

钱颂文 岑汉钊 曾文明 编著

换热器流体诱导振动

——机理 疲劳 磨损 设计

51.5



机械工业出版社

换热器流体诱导振动

——机理、疲劳、磨损、设计

钱颂文 岑汉钊 曾文明 编著

烃加工出版社

内 容 提 要

近年来,各种大型换热器、冷凝器频繁出现流振破坏,引起了人们注意。本书在总结国内外有关换热器流体诱导振动研究成果的基础上,综合叙述了换热器流体振动机理,受力分析,振动疲劳分析,振动摩擦磨损破坏及防振设计。本书内容全面,可供从事换热器行业的工程技术人员学习,也可供大专院校师生及科研人员参考。

换热器流体诱导振动

——机理、疲劳、磨损、设计

钱颂文 岑汉钊 曾文明 编著

烃加工出版社出版
北京京辉印刷厂排版印刷
新华书店北京发行所发行

787×1092毫米 16开本 10¹/₂印张 268千字 印数1—2500

1989年3月北京第1版 1989年4月北京第1次印刷

ISBN 7-80043-077-4/TH·008 定价:3.90元

序

流体振动是涉及流体力学、振动力学、弹性力学、疲劳与累积损伤等的一门新兴的边缘学科。流体振动是自然界的一个普遍现象，它涉及到许多部门，例如飞机在航行时，飞机的翅膀就有可能出现湍流抖振现象；潜艇在海底潜行时，其伸出海面的潜望镜会受到海水的诱导振动；开采海底的石油，海面平台和钻杆亦要受到海水的诱导振动；海底电缆、海底输油管以及输气管等，都有可能出现流体振动。此外锅炉等燃烧火焰诱发振动亦属此列。近年来，原子能反应堆以及核电站和常规电站中的各种大型换热器、冷凝器等频繁地出现流振破坏。美国有一悬索吊桥，受到了风的诱振而突然倒塌。流体振动在石油化工企业中更常遇到，大量的露天高塔和烟囱要求我们对卡曼漩涡分离的流体振动现象进行考虑；而且在这些企业中，大量地采用管壳式换热器，管壳式换热器壳程内的流体流动十分复杂，是出现流体振动最为复杂、最有代表性的构件。因此，国际上很多研究流体振动的人，都以换热器为对象。影响流体振动的因素很多，有可能会出诸如漩涡分离、湍流抖振、射流转换、流体弹性不稳定，以及声振动等各种振动现象，而且这些振动的机理和现象往往又是互相交迭，互相影响的。管壳式换热器一旦出现流体振动，就会引起管子与折流板的相碰、管子与管子的碰撞和磨损。换热器的大型化以及传热的强化和高效，要求流体阻力要小，流速要大，这样就容易产生流体振动现象。因此，对于管壳式换热器，在研究其流体振动时，还必须考虑到传热学、容器力学、以及碰撞和磨损学、材料学等一系列的问题。

国外对流体振动的研究已有近三十年的历史，发展较快。国际性的流体振动学术会议定期召开。美国的机械工程学会（ASME）、管式换热器协会（TEMA）、庞大的 Argonne 国家实验室以及传热研究公司（HTRI）等，都是研究流体振动的重要基地。其中有一些主要的著名研究者还是美籍华人，例如 S.S.Chen 就是研究流体弹性不稳定的杰出学者。在英国从事研究流振的有传热与流体服务公司（HTFS）。此外，加拿大、瑞士等都是从事流体振动方面的重要基地，其中瑞士籍华人 Y.N.Chen 是国际上研究流体漩涡分离的权威。两位陈氏每年都要发表大量有关流体振动的文章。

我国流体振动研究基本尚属起步阶段，已开始得到各界的重视，而且在我国管壳式换热器规范中亦已开始列入设计规定。国内一些从事原子能反应堆的机构以及高等院校如华南理工大学、天津大学等，这些单位已从事换热器流体振动研究多年。其中华南理工大学建有“高效换热器及流体振动”研究室，接受国家重点科研任务和培养高效换热器及流体振动硕士研究生。天津大学也从事塔和换热器的流体振动研究，建有振动研究室。近几年来，华南理工大学和天津大学在流体振动方面都取得了较大成果，它们是国内电站、化工设备流体振动的主要研究者。为了进一步促进这一学科的发展和普及，我们编写了这本书，在介绍国外换热器流体振动的基础上，初步总结了我们自己的最新研究成果。由于流振涉及面很广，编者水平也有限，错误和缺点在所难免，欢迎指正。本书得到了华南理工大学邓颂九教授、华东化工学院琚定一教授和吴泽玮教授的支持，特表感谢。华南理工大学化机专业顾问教授、美国宾夕法尼亚大学 A.I.Soler 教授和英国流体动力学协会英籍华人杨海昌博士都曾两度来

