

来流马赫数影响高负荷扇形扩压叶栅气动性能的研究

张海鑫¹, 余志利², 陈 华²

(1. 中船动力研究院有限公司, 上海 201206; 2. 沪东重机股份有限公司, 上海 201206)

摘 要:为研究亚音速高负荷扇形扩压叶栅 NACA0065-K48 的变工况性能, 采用数值方法研究了来流马赫数对叶栅气动性能和流场结构的影响, 来流马赫数的取值范围为 0.3~0.8。计算结果表明:随着来流马赫数的增大, 叶栅静压比不断提高, 但总压损失先减后增, 马赫数在 0.5~0.7 范围内叶栅具有较好的综合气动性能。扇形叶栅下角区分离程度大于上角区的不平衡流动现象会随着马赫数的增大而加剧, 通道涡则是这一发展趋势的主导, 且马赫数达到 0.7 之后, 下角区通道涡与集中脱落涡趋于融合。此外, 下端壁分离螺旋点的形成与发展是控制下角区分离程度和损失大小的关键。

关 键 词:马赫数; 高负荷; 扇形扩压叶栅; 气动性能

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2020.02.014

[引用本文格式] 张海鑫, 余志利, 陈 华. 来流马赫数影响高负荷扇形扩压叶栅气动性能的研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(2): 103-109. ZHANG Hai-xin, YU Zhi-li, CHEN Hua. Study on the influence of incoming mach number on aerodynamic performance in a highly-loaded sectorial compressor cascade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 103-109.

Study on the Influence of Incoming Mach Number on Aerodynamic Performance in a Highly-loaded Sectorial Compressor Cascade

ZHANG Hai-xin¹, YU Zhi-li², CHEN Hua²

(1. China Shipbuilding Power Engineering Institute Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 201206;

2. Hudong Heavy Machinery Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 201206)

Abstract: To explore the performance of a subsonic highly-loaded sectorial compressor cascade NACA0065-K48 under variable working conditions, the influence of incoming Mach number on aerodynamic performance and flow field structure is studied by numerical simulation. The value range of the incoming Mach number is 0.3 to 0.8. The computing results show that, with the increase of Mach number, the static pressure ratio of the cascade increases, but the total pressure loss decreases first and then increases. The cascade has better overall aerodynamic performance when Mach number is in the range of 0.5 to 0.7. The separation in the lower corner of sectorial cascades is more serious than the upper corner. This unbalanced flow appearance will aggravate with the increase of Mach number, and the passage vortex is actually the primary cause. The passage vortex in the lower corner tends to merge with the concentrated shedding vortex when the Mach number is greater than 0.7. In addition, the formation and development of the separation helix on lower endwall is the key to control the corner separation and the loss.

Key words: Mach number, highly-loaded, sectorial compressor cascade, aerodynamic performance

引 言

压气机运行工况的变化会直接影响压气机的气动性能^[1-3],而其变工况性能也决定了压气机稳定性的优劣。现有研究表明,扩压叶栅尤其是高速高负荷扩压叶栅流道内存在明显的三维分离流动,端壁附面层的二次流动和角区分离会造成严重的角区掺混损失,并在恶劣工况下诱发失速与喘振现象^[4-7]。Carstens 等人^[8]对某型压气机叶栅进行了变来流马赫数(0.3~0.9)的数值和实验研究,发现在低马赫数下栅内流场结构稳定;而马赫数较高时栅内旋涡流动加剧,且局部超音产生激波震荡,易使当地气动参数发生突变,高马赫数下数值和实验结果难以取得较高的吻合度。魏巍等人^[9]在探究双圆弧叶型的亚音速平面扩压叶栅内的流动特征时发现,受吸力面角区靠近尾缘处的分离影响,随着来流马赫数的增大,出口气流角最大变化达到 4°,尾迹核心区则横向移动了约 20% 栅距。潘若痴等人^[10]研究了某高负荷风扇末级静叶的气动性能发现,随着来流马赫数的增大,叶栅总压恢复系数减小;冲角的增大会使叶片压力面分离范围减小并改善压力面附面层流动状况,但对吸力面分离影响不大。陶立权等人^[11]在探究某高负荷风扇静叶气动特性时发现,栅前入口导叶的安装可以很好地模拟静叶级的进气角和流速,随着进口马赫数增加,出口气流参数沿径向波动程度加剧。

