

文章编号: 1000-8055(2009)12-2719-08

风扇/增压级内外涵联算的特性数值模拟

李晓娟, 金海良, 桂幸民

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机数值仿真研究中心, 北京 100191)

摘 要: 提出了一种风扇/增压级内外涵联算的多转速全工况快速特性预测的计算方法. 该方法将模化的叶片法向力和摩擦力引入周向平均形式的 Euler 方程组源项, 结合 NASA SP-36 提供的攻角和落后角确定方法以及 Koch 稳定边界模型, 对高负荷跨声风扇级以及某双涵道大涵道比的风扇/增压级进行了特性数值模拟, 并与实验和三维数值模拟结果进行了比较. 结果显示周向平均方法基本满足风扇/增压级初期气动设计快速特性预估的工程精度要求.

关 键 词: 风扇/增压级; 全工况特性预测; 内外涵联算; 数值模拟; 气动设计

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Performance numerical investigation of double-channel fan/compressor

LI Xiao-juan, JIN Hai-liang, GUI Xing-min

(Aeroengine Numerical Simulation Research Center, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A core and bypass combined calculation method of full-speed performance and surge boundary of the multi-stage double-channel fan/compressor was established. The circumferentially averaged Euler equations with two modeling source terms were employed to reduce the overall computation effort, while modeling blade force and friction force were employed along with incidence angle and deviation angle proposed by NASA SP-36 to model the two source terms. By combining with Koch surge boundary model, the simulation program was conducted for the overall aerodynamic performance of one transonic fan stage and a high bypass ratio fan/compressor. As compared with experiment and 3-D simulation, the results show the circumferentially averaged method can fulfill the requirement of practical application.

Key words: fan/compressor; overall performance predicting;
combined calculation of core and bypass; numerical simulation;
aerodynamic design

随着涡轮风扇发动机在军、民用飞机中的应用越来越广泛,人们对其核心部件风扇/增压级的设计研究也越来越关注,对风扇/增压级特性数值模拟作为设计研究的重要环节也取得了长足的进步,但是依然面临着一些问题和困难^[1]. 首先,在多叶片排双涵道环境下,风扇/增压级内部的流动非常复杂,叶片排间的干扰以及内、外涵道流量的相互影响十分严重,所以,多排叶片双涵道联算能

够更真实的模拟风扇/增压级内流动状况;其次,现代风扇/增压级的设计周期越来越短,相应地对数值模拟软件的计算速度要求越来越高;最后,风扇/增压级的全工况气动工作特性在其设计思想中占据越来越重要的地位,这就是说,对风扇/增压级进行数值模拟研究其特性时,不仅要对其设计工况点或最优工况点的特性进行计算,还要对近阻塞工况点和近失速工况点进行计算以便进一

收稿日期: 2008-12-02; 修订日期: 2009-01-13

作者简介: 李晓娟(1980-),女,陕西西安人,博士生,主要从事风扇/增压级数值模拟研究.

步了解其稳定工作的边界。

基于风扇/增压级工程设计实践对快速特性预测计算的要求,本文提出了一种应用于多排双涵风扇/增压级多转速全工况快速特性预测的计算方法。该方法将柱坐标下 Navier-Stokes (N-S) 方程组进行周向通道平均,整理成带有特别源项的 Euler 方程组的形式,引入叶片法向力和摩擦力模型^[2]与 NASA SP-36^[3]提供的攻角和落后角确定方法完成对周向平均 Euler 方程组源项的模化处理。为使该方法更具工程应用价值,又引入了隐式残差平均方法以及 Koch 稳定边界模型^[4]。结合计算时所需极少的网格点数,本文利用上述计算方法对单涵道高负荷跨声风扇级以及双涵道大涵道比的风扇/增压级进行了特性数值模拟,并与实验和三维数值模拟结果进行了比较。

1 数学方法

1.1 计算方法

对柱坐标下 N-S 方程组引入周向平均的定义^[5],针对任意物理量,设

$$q(x, \phi, r, t) = \bar{q}(x, r, t) + q'(x, \phi, r, t) \quad (1)$$

其中 $\bar{q}(x, r, t) = \frac{1}{\Delta\phi} \int_{\phi_s}^{\phi_f} q(x, \phi, r, t) d\phi$,
 $\Delta\phi = \phi_s - \phi_f$

定义 $B = \Delta\phi (2\pi/N)$ 为叶片通道的堵塞系数,则 $\Delta\phi = 2\pi B/N$ 。

对可压流,定义密度加权周向平均,设

$$q(x, \phi, r, t) = \bar{\bar{q}}(x, r, t) + q''(x, \phi, r, t) \quad (2)$$

其中 $\bar{\bar{q}} = \frac{\bar{\rho} q}{\bar{\rho}}$, 对两个变量则有

$$\overline{\rho q_1 q_2} = \bar{\rho} \bar{q_1} \bar{q_2} + \overline{\rho q_1'' q_2''}$$

