

单级轴流压气机纯音噪声实验与数值分析

陈聪聪¹, 王煜伟², 束王坚¹, 杜林², 孙晓峰^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 102206;

2. 北京航空航天大学 航空发动机研究院, 北京 102206)

摘 要: 为了探索转/静干涉纯音噪声与静子前缘上洗速度之间的对应关系, 使用已发展的风扇纯音噪声混合预测方法对一台单级、低速压气机实验台(TA36)节流过程中的转/静干涉纯音噪声进行了预测, 并与实验结果进行了对比验证。为了准确获取作为转/静干涉纯音噪声声源的静子叶片表面非定常压力脉动, 首先比较了不同计算网格与时间步长设置对叶片表面非定常压力脉动计算的影响。随后, 比较了静子叶片来流上洗速度和纯音噪声随质量流量的变化规律。研究表明: 设计转速下, 静子前缘 70%、80% 以及 90% 叶高的 3 阶叶片通过频率处的上洗速度幅值随质量流量的变化规律与混合预测方法估计的进气管道壁面声压级的变化趋势一致, 并且与实验测量值的变化规律也保持了良好的一致性。此外, 管道外远场声压级指向性的结果也表明: 该实验台远场声辐射具有明显的指向性, 并且不会随着节流过程产生明显的变化。

关键词: 压气机; 转/静干涉; 纯音噪声; 非定常压力脉动; 噪声预测

中图分类号: V231

文献标志码: A

Experimental and numerical analysis on tonal noise of single-stage axial compressor

CHEN Congcong¹, WANG Yuwei², SHU Wangjian¹, DU Lin², SUN Xiaofeng^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 102206, China;

2. Research Institute of Aero-Engine, Beihang University, Beijing 102206, China)

Abstract: To investigate the correlation between the tonal noise generated by rotor/stator interaction and the incoming upwash velocity of the stator, the tonal noise of a single-stage, low-speed axial compressor test rig (TA36) in a throttling process was studied by a well-developed inhouse hybrid noise prediction method. In order to accurately capture the source of the tonal noise, i.e., unsteady pressure fluctuation on the surface of the stator blade, the effects of the simulation grid and time-step size on the prediction of the unsteady pressure fluctuation were discussed firstly. Then, the variations of upwash velocity and tonal noise in the throttling process were compared. The result showed that at the third blade passing frequency (BPF) of the design speed, the amplitude variation of the incoming upwash velocity on the 70%, 80%, and 90% span of the stator was consistent with the sound pressure level predicted by the hybrid method, and kept good consistency with the experimental measurements. In addition, the sound radiation in the far field demonstrated significant directivity while the directivity did not change significantly with the mass flow rate.

Keywords: compressor; rotor-stator interaction; tonal noise; unsteady pressure fluctuation; noise prediction

收稿日期: 2022-11-23

基金项目: 国家自然科学基金(52022009); 国家科技重大专项(2017-II-003-0015)

作者简介: 陈聪聪(1991—), 男, 博士生, 主要从事压气机转/静干涉数值模拟与求解器开发。

通信作者: 杜林(1982—), 男, 研究员, 博士, 主要从事航空发动机气动弹性、气动声学研究。E-mail: lindu@buaa.edu.cn

引用格式: 陈聪聪, 王煜伟, 束王坚, 等. 单级轴流压气机纯音噪声实验与数值分析[J]. 航空动力学报, 2023, 38(5): 1239-1249. CHEN Congcong, WANG Yuwei, SHU Wangjian, et al. Experimental and numerical analysis on tonal noise of single-stage axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(5): 1239-1249.

舒适环保、清洁高效正逐渐成为民用航空技术发展的风向标。为了应对日益严苛的噪声适航标准,航空发动机噪声预测已成国产大飞机技术发展中的重要一环。随着发动机涵道比的不断增大,喷流速度逐渐减小,风扇/压气机噪声已成为航空发动机最主要的噪声源之一^[1]。其中,由转子周期性尾迹与静子叶片排或出口导流叶片(outlet guide vane, OGV)干涉而产生的叶片通过频率(blade passing frequency, BPF)及其谐波下的纯音噪声是其重要的组成成分^[2]。另一方面,转/静干涉纯音噪声也是地面燃气轮机以及轴流风机、鼓风机的主要噪声源之一,均需面对相应环保要求的挑战^[3-4]。因而准确预测转/静干涉纯音噪声对此类叶轮机械的整体噪声预测和控制具有重要意义。

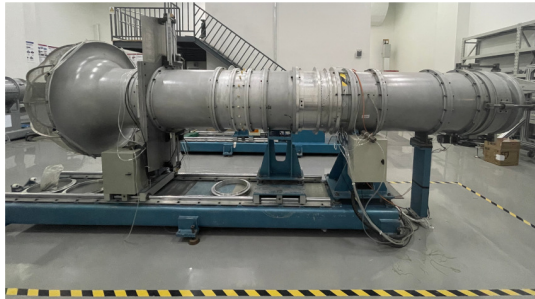
就转/静干涉噪声预测而言,最为简单快速的方法无疑是依托实验数据来建立声压级(sound pressure level, SPL)与质量流量(下文简称流量)、压比、总温升以及转子相对叶尖马赫数等设计参数的经验性公式^[5-7]。虽然经验预测方法能够对发动机在不同工作状态下的噪声进行快速的评估,但由于太过依赖实验数据,实际使用时需要针对不同发动机工作特性进行修正,这极大地限制了该方法的通用性。此外,经验模型由于缺少对声源机理以及传播细节的刻画,因而对声学优化设计的指导意义不大。与经验预测方法不同,解析方法通过构建叶片表面非定常载荷和来流阵风的响应函数结合管道声学模型,能够方便地给出叶片表面非定常载荷在管道内形成声场的空间分布以及传播特性,这不仅为压气机的结构参数(例如:叶片弯掠造型^[8-9])的声学优化提供了理论依据,也为降噪声衬的优化设计提供了方向指引。近年来,国内学者张伟光^[10]在Namba^[11]的三维升力面理论基础上建立了叶片表面非定常载荷与上洗速度的显式关系,详细考虑了弯掠组合造型的降噪效果,进而在三维环形叶栅的基础上进一步证实上洗速度沿展向的相位变化是弯掠造型降噪背后的物理本质。这是对Envia和Nallasamy^[8]早期关于上洗速度对于风扇噪声影响物理解释的进一步完善与细化。值得注意的是,在构建解析方法的过程中时常需要针对叶片几何造型(零厚度、零攻角)以及背景流动(无黏、均匀)进行大量的简化假设。然而,Evers和Peake^[12]以及Peake和Kerschen^[13]的研究表明真实的叶片造型对转/静干涉噪声的产生具有不可忽视的影响。近几十年来,随着计算机性能的快速发展,基于计算流体

