

# 某斜流压气机叶轮及扩压器内流动损失分析

敖天翔<sup>1</sup>, 陈杰<sup>1</sup>, 蔡文哲<sup>2</sup>

(1. 南京航空航天大学 江苏省航空动力系统重点实验室, 江苏 南京 210016; 2. 北京动力机械研究所, 北京 100074)

**摘要:**选取并改进离心压气机流动损失模型,形成了符合斜流压气机特征的流动损失模型组合,通过与三维流场数值模拟所获得绝热效率的对比,分析该组模型对性能预测的准确性。针对一款斜流压气机叶轮及下游保形通道扩压器,量化评估叶片表面摩擦、载荷、尾迹混合、叶尖间隙、激波、二次流等损失的构成情况及工况对损失权重的影响,获得该斜流压气机转静子中主要流动损失源。

**关键词:**斜流压气机;保形通道扩压器;损失分析;数值模拟

**中图分类号:**V231.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2022)03-0061-04

## Analysis of Flow Loss in Impeller and Diffuser of Oblique Flow Compressor

AO Tianxiang<sup>1</sup>, CHEN Jie<sup>1</sup>, CAI Wenzhe<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory of Aerospace Power System of Jiangsu Province, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. Beijing Power Machinery Institute, Beijing 100074, China)

**Abstract:** The flow loss models for the centrifugal compressor were elected and improved to form a set of flow loss models conforming to the characteristics of the oblique flow compressor. The accuracy of the performance prediction of the set of models was discussed by comparison with the adiabatic efficiency obtained from the three-dimensional flow field numerical simulation. As for a mixed flow compressor with its downstream conformal passage diffuser, the loss compositions of blade surface friction, load, house trace mixing shock wave, tip clearance and secondary flow as well as the influence of operating conditions on loss weight were quantitatively evaluated to gain the main flow loss source of rotating stator of the mixed flow compressor.

**Keywords:** mixed flow compressor; conformal passage diffuser; loss analysis; numerical simulation

## 0 引言

斜流压气机兼具轴流压气机效率高、流量大和离心压气机单级压比高、工作范围广的优点<sup>[1]</sup>,在小推力级军用涡扇、高功重比涡轴发动机中都有着广阔的应用前景。航空发动机的极致性能追求对斜流压气机气动性能提出了更高的要求。

离心式/斜流式通常压气机由叶轮与扩压器两部分组成,叶轮叶片通过旋转来压缩气流,随后气流在扩压器叶片的导流作用下进入下级部件。由于压气机内流动的强三维性与不均匀性,压气机内部流动复杂,损失来源多样,同时随着越来越高的压气机压比和效率需求,研究人员进行了大量工作,对压气机内部流动机理与损失进行了分析。KAN X X等<sup>[2]</sup>认为流动损失的来源主要为低能流体在端壁附面层的聚集和涡系造成的剪切。李相君等<sup>[3]</sup>则讨论了轴流压气机内二次流与损失的定量关联。在对压气机流动损失分析时,由于数学模型简单、与几何设计参数关联,损失模型方法往往被纳入压气机设计体系的初步设计阶段。早在20世纪50年代开始,就已经基于实验数据逐步归纳发展出了几种预测叶轮机械内流

动损失的经验数学模型<sup>[4-5]</sup>,后续研究也在此基础上展开过较多研究和验证<sup>[6-10]</sup>,证明了这些损失模型的准确性。

为了满足高性能斜流压气机的研制需求,需要对其转静子内流动损失源进行分析,以帮助设计人员明确改进设计方向。但是目前针对斜流压气机专门性的损失源分析较少。同时,已有压气机内流动损失模型大多是针对离心或轴流压气机发展而来,不同研究人员对不同研究对象所用模型亦不统一。因此,本文针对斜流压气机选取并改进损失模型,并采用形成的损失模型组合分析某斜流叶轮及其下游保形通道扩压器内的损失构成。

## 1 损失评估与流场数值模拟方法

### 1.1 研究对象与计算条件设置

本文的研究对象为一款设计压比为5.5的斜流压气机,几何外形如图1所示。叶轮部分使用的是带分流叶片的半开式叶轮,叶轮进口采用导风轮设计,出口采用后弯式设计,主叶片和分流叶片数之比为1:1。研究对象的一些主要的设计参数在表1中给出。

