

螺旋管式蒸汽发生器管束流体 弹性不稳定性机理研究

王越^{1,2}, 谭蔚¹

(1. 天津大学 化工学院, 天津 300000; 2. 中核第七研究设计院有限公司, 山西 太原 030032)

摘要: 螺旋管束由于其结构紧凑、传热效率高等特点广泛应用于快堆与第4代核电堆型中。为揭示螺旋管束流体弹性不稳定性, 本文在验证激振模型的冲击实验基础上, 利用螺旋管束激振模型系统地研究了管的相对位置、管束结构参数对螺旋管振动响应的作用机制。研究发现面外方向的振幅远大于面内方向的, 相邻管层节径比对螺旋管振动响应的影响强于同层管间节径比与螺旋角。通过改变管间流速, 探究了螺旋管束流体弹性不稳定性机理, 提出了预测临界流速的半经验公式, 并且同现有直管管束的国家标准与先前的研究成果进行了对比分析, 结果为螺旋管式蒸汽发生器的设计与工程评估提供了理论基础。

关键词: 螺旋管式蒸汽发生器; 管束振动; 流体弹性不稳定性; 临界流速半经验公式

中图分类号: TL353

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2025)03-0607-09

doi: 10.7538/yzk.2024.youxian.0559

Study on Fluid-elastic Instability Mechanism of Tube Bundle for Helical Coil Steam Generator

WANG Yue^{1,2}, TAN Wei¹

(1. School of Chemical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300000, China;

2. CNNC No. 7 Research & Design Institute Co., Ltd., Taiyuan 030032, China)

Abstract: The helical tube bundle is widely used in fast reactor and fourth generation nuclear power reactor because of its compact structure and high heat transfer efficiency. The bundle arrangement of adjacent layers wound in the opposite direction for helical-tube heat exchanger is constantly changing in the axial section of the helix. In addition, turbulence makes the fluid in the shell-side present flow instability in the subcritical region, and the vibration form of coil tube bundle coupled to the fluid is not specified. There is no basis for the safety prediction and evaluation of FIV (flow induced vibration) for the bundle wound in the opposite direction. The robustness of the 3D fluid-structure interaction numerical model was verified by measuring the in-plane and out-of-plane vibration responses of coil tubes. In order to prove the reliability of 3D fluid-structure interaction numerical models, an impact test system about FIV was designed and established. On the basis of the impact experiment to verify the excitation model in regard to helical tube bundle, the mechanism of the relative position of the tubes and the structural parameters of the tube bundle on the vibration response of the helical tube was systematically studied by using the helical tube bundle excitation model. The influence of pitch

diameter ratio between adjacent tubes on the vibration response of the tubes is stronger than that of pitch diameter ratio between tubes in the same layer and helix angle. The more compact the bundle arrangement is, the greater the vibration response of the tubes is, and the more drastic the amplitude fluctuation is. With the increase of helix angle, the difference of vibration response between front tube and back tube became smaller, and the amplitude increased slightly. With the increase of flow rate between the tubes, the amplitude in both directions increased gradually, while the amplitude in the out-of-plane is significantly larger than that in the in-plane, and it is the first to occur fluid-elastic instability. Based on the quasi-static model, the semi-empirical formula of critical velocity for the tube bundle is presented. The paper addresses the FIV mechanism for helical tube bundle with adjacent layers wound in reverse, and lays a theoretical foundation for the structural design of the helical tube bundle and the calculation assessment of FIV of the heat exchanger, which is great significance for the design and application of helical tube heat exchanger.

Key words: helical coil steam generator; tube bundle vibration; fluid-elastic instability; semi-empirical formula for critical velocity

流致振动广泛存在于核电堆型蒸汽发生器与燃料棒区域,是不可能消除的现象^[1-3]。可控的适当振动有利于装置传热与传质,但是长期振动会导致管束因微动磨损而出现破损,甚至失效。而短时间内出现过度振动,会使管子迅速破坏^[4]。

在紧密排布管束中,流体弹性不稳定性是常见的短时间内造成失效破坏的流致振动机理^[5-6]。鉴于此,目前关于流致振动机理的研究大多集中于此。Weaver 与 Grover 应用水洞实验平台针对转角三角形排布管束探究其流体弹性不稳定性机理,研究发现,前排管子的临界流速小于靠后排的管子,并且中间位置的管子湍流强度最高^[7]。Shahab 等^[8]分析了位于管束中心正三角形排布、节径比为 1.44 的单管的振动响应,结果表明,壳侧流速直接影响管子的振动幅度,阻尼对其没有显著影响。

在螺旋管式蒸汽发生器中,螺旋管束交替排布、排列紧密,导致流体扰动增强,湍流强度变大,使螺旋管出现振动。为保证设备安全运行,有必要开展螺旋管束流体弹性不稳定性机理研究。美国阿贡实验室 Chen 等^[9]首次设计了螺旋管束半比例扇形模型水洞实验平台,螺旋管的振动主要发生在面外方向,面外方向的振幅远大于面内方向的振幅。不同螺旋管相应的频率峰值不一定相同,并且随着管间流速的增加,螺旋管的主导频率可能发生变化。清华大学薄涵亮等自 20 世纪 90 年代起也聚焦于螺旋管束流致振动机理研究,

