

[环保·安全]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.02.018

管壳式换热器管束动力特性研究

孙亚强, 苏文献

(上海理工大学 化工过程机械研究所, 上海 200093)

摘要:针对工程应用中换热器由于振动而产生破坏的情况,采用流固耦合分析方法,模拟了单根换热管共振特性,并结合GB/T 151—2014《热交换器》中的计算公式对ANSYS计算结果进行了验证。此外,通过有限元软件ANSYS进一步分析了换热管数量对换热器管束共振频率的影响。仿真结果表明:随着换热管数目的增加,管束频率带宽将增大,其下限逐渐减小,上限将逐渐增大。该研究对换热器的防振设计有一定的参考意义。

关键词:换热管;共振特性;流固耦合;外界激振力;ANSYS软件

中图分类号:TK172 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2018)02-0091-06

Vibration Study of Tube Bundles of Shell-and-Tube Heat Exchanger

SUN Yaqiang, SU Wenxian

(Institute of Chemical Machinery & Process Equipment, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at the damage caused by vibration of heat exchangers in engineering applications, the method of fluid-structure coupling was adopted to simulate the resonance characteristics of a single heat exchange tube, and the result was verified by the calculating formula in GB/T 151—2014 "Heat Exchangers". In addition, the influence of heat exchange tube number on the resonant frequency of the heat exchanger was further analyzed by the finite element software ANSYS. The simulation results show that with the quantity of heat exchange tubes increasing, the frequency bandwidth of the tube bundle will increase, and the lower limit will gradually decrease, the upper bound will gradually increase. The results will be of some guiding significance for the anti-vibration design of the heat exchangers.

Keywords: heat exchange tube; resonance characteristics; fluid-structure coupling; external exciting force; ANSYS

由于在换热器设计时,一方面倾向于换热设备的大型化,另一方面为了提高换热器的传热系数和减少管子污垢热阻,又比较倾向于选用较小直径换热管,以及换热器壳程流体采用较高速度^[1],使得大型管壳式换热器中管束的无支撑跨度增大,刚性变差,从而增加了管束发生振动的可能性。从管壳式换热器的结构可知,相对于其他部件,换热管的扰性最大,对振动最为敏感。因此,一般情况下换热器振动造成了换热管的破坏。通常,换热管振动破坏的形式有:相邻管子之间、管子与壳体之间的磨损,折流板与管子接触处的锯齿,管板与管子连接处失效,支承形式的改变构成磨损,磨损腐蚀失效,材料缺陷扩展等几种情况。Pettigrew等^[2-5]就管间距、含气率和雷诺数对两相流诱

发振动的影响进行了研究。聂清德等^[6-7]对管壳式换热器中两相流诱发的振动进行了分析。卢家才等^[8-9]比较全面地研究了气液两相流中圆柱体由于涡街诱导的升力特性。Paidoussis等^[10-11]基于拟静力模型发现在气流或液流管束的稳定性分别由流体的刚度或流体阻尼控制,从而提出了流体弹性不稳定分析的拟定常模型。廖东太等^[12]利用ASPEN HTFS+软件对水冷器管束振动进行了计算分析。赵崇卫等^[13]分析了节径比对于管束共振特性的影响。许范广^[14]采用有限元方法对换热器进行有限元离散,计算了管束的动态特性。郑继周等^[15]运用子结构模态综合法,推导了弹性管束在模态坐标下的自由振动方程。

笔者以某大型管壳式换热器为研究对象,分别应用

收稿日期:2017-09-08;修回日期:2017-12-05

第一作者简介:孙亚强(1992),男,安徽安庆人,硕士,主要研究方向为化工过程机械结构与强度。E-mail:152460123@st.ust.edu.cn

数值模拟方法和 GB/T 151—2014 推荐公式分析了单根换热管动力特性,然后采用有限元分析软件 ANSYS 进行流固耦合状态下多根换热管管束的模态分析,以确定实际工况中壳程流体对管束动力特性的影响。

