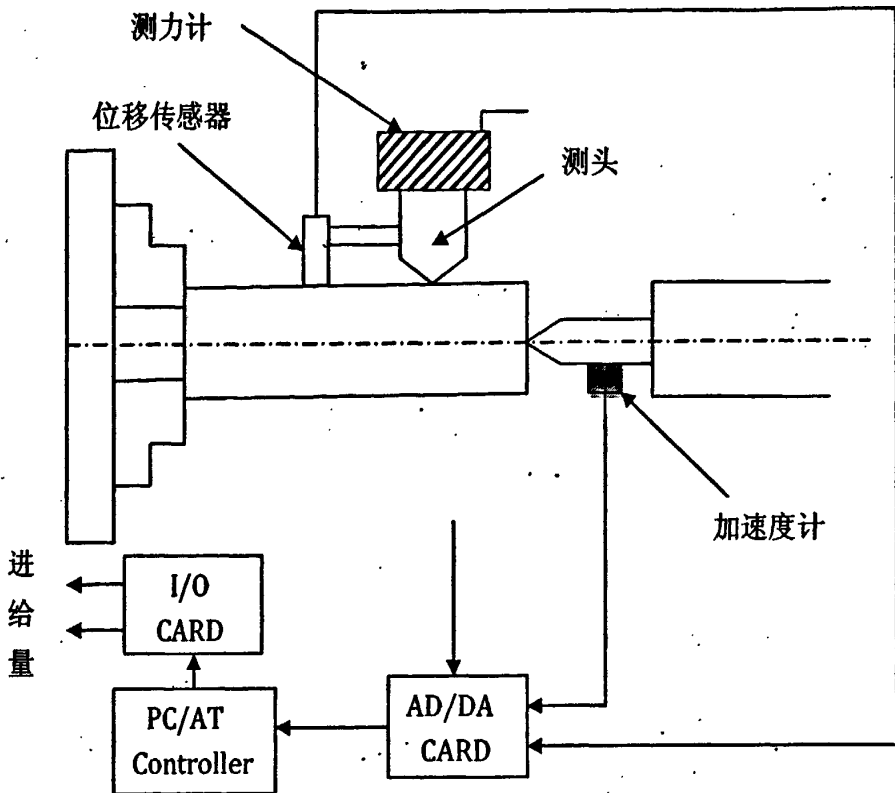


图 1.3 振动检测与减振系统简图

Fig.1.3 Vibration test and vibration absorption system

两位博士认为车削细长轴时，必然会引起切削力、细长轴横向位移和加速度的变化，通过大量实验计算出了没发生振动时的切削力、位移和加速度变动的标准偏差，并以此偏差的三倍作为判断系统是否振动的阈值。如果车削时实际标准偏差大于此阈值，则认为细长轴发生了振动，检测子系统发出振动信号给减振系统进行减振。实验表明，当采用变速车削时发生振动的可能性较小；用加速度的标准偏差进行检测比用切削力和位移效果好，原因是测力计易受刀具磨损影响，而位移传感器易受粘附在车刀上的切屑影响而缺乏准确性。

Chiou. Richard Y, Liang. Steven Y^[11]对刀具在车削时的磨损和自激振动特性进行了理论研究，阐述了切削宽度和切削速度对刀具振动的影响，并比较了未磨损的刀具和已磨损的刀具在车削时的振动稳定性，从而为在控制刀具振动方面提高车削质量提供了坚实的基础。

1.2.2 国内细长轴车削加工的研究

长期以来，“跟刀架车削法”、“反向车削法”等加工方法是我国解决细长轴车削的传统加工模式。近些年来，随着工业生产中与细长轴类零件需求的增加，特别是航天用的铝基复合材料的细长螺杆、机床用高精度的传动丝杠等，对细长轴的加工提出了更高的要求。于是国内许多学者专家对细长轴的加工进行了深入研究，并提出了很多改进办法。

磁性车削是一项新兴的研究课题，可应用于高精度细长轴的切削加工中^[12]。磁性车削作为一种新技术，主要优点是非接触式支承，克服了跟刀架支承爪与工件表面接触的矛盾。另外，磁场作用于加工工艺系统，通过磁畴的转动使切削区的摩擦减小，从而降低摩擦系数，使切削力下降^[13]，切削速度可大幅度提高，相应地提高了生产率和表面质量。

文献 [14~15]介绍了轴向夹拉车削方法，该方法是将细长轴一端用卡盘夹紧，另一端用专门设计的夹拉头夹紧并始终对轴施以轴向拉力 F ，这样就可减少细长轴由于压力而产生的变形和振动。使用夹拉法车削时必须注意下列事项：

(1) 夹拉头必须有较高的精度 由于夹拉车削一般都是安排在车削加工的最后一道工序，所以夹拉头的精度，特别是连接轴的回转精度在很大程度上决定了工件的加工精度。若夹拉头的精度不够，则对细长轴施加的轴向拉力也就失去了应有的作用。

(2) 轴向拉力 F 要适当 通常轴向拉力 F 增大有利于提高工件的抗弯刚度和抗振性，但实验结果表明，加工对象、切削参数一定时， F 增大到一定数值时，振动反而加剧，这是因为 F 改变了细长轴的固有频率。

(3) 切削参数、刀具几何角度应合理 正确的装夹方式与合理的受力是提高加工精度的前提。但细长轴刚性很差，切削参数与刀具几何角度选择不当，也达不到预期的效果。

(4) 夹拉车削应有相应的辅助工艺与措施 细长轴其加工过程中必须要进行去应力退火处理，否则夹拉车削的精度得不到保证。另外，将跟刀架的铸铁跟刀爪改为尼龙跟刀爪既可不会划伤工件表面又可减小振动。

文献 [16] 分析了细长轴车削时的动特性，指出即使在无颤振条件下，刀具的轴向进给也会引起细长轴的横向振动。而且这种横向振动的剧烈与否除与细长轴的结构参数、材料性质以及定位安装方式有关外，还与加工时切削用量有关。

除上述方法外，还有人用正交试验的方法对带磁车削细长轴进行了研究^[17]，找出了影响细长轴加工的主要因素及其影响程度，根据回归方程求得车削细长轴的工艺规律，开创了一个崭新的研究领域。还有一些其它方法如浮动精车^[18]、用旋风刀盘精车细长轴^[19]等都在某种程度上提高了细长轴的加工质量。

1.3 本课题研究的主要内容

影响细长轴车削加工质量的因素很多,其动特性很复杂,很难从某一方向的研究得到完美的解释,因而研究内容和方法也各有不同。振动是细长轴车削中的主要难题,然而这方面的理论研究却很少,一方面是因为非线性切削动力学的复杂性;另一方面数据采集也是一个难题。本课题主要从振动的角度来考虑细长轴加工的变形规律及特点,主要研究内容为:

(1) 建立简化力学模型 为了理论分析的方便,必须对细长轴在车削加工中的受力进行简化、建模;对产生的径向、轴向以及扭转自由振动和在车削力作用下的受激振动进行理论推导和解释;

(2) 进行模态分析 由于细长轴类零件的几何特点和车削加工方法,决定了在加工过程中必须考虑其动态性能,故必须对细长轴在车削过程中进行模态分析,掌握其固有频率及振型的变化规律;

(3) 动态仿真分析 模态分析只是确定了细长轴在无车削力作用时的可能振动情况,要想掌握细长轴在车削到某个瞬时的变形情况就必须进行瞬态动力学分析。在此,对车削细长轴的两种走刀方式(正向走刀和反向走刀)进行了对比动态仿真研究。

第 2 章 细长轴振动基本理论

n 个自由度体系有 n 个固有频率，通常它们是互不相等的，每个固有频率对应一个特定的振型，称作结构的固有振型，又叫主振型。 n 个自由度体系有 n 种主振型，分别对应于 n 个固有频率，亦称为主频率，各个主振型可以取为系统的广义坐标，即所谓主坐标；而且系统的任何振动形态都可以表示成各个主振型的线性组合。在正弦激励作用下，振系强迫振动按扰频进行，当扰频与振系的一个固有频率相等时，对应的主坐标运动将趋于无穷大，即系统发生共振，一个 n 自由度体系有 n 个共振频率。

任何一个弹性体具有无限多个固有频率以及无限多个与之相对应的主振型，而且这些主振型之间是关于质量与刚度正交的，弹性体的任何振动形态可表示为各个主振型的线性叠加。弹性体的自由振动和受迫振动都称为弹性体的响应，它们不仅取决于初干扰和外激励，而且取决于固有频率和振型。研究弹性体的响应，可将它们展成固有振型的级数，其系数是时间的函数，它们取决于初干扰、外激励的形式以及激励频率和固有频率的关系。利用振型的正交性可确定这些系数，从而得到弹性体的响应。这就是振型叠加法。本文的仿真分析就是采用振型叠加法来求细长轴的动态响应的。

2.1 细长轴车削时受力模型

综上所述，细长轴车削振动问题属于连续系统振动，有无穷多个自由度，用偏微分方程来描述。为防止细长轴振动时顶尖支反力不均匀变化而引起剧烈振动，本文采用了弹性顶尖以产生一恒定的支反力，这样顶尖处可简化为一简支座；由于跟刀架只限制 x , y 方向位移， z 方向位移可自由移动，故跟刀架可简化为一简支座；将卡盘处简化为一固定支承，则可建立细长轴车削时如图 2.1 的受力简图。图中 F_1 为主切削力， F_2 为轴向车削力， F_3 为径向车削力， M 为车床施加的扭矩。

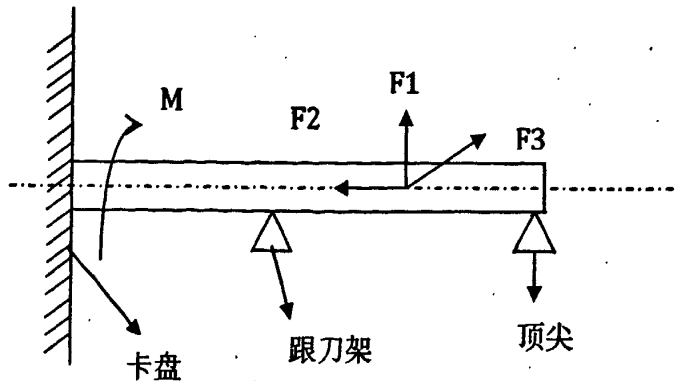


图 2.1 车削时细长轴受力简图

Fig.2.1 Force of slender shaft as turning

在上述约束下，轴将同时出现径向、轴向及扭转振动，假设轴材料为理想弹性体，满足以下 3 个条件：(1)质量均匀分布；(2)各向同性；(3)服从虎克定律。细长轴有三种振动振型曲线：径向、切向、轴向，下面分别对这三种振动进行理论推导。