把上述关系式代入柱坐标下 N-S 方程组后,引入叶片表面无滑移条件,忽略主流区的黏性作用以及压气机轮毂机匣固壁对气流的摩擦力,并将周向平均的产生的脉动影响归入源项,这样在叶片排区域内叶片对气流的切向摩擦力和法向压力也不用直接计算,而是用一定的方法进行模化,模化后的叶片力以体积力的形式出现, N-S 方程组衍化为带有模化源项形式的 Euler 方程组,具体形式如下:

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{U} + \frac{\partial}{\partial x} (B r \bar{F}) + \frac{\partial}{\partial r} (B r \bar{G}) = \bar{T} + F_{b, \text{skin}} + F_b \quad (3)$$

式中的 $\bar{U}$ 为流动参数向量周向平均量, $\bar{F}$ 和 $\bar{G}$ 为

周向平均的对流(无黏)通量, $\bar{T}$ 是柱坐标形式下出现的附加项,它们分别表示为

$$\bar{U} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho \bar{w}_x \\ \rho \bar{w}_r \\ \rho \bar{w}_\phi \\ \rho \bar{E} \end{bmatrix}, \quad \bar{F} = \begin{bmatrix} \rho \bar{w}_x \\ \rho \bar{w}_x \bar{w}_x + \bar{p} \\ \rho \bar{w}_x \bar{w}_r \\ \rho \bar{w}_x \bar{w}_\phi \\ \rho \bar{w}_x \bar{H} \end{bmatrix},$$

$$\bar{G} = \begin{bmatrix} \rho \bar{w}_r \\ \rho \bar{w}_r \bar{w}_x \\ \rho \bar{w}_r \bar{w}_r + \bar{p} \\ \rho \bar{w}_r \bar{w}_\phi \\ \rho \bar{w}_r \bar{H} \end{bmatrix}, \quad \bar{T} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{\rho (\bar{w}_\phi + \omega r)^2 + \bar{p}}{r} \\ -\frac{\rho \bar{w}_r (\bar{w}_\phi + 2\omega r)}{r} \\ \rho \bar{w}_r \omega^2 r \end{bmatrix}$$

式(3)中的 $F_{b, \text{skin}}$ 则表示空气与叶片表面摩擦力和导热的周向梯度作用, F_b 项表示叶片表面的周向压力梯度对通道内流动的作用。

1.1.1 叶片摩擦力模化

摩擦力 F_f 的引入考虑了黏性流动中的分布型损失,它作用于与相对速度相反的方向,并且,对于完全气体来说,可以给出以下公式^[2]:

$$\rho F_f = -\frac{p}{p_{t, \text{rot}}} p_{\text{ref}} \partial_m \psi \frac{W}{\|W\|} \quad (4)$$

这个公式表明零损失系数会得到零摩擦力,引入的摩擦系数 ψ 可以被定义为

$$\psi = \frac{p_{t, \text{rot}, \text{le}} - p_{t, \text{rot}}}{p_{\text{ref}}} \quad (5)$$

式中 $p_{t, \text{rot}}$ 是与转焓相关的总压

$$p_{t, \text{rot}} = p \left(\frac{T_{t, \text{rot}}}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (6)$$

$$T_{t, \text{rot}} = T + \frac{W^2 - (\omega r)^2}{2c_p} \quad (7)$$

p_{ref} 是指参考动力学压力,取值为每个流向网格线的前缘(压气机)或者尾缘(涡轮)位置的实际值。为了便于输出,网格沿流线分布的效率、压力和计算得到的损失系数被定义为在单元网格展向网格线上的积分。

为了评估雷诺数对风扇/增压级非设计点性能的影响,本文参考雷诺数对叶型总压损失的影响给出了如下的修正关联式^[6]:

$$\bar{\psi} = \begin{cases} 489.8 Re^{-0.5} & Re < 10^5 \\ 13.8 Re^{-0.19} & 10^5 < Re < 10^6 \\ 1.0 & Re > 10^6 \end{cases} \quad (8)$$

这样式(3)中 $F_{b\text{skin}}$ 可以写成

$$F_{b\text{skin}} = - \frac{p}{p_{t,\text{rot}}} p_{\text{ref}} \frac{\partial \tilde{\psi}}{\partial m} \frac{1}{\sqrt{W_x^2 + W_r^2 + W_\phi^2}} \begin{pmatrix} 0 \\ W_x \\ W_r \\ W_\phi \\ 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

1. 1. 2 叶片法向压力的模化

叶片法向压力被当作一个附加的时间依赖未知项做处理,也就是在时间上进行离散^[2],在此结合公式(3)给出时间依赖的近似,式中的方程组在叶片通道内进行求解。

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho F_{b\phi}) = \kappa (\rho F_{b\phi}) \frac{W_\phi^t - W_\phi}{\tilde{W}_\phi} \quad (10)$$

