

离心压气机失速模式及自循环机匣处理的作用机制

康剑雄^{1,2}, 黄国平¹, 朱俊强², 温殿忠³

- (1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016;
2. 中国科学院 工程热物理研究所 轻型动力重点实验室, 北京 100190;
3. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 通过对离心压气机不同转速下实壁机匣和处理机匣两种状态流场的数值模拟,研究了失速模式随转速的变化及不同失速模式下机匣处理作用机制的转变.结果表明:随转速的降低,失速模式由100%设计转速时的扩压器失速逐步向导风轮失速过渡,导风轮失速也经历了由80%设计转速时的端壁失速和叶片前缘失速向50%设计转速的通道大范围完全失速的发展过程.自循环机匣处理对离心压气机失速裕度和效率的影响都与失速模式紧密相关,其扩稳作用仅对80%设计转速时的叶片前缘失速有效.在80%左右设计转速,机匣处理使主流效率有朝大流量工况点变化的趋势,从而使效率降低.当转速低至50%设计转速时,主流通道形成大范围回流区,机匣处理的二次回流可以减少叶轮对通道回流区气流的做功量,从而提高效率.

关 键 词: 机匣处理; 失速模式; 失速裕度; 压气机效率; 离心压气机

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Stall mode of centrifugal compressor and mechanism of self-recirculating casing treatment

KANG Jian-xiong^{1,2}, HUANG Guo-ping¹,
ZHU Jun-qiang², WEN Dian-zhong³

- (1. Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System,
College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. Key Laboratory of Light-duty Gas-turbine,
Institute of Engineering Thermophysics,
Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;
3. China Aviation Powerplant Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: In order to explore the variation of stall mode with speed and the mechanism transition of casing treatment under different stall modes, numerical simulation of a centrifugal compressor of solid wall casing and casing treatment under different speeds were performed. The results showed that stall mode transit from diffuser stall at 100% design speed to inducer stall as speed decreasing. Inducer stall also experienced from end wall stall and blade leading edge stall at 80% design speed to wide-range full stall at 50% design speed. The effect of self-recirculating casing treatment on stall margin and efficiency of centrifugal compressor were closely related to the stall mode, its stability enhancement effect was only

valid for the blade leading edge stall at 80% design speed. At about 80% design speed, casing treatment made the main flow efficiency tend to bigger flow rate operating point, therefore reducing efficiency. When the speed was low enough to 50% design speed, with a wide recirculation region in main flow passage, the secondary reverse flow in casing treatment could reduce the load of the impeller to passage recirculation region, so as to improve efficiency.

Key words: casing treatment; stall mode; stall margin; compressor efficiency; centrifugal compressor

相对于轴流压气机,离心压气机在失速裕度性能指标上具备固有优势.但即便如此,在一些特殊场合,比如辅助动力装置对起动加速性能有苛刻要求,或者如车用涡轮增压器在正常运转时工作点变化比较剧烈,这时还有必要对扩大离心压气机的失速裕度采取一些额外措施.这其中,机匣处理由于结构简单,扩稳性能较好,应用较为普遍.

早期有关机匣处理的研究以试验为主,由于受到叶轮旋转的影响,给流场参数测量带来诸多不便,因此这一时期多以机匣处理不同结构特征和压比、效率、失速裕度等总体参数之间开展性能对比研究^[1-3].随着 CFD 技术的逐步成熟,数值模拟手段加深了人们对机匣处理扩稳作用的机理性认识.除了机理分析外,另一类研究需要解决的是如何针对特定的压气机和特定的扩稳需求设计出性能满意的机匣处理.这两者主要涉及机匣处理的适用性问题,即应用准则的研究. Greitzer 等^[4]最早开展了这方面的工作,他针对沟槽类小尺度机匣处理,通过改变叶片稠度得到两个失速模式各异的轴流转子(低稠度的为叶片失速,高稠度的为端壁失速),得出机匣处理只对端壁失速有效,对叶片失速效果不明显.国内的周亚峰、郭捷^[5]认为,这种严格区分叶片失速和端壁失速的应用准则有其局限性,因为在实际压气机中两者往往是兼而有之的.他们将应用准则定义为对叶尖失速有效.蒋世亮^[6]指出机匣处理的位置需要布置在关键级和危险截面上.从这些学者的研究中可以看出,机匣处理的作用机制和压气机的失速模式之间是紧密相关的.

在离心压气机上,大尺度的自循环机匣处理采用较为普遍,离心压气机的失速模式相对轴流压气机有其自身特点,自循环机匣处理的扩稳机理与小尺度机匣处理也不一样,目前有关两者之间相互联系的研究还比较欠缺.此外,机匣处理作为一种被动扩稳措施,其影响涵盖了压气机的全工况范围,因此有必要对其开展不同工况下的作用机制研究.诸多学者的研究表明,机匣处理扩稳

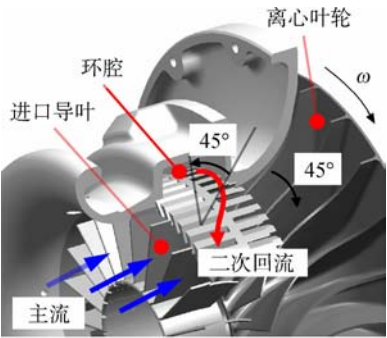
作用有明显的转速选择性,一般在中、高非设计转速范围(80%左右设计转速)扩稳效果较好,而在设计转速作用不明显^[7-9].既然前人的研究表明机匣处理的作用机制和压气机的转速之间紧密相关,那么这是否预示离心压气机的失速模式随着转速的不同而发生了变化呢?因此,本文从某离心压气机的不同转速着手,研究压气机失速模式与机匣处理作用机制之间的关联关系.

相对于扩稳机理的深入研究,人们对机匣处理给压气机效率带来的影响还没有形成统一认识.相当多的学者认为机匣处理的扩稳是以牺牲效率为代价的^[4,10-12].虽然有研究表明,机匣处理可能在扩稳的同时不引入损失,甚至效率还可以有所提高.但持不同观点的学者^[13]认为,出现这种情况的前提是原压气机流场本身就存在设计缺陷.本文将探讨机匣处理对离心压气机效率高下的影响,以及效率影响与实壁机匣离心压气机的流量特性和失速模式等因素之间的关系.

