[研究・设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2020.03.011

流体诱导U形换热管束振动特性数值研究

季思园1,殷天明2,苏文献1

(1. 上海理工大学 能源与动力工程学院,上海 200093; 2. 上海飞机设计研究院,上海 201210)

摘 要:针对流体诱导振动引起换热器失效问题,课题组在近真实流场下,对多跨、多管束、带间隙支撑的U形管换热器在受到横向流体冲击时的振动特性进行了研究。研究对象是根据GB/T151—2014《热交换器》设计的3种不同管芯的U形管换热器,管束排列方式为正三角形,中间等间距分布2块圆形折流板。用数值模拟的方法研究了靠近流体冲击出入口管束的振动特性,不同管排数对中心管振动的影响,以及外排管束对内排管束振动的影响。结果表明:U形管换热器进出口处管束在流体横向冲刷作用下振动剧烈,其加速度振幅随流速的增加而增大;随着外层管排数量增加其对中心管振动的抑制作用越明显;外层管排对其相邻的内排管束振动有加强作用。研究可为研究U形换热管振动机理与防振设计提供参考。

关键词:U形管束;流体诱导振动;流固耦合; Lagrange 方程

中图分类号:TK172;TH123 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2020)03-0053-06

Numerical Study on Vibration Characteristics of Flow Induced of U-Tubes

JI Siyuan¹, YIN Tianming², SU Wenxian¹

(1. School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China; 2. Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China)

Abstract: For the heat exchanger failure caused by fluid induced vibration, the vibration characteristics of U-tubes subjected to the cross flow was studied. Research object was the heat exchanger with the multi-span, multi-tube bundle and clearance support in approximate real flow field. Three kinds of heat exchanger U-tubes were designed with different tubes arrayed respectively according to GB/T 151—2014. Tubes were arrayed in equilateral triangle with two circular type baffles equipped at equal distance in the middle. The vibration characteristics of the tube bundles near the exit and inlet, the influence of different tube rows on the vibration of the central tube and the influence of outer row tube bundles on the vibration of inner tube bundles were studied. The result shows that the tube bundles near the exit and inlet vibrate severely when subjected to the cross flow, and the acceleration amplitude increases with the increase of the flow rate. As the number of outer tube bundle rows increases, the suppression of the vibration of the central tube is more obvious. The outer tube row has a reinforcing effect on the vibration of the adjacent inner tube bundle. This paper can provide reference for studying the vibration mechanism and anti-vibration design of heat exchange U-tubes.

Keywords: U-tubes; flow induced vibration; fluid structure interaction; Lagrange equation

为了提升换热器的热交换效率,减少结垢堵塞等问题,换热器的体积和流量会相应的增大,而这会使换热器管束排数和折流板间距变得越来越大,造成管束的刚度越来越小,从而导致管束更易变形,增加流体诱导管束振动损坏的概率^[1]。换热器管束的流体诱导

振动主要是指管束受横向流动流体冲刷而产生的振动,这种诱导振动即使在一般流速或是较低流速下也可以发生,并使换热器管束产生较大振动幅度,危害性很大。

国内外做了大量管束流体诱导振动研究,其中,很

多涉及关于管排层数对换热器振动影响。1912年, Karman 通过研究流体横掠单根圆管产生的尾部旋涡, 首次提出卡门涡街的概念,这也是最初的旋涡脱落现 象^[2]。Connors 在 1970 年通过单排管风洞实验提出流 体弹性不稳定性位移机理^[34]。随后 Ohta 等和 Blevin 等在 Connors 的基础上研究了多排管束诱导振动机 理[5-6]。S. S. Chen 以单排管束和正方形排列管束来研 究临界流速与系统参数的联系: Y. N. Chen 研究流体 冲击不同排列方式的管束振动情况,发现斯特劳哈尔 数与管束间的距离有关,是横、纵向管束节径比的函 数[7]。Owen 在1965 年基干单排管束实验, 推导出湍 流抖振频率与来流速度、换热管间距等结构参数相关 的关系式^[8]。庞天照等对单根 U 形管的流致振动数 值模拟进行了研究[9];苏文献等对近似真实流场中, 不同管束间隙流速对正方形排列管束边缘管和中心管 流体诱导振动的影响进行了研究[10]。以上研究对象 都是针对直管、多跨单根管或者单跨多管束模型,管束 支撑方式也做过理想简化处理,但实际中的换热器管 子数量很大, 且多为多跨。因此, 对多跨、大管束、带间 隙支撑U形管换热器流体诱导振动的研究意义重大。

