

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.03.007

流体诱发换热器管束弹性不稳定性的数值模拟

程瑞佳, 张亚楠, 肖 清, 陈小阁, 刘宝庆

(浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027)

摘 要:针对常规换热器频发的振动破坏现象,课题组基于动网格技术和双向流固耦合方法,建立了流体诱发管束振动的三维数值模型。采用数值模拟对实验难以获得的管束振动轨迹进行了补充;研究了管束发生流体弹性不稳定性时主振方向的变化;分析了管子位置的分布对振动的影响;探究了管束的排列方式和节径比对流体弹性不稳定性的影响。结果显示:流体弹性不稳定性先发生在曳力方向,后发生在升力方向;位于边缘的管子的振幅大于中间管子的振幅;在4种排列方式的管束中,发生流体弹性不稳定性从难到易依次为正方形、正三角形、转置正方形、转置正三角形;在一定的范围内,节径比越小,越易于发生流体弹性不稳定性。课题组对换热器管束在模拟方面的研究可对工程应用起到一定的指导作用。

关 键 词:动网格;流体弹性不稳定性;双向流固耦合;振动轨迹

中图分类号:TK172.4

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2018)03-0036-06

Numerical Simulation of Fluid-Elastic Instability in Heat Exchanger Tube Bundles

CHENG Ruijia, ZHANG Yanan, XIAO Qing, CHEN Xiaoge, LIU Baoqing

(Institute of Process Equipment, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Aiming at frequently occurred vibration damage problems of conventional heat exchangers, based on dynamic mesh technique and two-way fluid-structure interaction, a three-dimension numerical model of flow-induced vibration was established. The vibration trajectory of tube bundles, which were obtained difficultly in the experiment, were supplemented by numerical simulation. The change of the main vibration direction in the fluid-elastic instability of the tube bundle was studied. The influence of tube position on vibration was analyzed. The effects of configuration and pitch-to-diameter ratio of tube bundles on fluid-elastic instability were investigated. The results show that the fluid-elastic instability first occurs in the drag direction, and then occurs in the lift direction. The amplitude of the tube located at the edge is larger than that of the middle tube. In the four kinds of arrangements of the tube bundles, the occurrence of fluid-elastic instability from difficult to easy as follows: normal square, normal triangular, rotated square and rotated triangular. In a certain range, the fluid-elastic instability is more prone to occur with the decrease of pitch-to-diameter ratio. The study on the simulation of heat exchanger tube bundles plays a certain guiding role in engineering application.

Keywords: dynamic mesh; fluid-elastic instability; two-way fluid-structure interaction; vibration trajectory

管壳式换热器在过程工业中应用广泛,冷热流体在换热管内外进行流动换热。为支撑管束和强化流体湍动,换热器内部通常设置多层折流板。折流板阻挡

并引导壳程流体横向冲刷管束,严重时可引起管束振动。目前比较公认的有关流体诱发管束振动的机理主要有4种:旋涡脱落激振、湍流抖振、流体弹性不稳定

收稿日期:2017-10-20;修回日期:2018-02-28

基金项目:国家自然科学基金项目(21776246)。

第一作者简介:程瑞佳(1994),男,山西运城人,硕士研究生,主要从事流体诱导管束振动方面的研究。通信作者:刘宝庆(1978),男,黑龙江哈尔滨人,副教授,研究生导师,主要从事过程系统节能、承压设备可靠性设计以及废弃物资源化回收等方面的研究。E-mail:baopingliu@126.com

性以及声共振^[1-2]。其中最常见也是最具有破坏性的一种机理就是流体弹性不稳定性^[3],它是动态的流体力与管束运动之间相互作用的结果。因此,深入研究不同工况下流体诱发管束弹性不稳定性的机理十分必要。

分析管束流体弹性不稳定性的相关文献,早期的关于圆柱绕流的研究主要集中二维,且研究形式单一。Kassera^[4]和 So^[5]等使用了二自由度模型,预测管束振幅。Fujita 等^[6]将 CFD 法和解析法相结合来研究流体弹性不稳定性。Pedro 等^[7]基于流固耦合方法和动网格技术对刚性管束中的单根柔性管进行了研究。Omar^[8]应用 RANS 方法,研究了单根柔性管的流体弹性不稳定性。

由于二维模型无法很好地体现流体流动与管束的交互作用,以及流场的变化,吴皓等^[9]在刚体运动方程和 NewMark 积分方法的基础上建立了三维流固耦合的振动模型来研究正方形排列管束的流体弹性不稳定性。因此,课题组将采用三维双向流固耦合的方法研究换热器管束的振动行为。

