

电站锅炉振动译丛

电站锅炉行业情报组 译
北 京 锅 炉 厂

第一机械工业部情报所

前 言

在毛主席无产阶级革命路线指引下，在批林批孔运动推动下，我国电站锅炉行业 and 全国其它战线一样，欣欣向荣，蓬勃发展，形势很好。

为了适应电站锅炉行业发展的需要，“**加快电力工业的步伐**”，遵照伟大领袖毛主席关于“**要采用先进技术，必须发挥我国人民的聪明才智，大搞科学实验。外国一切好的经验，好的技术，都要吸收过来，为我所用**”的教导，我们编译了“电站锅炉振动译丛”，供从事锅炉设计、操作的工人、技术人员、大专院校的有关师生参考。

锅炉发生振动，是国内外新锅炉机组投运时普遍遇到的一个尚待解决的技术问题，不少国家在这方面作了一些工作。这里汇编了有关锅炉振动译文 13 篇，有的叙述锅炉振动实例和情况；有的着重阐述有关振动的机理；有的介绍了有关锅炉防振的一些技术措施。

为了便于同志们进一步查阅有关国外技术文献，还附有文献索引。

由于时间仓促，水平有限，错误和不当之处，请批评指正。

编 者

一九七五年四月

目 录

热交换器中由流动激发的噪声 (美国)	1
消除大型燃气和燃油锅炉破坏性振动的方法 (美国)	7
美国某公司关于燃油和燃气锅炉的防振挡板标准	16
锅炉管子的冲击激发振动 (英国)	24
燃烧室内的振动 (西德)	34
蒸汽锅炉烟气流动引起的炉墙振动 (捷克斯洛伐克)	40
烟道振动 (美国)	47
大容量燃油锅炉中的燃烧振动 (日本)	50
锅炉设备中由于燃烧气体涡流不稳定性和卡门涡流街引起的烟气振动现象的原因 和防止方法 (瑞士)	57
管式热交换器中, 由于流动形成卡门涡流街所引起的噪音和振动 (瑞士)	70
炉墙的振动 (捷克斯洛伐克)	85
炉室振动——原因与解决办法 (美国)	86
锅炉共振的经验 (英国)	98
文献索引	106

热 交 换 器 中 由 流 动 激 发 的 噪 声

A. A. Putnam (美国)

过去，在热交换器里，由于涡流脱落引起噪声、异常的压力损失、管子断裂和器壁鼓胀，很少形成严重的问题。但是由于愈来愈强调热交换器应该紧凑小巧和热交换器中流速愈来愈高，因而产生强烈旋涡强度和克服阻尼损失的动能也在逐步提高。同时，热交换器比以前干净利落的设计结构，却使热交换器里的相对声学阻尼损失在下降。因此，预计由涡流脱落所引起的头痛问题，将愈来愈普遍，而且愈来愈尖锐。

本文目的是：概述发生噪声的一般机理和提出由涡流脱落引起难题的某些例子。也提出了处理这类问题的下一步活动。

涉 及 的 振 动 类 型

在讨论涡流激发的噪声的种种头痛问题以前，值得先研究一下能够涉及到的振荡或振动的三种类型。第一种是涡流脱落本身。图 1 示出这种现象的一个例子。可以看到，涡流周期地从障碍物的两侧交替地“脱落”，在障碍物的尾部形成一个波浪形的流动^{[1]*}。当雷诺数在 200 到 50000 范围时，一个圆棒所产生的涡流脱落的频率，和流速成正比而和圆棒直径成反比。由这关系所得到的无因次数群 $\nu D/V$ ，因为这方面早期一个研究者的缘故，被命名为斯特罗哈 (Strouhal) 数。这里应该提起一声，有时候有人把这数群的倒数 $V/\nu D$ ，称作斯特罗哈数，这是要引起混乱的。

要讨论的第二种类型的振荡是和热交换器的声学特性相关的那种振荡，特别是那种同时垂直于流动方向和管子长度的振荡。在一个长方形通道中，最低频率的横向声学振荡具有等于两倍于通道宽度的波长。在一次谐波时，气体越过管束从通道的一侧壁到通道的另一侧壁穿来穿去。在这样一个简单的系统里，其他可能的频率是等于这个一个频率的整倍数。很容易想得到，这样的振荡是能够和刚才叙述过的管子所产生的涡流脱落耦合起来。图 2 用实线和虚线示出这样一种耦合振荡的交替的两个相态。



图 1 尾迹中的交替涡流

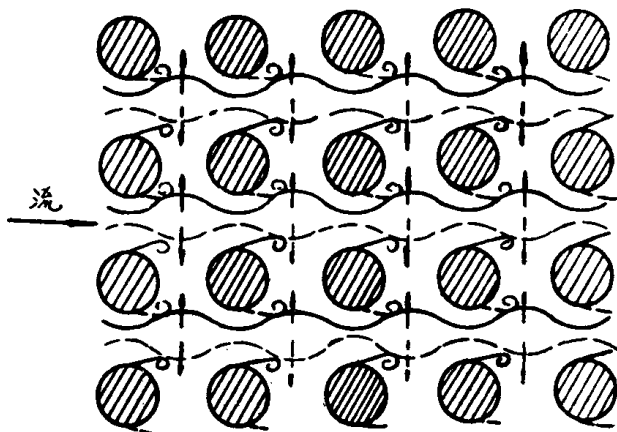


图 2 某一可能的耦合声学振荡和空气动力学振荡的交替相态

* 此编号为本译丛“文献索引”中的编号，以下同。

能够发生的第三种类型的振动是热交换器元件本身的机械振动。这样一个元件的振动频率的平方和元件的弯曲刚度成正比，和横截面积、质量、以及长度的四次幂成反比。比例常数决定于元件的端部条件和振动的特定谐波。当涡流脱落所引起的压力把元件在两侧交替地推动时候，热交换器一个元件的振动和由热交换器元件发生的涡流脱落就发生耦合；而这个元件的合成运动就使涡流脱落愈加规则明显，或者使涡流脱落的周期更为准确定时。

归纳起来看，我们所要讨论的这种形式的噪声，可以由三种机理所发生。第一种，涡流脱落的固有频率在某一特定流速下，和热交换器的某一声学固有频率相接近^[2]，两个系数就耦合，在流体流动中的动能就转化为声学压力波。不仅仅噪声能够变得强烈，在严重的情况下，器壁能够在压力作用下弯曲鼓瓢^[8]。

