DOI: 10.19666/j.rlfd.202601063

# 静子弯叶片对多级水蒸气轴流压缩机性能的影响研究

耿心茹，秦国良，张岩松
（西安交通大学能源与动力工程学院，陕西 西安 710049）

［摘 要］【目的】针对大容量多级水蒸气轴流压缩机在高温升蒸汽机械再压缩（mechanical vapor recompression，MVR）工况下运行时，叶根角区分离导致的性能损失的问题。【方法】以某 MVR 系统的五级水蒸气轴流压缩机为研究对象，对各级静子叶片设置合适的弯曲角度，采用经验证的数值模拟方法对直静子基准方案与弯静子方案进行数值计算。【结果】结果表明，通过静子弯叶片设计，在设计工况下总体压比满足要求时，弯静子方案的效率相对于直静子基准方案提高了 6.1%。弯静子使中间级压比和级效率普遍提高。流场分析表明，弯叶片改变叶片表面载荷的径向分布，将部分端区高载荷转移至中跨高效区域。同时调整端区压力梯度，削弱叶根角区逆向螺旋流动和二次流强度，使叶根及端区附近流动更加平顺均匀，端区损失明显降低。【结论】适度的静子正弯能够有效改善大容量多级水蒸气轴流压缩机叶根角区分离，降低端区损失，在保持基准方案总压比的条件下提升整机效率并改善稳定运行特性。为 MVR 系统用多级水蒸气轴流压缩机静子弯叶片设计和性能提升提供了参考。

［关 键 词］轴流压缩机；蒸汽机械再压缩；静子；弯叶片；气动性能

［引用本文格式］耿心茹，秦国良，张岩松. 静子弯叶片对多级水蒸气轴流压缩机性能的影响研究[J]. 热力发电, 2026, 55(7): 133. Geng X R, Qin G L, Zhang Y S. Research on the effect of stator curved blades on the performance of multi-stage water vapor axial compressors[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(7): 133.

# Research on the effect of stator curved blades on the performance of multi-stage water vapor axial compressors

Geng Xinru, Qin Guoliang, Zhang Yansong
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** [Objective] Large-capacity multi-stage steam axial compressors used in mechanical vapor recompression (MVR) systems operate under high temperature-rise conditions, under which severe hub corner separation is prone to occur in the stator hub annulus wall region. The associated secondary flow structures concentrate aerodynamic losses, deteriorate stage efficiency and thus reduce the overall efficiency of the compressor. This study aims to address the performance degradation caused by hub corner separation in such machines and to evaluate the effectiveness of bowed stator blades in mitigating annulus wall losses while maintaining the required overall total pressure ratio. [Methods] A five-stage steam axial compressor serving a typical industrial MVR system is selected as the research object. On the basis of the baseline design, appropriate positive circumferential bow angles are applied to the stator blades of each stage to form a bowed-stator configuration, while the original straight-stator arrangement is retained as the reference case. A validated three-dimensional steady Reynolds-averaged Navier-Stokes numerical method, together with suitable turbulence modelling is employed to carry out CFD simulations for both configurations. The calculations are performed under the design operating condition, and the overall performance parameters as well as detailed flow-field data are obtained for comparative analysis. [Results] The numerical results show that, with the bowed-stator design, the overall total pressure ratio of the compressor at the

收 稿 日 期：2026-01-22 修 回 日 期：2026-02-10 接 受 日 期：2026-02-25 网络首发日期：2026-06-03
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52176043）
Supported by：National Natural Science Foundation of China (52176043)
第一作者简介：耿心茹（2000），女，硕士，主要研究方向为水蒸气轴流压缩机气动优化，3073720087@qq.com。
通信作者简介：秦国良（1964），男，教授，主要研究方向为流体机械内部流动及流动数值模拟，glqin@xjtu.edu.cn。

design point is essentially unchanged and still satisfies the MVR process requirement. Under this constraint, the overall efficiency of the bowed-stator configuration is increased by 6.1% compared with the straight-stator baseline. Stage-wise performance analysis indicates that both pressure ratio and stage efficiency are generally improved for the middle stages when bowed stators are adopted. Flow-field analysis further reveals that the bowed blades modify the radial distribution of blade-surface aerodynamic loading and transfer part of the high loading originally concentrated near the annulus wall region towards the more efficient mid-span region. At the same time, the annulus wall loading gradient is beneficially adjusted, which weakens the reverse helical motion and the intensity of secondary flows in the hub corner region, leading to smoother and more uniform flow near the hub annulus wall and a significant reduction in annulus wall losses. [Conclusion] Appropriately designed positively bowed stator blades can effectively alleviate hub corner separation in large multi-stage steam axial compressors, reduce annulus wall losses, and improve the overall isentropic efficiency while maintaining the total pressure ratio of the baseline scheme and enhancing the stable operating characteristics. The present work provides a useful reference for bowed-stator design and performance improvement of multi-stage steam axial compressors employed in MVR systems.