2.2 细长轴的径向弯曲自由振动

取轴未变形时的轴线方向为 x 轴(向右为正)，取对称面内与 x 轴垂直的方向为 y 轴(向上为正)，作出细长轴的弯曲挠曲线图如图 2.2。

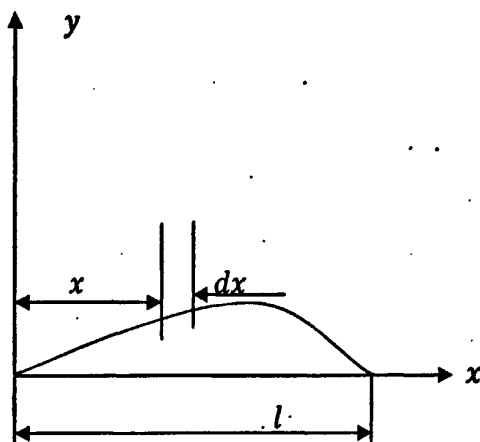


图 2.2 细长轴挠曲线图

Fig.2.2 Slender shaft bending deflection

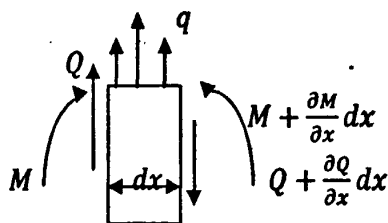


图 2.3 微元 dx 受力图

Fig.2.3 Force of diff-element dx

由理想弹性体和微幅振动的假设，且轴长与直径之比相当大，根据材料力学列出细长轴径向振动的微分方程。设轴弯曲挠曲线可表示为：

$$y = y(x, t) = \sum_i X_i(x) Y_i(t) \quad i=1,2,3... \quad (2.1)$$

式中 $X_i(x)$ —细长轴振动的振型函数；

$Y_i(t)$ —细长轴振动的的时间函数；

式(2.1)表明细长轴挠曲线可表示为时间函数与空间函数的乘积，实验表明这种时间与空间的分离性是符合实际情况的^[20]。取微元 dx 进行研究，受力如图 2.3 所示，可得细长轴挠曲微分方程为：

$$EI(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = M(x) \quad (2.2)$$

式中 E —材料的拉伸弹性模量(MPa)；

$I(x)$ —截面 x 的惯性矩(m^4)，对于圆截面 $I(x) = \frac{\pi d^4(x)}{64}$ ；

$M(x)$ —截面 x 处的弯矩(N.m)。

假设梁下凹效应的力矩和剪力为正，分布载荷 q 的正向与 y 轴正向相同，则有：

$$\frac{\partial M(x)}{\partial x} = Q \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial x} = q$$

将式(2.2)代入式(2.3)得

$$EI(x) \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = M(x) \quad (2.4)$$

应用达朗伯原理在轴上施以分布的惯性力, 其集度为

$$q = -\rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (2.5)$$

式中 ρ —细长轴单位长度的质量。

将式(2.5)代入式(2.4)得

$$EI(x) \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (2.6)$$

$$a^2 = \frac{EI(x)}{\rho}$$

上式即为等截面轴在集度为 q 的分布载荷作用下的弯曲自由振动偏微分方程。由前面的简化支承可知, 在固定支承端挠度和转角均为0; 在顶尖铰支端挠度和弯矩均为0。因此, 方程的边界条件为:

在 $x = 0$ 处

$$y(0, t) = 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial y(0, t)}{\partial x} = 0 \quad (2.8)$$

在 $x = l$ 处

$$y(l, t) = 0 \quad (2.9)$$

$$EI(x) \frac{\partial^2 y(l, t)}{\partial x^2} = 0 \quad (2.10)$$

将 $y = y(x, t) = X(x)Y(t)$ 代入式(2.7)至式(2.10), 因为 $Y(t) \neq 0$, 则有:

在 $x = 0$ 处, 由式(2.7)、式(2.8)得

$$X(0) = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{dX(0)}{dx} = 0 \quad (2.12)$$

在 $x = l$ 处, 由式(2.9)、式(2.10)得

$$X(l) = 0 \quad (2.13)$$

$$\frac{d^2 X(l)}{dx^2} = 0 \quad (2.14)$$

将式(2.1)代入式(2.6)得

$$\frac{1}{Y} \frac{d^2 Y}{dt^2} = -\frac{a^2}{X} \frac{d^4 X}{dx^4} \quad (2.15)$$

由于方程两边 X, Y 变量互相分离, 故欲使上式对任意 x, t 都相等, 必有方程两边同时等于一个常数 α , 则式(2.15)变为:

$$\frac{d^2 Y}{dt^2} = \alpha Y$$

$$\frac{d^4 X}{dx^4} = -\alpha \frac{X}{a^2}$$

只有 α 为负数时, 才有恢复力产生, 才可能产生振动, 设 $\alpha = -p^2$, p 就是细长轴弯曲振动的固有频率。故可得:

$$\frac{d^2 Y(t)}{dt^2} + p^2 Y(t) = 0 \quad (2.16)$$

$$\frac{d^4 X}{dx^4} - \beta^4 X = 0 \quad (2.17)$$

$$\beta^2 = \frac{p}{a}$$

式(2.16)的通解为

$$Y(t) = A \sin pt + B \cos pt \quad (2.18)$$

式(2.17)的特征方程为

$$\lambda^4 - \beta^4 = 0 \quad (2.19)$$

特征值为 $\lambda_1 = \beta$ $\lambda_2 = -\beta$ $\lambda_3 = j\beta$ $\lambda_4 = -j\beta$

所以, 方程(2.17)的通解可表示为

$$X(x) = D_1 e^{\beta x} + D_2 e^{-\beta x} + D_3 e^{j\beta x} + D_4 e^{-j\beta x} \quad (2.20)$$

式中 D_1, D_2, D_3, D_4 — 积分常数。

由于有复数不好计算, 故引用双曲函数:

$$\operatorname{sh}(x) = \frac{1}{2}(e^x - e^{-x}) \quad (2.21)$$

$$\operatorname{ch}(x) = \frac{1}{2}(e^x + e^{-x})$$

可把通解改写成:

$$X(x) = C_1 \operatorname{ch}(\beta x) + C_2 \operatorname{sh}(\beta x) + C_3 \cos(\beta x) + C_4 \sin(\beta x) \quad (2.22)$$

则 $X(x)$ 的各阶导数为:

$$\frac{dX(x)}{dx} = \beta [C_1 \operatorname{sh}(\beta x) + C_2 \operatorname{ch}(\beta x) - C_3 \sin(\beta x) + C_4 \cos(\beta x)] \quad (2.23)$$

$$\frac{dX(x)}{dx} = \beta[C_1 \text{sh}(\beta x) + C_2 \text{ch}(\beta x) - C_3 \sin(\beta x) + C_4 \cos(\beta x)]$$

由式(2.11)至式(2.14)所确定的边界条件可得:

$$\begin{aligned} C_1 &= C_3 \\ C_2 &= -C_4 \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$C_1[\text{ch}(\beta l) - \cos(\beta l)] + C_2[\text{sh}(\beta l) - \sin(\beta l)] = 0$$

$$C_1[\text{ch}(\beta l) + \cos(\beta l)] + C_2[\text{sh}(\beta l) + \sin(\beta l)] = 0$$

欲使 C_1, C_2 有非零解, 必有行列式

$$\begin{vmatrix} \text{ch}(\beta l) - \cos(\beta l) & \text{sh}(\beta l) - \sin(\beta l) \\ \text{ch}(\beta l) + \cos(\beta l) & \text{sh}(\beta l) + \sin(\beta l) \end{vmatrix} = 0 \quad (2.25)$$

化简, 得:

$$\text{tg}(\beta l) - \text{th}(\beta l) = 0 \quad (2.26)$$

可以用数字方法求得各特征根 β_i , 进而求得各系数及相应振型函数 $X(x)$, 再通过

$p_i = \beta^2 a = \beta^2 \sqrt{\frac{EI(x)}{\rho}}$ 可求出固有频率, 结合式(2.1)即可得细长轴弯曲振动通解。

2.3 细长轴的扭转自由振动

车床工作时, 由于本身传动轴等零件的偏心和齿轮啮合不均匀而产生随时间变化的扭矩 $M(t)$, 因而引起细长轴产生扭转振动; 当车刀遇到坯料上的硬质点时车削力会发生变化, 也可以引起扭转振动。扭转振动对细长轴的表面加工质量如粗糙度等有很大影响。假设顶尖处摩擦系数为0, 无阻尼, 先考虑不加车削力的情况下细长轴的扭转自由振动。

取细长轴的轴心线作为 x 轴(向右为正), 图2.4为细长轴扭转振动受力简图。

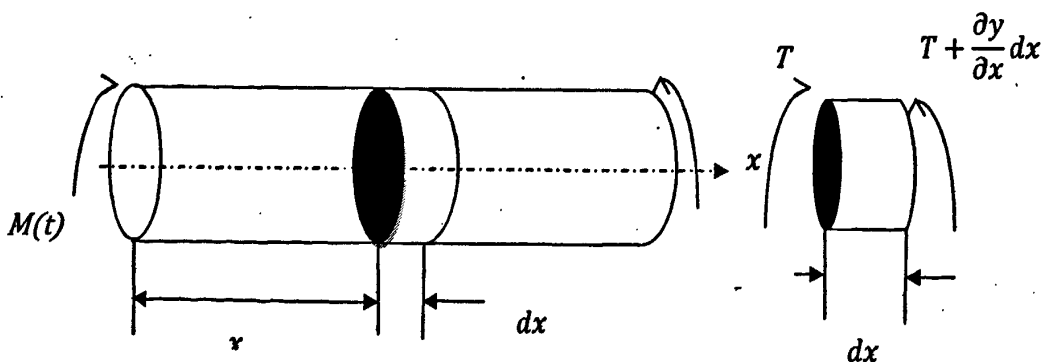


图 2.4 细长轴扭转振动受力简图

Fig.2.4 Force of slender shaft with torsional vibration

同样设转角可表示为时间函数与空间函数的乘积, 即:

$$\theta(x, t) = X(x)\theta(t) \quad (2.27)$$

由材料力学和理论力学可列出扭转运动方程如下:

$$\rho I_P dx \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = G I_P \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} dx \quad (2.28)$$

式中 ρ —密度 (kg/m^3)
 I_p —细长轴横截面的极惯性矩(m^4)
 G —材料的剪切弹性模量(Mpa)

上式整理得:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} \quad c^2 = \frac{G}{\rho} \quad (2.29)$$

将式(2.27)代入式(2.29)得:

$$\frac{c^2}{X(x)} \frac{d^2 X(x)}{dx^2} = \frac{1}{\theta(t)} \frac{d^2 \theta(t)}{dt^2} \quad (2.30)$$

欲使上式对任意 x, t 都成立, 则方程两边必同时等于一常数 a , 这样方程变为下面两个等效方程:

$$\frac{d^2 X(x)}{dx^2} - \frac{1}{c^2} a X(x) = 0 \quad (2.31)$$

$$\frac{d^2 \theta(t)}{dt^2} - a \theta(t) = 0$$

只有 a 为负时, 才可能产生振动, 取 $a = -p^2$, 则得:

$$\frac{d^2 X(x)}{dx^2} + \frac{p^2}{c^2} X(x) = 0 \quad (2.32)$$

$$\frac{d^2 \theta(t)}{dt^2} + p^2 \theta(t) = 0 \quad (2.33)$$

p 即为细长轴扭转自由振动的固有频率

式(2.32)的通解为:

$$X(x) = C \sin\left(\frac{p}{c} x\right) + D \cos\left(\frac{p}{c} x\right) \quad (2.34)$$

式(2.33)的通解为:

$$\theta(t) = A \sin(pt) + B \cos(pt) \quad (2.35)$$

边界条件为: 在卡盘固支端, 扭转角为0, 在顶尖铰支端, 转矩为0, 即

在 $x = 0$ 处

$$X(0) = 0 \quad (2.36)$$

在 $x = l$ 处

$$\frac{dX(l)}{dx} = 0 \quad (2.37)$$

联立式(2.34)至式(2.35), 可解得振动的固有频率 P_i 和相应的振型函数 $X_i(x)$

$$P_i = \frac{2\pi i - \pi c}{2l} \quad (2.38)$$

$$X_i(x) = \sin\left(\frac{2i - 1}{2} \frac{\pi}{l} x\right)$$

考虑到式(2.1), 可得细长轴扭转振动的第*i*个主振动方程为:

$$\theta_i(x, t) = [A_i \sin(p_i t) + B_i \cos(p_i t)] \sin\left(\frac{2i-1}{2} \frac{\pi}{l} x\right) \quad (2.39)$$