1 单根换热管共振特性分析

1.1 模型参数

以某大型管壳式换热器为研究对象,壳程及管程都为单程,壳程等距设置 2 块弓形折流板,折流板跨距为 1 910 mm。考虑到大跨距容易造成振动破坏,折流板缺口处没有布置换热管。壳体内径 $\Phi 2\ 900\text{ mm}$,壳体壁厚 15 mm,管板厚度 135 mm,折流板厚度 24 mm;换热管规格为 $\Phi 25\text{ mm} \times 2\text{ mm}$,长度 6 000 mm,管子总根数为 5 513 根,管板上采用正三角形排列,换热管中心距为 32 mm。整套换热器的管束、壳体、管板及折流板均采用 304 L 不锈钢。管程介质为气体,壳程介质为冷却水,壳程设计压力为 0.75 MPa,管程设计压力为 -0.1 MPa,壳程和管程设计温度均为 175 $^{\circ}\text{C}$ 。操作工况下管内气体密度为 0.112 2 kg/m^3 ;管外冷却水密度为 994.877 0 kg/m^3 。

1.2 换热管共振特性有限元分析

换热器管程为负压,介质为气体,密度很小,相对于管子本身和换热管外的水而言,对换热管的固有频率几乎没有影响,于是在计算过程中忽略管内的气体。换热管采用壳单元划分,外部实体部分为水。管壁采用 SHELL63 壳单元,管外流体区域采用 FLUID30 单元。换热管径取中面直径 $\Phi 23\text{ mm}$,管外水的区域是直径为 $\Phi 23\text{ mm}$ 和直径为 $\Phi 80\text{ mm}$ 之间的环形区域,如图 1 所示。换热管两端与管板的连接处约束所有方向自由度,与折流板接触处约束 X,Y 两个方向的自由度,换热管表面与换热管外水的接触面设置流固耦合面。模型示意图如图 2 所示。

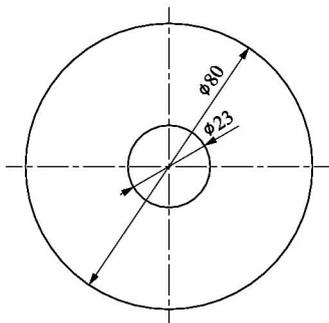


图 1 单根换热管流固耦合模型示意图
Figure 1 Schematic diagram of fluid-structure coupling model of a single heat exchanger tube

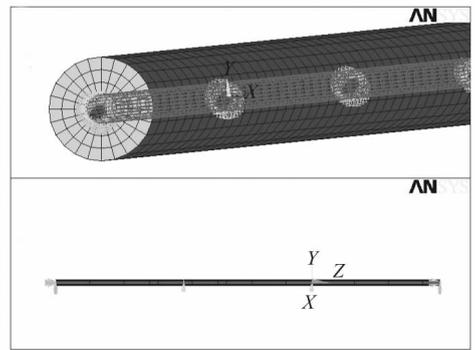


图 2 单根换热管流固耦合有限元模型
Figure 2 Fluid-structure coupling finite element model of single heat transfer tube

在 ANSYS 通用后处理中提取前 2 阶频率,结果如图 3~4 所示。

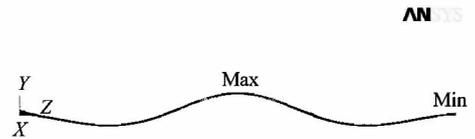


图 3 一阶振型 $f_1 = 17.416\text{ Hz}$

Figure 3 First order vibration mode $f_1 = 17.416\text{ Hz}$



图 4 二阶振型 $f_2 = 25.446\text{ Hz}$

Figure 4 Second order vibration mode $f_2 = 25.446\text{ Hz}$

1.3 结果验证

为了验证前面计算结果的准确性和可靠性,根据 GB/T 151—2014 附录 C 关于管壳式换热器管束的固有频率的计算公式^[16]对 ANSYS 的计算结果进行验证。该换热器折流板等间距排列,在折流板缺口处没有布管,所有管子固有频率及振型相同,按照以下公式进行计算:

$$f_n = 25.3 \lambda_n \sqrt{\frac{E(d_o^4 - d_i^4)}{ml^4}}$$

式中: f_n 为管子固有频率; λ_n 为换热管频率常数;下标 n 为振型的阶数; E 为材料的弹性模量,MPa; d_o, d_i 分别为换热管的外径和内径; m 为单位管长的质量,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, kg/m ; l 为折流板间距。