力学(computational fluid dynamics, CFD)^[14-15]和计算声学(computational aeroacoustics, CAA)^[16]的噪声预测方法逐渐引起关注。近年来,通过非定常数值模拟获取叶片表面声源信息,结合声类比理论,本课题组发展了一种转/静干涉纯音噪声混合预测方法。该方法不仅能够很好地预测对转螺旋桨的干涉噪声^[17],而且通过结合管道声学模型与边界元方法在对ANCF(advanced noise control fan)^[18]单级风扇各阶前传噪声的幅值与指向性的模拟结果中与NASA(National Aeronautics and Space Administration)的公开实验数据吻合得很好。由于低速和高速流动下相同的转/静干涉噪声产生和控制机制,低速实验台ANCF(进口马赫数约为0.15,叶尖切线速度约为120 m/s)在过去20年里完成了大量先进风扇降噪技术的测试与验证。

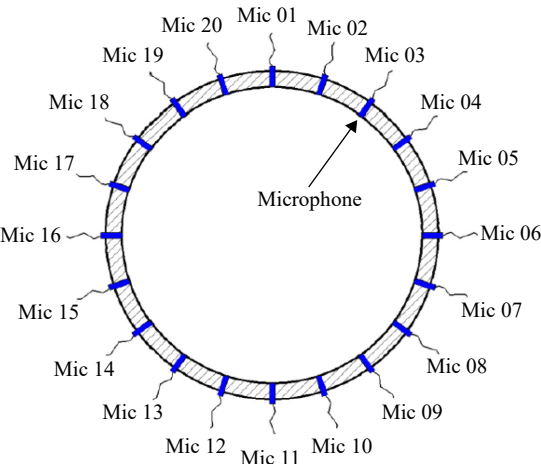
本文以一单级R/S、低速轴流压气机实验台(TA36)为研究对象,首先在进口段测量了不同流量下的压气机前传噪声值。随后求解URANS(unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes)方程对不同流量点的非定常流动进行数值模拟,并提取了静子叶片表面的非定常压力脉动作为声源信息,结合已经发展的混合预测方法,对各流量点下的前传噪声进行了预测。最后,本文讨论了静子叶片排进口截面上洗速度和前传BPF噪声随流量的变化规律,以及两者之间的对应关系。

1 单级轴流压气机实验台

本文所研究的单级轴流压气机实验台(TA36),主要由进口段、转子、静子叶片排以及出口节流阀组成,如图1(a)所示。在进口段的测量截面上,布置有进口总压梳,总压梳沿径向布置了5个测量孔,测量孔按照等环面积的方式进行排列。实验中对5个测量孔测得的压力进行面积加权平均以求得进口平均总压 p_1^* 。进口平均静压 p_1 通过在进口段机匣壁面周向均匀布置的4个测压孔进行测量。采用类似的方式可以测得出口平均总压 p_2^* 和出口平均静压 p_2 。实验中通过缓慢关闭节流阀以保证压气机内的流动保持在准静态的方式来获取特定转速下的压气机特性线。在风扇转子前缘139 cm处布置20只周向均匀的传声器阵列(记为Mic 01~Mic 20),如图1(b)所示,传声器顶部与管道内壁面齐平安装,实验结果中对传声器所测得的声压时间信号做快速傅里叶变换得到频谱,提取所需频率的离散噪声幅值并做周向模态分解,得到该截面离散噪声的声压级。



(a) 压气机实验台



(b) 传声器阵列

图 1 TA36 低速压气机实验台
Fig. 1 TA36 low-speed compressor test rig

TA36 实验台的主要实验工况参数均在表 1 中给出。关于实验台更详细的描述可以参考课题组早期工作^[19]。

表 1 TA36 低速压气机实验台实验参数
Table 1 Experimental parameters of TA36 low-speed compressor test rig

参数	数值	
	转子	静子
叶片数	20	27
叶尖直径/mm	600	600
轮毂直径/mm	346	401
叶顶间隙/mm	0.3	
转速/(r/min)	2 930	

Tyler 和 Sofrin 推导了管道内声传播的表达式,提出了管道内声模式和截止频率的概念^[20]。根据管道的尺寸和转子、静子叶片数可以确定转/静干涉噪声的周向模态及对应的截止频率,当声波的频率大于截止频率时,即为可传播模态,反之则为截止模态,截止模态下的声波在管道内迅速衰减。

根据 Tyler-Sofrin 理论,转/静干涉纯音噪声的周向模态 m 可表示为 $m = s \cdot B - q \cdot n$,其中 s 为转子谐波数, q 为静子谐波数, B 和 n 分别为转子和静子数目,声波的频率表示为 $f = s \cdot f_0$,其中 f_0 为 BPF 的量符号。该单级轴流压气机实验台中对应的声波频率和周向模态分析如表 2 所示,其中在 BPF 和 2 BPF 下均不存在可传播模态,因而根据 Tyler-Sofrin 理论将不产生本文感兴趣的转/静干涉噪声;而在 3BPF 下存在可传播模态,因而后续的声学分析主要针对 3BPF 下的转/静干涉噪声。

表 2 管道内的周向模态
Table 2 Circumferential mode inside duct

s	f/Hz	q	m	截止频率/Hz
1	976.7	1	-7	1 547.22
2	1 953.3	1	13	2 692.71
		2	-14	2 881.58
3	2 930	2	6	1 353.05

值得注意的是,实验中管道壁面传声器所测得的在 3BPF 下的声学信号,不仅包含了转/静干涉纯音噪声,还可能包含有进气畸变与转子的干涉噪声,或静子尾迹与下游支撑板的干涉噪声。为了提取其中的转/静干涉噪声,需要对采集到的声学信号进行周向模态分解。

根据管道声学理论,圆形管道内的声压 p 可以表示为^[21]

$$p(z,r,\theta,t) = \sum_{m=0}^{\infty} A_m \cdot J_m(k_r \cdot r) \cdot e^{im\theta} \cdot e^{i(k_z \cdot z - \omega t)} \tag{1}$$

其中 z 、 r 、 θ 分别为圆柱坐标系下轴向、径向以及周向坐标; t 为时间; m 为周向模态; J_m 为 m 阶一类贝塞尔函数; k_r 、 k_z 分别为径向和轴向波数,且 $k^2 = k_r^2 + k_z^2$, $k = \omega/c_0$, ω 为角频率、 c_0 为声速。实验中模态分解方法的目的即为求解式(1)中系数 A_m 的值。在实验测量中,将各传声器测得的声压时间信号转换到频域,可以得到特定频率下的总声压 p_ω 。其中,每一个传感器的 p_ω 可以表示成周向不同模态声波的叠加。

$$p_\omega(\theta) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} A_{m\omega} e^{im\theta} \tag{2}$$

