

超声变幅杆的模式分析

万德安,刘春节

(同济大学,上海 200092)

Modal Analysis of Ultrasonic Amplitude Amplifier Pole

WAN De-an, LIU Chun-jie

(Tongji University, Shanghai 200092, China)

摘要:根据变截面杆纵向振动的波动方程,推导了悬链形超声变幅杆的频率方程,应用有限元法对变幅杆进行了模态分析,得到了共振频率、横向振动频率、位移节点和放大系数等重要参数。与理论计算值的比较表明,有限元法获得了很高的精度。

关键词:超声变幅杆;有限元法;模态分析

中图分类号: TG663

文献标识码: A

文章编号: 1001-2257(2004)04-0010-02

Abstract: Basing on the longitudinal wave equation of a pole with varying sections, the frequency equation of a catenary pole is presented. Normal modes of the pole are analyzed utilizing finite element method. Some important characteristic parameters such as resonance frequency both transversely and longitudinally, vibration node and magnifying factor are obtained. The comparison with the results in theory shows the modal analysis has obtained accurate results.

Key words: ultrasonic amplitude amplifier pole; finite element method; modal analysis

0 引言

超声加工技术是一种重要的特种加工方法。超声加工装置主要由超声波发生器、换能器和变幅杆等组成,变幅杆的作用是将换能器输出的机械振动位移或速度振幅进行放大,使能量集中在较小的辐射面上,所以又称为超声聚能器,其声学振动特性对整个超声加工装置非常重要。传统的分析方法离不开繁琐的公式推导。应用有限元法对其进行模态分析,获得了若干重要参数,如共振频率、横向振动频

率、位移节点和放大系数等,对超声变幅杆的设计、校核和分析提供了一种新的方法。

1 纵向振动变截面杆的波动方程^[1]

一变截面杆如图 1 所示。杆的横截面尺寸远小

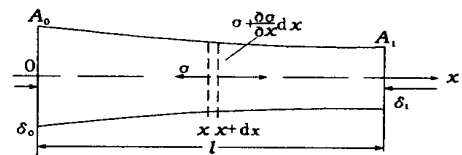


图 1 变截面杆

于波长,其对称轴为 x 坐标轴,作用在小体积元 $(x, x + dx)$ 上的张应力为 $\frac{\partial}{\partial x} dx$, 根据牛顿定律可以写出动力学方程:

$$\frac{\partial(A)}{\partial x} dx = A \frac{\partial^2}{\partial t^2} dx \quad (1)$$

式中 A ——杆的横截面积函数, $A = A(x)$

——质点位移函数, $= (x)$

——杆的材料密度

——应力函数, $= E \frac{\partial}{\partial x}$

在角频率为 的简谐振动情况下,上式可写成:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial x} \cdot \frac{\partial}{\partial x^2} + K^2 = 0 \quad (2)$$

式中 K ——圆波数

$$K = /c \quad c = \sqrt{E/}$$

c ——纵波在细杆中的传播速度

E ——材料弹性模量

式(2)为变截面杆纵向振动波动方程。下面,依据此方程,推导半波长悬链形变幅杆的频率方程。

2 半波长悬链形变幅杆的频率方程^[2-3]

参看图 1,如果悬链形变幅杆的横截面为圆形,

收稿日期:2003-12-31

坐标原点 $x=0$ 处的半径为 R_0 , 面积为 A_0 , 坐标 $x=l$ 处的半径为 R_1 , 面积为 A_1 , 则变幅杆半径函数为:

$$R = R_1 \text{ch}^2(l-x) \quad (3)$$

$$= (\text{arcch } N)/l, N = R_0/R_1$$

方程 (2) 的解可以表示为:

$$= [a_1 \cos(K_0 x) + a_2 \sin(K_0 x)] / [\text{ch}(l-x)] \quad (4)$$

应变为:

$$\frac{\partial}{\partial x} = \frac{-\text{sh}(l-x)}{\text{ch}^2(l-x)} [a_1 \cos(K_0 x) + a_2 \sin(K_0 x)] - \frac{a_1 K_0 \sin(K_0 x) + a_2 K_0 \cos(K_0 x)}{\text{ch}(l-x)} \quad (5)$$

