

文章编号:1671-1513(2012)01-0057-05

基于 ANSYS 的食品制冷机组压缩机隔振体系的动力学分析

陈 浩, 张 力, 吴 宏, 张 硕

(北京工商大学 材料与机械工程学院, 北京 100048)

摘要: 以食品制冷机组压缩机隔振体系为研究对象, 采用 ANSYS 软件对其进行动力学分析, 包括模态分析和响应分析。通过仿真得到隔振体系的固有频率等参数, 从而验证隔振体系设计能成功克服由于受迫振动引起的疲劳、共振等危害。研究结果对食品制冷机组压缩机的隔振设计具有一定参考意义, 为大型食品制冷设备的减振降噪研究提供了有价值的实验依据。

关键词: 食品制冷机组; 隔振体系; ANSYS; 动力学分析

中图分类号: TS205.7

文献标志码: A

随着农业、渔业的发展和人民生活水平的提高, 食品冷冻、冷藏、冷藏运输设备的市场需求量越来越大。在各种类型的制冷压缩机组中, 特别是在中、小制冷范围内, 食品制冷机组广泛应用于大型食品保鲜企业, 如肉联厂、超市等。过量的振动和噪声将严重影响营业环境和员工的正常工作及身心健康, 降低工作效率, 同时易导致设备疲劳损坏, 降低使用寿命。因此, 食品制冷机组的振噪问题严重制约着产品的市场占有率, 关系着生产厂家的经济效益。降低产品的振动和噪声是食品制冷行业的必然趋势^[1]。

隔振体系(vibration isolation system)是由隔振对象、台座机构、隔振器和阻尼器组成的体系。双层隔振装置可大幅度降低机械设备振动向基座或环境的传递, 是隔离振动和结构噪声的有效措施^[2-3]。本文以国产“雪梅”牌往复式半封闭活塞制冷压缩机为实验平台, 根据理论计算结果, 综合考虑选择使用 ZT 型隔振器, 搭建了双层隔振体系。以物理参数和理论计算结果为依据, 在 ANSYS 环境中仿真双层隔振体系, 进行模态分析和响应分析, 验证理论计算的准确性, 并对隔振体系设计进行优化, 以达到更

为理想的隔振效果, 为后续研究提供理论依据。

1 结构动力学分析基础

1.1 结构动力学方程

由于工程中许多结构的质量与刚度都具有分布性特点, 所以其振动系统在理论上都有无限多自由度, 用经典振动理论来分析这些具有无限多个自由度的振动系统的振动问题非常困难, 有时甚至无法分析。但是如果采用有限元法把这类复杂结构的振动问题进行离散化, 使其转化成为具有有限多个自由度的振动系统, 然后再使用计算机分析与计算, 便可对任何复杂结构进行较为精确的动力学问题分析^[4-6]。

使用有限元法求解弹性结构的动力学问题, 首先要把结构离散成为具有有限个单元的集合体, 并且取出一个任意单元 e , 则单元 e 上的任意一点的位移 $f(t)$ 均为坐标与时间 t 的函数, 在此用 $\delta(t)^e$ 来表示单元 e 的节点位移向量, 通过利用单元位移的插值公式可以得出单元 e 上的任意一点的位移函数 $f(t)$ 为

收稿日期: 2011-04-22

基金项目: 北京市属高等学校人才强教计划资助项目(PHR201106110)。

作者简介: 陈 浩, 男, 硕士研究生, 研究方向为机械设计及理论;

张 力, 女, 教授, 博士, 主要从事复合材料力学方面的研究。通讯作者。

$$f(t) = N\delta(t)^e. \quad (1)$$

式(1)中, N 为单元 e 的形函数矩阵, 它是坐标的函数并且与时间 t 无关.

单元 e 的节点载荷向量 $\mathbf{F}(t)^e$ 是由单元所受到的外力形成的单元节点力组成的, 各种载荷的节点力向量均为时间 t 的函数. 体力、面力、集中力形成的单元节点力向量用 $\mathbf{F}(t)^e$ 表示, $\mathbf{F}(t)^e$ 为时间 t 的函数. 设整个的弹性结构中, $\delta(t)$ 是由各单元的 $\delta(t)^e$ 组成的总位移向量; 而 $\dot{\delta}(t)$ 和 $\ddot{\delta}(t)$ 是由各个单元的节点速度向量 $\dot{\delta}(t)^e$ 与加速度向量 $\ddot{\delta}(t)^e$ 组成的总速度向量与总加速度向量; 再把各个单元的 $\mathbf{K}^e, \mathbf{M}^e, \mathbf{C}^e$ 以及由体力、面力、集中力形成的单元节点力向量组各自集中成整体刚度矩阵 \mathbf{K} , 总质量矩阵 \mathbf{M} , 总阻尼矩阵 \mathbf{C} 以及总载荷向量 $\mathbf{F}(t)$, 则弹性结构的动力平衡方程式可写为

$$\mathbf{K}\delta(t) = \mathbf{F}(t) - \mathbf{C}\dot{\delta}(t) - \mathbf{M}\ddot{\delta}(t), \quad (2)$$