将已知条件代入公式可求出换热管的前两阶固有频率:

$$f_1 = 17.395 \text{ Hz},$$

$$f_2 = 25.401 \text{ Hz}.$$

计算结果与前面 ANSYS 计算结果(17.416 Hz 和 25.446 Hz)较为符合。

2 多根换热管共振特性分析

对于管束,由于流体跟换热管的相互作用,换热管管束已经没有明显的固有频率,此时会出现一系列的弥散频率,形成一个频率带。为获得换热管流固耦合作用下的频率分布及其规律,分别建立 3 根换热管和 7 根换热管流固耦合模型并进行计算。

2.1 3 根换热管共振特性分析

建立 3 根换热管耦合模型,管子呈正三角形排列,如图 5 所示。

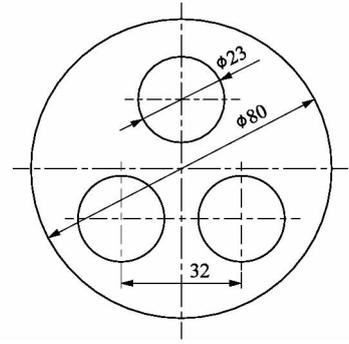


图 5 3 根换热管流固耦合模型示意图
Figure 5 Schematic diagram of fluid-structure coupling model of three heat exchanger tubes

3 根换热管束流固耦合作用下的一阶和二阶振型如图 6~7 所示。

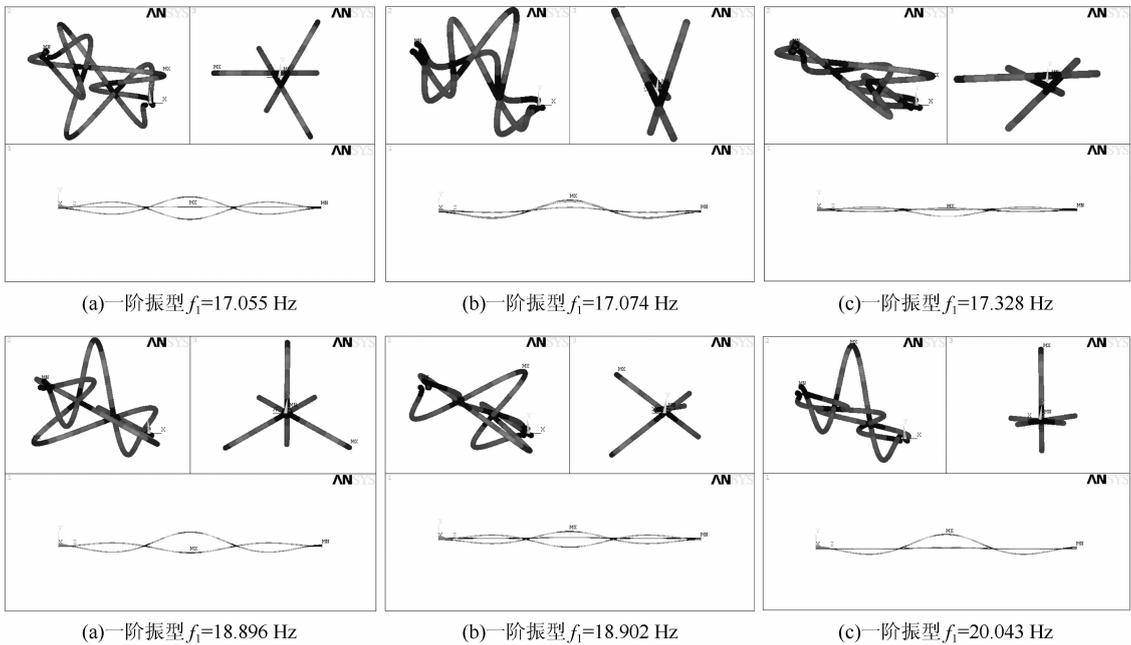
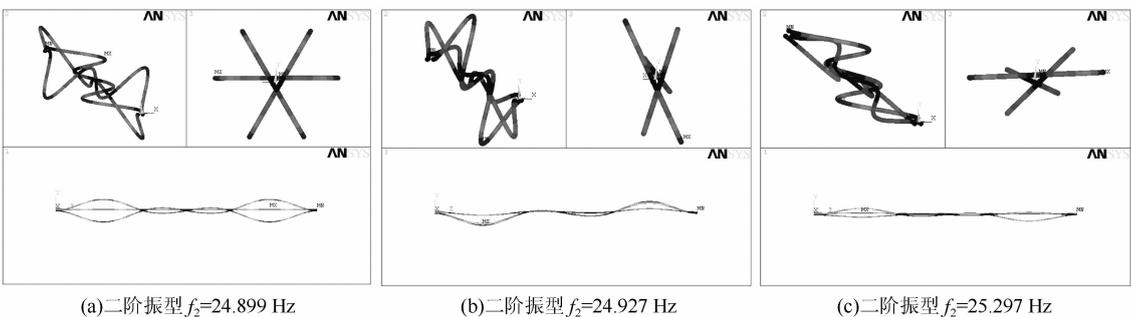


