

振筒式压力传感器弹性元件结构设计与分析*

裴艳博, 邱永荣, 杜江, 陶巍, 王凌云, 孙道恒

(厦门大学机电工程系, 福建 厦门 361005)

摘要:利用有限元分析软件 ANSYS 对振筒式压力传感器弹性元件——谐振筒进行了动态特性仿真分析,建立了谐振筒的参数化模型,基于模态分析选定合适的工作振型,重点利用谐响应分析讨论了谐振筒品质因数的影响因素。研究表明,当谐振筒的基模态为(4,1)模态时,品质因数随谐振筒外半径、有效长度以及壁厚的增加而减小,而工作时作用于谐振筒的激励载荷只改变了谐振筒振幅大小,对品质因数无明显影响。通过瞬态动力学分析计算得到谐振筒的调节时间,证明了谐振筒具有较好的动态响应特性。为谐振筒的结构设计和优化提供了参考。

关键词:ANSYS; 谐响应分析; 品质因数; 弹性元件

中图分类号:TP212; TP391.7 文献标识码:A 文章编号:1008-5300(2011)06-0054-04

Design and Analysis of Elastic Component of Resonant Cylinder Pressure Sensor

PEI Yan-bo, QIU Yong-rong, DU Jiang, TAO Wei, WANG Ling-yun, SUN Dao-heng

(Department of Mechanical and Electrical Engineering, Xiamen University, Xiamen 361005, China)

Abstract: Simulation and analysis on dynamic behavior of resonant cylinder which composed the pressure sensor as the elastic component are conducted using the finite element analysis software ANSYS. Parametric model is established. Based on the modal analysis, an appropriate mode for work is selected out. Factors affecting quality factor are discussed mainly through harmonic response analysis. Results indicate that, when the cylinder worked on (4,1) mode, quality factor would decrease as radius, effective length or thickness increase, while the force only had an influence on the amplitude of the vibration rather than the quality factor. Adjusting time is obtained by transient dynamic analysis, thus proving the rapidity of resonant cylinder. The study provides reference both for structure design and optimization.

Key words: ANSYS; harmonic response analysis; quality factor; elastic component

引言

传感器按工作原理分有谐振式传感器、光电传感器及磁传感器等类型,其中谐振式传感器能够利用弹性元件直接将被测量转换为振动频率信号这样易于处理的参量,故可省去转换元件,只需简单的数字电路即可将输出信号转换为微处理器可接收的信号,便于数字显示。因而大大简化了传感器结构,提高了系统的可靠性和运行速度,并且降低了成本。不仅如此,谐振式传感器还兼具数字化技术的许多优点,如迟滞误差和漂移误差极小、稳定性好、分辨力高等,因而吸引了众多学者的研究兴趣^[1]。

振筒式压力传感器是一种典型的直接输出频率的谐

振式传感器,于20世纪60年代末实用。图1为振筒式压力传感器的原理示意图。其测量敏感元件是由恒弹合金制成的带有顶盖的薄壁圆柱壳,激振与拾振两只线圈在内振动筒内相隔一定距离并成空间十字形交叉排列,以尽量减少两只线圈间的电磁耦合作用。线圈组件和振动筒安装于底座上,振动筒与外筒之间的空腔抽成真空,作为压力参考标准,被测压力引入圆柱壳内腔^[2-4]。

振筒式压力传感器属反馈型传感器,工作时处于自激状态,它的自激是依靠反馈放大器实现的,整个传感器形成一个闭环系统。弹性元件——谐振筒在整个系统中同时兼作反馈元件,使系统处于平衡状态,因而谐振筒的特性很大程度上决定了传感器的性能,故谐