基于 200 MW 高温气冷堆蒸汽发生器结构,参考阿贡实验室螺旋管束水洞实验平台,搭建了 135°角半比例的半扇形模型,给出了比例系数 K 为 5.5^[10],提出了一种螺旋管束流体弹性不稳定性的解析模型^[11]。之后又与 Chen 等的实验数据结合,重新获得 $K=5.46$ ^[12],系统性梳理了螺旋管固有频率、漩涡脱落频率与临界流速半经验公式^[13-14]。目前,美国德州农工大学 Hassan 教授联合阿贡实验室开展螺旋管束流致振动的高保真仿真技术^[15],采用大涡模拟(LES, large eddy simulation)对 24°扇形模型壳侧流动展开分析^[16],利用小波分析探究速度时域信息^[17],展开频谱分析,确定流动结构对流致振动机理的作用机制^[18-19]。

本课题组对螺旋管束流致振动机理已开展部分研究:研究了螺旋管几何参数对固有振动特性的影响^[20-22],提出了螺旋管固有频率计算方法^[23],揭示了壳侧流场结构与漩涡脱落机理^[24-25],探究了流动对螺旋管激振力作用^[26],进而分析了管束振动响应机制^[27]。在此基础上,本文采用双向流固耦合方法研究螺旋管的振动响应,给出螺旋管束临界流速的半经验公式,完善流致振动机理,旨在为螺旋管式蒸汽发生器设计与校核提供理论基础。

1 数值模拟

1.1 螺旋管束激振模型

由于螺旋角 α 增强了流体沿管壁的流动,在面内方向上流速变大,管层间流动增强,2D 模型

不能适用。为探究螺旋管的振动响应,基于双向流固耦合方法构建 3D 螺旋管束流动激振模型。螺旋管束取 3 层螺旋管,忽略在螺旋管束中相邻跨间的流动,提取单跨管束建立该模型,如图 1 所示。另外, a 为相邻管层节径比, b 为同层管间节径比, d 为螺旋管外径, p_1 为管层间管中心距离, p_2 为同层管间中心距离,如图 2 所示,可由下式获得:

$$a = p_1/d, \quad b = p_2/d \tag{1}$$

进口边界设置为匀速进口,为满足边界层(WBL, wall boundary layer)要求,进口设置为高湍流强度(10%)^[28];出口边界设置为自由流,出口静压为 0 Pa。壁面应用滑移条件。为减少仿真计算量,将计算域划分为 3 部分,螺旋管束位于中间区域,区域间的接触面设置为 Interface,以确保网格共享节点。壳侧的介质为水。为揭示结构参数对螺旋管振动响应的影响,构建在表 1 中所列 6 组结构参数的螺旋管束数值模型。

表 1 不同螺旋管束的结构参数
Table 1 Detailed structural parameters of helical tube bundles

参数	不同算例下的数值					
	1	2	3	4	5	6
a	1.1	1.2	1.5	1.5	1.5	2.0
b	1.1	1.5	1.5	1.5	2.6	1.5
$\alpha, (^{\circ})$	15	15	7	15	15	15

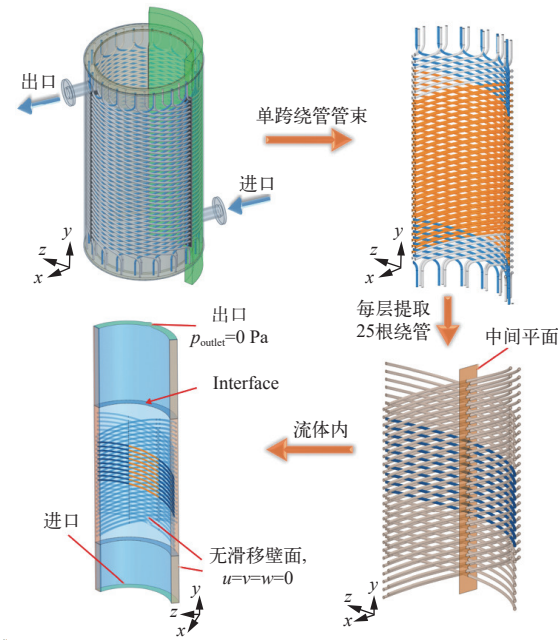


图 1 计算域构建与边界条件
Fig. 1 Computational domain construction and boundary condition

图 3 为计算域网格示意图,螺旋管束区域应用非结构四面体网格,靠近进口与出口区域应用结构六面体网格。网格的具体设置与网格无关性验证可见先前课题组研究^[27]。

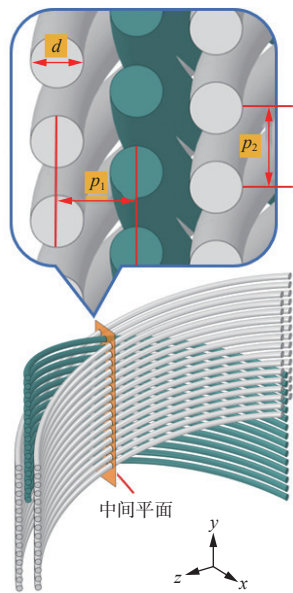


图 2 计算域中间截面示意图
Fig. 2 Schematic of middle cross section of computational domain

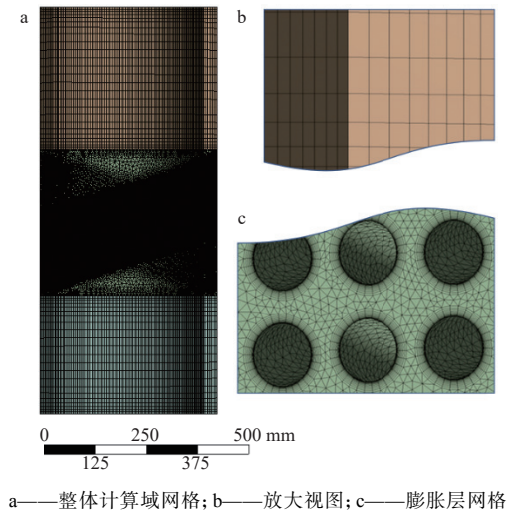


图 3 计算域网格示意图^[27]
Fig. 3 Scheme of computational domain mesh^[27]