另两个方向的分量由叶片力垂直于相对流动速度和与当地子午流面相切的条件获得,出于稳定性的考虑,第二个条件可以被近似成为垂直于展向网格线,即

$$F_{bx} = F_{b\phi} \cdot \tan \beta, \quad F_{br} = \frac{F_{b\phi}}{\cos \beta} \cdot \tan \gamma \quad (11)$$

假设 τ 为拟时间步, κ 为常数,可以设定为 1 (在计算过程中可以随着 Courant-Friedrichs-Lewy (CFL) 选取范围的拓宽而增大),式(10)中标有“ $\sim$ ”的符号表示叶片通道内的绝对量,目标相对周向速度 W_ϕ^t 是由给定的当地相对气流角 β 和子午流速 W_m 计算得到

$$W_\phi^t = W_m \cdot \tan \beta \quad (12)$$

式中 W_ϕ^t 和 β 只在叶片的尾缘明确给出了输入值,叶片通道内的分布值则由每一步 Runge-Kutta 迭代中的速度和气流角计算得到,并且在计算的过程中始终受到叶片前缘和尾缘动力函数及来流的影响。

公式(10)的离散处理方法对于接下来有效地全局运算方法施用是非常重要的。在本文中, $\rho F_{b\phi}$ 在每一步 Runge-Kutta 迭代计算中都给予了修正

$$(\rho F_{b\phi})^{(k+1)} - (\rho F_{b\phi})^{(k)} = \kappa \left[\rho F_{b\phi} \frac{W_\phi^t - W_\phi}{\tilde{W}_\phi} \right]^{(k)} \quad (13)$$

方程(3)中的 F_b 项可以写成

$$F_b = \begin{pmatrix} 0 \\ F_{b\phi} \cdot \tan \beta \\ \frac{F_{b\phi}}{\cos \beta} \cdot \tan \gamma \\ F_{b\phi} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (14)$$

1. 2 攻角及落后角

本文利用 NASA SP-36^[3] 提供的方法,将叶片的落后角分解成为对应于基准攻角的落后角与偏离基准攻角的非基准落后角。偏离基准攻角对应的非基准落后角是根据 Creveling^[7] 的模型,考虑了攻角变化对落后角的影响而做的修正。在风扇/增压级的特性计算过程中,一旦确定了基元叶栅的进气攻角和出口落后角,就可以根据 Wennerstrom 在文献[8]给出的内部脱轨角 Kutta 条件给出其内部脱轨角的具体值。

1. 3 失速边界的确定

本文采用 Koch C C 在 1981 年^[4] 提出的最大静压升系数法来判定稳定边界,将轴流风扇/增压级最大失速静压升系数与雷诺数、叶排径向间隙、叶排轴向间隙、考虑了速度三角形影响和叶栅通道几何特征的气动有效静压升系数等因素关联起来。

$$(C_h)_{\text{stall}} = K_{Re} \cdot K_g^{\Delta} \cdot K_s^{\Delta} \cdot (C_h)_{\text{adj}} \quad (15)$$

计算时,将风扇/增压级各级运行过程中气动有效静压升系数 $(C_h)_{\text{ef}}$ 与修正后的 $(C_h)_{\text{stall}}$ 比较,若某一级的 $(C_h)_{\text{ef}}$ 大于 $(C_h)_{\text{stall}}$,则认定风扇/增压级失速。在此风扇/增压级的有效静压升系数被定义为

$$(C_h)_{\text{ef}} = \frac{c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]_{\text{stage}} - \frac{(U_2^2 - U_1^2)_{\text{rotor}}}{2}}{\frac{(W_{1,\text{rotor}}^2 + V_{1,\text{stator}}^2)_{\text{ef}}}{2}} \quad (16)$$

2 计算结果及分析

为了验证求解周向平均面 Euler 方程计算方法的预测精度和工程适用能力,使其最终能服务于风扇/增压级的设计过程,本文分别对具有代表性的单涵道高负荷跨声风扇级 ATS-2 (advanced transonic stage-2) 和某大涵道比的风扇/增压级进行了详细的特性计算,并与三维数值模拟及实验结果进行了比较。

2. 1 高负荷跨声风扇级 ATS-2

ATS-2 是一个高负荷、小展弦比、适度后掠的轴流风扇进口级,整级包含进口导叶、风扇转子和静子,设计流量 25.0 kg/s,设计转速 21 500 r/min,级压比 2.2,级效率 86.8%,在大间隙光滑机匣条件下,实验测得设计点级压比为 2.199,扭矩绝热效率为 87.78%,失速裕度为 8.5%,除失

速裕度外其他指标均达到或超过预研期望值. A TS-2 的计算网格见图 1.