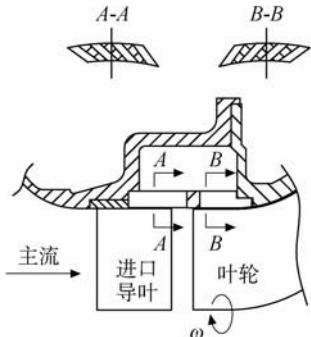
1 研究对象的结构和试验数据

本文研究对象是一个离心压气机,包括进口导叶(inlet guide vane, IGV)、离心叶轮(下文简称叶轮)、径向扩压器和轴向扩压器,其中叶轮由 24 个出口纯径向的叶片组成.在导风轮进口和进口导叶出口之间的外机匣布置有自循环回流装置,见图 1.该机匣处理由前、后处理槽和外部环腔组成,腔深为 15.5 mm,轴向长度为 33 mm.前、后处理槽各 60 个,槽宽为 2.6 mm,周向倾角为 45°.前处理槽轴向长度为 16 mm,后处理槽轴向长度为 13 mm,基本覆盖了叶轮进口的轴向平直段.压气机设计点主要性能参数:转速为 38 000 r/min,流量为 1.6 kg/s,总压比为 3.2,效率为 78%.

通过实壁机匣与处理机匣条件下离心压气机性能对比试验结果可以看出(见图 2,其中 SW (solid wall)代表实壁机匣,CT (casing treatment)代表处理机匣,Exp 为试验数据,Cal 为数值模拟结果),机匣处理的扩稳效果在相对折合转



(a) 三维模型



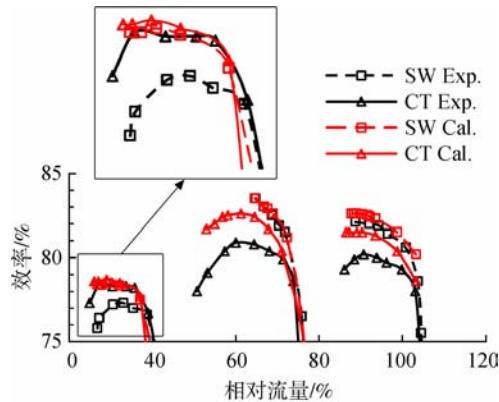
(b) 剖面图

图 1 离心压气机和机匣处理图(扩压器未示出)
Fig.1 Configuration of the centrifugal compressor and casing treatment (diffusers are not shown)

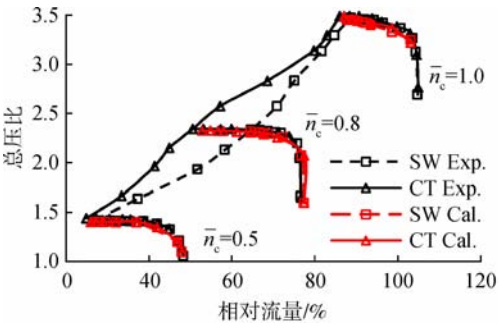
速 $\bar{n}_c=0.8$ 时最好, 而 $\bar{n}_c=0.5, \bar{n}_c=1.0$ 时, 机匣处理对失速裕度的改善微乎其微. 失速边界线由实壁机匣的下凹形变成了机匣处理的略凸形. 从图 2 中还可以看出, 堵点到喘点之间的流量-总压比特性线非常平直, 机匣处理主要提高了流量裕度. $\bar{n}_c=0.8$ 和 $\bar{n}_c=1.0$ 时, 机匣处理给效率带来一定损失; 与此相反, $\bar{n}_c=0.5$ 时, 机匣处理使得效率有约 1% 的提高.

2 网格划分和数值计算方法及验证

实壁机匣状态下离心压气机叶片排网格由 NUMECA/AutoGrid 软件自动生成, 每个叶片排取一个单通道, 叶片排之间采用周向混合平均边界条件. 当附带机匣处理计算时, 机匣处理的网格采用 IGG(interactive grid generator)手动生成, 网格结构见图 3(Z 轴与叶轮旋转中心线重合). 前处理槽数量由 60 个增加到 66 个, 网格按 3 个通道生成, 这样几何周期数可以与进口导叶数(22 片)进行约化, 处理槽宽度适当减小, 保证总流通面积相同. 后处理槽 60 个周期取 1 个通道, 后处理槽与叶轮之间设置了两层间隙(厚度均为 0.1 mm), 靠近叶轮的间隙取叶轮的周期数为 24, 在旋转坐标系下求解, 与叶轮机匣面之间设定 FNM(full non-matching)条件, 用插值的方法将间隙覆盖的机匣面作为流体连通域(机匣面其余部分为固壁); 靠近后处理槽的间隙取后处理槽的周期数为 60, 在绝对坐标系下求解, 并与下部的间隙做周向掺混平均形成动/静交接面. 环腔和前、后处理槽之间, 后处理槽与薄层之间都采用 FNM 交接面. 由于前、后处理槽周期数不同, 环



(a) 效率特性



(b) 总压比特性

图 2 离心压气机特性曲线

Fig. 2 Performance curves of centrifugal compressor

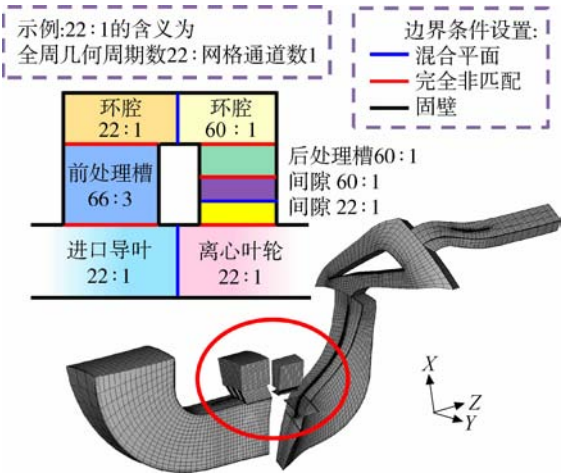


图 3 计算网格及边界条件

Fig. 3 Computational grid and boundary conditions

腔也划分为前、后两段,其间设定周向平均交接面条件.离心压气机带机匣处理总的网格量约 125 万,壁面第 1 层网格高度为 0.001 mm,壁面网格雷诺数 $y^+ = 1 \sim 3$.