因而, 整个细长轴的扭转自由振动可表示为各阶主振动的叠加

$$\theta(x, t) = \sum_i [A_i \sin(p_i t) + B_i \cos(p_i t)] \sin\left(\frac{2i-1}{2} \frac{\pi}{l} x\right) \quad (2.40)$$

2.4 细长轴的轴向自由振动

细长轴的径向弯曲自由振动必然产生轴向位置变化, 因此顶尖处产生一变化的外力, 从而引起细长轴的轴向振动。设轴向振动时, 横截面仍保持平面作整体运动, 并且略去了轴向伸缩引起的径向变形。取细长轴轴向为*x*轴(向右为正), 则可得细长轴轴向振动受力图如图2.5所示。

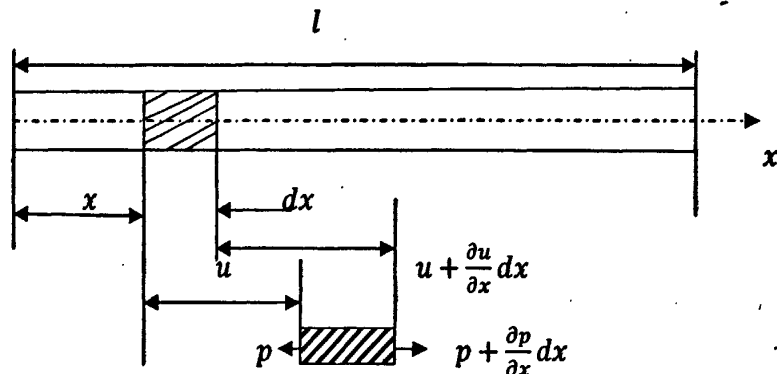


图 2.5 细长轴轴向振动受力简图

Fig.2.5 Force of slender shaft with axial-vibration

轴向振动函数也可以表示为时间函数和空间函数的乘积, 即:

$$u(x, t) = X(x)U(t) \quad (2.41)$$

暂不考虑外力作用和阻尼, 取微段*dz*为研究对象, 由材料力学及理论力学可列出细长轴轴向运动偏微分方程如下:

$$\frac{\partial P(x)}{\partial x} dx = \rho dx A(x) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} \quad (2.42)$$

式中*P(x)* — 轴*x*处横截面的轴向拉力或压力(N);

A(x) — 轴*x*处横截面的面积(m²);

ρ — 轴单位体积的质量(kg/m³);

u(x, t) — 轴*x*处的伸长量(m)。

而且有

$$P(x) = \sigma A(x) = E \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} A(x) \quad (2.43)$$

式中 E —弹性模量(MPa);

σ —正应力 (MPa)。

将式(2.43)代入(2.42)并注意到细长轴的横截面积为常量, 整理得

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} \quad (2.44)$$

$$c^2 = \frac{E}{\rho}$$

可见, 方程形式和扭转振动一样, 因此也有:

$$U(t) = A \sin(pt) + B \cos(pt) \quad (2.45)$$

$$X(x) = C \sin\left(\frac{p}{c}x\right) + D \cos\left(\frac{p}{c}x\right) \quad (2.46)$$

由前面的约束简化可知, 在卡盘处, 轴向位移为0, 在顶尖处作用有一弹性支承, 设支承刚度为 k , 则边界条件可表示为:

$$u(0,t) = 0 \quad (2.47)$$

$$\frac{\partial u(l,t)}{\partial x} EA(x) = -ku(l,t) \quad (2.48)$$

式(2.41)代入式(2.47)得:

$$X(x) = 0 \quad (2.49)$$

式(2.41)代入式(2.48)得:

$$\frac{dX(l)}{dx} EA = -kX(l) \quad (2.50)$$

式(2.49)代入式(2.46)得:

$$D=0$$

式(2.50)代入(2.46)得:

$$\frac{tg\left(\frac{pl}{c}\right)}{p} = -\frac{1}{kc} = -\frac{\rho}{kEA(x)} \quad (2.51)$$

由上式即可求得细长轴轴向振动的各阶固有频率 p_i , 进而求得相应的振型函数为:

$$X_i(x) = \sin\left(\frac{p_i}{c}x\right) \quad (2.52)$$

整个细长轴的轴向振动函数可由各阶主振动叠加求得如下:

$$u(x,t) = \sum_i [A_i \sin(p_i t) + B_i \cos(p_i t)] \sin\left(\frac{p_i}{c}x\right) \quad (2.53)$$

2.5 系统在车削力作用下的动态响应分析

在车削加工细长轴时最易发生的振动是径向弯曲振动, 主切削力 F_1 径向力 F_2 和轴向

力 F_1 均可引起径向弯曲振动。下面仅对细长轴在主切削力作用下的受激振动进行推导。

对于多自由度系统的动响应分析,可使用主坐标分析法(即主振型叠加法),利用系统的主振型矩阵进行坐标变换,可将系统相互耦合的物理坐标运动方程变换为去耦的主坐标运动方程,从而使多自由度的动响应问题可以按多个1自由度系统问题分别来处理[21]。对于具有无限多自由度的连续系统,也可用类似方法来分析动响应。这时,只需把连续系统的位移表示成振型函数的级数,利用振型函数的正交性,就可以将系统的物理坐标偏微分方程变换成一系列主坐标的二阶常微分方程组,这样就可以按1自由度系统来处理了。

第 i 阶主振动的径向挠度函数可表示为:

$$y_i(x, t) = X_i(x)Y_i(t) \quad (2.54)$$

式中 $X_i(x)$ —第 i 阶主振型函数;

$Y_i(t)$ —第 i 阶主振动的时间函数。

$Y_i(t)$ 可表示成:

$$Y_i(t) = A_i \sin(p_i t) + B_i \cos(p_i t) \quad (2.55)$$

而加有主切削力 F_1 的第 i 阶主振动方程可表示为:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI(x) \frac{\partial^2 y_i(x, t)}{\partial x^2} \right) + \rho(x) \frac{\partial^2 y_i(x, t)}{\partial t^2} = F_1 \delta(x - l_1) \quad (2.56)$$

式中 $EI(x)$ —细长轴 x 处横截面的抗弯刚度;

$\rho(x)$ —细长轴单位长度的质量;

$F_1 \delta(x - l_1)$ —表示作用在细长轴 l_1 处的集中力 F_1 。

轴的各阶振型函数应满足特征方程:

$$[EI(x)X_i''(x)]' - p_i^2 \rho(x)X_i(x) = 0 \quad (2.57)$$

并有下列正交关系:

$$\int_0^l \rho(x)X_i(x)X_j(x)dx = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ M_i & i = j \end{cases} \quad (2.58)$$

$$\int_0^l EI(x)X_i''(x)X_j''(x)dx = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ K_i & i = j \end{cases} \quad (2.59)$$

设细长轴径向弯曲位移可以表示为振型函数的级数:

$$y(x, t) = \sum_i X_i(x)q_i(t) \quad (2.60)$$

q_i 可看作系统的广义坐标,现用拉格朗日方程推导细长轴在主切削力作用下横向振动的动响应方程[22]。

由式(2.60)可得细长轴径向振动的速度为:

$$\frac{\partial y(x, t)}{\partial t} = \sum_i X_i(x)\dot{q}_i(t) \quad (2.61)$$

则细长轴动能 T 可表示为:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \int_0^l \rho(x) \left[\frac{\partial y(x, t)}{\partial t} \right]^2 dx \\ &= \frac{1}{2} \int_0^l \rho(x) (\sum_i X_i(x) \dot{q}_i(t)) (\sum_j X_j(x) \dot{q}_j(t)) dx \\ &= \frac{1}{2} \sum_i \sum_j \dot{q}_i(t) \dot{q}_j(t) \int_0^l \rho(x) X_i(x) X_j(x) dx \\ &= \frac{1}{2} \sum_i M_i \dot{q}_i^2(t) \end{aligned} \quad (2.62)$$

式中 M_i —对应于广义坐标 q_i 的广义质量。

$$M_i = \int_0^l \rho(x) X_i^2(x) dx \quad (2.63)$$

只考虑细长轴的弯曲势能 U ,

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \int_0^l \left[EI(x) \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial x^2} \right]^2 \frac{1}{EI(x)} dx \\ &= \frac{1}{2} \sum_i \sum_j q_i q_j \int_0^l EI(x) X_i''(x) X_j''(x) dx \\ &= \frac{1}{2} \sum_i K_i q_i^2 \end{aligned} \quad (2.64)$$

式中 K_i —对应于广义坐标 q_i 的广义刚度。

$$K_i = \int_0^l EI(x) [X_i''(x)]^2 dx = p_i^2 M_i \quad (2.65)$$

最后计算广义力 Q_i , 细长轴的虚位移可表示成

$$\delta y(x) = \sum_i X_i(x) \delta q_i \quad (2.66)$$

切削力 F_1 在上述虚位移上所作的功为:

$$\begin{aligned} \delta_w &= \int_0^l F_1 \delta(x - l_1) \left[\sum_i X_i(x) \delta q_i \right] dx \\ &= F_1 \sum_i X_i(l_1) \delta q_i \end{aligned} \quad (2.67)$$

所以广义力 Q_i 为:

$$Q_i = F_1 X_i(l_1) \quad (2.68)$$

将动能 T 、势能 U 、和广义力 Q_i 代入有阻尼效果的拉格朗日方程得

$$\sum_i \ddot{q}_i + \sum_i p_i^2 q_i + \frac{1}{M_i} \sum_j c_{ij} \dot{q}_j = \frac{1}{M_i} F_1 X_i(l_1) \quad (2.69)$$

化简得关于广义坐标 \ddot{q}_i 的 振动微分方程:

$$\ddot{q}_i + p_i^2 q_i + \frac{1}{M_i} c_{ij} \dot{q}_j = \frac{1}{M_i} F_1 X_i(l_1) \quad (2.70)$$

由式(2.60)和式(2.70)即得细长轴径向弯曲振动函数 $y(x, t)$ 的解。

2.6 本章小结

本章对振动系统的基本知识作了简要介绍，建立了细长轴在车削时的简化受力模型，并在此基础上对细长轴在车削时可能产生的各种振动进行了简化推导，最后，建立了细长轴在主切削力作用时的受激振动方程。

第3章 细长轴车削的振动仿真分析

随着现代制造技术的高度发展,对机械产品精度的要求也越来越高,无论机械加工,还是被加工的工件,在加工过程中其动态特性对产品质量的影响逐渐受到重视。模态分析已经成为研究细长轴车削时振动变形特点的主要手段,振型曲线揭示了细长轴的振动变形规律。

细长轴在车削时以角速度 ω 进行转动,这将使细长轴内部产生预应力。结构预应力会改变结构的刚性^[23],例如热效应使结构刚性减少,旋转叶片使叶片刚性增加,弦线的拉力增加弦线的频率。故对有预应力的结构不能采取普通的模态分析,应采用预应力模态分析方法。进行预应力模态分析时,先行将其造成预应力的外力进行静态结构分析,并在静态分析和模态求解时考虑到预应力效应。

ANSYS是一种应用非常广泛的商业套装工程分析软件,具有强大的分析计算功能,是用有限元法求解问题最优秀的应用软件之一。本章的模态分析和下一章的瞬态动力学分析就是用ANSYS10.0来完成的。

3.1 细长轴车削加工的模态分析

由于车削时细长轴受到径向、切向、轴向3个方向的外力,轴的横截面为圆面,所以采用有限元分析软件ANSYS中的95号元素,它是高阶的四面体元素,有20个结点,可对曲线形状的几何体进行建模。模态分析时,仍将细长轴车削时的工况简化为一端固定支承、一端弹性顶尖的固支-简支梁的形式,如图3.1。

