

[文章编号] 1002-8528(2014)04-0115-06

管道内部扰流板流噪声分析方法综述

欧达毅¹, 麦卓明² (1. 华侨大学 建筑学院, 福建 厦门 361021; 2. 香港理工大学 屋宇设备工程系, 中国香港特别行政区)

[摘要] 管道气流噪声是室内通风系统中的常见问题, 由于后期改造十分困难, 在设计阶段对管道内障碍物等因素产生的气流噪声进行准确预测计算是非常必要的。本文对该领域现有的主要分析方法和理论模型进行了回顾总结, 并归纳其研究难点以及提出对未来工作的若干建议, 以期有助于工程人员的设计工作以及本领域研究的进一步深化。

[关键词] 室内声环境; 通风系统; 管道流噪声; 扰流板

[中图分类号] TU112.3 [文献标识码] A

DOI: 10.13614/j.cnki.11-1962/tu.2014.04.022

Review of Analytical Methods for In-Duct Spoiler Flow Noise

OU Dayi¹, Mak Cheukming² (1. The School of Architecture, Huaqiao University, Xiamen 361021, Fujian, China; 2. Department of Building Service Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Hung Hom, Kowloon, Hong Kong, China)

Abstract: Flow-generated noise is one of the common problems encountered in indoor ventilation system. It is necessary to accurately predict and calculate the flow-generated noise produced by in-duct elements at design stage, due to the difficulty to solving the problems after the commissioning of the system. This paper reviews existing major analytical methods and theoretical models in the field. The research difficulties are also discussed, together with suggestions for future work for the purpose of facilitating design efforts of engineers and further deepening researches in this field.

Keywords: indoor sound environment, ventilation system, pipe flow noise, spoiler

0 引言

推行绿色建筑是世界建筑业发展的总趋势, 其中提升室内环境品质是绿色建筑的重要目标之一^[1]。现代建筑中, 空调设备等通风系统的工作性能是影响室内环境品质的一个重要因素。除热工性能外, 通风系统的声学性能也是设计要点, 它将直接影响室内的声环境品质。管道气流噪声是室内通风系统的常见问题, 由于后期改造十分困难, 在设计阶段对管道内障碍物(如扰流板)等因素产生的气流噪声进行精确的预测分析是非常必要的。现行的供热通风与空调调节系统(HVAC)相关手册^[2-3]专门针对这类噪声问题进行了分析, 并给出了相应的设

计指南。然而, 这些设计手册在准确性、实用性和操作性等方面都还存在诸多不足^[4-5]。

各国学者长期致力于管道内扰流板流噪声问题的探索, 通过对预测模型的更新和改进^[6-12], 力求更准确合理地预测和处理实际管道系统的噪声问题。笔者团队及合作者在这一领域也做了大量工作^[5, 12-29], 并不断探索管道流噪声的通用分析方法^[13, 17, 24-25], 以便更有效地指导各类管道系统的声学设计。

随着研究的深入, 该领域的分析方法和理论模型不断涌现, 因此, 有必要对这些方法进行总结和评述, 使之有助于工程人员的设计工作以及本领域研究的进一步深化。基于这一目的, 本文将对该领域已有重要理论进行回顾总结, 并归纳其研究难点以及提出对未来工作的若干建议。

1 管道内扰流板流噪声预测方法

在管道内扰流板流噪声通用分析模型的推导过程中, 普遍采用的假设是, 扰流板所受的波动阻力和

[收稿日期] 2014-01-02 [修回日期] 2014-02-12

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目“弹性边界条件对平板型建筑结构瞬态声振响应特性的影响”(51208214); 华侨大学高层次人才引进科研启动基金项目“建筑构件隔声性能的影响因素和改进措施”(12BS111)

[作者简介] 欧达毅(1982-), 男, 博士, 讲师

[联系方式] oudayi_hqu@126.com

稳态阻力之比恒定 这个比值用 $K(St)$ 表示,其中 St 为斯特劳哈尔数,它的取值由中心频率 f_c 、扰流板特征尺寸 r 和狭管流速 U_c 决定,具体为 $St = f_c r / U_c$ 。这一假设的可行性已得到多项研究工作^[8,9]和相关实验^[30]的验证。基于这一假设,学者们纷纷提出了倍频程(或 1/3 倍频程)标准化气流噪声频谱,并在此基础上提出不同形式的管道内扰流板流噪声的分析模型^[6-11,15,17-19,23,25]。从单扰流板问题到多扰流板问题,从只考虑扰流板间的声耦合效应到综合考虑扰流板间的声与气动耦合效应,预测分析模型不断被更新和完善,逐步形成一套分析管道流噪声的通用方法。

