

基于 Mohring 声类比的开式转子 发动机噪声分析

金海波¹, 陈宣亮¹, 覃湘桂^{1,2}

(1. 南京航空航天大学 飞行器先进设计技术国家级重点学科实验室, 南京 210016)

2. 中国航空工业集团有限公司 成都飞机工业(集团)有限责任公司 技术中心, 成都 610091)

摘 要: 为了系统地研究非均匀流场中开式转子的噪声特性,运用计算流体力学(CFD)和计算气动声学(CAA)无限元法相结合的方法,对开式转子的频域噪声做了数值预测。通过采用基于可压缩修正的 Spalart-Allmaras 湍流模型对非均匀流场中开式转子气动特性进行分析,运用声学无限元方法,引入平均流场并将其插值到声学网格作为背景流场,对转子噪声和噪声传播进行数值模拟,并对特征点做频域分析。由噪声分布云图和远场特征点频谱曲线分析得出:非均匀流场中开式转子发动机的峰值辐射噪声主要集中于低频范围,噪声最大值为 142 dB,峰值噪声频率为 115 Hz,随着频率增加,交替出现多个局部峰值声压,噪声衰减速度减小。为下一代开式转子发动机噪声预测提供一种方法。

关 键 词: 开式转子; 噪声; Mohring 方法; 声类比; 无限元法

中图分类号: V235.12

文献标志码: A

Open-rotor engine noise analysis based on Mohring acoustic analogy

JIN Haibo¹, CHEN Xuanliang¹, QIN Xianggui^{1,2}

(1. National Key Laboratory of Fundamental Science for Advanced Design Technology of Flight Vehicle, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Technical Center, Chengdu Aircraft Industry (Group) Company Limited, Aviation Industry Corporation of China Limited, Chengdu 610091, China)

Abstract: In order to systematically study the characteristic of open-rotor noise in non-uniform flow field, CFD (computational fluid dynamics)/CAA (computing aerodynamic acoustic-s) hybrid method of the open-rotor aerodynamic noise was set up. The aerodynamic characteristics of open-rotor were analyzed through compressible modified Spalart-Allmaras turbulence model method, then, the open-rotor noise and noise transmission were numerically simulated by acoustic infinite element method. At the same time, the average flow field and its smooth interpolation were introduced to acoustic grid as a background flow field. Taking into account the noise distribution chart and the far field feature point spectrum curve, it was concluded that non-uniform flow field radiated noise in the open-rotor engine was mainly focused on low frequency range, the maximum noise was 142 dB, and the maxi-

收稿日期: 2016-10-17

基金项目: 中央高校基本科研业务费用专项资金(NS2015005); 江苏省高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 金海波(1974—),男,副教授,博士,主要从事飞行器结构与气动研究。

通讯作者: 陈宣亮(1992—),男,硕士生,主要从事飞行器气动噪声与气动热研究。E-mail:chenxuanliang0209@foxmail.com

引用格式: 金海波,陈宣亮,覃湘桂. 基于 Mohring 声类比的开式转子发动机噪声分析[J]. 航空动力学报,2018,33(4):785-791. JIN Haibo, CHEN Xuanliang, QIN Xianggui. Open-rotor engine noise analysis based on Mohring acoustic analogy[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(4): 785-791.

mum noise frequency was 115 Hz. With the increase of frequency, multiple local peak sound pressures appeared alternately, and noise attenuation rate decreased. A method was proposed to predict the noise for the next generation open-rotor engine.

