

文章编号: 1000-8055(2007)09-1481-06

跨声速多级轴流压气机非设计性能预测

杜文海, 吴 虎, 黄 健

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 基于公开发表的研究成果, 发展了一种适用于跨声速轴流压气机的新型损失和落后角模型, 并进行了 3D 的修正, 运用改进的流线曲率法对某两级跨声速轴流压气机进行了数值模拟, 得到了设计点和非设计点的特性曲线. 通过计算结果与实验值的比较, 验证了本模型和方法在设计点和非设计点均具有较高的精度, 可用于工程计算.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 流线曲率法; 跨声速; 轴流压气机; 非设计; 损失落后角模型

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Off design performance prediction of multi-stage transonic axial compressor

DU Wen hai, WU Hu, HUANG Jian

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: A new loss and deviation model suitable for multi-stage transonic axial compressor was developed according to the research findings publicly available. Along with 3D modification, numerical simulation was performed for two stage transonic axial compressor using an improved streamline curvature method, thus obtaining the characteristic curve of design point and off design point. By combining the calculated results with experimental value, this model and method are suitable for engineering calculation with higher accuracy of design point and off design point.

Key words: aerospace propulsion system; streamline curvature; transonic; axial compressor; off design; loss and deviation model

现代航空发动机的发展要求压气机具有: 跨声速、大流量、高增压比和较高的效率, 而压气机在非设计状态下的性能对于发动机的整体性能具有重要影响, 因此跨声速轴流压气机在非设计点的性能预测十分重要. 然而由于跨声速轴流压气机内部具有复杂的激波结构, 端壁损失, 二次回流损失和激波、附面层的干扰等因素, 所以该问题一直以来都是一个难点. 全三维、非定常雷诺数平均法(RANS)近年来得到了飞速发展, 并在跨声速多级轴流压气机中得到了应用, 然而受湍流和转捩模型的限制, 该方法在预测压气机非设计性能

时受到了限制^[1]. 流线曲率法至今仍然是叶轮机械设计和分析中的主要工具, 并且发挥着重要作用. 只要能够准确的预测出损失、落后角和堵塞系数, 流线曲率法就能得到令人满意的解^[2,3]. 国外 Cetin, Bloch 和 Boyer 等人先后进行了大量的研究, 提出了适用于跨声速轴流压气机的损失和落后角模型^[2,5]. 本文正是追踪国外同类研究的进展, 提出了一种改进的流线曲率法, 对一台两级跨声速轴流压气机进行了数值模拟, 得到了设计和非设计点的性能, 并与实验结果进行了比较.

收稿日期: 2006-08-24; 修订日期: 2006-12-29

作者简介: 杜文海(1981-), 男, 陕西宝鸡人, 硕士生, 主要从事叶轮机气动热力学的研究.

1 模型方程

1.1 控制方程

由于叶轮机内部流动的复杂性,运用该模型时对其做出了绝热、定常、无粘、轴对称的假设.控制方程如下所示

$$\frac{\partial V_m}{\partial n} = \frac{1}{V_m} \left[\frac{\partial I_{vt}}{\partial n} - T \frac{\partial S}{\partial n} - \left(\frac{C_0}{r} - \omega \right) \frac{\partial (rC_0)}{\partial n} \right] +$$
$$V_m \cos(\varphi + \phi) \frac{\partial \varphi}{\partial m} - \frac{\sin(\varphi + \phi) V_m}{(1 - Ma_m^2)} \cdot$$
$$\left[(1 + Ma_m^2) \frac{\sin \varphi}{r} - \tan(\varphi + \phi) \frac{\partial \varphi}{\partial m} + \frac{1}{\cos(\varphi + \phi)} \frac{\partial \varphi}{\partial n} \right]$$

质量连续方程

$$m = \int_{r_h}^r 2\pi r \rho V_m \cos(\varphi + \phi) dn$$

式中 n, I_{vt}, T, ρ, r 分别代表计算站上的任意长度、滞止转焓、静温、密度、半径. $V_m, C_0, \omega, Ma_m, Ma_0$ 分别代表子午速度、绝对周向速度、旋转角速度、子午马赫数、周向马赫数. $\varphi, \phi, \frac{\partial \varphi}{\partial m}$ 分别代表流线倾角、计算站与径向的夹角及流线的曲率.

