

部分处理机匣的性能预估模型

朱振坤^{1,2}, 袁巍^{1,2}, 李秋实^{1,2}, 李志平¹

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 利用进气畸变平行压气机理论划分分子压气机的思想,将部分处理机匣压气机沿周向分为处理机匣子压气机和实壁机匣子压气机,再由动量守恒和能量守恒求得部分处理机匣压气机出口参数,并依据失速点流量与处理区周向角度呈线性关系的实验结论提出部分处理机匣性能预估模型假设。模型预估与实验对比结果表明:预估特性与实验特性曲线在整体趋势上一致。跨声速条件下98%设计转速峰值效率预估偏差小于0.5%,综合裕度预估偏差小于0.6%。

关 键 词: 性能预估; 处理机匣; 建模; 平行压气机; 扩稳
中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Performance prediction model of partial casing treatment

ZHU Zhen-kun^{1,2}, YUAN Wei^{1,2}, LI Qiu-shi^{1,2}, LI Zhi-ping¹

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine
Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: Using the idea of inlet distortion parallel compressor theory dividing the compressor into some sub compressors, the partial casing treatment compressor was divided into casing treatment sub compressor and solid wall sub compressor. Then the outlet parameter of the partial casing treatment compressor was got according to the laws of momentum conservation and energy conservation, and the assumption of partial casing treatment performance prediction model was acquired based on the experimental conclusions of linear relationship between the mass flow of stall margin point and the casing treatment circumferential angle. Comparisons of the prediction results and the experimental results reveal that the curves of prediction characteristics and experimental characteristics are consistent in overall trend. Under supersonic condition at 98% design rotating speed, the peak efficiency prediction error is smaller than 0.5%, and the comprehensive margin prediction error is under 0.6%.

Key words: performance prediction; casing treatment; modeling; parallel compressor; expansion of stall margin

收稿日期: 2015-09-23

基金项目: 国家自然科学基金(51176005)

作者简介: 朱振坤(1990—),男,硕士,主要从事叶轮机机械气动热力学研究。

通讯作者: 袁巍(1974—),男,副教授,博士,主要从事叶轮机机械气动力学等方面研究。

引用格式: 朱振坤,袁巍,李秋实,等. 部分处理机匣的性能预估模型[J]. 航空动力学报,2017,32(5):1207-1215. ZHU Zhenkun, YUAN Wei, LI Qiushi, et al. Performance prediction model of partial casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 2017,32(5):1207-1215.

处理机匣技术是风扇/压气机扩稳的重要手段之一,是由 Koch 等人^[1-5]在一次实验中偶然发现的。由于它结构简单,且有较好的扩稳能力,因此吸引国内外研究者们对其做了大量研究。Fabri 和 Reboux^[6]研究发现,随着叶尖马赫数的提高,处理机匣可使失速裕度提高 20%~40%,同时近失速点的压比也有相应提高。Takata 和 Tsukuda^[7]对比了多种处理槽结构对压气机扩稳效果的影响,发现轴向开/闭式斜槽的扩稳效果最好,轴向直槽次之,叶片弦向槽和周向槽几乎没有扩稳作用,而沿径向反向倾斜的轴向反斜槽则使失速裕度降低,同时还发现轴向斜槽倾斜方向与转子转动方向相同时具有最大的扩稳能力,沿径向时效果次之,与转子转动方向相反时效果最差。北京航空航天大学陈懋章对某型号发动机的风扇处理机匣进行了改进设计,并取得了很好的扩稳效果,随后张辉等人对此处理机匣结构在低速压气机上进行了进一步的实验研究^[8]。孙晓峰则将处理机匣视为一个柔性壁面,并建立了考虑了处理机匣作用的三维稳定性模型^[9]。上海交通大学的杜朝辉等人以及西北工业大学的卢新根、杜辉等人则对周向槽、轴向槽和凹槽导流片式等多种处理机匣进行了实验研究,分析了处理机匣结构参数对扩稳作用和效率的影响^[10-11]。李玲等人^[12]考虑处理槽喷流方向和流动损失对处理机匣扩稳作用的影响,设计了一种新型圆弧斜槽处理机匣结构,实验结果表明^[13]这种处理槽在扩稳的同时对压气机气动效率影响最小,是一种较为理想的处理机匣结构形式。

文献^[14]统计了各类处理机匣的扩稳效果与峰值效率的关系,如图 1 所示。Greitzer 等人^[15]在总结已有各种处理机匣技术后同样认为:所有处理机匣扩稳总是以损失气动效率为代价,而且扩稳能力越强,气动效率损失越大。为了进一步减小处理机匣造成的损失,文献^[16]研究发现非对称处理槽方案(即部分处理机匣)可以在提高稳定裕度的同时一定程度上减小处理槽对压气机气动效率的影响。而为了设计出满足性能要求的部分处理机匣就需要对不同布局的部分处理机匣进行整周的风扇/压气机数值计算,但这会使得计算量很大,且需要消耗大量时间,特别是多级风扇/压气机部分处理机匣全周数值计算更为困难,消耗的计算资源和时间代价难以承受。为了能够快速估算部分处理机匣的特性,本文提出部分处理机匣性能预估模型,即利用实壁机匣和全周处理机匣