本文以亚音速高负荷扩压叶型 NACA0065-K48 为对象,研究来流马赫数变化对叶栅气动性能和流场结构的影响。选用扇形叶栅相比矩形叶栅更为接近实际,也可获得各性能参数的径向分布规律。马赫数在亚音速范围内每隔 0.1 取一个工况。计算时发现当来流马赫数超过 0.8 后栅内伴随有超音现象,而马赫数在 0.3 以下时亦缺乏实际工程意义,本次研究来流马赫数范围为 0.3~0.8。

1 叶栅模型及数值模拟方法

1.1 叶栅参数和模型网格

叶片选用典型的亚音速高负荷扩压叶型 NACA0065-K48,图 1 为叶栅几何参数定义图,具体数值见表 1。

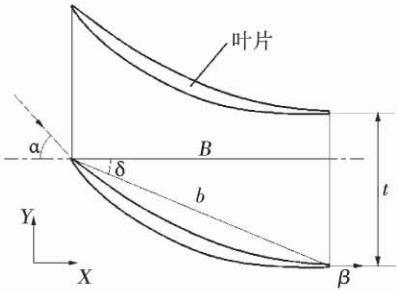


图 1 叶栅几何参数定义图

Fig. 1 Geometrical parameter definition of cascade

表 1 叶栅几何参数

Tab. 1 Geometrical parameters of cascade

参 数	数 值
弦长 b/mm	60
轴向弦长 B/mm	55
节距 t/mm	33
叶高/ mm	100
安装角 $\gamma/(\circ)$	22.15
几何进气角 $\alpha/(\circ)$	48
几何出气角 $\beta/(\circ)$	0
叶栅内径 r/mm	372.22
叶栅外径 R/mm	472.22

采用商业 CFD 软件 ANSYS,网格用 Turbo Grid 绘制,选择 H/J/C/L-Grid 这一混合型网格,如图 2 所示。为保证近壁面 Y plus 值接近 1,第一层网格高度需跟随来流雷诺数进行调节,来流马赫数越高,雷诺数越高,第一层网格高度越低,即同时增大了计算精度和计算量。通过比较发现,当来流马赫数大于 0.7 之后,对应的第一层网格高度变化很小,不会对计算精确度产生较大影响,为简化计算,各工况的算例均采用来流马赫数为 0.7 时的网格,雷诺数为 878 404,网格数约 110 万,并对近壁面和前尾缘处进行加密处理。

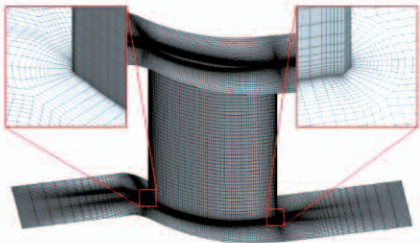


图 2 叶栅流道网格示意图

Fig. 2 Schematic of cascade passage mesh

采用 CFX 进行流体力学计算,选择 SST 湍流模型和 Gamma-Theta 转捩模型。计算域进口给定总温、总压及湍流强度,来流冲角选择设计冲角 -6° ,来流马赫数为 $0.3 \sim 0.8$ 。进口总压包含附面层文件,并通过改变总压来调节来流马赫数。出口给定平均静压。叶表和端壁设为光滑绝热固壁,流道沿节距两侧为扇形周期性交界面。