1.1 单扰流板

Nelson 和 Morfey 于 1981 年提出了管道内单扰流板流噪声的计算模型^[10]。基于流体稳态压差预测技术,指出流噪声的声功率级与扰流板的前后稳态压差 ΔP 相关(如图 1),并根据所求频率范围,将管道流噪声分为 2 部分进行计算,即:

当 $f_c < f_o$ 时,

$$120 + 20\log_{10}K(St) = SWL_s - 10\log_{10} \times [\rho_0 A \{ \sigma^2 (1 - \sigma) \}^2 C_D^2 U_c^4 / 16c_0] \quad (1)$$

当 $f_c > f_o$ 时,

$$120 + 20\log_{10}K(St) = SWL_s - 10\log_{10} \{ 1 + (3\pi c_0 / 4\omega_c) (a + b) / A \} - 10\log_{10} \{ \rho_0 \pi A^2 (St)^2 [\sigma^2 (1 - \sigma)]^2 C_D^2 U_c^6 / 24c_0^3 r^2 \} \quad (2)$$

式(1)~(2)中: f_c 和 ω_c 分别表示所求频段的中心频率和中心角频率; f_o 为管道截止频率; SWL_s 为管道辐射噪声声功率级; ρ_0 为空气密度; c_0 为声速; A 为管道截面积; a 和 b 为管道截面的长和宽; σ 为开口面积比; $C_D = \Delta P / [1/2\rho_0 U_c^2 \sigma^2 (1 - \sigma)]$ 。

Nelson-Morfey 方法适用于方形管道和简单带状扰流板结构。对于这种简单的管道系统,其开口面积比 σ 和特征尺寸 r 可直接由系统内部的几何尺寸推算而得。尽管这种简化往往与实际系统存在差异,但是 Nelson-Morfey 方法为管道内扰流板流噪声问题提供了良好的研究思路,成为后来众多改进方法的理论基础。例如,为了分析更复杂的扰流板结构、更多变的管道系统(如圆形管道),Oldham 和 Ukpoho^[11]对 Nelson-Morfey 方法进行了改进。其中最主要的改进在于,提出了更灵活的管道系统参数

计算方法,包括 σ 和 r 在复杂系统中的近似算法。例如,对于圆形管道系统, $\sigma = 1 / (C_L^{1/2} + 1)$, $r = \pi R (1 - \sigma) / 2$, $C_L = 2\Delta P / \rho_0 U^2$, U 为管道内流速, R 为管道截面半径,由此得出的管道流噪声如下:

当 $f_c < f_o$ 时,

$$120 + 20\log_{10}K(St) = SWL_s - 10\log_{10} [\rho_0 A \sigma^4 C_L^2 U_c^4 / 16c_0] \quad (3)$$

当 $f_c > f_o$ 时,

$$120 + 20\log_{10}K(St) = SWL_s - 10\log_{10} [1 + 3c_0 / 8Rf_c] - 10\log_{10} [\rho_0 \pi A^2 (St)^2 \sigma^4 C_L^2 U_c^6 / 24c_0^3 r^2] \quad (4)$$

式中各参数含义同前。

实验环节中,Oldham 和 Ukpoho 在圆形管道内采用阻尼器(damper)、含孔板(Orifice Plate)等不同形式的扰流板进行测试,推导出相应的标准化气流噪声频谱,结果与 Nelson 采用简单条形扰流板所得结果相近。

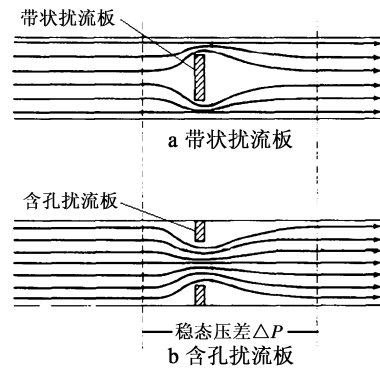


图1 含单扰流板管道系统示意图^[11]

