

文章编号:1000-8055(2012)06-1278-10

一种槽道式处理机匣的准定常流动模型Ⅱ: 跨声转子处理机匣的优化设计

樊琳, 宁方飞, 刘火星

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 对带气室的槽道式处理机匣的结构进行了参数化, 然后采用所发展的处理机匣流动模型对槽道式处理机匣进行了数值模拟分析, 获得了槽道式处理机匣各主要结构参数对处理机匣扩稳作用和转子效率的影响。基于原基准处理机匣, 并选取各个结构参数经分析得到的最优值设计了一个优化的处理机匣。实验结果表明: 优化的处理机匣设计在 60%、80%、98% 设计转速下都在原基准处理机匣的基础上进一步提高了转子的失速裕度, 并且带有优化处理机匣的转子峰值效率比基准处理机匣、甚至实壁机匣的情形都有所提高。另外, 为考察处理机匣槽道数的影响, 对一个在优化处理机匣的基础上缩减槽道数而得到的处理机匣设计也进行了实验研究。

关 键 词: 航空发动机; 轴流压气机; 处理机匣; 结构参数; 优化设计

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Quasi-steady flow model of slot-type casing treatments Ⅱ: design optimization of casing treatment for a transonic rotor

FAN Lin, NING Fang-fei, LIU huo-xing

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A geometrical parameterization method for the slot-type casing treatment was presented. The relation between a set of key geometrical parameters and the casing treatment performance was obtained based on the numerical simulations of the slot-type casing treatments using the developed quasi-steady casing treatment flow model. Then, an optimized casing treatment was obtained based on the previously designed baseline casing treatment and by the selection of the optimal geometrical parameters. The subsequent experiment shows that the optimized casing treatment can further improve the stall margin over that using the baseline casing treatment. Moreover, the rotor peak efficiency using the optimized casing treatment is also improved the speeds of at 60%, 80% and 98% as compared to that of the baseline casing treatment case and even the solid built. Additionally, to investigate the effect of the number of slots, the experimental study of a casing treatment which was the same as the optimized one but with different slot number was also performed.

Key words: aero-engine; axial compressor; casing treatment;
geometrical parameters; design optimization

收稿日期: 2012-02-16

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120704.1152.201206.1278_012.html

基金项目: 国家自然科学基金(50506001)

作者简介: 樊琳(1982—), 男, 湖南益阳人, 博士生, 专业方向为流体机械及工程

新一代高性能航空发动机的技术要求需要压气机有更高的级压比以及更大的失速裕度。然而随着压气机气动负荷的提高,仅依靠先进的气动设计方法已越来越难保证压气机有足够的失速裕度。这使得辅助扩稳措施在高负荷压气机中有了更大的应用需求和空间。在各种扩稳技术中,作为一种被动控制技术,处理机匣技术不仅结构简单,而且扩稳作用显著,得到了广泛的应用,近年来的相关研究也显著增加。

早期的实验研究^[1-3]表明在各种类型的处理机匣中,带气室的轴向斜槽型处理机匣有最好的扩稳效果。处理机匣在扩稳的同时会带来相应的压气机效率损失,扩稳效果越好则带来的效率损失也越大^[1]。Azimian 等人^[4]设计了一种带导流片的凹槽式处理机匣,在不带来效率损失的情况下显著地增大了压气机的失速裕度。尽管这种处理机匣由于结构尺寸过大,不能应用于航空发动机中,但他们的实验说明了通过改变处理机匣与转子的位置关系和控制处理机匣内部的气流流动可以在显著扩稳的同时不带来效率损失。但是,受限于实验条件和实验测试手段,通过实验的方法设计可应用于航空发动机的处理机匣不仅代价巨大,周期也过长。

随着计算流体力学(CFD)和计算机技术的发展,人们得以采用数值计算的方法对处理机匣进行研究和设计。Crook 等人^[5]将处理机匣与叶片通道的交界面进行周向平均,用定常 CFD 方法模拟了低速压气机的轴向斜槽式的处理轮毂对失速的抑制作用和详细流场。Hall 等^[6]以及随后的 Wilke 和 Kau^[7]在对高速压气机的轴向斜槽的数值模拟中发现,对于这种离散槽道类型的处理机匣,周向的非定常流动对处理机匣的扩稳作用是不可忽略的,只能采用时间精确的非定常方法进行模拟。接着, Wilke 等人^[8]对不同结构参数的轴向斜槽处理机匣进行非定常计算,并对一个跨声压气机设计了一个高效的处理机匣。他们的计算表明处理机匣相对转子叶片的轴向位置对处理机匣的扩稳作用和效率有着显著的影响:处理机匣相对于转子叶尖的轴向位置越靠上游,则处理机匣的扩稳效果越不明显,但同时效率的负面作用也越小。然而,由于非定常计算需要的计算资源很大,这使得通过非定常计算来进行处理机匣设计同样也是难以承受的。

在本文姊妹篇的第一部分文章中,针对槽道式处理机匣提出了一种准定常处理机匣流动模

型,显著地减小了处理机匣数值模拟的计算量,并且校验结果也表明该模型与非定常模拟结果吻合得很好。本文将介绍采用此模型,通过大量的数值模拟,针对处理机匣的结构参数对扩稳效果及转子效率的影响所开展的分析工作,并在此基础上对第一部分文章中给出的、用于某跨声转子的实验处理机匣所完成的结构优化以及实验验证工作。

本文中所述的数值和实验方法在第一部分的文章中有详细说明,在此不再赘述。前篇中的处理机匣在本文中称为基准处理机匣。下面首先介绍针对槽道式处理机匣结构的参数化方法;然后介绍通过数值方法获得各几何参数对处理机匣性能的影响及分析;最后,以选取优化的结构参数为基础加工了一组新的处理机匣,并对它们进行了实验验证。

