# 低反力度对高负荷跨声风扇进口级的影响

宋西镇 周 盛 李秋实

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191)

**摘 要**: 认为低反力度是提高跨声速风扇/压气机进口级气动负荷的必然结果. 通过气动负荷系数和反力度的定义,得到了反力度随气动负荷系数的变化规律,并给出了气动负荷系数的两个临界值. 以成功设计并实验验证的某单级高负荷风扇为基准,通过数值模拟对4组跨声速风扇转子方案进行比较研究. 发现随着气动负荷系数的提高,转子轮毂区的气动参数分布发生了显著地变化. 认为静子的展向跨声速来流是高气动负荷跨声速风扇进口级设计面临的一个问题. 通过讨论,认为静子跨声速来流问题可能通过已有的设计手段解决. 从研究方案中选取了一个最优的单级风扇方案,其气动负荷系数达到0.53,并分析了其三维粘性流场.

**关 键 词**: 跨声速流; 风扇/压气机; 气动负荷; 反力度

**中图分类号**: V 211.6

**文献标识码**: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2008)10-1172-05

# Impact of lower reaction on high aerodynamic load transonic fan inlet stage

Song Xizhen Zhou Sheng Li Qiushi

(National Key Laboratory on Aero-Engines, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

**Abstract**: Lower reaction was concluded to be a necessary consequence of an increased aerodynamic load of a transonic fan/compressor inlet stage. Through the definitions of aerodynamic load coefficient and reaction, the rule of reaction changing with aerodynamic load coefficient was acquired, and two critical values of aerodynamic load coefficient were given. Based on a successfully designed and tested single stage high load fan, four transonic fan rotor designs were compared through numerical simulation. It was found that with the increase of aerodynamic load coefficient, the distribution of aerodynamic parameters in rotor hub region was changed remarkably. Transonic incoming flow to the stator is determined to be a problem in the design of a high aerodynamic load transonic fan inlet stage. Through discussions, it's considered that the problem of transonic incoming flow to the stator could be solved by existing design methods. The best design of the single stage fan was picked up, with its aerodynamic load coefficient reached 0.53, and its 3D viscous flow field was analyzed.

**Key words**: transonic flow; fans/compressors; aerodynamic loads; reaction

提高涡扇发动机压缩系统的气动负荷,一直以来都具有挑战极限的性质. 几个主要航空强国都把不断提高风扇/压气机气动负荷作为重要发展目标.

自上世纪末以来,本课题组承担着提高风扇/压气机气动负荷的基础研究项目. 围绕着这个项目课题组展开了多个方向的研究,并取得阶段性的成果,本文的内容是此项基础研究工作的一个组成部分.

与本文相关的研究工作,主要采用数值模拟的方法,通过对不同方案的风扇比较研究,探讨了提高跨声速风扇进口级气动负荷的途径.

本文首先分析了风扇/压气机进口级反力度随气动负荷系数的变化规律. 然后以课题组成功

**收稿日期**: 2007-11-01

**基金项目**: 国家自然科学基金资助项目(10577002)

**作者简介**: 宋西镇(1977-),男,陕西宝鸡人,博士生, songxz@buaa.edu.cn.

设计并实验验证的高负荷跨声速风扇为比较基准,选取了 4组跨声速风扇转子方案进行了数值模拟并对结果进行了比较,分析了不同设计气动负荷条件下跨声速风扇的气动参数及其分布. 最后选择了一个最优的单级风扇方案,进行了三维粘性流场分析.

## 1　设计反力度与气动负荷的关系

### 1.1　设计反力度随气动负荷的发展

叶轮机领域中,反力度的研究目前集中在涡轮和汽轮机. 对于轴流风扇/压气机,反力度主要在一维和二维气动设计中作为一个控制参数调节功分配,而相应地对其的专门研究也很少. Farmakalides对于轴流压气机设计反力度对其性能的影响做过分析,认为高反力度有助于失速裕度的提高[1].

对于风扇/压气机气动负荷较小的早期,由于级加功总量较小,采用了高反力度的设计. 上世纪 50年代,美国 NASA (前 NACA)首次成功的试验了 8级跨声速压气机,其前面的跨声速级都为高反力度设计[2]. 后来 1954年, NASA的 5级跨声速压气机[3],也全部采用了高反力度的设计. 随着气动负荷的不断提高,风扇/压气机设计反力度有所降低,但基本保持在中等的水平.

