

脉动流技术在管壳式换热器振动分析中的应用

郑贤中, 於潜军, 周宁波, 徐小明

(武汉工程大学机电工程学院, 湖北 武汉 430205)

摘要:为了避免脉动流技术产生的流体诱导振动造成换热器管的强度、刚度过大而导致结构失效, 采用了有限元分析方法, 建立换热器的流固耦合模型, 施加有脉动流和无脉动流两种不同工况下的边界条件和荷载条件, 从模态振型和动态响应等方面分析了两种工况下流体诱导振动对换热器管的影响。提取换热器管中间位置点和端部位置点的模态振型和动态响应曲线图, 对两种工况下的计算结果曲线图进行了分析对比, 结果表明: 有无脉动流对管壳式换热器管的结构固有频率的影响不大; 无脉动流作用时, 换热管中间位置易发生刚度失效, 端部位置易发生强度失效; 有脉动流作用时, 换热管中间位置的位移和端部所受的应力随时间呈周期性变化, 可通过改变脉动流激励函数的系数来避免换热管发生振动失效。对脉动流技术安全地应用于换热器设备提供了一定的技术参考。

关键词: 换热器; 脉动流; 流固耦合; 模态; 动态响应

中图分类号: TK124

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.1674-2869.2013.08.013

0 引言

管壳式换热器是一种广泛应用于石油、化工、机械、电力、食品等行业的工艺设备^[1]。随着过程工业生产规模的逐渐扩大, 管壳式换热器越来越趋向于大型化, 管束无支撑跨度增大, 刚性变差, 为了提高传热效率, 流体流速不断提高, 并且新型传热技术^[2-3] (如脉动流) 的广泛研究, 使换热器流体诱导振动问题越来越突出^[4]。可见, 为了实现脉动流作用下提高换热器的换热效率, 并使该设备能正常工作, 则对脉动流作用下换热器的振动分析具有重要的意义。

下面以脉动流换热器为研究对象进行振动分析, 主要从模态振型和动态响应等方面对脉动流和无脉动流两种工况下流固耦合产生的振动问题进行分析^[5]。重点计算分析脉动流工况下和传统无脉动流工况下振动问题的区别, 对脉动流工况下主动流体扰动对换热器^[6]管产生的流体诱导振动进行了较详细的分析, 其结论为脉动流技术安全推广应用提供了一定有益的参考价值。

1 结构动态特性的有限元分析

有限元法中动力问题的求解过程与静力问题计算步骤类似, 首先应对结构进行离散化, 再对对象做单元特性分析, 最后对整体作综合分析, 得到

动力学分析中基于有限元方法的基本方程^[7]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (1)$$

式(1)中, $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\{u\}$ 为位移向量; $\{F\}$ 为载荷向量。

当结构系统无外载作用时, 对结构需进行模态分析; 若结构在简谐载荷作用下, 则进行谐响应分析; 若结构在一般载荷作用下, 则是瞬态动力学分析。

流固耦合问题的有限元离散方程^[8]:

$$\begin{bmatrix} [M][0] \\ [M^f][M^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C][0] \\ [0][M^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K][K^f] \\ [0][K^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{P\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式(2)中, $[M^p]$ 为流体质量阵; $[C^p]$ 为流体阻尼阵; $[K^p]$ 为流体刚度阵; $\rho_0 [R]^T = \rho_0 \int_s \{N\} \{n\}^T \cdot \{N'\}^T ds$ 为耦合质量阵; $[M^f] = \rho_0 [R]$ 为耦合质量阵; $[K^f] = -[R]$ 为耦合刚度阵。

2 模态分析

2.1 结构尺寸与工艺参数

该换热器筒体长度为 1 800 mm, 换热管几何尺寸为 $\phi 25 \times 0.8$ mm, 管材杨氏模量为 2.1×10^5 MPa, 泊松比为 0.3, 密度为 7.85×10^{-9} t/mm³。其结构图和实验室设备, 如图 1 和图 2 所示。