* 收稿日期:2011-07-04

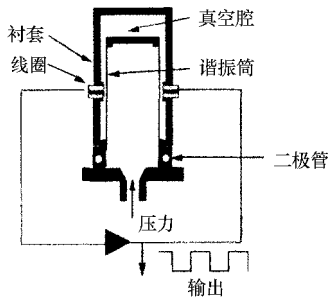


图1 谐振筒式压力传感器结构原理图

谐振筒的特性分析计算对实现传感器的正确设计起着至关重要的作用。传统的近似解析法由于在模型建立过程中只考虑谐振筒的理想化结构,忽略了诸多约束条件,故而计算出的结果精度有限。ANSYS 作为最通用和有效的有限元软件之一,能够考虑随时间变化的载荷及其对阻尼的惯性影响,在很大程度上提高了运算精度,因此可以替代近似解析法而提供更可靠的运算结果。本文通过 ANSYS 软件对谐振筒式压力传感器弹性元件——谐振筒进行了模态分析、谐响应分析以及瞬态动力学分析等结构动力行为方面的分析,为谐振筒式压力传感器的设计提供了依据。

1 有限元分析模型

本文研究对象是有效长度 $L = 45 \text{ mm}$, 外半径 $r = 9 \text{ mm}$, 壁厚 $h = 0.08 \text{ mm}$ 的谐振筒。谐振筒的材料属性如下: 弹性模量 $E = 1.86 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 密度 $\rho_A = 8100 \text{ kg/m}^3$ 。

根据谐振筒式压力传感器的结构,弹性元件谐振筒为带有顶盖的薄壁圆柱壳。其壳体部分使用弹性壳 SHELL63 单元,顶盖部分使用 SOLID73 单元。SOLID73 是带有转动自由度的八节点六面体单元,便于同 SHELL63 单元耦合,由于没有中间节点,因而相比于同类型的 SOLID95 单元可节省处理时间。结构中实体单元与板壳单元的连接利用节点的耦合来完成。建立模型如图 2 所示。

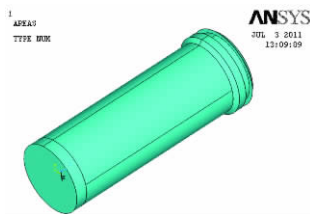


图2 谐振筒参数化模型

2 基于模态分析的工作振型的确定

2.1 谐振筒固有频率的计算

谐振筒在工作时以其固有频率工作于特定振型,

其振型可用轴向截面半波数 m 与径向截面整波数 n 以 (n, m) 的形式表示。为了确定谐振筒结构的固有频率,决定谐振筒的工作振型,需对谐振筒进行模态分析,得到谐振筒的前 20 阶固有频率及振型。同时,模态分析也是谐响应分析的基础。

谐振筒的固有频率在很大程度上受到约束条件的影响,由于谐振筒实际工作时是固定于底座上的,故将边界条件设为简支条件,即在谐振筒壳体底边施加位移约束。另一个对谐振筒固有频率具有影响的因素是作用于谐振筒内腔的被测压力,当谐振筒内外存在压力差时,将导致其刚度变化,从而引起振动频率的变化。为了考察谐振筒在不同振型时的工作情况,进行 ANSYS 载荷定义时在谐振筒内壁上施加均匀面载荷。对谐振筒进行不同压力下的模态分析得到各阶模态如图 3 所示,计算结果见图 4。