第二种机理：热交换器管子或平板的某一固有频率可能接近这些热交换器的固有涡流脱落频率。在这种情况下，管子就要振动，并且强化涡流脱落。这种机理的后果是严重的噪音、疲劳或结构破坏。这种头痛的问题预计在结构元件轻巧单薄的小型热交换器会发生得更为频繁。在最近以前就报导了这种类型耦合的一个变型，平行于（而不是垂直于）管束的管子的流动，引起了沿管子方向的涡流脱落和管子固有频率的耦合^[4]。这一现象即使仅仅从振动的振幅就显著地影响了频率这一事实来看，显得比通常类型更为复杂。

等三种的情况就是这样一种振动了，其中涡流脱落频率、管子频率和系统的声学频率都耦合在一起。

现在我们将研究几个和系统产生了声学耦合的涡流脱落的例子。最好还是先来看看两根平行圆棒这样一个简单的系统^[6]。当两根圆棒的间距大于一个直径时，各个管子的涡流脱落频率就是一个孤立圆棒的涡流脱落频率。当把管子移拢时，外侧的涡流开始成对地动作，而频率逐渐下降；内部的涡流同时一对一对地动作而频率提高。当两个圆棒移得很靠近时，较低的频率重新向上升，一直升到两个圆棒相接触为止，此时频率达到和单根直径为两倍的圆棒的涡流脱落频率相同的数值，而较高的频率则在间距约等于半个直径时就停止上升，而另一个低得很多的频率就取而代之。从这些试验可以推断，在一群圆棒中，间距很大时，涡流脱落的频率预计就等于单根圆棒的涡流脱落频率。但是，当圆棒很靠近的时候，涡流脱落频率不仅取决于其间的间隙，还和圆棒的直径有关。

顺列管束的噪声

热交换器的管束可以分成两种形式来研究：顺列和错列。报导的振动事例大部分是如图3所示的顺列布置。例如，贝尔德（Baird）报导过爱迭完达火力发电厂过热器—省煤器烟道中振动的严重事例^[8]。这种振动严重到了这样的程度，使烟道壁形成向外的永久变形。这是不足为奇的，因为据报导，在壁上的振幅达到了 ± 0.211 公斤/厘米²的数值。还曾经发现一沿着垂直于管子长度和气流方向的11.58米距离上，被激发了二次谐波的振动。管列间在速度波腹（压力波节）上设置间隔恰当的挡板，就能够消除振动。

哈立台（Halliday）报告过一台锅炉在省煤器紧邻上侧的烟道中的振动事例，这一事故是一艘容量相当大的船舶在船坞试验时发生的^[2]。振动频率是烟道的横向一次振动频率，烟道里管子是顺列布置。这篇报导引人注意之点在于：曾经制造了一个1/8缩尺的模型，用好几种不同尺寸的分流板在不同的位置上作了试验，以寻找一个适宜的抑制振动的方

法。后来发现，长度为 $1/8$ 波长的分流板，放置在距离省煤器上方 $1/8$ 波的地方，在模型和发生事故的锅炉上都成功地消除振动。

琼斯 (Jones) 和孟罗 (Monroe)，在研究许多试验热交换器的压力降和传热特性时候，在噪声以外还碰到了另一桩麻烦文献^[6]。如图 4 所示，当噪声发生的时候，并且在噪声发生的那个区域的雷诺数范围内，压力降几乎增加到预计值的两倍。后来，把管子的频率加以改变，又作了一些试验，结果没有什么改变，这表明这种现象是声学空气动力学性质^[7]。

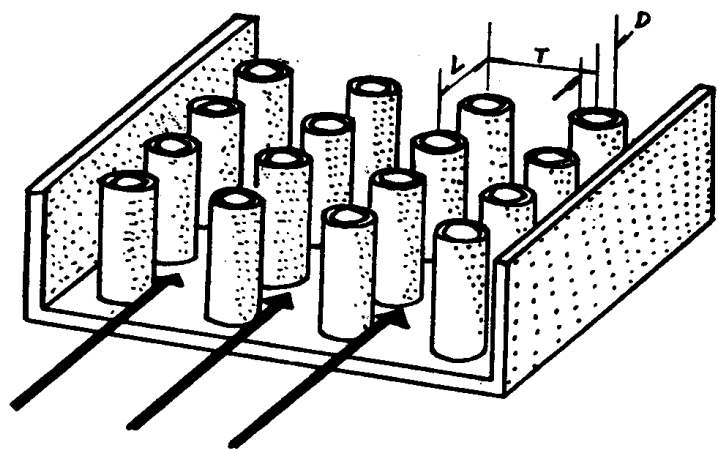


图 3 顺列管束

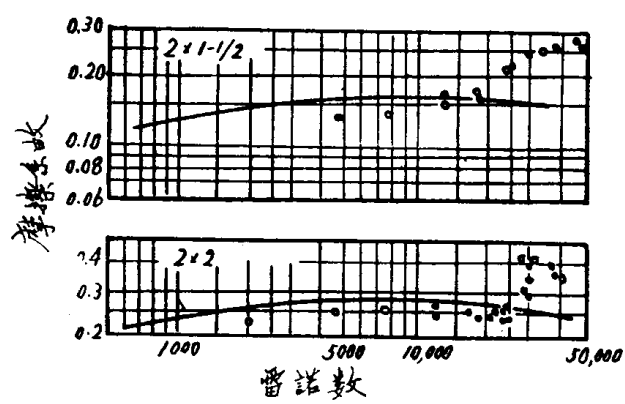


图 4 噪声开始发生时的压力增值

葛洛茨 (Grotz) 和阿诺尔德 (Arnold) 报告过顺列热交换器噪声的广泛的研究^[8]。图 5 示出包含斯特罗哈数以及元件间横向节距的数值和布置距离比例函数之间可能关系曲线。对顺列管子来说，当管子行列距离相当远时，包含节距 T 的各项应该从频率的基本方程式中消失。同样，在 $\frac{T}{D}$ 值小而 $\frac{L}{D}$ 值大的管束中，频率应该是 D 和 T 的某个函数，而且主要取决于 $T - D$ 这个差值。

葛洛茨和阿诺尔德还就发生耦合，也即是产生振动时的流速范围和平均值作了讨论，也对正确地采用分流板以消除振动提出了建议。他们指出一个对角线布置的隔板能够消除所有横向振动。不过，应用了这样的挡板以后，却又发现更高的流速时又激发一种新形式的振动。

