

插板进气畸变与压气机的耦合数值模拟

周游天¹, 李 军¹, 彭生红², 宋国兴¹, 蒋爱武¹, 张一汉¹

(1. 空军工程大学 航空航天学院 等离子体动力学重点实验室, 西安 710038;

2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院

航空发动机高空模拟技术航空科技重点实验室, 四川 绵阳 621000)

摘 要: 为了探索进气道/发动机一体化设计方法, 发展了一种压气机与进气畸变耦合计算的方法. 首先从压气机基准流场雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)仿真结果中提取压气机叶片对气流的作用力, 建立压气机全通道体积力模型. 再将压气机体积力模型加入到流体计算软件 CFX 中, 实现插板进气畸变与压气机的耦合计算. 与实验结果对比表明: 压气机体积力模型能有效模拟压气机与上游畸变流场的耦合作用, 相比传统的全通道 RANS 计算能减少近 2 个数量级的计算网格数.

关 键 词: 风扇/压气机; 插板进气畸变; 体积力模型; 压气机特性; 畸变强度

中图分类号: V211

文献标志码: A

Numerical simulation of flat baffle inlet distortion coupled with compressor

ZHOU You-tian¹, LI Jun¹, PENG Sheng-hong²,

SONG Guo-xing¹, JIANG Ai-wu¹, ZHANG Yi-han¹

(1. Science and Technology on Plasma Dynamics Laboratory, Aeronautics and Astronautics Engineering College, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, China;

2. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Altitude Simulation, Sichuan Gas Turbine Establishment, Aero Engine (Group) Corporation of China, Mianyang Sichuan 621000, China)

Abstract: In order to explore the integrated design method of inlet/engine, a simulation method was developed to analyze the coupled calculation of inlet distortion and compressor. First, a full-passage body force model for compressor was built by using blade force extracted from Reynolds average Navier-Stokes (RANS) simulation results. Second, by adding the compressor body force model into the CFX software, the flat baffle inlet distortion coupled with compressor was simulated and analyzed. Comparing the simulation results with experimental results, the compressor body force model could simulate the strong coupling interactions between the compressor and the upstream distortion flow field. And the body force model could reduce almost two magnitudes of mesh numbers compared with the compressor full-passage RANS model.

收稿日期: 2015-07-08

基金项目: 航空基金(20131096010)

作者简介: 周游天(1990—), 男, 硕士生, 主要从事发动机进气流场畸变的研究.

引用格式: 周游天, 李军, 彭生红, 等. 插板进气畸变与压气机的耦合数值模拟[J]. 航空动力学报, 2017, 32(3): 568-576. ZHOU Youtian, LI Jun, PENG Shenghong, et al. Numerical simulation of flat baffle inlet distortion coupled with compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(3): 568-576.

Key words: fan/compressor; flat baffle inlet distortion; body force model; compressor characteristic; distortion intensity

现代战机对隐身性和机动性要求越来越高,大量采用 S 弯、蚌式进气道。这样带来的进气道/发动机相容性问题也更加受到重视。研究进气道/发动机相容性的评定方法,大多采用实验手段。所需要的费用十分昂贵,周期较长。借助 CFD 技术研究进气系统在进气畸变条件下的气动性能和畸变传递机理具有重要的意义。

由于上游畸变流场与压气机之间有着强烈的耦合作用^[1],单独模拟畸变发生段而用简单的压力或者流量出口边界条件来替代后方发动机,仿真效果并不好。而直接耦合压气机进行全通道计算需要庞大的计算资源^[2]。因此研究者们先后提出了平行压气机模型^[3]、各种激盘模型^[4-5]、体积力^[6]模型用于简化压气机,从而使畸变流场和压气机能一同计算。压气机体积力模型是在计算域中加入体积力源项来模拟压气机叶片对气流的作用,它能在简化计算的基础上保留压气机的很多三维流动特性^[6],这是其他简化模型所不具备的。GONG Yifang^[6]假设了体积力空间分布,直接通过压气机特性建立体积力源项,仿真出了 model 和 spike 两种类型的失速先兆。随后 Chima^[7]将叶片对气流的作用力分解成相对速度垂直和平行于速度的部分作为源项,建立了一套进气畸变下压气机稳定性计算程序 CSTALL。郑宁、刘永泉、安玉戈等^[8-10]建立周向平均体积力模型,实现了总压畸变与压气机体积力模型的耦合计算。Xu^[11]用体积力模拟叶片对气流的黏性力,从单通道 Navier-Stokes 方程计算结果中提取叶

片表面的摩擦因数,以源项的方式加入 Euler 方程求解用以代替黏性力,成功地模拟出流场的非定常现象。北京航空航天大学孙晓峰等^[12-15]利用从 RANS 结果中提取的体积力源项,发展了可以考虑任意阶径向扰动的三维可压缩旋转失速稳定性模型。

由于过去计算条件的限制,在已建立压气机体积力模型中,体积力的三维分布具有一定程度的经验性、随意性。基于体积力模型的发展思路,本文从现已相对成熟的压气机基准流场雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)仿真结果中,提取对应的体积力源项,建立压气机体积力模型。再将此模型加入到流体计算软件 CFX 中,实现了插板进气畸变流场与压气机的耦合计算,并与实验结果进行了对比。