**基金项目:**国家科技重大专项(2017-II-0002-0014)

**第一作者简介:**敖天翔(1996—),男,江西宜春人,硕士研究生,研究方向为内流与叶轮机械。

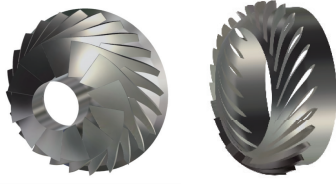


图1 斜流叶轮与扩压器几何示意图

表1 斜流压气机主要参数

参数	值
转速/(r/min)	38 000
叶轮叶片数	12
扩压器叶片数	25
叶轮进口内径/叶轮进口外径	0.4
叶轮进口外径/叶轮出口外径	0.74
扩压器出口外径/叶轮出口外径	1.2

数值模拟计算使用商业软件 Numeca 完成,气体设置为理想气体,湍流模型选择 S-A 模型,进口边界条件设置为轴向进气,给定总压 101 325 Pa、总温 288.15 K;出口边界条件给定平均静压;壁面边界条件设置为绝热无滑移边界,转静交界面设置为周向守恒连接面,单通道叶轮网格量为 220 万,扩压器网格量为 60 万。

## 1.2 损失模型选取与改进

国内外学者针对离心压气机提出过一系列的损失模型,本文根据研究对象的实际情况,对相应的损失模型进行了一定的总结和选取,并对损失模型进行了适应斜流压气机的调整。为此确定损失模型选取的思路为:所选模型预测结果与实验结果有过对比验证,并能在公开发表的文献中找到,且模型中不存在未给定的自定义系数。

由于验证与分析仅在数值仿真下进行,则损失模型选取时忽略发生实际运行工作中会产生外部损失如轮盘摩擦损失<sup>[11]</sup>、回流损失<sup>[12]</sup>、密封泄漏损失<sup>[13]</sup>等。基于上述考虑,本文最终将该斜流叶轮中的损失分为叶片表面摩擦损失<sup>[14]</sup>、叶片载荷损失<sup>[15]</sup>、叶片尾迹混合损失<sup>[14]</sup>、转子顶部间隙损失<sup>[14]</sup>、激波损失<sup>[13]</sup>和二次流损失<sup>[16]</sup>6个部分,由各项损失之和与叶轮做功的关系可得叶轮效率。

其中,叶片表面摩擦损失  $\Delta q_{st}$  为

$$\Delta q_{st} = 2 C_f \frac{L_b}{d_{hb}} \left( \frac{\bar{W}}{U_2} \right)^2 \quad (1)$$

式中: $C_f$ 为摩擦系数; $L_b$ 为叶轮流向长度; $d_{hb}$ 为平均水力直径; $\bar{W}$ 为平均相对速度; $U_2$ 为叶轮出口轮缘线速度。

叶片载荷损失  $\Delta q_{mi}$  基于扩散因子  $D$  计算而来,计算式为

$$\Delta q_{mi} = 0.05 D^2 \quad (2)$$

叶片尾迹混合损失  $\Delta q_{mi}$  为

$$\Delta q_{mi} = 0.002 D^2 \sqrt{\tan \alpha_2} \quad (3)$$

式中  $\alpha_2$  为叶轮出口绝对气流角。

转子顶部间隙损失  $\Delta q_1$  为

$$\Delta q_1 =$$

$$0.6 \left( \frac{\tau}{b_2} \right) \left( \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \right) \sqrt{\frac{4\pi}{b_2 Z_B} \left[ \frac{r_{1s}^2 - r_{1h}^2}{(r_2 - r_{1s}) \left( 1 + \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)} \right]} \left( \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \right) \left( \frac{C_{m2}}{U_2} \right) \quad (4)$$

式中: $\tau$ 为叶尖间隙大小; $b_2$ 为出口宽度; $C_{\theta 2}$ 与 $C_{m2}$ 分布代表叶轮出口绝对速度的切向与法向向量;下标 1 和 2 分别表示叶轮进口与出口参数;下标 s 与 h 分别表示机匣与轮毂处参数。

激波损失  $\Delta q_{cr}$  为

$$\Delta q_{cr} = 0.2 \left[ (M'_1 - M'_{cr}) W_{max} / U_2 \right]^2 \quad (5)$$

式中: $M'_1$ 为进口相对马赫数; $M'_{cr}$ 为进口临界马赫数。

二次流损失为

$$\Delta q_{sec} = 0.034 (W_{1s}^2 - W_{1h}^2) / U_2^2 \quad (6)$$

由于离心压气机与斜流压气机结构上的差异,斜流压气机子午流道出口与轴向有着一定的角度,因此损失模型中出口直径采用斜流压气机出口轮毂直径和机匣直径的平均值替代,出口轮缘速度使用叶轮出口中径处叶片线速度替代,其余出口参数由叶轮出口截面质量加权得到。