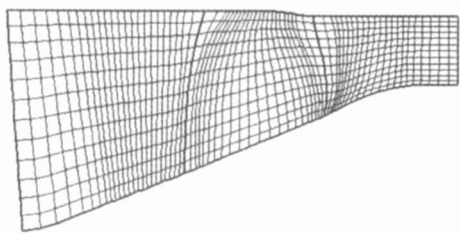


图 1 A TS-2 网格示意图
Fig. 1 A TS-2 computational grid

从原理上讲,求解未经任何模化处理的周向平均 N-S 方程组应该和三维计算的周向平均结果非常接近,表 1 给出了近设计点工况周向平均方法和三维数值模拟软件 NUMECA 计算得到的流量、压比和效率与实验结果的对比.可以看到在近设计点工况下,数值计算得到的流量均比实验结果要小,求解周向平均面 Euler 方程的计算效率较低,只有 84. 74 %,但是在该工况点之后的特性曲线上,效率还会随着压比的提升而升高并到最高效率点. 25. 65 kg/ s 的质量流量相当于求解周向平均面 Euler 方程方法近堵点流量的 99. 6 %,而三维数值模拟的近设计点流量则相当于其近堵点流量的 98. 33 %,这样看来周向平均方法的计算流量有些偏低,这与程序引入的落后角模型以及脱轨角的分布有一定的关系.

表 1 A TS-2 数值模拟与实验近设计点工况参数比较
Table 1 Comparison of simulation and experiment for A TS-2 near-design condition

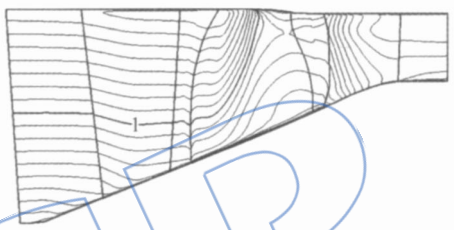
	流量/ (kg/ s)	压比	效率/ %
周向平均方法	26. 10	2. 18	84. 74
三维 NUMECA	25. 65	2. 209 7	86. 55
实验	26. 71	2. 199	87. 78

在图 2 中可以看到,周向平均方法捕捉的激波被清晰地表示在相对马赫数的等值线图 2 (a) 中(粗体的等值线表示 $M_{a_{rel}} = 1$),图 2 (b) 是三维数值模拟结果周向平均后的相对马赫数等值线图,两图均显示出在 A TS-2 转子叶片通道的进口存在一条倾斜的激波(真实的三维激波周向平均后形成的激波区域),这条激波在周向平均方法的计算结果表现出来的是激波前明显的加速,但是,在三维周向平均面上却显现出光滑减速的趋势,而在激波后两者都表现出来了较微弱的减速,甚

至是在转子轮毂的再加速都由等值线的变形显示了出来.不论转子叶片通道中相对马赫数的分布有多不同,其他部分如在进口导叶和静子内部的亚声区域两者还是具有相当高的相似度.



(a) 周向平均方法



(b) 三维结果周向平均面

图 2 周向平均面相对马赫数等值线分布图

Fig. 2 Isolines of the relative Mach number in circumferentially averaged surface

图 3 给出了 A TS-2 设计和非设计特性曲线数值与实验结果的对比(其中 100 %设计转速、95 %设计转速、90 %设计转速、85 %设计转速还与 NUMECA 三维数值软件计算出的特性曲线进行了比较).

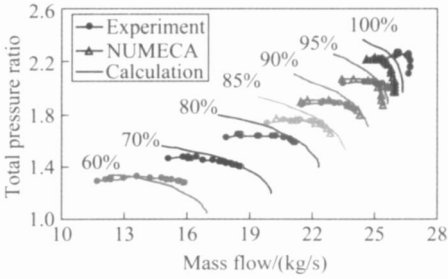
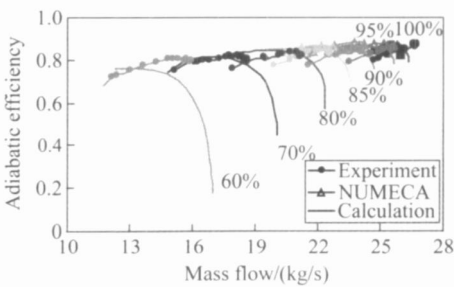


图 3 A TS-2 不同转速下特性曲线对比

Fig. 3 Comparison of A TS-2 performance at different speeds between calculation and experiment

由图 3 可以看到,ATS-2 的特性曲线随着转速的降低,最高效率值也有所降低,在靠近失速点的相同流量下数值效率较高,而在靠近堵点时实验效率值较高.而无论是在设计转速还是在非设计转速下,周向平均方法计算得到的压比特性曲线都较实验曲线高,特别是在接近失速边界时,数值模拟的压比没有出现数值减小的情况而是始终在升高,只是接近失速时变化较为平缓,这除了与压力对流场的变化不是很敏感有关之外,应该还与本文引入的模化模型有关,但是在转速降低时这种压比的偏差表现就没有那么明显了.这也使得周向平均方法预测出的稳定边界在较高转速下比实验的稳定边界要宽一些.对于三维计算结果,在各转速条件下,数值模拟的流量裕度与实验流量裕度还是相当接近的.95 %设计转速特性曲线在近堵点的范围与实验有些许偏差,而 90 %设计转速、85 %设计转速都与实验符合的较好.