1 压气机全通道体积力模型

GONG Yifang, Xu, Hynes, Denton, Greiter 等建立并完善了压气机体积力模型理论基础。其基本思想是利用成一定分布的体积力去替代压气机叶片对流体的压力和剪切力,从而在全通道压气机计算中用体积力替代叶片,达到去掉几何叶片,简化计算网格的目的。

1.1 物理模型与控制方程

体积力模型中由于没有几何叶片(如图 1),叶片对气流的作用由成一定空间分布的体积力源项 F_r, F_θ, F_x 表示。Greitzer 等^[16]给出了圆柱坐标系下的 Navier-Stokes 方程为

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(V_r^2 r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(V_r V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(V_r V_x)}{\partial x} - \frac{V_\theta^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + \hat{r} \cdot \nabla \tau + \frac{\Omega^2}{r^2} + F_r \\ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(V_r V_\theta r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_\theta^2}{\partial \theta} + \frac{\partial(V_x V_\theta)}{\partial x} + \frac{V_x V_\theta}{r} &= -\frac{1}{r\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} + \hat{\theta} \cdot \nabla \tau - \frac{\Omega V_r}{r^2} + F_\theta \\ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(V_r V_x r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial(V_x V_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(V_x V_x)}{\partial x} + \frac{V_x^2}{r} &= -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \hat{x} \cdot \nabla \tau + F_x \end{aligned} \quad (1)$$

其中 V_r, V_θ, V_x 分别为为径向、周向、轴向速度, p, r, ρ, τ, Ω 分别为静压、半径、密度、黏性量和转速。在传统压气机计算中是不含有体积力源项的,因而压气机体积力模型的关键就是要得到进气畸变条件下 F_r, F_θ, F_x 在压气机中的空间分布。

1.2 体积力源项的提取

体积力空间分布的获得方法主要有两种:一种是 GONG Yifang, Chima 直接从压气机特性线

上提取,这种方法需要借助一定的假设和理论推导才能得到体积力的三维分布;另一种是 Kiwada^[17]从压气机基准流场(无畸变)的三维仿真结果中提取。随着压气机基准流场仿真的成熟,第 2 种方法更加直接、准确。Kiwada 给出了压气机中考虑除去几何叶片而导致流道的扩大的 Euler 方程^[17]。

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \begin{bmatrix} \lambda r \rho \\ \lambda r \rho V_x \\ \lambda r^2 \rho V_\theta \\ \lambda r \rho V_r \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial x} \begin{bmatrix} \lambda r \rho V_x \\ \lambda (r \rho V_x^2 + r p) \\ \lambda r^2 \rho V_\theta V_x \\ \lambda r \rho V_r V_x \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial \theta} \begin{bmatrix} \lambda r \rho V_\theta \\ \lambda r \rho V_\theta V_x \\ \lambda (r \rho V_\theta^2 + r p) \\ \lambda r \rho V_r V_\theta \end{bmatrix} + \frac{\partial}{\partial r} \begin{bmatrix} \lambda r \rho V_r \\ \lambda r \rho V_r V_x \\ \lambda r^2 \rho V_\theta V_r \\ \lambda (r \rho V_r^2 + r p) \end{bmatrix} = \\ \begin{bmatrix} 0 \\ \lambda r \rho F_x + r p \frac{\partial \lambda}{\partial x} \\ \lambda r^2 \rho F_\theta + r p \frac{\partial \lambda}{\partial \theta} \\ \lambda r \rho V_\theta^2 + \lambda p + \lambda r \rho F_r + r p \frac{\partial \lambda}{\partial r} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

其中

$$\bar{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} r \rho F_x \\ r^2 \rho F_\theta \\ r \rho F_r \end{bmatrix}$$

$$\bar{\mathbf{G}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\int S d\theta} \int S \lambda (r \rho V_x^2 + r p) d\theta \\ \frac{1}{\int S d\theta} \int S \lambda r^2 \rho V_\theta V_x d\theta \\ \frac{1}{\int S d\theta} \int S \lambda r \rho V_r V_x d\theta \end{bmatrix}$$

$$\bar{\mathbf{H}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\int S d\theta} \int S \lambda r \rho V_r V_x d\theta \\ \frac{1}{\int S d\theta} \int S \lambda r^2 \rho V_\theta V_r d\theta \\ \frac{1}{\int S d\theta} \int S \lambda (r \rho V_r^2 + r p) d\theta \end{bmatrix}$$

$$\bar{\mathbf{I}} = \begin{bmatrix} r p \frac{\partial \lambda}{\partial x} \\ 0 \\ r p \frac{\partial \lambda}{\partial r} + \lambda r \rho V_\theta^2 + \lambda p \end{bmatrix} \quad (5)$$

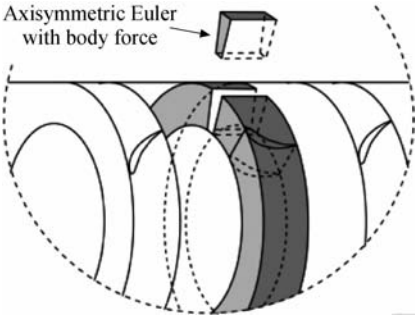


图 1 体积力模型示意图^[6]

Fig. 1 Sketch of body force model^[6]

方程中引进修正参数 λ , 表示体积力模型中除去几何叶片而导致流道的扩大的影响. 其表达式为

$$\lambda = \frac{r(\theta_2 - \theta_1)}{S} \quad (3)$$

其中 θ_2, θ_1 为流道两侧叶片壁面的周向角度, S 为叶片间距, 参数的意义如图 2 所示.