目前的设计中,对于反力度的限制更主要是针对局部展高. 跨声速风扇/压气机近轮毂区域反力度往往偏小,按照经典设计准则要求保持在一个适中的水平.

当前风扇的气动设计过程中,减少叶排数、缩短轴向长度是重要目标;而无进口导叶成为风扇的重要形式;为了不断提高风扇的通流能力,小轮毂比设计成为一个重要方向. 因此对于风扇轮毂区的反力度控制更加困难. 随着气动负荷地不断提高,反力度是否可以控制在经典设计准则中的许用范围,是一个需要探讨的问题.

### 1.2　设计反力度与气动负荷系数的关系

反力度取决于转子的轮缘功和扩压程度,因此本文分析了风扇转子轮毂处的速度三角形,得到了根区反力度和气动负荷系数之间的变化关系.

假设风扇转子加功量沿展向均匀分布,轴向进气,其进出口轮毂比为 $D_{t1}$、$D_{t2}$等外径设计,叶排进、出口轴向速度相等,叶尖切线速度为 $U_{tip}$.

因为转子不同展高位置的当地周向速度不同,所以其局部展高的气动负荷系数也不相同. 为了便于和叶排整体气动负荷系数比较,本文中的气动负荷系数全部定义为 $\overline{H}=L_u/U_{tip}^2$. 于是可得:

$$\overline{H}=D_{t2}^2(1-\Omega)+D_{t2}\sqrt{D_{t2}^2(\Omega-1)^2+D_{t1}^2-D_{t2}^2} \tag{1}$$

从式 (1)中可以得到风扇进口级轮毂区气动负荷系数和反力度之间的关系,如图 1所示. 图 1中以 $D_{t1}$和 $D_{t2}$为参变量,轮毂区气动负荷系数为自变量. 可以看出在几何约束一定的条件下,轮毂区的反力度有一个极大值;当超过这个极值后,反力度随着气动负荷系数的增大而减小.

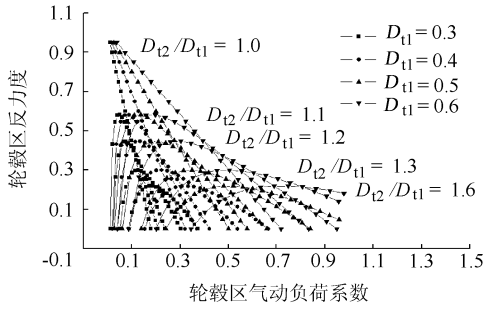


图 1　风扇进口级根区反力度和气动负荷系数的关系

由式 (1)可知,当 $\overline{H}=D_{t2}\sqrt{D_{t2}^2-D_{t1}^2}$时,轮毂区的局部反力度达到最大值为

$$\Omega_{hub\cdot max}=1-\sqrt{1-D_{t1}^2/D_{t2}^2} \tag{2}$$

当气动负荷系数小于 $D_{t2}\sqrt{D_{t2}^2-D_{t1}^2}$时,随气动负荷的提高轮毂区反力度增大;当气动负荷系数大于该值后,轮毂区反力度随气动负荷的提高而减小.

设风扇轮毂区反力度为 0,可知 $|w_1|=|w_2|$. 此时气动负荷系数为

$$\overline{H}=(D_{t1}+D_{t2})D_{t2} \tag{3}$$

因此,跨声速风扇/压气机的气动负荷系数有 2个临界值,分别为 $\overline{H}_{cr1}=D_{t2}\sqrt{D_{t2}^2-D_{t1}^2}$和 $\overline{H}_{cr2}=(D_{t1}+D_{t2})D_{t2}$. 当气动负荷系数等于 $\overline{H}_{cr1}$时,其轮毂区域的反力度达到最大;当气动负荷系数等于 $\overline{H}_{cr2}$时,轮毂区域的反力度减小为 0;而且随着设计轮毂比的减小,该临界值减小,低反力度或者是零反力度的情况越容易出现. 因此,轮毂区低反力度应该是提高风扇/压气机气动负荷的一个必然结果. 保持较高反力度范围已经无法满足风扇/压气机气动负荷继续提高的要求. 有理由相信,探讨局部低反力度甚至是零反力度、负反力度的风扇/压气机设计方法应该是今后的一个方向.

