

基于模态发生器的进气道风扇噪声及声衬降噪实验

张 涛, 林大楷, 张颖哲, LEE Incheol
(中国商用飞机有限责任公司 北京民用飞机技术研究中心
民用飞机设计数字仿真技术北京市重点实验室, 北京 102211)

摘 要: 为研究发动机进气道风扇噪声特性及声衬降噪效果,使用模态发生器提供声源,采用固定麦克风阵列和旋转扫描耙装置测量进气道内噪声信号,进而利用周向和径向模态分解方法得到声模态幅值,对影响模态分解结果的关键因素进行了研究。对周向模态在时域内进行分解,得到幅值和相位的时变特性。最后完成了 2 套声衬实验件降噪效果测试。结果表明:模态发生器提供的声源可获得风扇噪声的主要模态特征,包括模态幅值、旋转角速度等;满足采样定理条件,径向模态 $n=0$ 情况下模态发生器产生的主模态和扬声器数量无关;使用旋转扫描耙装置测量声模态,旋转扫描耙的采样位置数对测量结果影响可忽略;在设计频率下,声衬降噪效果良好。模态发生器提供的进气道风扇噪声源可用于对声衬设计方法进一步实验验证。

关 键 词: 模态发生器; 发动机噪声; 风扇噪声; 模态分解; 声衬

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Experiment of intake fan noise and noise reduction of acoustic liner based on mode generator

ZHANG Tao, LIN Dakai, ZHANG Yingzhe, LEE Incheol
(Beijing Key Laboratory of Simulation Technology for Civil Aircraft Design,
Beijing Aircraft Technology Research Institute,
Commercial Aircraft Corporation of China Limited, Beijing 102211, China)

Abstract: In order to investigate the characteristics of engine intake fan noise and the noise reduction effect of acoustic liner, the intake fan noise was provided by a mode generator. The noise signal inside the intake was measured by using a fixed microphones array and a rotating microphones rake, and then the amplitude of acoustic mode inside the intake was determinated by using circumferential and radial mode decomposition method. The key factors affecting the results of mode decomposition were investigated. The circumferential mode was decomposed in time domain, and the time-resolved characteristics of amplitude and phase were obtained. Finally, the noise reduction effect of two acoustic liner samples was experimented. The results showed that: the main mode characteristics of fan noise could be obtained by the mode generator, including the mode amplitude and the rotating angular velocity; under the condition of satisfying the sampling theorem, the main mode produced by the mode generator was independent of the numbers of loudspeakers in the case of $n=0$; the influence of the numbers of sampling position of the rotating microphones rake on the results

收稿日期: 2020-05-26
作者简介: 张涛(1987—),男,工程师,硕士,主要从飞机噪声预测及控制技术研究。

引用格式: 张涛,林大楷,张颖哲,等. 基于模态发生器的进气道风扇噪声及声衬降噪实验[J]. 航空动力学报, 2021, 36(2): 240-248.
ZHANG Tao, LIN Dakai, ZHANG Yingzhe, et al. Experiment of intake fan noise and noise reduction of acoustic liner based on mode generator[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(2): 240-248.

could be ignored if using the rotating microphones rake to measure the acoustic mode; and at the design frequencies, the acoustic liners had good noise reduction effect. It is concluded that: the intake fan noise source provided by the mode generator can be used for further experimental verification of acoustic liner design method.

Key words: mode generator; engine noise; fan noise; mode decomposition; acoustic liner

随着民机的发展,噪声适航问题越来越突出,其中发动机噪声是民机噪声主要来源。在大型民用客机的发展过程中发动机涵道比越来越大,风扇噪声在总体噪声中所占比重也越来越大。因此,预测并且控制发动机的风扇噪声尤为重要。在工程上,通过在短舱中安装声衬可以有效地控制发动机噪声向外辐射水平。声衬设计需要和目标发动机的风扇噪声特征进行匹配,在进行飞行验证之前,声衬设计的验证通常在风扇实验台或者试车台上完成,测试中还需要满足消声环境。要完成这种验证不仅成本高昂,而且风扇噪声往往和测试管道内气流产生的噪声、喷流噪声等混叠在一起,给单个声源降噪验证带来困扰。基于多种原因,国内外众多的工程技术人员,设计了一种称之为模态发生器(mode generator 或 spinning mode synthesizer)的装置产生风扇噪声,其基本原理是通过计算机调制正弦波信号,经过功率放大器驱动扬声器在管道内产生和真实发动机风扇噪声模态分布一致的噪声源。早在 20 世纪 70~80 年代,NASA 已经开始了模态发生器的研制^[1-2],采用 24 个扬声器,成果获得了周向模态达到 12 阶,用于模拟发动机风扇噪声。随后,罗尔斯-罗伊斯、德国宇航中心、空中客车公司等企业 and 科研机构也设计并制造了其相应模态发生器用在排气道内产生风扇噪声,对风扇后传声的模态进行了测量^[3-4]。德国汉诺威莱布尼兹大学在模态发生器设计以及实验方面也做了大量的研究,在单排扬声器阵列基础上设计了双排扬声器阵列对径向模态进行精确控制^[5-7]。国内方面,中国飞机强度研究所和香港科技大学分别设计了相应的模态发生器,用于模拟发动机风扇噪声,但都只限于产生周向模态,鲜见可对径向模态进行控制的模态发生器^[8-9]。

在进气道中风扇噪声以多个模态波叠加形式传播,实验中需要对各阶模态进行分解才能对不同模态的传播特性及声衬降噪性能进行研究。目前众多的模态测试及分解方法大致可按照周向模态和径向模态进行区分。周向模态分解方法中一