1 处理机匣结构的参数化

槽道式处理机匣(CT)以沿周向分布的离散槽道为主要特征,槽道间的实体部分可称为导流片,在处理机匣顶部(如图1中所示,在导流片外圈)还可有气室。参考国内外可见的槽道结构,可以建立较为通用的槽道结构参数化方法(图1),

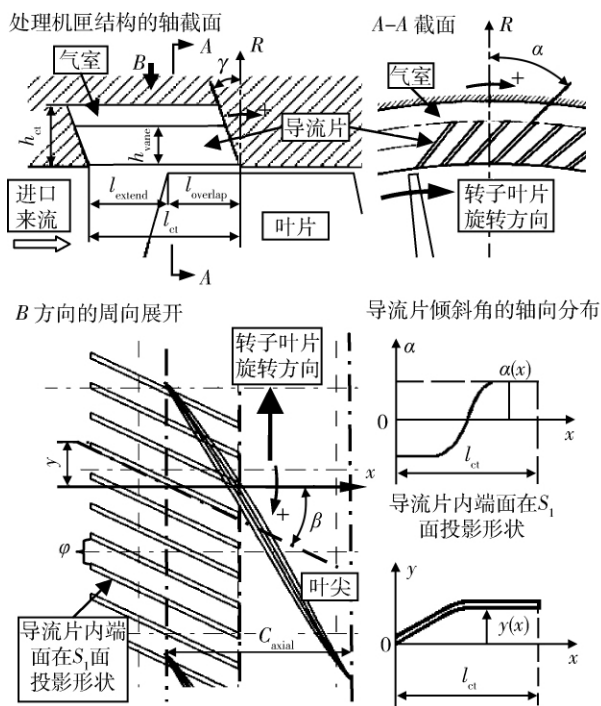


图1 槽道式处理机匣结构参数化方法

(下标 ct:处理机匣)

Fig. 1 Geometrical parameterization of the slot-type casing treatment(subscribe ct: casing treatment)

以便对各结构参数进行分析. 表 1 对各个结构参数进行了说明. 由第一部分所述处理机匣流动模型的建模思路可知, 此模型不能模拟槽道数目对流动的影响, 所以在参数化数值计算中, 槽道数都与基准处理机匣相同, 都为 153. 槽道数目对处理机匣作用的影响将在实验中进行考察.

表 1 槽道式处理机匣结构参数说明

Table 1 Description of the geometrical parameters of the slot-type casing treatment

结构参数	说明
l_{ct}	处理机匣的轴向长度
h_{ct}	处理机匣的径向高度
$l_{overlap}$	搭接量
l_{extend}	前伸量
α	导流片倾斜角(顺转子旋转方向为正)
β	导流片安装角(与叶片安装角方向相同)
γ	槽道端面掠角(顺流向为正)
h_{vane}	导流片的径向高度
φ	处理机匣的周向开口率
C_{axial}	叶尖轴向弦长
$\alpha(x)$	导流片倾斜角的轴向分布
$y(x)$	导流片内端面在 S_1 面投影形状的周向偏移距离沿轴向的分布(顺转子旋转方向为正)

在参数化方法中还对流片的复杂形状进行了定义. 导流片沿轴向的扭转由其相对于径向的倾斜角沿轴向的分布确定; 而导流片底边(最小半径边)在 S_1 面上的投影形状, 即导流片的弯曲, 可由其周向偏移量沿轴向的分布确定. 作者已针对多种导流片的扭转和弯曲及两者组合的复杂形状进行了计算. 然而结果显示, 相比简单形状, 复杂形状的导流片并不会明显提高处理机匣对所研究的跨声转子的扩稳作用, 未见复杂形状导流片与处理机匣扩稳效果之间的明确关联. 因此, 本文不对复杂形状的导流片对处理机匣扩稳效果的影响进行讨论.

2 处理机匣结构参数的数值结果分析

采用准定常处理机匣流动模型, 对带处理机匣的转子进行了定常数值模拟. 在数值计算中, 通过逐工作点逐步提高出口背压条件获得转子的性

能特性曲线. 为了尽可能减小转子失速点位置的不确定性, 并兼顾计算速度, 在逼近失速点时, 背压提升的幅度为 500 Pa.

通过 98% 和 60% 设计转速下的计算, 获得了上述各结构参数单独变化的情况下, 处理机匣对压气机的失速裕度和最大效率的影响, 如图 2 和图 3 所示. 其中, 失速裕度(M_s)定义如下:

$$M_s = \left(\frac{\pi_s^* / \dot{m}_s}{\pi_d^* / \dot{m}_d} - 1, 0 \right) \times 100\% \quad (1)$$

式(1)中, π^* 为转子总压比, $\dot{m}$ 为转子流量; 下标“s”表示失速点, “d”表示设计点(本文中取为与基准处理机匣最大效率点流量相同的工作点).