图 6 3 根换热管束流固耦合作用下的一阶振型图

Figure 6 First order vibration modes of three heat transfer tubes under fluid-structure coupling



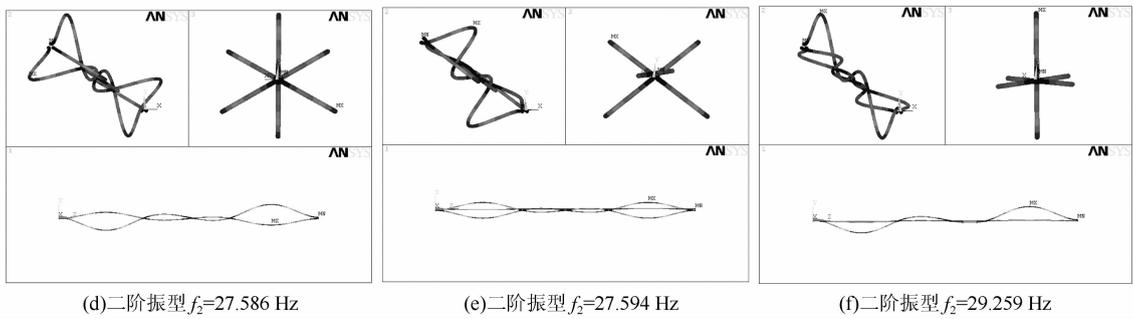


图7 3根换热管束流固耦合作用下的二阶振型图

Figure 7 Second order vibration modes of three heat transfer tubes under fluid-structure coupling

由图6~7可知,流固耦合作用下3根换热管束已经没有明显的固有频率,呈一系列弥散的频率分布,结果如表1所示。

表1 3根换热管流固耦合作用下固有频率

Table 1 Natural frequencies of three heat exchangers under fluid-structure coupling

编号	一阶振型固有频率/Hz	二阶振型固有频率/Hz
a	17.055	24.899
b	17.074	24.927
c	17.328	25.297
d	18.896	27.586
e	18.902	27.594
f	20.043	29.259