1 数学模型

换热管振动特性研究的关键任务是建立振动方程和确定求解方法。课题组采用 Lagrange 方程法^[11]建立振动微分方程,使用积分迭代法中的 Newmark- β 法^[12]进行求解。

n 自由度的系统的动力学方程:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, i = 1, 2, L, n_{\circ}$$
 (1)

初始条件为:

$$\dot{q}_1 |_{i=0} = \dot{q}_{10} q_i |_{i=0} = q_{i0} \circ$$
 (2)

式中:L 为拉格朗日函数; Q_i 为系统的广义力,N;T 为系统的动能,J;U 为系统的势能,J;D 为系统的散逸函数; q_i 为系统广义下的速度,m/s; q_i 为系统广义坐标,m。

对于广义坐标下,n 个质点组成 n 个自由度的系统,动能

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n} m_k | \dot{r}_k |^2 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n} m_k r_k r_k$$
 (3)

由于矢径 r_k 是时间t的函数,即

$$\mathbf{r}_k = \mathbf{r}_k (q_1 \quad q_2 L \quad q_n \quad t), k = 1, 2, L, n_o$$
 (4)
则有

$$\dot{\mathbf{r}}_{k} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\partial \mathbf{r}_{k}}{\partial a_{i}} \frac{\partial q_{i}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{r}_{k}}{\partial t}$$
 (5)

将式(5) 代入到式(3) 中得

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n} m_k \left(\sum_{i=1}^{n} \frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial q_i} \dot{q}_1 + \frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial t} \right) \cdot$$

$$\left(\sum_{i=1}^{n} \frac{\partial \mathbf{r}_{k}}{\partial a_{i}} \dot{q}_{1} + \frac{\partial \mathbf{r}_{k}}{\partial t}\right) = T_{0} + T_{1} + T_{2} \, . \tag{6}$$

其中:

$$T_0 = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{n} m_k \left(\frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial t} \right)^2; \tag{7}$$

$$T_1 = \sum_{j=1}^n f_j \dot{q}_{\rm J};$$
 (8)

$$T_2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} m_{ij} \dot{q}_1 \dot{q}_J; \tag{9}$$

$$m_{ij} = \sum_{k=1}^{n} \frac{\partial \mathbf{r}_{k}}{\partial q_{i}} \frac{\partial \mathbf{r}_{k}}{\partial q_{i}}; \qquad (10)$$

$$f_j = \sum_{k=1}^{n} m_k \frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial a_i} \frac{\partial \mathbf{r}_k}{\partial t} \circ$$
 (11)

式(6) 是动能的主要计算式,但当系统为旋转型物体时, T_0 的特征相与势能相同。

势能 U包括弹性力,重力等,只是坐标的函数:

$$U = U(q_1 \quad q_2 L \quad q_n)_{\circ} \tag{12}$$

散逸函数:是广义速度的函数,主要表现为黏性阻尼力。且有:

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} c_{ij} \dot{q}_{1} \dot{q}_{1} \circ \tag{13}$$

式中 c_{ii} 为黏性阻尼系数,一般为常数。

当已知 $t + \Delta t$ 时刻之前的所有动力响应时,引入 含参数的线性加速度表达式来表示速度和位移:

$$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{u}\}_t + [(1-\beta)\{\ddot{u}\}_t + \beta\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}]\Delta t;$$
(14)

$$\{u\}_{t+\Delta t} = \{u\}_{t+\Delta t} + \{\dot{u}\} \Delta t + [(0.5 - \alpha) \{\ddot{u}\}_t + \alpha \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t}] (\Delta t)^2$$

$$(15)$$

式中: β 和 α 为积分系数,根据实际情况来调节速度和 位移表达式的准确性和稳定性。

联立式(14)和式(15),提取加速度和速度的表达式:

$$\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} = \frac{1}{\alpha(\Delta t)^2} (\{u\}_{t+\Delta t} - \{u\}_t) - \frac{1}{\alpha \Delta t} \{\dot{u}\}_t - \frac{1}{\alpha \Delta t} \{\dot{u}\}_t$$

$$\left(\frac{1}{2\alpha} - 1\right) \left\{ \ddot{u} \right\}_{i}; \tag{16}$$

$$\{\dot{u}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{u}\}_{t} + (1-\beta)\Delta t\{\ddot{u}\}_{t} + \beta \Delta t\{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} \circ$$