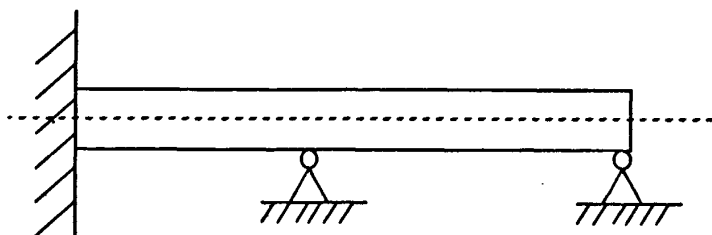


图 3.1 细长轴车削状态的边界条件

Fig.3.1 Boundary of slender shaft turning

由于细长轴在车削过程中,刀具及跟刀架是连续进给运动的,这就造成了细长轴的约束是动态变化的,在每一个具体的刀具和跟刀架位置细长轴都存在一个特定的振动模

态。因此必须对刀具和跟刀架的运动作离散化处理，考虑到既减少计算时间又能保证其整体分析的准确性，沿轴向均匀选取了32个位置进行计算并近似模拟整个细长轴模态，这32个位置对应于32个载荷步，每个载荷步抽取了前10阶模态并进行扩展，利用ANSYS的强大功能，把各阶模态的振型、频率提取出来，一阶固有频率变化情况如表3.1所示。

表 3.1 细长轴车削时固有频率变化

Tab.3.1 The natural frequencies of slender shaft changes as turning

跟刀架位置 (mm)	固有频率 (HZ)	跟刀架位置 (mm)	固有频率 (HZ)
1.55	54.612	0.75	173.98
1.50	60.554	0.70	156.67
1.45	65.012	0.65	141.13
1.40	69.456	0.60	128.24
1.35	74.687	0.55	116.89
1.30	80.436	0.50	106.76
1.25	86.878	0.45	97.589
1.20	94.048	0.40	89.329
1.15	101.73	0.35	80.829
1.10	110.78	0.30	74.402
1.05	121.67	0.25	69.604
1.00	134.09	0.20	65.322
0.95	147.79	0.15	61.830
0.90	164.02	0.10	58.478
0.85	182.67	0.05	55.539
0.80	193.89	0.00	53.320

在车削过程中，刀具和跟刀架的位置是不断变化的，细长轴振动的固有频率也随之

不断变化，由于系统中只有前几阶模态尤其第一阶模态对系统的影响最大，故表3.1仅列出了32个离散点位置处的一阶固有频率。从表中可看出，在车削刚开始时，细长轴的固有频率较低，然后随着车削过程的进展而逐渐增加，车削到轴的中部时，固有频率达到最大值，而后固有频率逐渐下降，在加工结束时，细长轴的固有频率也比较低。

为解决振动引起车削加工变形问题，首先必须深入了解细长轴在车削振动时的振型特点，才能采取适当的工艺方法进行消振。又由于振型很多，而一阶振型对细长轴变形的影响最大，故这里仅给出了有代表性的几个载荷步的；一阶振型从中可看出细长轴车削过程中振动振幅变化的规律。横坐标表示细长轴上各点与卡盘之间的距离，纵坐标表示细长轴上各点的相对位移，即振动幅值。设 L 为跟刀架与卡盘之间的距离，则可作出各个位置的一阶振型曲线如图3.2到图3.7所示，图3.2至3.4是没有采用活动跟刀架时的一阶振型图，图3.5至图3.7是采用活动跟刀架时一阶振型图。