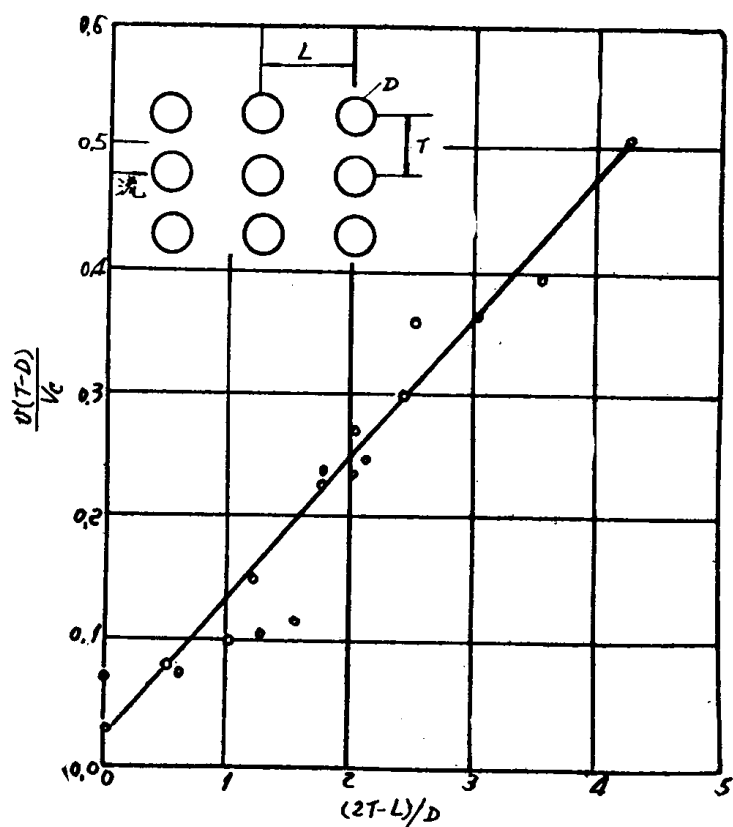


图 5 顺列热交换器中噪声数据的关系曲线

在错列管束中的噪声

图 6 表示管束的一种错列布置，可以和图 3 的顺列布置作个比较。错列布置发生麻烦的事例，报导得不像顺列布置那么多。不过，也可以提起这样一个例子，在一个实验机车空气加热器的菱形管束中发生过剧烈的振动。就掌握到的数据来推断，斯特罗哈数的变化范围，确实能表明涡流脱落和横向声学振动是能够产生耦合的。由于错列布置的限制，以及入口和出口的有限面积，显然不能用分流板或者挡板来消除振动。但是，把管束形状改成圆形就能在需要运行的工况范围内解决了这个难题。

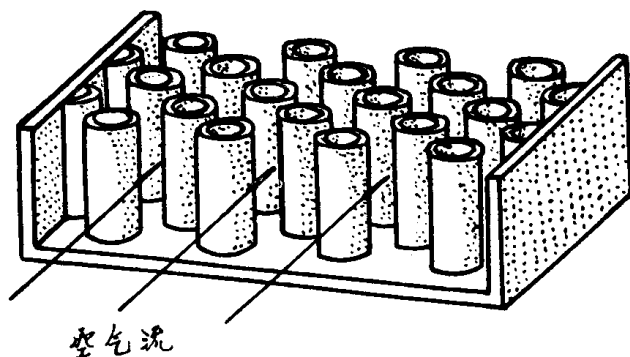


图 6 错列管束

巴泰尔研究所在某一次研究热交换器元件的沉积物的时候，如图 6 所示的形式的实验热交换器，在三个依序提高的流速下，产生了三个依序增强的振动。按有效流通截面计算的流速和管子直径为根据的斯特罗哈数，三种有噪声的条件下，平均为 0.46。声学振动波形是沿管道宽度横向传播的，而一次、二次、三次谐波在流速增高时依次出现。在三种振动条件下，热交换器邻近处的噪声强度约为 124 分贝。

结 束 语

总之，当热交换器在垂直于流动方向和管子长度的某一声学频率，接近于由斯特罗哈数决定的频率时，就会产生噪声或者振动。在这种情况下，能够造成耦合，使振动获得一个很大的振幅。即使噪声可以容忍，或者整个系统的强度很高，不至于造成破坏事故，但是这样的振动产生时，系统里的压力降也要达到异常的数值。

当管子排列很密时，不同行列管子的涡流脱落会产生相互作用。对成对管子^[5]顺列管子^[8]和错列管子的实验证明，斯特罗哈数就和一个单独管子时不同了，不再等于大约 1/5 的数值了。不仅如此，如文献所提示的，不仅应该考虑通道的高次谐波和管子的振动频率的高次谐波，而且在某些情况下甚至还得考虑涡流脱落频率的整倍数和分数^[5,9,10]。

某些方式的设备修改，证明可以有效地抑止高振幅噪声。在一个实例里，用平板或分流板把热交换器隔成几个空间，这样提高了最低的声学振动频率^[3]。在另一实例中，在热交换器中的某一部分的上游装置分流板，证明很有效^[2]。但是在这些例子中，把流速提高，问题可能重新出现。在第三个例子里，把热交换器沿对角线方向分隔，成功地消除了涡流脱落。在这个例子里，在高流速时出现了一种新形式的振动现象，因此值得进一步研究。最后一个例子，据报告，改变管束形状是一个解决的方法。

可以结论说，各个特定的涡流脱落问题，可以根据经验和判断，用试试改改的方法来治理。在另一方面，目前的资料还很缺乏，无法就管束来预言，怎么样的流速，涡流脱落频率就特别显著，在多大的或怎样的范围里共振的耦合就会出现，或者噪声的强度有多大。只要流速愈高，尺寸愈紧凑，系统的粗糙度愈降低，由于涡流脱落现象所引起的头痛现象预计可能性就会增加。但是，在这个领域里效果能够完全用缩尺模拟的方法来求得这样一个事实，使我们很有希望说：总可以找出一个正规的设计方法来预防这个难题。在本文结束的时候，建议搞一个四个阶段的研究计划。

第一个阶段应该是搜集文献资料和向制造厂家调查有关资料。关于涡流脱落的综合情报，很大部分已经是现存的了^[11]，但是在其他题材的文献中提到的某些特定例子，制造厂家所掌握的情报，振动的热交换器或其他类似结构的有关试验结果，以及有关的声学阻尼资料应该广泛搜集并加工分析。

