

展弦比对船用燃气轮机低压压气机跨音级性能影响研究

徐宁^{1,2}, 朱青芳³, 侯亚欣³, 姜斌³

(1. 中国船舶重工集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室——海洋工程燃气轮机实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078; 3. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 为了揭示展弦比对压气机跨声速级气动性能的影响机理, 进一步提高舰船燃气轮机低压压气机的气动性能, 采用数值模拟方法研究了展弦比对某船用燃气轮机低压压气机跨声速级气动性能的影响。结果表明: 展弦比对压气机性能的影响受到扭曲规律和反动度等参数选择的影响, 对于不同的扭曲方式和反动度分别存在着效率最优展弦比和喘振裕度最优展弦比, 且在典型的船用燃气轮机压气机的负荷水平下, 效率最优展弦比要大于喘振裕度最优展弦比, 通过数值模拟手段和线性回归方法在一定范围内给出了其定量的关系。

关键词: 跨音速; 展弦比; 效率; 喘振裕度; 反动度

中图分类号: TK471 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.01.008

[引用本文格式] 徐宁, 朱青芳, 侯亚欣, 等. 展弦比对船用燃气轮机低压压气机跨音级性能影响研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(1): 57-64. XU Ning, ZHU Qing-fang, HOU Ya-xin, et al. Research on influence of aspect ratio on performance of marine gas turbine low pressure compressor transonic stage[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(1): 57-64.

Research on Influence of Aspect Ratio on Performance of Marine Gas Turbine Low Pressure Compressor Transonic Stage

XU Ning^{1,2}, ZHU Qing-fang³, HOU Ya-xin³, JIANG Bin³

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078; 2. National Engineering Laboratory for Marine and Ocean Engineering Power System-Marine Engineering Gas Turbine Laboratory, Harbin, China, Post Code: 150078; 3. College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001)

Abstract: In order to reveal the influence mechanism of aspect ratio on the aerodynamic performance of compressor transonic stage and further improve the aerodynamic performance of low pressure compressor of marine gas turbine, the impact of aspect ratio on transonic stage aerodynamic performance of a certain marine gas turbine low pressure compressor was studied by numerical simulation method. The results show that the influence of aspect ratio on compressor performance is influenced by the selection of parameters such as twisting law and reaction degree, etc. There are optimal aspect ratios of efficiency and surge margin for different torsion modes and reaction degrees respectively. And under the load level of typical marine gas turbine compressor, the optimal aspect ratio of efficiency is greater than that of surge margin. The quantitative relationship is given in a certain range by means of numerical simulation and linear regression.

Key words: transonic, aspect ratio, efficiency, surge margin, reaction degree

收稿日期: 2021-03-08; 修订日期: 2021-05-04

基金项目: 国家自然科学基金区域创新发展联合基金(U20A20298); 国家科技重大专项(2017-II-0006-0019, 2017-I-0009-0010)

Fund-supported Project: Joint Fund for Regional Innovation and Development of National Natural Science Foundation of China(U20A20298); National Science and Technology Major Project(2017-II-0006-0019, 2017-I-0009-0010)

作者简介: 徐宁(1983-), 男, 山东东平人, 中国船舶重工集团有限公司第七〇三研究所高级工程师。

通讯作者: 姜斌(1980-), 男, 吉林吉林人, 哈尔滨工程大学副教授。

引 言

高效率 and 宽工作范围是舰船燃气轮机压气机气动设计的重点,对于整机运行具有重要意义^[1]。与航空发动机相比,舰船燃气轮机多采用双转子燃气发生器,为了满足整机对变工况性能的要求,低压压气机部分具有压比较高、级数较多和轴向尺寸较长等特点,适当提高展弦比可以缩短压气机的轴向长度,有助于船用燃气轮机的高功率密度和船用燃气轮机模块化设计^[2-3]。

大展弦比设计时叶栅通道内部流场二维性更接近经典设计体系的假设条件,可以获得更加接近设计预测的试验结果。Wennerstrom^[2]详细地综述了展弦比对压气机机械和气动性能的影响,将展弦比小于 3 划为低展弦比范畴。大量的设计实践表明,不断增大展弦比除了在结构强度方面存在很大的挑战,在气动方面也会导致压气机喘振裕度迅速下降。Smith 等人^[4]第一次将高展弦比叶片喘振裕度的降低归因于较大的相对叶顶间隙。Srinivasan^[5]提出高展弦比叶片共振频率较低,导致可能与现有的激励频率产生更高共振可能的问题。

Britsch 等人^[6-9]做了大量的多级压气机试验,试验结果表明,展弦比的增加增大了间隙和弦长的比值,加剧了阻塞,导致喘振裕度降低。Britsch 和 Fahmi 在非设计工况近失速点得到效率随展弦比增大而减小的结论。Smith 的研究结果显示,在设计点处大展弦比叶片效率更高。Fligg 则认为效率不随展弦比的变化而变化。由于观测到的效率结果仅有微小差异,可以用测量过程的不确定性或很难保证边界条件完全相同来解释。在展弦比对压气机性能的影响方面仍存在争议。