1.2 实验循环系统与模型验证

图 4 为螺旋管束冲击振动实验系统,流体由

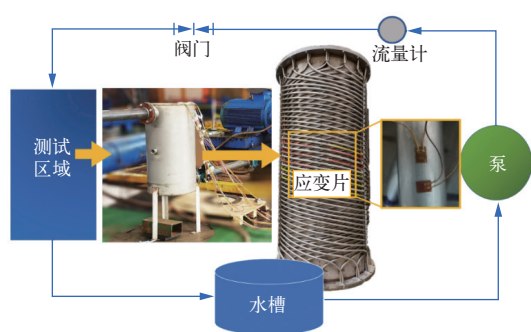


图4 螺旋管束冲击振动实验循环系统

Fig. 4 Experimental circulation system of impact for helical tube bundle

测试设备下侧入口流入,由上侧出口流出,之后循环流至蓄水池。最大流量为 $250 \text{ m}^3/\text{h}$ 。螺旋管是

多自由度柔性结构,在面内、面外方向同时振动。在单跨螺旋管的中间位置贴附应变传感器以监测其运动。

通过比较模拟与冲击振动实验的结果已验证模型的可靠性,该部分已在文献 [27] 中论述,不再赘述。值得重申的是,在升力方向上螺旋管的水中固有频率为 417.33 Hz ,阻尼为 0.0462 ;在曳力方向上水中固有频率为 158.69 Hz ,阻尼为 0.0201 。另外,在模型与实验中分别监测 10 根螺旋管的振动响应。依据水流方向,实验中依次为第 14 至第 23 根管,模型中选定管如图 5 中橙色管,监测管是其中第 9 至第 18 根管。鉴于此,监测管依次命名为 T9 至 T18 管。

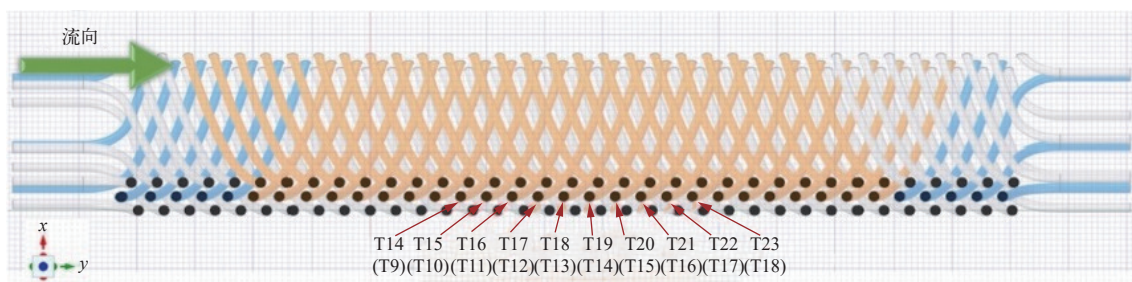


图5 监测管位置

Fig. 5 Position of tested tube

2 结果与讨论

在流体冲击作用下,螺旋管同时在面内和面外方向上发生振动,其振动响应分别可用式(2)与式(3)计算。在低阶模态中振动主要发生在面外方向(曳力方向)与面内方向的螺旋线径向(升力方向),由于沿螺旋管延展方向固有频率明显大于其他两方向,在低阶模态中该方向的振动不予考虑,因此,在下文中面内方向的振动响应只包含升力方向。将管间流速无量纲化,如式(4)所示,与管间流速、螺旋管外径和第1阶固有频率相关。

$$Y = \left(\sqrt{2} y_{\text{rms}} / d \right) \times 100\% \quad (2)$$

$$X = \left(\sqrt{2} x_{\text{rms}} / d \right) \times 100\% \quad (3)$$

式中: Y 、 X 分别为螺旋管面外方向和面内方向的振幅; y_{rms} 与 x_{rms} 分别为螺旋管面外方向和面内方向时域振动的均方根值。

$$U_r = U_{\text{gap}} / df_1 \quad (4)$$

式中: U_r 为折合流速; f_1 为螺旋管第1阶固有

频率。

2.1 螺旋管相对位置对振动响应的影响

图6为在 $Re=7.921 \times 10^3$ 时结构参数为 $a=1.2$ 、 $b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例2)管束螺旋管的运动轨迹。面外方向的振动响应在 $0.5 \sim 0.7$ 之间,面内方向的振幅在 $-0.015 \sim 0.015$ 之间,两方向的振幅差距很大。面外方向的振幅明显大于面内方向,约是面内方向振幅的30倍,螺旋管的整体趋势是在面外方向上发生振动,呈 Y 方向“1”形振动,如图6所示。为了清晰看到螺旋管振动轨迹,放大了面内方向的振动,螺旋管的振动响应是无序的、随机性的,这表明流体与弹性管的耦合作用无规律,流体的流动湍流强度高,流动不稳定,这是螺旋管束不对称结构造成的。管束相邻的管层绕制方向相反,螺旋角加大了流体在面内方向的流动,即流体沿螺旋管延展方向流动。螺旋管越靠后排,振动响应越剧烈,无序性越明显,振幅越大。流体越深入管束,流动无序性越强,对螺旋管的相互作用越随机。