$$(17)$$

 $t + \Delta t$ 时刻振动方程为:

$$[M] \{\ddot{u}\}_{t+\Delta t} + [C] \{\dot{u}\}_{t+\Delta t} + [K] \{u\}_{t+\Delta t} = \{F\}_{t+\Delta t} \circ$$

$$(18)$$

将式(16)和式(17)代入式(18),得到:

$$[K^*]\{u\}_{t+\Delta t} = \{F\}_{t+\Delta t} + \{F^*\}_{t}$$
 (19)

式中:
$$\lceil K^* \rceil = A_1 \lceil M \rceil + A_2 \lceil C \rceil + \lceil K \rceil;$$
 (20)

$$\{F^*\}_{i} = \lceil M \rceil (A_1 \{u\}_i + A_2 \{\dot{u}\}_i + A_4 \{\ddot{u}\}_i) + \lceil C \rceil$$
.

$$(A_{2}\{u\}_{t} + A_{5}\{\dot{u}\}_{t} + A_{6}\{\ddot{u}\}_{t})_{\circ}$$
 (21)

其中:

$$A_1 = \frac{1}{\alpha (\Delta t)^2}; A_2 = \frac{\beta}{\alpha \Delta t}; A_3 = \frac{1}{\alpha \Delta t}; A_4 = \frac{1}{2\alpha} - 1; A_5 =$$

$$\frac{\Delta t}{2}(\frac{\beta}{\alpha}-2)$$
; $A_6 = \frac{\beta}{\alpha}-1_{\circ}$

由上述公式可以看出,当第 t 时刻的位移 $\{u\}_t$ 的值、速度 $\{u\}_t$ 的值和加速度 $\{u\}_t$ 的值均为已知时,就可以根据式(21)求出 $\{F^*\}_t$;而第 $t+\Delta t$ 时刻的载荷列

阵 $\{F\}_{t+\Delta t}$ 也是已知量,再由式(19)可求得第 $t + \Delta t$ 时刻的位移 $\{u\}_{t+\Delta t}$ 的值;最后将求得的位移值 $\{u\}_{t+\Delta t}$ 代人式(14)和式(15)中,就可求得相应的速度和加速度。

2 数值计算

2.1 模型简化

课题组研究的 U 形管换热器,管芯分为 7 根(E-7)、19 根(D-19)和 37 根(A-37)3种。其 U 形管左右管束编号分布如图 1 所示。以 A-37 管模型为例,管束几何模型如图 2 所示。建模忽略了换热器壳体^[13],换热器内部整体流场简化为 3 段导流槽内部流场。折流板对管束的间隙作用简化为一个与折流板等厚度、宽度的圆环,圆环外表面施加全约束,内表面与管束外表面设置间隙接触,如图 3 所示。

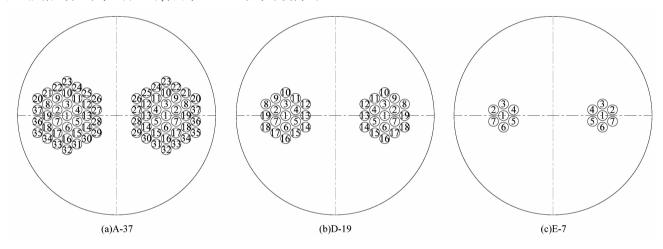


图1 3种管芯管束编号分布

Figure 1 Heat exchange tube numbering distribution of three heat exchangers

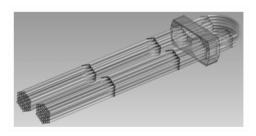


图 2 A-37 管束几何模型

Figure 2 Geometry model of A-37

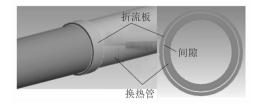


图 3 简化折流板

Figure 3 Simplified baffle

2.2 有限元模型

几何模型的网格划分重点在管束结构和导流槽内流场区域,因为折流板与管束间是较复杂的间隙接触,且整个耦合过程发生在导流槽流场区域,故在划分网格时对这两个区域的网格质量要求较高,所以对导流槽流场区域网格和间隙接触部位网格进行单独加密。管束和流场网格如图 4 和 5 所示。