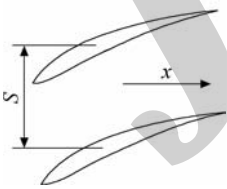


图 2 叶片几何参数示意图^[17]

Fig. 2 Sketch of blade geometry parameters^[17]

根据式(2)可以从压气机基准流场 RANS 仿真结果中获得对应压气机基准工况下的体积力源项 F_r, F_θ, F_x 的空间分布. 本文考虑压气机转子的旋转, 同时为简化式(2), 可以对方程周向和时间取平均而消除 $\frac{\partial}{\partial t}, \frac{\partial}{\partial \theta}$ 项. 此时式(2)可以简化二维方程, 即方程中自变量只有 x, r

$$\bar{\mathbf{F}} = \frac{\partial}{\partial x} \bar{\mathbf{G}} + \frac{\partial}{\partial r} \bar{\mathbf{H}} + \bar{\mathbf{I}} \quad (4)$$

1.3 体积力模型的建立

通过式(4)可以从压气机基准流场 RANS 仿真结果中, 提取出对应工况下体积力源项 F_r, F_θ, F_x 的空间分布. 但在进气畸变条件下, 由于压气机进口流场存在着周向、径向和轴向的不均匀, 导致压气机各叶片通道处在不同的工作状态. 因此需选取适当的当地流场参数 ϕ_{local} 来表征当地流场, 把体积力表示成几何位置与当地流场的函数

$$(F_x, F_\theta, F_r) = f[\phi_{\text{local}}(x, \theta, r), x, \theta, r] \quad (6)$$

从而建立压气机体积力模型. 本文 ϕ_{local} 选择为当地流量系数.

$$\phi_{\text{local}} = \frac{V_r}{\Omega r} \tag{7}$$

函数 $f[\phi_{\text{local}}(x, \theta, r), x, \theta, r]$ 通过从建立的压气机基准工况体积力的数据库插值获得. 需要说明的是: 由于 RANS 计算仿真无法得到压气机失速后的流场, 而压气机在进气畸变条件下, 可能出现部分叶片通道已经进入失速工况而整台压气机未进入失速的情况. 因而对压气机失速后体积力分布参考 Moore & Greitzer model 中对失速后流场描述, 利用对近失速点的体积力分布进行线性修正得到. 本文用此方法提取的体积力建立周向平均体积力压气机模型, 用以表征畸变工况下压气机对气流的作用力.

1.4 压气机基准流场计算与体积力模型的对比

本文是通过 RANS 计算结果建立了周向平均的压气机体积力模型. 因此先对比无畸变来流条件下压气机基准流场的 RANS 计算结果和体积力计算结果, 用以验证体积力模型的准确性.

算例是空军工程大学等离子体动力学重点实验室单级低速轴流压气机. 该压气机不带进口导流叶片, 采用轴向进气、径向排气的结构布局. 叶片采用 NACA 叶型, 转子叶片数为 45 片, 静子叶片数为 60 片, 其外壁和内壁的直径在进口和出口处均相等, 轮毂直径为 400 mm, 机匣直径为 600 mm, 设计条件下该单级压气机的主要性能参数为: 流量为 6.5 kg/s, 全压升为 2500 Pa (总压比为 1.025), 转速为 3000 r/min, 其他参数见表 1.

表 1 压气机几何参数

Table 1 Geometric parameters of compressor

参数	转子	静子
叶片数	45	60
弦长/mm	53.6	40
叶尖稠度	1.28	1.27
安装角/(°)	60	19.2
展弦比	1.866	2.5

压气机基准流场 RANS 计算方法和计算网格生成(图 3)参考文献[18]. 计算 3 个转子叶片通道和 4 个静子叶片通道, 转静子通道均采用了 H-O-H 型结构化网格, 网格数为 802 万, 最小正交性角度为 35°, 最大延展比为 1.85, 离开壁面的第 1 层网格满足 $y^+ < 1$, 已进行网格无关性验证. 压气机全通道体积力模型网格如图 4, 周向均匀布置网格数为 320, 径向布置网格数为 40, 压气机

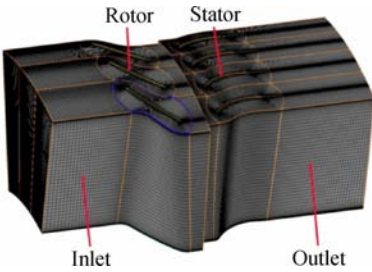


图 3 压气机 RANS 计算网格[18]

Fig. 3 Computational mesh of compressor RANS[18]

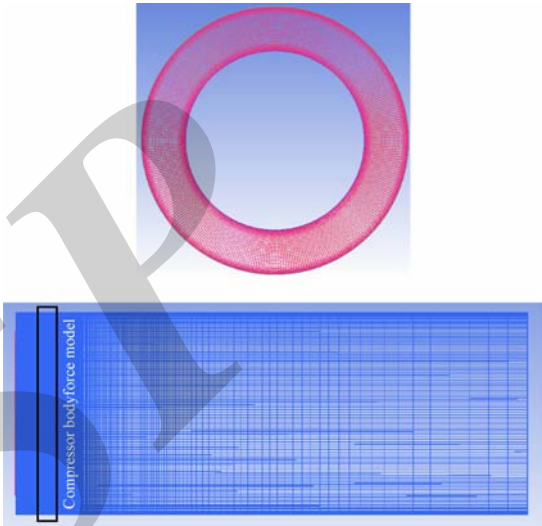


图 4 体积力模型计算网格

Fig. 4 Computational mesh of body force model

段轴向均匀布置网格数为 30, 压气机网格数为 38.4 万, 总网格数为 125 万. 相比全通道压气机 RANS 计算, 体积力模型中压气机段网格数减少近 2 个数量级.