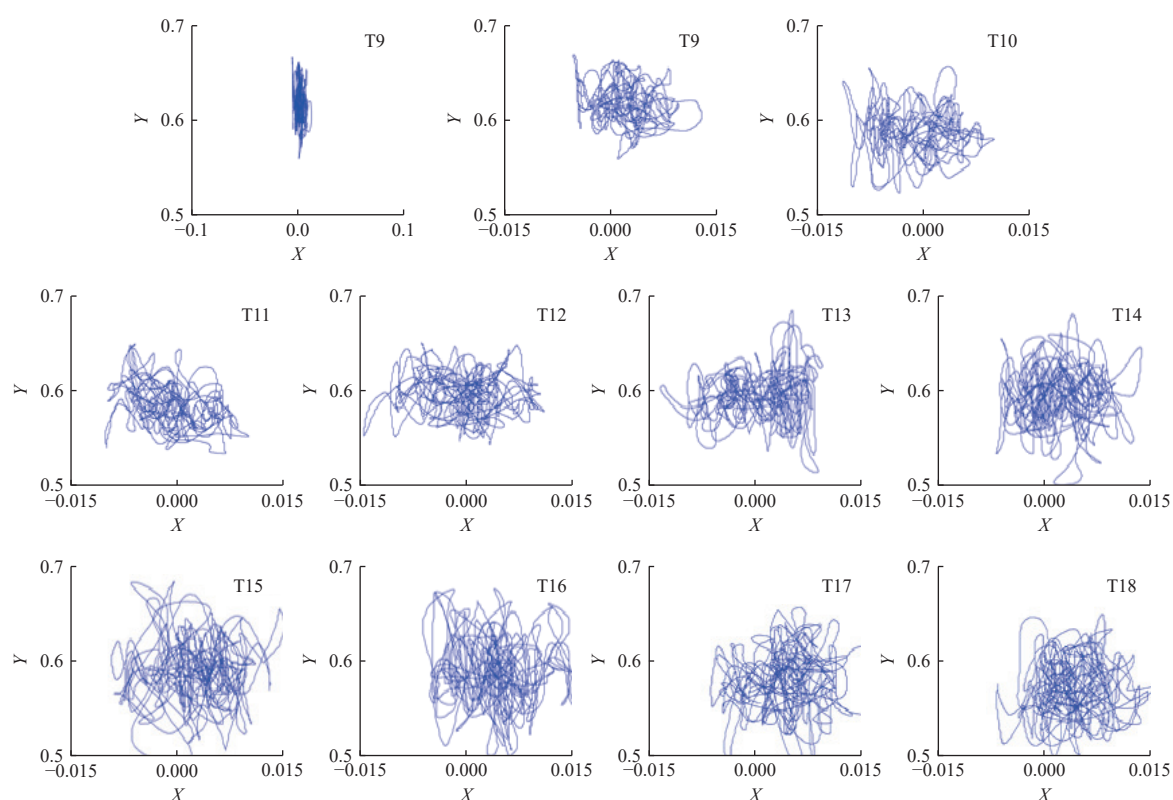
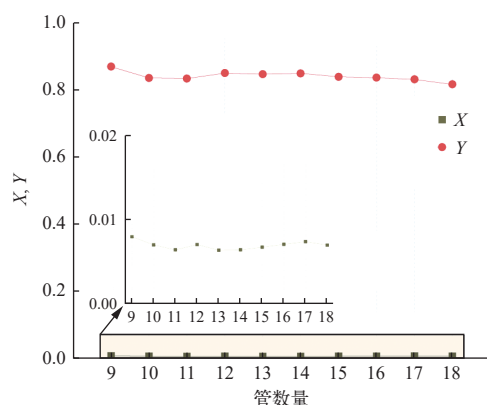
图6 在 $Re=7.921 \times 10^3$ 时结构为 $a=1.2$ 、 $b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例2) 管束螺旋管的运动轨迹Fig. 6 Trajectories of all helical tubes for bundle with $a=1.2$, $b=1.5$ and $\alpha=15^\circ$ (Case 2) at $Re=7.921 \times 10^3$

图7为在 $Re=7.921 \times 10^3$ 时算例2管束螺旋管的振动响应均方根值,由图7可观察到,螺旋管面外方向的振动远大于面内方向的振动。面外方向的振动在0.8左右,T9管振幅最大,T18管振幅最小,但是相差很小。因此,在下文的分析中选取T9与T18管为特征管开展研究。放大图展示的是螺旋管面内方向的振动响应,其在0.007左右浮动。T9管的振幅最大,曲线波动无规律。

图7 在 $Re=7.921 \times 10^3$ 时算例2管束螺旋管振幅Fig. 7 Amplitude of all helical tubes for bundle for Case 2 at $Re=7.921 \times 10^3$