联立方程组,即可对系数 $A_{m\omega}$ 进行求解

$$A_{m\omega} = \frac{1}{N} \sum_{K=1}^N p_K(\omega) e^{im\theta_K} \tag{3}$$

其中 N 为总的传声器数量, K 为传声器对应的编号, $p_K(\omega)$ 、 θ_K 分别为第 K 个传声器的频域声压和周向角度。需要说明的是, 本文实验中采用的传声器数量为 20 个, 只能分辨 $m=-9$ 到 $m=10$ 的 20 个周向模态, 其中 $m=0$ 为平面波, 而模态数的正负号对应模态的旋转方向。

图 2 中给出了 3BPF(2 930 Hz) 下的总声压级与该频率下可传播 $m=6$ 模态的声压级的对比结果, 可以看到: 不同流量 $\dot{m}$ 下, 3BPF 处的总声压级比该频率下 $m=6$ 模态声压级平均高出 2~3 dB。因而, 理论预测结果应当与 $m=6$ 的模态声压级对比。

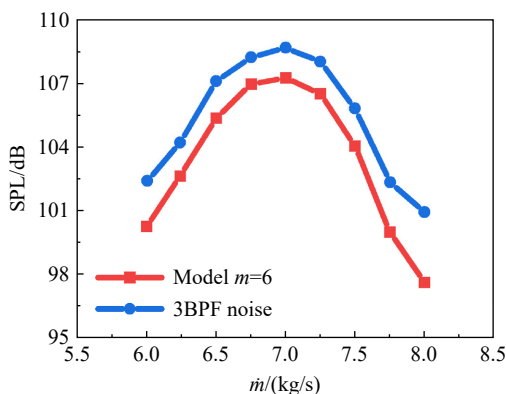


图 2 3BPF 总声压级和 $m=6$ 模态声压级

Fig. 2 Total sound pressure level at 3BPF versus sound pressure level of model $m=6$

2 数值方法

本文主要采用课题组发展的一种转/静干涉噪声混合计算方法, 对 TA36 实验台不同工况下的噪声进行预测。该混合计算方法首先使用非定常数值模拟得到静子叶片上的非定常压力脉动, 也即是声源信息。然后通过声类比方法得到入射声波, 并辐射至管道壁面和进出口边界, 在边界处通过边界积分方法得到散射声波, 管道内声压为入射声波和散射声波的叠加。该混合方法可以同时预测管道内的声传播和管道外的声辐射。

2.1 流场预测

本文使用 IGG-AutoGrid5 叶轮机械网格划分软件分别生成转子计算域与静子计算域的单通道六面体计算网格, 如图 3 所示。图 4 为非定常计算监测点示意图, 图中 L 为转子周向栅距, β 为气流角, c 为绝对速度, w 为相对速度, u 为牵连速度, ΔV 为瞬时速度相对于平均速度的变化量, ΔV_n 为上洗速度, 是 ΔV 垂直于叶片弦向的分量, A_1 、 A_2 、

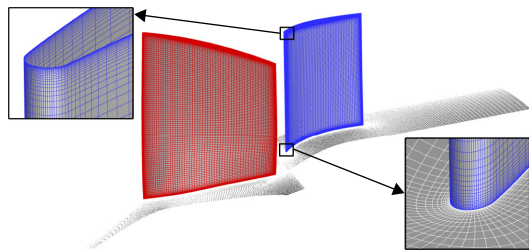


图 3 TA36 实验台单通道计算网格

Fig. 3 Computational grid of single passage for TA36 test rig

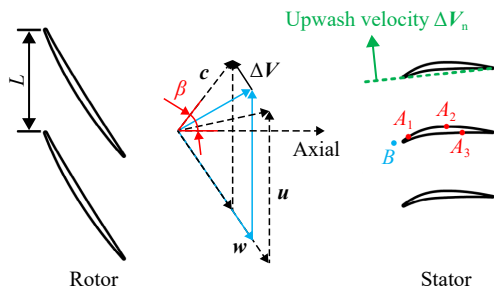


图 4 非定常计算监测点示意图

Fig. 4 Sketch of probes for unsteady simulation

A_3 、 B 为监测点。

根据 Wang 等^[22] 的研究: 在计算叶顶间隙小于 1.5 mm 的转/静干涉纯音噪声时, 叶顶间隙区域至少需要 15 层的计算网格来捕捉叶顶泄漏流的主要流动结构。因而, 针对本文叶顶间隙为 0.3 mm 的情况, 在叶顶间隙区域内总共设置了 21 层计算网格, 机匣附近第 1 层计算网格满足 $y^+ \leq 3$, 并且将网格的拉伸比控制在 1.25 以下。研究表明, 静子辐射噪声的主要声源集中在 50% 叶高以上区域^[23], 因而本文主要采用两套不同的展向计算网格对不同流量下的压气机性能与噪声进行计算。其中, 第 1 套网格(下文以 Grid 1 命名)为 AutoGrid 默认网格, 展向网格数为 73 层, 总网格数为 218 万, 第 2 套网格(下文以 Grid 2 命名)为加密网格, 对整个叶片区进行展向网格加密, 使得展向网格数达到 141 层, 总网格数为 430 万。本文采用 CFX 作为流场求解器, 通过求解 URANS 方程获取叶片表面的非定常脉动信息。其中, 使用 $k-\epsilon$ 湍流模型来考虑高雷诺数效应的影响。在计算过程中, 指定进口总温 $T_1^* = 288.15 \text{ K}$ 、总压 $p_1^* = 101\,325 \text{ Pa}$ 以及绝对气流角 $\beta_1 = 0^\circ$ (垂直于进口截面), 通过提高出口背压 p_2 来模拟节流过程。在非定常计算中主要采用“transient rotor stator”模型。

在进行非定常计算之前, 首先使用冻结转子模型对实验台的定常特性进行了预测。图 5 中给

出了TA36实验台总压比 π^* 和总压效率 η 随流量 $\dot{m}$ 变化的数值模拟和实验结果。其中,黑色方块代表多次重复实验的测量结果,而实验结果的B样条拟合曲线使用黑色实线给出。可以看到数值模拟结果与实验结果之间具有较好的一致性。从图5中不难发现实验测得的TA36实验台的失速流量大约在5.5 kg/s左右,这与数值模拟得到的4.8 kg/s的失速流量存在一定的差距。考虑到近失速点附近流动结构的复杂性,以及单通道数值模拟的限制,本文后续将仅对流动状况相对较好的6.0~8.0 kg/s流量范围内的压气机纯音噪声展开分析讨论。