1 模型描述

1.1 数学模型

1.1.1 流体控制方程

流体控制方程包括连续性方程和动量守恒方程,模拟过程中假设流体不可压缩,密度保持不变。

1) 连续性方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0。 \quad (1)$$

2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho f_i。 \quad (2)$$

式中: ρ 为管外流体的密度, kg/m^3 ; u_i, u_j 为速度矢量, m/s ; x_i, x_j 均表示沿 x, y, z 3 个方向; p 为压力, Pa ; t 为时间, s ; f_i 为单位质量体积力, N/kg ; τ_{ij} 为应力张量。

$$\tau_{ij} = [\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}。 \quad (3)$$

式中: $i = j$ 时, $\delta_{ij} = 1$; $i \neq j$ 时, $\delta_{ij} = 0$; μ 为分子黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

流体诱发管束弹性不稳定性发生在湍流状态下,文中湍流模型选择基于湍动能 κ 及其耗散率 ε 的标准 κ - ε 方程。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \kappa u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa + G_b - \rho \varepsilon; \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] +$$

$$G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} (G_\kappa + G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa}。 \quad (5)$$

式中: κ 为湍动能, m^2/s^2 ; ε 为湍动能耗散率, m^2/s^3 ; μ_t 为湍流黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; G_κ 为平均速度梯度产生的湍动能, Pa/s ; G_b 为浮力产生的湍动能, Pa/s ; $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}$ 为常数, $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92$; σ_κ 为湍动能方程普朗特数, $\sigma_\kappa = 1.0$; σ_ε 为湍动能耗散方程普朗特数, $\sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

1.1.2 固体控制方程

流体诱发的固体振动位移的控制方程为:

$$M_s \frac{d^2 r}{dt^2} + C_s \frac{dr}{dt} + K_s + \tau_s = 0。 \quad (6)$$

式中: M_s, C_s 和 K_s 分别为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; r 为固体的位移, m ; τ_s 为固体受到的应力, N/m^2 。

3) 耦合控制方程

在流固耦合的交界面处,各个变量遵循基本的守恒,即流体与固体交界面处的应力 τ ,位移 d ,热流量 q 及温度 T 等变量(下标 l 代表液体, s 代表固体)满足方程:

$$\left. \begin{aligned} \tau_l \cdot n_l &= \tau_s \cdot n_s; \\ d_l &= d_s; \\ q_l &= q_s; \\ T_l &= T_s。 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

1.2 物理模型

因为管子内部流体不是引起流体弹性不稳定性的原因,所以,为简化起见,将管子和内部流体等效为实体圆柱^[10],这需要将内部流体和管子的质量以及管子的弹性模量等效在实体圆柱上。管束流体弹性不稳定性受到相邻管束的影响,建模时考虑到对称性,每个模型均包含 9, 10 或 11 根圆柱,圆柱的直径为 19 mm、长度为 1 000 mm。管束排列方式有 4 种:正方形、转置正方形、正三角形和转置正三角形。图 1 所示为 4 种排列方式的管束模型,在每种管束排列方式下,标记 3 根圆柱为研究对象,其中 1 号管为中心管。

1.3 网格划分及独立性检查

离散化过程,流体区域被分割成 2 部分,即管束周围的动区域和外围的静区域,仅将管束周围的动区域流体设置为动网格。另外,由于网格更新方法采用弹性光顺法和局部重构法,外侧静区域直接采用六面体结构网格,管束近壁区动区域采用非结构网格划分并