2.1 搭接量($l_{overlap}$)

首先考察处理机匣搭接量的影响. 由于在改变搭接量时保持了处理机匣的轴向长度不变, 所以这里搭接量的变化实际上就是处理机匣轴向位置的变化. 基准处理机匣的搭接量为 14 mm, 约为叶尖轴向弦长的 40%. 图 2 和图 3 中分别给出了 98% 和 60% 转速时, 处理机匣为 5 个不同搭接量时的转子失速裕度和最大效率, 图中横坐标为相对于基准处理机匣搭接量的变化量与轴向弦长 C_{axial} 的比值. 当搭接量增加 0.45 倍 C_{axial} 时, 由于处理机匣的轴向长度保持不变, 处理机匣槽道这时实际上处于叶尖的轴向中间位置, 此时用搭接量描述并不恰当, 但由于这是早期处理机匣设计的一种典型轴向位置, 所以放在这里用于对照. 搭接量对失速裕度的影响在高转速和低转速时表现不同. 在 98% 转速时, 失速裕度随着搭接量的增加而显著增加, 并在增加 0.15 C_{axial} 时趋于平缓, 在增加 0.25 C_{axial} 时达到最大; 在 60% 设计转速时, 失速裕度只在基准值时最大, 不管增加还是减小搭接量都会减小失速裕度. 然而, 搭接量对最大效率的影响在不同转速下都相同: 当搭接量为基准值时转子最大效率最高, 不管增加还是减小搭接量都会降低最大效率.

Azimian 等人^[4]对导流片凹槽式处理机匣的实验表明, 在搭接量为 43% C_{axial} 时, 转子的最大效率最高且有相当的扩稳效果. Seitz^[9]在低速压气机上的实验结果表明处理机匣的扩稳效果随搭接量的增加而增强, 另外在搭接量为 0.25 倍 C_{axial} 时压气机最大效率最高. Emmrich 等人^[10]在高速压气机实验中分别对处理机匣搭接量依次为 0%, 38%, 62% 和 100% C_{axial} 进行了测试, 在保持对转子最大效率降低最小的情况下, 搭接量在 38% C_{axial} 时扩稳效果最好. 即使这些实验所使用

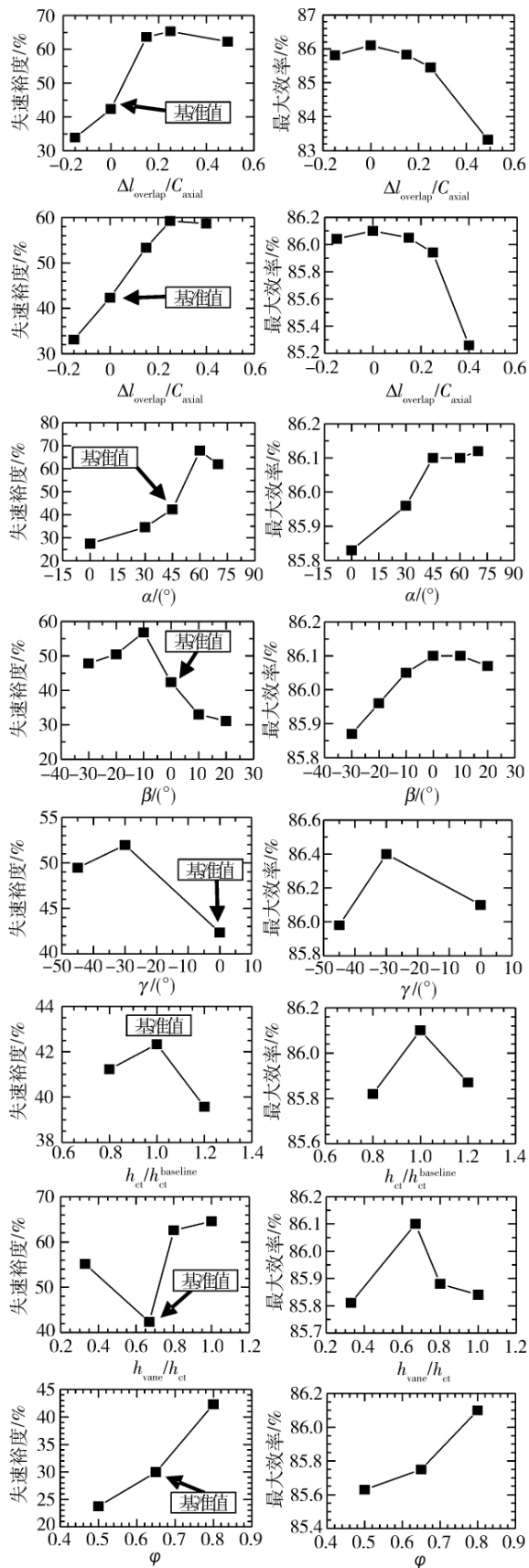


图2 98%转速时处理机匣各结构参数的影响

Fig. 2 Effect of key geometrical parameters of the casing treatment on the rotor performance at 98% design speed