数值模拟采用 NUMECA/FINE TURBO 软件求解圆柱坐标系下雷诺平均 N-S 方程组,工质为理想气体,湍流模型为 Spallart-Almaras 单方程模型,该模型在诸多叶轮机械及机匣处理的模拟中的适用性得到了很好的验证.计算以 4 阶龙格-库塔法显式时间推进,2 阶中心差分有限体积空间离散,结合当地时间步长,隐式残值光滑和多重网格法加速收敛.计算条件设置如下:离心压气机进口给定总压为 101325 Pa,总温为 288 K,叶轮给定转速,轴向扩压器出口在堵点流量以上设定背压,在堵点流量以下则给定流量,通过不断减小流量使计算工况逐步逼近失速点.当离心压气机的出口静压达到最大值时,判定为失速点.

按上述方法,本文计算了离心压气机的总性能,与试验结果进行对比,见图 2.可以看出,流量-总压比计算结果和试验数据符合得相当好,近失速点的捕捉也较为准确.效率的计算则有所差异, $\bar{n}_c = 0.8, 1.0$,实壁机匣的效率特性符合较好,处理机匣条件下效率均低于实壁机匣,但较试验值偏高.产生偏差的原因可能主要是由处理机匣处理槽与叶片之间强烈的动静干涉等非定常效应造成的.当 $\bar{n}_c = 0.5$ 时,通道内发生了大范围的分流,这时即便是实壁机匣状态,效率的计算也呈现出一定差异,这反映了当前 CFD 计算对大分离条件下的流场模拟还存在不足的现实.从图 2 局部放大图中可以看出, $\bar{n}_c = 0.5$ 时处理机匣的效率较实壁机匣略高.定性地来讲,效率计算结果能够反映总体变化趋势.因此本文采用的计算网格和计算方法具备合理性和一定的准确性.

3 数值模拟结果分析

3.1 实壁机匣近失速点机匣壁面静压流向分布

自循环机匣处理产生扩稳作用的先决条件就是形成二次回流,而前、后处理槽之间的逆压差则是驱使气流回流的动力,逆压差愈大,回流的流量和流速也愈大.图 4 给出的是实壁机匣相对折合转速 $\bar{n}_c$ 分别等于 0.5, 0.8, 1.0 时近失速点周向平均壁面静压(p)沿流向的分布.可以看出,随着转速的升高,前、后处理槽对应位置的壁面压差是逐步增加的.由此推断,回流流量的总体趋势也应该是增加的.

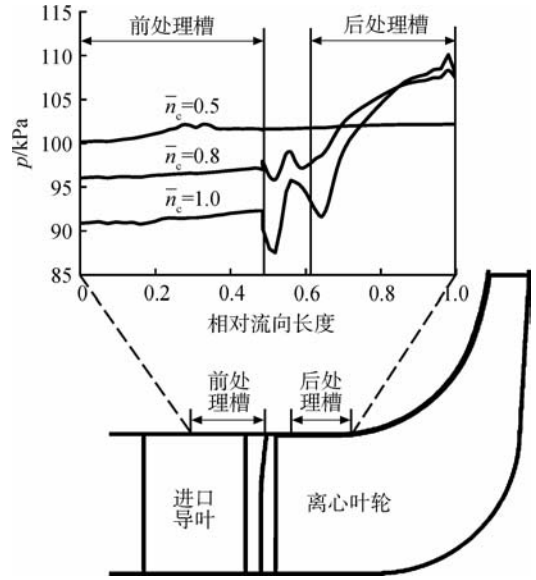


图 4 周向平均壁面静压的流向分布
Fig. 4 Average circumferential wall static pressure along flow direction

前处理槽所在位置位于进口导叶上方,从理论上来说,进口导叶通道为收缩通道,静压理应降低.然而从图 4 中可以看出,实际上静压反而在升高,这说明附面层内的逆压力梯度较大.比较特殊的是, $\bar{n}_c = 0.5$ 的静压曲线的斜率在前处理槽的中间还出现了拐点.另外注意到后处理槽位置, $\bar{n}_c = 0.5$ 时,静压曲线斜率非常小,几乎为平直线.随着转速的升高,静压曲线的斜率增加,说明叶轮进口尖部的压升能力在提高.总体而言, $\bar{n}_c = 0.5$ 时的静压曲线的变化趋势与 $\bar{n}_c = 0.8$ 和 1.0 时的相比差异显著,说明其流场结构发生了较大变化.

3.2 实壁机匣近失速点流动状况

高负荷开式叶轮多为叶尖临界型失速,叶尖区域流动状况的恶化可以诱发压气机失稳,因此对尖部流场的分析是研究压气机失速模式的有效手段^[14-15].图 5 是 3 个转速条件下近失速点叶轮尖部入口子午面流场结构图,其中 $\bar{n}_c = 0.8$ 和 $\bar{n}_c = 1.0$ 只给出了叶轮进口尖部的局部放大图.通过对比发现,随转速的降低,回流区的起始位置逐步向上游运动,回流区的范围也逐渐变大. $\bar{n}_c = 0.5$ 的流场结构与 $\bar{n}_c = 0.8$ 和 $\bar{n}_c = 1.0$ 相比出现了明显的差异,叶轮尖部产生了大范围的逆流流动现象,其逆流区的形成机理与另外两者有本质的不同; $\bar{n}_c = 0.8, 1.0$ 的逆流均局限在叶顶间隙内,主要包括潜流和叶尖泄漏流;而 $\bar{n}_c = 0.5$ 更多的是通道回流,回流区内的流动状况急剧恶化.从图 2 可以看出, $\bar{n}_c = 0.8, 1.0$ 效率随流量减小

增加,而 $\bar{n}_c=0.5$ 因回流区的流动损失使得效率曲线先上升后下降.从流动稳定性来说,当叶轮在低转速工况下运转时,随着流量的减少,回流区有一个不断扩展的过程,使主流收缩加速减小攻角延缓了失速的发生,所以离心压气机在低转速工作的流量范围要宽广一些.从试验数据来看, $\bar{n}_c=0.5$ 堵点与失速点之间的流量差为 0.334 kg/s ,高于 $\bar{n}_c=0.8$ 时的 0.185 kg/s 和 $\bar{n}_c=1.0$ 的 0.252 kg/s .