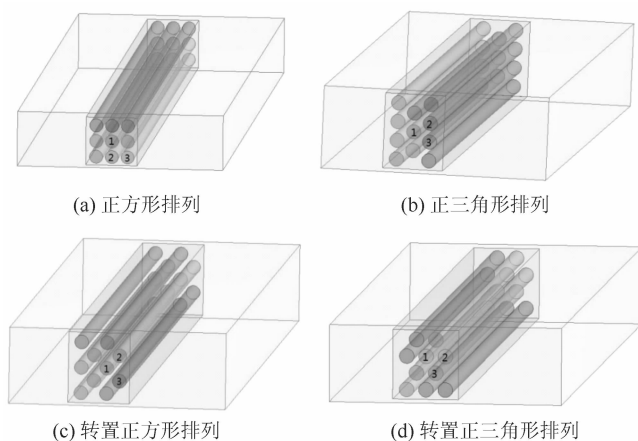


图1 4种排列方式的管束模型

Figure 1 Bundle models of four kinds of arrangements

局部加密。固体同样采用六面体结构网格划分。以正方形排列方式为例,图2中(a)和(b)分别为流体和固体经网格划分后的有限元模型。

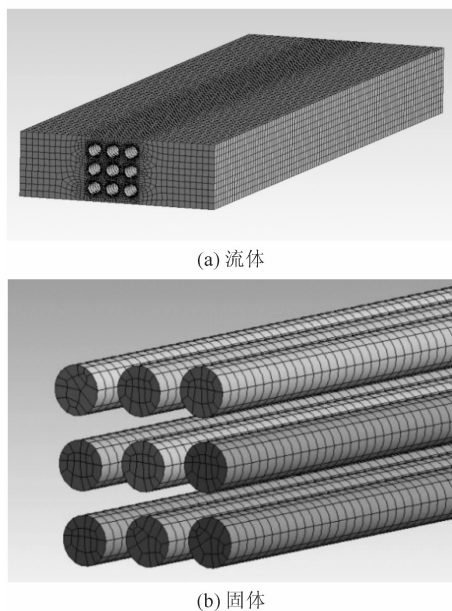


图2 网格划分

Figure 2 Meshing

对比网格数量分别为 300 835 和 492 228 下的模拟结果,对网格进行了独立性检查,误差低于 1%。综合考虑模拟计算的准确性和效率,最终采用单元总数为 300 835 的模型来完成模拟分析。采用类似方法,可确定各种管束模型的单元数和节点数,具体见表 1。

1.4 求解方法和边界条件

对于流体诱发管束振动问题,换热管外部的流体压力和流速变化会带来管束的振动,同时管束的振动

表1 管束模型的节点数与单元数

Table 1 Nodes and elements of bundle model

模型	节点总数	单元总数
正三角形(节径比 1.32)	375 289	395 300
正方形(节径比 1.32)	357 118	300 835
转置三角形(节径比 1.32)	353 705	379 200
转置正方形(节径比 1.32)	336 034	354 300

也会影响管束外部流体的流动^[11-12]。由于动态的流体力与管子的运动相互作用,因而必须采用双向流固耦合方法来分析。此外,管束的变形会改变流场网格,需要采用动网格模型进行分析。模拟中采用弹性光顺法和局部重构法对管束周围动区域内的网格进行更新,将动区域的外表面设置为静止面,动区域内管束与流体的交界面设置为耦合面。求解方法选择压力速度耦合方法。

在双向流固耦合的计算中,结构边界条件和流体边界条件分别设置。结构边界包括:管束的外表面设置为流固耦合面,且两端固定。流体边界包括:流体入口设置为速度进口,出口设置为自由流出口,流体区的外表面设置为对称边界条件。

2 数值模拟结果

2.1 管子主振方向

一般地,作用在管子上的流体力包括升力和曳力,升力是指垂直于流动方向作用于管子上的流体力,曳力是指沿流动方向作用于管子上的流体力。

图3为从管束中部截取一半所得到的管束变形图,为便于观察,将其变形放大10倍,图中箭头方向为流体流动方向。如图所示,不同的管子的振动方向与振幅在各个时刻都不相同。仔细观察,不难发现沿流动方向最末端的一排管子与其他管子相比,变形较大。经过分析可知,由于管束与流体时刻发生相互作用,流体冲向前排管束,管束产生变形,这时后排管束对流体产生反作用力,流体作用力进而又会影晌前排管束,流体到达最后一排管束,管束没有后排反馈的反作用力,因而变形最大。

在模拟中,管子中部截面的中心点能够在3个方向上产生位移,流体流动方向为X轴方向,沿着管束的方向为Z轴方向。由于Z轴方向的位移与另外2个方向相比,小太多,因而忽略。如图4所示,以节径比为1.32的正方形排列管束为例,做出了2s内不同节点流速下9根管子在XY平面的振动轨迹。因为管子的振幅与管径及管间距相比很小,为了清楚地比较各个管束的运动轨迹,因此将图4中的管间距缩小为