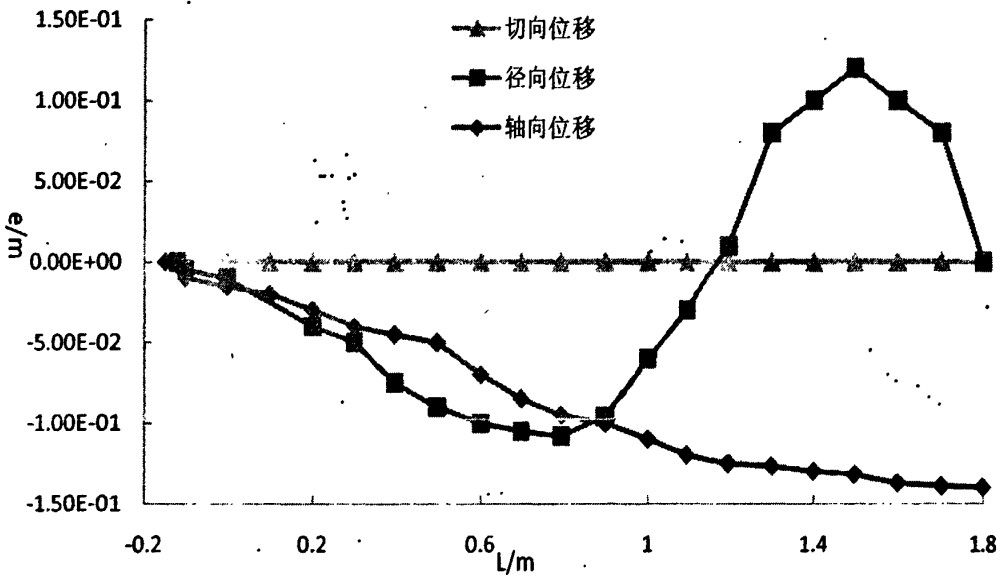


图 3.2 车削到 $L/4$ 处

Fig.3.2 Turning to the $L/4$

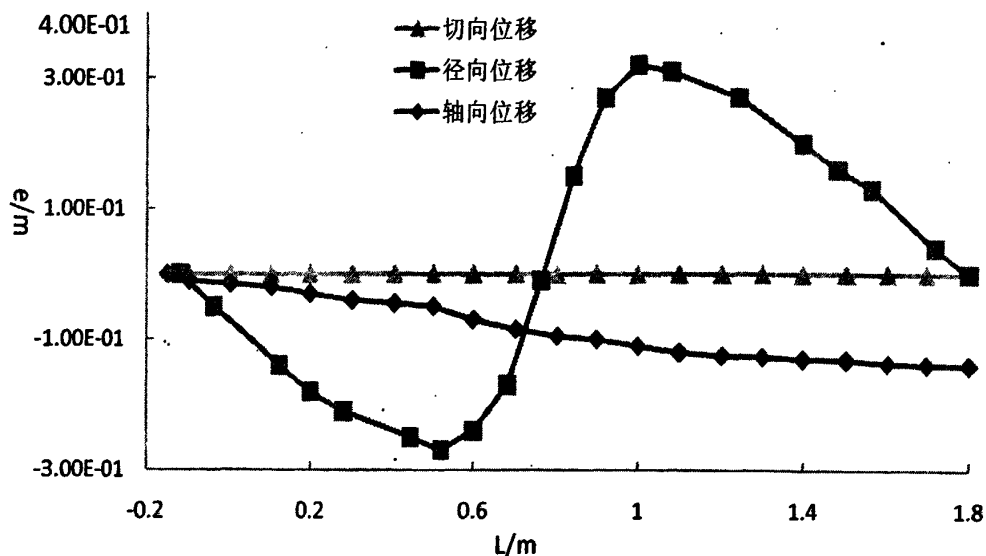


图 3.3 车削到L/2处

Fig.3.3 Turning to the L/2

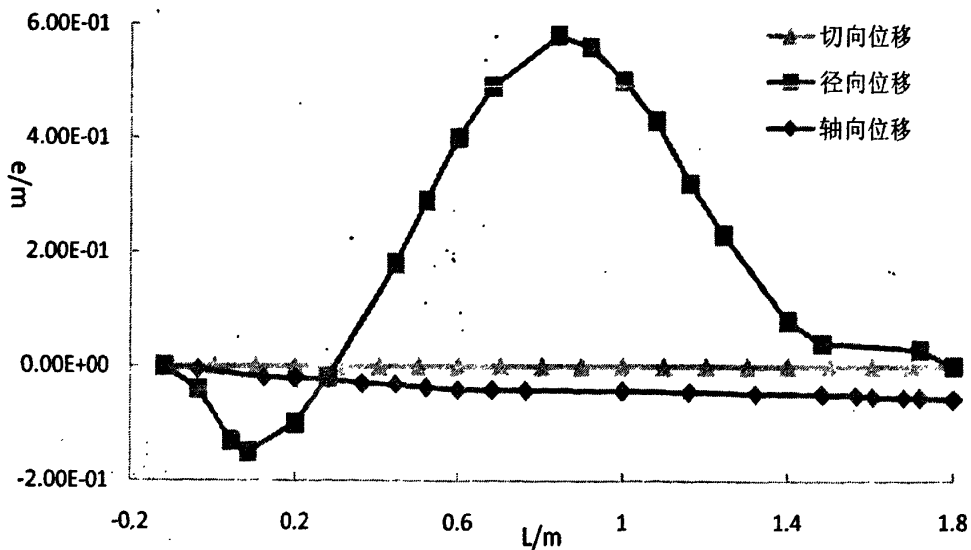


图 3.4 车削到3L/4

Fig.3.4 Turning to the 3L/4

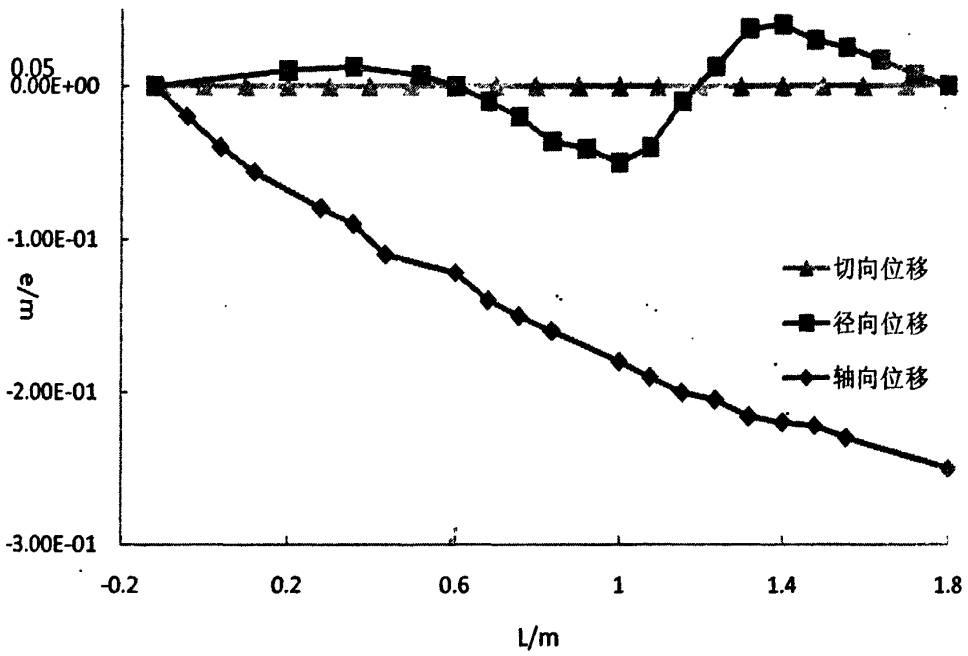


图 3.5 车削到L/4处
Fig.3.5 Turning to the L/4

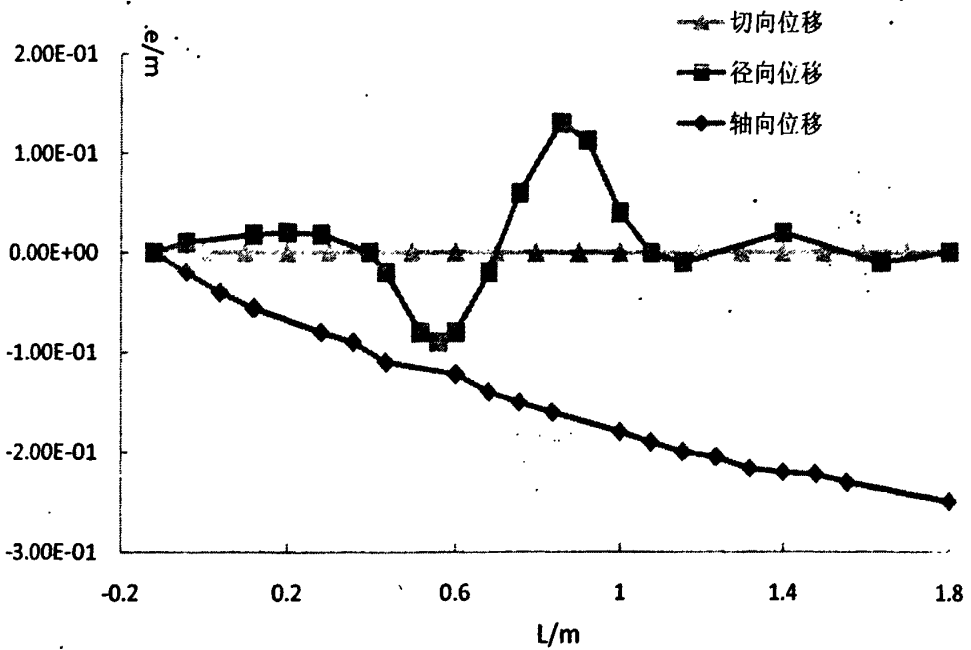


图 3.6 车削到L/2处
Fig.3.6 Turning to the L/2

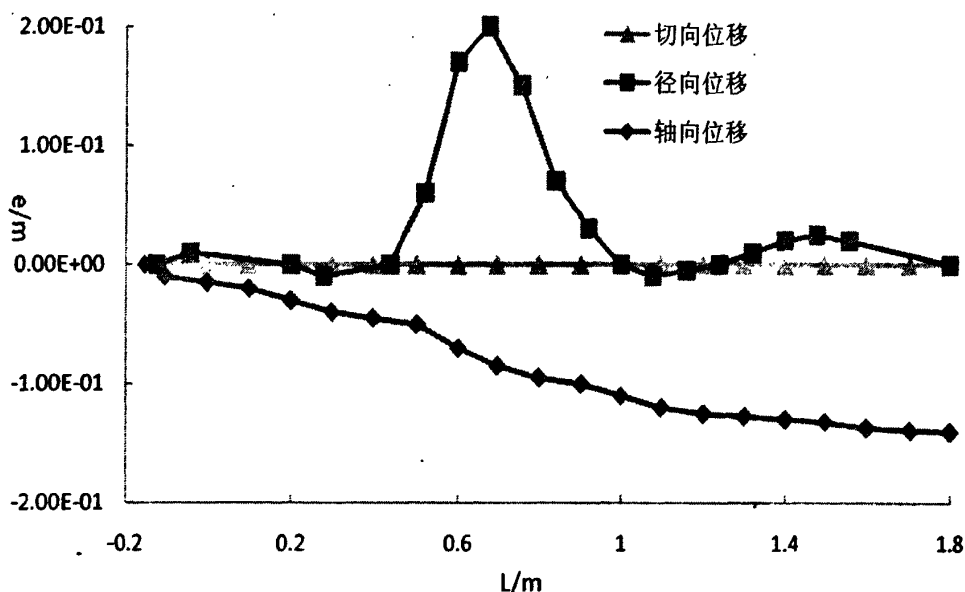


图 3.7 车削到3L/4处

Fig.3.7 Turning to the 3L/4

从振型图中可看出随着车削过程的进展细长轴的振型变化情况。图3-2是车削刚开始时细长轴的一阶振型，振幅最大位置发生在轴的中部，随着车刀的移动振幅的最大值向右偏移，这时细长轴的已加工部分的振幅由0开始随之增大；当车刀运动到细长轴的中部时，轴的已加工部分和未加工部分的振幅最大值相同，然后，已加工部分的振幅最大值继续增大并向右偏移，加工结束时，已加工部分的振幅最大值右移到细长轴的中部；未加工部分的振幅最大值慢慢变小，并也向右偏移，最终趋于0。

3.2 减振方案的设计

从上面振型变化趋势可得出如下结论：在车削刚开始时，如果在轴的中间位置加一活动跟刀架将会减少振动的剧烈程度。由连续的振型图可看出细长轴已加工部分和未加工部分的最大幅值之间的距离约等于细长轴长度的一半，随着车削过程的延伸，应设计一个活动跟刀架，此活动跟刀架应有两个相距为细长轴长度一半的支点，并以进给速度的一半跟随刀具沿轴向运动来限制细长轴最大振幅以减小振动，图3.8为活动跟刀架的示意图。为了在车床上安装这种活动跟刀架，应在车床后部安装一根丝杠，活动跟刀架由丝杠带动进行运动，在车床尾部用一个减速器把前丝杠和后丝杠联系起来，减速比为

1:2, 这样就可实现活动跟刀架以进给速度的一半进行运动了。

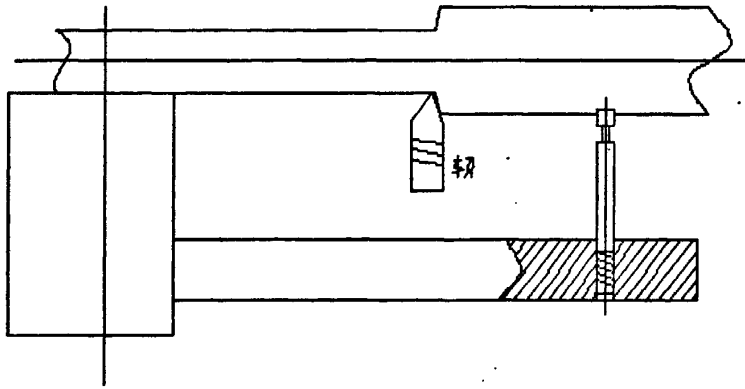
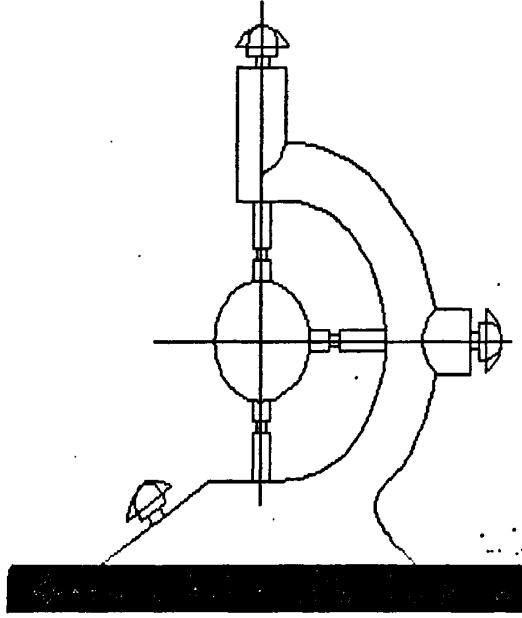


图 3.8 活动跟刀架

Fig.3.8 Activities follow rest

在此改进情况下,再次对细长轴车削模态进行了计算,得出振型如图3.5至图3.7所示。通过比较,容易看出径向振型的相对幅值明显地减小,但出现了较多的峰值,这是因为活动跟刀架增加了细长轴的刚度,使细长轴的固有频率增加了。但另一方面,轴向振动的振型幅值却有增加的趋势,这说明径向振动和轴向振动是两个独立的过程,即轴向振动并不随径向振动的减小而减小。但由于轴向振动对加工尺寸影响不大,在较小进给速度情况下,可忽略不计,仍可很好地改善加工精度。

3.3 本章小结

本章简要介绍了ANSYS的模态分析方法,并对细长轴在不同车削时刻进行模态分析求解,得出细长轴振动的固有频率随着车削过程的变化规律。通过对车削过程中细长轴一阶振型的变化规律的研究,提出了用一个活动跟刀架来减小振动的方案,提高细长轴的车削加工质量。

第4章 细长轴车削的瞬态特性仿真分析

4.1 ANSYS 的瞬态动力学分析

模态分析只是确定了跟刀架和刀具在车削到某一确定位置时细长轴的振动变形,无法知道细长轴各位置处在连续车削力作用下随时间变化的瞬态特性,无法确定某一点位移随时间的变化情况;而要想深入了解细长轴车削振动时的变形情况,必须进行瞬态动力学分析,因为瞬态动力学分析可以确定车削过程中任一时刻细长轴的变形情况,这与真实环境下的车削极为相似。

瞬态动力学所要求解的基本方程组为:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\}$$

式中 $[M]$ —质量矩阵;

$[C]$ —阻尼矩阵;

$[K]$ —刚度矩阵;

\ddot{u} —节点加速度向量;

\dot{u} —节点速度向量;

$\{F(t)\}$ —载荷向量。

在任意给定的时间 t ,可以认为这些方程是考虑到惯性力和阻尼力效果的一组静态平衡方程。ANSYS程序使用NEWMARK时间积分法在离散的时间点上求解这些方程,两个时间点之间的间隔叫一个时间步,求解时总是把前一个时间点求得的结果作为下一个时间点的输入,这样就得到了细长轴车削加工的动态响应。利用这种分析方法可求得随时间变化的位移、应变、应力,由于这里暂时只考虑细长轴的变形情况,不考虑细长轴内部的应力变化,故下面仅列出了细长轴位移的变化情况图。细长轴车削加工有二种走刀方式,即正向走刀和反向走刀,下面分别对这两种走刀方式进行仿真分析,然后对这两种走刀方式的车削特性进行对比。

4.2 正向车削细长轴时的受力分析和瞬态动力学分析

正向车削是车刀从车床尾部向头部走刀,这种走刀方式是最常用的车削,符合人的工作习惯,故操作便利。加工细长轴时,因工件刚性差,采用正向进给车削时,由于切削合力的作用,易产生弯曲变形和振动,难以保证工件的加工精度和表面质量,即使采用跟刀架来消除径向切削力把工件“顶弯”的因素,也不能解决轴向切削力把工件压弯的问题,因为采用正向进给车削时,工件所受到的轴向切削力由尾座指向卡盘一端,对

工件起压缩作用。工件产生弯曲变形时便与顶尖相脱离，当工件长径比比较大时，这种弯曲变形更为显著。图 4.1 为正向车削时轴的受力及边界条件图。

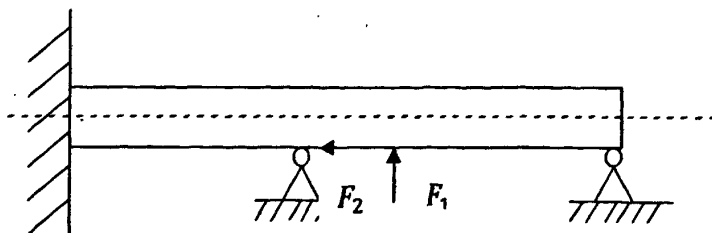


图 4.1 正向车削时轴的受力及边界条件简图

Fig.4.1 Force and boundary conditions of slender shaft as obverse turning

细长轴车削加工仿真分析的各项数据如下：细长轴长为1600mm，直径为30mm，材料为45号钢，密度为 $7.8 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ，泊松比为0.3，重力加速度为 9.8m/s^2 ，转速为500r/min，进给速度为0.006 m/s，主切削力为200N，径向力为100N，轴向力为50N，

