

[新设备·新材料·新方法]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2014.06.022

非常规换热器换热管固有频率的计算

吕冬祥, 董金善, 江小志, 吴航, 张淑影

(南京工业大学机械与动力工程学院, 江苏南京 211816)

摘要:针对非常规换热器在现代工业使用中存在振动损坏的问题,本文结合某厂的一台冷凝器,对单根换热管进行了模态分析与谐响应分析,同时还对其管束进行了全面的模态分析。结合 GB151-1999 和大型有限元软件 ANSYS,分析了换热管数量对换热管束固有频率的影响,并对壁厚、最大跨距、管径和节径比 4 个因素进行了研究。计算结果表明,此算例中的冷凝器是合格的,对于实际使用中出现的振动损坏的问题,在以后的模态分析计算中应当考虑到实际流体作用的影响。

关键词:非常规换热器;管束;模态分析;谐响应分析

中图分类号:TK124

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2014)06-0084-05

Calculation of Non-Conventional Heat Exchanger Tubes Natural Frequency

LÜ Dongxiang, DONG Jinshan, JIANG Xiaozhi, WU Hang, ZHANG Shuying

(College of Mechanical and Power Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing 211816, China)

Abstract: Aiming at the vibration damage problem of unconventional heat exchanges in modern industry and with the example of a factory, the modal analysis and harmonic response analysis were done on the single heat exchange tube, at the meantime, the comprehensive modal analysis was performed on the condenser tube bundles. Combined GB151-1999 and ANSYS soft, this paper analyzed the influence of heat exchange tube number on natural frequency, and studied the wall thickness, maximum span, pipe diameter and lay ratio. The calculation results show that the condenser is qualified. In order to solve the problem of vibration damage in practice, the influence of actual fluid action force is needed to be considered.

Key words: unconventional heat exchangers; tube bundle; modal analysis; harmonic response analysis

换热器作为热量交换设备,在国民经济和工业生产领域的应用地位是无可厚非的^[1],换热器性能的提高与否,对其产品的质量、能源的充分利用以及系统的经济可靠性,都起到了重要的作用,在某些时候甚至是决定性的作用^[2]。随着现代工业中工艺技术的不断创新、新型材料需求的逐渐增大和能源问题的日益严重^[3],换热设备在针对于特定条件下使用的非常规设计也就变得日益广泛,因此换热设备的性能和参数也就必须提出更高的要求。

再有,随着生产规模的大型化使得单体设备日趋大型化,且对设备的要求越来越苛刻;根据各种不同的生产工艺和使用环境,非标准换热器的使用也变得越

来越广泛。对于换热器而言,设备的大型化不仅增大了壳程流速强化传热,而且使得折流板间距增大,管束的刚性变差,这样一来,就使得因流体流动而引起的振动现象显著增多了,其相关事故率有明显上升趋势。为了减少换热器的这种损坏,需要对其进行研究,鉴于换热器的振动损坏现象主要出现在换热管部位或者与其有关的部位,而换热管的振动又与其固有频率有着密切的联系,因此必须很好地分析换热管的振动情况,避免其因流体诱导的振动或者地震等原因而遭到破坏,必须精确地计算出换热管的固有频率^[4]。然而对于换热器的非标准化,使得各项重要特性参数的计算就变得更加困难,文中就是根据一个工程项目中的非

收稿日期:2014-03-31;修回日期:2014-04-22

作者简介:吕冬祥(1988),男,江苏东台人,硕士研究生,主要从事设备分析设计与安全技术相关研究。E-mail:ldxdj@sina.cn

标准化换热器,使用 ANSYS 分析软件对其进行深入的研究分析,并结合 GB151-1999 中的理论计算结果进行了比较与分析。

1 换热管的模态分析

在设计机构或其部件的振动特性(固有频率和振型)中,模态分析是极其重要的,分析中所涉及的相关参数在承受动态载荷结构设计中都是非常重要的。利用大型有限元软件 ANSYS,可以对有预应力的结构或者循环对称结构进行模态分析,这类分析都属于线性分析^[5]。

