

[综述·专论]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.03.021

两相横向流诱发管束弹性不稳定性的 试验研究进展

张亚楠¹, 梁慧力², 蒋波², 陈小阁¹, 刘宝庆¹

(1. 浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027; 2. 浙江诚泰化工机械有限公司, 浙江 湖州 311258)

摘要:弹性不稳定性是流体诱发管束振动失效的最主要原因,文章针对两相横向流诱发管束弹性不稳定性的试验研究进展进行了综述。介绍了两相横向流诱发管束振动的试验介质和试验装置,概括了含气率、振幅、阻尼以及流体动力质量的测量和计算方法,探讨了试验介质、管束的排列方式、节径比以及含气率等对流体弹性不稳定性的影响,同时总结了两相横向流诱发管束弹性不稳定性的设计准则。最后提出了两相流诱发管束弹性不稳定性的模拟研究将成为研究热点。

关键词:管壳式换热器;流体弹性不稳定性;两相流;管束;阻尼比;流体动力质量;节径比

中图分类号:TQ051.5 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2017)03-0091-07

Experimental Research on Fluid-Elastic Instability of Tube Bundles Subjected to Two-Phase Cross Flow

ZHANG Yanan¹, LIANG Huili², JIANG Bo², CHEN Xiaoge¹, LIU Baoqing¹

(1. Institute of Process Equipment, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China;

2. Zhejiang Chengtai Chemical Machinery Co., Ltd., Huzhou, Zhejiang 311258, China)

Abstract: Fluid-elastic instability is the major factor to cause the vibration of tube bundles subjected to two-phase cross flow. The experimental research on fluid-elastic instability of tube bundles subjected to two-phase cross flow was reviewed. The test medium and experimental apparatus for the vibrations of tube bundles subjected to two-phase cross flow were introduced. The measurement and calculation methods of void fraction, amplitude, damping and hydrodynamic mass were generalized. The influence factors of two-phase fluids, tube bundle configurations, pitch-to-diameter ratio and void fraction on fluid-elastic instability were discussed, and the design guidelines of fluid-elastic instability in tube arrays subjected to two-phase cross flow were summarized. At last, it is proposed that the simulation study of the fluid-elastic instability of the two-phase flow will become a research hotspot.

Keywords: shell and tube heat exchanger; fluid-elastic instability; two-phase fluid; tube bundle; damping ratio; hydrodynamic mass; pitch-to-diameter ratio

管壳式换热器结构简单、耐高温高压,操作维护方便,且具有高度的可靠性与良好的适应性,在化工、石油、食品、冶金、制药及核能工业中得到广泛的应用^[1]。管壳式换热器中,一方面为了增加流速、强化传热设置了折流板等元件,使得换热管时刻受到高速横向流的冲刷,另一方面随着换热器尺寸的大型化发

展,换热管的挠性增加。上述两方面因素的叠加影响导致换热器振动破坏与失效事故逐年增加,这类现象已引起了国内外工程界与相关研究者的关注。关于流体诱发管束振动的机理,目前比较一致的观点有4种:旋涡脱落激振、湍流抖振、流体弹性不稳定性以及声共振,其中流体弹性不稳定性最常见也最具破坏性。相

收稿日期:2016-10-08;修回日期:2017-01-13

第一作者简介:张亚楠(1992),男,安徽临泉人,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

对于单相流诱导振动,两相流诱导振动更加复杂,其不仅与两相混合物的特性以及两相流的流型密切相关,而且还要考虑一个新的参数——体积含气率。工业中常用的换热器,诸如蒸汽发生器、冷凝器中均存在两相流诱发管束弹性不稳定性的振动,目前国内外研究人员对其进行了大量的研究工作。基于前人的研究成果,Khushnood^{[2]233}等介绍了关于两相流诱发管束振动的两相流模型和理论计算模型,总结了管束几何特征、流体动力质量以及阻尼比对两相流诱发管束振动的影响。陈斌^[3]等从流型及其转变、含气率、压降和速度分布等几方面对管束间气液两相流动特性进行了综述。刘宝庆^[4]等在分析两相横向流诱发管束振动的破坏形式和机理的基础上,从两相流类型、含气率及两相阻尼等多个角度总结了影响两相横向流诱发管束振动的因素。但是有关含气率和振幅的测量方法、流体动力质量的计算以及两相横向流诱发管束弹性不稳定性的设计准则等还未见综述。根据国内外相关学者已取得的成果,针对两相横向流诱发管束弹性不稳定性