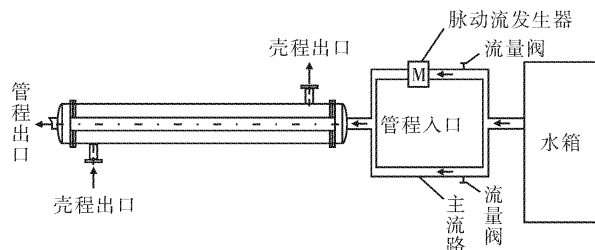


图 1 结构示意图

Fig. 1 Schematic drawing of structure

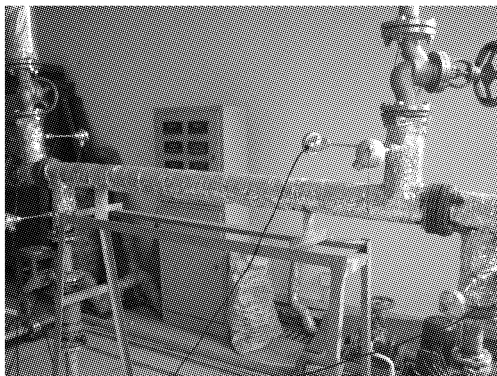


图 2 实验室试验设备

Fig. 2 Test equipment of laboratory

在换热器管程上加有旁支,并在旁支上装有脉动流激发器,无脉动流条件下,壳程入口速度为 1.5 m/s,管程入口速度为 0.5 m/s,模拟条件与实验未加脉动流时条件一致;脉动流条件下,换热管管程入口速度随时间作周期性变化,脉动流函数如式(3)所示,壳程入口速度为 1.5 m/s,模拟条件与实验加入脉动流时条件一致.

$$u=0.5+0.3 \sin(2\pi t) \quad (3)$$

2.2 计算模型

根据换热器的实际模型,建立如图 3 所示的流体模型和换热管实体模型^[9].在满足计算精度时且尽量缩减计算时间,采用非结构化网格模式对流体模型进行网格划分,划分网格后的单元数约为 20 万个,经检验该网格已收敛,其网格模型如图 4 所示^[10].

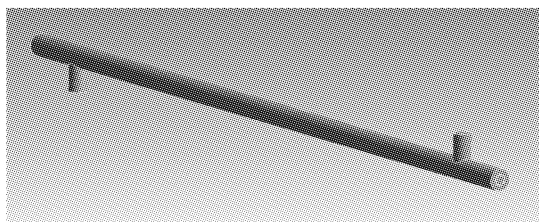


图 3 实验换热器流体模型

Fig. 3 Experimental heat exchanger fluid-structure interaction model

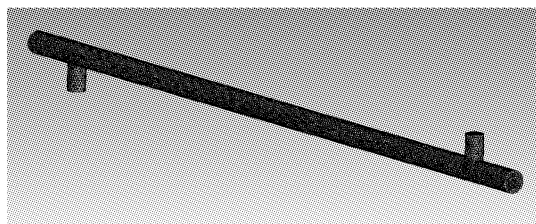


图 4 流体网格模型

Fig. 4 Fluid mesh model

2.3 加载与求解

首先在 Fluent 中进行流场分析,采用 $k-\epsilon$ 模型,定义物质属性为水,整个区域设置为流体域.再将管、壳程入口定义为速度入口边界条件,并定义入口速度值;加入脉动流后,通过利用 UDF(用户自定义函数)来改变管程入口速度.同时设置回流条件,压力出口边界条件以壳程出口相关参数为基准,对壳壁进行壁面边界处理.

流体分析结束后,在结构分析模块中,将模型中流体模型隐藏,对换热管模型进行网格划分,得到换热管有限元模型.由于换热管两端固定,则应对换热管两端定义为全约束,且将流体计算的相关数据通过流固耦合的方式加载到换热管模型中,对该模型进行模态分析,设置只提取前五阶模态,采用分块兰索斯法对模型进行求解.

2.4 模态结果分析

图 5 与图 6 分别为有无脉动流作用下的换热管前两阶模态振型图,从图 5 中可以得知,位移最大位置出现在中间段,其振型刚好呈现一个波峰状态;从图 6 中可以看出,换热管振型刚好出现一个波峰和一个波谷.

通过对换热管在无脉动流和有脉动流作用下进行模态分析,得到两种工况下的固有频率计算结果如表 1 所示.从表 1 中可以看出,两种工况下管束固有频率基本相同,说明外界流场的改变对换热管固有振动特性的影响很小.