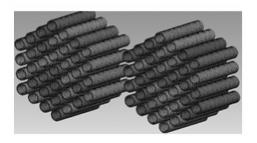


图 4 耦合段管束结构网格

Figure 4 Mesh of coupling tube bundle

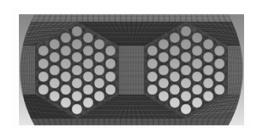


图 5 A-37 根管模型流场网格 Figure 5 Fluid mesh of A-37

2.3 求解设置

在固体分析模块中,材料属性设置弹性模量为 2.01×10⁵ MPa,泊松比为 0.3;所有等效折流板圆环外表面施加全约束,内表面与管束外表面间添加无摩擦间隙约束(Frictionless),并设置间隙值、法向刚度系数和刚度阻尼系数,其中间隙值与实际折流板与换热管间隙值一致,为 0.35 mm;换热管直管段端部设置为全约束;设置耦合段管束外表面为耦合面。

在流体分析模块中,由于文中冲击管束的流体速度较大,处于高流速湍流区域,U形管振动幅度较大,在流动过程中,流体的动量、质量和能量主要是依靠大尺寸漩涡来传递,故选择的湍流计算模型为大涡模型(LES)。大涡数值模拟是计算高雷诺数复杂流动的一种重要计算模型,该方法适用于以大尺寸漩涡为主导的流动。

在边界条件里设置流场耦合面与管束耦合段一致,将对应的流固耦合面进行双向耦合设置,由于 U 形管流体冲击作用下产生振动的,所以设置先进行流体计算,后进行固体瞬态计算。

2.4 模拟计算内容

入口来流速度与对应的间隙流速有:

1) 入口来流速度

$$v_{\rm a} = \frac{Q}{3\ 600A} \, ^{\circ} \tag{22}$$

式中: v_a 为人口处流速,m/s;Q 为人口处流量, m^3/h ;A 为人口管横截面积, m^2 。

2) 间隙流速

$$v = \frac{S}{S - D_0} v_{a \circ} \tag{23}$$

式中:S 为相邻两管间距,m;D。为换热管外径,m。

流量范围为 35~150 m³/h,其相应的人口来流速度为 0.71~3.05 m/s,参考间隙流速为 3.55~15.23 m/s。在流场求解中输入的边界条件为人口来流速度,逐次求解,得到 3 种模型在不同流速下的加速度响应值,并对响应值进行取均方根处理。加速度均方根

振幅能够消除振动加速度信号值的正负号,并且能很好地反映出振动信号的振幅平均值。因此,可以通过比较3种模型在不同流速下的加速度均方根振幅来研究换热管振动的剧烈程度。

3 结果分析

课题组通过模拟数据,对近似真实流场下靠近出 入口管束的振动特性以及外围管排对 U 形管换热器 中心管振动的影响和外围管排对内层管排振动的影响 进行研究。

3.1 入口与出口处管振动特性

由于 U 形管在冲击段的人口和出口处所受流体冲击力最大,振动较剧烈,流场较复杂,来流速度对该处管束振动影响很大,故需对这两处换热管单独进行振动分析。由图 1 可知,A-37 模型靠近出人口处管束为 37#管和 36#管,D-19 模型靠近出人口处管束为 19#管,E-7 模型靠近出人口处管束为 2#管和 7#管。

U 形管导流进出口处受流体横向冲刷作用,3 个模型 Y 方向加速度均方根振幅模拟结果曲线如图 6~8 所示。

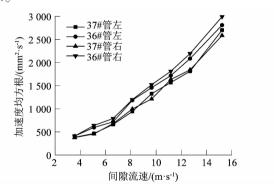


图 6 A-37 模型 37#和 36#管加速度均方根曲线 Figure 6 Acceleration RMS curves of 37# and 36# tubes of A-37 model

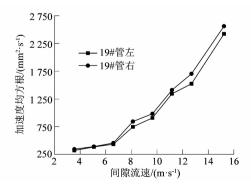


图 7 D-19 模型 19#管加速度均方根曲线 Figure 7 Acceleration RMS curves of 19# tube of D-19 model

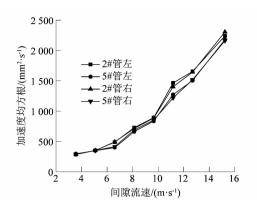


图 8 E-7 模型 2#和 5#管加速度均方根曲线 Figure 8 Acceleration RMS curves of 2# and 5# tubes of E-7 model