特性线估算任意角度的部分处理机匣的特性。这样就可以在部分处理机匣实验之前预估出所设计的部分处理机匣特性。部分处理机匣预估模型是在经典平行压气机模型思想上发展而来的,经典平行压气机模型根据进口畸变区与非畸变区将畸变压气机划分为两个子压气机,并由首先失速的子压气机判定畸变压气机的失速点。由于部分处理机匣的特点上面这些原则已不再适用。本文根据部分处理机匣的特点,根据处理区和非处理区划分子压气机,并由处理区和部分处理机匣压气机失速点流量的线性关系判定部分处理机匣压气机的失速点,在此基础上建立了部分处理机匣性能预估模型,并通过实验值对该模型进行验证。

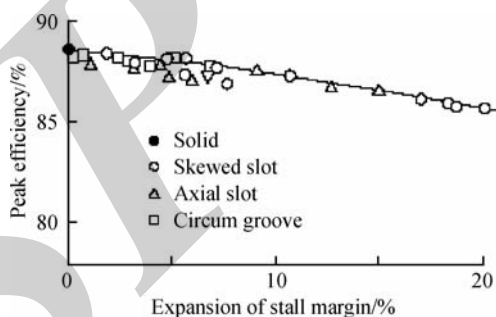


图 1 峰值效率与处理机匣扩稳效果之间的关系^[14]

Fig. 1 Relationship between compressor's peak efficiency and expansion of stall margin of casing treatment^[14]

1 部分处理机匣预估模型

部分处理机匣预估模型的假设是在经典平行压气机模型假设^[17]的基础上发展而来的。Pearson 和 McKenzie^[17]在 20 世纪 50 年代末期首先提出了平行压气机模型。其基本思想是将压气机进口周向畸变划分为畸变区与非畸变区(如图 2 所示),并假定畸变区和非畸变区是在各自进口条件下独立工作,则进气畸变压气机就简化为两个独立的均匀进气子压气机。通过计算可以得到子压气机特性参数,然后在压气机出口处由能量守恒和动量守恒就得到畸变压气机出口参数,再结合进口条件就可以得到畸变条件下的压气机特性。平行压气机模型的假设如下:

- 1) 各子压气机的进气条件各不相同且相互独立,忽略动量、质量和能量的交换。
- 2) 各子压气机并行工作且出口静压相同。
- 3) 各子压气机都按均匀进气条件下的压气机特性线工作。
- 4) 当子压气机的流量点到达均匀进气条件

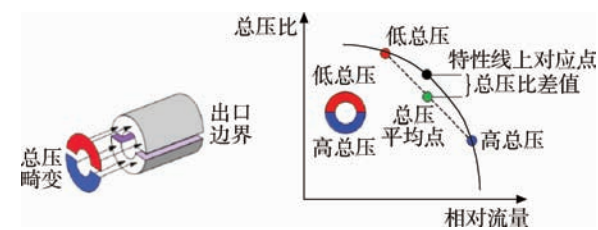


图 2 平行压气机理论所对应的风扇特性曲线变化

Fig. 2 Corresponding characteristic curve of parallel compressor theory

下压气机的不稳定边界流量时,认为整台压气机达到失稳点。

借鉴平行压气机基本思想,可以将部分处理机匣划分为处理机匣和实壁机匣两个子区(如图 3 所示)。对比部分处理机匣与进口畸变压气机的不同可以发现,部分处理机匣压气机进口参数相同,而内部流动环境不同(这是由处理机匣部分和实壁机匣部分的机匣端壁不同所造成),因此,可以将平行压气机第 1 条假设修改为:“各子压气机的进口条件相同而内部流动环境不同,并且忽略各子压气机之间的动量、质量和能量交换”;因为出口条件相同,所以出口静压相等的假设对于部分处理机匣压气机同样适用,即满足平行压气机第 2 条假设;第 3 条假设用于部分处理机匣的情况则可以改为:“各子压气机均按照全周情况下压气机的特征线工作,即处理机匣子压气机按全周处理机匣压气机特性线工作,实壁机匣子压气机按全周实壁机匣压气机特性线工作”;第 4 条假设为失速流量判据。文献[16]对亚声速压气机设计转速下各种角度的部分处理机匣的实验数据总结出:“部分处理机匣失速点流量与处理槽部分所占周向角度呈线性关系(如图 4(a)所示)”。图 4(b)所示为文献[18]中跨声速压气机不同设计转速下失速点流量与处理区周向角度的关系(图中 n_0 为设计转速)。可以看到,在跨声速压气机中不同设计转速下失速点流量与处理区周向角度也成线性关系。因此可以认为在跨声速和亚声速压气机中处理机匣的处理区周向角度和其失速点流量都成线性关系。据此,可以将部分处理机匣第 4 条假设改为“部分处理机匣压气机的失速流量由部分处理机匣失速点流量和处理区周向角度的线性关系确定”。

因此,部分处理机匣性能预估模型假设如下:

1) 各子压气机的进口条件相同,均为均匀进气而内部流动环境不同,并且忽略各子压气机之间的动量、质量和能量交换。

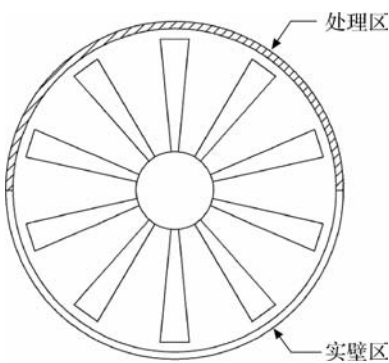


图 3 部分处理机匣示意图

Fig. 3 Sketch of partial casing treatment

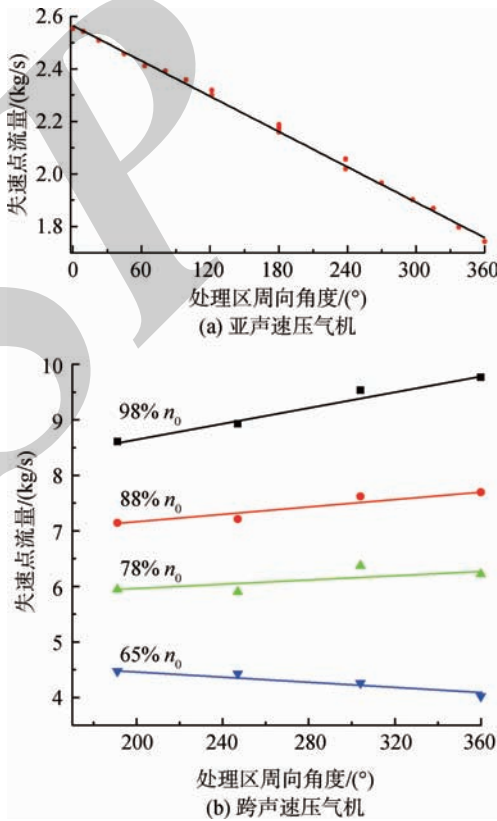


图 4 失速点流量和处理区周向角度的关系

Fig. 4 Relationship between the mass flow of stall margin point and the casing treatment circumferential angle

- 2) 各子压气机并行工作且出口静压相等。
- 3) 各子压气机都按全周情况下的压气机特性线工作。
- 4) 部分处理机匣压气机失速流量由失速点流量和处理区周向角度的线性关系确定。

基于以上假设,可分别计算子压气机参数再由动量守恒和能量守恒求得部分处理机匣压气机出口参数,之后再结合进口条件即可得到部分处理机匣的特性。

2 模型计算过程

部分处理机匣性能预估模型计算所用的全周处理机匣特性线和实壁机匣特性数据来源于文献[16,19]的实验数据. 两篇文献分别阐述了部分处理机匣压气机在低速实验台和跨声速实验台的相关实验. 部分处理机匣预估模型的计算过程如下:

1) 计算子压气机参数

设 $\dot{m}_{11}, p_{11}^*, T_{11}^*$ 分别为子压气机 1 的进口流量、总压、总温; $\dot{m}_{21}, p_{21}^*, T_{21}^*$ 为子压气机 2 的进口流量、总压、总温; $\dot{m}_{12}, p_{12}^*, T_{12}^*$ 分别为子压气机 1 的出口流量、总压、总温; $\dot{m}_{22}, p_{22}^*, T_{22}^*$ 为子压气机 2 的出口流量、总压、总温. 两子压气机截面所占比例分别为 f_1 和 f_2 . 因为部分处理机匣进口参数相等且已知(假设 1), 则 $p_{11}^*, T_{11}^*, p_{21}^*, T_{21}^*$ 由进口条件可以得知. 根据部分处理机匣压气机模型假设 2 压气机出口静压相等, 设为 p , 则有

$$p_{12} = p_{22} = p \tag{1}$$

式中 p_{12}, p_{22} 分别为子压气机 1, 2 的出口静压. 而静压 p 与总压 p^* 之间有如下关系:

$$\frac{p}{p^*} = \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{2}$$

由假设 3, 两子压气机独立工作且特性线已知, 则可从特性线上读取效率 η 和压比 π 代入效率公式(3)和压比公式(4)

$$T_{\text{out}}^* = T_{\text{in}}^* \left[\frac{1}{\eta} (\pi^{k-1/k} - 1) + 1 \right] \tag{3}$$

$$p_{\text{out}}^* = \pi p_{\text{in}}^* \tag{4}$$

再由气动函数

$$q(\lambda) = \frac{\dot{m} \sqrt{T^*}}{KA p^*} \tag{5}$$

联立求解式(1)~式(5)就可得到静压为 p 的两个子压气机在各自特性线上的工作点, 以及子压气机的出口参数 $p_{12}^*, T_{12}^*, p_{22}^*, T_{22}^*$. 式(3)中 $T_{\text{in}}^*, T_{\text{out}}^*$ 分别为压气机进口总温和出口总温. 式

(4)中 $p_{\text{in}}^*, p_{\text{out}}^*$ 分别为压气机进口总压和出口总压. 其中 $k=1.4, K=287.06 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}), \lambda$ 为速度因子, A 为横截面面积. 再根据流量守恒

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = f_1 \dot{m}_1 \tag{6}$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22} = f_2 \dot{m}_2 \tag{7}$$

便得到子压气机 1 和 2 的特性参数.