Cetin^[10]在研究中发现,当叶片负荷增大时,多级压气机的气动损失是线性增加的,且由于弦长增加导致端壁附面层变厚,从而加剧了二次流损失。Watzlawick^[11]通过无间隙单个叶片的叶栅试验发现二次流损失与展弦比呈反比。基于叶片厚度保持不变的假设,To^[12]推导出多级环境的最佳展弦比的计算模型,且最佳展弦比相对较低,表明展弦比增大时,叶型损失的增加补偿了减小的二次流损失。为了更准确地预测二次流损失的变化,Markus^[13]提出

了一个新的分析模型,研究发现,当改变多级压气机所有叶片排的展弦比时,二次流损失要比只修改动叶或静叶展弦比有大幅度减少。Tobias 等人^[14]认为,弦长雷诺数随着叶片展弦比的变化而变化,展弦比降低时,叶片边界层厚度与弦长的比值提高,增强了流动损失。

本文详细研究了展弦比这一设计参数对压气机性能的影响,探索适合船用燃气轮机压气机的展弦比范围,及其对压气机效率和喘振裕度的影响。以某船用燃气轮机低压压气机首级为研究对象,讨论了在扭曲规律和反动度不同时跨音级性能随展弦比的变化规律,并得到了最佳展弦比的变化趋势。

1 几何模型和数值方法

采用船用燃气轮机低压压气机首级跨音级为研究对象,进行数值模拟研究,主要几何参数如表 1 所示。

表 1 模型参数及设计参数

Tab. 1 Model parameters and design parameters

参 数	数 值
叶片稠度	1.1
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	7 550
设计点压比	1.238
叶顶间隙/mm	0.5

网格划分采用 NUMECA 软件的 Autogrid 5 模块。采用 O4H 型网格拓扑结构对叶片通道进行网格划分,叶顶间隙采用蝶形网格。并在叶片表面边界层内进行网格加密,第 1 层网格厚度为 3×10^{-6} m,网格结构如图 1 所示。进口边界条件给定总压和总温及轴向绝对速度,出口给定平均半径处静压值,利用简化径向平衡方程计算出口静压沿展向的分布,物面边界为无滑移绝热条件。

取 5 种网格数目进行网格无关性验证,分别为 80 万、116 万、145 万、192 万和 240 万,计算结果如图 2 所示。除 80 万网格外,其他网格数的特性线基本相同。当网格数超过 192 万时,压气机的压比及效率特性曲线基本重合,不再随网格数的增加而改变。因此,在权衡计算精度与成本后,选择 192 万网格为计算网格。



图 1 计算网格模型
Fig.1 Computational grid model

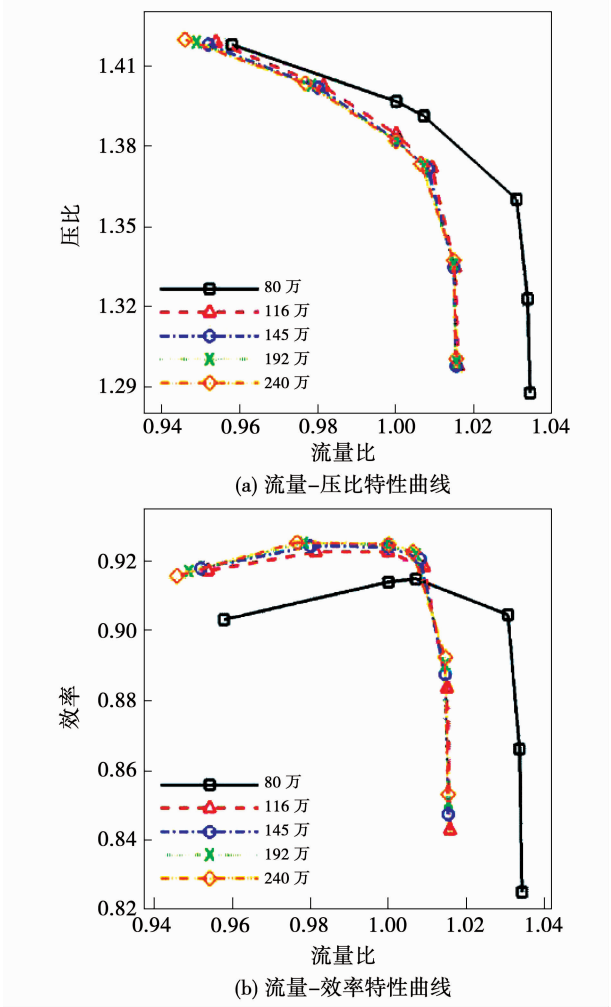


图 2 不同网格方案特性曲线
Fig.2 Characteristic curves of different grid schemes

2 展弦比对跨音级性能的影响

2.1 计算方案

为使不同方案具有可比性,在原始叶型和叶高不变的条件下,基于同一一维设计参数来改变展弦比,得到 5 种不同方案的压气机跨音级叶片,其部分一维设计参数如表 2 所示。在计算过程中动叶叶顶