典型的无阻尼模态分析求解的基本方程是经典的特征值方程

$$[K]\{\Phi_i\} = \omega_i^2 [M]\{\Phi_i\} \quad (1)$$

式中:[K]为刚度矩阵, $\{\Phi_i\}$ 为第 i 阶模态的振型向量

表 1 冷却器设计参数

Table 1 Cooler design parameters

换热管尺寸/mm				折流板数	折流板 间距/mm	换热管密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	水密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	气体密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
外径	壁厚	管长	进口跨距					
25	2.5	5 000	615	7	580	7 800	1 000	9.34

表 2 管板、折流板尺寸

Table 2 Tube plate and baffle plate dimensions

管板尺寸/($\text{m} \cdot \text{m} \cdot \text{m}$)	折流板尺寸/($\text{m} \cdot \text{m} \cdot \text{m}$)
$0.88 \times 0.485 \times 0.075$	$0.88 \times 0.485 \times 0.02$

利用 ANSYS 软件进行建模,在管板与换热管相接触的部分采用完全耦合,并对管板进行固定约束加载;在折流板与换热管相接触的地方,将其重合节点的 X 和 Y 方向的自由度进行耦合,并对折流板进行简支约束加载^[6]。其中单根换热管的约束加载如图 1 所示,利用 ANSYS 求解得出单根换热管的固有频率为 218.41 Hz,其一阶振型如图 2 所示。

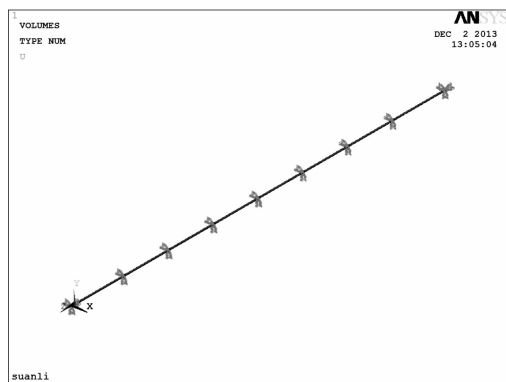


图 1 单根换热管的约束加载

Figure 1 Constraint of single tube

(特征向量), ω_i^2 为第 i 阶模态的固有频率(ω_i^2 是特征值), $[M]$ 为质量矩阵。

1.1 单根换热管的模态分析

本例中所选模型是一台气体冷却器,此冷却器的管板是矩形的,而整个管束在壳体的中心偏下一些,此模型和常规分析中所见到的模型的区别在于管板和折流板的形状,目前已经有很多学者对管板厚度、折流板厚度、管束间的距离等对管束固有频率的影响进行过分析研究,但是大多数的都是针对于典型的管壳式换热器进行分析的,比如大多学者都是用的 GB151-1999 附录 E 中选例的模型,然而本文将对一台非常规冷却器的管束进行模态分析研究,各项重要参数如表 1 和表 2 所示。

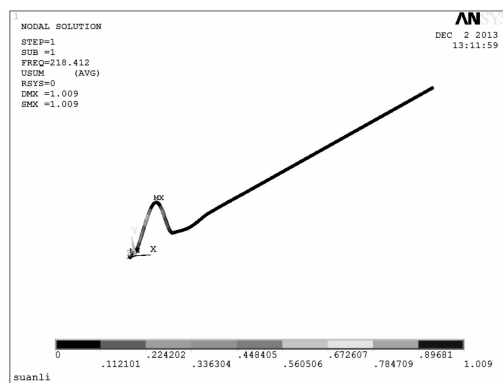


图 2 单根换热管的一阶振型图

Figure 2 First order mode shape of single tubes

从图 2 可以看出,在管板与折流板的连接处的振动幅值最大,此处也正是跨距最大的地方,因此可以得出,振动幅值的最大值往往会出现跨距最大的地方,而此时管板与管子的连接处和折流板的支撑处的应力最大,所以这个位置便成为一个危险的位置。