本文从轮毂到机匣选定了 13 条流线,沿轴向位置设置了 15 个计算站,叶片进口和出口分别设置了计算站.首先初始化流线,给定轮毂处流线的初始子午速度,然后沿径向求解控制方程,得到机匣处流线的子午速度,使其满足给定的质量流量.在完成所有计算站的计算后,按照给定的质量进行插值,得到新的网格,新旧网格之间不断进行迭代,直到满足给定的误差范围.在求解控制方程时,必须用到损失和落后角模型,而选用的损失、落后角模型也将直接决定程序是否收敛和计算结果是否合理.

1.2 参考攻角

参考攻角 i^* 是指在特定的相对入口马赫数下,最小损失对应的攻角.参考攻角的值是通过 Lieblein NACA 65 叶型的公式和图表得到^[6].公式如下

$$i^* = (k_{sh})(k_t)(i_{0.10}) + n\theta - 1.0$$

其中 i^* 是参考攻角, $(i_{0.10})$ 对应的是 10% 厚的 65 系厚度分布的零弯度流入角, (k_{sh}) 是指叶片形状和 NACA 65 系列厚度分布不同时的修正系数, (k_t) 是叶片最大厚度不等于 10% 时的修正系数, n 表示流入角随弯度变化的斜率, θ 是叶片的弯角.公式中的 -1.0 是考虑到实际流动是在等安装角下进行了的,而 Lieblein 的实验是在等入口

气流角的情况下^[6-7].

1.3 落后角模型

1.3.1 参考落后角模型

参考状态下的落后角是攻角等于参考攻角下的落后角.它通过一个修正的 Cater 公式给出^[6],公式如下

$$\delta^* = \frac{m\theta}{\sigma^b}$$

其中 δ^* 是设计状态下的落后角, m 为安装角的函数,计算公式如下:

$$m = 0.216 + (9.72 \times 10^{-4}) \times \beta_1 + (2.38 \times 10^{-5}) \times \beta_1^2$$

其中 β_1 是叶片的安装角, σ 是叶片稠度, b 是稠度指数, Cetin 建议 b 取 $1/2^{[4]}$.

1.3.2 非设计落后角模型

非设计点的落后角是对设计点的落后角进行修正后得到的,本文在参考了大量文献和资料的基础上,对非设计点落后角模型进行了完善和改进,采用如下的公式来计算非设计点的落后角^[2]

$$\delta = \delta^* + \delta_D + \delta_M + \delta_{VA} + \delta$$

其中 δ 是非设计状态下的落后角, δ^* 是设计状态下的落后角. δ_D 是考虑 3-D 的影响而对落后角所做的修正,它是考虑端壁附面层和二次回流的影响,它与来流相对的马赫数和展向位置有关^[2].

δ_M 是考虑了马赫数的增加所做的修正,一系列文献证明它对落后角的影响很小,可暂时不计其影响^[2-3].

δ_{VA} 是考虑了流道子午速度变化的影响,随着子午速度的增加,落后角将会减小.根据 Hearsey, 1994 年提出了如下公式(限制在 $\pm 5^\circ$ 之内)

$$\delta_{VA} = 10 \left[1 - \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \right]$$

δ 是根据 Creveling 的模型,考虑了攻角变化对落后角的影响而做的修正^[8],公式如下

$$\frac{\delta - \delta^*}{\Delta \beta^*} = f(x) \quad x = \frac{i - i^*}{\Delta \beta^*}$$

如果 $x \geq 0$, 则

$$f(x) = -0.809 \times 10^{-3} + 0.5588x - 0.2928x^2$$

如果 $x \leq 0$, 则

$$f(x) = 0.1191 \times 10^{-3} + 0.480x + 0.3452x^2$$

其中 $\Delta \beta^*$ 是参考状态下的气流转折角,可由叶片的弯角、参考攻角和参考落后角求出.