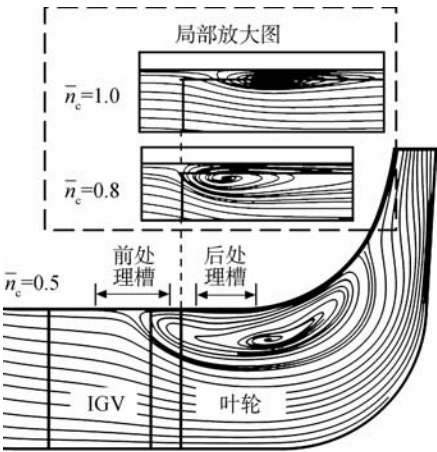


图 5 实壁机匣近失速点子午面流线

Fig. 5 Meridional streamlines near stall point of solid wall casing

以上可以看出,相较于 $\bar{n}_c=0.8$ 和 $\bar{n}_c=1.0$, $\bar{n}_c=0.5$ 的流场结构发生了明显的变化,下面先对 $\bar{n}_c=0.8$ 和 $\bar{n}_c=1.0$ 的壁面流动情况做一个比较.图 6 为实壁机匣壁面的极限流线分布,可以发现端壁均产生了失速分离. $\bar{n}_c=1.0$ 分离线向后倾斜,而 $\bar{n}_c=0.8$ 时分离线几乎横跨通道与额线平行.在分离线与叶片之间的三角区域,有一个核心逆流区.尽管总体来说, $\bar{n}_c=1.0$ 的逆压力梯度大一些(见图 4),但从图 6 的局部放大图中可以看出(V_z 表示气流绝对速度的轴向分量), $\bar{n}_c=0.8$ 核心逆流区中的回流速度比 $\bar{n}_c=1.0$ 还要高.这说明叶轮进口叶尖的负荷较高,叶尖泄漏流的强度较大,并由此导致了分离模式的不同: $\bar{n}_c=1.0$ 为结点分离;而 $\bar{n}_c=0.8$ 为螺旋点分离,说明此时形成了稳定的集中涡,且螺旋点就是涡核所在位置.根据叶轮机的流动常识,这个集中涡应该就是泄漏涡.图 7 为泄漏涡的流动示意图,泄漏涡是由泄漏流和主流的剪切和卷吸作用形成的,反映在叶片尖部吸力面附近,必然有一片区域的轴向速度为负且径向速度为正,这一点在图 8 中得到了很好的印证.泄漏涡的形成大大增加了叶片

尖部分离区的面积,使得流动状况趋于恶化.

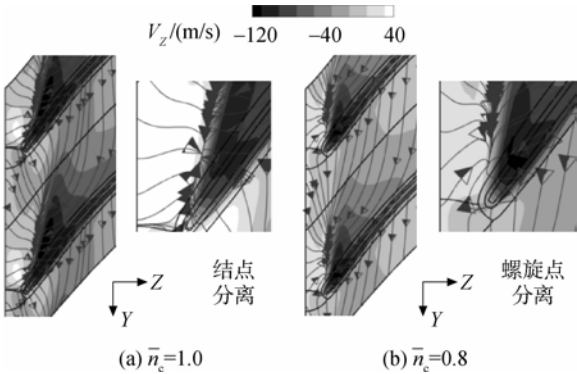


图 6 实壁机匣壁面极限流线

Fig. 6 Limited streamlines on shroud wall of solid wall casing

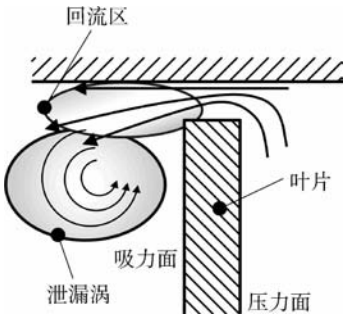


图 7 泄漏涡流动示意图

Fig. 7 Schematic of flow of leakage vortex

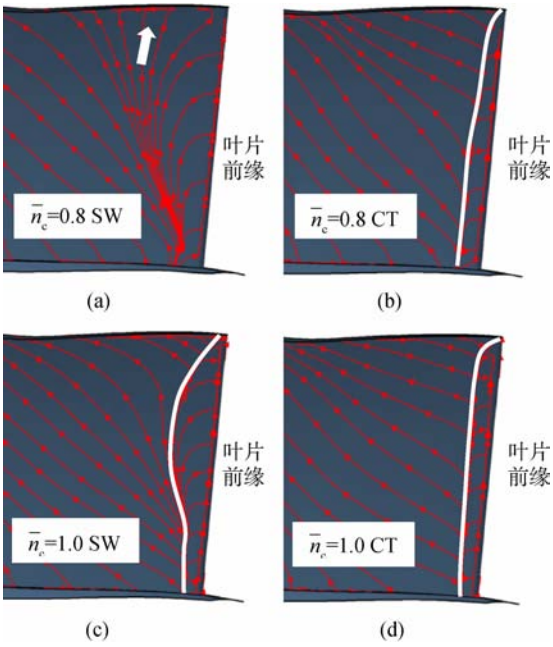


图 8 导风轮吸力面极限流线

Fig. 8 Limited streamlines on the inducer suction surface

$\bar{n}_c=0.5$ 时实壁机匣近失速点壁面极限流线见如图 9 所示,实壁机匣壁面分离线位置超出了叶轮前缘,向上游发展进入进口导叶. 这充分说明此时回流的主体不是叶轮的叶尖泄漏流,而是强度更大的通道回流. 从导风轮吸力面的流场来看,主要可以分为 3 个区域: A 区为顺流区, B 区为占据大半个叶高的回流区, C 区为叶片前缘分离区. 值得注意的是,在通道回流的作用下, $\bar{n}_c=0.5$ 的前缘分离区并没有延续由 $\bar{n}_c=1.0$ 到 $\bar{n}_c=0.8$ 的趋势进一步增大,而是急剧萎缩. 对比图 8 可以看出, $\bar{n}_c=0.5$ 通道回流已经起到了类似机匣处理的作用. 此时,导致流动失稳的区域由叶片前缘分离区转移到了大范围的通道回流区.