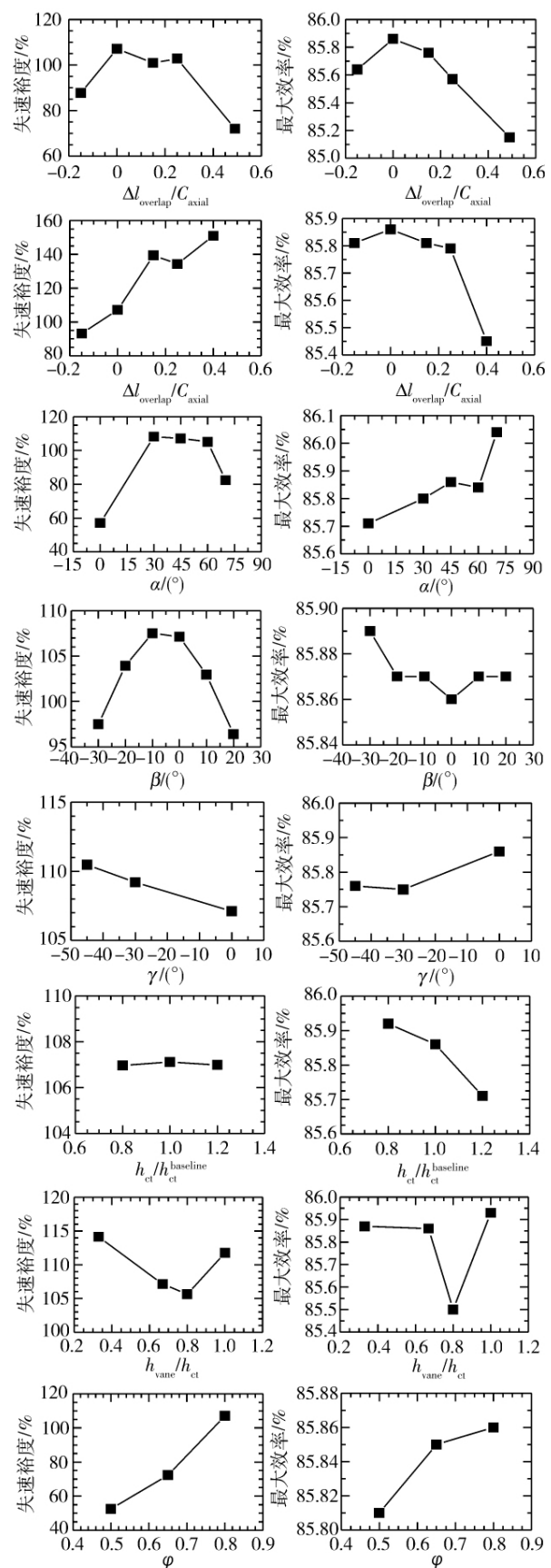


图3 60%转速时处理机匣各结构参数的影响

Fig. 3 Effect of key geometrical parameters of the casing treatment on the rotor performance at 60% design speed

的压气机转子之间有较大差别,但其共性的结论是:其一,扩稳能力在一定范围内与搭接量的大小成正比;其二,转子的效率峰值通常是出现在搭接量小于一半转子弦长的情况。从这两点来讲,本文的计算结果都是相符的。

此外,相对于基准结构,当处理机匣处于叶尖轴向中间位置时,除了在 98% 转速时有显著的失速裕度改善,最大效率和 60% 转速时的失速裕度都被大幅减小了。

2.2 前伸量(l_{extend})

这里在改变前伸量时,保持搭接量不变,所以处理机匣轴向长度也随之变化。与搭接量变化的情况不同,不管在高转速还是低转速,失速裕度都大体随着前伸量的增加而线性增加(图 2、图 3)。但在 98% 转速时,当前伸量增加量达到 $0.25C_{\text{axial}}$ 后,失速裕度就达到最大值而不再随前伸量变化;而在 60% 转速时,前伸量增加量从 $0.15C_{\text{axial}}$ 到 $0.25C_{\text{axial}}$ 之间,失速裕度变化平缓并稍有减小,形成了一段平台。另一方面,前伸量对转子最大效率的影响与搭接量的情形相似,都是在基准值时最大效率最大,也都是在最大增加值时(前伸量增加 $0.4C_{\text{axial}}$ 和搭接量增加 $0.45C_{\text{axial}}$) 最大效率有特别明显的下降,而在其他情况下,前伸量对最大效率的影响幅度不如搭接量,大体为后者的一半。

Seitz^[9] 的低速压气机实验结果表明,随着处理机匣的前伸量由 0.35 倍 C_{axial} 增加到 0.75 倍 C_{axial} , 它的扩稳效果也随之增强,压气机的最大效率在 0.55 倍 C_{axial} 时最大。吴昌明等人^[11] 的实验结果表明,当前伸量/搭接量由 1.72 增加到 2.01 时,高转速时扩稳效果基本不受影响,低转速时随之增强,而转子的最大效率在所有转速都会随之下降。这些实验结果与本文中的结果在定性上也是一致的。

2.3 导流片倾斜角(α)

接下来考察导流片倾斜角、安装角及槽道端面掠角。实际上,在不考虑扭转和弯曲等复杂形状的情况下,这三个角度确定了导流片的形状。

从图 2 和图 3 所给出的结果来看,相比 60% 转速时的情况,失速裕度在 98% 转速时对导流片倾斜角的变化比较敏感。在 98% 转速时,倾斜角从 0° 增加到 60° ,失速裕度随之类似指数规律增加,并在 60° 达到最大值,再增加到 70° 时,反而有所下降。而在 60% 转速时,倾斜角在 30° 到 60° 之间时,失速裕度几乎不变,在此范围外,则明显减

小,尤其在无倾斜时。与失速裕度不同,最大效率的变化情况在高、低转速时随倾斜角的变化规律类似,都是随着倾斜角的增加而增加,并且都在 45° 到 60° 之间变化平缓,然后继续增加。只不过,在 60% 转速时,倾斜角为 60° 时,最大效率比 45° 稍有下降,而 98% 转速时,最大效率几乎保持不变。并且 60% 转速时,由 60° 继续增加到 70° 时,最大效率大幅增加,相对地,98% 转速时只有小幅增加。相比前述搭接量与前伸量,增加倾斜角可以在保证不损害低转速时的失速裕度和最大效率的情况下,明显地增加高转速时的失速裕度和最大效率。

通常,处理机匣的倾斜角都是经验性地选取 45° ^[5,10,12] 或 60° ^[1,8], 以及两者之间的某个角度^[9,13], 图 2 与图 3 中的结果也映证了选取这些角度的合理性。Seitz^[9] 在低速压气机实验中测试了处理机匣倾斜角的影响。在倾斜角从 0° 增加到 45° 的过程中,处理机匣的扩稳效果和转子的最大效率都随之增加,整体上与图 3 中的结果相似。而从 45° 增加到 60° 时,转子最大效率的变化规律与图 3 中的结果也是相符的。

2.4 导流片安装角(β)