校讲学，提供了资料，在此深表谢意。参加编写的还有马小明、洪绍基、赵骏生。江楠、吴淑贤、曹永标和李小燕等同志亦参加了部分工作。本书由钱颂文教授主编。

编 者

目 录

第一章 结论	41
第一节 导言	1
第二节 国内外振体破坏实例	3
第二章 换热器流体振动机理	5
第一节 漩涡分离	5
第二节 湍流抖振	9
第三节 声共鸣	12
第四节 流体弹性不稳定性(弹性激振)	18
参 考 文 献	47
第三章 换热器管子振动受力分析及防振设计判据	50
第一节 Thorngren管子“破坏数”	50
第二节 对两个“破坏数”的讨论	51
第三节 振动破坏危险点受力分析及防振判据	53
参 考 文 献	62
第四章 换热器管子固有频率	63
第一节 多跨连续梁横向振动微分方程及其解	63
第二节 边界条件下自振频率特征方程	68
第三节 TEMA等跨直管固有频率计算方法	72
第四节 近似估计方法与Schwars简化式	73
第五节 实测示例	77
第六节 轴向力对固有频率的影响	81
第七节 U型管固有频率计算	82
第八节 多跨不等跨直管固有频率BASIC语言计算机程序	97
第九节 管束中管子固有频率与偶联现象的试验	102
参 考 文 献	109
第五章 推荐的几种防振措施与结构	113
第六章 两种盘环形折流板管壳式换热器管束振动特性	117
第七章 振动应力分析与振动疲劳	125
第一节 疲劳载荷的“应力-时间”图示	125
第二节 材料的疲劳强度性能, “应力-循环数”曲线(S-N曲线)和“概率-应力-循环数” 曲线(P-S-N曲线)	126
第三节 影响换热管材料疲劳性能的一些因素	127
第四节 实际载荷下, “应力-时间”历程疲劳强度的统计方法	133
第五节 疲劳极限线图	139
第八章 累积损伤与寿命预测	143

第一节	线性损伤理论 (Palmgren-Miner理论).....	143
第二节	Morco-Starkey累积损伤理论 (非线性理论)	147
第三节	Henly非线性累积损伤理论	148
第九章	振动摩擦磨损破坏	151
第一节	影响管子振动磨损的参数和因素.....	151
第二节	磨损速率和计算.....	155
	参 考 文 献.....	160

第一章 绪 论

第一节 导 言

流体流动会产生噪声是很普通的常识，而流体诱导振动所造成的破坏却是许多人所不知道的。虽然它所造成的破坏的事例还不是很多，但其破坏的程度却是惊人的。特别是在锅炉和热交换器中，发生流体诱导振动的例子是比较多的，其结果是造成换热器意外的压力损失、管子破裂、磨损和弯曲变形等等。例如，1968年，Baird报导过一起在Etiwande 水电站中某过热导管振动的严重情况。这次振动十分剧烈，结果使管壁外凸产生永久性变形。Putnam报导了换热器的声振动而导致壳体变形的几种情况。Halliday也报导了一宗振动破坏事故，结果将船上的废热锅炉瞬间抛起。1976年，国外某蒸汽发电厂的一个 9930 米² 换热面积的大负荷水冷器，在流量只为设计值的10%~30%的情况下操作了两天，就发生严重的泄漏。经检查，表明由流体作用力引起管子振动遭致破坏。在壳程出口处浮头管板的末端一根管子已断裂，并相当严重地向上弯曲了约27英寸，有 9 根相邻的管子在同一位置上亦明显地发生了弯曲，压力降明显地增加。管子跨距为 58~68 英寸，在进口中心线下面的流速约达 30 英尺/秒，相当于5.5磅力/英尺；经计算，速度头作用于已弯曲的管子上的流体作用力超过100磅。还有，蒸发器和重沸器等由于沸腾，管子总是处于不停顿的振动状态下。若其振幅很大，以及当附近车辆或其它机械振动等引起共振时，或同时存在有腐蚀的情况下，都会使管子早期损坏。其振动破坏的情况通常是：

(1) 换热管在跨度中央由于振动发生互相碰撞而被磨平，呈现发亮的磨口（图1-1）。

(2) 紧靠在弓形折流板圆缺口处那些没有受到折流板支持的管子，由于振动而与折流板圆缺口边互相摩擦而被磨坏（图1-1）。

(3) 在折流板管孔中的管子，其壁面上的压力分布除折流板边缘处有很高的压力峰值外，其余都是接近于均匀的。这种力的分布状态恰好与滚珠轴承中滚珠的应力分布很相似，高的边缘接触力会使管子在短期内局部破坏，管子甚至会由于振动产生“自锯”作用而被锯成两段。其它管子虽未破坏，但许多接头已经松动，并有一些磨损现象，也可能出现折流板断裂。

(4) 材料缺陷的扩展。即使在“安全”的设计中，也会存在管子小振幅振动，这是由于折流板管孔与管壁间的间隙以及管跨的挠性所致。对于理想的各向同性材料，这种低的应力脉动并没有多少害处。然而，如果材料在应力场的关键部位存在微观缺陷，那么，这些裂纹很容易扩展而致使管子失效，锈蚀也应该加在这个机理中。

(5) 冶金失效。由于作用在管子上的流体力，使管子上产生交变应力，致使存于管材的氧化层脱落。当氧化层脱落后，在管子表面留下了坑点，这些管面坑点能使管子应力增

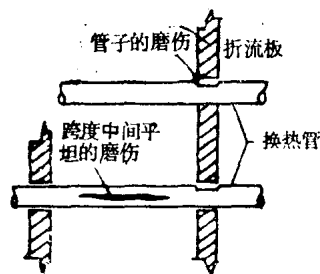


图 1-1 管子碰撞呈菱形（船形）磨口与折流板孔处磨损

大，在交变应力作用下致使管子寿命大大缩短。

为了使换热器不发生振动，必须控制换热器管子的最大无支承跨长，或使流体的横流速度小于某些临界速度值或流体 ρV^2 值（ ρ 为流体密度， V 为流体速度），图1-2、1-3、1-4即是某些换热器的这三种相应值。