在低速压气机实验研究中, 通常采用流量系数和总静压升系数来表示压气机性能特性. 本文中的流量系数 ϕ 定义为

$$\phi = \frac{V_a}{U} \tag{8}$$

其中 V_a 为轴流压气机进口气流平均轴向速度, U 为压气机转子叶片中径处的线速度. 压气机增压能力采用总静压升系数来评定

$$\psi = \frac{p_e - p_{in}}{\frac{1}{2} \rho U^2} \tag{9}$$

式中 p_e 为压气机出口壁面平均静压, p_{in} 为压气机进口总压.

出于安全性考虑, 本文仿真与实验都是在 80% 转速下进行的. 图 5 是压气机基准流场实验、RANS、体积力模型的压气机特性对比图. 由于压气机体积力模型的体积力源项提取于 RANS 计

算结果,因此体积力模型与 RANS 计算结果差别较小.这也说明了本文体积力提取方法的准确性.但由于 RANS 计算结果在近失速工况下同实验值有一定的差距,这也给体积力模型引入了一定的误差.

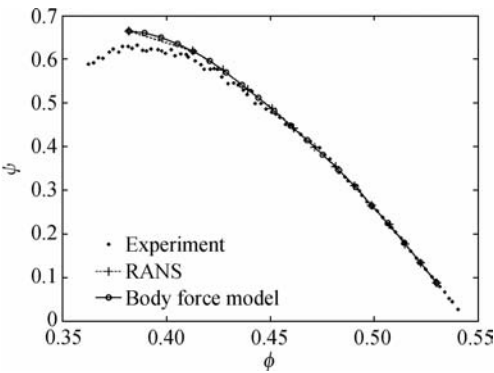


图 5 压气机特性图(80%转速)

Fig. 5 Diagram of compressor characteristic (80% rotating speed)

在均匀进气条件下,周向平均体积力模型中,体积力只在子午面存在分布.流量系数为 0.45 状态下对应的体积力空间分布如图 6.相比轴向体积力 F_x 和周向体积力 F_θ ,径向体积力 F_r 小了 2 个数量级,只在动叶叶尖和静叶角区有一定分布.这也说明本台等环量设计的压气机,叶片对气流的主要作用力是 F_x 和 F_θ .由于体积力提取式(4)是由 Euler 方程推出,并未考虑气体黏性,因而从 RANS 结果中提取的体积力在无叶区也存在少

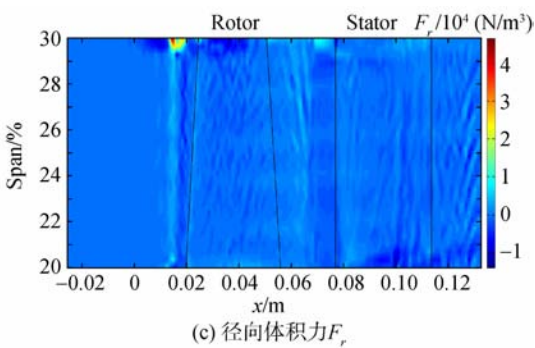
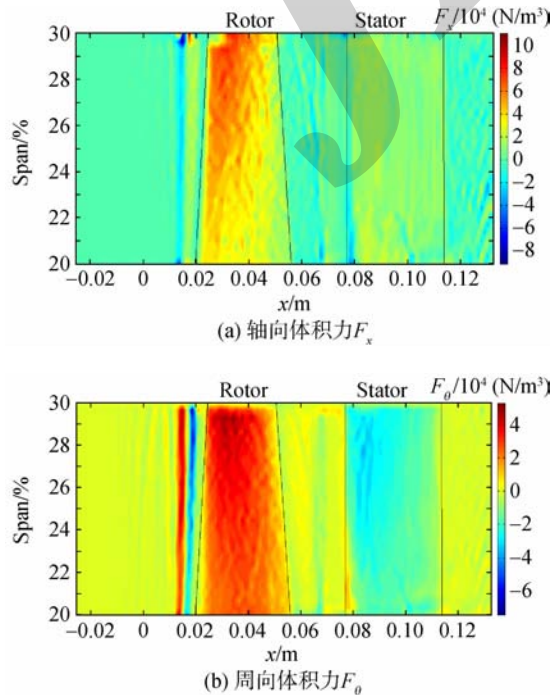


图 6 体积力在子午面上分布图

Fig. 6 Body force distributions on meridian plane

量的由气体黏性力而导致的体积力,特别是动叶前存在着一定的周向和轴向的体积力.