研究计划的第二个阶段应该是对文献资料进行评价鉴定。我相信，从很好地组织安排这个观点来看，把现有的数据进行一次分析，一定是非常有价值的。从另外一方面看，一定存在一些大面积的区域，在那些区域里资料是缺少的、不完整的，甚至是相互矛盾的。那些区域就是今后进一步研究的目标。

研究计划的第三个阶段应该包括实验工作。应该对各种各样的热交换器布置的涡流脱落

频率和噪声的振幅进行研究，目的是获得普遍性的关系和判断。这部分工作可以用观测液体流动系统中涡流脱落现象的方法，以及典型的热交换器几何形状进行声学特性研究，以确定固有频率、振幅的型式和阻尼损失等。

第四阶段就应该是研究抑减、消除和控制涡流脱落的有害后果的种种方法。

因为在这样的领域里，模拟比例是很简单的，这样一个研究计划的结果对于各种尺寸热交换器的设计是有价值的。

哈尔滨锅炉厂译自：《Trans. ASME Series A Journal of
Engineering for Power》1959.10.P.417-422.

消除大型燃气和燃油锅炉破坏性振动的方法*

L. J. Cohan等(美国)

符 号 的 意 义

- C ——声速 $= \sqrt{g K P V} = \sqrt{g K R T}$
 D ——管子直径
 f ——频率, 周/秒
 g ——重力加速度, 32.2 呎/秒²
 K ——定压比热和定体比热的比值 $\frac{C_p}{C_v}$, 对于空气为 1.4
 n ——驻波中的波腹个数或谐波序数
 p ——声波的瞬时表计压力
 P ——烟气的绝对平均压力
 R ——气体常数, 对于空气为 53.34 呎/[°]K
 S ——Strouhal (斯特罗哈) 数 $= f D / V$
 S_t ——横向管距, 呎
 S_l ——纵向管距, 呎
 t ——时间, 秒
 T ——烟气温度, [°]K
 v ——烟气比容, 呎³/磅
 V ——烟气速度
 W ——后烟道净宽, 呎
 X ——从左墙起的水平位置, 呎
 y ——烟气分子的横向位移, 呎
 Y ——分子位移的最大振荡, 呎
 λ ——声波波长, 呎

现代化的运行中的电站包含有大量各种各样的运动着的设备, 这些设备当然是可能产生振动的根源。为了正确地处理大容量电站锅炉的振动, 必须重视其上的作用力。引起振动的许多因素隐蔽到如此程度, 以至于单独的分析变得很困难和难以捉摸。幸而, 结构的设计是根据法规的要求进行的, 因此很少遇到不适当的结构设计的问题。如果真有不适当的结构设计, 则这些问题也是很容易弄清楚的。

本文所讨论的是局限于蒸汽锅炉中的微妙的和生疏的自激振动问题。由于固有现象引起的振动才是真正的自激振动; 在这种振动中, 维持运动的交变力是由运动本身产生和所控制的。这种振动即使不会由于共振而引起重要部件的应力破坏或疲劳破坏, 但从操作人员和周

* 此篇文章系作者们于1964年 9月27日至10月1日在美国Oklahoma州 Tulsa 城举行的美国机械工程师学会国家动力会议上提出的。

围环境的心理要求出发也有足够的理由应该去消除它。

1953 年，在一台 13.5 万瓩、920000 磅/时（460 吨/时）的强制循环辐射再热锅炉上，发生了剧烈的、来路不明的振动。在相当于 8.5~10.5 万瓩的蒸汽流量时，机组振动得很厉害。图 1 为该机组的侧视图。当振动问题第一次出现时，场地工程师汇报如下：

“该机组上发生强烈的振动。进风道、烟道以及过热器至省煤器的区段都振动了，估计振动频率为 60~100 周/秒。情况与‘按摩疲劳的足部用的’振动机类似。振动大约在蒸汽流量为 700000 磅/时（350 吨/时）开始，一直继续到满负荷及以上，此时系燃用气体”。

为了解决振动，起初认为必须将标高 70 呎（21.34 米）以下的炉墙和护板用角钢加固，如图 2。但这些加固物无补于事。振动起始向炉墙产生影响。各标高处的炉墙，低温过热器，省煤器段，振动点的进展是多么的快啊！如果还找不到一个解决办法，耐火材料很快就会由于振动而脱落变薄，这仅是一个时间问题。