2) 求部分处理机匣压气机的参数

设部分处理机匣压气机进口流量、总压、总温和出口流量、总压、总温分别为 $\dot{m}_1, p_1^*, T_1^*, \dot{m}_2, p_2^*, T_2^*$, 根据压气机出口的流量守恒、动量守恒和能量守恒

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{22} \tag{8}$$

$$\dot{m}_2 V_2 = \dot{m}_{12} V_{12} + \dot{m}_{22} V_{22} \tag{9}$$

$$\dot{m}_2 H_2(T_2^*) = \dot{m}_{12} H_{12}(T_{12}^*) + \dot{m}_{22} H_{22}(T_{22}^*) \tag{10}$$

再结合式(3)~式(5)可以得到部分处理机匣压气机的流量 $\dot{m}$, 效率 η 和压比 π . 式(8)~式(10)中 V 为速度, H 为焓. 改变出口静压, 重复上面的过程就可以得到部分处理机匣压气机特性线上的其他点.

3) 失速点判断

设子压气机 1 和 2 的失速点流量分别为 $\dot{m}_{\text{ns}1}$ 和 $\dot{m}_{\text{ns}2}$, 则部分处理机匣压气机失速点流量为 $\dot{m}_{\text{ns}} = f_1 \dot{m}_{\text{ns}1} + f_2 \dot{m}_{\text{ns}2}$.

3 模型的验证

3.1 实验台简介

低速实验台为一台低速单级轴流压气机, 由进口导叶、转子叶排和静子叶排组成. 该压气机在设计点的时均气动性能参数如下: 流量 $\dot{m} = 2.9 \text{ kg/s}$, 总压升 $\Delta p^* = 1600 \text{ Pa}$, 效率 $\eta = 86.5\%$, 其余主要设计参数见表 1 所示^[16]. 跨声速实验台为一台单转子跨声速轴流压气机, 该压气机转子的设计参数如表 2 所示^[19].

表 1 低速实验台设计参数^[16]

Table 1 Design parameters of low speed compressor experimental rig^[16]

转子叶片数	静子叶片数	轮毂比	外径/mm	设计转速/(r/min)	叶尖切向速度/(m/s)	转子叶尖间隙/mm
19	13	0.75	450	3000	70.7	0.5

表 2 跨声速实验台设计参数^[19]

Table 2 Design parameters of transonic compressor experimental rig^[19]

叶片数	轮毂比	弦长/mm	展弦比	叶尖间隙/mm	设计转速/(r/min)	叶尖切向速度/(m/s)
17	0.565	80.5	0.956	0.9	22000	409.85

3.2 跨声速实验台数据验证

图 5(a)、图 5(b)分别为文献[19]中跨声速实验台 98%和 88%两种设计转速下实验特性和预估特性.从 98%设计转速和 88%设计转速的特性线定性分析可以看出,部分处理机匣预估特性线的走势与实验结果基本相同,而在 88%设计转速下近失速点附近偏差较大,但可以看出预估值均位于实壁机匣特性线和全周处理机匣特性线之间,符合实验经验结果.另外,对于峰值点和近失速点,预估模型在两种设计转速下都可以实现较为准确的预测,只有在 88%设计转速下近失速点效率预估有一定偏差.为了定量考察部分处理机

匣预估模型的准确性与偏差原因,本文从部分处理机匣的扩稳目的出发,选取了压气机扩稳中主要关注的几个特性参数(即峰值点参数、近失速点参数和裕度)进行对比验证.

3.2.1 峰值点预估结果验证

为了验证部分处理机匣预估模型的性能,首先对预估特性和实验特性峰值点参数进行对比验证,如表 3 所示.可以看到,两个设计转速下峰值点预估流量和实验流量基本相等;另外,从效率和压比的对比中可以看出预估值偏差小于 0.5%,可见,在峰值点附近预估模型可以达到较好的预估效果,同时也证明了预估模型在峰值点的正确性.