间隙 τ 保持不变。

表 2 叶片设计参数
Tab.2 Design parameters of blades

方案	动叶展弦比 AR_r	静叶展弦比 AR_s	动叶叶片数	静叶叶片数
1	1.144 6	1.340 5	9	11
2	1.399 0	1.706 1	11	14
3	1.653 4	1.949 8	13	16
4	1.907 7	2.193 5	15	18
5	2.162 1	2.437 2	17	20

2.2 不同展弦比压气机性能分析

图 3 为跨音速级效率和喘振裕度随展弦比的变化曲线图。图 4 为设计点静叶总压损失系数和动叶效率随展弦比的变化曲线图。

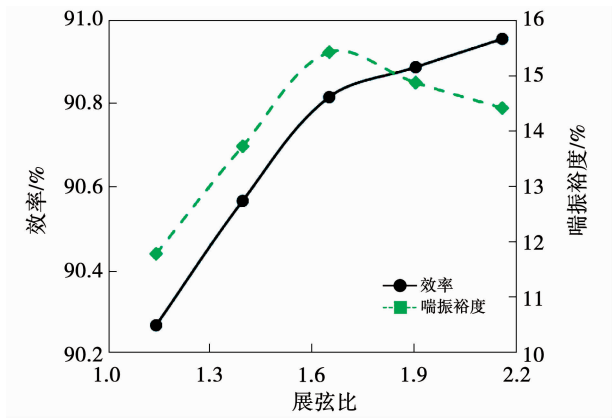


图 3 设计点跨音速级效率和喘振裕度随展弦比变化曲线
Fig.3 Variation curves of efficiencies and surge margins with aspect ratios at design point transonic stage

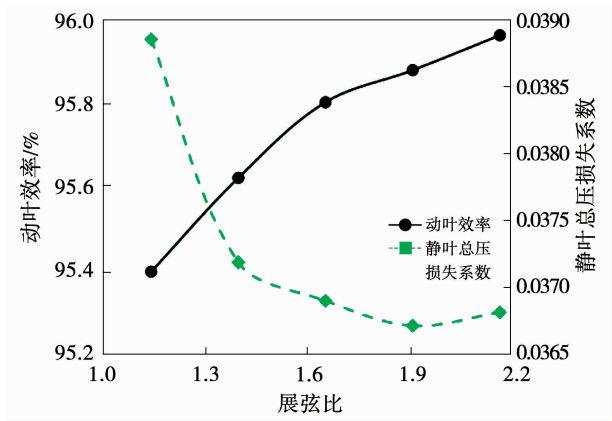


图 4 设计点静叶总压损失系数和动叶效率随展弦比变化曲线

Fig.4 Variation curves of stator blade total pressure loss coefficients and rotor blade efficiencies with aspect ratios at design point

随着展弦比逐渐增大,跨音级的效率提高,喘振裕度增大。当展弦比达到 1.653 4 时,效率增加变缓,喘振裕度减小,最大喘振裕度为 15.5%。当动叶展弦比从 1.144 6 增大到 2.162 1,静叶展弦比从 1.340 5 增大到 2.437 2 时,跨音级效率增大了 0.58%。动叶效率与级效率具有相同的变化趋势,静叶的总压损失系数则表现出随展弦比的增大先减小后增大。

2.3 扭曲方案不同时展弦比对跨音级的影响规律

以 5 种方案采取的扭曲规律 Twist1 为基准研究了不同展弦比条件下扭曲规律对压气机级性能的影响。基于一维设计结果和径向等功方式,采用居间扭曲规律,通过控制静叶出口叶顶的预旋大小,实现不同的扭曲规律调整。图 5 所示为 Twist2 和 Twist3 采取的不同扭曲方案环量和反动度分布。