的试验研究,从试验系统、试验参数的测量和计算以及试验研究内容3个方面分别进行了综述。

1 试验系统

1.1 试验介质

试验介质往往需要根据实际的工业生产来确定,工业生产中换热器壳程的气液两相流一般是蒸汽-水体系。而如果试验介质也采用蒸汽-水,则需要高温高压的环境,这对试验设备提出更高要求且大大增加了成本,因此目前研究人员普遍使用空气-水、氟利昂-11以及氟利昂-22替代蒸汽-水。其中,采用空气-水作为试验介质,具有操作简单、成本低的优点。但是,由表1可以看出,空气-水和蒸汽-水的密度比有很大的差异,这会对两相的流动速度产生影响,而且空气-水和蒸汽-水的液体表面张力的不同会对气泡的大小产生影响^{[5]812}。相比之下,氟利昂的属性更接近于蒸汽-水,而且其相对于水的沸点较低,产生蒸汽所消耗的热量较少,所以,在条件允许的情况下,应优先选用氟利昂-11或氟利昂-22作为试验介质。

表1 氟利昂-11、空气-水、氟利昂-22以及蒸汽-水的属性对比表

Table 1 Typical properties of Freon-11, air-water, Freon-22 and steam-water

介质	温度/℃	压力/kPa	液体密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	气体密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	液体运动黏度/ ($\mu\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	气体运动黏度/ ($\mu\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	液体表面张力/ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	密度比	黏度比
氟利昂-11	40.0	175	1 440	9.70	0.25	1.20	0.016 0	148.0	0.20
空气-水	22.0	101	998	1.18	1.00	1.47	0.073 0	845.0	0.70
氟利昂-22	23.3	1 000	1 197	42.30	0.14	0.30	0.007 4	28.3	0.47
蒸汽-水	260.0	4 690	784	23.70	0.13	0.75	0.023 8	33.0	0.17

注:表中温度指相对应的流体形成气液两相所需的温度。

1.2 试验装置的结构

进行两相横向流诱发管束振动的试验研究时,将实际换热器的局部结构进行改造得到试验装置。现有实验装置根据试验管束支撑方式的不同,可分为悬臂梁结构和管线悬挂结构两种。其中前者由U型管简化而来,其一端固定,另一端自由,结构见图1;而后者由两个折流板之间的换热管简化而来,其换热管两端

通过琴钢线拉紧固定,结构见图2。悬臂梁结构具有结构简单,操作方便,不易损坏等优点,而且可以分别测量阻力和升力方向的振动响应等。管线悬挂结构具有适应性广、灵活可调等优点,可通过调节柔性管的固有频率来获得低流速下的振动响应,但其结构复杂,操作比较繁琐,且琴钢线易发生断裂。基于上述两种试验装置结构的特点,目前,大部分学者采用的都是悬臂梁结构。

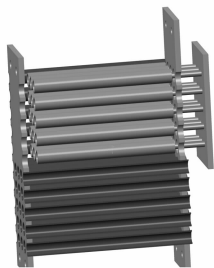


图1 悬臂梁结构

Figure 1 Structure of cantilever beam



图2 管线悬挂结构

Figure 2 Structure of pipeline suspension

2 试验相关参数的测量与计算

2.1 含气率的测量方法

两相流诱发的振动不仅与两相流的特性以及两相流的流型密切相关,而且还要考虑一个新的参数——体积含气率。关于含气率的理论计算模型主要有均质流模型、漂移流模型、Dowlati 模型^{[6]1870}、Schrage 模型^{[6]1871}以及 Feenstra 模型^{[2]240}等。研究者们对含气率的研究主要是在一定的质量流速范围内针对各种特定结构的管束模型使用各种测量手段进行整体或局部的含气率的测量,并同各种基本理论模型的计算结果相比较而提出自己的实验关联式,但这些关联式外推能力较差,适用范围有限。

目前对于含气率的获得大都采用试验的方法,主要有光纤探针测量法、电导探针测量法、 γ 密度仪测量法、快关阀门法以及层析成像法。其中,光纤探针和电导探针测量法都具有灵敏度高、响应快、对流场干扰小、可在线实时测量等优点,但与电导探针相比,光纤探针的机械强度较差,不适于高气速条件下流动冲击力较大的体系^[7]。 γ 密度仪测量法是利用射线在穿过不同密度介质时,其衰减程度的不同来测量,不会破坏流场的分布,适用于高温高压亚临界条件下的测量^[8]。快关阀门法是一种在实验室内对其它方法进行标定的常用方法^[9]。层析成像法测量出的截面含气率值精度较高,但操作复杂,气液两相接触界面的信号处理存在难点^[10]。