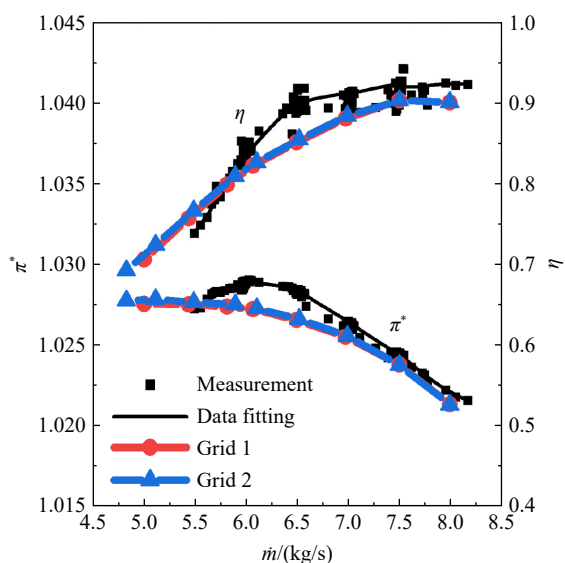
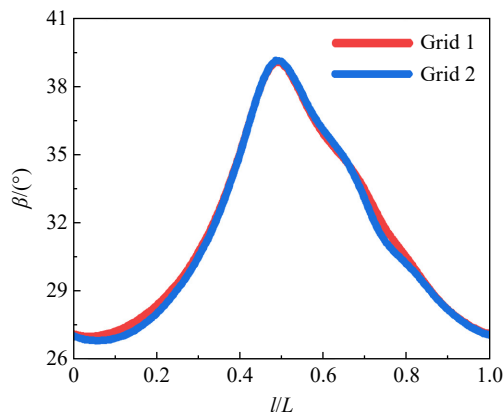


图5 TA36压气机特性线

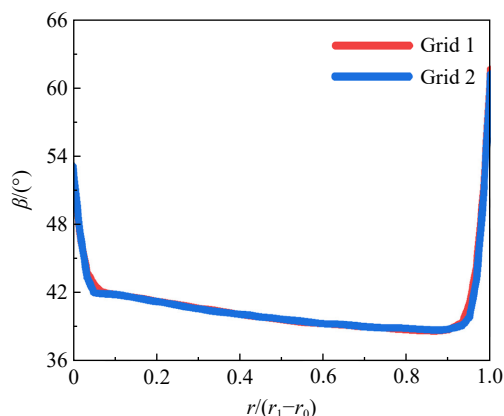
Fig. 5 Characteristic curve of TA36 compressor

转子尾迹与静子叶片排的相互作用是产生转/静干涉纯音噪声的主要原因。因而,在进行非定常计算之前,此处还比较了不同计算网格下转子定常尾迹在静子前缘0.1c(c为静子轴向弦长)截面上的展向以及周向分布(如图6所示)。其中 l 为采样点周向位置, r 为叶高半径, r_1 和 r_0 则分别为机匣和轮毂半径。可以看到blade-to-blade截面上,尾迹核心区的气流角明显大于主流区域,这是因为转子尾迹核心区域的相对速度要明显小于主流区域的相对速度。而在展向方向上,除了叶片角区附近(5%倍叶高以下)以及叶顶间隙附近(95%倍叶高以上)的部分区域,其余叶高区域的来流气流角变化都十分平缓。

综合考虑图5、图6,目前的两套计算网格均能较好地捕捉TA36实验台的定常特性,且不同网格之间的计算差异很小,这为后续的非定常数



(a) 90%叶高截面blade-to-blade截面气流角分布



(b) 展向气流角分布

图6 转子定常尾迹分布

Fig. 6 Steady wake profile of rotor blade

值模拟打下了很好的基础。值得注意的是,相比于定常特性,静子叶片排对上游转子尾迹的非定常响应对压气机转/静干涉噪声的预测更为重要。因而,本文将在后续部分进一步评估计算网格以及时间步长对非定常计算的影响。

2.2 声场预测

在通过非定常数值模拟获取静子叶片表面非定常压力脉动时序信号以后,首先通过快速傅里叶变换得到叶片表面压力脉动的各阶谐波分量信息(包括实部和虚部),并将其作为声源输入声学求解模块。由于在之前的工作中,已经对整个声学求解方法进行了充分验证,并且考虑到各部分解析公式的复杂性,这里仅对整个声场求解流程进行介绍,详细的公式推导可以查看对应的参考文献。

声学求解分成两部分,首先是由转/静干涉产生的入射声波 p_m ,其次是由管道壁面激发的散射声波 p_s 。入射声波 p_m 采用基于声类比的频域自由场辐射方法^[24]进行计算,而散射声波 p_s 采用边界积分方法(boundary integral element method, BIEM)

计算^[25]。

在声场预测中,管道模型被简化成有限长的无厚度圆柱,如图 7 所示,图中 Ma 为来流马赫数。边界为进出口和管道壁面,管道的内外壁面作为不同的边界。管道内的声波分为入射声波 p_{in} 和散射声波 p_s ,入射声波与管道内边界作用激发散射声波;管道外的声波为外边界的散射声波 p_s 。在该方法中,边界包含可穿透边界(进口和出口)和不可穿透边界(管道壁面),在进口和出口应用声压连续和声质点速度连续的边界条件,建立管道内外声压的求解矩阵,得到边界散射系数,再将声源强度代入,最后求出管道内和管道外声压的解。

声学模块的计算采用自编程序(hybrid noise prediction method, 以下简称 HNPM)。其中入射声波 p_{in} 的求解已成功应用于对转螺旋桨干涉噪声的自由场辐射预测中^[17],且各频率的声压级指向性与 FW-H(Ffows William-Hawkings)方程的时域 Farassat 解完全一致;在给定的管道内旋转偶极子声源的前提下,散射声波 p_s 的求解与三维边界元程序 TBIEM3D 已经在之前的工作中得到了充分验证^[25-26]。值得注意的是目前的声场计算没有考虑帽锥和轮毂的影响,这方面的工作还在进一

步的完善中。

3 结果与讨论

3.1 非定常流场与声源分析

为了准确地获得声源输入,首先需要给出静子叶片表面非定常压力脉动的合理估计^[14]。因而,首先比较了不同计算网格以及时间步长在非定常流场预测方面的差异。目前,主要设置了 3 种不同的网格和时间步长组合的工况,分别命名为 case 1~case 3,如表 3 所示,其中 T 代表一个转子叶片通道周期。