Key words: open-rotor; noise; Mohring method; acoustic analogy; infinite element method

开式转子发动机是一种介于涡轮螺旋桨发动机和涡轮风扇发动机之间的一种发动机形式,由于有着超高的涵道比,经济性高,可做高亚声速飞行,非常适合民用飞机和军用运输机。国外于20世纪七、八十年代,为发展在高速巡航时仍能保持高效率的高速螺旋桨,美国国家航空航天局(NASA)发起了先进涡桨计划(ATP)^[1],对开放式转子发动机做了大量研究,并取得了重大的成果。美国通用电气(GE)公司进行了无涵道风扇GE36无涵道风扇(UDF)发动机试验,验证了其低油耗和低噪声的潜力,并在波音727和MD-80飞机上进行了飞行试验^[2-3]。但随着80年代油价的回落,市场对节能推进系统的需求也大为降低。

随着能源的不断消耗,像涡轮螺旋桨和对转螺旋桨这类的开式转子发动机,由于有着更低的耗油率和更高的效率,越来越受到航空工业的重视。这类发动机转子裸露在进气口之外,有很高的涵道比,能很大程度上提高燃油效率。开式转子发动机的对转桨扇很大程度上决定了该型发动机的飞行性能,然而对转桨扇所产生的噪声却是整个发动机噪声的主要来源,对于商用飞机和适航条例而言,噪声水平必须控制在一定范围。对无外涵道的开式转子发动机,随之而来的发动机转子噪声也无约束的向外自由传播。实际上,发动机涵道壁面充当噪声导管和隔声物,只有合理的安排开放式转子发动机才可能利用机身的隔声效果减小噪声的传播。因此必须准确高效地预测该系统的噪声与噪声辐射,首先计算单独发动机所产生的噪声与指向型,然后提供一种最佳噪声的安装解决方法。文献[4]使用带状方法和定常CFD方法预测转子的定常气动特性,从而预测该型转子的远场噪声。如何降低对转桨扇的噪声等级是目前国外开式转子发动机研究的一个热点。以NASA为代表的西方众多航空机构,对先进对转桨扇展开了大量的CFD计算分析。国内在该领域研究基本处于空白,缺乏对转桨扇设计理论和方法。大多数先进的噪声计算方法都是基于CFD和CAA相结合的混合计算方法,直接数值模拟(DNS)计算噪声的方法代价太大,目前多使

用CFD方法计算产生噪声初始传播的流场,再用CAA的方法计算噪声的传播。CAA方法可以基于欧拉方程,允许声音在非均匀平均流场中传播,极大降低计算时间。目前机身、油箱、凸起物等固体边界可以考虑进去,例如CFD/CAA方法使用sAbrinA_v算法^[5]已经成功应用在几个例子^[6]上了。CAA计算可用积分的方法,包括Kirchhoff^[7],Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H)^[8]等方法,这也是法国宇航局^[9]研究开式转子发动机噪声的常用方法。本文利用某桨扇发动机,设计并组装成符合GE36-UDF发动机参数的开式转子发动机,利用CFD/CAA混合计算方法预测开式转子噪声。国内周人治等^[10],祁宏彬等^[11]对开式转子对转桨扇做了定常流场研究,对开式转子的噪声分析还较少。

现阶段,发动机噪声特性主要通过发动机地面台架方法进行测试,对于巡航状态和高空条件下发动机噪声性能还不能直接测量。数值模拟分析提供了一种有效的低成本解决方法,从而可以在发动机设计阶段初步得到各状态下噪声特性与分布情况。

当代飞机发动机噪声源主要包含4个部分:风扇/压气机噪声源,燃烧(核心)噪声源,涡轮噪声源,喷流噪声源。其中,风扇噪声和喷流噪声是涡轮喷气类发动机最主要的噪声部分,发动机喷流噪声是高速气流与周围介质急剧掺混形成强烈脉动湍流而引起的噪声,其噪声与喷流速度的8次方成正比^[12]。随着涡扇发动机涵道比的不断提高,乃至发展成为开式转子发动机,发动机尾部相应的排气速度大幅降低,喷流噪声得到了显著降低,而风扇噪声则成为了最主要的噪声源。在喷流噪声数值模拟方面,最为突出的成就是在非定常CFD流场的基础上通过求解FW-H方程对声源控制体/控制面区域内积分得到某处的远场噪声。经过后人的发展,逐渐出现了Lighthill声类比的改进模型^[13];Mohring模型,结果表明,采用S-A(Spaltart-Allmaras)湍流模型、Mohring声学模型、傅里叶变换的方法可以预测出开式转子风扇噪声的空间分布和声压级特性。