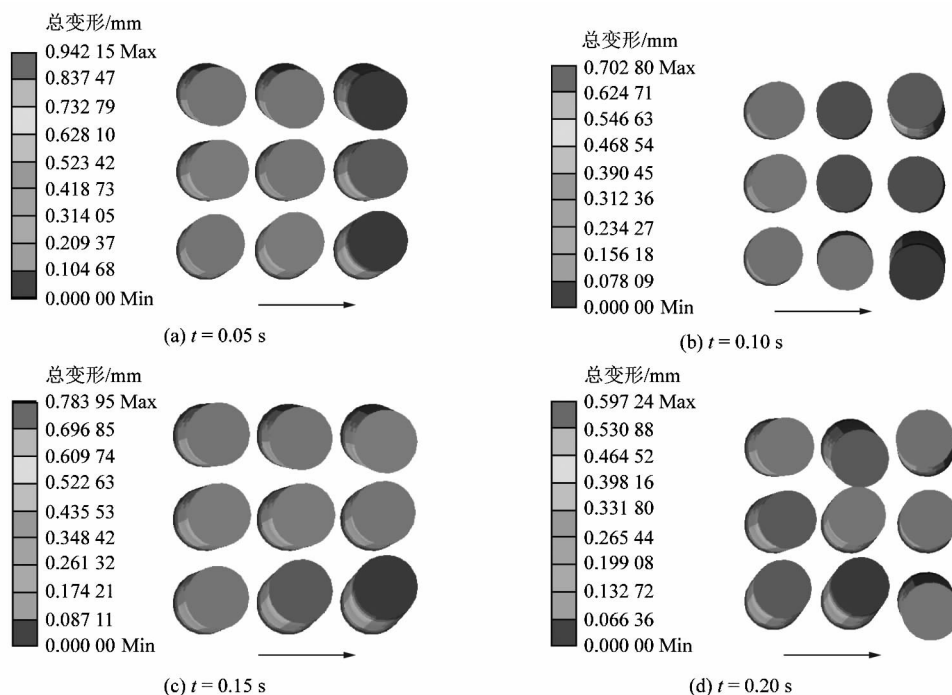


图3 不同时刻的管束变形情况

Figure 3 Deformation of bundles at different time

原来的1/4。

图4(a)为节点流速 V_p 为0.417 m/s时的振动轨迹图,此时管束振动尚不明显;图4(c)中的节点流速达到1.167 m/s,相比于图4(a),振幅大幅度增加,管束发生了流体弹性不稳定性。此外,从图4(b)可以看出,当流速达到1.042 m/s时,较大的振幅产生在曳力方向。随着流速不断增大,当产生流体弹性不稳定性时,较大的振幅发生在升力方向,振动也表现出周期性。此结论同前人的结论相同。吴皓^[13]通过模拟正方形排列的管束发现,随着流速增加,管束在顺流方向先发生失稳,随后变为顺流和横流方向的等幅振动,最终变为横流方向。在单排管实验中,陈水生^[14]发现随着流速的增加主振方向从顺流方向转化为横流方向。

当节点流速为1.167 m/s时,绘制3根管子中间截面的中心点在升力方向上的位移随时间变化的曲线如图5所示。由图可知,3根管子做周期往复振动,频率基本一致。另外,通过图5数据计算得到了管子1,管子2和管子3的均方根振幅分别是0.35,0.38和0.46 mm。随着流体在管束中流动,湍动程度逐渐增加,所以位于边缘的圆柱振幅大于中间的圆柱振幅。

2.2 排列方式对流体弹性不稳定性的影响

工业换热器中换热管的排列方式主要有4种,即正方形、正三角形、转置正方形和转置正三角形^[15]。在模拟中,4种管束均使用长为1 000 mm,直径为19 mm的圆柱,当研究排列方式的影响时,节径比均设置为1.32。