$K_0 = \sqrt{K^2 - 2}$, a_1, a_2 为待定系数, 将边界条件 $|_{x=0} = 0, |_{x=l} = 1$ 及 $\frac{\partial}{\partial x}|_{x=0} = \frac{\partial}{\partial x}|_{x=l} = 0$ 代入式 (5), 得:

$$K_0 l \tan(K_0 l) = -\text{archch } N \sqrt{1 - 1/N^2} \quad (6)$$

依据式 (3) ~ (6), 可以计算出半波长悬链形变幅杆的谐振长度、放大系数和位移节点等参数。

3 模态分析^[3-5]

假设某悬链形变幅杆工作频率为 $f = 20\text{kHz}$, 材料为 45 号钢, 大端半径 $R_0 = 25\text{mm}$, 小端直径 $R_1 = 15\text{mm}$, 长度 $l = 125.3\text{mm}$ 。在 MSC Patran2001 中建立的有限元模型如图 2 所示。单元类型为 Hex8 体单元, 共有 5 792 个节点, 5 580 个单元。

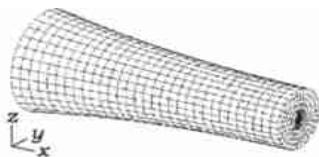


图 2 有限元模型

采用 lanczos 法进行模态分析, 频率搜索区间为 $18\text{kHz} \sim 24\text{kHz}$, 提交分析给 MSC Nastran 2001, 分析结果共得到 2 个共振模态频率, 一个共振模态频率为 18.85kHz , 为横向振动, 如图 3 所示。另一个模态频率为 19.8kHz , 为纵向振动, 如图 4 所示。该振动频率与设计要求的 20kHz 相符, 达到设计要求。另外, 通过轴的一个平面内各节点的特征向量的矢量分布如图 5 所示, 根据矢量分布图, 可以找到振幅为 0 的位移节点。由于该点不发生振动, 可作为变幅杆的夹持点。

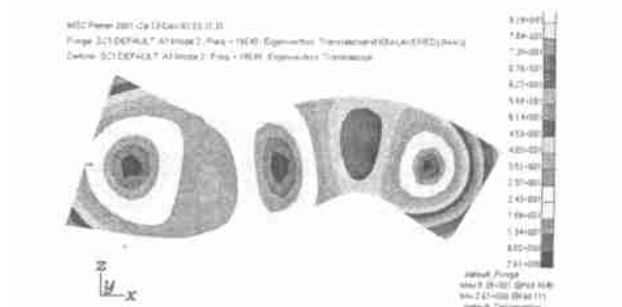


图 3 模态频率为 18.85kHz 的振型

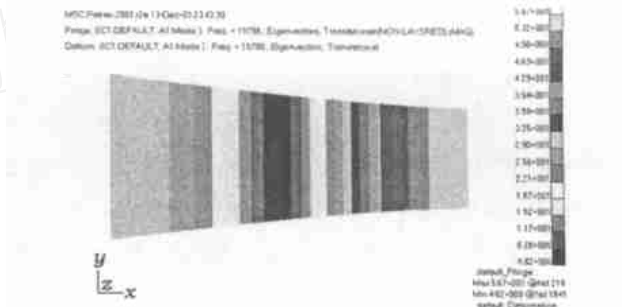


图 4 模态频率为 19.8kHz 的振型

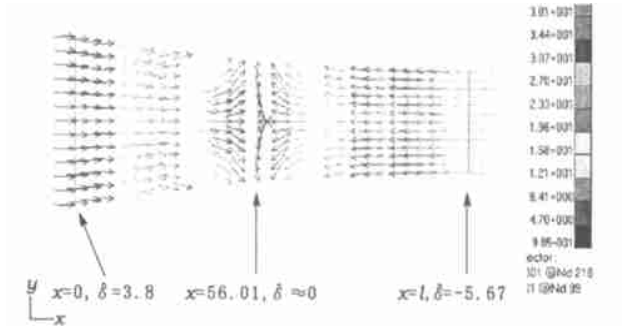


图 5 特征向量分布

所得参数与理论值的比较如表 1 所示。通过与理论计算值的比较, 可以知道, 模态分析取得了较高的精度。而且通过模态分析, 知道横向振动模态频率与纵向振动频率较为接近, 如果激振声频波动较大时, 可能会引起变幅杆的横向振动。