从模拟结果图可以看出,进出口处 U 形管在流体横向冲刷作用下会发生剧烈振动,加速度振幅都是随流速的增加而增大;且同一根 U 形管,在低流速时,近入口侧和近出口侧的振动趋势曲线几乎完全一致,在高流速时振幅曲线会出现分叉,但差异不大,仍然可认为振动趋势一致。另外,A-37 模型和 E-7 模型的进出口处的两组管振动趋势和剧烈程度相差不多,这是因为 A-37 模型的 37#管和 36#管、E-7 模型的 2#管和 7#管在管束结构和流场中均处于对称位置。对比 3 个模型的进、出口处 U 形管振动曲线还可以发现,在相同流速情况下,A-37 模型进出口处管振动最剧烈,加速度振幅最大;D-19 模型进出口处管振动最剧烈,加速度振幅最大;D-19 模型进出口处管振动比 A-37 模型要弱;E-7 模型进出口处管振动幅度最小。这也表明距离进出口越近的 U 形管束,其振动也越剧烈。

间隙流速为 8.12344 m/s 时,3 个模型流场压力云图如图 $9 \sim 11$ 所示。

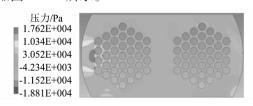


图9 A-37 模型流场压力云图

Figure 9 Flow field pressure cloud picture of A-37

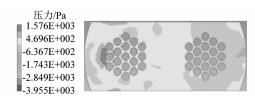


图 10 D-19 模型流场压力云图

Figure 10 Flow field pressure cloud picture of D-19



图 11 E-7 模型流场压力云图

Figure 11 Flow field pressure cloud picture of E-7

从间隙流速为 8. 123 44 m/s 时 3 个模型的流场压力云图可以看到,在近入口处的 U 形管受到来流横向冲刷作用非常明显,正对来流方向的管侧受到很大的压力,该压力使得管束产生剧烈振动;需要特别注意的是,近入口处管束在与横流垂直的方向上,也就是管束的上下表面存在明显的压力差,这个压力差是致使管束在 Y 方向振动的原因。另外,从压力云图可以知道 A-37 模型的近入口处 U 形管受到的压力最大,D-19 模型其次,E-7 模型的近入口处 U 形管受到压力最小,而受到压力越大的管束振动势必也会越剧烈,这与前面振幅曲线分析的结论一致。

3.2 外层管排层数对中心管振动影响

课题组共设计有 3 种 U 形管换热器管芯, A-37 中心管外共 3 层管束, D-19 中心管外共 2 层管束, E-7 中心管外共 1 层管束。将 3 个模型中心管的模拟加速度振幅结果进行比较, 如图 12 所示。

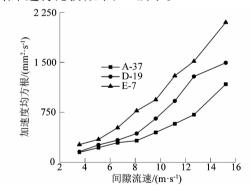


图 12 U 形管中心管加速度均方根模拟值 Figure 12 Acceleration RMS simulated value of U-tube central tube

从图 12 可以看到,在低流速阶段,U 形管换热器外层管束对中心管的加速度振动响应影响不大;在高流速阶段,外层管束对中心管加速度振动影响变得格外明显。并且,随着外层管排数的增加,U 形管换热器的中心管加速度振幅反而在逐渐减小。分析 3 个管芯模型的管束分布(详见图 1)可以看到,中心管外层管排挡住了冲向中心管的流体,这样使得中心管受到流体冲击力要弱很多,而外层管束越多,中心管被挡住的

流体冲击力也会越多,因此中心管振动幅度也将越小; 由于来流冲击力都主要被外层管排管束所吸收,故靠近进、出口的管束受到冲击力最大,振动也是最剧烈的。

3.3 外层管排对内层管排振动的影响

考虑到流场、管束位置的对称性,可以通过比较 A-37 模型和 D-19 模型的 10#管加速度振幅,研究 A-37 模型最外层管排对相邻内层管排振动的影响;比较 D-19 模型和 E-7 模型的 3#管加速度振幅,研究 D-19 模型最外层管排对相邻内层管排振动的影响;比较 A-37 模型、D-19 模型和 E-7 模型的 3#管加速度振幅,研究外层管排对最内层管排振动的影响。对比结果如图 13 和图 14 所示。