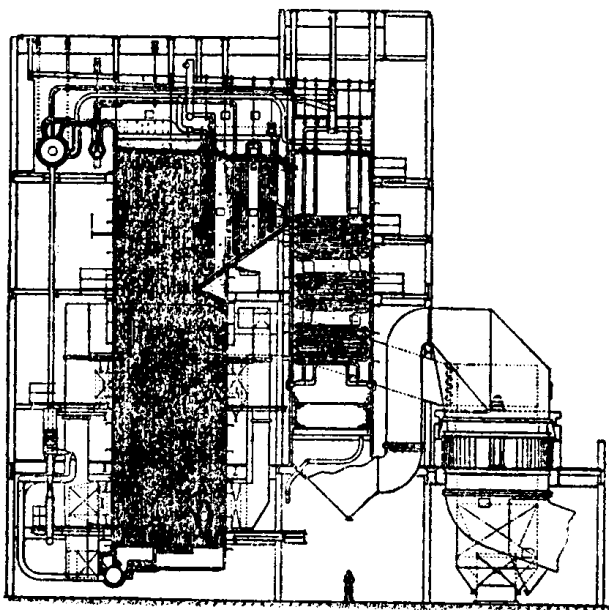


图1 经历过强烈振动烦恼的 90,000 磅/时
（450 吨/时）强制循环锅炉剖视

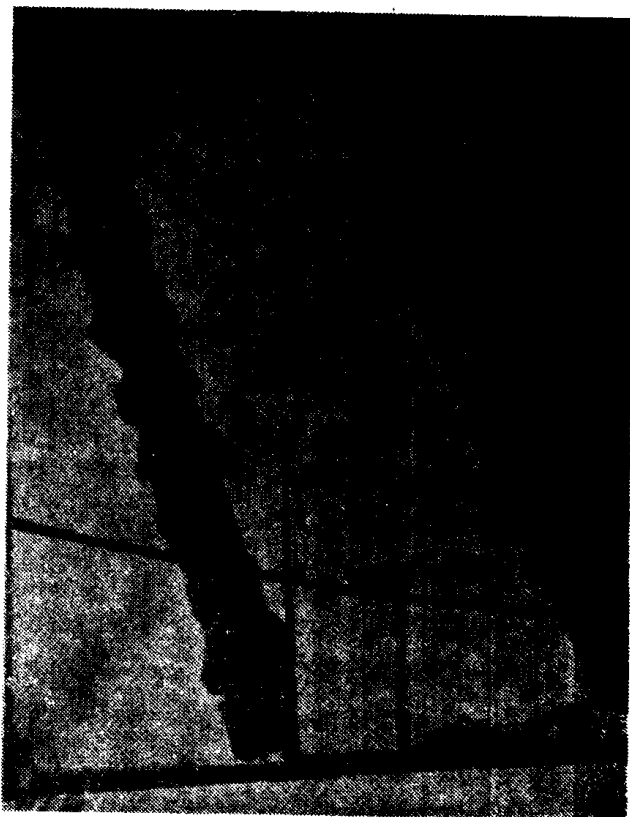


图2 角钢如此加固于护板上，但无效

我们立即着手对这种振动、声波和气体脉动进行研究。在炉墙结束处（省煤器上方，低温过热器下方）测得脉动振幅为 ± 3 磅/时²（ ± 0.211 公斤/厘米²）。并用声强计测得了波节和波腹的大小。

由研究结果指出，可以肯定在水平低温过热器范围内存在着有固定波节（位移最大值或压力最小值的点）的驻波。这一驻波是垂直于管子轴线的。

气流旋涡周期性的脱落会激发产生一种各相间有一定差数的频率。当流体（锅炉中的烟气流）掠过圆柱形障碍物时，障碍物后部的烟气尾流就不再呈规律的分层流动了，而是呈现一种周期性有规律的、明显的顺时针方向和逆时针方向旋转的旋涡。这种在管子或管群两边的旋涡交替脱落引起了垂直气流方向作用于管子上的力的交变。当旋涡脱落频率和气柱固有频率重合时，振动即出现。考虑这样一个例子，一个大的摆可以用一小锤在大摆的固有频率下

对大摆施加一个很小的力就可以使得大摆摆动加剧。如果该小的作用力施加于每一周期上，振幅便会不断增加。这种情况就是激振力与摆的自然谐和运动之间的共振现象。振动振幅一直增加到反作用力与激振力相等为止。在我们目前的情况（锅炉烟道中），旋涡相当于小锤，气流则为摆。图 3 示出了旋涡的交替脱落；图 4 描述了一个以位移形式表示的波形。注意该波的最小位移点在侧墙处。

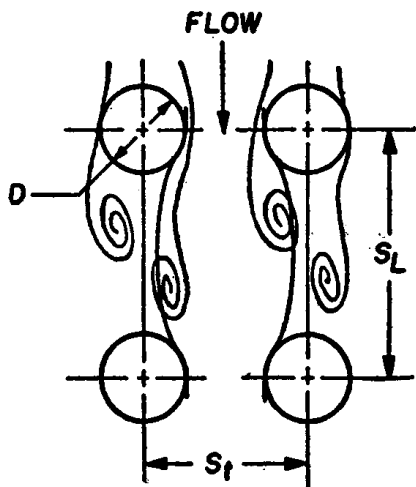


图3 旋涡的交替脱落
图中原文译如：Flow—流向

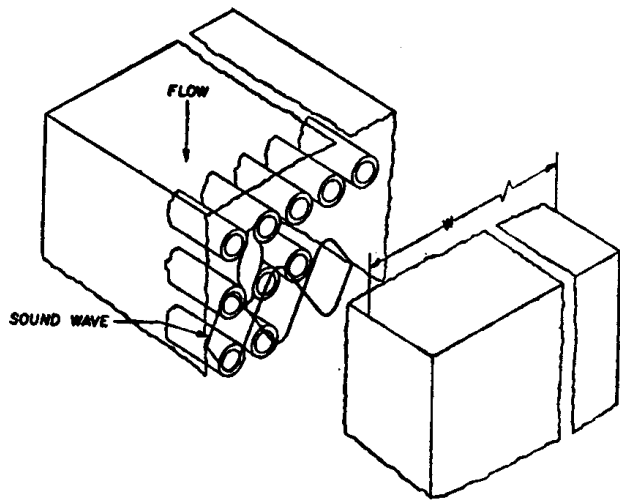


图4 声波的形成
图中原文译如：Sound Wave—声波；Flow—流向

解决上述问题的方法是将共振气室分隔成较小的气室，使后者的固有频率不同于激振频率，而且不是激振频率的整倍数。这种消除共振的方法可在气流最大位移点处装置隔板来实现。隔板是由薄钢板制成，固定在管束上。

由于锅炉基本结构的相同，可以认为，所有锅炉机组都会具有出现不稳定气流工况的临界点。

应该分析一下下面两个因素，看看它们有没有实际的方法去确定：

1. 产生气流不稳定流动工况的临界速度。
2. 驻波的频率。

根据计算的运行情况，可以作出烟道和旋涡脱落的共振频率图。如图 5 所示。看来，系统的共振有无穷的自由度。因此，纯粹的理论分析对于给出一个明确的解决方法的指导作用不大。

兼以直接测量方法来加强，有可能作一统计性的观察。用这种方法就发觉振动的范围随烟道净宽的增加而增大，并且主要是发生在燃气或燃油锅炉中。虽然煤粉锅炉偶尔也会发生振动的倾向，但这种偶然现象是暂时性的，它只出现在油燃烧启动和吹灰期间。大体上可以这样说，当燃煤锅炉的管束上有了正常的积灰层后，振动就会消退。

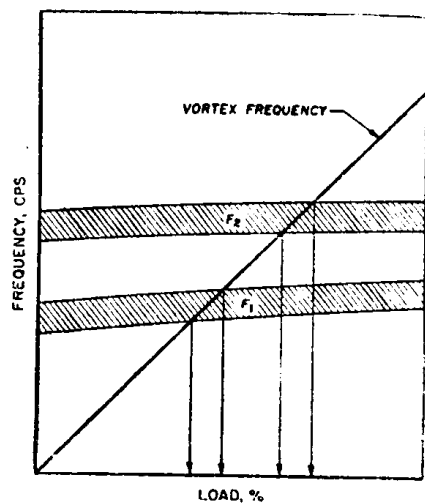


图5 烟道和旋涡脱落共振频率图
图中原文译如：Frequency, cps—频率，周/秒；Vortex Frequency—旋涡频率；Load—负荷

问题的性质

上述振动问题可归于一般所谓的“自激振动”范畴，自激振动还包括众所周知的“疾马飞奔的”输电线、“歌唱的”电话线、振动的烟囱和潜水艇潜望镜、飞机机翼的鼓翼和有名的 Tacoma（塔可玛）海峡吊桥毁坏事故。