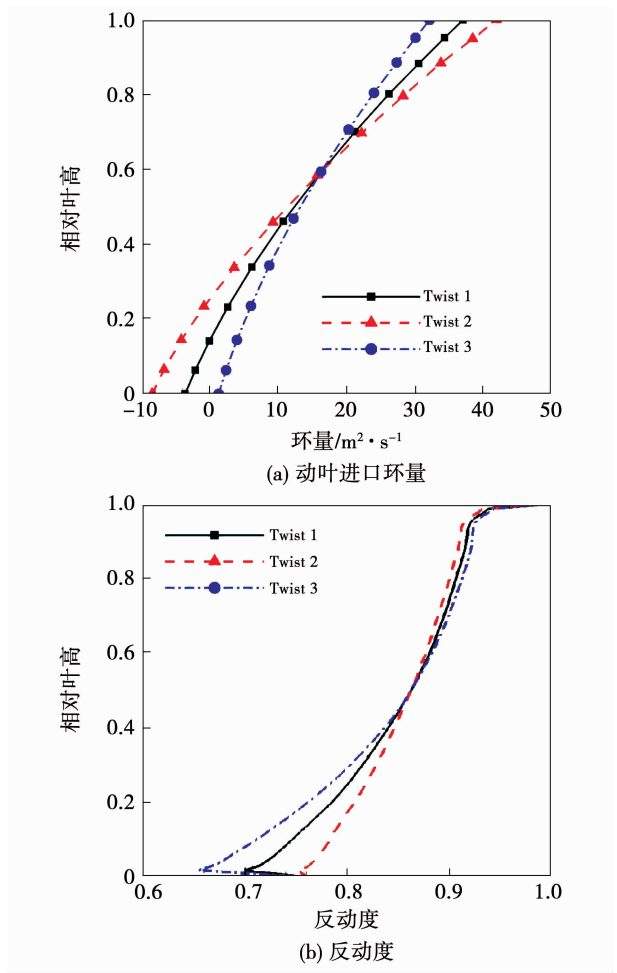


图 5 不同扭曲方案的设计参数分布

Fig.5 Distributions of design parameters of different torsion schemes

压气机跨音级并进行计算,计算结果如图 6 所示。

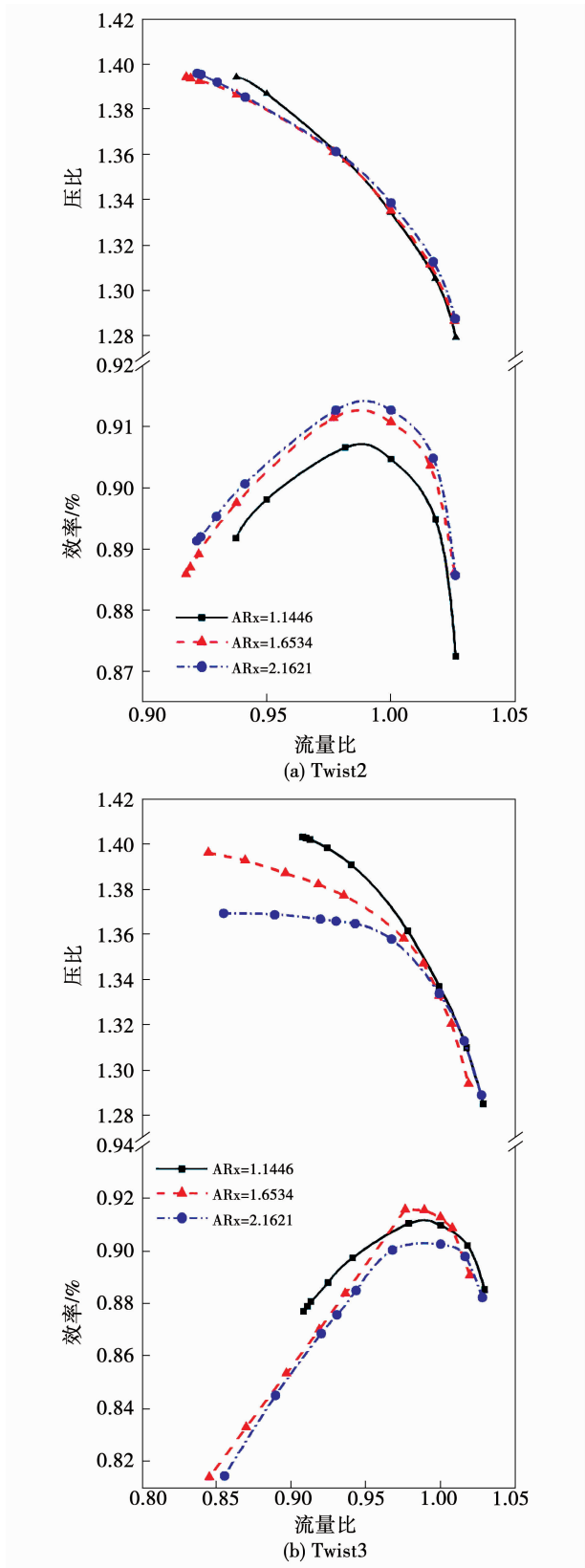


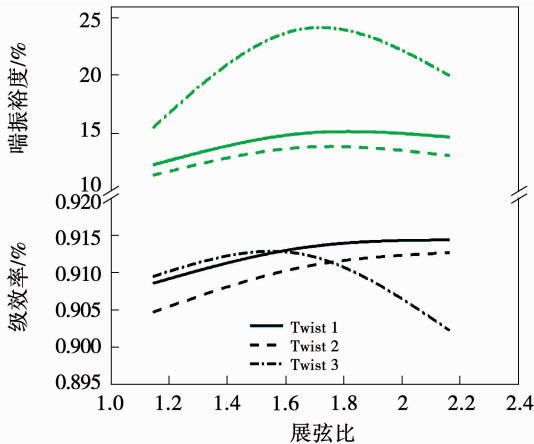
图 6 不同扭转方案特性计算结果

Fig.6 Characteristic calculation results of different torsion schemes

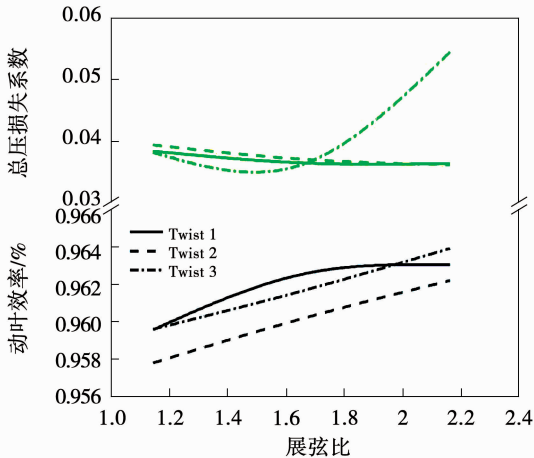
采用 3 种扭曲规律,选择不同动叶展弦比设计

由图 6 可知,不同扭曲规律下,压气机性能随展弦比变化也不同。当展弦比在一定范围内变化时, Twist2 方案跨音级的设计点效率特性曲线随展弦比增加仍向上移动,压比特性曲线越来越平缓; Twist3 方案设计点效率则随着展弦比增大先增加后减小,最大压比明显降低,这说明展弦比增大时叶片承受高负荷的能力减弱。

跨音级喘振裕度和设计点等熵效率随展弦比变化曲线如图 7(a) 所示。喘振裕度随着展弦比增加先增加后减小,存在一个最佳展弦比使跨音级喘振裕度达到最大,且最佳喘振裕度展弦比均在 1.7 左右,与基准 Twist1 方案相同。在设计点处, Twist2 方案的等熵效率随着展弦比的增大逐渐增加,并且展弦比越大等熵效率增加的越不明显。 Twist3 方案的等熵效率随展弦比的变化趋势规律发生变化,当展弦比逐渐增大时,等熵效率先增大后减小。因此,对于压气机跨音级存在一个最佳展弦比使其效率达到最大,扭曲方案不同时最佳效率的展弦比不同。