1 计算模型与数值方法

1.1 模型与网格划分

流场计算是噪声预测的基础,文中参考 NASA 报告开式转子设计参数^[14-15],桨叶间距为 0.2 m,入口边界至桨中心距离为 0.5*D*,出口边界距离桨中心 3*D*,径向半径为螺旋桨直径的 2 倍。为使用结构化网格划分流场,需将计算区域划分为多个联通的子区域,分别对各子区域建立六面体结构网格,考虑 S-A 湍流模型对流场网格的要求和对湍流捕捉效应,取第 1 层网格高度为 0.005 mm,附面层网格取 10 层,此后每层网格延伸率为 1.15,在转轴与叶片壁面附近加密网格。使用先进的嵌套网格技术,将外流场与桨叶流场分别划分网格,如图 1 所示,网格总数控制在 410 万。

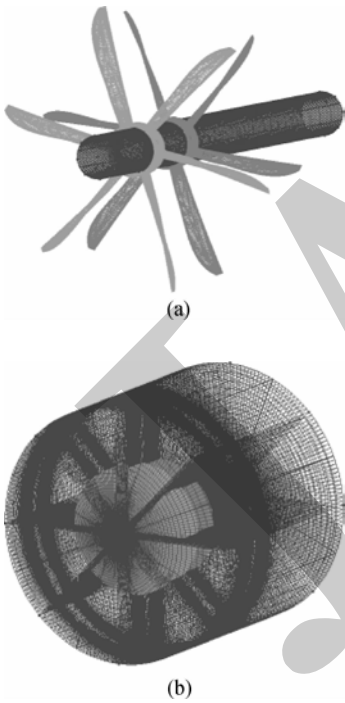


图 1 流场网格
Fig. 1 Flow field mesh

采用的某型螺旋桨叶片,基本参数如表 1 所示。其中 *D* 为桨叶直径,*d* 为转轴直径,*Z* 为叶片数量,*V* 为转速, α 为侧斜角, β 为纵斜角。

选取螺旋桨转子流场区域作为声学网格区域。声学网格包括声源区和声传播区,本软件设计中声源包含面声源和体声源,分别对应着偶极子声源和四极子声源。偶极子声源可看做两个相位差为 180°的单极子源形成的,指向性图呈“8”字型,其辐射声功率与气流速度的 6 次方成正比;

表 1 桨叶基本参数
Table 1 Basic parameters of the blade

参数	数值	
	前桨叶	后桨叶
<i>D</i> /m	0.66	0.63
<i>Z</i>	6	6
<i>V</i> /(r/min)	8300	8000
α / (°)	0	0
β / (°)	0	0
<i>d</i> /m	0.2	0.2

四极子声源可看做是一对极性相反的偶极子组成的,指向性图呈“四叶玫瑰线性”,其辐射声功率与气流速度 8 次方成正比。利用 Patran 创建声学网格,如图 2 所示,声学网格大小选取 2 倍叶片直径,略小于流场,以排除边界假噪声影响,中间红色圆柱区域为体声源区域,包含桨叶干扰的主要的湍流区域。外边界计算域为声学无限元边界,声波由声源区经无反射无限边界向外传播。声学网格最大尺寸为 2 cm,保证频率识别精度。计算测点 1 坐标为 (0.5,0.7,0),计算测点 2 坐标为 (0.5,50,0),并在以桨叶中心点为圆心,5 倍叶片直径为半径的圆上,周向均匀布置 20 个检测点。