**Key words:** axial flow compressor; mechanical vapor recompression; stator; curved blade; aerodynamic performance

以水蒸气为工质的蒸汽机械再压缩（mechanical vapor recompression，MVR）系统是实现低温潜热回收和中低品位余热利用的一种有效热力循环形式，其中水蒸气压缩机是系统的核心动力设备，其气动性能直接影响到系统能效[1-2]。目前 MVR 系统采用的蒸汽压缩机以离心式蒸汽压缩机为主[3]。为提高饱和温升，张武设计开发的高性能离心式蒸汽压缩机采用半开式叶轮，从空气动力学和加工工艺等多方面进行优化设计，在保证气动高性能、强度满足材料要求的前提下，实现机组最高单级压比 2.4[4]。然而，随着处理流量增大，离心叶轮尺寸将急剧增加，导致效率下降、尺寸变大且制造难度提升。因此，开发适于高温升、大容量 MVR 系统的压缩机成为亟待解决的难题，而轴流压缩机凭借其通流结构更适用于大流量工况且相对离心压缩机具有更高的通流效率[5]，成为高温升大容量 MVR 系统的首选方案。为提高轴流压缩机做功和总压比，工程上通常采用较大的轮毂比并提高级负荷。但由于压缩机负荷提升会增强叶栅通道内的逆压梯度，诱发叶根角区分离和端壁二次流，从而导致压缩机效率下降。因此，有必要针对大容量多级水蒸气轴流压缩机的端区复杂流动提出有效的气动控制手段。

为提高叶栅的气动性能，国内外学者提出了多种控制方法，如附面层抽吸、叶尖喷气、非轴对称端壁成型以及弯掠技术等。其中弯曲叶片设计被认为是提高轴流压缩机气动性能的有效措施。其作用机理是通过改变径向载荷分布，使叶片两端壁边界层中的低能流体向叶高中部移动并被主流带走，不仅能减小分离损失，还能提高压气机稳定工作范围[6-8]。王仲奇等对低展弦比透平静叶栅采用弯叶片设计，从而削弱了端壁二次流，虽然局部载荷略有降低，但气流的做功能力和效率得到提升[9]。Wenger 等人将弯掠技术应用于高负荷跨声速压缩机静子，通过数值计算比较直静叶与弯静叶的流场和性能，得出适当的弯曲可以改善端壁边界层的发展[10]。在多级轴流压缩机方面，Axel Fischer 在 1 台四级轴流压气机中各级采用相同弯静子叶片，结果表明，高负荷工况下，弯曲叶片控制了叶片通道内的流动分离，使整机静压升提高了 1.4%[11]。孙泽秦等通过分析不同弯曲角度下单级轴流压缩机的流动损失后，对五级氦气轴流压缩机进行优化设计，使整机效率提高了 1.85%[12]。综合以上研究成果，弯叶片能有效控制压缩机分离现象并提高压气机气动性能。然而，现在关于静子弯叶片的研究更多集中在以空气为介质的轴流压缩机，且在多级压缩机的研究中各级采用相同弯曲形式[13-14]。针对以水蒸气为工质的多级轴流压缩机中，各级静子协同弯叶片设计及其对整机的气动性能影响的研究相对缺乏。

在此背景下，为更好地控制高负荷工况下的分离流并提升整体运行效率，本文以某五级水蒸气轴流压缩机为研究对象，对五级静子分别采用弯叶片设计，利用数值模拟方法分析优化前后压缩机各级压比和效率的变化规律以及流动特性。

## 1 研究对象

研究对象的原型为高温升大容量 MVR 系统中的五级水蒸气轴流压缩机，其叶片采用等反动度流型设计，积叠方式为重心积叠，选取的反动度为 0.8，设计参数如表 1 所示。