表 3 非定常计算参数设置

Table 3 Parameter settings for unsteady simulation

工况	计算网格	时间步长
Case 1	Grid 1	$T/50$
Case 2	Grid 2	$T/50$
Case 3	Grid 2	$T/100$

图 8、图 9 中分别给出了静子叶片 95% 和 80% 叶高截面, A_1 、 A_2 以及 A_3 监测点上各阶 BPF 压力脉动幅值 A 的模拟结果。其中 A_1 、 A_2 位于叶片吸力面, A_3 位于叶片压力面,如图 4 所示。在各个监测点上,非定常压力脉动的高阶 BPF 谐波幅值要明显小于 1 阶 BPF 谐波的幅值,而 2BPF 谐波和 3BPF 谐波之间的幅值差距相对较小。整体而言,各监测点上的压力脉动幅值随着阶数的增长整体呈现下降趋势。此外,相比于位于截面叶中区域的 A_2 和 A_3 监测点,位于吸力面前缘的监测点 A_1 表现出更强的非定常压力脉动。而在网格和时间步长收敛性方面,在 80% 叶高截面上,不同计算工

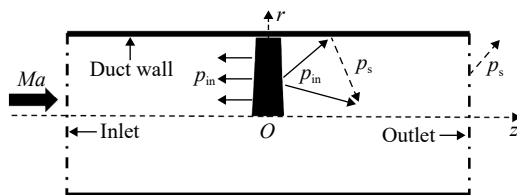


图 7 边界积分方法模型简图

Fig. 7 Sketch of BIEM configuration

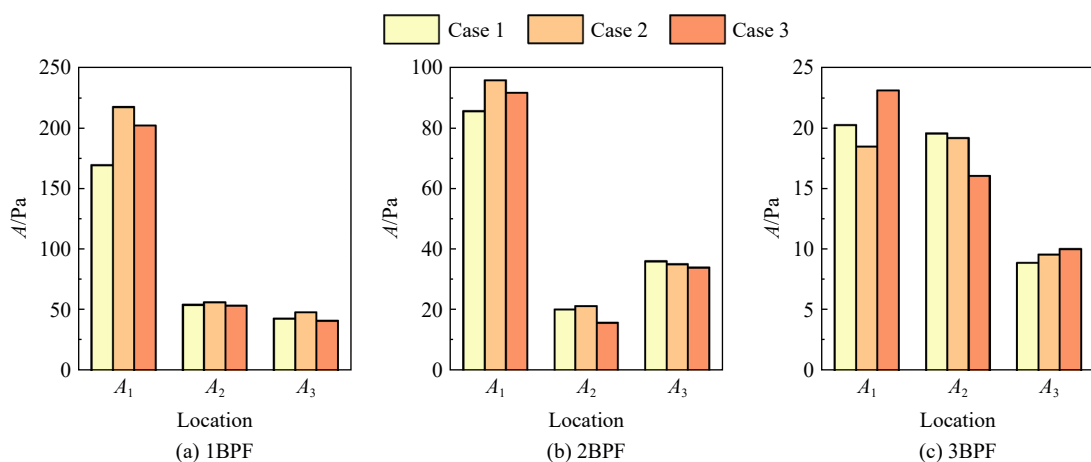


图 8 95% 叶高截面监测点的压力脉动幅值

Fig. 8 Amplitude of pressure fluctuation on probes, 95% span from the hub

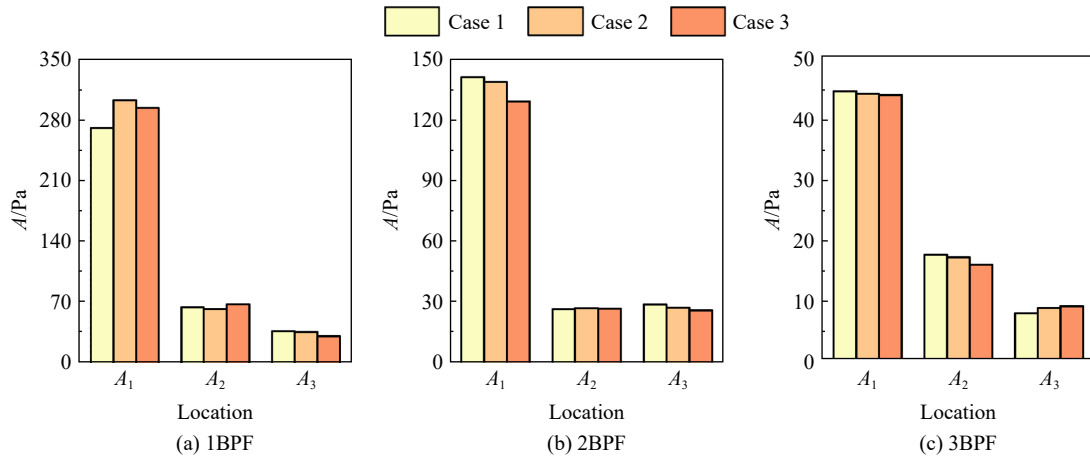


图9 80%叶高截面监测点的压力脉动幅值

Fig. 9 Amplitude of pressure fluctuation on probes, 80% span from the hub

况下所得到的监测点各阶 BPF 压力脉动幅值的差距较小。相较而言, 95% 叶高截面各监测点上的压力脉动对网格以及时间步长更加敏感, 特别是吸力面前缘 A_1 监测点。这可能是由于上游转子复杂叶尖泄漏流的影响。为了在这一区域获得更加显著的收敛结果, 或许还需要对叶顶间隙以及静子叶片前缘、转子叶片尾缘进行不同程度的加密, 这一方面更加细致的讨论将是以后工作的一部分。此外, 考虑到各监测点不同工况下的各阶压力脉动幅值的相对误差基本小于 15%, 对预测声压级的影响小于 1.21 dB, 因而可以认为 case 3 中的网格和时间步长设置基本满足计算需求。

为了更好地说明当前选取的 case 3 计算网格与时间步长的合理性, 在图 10 和图 11 中, 分别给出了静子叶片表面 3 阶 BPF 压力脉动幅值的空间分布。图中 LE(leading edge)和 TE(trailing edge)分别代表叶片前缘和叶片尾缘。可以看到, 不管是在叶片压力面还是吸力面, 叶片前缘 0.25c 以

前区域的压力幅值均明显大于叶中以及叶片尾缘区域的压力幅值。因而叶片前缘将是主要的声源部分。不同计算网格与时间步长的设置对前缘附近的压力幅值的分布影响不大。不同工况间的主要差别集中在叶片 0.5c 以后的区域。由于该区域的压力幅值明显小于前缘附近的压力幅值, 因而对实际噪声预测的影响并不明显。至此, 综合前面的所有分析, 在后续的特性线上各流量点声学预测中统一采用 case 3 中的计算网格以及时间步长设置。