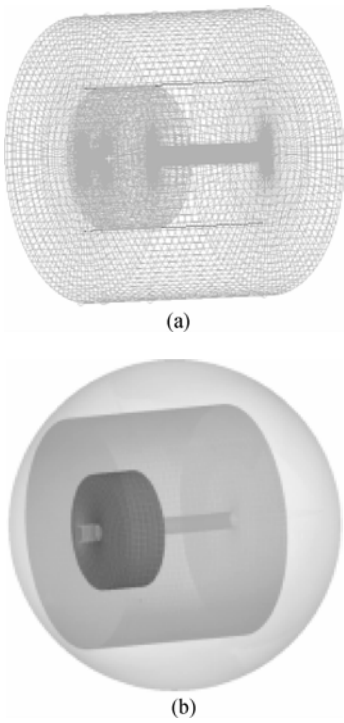


图 2 声学网格
Fig. 2 Acoustic mesh

1.2 计算方法与边界条件

为精确模拟前后转子非定常流场干扰特性,并捕捉由流场湍流引发的噪声。本文采用修正的湍流模型直接模拟前后转子旋转时的非定常流动,运用低马赫数预处理方法修正 Navier-Stokes (N-S) 方程,使得在收敛条件不依赖于马赫数,以保证计算的精确性,详细推导参考文献[16]。湍流模型 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS)是目前计算流场常用的方法,能较好地满足工程实际,且耗费时间代价较低,采用全湍流假设,运用可压缩修正的 S-A 湍流模型计算流场,它是基于涡流黏度的运输关系式,涡流黏度运输方程为

$$\frac{D\tilde{\nu}}{Dt} = c_{b1}\tilde{S}\tilde{\nu} + \frac{1}{\sigma}\left[\frac{\partial}{\partial x_j}(v + \tilde{\nu})\frac{\partial\tilde{\nu}}{\partial x_j} + c_{b2}\frac{\partial\tilde{\nu}}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial\tilde{\nu}}{\partial x_j}\right] - c_{w1}f_w - \left(\frac{\tilde{\nu}}{d}\right)^2 \quad (1)$$

涡流黏度计算公式为

$$\mu_t = \rho\tilde{\nu}f_{v1} \quad (2)$$

其中

$$\begin{aligned} c_{b1} &= 0.1355 & c_{b2} &= 0.622 \\ c_{v1} &= 7.1 & \sigma &= 2/3 \\ f_{v1} &= \frac{X^3}{X^3 + c_{v1}^3} & X &= \frac{\tilde{\nu}}{v} \end{aligned}$$

Mohring 声类比考虑的模型为:在无限大的声介质中包含一个有限的湍流运动区域 V,与流动相关的声源都集中于此。在声源区域 V 外,远离湍流区域的流体中密度的波动和声波相似。与 Lighthill 模型相比,Mohring 模型考虑了声源区域介质的可压缩性和声传播区域介质的对流效应。

$$\begin{aligned} & -\omega^2 \int_V N_a \frac{\rho b}{\rho_T^2 c^2} dV + i\omega \int_V N_a \frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} dV - \int \frac{\partial N}{\partial x_i} \left(i\omega \frac{\rho v_i b}{\rho_T^2 c^2} + \frac{\rho v_i v_j}{\rho_T^2 c^2} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} - \frac{\rho}{\rho_T} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) dV = \\ & \int_V \frac{\partial N_a}{\partial x_i} FT \left[\frac{\rho}{\rho_T} (\mathbf{v} \times \boldsymbol{\omega}) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} - \frac{v_i}{\rho_T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial s} \right) \frac{\partial s}{\partial t} + \frac{\rho T}{\rho_T} \cdot \frac{\partial s}{\partial x_i} \right] dV + i\omega FT \left[\int_V \frac{N_a}{\rho_T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial s} \right) \frac{\partial s}{\partial t} - \frac{\rho v_i N_a}{\rho_T^2} \cdot \frac{\partial \rho_T}{\partial x_i} dV \right] + \\ & i\omega FT \left(\oint_s N_a \frac{\rho v_i n_i}{\rho_T} dS \right) \end{aligned} \quad (9)$$