(a) 喘振裕度及级效率

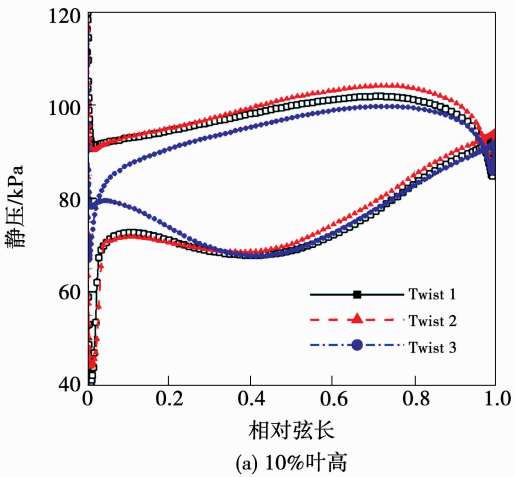


(b) 总压损失系数及动叶效率

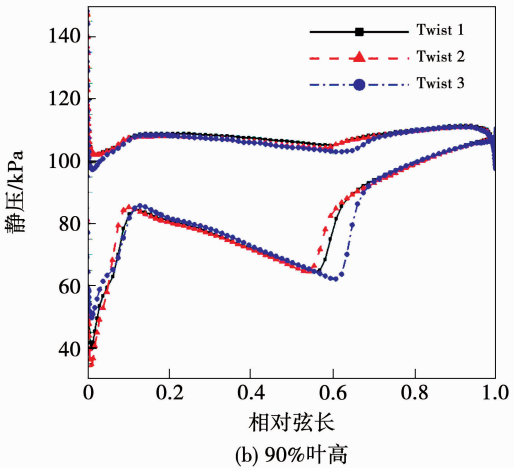
图 7 不同扭曲方案下压气机特性随展弦比的变化曲线
Fig. 7 Variation curves of compressor characteristics with aspect ratios of different torsion schemes

图 7(b) 为动叶效率、静叶总压损失系数在不同扭曲方案下随展弦比的变化图。 Twist1 方案随展弦比增加,动叶效率逐渐增大,静叶总压损失系数先减小后增大,展弦比较大时二者趋于平缓。 Twist2 方案和 Twist3 方案随展弦比增加动叶效率基本呈线性增加,但静叶总压损失系数的变化是不同的, Twist2 方案逐渐降低,而 Twist3 方案先变小后迅速增加,这导致了 Twist3 方案的级效率随展弦比的变化也是先增大后迅速减小。

图 8 为 10% 叶高和 90% 叶高叶片表面静压分布。由于进口预旋的变化,导致不同方案反动度沿叶高分布不同。 Twist2 方案根部反动度增加,动叶根部负荷增加,静叶根部负荷减少,而 Twist3 方案根部反动度降低,动叶负荷明显减小,静叶负荷增加,静叶扩压因子变大,使静叶根部容易发生分离。展弦比增大时, Twist3 方案的静叶表面负荷逐渐增大,导致静叶附面层发生分离,总压损失系数剧烈增加,静叶叶根的气流发生分离,同时导致压气机喘振裕度显著降低。



(a) 10% 叶高



(b) 90% 叶高

图 8 不同扭曲方案下动叶表面静压分布
Fig. 8 Static pressure distribution on rotor blade surface of different torsion schemes