通常情况下导流片的安装角都为零^[1,5,8-9,12], 即便有也是经验性地将其设为与叶尖安装角相同^[1] 或与叶片安装角同方向且较小的某个角度^[9]。本文通过准定常处理机匣流动模型对导流片安装角对处理机匣作用的影响进行考察,并且包含了非常规的与叶尖安装角方向相反的安装角。导流片安装角的正负定义为:当导流片与轴向夹角与转子叶尖安装角同方向时为正。

如图 2 和图 3 所示,导流片安装角的影响与倾斜角类似,在 98% 转速时的影响比 60% 转速时明显,而且比倾斜角的影响更为显著。在 98% 转速时,如图 2 所示,失速裕度随导流片安装角的变化在 -10° 处存在突尖状的峰值,在其两边都快速减小,但左边变化比右边平缓得多。相对地,在 60% 转速时,失速裕度随安装角改变只有微幅变化,并近似呈现抛物线变化,其最大值也出现在 -10° 时。最大效率在 98% 转速时,当安装角处于 0° 到 10° 之间时达到最大值,而在 -10° 时有约 0.05% 的小幅下降,而在 60% 转速时,最大效率几乎保持不变。

2.5 槽道端面掠角(γ)

针对 S_2 截面形状为平行四边形的槽道式处

理机匣,我们特地对槽道端面掠角的影响进行了数值分析.它的影响相比前述两个结构角的小,尤其是在低转速时对失速裕度几乎没有影响.但是,在98%转速,当它为 -30° 时,相比基准值,最大效率有较明显的增加,约为0.3%,同时失速裕度也有所增加,尽管在60%转速时,最大效率稍有下降.

2.6 处理机匣径向高度(h_{ct})和导流片的相对高度(h_{vane}/h_{ct})

首先,在保持导流片径向高度占处理机匣全高的比例不变的情况下考察处理机匣径向高度对处理机匣扩稳作用的影响.从图2和图3的结果来看,在不同转速下,把径向高度缩小为原来的0.8倍和增大为原来的1.2倍都对失速裕度没有明显的影响,并且都是基准值最优.然而,处理机匣径向高度对转子最大效率的影响较明显.在高转速,基准值的转子最大效率最高;在低转速,随着处理机匣径向高度的增加,转子最大效率减小.

接着,在保持处理机匣径向高度不变的情况下,考察导流片相对高度的影响.在高转速时,基准值(2/3)的失速裕度最低,但最大效率最高,如图2所示,减小到1/3和增加到4/5都能显著增加失速裕度,但同时也会大幅地降低最大效率.同样,如图3所示,在低转速时,基准值的失速裕度也是较小的,但整体上导流片相对高度对失速裕度影响较弱.在低速时,导流片相对高度对最大效率的影响整体不大,只是当导流片相对高度为0.8时最大效率有大幅度跌落.

由上可知,图2和图3中结果没能清晰地给出上述两个处理机匣径向尺度参数对处理机匣扩稳作用的影响规律.但是,在综合考虑高、低转速下的转子最大效率的情况下,上述的结果至少表明这两个参数的基准值是最优值.

在公开的文献中,对于类似于基准处理机匣的带气室槽道式处理机匣,针对处理机匣径向高度的研究很少.祝剑虹等人^[14]对Rotor 37的非定常数值模拟结果表明,在设计转速气室会使斜槽型处理机匣的扩稳效果减弱的同时提高转子的最大效率.由于有无气室实际就是处理机匣导流片的相对高度是否为1,所以其数值结果与图2中的结果是相符的.

2.7 周向开口率(φ)

最后,考察处理机匣周向开口率的影响.它是处理机匣在周向上开口的面积与总面积之比,直

接影响着处理机匣与叶片通道之间的气流交换强度.在准定常处理机匣流动模型中,是用堵塞系数来模化的,因此,改变开口率也就是调整处理机匣也叶片通道之间的交换流量.从图2和图3所给出的结果来看,周向开口率也的确有如上述的影响:在不同转速下,失速裕度和最大效率都是随着周向开口率的增加而单调地增加的.Prince等人^[15]和吴昌明等人^[11]的实验结果都支持上述数值模拟结果,处理机匣的扩稳效果和转子最大效率都随周向开口率的增加而增加.

综上所述,图2和图3的计算结果表明,处理机匣对转子最大效率的影响并不完全由其扩稳能力决定,还取决于处理机匣的结构.通过对处理机匣结构的细致设计,有可能在不降低转子效率的情况下增强处理机匣的扩稳效果.

3 最优处理机匣结构及实验验证

3.1 最优参数的选择

鉴于基准处理机匣的扩稳作用已经相当可观,只是仍旧导致了明显的效率损失,所以,本文对处理机匣结构参数优化的目标是保证不减小原有扩稳效果的前提下尽可能的减小效率损失.基于图2和图3中的结果,本文选取了如表2所示结构参数作为优化后的处理机匣结构参数.

表2 优化后的处理机匣结构参数

Table 2 Geometrical parameters of the optimized casing treatment

参数	数值
φ	0.8
l_{ct}/mm	34
$l_{overlap}/\text{mm}$	14
l_{extend}/mm	20
h_{ct}/mm	18
h_{vane}/h_{ct}	2/3
$\alpha/(\circ)$	60
$\beta/(\circ)$	-10
$\gamma/(\circ)$	-30

图4中给出的利用处理机匣流动模型完成的数值计算结果表明,与基准处理机匣相比较,优化的处理机匣(处理槽数目与基准处理机匣相同)在不同转速的扩稳作用都有明显的增加,在98%转

速失速裕度有约 50% 的增加, 60% 转速也有约 20% 的增加. 另一方面, 优化后的处理机匣的效率也有明显的改善, 尽管在 60% 转速时最大效率仍然明显比实壁时小, 但在 98% 转速时, 最大效率甚至略高于实壁时的效率, 而基准处理机匣则是低于实壁效率.