表 1 有/无脉动流作用下换热管固有频率表

Table 1 Inherent frequency table of heat exchange tube under pulsating flow and non-pulsating flow conditions

频率/Hz	无脉动流	有脉动流
一阶固有频率	47.365	47.372
二阶固有频率	130.10	130.12
三阶固有频率	253.85	253.88
四阶固有频率	417.18	417.22
五阶固有频率	618.87	618.93

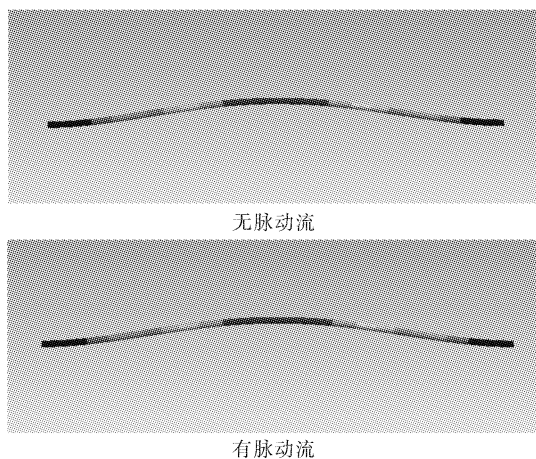


图 5 换热管第一阶模态振型图

Fig. 5 The first-order mode shape figure of heat exchange tube

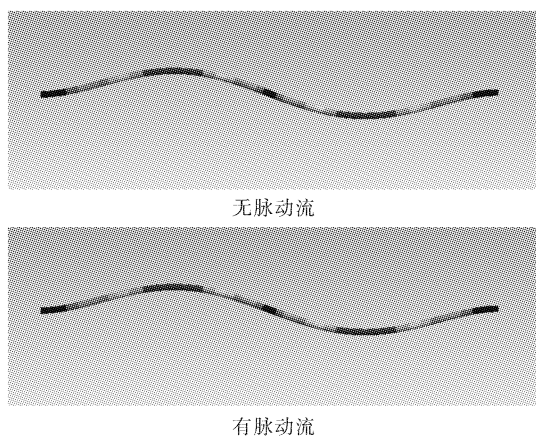


图 6 换热管第二阶模态振型图

Fig. 6 The second-order mode shape figure of heat exchange tube

3 动态响应分析

3.1 无脉动流时换热管谐响应分析

在无脉动流作用下,参照相关公式^[11],计算得到加载在换热管入口和出口处的载荷分别为 10.8 N 和 7.7 N,采用有限元方法对换热管进行谐响应分析,得到如图 7 和图 8 所示的频率振幅曲线。从图 8 中可以看出,在流体激励作用下,换热管有着十分强烈的振动响应,共振能量很大。在第一、三阶固有频率中振幅较大的位置出现在距固定端 0.15 m 处的节点,其最大值为 0.43 mm,而距固定端 0.15 m 处的节点在第二阶固有频率中的振幅相对较小。随着节点位置的变化,中间位置振动幅值将达到最大值 2.1 mm。