表 1 水蒸气压缩机设计参数
**Tab.1 Design parameters of the steam compressor**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 容积流量/($m^3$ $h^{-1}$) | 160 000 |
| 进口总温/K | 315.15 |
| 进口总压/kPa | 8.2 |
| 进气密度/(kg $m^{-3}$) | 0.056 3 |
| 转速/(r $min^{-1}$) | 8 000 |
| 压比 | 2.7 |
| 效率 | 0.82 |
| 级数 | 5 |
| 进口轮毂比 | 0.7 |
| 叶顶间隙/mm | 1 |

图 1 为第 1 级弯静子 S1 的积叠线及其弯叶片造型，参考直叶片通过各截面几何重心沿径向堆叠，弯静子积叠线仅在周向偏移，径向坐标保持不变，各截面偏移后的几何重心采用样条曲线光滑连接形成三维积叠线。图 1 中$\alpha_1$为叶根弯曲角，$\alpha_2$为叶尖弯曲角，各级静子的具体弯曲角参数列于表 2。弯曲大小随级次和半径位置进行调整，以匹配不同级的特性。各级静子均采用正弯叶片，正弯定义如图 1 所示，指相对于基准直叶片，从周向截面观察呈现压力面凸、吸力面凹的几何特征。

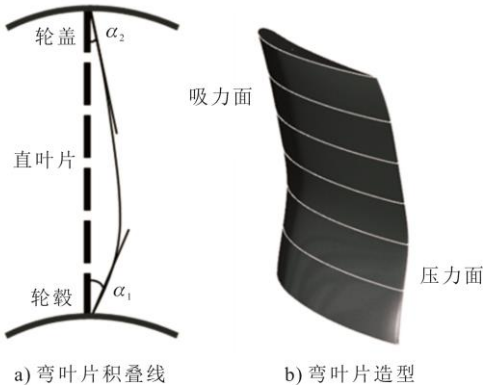



图 1 静子弯叶片
**Fig.1 Schematic diagram of the stator curved blade**

表 2 弯叶片设计方案
**Tab.2 Design scheme for the curved blades**

| 静叶栅 | $\alpha_1$/(°) | $\alpha_2$/(°) |
|---|---|---|
| S1 | 16 | 9 |
| S2 | 20 | 5 |
| S3 | 24 | 10 |
| S4 | 20 | 10 |
| S5 | 25 | 8 |

## 2 数值模拟

### 2.1 数值方法及验证

数值计算以 ANSYS CFX 为求解器，采用 SST 二方程湍流模型封闭三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程，该模型综合了 $k$-$\varepsilon$ 模型在主流区和 $k$-$\omega$模型在近壁区求解的优势，通过引入湍流黏度限制函数与剪切应力输运项，能有效处理复杂流动现象，更适用于水蒸气工质的压缩过程模拟。边界条件设置为进口总压、总温，轴向进气条件，出口设置静压，壁面设置为绝热无滑移，动静级间交界面采用混合平面法。采用有限体积法对其离散，其中对流项采用高分辨率二阶迎风格式。相对残差设置为 $1\times10^{-6}$ 作为流场计算的收敛标准。

为确保数值方法的可靠性，采用公开的轴流压缩机转子 Rotor 37[15]验证数值方法的计算精度。Rotor 37 在设计转速下的叶尖速度为 454 m/s，与本文具有相似的跨音速特性。该转子的基本参数如表 3 所示，总共包含 36 个叶片，数值计算在设计转速下开展，即转速为 17 188.7 r/min。对 Rotor 37 的验证结果如图 2 所示。

表 3 Rotor37 基本参数
**Tab.3 Basic parameters of Rotor37**

| 参数 | 数值 |
|---|---|
| 叶片数 | 36 |
| 转速/(r $min^{-1}$) | 17 188.7 |
| 轮毂比 | 0.7 |
| 设计压比 | 2.106 |
| 叶尖间隙/mm | 0.356 |
| 尖部叶型稠度 | 1.288 |

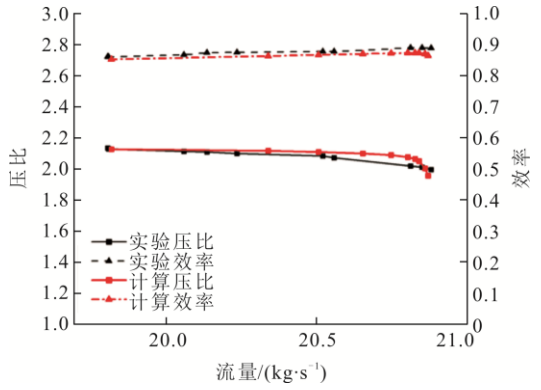



图 2 Rotor37 性能实验与数值模拟结果对比
**Fig.2 The performance experimental results and numerical simulation results of Rotor37**