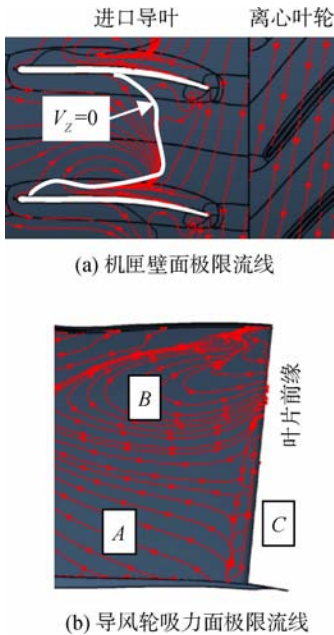


图 9 实壁机匣近失速点壁面极限流线($\bar{n}_c=0.5$)
Fig. 9 Limited streamlines near stall point of solid wall casing ($\bar{n}_c=0.5$)

3.3 离心压气机失速攻角特性

为了研究方便起见,根据相似原理,可将压气机转速的变化等效为进口总温 T_{t1} 的变化. 当折合转速降低时,相当于在维持转速不变的情况下 T_{t1} 升高. 从压气机通用特性图可知,相对折合转速降低则失速边界的折合流量下降,实际流量相应减小,导致攻角加大,从图 10 可以清楚地看出这样的趋势. 图中 β 为气流的相对速度与轴向分速之间的夹角,即相对气流角.

就 $\bar{n}_c=0.8$ 和 $\bar{n}_c=1.0$ 两条曲线来看,相对气流角 β 沿叶高大体呈线性分布,但在靠近轮毂和轮盖面相对气流角急速增大. 由于轮盖不旋转,

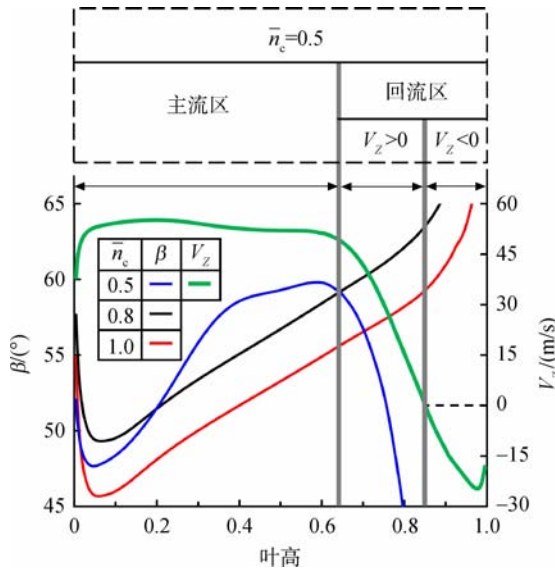


图 10 叶轮前缘相对气流角和轴向速度沿叶高分布
Fig. 10 Distribution of relative flow angle and axial velocity at impeller leading edge along blade height

加之叶顶间隙的存在,使得轮盖侧相对气流角急速增大的区域较轮毂侧明显扩大. 当 $\bar{n}_c=0.5$ 时,通道内出现了大范围的回流区,在回流区气流绝对速度的轴向分量 $V_z > 0$ (Z 向为压气机旋转轴线方向)的叶高范围内,攻角急剧减小,说明 $V_z < 0$ 区域中的回流带有较强的预旋. 这一方面揭示了回流区的存在确实使得主流的攻角有所减小,从而对扩大失速裕度有利;另一方面也表明此时机匣处理二次回流的预旋作用已经失去了作用对象,极大地削弱了机匣处理的扩稳能力. 回流区的存在使得轮盖侧产生了严重的堵塞,将主流挤向轮毂侧,增加了流速从而减小了进气角. 越靠近轮毂,叶轮旋转的周向速度越小,攻角减小越显著.

通过对比图 8 和图 10,可以做出如下分析: 在相对折合转速 $\bar{n}_c=1.0$,失速攻角较小,导风轮叶背分离较弱,尽管机匣处理也可以通过预旋减小入口来流的攻角,但是对失速裕度的改善却没起到多大作用,虽然在导风轮端壁出现了流动损失区,但此时离心压气机失稳主要由扩压器失速所致(见图 11);与 $\bar{n}_c=1.0$ 相反,随着转速的降低,失速攻角加大,叶片负荷加重,一来叶背分离有所发展;二来叶尖泄漏等二次流损失增加,导致在叶片尖部和端壁均出现了明显的失速区. 从图 8 实壁机匣 $\bar{n}_c=0.8$ 叶背流动来看,越靠近端壁分离区越大,为典型的叶尖临界型失速. 此时引入机匣处理后,流动状况得到极大的改善,分离区迅速减小,失速裕度有较大提高.

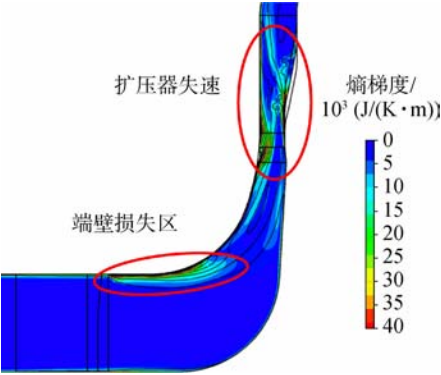


图 11 实壁机匣熵梯度分布 ($\bar{n}_c=1.0$)
Fig. 11 Distribution of entropy gradient of solid wall casing ($\bar{n}_c=1.0$)

1965 年, Dunham^[16] 提出了一个预测压气机失速的二维准则, 认为失速发生在流量-压比特性线的峰值处, 即压升能力达到了极限. 压升来自于两个方面: 一是叶轮对气体的加功量即轮缘功; 二是机械功转换为压力能的效率. 因此, 被动扩稳措施的作用机理也可以从以下两个方面考虑: 要么是降低流动损失, 要么就是降低叶轮载荷使之低于压升极限. 从图 11 可以看出, 尽管在导风轮叶顶存在端壁损失区, 但此时机匣处理扩稳效果不明显, 说明自循环机匣处理没有改善该损失区域的流动效率, 也即是说, 自循环机匣处理对端壁失速无效. 由此也可以推断, 这种大尺度自循环机匣处理主要是依靠减小入口攻角, 改善叶片前缘失速实现扩稳的目的. 本文在后续对 $\bar{n}_c=0.8$ 的有关分析中会进一步佐证这个观点.