种较为传统的方法是直接在壁面沿周向布置固定麦克风阵列测得的声压进行解析计算,麦克风数量需要满足采样定理,即大于两倍的最高周向模态。其缺陷是所需麦克风数量随周向模态阶数增大将变得极为庞大^[10]。Yu 和 Huang 利用压缩感知(compressive sensing,CS)算法完成了周向模态的分解,与传统方法相比所需要的麦克风数量极大地减少^[11-12]。不仅如此,在相同周向模态阶数下,不同径向模态的能量分布也有很大不同。如果采用壁面固定式麦克风阵列对径向模态进行分解需要的麦克风数量将更多^[13]。采取壁面旋转装置(wall-flushed)可解决这一问题,用较少的麦克风数量获得大量的采样数据^[14],从而对径向模态进行分解。另一种方法是采用旋转扫描耙装置,即沿扫描耙的径向布置麦克风阵列,扫描耙绕管道中心轴线进行旋转获得整个测量截面的声学数据,同样可以用较少的麦克风获得大量的声学测量数据用于径向模态分解^[15-16]。Taddei 等人对采用壁面旋转测量和扫描耙测量进行径向模态分解做了对比研究^[17]。

本文利用模态发生器产生进气道风扇噪声源,对进气道内声压信号进行了测量和周向及径向模态分解,对影响模态分解结果的关键因素进行研究。最后完成了 2 套声衬实验件的降噪效果测试。

1 实验装置及测试方法

1.1 模态发生器原理

在发动机进气道中,声波的传播可采用线化欧拉方程进行描述^[18],在等截面直管道中,可得到声场分布的解析解,描述为模态波叠加的形式。在图 1 所示的柱坐标系 (x, r, φ) 中,圆频率为 ω 的声压 p 如下^[10]:

$$p(x, r, \varphi, t) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} (A_{mn}^{+} \cdot e^{ik_{mn}^{+}x} + A_{mn}^{-} \cdot e^{ik_{mn}^{-}x}) \cdot f_{mn}(r) \cdot e^{im\varphi} \cdot e^{-i\omega t} \tag{1}$$

式中 A_{mn}^{+} 和 A_{mn}^{-} 分别为入射和反射波模态幅值;

k_{nm}^+ 和 k_{nm}^- 为入射和反射波轴向波数; $f_{nm}(r)$ 为模态的形状函数, t 为时间, φ 为相位。

周向模态阶数定义为 m , 径向模态阶数定义为 n 的模态其轴向波数 $k_{nm}^\pm$ 与管道模态的特征值 σ_{nm} 相关, 定义为^[10]

$$k_{nm}^\pm = \frac{k}{1 - Ma_x^2} (-Ma_x \pm \alpha_{nm}) \quad (2)$$

$$\alpha_{nm} = \sqrt{1 - (1 - Ma_x^2) \frac{\sigma_{nm}^2}{(kR)^2}} \quad (3)$$

式中 k 为轴向波数, $k = \omega/c$; c 为声速; Ma_x 为管

$$F_{nm} = \begin{cases} \frac{1}{2}(1 - \eta^2) & m = n = 0 \\ \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{m^2}{\sigma_{nm}^2}\right) \hat{f}_{nm}^2(R) - \left(\eta^2 - \frac{m^2}{\sigma_{nm}^2}\right) \hat{f}_{nm}^2(\eta R) \right] & \text{其他} \end{cases} \quad (5)$$

式中 $\hat{f}_{nm}(r)$ 定义为

$$\hat{f}_{nm}(r) = J_m\left(\frac{\sigma_{nm}r}{R}\right) + Q_m Y_m\left(\frac{\sigma_{nm}r}{R}\right) \quad (6)$$

将式(1)进一步简化为

$$p(x, r, \varphi) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} A_m(x, r) e^{im\varphi} \quad (7)$$

式中 A_m 表示周向模态的幅值

$$A_m(x, r) = \sum_{n=0}^{+\infty} [A_{nm}^+ e^{ik_{nm}^+ x} + A_{nm}^- e^{ik_{nm}^- x}] \cdot f_{nm}(r) \quad (8)$$

对式(7)沿周向做离散傅里叶变换, 可得到^[10]

$$A_m(x_0, r_0) = \frac{1}{N_\varphi} \sum_{l=0}^{N_\varphi-1} p(x_0, r_0, \varphi_l) \cdot e^{-im\varphi_l} \quad (9)$$

式中 x_0, r_0 表示在某一截面的位置坐标; $\varphi_l = 2\pi l/N_\varphi$ 为对应的相位。上式也说明了, 如果在管道中某一截面上布置 N_φ 个扬声器产生频率及幅值相同、相位差 $\Delta\varphi = 2\pi m/N_\varphi$ 的声压信号, 在管道中即可生成周向阶数为 m 的声模态。

如果采用两排扬声器阵列, 间距为 Δx , 产生相同的模态阶数 (m, n) 及幅值, 以入射波为例, 则 A_{nm}^+ 相同。从式(7)和式(8)中可以得知, 在管道中任一点声压和 $A_{nm}^+ e^{ik_{nm}^+ x_0} (1 + e^{ik_{nm}^+ \Delta x})$ 相关, 双排扬声器阵列在管道中产生的声压与单排扬声器相比有 $1 + e^{ik_{nm}^+ \Delta x}$ 倍关系。通过调整两排扬声器阵列之间的间距 Δx , 可使 $(1 + e^{ik_{nm}^+ \Delta x})$ 等于 0, 等效于在管道中 (m, n) 模态被抵消, 而其他目标控制模态得以保留。在管道几何参数确定的条件下, Δx 和模态阶数、频率、马赫数等参数相关, 在实验之前需要对扬声器阵列进行优化设计, 从而实现对径向模态的精确控制^[6]。