## 2　数值研究工作简述

### 2.1　研究工作的基础

本文相关的研究工作以课题组 1993～1999

年设计、并成功实验验证的单级高负荷跨声速风扇[4]为基准(Baseline).其叶尖切线速度为495.32m/s,设计流量为25kg/s,级压比2.2,绝热效率86.9%.

研究过程中,采用了课题组开发的通流设计程序来进行各组风扇的初始设计.该程序的原型曾经成功的设计了上述基准风扇.

研究中使用的CFD工具为商用NUMECA软件.计算网格为H型网格,网格节点数为41×37×125(径向×周向×轴向).求解三维粘性N-S方程组,流体模型为真实气体,湍流模型采用S-A模型,空间离散方式为中心差分格式.

本文相关的工作一共分为7个研究方向,分别探讨了转子根区和尖区的最大气动负荷系数,转子前缘型线子午面掠和前、尾缘型线周向弯的影响,静子积迭线周向弯的影响,静子的来流马赫数承受性,以及附面层控制手段对高负荷风扇的影响.每个研究方向都从基准风扇到高气动负荷风扇拟定了具有不同气动负荷的风扇方案,并比较了各个方案的性能.其中对于提高跨声风扇转子气动负荷系数的研究,前后共拟定了195组方案,通过数值验算有120组方案得到了预期的结果,其他75组方案失败.图2展示了本文研究过程中转子气动负荷系数的进展历程.目前的阶段性研究结果,风扇转子的最佳气动负荷系数达到了0.65.

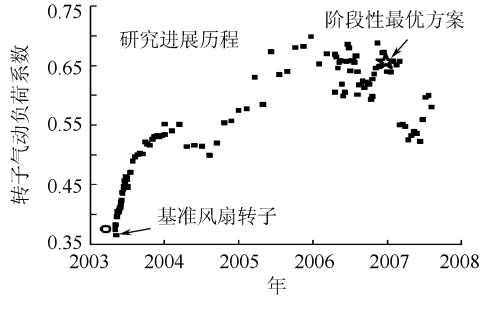


图2 本文研究工作中的气动负荷系数进展历程

## 2.2 方案设置和结果分析

本文选取了4组转子和基准风扇转子进行了比较.表1给出了不同方案转子的性能参数.

表1 不同方案转子的最高效率点参数对比

| 方案 | 气动负荷系数 | 流量/(kg·s$^{-1}$) | 压比 | 绝热效率 | 平均反力度 |
|---|---|---|---|---|---|
| Baseline | 0.378 | 26.14 | 2.39 | 0.8920 | 0.546 |
| 方案1 | 0.400 | 25.08 | 2.54 | 0.9016 | 0.607 |
| 方案2 | 0.449 | 25.45 | 2.78 | 0.8922 | 0.580 |
| 方案3 | 0.516 | 26.31 | 3.18 | 0.8958 | 0.502 |
| 方案4 | 0.535 | 26.68 | 3.24 | 0.8806 | 0.455 |

表1中,随着转子气动负荷的增加,风扇反力度在达到一个极大值后开始降低,符合上面的分析.图3、图4进一步说明随着气动负荷系数的增加,反力度逐渐降低,尤其是轮毂区的反力度降幅较大.

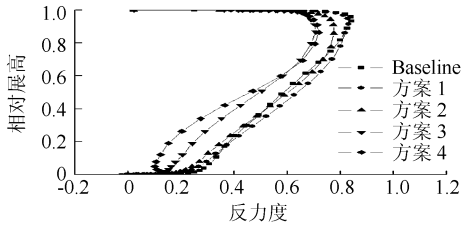


图3 反力度展向分布

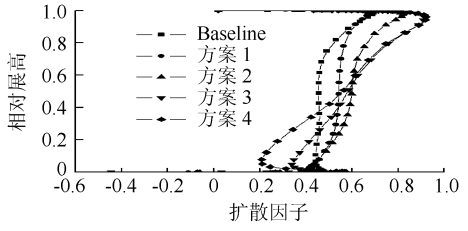


图4 扩散因子展向分布

从图5中可以看到随着气动负荷系数的增大,转子轮毂区气流流动从低气动负荷水平下的减速流动逐渐变化到了高气动负荷水平下的加速流动.这势必造成转子轮毂区扩压程度的降低,图5中的压力系数分布印证了这个结果:随着气动负荷系数的增大,转子下游段的逆压力梯度逐渐减小.图4中的扩散因子再次说明轮毂区扩压程度随气动负荷增加而减小.因此随着气动负荷系数的增加,转子轮毂区的反力度不断降低.