表 1 模态分析值与计算值

名称	固有频率 (kHz)	位移节点 (mm)	放大系数
理论值	20	56.03	1.75
模态分析值	19.8	56.01	1.73

4 结束语

超声变幅杆往往具有规则的形体, 可以获得精度很高的有限元模型。模态分析法可以定性、定量且直观地得到变幅杆的多个特性参数, 对超声变幅杆的设计、校核和分析提供了一种新的方法。

汽车悬架路面自适应半主动控制研究

曹树平, 易孟林

(华中科技大学, 湖北 武汉 430074)

Research on a Road Adaptive Control of Vehicle Semi-active Suspension

CAO Shu-ping, YI Meng-lin

(Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

摘要:提出一种新的路面自适应半主动控制律。该控制律在簧载质量和非簧载质量的速度反馈上引入了时变的反馈增益,该反馈增益随路面激励主导频率的变化而实时调整。仿真结果表明,路面自适应半主动控制律可获得优良的悬架性能。

关键词:汽车悬架;半主动控制;自适应控制

中图分类号:U461.1

文献标识码:A

文章编号:1001-2257(2004)04-0012-03

Abstract: This paper proposes a new adaptive control law for vehicle semi-active suspension. The control gains which are tuned according to road frequency are used to the velocity feedback of the sprung mass and the unsprung mass. Computer simulation results show that the semi-active suspensions with the proposed control law have excellent performances.

Key words: vehicle suspension; semi-active control; adaptive control

0 引言

主动和半主动悬架因其优越的减振性能一直是汽车界研究的热门课题之一^[1-2]。目前,半主动悬

架已经在高性能的车辆中得到了成功的应用。半主动控制律中的天棚阻尼控制律应用较多,因为它很好地解决了悬架性能与工程实现间的矛盾。虽然天棚阻尼控制律能够很好地改善车辆的乘坐动力学性能,但在车轮振动偏频附近不能提供合适的阻尼来控制车轮的跳动。因此,天棚阻尼控制悬架的车轮动载荷往往较高。虽然车轮挠度反馈控制律可以在车轮振动偏频附近提供合适的阻尼,但该控制律有赖于车轮挠度的测量,这在工程上很难实现。综合天棚阻尼控制和车轮挠度控制的优点,在参考文献[1]的基础上提出了一种新的基于路面激励主导频率的汽车悬架路面自适应半主动控制律。

1 路面自适应半主动控制律

常见的汽车单轮 2 自由度半主动悬架模型如图 1 所示。设 m_1 、 m_2 分别为非簧载质量和簧载质量,

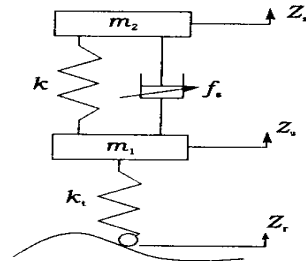


图 1 单轮 2 自由度半主动悬架模型

收稿日期:2003-10-24

参考文献:

- [1] 张云电. 超声加工及其应用[M]. 北京:国防工业出版社,1995.
- [2] 王先逵. 精密加工技术实用手册[M]. 北京:机械工业出版社,2001.
- [3] 石川寅一. 振动应用工学[M]. 日本:金泽工业大学出版社,1989.

[4] MSC. Patran 2001 User's Menu[Z]. Printed by MSC Company,2001.

[5] MSC. Nastran 2001 User's Menu[Z]. Printed by MSC Company,2001.

作者简介: 冯德安 (1941-),男,浙江杭州人,同济大学教授,博士研究生导师,日本大阪大学工学博士,主要从事精密测试与控制、振动与噪声、故障诊断等方向的研究。

《机械与电子》2004(4)