根据 Nyquist 采样定理, 信号不发生混淆的条件是

道中轴向马赫数; R 为管道外径。

(m, n) 阶模态的形状函数 $f_{nm}(r)$ 为

$$f_{nm}(r) = \frac{1}{\sqrt{F_{nm}}} [J_m(\sigma_{nm}r/R) + Q_m Y_m(\sigma_{nm}r/R)] \quad (4)$$

式中 J_m 和 Y_m 分别为 m 阶第一类和第二类贝塞尔函数; Q_m 为环形管道的特征值, 和管道的轮毂比 η 有关, 对圆形管道, $Q_m = 0$ 。

F_{nm} 为归一化因子, 通过以下公式定义^[10]

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{2\pi}{m_{\max}} > \Delta\varphi = \frac{2\pi}{N_\varphi} \Rightarrow m_{\max} < \frac{N_\varphi}{2} \quad (10)$$

在进气道中, 模态需要满足“截通”条件才能向外传播, 即测试频率需要大于模态对应的截止频率, 截止频率定义为^[6-7]

$$f_{nm}^{\text{co}} = \frac{\sigma_{nm}c}{2\pi R} \sqrt{1 - Ma_x^2} \quad (11)$$

根据管道声学理论, 风扇转/静干涉噪声在 1 阶叶片通过频率 ω 处产生 m 阶周向模态的旋转角速度 Ω_p 为^[19]

$$\Omega_p = \frac{B\Omega}{m} = \frac{\omega}{m} \quad (12)$$

式中 Ω 表示风扇转子的角速度; B 为转子叶片数。

式(12)说明声模态的传播速度与周向模态阶数及频率有关。在模态发生器中可通过控制扬声器的输入信号幅值、相位及频率获得模态的特征和传播速度。

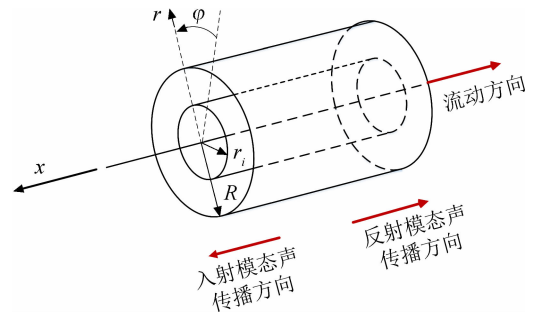


图1 进气道中坐标系

Fig.1 Coordinates inside the intake

1.2 模态发生器及测试环境

实验中采用的模态发生器由 26 支扬声器在直径为 944 mm 的圆形管道沿周向等间距布置,

单排扬声器阵列设计。扬声器与进气道通过波导管连接,波导管内型面经过特殊设计保证在 5000 Hz 以下只有平面波传播。模态发生器最大外形直径为 2270 mm,轴向(x 方向)长度为 300 mm。模态发生器除机械部分外,还包括计算机控制程序、信号发生卡、功率放大器等电气设备。单排阵列只可对周向模态进行控制,26 只扬声器可产生的最高周向声模态数量根据 $|m_{\max}| = N_{\varphi}/2 - 1$ ^[17] 计算可得,为 12 阶。单只扬声器最大连续声压级(sound pressure level, 记为 L_{sp}) 可达 133 dB,频响范围为 500~16000 Hz。模态发生器可产生的最大模态幅值超过 130 dB,满足一般工况条件下进气道风扇噪声的测试需求。

测试中除模态发生器外,还包括进气道/声衬实验段、唇口、配重、进气锥和支撑结构,如图 2 所示。实验测试在全消声室中完成,净空间的长×宽×高为 5.6 m×4 m×2.7 m,截止频率为 250 Hz,背景噪声 18 dB(A 计权声压级)。如图 2 所示。

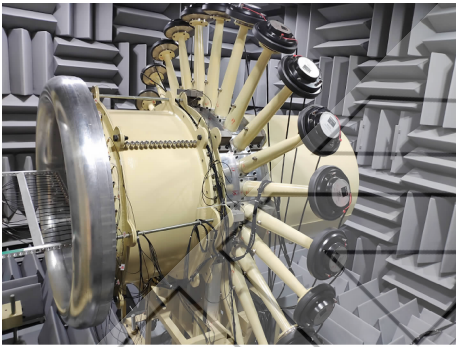


图 2 模态发生器
Fig. 2 Mode generator

1.3 模态测量及分解方法

模态测试包括周向和径向模态测量方法。周向模态测量采用 26 支 B&K 4954A 麦克风等间距布置在进气道外壁面,组成固定麦克风阵列,如图 3 所示。周向模态的幅值根据式(9)计算,其中声压如果为时域声压信号,则得到时域内的周向模态分解结果,包含了各模态的时变幅值及相位特性;声压为经过傅里叶快速变换(FFT)后测试频率处声压幅值,则根据式(9)计算可得到频域内的周向模态分解结果^[20]。按照 Nyquist 采样定理,可分解的最高周向模态阶数同样为 12。径向模态测量采用旋转扫描耙装置,共 21 支 PCB 130E22 麦克风安装在旋转扫描耙上,如图 3 所示。扫描耙的长度为 930 mm,在半径长度上,各