2.2 相邻管层节径比 a 对振动响应的影响

图8示出了在结构参数为 $a=1.2$ 、 $b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例2) 与 $a=2.0$ 、 $b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例6) 管束中T9与T18管的运动轨迹。由图8可知,T18管的振动范围明显大于T9管。这是流动不稳定性造成的,随着流体深入管束,流速波动变大,与螺旋管的相互作用波动也变大,使螺旋管面内方向和面外方向的振幅均增大。图8a为算例2的T9管和T18管的运动轨迹。为了清晰地展示算例6中两根螺旋管的运动轨迹,与算例2相对比,将横、纵坐标尺度减小,轨迹放大,见图8b,可知算例2中T9管和T18管的振动明显大于算例6。因为 a 增大,相邻的管层间隙逐渐形成流道,流体倾向于沿流道掠过管束,而不是在管间隙绕过管束,所以螺旋管的振幅明显减小。

2.3 同层管间节径比 b 对振动响应的影响

图9为在 $Re=7.921 \times 10^3$ 时结构为 $a=1.5$ 、 $b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例4) 与 $a=1.5$ 、 $b=2.6$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例5) 管束中T9管和T18管的运动轨迹。观察图9a可知,T9管与T18管运动轨迹差别不大,由于 a 足够大,管层的间隙足够宽,在相邻管

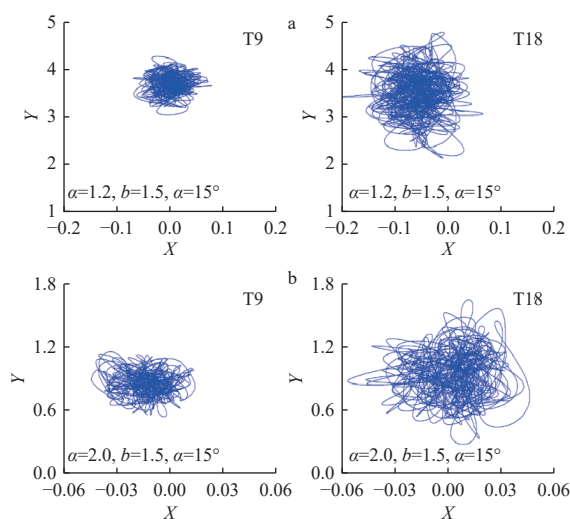


图8 在 $Re=2.371 \times 10^4$ 时结构为 $a=1.2, b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例2) 与 $a=2.0, b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例6) 管束中管的运动轨迹

Fig. 8 Trajectories of tube for bundle with $a=1.2, b=1.5$ and $\alpha=15^\circ$ (Case 2) and $a=2.0, b=1.5$ and $\alpha=15^\circ$ (Case 6) at $Re=2.371 \times 10^4$

层间形成了流道,使流体倾向于经过流道穿过管束。然而,随着 b 的增大,强化了同层的管间隙中涡流的产生,加大了管前排和管后排的螺旋管振动的距离。对比两算例的运动轨迹, b 越小,螺旋管的振动范围越大。

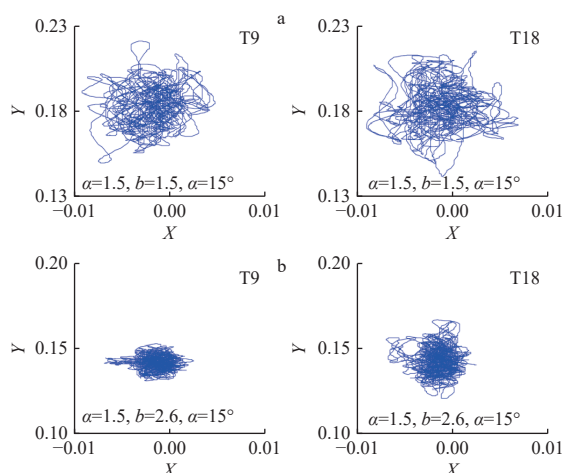


图9 在 $Re=7.921 \times 10^3$ 时结构为 $a=1.5, b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例4) 与 $a=1.5, b=2.6$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例5) 管束中管的运动轨迹

Fig. 9 Trajectories of tube for bundle with $a=1.5, b=1.5$ and $\alpha=15^\circ$ (Case 4) and $a=1.5, b=2.6$ and $\alpha=15^\circ$ (Case 5) at $Re=7.921 \times 10^3$

2.4 螺旋角 α 对振动响应的影响

图10为在 $Re=2.371 \times 10^4$ 时结构为 $a=1.5$ 、

$b=1.5$ 与 $\alpha=7^\circ$ (算例3) 与 $a=1.5, b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例4) 管束中 T9 管和 T18 管的运动轨迹。对于算例3, 由于螺旋角 α 较小, 流体冲击方向与管束伸长方向接近垂直, 流体与弹性管耦合作用较大, T9 管振动波动范围在两方向上较小振动响应趋于常量。当流体不断深入管束, 流体充分发展, 流动不稳定性增强, 与弹性管相互作用无规则、不稳定。因此 T18 管振动响应波动范围变大。对于算例4, 螺旋角 α 增大, 流动冲击方向与螺旋管延展方向的夹角减小, 沿管延展方向的流动增强。流体在面内方向的流动整体上增强, 对螺旋管的耦合作用降低, 但是流体激励不稳定, 运动轨迹波动范围变大。随着逐渐深入管束, 流动湍流度变大, 因此, T18 管在面外方向的振动不稳定, 波动范围变大。又因为螺旋角 α 增大, 沿管延管方向的流动加剧, 使流体对螺旋管升力方向作用力减小, 则在 X 方向上振幅波动范围变小。