由于叶顶主要靠激波进行扩压,扭曲规律不同时,叶顶反动度不同,激波强度会改变,位置也会发生偏移。由于 Twist2 方案叶顶处进口预旋最大,相对马赫数最小,激波位置向前移动,导致加速段绝对长度变小,达到的波前马赫数最小,激波强度最小,于是 Twist2 方案叶顶处激波损失最小。如图 8(b) 所示, Twist2 方案激波位置约在 57% 轴向弦长位置,而 Twist3 方案激波位置后移,约在 65% 轴向弦长位置,这有利于提高跨音级叶顶的稳定性。

设计点动叶间隙内相对马赫数云图如图 9 所示。图中 Twist2 方案叶顶低速区范围较大, Twist3 方案最小。与其他方案相比, Twist2 方案的叶顶前缘两侧表面压差最大,前缘泄漏涡强度最大,但激波位置最靠前,导致泄漏涡无法在经过激波前集聚更多的能量,因此在破碎时会产生较多的低能流体使叶顶低速区范围变大。叶顶低速区是导致跨音级失速的主要原因,因此 Twist2 方案容易失速,所以该方案喘振裕度最低。

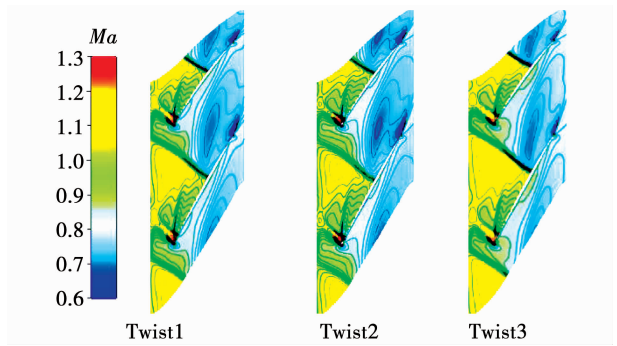


图 9 设计点动叶间隙内马赫数云图

Fig. 9 Mach number contours in rotor blade clearances at design point

不同的扭曲方案使静叶根部负荷分布不同。由于反动度的改变, Twist3 方案静叶的负荷最高,根部边界层最厚,通流能力下降,流量减小,导致叶片顶部流量增加,通流能力增强,有助于抑制叶顶堵塞,提高叶顶稳定性。静叶根部负荷较高时,损失对展弦比的敏感增强,展弦比增加时 Twist3 方案静叶总压损失系数增加明显,说明扭曲规律不同时静叶最佳展弦比不同。根部反动度越大,顶部反动度越小时,静叶的最佳展弦比越小。