在电站锅炉的对流烟道中，受热面是由许多圆柱体形、直径相同的管子布置而成的。

众所周知，当流体掠过一圆柱体形障碍物时，旋涡即以一种均匀的、周期性的状况脱落，此种现象称为“卡门旋涡径迹”。这就在圆柱体上产生了一个交替的力。当只有一个圆柱时，旋涡脱落的周期可近似地由 Strouhal 数去确定：

$$S = fD/V \quad (1)$$

Den Hartog 认为，Strouhal 数可几乎看成是常数，其值仅在 0.18~0.27 间变化。然而，最近，更多的研究人员发现：当受热面紧密排列时，Strouhal 数还与横向节距和纵向节距（参阅图 3）有关。无论如何，对于给定的管束布置来说，旋涡总是以某一频率作周期性的脱落，而该频率则取决于系统的几何尺寸和流动速度。

问题的特点在于：我们并不担心管束本身的振动，而是担心气室的振动，它会转而引起炉墙振动，然后使得整个锅炉结构都振动，

因此，问题就与音乐风吹乐器相似，在喇叭中，气柱由簧片或吹喇叭者的嘴唇而激振。其实，锅炉中的一区段就好像一个很大的风琴管。其中由旋涡脱落引起的烟气振动恰与风琴管中吹过在管端的管唇的空气所引起的空气柱振动相似。而且，振动频率主要是锅炉净宽的函数，这又与音调频率随管长而变一样。

图 6 所示为横跨后烟道净宽的四种驻波——基本波（半波）和其它三种谐波。根据其频率和烟道实际净宽，任一种驻波必定是上述形状的一种或几种。驻波可以表示为位移形式或者以压力形式表示。位移曲线是说明任一瞬时气流分子的横向位移振幅。

因此，在基本半波中，侧墙处的气体不产生脉动，但在接近烟道中央处，气体分子以最大振幅作激烈的振动。压力曲线与位移曲线的相位差为 90° ，它表示出由快速反应压力转送器测得结果。在侧墙处，压力在零值上下作剧烈波动；而在中央，压力波节随时间没有明显变化。全波（完整周期）有三个位移波节和两个压力波节。位移波节和压力波节之间的关系可由 Bernoulli（伯努里）定理说明。最大位移点对应于最小压力点，而零位移点则对应于最大压力点。因为在固定炉墙处位移必须为零，故所有谐波总是半波的倍数。

在气流中驻波的概念是很难从物理上去理解的。事实上，这一术语是从绳索的振动中借

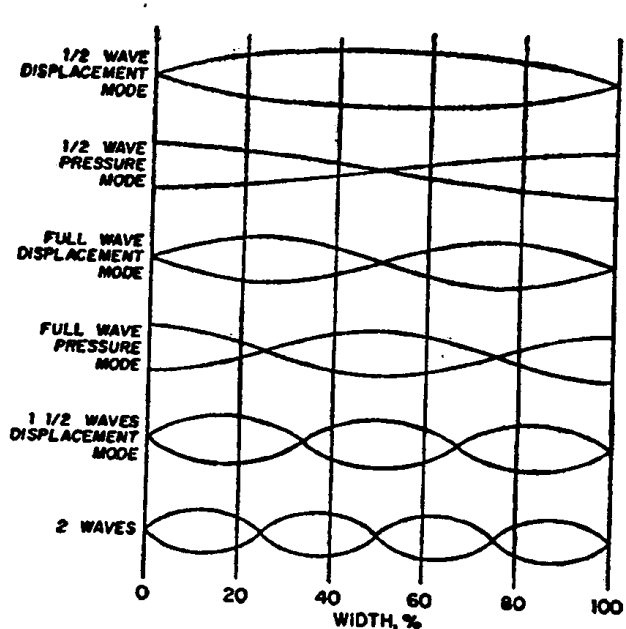


图6 基本波波长是净宽的两倍

图中原文译如：Wave Displacement Mode—波位移型；Wave Pressure Mode—波压力型；Full Wave—全波；Width—净宽

来的，而绳索的振动是可以看见的，而且可以由多次闪光照相去拍摄。同样，大多数驻波方程式也是在绳索振动基础推导出来的，然后用相似准则修正到气柱振动现象上去。（见附录——驻波的数学基础）

问题的解决

从原理上说，解决驻波振动问题是简单的。只要装上消除共振的隔板，或称“隔片”，将驻波隔断，也就可以除去烟道内的振动。但事实上要比这个更加复杂些。因此，上面我们已对驻波的性质作了一种微观的分析，现在我们可以从宏观方面来看一下作为基本的分析工具是频率和烟道净宽之间的关系性。声波频率的基本方程式为：

$$f = C/\lambda \tag{2}$$

应用理想气体关系式后，则有

$$C = \sqrt{g K P V} = \sqrt{g K R T} \tag{3}$$

式中乘积 KR 为仅取决于气体成分的参数。为了更准确起见，我们应该，例如，作出燃料元素分析和过量空气所有各种变化的表。但事先我们已作了简化假设，即炉烟遵循理想气体关系式，并且发现精确计算所得的典型烟气的声速与空气的并没有很大差别。于是，用空气的气体常数后可得：

$$C = \sqrt{32.2 \times 1.4 \times 53.35 T} = 49.1 \sqrt{T} \tag{4}$$

假如存在驻波，则其波长 λ 和烟道净宽 W 之间必须有一定的关系。如图 6 所示，基本波（或第一谐波）波长是烟道净宽的两倍： $\lambda = 2W$ 。在第二谐波中，波长等于烟道净宽，即 $\lambda = W$ 。而第三谐波的波长为净宽的 $2/3$ ，即 $\lambda = 2/3W$ 。