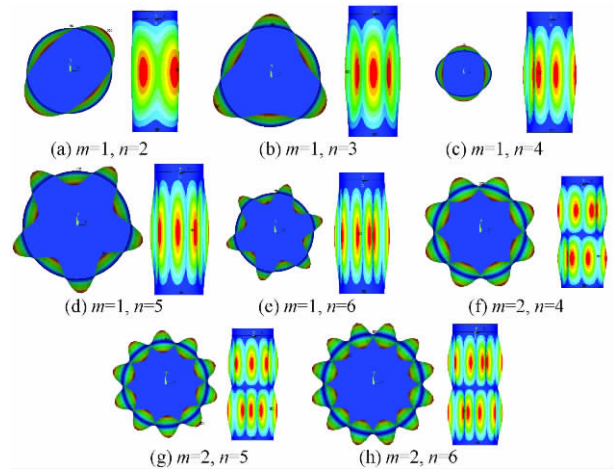


图3 谐振筒各阶振型

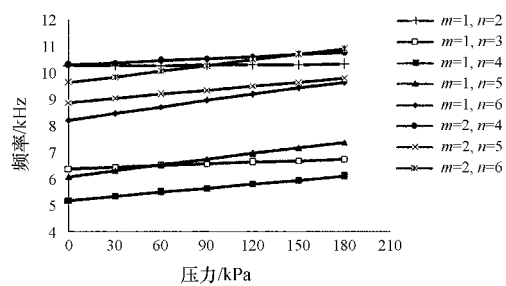


图4 频率 - 压力特性曲线

2.2 工作振型的选择

在选择合理的工作振型时,应综合考虑多个因素,保证在给定量程内,谐振筒始终在唯一不变的基模态上振动。

从能量的角度来看,谐振筒某些振型在压力量程内的振动频率是最低的,即基频率,所对应的模态为基模态。工作在基模态下的谐振筒,所消耗的能量最低,这不仅有利于传感器的稳定工作,也使谐振筒更容易

被激励。由图 4 可知(4,1) 振型为该振筒的基模态。

另一方面,当作用于谐振筒上的压力变化时,为确保所测压力的准确性,需保证传感器的输出频率稳定而连续,这就要求振筒的工作振型不会发生跃变,即在给定压力量程内该振型的频率-压力特性曲线与其他振型的曲线无交点。根据图 4 所示曲线可知,所计算的谐振筒基模态(4,1) 振型曲线与其他振型曲线无交点,能够达到稳定输出的要求。

综上 $m=1, n=4$ 的模态适于选为振筒式压力传感器的工作模态^[5-7]。经 ANSYS 仿真得到的(4,1) 模态振型如图 3(h) 所示。

3 谐振筒品质因数的影响因素分析

品质因数是表征振筒式压力传感器质量的一个重要参数。振筒式压力传感器工作时,谐振筒受到两个对称的激励线圈作用,为单稳态受迫振动,可利用 ANSYS 的谐响应分析仿真得到谐振筒承受随时间正弦变化载荷时的频率响应,经计算得到谐振筒的品质因数。

ANSYS 的谐响应分析提供了三种求解方法,完全法、缩减法以及模态叠加法。其中模态叠加法是通过模态分析得到的振型乘上因子并求和来计算出结果的响应。这种方法与其他两种方法相比速度更快,允许添加预应力效果并且可以使解按结构的固有频率聚集,从而产生更平滑更精确的响应曲线图^[8]。综合考虑以上因素,采用模态叠加法求解。

3.1 激励幅值

将输入激励的频率设置在振筒固有频率附近,取其范围为 5 177 Hz~5 182 Hz,分 200 步连续加载。图 5(a) 所示为输入正弦激励幅值为 1 N 时得到的曲线。当输入激励频率达到 5 179.2 Hz 时,与谐振筒达到共振,谐振筒工作于该共振频率附近,此时振筒振幅达到最大值 3.272 07 μm ,被贴在振筒上的拾振片检测到。半功率带宽 Δf 约为 0.02 Hz,其品质因数为

$$Q = \frac{\omega}{\Delta\omega} = \frac{f}{\Delta f} = \frac{5\,179.2}{0.02} = 25.90 \times 10^4$$

图 5(b) 为激励幅值为 2 N 时得到的频率响应曲线,对比 a、b 两图可知激励幅值的变化仅仅改变了谐振筒振动幅值,并未改变共振频率 f 和半功率带宽 Δf ,因而激励幅值对品质因数无显著影响。