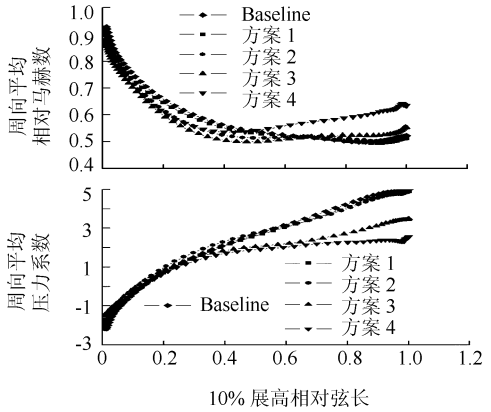


图5 10%展高处的气动参数流向分布

图6中90%展高处相对马赫数的流向分布表明叶尖流动随气动负荷系数的提高变化不大.同样,转子叶尖的压力分布并不随着气动负荷系数的增大而发生变化.但是随着气动负荷的增加,叶尖的扩压程度不断增大,如图4所示.

从对比可以看出,随着气动负荷的改变,叶尖气动参数的分布变化不明显.叶根处的气动参数

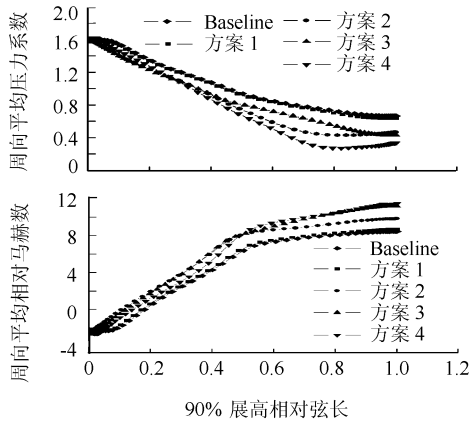


图 6　90%展高处的气动参数流向分布

则随着气动负荷的改变有着明显的变化,流动从低气动负荷的减速流动逐渐变成了加速流动,相应的轮毂区扩压程度降低,因此轮毂区反力度也随着减小.

转子出口的气动参数分布随着气动负荷的提高也有显著变化. 图 7中转子轮毂处的出口绝对马赫数随气动负荷提高不断增大,最终变为超声速. 静子来流的展向局部超声速势必给静子的设计带来新的问题和特点. 同时,随着气动负荷的增大,转子出口的展向压力梯度也增大. 因此高气动负荷风扇/压气机的设计必须充分考虑三维效果,掠弯空气动力学的运用也就显得越发重要.

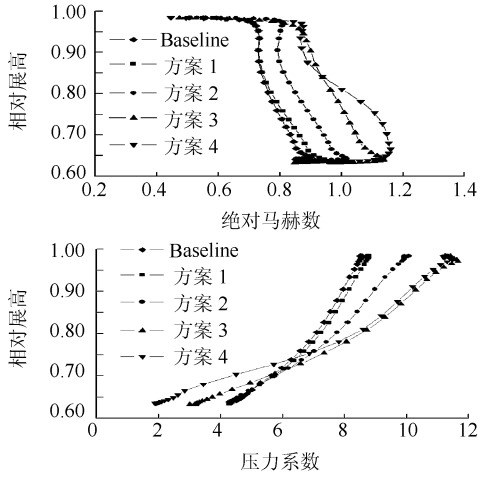


图 7　转子尾缘气动参数展向分布

### 2.3　低反力度设计面临的挑战

通过上面的分析,本文认为轮毂区的低反力度是提高跨声速风扇气动负荷的一个必然结果. 而低反力度的直接影响就是静子进口来流的展向跨声.