2.2 某大涵道比风扇/ 增压级

该风扇/ 增压级是我国自行研制的民用大涵道比涡扇发动机的一部分,具备大流量和大涵道比的特点,其试验件包括风扇转子、外涵静子和带内涵进口导叶的增压级组成^[9].

以往的研究表明,涵道比是表现风扇/ 增压级性能的一个重要参数,同时受到进口参数、内外涵出口背压、流道几何参数特别是分流环几何参数的影响.文献[10]曾对分流环处三维网格的处理进行过详细研究,研究结果显示,应在内、外涵进口前增加一个包含了分流环小部分固壁面的网格块,这样的网格结构能够明显的表现气流在分流环端部的滞止现象以及分流环形状特征对风扇/ 增压级整个流场的影响,因此,在本文中使用对分流环部分进行特殊处理的网格结构,处理细节参见图 4.

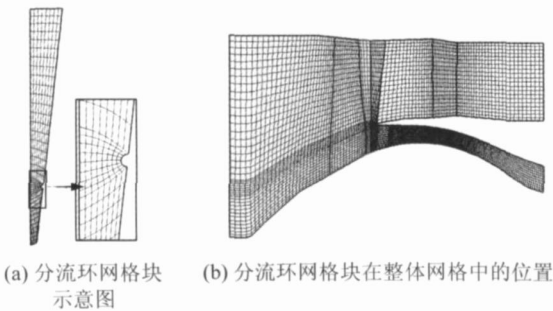


图 4 风扇/ 增压级计算网格中的分流环网格
Fig. 4 Fan/ compressor grid included splitter

三维及周向平均方法数值模拟与实验得到的风扇/ 增压级近设计点内、外涵的气动特性参数比较参见表 2 (数值模拟数据相对实验结果的比值).与实验的近设计点特性参数相比,周向平均方法的近设计点内、外涵效率低 1 %~2 %,内、外涵流量也都比实验值大,但是涵道比则较三维结果更接近实验值.

表 2 风扇/ 增压级近设计点气动参数比较
Table 2 Comparison of simulation and experiment for fan/ compressor near design condition

	实验	三维数值模拟	周向平均方法
内涵流量	1. 00	1. 0216	1. 022 17
内涵压比	1. 00	0. 999 268	1. 001 464
内涵效率	1. 00	0. 990 774	0. 989 977
外涵流量	1. 00	1. 002 467	1. 011 927
外涵压比	1. 00	0. 996 087	1. 000 061
外涵效率	1. 00	0. 984 872	0. 982 183
涵道比	1. 00	0. 981 588	0. 990 329

风扇/ 增压级的特性曲线与单通道风扇特性曲线不同,具有内涵和外涵两组特性曲线,图 5 是风扇/ 增压级 100 %设计转速下的特性曲线,图中也给出了对该型风扇/ 增压级模型试验件 100 %设计转速下的实验结果和三维数值模拟的特性曲线.

从图 5 中(无量纲化处理结果)可以看到计算得到的内涵特性曲线较实验值陡峭,三维计算所得的最高效率点与实验值的最高效率点更为接近,但是流量裕度仅相当于实验流量裕度的 1/ 2,压比在近失速点与实验曲线上相同流量下的压比相差较大;而周向平均方法计算得到的流量裕度比实验值要宽但更接近,其压比特性曲线明显比实验曲线偏高,而效率曲线比实验值约低 1 %~2 %,这种偏差很可能是由于程序对多排叶片联算时各排叶片引入的相关损失的误差累积造成,对于风扇/ 增压级的外涵特性曲线来说,两种数值模拟的计算结果都与实验曲线趋势接近,同样周向平均方法的流量裕度与实验和三维数值模拟的流量裕度比较要偏大,而且外涵压比要比实验结果偏高一些,尤其是在接近稳定边界的地方这种表现更明显;而外涵的效率曲线并没有比实验值低,相反最高效率点与实验最高效率点持平,这表明损失模化产生的误差对风扇和外涵静子的效率影响并没有多排叶片那么严重.