故基本波和谐波波长可写成： $\lambda = 2W$ ， $2W/2$ ， $2W/3$ ，……或 $W = \lambda/2$ ， $2\lambda/2$ ， $3\lambda/2$ ……。将这些关系式代入式（2），就得出驻波频率的通用方程式：

$$f = C/2W, 2C/2W, 3C/2W \dots \text{或} \tag{5}$$

$$f_n = \frac{nC}{2W}$$

式中 $n = 1, 2, 3 \dots$ 是烟道净宽 W 中半波的个数，也就是谐波序数。如在该式中代入声速值，最后可得：

$$f_n = \frac{49.1 n \sqrt{T}}{2W} = \frac{24.55 n \sqrt{T}}{W} \tag{6}$$

当 $T = 1490^\circ \text{F}$ 绝对*（即 1000°F ，这对于对流烟道平均烟温来说，是一个合适的数值），式（6）表示在图 7 上。

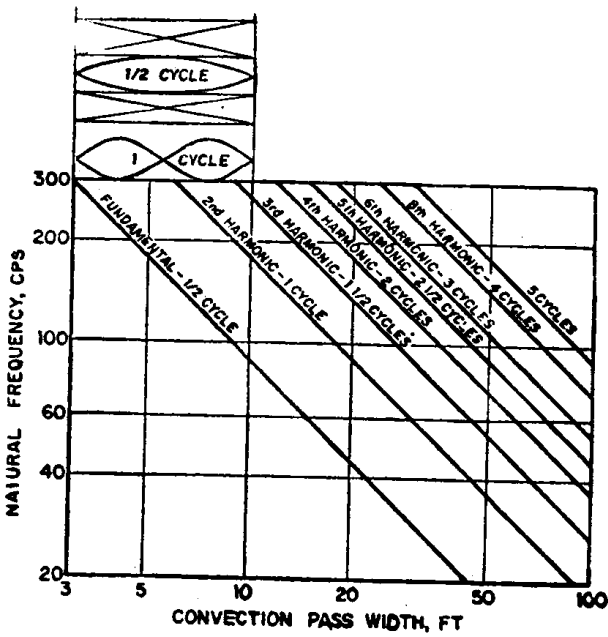


图7 据根式（6）作出的振动频率图

图中原译如：Natural Frequency—固有频率；Convection Pass Width, ft.—对流烟道净宽，呎；Fundamental—基本半波；Cycle—一周；2nd, 3rd……Harmonic—第2、第3……谐波

* 因为 $273 \times \frac{9}{5} - 32 \approx 460$ ，故。 $^\circ \text{F}$ 绝对 = $^\circ \text{F} + 460$ ——译者注

这样，对于任一个给出的振动现象，只需测定其振动频率，借助于图 7，就能很容易地确定振动的类型，因为烟道净宽是已知的，而且烟气温度是可以测得或算出的。

然而，我们的目的是去建立一个设计公式，用这一公式，就有可能在锅炉安装时用设置隔板的方法去预防振动。

以往十年来的经验告诉我们，振动通常发生在 40~100 周/秒 的范围内，并且很少发生在净宽小于 22 呎 (6.7 米) 的锅炉上。根据这一经验，再由图 6 和 7，就可以着手建立一个所有锅炉都适用的布置隔板公式

由图 6 可知，从理论上讲，将隔板放在烟道的任何地方总是能消除基本驻波 (半波) 的——死点 (即指中央点) 乃是最佳位置。但是，放在中央对于第二种谐波 (全波) 的消除乃是最坏的位置，因为中央正好是全波的位移节点。故这样放隔板对全波没有用处，全波会以基本半波的形式在两侧行动。对于全波来说，最佳位置是在 1/4 宽度处，这样可使它远离任何一个波节点。但是不应该在两个 1/4 处都加隔板，不然的话，将在两隔板之间形成半波。由此，我们可知装置防振隔板的复杂性。

根据我们对十年来运行着的锅炉的统计资料来看，可以断定，净宽小于 22 呎 (6.7 米) 的锅炉是不需要加隔板的。超过 22 呎 (6.7 米) 的锅炉，最担心的是发生全波振动，因此隔板应加在 1/4 点处。在 1/4 点处加隔板还可以消除 1/2 和 3/2 驻波 (图 6)。这种定位方式可很合适地用隔板两侧的两个空腔中大的那个宽度至 22 呎 (6.7 米) 为止，即 $3/4W = 22$ 呎 (6.7 米) 或 $W = 4/3(22) = 29$ 呎 (8.8 米) 为止。当宽度大于 29 呎 (8.8 米) 时，为了不出现大于 22 呎 (6.7 米) 的空腔，就必须另加隔板。此时，我们如果将大于 22 呎 (6.7 米) 的一侧再一次以 1/4 点划分，将得到以下三种比例的空档：

即

即

$$\begin{aligned} &1/4:1/4(3/4):3/4(3/4) \\ &4/16:3/16:9/16 \\ &0.25:0.1875:0.5625 \end{aligned}$$

这种划分法可以用到右端空腔宽度为 $0.5625W = 22$ 呎 (6.7 米) 或总宽度 $W = 22/0.5625 = 39$ 呎 (11.9 米) 为止。

在装置多块隔板时，要注意不应对称地安装。意即相邻两空腔宽度不应相等或接近相等。同时，相邻两空腔宽度亦不应接近于 2:1。如果发生 2:1 的情况，就满足了产生 3/2 波的条件，因而一个全波，即二“波腹”，在其一侧，另一个半波，或一“波腹”在另一侧。

被建立的隔板位置系列是这样规定的：除了最后两个空腔宽度比为 3:1 外，其余的宽度比自左至右总是保持为 4:3。如表 1 所证实。这样，最右边隔板可成为节点的唯一可能性是两个波穿过最右边隔板时。也就是说，在隔板一侧出现二个波腹而在另一侧出现一个波腹。但是，这两侧的宽度都未超过 22 呎 (6.7 米)，故 3/2 波的频率必须超过 100 周/秒。虽然这种情况是可能发生的，但从以往经验看来是绝无仅有的。

表 1 列出了 Combustion Engineering (燃烧工程) 公司的宽度达 87 呎 (26.5 米) 的锅炉隔板位置。直到如今，这种布置都已令人满意。

一个考虑隔板位置公式的有趣例子是：当著者已经完成了他的隔板位置公式但尚未正式采用时，有一台锅炉在投入运行后发生了剧烈的振动。该机组是带烟气再循环的燃气或燃油锅炉，净宽为 44 呎 (13.4 米)，其侧视图与图 1 相仿。在后烟道不同部位的炉墙和拉撑上用手提机械式振动仪测量。测得振动频率在 60~64 周/秒 之间，其值与负荷和部位无关。

表 1 燃油和燃气锅炉中防振隔板位置

隔 板 数	烟 道 总 净 宽 呎	隔 板 位 置					
		(左) 烟 道 总 净 宽 的 百 分 比 (右)					
无	0~22	100					
1	22~29	25	75				
2	29~39	25	18.75	56.25			
3	39~52	25	18.75	14.06	42.19		
4	52~69	25	18.75	14.06	10.55	31.64	
5	69~87	25	18.75	14.06	10.55	7.91	23.73