1.4 损失模型

1.4.1 最小损失模型

最小损失模型采用了 Koch & Smith 的模

型. Koch & Smith(1976) 的模型至今仍然被认为是最完善, 最复杂的模型, 它采用当量扩散因子来计算叶型损失, 而且考虑了很多气动参数的影响, 比如: 进口相对马赫数, 流道的收缩比, 叶片表面的相对粗糙度等^[9-10].

$$\frac{\theta}{c} = f(D_{eq}^*)$$

1.4.2 非设计损失模型

本文在参考 Boyer 等人的模型基础上对非设计状态下的损失模型做了较大改进, 考虑了入口马赫数, 攻角, 二次流动和附面层等对损失系数的影响, 提出了如下关系式^[2]

$$\overline{\omega} = \overline{\omega}^* + \overline{\omega}_i + \overline{\omega}_M + \overline{\omega}_{hub} + \overline{\omega}_{tip}$$

其中 $\overline{\omega}$ 是非设计状态下的损失系数, $\overline{\omega}^*$ 是设计状态下的损失系数; ω_i 是攻角偏离参考攻角时, 所引起的附加总压损失, 根据 Cetin(1987) 年的公式计算^[4]

$$\overline{\omega} - \overline{\omega}^* = C_m \cdot (i - i^*)$$

C_m 是入口相对马赫数的函数, 公式如下(式中 Ma_{v1} 表示进口相对马赫数)

对于多圆弧叶型

$$i - i^* > 0$$

$$C_m = 0.02845Ma_{v1} - 0.01741$$

$$i - i^* < 0$$

$$C_m = 0.00363Ma_{v1} - 0.00065$$

$\overline{\omega}_M$ 是考虑由于激波而引起的总压损失, 采用经典的 Miller 正激波公式^[11].

$\overline{\omega}_{tip}$ 和 $\overline{\omega}_{hub}$ 是考虑二次回流和附面层所引起的损失^[2,8], 公式如下

$$\overline{\omega}_{hub} = \overline{\omega}^* H_{loss} \left[1 - 2 \frac{r - r_{hub}}{r_{tip} - r_{hub}} \right]^3$$
$$\overline{\omega}_{tip} = \overline{\omega}^* T_{loss} \left[2 \frac{r - r_{hub}}{r_{tip} - r_{hub}} - 1 \right]^3$$

其中 H_{loss} 和 T_{loss} 是损失的调整系数.

2 计算结果及分析

本文对 NASA TP-1493 压气机进行了数值模拟, 该压气机为两级跨声速轴流压气机, 设计状态下的气动参数为: 质量流量为 33 248 kg/s, 设计转速为 16 042 800 r/min, 进口总温为 288.2 K, 进口总压大约为 10.14 N/cm², 叶型为多圆弧叶型^[12]. 本文首先应用上述模型得到了设计点的气动参数, 并与设计值进行了比较. 表 1 为跨声速轴流压气机在设计状况下各级气动性能和总性能与设计值的比较, 很明显, 计算结果与设计值比较

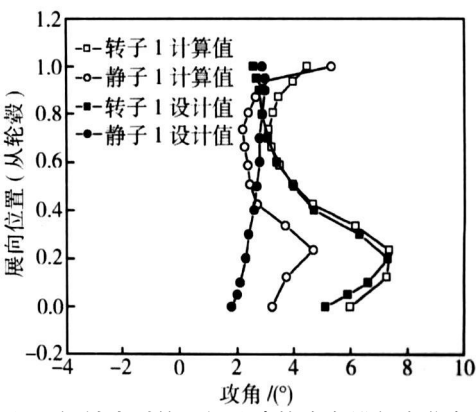


图 1 设计点时第 1 级叶片的攻角沿径向分布与实验值比较

Fig 1 Radial distribution of the first stage incidence including test data at design point