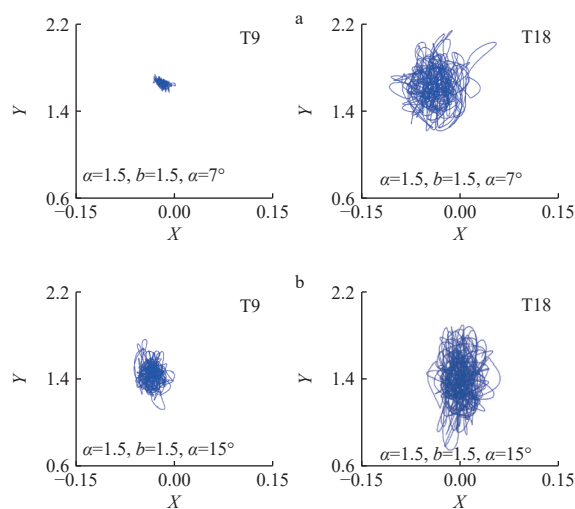


图10 在 $Re=2.371 \times 10^4$ 时结构为 $a=1.5, b=1.5$ 与 $\alpha=7^\circ$ (算例3) 与 $a=1.5, b=1.5$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例4) 管束中管的运动轨迹

Fig. 10 Trajectories of tube for bundle with $a=1.5, b=1.5$ and $\alpha=7^\circ$ (Case 3) and $a=1.5, b=1.5$ and $\alpha=15^\circ$ (Case 4) at $Re=2.371 \times 10^4$

2.5 螺旋管束流体弹性不稳定性机理

图11示出了结构为 $a=1.5, b=2.6$ 与 $\alpha=15^\circ$ (算例5) 管束的面内方向和面外方向的振幅与折合流速 U_r 的关系。随着 U_r 增大, 两方向上的振幅逐渐增大, 并且面外方向的振幅明显大于面内方向, 两方向上的振幅差距越来越大。观察图11可看出, 面外方向的振幅先超过振幅阈值 ($2\%d$), 其中,

T9 管最后达到振幅阈值, T14 管最先达到振幅阈值, 而对应的 U_r 差距不大, 分别为 5.697 与 5.147。以 T10 管为例, 提取与达到振幅阈值对应的时域数据进行 FFT 变换, 如图 12 所示。T10 管振动响应主频率为 152.502 Hz, 与螺旋管在面外方向上的固有频率十分接近, 表明该螺旋管发生共振现象, 出现流体弹性不稳定性。而面内方向的增幅很小, 当 $U_r=17.272$ 时, T18 管振幅最大, 达到 0.841% d 。因此, 在下文研究速度阈值半经验公式时, 只针对面外方向的振动响应, 不考虑面内方向的振动响应。

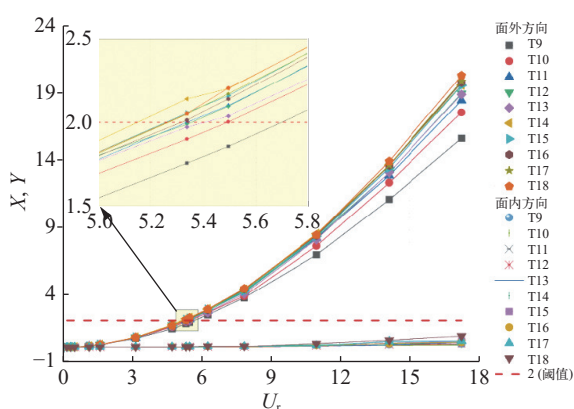


图 11 在面内与面外方向上算例 5 各监测管的振动响应曲线

Fig. 11 Vibration response of all tubes in in-plane and out-of-plane directions for Case 5

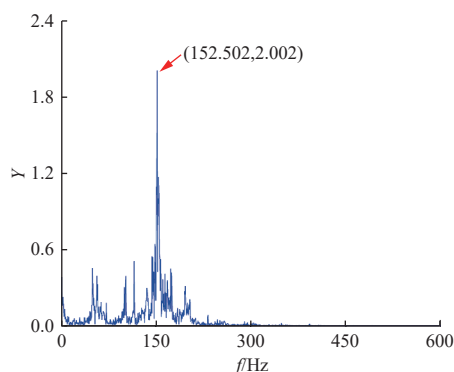


图 12 与振幅阈值对应的 T10 管频域曲线

Fig. 12 Frequency domain curve corresponding to amplitude threshold for tube T10

Connors^[29] 依据水洞实验获取的振动数据, 基于准静态模型提出了关于直管束的半经验公式, 之后, 随着研究成果的不断积累, 该公式归纳为以下形式:

$$\frac{U_c}{f_n d} = \alpha_1 \delta_s^{\alpha_2} \quad (5)$$

$$\delta_s = \frac{2\pi m \xi}{\rho d^2} \quad (6)$$

式中: U_c 为临界流速; f_n 为螺旋管的第 n 阶固有频率, 一般为第 1 阶固有频率; ξ 为阻尼比, 本文指螺旋管面外方向的阻尼比, 为 0.0201; δ_s 为质量阻尼参数; m 为螺旋管单位长度质量; α_1 、 α_2 为经验常数, 通过数据拟合确定。本文选取式(5)确定螺旋管束临界流速半经验模型。