对比图 9 和图 10 可以看出,处于第三阶固有频率的换热管端部应力值最大达到 95 MPa,故换热管端部最易发生强度失效。

3.2 脉动流作用下单根管的瞬态分析

利用有限元方法对该换热管进行瞬态分析,

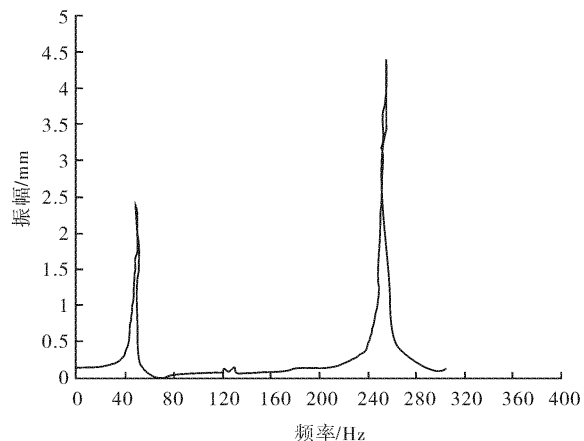


图 7 不同频率下距固定端 0.15 m 处振幅曲线图

Fig. 7 Frequency amplitude curve at which away from the fixed end of 0.15 m

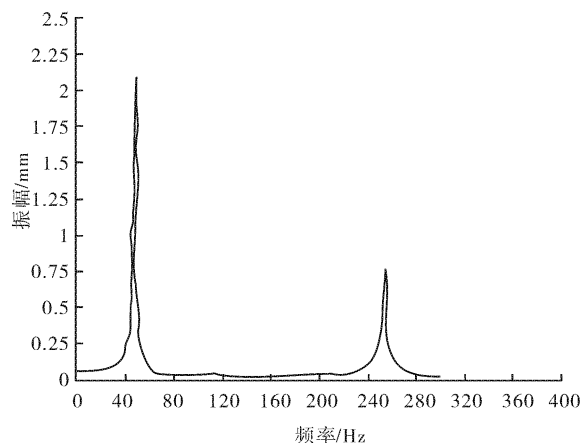


图 8 不同频率下中间位置振幅曲线图

Fig. 8 The frequency amplitude curve of the heat exchange tube intermediate position

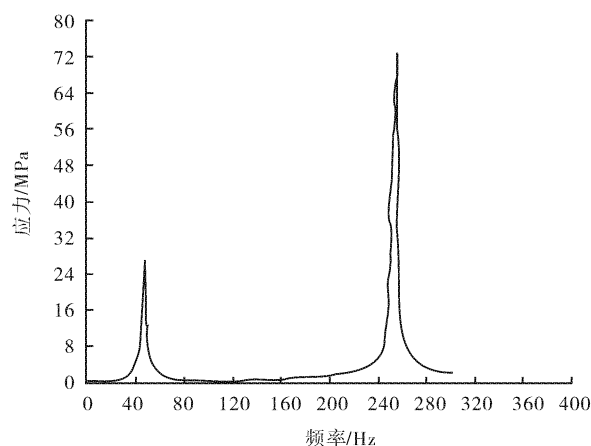


图 9 不同频率下换热管中间位置应力曲线图

Fig. 9 Stress variation diagram with frequency of the heat exchange tube intermediate position

获得如图 11 和图 12 所示的结果图。对比图 11 和图 12 可得知,不同位置处的换热管位移均随时间呈周期性变化,在 0.25 s 时,换热管中间位置的位移最大值达到 1.6 mm。可见,在脉动流作用下换热管中间位置的振动更为剧烈。

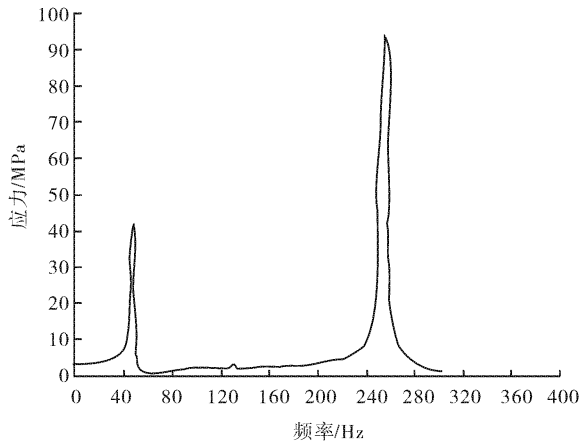


图 10 不同频率下换热管端部应力曲线图

Fig. 10 Stress variation diagram with frequency of the heat exchange tube end

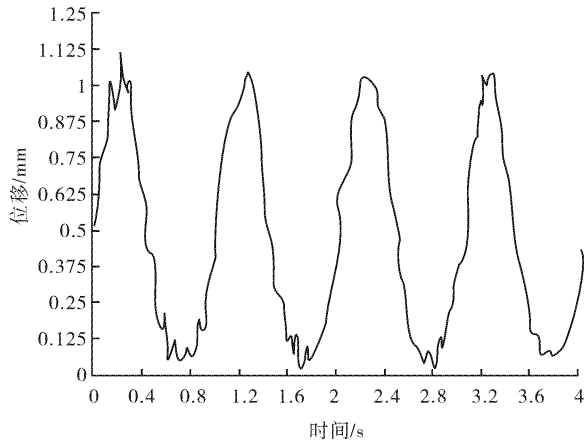


图 11 距固定端 0.15 m 处随时间变化位移曲线图

Fig. 11 Displacement variation diagram with time away from the fixed end of 0.15 m