用于分段式扩压器的损失模型将扩压器分为径向有叶与轴向有叶两部分进行评估,缺乏对转弯段流动损失的计算,因此对于保形通道扩压器三整体叶片结构并不适用。本文采用文献[5]中流量修正后的叶片扩压器损失模型,由于该模型中仅将流动损失分为分离损失与摩擦损失,因此适用性更广。叶片通道总的流动损失为

$$h_{vane} = 0.5 \left( \frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^2 \left[ 0.123 + 0.0076 (\theta_{eq} - 4.8)^2 \right] C_3 \quad (7)$$

式中: $\varphi$ 为流量系数; $\theta_{eq}$ 为扩压器的当量扩张角; $C_3$ 为扩压器出口绝对速度。

扩压器流动损失中的摩擦损失可近似由以下公式得到:

$$\Delta p_f = \frac{f}{d_{H1}} \cdot \frac{\rho}{2} \bar{V}^2 \cdot \Delta L \quad (8)$$

式中 $f$ 为扩压器摩擦损失系数。此时分离损失即可由总压损失减去摩擦损失得到。

若通过损失模型预估的效率能够与软件求解出的效率参数吻合,且不同工况下损失模型算得的局部损失变化规律与仿真计算中流场结构变化一致,即可验证所选取的改进后的损失模型在斜流压气机上的适用性。

## 2 斜流叶轮损失构成

三维流场数值计算所得斜流叶轮设计转速下效率特性线和损失模型预测效率对比如图2所示。由图可以看出,损失模型预测的效率在趋势上能与数值计算结果较好地吻合,但量值略高。其中在设计点由损失模型得到的效率相对数值计算结果要高 0.84%,在近端点和近堵点工况下分别高出 1.47% 和 6.55%。

图3给出了压气机工作范围内代表性工况的损失构成与占比比例。可以看出,随着斜流叶轮工况从大流量向小流量移动,摩擦损失、顶部间隙损失、激波损失在该斜流叶轮中损失绝对值与占比都逐渐减小,而叶片载荷损失、混合损失在斜流叶轮中损失绝对值与占比逐渐增大,二次

流损失在设计点时最大,但是占比随流量减小而减小。

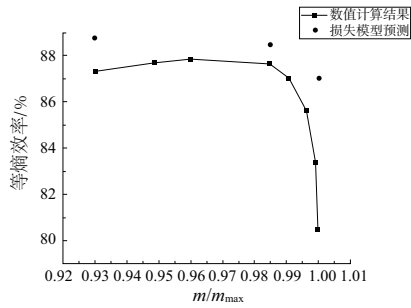


图2 叶轮数值仿真与损失模型预测结果

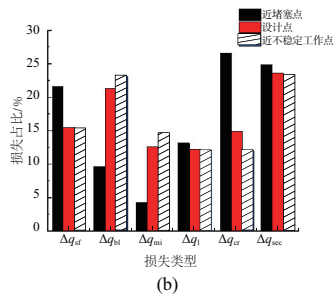
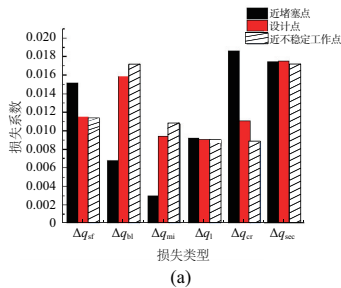


图3 不同工况点叶轮损失构成

图4所示为90%叶片高度处马赫数分布。大流量下,叶片通道整个前中段都处于超音状态,通道内产生了复杂的斜激波与正激波,并在分流叶片中段诱发了附面层分离;而在小流量的近不稳定工况点则只在主叶片前缘存在一道激波,气体在进入叶片通道后便由超音转为亚音流动,说明大流量下叶轮内激波损失更大。

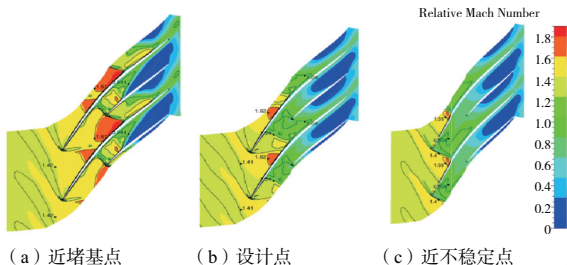


图4 不同工况下90%叶片高度处马赫数云图

由图5叶片表面极限流线可以看出,随着流量的减小,吸力面二次流汇聚位置前移,叶根气流相对主流更快地到达了叶尖位置,表明叶片吸力面表面的气流相对速度随着流量的减小而增大。同时,随着工况由堵塞点向着近失稳点移动,压力面叶根处从无到有地出现了由二次流引发的