1.2 双扰流板

上述 Nelson-Morfey 方法及其改进形式只考虑管内单个扰流板的情况,然而在实际管道系统中往往有多个扰流板同时存在。此时,扰流板间的声耦合效应对管道流噪声的影响不容忽视。为此,Mak 和 Yang^[18-19]对 Nelson-Morfey 方法进行了进一步的扩展,基于部分相干场理论^[31-32],引入双扰流板声耦合效应,具体描述为:

当 $f_c < f_o$ 时,

$$120 + 20\log_{10}K(St) = SWL_D - 10\log_{10} \{ \rho_0 A [\sigma^2 (1 - \sigma)]^2 C_D^2 U_c^4 / 16c_0 \} - 10\log_{10} \{ 1 + 2\sqrt{\gamma_{12}^2} \cos(\omega_c d / c_0) \cos[\varphi(\omega_c)] \zeta + \zeta^2 \} \quad (5)$$

当 $f_c > f_0$ 时,

$$120 + 20\log_{10}K(St) = SWL_D - 10\log_{10} [1 + (3\pi c_0/4\omega_c)(a+b)/A] - 10\log_{10}\{\rho_0\pi A^2(St)^2[\sigma^2(1-\sigma)]^2 C_D^2 U_c^6/24c_0^3 r^2\} - 10\log_{10}\{1 + 2\sqrt{\gamma_{12}} \cdot Q \cdot \cos[\varphi(\omega_c)] \cdot \zeta + \zeta^2\} \quad (6)$$

其中,

$$Q = \frac{\frac{k^2 ab}{2\pi} \left[\frac{\text{sinkd}}{kd} + \frac{2\text{coskd}}{(kd)^2} - \frac{2\text{sinkd}}{(kd)^3} \right]}{\frac{k^2 ab}{6\pi} + \frac{k(a+b)}{8}} + \frac{\frac{k(a+b)}{4} \left[J_0(kd) - \frac{J_1(kd)}{kd} \right]}{\frac{k^2 ab}{6\pi} + \frac{k(a+b)}{8}} \quad (7)$$

式(5)~式(6)中: J_0 、 J_1 分别为0阶和1阶贝塞尔函数; d 为扰流板间距(如图2); γ_{12} 为相干函数; ζ 为扰流板间的平均阻力比(ratio of the mean drag forces on the two spoilers); $\varphi(\omega_c)$ 为声源间互功率谱密度的相位函数。

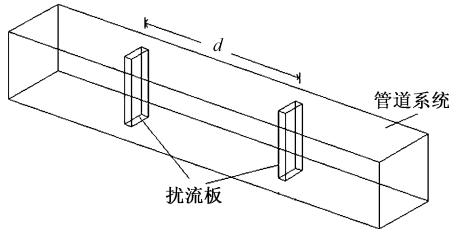


图2 含双扰流板管道系统示意图

对比式(1)、式(2)和式(5)~(7),可看出:双扰流板间的耦合效应主要与二者的一致性系数、间距、互功率谱密度、阻力比等因素相关;与单扰流板计算式相比,区别只在于式(5)等式右边第3项和式(6)等式右边的第4项。因此,由声耦合效应所引入的管道内附加声功率贡献可用 $10\log_{10}\beta$ 表示,其中 β 为耦合系数,见式(8)。

$$\beta = \begin{cases} 1 + 2\sqrt{\gamma_{12}}\cos(\omega_c d/c_0) \cdot \cos[\varphi(\omega_c)] \cdot \zeta + \zeta^2, & f_c < f_0 \\ 1 + 2\sqrt{\gamma_{12}}Q\cos[\varphi(\omega_c)]\zeta + \zeta^2, & f_c > f_0 \end{cases} \quad (8)$$

式中各参数含义同前。

至此,单、双扰流板对应的管道流噪声可通过简单的关系式联系起来,见式(9)。

$$SWL_D = SWL_S + 10\log_{10}\beta \quad (9)$$

其中,下标 S 、 D 分别代表单、双扰流板。

值得一提的是,上述 Mak-Yang 方法的推导过程基于矩形管道和矩形扰流板的假设。为了分析其它类型管道(如圆形管道)以及更复杂的扰流板结构,Mak^[17] 随后又对 Mak-Yang 方法进行了改进。改进过程借鉴了 Oldham 和 Ukpho 的研究思路(见2.1节),即基于压强损失系数给出了适用于不同类型管道的开口面积比 σ 和特征尺寸 r 的计算方法。改进方法的计算结果与圆形管道内多种不同类型扰流板流噪声的实验结果^[33] 相吻合。