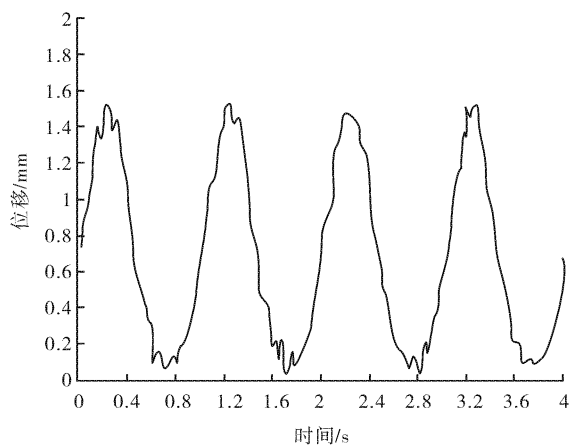


图 12 中间位置随时间变化位移曲线图

Fig. 12 Displacement variation diagram with time of the heat exchange tube intermediate position

同理,对比图 13 和图 14 可以看出,换热管不同位置处的应力随时间也呈周期性变化,在 0.25 s 时换热管端部的应力值最大,该最大值为 30 MPa,且中间位置的应力也较大。

通过两种工况下动态响应进行对比,可知,换

热管在脉动流作用下,换热管中间位置的位移与端部应力随时间均呈周期性变化。

若减小函数中的常数项,即将式(3)中的 0.5 减小为 0.2,采用同样的方法对换热管进行振动特性分析,取换热管最大应力处与最大位移处进行分析,得到如图 15 和图 16 所示的结果。

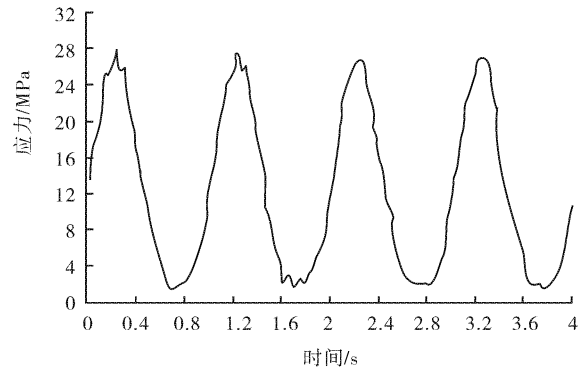


图 13 不同频率下换热管中间位置的应力曲线图

Fig. 13 Stress variation diagram with frequency of the heat exchange tube intermediate position

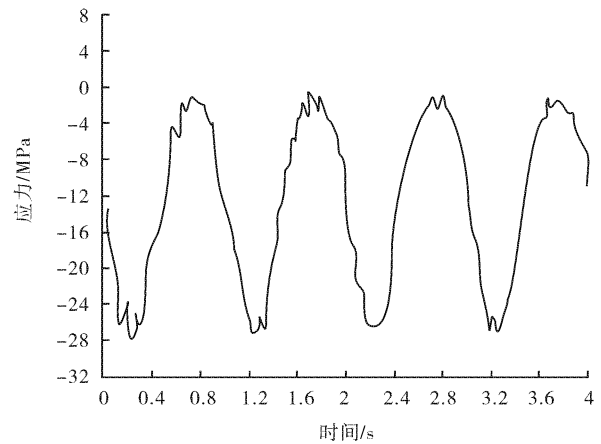


图 14 换热管端部的应力随时间变化曲线图

Fig. 14 Stress variation diagram with frequency of the heat exchange tube end

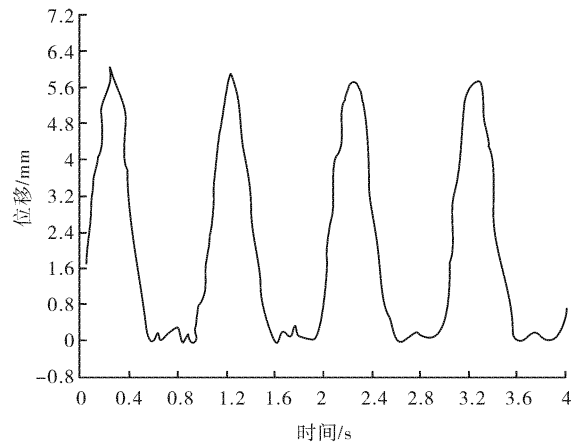


图 15 换热管中间位置的位移随时间变化曲线图

Fig. 15 Displacement variation diagram with time of the heat exchange tube intermediate position