2.4 反动度不同时展弦比对跨音级的影响规律

为了进一步了解反动度不同时展弦比对压气机跨音级性能的影响,选取了两个中径反动度进行数值模拟。除反动度外,其余叶型参数均保持不变,其

计算结果如图 10 所示。

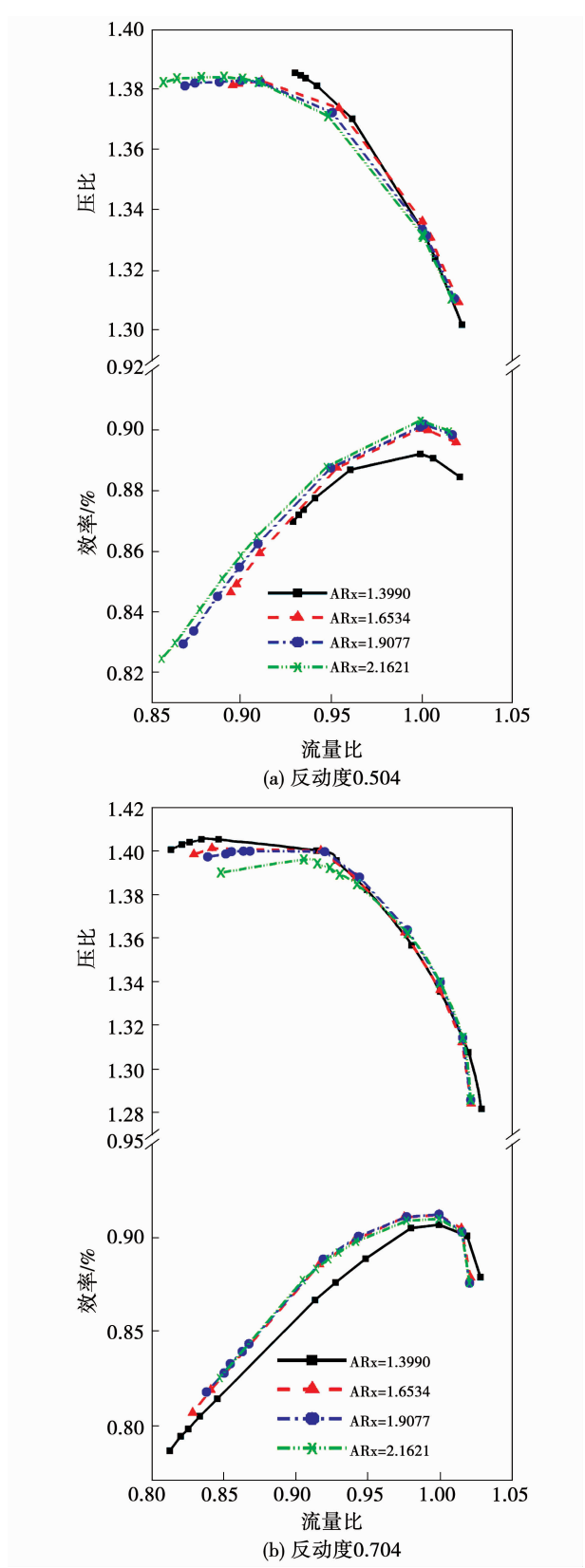


图 10 不同反动度下展弦比跨音级的特性曲线
Fig. 10 Characteristic curves of transonic stages with different aspect ratios at different reaction degrees

图 10(a)为反动度是 0.504 时不同展弦比跨音级在设计转速的特性曲线。展弦比增大时,等熵效率在整个设计转速上增加,且展弦比越大增加越缓慢,跨音级稳定工作范围越宽,喘振裕度变大。图 10(b)为反动度是 0.704 时不同展弦比跨音级的特性曲线。展弦比增加时,等熵效率逐渐增加,跨音级稳定工作范围变窄,喘振裕度降低。

图 11 给出了在反动度为 0.504 ~ 0.704 之间时,效率和喘振裕度随展弦比的变化图。可以看出,对于相同反动度的跨音级叶片,效率随着展弦比的增大而增大,喘振裕度存在一个最佳值。在展弦比为 1.2 ~ 2.2 时,反动度不同时效率和喘振裕度随展弦比变化规律也不同。反动度较低时效率和喘振裕度均随展弦比增加持续增加;中间反动度时效率依然随展弦比的增加而增加,喘振裕度则先增加后减小;高反动度时效率先增大后减小,喘振裕度则减小。

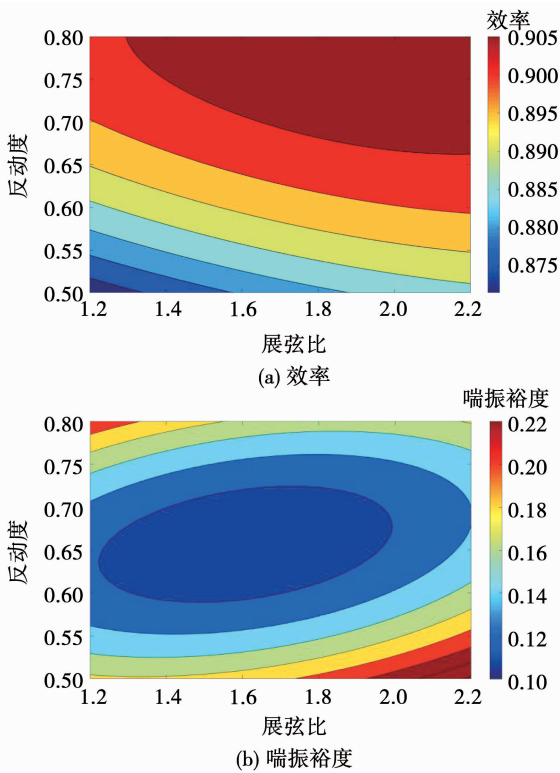


图 11 设计转速下工作点效率和喘振裕度随展弦比和反动度的变化云图

Fig. 11 Isolines of efficiency and surge margin with aspect ratio and reaction degree at design speed

对以上数据进行拟合,得到公式:

$$\eta^* = -0.3288\Omega^2 - 0.00918AR_x^2 - 0.05127\Omega AR_x + 0.5975\Omega + 0.0737AR_x + 0.6105 \quad (1)$$

$$SM = 3.469\Omega^2 - 0.1074AR_x^2 - 0.3818\Omega \cdot AR_x - 3.942\Omega + 0.09467AR_x + 1.476 \quad (2)$$

式中: η^* —压气机等熵效率; SM —压气机喘振裕度; Ω —反动度; AR_x —压气机中径动叶展弦比。从图中可以明显看出效率和喘振裕度随反动度和展弦比的变化规律。

由此可见,无论反动度取何值,压气机跨音级存在两个不同的展弦比分别使等熵效率和喘振裕度达到最大,且最佳效率展弦比要大于最佳喘振裕度展弦比。当反动度变化时,这两个最佳展弦比也会发生变化,随着反动度的增加,最佳展弦比减小。

3 结 论

(1) 扭曲规律改变反动度沿叶高的分布,进口相对马赫数随着进口预旋增大而减小,激波位置前移,激波强度减小,叶顶处激波损失减小。激波位置靠近前缘,泄漏涡不能在经过激波前集聚更多的能量,破碎后产生了更多的低能流体,使叶顶低速区范围较大,喘振裕度降低。