有 11 支麦克风,根据 Nyquist 采样定理,可测量的径向模态数最大为 5 阶。测试中对扫描耙旋转 180°即可获得整个截面上的声压信号。旋转扫描耙的起始位置如图 4 中所示的平放位置。图 4 中扫描耙旋转方向“+1”为正转,“-1”为反转;“MIC #”表示麦克风编号。

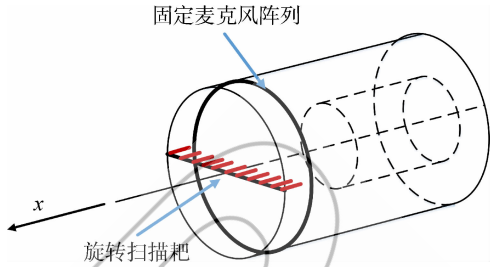


图 3 麦克风安装位置
Fig. 3 Microphones installation position

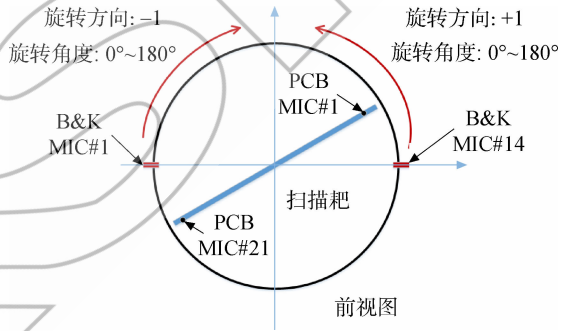


图 4 旋转扫描耙起始位置及旋转方向
Fig. 4 Start and end positions of the rotating microphones rake and rotation direction

测试中,为避免麦克风信号线缠绕,扫描耙正转和反转交替进行。在一个截面中,扫描耙的采样位置数定义为 N_p ,总采样数为 $21 \times N_p$ 。

将式(8)代入式(7)得到下式:

$$p(x, r, \varphi) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} \sum_{n=0}^{+\infty} (A_{nm}^+ e^{ik_{nm}^+ x} + A_{nm}^- e^{ik_{nm}^- x}) \cdot f_{nm}(r) e^{im\varphi} \quad (13)$$

式(13)可以组成线性方程组:

$$p = \mathbf{W} \mathbf{A} \quad (14)$$

式中 $\mathbf{A}$ 为待求模态幅值矩阵,维数为 125×1 ; $\mathbf{W}$ 为模态的特征值矩阵,维数为 $(21 \times N_p) \times 125$; $\mathbf{p}$ 为将麦克风测得的声压信号转换为频域的声压幅值组成的矩阵,维数为 $21 \times N_p$ 。上述方程组为超定方程组,通过最小二乘法获得近似解,模态分解结果的精度取决于矩阵 $\mathbf{W}$ 的条件数。麦克风阵列中麦克风的间距对矩阵条件数影响较大^[10]。

2 实验测试方案及准备

2.1 测试方案

实验测试包括进气道风扇噪声测试和 2 套声衬实验件降噪测试。

进气道风扇噪声实验研究在固壁进气道中进行,测量了周向和径向模态。测试中固定麦克风阵列和旋转扫描耙同时完成。在此测试阶段,还对以下内容进行了研究:

1) 不同扬声器数量对同一模态产生的影响研究。分别采用 13 个和 26 扬声器产生 $m=4\sim5$ 阶模态。

2) 扫描耙不同采样位置数 N_p 对径向模态分解结果的影响研究。采样位置数分别为 20、30 和 45。

2.2 实验准备

实验准备工作包括:

1) 实验装置的调试、扫描耙安装及位置校准,进气道/声衬实验段安装等。

2) 麦克风安装、接线以及校准。麦克风灵敏度校准采用 B&K 4231 声校准器,可产生频率为 1000 Hz,幅值为 94 dB 的标准声源。一共对 47 个麦克风通道(26 支 B&K 4954A 麦克风,21 支 PCB 130E22 麦克风)一一进行了校准。B&K 4954A 麦克风灵敏度约为 3 mV/Pa,PCB 130E22 麦克风灵敏度约为 30 mV/Pa,具体每一支麦克风灵敏度略有差别。

3) 扬声器幅值响应校准。由于扬声器个体之间的差异,在给定的输入电压条件下扬声器产生的幅值大小稍有差别。因此需要对每个扬声器的输入电压进行校准保证所有扬声器在同一频率产生相同的幅值。

3 进气道风扇噪声测试及分析

3.1 周向模态和径向模态测试

固壁进气道测试目的在于对影响模态分解结果的关键因素进行研究,和作为声衬降噪实验的测量基线,用于和进气道中安装声衬后的模态测试结果进行对比,获得声衬插入损失。固定麦克风阵列和旋转扫描耙测试结果可在一次实验中同时获得。扫描耙每次采样位置的停留时间为 10 s,扫描耙采样位置数 $N_p=30$ 时,单个频率测试时间约为 6 min。