1.3 多扰流板

式(9)可视为管道内扰流板流噪声通用分析方法的初级形式,揭示了管道内的总体噪声可由单扰流板再生噪声和扰流板之间耦合效应2部分组成。基于这一思路,Mak 随后又提出了含多扰流板(扰流板数目大于2)的管道噪声分析模型^[19],见式(10)。

$$SWL_M = SWL_S + 10\log_{10}\beta_M \quad (10)$$

下标 S 、 M 分别代表单、多扰流板。耦合系数 β_M 按式(11)计算。

$$\beta_M = \sum_{i=1}^M \zeta_i^2 + 2 \sum_{i=1}^{M-1} \sum_{j=1}^{M-2} E_{ij} \quad \left\{ \begin{array}{l} E_{ij} = \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\gamma_{i(i+1)}} \cos(\omega_c d_{i(i+1)}/c_0) \times \\ \cos[\varphi_{i(i+1)}(\omega_c)] \zeta_{i+1} + \\ \sqrt{\gamma_{(i-1)(i+j)}} \cos(\omega_c d_{(i-1)(i+j)}/c_0) \times \\ \cos[\varphi_{(i-1)(i+j)}(\omega_c)] \zeta_{i-1} \zeta_{i+j} \end{array} \right\}, f_c < f_0 \\ E_{ij} = \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\gamma_{i(i+1)}} Q_{i(i+1)} \cos[\varphi_{i(i+1)}(\omega_c)] \times \\ \zeta_i \zeta_{i+1} + \sqrt{\gamma_{(i-1)(i+j)}} Q_{(i-1)(i+j)} \times \\ \cos[\varphi_{(i-1)(i+j)}(\omega_c)] \zeta_{i-1} \zeta_{i+j} \end{array} \right\}, f_c > f_0 \end{array} \right. \quad (11)$$

式中: ζ_i 为第 i 个扰流板与首个扰流板的平均阻力比。其余变量与式(5)~(7)中所用变量的含义相同,下标表示扰流板编号,比如 γ_{xy} 表示第 x 个扰流板与第 y 个扰流板的相干函数。

由式(10)、式(11)可见,含多扰流板的管道总体噪声仍然可由单扰流板噪声和扰流板之间的耦合效应2部分组成,此时的耦合效应由两扰流板之间的距离、相干函数、互功率谱密度函数和平均阻力比等因素决定。

1.4 湍流效应

在实际管道系统中,多扰流板间的气动耦合效应(湍流效应)也会影响管道流噪声,当扰流板间距不大时,这种影响尤为明显。为了更准确地分析管道系统的流噪声问题,Mak等^[19,25,27]对上述Mak-Yang方法(双扰流板方法)和Mak方法(多扰流板法)进行了改进,引入了扰流板间湍流效应的影响。

如图3所示,管道系统内含多个扰流板,为了准确分析管道流噪声,应同时考虑扰流板间的声耦合效应和气动耦合效应。据分析,当间距大于12*D*,扰流板间的气动耦合效应可忽略不计^[10,34]。其中,*D*为矩形管道的宽度(或圆形管道的直径)。因此,建模过程中,间距在12*D*以内的扰流板被归为一组(如图3),每个组合内部需同时计算扰流板间的声耦合效应和气动耦合效应,而不同组合之间只需考虑其声耦合效应。

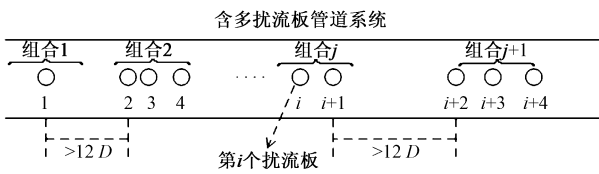


图3 含多扰流板管道系统示意图

假设组合*j*中含扰流板个数为*m*,则该组合内部的耦合系数 β_j 表示为:

$$\beta_j = \begin{bmatrix} B_1 \\ \vdots \\ B_m \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} 1 & E_{12} & \cdots & E_{1m} \\ E_{21} & 1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & E_{m-1m} \\ E_{m1} & \cdots & E_{mm-1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_1 \\ \vdots \\ B_m \end{bmatrix} \quad (12)$$