压气机工况的不同,体积力的分布规律也是不同的.图 7~图 9 是压气机在 3 种不同工况下(近失速、设计、近堵塞),周向体积力 F_x 和周向

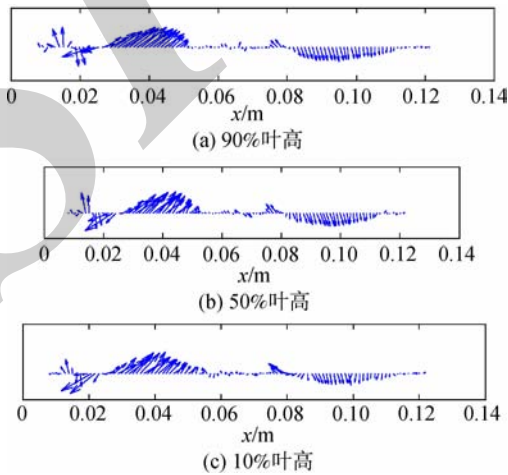


图 7 F_x, F_θ 矢量图($\phi=0.38$)

Fig. 7 F_x, F_θ vectors ($\phi=0.38$)

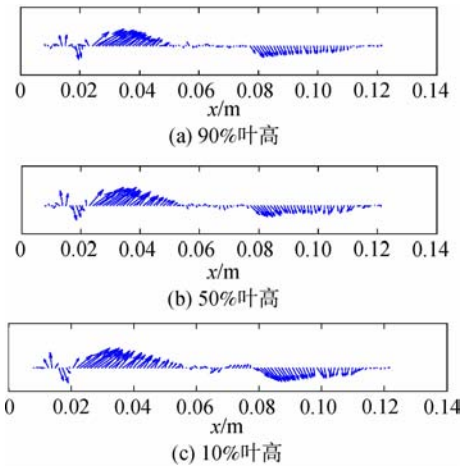


图 8 F_x, F_θ 矢量图($\phi=0.45$)

Fig. 8 F_x, F_θ vectors ($\phi=0.45$)

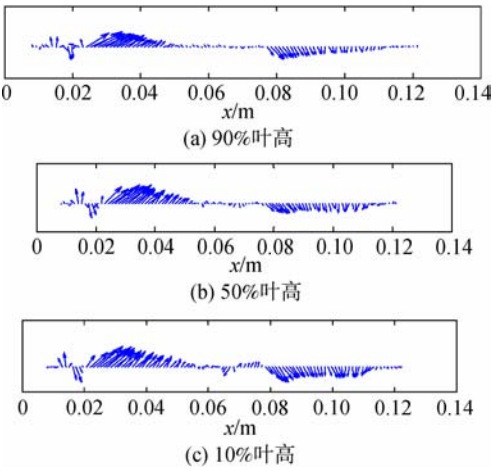


图 9 F_x, F_θ 矢量图($\phi=0.51$)
Fig. 9 F_x, F_θ vectors ($\phi=0.51$)

体积力 F_θ 在不同叶高处的矢量图(横轴代表轴向,纵轴代表周向). F_x 主要分布在动叶前缘,在 35%弦线上达到最大, F_θ 在动叶和静叶上分布较为均匀. 靠近失速边界,体积力分布发生一定的变化:动叶叶尖处的体积力逐渐逆向来流方向,表示此时由叶尖泄漏流导致的通道堵塞效应加剧;同时静叶前缘也有一定逆向来流方向的体积力.

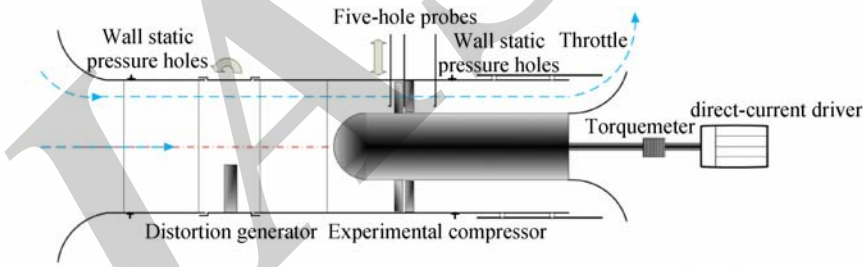


图 10 插板进气畸变实验结构示意图
Fig. 10 Sketch of flat baffle inlet distortion experimental structures

为周向均匀布置 24 个,径向均匀分布 19 个,使用 5 孔探针测量流场,用以获得细致的压气机进口截面畸变流场.

2.2 计算模型

依照插板进气畸变实验建立的计算模型如图 11,进口边界条件为总压进口,出口边界条件为流量出口,其他边界为无滑移壁面, SST (shear stress transport) 湍流模型. 在转静子处(图 11 中白色条纹区域)加入压气机体积力模型.

计算网格总数为 402 万,其中压气机体积力模型网格数为 38.4 万. 最小正交性角度为 65° ,最大延展比为 1.45,且离开壁面的第 1 层网格均满足 $y^+ < 3$.

2 插板进气畸变与压气机体积力模型的耦合计算与实验

我国对发动机稳定性的评定主要使用的插板进气畸变实验加综合畸变指数的方法. 发动机插板进气畸变关注发动机进口截面的畸变流场. 针对当前情况,本文利用上述压气机实验台,进行了插板进气畸变实验. 并利用压气机体积力模型,实现了压气机与插板进气畸变流场的耦合计算,讨论压气机与前方畸变流场的相互作用.