或

$$\mathbf{M}\ddot{\delta}(t) + \mathbf{C}\dot{\delta}(t) + \mathbf{K}\delta(t) = \mathbf{F}(t). \quad (3)$$

如果考虑弹性基础对它的约束条件, 可以使用与静力相类似的方法处理中约束条件的方法, 对结构的刚度矩阵 \mathbf{K} , 质量矩阵 \mathbf{M} , 阻尼矩阵 \mathbf{C} 与载荷向量 $\mathbf{F}(t)$ 进行修改后再进行求解.

1.2 结构动力学分析的分类

在动力学分析中, 根据载荷形式不同以及所求解内容的不同可以分为模态分析、谐响应分析、瞬态动力分析与谱分析. 由于本文只针对制冷机组压缩机隔振体系进行模态分析与谐响应分析, 所以仅对这两种分析方法做出简要介绍.

模态分析是动力学分析过程中的重要组成部分, 谐响应分析、瞬态动力分析和谱分析均需要先进行模态分析后才可以进行. 模态分析主要用于确定结构的相关振动特性, 主要包括结构的固有频率与振型, 它们都是结构动态设计过程中的关键参数. 同时模态分析是其他的动力学分析的起点^[7-8].

谐响应分析主要用于确定当结构承受随时间正弦变化的载荷时的稳态响应. 谐响应分析的目的是通过计算得到几种频率下系统的响应, 并且得到一些响应值对频率的变化曲线, 从得到的变化曲线中可以找到峰值响应, 从而进一步观察这些峰值频率所对应的应力值. 谐响应分析只计算系统稳态受迫状态下的振动, 以便于预测系统的持续动力特性, 从而验证系统设计能否成功地克服疲劳、共振等由于

受迫振动而引起的有害效果.

1.3 基于 ANSYS 的结构动力学分析

结构分析软件将计算结构力学的理论工具化, 在大型复杂结构的设计过程中起着非常重要作用. ANSYS 软件就是其中之一, 它提供了强大的动力学分析工具, 可以很方便地进行各类动力学问题的分析, 包括模态分析、谐响应分析、瞬态动力分析与谱分析^[9].

在有限元方法发展史上曾出现过有限元位移法、有限元力法、杂交方法、边界元方法以及有限条方法等各种计算方法, 但是从大量的有限元软件资料中可见, 以有限元位移法为基础的结构分析占绝大多数.

本文主要通过建立食品制冷机组压缩机双层隔振体系的有限元模型, 运用模态分析和谐响应分析来对食品制冷机组压缩机隔振体系进行动力学分析.

2 ANSYS 仿真计算与分析

2.1 双层隔振体系有限元模型的建立

食品制冷机组压缩机隔振试验平台如图 1. 压缩机以及中间质量的材料均为钢材, 在 ANSYS 仿真环境中, 弹性模量为 $2.07 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, 泊松比为 0.29, 密度为 $7.9 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$. 根据前期研究, 共选用 8 只隔振器, 上层 4 只隔振器每只刚度为 12 N/mm , 下层 4 只隔振器, 每只刚度为 20 N/mm , 中间质量为 $60 \text{ mm} \times 60 \text{ mm}$ 的钢板, 厚度为 1 mm.

图 1 隔振体系试验平台

Fig. 1 Test platform for vibration isolation system

压缩机和中间质量的单元类型定义为 Solid45, 隔振器用 Combin 14 单元来表示. 根据压缩机的几何尺寸参数建立起压缩机的模型. 由于压缩机、隔振器和中间质量都是相固联的, 故需要先将压缩机和中间质量划分网格, 然后通过已获得的单元节点来建立表示隔振器的 Combin 14 单元.

采用 X 方向长度划分为 10 组单元, Y 方向长度划分为 6 组单元, Z 方向长度划分为 6 组单元的单

元划分方式,可得到压缩机的有限元划分网格后的模型. 然后将中间质量 X 方向划分为 12 组单元, Z 方向划分为 6 组单元, 可得到中间质量划分网格后的单元. 再从压缩机底面选择 4 个节点, 与对应的中间质量上表面的 4 个单元节点相连接, 一次建立起 4 个表示上层隔振器的 Combin 14 单元, 之后再选择中间质量下表面的 4 个单元节点, 与新建立的对应的 4 个节点相连接, 依次建立起 4 个表示下层隔振器的 Combin 14 单元, 可得到如图 2 的食品制冷机组压缩机双层隔振体系的有限元模型.