根据模态截止条件,只有测试频率(f_m)大于

模态截止频率才能传播,部分模态对应的截止频率如表 1 所示。在 $m=4, f_m=700$ Hz 条件下,径向只有第 1 阶模态可以传播,如图 5 所示为对应的模态图,显示了在旋转扫描耙测量截面上所有采样点声压实部。周向模态分解结果显示, $m=4$ 主模态的幅值明显占优,如图 6 所示。径向模态分解的结果也反应了模态的能量都集中在径向第 1 阶模态上,如图 7 所示。在 $m=8, f_m=2250$ Hz 测试条件下,径向可传播模态为 3 阶。图 8 所示模态图只能明显看到 2 个模态传播,原因是:第 3 阶模态靠近管道中心,由于空间较小,模态的波瓣之间相互挤压在云图上显示不明显,但是如果将径向模态进行分解,可以明显看到径向第 3 阶模态上有相当的能量分布,如图 9 所示。由于采用单排扬声器阵列,径向可传播模态无法进行精确控制,其模态幅值由其在管道中的传播特性决定。周向模态分解结果看出, $m=8$ 主模态的幅值与其

表 1 部分模态的截止频率
Table 1 Cut-off frequencies at some modes

<i>m</i>	截止频率/Hz			
	<i>n</i> =0	<i>n</i> =1	<i>n</i> =2	<i>n</i> =3
4	610	1064	1454	1830
5	736	1206	1604	1985
7	983	1483	1895	2286
8	1106	1618	2038	2434
9	1228	1753	2179	2577
12	1591	2149	2594	3009

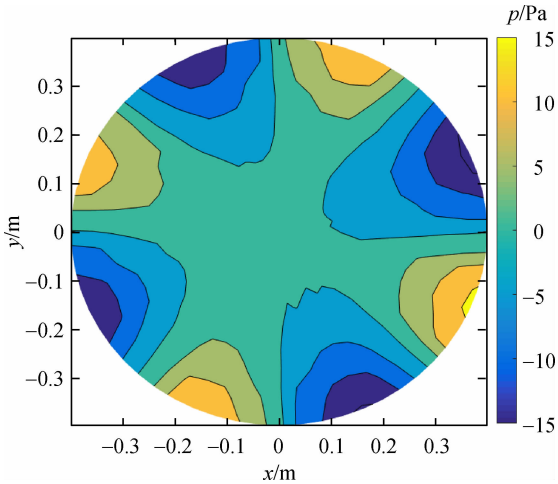


图 5 声压实部云图($m=4, f_m=700$ Hz)

Fig. 5 Real part of pressure contour ($m=4, f_m=700$ Hz)

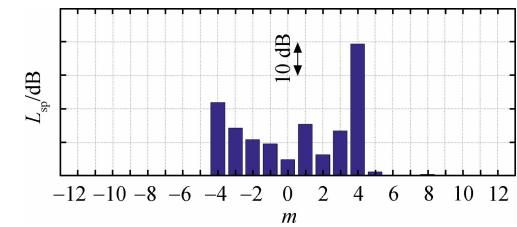


图 6 周向模态测量结果($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)
Fig. 6 Measurement result of circumferential mode
($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)

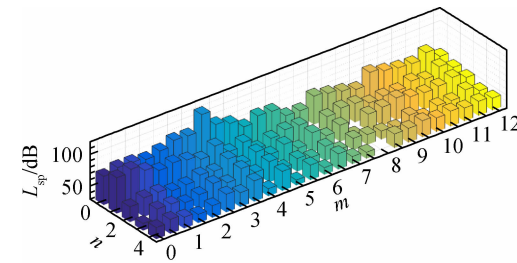


图 7 径向模态测量结果($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)
Fig. 7 Measurement result of radial mode
($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)

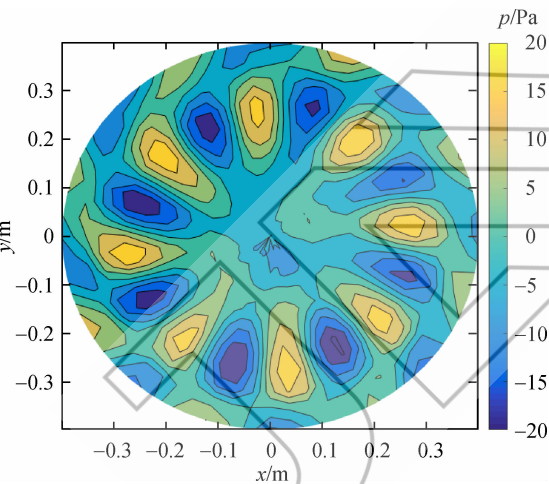


图 8 声压实部云图($m=8, f_m=2250\text{ Hz}$)
Fig. 8 Real part of pressure contour
($m=8, f_m=2250\text{ Hz}$)

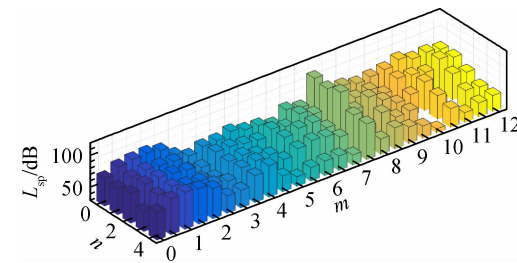


图 9 径向模态测量结果($m=8, f_m=2250\text{ Hz}$)
Fig. 9 Measurement result of radial mode
($m=8, f_m=2250\text{ Hz}$)

他模态幅值相比明显占优,信噪比大于 10 dB,如图 10 所示。

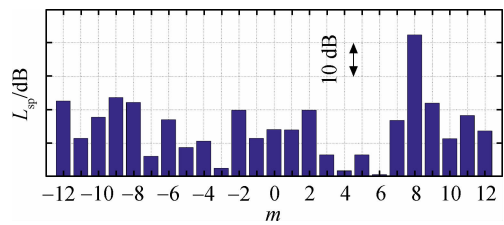


图 10 周向模态测量结果($m=8, f_m=2250\text{ Hz}$)
Fig. 10 Measurement result of circumferential mode
($m=8, f_m=2250\text{ Hz}$)