2.1 物理模型与实验测量

在压气机台进口加装插板畸变发生器(如图 10). 畸变发生器由扰流板箱、等直径进气流管、扰流板组成. 进气流管内径 D 与发动机进口机匣直径一致,插板高度固定为 50% 的进气流管内径,可绕中心轴 360° 旋转. 扰流板距发动机进口截面的相对轴向距离为 $L/D=2.0$ (如图 10). 畸变测量截面距动叶前缘 100 mm,用于测量所产生的进气畸变流场. 对发动机进气截面的测量一般使用“米”字总压测靶,由于测量点数偏少,且只有总压,本文为更好地同仿真结果进行比对,测量点增

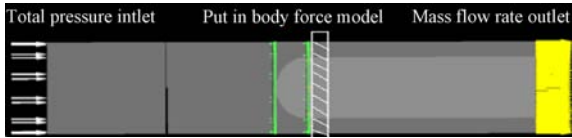


图 11 计算模型
Fig. 11 Calculation model

2.3 计算结果与实验对比

图 12 是插板布置示意图,图 13、图 14 是压气机进口截面上,实验结果、带压气机体积力模型 RANS 计算结果和不带压气机体积力模型 RANS 计算结果的总压云图和静压云图. 由于插板后的低压区气流径向角度过大,有部分测点的气流角度超出五孔探针的测量范围,但其数据仍

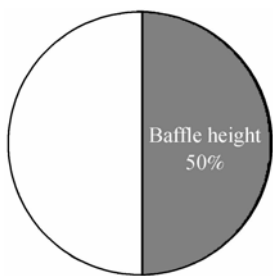


图 12 插板布置示意图

Fig. 12 Sketch of flat baffle installation

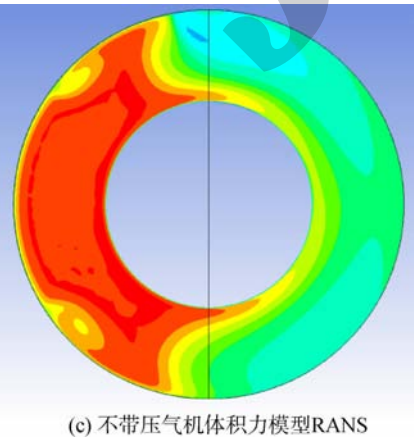
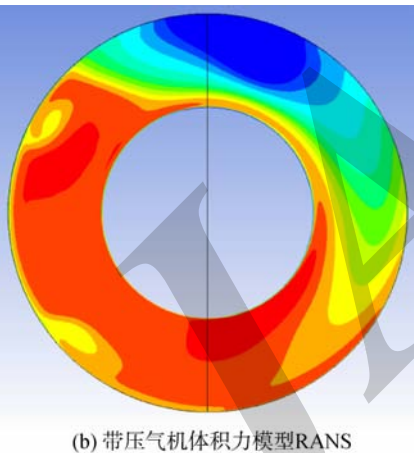
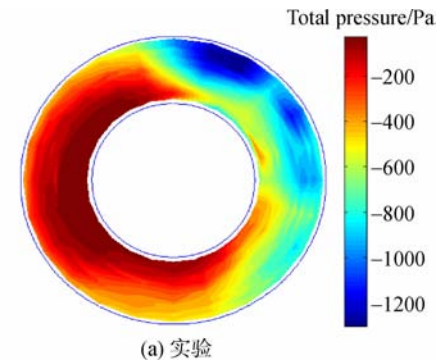


图 13 压气机进口截面总压云图

Fig. 13 Total pressure distribution on the compressor inlet plane

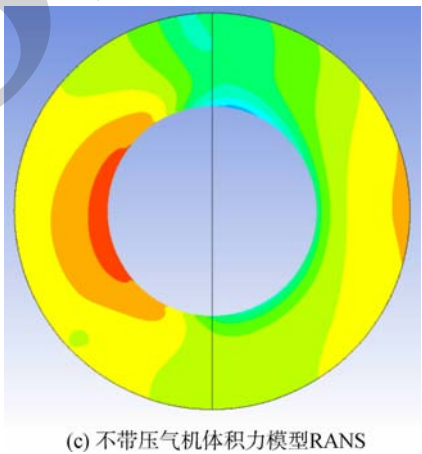
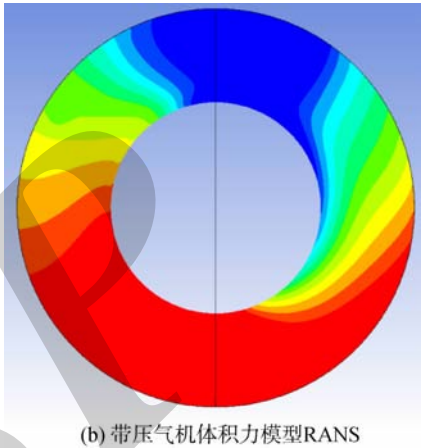
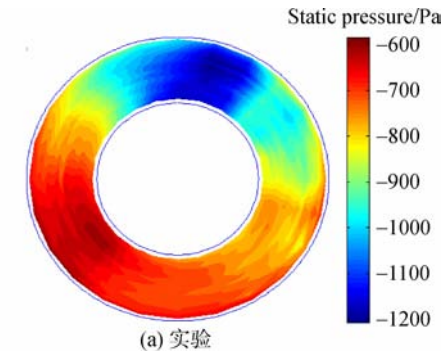


图 14 压气机进口截面静压云图

Fig. 14 Static pressure distribution on the compressor inlet plane

有一定的参考价值.