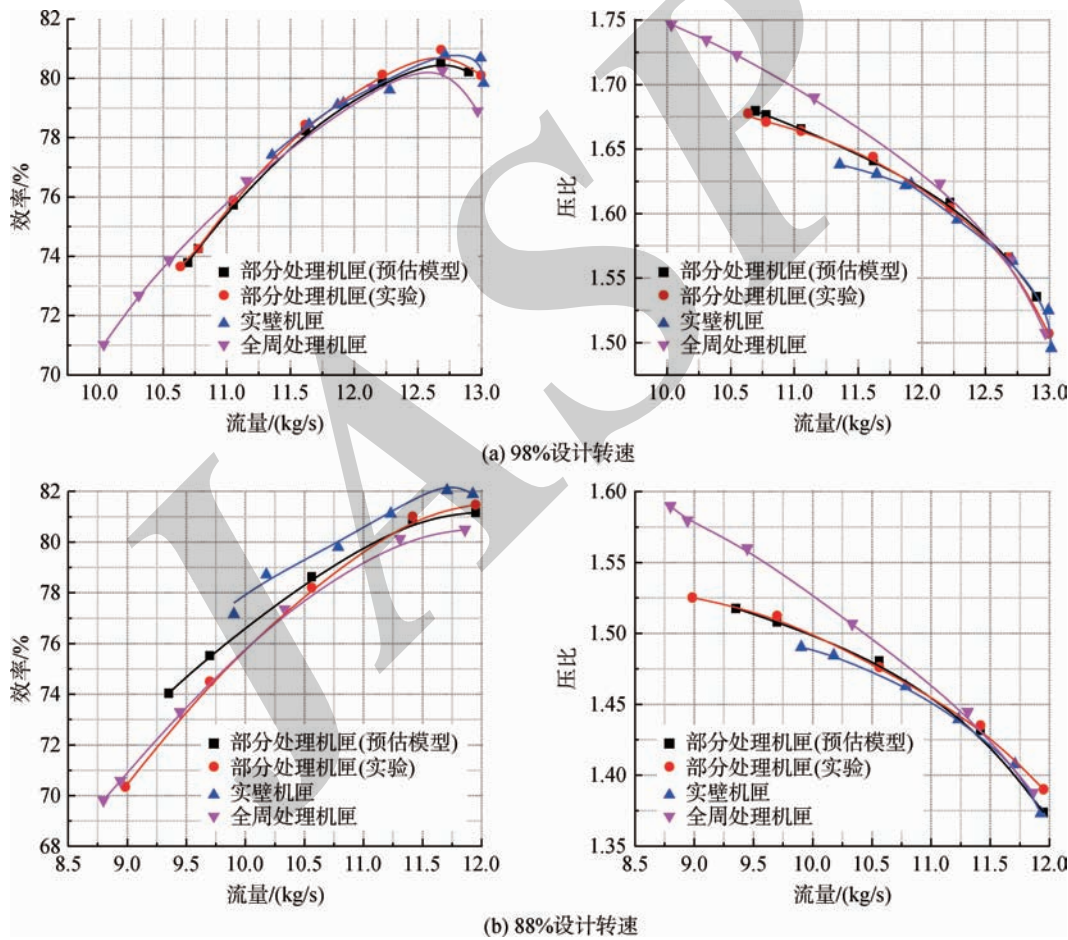


图 5 跨声速实验台两种设计转速下实验值和预估值对比

Fig. 5 Comparison between experimental and prediction values of transonic compressor experimental rig under two kinds of design rotating speeds

表 3 跨声速实验台的预估特性和实验特性峰值点主要特性参数

Table 3 Main characteristic parameters of transonic compressor expermental rig of prediction and experimental characteristics at peak efficiency point

转速	流量/(kg/s)		效率/%		压比	
	实验	预估	实验	预估	实验	预估
98%设计转速	12.6810	12.6800	80.96	80.52	1.5657	1.5660
88%设计转速	11.9492	11.9492	81.47	81.17	1.3900	1.3737

3.2.2 近失速点预估结果验证

表 4 为近失速点 98%设计转速下的实验流量和预估流量. 结合图 5(b)观察表 4 中的预估值发现, 88%设计转速下近失速点预估流量略大于实验流量, 预估效率比实验效率偏大 3.69%, 预估压比和实验压比相比误差相对较小. 观察图 5(b)的特性可以发现, 预估的失速点位于实壁机匣和全周处理机匣之间, 这与部分处理机匣性能的实验经验值更接近. 分析认为中低转速误差存在的原因主要是预估模型假设中忽略了子压气机之间的质量交换、动量交换和能量交换, 而压气机近失速工况下子压气机之间质量交换、动量交换和能量交换可能较强, 因而对预估模型精度的影响较大. 观察表 4 还可以发现, 高转速时预估效果较中低转速时好.

3.2.3 部分处理机匣裕度的预估结果验证

裕度是衡量压气机稳定工作范围的一个参数, 其定义式为

$$\phi = \left(\frac{\pi_{ns}^*/\dot{m}_{ns}}{\pi_{pe}^*/\dot{m}_{pe}} - 1 \right) \times 100\% \tag{11}$$

式中 π_{ns}^* 为近失速点的压比, $\dot{m}_{ns}$ 为近失速点的流量, π_{pe}^* 为峰值效率点的压比, $\dot{m}_{pe}$ 为峰值效率点的流量, 这样定义的裕度称为综合裕度. 为了充分衡量部分处理机匣预估模型的准确性, 可定义流量裕度和压比裕度用来观察预估特性的准确性. 流量裕度和压比裕度的定义式分别如下面式(12)、式(13)所示:

$$\phi_m = \left(\frac{\dot{m}_{pe}}{\dot{m}_{ns}} - 1 \right) \times 100\% \tag{12}$$

$$\phi_p = \left(\frac{\pi_{ns}}{\pi_{pe}} - 1 \right) \times 100\% \tag{13}$$

表 4 跨声速实验台的预估特性和实验特性近失速点主要特性参数

Table 4 Main characteristic parameters of transonic compressor experimental rig of prediction and experimental characteristic at near stall point