综上,周向模态和径向模态测量和分解方法均能够较好地识别主占优模态,可用于开展下一阶段声衬降噪实验。

3.2 周向模态的时变特性

发动机风扇产生的旋转声模态具有特定的旋转角速度,对模态的时变特性进行分析,包括幅值和相位的时变特性,可以证明模态发生器产生的周向模态具有特定的旋转角速度^[20]。如图 11 和图 12 分别为周向模态为 4 阶,模态发生器测试频率为 700 Hz 时,使用固定麦克风测得的时域声压信号根据式(9)计算得到的模态幅值和相位时变特性曲线。从图中可以看出:幅值存在小幅波动而相位谱的变化几乎是均匀的,这表征了模态波

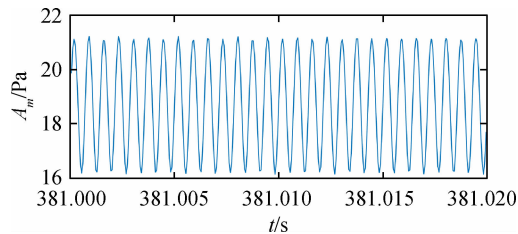


图 11 周向模态的时变幅值特性($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)
Fig. 11 Time-resolved amplitude characteristics of
circumferential mode ($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)

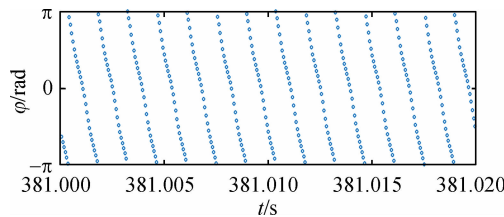


图 12 周向模态的时变相位特性($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)
Fig. 12 Time-resolved phase characteristics of
circumferential mode ($m=4, f_m=700\text{ Hz}$)

的旋转。相位变化呈现周期性时,其曲线拟合斜率等于周向模态阶数与旋转角速度的乘积^[21]。 $m=4$ 阶, $f_m=700$ Hz 下,测量得到的模态旋转角速度为 1 090.83 rad/s,根据式(12)的计算值为 1 099.56 rad/s。

3.3 扬声器数量对周向模态测试结果影响

分别对比 26 个和 13 个扬声器产生的模态测量结果,受 Nyquist 采样定理的限制,13 个扬声器最高可产生 6 阶周向模态。实验中分别完成了 $m=4,5$ 和 3 个频率下的测试,在测试频率径向均无高阶模态产生,对比结果如表 2 所示,表中以 26 个扬声器产生的模态幅值作为基准,13 个扬声器产生的模态幅值比 26 个扬声器产生的模态幅值小 5 dB 左右。如图 13 所示为采用 13 个扬声器产生 $m=4$,测试频率为 700 Hz 的声压实部云图,

表 2 扬声器数量影响

Table 2 Influence of the numbers of loudspeakers			
扬声器数量	m	测试频率/Hz	模态幅值之差/dB
26	4	700	0
13	4	700	-4.9
26	4	950	0
13	4	950	-5.6
26	5	1 000	0
13	5	1 000	-5.6

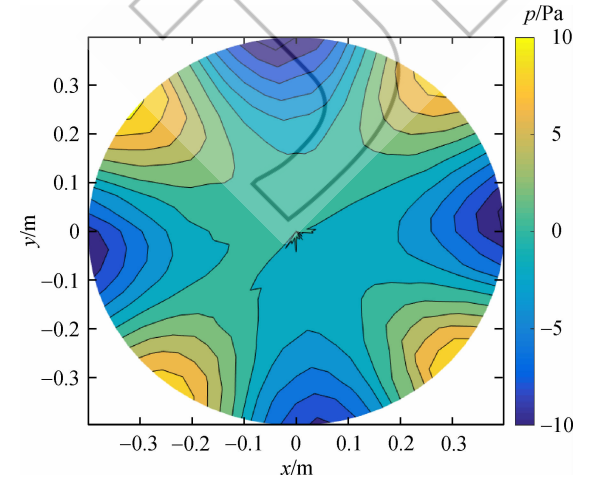


图 13 13 个扬声器产生的声压实部云图
($m=4, f_m=700$ Hz)

Fig. 13 Real part of pressure contour generated by 13 loudspeakers ($m=4, f_m=700$ Hz)

同图 5 对比可以看出,13 个和 26 个扬声器产生的模态形状基本一致,采用周向模态分解的结果同样显示其幅值大小有差别,如图 14 所示,图中“LS”表示扬声器。

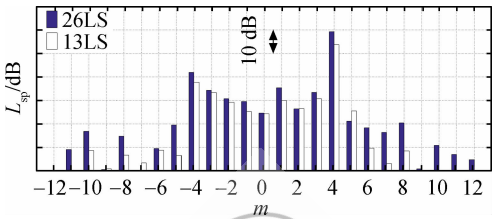


图 14 不同扬声器数量产生的周向模态测量结果
($m=4, f_m=700$ Hz)

Fig. 14 Measurement results of circumferential mode produced by different numbers of loudspeakers ($m=4, f_m=700$ Hz)

以上实验验证结果表明:径向无高阶模态的情况下($n=0$),产生实验所需的周向模态只需满足 Nyquist 采样定理,更多的扬声器数量不会对模态在管道内分布产生影响,但会增强模态的能量。