为了更直观地表达细长轴车削加工到某一时刻时的变形情况，取有代表性的几个时刻作出该时刻的变形曲线如图4.2到图4.7。其中，坐标原点表示卡盘位置，横坐标表示沿细长轴轴向上的任意位置，纵坐标表示该位置的径向、切向、轴向变形。

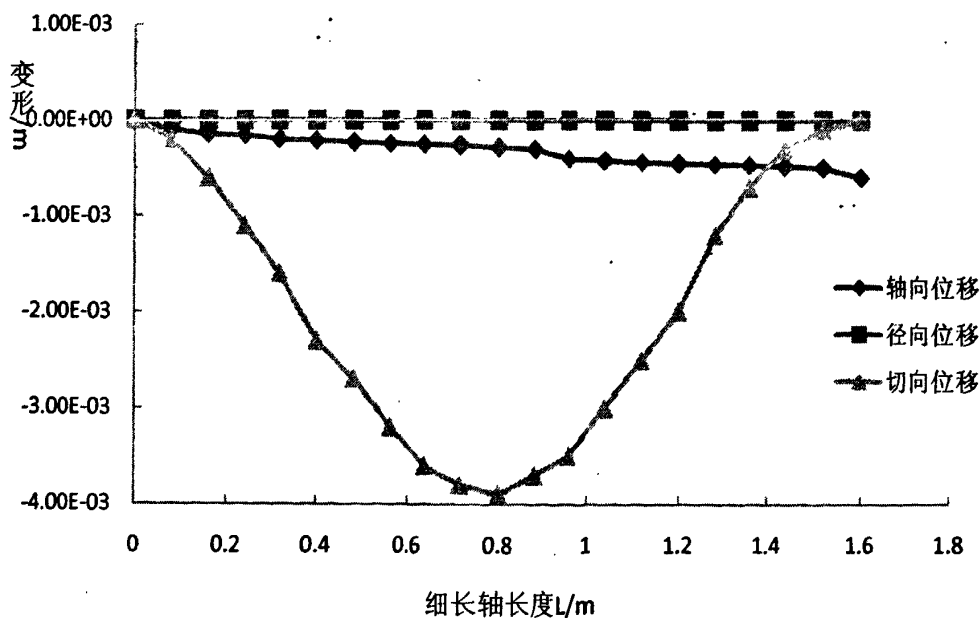


图 4.2 t=8秒时的细长轴的变形曲线

Fig.4.2 Deflection of slender shaft as t=8

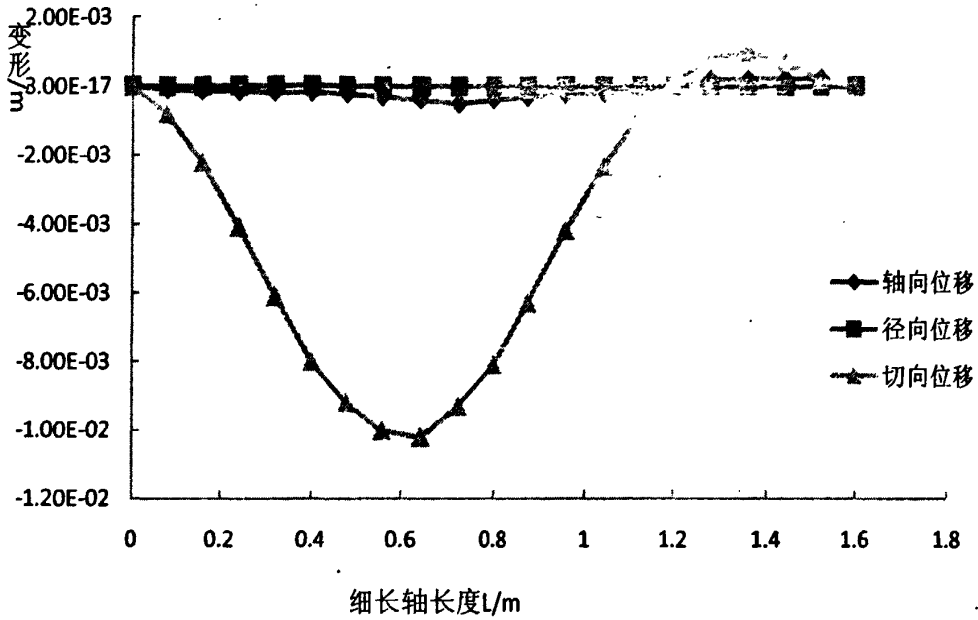


图 4.3 $t=50$ 秒时的细长轴的变形曲线

Fig.4.3 Deflection of slender shaft as $t=50$

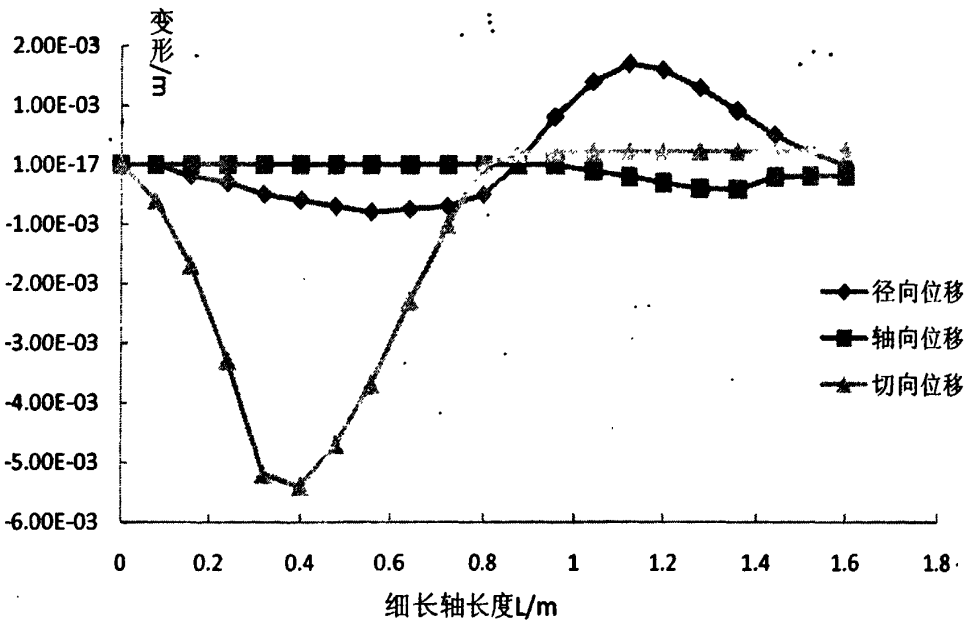


图 4.4 $t=110$ 秒时的细长轴的变形曲线

Fig. 4.4 Deflection of slender shaft as $t=110$

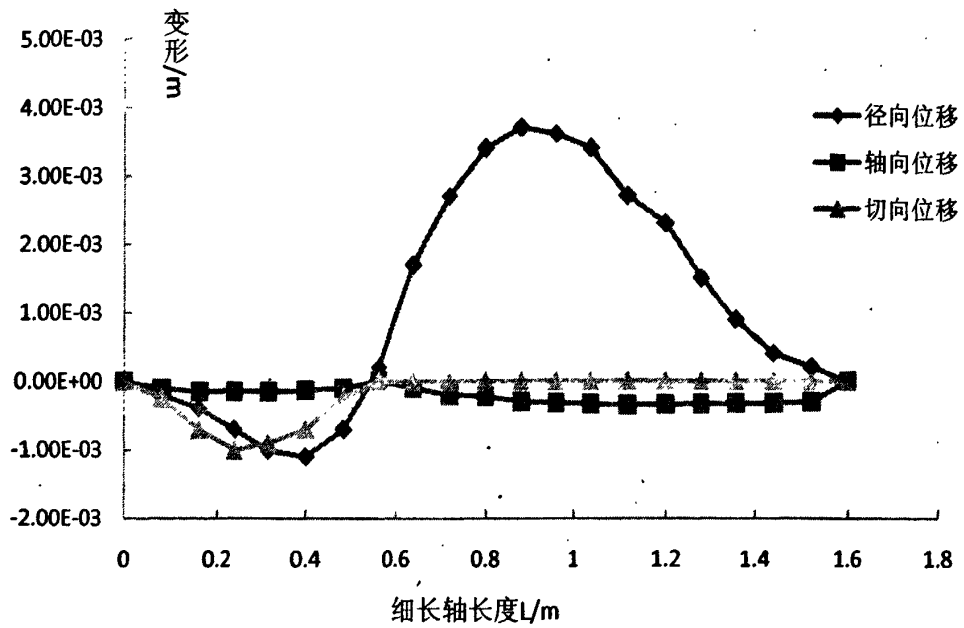


图 4.5 t=130秒时的细长轴的变形曲线

Fig.4.5 Deflection of slender shaft as t=130

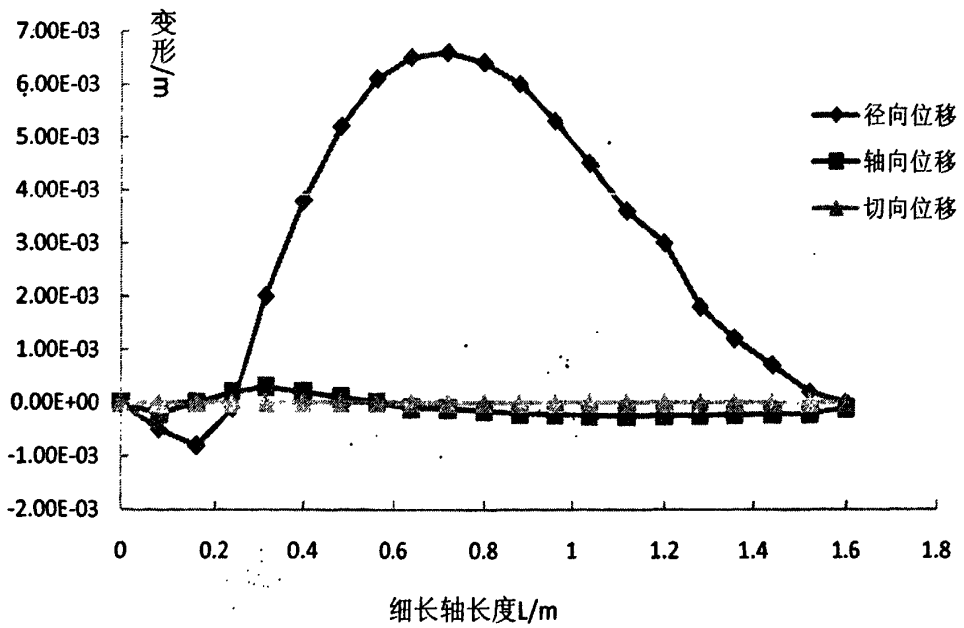
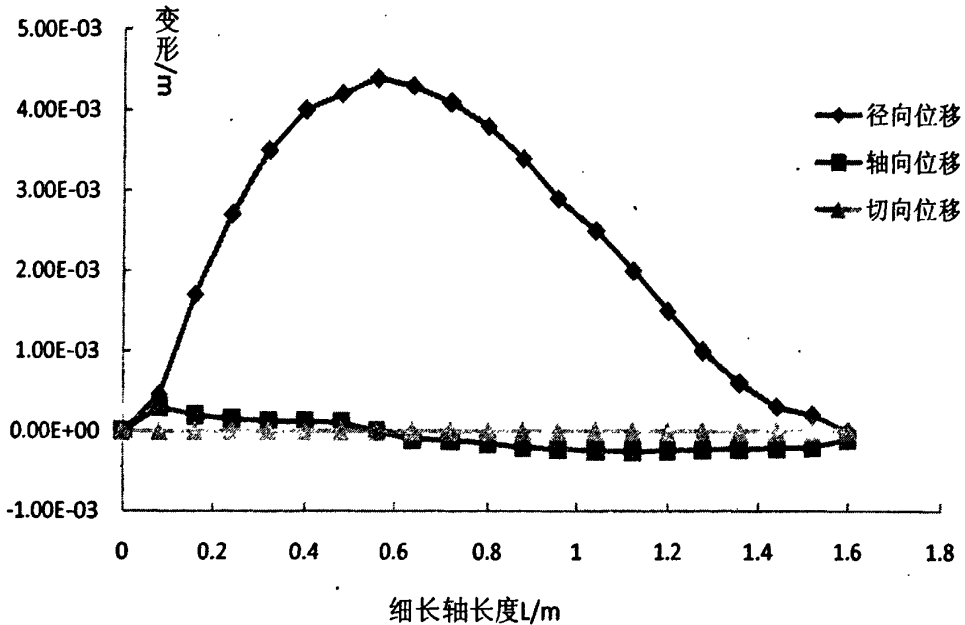