β_j 同时包含气动耦合效应参数*B*和声耦合参数*E*,二者描述如下:

$$B_i = \left(\sum_{l=1}^i \sqrt{\zeta_l} R_{li} \right)^2$$

$$R_{ij} = \begin{cases} 1 - \frac{d_{ij}}{12D}, & d_{ij} \leq 12D \\ 0, & d_{ij} > 12D \end{cases}$$

$$E_{ij} = \begin{cases} \sqrt{\gamma_{ij}^2} \cos(kd_{ij}) \cos\left(\delta_{ij} - \frac{kc_0 U d_{ij}}{c_0^2 - U^2}\right), & f < f_0 \\ \sqrt{\gamma_{ij}^2} Q_{ij} \cos\left(\delta_{ij} - \frac{kc_0 U d_{ij}}{c_0^2 - U^2}\right), & f > f_0 \end{cases}$$

R_{ij} 和 E_{ij} 分别表示第*i*个扰流板对第*j*个扰流板的气

动耦合效应和声耦合效应。

假设全系统共有*n*个组合,则每个组合之间只需考虑声耦合效应,具体推导办法与2.3节类似。最后,全系统的总耦合效应(含气动耦合和声耦合)系数 $\bar{\beta}_n$ 可表示为:

$$\bar{\beta}_n = \begin{bmatrix} \zeta_{11} \sqrt{\beta_1} \\ \vdots \\ \zeta_{1n} \sqrt{\beta_n} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} 1 & E_{12} & \cdots & E_{1n} \\ E_{21} & 1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & E_{n-1n} \\ E_{n1} & \cdots & E_{nn-1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \zeta_{11} \sqrt{\beta_1} \\ \vdots \\ \zeta_{1n} \sqrt{\beta_n} \end{bmatrix} \quad (13)$$

至此,管道系统的总体流噪声可表示为

$$SWL_M = SWL_s + 10 \log_{10} \bar{\beta}_n \quad (14)$$

改进前后的Mak-Yang方法相比,改进后方法(考虑湍流效应)的预测结果与实验数据更加吻合,从而验证了湍流效应对实际管道系统流噪声的影响。

2 研究难点和待解决问题

上节中,从单扰流板到多扰流板,从只考虑管道内部件的声耦合效应到综合考虑它们的声与气动耦合效应,笔者回顾了管道内扰流板流噪声分析模型的发展历程。从中可以看出,管道流噪声的通用分析方法一直是学者们研究的目标。本节将对研究中的难点进行探讨,并提出对未来工作的建议。

函数*K(St)*是推导管道内扰流板流噪声分析方法的基础,为获得*K(St)*随自变量*St*变化的函数值,倍频程(或1/3倍频程)标准化气流噪声频谱曲线的绘制至关重要。通过特定实验(如参考文献[10,27]所做实验),将不同斯特劳哈尔数*St*所对应的实验数据拟合成单一曲线,以此获得的标准化频谱曲线用于其它管道系统(如不同流速或不同尺寸的管道系统)的流噪声预测模型,这是管道内扰流板流噪声通用分析方法推导过程中的一个重要思想。这种做法的可行性和有效性已被多次证明和探讨^[35]。然而,值得注意的是,对于差异性较大的扰流板结构,仅凭单一的频谱曲线可能无法准确模拟^[12]。预测结果的不准确性将随结构差异性的增大而增大^[35]。针对这一问题,在将来的工作中,还需要有更多不同类型的管道噪声实验被设计和实施,以便得到更准确通用的频谱曲线,反过来更好地指导管道系统的设计。