(2) 反动度越高最佳效率展弦比越低。展弦比相同时,跨音级等熵效率随着反动度的增大而增大,而喘振裕度存在最佳值。

(3) 给出了船用燃气轮机跨音速级的效率、喘振裕度和展弦比之间的定量关系,为展弦比的选取提供了参考。

本文的研究对象是船用燃气轮机压气机跨音级,得到的结论是否在多级压气机具有适用性还有待验证。因此,下一步将该跨音级应用于多级压气机继续对展弦比影响进行研究。

参考文献:

[1] 程荣辉. 轴流压气机设计技术的发展[J]. 燃气涡轮试验与研究. 2004,17(2):1~8.
CHENG Rong-hui. Development of design technology for axial compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17 (2):1~8.
[2] WENNERSTROM A J. Low aspect ratio axial flow compressors;

why and what it means [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1989, 111: 357 – 365.

[3] BROICHHAUSEN K, ZIEGLER K. Supersonic and transonic compressors: past, status and technology trends [J]. Proceedings of ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, Vol. 6.

[4] SMITH L H. Axial compressor aero design evolution at general electric [J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124: 321 – 330.

[5] SRINIVASAN A V. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1997, 119: 72 – 775.

[6] BRITSCH W, et al. Effects of diffusion factor, aspect ratio, and solidity on overall performance of 14 compressor middle stages [R]. Technical Paper 1523, NASA, 1979: 1 – 149.

[7] SMITH L H. Casing boundary layers in multistage axial-flow compressors [J]. Flow Research on Blading, 1970, 106: 635 – 647.

[8] FLIGG J A. Tests of a low speed three-stage axial flow compressor at aspect ratios of one, two and four [R]. AIAA Paper 66 – 613, AIAA 2nd Propulsion Joint Specialist Conference, Colorado Springs, CO, U. S. A. 13 June 1966 – 17 June 1966.

[9] FAHMI G T S. The performance of axial-flow compressors of differing blade aspect ratio [R]. ARC CP – 1179, 1971.

[10] CETIN M. Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors [R]. Advisory Group for Aerospace Research and Development, Neuilly-sur-Seine (France), No. AGARD – R – 745, 1987.

[11] WATZLAWICK R. Untersuchung der wesentlichen einflussfaktoren auf die sekundärverluste in verdichterund turbinengittern bei variation des schaufelseitenverhältnisses [M]. PhD Thesis, UniBw Munich, 1991.

[12] TO H O, MILLER R J. The effect of aspect ratio on compressor performance [C] // In Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, June 15 – 19, 2015, Montreal, Canada, Paper No. GT2015 – 43016.

[13] MARKUS P. Influence of blade aspect ratio on axial compressor efficiency [C] // Proceedings of GPPS Forum 19 Global Power and Propulsion Society Zurich, No. GPPS – TC – 2019 – 0039, 2019.

[14] TOBIAS S, MARKUS P, PETER J. High aspect ratio blading in an axial compressor stage [C] // ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, NC, USA, Paper No. GT2017 – 63590, June 26 – 30, 2017.

(姜雪梅 编辑)

(上接第 56 页)

[7] XU C, AMANO R S. Centrifugal compressor performance improvements through impeller splitter location [J]. ASME Journal of Energy Resources Technology, 2018, 140(5): 051201. 1 – 051201. 17.

[8] 康 达, 何卫东, 徐 毅. 分流叶片长度和周向位置对高压比离心压气机性能的影响 [J]. 推进技术, 2020, 41 (12): 2709 – 2719.

KANG Da, HE Wei-dong, XU Yi. The influence of the length and circumferential position of the splitter blade on the performance of a high-pressure ratio centrifugal compressor [J]. Propulsion Technology, 2020, 41 (12): 2709 – 2719.

[9] 王国杰, 刘学峥, 高 杰, 等. 氦氙离心压气机叶顶间隙形态对气动性能的影响 [J]. 航空动力学报, 2020, 35 (6): 1304 – 1314.

WANG Guo-jie, LIU Xue-zheng, GAO Jie, et al. The influence of helium-xenon centrifugal compressor blade tip clearance shape on aerodynamic performance [J]. Journal of Aeronautical Dynamics, 2020, 35 (6): 1304 – 1314.

[10] 刘学峥. 氦氙工质离心压气机气动设计及流动特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2019.

LIU Xue-zheng. Aerodynamic design and flow characteristics of helium-xenon working medium centrifugal compressor [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2019.

[11] 田志涛, 郑 群, 姜 斌. 氦氙混合离心压气机设计与分析 [J]. 风机技术, 2018, 60 (3): 14 – 19.

TIAN Zhi-tao, ZHENG Qun, JIANG Bin. Design and analysis of helium-xenon hybrid centrifugal compressor [J]. Fan Technology, 2018, 60 (3): 14 – 19.

[12] WEIB C, GRATES D R. Numerical investigation of the influence of the tip clearance on wake formation inside a radial impeller [J]. ASME Turbo Expo 2003, Power for Land, Sea and Air, 2003, 52 (12): 681 – 691.

(姜雪梅 编辑)