计算得到的总压比在量值及分布上与实验数据符合良好，最高压比处计算值比实验值低 2%，差值在实验误差范围内。效率特性在分布上与实验数据较为相似，但在具体量值上整体偏低，最高效率点处相较于实验数据低 1.9%，表明所用数值方法精度高。

### 2.2 计算网格及无关性验证

利用 ANSYS 的自动网格划分模块 TurboGrid 对转子的单流道流体域划分结构化网格，叶片流道内网格采用 O4H 型，叶片径向间隙采用蝶型网格划分，出口延长段采用简单 H 型网格。基于 SST 湍流模型的壁面特点，设置目标网格无量纲高度 $y^+$值最大在 5 左右，工质采用 ANSYS CFX 中包含 IAPWS 状态方程表格插值法进行计算，进口给定总温为 315.15 K、总压为 8.2 kPa、轴向进气条件，出口给定静压[16]。单流道网格及首级网格细节如图 3、图 4 所示。

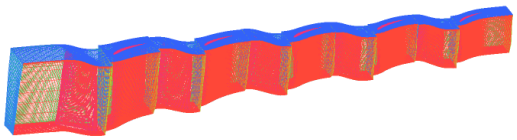


图 3 多级轴流压缩机单流道网格
**Fig.3 Mesh generation for single-channel of the multi-stage axial flow compressor**

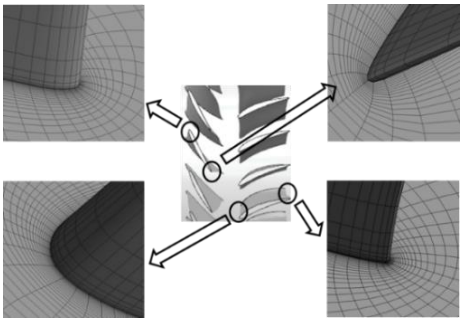


图 4 首级动静叶网格
**Fig.4 Grid diagram of the first-stage rotor and stator blades**

为避免网格质量对数值计算结果产生不利的影响，在保证 $y^+$的基础上，在设计工况下，采用 3 种不同的网格数进行网格无关性验证，得到不同网格数下的总压比和效率，结果如图 5 所示。

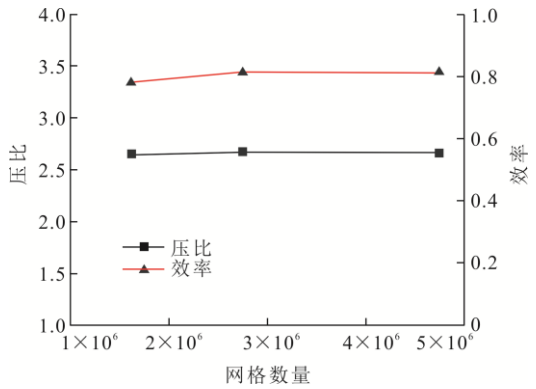



图 5 网格无关性验证
**Fig.5 Grid independence verification**

由图 5 可以看出，随着网格数量增加，压比与效率基本不随网格数量增加而增大，因此最终选定单流道转子网格总数为 2 881 164。

## 3 结果与分析

### 3.1 计算结果

对采用静子弯叶片设计的最终方案进行全三维定常数值模拟。单个工况的迭代步数为 1 000 步。当整机进出口质量流量在连续 200 步迭代内的变化幅度小于 0.1%时，判定该工况计算收敛。图 6、图 7 为多级轴流压缩机压力、效率特性曲线。由图 6 整体性能曲线可以看出，弯静子方案在全工况范围内的总压比数值上与原直静子基本一致，设计工况点总压比为 2.71，与原型机相一致，没有出现压比下降现象。同时，由图 7 效率特性曲线可知，弯静子设计实现了整体效率的提升与稳定工作范围的扩大，设计点效率达到 87%，相对原设计提高了 6.1%。

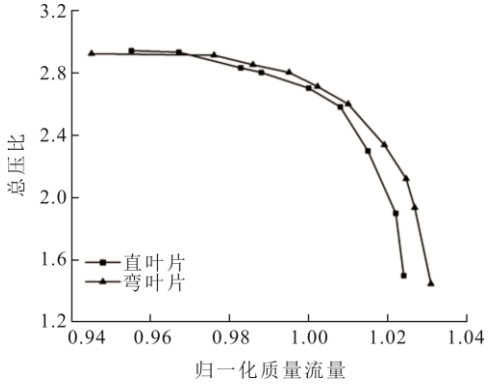



图 6 多级轴流压缩机压力特性曲线
**Fig.6 Pressure characteristic curves of the multi-stage axial flow compressor**