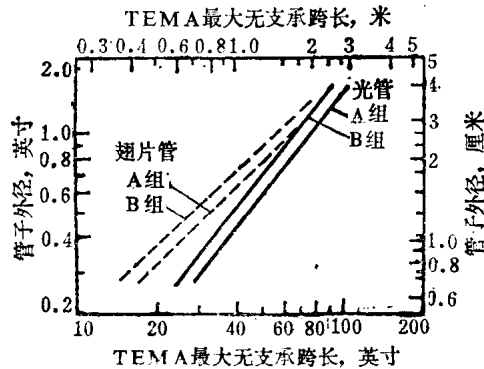


图 1-2 TEMA标准：光管和翅片管最大无支承跨长（翅片管外径是指端部管径）

A组材料：
碳钢和高合金钢低合金钢
镍
镍-铬-铁

B组材料：
铝和合金
铜
铜合金

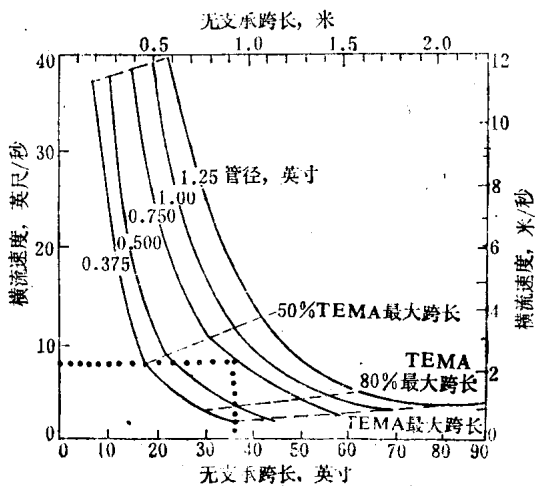


图 1-3 假定Strouhal数为0.3，5跨铜镍管产生共振时的横流速度

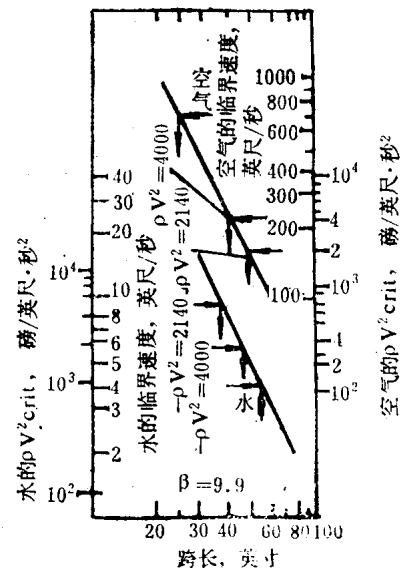


图 1-4 跨长与临界速度及 ρV^2 值关系（ β 为不稳定常数）

图1-4为对不同跨长的3/4英寸碳钢管，水和空气的Connors临界速度及 ρV^2 值（ β 为当发生流体弹性不稳定性振动时的不稳定常数）。

TEMA 标准还给出了折流板孔间隙的经验规则，即指定为管子外径和未及支承跨距的函数关系。

另外，U型管束最外层管子的振动频率相对最低，则更易于发生流体诱导振动，应予以

特别注意。

在固定管板式换热器中，压应力可达到很高的值。即使在U型管直段也会因热膨胀差产生很高的轴向应力。在操作状态下承受大的压力载荷的管子更应当认真检查其流体诱导振动。

由于换热器的高效和大型化而导致流体流速增加，换热管刚度相对减小，流体诱导振动的问题将更为突出，这在换热器的结构设计和计算中是更需要认真考虑的。

第二节 国内外振动破坏实例

表 1-1 国外换热器振动事故实例

序 号	名 称	事 故 情 况	事故时间	
1	工程试验堆ERT(美)	一回路热交换器管束振动	1957	
2	哈拉姆核动力装置HNPF		1962	
3	熔(美)盐试验堆MSRE(美)		1963~1964	
4	先进试验堆ATR(美)		1965	
5	高通量同位素堆(美)		1966	
6	布鲁克海温高通量辐射反应堆(美)			
7	钠冷试验堆(美)			
8	SM-1固定式中等动力厂(美)			
9	再循环试验堆(美)			
10	东海村核电站(日)	锅炉蒸汽发生器管束振动	1966	
11	NPD核电站(加)		1969	
12	道格拉斯角核电站(加)		1971~1977	
13	皮克灵核电站(加)		1974	
14	舒兹核电站(法)		1976	
15	圣奥诺费莱核电站(美)		1976~1977	
16	奥康尼1, 2, 3核电站(美)		1976~1977	
17	三哩岛核电站(美)		1976~1977	
18	特里诺核电站(意)		1977	
19	美滨-1核电站(日)		1977	
20	林哈尔斯-3核电站(瑞典)		1981	
21	KWO核电站(西德)			
22	恩利科费米核电站(美)			