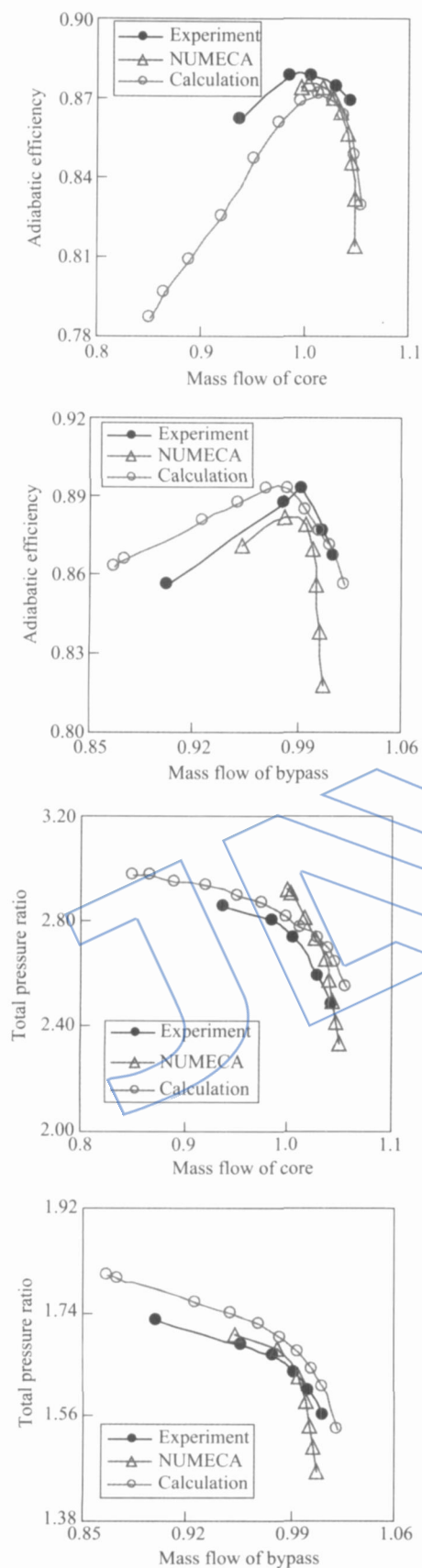


图 5 某大涵道比风扇/增压级设计转速特性曲线
Fig. 5 Comparison of fan/ compressor performance at design speed between calculation and experiment

图 6 比较了近设计点风扇出口总压比、总温比和效率沿相对叶高分布的数值与实验结果. 图线表明, 相对实验结果本文计算得到的沿叶高分布曲线更顺滑一些. 三维数值模拟的总压比和总温比都表现出在叶根值偏低而在叶尖部分偏高的趋势, 其效率分布曲线在绝大部分叶高范围高于实验结果. 周向平均方法的计算结果与实验分布曲线具有很高的相似度, 总压比、总温比都比实验值略高, 叶尖部分的效率值也略大于实验值.

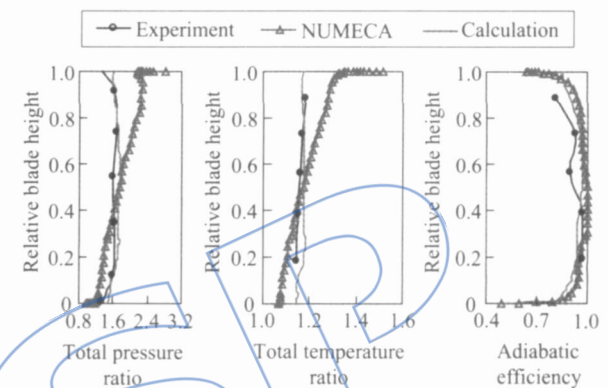


图 6 近设计点风扇出口参数沿相对叶高的分布
Fig. 6 Near-design performance parameter distribution from hub to tip of fan outlet

比较风扇/增压级内涵出口(见图 7)、外涵出口(见图 8)的总压比、总温比和绝热效率在近设计工况点数值计算与实验参数沿相对叶高的分布情况. 不论是内涵还是外涵出口, 周向平均方法计算的总温比值都比实验值较高, 使得该方法得到的计算效率值较实验值偏低. 在根尖两处由于周向平均方法的控制方程是 Euler 方程组, 使用的是无渗透固壁边界, 因此, 没有出现三维黏性模拟的根尖总压急剧降低的情况.

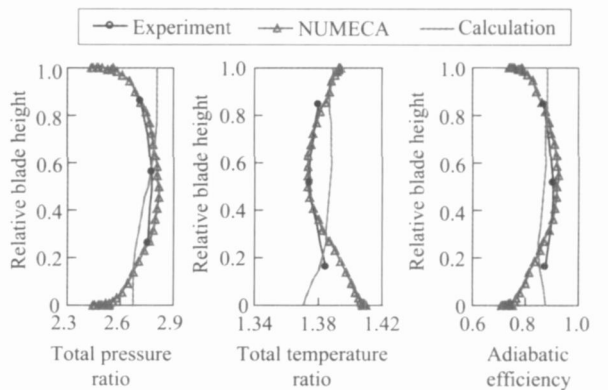


图 7 近设计点内涵出口参数沿相对叶高的分布
Fig. 7 Near-design performance parameter distribution from hub to tip of booster outlet