3.2 外半径 r

将谐振筒的外半径 r 作为变量,保持其他条件不变(即有效长度 $L=45$ mm,壁厚 $h=3$ mm),进行多次谐响应分析,得到品质因数 Q 与外半径 r 的关系曲线如图 6 所示。综合仿真结果分析可得,当谐振筒的基

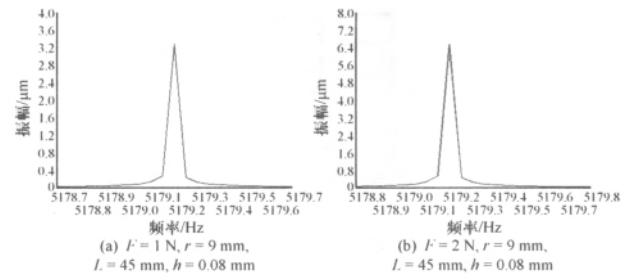


图 5 谐振筒的频率响应特性

模态为(4,1) 模态时,品质因数随外半径 r 的增大而减小。值得注意的是,当外半径 r 偏离 9 mm 较大时,(4,1) 振型所对应的频率便不再是谐振筒的基频率。因而设计时应在保证(4,1) 模态为基模态的前提下尽量选取较小的 r 值。

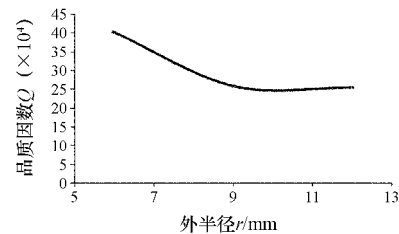


图 6 品质因数 Q 与外半径 r 关系曲线

3.3 有效长度 L

谐振筒的有效长度 L 也是影响其品质因数的重要参数,分别选取有效长度 L 为 45 mm、54 mm、60 mm 的谐振筒结构为研究对象,其他条件(外半径及壁厚)保持不变,在激励幅值为 1 N 的作用下进行谐响应分析,得到品质因数 Q 与有效长度 L 的关系曲线如图 7 所示。根据仿真结果可知,当有效长度在较大范围内变化时,谐振筒仍可稳定工作于(4,1) 振型,但其品质因数会有明显下降。另外,谐振筒的振幅也会明显减小,这就对检测装置的灵敏度提出了更高的要求,不利于降低成本。因而设计谐振筒长度时,应根据检测装置灵敏度选取较小长度。

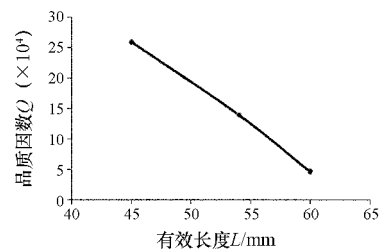


图 7 品质因数 Q 与有效长度 L 关系曲线

3.4 壁厚 h

在谐振筒结构中,另一个影响品质因数的重要参数是壁厚。令壁厚 h 从 0.08 mm 到 0.20 mm 变化,对

谐振筒进行谐响应分析,并计算得到品质因数与壁厚对应关系如图8所示。从图中可知当壁厚在0.08 mm到0.15 mm之间时,品质因数 Q 随壁厚 h 的增大呈下降趋势,但在壁厚为0.20 mm时品质因数再次增大。通过对仿真结果的分析发现当壁厚为0.20 mm时,谐振筒的基模态为(1,3)振型,谐振筒并未工作在其基模态,此时的谐振筒虽具有较高的品质因数却并不稳定,因而壁厚 $h=0.20$ mm不可取。综上,设计谐振筒壁厚时应综合考虑系统稳定性和品质因数以及加工成本等因素,在合理范围内选取较小壁厚。