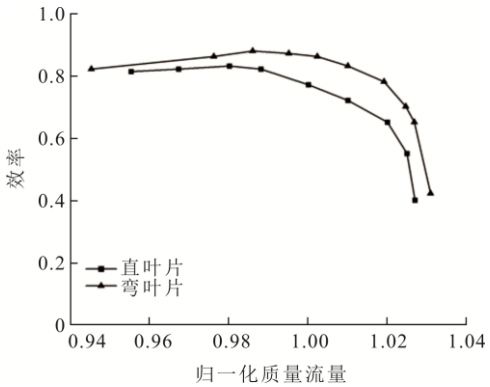



图 7 多级轴流压缩机效率特性曲线
**Fig.7 Efficiency characteristic curves of the multi-stage axial flow compressor**

在多级轴流压缩过程中，中间级通常处于气动工作状况较好的区间，是主要的能量转换级，因此中

间级性能的提升最有利于整体性能的改善。图 8、图 9 分别为五级轴流压缩机级压比及级效率对比。

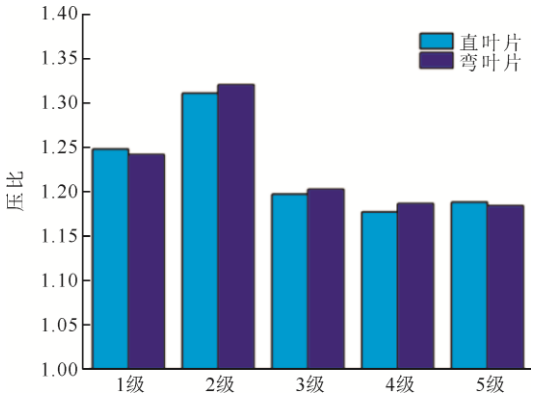



图 8 五级轴流压缩机级压比对比
**Fig.8 Stage pressure ratios of the five-stage axial compressor**

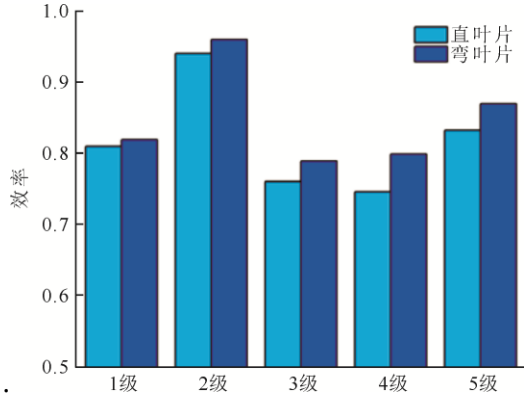



图 9 五级轴流压缩机级效率对比
**Fig.9 Stage efficiencies of the five-stage axial compressor**

由图 8、图 9 可见，弯叶片设计后各级压比分布规律与原方案基本一致，级效率均得到提高，其中 2—4 级的压比提升。这说明弯静子设计有效降低了级间损失，从而提高水蒸气多级轴流压缩机整机效率。

### 3.2 流动特性分析

图 10 为 S2 轮毂−吸力面极限流线。由各级参数对比可知，弯叶片设计后 S2 的级压比和效率在各级中最大，基准方案的叶根中后弦区域存在大尺度回流涡，端壁流线发生较大偏折与回绕，形成沿弦向连续发展的角区分离区。采用弯静子后，角区回流结构明显缩小，分离线后移至靠近尾缘的局部区域，端壁流线在大部分范围内沿通道方向平顺附着发展，仅在叶根尾缘附近保留弱回绕，表明端壁二次流和角区分离均得到有效控制。