图 13 为螺旋管束的稳定性图, 纵坐标是无量纲的折合临界流速。应用图 11 中确定的面外方向各监测管的振动阈值对应的折合流速, 确定半经验公式中的经验常数。此处 $\delta_s=0.2850$, 为低质量阻尼参数; $d=0.008$ m, 进而获得螺旋管束的流体弹性不稳定性临界流速的半经验公式为:

$$U_c / f_n d = 6.97 (2\pi m \xi / \rho d^2)^{0.5} \quad (7)$$

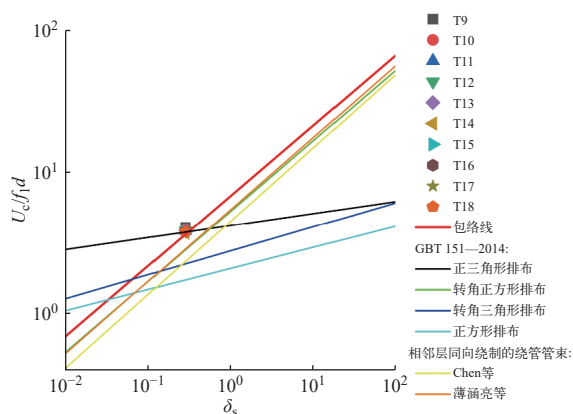


图 13 螺旋管束的稳定性图

Fig. 13 Stability of helical coil tube bundle

将上述公式与国标中各排布结构的直管束的半经验公式(应用节径比为 2.0, 确定正三角形排布与转角正三角形排布的经验常数)和相邻的管层同向绕制的螺旋管束对应的半经验公式相比(图 13)。关于正三角形排布、转角正三角形排布和正方形排布的直管束的半经验公式与反向绕制的螺旋管束相交, 不存在包络, 而转角正方形排布的直管束、Chen 等和薄涵亮等的同向绕制的螺旋管束的半经验公式被本文提出的半经验公式包络。对于高质量参数的反向绕制螺旋管束, 利用其他排布结构的半经验公式可保守性计算螺旋管束的临界流速, δ_s 越大, 此半经验公式误差越大, 临界流速越保守; 对于低质量参数的该公式, 当 δ_s 相等时, 不同结构的管束中反向绕制螺旋管

束的临界流速最大。在工程中,可利用同向绕制螺旋管束的半经验公式初步估算临界流速,如果 U_{gap} 小于该临界流速,则该管束没有发生流体弹性不稳定性。

3 结论

本文基于双向流固耦合方法建立螺旋管束流体激振模型,系统研究了螺旋管的相对位置、相邻管层节径比 a 、同层管间节径比 b 和螺旋角 α 对振动响应的作用机制,并且提出了临界流速的半经验公式,主要结论如下。

1) 面外方向的振幅明显大于面内方向的,面外方向率先发生流体弹性不稳定性。

2) 由于螺旋管束的不对称结构,强化了面内方向上的流动,使越靠后排的螺旋管振动越剧烈,无序性越明显。

3) a 增大,相邻的管层间隙逐渐形成流道,使流体倾向于沿流道掠过管束,螺旋管的振幅明显减小。

4) b 越小,管间流速越大,流动湍流强度越高,使螺旋管的振动幅度越大。

5) α 增大,沿管延展方向的流动增强,流体与螺旋管的耦合作用降低,运动轨迹波动范围变大。

6) 依据螺旋管束的稳定性图,提出了反向绕制螺旋管束的临界流速半经验公式: $U_c/f_n d = 6.97(2\pi m\xi/\rho d^2)^{0.5}$ 。对于低质量参数的反向绕制螺旋管束,可利用同向绕制螺旋管束的半经验公式初步估算临界流速。

参考文献:

- [1] AU-YANG M K. Turbulence-induced vibration in cross-flow[M]. USA: American Society of Mechanical Engineers, 2001.
- [2] JONG C J, WON K S. Fluidelastic instability analysis of operating nuclear steam generator U-tubes[J]. Nuclear Engineering and Design, 1999, 193(1/2): 55-71.
- [3] SHIGEHICO K, TOMOMICHI N, FUMIO I, et al. Flow-induced vibrations[M]. 1st ed. Oxford: Elsevier, 2008.
- [4] LEVER J H, WEAVER D S. A theoretical model for fluid-elastic instability in heat exchanger tube bundles[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1982, 104(3): 147-158.
- [5] GUO K, XU W, JIA Z, et al. Investigation of fluid-elastic instability in tube arrays at low mass damping parameters in cross-flow[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2020, 142(1): 011401.
- [6] LEVER J H, WEAVER D S. On the stability of heat exchanger tube bundles, part I: Modified theoretical model[J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 107(3): 375-392.
- [7] WEAVER D S, GROVER L K. Cross-flow induced vibrations in a tube bank: Turbulent buffeting and fluid elastic instability[J]. Journal of Sound and Vibration, 1978, 59(2): 277-294.
- [8] SHAHAB K, LUQMAN A N. Experimental study on cross-flow induced vibrations in heat exchanger tube bundle[J]. China Ocean Engineering, 2017, 31(1): 91-97.
- [9] CHEN S S, JENDRZEJCZYK J A, WAMBSGANSS M W. Tube vibration in a half-scale sector model of a helical tube steam generator[J]. Journal of Sound Vibration, 1983, 91(4): 539-569.
- [10] 薄涵亮, 宋志坚, 贾斗南, 等. 螺旋管束流体诱发振动的实验研究[J]. 核动力工程, 1993, 14(3): 232-237.
BO Hanliang, SONG Zhijian, JIA Dounan, et al. Experimental study of flow induced vibration on helical tubes[J]. Nuclear Power Engineering, 1993, 14(3): 232-237(in Chinese).
- [11] 薄涵亮, 马昌文, 佟允宪. 螺旋管束流体弹性不稳定的解析模型[J]. 清华大学学报(自然科学版), 1994, 34(1): 84-90.
BO Hanliang, MA Changwen, TONG Yunxian. The theoretical model on the stability of helical tube bundles[J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 1994, 34(1): 84-90(in Chinese).
- [12] 薄涵亮, 马昌文, 佟允宪, 等. 螺旋管束流体弹性不稳定[J]. 核科学与工程, 1995, 15(1): 33-38.
BO Hanliang, MA Changwen, TONG Yunxian, et al. Fluid-elastic instability on helical tube bundles[J]. Nuclear Power Engineering, 1995, 15(1): 33-38(in Chinese).
- [13] 王仲民, 厉日竹. 10 MW 高温气冷实验堆蒸汽发生器传热管流体诱发振动分析[J]. 核动力工程, 1996, 17(1): 56-61.
WANG Zhongmin, LI Rizhu. Analysis of flow-induced vibration for heat-transfer tube bundles of 10 MW HTR steam generator[J]. Nuclear Power Engineering, 1996, 17(1): 56-61(in Chinese).
- [14] 薄涵亮, 马昌文. 10 MW 高温气冷堆蒸汽发生器传热小螺旋管流致振动分析[J]. 核动力工程, 2001, 22(3): 231-235, 247.
BO Hanliang, MA Changwen. Flow induced vibration of heat transfer helical tube on steam generator of 10 MW

- HTR[J]. *Nuclear Power Engineering*, 2001, 22(3): 231-235, 247(in Chinese).
- [15] MERZARI E, YUAN H, KRAUS A, et al. High-fidelity simulation of flow-induced vibrations in helical steam generators for small modular reactors[J]. *Nuclear Technology*, 2019, 205(1/2): 33-47.
- [16] JONATHAN K L, ELIA M, YASSIN A H. Large eddy simulation of the flow behavior in a simplified helical coil steam generator[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2019, 141(2): 021401.
- [17] MUSTAFA A Y, ELIA M, YASSIN A H. Spectral and modal analysis of the flow in a helical coil steam generator experiment with large eddy simulation[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2019, 80: 108486.
- [18] SAMUEL J L, YASSIN A H. Numerical investigation of helical coil tube bundle in turbulent cross flow using large eddy simulation[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2020, 82: 108529.
- [19] SAYA L, YASSIN A H. Flow structures of the cross-flow over a five-layer helically coiled steam generator geometry[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2022, 95: 108950.
- [20] WANG Y, REN P, ZHU G R, et al. Numerical studies on modal analysis of curved tube and coil tube in coil-wound heat exchanger[C]//Proceedings of ASME 2021 Pressure Vessels & Piping Conference. [S. l.]: [s. n.], 2021.
- [21] 李明凯, 王越, 周川, 等. 绕管式换热器管束模态试验[J]. *压力容器*, 2022, 39(1): 27-33.
- LI Mingkai, WANG Yue, ZHOU Chuan, et al. A modal experiment on tube bundle of coil-wound heat exchanger[J]. *Pressure Vessel Technology*, 2022, 39(1): 27-33(in Chinese).
- [22] 郭爽, 王越, 朱国瑞, 等. 螺旋管蒸汽发生器管束固有频率特性研究[J]. *原子能科学技术*, 2022, 56(11): 2375-2384.
- GUO Shuang, WANG Yue, ZHU Guorui, et al. Study on natural frequency characteristics of tube bundle of helical coil steam generator[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2022, 56(11): 2375-2384(in Chinese).
- [23] WANG Y, REN P, HUANG G, et al. Investigation in the natural frequency of wound tube for coil-wound heat exchanger[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2022, 144(6): 061402.
- [24] WANG Y, GUO S, TAN W. Detached-eddy simulation of the flow behavior in the shell-side of the coil tube bundle in turbulent flow[J]. *Chemical Engineering Science*, 2022, 261: 117940.
- [25] WANG Y, GUO S, ZHU G, et al. Effect of various structures on the shell-side flow over coil tube bundles[J]. *Chemical Engineering Science*, 2023, 268: 118408.
- [26] WANG Y, GUO S, CHEN X, et al. Study of buffeting excitation acting on coil tube bundles in cross flow[J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2024, 146(4): 041403.
- [27] 王越, 谭蔚. 螺旋管式蒸汽发生器管束振动响应机制研究[J]. *原子能科学技术*, 2024, 58(12): 2524-2539.
- WANG Yue, TAN Wei. Study on vibration response mechanism of tube bundle for helical coil steam generator[J]. *Atomic Energy Science and Technology*, 2024, 58(12): 2524-2539(in Chinese).
- [28] FAN X, WANG Z, WANG Y, et al. The effect of vortices structures on the flow-induced vibration of three flexible tandem cylinders[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2021, 192: 106132.
- [29] CONNORS H J, Jr. Fluidelastic vibration of heat exchanger tube arrays[J]. *Journal of Mechanical Design*, 1978, 100(2): 347-353.