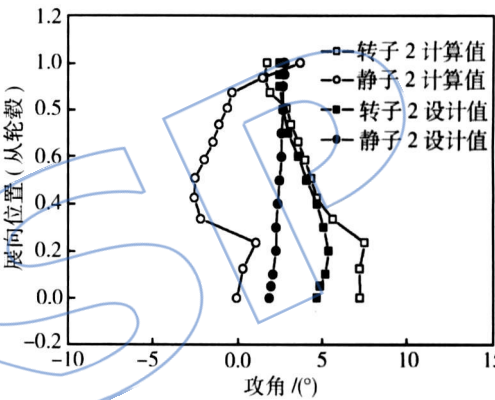


图 2 设计点时第 2 级叶片的攻角沿径向分布与实验值比较

Fig 2 Radial distribution of the second stage incidence including test data at design point

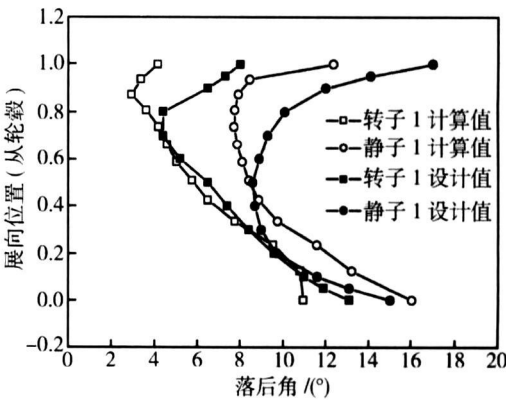


图 3 设计点时第 1 级叶片的落后角沿径向分布与实验值比较

Fig 3 Radial distribution of the first stage deviation including test data at design point

接近. 图 1 和图 2 分别为第 1 级转子和静子的攻角、第 2 级转子和静子的攻角与设计值的比较; 图 3 和图 4 分别为第 1 级转子和静子的落后角、第 2 级转子和静子的落后角与设计值的比较; 图 5 和

表 1 跨声速压气机在设计工况下各级气动性能和总性能与实验值的比较

Table 1 Calculation Performance of transonic axial compressor including test data at design point

	第 1 级			第 2 级			总性能		
	总压比	总温比	绝热效率	总压比	总温比	绝热效率	总压比	总温比	绝热效率
计算值	1.607	1.169	0.856	1.440	1.130	0.845	2.314	1.321	0.843
实验值	1.590	1.167	0.848	1.509	1.143	0.870	2.399	1.334	0.866

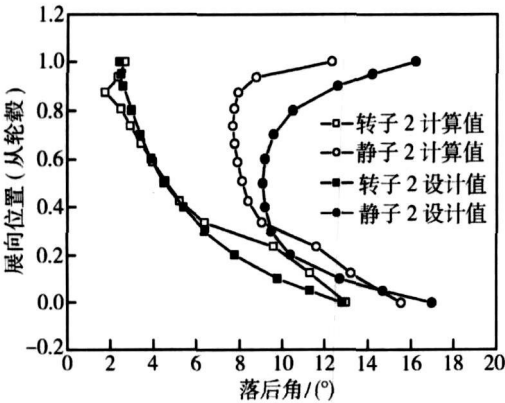


图 4 设计点时第 2 级叶片的落后角沿径向分布与实验值比较

Fig. 4 Radial distribution of the second stage deviation including test data at design point

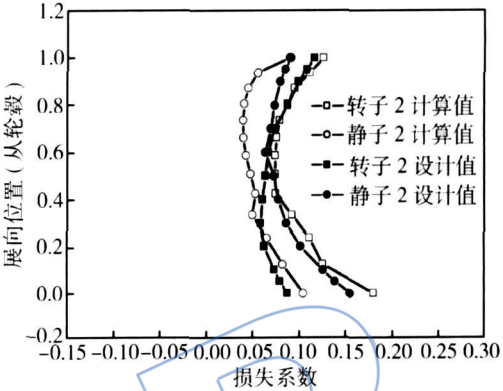


图 6 设计点时第 2 级叶片的损失系数沿径向分布与实验值比较

Fig. 6 Radial distribution of the second stage loss coefficient including test data at design point