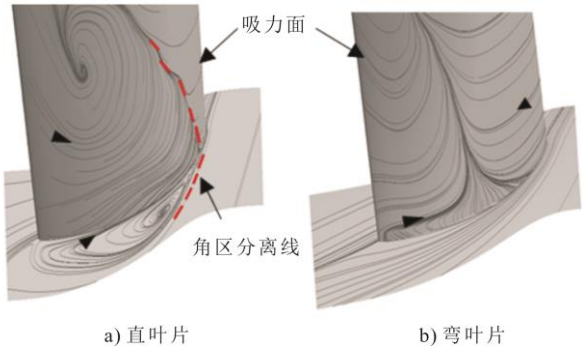



图 10 S2 轮毂−吸力面极限流线
**Fig.10 Limit streamlines in the S2 hub-suction surface**

基于进口状态无量纲化的弦向静压系数 $C_p$ 为：

$$C_p = \frac{p - p_{\text{in}}}{0.5\rho_{\text{in}}W_{\text{in}}^2} \tag{1}$$

式中：$p_{\text{in}}$ 为入口质量平均静压；$\rho_{\text{in}}$ 为入口质量平均密度；$W_{\text{in}}$ 为入口质量平均相对速度。

15%、50%、85%叶高处 S2 静压系数分布如图 11 所示，压力点所围成的区域代表叶片的载荷。

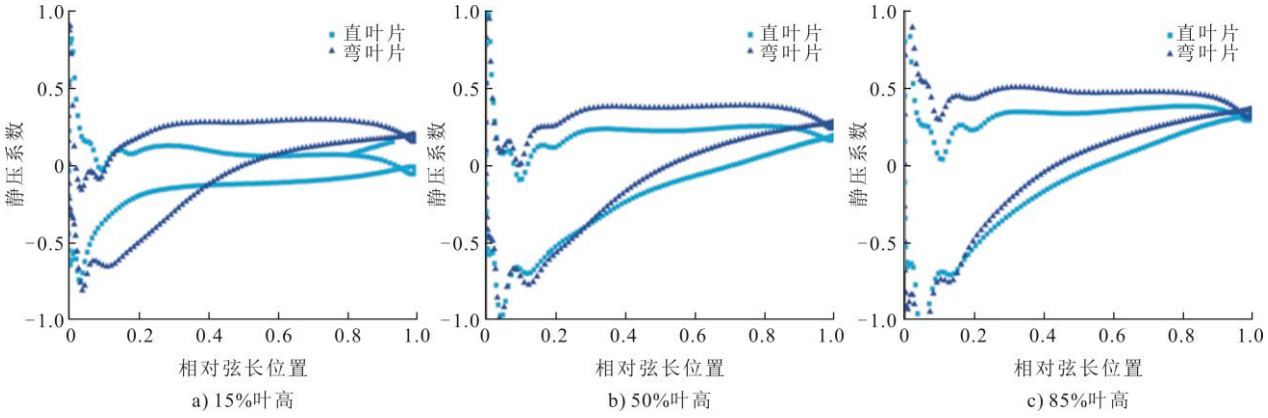



图 11 15%、50%、85%叶高处 S2 静压系数分布
**Fig.11 Distributions of S2 static pressure coefficient in sections at 15%, 50% and 85% of the blade height**

由图 11 可见，叶片展向的载荷都有所提高，尤其是叶根处最明显，直静子最小压力点位于前缘附近，沿弦向存在较大的逆压梯度，不利于叶栅流动，且吸力面前段静压系数急剧下降并形成较强负压峰，是导致角区分离和回流形成的主要原因。弯静子的压力恢复位置后移且趋势更为平缓，从而减弱了局部逆压力梯度和扩散强度。与此同时，50%叶高、90%叶高处中后段载荷增强，表明弯叶片通过将部分载荷由叶根向中部叶高转移，有效抑制了角区分离，从而实现该级效率的提高。

0.2%叶高处 S3 静压-流线分布如图 12 所示。由图 12 可见，弯静子改善了端壁二次流并提高了静压。由于 S4 在弯静子设计下级效率提升最大，为进一步分析其分离损失特性，引入无量纲螺旋度，选取该级静子 15%、50%和 85%叶高截面进行对比分析，结果如图 13 所示。