2.2 7根换热管共振特性分析

建立7根换热管耦合模型,管子呈正六边形排列,如图8所示。

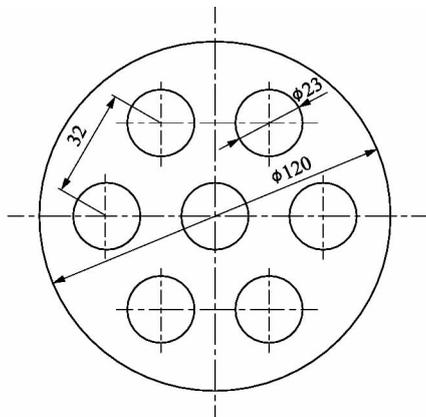
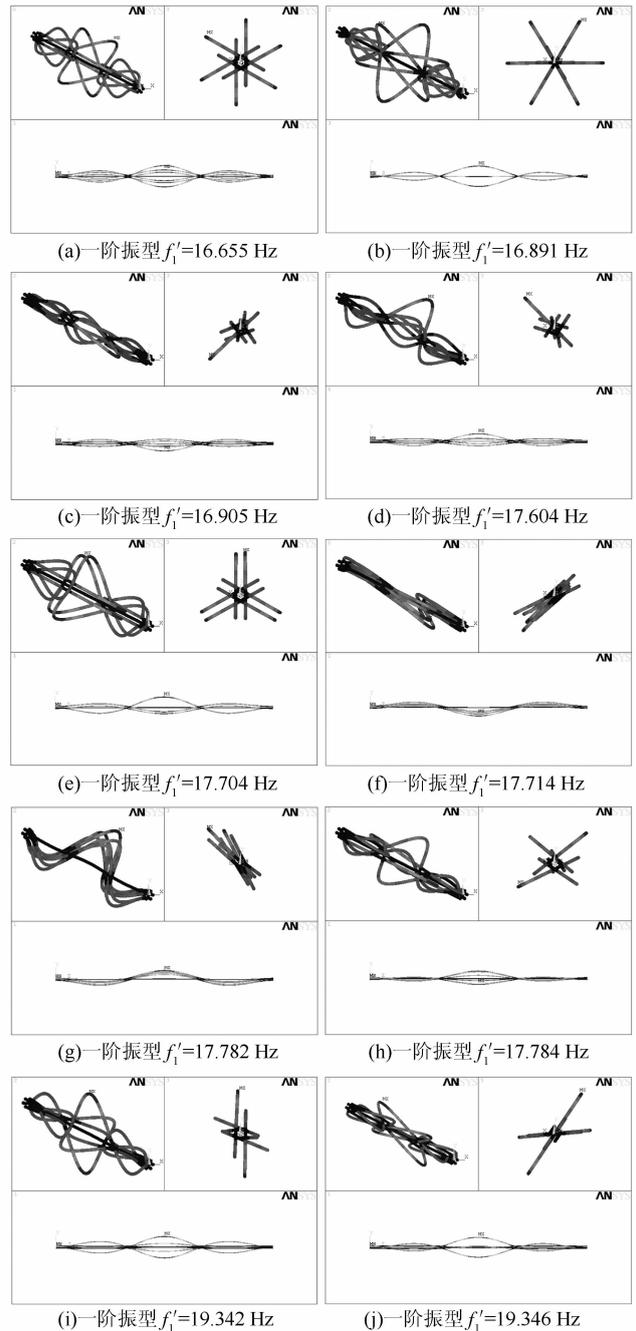


图8 7根换热管流固耦合模型示意图

Figure 8 Schematic diagram of fluid-structure coupling model of seven heat exchanger tubes