传统的跨声速风扇设计中,静子展向跨声速来流是要避免的,认为会造成静子轮毂区的损失增大. 但是,文献[5-7]在 1976年的实验对于这个情况给予了一个否定的回答. 在单级高通流压气机试验中,文献[5-7]发现压气机的静子进口在轮毂处来流马赫数超过了 1.0,但是依然得到了静子叶片根部损失仍低得惊人的结论. 2001年文献[8]对跨声来流静子进行了较为全面的试验研究,通过掠弯设计能够将静子损失控制在一个合理的水平. 文献[9]也发现了高负荷压气机级根区低反力度的现象,并通过静子的设计改善了根区流动.

本文的工作也初步验证了静子跨声来流情况下依然可以得到较好的设计结果. 所以静子跨声速来流问题是值得深入探讨的.

同时,低反力度的情况对风扇/压气机的设计也有益处. 按照目前的设计叶尖切线速度来说,跨声速风扇/压气机通过继续增强激波强度来提高加功量已经变得困难,因此更多地提高叶中以下部分的加功量变得更为现实. 而低反力度情况下,转子根区的减速扩压任务减轻,流动状况得以改善,能够承担更多的加功任务.

## 3　低反力度单级跨声速风扇性能

根据以上的低反力度风扇流场特点,本文选取了一个最优的单级高负荷跨声速风扇方案进行了数值模拟并与 Baseline进行了比较. 结果为:最优方案的级最高效率点绝热效率 0.87 (Baseline: 0.878),级压比 3.08 (Baseline: 2.33),级气动负荷系数 0.53 (Baseline: 0.367).

图 8表明新方案的气动负荷得到了大幅提高,即使在静子进口出现跨声来流的情况,如图 9,效率没有出现明显下降. 而且随着气动负荷的增加,新方案的反力度明显低于 Baseline的分布,如图 10. 虽然新方案轮毂处的来流马赫数超声,但静子通道内并没有出现激波,如图 11、图 12,这是损失较小的一个原因. 当然,新方案静子在近轮毂处依然发生了分离,但图 13、图 14的对比说明

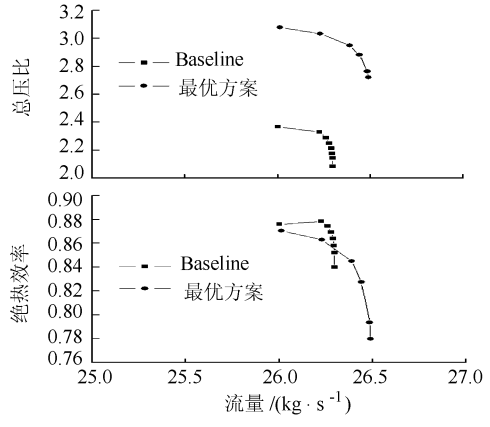


图 8　单级风扇特性线比较

该分离只限于轮毂处的近吸力面区域,没有扩展到整个通道,叶中以上及近压力面侧流动正常,这也是整级效率没有明显下降的重要原因.而从图15、图16对比可以看到,新方案转子轮毂区内的流场为明显的等马赫数特点,符合上文分析的加速流动特点.