为了进一步核实计算结果的可靠性,本文将采用 GB151-1999 中的计算标准来对 ANSYS 的计算结果进行验证。在 GB151-1999 中给出了等跨直管的固有频率的计算公式^[7]

$$f_n = 35.3 \lambda_n \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{m l^4}} \quad (2)$$

式中: λ_n 为频率常数, E 为材料的弹性模量, d_o, d_i 为换热管外径和内径, m 为单位换热管长的质量, 包括管内流体质量、被振动排开的虚拟管外流体质量以及空管质量, l 为跨距。

把相关参数带入公式(2), 计算得出换热管的固有频率为 198.45 Hz, 跟 ANSYS 的分析结果很是相近, 从而验证了上述方法的可靠性。

1.2 管束的模态分析

通过对单根换热管的模态分析可以得出, 在跨距越大的地方振动幅值也就越大。对管束来说, 若是振动幅值足够大, 那么管与管之间将会发生碰撞与摩擦^[8], 这将会加快管子的损坏, 因此, 就有必要针对管束中换热管的不同根数以及相同根数下不同节径比(管间距与管外径的比值)的管束进行模态分析研究, 探讨其对固有频率和最大振幅值的影响。

在相同节径比的情况下, 分别选用 3 根、6 根、11 根换热管和整体管束来建模分析, 根据 ANSYS 建模计算得出其固有频率及相应的最大振幅值, 如表 3 所示。

表 3 不同根数换热管固有频率比较

Table 3 Comparison of different root tube inherent frequency

管束数 量/根	固有频 率/Hz	振动幅 值/mm	管束数 量/根	固有频 率/Hz	振动幅 值/mm
1	218.41	0.100	11	217.42	0.070
3	217.53	0.094	400	206.36	0.021
6	217.43	0.077			

选用 6 根管在节径比分别为 1.20, 1.38, 1.50 和 1.60 的情况下, 根据 ANSYS 建模计算得出其固有频率及相应的最大振幅值如表 4 所示。

表 4 不同节径比换热管固有频率比较

Table 4 Comparison of different natural frequency of pitch diameter heat exchanger tubes

节径比	固有频率/Hz	振动幅值/mm
1.20	219.08	0.075
1.38	217.43	0.077
1.50	217.59	0.077
1.60	217.62	0.077

从表 3 和表 4 得知, 不同根数换热管管束的固有频率是基本相同的, 所以换热管根数对管束固有频率的影响不是很大, 其变化规律如图 3 所示; 虽然, 单根换热管与管束的固有频率之间存在一定的差值, 也是在可以接受的误差范围之内的; 但是节径比对管束的

固有频率是有一定影响的, 因为节径比最小不能为 1, 当其为 1 时, 管与管之间的间距就为零了, 此情况不予考虑; 当节径比逐进增大时, 管束固有频率就会逐进减小, 当减小到某一数值时又开始增大, 然后逐渐趋于不变, 管束固有频率随节径比的变化趋势如图 5 所示。往往所取得值就在最低点附近, 因为固有频率是不宜太大, 但也不可以过小。