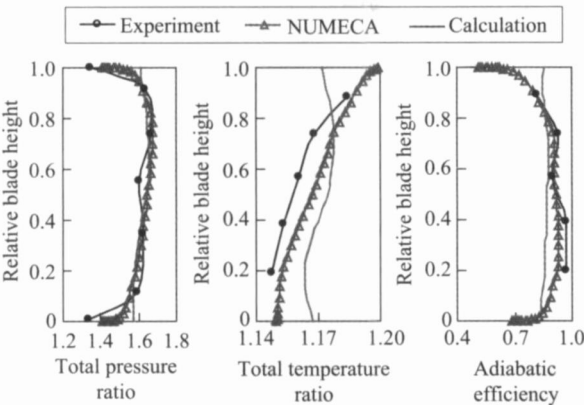


图 8 近设计点外涵出口参数沿相对叶高的分布
Fig. 8 Near-design performance parameter distribution from hub to tip of bypass outlet

由图 9 风扇/增压级近设计点及内、外涵近失速状态下,风扇出口参数沿叶高分布. 我们可以看到,当固定外涵背压,升高内涵背压时,风扇出口底部连接内涵的部分总压比、总温比都有相当程度地升高,而连接外涵的部分总压比、总温比没有太大的变化;当固定内涵背压,升高外涵背压时,风扇出口总压比、总温比只在靠近风扇通道的上半部分有较大幅度的升高,通道底部连接内涵的部分变化较小. 近设计工况点和内、外涵近失速状态风扇出口绝热效率沿叶高的分布趋势比较接近,在外涵近失速状态下由于总温比的增加较总压比的增加程度稍强,使得近设计点风扇出口绝热效率分布在叶根部分比外涵近失速点要高一些.

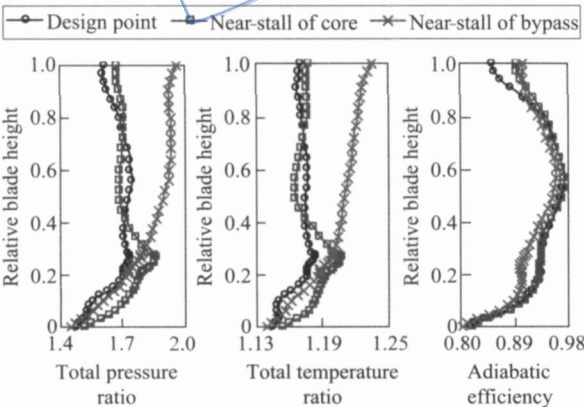


图 9 近设计点及内、外涵近失速点工况风扇出口参数沿相对叶高的分布
Fig. 9 Outlet parameters distribution from hub to tip of fan for near-design, near-stall condition of booster and near-stall condition of bypass

图 10,图 11 给出了 100 %,96 %,88 %,80 %设计转速下内、外涵特性曲线实验、三维与周向平均方法数值模拟的特性曲线(无量纲化)的对比. 由图可见,无论是在设计转速还是在非设计转速下,无论是内涵特性还是外涵特性,周向平均方法计算出的流量裕度都比较大,并且压比普遍比实

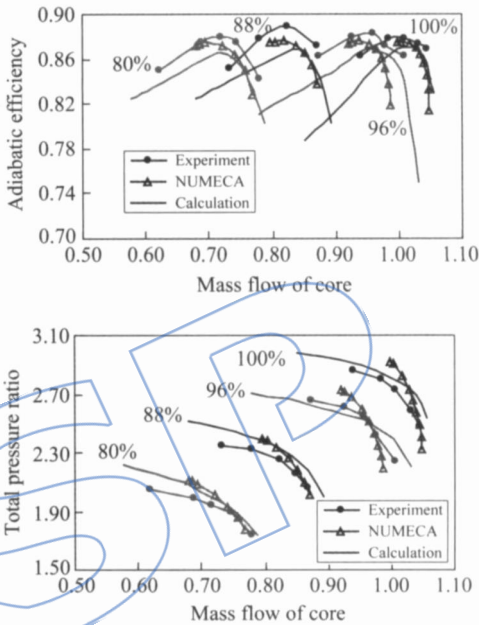


图 10 风扇/增压级不同转速下内涵特性曲线
Fig. 10 Comparison of booster performance at different speeds between calculation and experiment

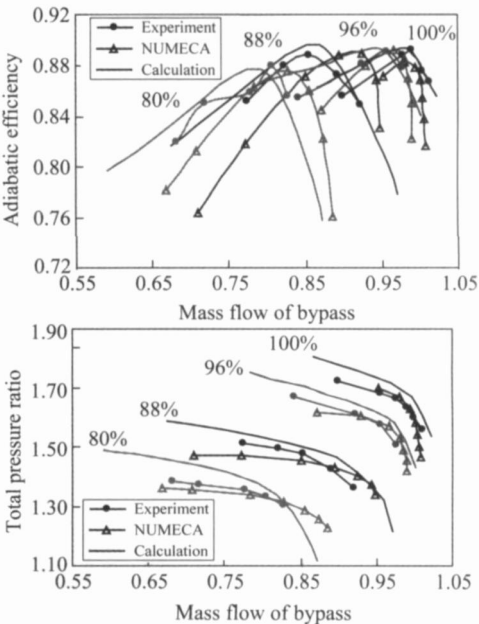


图 11 风扇/增压级不同转速下外涵特性曲线
Fig. 11 Comparison of bypass performance at different speeds between calculation and experiment