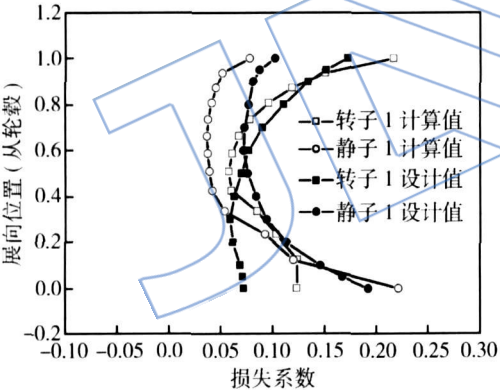


图 5 设计点时第 1 级叶片的损失系数沿径向分布与实验值比较

Fig. 5 Radial distribution of the first stage loss coefficient including test data at design point

大, 计算结果和设计值的变化规律一致, 在叶片中部和叶尖部分计算值和设计值较为接近, 但在转子的轮毂处, 计算值大于设计值。

通过设计点时计算值与实验值的比较, 可以看出: 计算所得损失、落后角和攻角的变化趋势与实验值一致, 误差满足工程精度, 可以用于工程运用。同时为考察在偏离设计工况下总压损失及落后角模型的有效性, 计算了该压气机在 70% 设计转速下, 质量流量为 23.894 kg/s, 接近堵塞工况下运用本模型计算所得的攻角、总压损失和落后角的展向分别及其与实验结果的比较。图 7~ 图 9 分别表示第 1 级转子和第 2 级静子的攻角、落后角和损失系数沿展向分布与实验值的比较。对于第 1 级转子, 无论攻角、落后角还是损失系数, 计算所得结果与实验值均基本一致; 在靠近堵塞边界时, 第 2 级静子出现了较大的负攻角, 计算结果恰好反映了这一规律, 与实验值很接近, 在这种工况下, 损失系数明显增加, 计算结果和实验值出现了较大偏差, 但总体趋势一致, 落后角的变化规律也与实验值基本一致。这表明在严重偏离设计工况时, 模型也能比较准确地预测出攻角、损失和落后角的变化规律, 甚至在靠堵塞边界时, 也能比较准确地反映出变化规律, 但预测精度有待于近一

图 6 分别为第 1 级转子和静子的损失系数、第 2 级转子和静子的损失系数与设计值的比较。很明显, 攻角的预测结果与设计值基本一致, 但在第 2 级静子处出现了较大偏差, 这是由于预测误差的累计引起的; 无论是计算值还是设计值, 叶片中部的落后角偏小, 而轮毂和叶尖处的落后角较大, 计算结果与设计值较为接近, 但在叶尖部分, 计算所得的落后角小于实验值; 观察设计点损失系数沿径向的分布, 可以看出叶片中部较小, 而两端偏

步提高.

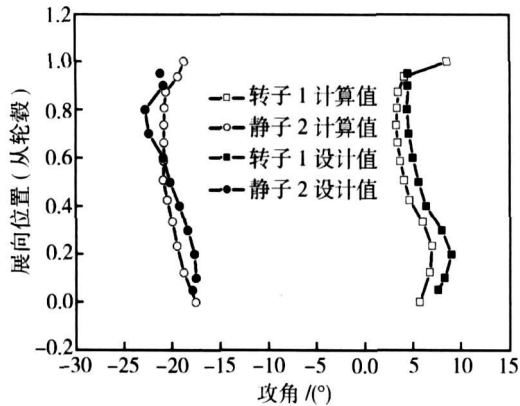


图 7 70% 设计转速时攻角沿径向分布与实验值比较

Fig. 7 Radial distribution of the incidence including test data at 70% design rotate speed

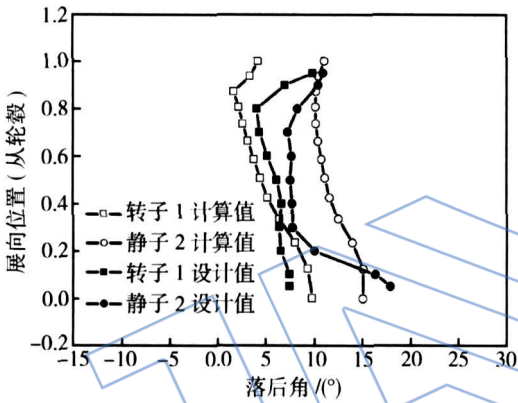


图 8 70% 设计转速时落后角沿径向分布与实验值比较

Fig. 8 Radial distribution of the deviation including test data at 70% design rotate speed