图 4.6 t=170秒时的细长轴的变形曲线

Fig.4.6 Deflection of slender shaft as t=170

图 4.7 $t=225$ 秒时的细长轴的变形曲线Fig. 4.7 Deflection of slender shaft as $t=225$

在车削刚开始时，由于顶尖的固定作用使细长轴的径向变形非常微小，约等于零，从图4.2中也可看出径向变形曲线偏移为零。由于正向车削对细长轴有压缩作用，因此，细长轴会产生轴向缩短的趋势，从正向车削变形曲线图中可看出轴向变形曲线中变形为负值。又由于重力加速度和轴向力的联合作用，细长轴从车削加工一开始就有向下的切向变形，在细长轴的中部，向下的变形达到最大值，如图4.2所示。

随着车削的进展，细长轴未加工部分向下的切向变形先有一增加过程，然后逐渐变小，而已加工部分由于没有了轴向压力也趋于零。细长轴未加工部分径向变形由0开始增加，达到最大值后，然后慢慢减小为0；细长轴已加工部分径向变形在车削过程中也是先逐渐增加，车削快结束时，由于卡盘作用，使细长轴刚度增大，因而径向变形逐渐减小，由于车刀在跟刀架后部，故车削结束时径向变形不会减小为0，而是仍有一定的径向变形。轴向变形在刀具作用处出现一转折点，这是由于细长轴已加工部分旋转产生的离心力的作用，使细长轴有所伸长所致，随着已加工部分的增加，这种离心效应越来越大，在刀具作用处将会出现正值的轴向变形。这可从图4.7看出。

4.3 反向车削细长轴时受力分析和瞬态动力学分析

反向走刀是指车刀由车床头部向车床尾部进行走刀车削，这种走刀会对细长轴已加工部分产生一拉力，以减少细长轴已加工部分的径向和切向变形，从而减小这部分旋转时产生的离心力，最终减小对未加工部分的影响。反向切削时工件所受到的轴向切削力

由卡盘一端指向尾座，对工件产生拉伸作用，而解决了正向进给车削时把工件压弯的问题。图 4.8 为反向走刀时轴的受力和边界条件图。

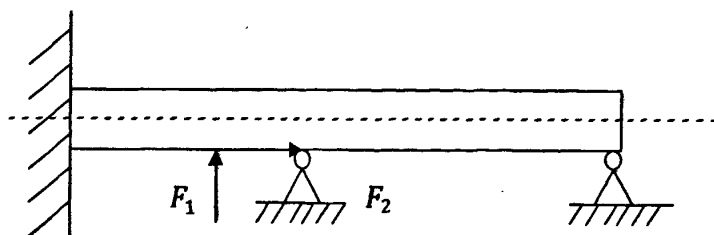


图 4.8 反向车削时轴的受力及边界条件简图

Fig. 4.8 Force and boundary conditions of slender shaft as inverse turning

为了便于比较，设反向走刀所需各项数据均与正向走刀相同，唯一不同的是轴向力方向与正向走刀相反以及跟刀架与车刀的位置互换。仍然设坐标原点表示卡盘位置，横坐标表示沿细长轴轴向上的任意位置，纵坐标表示该位置的径向、切向、轴向变形。各典型时刻细长轴变形曲线如图 4.9 到 4.14 如下所示：

从图 4.9 到图 4.14 中可看出，细长轴已加工部分变形首先呈现曲折式增加，车削结束时达到最大值，这表明车削时发生了径向振动；未加工部分径向变形是先增加后减小，最终趋于 0。由于车刀的拉伸作用，轴向变形为正值，并和正向走刀一样，也出现一转折点。未加工部分的切向变形也是先增加后减小；由于轴向力的拉伸作用，已加工部分切向变形趋于 0。