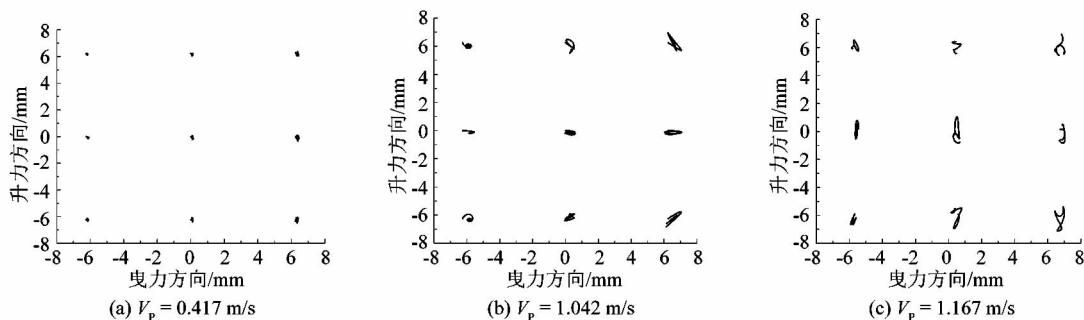


图4 不同流速下管束的运动轨迹图

Figure 4 Motion trajectory of bundles at different velocity

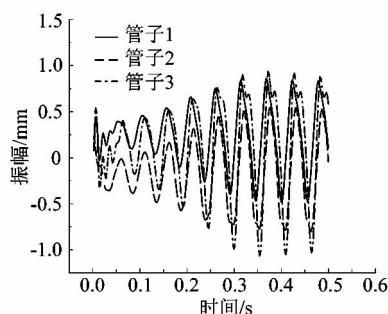


图5 振幅-振动时间波形

Figure 5 Waveform of amplitude-time

4种排列方式下中心圆柱的均方根振幅图如图6所示,当节点流速较小时,所有排列方式下管子的均方根振幅基本相等。并且均方根振幅均随着流速增大而增大。观察图6,任一节点流速下,转置正三角形的斜率大于正三角形,转置正三角形最先出现振幅急剧增大。说明相同流速下,转置正三角形最不稳定。同理可得,4种排列方式的管束发生流体弹性不稳定性从难到易依次为正方形、正三角形、转置正方形和转置正三角形。

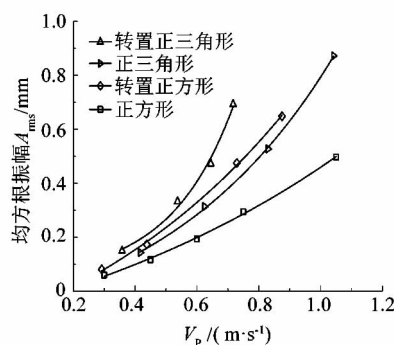


图6 排列方式对流体弹性不稳定的影响

Figure 6 Influence of arrangement mode on fluid elastic instability

2.3 节径比对流体弹性不稳定的影响

为了避开来流冲击,以及尾流漩涡脱落的影响,当研究节径比的影响时,选择正中心的管子为研究对象,分别模拟了1.21,1.32和1.47共3种节径比下管束的振动特性。排列方式选择正方形排列方式,节径比影响如图7所示。随着节径比的增大,在任一节点流速下,圆柱的振幅均减小。从图中可知,在相同的节点流速下,节径比越小的管子其振幅相对于流速的斜率越大。说明节径比在一定范围内,小节径比的管束更容易失稳。

3 结语

课题组基于动网格技术和双向流固耦合方法,针

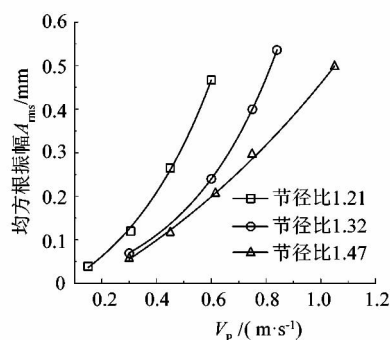


图7 节径比对流体弹性不稳定的影响

Figure 7 Influence of pitch-to-diameter ratio on fluid elastic instability

对换热器管束流体诱导振动的双向流固耦合作用过程,建立了三维非稳态模型,研究了三维条件下管束的流体弹性不稳定性。

通过分析不同流速下管束的振动轨迹图以及管束主振方向的变化,发现流体弹性不稳定性先发生在曳力方向,后发生在升力方向;随着流速的增大,升力方向的振幅往往大于曳力方向;位于边缘的管子的振幅大于中间管子的振幅。

研究了4种不同的管束排列方式,通过对比4种排列管束的临界流速,发生流体弹性不稳定性从易到难依次为转置正三角形、转置正方形、正三角形、正方形。

研究了正方形管束排列方式下节径比为1.21,1.32和1.47的管束振动特性,发现在一定的范围内,节径比越小,越易于发生流体弹性不稳定性。

参考文献:

- [1] 聂清德,谭蔚. 管壳式换热器流体诱发振动[M]. 北京:中国石化出版社,2014.
- [2] 张亚楠,梁慧力,蒋波,等. 两相横向流诱发管束弹性不稳定的试验研究进展[J]. 轻工机械,2017,35(3):91.
- [3] KUPPAN T. 换热器设计手册[M]. 钱颂文,廖景娱,邓先和,等译. 北京:中国石化出版社,2004.
- [4] KASSERA V, STROHMEIER K. Simulation of tube bundle vibrations induced by cross-flow[J]. Journal of fluids and structures, 1997, 11(8):910.
- [5] SO R M C, LIU Y, CHAN S T, et al. Numerical studies of a freely vibrating cylinder in a cross-flow [J]. Journal of fluids and structures, 2001, 15(6):864.
- [6] FUJITA K, WAKITA T. Hybrid analysis method using CFD and analytical solutions on fluid elastic vibration of circular cylinder arrays [C]//Fluid Structure Interaction/Moving Boundaries. New Forest, England: WIT Press/Computational Mechanics Publications, 2007: 248.

(下转第45页)