2.2 振幅的测量方法

在两相流诱导振动的试验中,目前对于振幅的测量,大部分研究人员采用的都是标准应变电桥技术,即先通过粘贴应变片经数据采集仪器获得应变随时间的变化关系,然后通过数据处理得到振幅的相对大小,如 Pettigrew^{[11]469}、Violette^{[12]149}以及 Moran^[13]等均采用标准应变电桥技术测量振幅。另外,在 1992 年, Judd^{[14]752}等基于当时数据采集技术的落后而提出了一种光学照相技术用于两相流诱导振动试验中位移的测量,其原理是将管束振动信号转化为光学信号,再经放大后显示并记录。此技术具有成本低、灵敏度高以及易于校准的优点,但操作复杂且只能测量一个方向上的位移。Judd^{[14]752}等利用光学照相技术和标准应变电桥技术分别对单相和两相流做了测试,结果显示,光学照相技术和标准应变电桥所得到的实验结果相差不大。

2.3 阻尼的测量方法

对于换热器管束,管子阻尼借助理论准确计算是

非常困难的,因此,大部分学者采用的均是实验法,即通过测量管子的振动响应来计算管子的阻尼。测量方法主要有半功率带宽法(half-power bandwidth method)、对数衰减法(logarithmic decrement)和指数拟合法(exponential curve fitting)。

2.3.1 半功率带宽法

半功率带宽法是利用振动响应变换得到的频谱曲线来计算阻尼比的,其阻尼比的计算见公式(1)^[13]。

$$\xi = \frac{\Delta f}{2f_n} \quad (1)$$

式中: Δf 和 f_n 的含义均在图3中示出, f_n 表示固有频率,Hz; Δf 表示振幅为 $\frac{A_{\max}}{\sqrt{2}}$ 时,与频谱曲线相交的两点之间的频带宽度,Hz; $A_{\max}$ 为与固有频率对应的振幅,mm。

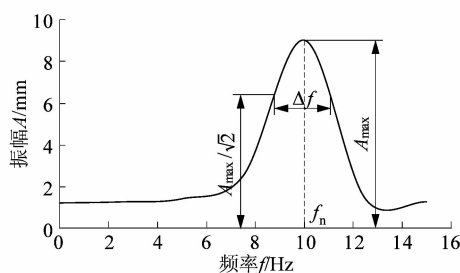


图3 振动响应的频谱曲线示意图

Figure 3 Spectrum curve of vibration response

2.3.2 对数衰减法

对数衰减法是利用振动响应的衰减阶段来计算阻尼比的。当阻尼比小于4%时,对数衰减法的计算参见公式(2)^[13]。

$$\xi = \frac{\delta}{2\pi} \quad (2)$$

式中: δ 为对数衰减率, $\delta = \frac{1}{N} \ln \left(\frac{x_1}{x_n} \right)$; N 为所考虑的峰值之间的周期数; x_1, x_n 为所考虑的起点和终点的峰值。

2.3.3 指数拟合法

指数拟合法使用指数函数对振动响应的衰减过程进行跟踪,然后,在 MATLAB 中使用最小二乘法通过拟合一系列的峰值点而得到指数函数,见公式(3)^{[13]9}。此公式可用于计算简单谐波振荡器的黏滞阻尼。另外,对于两相流引起的不稳定信号,指数拟合法的敏感性不如对数衰减法。

$$y = ae^{-bt} \quad (3)$$

式中: a 为常数; b 为指数衰减系数,且 $b = \beta\omega_n$; β

为衰减比; ω_n 为固有圆周率; t 为时间。

Moran & Weaver^{[13]9} 通过实验的方法对以上 3 种阻尼的测量方法进行了比较。因为换热器中两相流的流动状态是湍流, 所以对数衰减法用于两相流中阻尼比的计算并不可靠; 另外, 比较不同含气率下半功率带宽法和指数拟合法获得的阻尼比, 发现无论是在低含气率下还是在高含气率下, 通过半功率带宽法获得的阻尼比总是偏大, 但是, 随着含气率的增大, 通过两种方法获得的阻尼比越来越接近。所以, 在低含气率条件下, 可以通过指数拟合法获得更加可靠的阻尼比。