7根换热管束流固耦合作用下的一阶和二阶振型如图9~10所示。



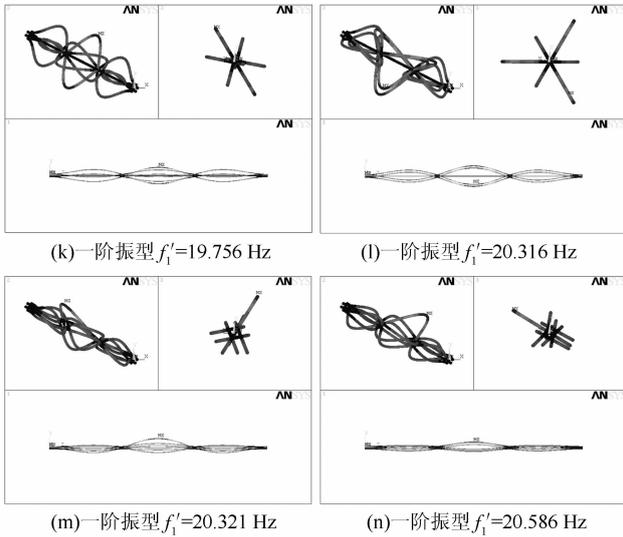


图9 7根换热管束流固耦合作用下的一阶振型图
Figure 9 First order vibration modes of seven heat transfer tubes under fluid-structure coupling

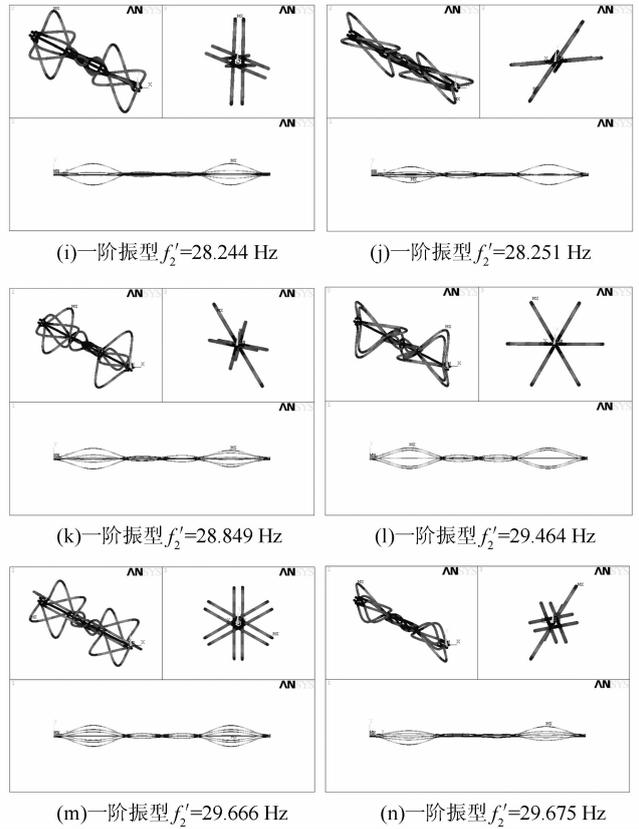
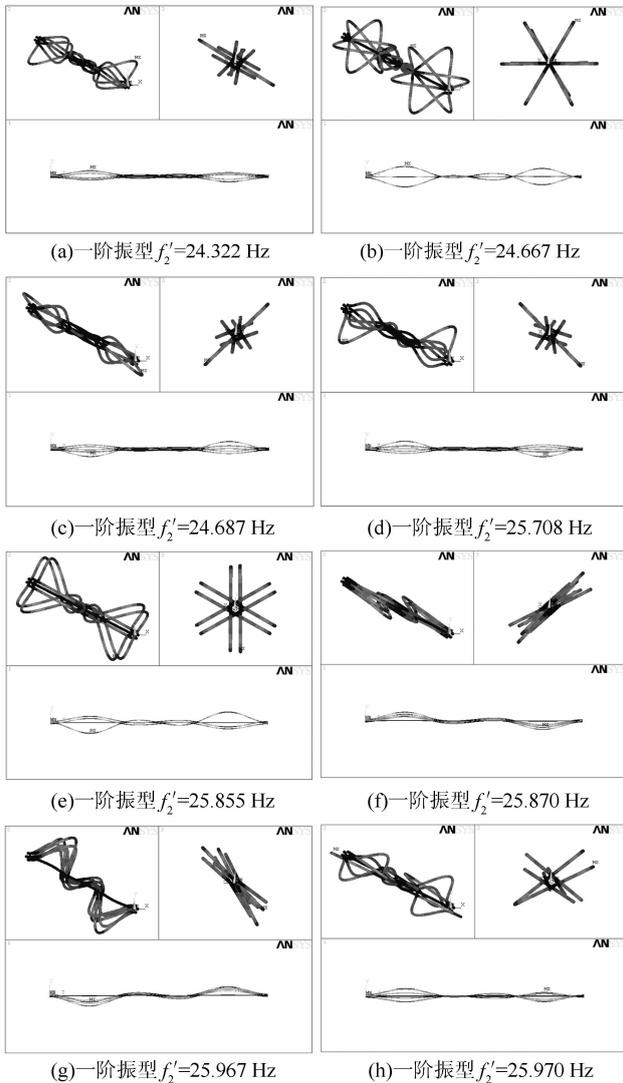