由图 7 可看出，必定会产生 3/2 波。隔板位置公式要求如下比例装置三块隔板：

左墙	11呎 0 吋	8 呎 2 吋	6 呎 3 吋	18呎 7 吋	右墙
	(3.4 米)	(2.5 米)	(1.9 米)	(5.7 米)	

但是，时间只允许装置一块隔板。我们面临这样一个选择问题：是将隔板装在最佳位置以消除 3/2 波呢？还是根据公式* 来安置？假如第一次装得不对，那末不仅要加装另外两块隔板，而且还要重新找第一块隔板的位置。因此，我们选择按公式将隔板装在 1/4 处。右侧空腔宽度为 33 呎（10.0 米），这对于频率为 54 的全波是很敏感的。我们当时对于旋涡脱落频率的公式还寄以某些信心，遂进行了一次计算上的冒险，并期望不发生全波振动。然而，此后的运行证实，振动正好发生。再次用振动仪测得振动频率为 55 周/秒。更重要的是，右侧的振幅远大于左侧。这说明驻波存在于 33 呎（10.0 米）的空腔中，大约是以全波的形式出现。在随后一次的停炉时。装上了另外两块隔板，振动就消失了。上述情况指出驻波振动的狡猾性**和见异思迁，所以我们：1）不可将过多的希望寄托在旋涡脱落频率的公式上；2）由于驻波具有许多自由度，会使得隔板位置装得不正确（或隔板数目不足），装了隔板只会把振动从一种形式变成另一种谐波。

随着蒸发量的增加，锅炉宽度增加，其振动敏感性也增加。由图 7 可看出，在 40~100 周/秒之间的可能发生的谐波数目是随净宽而增加。这可由公式（5）*** $f_n = \frac{nC}{2W}$ 从数学上来论证这一事实，下一个谐波（n + 1）的频率为 $f_{n+1} = \frac{(n + 1)C}{2W}$ ，故频率增长百分比为

$$\frac{f_{n+1} - f_n}{f_n} = \frac{f_{n+1}}{f_n} - 1 = \frac{(n + 1)C}{2W} \cdot \frac{2W}{nC} - 1 = \frac{n + 1}{n} - 1 = \frac{1}{n}。$$

意即，相邻两谐波的频率差的百分率随谐波序数（或净宽）的增加而减小，因而，这些谐波的一个或几个与激振频率共振的或然率增大了。

结 语

随着公用事业电站锅炉尺寸的不断增大，后烟道驻波振动的发生范围****也逐渐增大。

* 指旋涡脱落频率公式——编者注
** 原文系“subleties”，疑为“subtleties”之误——编者注
*** 原文为公式（2），应为公式（5）——编者注
**** 发生范围指易于发生的可能性——编者注

这种现象主要局限于宽度大于 22 呎 (6.7 米) 的燃气或燃油锅炉上, 并且只发生在水平过热器或再热器区域中。从理论上说, 振动的发生范围****可以由旋涡脱落频率公式的计算以及将其值与气柱固有频率进行比较后预测到的。然而, 以往十年来的经验告诉我们, 由于烟气温度、速度和 Strouhal 数的误差和变化, 这一方法是不可靠的。

有充分的证据说明, 蒸汽锅炉是一个很易发生烟道共振的结构。激振力总是存在着的, 所以当尺寸因素符合后, 振动就会发生。认识这一事实, 所以问题的解决是从反应现象的方面去着手, 这种方法是最正确的, 而且可以使得问题本身得到一个严正的和分析的解决。

可能, 问题的解决可以从根源——管子上产生周期性旋涡——着手, 即用流线型和交错排列的管群。但这一措施在经济上的惩罚是惊人的。也可以由许多隔板布置得如此紧密, 以致于根本不可能在任何两块隔板间形成基本波。但由于需要过多的隔板以及维护问题太麻烦, 故不采用这种过激的方法。

大概, 唯一的能够理论与实践一致的找到最少数量的隔板的解决办法乃是令一新机组振动, 由直接测量法测出波的形式, 然后再装最佳位置的隔板。但是这种办法也弃而未用, 因为需要停炉会造成损失, 并且麻烦。

Combustion Engineering 公司采取了在后烟道尺寸有可能引起共振的所有燃油或燃气锅炉上预先装置防振隔板的措施。这一措施承认使锅炉运行更为满意和使机组的使用率增加乃是制造厂的责任。

附录——驻波的数学基础

以位移形式表示的驻波方程式为:

$$y = Y \sin \frac{2\pi x}{\lambda} \sin 2\pi ft \tag{a}$$

于任一瞬时, 可写为:

$$y = (Y \sin 2\pi ft) \sin \frac{2\pi x}{\lambda} \tag{b}$$

可以看出: 位移是 x 座标的正弦函数, 括弧中的值则为其振幅。该曲线如图 6。当 t 值为 $2\pi ft = 0, \pi, 2\pi \dots$ 时, 振幅等于 0, 此时的正弦曲线变成一条水平线。当 $2\pi ft = \pi/2, 3\pi/2, 5\pi/2 \dots$ 时, 振幅值最大, 等于 Y 。

相反, 如果我们将注意力放到空间某一特定点 x 处, 则方程式 (a) 可写为:

$$y = \left(Y \sin \frac{2\pi x}{\lambda} \right) \sin 2\pi ft \tag{c}$$

该式说明, 气体的每一单元都作频率为 f 的简谐振动, 其振幅 (括弧中表示的) 则取决于气体单元的位置。当 x 值为 $\frac{2\pi x}{\lambda} = 0, \pi, 2\pi \dots$ 处, 振幅等于 0, 换言之, 这些点总是保持静止的, 这就是波节点。在点 $\frac{2\pi x}{\lambda} = \pi/2, 2\pi/2, 5\pi/2 \dots$ 处, 振幅为最大, 等于 Y 。因此, 位移节点经常是在 $x = 0, \lambda/2, 2\lambda/2, 3\lambda/2 \dots$ 处。并位移波腹 (或压力波节) 始终总是在 $x = \lambda/4, 3\lambda/4, 5\lambda/4 \dots$ 处。

为了确定位移振幅值, 首先必须导出压力和位移的关系。再者, 可看出, 驻波中的表计压力值为:

$$p = - \frac{C^2}{vg} \frac{dy}{dx} \tag{d}$$

**** 发生范围指易于发生的可能性——编者注