续表

序 号	名 称	事 故 情 况	事故时间
23	Ringhals 核电厂(英)	蒸汽发生器管子磨损泄漏	1981
24	Wylfa核电厂	锅炉管子泄漏	1972~1973
25	圣克累尔电厂(美)	冷凝管子破坏	1959
26	菲利普石化厂(美)	重沸器运行36小时, 20%管子泄漏	1970
27	Connors Humber 炼油厂脱碳塔(英)	塔顶冷凝器U型管开车不久碰撞破坏	1970
28	PWP蒸汽发生器(美)	U型管弯头磨损破坏	1976~1977
29	核蒸汽发生器	U型管磨损破坏	1969~1978
30	过热交换器(美)	管子磨损破坏	
31	发电厂大型轴承水冷器(美)		
32	埃提汪达电厂过热-省煤器(美)		

表 1-2 国内换热器振动事故实例

序 号	名 称	事 故 情 况	事故时间
1	广州溶剂厂废热锅炉	振动造成接管断裂	1980
2	珠海化工厂氟塑料水冷器	运行3个月, 大量管子锯断	1981以前
3	湘江氮肥厂CO ₂ 气体压缩机水冷器	管子磨损, 折流板断裂	1971
4	吉林电石厂醋酸冷凝冷却器	运行时产生强烈噪声和机械振动	
5	北京第二热电厂热水加热器	管束外圈管子严重磨损泄漏	
6	秦皇岛等地电厂动力锅炉空气预热器	管束振动和噪声严重时无法投入运行	
7	兰州石油二厂催化裂化废热锅炉	由于强烈振动、噪声, 严重泄漏, 内件振动	
8	中科院原子能研究所冰池反应堆	管子振动失效严重	1964~1971
9	动力锅炉	振动导致安全阀磨损破坏	
10	江门甘蔗化工厂第1效蒸发罐	管子磨损破坏, 每一年更换管一次	1953~1983
11	碳化塔冷却水箱	管子严重磨损等, 数个月更换一次	
12	齐鲁石油化工公司炼油厂铂重整油品加热器	壳程进口处管子磨损, 1983年以前每8个月检修一次持续10年左右	

第二章 换热器流体振动机理

第一节 漩涡分离

今考虑一受非均匀横流的圆柱体，压力在前缘最高，称为“驻点压力”。在低 $Re(Re < 5)$ 下，流动没有分离。当流速增大时，环绕着圆柱体上的压力梯度趋向于冲刷柱体两侧的边界层。由于边界内比外层移动得慢，边界层的移动伴随着“卷起”。最后，卷起的边界层（漩涡）从柱体表面分离，使局部压力产生一突然的下降。

这种在圆柱体两侧的下流交替发生漩涡，然后脱离，形成周期性漩涡尾流的现象，称为卡曼涡街。正由于圆柱体的两侧交替产生漩涡，故其两侧对流体的阻力是不相同的，并且具有周期性的变化。在某一瞬间，阻力大的一侧，流体速度较慢，故静压强较高；而阻力较小的一侧，流体速度较大，静压强较低。因而在阻力大的一侧，产生了一个垂直于流动方向的

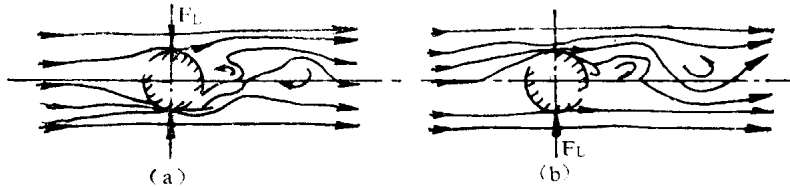


图 2-1 流体升力的产生

升力，如图2-1中(a)所示。当一侧漩涡逸散后，在另一侧又产生新的漩涡，情况却完全相反，于是又会产生一个垂直于流向但方向相反的升力，如图2-1中(b)所示。由于升力交替地改变，故圆柱体在与流体流向相垂直的方向上产生振动。

显然，圆柱体的振动频率与漩涡脱离的频率有关，而漩涡脱离频率与流速及圆柱体外径 d_0 有关，可用一个称为斯特拉哈（Strouhal）准数来表示：

$$St = \frac{f_w d_0}{v} \quad (2-1)$$

式中 f_w ——漩涡分离频率；或单位时间内所产生的漩涡数；

d_0 ——圆柱体直径；

v ——流体的流速。

通常，如果流动不垂直柱体，在 St 式中的速度 v 以自由流线速度的垂直分量（横流）来代替。

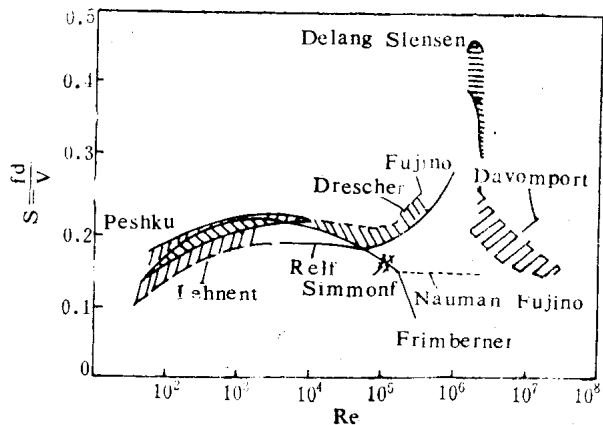


图 2-2 漩涡频率与 Re 数的关系图

Y.N.Chen的一篇论文中指出了雷诺数 Re 和斯特拉哈准数 St 的关系,如图2-2所示,由图可以看到, Re 数值在 300 至 2×10^5 的亚临界范围内时, St 数值约为 0.2 ;当 Re 数值增加到 3.3×10^5 时,尾流已经全部成为湍流,并不再存在卡漫涡街。但当 Re 数值继续增加到超过