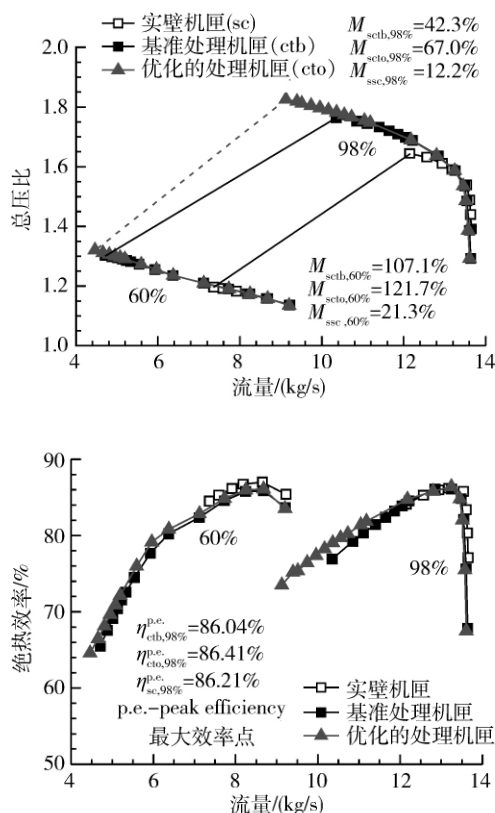


图 4 数值计算得到的转子特性曲线

Fig. 4 Calculated rotor characteristics

因为所用的处理机匣计算模型方法不能考察处理机匣槽道数目对性能的影响, 所以设计了 2 个处理机匣进行实验测量: 处理机匣 1 (CT1), 如图 5 所示, 有 153 个槽, 跟基准处理机匣相同; 处理机匣 2 (CT2), 如图 6 所示, 102 个槽, 为基准处理机匣槽数的 2/3. 它们的其他参数都与 CTO 相同, 都为表 1 中所确定的优化值.

3.2 实验结果

在 60%、80% 和 98% 转速下, 对实壁机匣 (SC)、基准处理机匣 (CTB) 和 CT1 与 CT2 的性能进行了测试, 其失速裕度和最高效率见表 3. 其中, 失速点是在连续缓慢关小排气阀门时, 实时监测的准稳态的总压比和流量出现突然下降前的最后一个准稳点.

可见, 与基准处理机匣相比, 处理机匣 CT1



图 5 槽道数为 153 的优化处理机匣 (CT1)

Fig. 5 Optimized casing treatment with 153 slots (CT1)

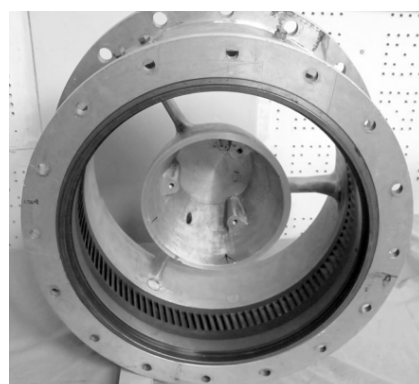


图 6 槽道数为 102 的优化处理机匣 (CT2), 已装配于进气机匣中

Fig. 6 Optimized casing treatment with 102 slots (CT2) assembled with the inlet casing

和 CT2 的扩稳作用在所有转速都有显著的增加, 并且槽道数目少的 CT2 要比 CT1 的扩稳作用更强. 随着转速的增加, CT1 与 CT2 的扩稳作用的差别减小, 在 60% 转速时, CT2 的失速裕度要比 CT1 的大接近 2 倍, 而在 98% 转速时, CT1 与 CT2 的失速裕度接近. 另外, 相比基准处理机匣, CT1 的扩稳作用随着转速的增加而更强, 但 CT2 是恰好相反的, 这在图 7 实验测量的转子特性中表现的更为清楚. 由上可知, 槽道数目对处理机匣扩稳作用的影响在低转速的时候有显著的影响, 而在高转速时不明显. 另外, 如图 7 所示, 相比基准处理机匣, CT1 失速裕度的增加程度的计算结果与实验结果相符, 这表明在槽道数目相对叶片数较多时, 所采用的处理机匣流动模型能正确预测处理机匣的扩稳作用.

表 3 在 60%,80%和 98%转速下,带不同处理机匣的转子实测失速裕度与最高效率

Table 3 The measured stall margin and peak efficiency of the test rotor with solid casing and casing treatments at the speed of 60%,80% and 98%

转数/%	机匣	失速裕度/%	最大效率/%
60	SC	34.4	81.3
	CTB	103.9	79.2
	CT1	116.7	81.8
	CT2	253.9	78.1
80	SC	33.1	83.5
	CTB	96.2	80.0
	CT1	120.7	84.9
	CT2	169.4	80.7
98	SC	25.7	83.4
	CTB	74.0	82.8
	CT1	103.7	83.7
	CT2	106.6	83.2

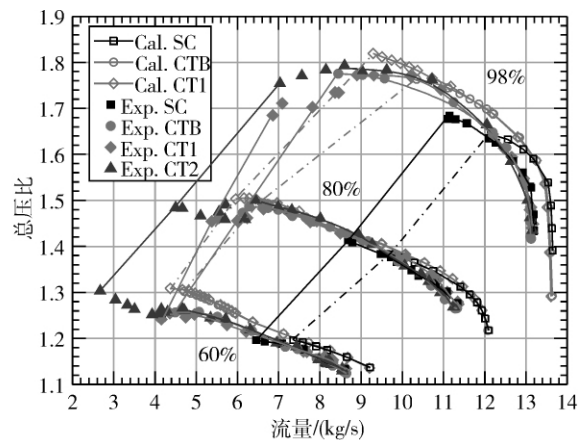


图 7 总压比特性的实验与计算结果
(Exp.-实验结果;Cal.-计算结果.实线为实验失速边界,虚线为计算失速边界)