3.4 机匣处理的作用对象及扩稳机理分析

叶轮机械中的各种失速现象本质上都是附面层分离的结果, 机匣处理发挥扩稳作用的大小就取决于对原流场分离的改善程度. 本文机匣处理的扩稳效果同样表现出了转速的选择性: $\bar{n}_c=0.8$ 失速裕度改善最大, $\bar{n}_c=0.5$ 和 $\bar{n}_c=1.0$ 则几乎没有效果. 从图 8 可以看出, $\bar{n}_c=0.8$ 时机匣处理对叶片尖部前缘分离有明显的抑制作用, 也即是说, 该机匣处理的作用对象就是导风轮尖部的叶片前缘失速. 在前面的分析中, 可以看到 $\bar{n}_c=1.0$ 时流动失稳由扩压器失速导致, $\bar{n}_c=0.5$ 时通道中大范围的回流区是诱发离心压气机失速的主因, 两者叶片的前缘分离区均较小, 故而机匣处理的扩稳作用受限.

机匣处理利用叶顶端壁的逆压差, 通过二次回流在叶轮进口制造出一个大范围的回流区, 从而削弱叶片前缘分离. 在 3.2 节的论述中, 实壁机

匣状态 $\bar{n}_c=0.5$ 的流量范围最广, 这与通道回流的作用是分不开的. 对比图 12(a) 和图 5 可以发现, $\bar{n}_c=0.8$ 机匣处理形成的回流区与 $\bar{n}_c=0.5$ 叶片通道回流区的作用有类似之处: 回流区的起始位置都位于叶轮进口上游, 回流对下方的主流都产生了挤压作用, 回流都带有较大的预旋. 相对于图 12(b) 的实壁机匣状态, 机匣处理在叶轮尖部进口产生了明显的加速作用, 而加速区与分离区 (图 8(a)) 处于同一位置. 可以想象, 随主流流量的减小, 机匣回流流量也应随之增加, 从而扩展回流区的强度和范围. 图 13 为回流流量的绝对值和

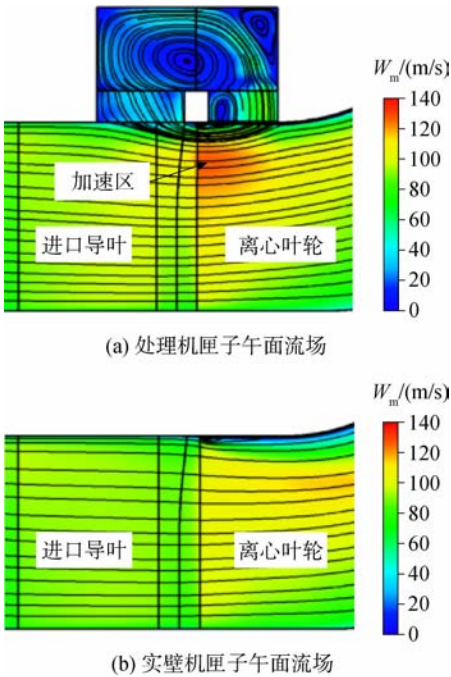


图 12 实壁机匣和处理机匣子午面流线及子午速度分布 ($\bar{n}_c=0.8$)
Fig. 12 Distribution of meridional velocity and streamlines of solid wall casing and casing treatment ($\bar{n}_c=0.8$)

Fig. 12 Distribution of meridional velocity and streamlines of solid wall casing and casing treatment ($\bar{n}_c=0.8$)

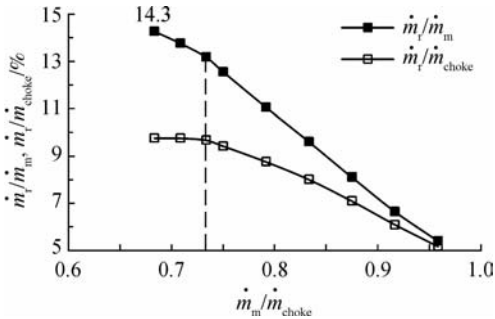


图 13 回流流量的绝对值和相对值 ($\bar{n}_c=0.8$)
Fig. 13 Absolute and relative recirculating flow rate ($\bar{n}_c=0.8$)

相对值,其中 $\dot{m}_r/\dot{m}_m$ 为回流流量的绝对值, $\dot{m}_r/\dot{m}_{choke}$ 为回流流量的相对值, $\dot{m}_r$ 为回流流量, $\dot{m}_m$ 为主流流量,随工作点变化而变化, $\dot{m}_{choke}$ 为 $\bar{n}_c=0.8$ 的堵塞流量,是一个定值.从图 13 中可以看出,回流流量先随主流流量的减小线性增加,其后达到峰值;而回流流量的相对量则一直维持增长的趋势,最大回流流量为 14.3%,占比相当可观,叶轮进口尖部的回流区占据了主流道相当大的范围.