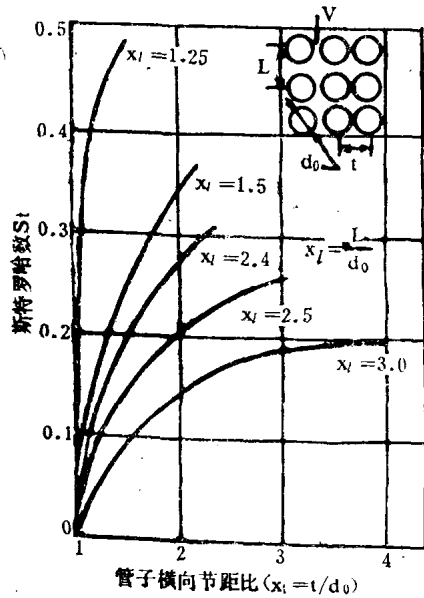


图 2-3(a) 在不同的纵向节距比 ($x_l = L/d_0$) 下,顺排管束的斯特拉哈数与横向节距比的函数关系

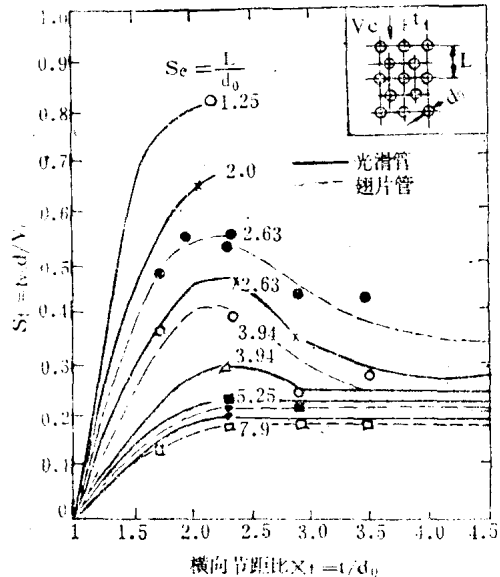


图 2-3(b) 在不同纵向节距比 ($x_l = L/d_0$) 下,错排管束的斯特拉哈数与横向节距比的函数关系

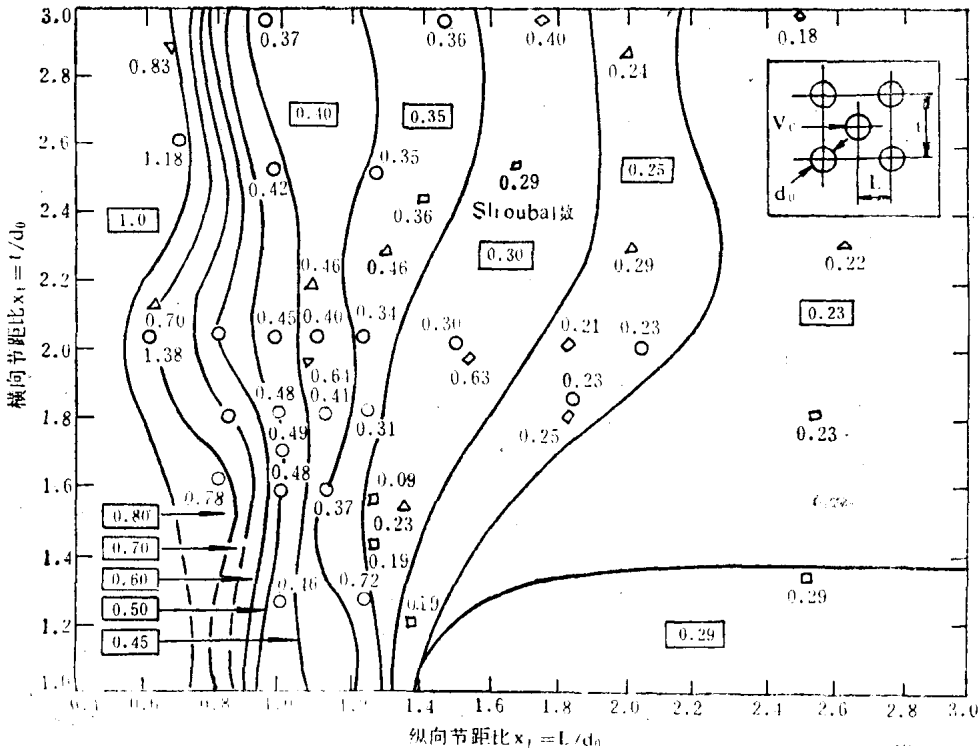


图 2-3(c) Fitz-Hugh错排的Strouhal数位置图

3.5×10^5 时的超临界 Re 范围内时, 卡漫涡街又重新出现, 此时准数 St 值约为 0.27。所以 Re 数在 3.3×10^5 至 3.5×10^5 之间称为不稳定区。