式(9)中等式左边为声传播项,等式右边为体声源和面声源项。忽略黏滞效应与总密度波动效应,不考虑与熵相关的声源,可以简化声源项,得到简化声学模型,体声源、面声源项由声学网格和流场网格共同求解。

$$\begin{aligned} & -\omega^2 \int_V N_a \frac{\rho b}{\rho_T^2 c^2} dV + i\omega \int_V N_a \frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} dV - \int \frac{\partial N}{\partial x_i} \left(i\omega \frac{\rho v_i b}{\rho_T^2 c^2} + \frac{\rho v_i v_j}{\rho_T^2 c^2} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} - \frac{\rho}{\rho_T} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) dV = \\ & \int_V \frac{\partial N_a}{\partial x_i} FT \left[\frac{\rho}{\rho_T} (\mathbf{v} \times \boldsymbol{\omega})_i \right] dV + i\omega FT \left(\oint_s N_a \frac{\rho v_i n_i}{\rho_T} dS \right) \end{aligned} \quad (10)$$

联合式(8)与式(10)可以求出由流场所致噪声场。

在 Mohring 方程中令($v=0, \rho=\rho_T$)得到亥姆

应。可由动量方程、连续方程、能量守恒简化得到传播区域的声学波动方程

控制方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial v_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial h_T}{\partial x_j} = \rho T \frac{\partial s}{\partial x_i} + \rho \delta_{ijk} v_j \omega_k - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4)$$

$$\rho \frac{\partial h_T}{\partial t} + \rho v_i \frac{\partial h_T}{\partial x_i} - \frac{\partial P}{\partial t} = \frac{\partial q_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_i \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (5)$$

忽略由黏性力和热量所致的功率耗散,结合质量方程和能量守恒方程,可以得到

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v_i}{\partial t} &= \frac{\partial \rho v_i}{\partial c^2} - \frac{\rho v_i}{c^2} \cdot \frac{\partial h_T}{\partial t} - \frac{\rho v_i v_j}{c^2} \cdot \frac{\partial h_T}{\partial x_j} - \\ & \left(\frac{\partial \rho}{\partial s} \right)_p v_i \frac{\partial s}{\partial t} \end{aligned} \quad (6)$$

定义缩比焓 b ,将式(6)整理为

$$\frac{\partial b}{\partial t} + v_i \frac{\partial b}{\partial x_i} = \rho_T \frac{\partial h_T}{\partial t} + \rho_T v_i \frac{\partial h_T}{\partial x_i} \quad (7)$$

Mohring 声类比方程可由式(7)表示为

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho}{\rho_T^2 c^2} \cdot \frac{\partial b}{\partial t} + \frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) + \\ & \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \left(\frac{\partial b}{\partial t} + v_i \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) - \frac{\rho}{\rho_T} \cdot \frac{\partial b}{\partial x_i} \right] = R \end{aligned} \quad (8)$$

式中 R 为经过傅里叶变换后忽略燃烧噪声的表达式

$$R = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\rho}{\rho_T} (\mathbf{v} \times \boldsymbol{\omega})_i - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right]$$

有限单元方程在频域上的方程如下所示:

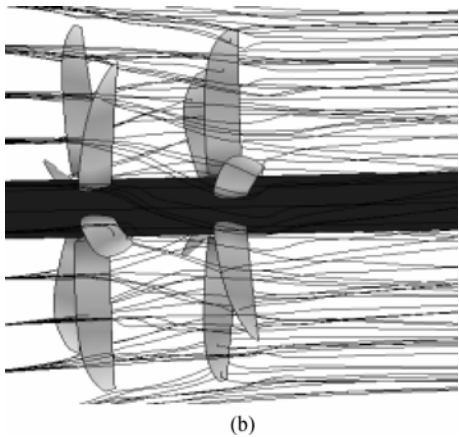
$$\frac{\omega^2}{c^2}p + \Delta p = 0 \tag{11}$$

$$\frac{i\omega\rho}{\rho_T^2c^2}\left(i\omega\phi + v_j\frac{\partial\phi}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\frac{\rho v_i}{\rho_T^2c^2}\left(i\omega\phi + v_j\frac{\partial\phi}{\partial x_j}\right) - \frac{\rho}{\rho_T}\cdot\frac{\partial\phi}{\partial x_j}\right] = 0 \tag{12}$$