验值略高,在接近失速边界的时候这种情况还要表现的更严重一些;计算得到的内涵最高效率点都较实验最高效率点低1%~2%,随着转速降低,内涵最高效率点的计算和实验的差别有所增大,三维数值模拟的内涵压力特性线比实验特性线陡峭,流量裕度也偏小,周向平均方法的压力曲线趋势与实验更吻合;对外涵效率特性曲线,设计转速及非设计转速下周向平均方法计算的最高效率点都与实验值持平,但是最高效率点对应的流量比实验最高效率点对应的流量要稍低,而三维数值模拟正好相反,其最高效率点对应的流量比实验最高效率点对应的流量要高,并且转速越低,这种偏差越明显。

3 结 论

综上所述,本文应用引入叶片力和落后角模型的周向平均形式的 Euler 方程组对高负荷风扇级和某双涵道的风扇/增压级的多转速全工况进行了详尽的数值模拟,并与实验值及三维数值模拟结果进行了对比,得出以下结论:

1) 周向平均方法对单通道风扇级的近设计点特性参数模拟较为准确,在周向平均面能够捕捉到激波(真实的三维激波周向平均后形成的激波区域)的存在;在不同设计转速下周向平均方法计算的效率曲线与实验符合较好,但是在近堵点附近误差较大,尤其是在低转速状态下,而压力曲线表现出在较高转速近失速点附近误差稍大,较低转速状态下以及近堵点附近符合精度较高的趋势,计算得到的流量裕度比实验裕度稍大。

2) 对于双涵风扇/增压级,在近设计点时,周向平均方法计算所得的风扇、内涵与外涵出口的气动参数径向分布趋势与实验数值相似度非常高,所得到的风扇/增压级内外涵总性能和实验值也很接近;在多个转速下,计算所得风扇/增压级内外涵性能曲线和实验值基本一致,尤其在低转速时,计算得到的内外涵特性曲线与实验值相符的更好。计算结果表明:本文的模型和程序在风扇/增压级的非设计状态下具有较好的收敛性和比较准确的计算结果,对双涵道联合计算的适应性较强,基本满足风扇/增压级初期设计特性预估的工程精度要求。

参考文献:

- [1] 张士杰,袁新,叶大均. 多级轴流压气机级全工况特性数值模拟[C]//中国工程热物理学会第十届年会论文集. 北京:中国工程热物理学会, 2001.
ZHANG Shijie, YUAN Xin, YE Dajun. Overall performance prediction of multistage axial compressor[C]//Proceeding of 10th Conference of the Chinese Society of Engineering Thermophysics. Beijing: The Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2001. (in Chinese)
- [2] Sturmayer A, Hirsch C. Through flow model for design and analysis integrated in a three-dimensional Navier-Stokes solver[C]//Third European Conference on Turbomachinery. London: Professional Engineering Publishing, 1999:263-273.
- [3] 秦鹏. 轴流压气机气动设计[M]. 北京:国防工业出版社, 1975:190-229.
QIN Peng. Aerodynamic design of axial compressor[M]. Beijing: Defense Industry Press, 1975:190-229. (in Chinese)
- [4] Koch C C. Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1981,103:645-656.
- [5] Baralon S, Hall U, Eriksson L E. Evaluation of higher-order terms in the through flow approximation using 3D Navier-Stokes computations of a transonic compressor rotor[R]. ASME 99-GT-74.
- [6] Wright P I, Miller D C. An improved compressor performance prediction model [C]//Conference on Turbomachinery. London, England:[s. n.], 1991: 69-82.
- [7] Creveling H F, Carmody R H. Axial-flow compressor computer program for calculating off-design performance [R]. NASA-CR-72472, 1968.
- [8] Wennerstrom A J. Design of highly loaded axial-flow fans and compressors[M]. Vermont, U. S. A.: Concepts ETI Inc., 2000:25-27.
- [9] 郝树成. 风扇/增压级的设计及试验研究[C]//中国航空学会动力分会第十届叶轮机学术年会. 昆明:中国航空学会, 1999.
HAO Shucheng. Design and experimental study of fan/compressor[C]//The 10th Conference Chinese Society of Aeronautics and Astronautics Power Chapter. Kunming: Chinese Society of Aeronautics and Astronautics, 1999. (in Chinese)
- [10] 李晓娟. 风扇/增压级叶尖间隙流动数值模拟研究[D]. 北京:北京航空航天大学, 2004.
LI Xiaojuan. Numerical simulation of tip-clearance flow in fan/compressor[D]. Beijing:Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004. (in Chinese)