对比实验和两组计算结果可知,压气机与前方畸变流场有着强烈的耦合作用.使原本应同插板中心轴对称的低压区(如图 14(c))向转子旋转方向移动.文献[19]的整机插板进气畸变实验中也得到了类似结果.实验数据同 RANS 结果对比,可知在 CFD 计算中用压气机体积力模型替代压气机叶片来实现插板进气畸变同压气机的耦合计算,能利用有限的计算资源,较好地模拟压气机与前方畸变流场的耦合作用.压气机对畸变流场

的作用主要体现在:使插板后的低压区范围减小,局部最大总压损失增大,低压区中心向转子旋转方向移动.图 15 是压气机进口截面的轴向速度分布云图,图 16 是压气机进口截面速度矢量图,图 16(a)中的红色箭头表示数据已超出测量范围.

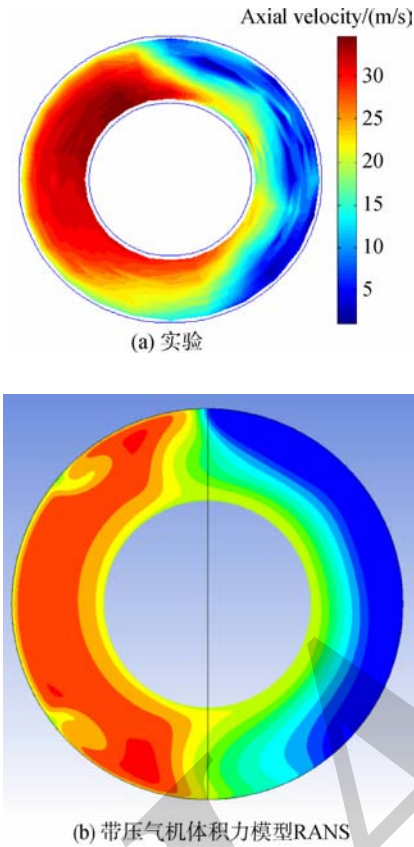


图 15 压气机进口截面轴向速度云图
Fig. 15 Axial velocity distribution on the compressor inlet plane

2.4 插板进气畸变与压气机的相互作用

插板进气畸变会在压气机进口截面产生一个高压区和一个低压区(如图 17),且高压区的轴向速度要大于低压区,即高压区的流量系数大于低压区.对应压气机特性(如图 5),使高压区的静压升系数小于低压区的静压升系数,即高压区中压气机对前方气流的抽吸作用要小于低压区.使得高压区前方由于抽吸作用导致的压降小于低压区压降,则高低压区压差进一步增大.

同时压气机进口截面上不可避免地存在着由高压区流向低压区的周向气流.一部分区域逆着转子旋转方向(图 17, I 区域),一部分区域顺着转子旋转方向(图 17, II 区域),由于转子的旋转对前方气流的牵连作用,使得 II 区域面积要大于 I 区域.周向流动的气流导致 I 区域中进气攻角

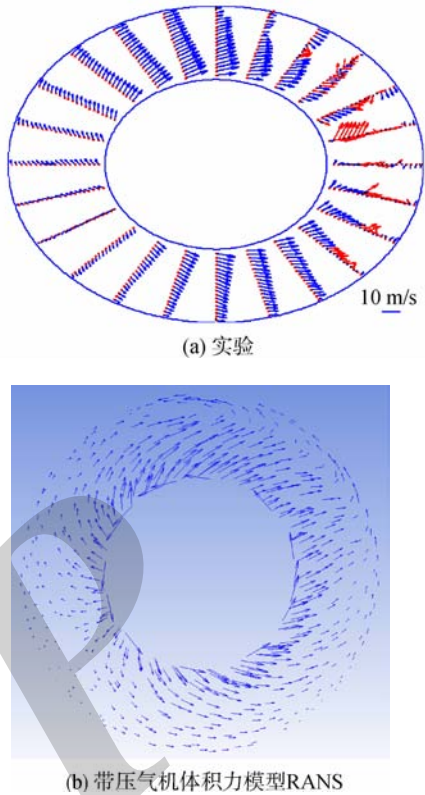


图 16 压气机进口截面速度矢量云图
Fig. 16 Velocity vector on the compressor inlet plane

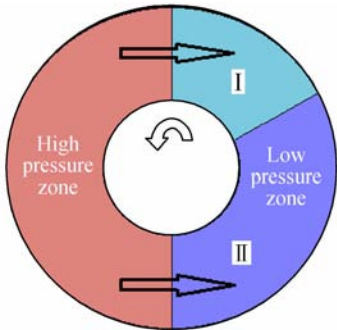


图 17 插板进气畸变不同区域
Fig. 17 Different zones of the flat baffle inlet distortion

大于 II 区域攻角,使得 I 区域中压气机对气流的做功能力更强,即 I 区域的静压升系数大于 II 区域的静压升系数,这样 I 区域压气机对前方气流的抽吸作用要明显大于 II 区域,使得 I 区域压力要小于 II 区域.另外 I 区域和 II 区域的交界面会产生一个掺混涡,由于交界面处掺混涡不能稳定存在,加上压气机动叶、轮毂旋转的牵连作用,掺混涡会向转子旋转方向移动到 I 区域(如图 16).同时压气机叶尖的周向牵连速度要大于叶根,因此压气机会使掺混涡强度增加,从而进一步降低 I 区域的压力.