本文流场计算中,将两组叶片所在网格外边界设置为 overset 重叠网格,外流场网格作为背景网格,在壁面处将背景网格与之相近的网格删除,用嵌套网格代替。设置两组叶片所在的嵌套网格为旋转体,分别以 8300 r/min 和 8000 r/min 转速绕轴恒定运动。非定常流场计算中,时间项采用 Roe's FDS(通量差分裂)2 阶隐式离散格式,并采用 Min-Mod(L)2 阶精度梯度限制器,时间步长取 0.00025 s,每迭代 50 次采样并输出结果,共采样输出 230 个结果。来流流场速度取 50 m/s,并模拟在海平面标准大气(总压为 101325 Pa,总温为 288 K)条件下流场与噪声计算。

2 结果与分析

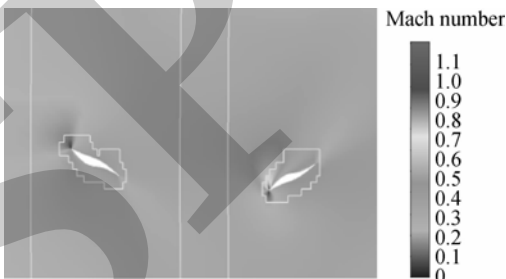
从图 3 中可看出,叶片迎面面压强大,背风面压强小,大部分为低压区,压强差在此处较大,气流易分离并引发湍流流动,前叶片位置产生的分离流经后叶片气流拍打与混合,大的湍流涡分离为小的湍流涡,流场越加絮乱,后叶片受力越加复杂。气流经过两组对转叶片导流作用,由均匀直流变为空间上的螺旋流。图 4 所示为某时刻 50% 叶高叶片马赫云图与表面静压分布曲线,图中 P1 为前排叶片静压,P2 为后排叶片静压,PS、SS 分别表示压力面和吸力面,从压力云图曲线中可以得知,前排叶片吸力面的静压分布前缘较低,后缘较高,越向后缘压强越高,后排叶面刚好相反,与文献[17]中对转桨扇前后排叶片表面压力分布相似,结果基本合理。



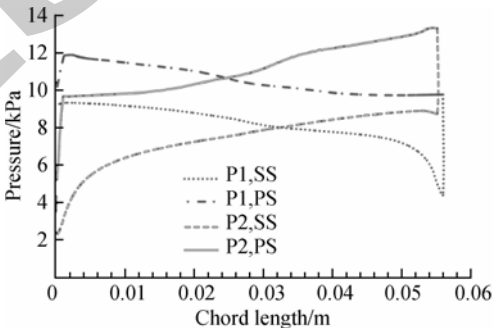
(b)

图 3 压强与流线图

Fig. 3 Diagram of pressure and streamline



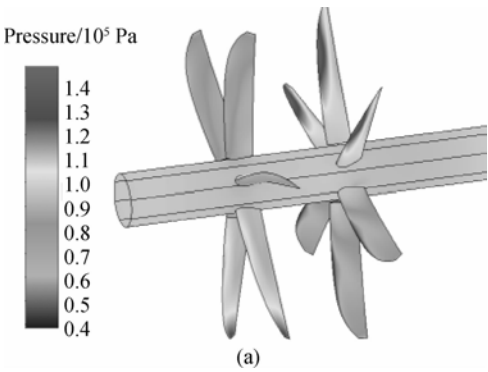
(a)



(b)

图 4 某时刻 50% 叶高叶片马赫云图与表面静压分布

Fig. 4 Mach number's contour and surface static pressure distribution of 50% blade high at some time



(a)

声压级 (SPL, 量符号记为 L_{sp} , $L_{sp} = 20 \cdot \lg(p'/p_{ref}^2)$) 将待测声压有效值 p' 与参考声压 p_{ref} 平方的比值取常用对数的 20 倍而得到。功率谱密度 (power spectral density, PSD) 用来刻画压力脉动能量随频率的分布, OSPL 为计算测点的总声压级 (量符号记为 L_{osp})。在非定常流场计算中, 采样时间步长为 $t = 0.00025$ s, 由采样时间决定的频率为 f , 其计算公式为 $f_{max} = 1/(2t)$, 故有效计算频率为 2000 Hz, 从图 5 中可以看出, 近场