Fig. 7 Measured and calculated rotor total pressure ratio characteristics (Exp.-experimental results; Cal.-calculated results. The solid line is the measured stall margin, and the dashed line is the calculated stall margin)

在这里需要特别注意的一点是:如图 7 所示,对 CT1 或 CT2 的情况,转子总压比在工作点接近失速点之前都存在随流量减小而降低的现象,尤其在 98%设计转速时.图 8 给出了 98%设计转

速时,实验测量的带 CT1 和 CT2 的转子在几个工作点的周向平均出口总压的展向分布.在 CT1 或 CT2 的作用下,转子流量从实壁情形下的失速流量点(图 8 称之为实壁失速点)减小到最高总压比点的过程中,30%叶高以上转子的出口周向平均总压都能稳定增加.在最高总压比点,转子出口 30%叶高以下从转子根部开始存在出口总压明显降低的区域.随着转子流量继续减小,这个区域随之向叶尖扩展,直至失速点已占据了 50%叶高的区域.在此过程中,较高叶高的周向平均出口总压基本维持不变,在叶尖附近还有所增加.由此可见,在图 7 中转子总压比在达到最高值后随流量减小而下降的现象是由转子低叶高部分出口总压亏损区的逐渐扩大所导致的.而带 CT2 的转子总压下降得比 CT1 情形下的少,是因为对于 CT2 的情况低叶高部分的总压亏损相对较小.对于以上实验中的现象,可以认为:CT1 和 CT2 对叶尖的流动都有很强的稳定作用,使得转子根部出现了严重的流动损失的情况下仍能保持转子叶尖区域流动的气动稳定性,所以才会出现转子根部已有大范围的分流,而转子仍未进入失速状态的情况.

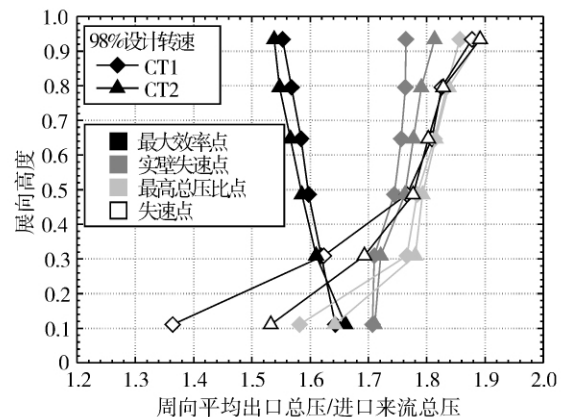


图 8 98%设计转速时,带 CT1 和 CT2 的转子周向平均出口总压的实测展向分布

Fig. 8 Measured spanwise distributions of the circumferentially averaged outlet total pressure of the rotor with CT1 and CT2 at 98% design speed

处理机匣槽道数对效率也有显著的影响,并且其影响同样随着转速的增加而减弱.如表 3 和图 9 所示,相对于基准处理机匣,槽道数与基准值一样多的 CT1 不仅扩稳作用更强,而且还对效率有明显改善,甚至最高效率比实壁机匣的还要高;而槽道数少 1/3 的 CT2 在增强扩稳作用的同时