转速	流量/(kg/s)		效率/%		压比	
	实验	预估	实验	预估	实验	预估
98%设计转速	10.64	10.69	73.66	73.79	1.678	1.679
88%设计转速	8.98	9.35	70.35	74.04	1.525	1.518

表 5 跨声速实验台的预估裕度和实验裕度

Table 5 Prediction margin and experimental margin of transonic compressor experimental rig

转速	流量裕度/%		综合裕度/%		压比裕度/%	
	实验	预估	实验	预估	实验	预估
98%设计转速	19.18	18.62	27.76	27.17	7.17	7.22
88%设计转速	33.06	27.80	45.97	41.18	9.71	10.50

表 5 分别列出了 98%设计转速和 88%设计转速下两种转速下实验裕度和预估裕度对比. 可以发现, 98%设计转速下, 流量裕度、综合裕度和压比裕度的预估值与实验值相差不大, 综合裕度的预估值偏差不大于 0.59%; 88%设计转速流量裕度和综合裕度的预估值较实验值偏小, 压比裕度的预估值则偏大. 因为综合裕度的定义式中包含了流量和压比, 它们的变化也会反映在综合裕度的变化上, 从图 5(b)的对比中可以看到 88%设计转速时近失速点预估效率偏大, 预估流量偏小, 这也就造成 88%设计转速下流量裕度和压比裕度产生较大的偏差.

通过以上 3 组比较可以发现, 在相同处理区周向角度的情况下, 高转速时峰值点、近失速点参数和裕度都能较好地与实验值相吻合; 中低转速下峰值点参数预估结果良好, 近失速点预估流量和压比与实验值偏差很小, 而预估效率与实验效率略有偏差, 但预估结果处在可接受范围内. 同时以上结果也证明了跨声速情况下部分处理机匣性能预估模型的准确性, 说明预估模型可以用于跨声压气机部分处理机匣的特性预估.

3.3 低速实验台数据验证

图 6 所示为文献[16]中所选取的处理区周向角度分别为 180°和 240°的部分处理机匣压气机特性. 定性观察可以发现, 预估特性位于实壁机匣特性和全周处理机匣特性之间, 预估峰值点流量和近失速点流量与实验值相差不多; 处理区周向角度为 180°的情况下, 在流量小于 2.65 kg/s 以后, 预估效率特性线比实验效率特性线偏高, 预估压比特性线比实验压比特性线偏低; 处理区周向

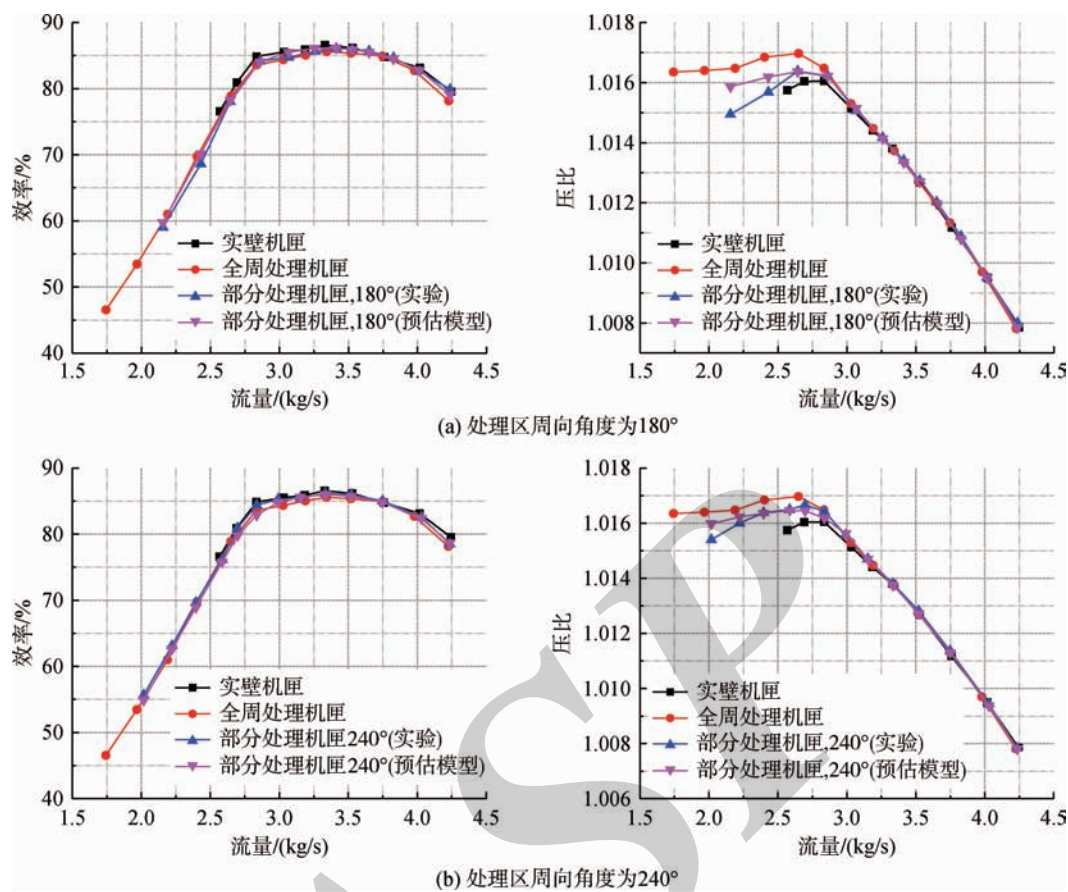


图 6 低速实验台两种不同处理区周向角度下实验值和预估值对比

Fig. 6 Comparison between experimental and prediction values of low speed compressor experimental rig under two casing treatment circumferential angles