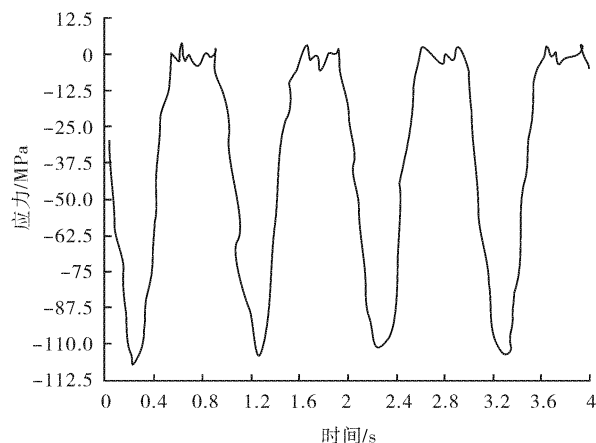


图 16 换热管端部的应力随时间变化曲线图

Fig. 16 Stress variation diagram with time of the heat exchange tube end

分别将图 15 和图 12 以及图 16 和图 14 进行分析比较可知,当函数常数项减小后,初始时刻换热管上的位移和应力都对应减小,同一时刻相同位置的最大位移与最大应力值也变小,这使得换热管的振动变小.同理,若减小正弦函数的振幅,换热管上最大应力和位移值也将变小,换热管在该条件下产生振动失效的可能性就会变小.因此,减小脉动流中正弦函数系数与常数项对避免换热管发生振动失效有一定的效果.

4 结 语

通过对该换热器在无脉动流和脉动流作用下进行振动特性分析,可得到如下几点结论:

(1)两种工况下换热管的振型图相似,其固有频率相差很小,说明外界流场的改变对换热管固有频率的影响很小.

(2)在无脉动流作用下,换热管在中间位置的振动最为剧烈,其位移振幅最大值为 2.1 mm 左右,但应力最大值却出现在换热管端部,可知,在换热管中间位置管束易发生碰撞现象,而在端部易发生强度失效.

(3)在有脉动流作用下,换热管中间位置的位移与端部应力随时间呈周期性变化,且中间位置的位移和端部应力值达到最大.

(4)可通过减小脉动流载荷中正弦函数系数与常数项缓化换热管振动发生失效.

致谢

本文研究工作得到武汉工程大学机电工程学院的鼎力支持,在此表示衷心的感谢!

参考文献:

[1] 余伟伟,高炳军. Ansys 在机械与化工装备中的应用

(第二版)[M]. 北京:中国水利水电出版社,2007.

YU Wei-wei, GAO Bing-jun. Application Of Ansys in Mechanical and Chemical Equipment [M]. BEIJING: China Water Conservancy And Hydropower Press,2007. (in Chinese)

[2] 吴峰,王秋旺. 脉动流条件下带突起内翅片管强化传热数值研究[J]. 中国电机工程学报,2007,35(12): 108-112.

WU Feng, WANG Qiu-wang. Numerical simulation on Heat Transfer Enhancement Inside internally Longitudinal Protuberant Finned Tube under Pulsating Flow[J]. Proceeding of the CSEE, 2007, 35(12):108-112. (in Chinese)

[3] 何雅玲,杨卫卫,赵春风,等. 脉动流动强化换热的数值研究[J]. 工程热物理学报,2005, 26(3): 495-497.

HE Ya-ling, YANG Wei-wei, ZHAO Chun-feng, et al. Numerical Study of Enhancing Heat Transfer by Pulsating Flow [J], Journal Of Engineering Thermophysics. 2005, 26(3): 495-497. (in Chinese)

[4] 程林,田茂诚. 流体诱导振动符合强化传热的理论分析[J]. 工程热物理学报,2002,23(3):330-332.