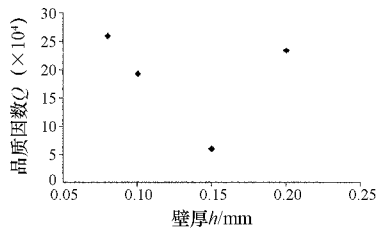


图8 品质因数 Q 与壁厚 h 关系曲线

4 谐振筒动态特性分析

实际工作时,从开始激振到谐振筒进入稳定工作状态需要一段时间,称为调节时间。为获得系统的调节时间 t_p ——瞬态响应曲线进入并永远保持在稳态值 $\pm 2\%$ 允许误差范围内的最小时间,实现对谐振筒工作快速性进行评估,使用ANSYS对振筒进行瞬态动力学分析,获得振筒在简谐载荷下随时间变化的位移曲线。

在进行瞬态动力学分析时,ANSYS提供了与谐响应分析相同的三种求解方法,以前面模态分析结果为基础,选用模态叠加法。设置载荷步大小时按照公式 $T=(1/20)t$ 计算得到载荷步大小约为 1×10^{-5} 。对振筒施以幅值为5 N的正弦变化激励,利用后处理器(POST26)观察结果,得到如图9所示曲线。

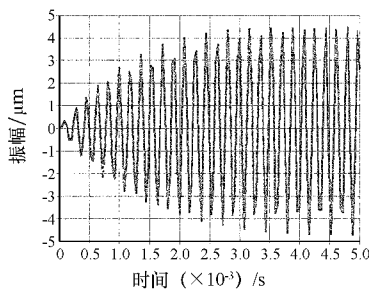


图9 $F=5$ N时谐振筒振幅与时间关系曲线

根据图9所示计算结果,振筒振动的正负向极值振

幅为 $4.724 \mu\text{m}$ 和 $4.725 \mu\text{m}$ 不会对振筒产生破坏。若取允许误差范围为 $\pm 2\%$,则曲线振幅达到 $4.62952 \mu\text{m}$ 及 $4.6305 \mu\text{m}$ 后即可视为振筒进入稳态,调节时间 t_p 约为 $3.71 \mu\text{s}$,表明谐振筒具有较好的动态响应特性。

5 结束语

本文介绍了振筒式压力传感器的工作原理,并利用有限元分析软件ANSYS对传感器的弹性元件——谐振筒建立了参数化模型,通过模态分析选取了适宜的谐振筒工作振型,并利用谐响应分析对谐振筒品质因数的影响因素进行了初步研究:在(4,1)模态为基模态的前提下,谐振筒的品质因数随结构参数外半径 r 、有效长度 L 以及壁厚 h 的增大而减小,而工作时正弦变化的激励载荷只改变了谐振筒振动幅值,对其品质因数无明显影响;通过ANSYS瞬态动力学分析计算得到谐振筒进入稳态振动所需调节时间为 $3.71 \mu\text{s}$,表明谐振筒具有较好的动态响应特性。

参考文献

- [1] 张洪润. 传感器技术大全[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2007.
- [2] 樊尚春, 刘广玉. 新型传感技术及应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [3] 唐吉祥, 沈云山, 崔巍. 振动筒式压力传感器[J]. 传感器世界, 2004, 10(3): 35-37.
- [4] COPLEY D W. The application of vibrating cylinder pressure transducers to non-military usages[C]. Proceedings of the IEEE National Aerospace and Electronics Conference, 1994, 223-27: 1252-1258.
- [5] 徐振廷. 振筒式传感器的理论与设计[J]. 仪表技术与传感器, 1979(2): 21-32.
- [6] 樊大钧, 刘广玉. 新型弹性敏感元件设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1995.
- [7] 纪树海, 王丕增, 张梅, 等. 振筒式压力传感器振型跃变的理论分析与实验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1989(4): 21-24.
- [8] 纪树海, 张枚. 振筒式压力传感器的特性分析[J]. 传感器技术, 1988(1): 26-30.
- [9] 史亚杰, 叶先磊. ANSYS工程分析软件应用实例[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.

裴艳博(1991-),女,主要研究方向为机械设计及自动化。