角度为 240°情况下同样发现类似情况,即流量小于 2.3 kg/s 后预估效率特性偏高,预估压比特性偏低。为了更详细地评估预估结果的准确性,下面同样从峰值点参数、近失速点参数和裕度 3 个角度分析。

3.3.1 峰值点预估结果验证

表 6 为预估特性和实验特性的峰值点主要特性参数,通过对比可以发现,对于 180°和 240°两种处理区周向角度的部分处理机匣,预估模型在峰值流量的预估上都比较准确;从效率预估结果看,两种处理区周向角度下预估值和实验值相差很小,不到 0.2%,其中处理区周向角度为 180°的峰值效率预估偏差约为 0.12%;从压比预估看,

这两种角度的处理槽预估偏差同样也很小,最大偏差不大于 0.000 70。可见,预估模型对于低速压气机设计转速下峰值点的特性参数预测具有较高的准确性。

3.3.2 近失速点预估结果验证

表 7 为 180°和 240°处理区周向角度的部分处理机匣压气机近失速点特性参数。从流量预估上看,这两种角度的部分处理机匣近失速点预估流量和实验流量最大偏差不大于 0.001;180°处理区周向角度和 240°处理区周向角度时的预估效率和实验效率相差同样不多,最大偏差小于 0.8%;从压比一列看,预估值和实验值偏差同样也不大,可以满足预估精度要求。

表 6 低速实验台的预估特性和实验特性峰值点主要特性参数

Table 6 Main characteristic parameters of low speed compressor experimental rig of prediction and experimental characteristics at peak efficiency point

处理区周向 角度/(°)	流量/(kg/s)		效率/%		压比	
	实验	预估	实验	预估	实验	预估
180	3.41120	3.41120	86.042	86.164	1.01341	1.01334
240	3.33433	3.33433	86.162	86.001	1.01380	1.01375

3.3.3 部分处理机匣裕度的预估结果验证

表 8 为 180°和 240°处理区周向角度的部分处理机匣压气机预估裕度和实验裕度. 从流量裕度列看,180°处理区周向角度和 240°处理区周向角度预估结果与实验值相差都不大,最大值小于 0.05%;从综合裕度列看,180°处理区周向角度和 240°处理区周向角度预估值和实验值同样也相差都不大,最大偏差在 0.1%附近;从压比裕度列看,两种处理区周向角度下压气机的预估值与实验值的最大偏差不大于 0.1%. 因为预估峰值点和近失速点的流量偏差较小,而压比和效率稍微有点偏差,但不是很大,所以裕度的预估上偏差不是很

大. 综合对比 180°和 240°处理区周向角度情况下的预估效果可以发现,可以发现 180°处理区周向角度时预估效果要稍微好点. 其原因主要是两种处理区周向角度的面积不同,造成机匣结构上的差异,而在这种差异下子压气机之间的动量、质量和能量交换不同,也就对假设中忽略这 3 种交换造成的影响不同,最终造成预估上精度的差异. 同时在实际情况下,子压气机之间的动量、质量和能量交换是不可避免的,因此对于这 3 种交换的忽略而在模型中并未采取其他修正本来就会引起一定的误差,误差的大小也会随这种交换的强弱而变化.

表 7 低速实验台的预估特性和实验特性近失速点主要特性参数

Table 7 Main characteristic parameters of low speed compressor experimental rig of prediction and experimental characteristics at near stall point

处理区周向 角度/(°)	流量/(kg/s)		效率/%		压比	
	实验	预估	实验	预估	实验	预估
180	2.15526	2.15600	59.027	59.703	1.01494	1.01587
240	2.01761	2.01812	55.661	54.904	1.01540	1.01598

表 8 低速实验台的预估裕度和实验裕度

Table 8 Prediction margin and experimental margin of low speed compressor experimental rig

处理区周向 角度/(°)	流量裕度/%		综合裕度/%		压比裕度/%	
	实验	预估	实验	预估	实验	预估
180	58.27	58.22	58.512	58.614	0.15	0.25
240	65.26	65.22	65.522	65.583	0.16	0.22

上述结果表明,对于处理区周向角度不同的部分处理机匣同样也可以取得良好的预估结果,同时也说明了预估模型在低速实验台上也有较好的准确性. 经过以上对比还发现,预估精度还受处理区周向角度的影响,处理区周向角度不同时预估的效果也不同. 究其原因,主要是模型中忽略子压气机之间掺混造成的,预估效果和实际情况下掺混强度有关,子压气机掺混越严重,预估效果越差.