3.4 扫描耙采样位置数对模态结果影响

实验测试中,通过扫描耙旋转获得整个测试截面上的声压数据。实际采样过程包括:起始位置停顿 10 s 进行数据采样,扫描耙旋转一个固定角度到下一位置,停顿 10 s 进行数据采样,重复以上过程直到采样终止位置。修改扫描耙旋转角度参数会获得不同的采样位置数 N_p , N_p 的最小取值根据 Nyquist 采样定理,应为测试周向模态阶数的 2 倍。

为研究不同采样位置数对模态分解结果的影响,在测试频率为 1 750 Hz, $m=12$ 工况下(径向无高阶模态产生),扫描耙旋转角度分别选取为 $4^\circ, 6^\circ$ 和 9° ,对应的扫描耙采样位置数分别为 45、30 和 20。在测试结果如表 3 所示,从测试结果分析,尽管扫描耙的采样位置数不同会影响式(14)中特征值矩阵的条件数,但这种影响非常小,反映在模态分解结果中其影响基本可以忽略。表 3 中以 $N_p=30$ 的测量幅值作为基准。严格讲, $m=12$ 时, $N_p=20$ 不满足采样定理要求,其数据仅作对比参考。而 $N_p=45$ 不会对测试结果有明显改善,但测试时间增加 50%。

表 3 不同扫描靶采样位置数的测试结果差异

Table 3 Difference of experimental results with different N_p

N_p	特征矩阵条件数	模态幅值/dB
20	59.634	-0.2
30	59.566	0
45	59.544	-0.2

表 4 声衬几何参数表

Table 4 Parameters of acoustic liner samples

参数	声衬编号	
	1 #	2 #
目标频率/Hz	2454	1514
穿孔率/%	1.9	8.1
微孔直径/mm	1.0	1.0
穿孔板厚度/mm	1.0	0.8
蜂窝芯厚度/mm	22	20

4 声衬降噪实验测试及分析

4.1 声衬实验件

声衬降噪实验中,加工制造了 2 套“无缝缝”声衬,声衬直径与进气道直径相同,为 944 mm,声衬长度为 400 mm。声衬为单自由度声衬结构形式,由 1 层复合材料微穿孔板和芳纶纸蜂窝芯黏接而成。声衬段和进气道通过法兰盘连接,如图 15 所示。声衬几何参数如表 4 所示。

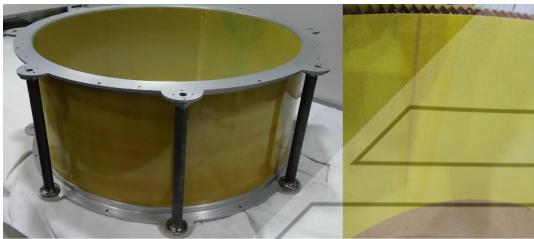


图 15 声衬实验件
Fig. 15 Acoustic liner sample

4.2 声衬降噪实验测试及结果分析

针对周向模态的声衬降噪效果使用传递损失 (transmission loss) 指标 L_t 评估。传递损失采用固定式麦克风阵列测量,保持相同的声源输入条件,分别在声衬上游 (upstream) 和下游 (downstream) 测量(测量位置的进气道横截面积相同),得到周向模态幅值声压级之差,即为声衬降噪量,传递损失定义如下:

$$L_t^m = L_{sp, upstream}^m - L_{sp, downstream}^m \tag{15}$$

1 # 声衬传递损失最大值为 20.4 dB,对应 $m=7$,如图 16 所示,图中数值前的+表示向前传的声波,-表示反射声波。2 # 声衬传递损失最大值为 12.4 dB,对应 $m=9$,如图 17 所示。图 16 和图 17 中主占优模态上的数值作为降噪量评估值,原因是识别主占优模态的信噪比需要大于 10 dB。而其他旁瓣模态的信噪比太小,数值无实际意义。

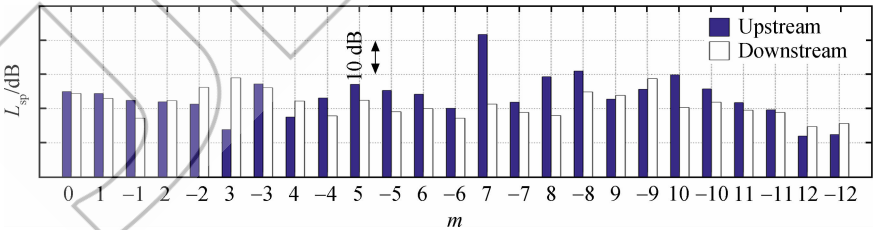


图 16 1 # 声衬的传递损失测试结果($m=7, f_m=2454$ Hz)

Fig. 16 Transmission loss of 1 # acoustic liner ($m=7, f_m=2454$ Hz)

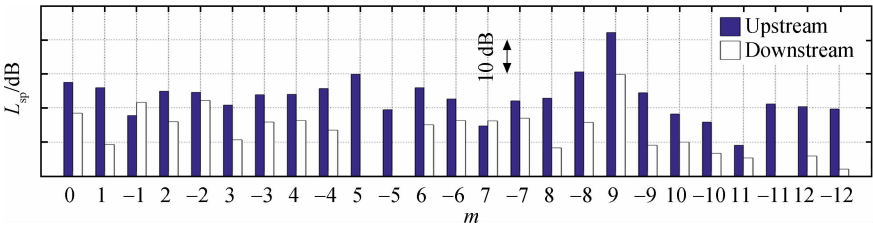


图 17 2 # 声衬的传递损失测试结果($m=9, f_m=1514$ Hz)