2.4 流体动力质量的计算

随管子一起振动的管外流体的等效质量称流体的动力质量, 也称为流体附加质量 (fluid added mass)。Pettigrew^{[11]472} 等根据 Carlucci & Brown^[15] 在两相轴向流中得到的流体动力质量的计算公式而推导出在横向流中流体动力质量的计算公式:

$$m_h = m_l [(f_g/g) - 1]。 \quad (4)$$

式中: m_h, m_l 分别为单位长度的流体动力质量和单位长度管子的质量, kg/m; f_g, f 分别为管子在气体和两相流中的振动频率, Hz。

Pettigrew^{[11]472} 等通过实验由公式 (4) 得到的流体动力质量与基于两相均一密度的理论值进行了比较, 发现对于大部分的管束排列方式, 在低含气率下, 两者吻合较好, 但在高含气率下, 两者得到的值相差较大, 而对于转置正三角形排列的管束, 无论是在高含气率还是在低含气率下, 由公式 (4) 得到的流体动力质量值都偏大。

另外, Rogers^[16] 等提出了另外一种计算流体动力质量的公式:

$$m_h = \left(\frac{\pi}{4} \rho d^2 \right) \left[\frac{\left(\frac{d_e}{d} \right)^2 + 1}{\left(\frac{d_e}{d} \right)^2 - 1} \right]。 \quad (5)$$

式中: $\rho = \rho_g \varepsilon + \rho_l (1 - \varepsilon)$, ρ, ρ_g, ρ_l 分别为两相流的平均密度、气体的密度和液体的密度, kg/m³; ε 为含气率; d 为管子外径, m; d_e 为周围管子流体边界的等效直径, m; d_e/d 可看作范围的度量, 其与管束排列方式以及管径比 p/d 有关, 可依据公式 (6) 进行计算:

当管束为三角形排列时, $d_e/d = (0.96 + 0.5p/d)p/d$; }
当管束为正方形排列时, $d_e/d = (1.07 + 0.5p/d)p/d$ 。 }
(6)

Pettigrew^{[11]473} 等比较了由公式 (4) 得到的试验值与理论值, 发现对于大部分的管束排列方式, 两者的值

偏差很小, 而对于转置正三角形排列方式的管束, 前者得到的值稍微偏大。相对于公式 (4), 由公式 (5) 得到的试验值与理论值之间的偏差有明显的改善。所以, Pettigrew^{[11]473} 等推荐使用公式 (5) 计算流体动力质量。

除了以上两种计算流体动力质量的方法外, Sawadogo & Mureithi^{[17]20} 基于 Dowlati^[18] 等提出的含气率模型, 针对特殊的转置正三角形排列方式, 考虑到由于液相在管子周围的聚集使得有效含气率减小, 进而引入整体含气率缩小因子 $k (k < 1)$, 对公式 (5) 进行修正得到

$$m_h = \frac{\pi}{4} [\rho_g \cdot \varepsilon \cdot k + \rho_l (1 - \varepsilon \cdot k)] d^2 \left[\frac{\left(\frac{d_e}{d} \right)^2 + 1}{\left(\frac{d_e}{d} \right)^2 - 1} \right]。 \quad (7)$$

Sawadogo & Mureithi^{[17]21} 对公式 (7) 计算得到的数据进行了拟合, 发现对于转置正三角形排列管束, 当 $k = 0.75$ 时, 拟合得到的直线与由公式 (5) 得到的实验数据相吻合。但是, 对于其它排列方式的管束, 还需对公式 (7) 进行调整。

3 两相横向流诱发管束弹性不稳定性的影响因素和设计准则

在两相横向流中, 流体弹性不稳定性是最重要的激振机理。影响流体弹性不稳定性的因素有很多, 包括管束的节径比、管束的排列方式等管束的几何特征, 还包括含气率、流速、两相流的性质以及流动方向 (指升力方向和阻力方向) 等两相流的流动条件。除了以上影响流体弹性不稳定性的因素之外, 研究者们对于流体弹性不稳定性的设计准则研究的也比较多, 大多数是根据 Connors^[19] 提出的经验关联式 (8) 作出由无因次流速和质量阻尼参数构成的稳定区图, 然后根据稳定区图提出在一定条件下的设计准则。

$$\frac{V_{cr}}{f_n d} = K \left(\frac{2\pi m \xi}{\rho d^2} \right)。 \quad (8)$$

式中: $\frac{V_{cr}}{f_n d}$ 为无因次流速; $\frac{2\pi m \xi}{\rho d^2}$ 为质量阻尼参数;