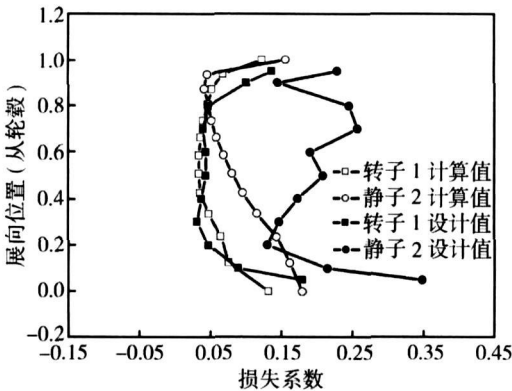


图 9 70% 设计转速时损失系数沿径向分布与实验值比较

Fig. 9 Radial distribution of the loss coefficient including test data at 70% design rotate speed

压气机的特性图是评价一个压气机计算程序

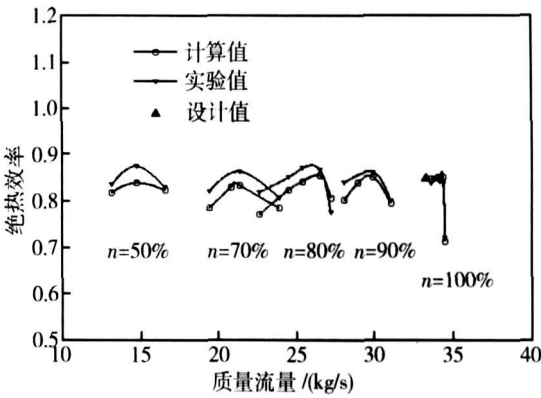


图 10 两级跨声速轴流压气机绝热效率与实验值比较

Fig. 10 Two stage transonic axial compressor adiabatic efficiency including test data

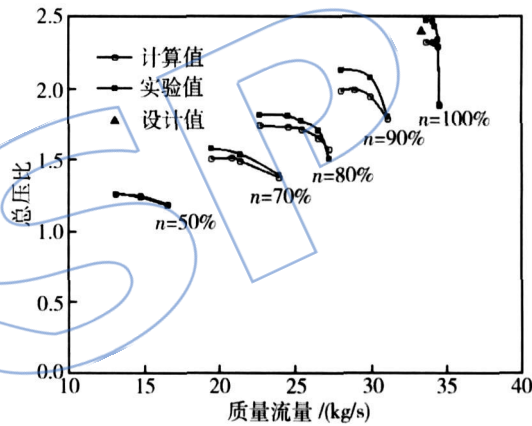


图 11 两级跨声速轴流压气机增压比与实验值比较

Fig. 11 Two stage transonic axial compressor total pressure ratio including test data

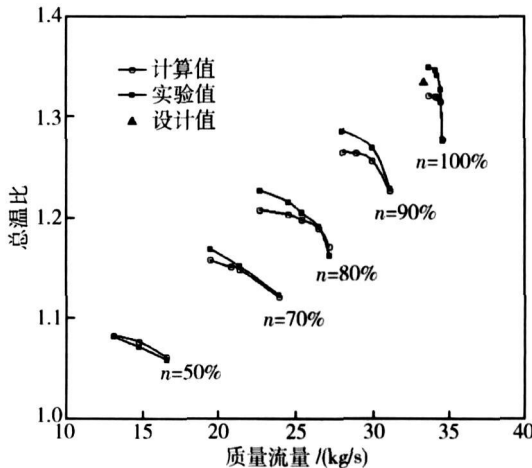


图 12 两级跨声速轴流压气机增温比与实验值比较

Fig. 12 Two stage transonic axial compressor total temperature ratio including test data

是否具有通用性和计算结果的准确性重要标准之一. 本文利用以上的损失和落后角对两级跨声速

轴流压气机的非设计点进行了数值模拟,分别计算了100%,90%,80%,70%和50%设计转速下的绝热效率,总压比和总温比,并与实验值进行了比较.比较图10~图12中的计算值和实验值可以看出:

(1) 在全工况下,计算结果均与实验值比较接近,变化规律一致,但总增压比、总增温比和绝热效率略小于实验值.