回流,这种流动现象增大了二次流带来的损失。在图6中也可以看出,随着流量减小,轮毂面叶片前缘分离增强。而依据损失模型计算,随着流量减小,二次流损失大小呈现出先增大后减小的规律。因此,损失模型计算的叶轮二次流损失规律并不能很好地印证叶轮内的二次流流动特征。

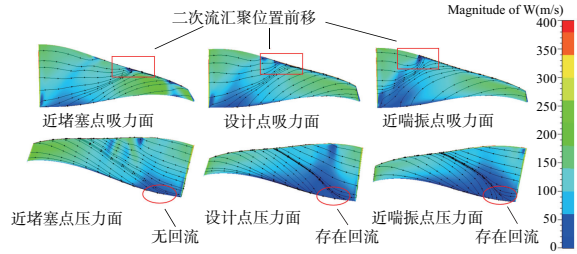


图5 不同工况下叶片表面极限流线

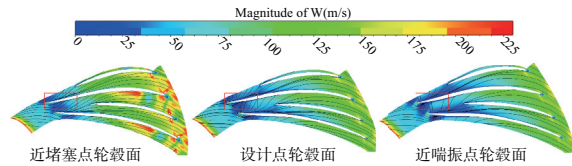


图6 不同工况下叶片轮毂面流线

在叶排出口处,低能流体向机匣处堆积,主要集中在主叶片的吸力面一侧,高能流体则在轮毂处汇聚,在主叶片和分流叶片之间形成了高速区。同时,在轮毂处,叶片正后方存在低速涡区。因此,叶排出口截面的相对气流速度存在相当大的周向梯度,高速流与低速流在出口段会进行激烈的掺混而产生混合损失。由图7来看,堵塞工况下的低能流范围更小,主流的相对速度更大。因此,流体在周向上的相对速度梯度也会更大,这必然会带来更为剧烈的掺混,而根据损失模型计算结果,小流量时的混合损失更大。由此来看,损失模型得到混合损失的变化规律与流场结果并不吻合。

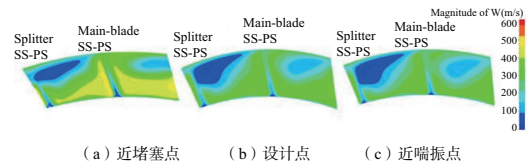


图7 不同工况下叶排出口相对气流速度

### 3 保形通道扩压器损失构成

本文的扩压器部分采用的是本课题组提出的新型扩压器结构——保形通道扩压器,相比常规的分段式扩压器,其径向段与轴向段采用了一体化的设计方法,能够较好地消除转弯段的流动分离。

整级计算下得到的数值计算结果和整级损失模型预测效率对比如图8所示。对比单叶轮而言,考虑扩压器后整级的数值计算结果与损失模型预测结果偏差增大,偏差在设计点时由0.96%增加到了1.21%;在近喘点时偏差由单叶轮下的1.68%增加到了2.34%;而在近堵点时,偏差

由原本的 8.14% 增加到了 10.69%。

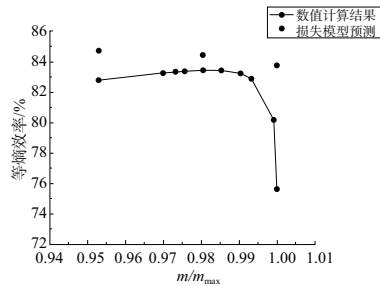


图 8 整级数值仿真与损失模型预测结果

通过表 2 中分离损失和摩擦损失在总压损失中的分布变化,可以看到随着工况从近堵塞点到近喘振点,流量逐渐减小,摩擦损失减小;设计点时,总压损失与分离损失最低。

表 2 扩压器内损失分布

工况点	摩擦损失	分离损失
近堵塞点	0.031	0.104
设计点	0.027	0.034
近喘振点	0.026	0.042

通过沿程截面的速度分布(图 9)可以看出,随着工作状态由近堵点向着设计点转变,整体流域的马赫数都有所降低,并且在 C2 截面处,压力面叶根原有的分离涡结构减弱了,低速分离区范围明显减小。而设计点与近喘点内流动结构相似,这与分离损失变化的情况吻合,说明设计点下流场内的二次流与分离涡是最弱的,偏离设计点时损失增加的部分大多来源于流动分离。