CHENG Lin, TIAN Mao-cheng. Theoretical Analysis of complex heat transfer enhancement by flow-induced vibration [J]. Journal of engineering thermophysics, 2002,23(3):330-332. (in Chinese)

[5] 孙雷,赵刚. 基于流固耦合的换热管束振动分析[J]. 压力容器,2011, 28(8): 39-43.

SUN Lei, ZHAO Gang. Vibration Analysis of Heat Exchange tube Bundle Based on Fluid-structure Coupling[J]. Pressure Vessel Technology. 2011, 28(8): 39-43. (in Chinese)

[6] 中华人民共和国标准:GB151-1999. 管壳式换热器[S].

The standard of the people's Republic of China: GB151-1999 tubular heat exchanger[S]. (in Chinese)

[7] 杨永谦,肖金生. 实用有限元分析技术[M]. 北京:机械工业出版社,2010:136-139.

YANG Yong-qian, XIAO Jin-sheng. Practical Finite Element Analysis Technology [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2010:136-139. (in Chinese)

[8] 罗宏瀚. 输流波纹管流固耦合振动的初步研究[J]. 振动与冲击,2008, 27(11): 149-153.

LUO Hong-han. A Preliminary Study of Transport Stream Bellows Fluid-Structure Coupling Vibration, Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(11): 149-153. (in Chinese)

[9] 曹鹏彬,潘小雨,张克姝,等. 地铁座椅结构分析与轻量化优化方法[J]. 武汉工程大学学报,2013,35(6): 52-59.

- CAO Peng-bin, PAN Xiao-yu, ZHANG Ke-shu, et al. Structural Analysis of Subway Seats and Research on the Lightweight Optimization Method [J]. Journal Wuhan Institute Of Technology. 2013, 35(6):52-59. (in Chinese)
- [10] 周宁波,郑贤中,郑晓敏,等. 预紧卡箍式快开结构的安全强度分析[J]. 武汉工程大学学报,2012, 34(4):53-58.
- ZHOU Ning-bo, ZHENG Xian-zhong, ZHENG Xiao-min, et al. Safety Strength of Pre-loaded Clamp Quick-Opening Structure [J]. Journal of Wuhan Institute of Technology, 2012, 34(4): 53-58. (in Chinese)
- [11] 董其伍. 石油化工设备设计选用手册[M]. 北京: 化学工业出版社,2008.
- DONG Qi-wu. Design of Petrochemical Equipment Selection Handbook [M]. BEIJING: Chemical Industry Press,2008;150-156. (in Chinese)

Application of pulsating flow technology in vibration analysis of shell-and-tube heat exchanger

ZHENG Xian-zhong, YU Qian-jun, ZHOU Ning-bo, XU Xiao-ming

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China)

Abstract: To avoid structure failure caused by excessive strength and stiffness of heat exchanger tube's with fluid induced vibration while using the pulsating flow technology, the finite element analysis method was adopted. In the simulation process, fluid-structure coupled model of heat exchanger was created, and the boundary conditions and load conditions under pulsating flow and non-pulsating flow conditions were applied. The influence of fluid induced vibration on the heat exchanger tube was analyzed from modal vibration mode and dynamic response under the two kinds of working condition. Modal vibration mode and dynamic response curves at center point and end point of heat exchanger tube's were extracted. The curves of calculation results above two kinds of working condition were compared. The results show that the natural frequency of Tube-and-Shell heat exchanger tube structure is not effected by pulsating flow or non-pulsating flow; stiffness failure of the heat exchange tube's middle position and the strength failure of the heat exchange tube's end position frequently happens in non-pulsating flow circumstance; the displacement of middle position and the stress of end position of the heat exchange tube's are changed periodically with pulsating flow effect; heat exchange tube vibration failure can be avoided by changing the pulse excitation function's coefficient. The above conclusions provide certain technical reference to pulsating flow technology applied safely to heat exchanger equipment.

Key words: heat exchanger; pulsating flow; fluid-structure coupled; dynamic response

本文编辑:陈小平