图10 7根换热管束流固耦合作用下的二阶振型图
Figure 10 Second order vibration modes of seven heat transfer tubes under fluid-structure coupling

由图9~10可知,与3根换热管流固耦合模型类似,流固耦合作用下7根换热管束已经没有明显的固有频率,呈一系列弥散的频率分布,结果如表2所示。

表2 7根换热管束流固耦合作用下固有频率

Table 2 Natural frequencies of seven heat exchangers under fluid-structure coupling

编号	一阶振型固有频率/Hz		编号	二阶振型固有频率/Hz	
	有频率/Hz	有频率/Hz		有频率/Hz	有频率/Hz
a	16.655	24.322	h	17.784	25.970
b	16.891	24.667	i	19.342	28.244
c	16.905	24.687	j	19.346	28.251
d	17.604	25.708	k	19.756	28.849
e	17.704	25.855	l	20.316	29.464
f	17.714	25.870	m	20.321	29.666
g	17.782	25.967	n	20.586	29.675

3 结论

1) 基于流固耦合的单根换热管有限元分析结果与GB/T 151—2014 计算结果近似,说明基于流固耦合的分析是合理的。

2) 流固耦合作用时,管束的每阶频率都有一个带宽为 $2k$ 的频率带(k 为管束中所包含的换热管数目)。

因此,应保证外界激振力的频率位于该带宽之外。

3) 单根换热管一阶、二阶固有频率都在3根和7根换热管的一阶、二阶固有频率带中。

4) 3根换热管模型一阶频率的上下限分别为17.055和20.043 Hz;二阶频率的上下限分别为24.899和29.259 Hz。7根换热管模型一阶频率的上下限分别为16.655和20.586 Hz;二阶频率的上下限分别为24.322和29.675 Hz。由此可得,随着换热管数目的增加,管束频率带宽将增大,其下限逐渐减小,上限将逐渐增大。

参考文献:

[1] 谭蔚, 聂清德. 换热器管束振动研究的进展与展望[C]//中国化工学会2008年化工机械年会论文集. 上海:华东理工大学出版社,2008:383.

[2] PETTIGREW M J, GORMAN D J. Vibration and heat exchanger tube bundles in liquid and two-phase cross flow [J]. Proceedings of the ASME pressure vessel and piping conference, 1981, 52:90.

[3] PETTIGREW M J, TAYLOR C E. Two-phase flow-induced vibration: an overview [J]. Journal of pressure vessel technology, 1994, 116(3):252.

[4] TAYLOR C E, CURRIE I G, PETTIGREW M J, et al. Vibration of tube bundles in two-phase cross flow part 3: turbulence induced excitation [J]. Journal of pressure vessel technology, 1989, 111(10):489.

[5] PETTIGREW M J, TAYLOR C E, JONG J H, et al. Vibration of a

triangular tube bundle in two-phase Freon cross flow [J]. Journal of pressure vessel technology, 1995, 117(4):322.