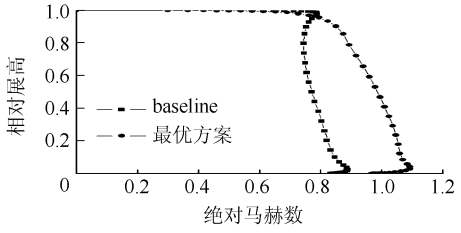


图 9 静子进口绝对马赫数比较

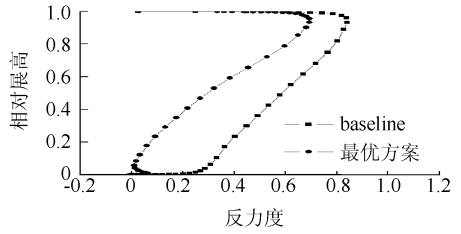


图 10 反力度展向分布比较

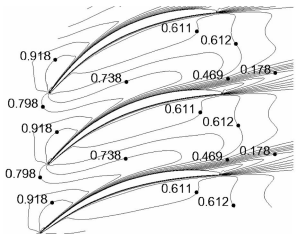

图 11 Baseline静子 5%展高绝对马赫数分布

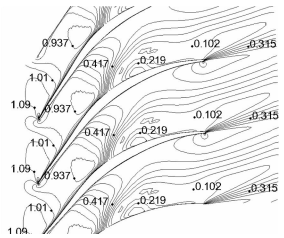

图 12 最优方案静子 5%展高绝对马赫数分布

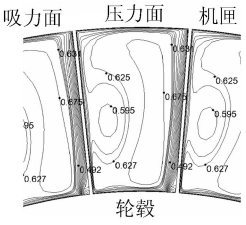


图 13 Baseline静子出口绝对马赫数分布

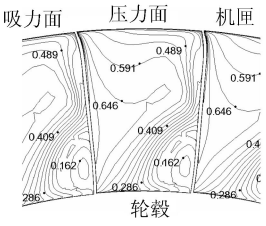


图 14 最优方案静子出口绝对马赫数分布

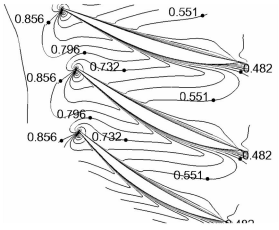

图 15 Baseline转子 5%展高相对马赫数分布

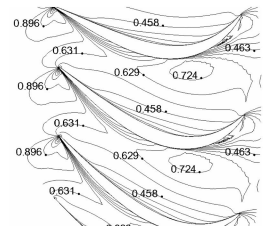

图 16 最优方案转子 5%展高相对马赫数分布

## 4 结 论

本文通过理论分析和对195个方案的比较研究,得出了以下规律性的结论:

1) 跨声速风扇/压气机进口级气动负荷系数有两个临界值,分别是 $\overline{H}_{cr1} = D_{t2}\sqrt{D_{t2}^2 - D_{t1}^2}$ 和 $\overline{H}_{cr2} = (D_{t1} + D_{t2})D_{t2}$.当气动负荷系数等于临界值 $H_{cr1}$ 时,轮毂区的反力度达到最大;当气动负荷系数等于临界值 $H_{cr2}$ 时,轮毂区的反力度将减小为0;而且随着设计轮毂比的减小,临界值也越小.

2) 低反力度是高气动负荷条件下跨声速风扇/压气机的一个特点.

3) 轮毂区低反力度造成的最大问题是静子展向跨声来流.这个问题通过现有的设计手段可以逐步解决.同时轮毂区低反力度也会带来益处,可以增强转子根部的加功能力.

## 参考文献 (References)

[1] Farmakalides C D, McKenzie A B, Elder R L. The effects of reaction on axial flow compressor performance[R]. ASME 94-GT-456, 1994

[2] Voit C H. Investigation of a high pressure ratio eight stage axial flow research compressor with two transonic inlet stages-I: aerodynamic design[R]. NACA RM E53I24, 1953

[3] Sandercock D M, Kovach K, Lieblein S. Experimental investigation of a five stage axial flow research compressor with transonic rotors in all stages -I: compressor design[R]. NACA RM E54F24, 1954

[4] Yu Qing, Li Qiushi, Li Ling. The experimental researches on improving operating stability of a single-stage transonic fan[R]. ASME GT-2002-30640, 2002

[5] Wennerstrom A J, Frost G R. Design of a 1500 ft/sec transonic high through flow axial flow compressor with low hub/tip ratio [R]. AD-B016386, 1971

[6] Wennerstrom A J, Hearsey R M. The design of axial compressor stage for a total pressure ratio of 3 to 1[R]. ARL-71-TR-0061, 1971

[7] Wennerstrom A J, Puterbaugh S L. A three-dimensional model for the prediction of shock losses in compressor blade rows[J]. ASME Journal of Eng For Gas Turbines and Power, 1984, 106 (2): 295 - 299

[8] Gummer V, Wenger U, Kau H P. Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123: 40 - 48

[9] Friedrichs J, Baumgarten S, Kosyna G. Effect of stator design on stator boundary layer flow in a highly loaded single-stage axialvflow low-speed compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123: 483 - 489

(责任编辑:张 嵘)