另外,计算斯特劳哈尔数*St*时所需的3个条件

包括:中心频率 f_c 、狭管流速 U_c 和特征尺寸 r 。其中,前2个条件都容易得知,但除了简单形式的扰流板结构以外,对于特征尺寸 r 的准确计算是研究的难点之一。在众多研究报道中, r 的取值办法也一直没有统一。比如,对于圆形管道内的带状扰流板,Gordon^[8-9]采用尾迹的几何厚度作为 r 的取值,而对于含孔扰流板,他使用管道外径和内径(即扰流板的直径)来计算;Heller等^[7,10]则在圆形(或矩形)管道内矩形带状扰流板结构计算中,将扰流板宽度作为 r 的取值;Oldham和UKpoho^[11]通过扰流板的位置几何参数和压强损失来估计 r 的取值;Mak和Oldham^[12,14]则建议根据扰流板附近最大湍流点的间距来估算 r 值。总之, r 值估计方法仍是研究学者的讨论热点,更准确、统一的 r 值计算方法有待研究,尤其是对于更复杂的扰流板结构问题(如曲形扰流板(bends)等)。

已建立的预测模型为管道流噪声的分析提供了有效的理论工具,然而,大部分预测模型中的主要参数都需要依靠实验测量获得(如式(10)、(11)中的 ΔP 、 ζ_i 、 $\varphi_{ij}(\omega_c)$ 、 γ_{ij} 等等)。如何建立准确高效的模拟方法来计算这些参数,以避免昂贵、费时的实验测量也是值得研究的一个方向。最近1份研究报告^[29]利用计算流体力学(CFD)方法成功地实现了这一目的,方法中采用大涡模拟模型(LES)计算出扰流板前后压差及所受波动阻力,并由此推算出 ζ_i 、 $\varphi_{ij}(\omega_c)$ 和 γ_{ij} 等参数值。该报告将基于CFD模拟方法和基于传统实验方法所得的预测结果进行了对比,二者有较好的吻合。当然,这类问题在将来的工作中还有很多值得研究的地方。比如,如何进一步提高参数模拟的准确性、如何推广到复杂扰流板结构、复杂管道形状的参数模拟等等。

3 结论与讨论

本文回顾了分析管道内扰流板流噪声问题的研究方法。回顾工作以管道噪声通用分析方法的发展历程为主线进行,从单扰流板到多扰流板,从多扰流板之间的声耦合效应到多扰流板之间的声与气动耦合效应,对现有的主要计算模型进行了总结和简要评述。文章最后对模型推导和应用过程中的几个主要难点进行了讨论,并提出对未来工作的若干建议,以期有助于工程人员在设计工作中的方法选择以及本领域理论研究的进一步深化。

[参考文献]

- [1] 吴硕贤. 绿色建筑技术要点及推行绿色建筑的建议措施[J]. 建筑学报,特稿,2011
- [2] ASHRAE Handbook, HVAC Applications SI Edition [M]. American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc., 2007: 47.7-47.10
- [3] CIBSE guide B5 Noise and Vibration Control for HVAC [M]. London: The Chartered Institution of Building Services Engineers, 2005: 7-9
- [4] Willson T K, Iqbal A. Computer-aided analysis of airflow systems noise [J]. Building Services Engineering Research and Technology, 1980, 1(1): 54-57
- [5] Mak C M, Ye C, Wu J, et al. Prediction of flow-generated noise produced by an in-duct spoiler in a ventilation system using CIBSE Guide B5 methods [J]. Building Services Engineering Research and Technology, 2009, 30(2): 153-167
- [6] Gordon C G, Maidanik G. Influence of upstream flow discontinuities on the acoustic power radiated by a model air jet. No. 1426[R]. Bolt Beranek and Newman Inc, 1966
- [7] Heller H H, Widnall S E. Sound radiation from rigid flow spoilers correlated with fluctuating forces [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1970, 47: 924
- [8] Gordon C G. Spoiler-generated flow noise. I. The Experiment [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1968, 43: 1041
- [9] Gordon C G. Spoiler-generated flow noise. II. Results [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1969, 45: 214
- [10] Nelson P A, Morfey C L. Aerodynamic sound production in low speed flow ducts [J]. Journal of Sound and Vibration, 1981, 79(2): 263-289
- [11] Oldham D J, Ukpoho A U. A pressure-based technique for predicting regenerated noise levels in ventilation systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 140(2): 259-272
- [12] Mak C M, Oldham D J. The Application of Computational Fluid Dynamics to the Prediction of Flow Generated Noise in Low Speed Ducts. Part 1: Fluctuating Drag Forces on a Flow Spoiler [J]. Journal of Building Acoustics, 1998, 2(5): 123-141
- [13] Mak C M. Towards generalised prediction techniques for regenerated noise in ventilation systems [J]. Building Services Engineering Research and Technology, 1995, 16(2): B25-B40
- [14] Mak C M, Oldham D J. The application of computational fluid dynamics to the prediction of flow generated noise in low speed flow ducts. Part 2: Turbulence-based prediction technique [J]. Journal of Building Acoustics, 1998, 3(5): 199-213
- [15] Mak C M, Yang J. A prediction method for aerodynamic sound produced by closely spaced elements in air ducts [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 229(3): 743-753
- [16] Mak C M. Prediction methods for regenerated noise produced by