综上两种影响,插板导致压气机进口截面轴

向速度和周向速度分布的不均匀,这种不均匀同压气机相互作用,使得高低压区压差增大,I区域中压力损失最大.相对地导致了低压区范围的减小,低压区中心顺转子旋转方向移动.

3 结论和展望

本文通过建立压气机体积力模型,实现插板进气畸变与压气机的耦合计算,主要得到以下一些结论:

1) 随着 CFD 技术的发展,对压气机基准流场的仿真的深入,直接从压气机基准流场 RANS 仿真结果中提取叶片体积力,建立周向平均的压气机体积力模型,更加直接、准确,能反映更多的压气机流动细节.

2) 利用压气机体积力模型实现压气机同畸变流场的耦合计算,相比传统的全通道压气机计算能减少近 2 个数量级的网格数.

3) 插板进气畸变实验中,压气机会使上游畸变流场低压区范围减小,局部最大总压损失增加,低压区中心向转子旋转方向移动.压气机体积力模型能较好地表征压气机对上游畸变流场的影响.

本文将压气机体积力模型同商业流体计算软件 CFX 相结合,具有很强的实用性.但插板进气畸变仿真结果与实验还有一定的偏差.其中减小由于体积力提取时周向平均带来的误差;探讨体积力模型中单用当地流量系数来表征当地流场的充分性,还有待后续研究.

参考文献:

- [1] Callanan G M, Stenning A H. Attenuation of inlet flow distortion upstream of axial flow compressors[J]. Journal of Aircraft, 1971, 8(4): 227-233.
- [2] ZHANG Jing, LIN Feng, CHEN Jing, et al. Effects of rotating inlet distortion on flow stability of an axial compressor[R]. AIAA-2007-5062, 2007.
- [3] Mazzawy R S. Multiple segment parallel compressor model for circumferential flow distortion[J]. Journal of Engineering for Power, 1977, 99(2): 288-296.
- [4] Hawthorne W R. Non-axisymmetric flow through annular actuator disks; inlet distortion problem[J]. Journal of Engineering for Power, 1978, 100(4): 604-617.
- [5] Stenning A H. Inlet distortion effects in axial compressors[J]. Journal of Fluids Engineering, 1980, 102(3): 7-12.
- [6] GONG Yifang. A computational model for rotating stall and inlet distortions in multistage compressors[D]. Cambridge, US: Massachusetts Institute of Technology, 1999.
- [7] Chima R V. A three-dimensional unsteady CFD model of

- compressor stability[R]. NASA TM-2006-214117, 2006.
- [8] 郑宁, 邹正平, 徐力平. 风扇进气畸变三维非定常数值模拟技术研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(1): 60-65.
ZHENG Ning, ZOU Zhengping, XU Liping. 3D unsteady numerical simulation of fan/compressor with inlet distortion[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(1): 60-65. (in Chinese)
- [9] 刘永泉, 刘火星, 郑宁. 某发动机风扇进气畸变数值模拟[J]. 航空动力学报, 2012, 27(9): 2009-2015.
LIU Yongquan, LIU Huoxing, ZHENG Ning. Numerical simulation of an aero-engine fan with inlet distortion[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(9): 2009-2015. (in Chinese)
- [10] 安玉戈, 刘火星. 压气机进气畸变数值模拟技术研究[J]. 航空学报, 2012, 33(9): 1624-1632.
AN Yuge, LIU Huoxing. Numerical simulation of compressor with inlet distortion[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2012, 33(9): 1624-1632. (in Chinese)
- [11] Xu L. Assessing viscous body forces for unsteady calculations[R]. ASME Paper GT-2002-30329, 2002.
- [12] SUN Xiaofeng. Three-dimensional compressible flow stability theory of rotating stall[R]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics BUAA Technical Report BH-B4765, 1996.
- [13] SUN Xiaofeng. On the relation between the inception of rotating stall and casing treatment[R]. AIAA 96-2579, 1996.
- [14] SUN Xiaofeng, LIU Xiaohua, HOU Ruiwei. A general theory of flow instability inception in turbomachinery[R]. AIAA Journal, 2013, 51(7): 1675-1687.
- [15] SUN Xiaofeng, SUN Dakun, YU Weiwei. A theory of compressor stability enhancement using novel casing treatment: Part I methodology[J]. Journal of Propulsion and Power, 2015, 30(5): 1-12.
- [16] Greitzer E M, Tan C S, Graf M. Internal flow concepts and applications[M]. New York: Cambridge University Press, 2004.
- [17] Kiwada G. Development of a body force description for compressor stability assessment[D]. Cambridge, US: Massachusetts Institute of Technology, 2008.
- [18] 刘东健. 轴流压气机端壁区域复杂流动特性的实验与仿真研究[D]. 西安: 空军工程大学, 2014.
LIU Dongjian. Experimental and numerical simulation study on complex flow characteristics in axial-flow compressor casing[D]. Xi'an, Air Force Engineering University, 2014. (in Chinese)
- [19] 程邦勤, 陶增元, 李军. 某型涡扇发动机进气总压畸变的试验研究[J]. 推进技术, 2003, 24(1): 21-23.
CHENG Bangqin, TAO Zengyuan, LI Jun. Aerodynamic stability analysis of inter total pressure distortion for turbofan[J]. Journal of Propulsion Technology, 2003, 24(1): 21-23. (in Chinese)