[6] 聂德清, 郭宝玉, 丁学仁, 等. 换热器管束中的流体弹性不稳定性 [J]. 力学学报, 1996, 28(2):151.

[7] 张明贤, 聂德清, 侯曾炎, 等. 换热器管束流体弹性不稳定性的预测 [J]. 石油化工设备, 1994, 23(4):3.

[8] 卢家才, 谢正武, 王妍芃, 等. 气液两相流中旋涡诱发圆柱振动时的脉动升力研究 [J]. 应用力学学报, 1996, 16(3):20.

[9] 谢正武, 苏新军, 卢家才, 等. 气液两相流诱发顺列双圆柱升力功率谱特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(8):28.

[10] PRICE S J, PAIDOUSSIS M P. An improved mathematic model for the stability of cylinder rows subject to cross-flow [J]. Journal of sound and vibration, 1984, 97(4):616.

[11] PAIDOUSSIS M P, PRICE S J. Mechanisms underlying flow-induced instabilities of cylinder arrays in cross-flow [J]. Design & Analysis, 1988, 187(2):46.

[12] 廖东大, 武国义, 李长禧. 200kta 甲醇装置水冷器振动计算分析及防振动设计 [J]. 化工机械, 2010, 37(2):154.

[13] 赵崇卫, 赵刚, 成鹏涛, 等. U形换热管束振动特性分析 [J]. 石油化工设备, 2013, 42(1):38.

[14] 许范广. 基于 ANSYS 的换热器管束振动模态分析 [J]. 广州化工, 2010, 38(8):245.

[15] 郑继周, 程林, 杜文静. 弹性管束动态特性子结构模态综合法 [J]. 机械工程学报, 2007, 43(7):202.

[16] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 热交换器:GB/T 151—2014 [S]. 北京:中国标准出版社, 2014:138.

(上接第90页)

表1 能耗对比

Table 1 Energy consumption comparison

名称	电机功率/kW	碎浆时间/min	运行电流/A	单次碎浆能耗/kW·h
节能转子某规格碎浆机	132	20	199	44
同规格常规碎浆机	185	20	268	59

5 结语

配备了节能转子的碎浆机凭借着转子及其他方面的设计,更好地利用了水利碎解的效能,电机装机容量也相应减小,设备的投资费用下降,为企业减少了开支,顺应了国家节能减排的要求。虽仍然存在一些问 题,譬如对碎浆纸纤维质量分数和浆料杂质敏感度高,对碎解浆种局限大等问题,但后续通过对转子结构的再优化及对碎浆机其他结构的改进,能缓解以上问题。

参考文献:

[1] 余章书. 水力碎浆机叶轮的技术改造 [J]. 中国造纸, 2015, 34(4):69.

[2] 金驹. 研制 30 m³ 水力碎浆机 [J]. 华东纸业, 2008, 39(4):26.

[3] 黄兰. 转子结构对水力碎浆机效能的影响分析 [J]. 中国高新技术企业, 2008(6):48.

[4] 窦靖, 张放, 沙九龙, 等. 立式水力碎浆机内部浆料流场数值模拟及其新型槽体结构的研究 [D]. 南京:南京林业大学, 2016:4.

[5] 陈晓楚, 罗志新, 梁根权. 水力碎浆机新型转子用于废纸的碎解 [J]. 中国造纸, 2009, 28. (10):51.

[6] 李良伟, 吴庆生, 张向农. 高效节能立式低浓碎浆系统 [J]. 中华纸业, 2015(10):46.

[7] 裴继诚. 影响水力碎浆机效能的几个因素 [J]. 天津造纸, 2004, 26(1):39.

[8] 朱洋丽. 废纸碎解节能工程技术的探索 [D]. 杭州:浙江理工大学, 2014:13.

[9] 李方园. 变频节能技术在制浆造纸中的应用 [J]. 中华纸业, 2008, 29(10):55.