对于换热器管束, St 数还是管子间距的函数, 即漩涡脱离还受到管子排列形式的影响。Y. N. Chen 提出了管束的 St 数与管子间距的函数关系, 如图 2-3(a)、2-3(b) 所示, 即 St 分别为管排的横向和纵向节距比 t/d_0 、 L/d_0 的函数, 具有较好的规律性。

Jaude 和 Hat 对这二种方式排列的管束各提出了相应的 St 值。Grotog 和 Aroold、Classen 和 Gregorig 等则对直线排列的管束提出了有关的 St 值。Baulg、Kauig 和 Gregorig、Patuam 等对错排管束报导了 St 值。它们的结果都被绘制成以坐标轴 $x_0 = L/d_0$ 和 $x_t = t/d_0$ 对 St 数的许多划分成大约为等 St 的面积图, 见图 2-3(c)、2-3(d)。这两张图极其复杂地展示了过高的换

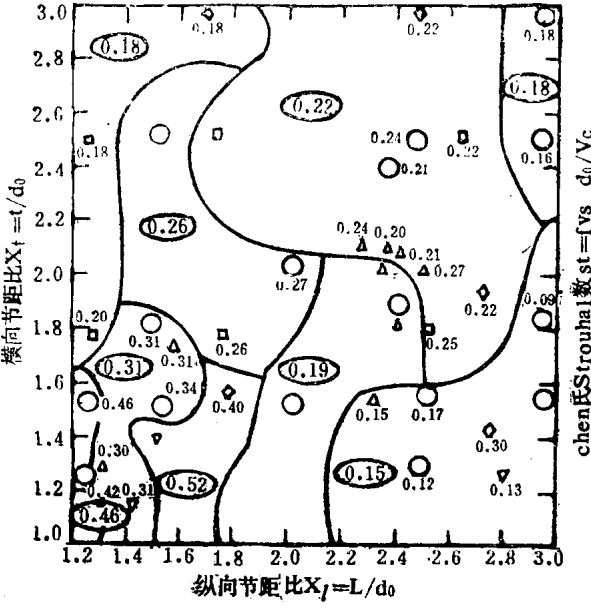


图 2-3(d) Fitz-Hugh 顺排的 Strouhal 数

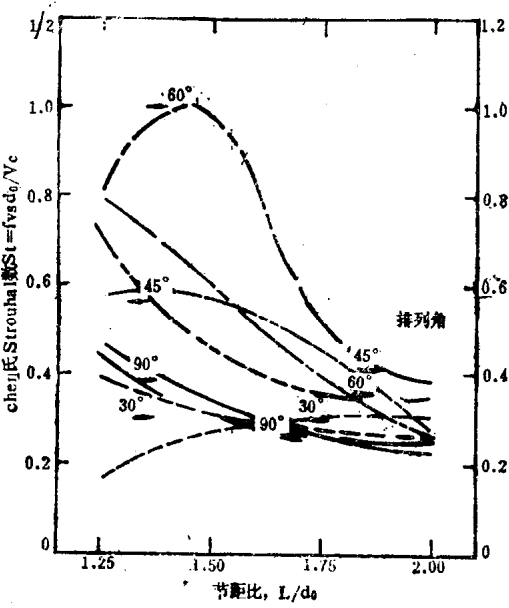


图 2-3(e) 等角排列的 Strouhal 数 (根据 Fitz-Hugh)

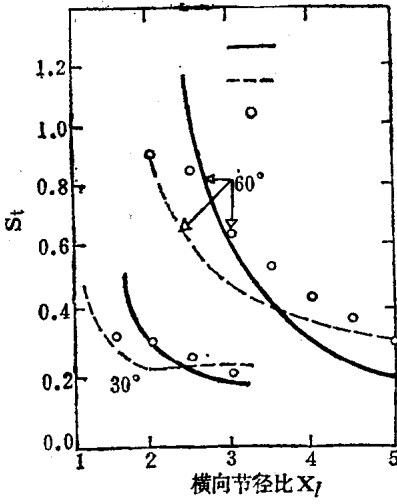


图 2-3(f) Strouhal 数

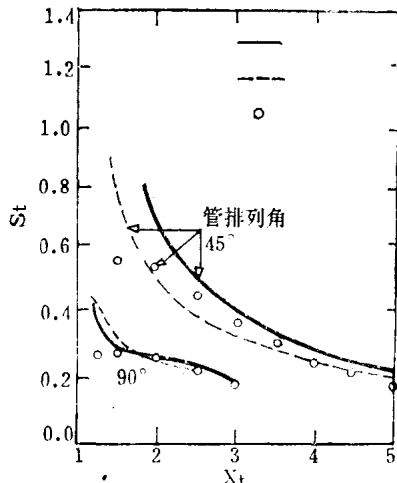


图 2-3(g) Strouhal 数

热器管束St值,怀疑是把声增强(噪音)也包括进去了。

Fitz-Hugh 和 Y.N.Chen 还对管束的St 数与其排列角间的关系作成图线图 2-3(d)、2-3(e)、2-3(f)和2-3(g)。二人的图线有共同的趋势,但对窄节距比的密排管束来讲,差别就较大。