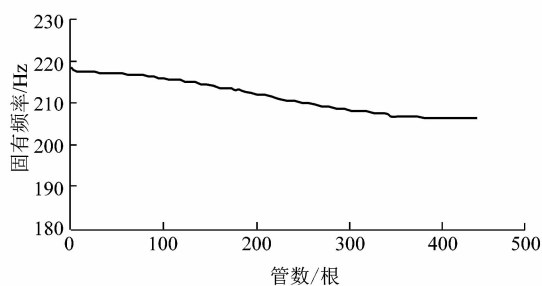


图 3 管束固有频率的变化曲线

Figure 3 Tube bundle natural frequency curve

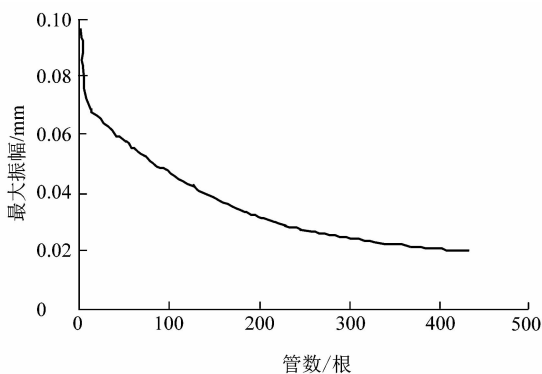


图 4 管束最大振幅值的变化曲线

Figure 4 Tube bundle the maximum amplitude curve

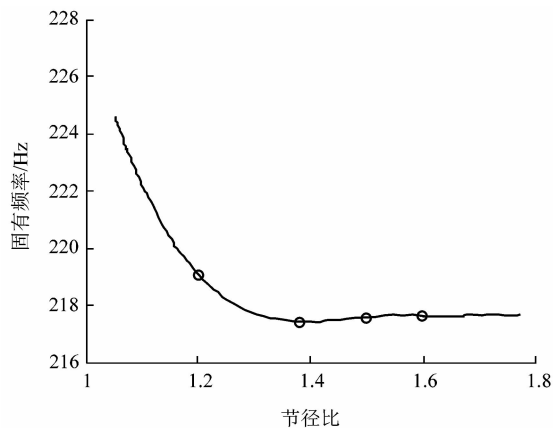


图 5 固有频率随节径比变化趋势

Figure 5 Natural frequency changes with pitch diameter ratio trend

关于最大振幅值的变化根据表 3 可以看出,随着换热管根数的增加,最大振幅值在减小,最后会趋于一个稳定值,如图 4 所示;从表 4 中可以看出,当节径比越小,其最大振幅值也随即减小,反之却不成立,当节径比增加到一定数值的时候,最大振幅值几乎保持不变,其具体变化趋势如图 6 所示。

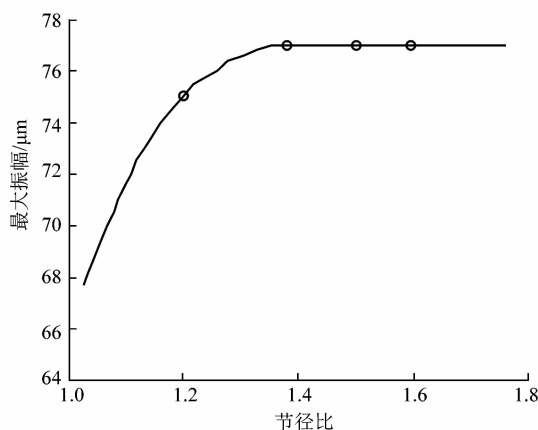


图 6 最大振幅随节径比变化趋势

Figure 6 Maximum amplitude changes with pitch diameter ratio trend

1.3 换热管固有频率的影响因素

换热管固有频率的影响因素有很多,比如前面提及的换热管数量和节径比,还有管板厚度、折流板厚度等等。为了进一步研究换热管的影响因素,针对于换热管自身的一些参数(比如换热管外径、壁厚以及最大跨距)的改变来研究分析其固有频率的变化,换热管的固有频率如表 5 所示。

表 5 换热管固有频率影响因素分析

Table 5 Tube inherent frequency analysis of influencing factors

影响因素			固有频率/Hz
外径/mm	壁厚/mm	最大跨距/mm	
25	2.5	615	218.41
20	2.5	615	196.40
25	2.0	615	222.49
25	2.5	715	227.85

通过表 5 可以看出,换热管外径、换热管壁厚以及最大跨距均对换热管的固有频率具有一定的影响,减小换热管外径、增大换热管的壁厚和减小最大跨距都会减小换热管的固有频率,反之将会增大其固有频率。

2 换热管的谐响应分析

持续的周期响应(谐响应)是由于在结构系统中存在持续的周期载荷作用。当线性结构受到一种载荷作用(随时间按正弦(简谐)规律变化)时,一般会通过

谐响应分析技术来确定其稳态响应。这种分析计算的目的是为了得出结构在几种频率下的响应及其响应值,通常是位移对频率的关系曲线。流体的横向周期激振力可以利用傅里叶展开式将其分解为若干个正弦激振力的组合。换热管谐响应特性的研究,可以帮助简化一些相对复杂的振动问题^[9]。