V_{cr} 为临界流速, m/s; m 为包括流体动力质量在内的单位管长的质量, kg/m; f_n 为两相流中管子的固有频率, Hz; d 为管子外径, m; ξ 为管子的总阻尼比; ρ 为两相流平均密度, kg/m³; K 为不稳定常数; n 为常数。

3.1 影响因素分析

3.1.1 试验介质

Pettigrew & Taylor^{[20]13} 采用氟利昂-22 进行两相流

诱发管束弹性不稳定性的试验研究,与 Pettigrew^{[21]478}等进行的空气-水诱导管束振动的试验进行对比,得到了图4所示的稳定区图。由图可知,在相同的质量阻尼参数下,空气-水发生流体弹性不稳定性的临界流速更大,稳定区图分为两个区,一个区是质量阻尼参数的指数在0.5左右,对于正三角形排列方式的管束,此区内的含气率对于空气-水来说是93%以下,而对于氟利昂-22来说是70%以下,在此区内,推荐不稳定常数 $K=3$;另一个区是在更高的含气率下,此区的不稳定常数 K 更小。Pettigrew^{[22]417}等认为出现以上两个区域的原因是流型的转变,所以在设计工业换热器时应尽量避开此阶段,即不希望换热器在第2个稳定区内操作。另外,Mitra^{[23]1230}等分别在空气-水和蒸汽-水两相流中进行了管束的流体诱导振动试验,结果显示,在相同的质量阻尼下,蒸汽-水发生流体弹性不稳定性的临界流速更大,即相比于空气-水来说,管束在蒸汽-水两相流中更稳定。由以上结论并不能得出管束在蒸汽-水中是最稳定的结论,因为以上研究者的实验条件不同,不能简单直接对比。所以,关于试验介质对管束稳定性的影响还有待进一步的研究。

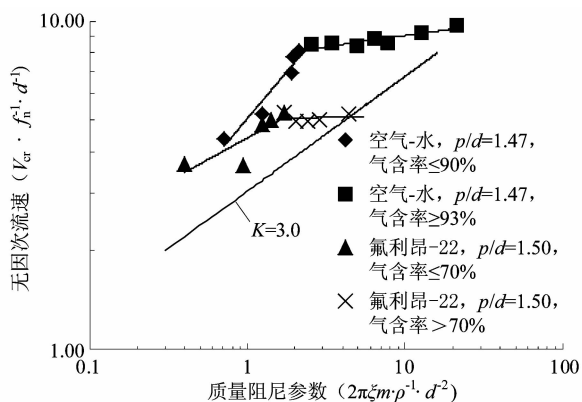


图4 氟利昂-22和空气-水诱导管束发生流体弹性不稳定性的结果对比

Figure 4 Fluidelastic instability results in two-phase cross flow: comparison Freon-22 versus air-water

3.1.2 管子质量

Mitra^{[23]1224}等分别采用空气-水和蒸汽-水进行不锈钢管和铜管的流体诱导振动试验,其使用的不锈钢管和铜管的长度、壁厚以及外径均相同,显然,不锈钢管的质量小于铜管的质量,因此将不锈钢管作为小质量管,铜管作为大质量管。在相同的管束几何特征、两相流体以及液体流量下,逐渐增大气体流量,观察并记录管子的振幅。结果显示,相比于大质量的管子,小质量的管子在更低的含气率下发生了流体弹性不稳定性。

3.1.3 刚性管与柔性管的分布以及流动方向

Pettigrew^{[24]326}等采用氟利昂-22进行了两相流诱发管束弹性不稳定性的试验研究,得到了不同管束分布分别在阻力和升力方向上的振动响应,试验结果见图5。由图可知,无论全是柔性管束还是刚性管束包围的一根柔性管,其在升力方向上都会发生流体弹性不稳定性,而刚性管束包围的一根柔性管在阻力方向上不会发生流体弹性不稳定性。Violette^{[12]149}等对流体弹性不稳定性在升力方向和在阻力方向上的差别进行了综合性的试验研究,分别对单根柔性管、中部多根柔性管、单列柔性管以及两列柔性管进行了两相流诱导管束振动试验,结果对比显示,无论管束的排布如何,柔性管束在升力方向上都会发生流体弹性不稳定性,而柔性管束在阻力方向上发生流体弹性不稳定性的必要条件是至少有两排相邻的柔性管束。Ricciardi^{[25]13}等和 Pettigrew & Taylor^{[20]13}通过试验对不同管束分布在升力和阻力方向上发生流体弹性不稳定性进行了研究,所得到的结果均与以上结论相符。另外,由图5可知,相比于刚性管束包围的一根柔性管的管束分布,全是柔性管的管束会在更低的质量流速下发生流体弹性不稳定性,Pettigrew^{[21]480}等和 Pettigrew & Taylor^{[20]13}通过试验也得出了相同的结论。由此说明,柔性管束之间的相互耦合作用,使得相比于刚性管束包围的一根柔性管的管束分布,全是柔性管的管束更易发生流体弹性不稳定性。