图 12 中给出了在背压为 102 600 Pa(流量为 7.478 4 kg/s)工况下的一个 blade-to-blade 周期中 10%、50% 以及 90% 叶高截面的轴向马赫数(Ma_{ax})分布以及流线图。在后处理中对转子和静子流道进行了周向延拓, 并以 10% 相对叶高处转子尾缘与中间静子叶片前缘处于相同周向位置为作图的初始时刻, 也即 0T。转子叶片周围的流场在整个叶高方向上几乎具有相同的拓扑结构。但是, 在

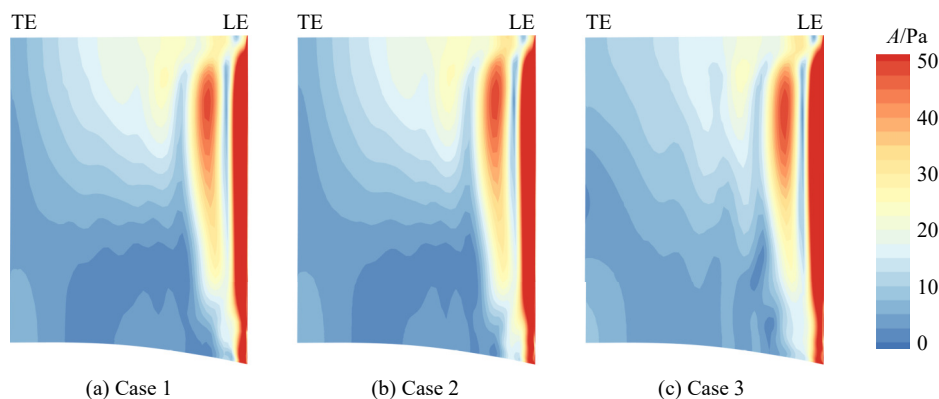


图10 静子吸力面 3BPF 压力脉动幅值分布

Fig. 10 Amplitude distribution of pressure fluctuation at the third harmonic on stator suction surface

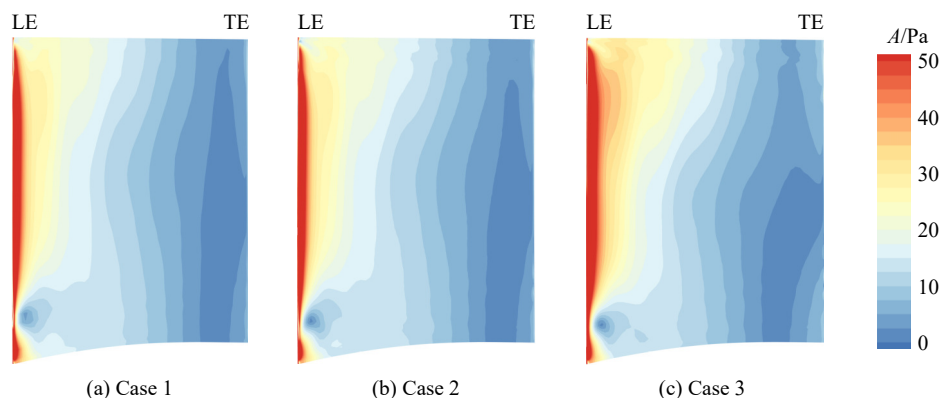


图 11 静子压力面 3BPF 压力脉动幅值分布

Fig. 11 Amplitude distribution of pressure fluctuation at the third harmonic on stator pressure surface

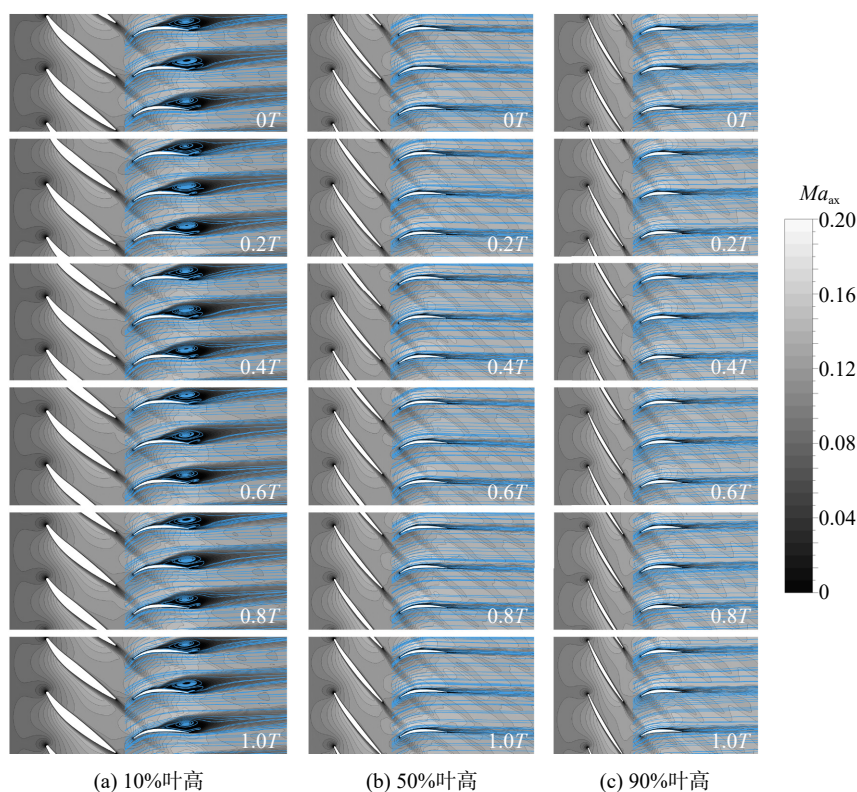


图 12 Blade-to-blade 周期瞬态轴向马赫数云图和流线分布

Fig. 12 Instantaneous blade-to-blade axial Mach number field and streamline

叶根附近(10% 叶高)转子的尾迹宽度明显宽于其他两个叶高截面,这与叶根截面更厚的叶片厚度以及更大的叶型弯折角有关。比较静子叶片各截面上的流线图可以发现,在 50% 和 90% 叶高截面上静子叶片表面不同时刻均不会出现明显的流动分离。在整个 blade-to-blade 周期中,10% 叶高截面静子叶片表面均存在明显的流动分离,并且分离区不会由于上游尾迹扫掠而出现明显的减小或再附。这一现象在 TA36 实验台的有关计算中也被观察到,而叶根区域的流动分离也使得在使用非线性谐波平衡方法计算叶片表面非定常压力脉

动时遇到了明显的收敛性问题。可以看到的是,不同叶高截面上转子尾迹与静子前缘相互作用的时刻不同。转子尾迹经过静子叶片的切割作用,会在叶片通道内形成向下游运动的交错排列的流动结构,进而形成叶片表面在 BPF 及其倍频处的非定常压力脉动。