(测点 1)峰值声压级为 142 dB,声波能量主要集中在低频范围,在整个频域范围内,出现多个极值点,与开式转子噪声试验规律相符,符合声学规律,远场(测点 2)声压级下降为 108 dB。由文献[18]可知,开式转子全尺寸模型试验在 10 000 Hz 以内声压级能量主要集中在前 1 000 Hz 以内,其峰值在 600 Hz 附近。选取起始点坐标(0.15,1,0),终点坐标(0.15,100,0),均匀分布 20 个计算测点,用于测量不同距离上的全局声压级,如图 6 所示。从图中可知,噪声主要影响范围集中在噪声源 30 m 以内,该范围内噪声载荷较大,对人和物体有较大影响,在 100 m 范围以外噪声下降至 100 dB 以下。

图 7 是噪声频率为 490 Hz 下开式转子噪声指向型图,在 xy 平面内该频率的噪声辐射方向主要集中在 60° 、 150° 、 -30° 和 -120° 方向,这是由于不同前后两组转子不同的转速、半径和安装距离造成的,改变这些参数就能改善噪声主要集中在方向。

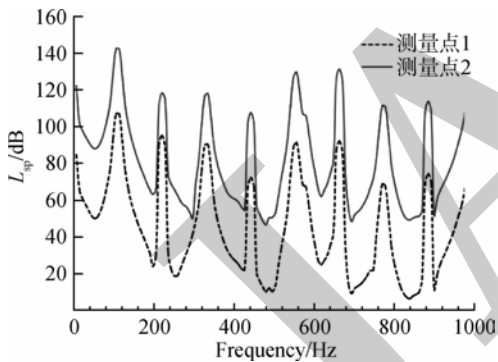


图 5 不同计算测点声压级曲线
Fig. 5 SPL curves at different calculation measuring points

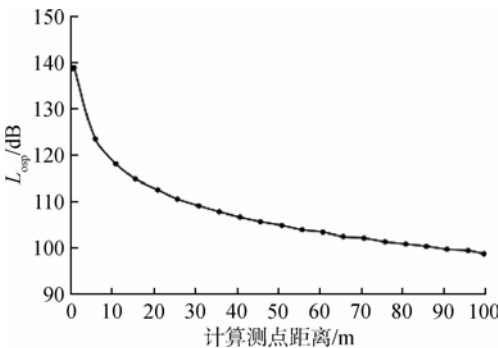


图 6 不同距离计算测点全局声压级
Fig. 6 OSPL at different distances of measuring point

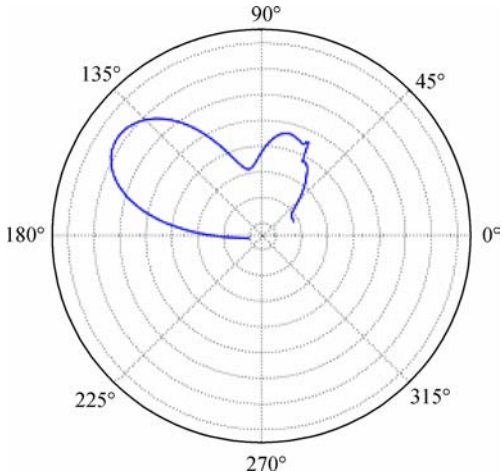


图 7 xy 平面内噪声指向型
Fig. 7 Noise direction type in xy plane

3 结 论

本文在开式转子对转桨叶进行气动分析的基础上,模拟并计算了开式转子发动机在起降阶段的噪声水平。参考国外开式转子对转桨叶的设计与安排,利用现有桨叶叶片,创造性的设计了该开式转子模型,利用 CFD 软件计算了该开式转子模型非定常流场,使用声学无限元方法,提取流场信息并计算流致噪声,方法可行且具有通用性。