对于密集塔群和换热器管束,上述结论不怎么适用。Spivack 研究了在流体横流过管排的更为复杂的情况,即当管子十分密集,管子的间隙G 大约小于一个管径时 ($G/d_0 < 1$), 就不能从每根管上分离出各自的漩涡,便形成了一个由整个系统共同组成的涡街,这时,涡流的频率很高,流态很复杂。当管子间的间隙大约大于一个管径时,涡流产生在每个管的中心线上;而当其间隙小于一个管径时,涡流出现在两管的中心线上,构成了漩涡的重迭,见图2-4(a)所示。

大振幅振动的出现,使斯特拉哈数 $St = \frac{f_w \cdot d_0}{v}$ 中的有效直径 d_0 发生了变化,从而改变了漩涡分离频率。Livesay和Dye试验发现,在 $(t-d_0)/d_0 > 1.4$ (即大约 $G/d_0 > 1.4$) 时 (t 为管间距),每根管子的振动是独立的,涡流各自向外发散,互相不影响,可以看作是互相隔离的管子振动;但当 $(t-d_0)/d_0 < 1.0$ 时 (即大约 $G/d_0 < 1.0$ 时),则产生两种不同型式的振型(横向振动)。在低速时,任何相邻两根管子的位移不相同(异相),见图2-4(b)(c)。当而流速较高时,相邻的两根管子的位移是同相的,并总是保持平行,在 $1.0 < (t-d_0)/d_0 < 1.4$ 范围内,这两种振型以及其它两种振动方式(图2-4(d))都会出现。同时,人们还注意到,在使用一列12根管子的管排进行实验时,当实验条件同使用两根管的情况大体相同时,亦常常会遇到上述的另外两种的振动方式,大多数管子亦都大致为垂直于同向的横向振动,且无论在管排的任何部位,这种振动都会涉及到第三根管子。其中一种振动方式是每根管子的位移是各不同相的,即两根外管作异向振动,而中间的管子在其流线方向上振动(垂直振动)。而另一种振动方式则是外面的两根管子的位移是相同的,但中心的管子作近似的圆周运动,图2-4(d)。可见管排中管子的排列和布局以及流体速度的不同,都会影响到管子振动的型式。

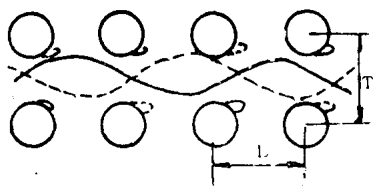


图 2-4(a) 同相漩涡分离

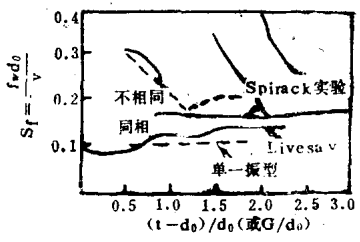


图 2-4(b) 涡流频率, St与管子节距比对两种运动管子的振动影响

实线: 两种振动的最大振幅;
虚线: 任何一种振动的速度极限;

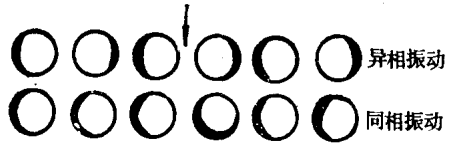


图 2-4(c) 管排的振动型式

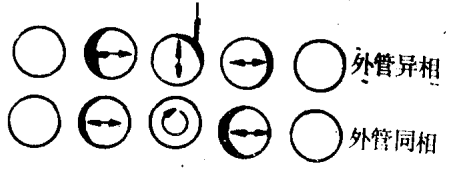


图 2-4(d) 单排管的三根管子的激发振动的型式

一根管子是连续系统，故具有无限个固有频率，最低的频率为基频，它在流体诱导振动中最为重要，这是由于当横流速度增加时，漩涡分离频率会逐渐增加，达到第一个频率时就会发生共振。实验证据指出：一旦分离频率与固有频率同步，柱体的振动对分离机理具有极强烈的有机效应。即使当横流速度在一个很大范围里增大时，漩涡分离的频率还是围绕着管子的固有频率（封锁在管子固有频率上）。这个现象称为“同步”。

管束在某一定横流速度下，出现周期性的漩涡脱离时，它存在一很好确定的侧向位移峰值。Rettigrew和Gorman观察到，响应峰值与在 $St = 0.34 \sim 0.67$ 范围的虚拟 St 数相对应。

Rettigrew等推导出了管子最大的均方根挠度的表达式。由周期性的漩涡分离所致的升力，可以由流体动力升力系数 C_L 的方式来定义。

$$F_L = C_L \frac{\rho}{2} d_0 v^2 \quad (\text{单位管长})$$

把管跨看作位于两个折流板之间具有简支端，则

$$y_{\frac{1}{2}} = F_L / (\pi^2 \delta m_0 f^2) \quad (2-2)$$

式中， $y_{\frac{1}{2}}$ 为中跨的最大振幅。

Rettigrew等发现， $C_L = 0.07$ 时给出了因周期性漩涡分离共振跨中响应的均方根挠度上限。他们建议应保持最大响应值小于管子直径的2%。

到目前为止，一致认为除了很少的情况外，漩涡分离并不是工业用换热器中大振幅管子振动的主要机理，但它与声共鸣有关。因为管子排列较密，使湍流产生相互作用而造成激烈的振动。