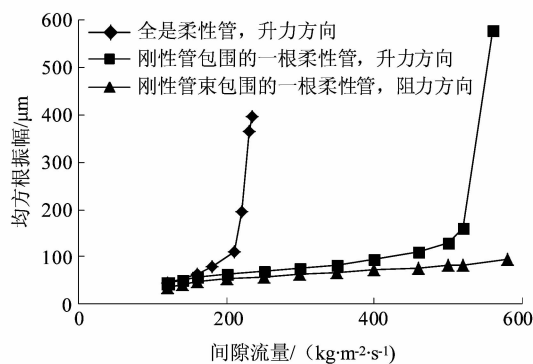


图5 柔性管和刚性管在含气率为80%时的振动响应对比

Figure 5 Vibration response at 80% void fraction: flexible versus rigid tube bundle

3.1.4 含气率和流速

Violette^{[12]150}等进行了空气-水两相流诱导管束正三角形管束发生流体弹性不稳定性的试验研究,试验结果见图6。在含气率一定的情况下,当流速达到某

一临界值时,振幅突然增大,即发生了流体弹性不稳定性;当含气率低于80%时,随着含气率的增大,发生流体弹性不稳定性的临界流速在增大,即含气率越小,越易于发生流体弹性不稳定性,但当含气率达到80%以上时,不再像低含气率下那样发生明显的流体弹性不稳定现象。此外,Ricciardi^{[25]13}等对于高含气率下管束的振动响应进行了更加深入的研究,结果显示,当含气率达到70%~90%时,随着流速的增大,振幅先增大后减小,出现一个峰值,没有发生流体弹性不稳定性。

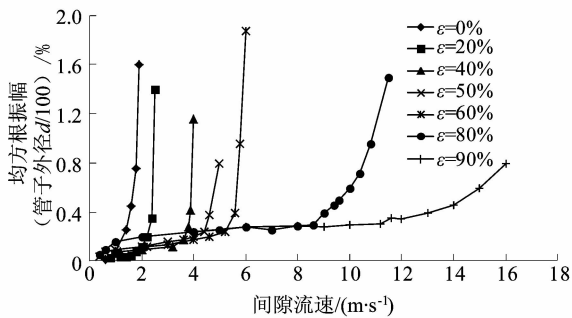


图6 在升力方向上不同含气率下管束的振动响应

Figure 6 Vibration response at different void fraction in lift direction

3.1.5 节径比

节径比是相邻管子中心距与管子外径的比值,Pettigrew^{[21]484}等在空气-水两相流条件下研究了在正三角形管束排列方式中节径比对流体弹性不稳定性的影响,得到了节径比分别为1.32和1.47下由无因次流速和质量阻尼参数组成的稳定区图,具体见图7。由图7可知,节径比较小时,不稳定常数 K 值较小,管束会在更低的流速下发生失稳,即节径比越小,越易于发生流体弹性不稳定性。

3.1.6 管束的排列方式

常见的管束排列方式有正三角形排列、转置正三角形排列、正方形排列和转置正方形排列等。Pettigrew^{[21]485}等在空气-水两相流条件下研究了管束的排列方式对流体弹性不稳定的影响,得到了图8所示的在不同管束排列方式下的稳定区图。由图8可知,转置正三角形排列方式相比于正三角形和正方形的排列方式,其在更低的流速下发生流体弹性不稳定性,即在其它条件相同的条件下,转置正三角形排列的管束更易发生流体弹性不稳定性。