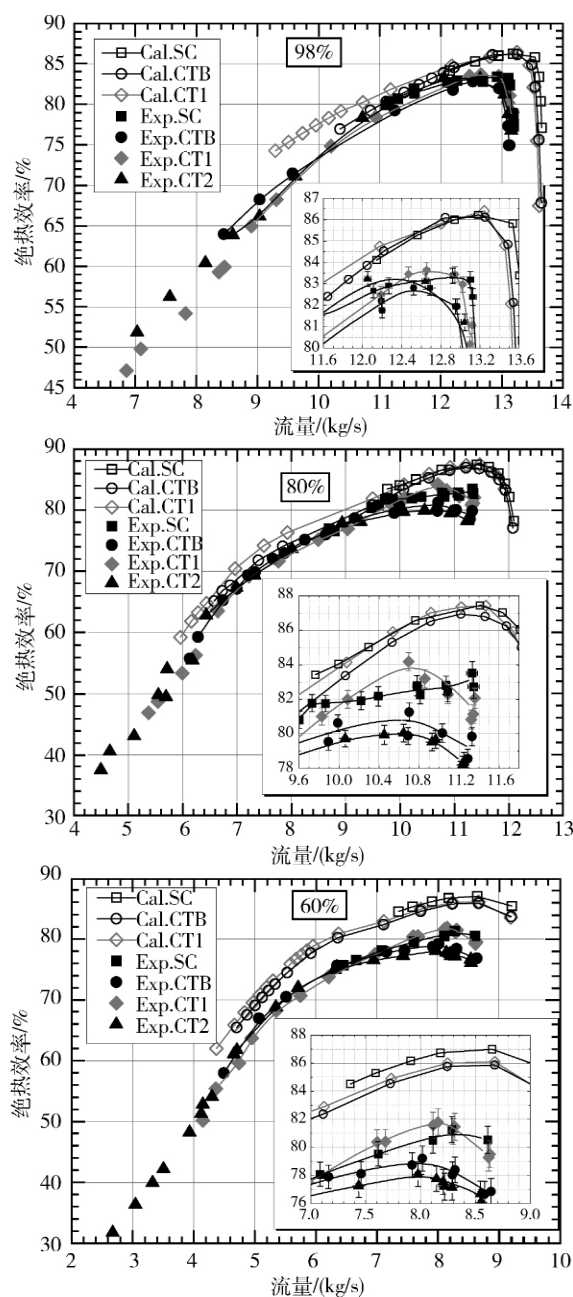


图 9 效率特性的实验与计算结果

Fig. 9 Measured and calculated rotor adiabatic efficiency characteristics

却带来了更多的效率损失. 在 60% 转速时, CT1 的最高效率比 CTB 高出 2.6%, 比 CT2 高出 3.7%; 在 98% 转速时, CT1 比 CTB 高出 0.9%, 比 CT2 高 0.5%, 见图 9. 另外, 以上结果表明槽道数对效率的影响随着转速的增加而减弱. 将计算结果与实验对比, 可以看到计算得到的效率变化趋势与实验基本相符, 但定量上还存在明显差异. 至于 CT2 其他结构参数与 CT1 相同, 但峰值效率亏损较大的原因, 作者认为是由于 CT2 较少的槽道数使得槽道与主流相互作用的离散性和非

定常性更强, 其结果是转子尖区的流动掺混更强、掺混损失更大. 另一方面, CT1 和 CT2 与主流相互作用的程度的差异使得转子流量及负荷的展向分布也有所不同. CT2 更强的掺混使转子尖区的堵塞更强, 从而转子在低叶高处的轴向速度提高、攻角降低、流动得到改善, 这与图 8 所示结果相符. 所以, 在转子小流量工作点, 带 CT2 的转子效率要高于 CT1 (图 9), 这应该主要是低叶高流动改善的贡献.

4 结 论

经过实验的验证, 表明基于所发展的槽道式处理机匣流动模型进行处理机匣结构参数的优化是可行的.

通过计算所获得的处理机匣各个结构参数对扩稳作用和效率的影响规律为槽道类型处理机匣的设计和进一步详细分析处理机匣的扩稳机理提供了参考.

本文的实践表明, 处理机匣可以在具备较强扩稳作用的同时, 不引入效率损失, 甚至还有潜力提高原压气机的效率. 当然, 以作者的观点, 出现这种情况的前提是原压气机转子的设计本身在叶尖区域就存在缺陷, 这时处理机匣才有可能改善当地的流动状况, 提高压气机效率.

致 谢:

在本文所涉及的实验测量工作中, 得到了陆亚钧教授、袁巍副教授、李志平博士后, 李绍斌博士后和李茂义博士等人的大力协助, 在此表示衷心的感谢.

参考文献:

- [1] Takata H, Tsukuda Y. Stall margin improvement by casing treatment; its mechanism and effectiveness[J]. Journal of Engineering for Power, 1977, 99(1): 121-133.
- [2] Fujita H, Takata H. A study of configurations of casing treatment for axial flow compressors[J]. Bulletin of the JSME, 1984, 27(230): 1675-1681.
- [3] Smith G D J, Cumpsty N A. Flow phenomena in compressor casing treatment[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 106(3): 532-541.
- [4] Azimian A R, Elder R L, McKenzie A B. Application of recess vaned casing treatment to axial flow fans[J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(1): 145-150.
- [5] Crook A J, Greitzer E M, Tan C S, et al. Numerical simulation of compressor endwall and casing treatment flow phenomena[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(3): 501-512.

- [6] Hall E J, Crook A J, Delaney R A. Aerodynamic analysis of compressor casing treatment with a 3-D Navier-Stokes solver[R]. AIAA-94-2796, 1994.
- [7] Wilke I, Kau H P. A numerical investigation of the influence of casing treatments on the tip leakage flow in a hpc front stage[R]. ASME Paper, GT-2002-30642, 2002.
- [8] Wilke I, Kau H P, Brignole G. Numerically aided design of a high-efficient casing treatment for a transonic compressor[R]. ASME Paper GT-2005-68993, 2005.
- [9] Seitz P A. Casing treatment for axial flow compressors [D]. Cambridge, England: Cambridge University, 1999.
- [10] Emmrich R, Honen H, Niehuis R. Time resolved investigations of an axial compressor with casing treatment Part 1: experiment[R]. ASME Paper GT-2007-27581, 2007.
- [11] 吴昌明, 刘大凯. 处理机匣特征参数变化对多级轴流压气机性能的影响[J]. 航空发动机, 1997(1): 38-43.
WU Changming, LIU Dakai. Influence of characteristic parameters of casing treatment to the performance of multi-stage compressor[J]. Aeroengine, 1997(1): 38-43. (in Chinese)
- [12] LU Xingen, CHU Wuli, ZHU Junqiang, et al. Mechanism of the interaction between casing treatment and tip leakage flow in a subsonic axial compressor[R]. ASME Paper GT2006-90077, 2006.
- [13] 张燕东, 陆亚钧. 圆弧斜槽处理机匣的实验研究[J]. 航空动力学报, 1998, 13(3): 254-258.
ZHANG Yandong, LU Yajun. An experimental investigation on arc skewed slot casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 13(3): 254-258. (in Chinese)
- [14] 祝剑虹, 朴英, 周建兴, 等. 跨声压气机缝式处理机匣非定常模拟研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(5): 882-888.
ZHU Jianhong, PIAO Ying, ZHOU Jianxing, et al. Unsteady numerical simulation on transonic compressor with screwed slots casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 23(5): 882-888. (in Chinese)
- [15] Prince D C, Jr, Wisler D C, Hilvers D E. A study of casing treatment stall margin improvement phenomena [R]. NASA Report, NASA-CR-134552, 1974.