图 2 隔振体系有限元模型

Fig. 2 Finite element model of vibration isolation system

2.2 双层隔振体系的模态分析

模态分析的基本步骤包括建立模型、加载求解、模态扩展. 在有限元模型建立完成后, 则需施加载荷. 在进入 ANSYS 求解器后, 为了进行模态分析, 需要将有限元分析的类型设置为 Modal, 并设置模态分析所使用的方法, 然后开始进行载荷的施加. 制冷机组压缩机单层隔振体系模态分析的载荷主要为下层隔振器下端的位移载荷, 此处设置下层 4 个 Combin 14 单元下端施加位移约束, 约束 4 个端点的全部位移. 载荷施加完成后进行求解计算. 求解完成后可查看求解结果.

如图 3 ~ 图 8 为食品制冷机组压缩机双层隔振体系的前 6 阶模态振型图.

图 3 一阶振型图

Fig. 3 1th mode shape

图 4 二阶振型图

Fig. 4 2th mode shape

求解完成后可以得到制冷机组压缩机双层隔振

图 5 三阶振型图

Fig. 5 3th mode shape

图 6 四阶振型图

Fig. 6 4th mode shape

图 7 五阶振型图

Fig. 7 5th mode shape

图 8 六阶振型图

Fig. 8 6th mode shape

体系的前六阶固有频率分别为 9.378, 30.536, 41.815, 46.324, 72.927, 105.662.

依据前期研究成果, 压缩机振动时主要频率范围为 1 ~ 100 Hz, 并且在 25 Hz 和 50 Hz 频率上振动最剧烈. 分析比较可知, 由有限元仿真计算得到的固有频率不包含 25 Hz 和 50 Hz, 故前期研究中的设计方案可行, 但也有部分数值接近共振频率, 可以通过对隔振体系进行修改, 从而改变其固有频率以防止共振的产生.

2.3 双层隔振体系的谐响应分析

对双层隔振体系的谐响应分析可以分析出在工作频率范围内体系的振动响应. 谐响应分析必须在模态分析完成后才可以进行, 首先需要重新设置分析的类型, 应当选择分析类型为 Harmonic, 然后进行谐响应分析的相应设置, 此处谐响应分析的频率范围选择 0 ~ 100 Hz, 并分为 50 步进行, 然后施加载荷, 载荷施加完毕后则可求解. 在求解完毕后, 分别选择压缩机与上层隔振器的固联点、上层隔振器与中间质量的固联点、中间质量与下层隔振器的固联点、以及下层隔振器与基础的固联点进行 Y 方向位移振幅响应曲线的观察.

将双层隔振体系上层、下层隔振器都按照顺时针方向依次编号为 1, 2, 3, 4 号隔振器, 为了节省篇幅, 仅选择上、下层 1 号隔振器端点的响应进行分析

讨论.

选择上层的 1 号隔振器与压缩机的连接端和上层 1 号隔振器与中间质量板的连接端作为响应分析点, 得到 1 号隔振器上、下两端点在 Y 方向上的位移响应曲线(1up1,1down1)如图 9. 从图 9 中可以看出经过上层 1 号隔振器, 振动迅速衰减, 上端点最大位移响应为 4.05 mm, 而下端点最大位移响应为 0.6 mm, 但是下端点的峰值出现位置后移至 12 Hz.

图 9 隔振体系上层 1 号隔振器上、下两端点在 Y 方向上的位移响应曲线

Fig. 9 Displacement response curve in Y direction of two endpoint of upper 1 vibration isolators

选择下层的 1 号隔振器与中间质量板的连接端和下层 1 号隔振器与基础的连接端作为响应分析点, 得到下层 1 号隔振器上、下两端点在 Y 方向上的位移响应曲线(2up1,2down1)如图 10.

图 10 隔振体系下层 1 号隔振器上、下两端点在 Y 方向上的位移响应曲线

Fig. 10 Displacement response curve in Y direction of two endpoint of lower 1 vibration isolators

2.4 中间质量加倍后的隔振体系谐响应分析

为了对不同中间质量下双层隔振体系谐响应进行分析对比, 取中间质量为上述模型中的两倍, 再次进行谐响应分析. 此处取上层 1 号隔振器的上、下端点以及下层 1 号隔振器的上、下端点 Y 方向的位移响应, 如图 11 与图 12 为同一关键点的 Y 方向的位移振幅响应.