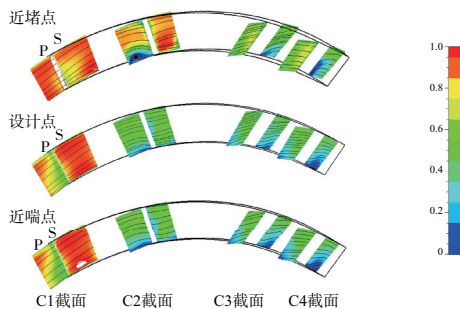


图 9 扩压器沿程截面速度分布

综上所述,本文所用扩压器损失评估方法预估的损失与在仿真流场中观察到的扩压器内流动结构的变化一致,对于新型的保形通道扩压器结构而言,其预测的效率在趋势上能与计算结果吻合。但该方法仅简单地将扩压器损失分为分离损失与摩擦损失,对流动结构的描述相对比较粗糙。

## 4 结语

本文基于离心叶轮损失模型以及流量修正后的扩压器损失模型,实现了某斜流压气机叶轮及保形通道扩压器的损失评估,结合三维流场数值模拟计算,研究了从近堵塞点到近不稳定工作点的变化过程中叶轮及扩压器内各种损失及其权重的变化,得出了以下结论。

1) 针对所研究的斜流压气机,本文所用损失模型组合预测的压气机转静子效率在趋势上与数值模拟结果能较好地吻合,两者定量的差异在设计点最小,近堵塞点最大。

2) 随着工况的改变,叶轮流动损失相对构成会发生变化。在设计点时叶片载荷损失和二次流损失占据损失的主要部分,但是在高流量的堵塞点时,激波损失占比最大。同时,其他损失的占比构成也与流量的变化有着规律性的关系。扩压器摩擦损失随流量减小而减小,在偏离设计点时分离损失增大,分离损失在堵塞点最大。

3) 损失模型计算的叶轮混合损失和二次流损失随工况的变化规律与数值模拟计算的相关流动特征变化未能相互印证。

### 参考文献:

- [1] 蔡旭, 黄生勤. 国外斜流压气机设计技术的发展[J]. 大众科技, 2012, 14(6): 162-164.
- [2] KAN X X, WANG S T, LUO L, et al. Investigation of the vortex dynamic mechanism of the flow losses on a transonic compressor stator[J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(1): 51-60.
- [3] 李相君, 楚武利, 张皓光. 高负荷轴流压气机叶栅二次流动与损失关联性探讨[J]. 推进技术, 2014, 35(7): 914-925.
- [4] HOWELL A R. Design of axial compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1945, 153(1): 452-462.
- [5] AINLEY D G, MATHIESON G C R. An examination of the flow and pressure losses in blade rows of axial-flow turbines[R]. London: Aeronautics Research Council Reports & Memoranda, 1951.
- [6] 杨策, 马朝臣, 老大中. 一种离心压气机性能仿真数学模型[J]. 航空动力学报, 2000, 15(4): 357-360.
- [7] 闫雪. 导叶调节对双级离心压缩机性能影响的研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2016.
- [8] 常金龙. 基于两区模型的离心压缩机气动性能预测[D]. 大连: 大连理工大学, 2018.
- [9] GRAVDAHL J T, WILLEMS F, DE JAGER B, et al. Modeling of surge in free-spool centrifugal compressors; experimental validation[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(5): 849-857.
- [10] DOUSTMOHAMMADI A A, HAJILOUYBENISI A, MOJADDAM M. Experimental and numerical investigation of losses in centrifugal compressor components[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2013; Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, USA; 2013.
- [11] DAILY J W, NECE R E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks[J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(1): 217-230.
- [12] OH H W, YOON E S, CHUNG M K. An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 1997, 211(4): 331-338.
- [13] AUNGIER R H. Mean streamline aerodynamic performance analysis of centrifugal compressors[J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(3): 360-366.
- [14] JANSEN W. A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradients are present [C]. Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery). London: Institution of Mechanical Engineers, 1967: 133-146.
- [15] Coppage J E, Dallenbach F, Eichenberger H P, et al. Study of super-sonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems [R]. WADC Report. Los Angeles, CA: AiResearch Mfg Div, Garrett Corp, 1956.
- [16] 蒋松廷. 高压比离心压气机设计方法研究[D]. 北京: 中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2016.

收稿日期: 2021-01-27