3.5 机匣处理对效率的影响

效率和扩稳能力一样,也是机匣处理普遍关注的一个方面.从试验结果来看,机匣处理对 $\bar{n}_c=0.8$ 和 $\bar{n}_c=1.0$ 的效率带来不利影响,对 $\bar{n}_c=0.5$ 的效率却可以提高.当 $\bar{n}_c=0.5$ 时,叶轮主通道叶顶形成了大范围的回流区,如图 14 所示.此时,在导风轮的叶尖发生了明显的通道回流,顺着方向 $D\rightarrow A$ 来看,导风轮相当于一个前弯角很大的压气机,对回流做轮缘功,但由于通道是收缩的,气流加速,压力还略有降低(见图 4).由于前、后处理槽之间的逆压差非常微弱,机匣处理没有能力对回流区产生明显的抑制作用,也没有能力对主流的流动状况产生明显的改善,其通道仅作为回流的一个旁路.流经机匣处理的回流,导风轮没有做功.对回流做功的减少与主流效率的提高有什么内在联系呢?在示意图 14 的回流区,定义了几个位置点 ABCD.当流体沿路径 $A\rightarrow B\rightarrow C\rightarrow D\rightarrow A$ 作一个循环,叶轮的加功量为

$$L_{u,r} = L_{u,AB}^- + L_{u,BC}^+ + L_{u,CD}^- + L_{u,DA}^+ > 0 \quad (1)$$
式中上标“+”表示叶轮对流体做功,“-”表示流体对叶轮做功;下标“r”代表流经机匣处理的回

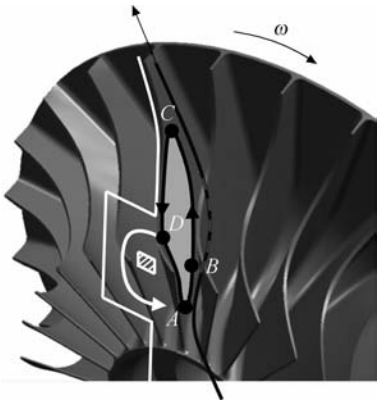


图 14 $\bar{n}_c=0.5$ 通道回流示意图

Fig. 14 Schematic of recirculating flow in passage ($\bar{n}_c=0.5$)

流,“AB”表示流体由位置 A 流向位置 B,其他类推, $L_{u,AB}^-$ 是因为回流较大的负攻角(图 10)使得叶轮呈“涡轮态”.由于回流区总体而言是一个低能流聚集的低速区,因此这部分机械功除了少部分是通过与主流的动量交换过程完成传递之外,绝大部分都通过掺混和质传热作用最后转化成了主流的热量,从而增加了主流压缩所需的轮缘功,对效率产生负面影响.由轮缘功的欧拉公式

$$L_{u,DA}^+ = \dot{m}_r(u_A V_{\tan,A} - u_D V_{\tan,D}) \quad (2)$$

式中 u 是旋转切线速度, $V_{\tan}$ 是气流绝对速度的切向分量;下标“A”,“D”分别代表具体位置.由上式可以估算出机匣处理的抽吸导致导风轮做功的减少量,进而可以计算出效率可以提高 0.7%(试验结果为 1%),说明这是 $\bar{n}_c=0.5$ 机匣处理导致整级效率提高的主导因素.

与 $\bar{n}_c=0.5$ 的情形不同, $\bar{n}_c=0.8$ 和 $\bar{n}_c=1.0$ 时机匣处理除了会同样因为叶轮对回流做功给效率带来不利影响之外,还有一个重要的因素是机匣处理可以减小主流的攻角,攻角的减小相当于压气机工作在大流量工况.从图 2 可以明显地看出,随着流量的加大,离心压气机的效率是减小的.相较于 $\bar{n}_c=1.0, 0.8$ 时实壁机匣状态下离心压气机的效率线更为陡峭,且机匣处理中的回流流量较大,故而机匣处理导致的效率损失也更加显著.

图 15 反映的是 $\bar{n}_c=0.8$ 实壁机匣和处理机

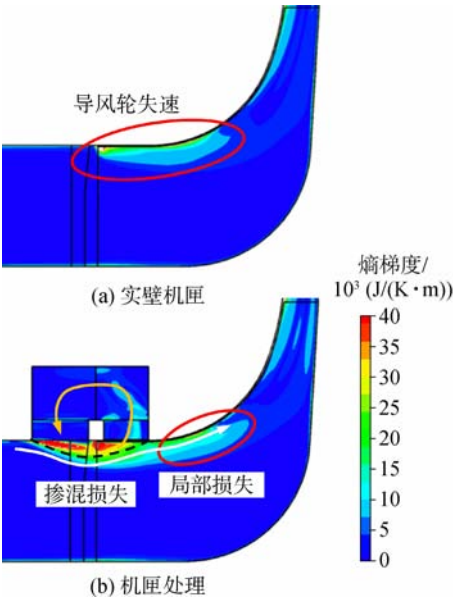


图 15 实壁机匣和机匣处理的熵梯度分布($\bar{n}_c=0.8$)

Fig. 15 Distribution of entropy gradient of solid wall casing and casing treatment ($\bar{n}_c=0.8$)

匣熵梯度分布对比,可以看出,实壁机匣近失速点导风轮尖部流动恶化是诱发离心压气机失速的主要因素.通过引入机匣处理,二次回流流出前处理槽与主流发生了较大的掺混损失.同时在叶轮进口叶尖,还存在一个高损失区,该区域损失的形成原因如下:由于端壁逆压差的缘故,进入机匣处理的二次回流主要从后处理槽的后部流入,后处理槽前部则成为一个相对静止的滞止区(见图12(a))叶轮对该区域气流不断的搅拌导致了机械能的损失.因此,机匣处理降低了叶尖区域的流动效率.另外,处理机匣下游由于主流流道的突然扩张,还会带来局部损失.

从上述分析可以看出,自循环机匣处理本身是不会带来效率提高的.主流攻角的减小相当于工作点朝大流量点转移,因此如果机匣处理能够提高整级效率的话就只有一种可能,即在效率特性图上实壁机匣离心压气机的失速点位于峰值效率点的左侧,失速点效率特性线的斜率为正.从一些机匣处理能够提高压气机效率的文献[13,17-20]中,均能发现这一特点.