(2) 在接近堵塞边界时,计算所得总增压比、总增温比和绝热效率与实验值的误差很小;而在接近喘振边界时,计算所得的总增压比、总增温比和绝热效率小于实验值.

(3) 在高转速时,如80%,90%和100%设计转速时,随着质量流量的减小,总增压比和总增温比与实验值相比增加不明显;在低转速下,如50%,70%设计转速时,总增压比和总增温比与实验值很接近.

根据前面的分析,由于在设计点处给出总增压比和总增温比的设计值小于实验值,所以在非设计点数值模拟所得的总增压比和总增温比也小于实验值.通过数值模拟得到的特性曲线在低转速下与实验值更加相符.应用该模型能比较准确地反映出压气机非设计点的工作特性.

3 结 论

综上所述,本文应用新型损失和落后角模型对一台两级均为跨声速轴流压气机设计点和非设计点进行了详尽的数值模拟,并与实验值进行了对比,得出以下结论:

(1) 在设计点时,计算所得的压气机的落后角、损失和攻角与设计点的数值变化趋势一致,所得到的压气机总性能和设计值很符合.

(2) 在靠近堵塞边界时,实验数据表明压气机最后一静子出现比较大的负攻角,损失系数明显系数增大,总增压比和绝热效率下降很快,而数值模拟结果恰好反映了这一趋势,并且此时计算所得的压气机总性能和实验值很接近.

(3) 在全工况下,计算所得压气机性能曲线和实验值基本一致,尤其在低转速时,计算得到的性能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多级跨声速轴流压气机非设计

状态下具有较好的收敛性和比较准确的计算结果,可以用于工程计算当中.

参考文献:

- [1] Denton J D. Computational fluid dynamics for turbomachinery design[J]. J. Mech. Eng. Sci, 1999, 213(c2).
- [2] Boyer K M. An improved streamline curvature approach for off design analysis of transonic compression systems [D]. Blacksburg, VA: Ph. D. Dissertation, Mechanical Engineering Dept. Virginia Polytechnic Institute and State University, April, 2001.
- [3] Joseph E. Identification and evaluation of loss and deviation models for use in transonic compressor stage performance prediction[D]. Blacksburg, VA: MS Thesis, Mechanical Engineering Dept. Virginia Polytechnic Institute and State University, September, 1997.
- [4] Cetin M, Ucer A S, Hirsch CH, et al. Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors [R]. AGARD-R-745, 1987.
- [5] Bloch G S, Copenhavor W W, O'Brien W F. A shock loss model for supersonic compressor cascades [J]. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, January, 1999, 121: 28-35.
- [6] 秦鹏译. 轴流压气机气动设计[M]. 北京: 国防工业出版社 1975.
- [7] White N M, Tourlidakis A, Elder R L. Axial compressor performance modelling with a quasi one dimensional approach [J]. Proc Instn Mech Engrs, Part A: J Power and Energy, 2002, 216.
- [8] Creveling H F, Carmody R H. Axial flow compressor computer program for calculating off design performance[R]. NASA-CR-72472, 1968.
- [9] Klepper J. Technique to predict stage by stage, pre stall compressor performance characteristic using a streamline curvature code with loss and deviation correlations [D]. Knoxville, TN: MS Thesis, University of Tennessee, August. 1998.
- [10] Koch C C, Smith L H Jr. Loss sources and magnitudes in axial flow compressors [J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, July, 1976: 414-424.
- [11] Miller G R, Lewis G W Jr, Hartmann M J. Shock losses in transonic compressor blade rows [J]. Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, July 1961: 235-242.
- [12] Urasek D C, Gorrell W T, Cunnann W S. Performance of two stage fan having low aspect ratio, first stage rotor blading[R]. NASA TP-1493, 1979.