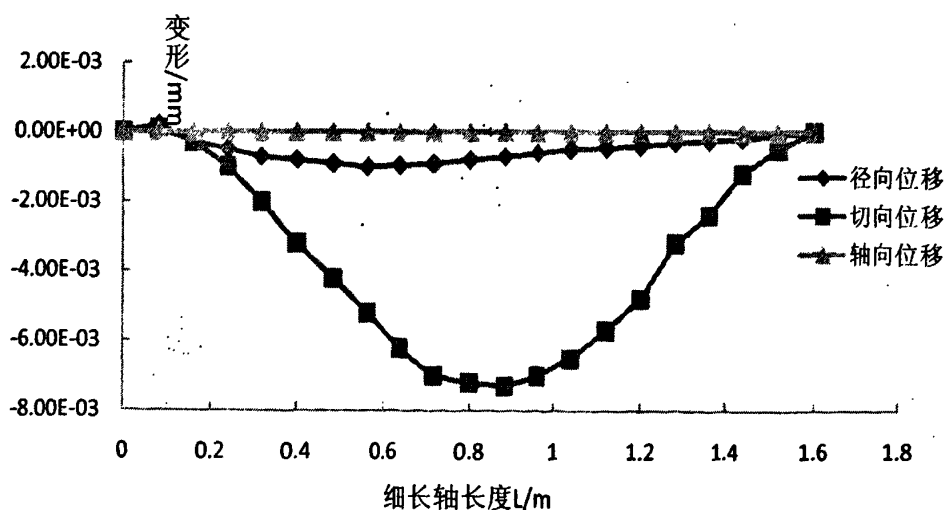


图 4.9 $t=16$ 秒时的细长轴的变形曲线

Fig. 4.9 Deflection of slender shaft as $t=16$

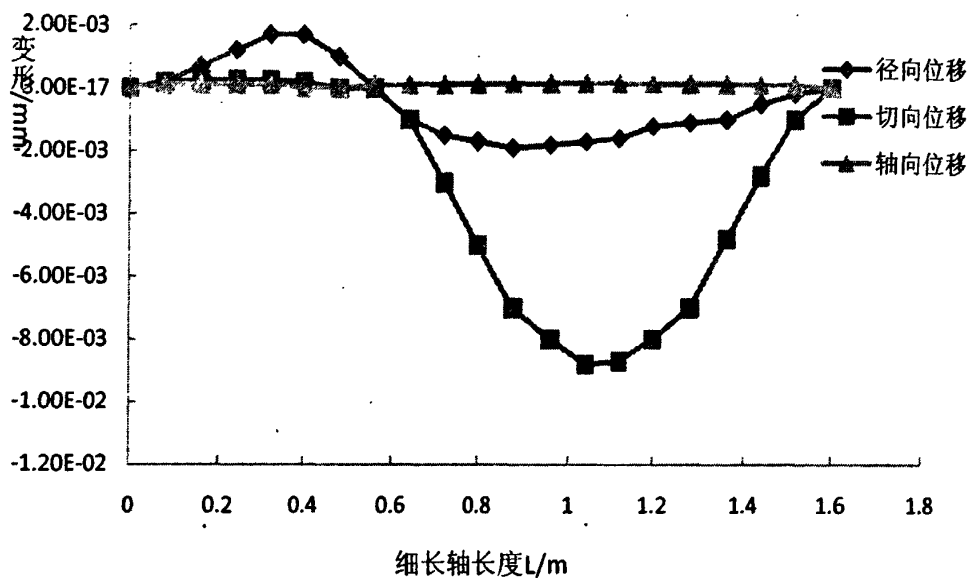


图 4.10 t=75秒时的细长轴的变形曲线

Fig 4.10 Deflection of slender shaft as t=75

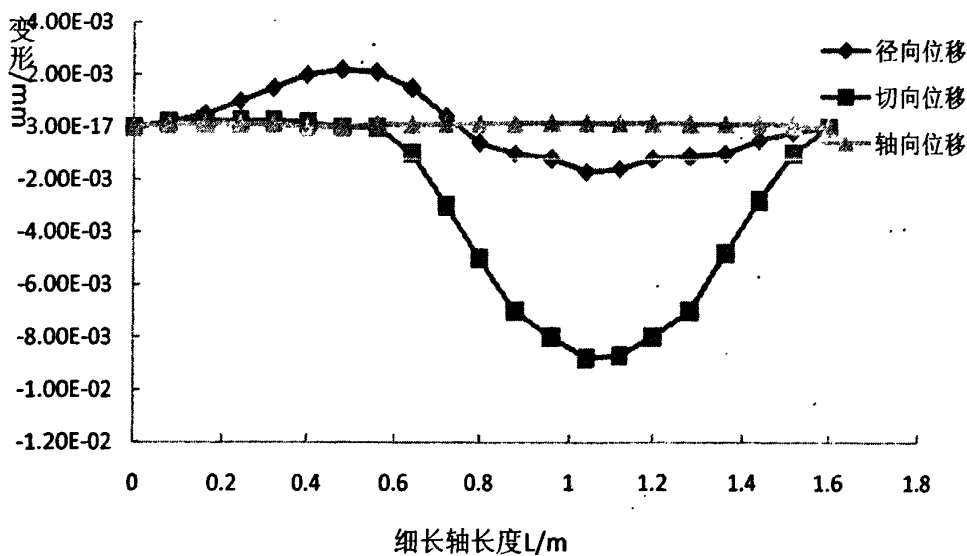


图 4.11 t=120秒时的细长轴的变形曲线

Fig.4.11 Deflection of slender shaft as t=120

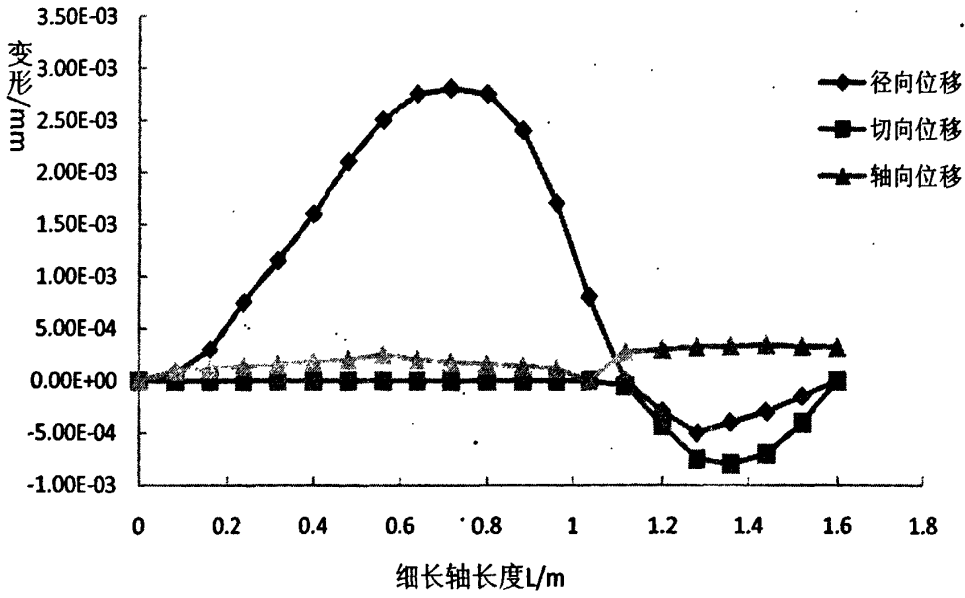


图 4.12 t=180秒时的细长轴的变形曲线

Fig. 4.12 Deflection of slender shaft as t=180

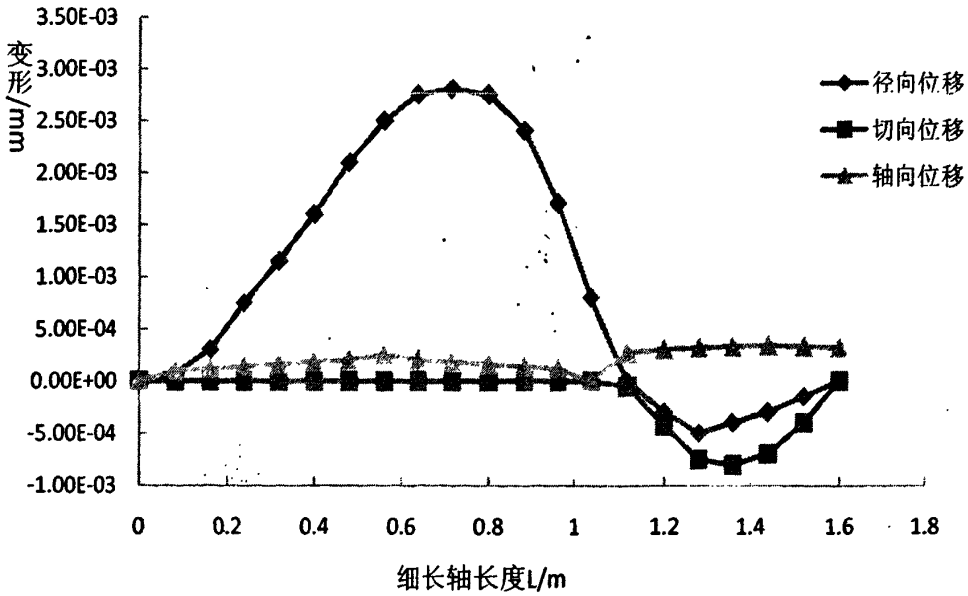
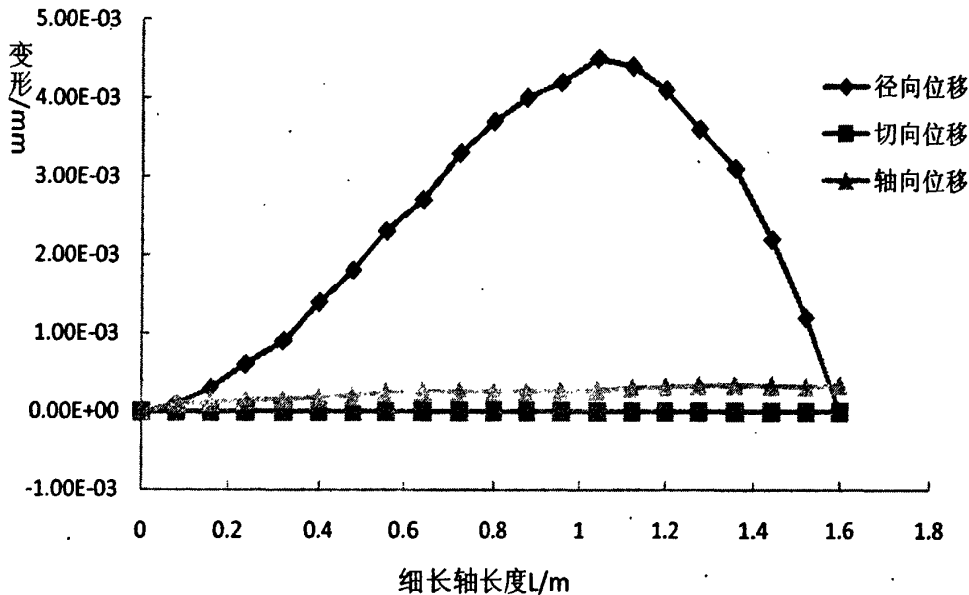


图 4.13 t=190秒时的细长轴的变形曲线

Fig. 4.13 Deflection of slender shaft as t=190

图 4.14 $t=225$ 秒时的细长轴的变形曲线Fig. 4.14 Deflection of slender shaft as $t=225$

4.4 反向走刀与正向走刀车削的比较

反向走刀对细长轴有拉伸作用，正向走刀对细长轴具有压缩作用，这可从细长轴的轴向变形曲线看出，反向走刀时变形曲线位于横轴上方，是正值，正向走刀时，变形曲线位于横轴下方，是负值。对于切向变形曲线，反向走刀时，变形值要大于正向走刀变形值，这可能与轴向拉力使细长轴有所伸长和顶尖处为活动支承有关。通过比较正向走刀和反向走刀可看出反向走刀径向变形明显小于正向走刀变形，这也是在细长轴车削加工中采用反向走刀的原因之一。

4.5 本章小结

简要介绍了正向车削与反向车削时轴的受力分析，以及ANSYS的瞬态动力学分析方法，并运用此方法对细长轴车削加工的两种走刀方式进行了仿真分析，得到了两种走刀方式的变形位移曲线图，并对图中曲线进行了分析解释。最后对两种走刀方式产生的效果进行了对比分析，为在实际车削时选用哪种走刀方式提供了依据。

结 论

影响细长轴车削加工质量的因素很多,例如,切削热、切削用量、切削振动以及车床精度等都会使细长轴产生变形;而且这些因素的作用机理相当复杂,目前,还无法对其做出完美的解释,要想加工一根合格的细长轴类零件往往要进行很多次试验车削,这既降低了生产效率,又增加了成本,鉴于此,虚拟车削加工成为解决此类问题比较流行的有效方法。本文针对细长轴车削加工的特点,用功能强大的工程分析软件ANSYS10.0对细长轴车削加工的振动模态和瞬时加工特性进行了仿真研究,仿真结果与实际车削情况基本相符。

本文的工作主要体现在以下几个方面:

1. 结合力学原理建立了细长轴车削加工的力学模型,对细长轴车削时可能出现的径向振动、扭转振动、及轴向振动进行理论推导,并运用拉格朗日方程建立了细长轴在受到车削力作用时的振动方程,阐述了细长轴在车削过程中产生振动的原理。

2. 利用 ANSYS10.0 对细长轴在车削过程中产生的振动进行了模态分析和计算,掌握了在车削过程中细长轴的固有频率及振型的变化规律。在模态分析的基础上提出了减小振动的新方法。

3. 用ANSYS10.0 对细长轴车削加工的两种走刀方式进行仿真分析,得到两种走刀方式下不同时刻细长轴的变形位移图,通过分析研究,这些图中的变形位移曲线与实际车削相符,这表明细长轴车削加工仿真是正确的,并且是可行的。

参 考 文 献

- [1] 陈庆龙. 精密丝杆外圆精车工序常见误差及其消除办法[J]. 机械制造. 1993, (3):15~16.
- [2] 李晓舟. 提高细长轴表面质量的加工新方法[J]. 机电工程. 1995, (1):45~48.
- [3] 邹济林. 细长轴的加工[J]. 机械制造. 1995, (10): 25~26
- [4] 陈日猷. 金属切削原理[M]. 北京:机械工业出版社, 1991:64~71.
- [5] AM Shawky, MA Elbestawi. In-process Evaluation of Workpiece Geometrical Tolerances in Bar Turning[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1996, 36(1):33~46
- [6] T Asao, Y Mizugaki. Precision Turning by Means of a Simplified Prediction Function of Machining Error[S]. Annals CIRP. 1992, 41(1) :447~455
- [7] M Shiraishi, S Sato. Dimensional and Surface Roughness Controls in a Turning Operation[S]. J. Eng. Ind(Trans ASME). 1990, 112(2):78~83
- [8] CW Park, DE Kim, SJ Lee. Shape Prediction during Cylindrical Traverse Grinding of Slender Workpiece[J]. Journal of Materials Processing Technology. 1999, (88):23~32
- [9] SK Choudhury, MS Sharath, On-line control of machine tool vibration during turning operation [J]. Journal of Materials Processing Technology, 1995, 47(3-4):251~259.
- [10] SC Lin, MR Hu. Low Vibration Control System in Turning[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1992, (32):629~640
- [11] RY Chiou, SY Liang. Chatter Stability of a Slender Cutting Tool in Turning with Tool Wear Effect[J]. International Journal of Machine tools and Manufacture. 1998, (38):315~327
- [12] 修士超, 从恒斌, 张吉国. 磁性技术在工程中的应用与发展[N]. 沈阳黄金学院学报. 1996, 15(1):90~94
- [13] 张建中, 李秀人, 王忠良. 磁场作用于工艺系统对切削过程影响的试验[N]. 辽宁工程技术大学学报(自然科学版). 2001, (1):89~92
- [14] N. Jones. Structure Impact[M]. Cambridge University Press, 1989
- [15] 马文彪. 从力学角度谈细长杆的车削加工[N]. 安庆师范学院学报. 1999, 02 :14~16
- [16] 黄跃华, 张景勤, 李德滋. 细长轴车削动特性的研究[N]. 科技通报. 2001, (4):41~49
- [17] 梁伟峰, 盛鹏程. 带磁车削细长轴的正交回归设计及试验[J]. 机械工程文摘. 2001, (9):40~47.
- [18] 朱峰葆. 浮动精车细长轴[M]. 机械工艺师. 1995, (8):35~36
- [19] 沈栓, 李鑫. 用旋风刀盘车削细长轴[J]. 制造技术与机床. 1997, (7):32~34
- [20] SC Lin, MF Chang. A Study on the Effects of Vibrations on the Surface Finish Using a Surface Topography Simulation Model for Turning[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 1998, (7):763~782.

- [21] Shawky A, Rosenberger T, Elbestawi M. In-Process Monitoring and Control of Thickness Error in Machining Hollow Shafts[M]. Mechatronics. 1998, (8):301~322
- [22] Timoshenko, S. P. Zur frage nach der Wickung eines stosses auf einen balken[M]. Z. Mathematical Physics. 1993, (62):198~209.
- [23] 郑焕文, 王宛山. 机械制造工艺学[M]. 沈阳:东北工学院出版社, 1988:170~173.

攻读硕士学位期间学术论文及科研情况

- 1 虞文俊, 邓志平. 基于细长轴零件加工工艺的研究. 装备制造, 2009年第9期: 220.
主办单位: 中国工业报社. CN11-5657/TH 期刊, 本文检索号: TH16.

致 谢

值此论文完成之际，作者首先向导师邓志平教授表示最真挚的感谢！本文是在邓老师的悉心指导下完成的，从课题的论证、研究过程的顺利进行直至论文的完成，无不凝聚着邓老师的心血。邓老师的指导不仅开拓了我的学术视野，加深了我对课题的认识，而且更重要的是邓老师严谨的治学态度，宽厚待人的崇高品质将是我永远的学习榜样。

在本所的同学中，作者感谢倪绍流和戴海港的帮助。每当作者在工作中遇到难题时，他们总是耐心地进行分析讲解，在思考问题和解决问题的方法上给予作者很多启迪。

最后，作者向所有关心和支持本课题进展的老师和同学们表示衷心感谢！