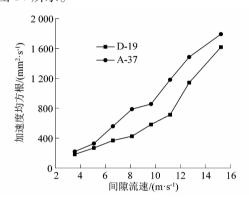


图 13 A-37 和 D-19 模型 10#管加速度均方根曲线 Figure 13 Acceleration RMS curves of 10# tube of A-37 model and D-19 model

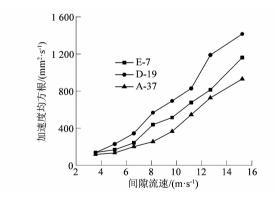


图 14 3 个模型 3#管加速度均方根曲线 Figure 14 Acceleration RMS curves of 3# tube of three models

在图 13 和图 14 中,通过比较 A-37 和 D-19 模型的 10#管加速度振幅可以看到, A-37 模型中的 10#管振幅大于 D-19 模型中 10#管振幅;比较 D-19 和 E-7 模型的 3#管加速度振幅可以看到, D-19 模型中的 3#管的振幅大于 E-7 模型中的 3#管振幅;故外层管排对相邻的内层管排的振动起到加强的作用。通过比较 A-

37,D-19 和 E-7 模型的 3#管加速度振幅,发现 D-19 模型的 3#管振幅最大,A 模型 3#管振幅最小,即 D-19 模型最外层管排加强了 3#管振动,A-37 模型外面 2 层管排抑制了 3#管的振动。

4 结论

课题组采用数值方法研究了在近似真实流场下, 外围管排对 U 形管换热器中心管振动的影响、外围管 排对内排管束振动的影响和靠近出入口管束的振动特 性。结论如下:

- 1) 距离进出口越近的 U 形管束,其振动也越剧烈。在靠近出入口处的 U 形管受到来流横向冲刷作用非常明显,正对来流方向的管侧受到很大的压力,这压力会使得管束产生剧烈振动;在与横流垂直的方向上,也就是管束的上、下表面也存在明显的压力差,这个压力差是致使管束在 Y 方向振动的原因。
- 2) U 形管换热器的外层管排对中心管的振动有抑制作用,且外层管排数越多,抑制越明显。
- 3) 当 U 形管换热器的外层只有 1 层管排时,最外层管排对相邻的内层管束振动起加强作用;当外层有 2 层管排时,外层这 2 层管排对内层管束振动起抑制作用。

参考文献:

- [1] 王强,贾文静. 管壳式换热器出现的问题及解决措施[J]. 内燃机, 2014(1):14-18.
- [2] 李光正. 绕圆柱非定常周期性涡旋脱落的数值模拟[J]. 水动力学研究与进展: A 辑,2000,15(4):493.
- [3] 冯志鹏,臧峰刚,张毅雄.传热管流体诱导振动特性的数值研究 [J].原子能科学技术,2014,48(10):1807-1813.
- [4] CONNORS H J. Fluid elastic vibration of tube arrays excited by cross-flow [C]// ASME Winter Annual Meeting 1970. New York: ASME, 1970:42 56.
- [5] OHTA K, KAGAWA K, TANAKA H, et al. Study on the fluidelastic vibration of tube arrays using modal analysis technique [J]. ASME Journal of Pressure Vessel Technology, 1984 (106):17 - 24.
- [6] BLEVINS R D, SAUNDERS H. Flow induced vibration [J]. Journal of Mechanical Design, 1979, 101 (1); 6.
- [7] CHEN S S. Guideline for the instability flow velocity of tube arrays in cross flow[J]. Journal of Sound and Vibration, 1984, 93 (3):439 – 455
- [8] OWEN P R. Buffeting excitation of boiler tube vibration [J]. Archive Journal of Mechanical Engineering Science, 1965, 7(4):431-439.
- [9] 庞天照,郭伟,盛元平,等. 基于流固耦合的 U 型管流致振动数值 分析[J]. 中国舰船研究,2011,6(4):29-33.
- [10] 施卿海,苏文献,王宏光. 真实流场中换热管流体诱导振动特性研究[J]. 振动工程学报,2019,32(2):278-287.
- [11] 季文美,方同,陈松淇. 机械振动[M]. 北京:科学出版社,1985: 665-667.
- [12] 苏文献, 范正炼, 邓蕾, 等. 基于 Newmark-β 法的载荷识别研究 [J]. 中国工程机械学报, 2016, 14(2):142-146.
- [13] 赖永星. 换热器管束动态特性分析及流体诱导振动研究[D]. 南京:南京工业大学,2006:83.