以冷凝器中的一根换热管为例进行研究,考虑到在其跨度最大的地方,刚度较小,同时流体产生的激振力也比较大,所以取其 0.1~0.6 m 的跨距范围,将正弦激振力均匀地加载到换热管受力面的节点上,并设置分析频率的范围为 150~300 Hz。

通过 ANSYS 分析计算,分别得出跨距中心位置节点和边缘处节点的谐响应曲线(频率-幅值关系),如图 7 和图 8 所示。

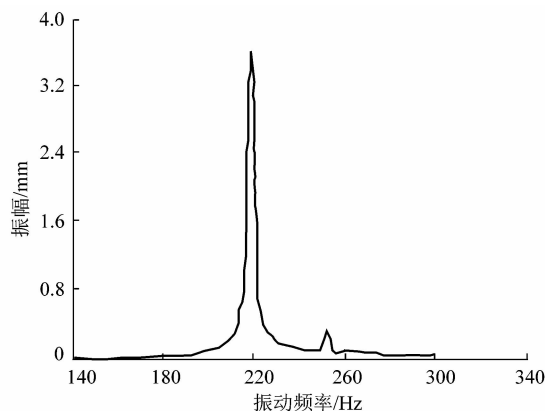


图 7 跨距中心处谐响应曲线

Figure 7 Harmonic response at the span center curve

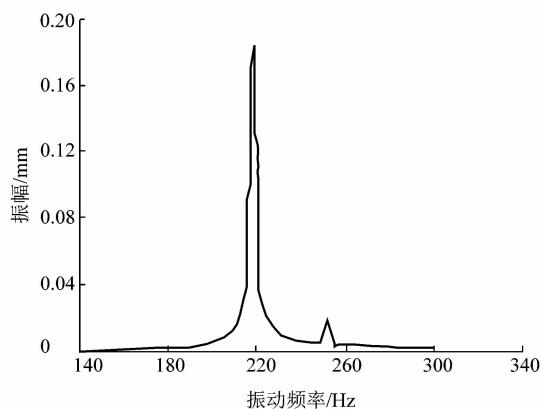


图 8 边缘位置谐响应曲线

Figure 8 Harmonic response at the edge curve

通过上述单根换热管的模态分析得出其固有频率为 218.41 Hz,最大振幅为 0.100 9 mm。当流体激振频率与换热管的固有频率无限接近时,换热管将会发

生共振,其最大振幅值会随之增大。根据图 8 可以看出,在加载了激振力之后,边缘处的最大振幅能达到 0.186 mm,当越往跨距中心处靠近的时候,振动幅值逐近增大,从图 7 中可以看出最大可达 3.6 mm,此种情况很有可能导致相邻换热管之间发生碰撞而造成严重地破坏。

3 结论

1) 常规的换热器模态分析主要是以管束或者单根换热管为研究对象,这并不涉及管束的位置问题,所以,对于一些非常规换热器而言,可以不考虑管束位置,采用常规换热器的分析方法来进行分析。本文结合 GB151-1999 和 ANSYS 软件分析计算非常规换热器换热管束的固有频率,并且可以通过改变换热管外径、壁厚,还有换热管的最大跨距来改变其固有频率,以避免共振现象的发生。

2) 在换热器的设计中,应该综合考虑其各项参数的最优值。

3) 根据 GB151-1999 和 ANSYS 软件的分析计算,此算例中的冷凝器是合格的,各项数据也都是合格的。但是实际使用时却出现振动损坏了,所以现在推断其出现问题的原因可能有 2 个:①在使用过程中出现了违规操作;②现行的计算标准对换热管的模态分析不够全面,比如在上文中所做的模态分析都是没有考虑流体的实际影响的,在 GB151-1999 中对于内流,只考虑了管内流体质量对固有频率的影响,即考虑了惯性