4 结 论

1) 本文提出了一种部分处理机匣性能预估模型,利用动量守恒和能量守恒求得部分处理机匣压气机出口参数,并依据失速点流量与处理槽部分所占周向角度呈线性关系的实验结论可以在已知实壁机匣和全周处理机匣特性的情况下快速预估部分处理机匣的性能和失速边界.

2) 对于跨声速压气机和低速压气机,部分处理机匣预估模型都能给出较好的预估结果. 跨声速压气机 98%设计转速峰值效率预估偏差小于

0.5%,综合裕度预估偏差不大于 0.59%. 低速压气机处理区周向角度为 180°时峰值效率预估偏差约为 0.12%,综合裕度预估偏差不大于 0.1%.

3) 对于在不同转速下以及不同处理区周向角度处理机匣,部分处理机匣预估模型同样能给出预估结果. 但部分处理机匣预估模型的预估效果和实际情况有关,即子压气机之间动量、质量和能量交换小时预估结果较好,反之预估效果则变差.

参考文献:

[1] Koch C C,Smith L H,Jr. Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of a single stage axial flow compressor;Part II performance of plain casing insert configuration with undistorted inlet flow and boundary layer trip [R]. NASA CR-54588,1968.

[2] Koch C C,Smith L H,Jr. Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of a single stage axial flow compressor;Part III performance of blowing insert configuration No. 1[R]. NASA CR-54589,1968.

[3] Koch C C,Smith L H,Jr. Experimental evaluation of outer

- case blowing or bleeding of a single stage axial flow compressor; Part IV performance of plain bleeding insert configuration No. 3[R]. NASA CR-54590, 1968.
- [4] Koch C C, Smith L H, Jr. Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of a single stage axial flow compressor; Part V performance of plain casing insert configuration with distorted inlet flow[R]. NASA CR-54591, 1969.
- [5] Koch C C, Smith L H, Jr. Experimental evaluation of outer case blowing or bleeding of a single stage axial flow compressor; Part VI final report[R]. NASA CR-54592, 1970.
- [6] Fabri J, Reboux J. Effect of outer casing treatment and tip clearance on stall margin of a supersonic rotating cascade [R]. ASME Paper 75-GT-95, 1975.
- [7] Takata H, Tsukuda Y. Stall margin improvement by casing treatment; its mechanism and effectiveness [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1977, 99(1): 121-133.
- [8] 张辉, 蒋浩康, 刘火星. 从转子出口尖区流场的改善看一种处理机匣的扩稳机理[C]//中国工程热物理学会热机气动热力学第十届年会论文集. 山东 青岛: 中国工程热物理协会, 2001: 58-60.
- [9] SUN Xiaofeng. On the relation between the inception of rotating stall and casing treatment[R]. AIAA 96-2579, 1996.
- [10] 卢新根, 楚武利, 朱俊强, 等. 轴流压气机机匣处理研究进展及评述[J]. 力学进展, 2006, 36(2): 222-232.
LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. A review of studies on casing treatment of axial-flow compressor[J]. Advances in Mechanics, 2006, 36(2): 222-232. (in Chinese)
- [11] 杜辉, 朱俊强, 楚武利, 等. “凹槽导流片式”机匣处理的结构尺寸优化研究[J]. 推进技术, 1998, 19(1): 70-74.
DU Hui, ZHU Junqiang, CHU Wuli, et al. Optimization of structural parameters of recess vanned casing treatment [J]. Journal of Propulsion Technology, 1998, 19(1): 70-74. (in Chinese)
- [12] 李玲, 于清, 陆亚钧. 处理机匣在单级跨声速风扇上的实验研究[J]. 推进技术, 2000, 21(3): 49-52.
LI Ling, YU Qing, LU Yajun. Experimental research of casing treatment on single stage transonic fan[J]. Journal of Propulsion Technology, 2000, 21(3): 49-52. (in Chinese)
- [13] 袁巍. 处理机匣的几何结构对压气机特性的影响研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2003.
YUAN Wei. The research on the influence of casing treatment geometry on compressor characteristic[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003. (in Chinese)
- [14] Fujita H, Takata H. A study of configuration of casing treatment for axial flow compressors[J]. Applied Physics Letters, 1984, 27(230): 1675-1681.
- [15] Greitzer E M, Nikkanen J P, Haddad D E, et al. A fundamental criterion for the application of rotor casing treatment[J]. Journal of Fluids Engineering, 1979, 101(4): 237-243.
- [16] 刘建勇. 压气机非定常旋涡流场的非对称耦合控制技术探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.
LIU Jianyong. Exploration on non-axisymmetric cooperating control technology for unsteady vortex flow in compressors[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [17] Person H, Mckenzie A B. Wakes in axial compressors[J]. Journal of the Royal Aeronautical Society, 1959, 63(583): 415-416.
- [18] 脱伟. 处理机匣对跨声速压气机全叶展流场影响的机理探索[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2009.
TUO Wei. Investigation of the influence of casing treatment on whole span flow field transonic compressor[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2009. (in Chinese)
- [19] 李茂义. 跨声速压气机进气畸变及其机匣处理扩稳的机理研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2014.
LI Maoyi. Mechanism investigation about inlet flow distortion and its extending stability by casing treatment on a transonic compressor[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)