1) 从声压级曲线中可以得知,在低频范围内,峰值声压级约为 142 dB,并出现多个峰值,由分析可知,该噪声源主要为四级子声源。由于计算条件受限,现目前计算噪声频率集中在低频范围,对于宽频噪声有待研究。

2) 通过与国外研究成果对比,初步证实本文计算的合理性,由于国内缺乏合理的理论和相关文献资料,本文计算所得噪声尚属探索性研究,有待于与真实模型试验数据相对比。

3) 本文后续研究主要集中在全频段噪声分析,桨叶的不同安装位置、距离、长度比下噪声特性研究与噪声优化设计。

参考文献:

[1] HAGER R D, VRABEL D. Advanced turboprop project [R]. NASA SP-495,1988.
[2] HARRIS R W, CUTHBERTSON R D. UDF/727 flight test program[R]. AIAA 87-1733,1987.
[3] WHITLOW J B, SIEVERS G K. NASA advanced turbo-prop research and concept validation program[R]. NASA-TM-100891,1988.
[4] KINGGAN M J, EKOULE C M, PARRY A B. Analysis of advanced open rotor noise measurements[R]. AIAA-2014-

2745,2014.

[5] REDONNET S. Simulation de la propagation acoustique en présence d'écoulements quelconques et de structures solides par résolution numérique des équations d'Euler[J]. Acta Clinica Belgica,2001,41(1):34-36. (in France)

[6] REDONNET S, CUNHA G. Variations on the same BANC category 8 theme: towards the development of a high fidelity acoustic hybrid method using computational aero acoustics[R]. AIAA-2014-3051,2014.

[7] KIRCHHOFF G. Zur theorie der lichtstrahlen[J]. Annalen Der Physik,2006,254(4):663-695. (in German)

[8] WILLIAMS J E F, HAWKINGS D L. Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society,1969,264:321-342.

[9] BOISARD R, DELATTRE G, FALISSARD F. Computational fluid dynamics as a support to counter-rotating open-rotor wind-tunnel test analysis[J]. Journal of Aircraft, 2015,51(2):614-628.

[10] 周人治,郝玉扬,祁宏斌. 开式转子发动机对转桨扇设计[J]. 燃气涡轮试验与研究,2014,27(1):1-5.
ZHOU Renzhi, HAO Yuyang, QI Hongbin. Open rotor contra-rotating prop-fan design[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2014,27(1):1-5. (in Chinese)

[11] 祁宏斌,周人治,黄红超,等. 开式转子发动机对转桨扇性能建模研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2012,25(1):20-24.

QI Hongbin, ZHOU Renzhi, HUANG Hongchao, et al. Modeling of counter-rotating prop-fan performance of open rotor engine[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2012,25(1):20-24. (in Chinese)

[12] GT C. The effect of mean velocity variations on jet noise[J]. Journal of Fluid Mechanics,1966,26(1):183-197.

[13] LOZOVSKIY A. Numerical analysis of the aerodynamic noise prediction in DNS and LES[M]. Riga, Latvia: Lap Lambert Academic Publishing ,2011.

[14] ENVIA E. Contra-rotating open rotor tone noise prediction[R]. AIAA-2014-2606,2014.

[15] WOJNO J P, JANARDAN B A. Comparison of NASA 9×15 low speed wind tunnel counter rotating open rotor data with GE-anechoic facility historic data for baseline F31A31 blade design[R]. AIAA-2013-2204,2013.

[16] ZHANG S, MEGANATHAN A. Preconditioning methods in CFD-FASTRAN[R]. AIAA-2008-0701,2008.

[17] BUSCH E R, KEßLER M, KRÄMER E. Numerical investigation of counter-rotating open rotor noise emission in different flight conditions [R]. ASME Paper GT2012-68625,2012.

[18] ZAWODNY N S, NARK D M, BOYD D. Assessment of geometry and in-flow effects on contra-rotating open rotor broadband noise predictions[R]. AIAA-2015-0741,2015.

(编辑:王碧珺)