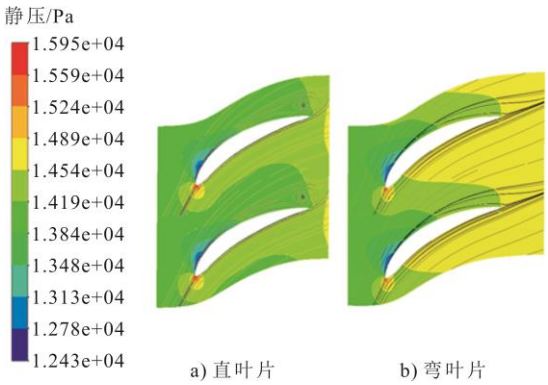



图 12 0.2%叶高处 S3 静压-流线分布

**Fig.12 Distribution of S3 static pressure-streamline in section at 0.2% of the blade height**

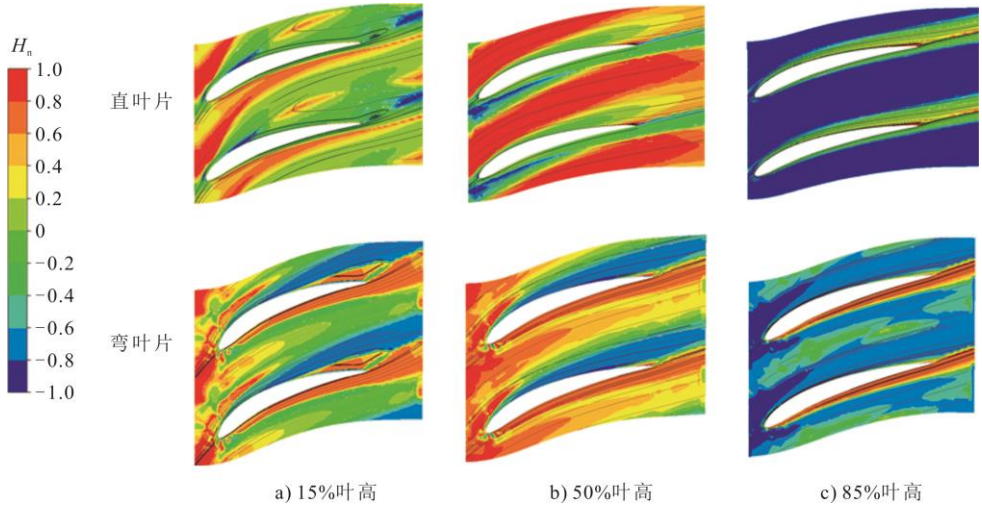



图 13 15%、50%、85%叶高处 S4 无量纲螺旋度-流线分布

**Fig.13 Distributions of S4 dimensionless swirl-streamline in sections at 15%, 50% and 85% of the blade height**

$$H_n = \frac{\boldsymbol{\Omega}\cdot\boldsymbol{u}}{|\boldsymbol{\Omega}|\cdot|\boldsymbol{u}|} \tag{2}$$

式中：$H_n$ 为无量纲螺旋度；$\boldsymbol{\Omega}$ 为涡量矢量，其定义为速度矢量 $\boldsymbol{u}$ 的旋度，即 $\boldsymbol{\Omega}=\nabla\times\boldsymbol{u}$。

由于式(2)实质上表示涡量矢量与速度矢量夹角的余弦值，因此 $H_n$ 的取值范围[–1, 1]。当 $H_n\geqslant 0$ 时，表示局部涡量方向与速度方向一致，$H_n<0$ 则二者相反，$|H_n|$越接近 1，说明涡量与速度的对齐程度越高、局部流动的螺旋特性越显著。因而无量纲螺旋度 $H_n$ 可用于表征涡结构相对于主流的旋转方向及其螺旋程度。在 15%叶高截面，直叶片在吸力面与端壁处形成大面积负螺旋度区，对应明显的回流，是叶根端区损失的主要来源。采用弯静子后，该负螺旋度区域收缩，在相同位置被以红黄色为主的正螺旋度带替代，且流线沿吸力面和端壁较为平顺地通过，表明原先逆主流的角区涡被明显削弱，局部流动由逆向螺旋转变为顺主流螺旋，角区内螺旋度绝对值及二次流速度均明显降低。50%和 85%叶高处高螺旋度区域范围均有所减小。由此可见，弯静子通过调整端区的压力梯度，削弱了叶根处二次流及角区分离，并降低端区损失，与 S4 效率提升相一致。

图 14 为中截面处 S5 无量纲螺旋度-流线分布。由图 14 可见，S5 中截面的螺旋度与流线分布也表现出相同趋势，弯静子减弱了吸力面附近的负螺旋度带与角区分离，使中跨主流通道内流动保持较好附着，与该级损失的降低相吻合。