图 11 隔振体系加倍中间质量上层 1 号隔振器上、下端点的振动响应

Fig. 11 Displacement response curve in Y direction of two endpoint of upper 1 vibration isolators after doubling mid-layer mass

图 12 隔振体系加倍中间质量下层 1 号隔振器上、下端点的振动响应

Fig. 12 Displacement response curve in Y direction of two endpoint of lower 1 vibration isolators after doubling mid-layer mass

从图 11、图 12 中可以看出, 上层隔振器上端点最大位移响应为 4.2 mm, 4.05 mm; 上层隔振器下端点最大位移响应为 0.65 mm, 比未变换前的对应点质量的最大位移响应 0.6 mm 大, 但是最大位移处的频率由 12 Hz 减小为 8 Hz; 下层隔振器上端点最大位移响应为 0.76 mm, 比未变换前的对应点质量的最大位移响应 0.7 mm 大, 最大位移处的频率前移为 8 Hz; 下层隔振器下端点最大位移响应为 2.7×10^{-5} mm, 比未变换前的对应点质量的最大位移响应 2.9×10^{-5} mm 小, 最大位移由未变换前的对应点质量时的 12 Hz 处的峰值变为 2 Hz 处的峰值, 而未变换前的对应点质量原最大位移处的响应为 2.9×10^{-5} mm, 变换质量后仅为 1.7×10^{-5} mm, 大大降低了峰值.

3 结 论

1) 根据前期研究中的理论计算结果建立双层

隔振体系的有限元模型, 经过 ANSYS 模态分析得到其前六阶固有频率, 并且得到了各阶固有频率所对应的振型。通过分析可知, 体系的固有频率均不与共振频率成分 25 Hz 和 50 Hz 重合, 不会引起体系共振, 故按照隔振体系参数的理论计算结果进行的设计方案可行。

2) 进行了双层隔振体系的谐响应分析。从图中可以看出经过双层隔振装置, 振动响应由 4 mm 左右衰减为 2.9×10^{-5} mm 左右, 几乎没有振动, 但是隔振前后响应曲线的变化规律基本相同, 由此可知理论计算结果是可行的。

3) 对不同中间质量的双层隔振体系进行了谐响应对比分析。数据分析表明, 中间质量增加后, 压缩机和中间质量的振动响应均有所增大, 但最终传递到基础的振动减小, 各个峰的峰值有所减小, 并且峰值频率减小, 有利于避开工作频率, 避免共振。但是, 中间质量的不断增加也会加大安装、调试的难度, 在实际应用中应当恰当地选择合适的中间质量。

参考文献:

- [1] 卜晓媛, 张力, 陈浩. 食品制冷机组压缩机隔振元件的 LMS 试验模态分析[J]. 北京工商大学学报: 自然科学版, 2010, 28(6): 36–41.
- [2] 徐建. 隔振设计规范理解与应用[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009: 34–42.
- [3] 宋维源, 李忠华. 双层隔振器体系参数选择的研究[J]. 辽宁工程技术大学学报: 自然科学版, 2002, 21(1): 46–48.
- [4] 王新敏. ANSYS 工程结构数值分析[M]. 北京: 人民交通出版社, 2009: 96–105.
- [5] 张朝晖. ANSYS12.0 结构分析工程应用实例解析[M]. 3 版. 北京: 机械工业出版社, 2010: 220–368.
- [6] 邢静忠. ANSYS 应用实例与分析[M]. 北京: 科学出版社, 2006: 322–354.
- [7] 苏荣华, 彭晨宇, 丁文文. 设计参数对双层隔振系统动态性能影响研究[J]. 应用基础与工程科学学报, 2008, 16(6): 863–869.
- [8] 段红杰, 陶浩. 汽车双层隔振系统的随机振动隔离及参数优化[J]. 噪声与振动控制, 2007(3): 79–82.
- [9] 李德葆, 陆秋海. 实验模态分析及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2001: 69–78.

Dynamics Analysis of Vibration Isolation System for Compressor of Food Refrigerating Unit Based on ANSYS

CHEN Hao, ZHANG Li, WU Hong, ZHANG Shuo

(School of Material and Mechanical Engineering, Beijing Technology and Business University, Beijing 100048, China)

Abstract: The dynamics analysis of vibration isolation system for compressor of food refrigerating unit, including Modal analysis and Harmonic analysis, were made by ANSYS software. The parameters such as the natural frequency of the system were obtained, which can be used to verify whether the isolation system design has successfully overcome the fatigue caused by the forced vibration, resonance and other hazards. The results are important for the vibration and isolation design of compressors in food refrigerating unit, and also provide the meaningful basis for the research on vibration and noise reduction in large-scale food refrigerating unit.

Key words: food refrigerating unit; vibration isolation system; ANSYS; dynamics analysis

(责任编辑:檀彩莲)