3.2 设计准则

关于两相横向流诱发管束弹性不稳定性的设计准则,目前大多数研究人员推荐使用Connors准则,此准

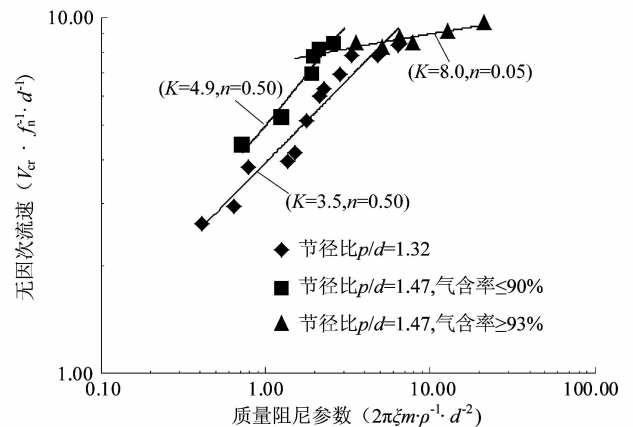


图7 两相横向流中节径比对流体弹性不稳定性的影响

Figure 7 Effect of pitch-to-diameter ratio on fluidelastic instability in two-phase cross flow

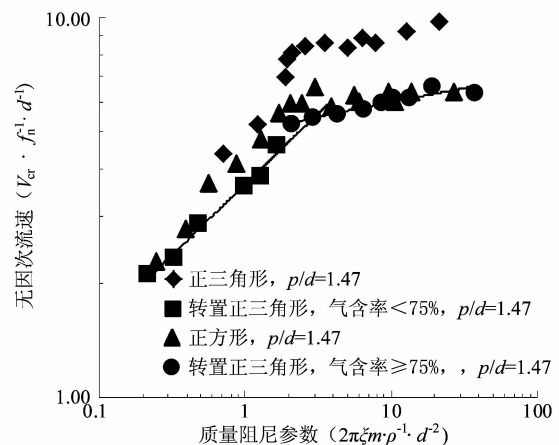


图8 不同排列方式管束的流体弹性不稳定性

Figure 8 Fluidelastic instability in tube configurations

则是利用公式(8)中的质量阻尼参数和无因次流速作出稳定区图,然后由推荐的 K 值线将稳定区图分为上下两个区,上方为不稳定区,下方为稳定区,在设计工业换热器时,要求正常操作条件下其处于稳定区。Pettigrew^{[21]485}等推荐当管束的节径比为1.4~1.5且两相流为连续流时,对于正方形排列方式的管束 $K=4$,而对于其它排列方式的管束 $K=3.3$ 。Pettigrew^{[22]417}等考虑到较小的节径比,提出了不稳定常数 K 的计算公式(9),其适用于各种排列方式的管束。

$$\left. \begin{aligned} K &= 3, p/d \geq 1.47; \\ K &= 4.76(p-d)/d + 0.76, 1.22 \leq p/d < 1.47. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

4 结语

在介绍两相横向流诱发管束振动主要机理的基础

上,从试验系统、试验参数的测量和计算以及试验研究内容3个方面对两相横向流诱发管束弹性不稳定性的试验研究进行了重点综述。首先对比了空气-水、蒸汽-水以及氟利昂试验介质之间的差别,介绍了悬臂梁和管线悬挂两种试验装置结构,概括了含气率、振幅、阻尼的测量方法以及流体动力质量的计算,最后总结了两相横向流诱发管束弹性不稳定性的影响因素和设计准则。

迄今为止,对于单相横向流诱发管束弹性不稳定性的振动,已有比较成熟的理论研究和实践经验。而对于两相横向流诱发管束弹性不稳定性的振动,在更高温度和压力条件下的试验研究还很少有人涉及,流型的转变对流体弹性不稳定性的影响还有待探究,根据经验和有限的实验数据得到的保守的两相流诱导振动的设计准则还有待完善。以上综述的都是试验研究,而关于两相流诱发管束弹性不稳定性的模拟研究还较少,随着计算机数值模拟的发展以及两相流诱发管束振动理论的不完善,有关两相流诱发管束弹性不稳定性的模拟研究将成为研究热点。

参考文献:

- [1] 聂清德,谭蔚. 管壳式换热器流体诱发振动[M]. 中国石化出版社,2014:1-5.
- [2] KHUSHNOOD S, KHAN Z M, MALIK M A, et al. A review of heat exchanger tube bundle vibrations in two-phase cross-flow[J]. Nuclear engineering and design, 2004, 230(1/2/3):233-251.
- [3] 陈斌,邱锋. 管束间气液两相流动特性研究进展[J]. 化工机械, 1999, 26(2):105-109.
- [4] 刘宝庆,陈小阁,陈涛,等. 两相横向流诱发换热器管束振动的研究进展[J]. 化工机械, 2016, 43(2):131-136.
- [5] FEENSTRA P A, WEAVER D S, JUDD R L. Modeling two-phase flow-excited damping and fluidelastic instability in tube arrays[J]. Journal of fluids and structures, 2002, 16(6):811-840.
- [6] FEENSTRA P A, WEAVER D S, JUDD R L. An improved void fraction model for two-phase cross-flow in horizontal tube bundles[J]. International journal of multiphase flow, 2000, 26(11):1851-1873.
- [7] 罗孜,伍倩,王铁峰,等. 电导探针法测量高固含体系循环液速和气含率[J]. 过程工程学报, 2008, 8(5):833-838.
- [8] 曹富津,钱道元,方人澄. 两相流中蒸汽截面含气率的测定和计算[C]//核反应堆热工流体会议. 成都:原子能科学技术, 1979:471-477.
- [9] 杨胜,罗毓珊,陈听宽,等. 垂直上升管中采用光纤探针测量截面含气率的实验研究[J]. 动力工程学报, 2006, 26(6):875-878.
- [10] 李利品,党瑞荣,黄燕群. 层析成像技术在多相流中的研究动态[J]. 地球物理学进展, 2012, 27(2):651-659.
- [11] PETTIGREW M J, TAYLOR C E, KIM B S. Vibration of tube bundles in two-phase cross-flow. part 1: hydrodynamic mass and damping[J]. Journal of pressure vessel technology, 1989, 111(4):466-477.
- [12] VIOLETTE R, PETTIGREW M J, MUREITHI N W. Fluidelastic instability of an array of tubes preferentially flexible in the flow direction subjected to two-phase cross flow[J]. Journal of pressure vessel technology, 2006, 128(1):148-159.
- [13] MORAN J E, WRAVER D S. On the damping in tube arrays subjected to two-phase cross-flow[J]. Journal of pressure vessel technology, 2013, 135(3):9-15.
- [14] JUDD R L, DAM R, WEAVER D S. A photo-optical technique for measuring flow-induced vibrations in cantilevered tube bundles[J]. Experimental thermal and fluid science, 1992, 5(6):747-754.
- [15] CARLUCCA L N, BROWN J D. Experimental studies of damping and hydrodynamic mass of a cylinder in confined two-phase flow[J]. Journal of vibration and acoustics, 1983, 105(1):83-89.
- [16] ROGERS R G, TAYLOR C E, PETTIGREW M J. Fluid effects on multispans heat exchanger tube vibration [C]. ASME PVP Conference. San Antonio:ASME, 1984.
- [17] SAWADOGO T, MUREITHI N. Fluidelastic instability study on a rotated triangular tube array subject to two-phase cross-flow. part II: experimental tests and comparison with theoretical results [J]. Journal of fluids and structures, 2014, 49(8):16-28.
- [18] DOWLATI R, KAWAJI M, CHISHOLM D, et al. Void fraction prediction in two-phase flow across a tube bundle [J]. AIChE journal, 1992, 38(4):619-622.
- [19] CONNORS H J. Fluidelastic vibration of tube arrays excited by cross flow[C]//Proceeding of ASME Winter Annual Meeting. New York: ASME, 1970:42-56.
- [20] PETTIGREW M J, TAYLOR C E. Vibration of a normal triangular tube bundle subjected to two-phase freon cross flow[J]. Journal of pressure vessel technology, 2009, 131(5):13-14.
- [21] PETTIGREW M J, TROMP J H, TAYLOR C E, et al. Vibration of tube bundles in two-phase cross-flow. part 2: fluid-elastic instability [J]. Journal of pressure vessel technology, 1989, 111(4):478-487.
- [22] PETTIGREW M J, TAYLOR C E, KIM B S. The effects of bundle geometry on heat exchanger tube vibration in two-phase cross flow [J]. Journal of pressure vessel technology, 2001, 123(4):414-420.
- [23] MITRA D, DHIR V K, CATTON I. Fluid-elastic instability in tube arrays subjected to air-water and steam-water cross-flow[J]. Journal of fluids and structures, 2009, 25(7):1213-1235.
- [24] PETTIGREW M J, TAYLOR C E, JONG J H, et al. Vibration of a tube bundle in two-phase freon cross-flow [J]. Journal of pressure vessel technology, 1995, 117(4):321-329.
- [25] RICCIARDI G, PETTIGREW M, MUREITHI N. Fluidelastic instability in a normal triangular tube bundle subjected to air-water cross-flow[J]. Journal of pressure vessel technology, 2011, 133(6):13.