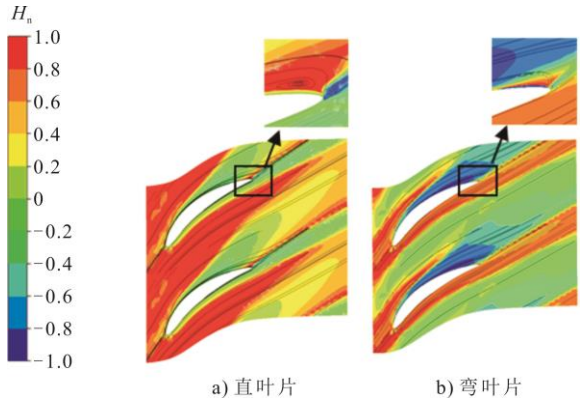



**图 14 中截面处 S5 无量纲螺旋度−流线分布**
**Fig.14 Distributions of S5 dimensionless helicity-streamlines in the mid-section**

## 4 结　论

通过对五级水蒸气轴流压缩机各级静子进行弯叶片设计以提升整机性能，采用数值模拟研究静叶弯曲对多级压缩机的性能影响，得到：1）通过静子弯叶片设计在满足原机组总压比的前提下，使整机效率在设计点提升 6.1%、扩大了稳定工作范围；2）弯叶片通过改变叶片表面载荷分布，使端区载荷部分转移到中跨高效区域，提升了中间级的压比与效率；3）弯叶片通过调整端区压力梯度，削弱角区内的逆向螺旋流动和二次流强度，使叶根及端区附近的流动更加平顺均匀，从而降低端区损失。

未来研究可结合试验研究，进一步探究多级水蒸气压缩过程中的真实气体效应与三维复杂流动的耦合机制，提升压缩机在变工况条件下的性能预测精度与运行稳定性。

## [参 考 文 献]


[1] Shoyama T, Kawano B, Ogata T, et al. Centrifugal turbo chiller using water as refrigerant and lubricant[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part E: Journal of Process Mechanical Engineering, 2022, 236(1): 71.

[2] Eberhard W, Nikolai K. Turbo water chiller with water as refrigerant[C]. International Compressor Engineering Conference. USA: Purdue University, 2004.

[3] Hu B, Wu D, Wang R Z. Water vapor compression and its various applications[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 98: 92.

[4] 张武, 李新宏. 高性能 MVR 水蒸汽压缩机技术及应用[J]. 有色冶金节能, 2016, 32(3): 35.
Zhang W, Li X H. High-performance MVR steam compressor technology and applications[J]. Nonferrous Metallurgical Energy Saving, 2016, 32(3): 35.

[5] 李超俊, 余文龙. 轴流压缩机原理与气动设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 1.
Li C J, Yu W L. Axial flow compressors principles and aerodynamic design[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 1987: 1.

[6] 张丹, 左志涛, 周鑫, 等. 跨声速轴流压缩机动静叶弯参数耦合关系[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5): 1544.
Zhang D, Zuo Z T, Zhou X, et al. Coupling relationship of blade bending parameters in transonic axial flow compressors[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1544.

[7] Denton J D, Xu L. The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1999, 213(2): 125.

[8] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading(I): university research and methods development[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(4): 521.

[9] 王仲奇, 韩万今. 在低展弦比透平静叶栅中叶片的弯曲作用[J]. 工程热物理学报, 1990, 11(3): 255.
Wang Z Q, Han W J. The bending effect of blades in low aspect ratio turbine stator blades[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1990, 11(3): 255.

[10] Gümmer 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(1): 40.

[11] Fischer A, Riess W, Seume J R. Performance of strongly bowed stators in a four-stage high-speed compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(3): 333.

[12] 孙泽秦, 张靖煊. 基于弯曲叶片的氦气轴流压气机优化设计[J]. 热能动力工程, 2023, 38(11): 20.
Sun Z Q, Zhang J X. Optimisation design of helium axial-flow compressor based on bent blades[J]. Thermal Energy and Power Engineering, 2023, 38(11): 20.

[13] Ke T F, Zheng Q. Highly loaded aerodynamic design and three dimensional performance enhancement of a HTGR helium compressor[J]. Nuclear Engineering and Design, 2012, 249: 256.

[14] Weingold H D, Neubert R J, Behlke R F, et al. Bowed stators: an example of CFD applied to improve multistage compressor efficiency[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(2): 161.

[15] 何文博, 史磊. 跨声速轴流压气机转子 Rotor37 周向槽机匣处理的数值研究[J]. 科学技术与工程, 2018, 18(28): 164.
He W B, Shi L. Numerical study on circumferential slot casing treatment of transonic axial flow compressor Rotor37[J]. Science, Technology and Engineering, 2018, 18(28): 164.

[16] William T P. ASME international steam tables for industrial use based on the IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam (IAPWS-IF97)[C]. ASME, 2014.


（责任编辑　杜亚勤）