- two elements in an air duct[J]. *Journal of Building Acoustics* , 2001 ,8(2) : 187-192
- [17] Mak C M. Development of a prediction method for flow-generated noise produced by duct elements in ventilation systems [J]. *Applied Acoustics* ,2002 ,63(1) : 81-93
- [18] Mak C M , Yang J. Flow-generated noise radiated by the interaction of two strip spoilers in low speed flow ducts[J]. *Acta Acustica united with Acustica* ,2002 ,88(6) : 861-868
- [19] Mak C M. A prediction method for aerodynamic sound produced by multiple elements in air ducts [J]. *Journal of Sound and Vibration* ,2005 ,287(1/2) : 395-403
- [20] Yan X , Mak C M. Development of computer software for predicting flow-generated noise produced by in-duct elements in ventilation systems[J]. *Architectural Science Review* ,2006 ,49(3) : 252-257
- [21] Han N , Mak C. Estimation of breakout sound power level due to turbulence caused by an in-duct element [J]. *Technical Acoustics* ,2006 ,6(25) : 653-657
- [22] Yan X , Mak C M. Development of Software for Predicting the Acoustic Attenuation Performance of Expansion Chambers in Duct Systems[J]. *Architectural Science Review* ,2006 ,49(3) : 258-262
- [23] Han N , Qiu X J , Mak C M. A further study of the prediction method for aerodynamic sound produced by two in-duct elements [J]. *Journal of Sound and Vibration* ,2006 ,294(1/2) : 374-380
- [24] Han N , Mak C. A general formalism for acoustic 2-port source with multi-propagating modes in duct[J]. *Technical Acoustics* , 2007 ,26(6) : 1214-1219
- [25] Han N , Mak C M. Prediction of flow-generated noise produced by acoustic and aerodynamic interactions of multiple in-duct elements[J]. *Applied Acoustics* ,2008 ,69(6) : 566-573
- [26] Mak C M , Au W M. A turbulence-based prediction technique for flow-generated noise produced by in-duct elements in a ventilation system[J]. *Applied Acoustics* ,2009 ,70(1) : 11-20
- [27] Mak C M , Wu J , Ye C , Yang J. Flow noise from spoilers in ducts[J]. *Journal of Acoustical Society of America* ,2009 ,6(125) : 3756-3765
- [28] Mak C M , Au K C. Normalised spectrum for flow-generated noise prediction using computational fluid dynamics [J]. *Building Services Engineering Research and Technology* ,2009 ,30(4) : 319-328
- [29] Mak C M , Wang X , Ai Z T. Prediction of flow noise from in-duct spoilers using computational fluid dynamics [J]. *Applied Acoustics* ,2014 ,76: 386-390
- [30] Curle N. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound[J]. *Proceedings of the Royal Society of London* ,1955 ,231(1187) : 505-514
- [31] Zdravkovich M M. Review of interference-induced oscillations in flow past two parallel circular cylinders in various arrangements [J]. *Journal of Fluids Engineering* ,1977 ,99(4) : 618-633
- [32] Li J , Pascal J , Carles C. Energy fields of partially coherent sources[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America* , 1998 ,103(2) : 962-972
- [33] Ukpoho A U , Oldham D J. Regenerated noise levels due to closely spaced duct elements [J]. *Proceedings of Institute of Acoustics* ,1991 ,13(2) : 461-468
- [34] Graham D I , James P W. Turbulent dispersion of particles using eddy interaction models[J]. *International Journal of Multiphase Flow* ,1996 ,22(1) : 157-175
- [35] Oldham D J , Waddington D C. The prediction of airflow-generated noise in ducts from considerations of similarity [J]. *Journal of Sound and Vibration* ,2001 ,248(4) : 780-787