当漩涡分离频率与管子固有频率相一致时单根管子产生共振，将会导致管子的破坏。而对于密集的管束，据Y.N.Chen报导，节径比（管子的节距与管子直径之比）在1.25~1.5的管束，多半是其它机理导致管子的破坏。认为仅仅靠近外缘的那些管子才能是漩涡分离导致破坏。Pettigrew在“气-液”两相流管束振动实验中，认为也不会有漩涡分离发生。

第二节 湍流抖振

横过管束的流体所产生的湍流，可以使管子发生振动。湍流的频率范围是很宽的，且是随机的。并具有一随流体速度增加而变大的中心主频率，振幅随流速的增大而增长。由于这种振动不那么规律，不会导致产生共振响应，故很少认为湍流抖振是管子破坏的最主要原因。紊流密度 $f(t)$ 的均方根值和湍流度 T_u 可以由以下两式来表示：

$$\sqrt{f(t^2)} = \sqrt{\frac{1}{27} \int_T^T f^2(t) dt} \quad \text{和} \quad T_u = \frac{\sqrt{\frac{1}{3} (\bar{v}_x^2 + \bar{v}_y^2 + \bar{v}_z^2)}}{\bar{w}}$$

式中， $\bar{w}$ 为流速， v_x 、 v_y 和 v_z 为x、y和z方向上速度分量。

换热器中几乎到处都存在湍流流动，湍流场是通过在一平均流速上叠加一与漩涡和涡流有关的速度带值来表征。在这种流道中的管子，受有一稳定的曳力，还有一系列与漩涡有关

的周期力。这样，作用在管子上的流体力可以描述为一脉冲力频带的组合。如果管子的固有频率远离湍流力的频率范围，则输入管子的能量是很小的。而且管子振动受到阻尼要耗散能量，这样，管子的振幅是很小的。可是，如果任一阶固有频率落到在湍流力函数的频率谱内时，将有可能达到共振条件。

观察指出，有可能定义一湍流抖振频率的“峰值” f_{tb} ，在此峰值附近，湍流的能量密度最大。为此，需要知道随机力函数的确切情况，但这是很难定量的。研究者已经通过假定力函数中相关的理想值，并对“某些平均管子挠曲振幅”导出了关系式，以满足设计工作需要。

1. Pettigrew和Gorman

他们认定了对流体激振场的一有限度的相关长度和管子的不同边界条件，以及在其所有常态振型下的管子响应，最后导出了实用的公式。假设管子为简支，管子在第一振型下振动。有了上述简化，则管子跨中的均方根（rms）振幅 y_{rms} 由下给出：

$$y_{rms} = \frac{S_p^{1/2}}{4\pi^2 f^2 m_0^2 \xi^{1/2}} \quad (2-3)$$

式中， S_p 为单位管长上激振力的能量谱密度， f 和 ξ 分别代表管子基频和相应的摩擦阻尼。阻尼是由基于Rettigrew和Gorman汇集的实验数据，在图 2-5 中描绘出的“有效随机激振系数” C_R 确定的：

$$S_p^{1/2} = \frac{1}{2} \rho v^2 d_0 C_R$$

C_R 是在水中试验确定的值。从图 2-5 中可以注意到，正对着壳体进口接管的管子的响应预测，比管束中间的管子的效应为大。而 S_p 可以采用整个频谱范围内能量的平均值来表示。

2. Blevins

Paidoussis引用了Blevins下面的对管子中跨rms挠度的表达式：

$$y_{rms} = \frac{S_p^{1/2} J \psi \left(\frac{1}{2} \right)}{(64\pi^2 f^2 m_0^2 J)^{1/2}} \quad (2-4)$$

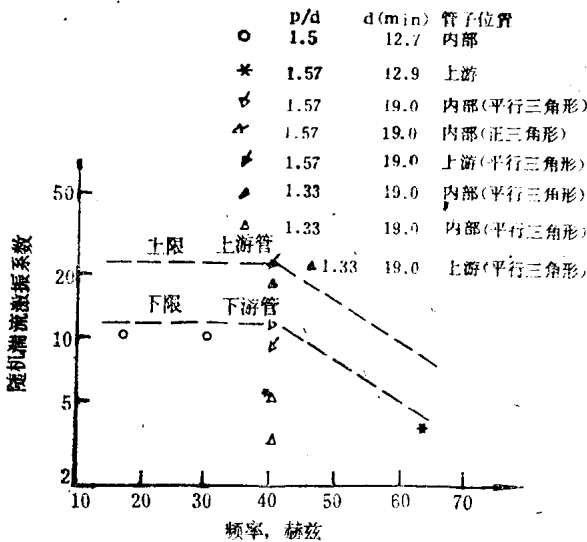


图 2-5 有效随机激振系数 C_R (Rettigrew, Gorman)

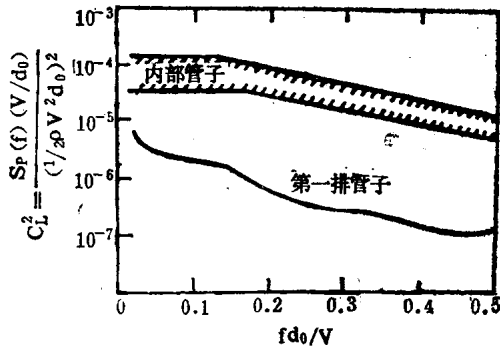


图 2-6 管子抖振能谱密度函数 S_p (Blevins)
(横流中圆柱体抖振响应升力系数)