Fig. 17 Transmission loss of 2 # acoustic liner ($m=9, f_m=1514$ Hz)

5 结 论

通过本文的实验研究,得出以下结论:

1) 基于模态发生器原理设计并制造模态发生器可以在消声室环境下模拟特定频率下短舱进气道风扇噪声模态特征,包括幅值和旋转角速度。本文的模态分解方法能够较好地分解周向和径向模态。

2) 产生目标周向模态所需的扬声器数量满足 Nyquist 采样定理即可,更多的扬声器数量只会增强模态能量,但该结论只对径向模态 $n=0$ 的情况进行了验证。

3) 在麦克风阵列排列及截面位置固定条件下,采用更多的麦克风采样数量不会对模态分解结果产生明显的益处。该结论成立的前提条件是采样位置数需要大于 2 倍的周向模态阶数。

4) 声衬降噪测试结果表明,在设计频率上 2 套声衬降噪效果良好,证明了采用模态发生器提供模拟风扇声源可对进气道声衬设计方法开展进一步验证。

参考文献:

- [1] SEINER J M, REETHOF G. Design and development of the spinning mode synthesizer[R]. NASA-CR-2260, 1973.
- [2] PALUMBO D L. An operations manual for the spinning mode synthesizer in the Langley aircraft noise reduction laboratory[R]. NASA-CR-165698, 1981.
- [3] ARNOLD F, TAPKEN U, BAUERS R, et al. Turbomachinery exhaust noise radiation experiments; Part 1 polar directivity measurements[R]. AIAA-2008-2857, 2008.
- [4] TAPKEN U, BAUERS R, ARNOLD F, et al. Turbomachinery exhaust noise radiation experiments; Part 2 in-duct and far-field Mode Analysis[R]. AIAA-2008-2858, 2008.
- [5] BARTELT M, LAGUNA J D, SEUME J R. Synthetic sound source generation for acoustical measurements in turbomachines[R]. ASME Paper GT2013-95045, 2013.
- [6] MUMCU A, KELLER C, HURFAR M C, et al. An acoustic excitation system for the generation of turbomachinery specific sound fields; Part 1 design and methodology[R]. ASME Paper GT2016-56020, 2016.
- [7] MUMCU A, KELLER C, HURFAR M C, et al. An acoustic excitation system for the generation of turbomachinery specific sound fields; Part 2 experimental verification[R]. ASME Paper GT2016-56969, 2016.
- [8] 高翔, 薛东文, 燕群, 等. 涡扇发动机旋转声模态发生与测试试验研究[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(23): 128-133. GAO Xiang, XUE Dongwen, YAN Qun, et al. Research on

acoustic spinning mode synthesizer and measurement of turbofan engine method validating experiment[J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(23): 128-133. (in Chinese)

- [9] BU Huanxian, YU Wenjun, HUANG Xun, et al. Wind-tunnel investigation on the compressive-sensing technique for aeroengine fan noise detection[J]. AIAA Journal, 2018, 56(9): 1-11.
- [10] TAPKEN U, ENGHARDT L. Optimization of sensor arrays for radial mode analysis in flow ducts[R]. AIAA 2006-2638, 2006.
- [11] YU Wenjun, HUANG Xun. Compressive sensing based spinning mode detections by in-duct microphone arrays[J]. Measurement Science and Technology, 2016, 27(5): 055901. 1-055901. 11.
- [12] HUANG Xun. Compressive sensing and reconstruction in measurements with an aerospace application[J]. AIAA Journal, 2013, 51(4): 1011-1015.
- [13] TAPKEN U, GUTSCHEY D, ENGHARDT L. Radial mode analysis of broadband noise in flow ducts using a combined axial and circumferential sensor array[R]. AIAA 2014-3318, 2014.
- [14] TAPKEN U, RAITORY T, ENGHARDT L. Tonal noise radiation from an UHBR fan optimized in-duct radial mode analysis[R]. AIAA 2009-3288, 2009.
- [15] SUTLIFF D L. Turbofan duct mode measurements using a continuously rotating microphone rake[J]. International Journal of Aeroacoustics, 2007, 6(2): 147-170.
- [16] SIJTSMA P, ORSI H. Circumferential and radial mode detection by a slowly rotating rake[R]. AIAA 2013-2244, 2013.
- [17] TADDEI F, LUCIA M D, TORZO D, et al. A comparison between radial rakes of sensors and axial arrays of microphones for the experimental investigation of tone noise in LPTs[R]. AIAA 2013-2245, 2013.
- [18] ZHANG X, CHEN X X, MORFEY C L, et al. Computation of spinning modal radiation from an unflanged duct[J]. AIAA Journal, 2004, 42(9): 1795-1801.
- [19] TYLER J M. Axial flow compressor noise studies[R]. SAE Technical Paper 620532, 1962.
- [20] 姚丹, 田杰, 吴亚东, 等. 压气机叶顶区域周向模态特性的实验[J]. 航空动力学报, 2018, 33(10): 2533-2541. YAO Dan, TIAN Jie, WU Yadong, et al. Experiment on circumferential mode characteristics of axial compressor tip flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(10): 2533-2541. (in Chinese)
- [21] 姚丹, 田杰, 欧阳华, 等. 压气机旋转不稳定性周向模态特性及其分解方法[J]. 航空动力学报, 2018, 33(2): 431-439. YAO Dan, TIAN Jie, OUYANG Hua, et al. Circumferential mode characteristic of rotating instability and its decomposition method of compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 431-439. (in Chinese)