3.2 噪声分析

在 Zhang 等^[27]的工作中,使用傅里叶变换推导了来流上洗速度与静子叶片表面非定常压力脉动的解析表达式,并且探讨了声功率谱与上洗速度谱之间的对应关系。因而在这一节中,首先对

不同工况下的上洗速度变化进行了分析。其中, 上洗速度 ΔV_n 垂直于静子叶片的弦线方向(如图4所示), 速度监测点分别布置在70%、80%以及90%叶高截面的静子前缘监测点B。静子来流上洗速度的3BPF幅值随流量的变化如图13所示, 图中纵轴采用对数坐标, $|\Delta V_{n,3}|$ 表示对上洗速度 ΔV_n 做快速傅里叶变换后对应于3BPF频率的幅值; $|\bar{c}|$ 表示绝对速度 c 的平均值。可以看到, 在流量大于6.25 kg/s 范围内, $|\Delta V_{n,3}|/|\bar{c}|$ 的值随着流量增大呈现出先增大后减小的总体趋势, 其中在流量点7.0 kg/s 附近达到最大值。在大流量条件下, 叶顶区域具有更强的上洗速度, 因而对应的静子叶尖的声载荷也大于其他截面。

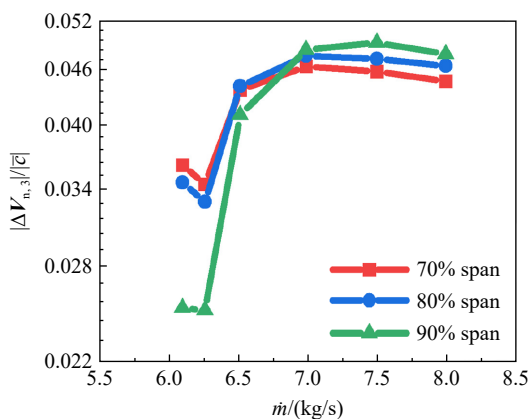


图13 静子来流上洗速度随流量的变化

Fig. 13 Variation of upwash velocity of stator with mass flow rate

值得注意的是, 本节尝试使用CFX中两种不同的非定常计算模型, 即transient和time transformation(TT)模型, 来计算叶片表面的非定常压力脉动。使用transient模型计算时, 转子和静子叶片通道数均为1; 而使用TT模型时, 由于需要满足计算稳定性要求^[28], 转子叶片通道数为2, 静子叶片通道数为3。采用两种交界面模型分别对流量处于6.0~8.0 kg/s 范围内的数个工况下进口管壁截面测得的3BPF噪声声压级进行了预测, 如图14所示, 其中transient模型预测结果记为“transient+HNPM”, TT模型预测结果记为“TT+HNPM”。可以看到, 随着流量的增大, 管道壁面的声压级先增大后减小, 且在设计流量下噪声最大, 该趋势与图13中静子各叶高截面的来流上洗速度随流量变化的趋势基本一致。

此外, 不同交界面模型预测的声压级随流量的变化趋势与实验模态分解得到的变化趋势整体保持一致, 但理论预测的结果较实验结果整体偏

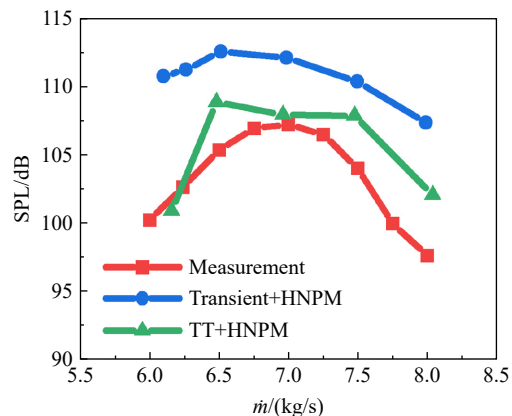


图14 3BPF噪声随流量的变化

Fig. 14 Variation of 3BPF noise with mass flow rate

大。其中, 在设计工况下, 预测结果与实验结果的偏差最小。而预测结果中, 基于TT模型的非定常计算预测结果与实验结果更加接近。进一步的计算表明, 在采用transient模型时, 即使使用2个转子叶片通道和3个静子叶片通道作为计算模型, 其声学预测结果, 依然较TT模型的预测结果具有较大的偏差(当声压级相差3~4 dB时, 实际声压值已经相差41%~58%)。目前, 计算模型中叶片通道数和交界面模型对声学预测结果的影响还在进一步的分析比较中。

在实际的风扇/压气机运行过程中, 往往需要考虑管道外的辐射声场。如图15所示, 本文以管道进口中心为圆心, 在前方6倍半径处给出了0°到90°的前传声压指向性监测点, 此时仅考虑声波从管道内向管道外的辐射, 即对应的实验工况应为无反射的消声室环境。管道外远场声压级指向性随流量变化的结果如图16所示。由于实验中保持转速不变, 对应的声波频率不变, 即无量纲波数不变, 因此指向性的形状变化不大。不同流量对应的静子表面载荷幅值和相位的分布变化, 指向性声压级的大小也随之改变。总体指向性的形状表明, 在40°和62.5°的位置, 声压级出现明显

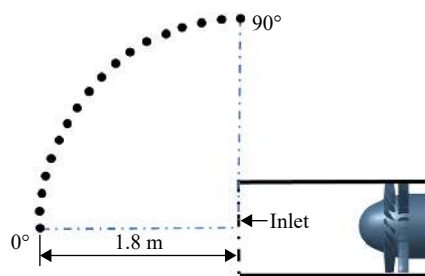


图15 管道外远场指向性监测点

Fig. 15 Probe locations of noise directivity in far field

的谷值, 30°和 47.5°出现明显的峰值, 实际的实验测量过程中, 这些位置需要布置传声器以达到更合理的总声压级评估。管道外的声压级与管道内的结果随流量的变化也呈现一致性, 其中绿色曲线表示的 6.26 kg/s 工况在绝大部分监测点位置声压级均为最小值。

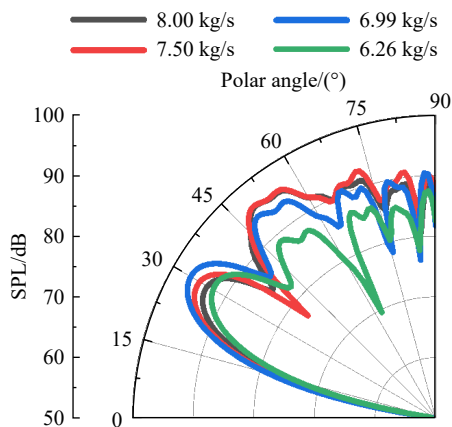


图 16 远场指向性随流量的变化

Fig. 16 Variation of noise directivity in far field with mass flow rate

4 结 论

目前, 转/静干涉纯音噪声已经成为航空发动机以及地面燃机、风机/鼓风机的重要噪声源。本文采用课题组发展的一种转/静干涉噪声混合计算方法, 对一台单级、低速轴流压气机实验台(TA36)在设计转速下, 缓慢节流过程中的噪声变化进行了预测, 并与实验进行了对比。本文的主要结论如下:

1) 使用本课题组发展的风扇/压气机纯音噪声混合预测方法能够较好地预测固定转速下, TA36 实验台前传噪声声压级随流量的变化趋势。随着流量增大, 管道内壁面声压级的实验结果和数值预测结果都呈现出先增大而减小的趋势, 且在设计流量声压级最大。对比发现, 在本文讨论的流量范围内, 基于 TT 模型的噪声预测结果与实验测量结果吻合得更好。

2) 静子叶片前缘叶顶区域上洗速度的 3BPF 幅值随流量的变化趋势与 3BPF 前传噪声声压级的变化趋势相同。

3) 不同的非定常计算模型以及几何模型(转静叶片通道数), 虽然并未明显改变所预测的 TA36 实验台前传噪声声压级随流量的变化趋势, 但对声压级的大小却有显著影响。选取合适的非

定常计算模型以及几何模型, 是进一步提升风扇/压气机纯音噪声混合预测方法的重要工作内容。

参考文献:

- [1] PEAKE N, PARRY A. Modern challenges facing turbomachinery aeroacoustics[J]. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 2012, 44: 227-248.
- [2] 孙晓峰, 周盛. 气动声学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1993.
- [3] 中华人民共和国工业和信息化部. 通风机噪声限值: JB/T 8690-2014[S]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
- [4] 国家技术监督局. 燃气轮机噪声: GB14098-1993[S]. 北京: 中国标准出版社, 1993.
- [5] HEIDMANN M F. Interim prediction method for fan and compressor source noise[R]. NASA-TM-X-71763, 1975.
- [6] KONTOS K B, JANARDAN B A, GLIEBE P R. Improved NASA-ANOPP noise prediction computer code for advanced subsonic propulsion systems[R]. NASA-CR-195480, 1996.
- [7] HOUGH J W, WEIR D S. Aircraft noise prediction program (ANOPP) fan noise prediction for small engines[R]. NASA-CR-198300, 1996.
- [8] ENVIA E, NALLASAMY M. Design selection and analysis of a swept and leaned stator concept[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1999, 228(4): 793-836.
- [9] ZHANG Weiguang, WANG Xiaoyu, DU Lin, et al. Mutual effect between swept-and-leaned vanes and acoustic liners on fan interaction-noise reduction[J]. *AIAA Journal*, 2019, 57(6): 2479-2488.
- [10] 张伟光. 风扇/压气机三维声源模型的建立及预测、控制方法研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2016.
- [11] ZHANG Weiguang. Three-dimensional sound source model for fan noise with predictions and control methods[D]. Beijing: Beihang University, 2016. (in Chinese)
- [12] NAMBA M. Three-dimensional analysis of blade force and sound generation for an annular cascade in distorted flows[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1977, 50(4): 479-508.
- [13] EVERS I, PEAKE N. On sound generation by the interaction between turbulence and a cascade of airfoils with non-uniform mean flow[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2002, 463: 25-52.
- [14] PEAKE N, KERSCHEN E J. Influence of mean loading on noise generated by the interaction of gusts with a flat-plate cascade[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1997, 347: 315-346.
- [15] DE LABORDERIE J, SOULAT L, MOREAU S. Prediction of noise sources in axial compressor from URANS simulation[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2014, 30(5): 1257-1271.
- [16] DAROUKH M, LE GARREC T, POLACSEK C. Low-speed turbofan aerodynamic and acoustic prediction with an isothermal lattice Boltzmann method[J]. *AIAA Journal*, 2022, 60(2): 1152-1170.
- [17] SUZUKI T, SPALART P R, SHUR M L, et al. Unsteady simulations of a fan/outlet-guide-vane system: broadband-noise computation[J]. *AIAA Journal*, 2019, 57(12): 5168-5181.
- [18] Investigation on interaction tonal noise generated by contra-rotating open rotors[EB/OL]. [2022-11-26]. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2022.11.020>.
- [19] SUTLIFF D. Advanced noise control fan: a 20-year retrospective of contributions to aeroacoustics research[R]. NASA/SP-2019-643, 2019.
- [20] 李志彬, 王叙理, 王晓宇, 等. 基于传递单元方法的局域反应声衬设计与试验[J]. *航空学报*, 2018, 39(8): 122053.1-122053.10.
- [21] LI Zhibin, WANG Xuli, WANG Xiaoyu, et al. Design of locally re-

- acting liner based on transfer element method and experimental validation[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2018, 39(8): 122053.1-122053.10. (in Chinese)
- [20] TYLER J M, SOFRIN T G. Axial flow compressor noise studies[J]. *Society of Automotive Engineers Transactions*, 1962, 70: 309-332.
- [21] 李志彬, 王晓宇, 孙晓峰, 等. 单级低速轴流压气机噪声特性实验研究[J]. *推进技术*, 2018, 39(6): 1275-1282.
- LI Zhibin, WANG Xiaoyu, SUN Xiaofeng, et al. Experimental research on noise of single-stage low-speed axial compressor[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(6): 1275-1282. (in Chinese)
- [22] WANG Liangfeng, XIANG Kangshen, MAO Luqin, et al. Numerical simulation of the effect of the tip clearance flow on rotor-stator interaction tone noise in axial-flow fan[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, US: ASME, 2020: 1-10.
- [23] LU Huabing, XIAO Youhong, LIU Zhigang, et al. Simulation and experimental research on aerodynamic noise of gas turbine 1.5-stage axial compressor[J]. *Applied Acoustics*, 2022, 192: 108722.1-108722.13.
- [24] GOLDSTEIN M E. *Aeroacoustics*[M]. New York, US: McGraw-Hill International Book Company, 1976.
- [25] YANG Bing, WANG T Q. Investigation of the influence of liner hard-splices on duct radiation/propagation and mode scattering[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 315(4-5): 1016-1034.
- [26] DUNN M H. TBIEM3D: a computer program for predicting ducted fan engine noise[R]. NASA/CR-97-206232, 1997.
- [27] ZHANG Weiguang, WANG Xiaoyu, JING Xiaodong, et al. Three-dimensional analysis of vane sweep effects on fan interaction noise [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 391: 73-94.
- [28] ANSYS. CFX-solver modeling guide release 15.0[M]. Canonsburg, US: ANSYS Inc. , 2013.

(编辑: 秦理曼)