力的影响;对于外流,取管子周围的流体重量乘以附加质量系数,其值可以取作被管子取代的空间所具有的流体重量。然而在实际的运作中,无论管内还是管外的流体都是在流动的,既然在流动就必然会和管子发生碰撞而产生力的作用,这个作用力会对管子的振动产生影响。所以在以后的分析中,应该尽可能地考虑到这些因素的实际影响。

4) 谐响应分析体现在周期激振力作用下换热管的动态响应特性,同时也能够将其组合成一定的规律,并得出在不同周期激振力作用下的动态响应特性。

参考文献:

- [1] 赖永星. 换热器管束动态特性分析及流体诱导振动研究[D]. 南京:南京工业大学,2006.
- [2] 汪波,茅新丰,耿世彬,等. 国内换热器的研究现状与展望[J]. 制冷与空调,2010,24(5):61-63.
- [3] 马晓驰. 国内外新型高效换热器[J]. 化工进展,2001(1):49-51.
- [4] 王健. 管壳式换热器管束的约束条件对振动固有频率的影响[J]. 装备制造技术,2012(5):270-271.
- [5] 朱雨峰. 翅片管换热器管束振动的研究[D]. 天津:天津大学,2007.
- [6] 刘国庆,杨庆东. ANSYS 工程应用教程[M]. 北京:中国铁道出版社,2003:23-62.
- [7] 国家质量技术监督局. GB151-1999 钢制管壳式换热器[S]. 北京:中国标准出版社,2002.
- [8] 张颖,王茂延,李大广. 流体诱发换热器管束振动机理与防振[J]. 化工装备技术,2008,29(2):44-46.
- [9] 孙雷,赵刚,刘华君,等. 基于流固耦合的换热管束振动分析[J]. 压力容器,2011,8(28):39-43.

(上接第 83 页)

3 结论

1) 阻尼力随电流增加而增大,电流增长速度一定时,阻尼力增长渐缓,1.3、1.5 A 两条曲线几近重叠。这说明磁流变液剪切屈服强度正趋近饱和,即使电流继续增加,阻尼力也不会再提高。

2) 活塞振幅与线圈电流一定时,阻尼力随活塞往复运动频率的增高而增大。

3) 磁流变阻尼器阻尼力-速度关系曲线呈现明显的滞后特性。

4) 所设计的磁流变阻尼器符合设计要求,可用于滚筒洗衣机振动控制平台的搭建。

参考文献:

- [1] 杨文明,李德才,冯振华. 磁性液体减振器试验研究[J]. 振动与冲击,2012,31(9):144-148.
- [2] 徐兴文,郑堤,胡利永,等. 磁流变差动阻尼器的设计与有限元分析[J]. 机电工程,2013,30(10):1188-1191.
- [3] 李忠献,吴林林,徐龙河,等. 磁流变阻尼器的构造设计及其阻尼

力性能的试验研究[J]. 地震工程与工程振动,2003,23(1):128-132.

- [4] 廖昌荣,余森,陈伟民,等. 汽车磁流变减振器设计原理与实验测试[J]. 中国机械工程,2002,13(16):1391-1395.
- [5] 沙凌峰,徐赵东,李爱群,等. 磁流变阻尼器的设计与分析[J]. 工业建筑,2008,38(3):59-63.
- [6] SPENCER B F, DYKE S J, SAIN M K, et al. Phenomenological model of a magnetorheological damper [J]. ASCE Journal of Engineering Mechanics, 1997(123):230-238.
- [7] MASLANKA M, SAPINSKI B, SNAMINA J. Experimental study of vibration control of a cable with an attached MR damper[J]. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2007(45):893-917.
- [8] 王洋. 汽车悬架磁流变阻尼器设计与优化研究[D]. 东北林业大学,2010.
- [9] 刘妍玲,刘韶庆. 车辆悬架磁流变减振器阻尼特性试验研究[J]. 汽车零部件,2009(11):57-59.
- [10] 鲁嘉,张登友,杨百炼,等. 磁流变阻尼器的力学设计及试验研究[J]. 功能材料,2009,40(5):742-744.
- [11] 曹磊,冯志敏. 基于 MTS 试验机的磁流变阻尼器性能研究[J]. 现代科学仪器,2009(6):27-31.