4 结 论

本文以实壁机匣和处理机匣状态下的离心压气机为研究对象,分别对3个不同转速下的近失速点工况进行了流场的数值模拟,分析了不同转速下离心压气机的分离模式的变化,以及不同分离模式下自循环机匣处理对离心压气机失速裕度和效率的影响,得出如下结论:

1) 随转速的降低,离心压气机的失速攻角呈增大趋势,由此导致叶尖泄漏涡的形成,加剧了端壁分离和叶片分离.当转速降低到一定程度,通道内会出现较大范围的通道回流区.

2) $\bar{n}_c=0.5$ 时,溢出叶轮前缘的大范围通道回流区一方面会降低主流的压缩效率;另一方面又会产生预旋并挤压主流收缩加速减小攻角,从而对扩大离心压气机的工作范围产生积极作用.

3) 机匣处理的扩稳作用,其实质是利用了端壁的逆压差形成回流,通过减小主流攻角抑制叶片前缘失速分离实现的.当 $\bar{n}_c=0.8$ 时,失速主要由叶片前缘分离导致,故而机匣处理的扩稳效果最好;在设计转速,失速主要发生在扩压器,导风轮上方机匣处理的扩稳作用有限;在 $\bar{n}_c=0.5$ 时,由于通道回流已经具备较大的预旋,叶片前缘分离较小,机匣处理也难于发挥扩稳作用.

4) 在中、高非设计转速(本文为80%左右设

计转速)范围内,自循环机匣处理可以减小主流攻角,从而使离心压气机效率朝实壁机匣大流量工况点变化.在低转速范围(本文为50%左右设计转速),机匣处理作为大范围通道回流区的逆流旁路,减小了叶片对回流的加功量,从而提高整级效率.

参考文献:

- [1] 朱俊强,刘志伟.4种不同型式机匣处理的实验研究及机理分析[J].航空学报,1997,18(5):567-570.
ZHU Junqiang, LIU Zhiwei. Experimental research of four kinds of treated casings[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1997, 18(5): 567-570. (in Chinese)
- [2] 楚武利,朱俊强,刘志伟.折线斜缝式机匣处理的实验研究及机理分析[J].航空动力学报,1999,14(3):270-274.
CHU Wuli, ZHU Junqiang, LIU Zhiwei. Experimental research and analysis of sloped slotted casing treatment[J]. Journal of Aerospace Power, 1999, 14(3): 270-274. (in Chinese)
- [3] Takata H, Tsukuda Y. Stall margin improvement by casing treatment; its mechanism and effectiveness[J]. Journal for Engineering for Power, 1977, 99(1): 121-133.
- [4] 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(2): 237-243.
- [5] 周亚峰,郭捷.应用机匣处理的工程准则[J].航空发动机,1995(3):15-22.
ZHOU Yafeng, GUO Jie. Engineering criteria for the application of casing treatment[J]. Aeroengine, 1995(3): 15-22. (in Chinese)
- [6] 蒋世亮.机匣处理若干问题探讨[J].工程热物理学报,2000,21(1):46-49.
JIANG Shiliang. A discussion of some questions about casing treatment[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2000, 21(1): 46-49. (in Chinese)
- [7] 康剑雄.75 kW 燃气轮机离心叶轮改进设计及试验研究[D].上海:上海交通大学,2008.
KANG Jianxiong. Improved design and experimental investigation for the centrifugal impeller of a 75 kW gas turbine engine[D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2008. (in Chinese)
- [8] Ishida M, Surana T, Ueki H, et al. Suppression of un-stable flow at small flow rates in a centrifugal blower by controlling tip leakage flow and reverse flow[C]//ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Vienna, Austria: ASME, 2004: 761-770.
- [9] 蒋永松,王咏梅,杜辉,等.驻室式处理机匣:内部流动及扩稳机理的数值研究[J].航空动力学报,2008,23(2):361-366.
JIANG Yongsong, WANG Yongmei, DU Hui, et al. Plenum chamber casing treatment: numerical research of in-

ternal flow and mechanism of stall margin improvements [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 361-366. (in Chinese)

[10] Fujita H. A study on configurations of casing treatment for axial flow compressors [J]. Bulletin of Japan Society of Mechanical Engineers, 1984, 27(230): 1675-1681.

[11] Khalid S. Practical compressor casing treatment [R]. ASME Paper 97-GT-375, 1997.

[12] 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)

[13] 樊琳, 宁方飞, 刘火星. 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[J]. 航空动力学报, 2012, 27(6): 1278-1287.
FAN Lin, NING Fangfei, LIU Huoxing. Quasi-steady flow model of slot-type casing treatment: II design optimization of casing treatment for a transonic rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(6): 1278-1287. (in Chinese)

[14] 高鹏, 楚武利, 吴艳辉. 带机匣处理的离心压气机顶部流场分析研究[J]. 机械设计与制造, 2008(5): 100-102.
GAO Peng, CHU Wuli, WU Yanhui. The analysis of tip flow field in a centrifugal compressor with casing treatment[J]. Machinery Design and Manufacture, 2008(5): 100-102. (in Chinese)

[15] Hazby H R, Xu L. Role of tip leakage in stall of a transonic centrifugal impeller[C]// ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air. Orlando, Florida, USA: ASME, 2009: 1245-1253.

[16] 陆亚韵. 叶轮机非定常流动理论[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990.

[17] Streit J A, Heinichen F, Kau H P. Axial-slot casing treatments improve the efficiency of axial flow compressors: aerodynamic effects of a rotor redesign[R]. ASME Paper GT-2013-94975, 2013.

[18] Yang M Y, Ricardo M B, Zhang Y J, et al. Investigation of self-recycling-casing-treatment (SRCT) influence on stability of high pressure ratio centrifugal compressor with a volute[R]. ASME Paper GT-2011-45065, 2011.

[19] Stephanie W, Ivor D, Chris F. Self-regulating casing treatment for axial compressor stability enhancement [R]. ASME Paper GT-2011-46042, 2011.

[20] 卜远远, 楚武利, 张皓光, 等. 高压比离心叶轮自循环机匣处理扩稳研究[J]. 推进技术, 2013, 34(2): 194-201.
BU Yuanyuan, CHU Wuli, ZHANG Haoguang, et al. Stability improvement in high pressure ratio centrifugal impeller with self recirculation casing treatment[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(2): 194-201. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)