1.2 数值方法校核

图 3 是叶栅的实验结果(EXP)和数值计算结果(CFD)的对比。由于暂时缺少该扇形叶栅的实验结果,所以本次校核以平面叶栅作为替代,进行了叶栅风洞实验,在径向作用力的考虑方面存在一定的客观局限性。图 3(a)、图 3(b)为进口马赫数为 0.7 、冲角为 0° 时,距尾缘 $0.7b$ 的出口截面总压损失系数云图的实验结果与数值结果对比,图 3(c)对出口截面上的总压损失系数进行周向的质量流量加权平均后,得出的沿叶高分布图。可以看出二者在损失大小、范围及径向分布等方面吻合度较高,均表现为角区高损失形式。总压损失系数公式为:

$$C_{pt} = (P_{t,in} - P_t) / (P_{t,in} - P_{s,in}) \tag{1}$$

式中: $P_{t,in}$ —入口总压; P_t —出口测点总压; $P_{s,in}$ —入口静压。图 3(d)、图 3(e)为吸力面油流实验结果和数值计算吸力面极限流线结果的对比,二者都能观察到明显的角区回流区和吸力面分离泡,位置和范围相仿。据此,可认为本次数值计算方法具有较高的可信度和准确性。

2 计算结果分析

2.1 整体性能对比

在对叶栅各工况下的气动性能和流场结构进行具体分析之前,先以叶栅整体总压损失系数和静压比为表征,对比叶栅的整体性能,如图 4 所示。静压比公式为:

$$\pi = P_{s,out} / P_{s,in} \tag{2}$$

式中: $P_{s,out}$ —出口静压。

随着来流马赫数的增大($0.3 \sim 0.8$),叶栅静压比不断提高并近似呈线性增长,但叶栅整体总压损失随来流马赫数的增大而先减后增,在马赫数为 0.6 时损失最小。马赫数小于 0.6 时,损失逐渐降低但降速较缓;马赫数大于 0.6 后,损失急剧增加,并有随马赫数增大进一步恶化的趋势。结合两项性能参数,大致可认为叶栅在来流马赫数 $0.5 \sim 0.7$ 时具有

较好的综合气动性能。

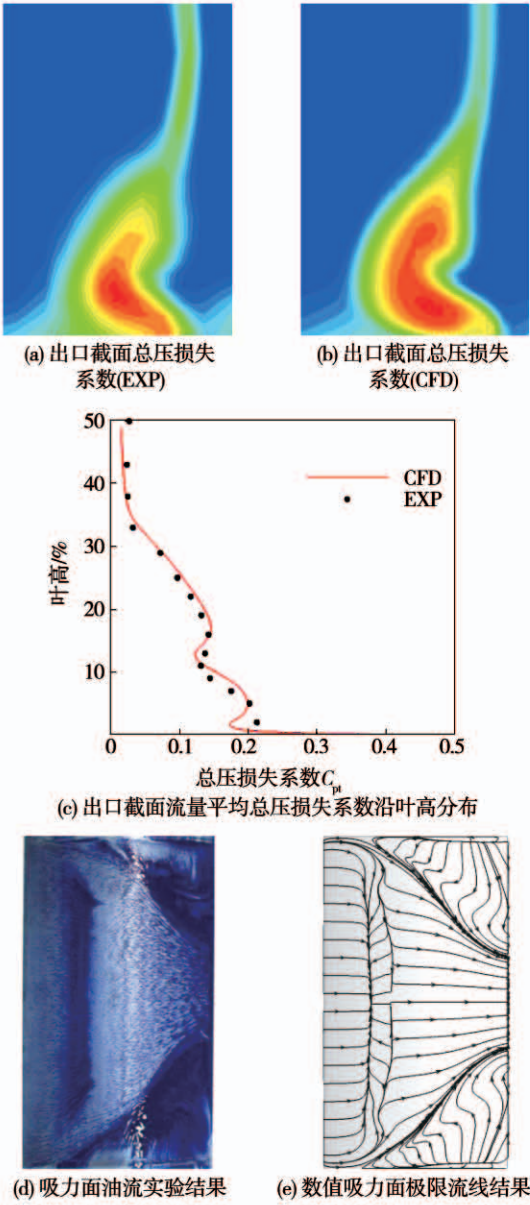


图 3 叶栅实验结果和数值计算结果的对比
Fig.3 Comparison of experimental and numerical results of cascade

2.2 出口截面总压损失及二次流

叶栅出口流场直接影响到下一级的进气情况,是叶栅稳定性的重要参考指标之一。图 5 是叶栅出口截面总压损失系数云图及二次流线图。各截面均在吸力面角区下游呈现出高损失形式,高损失区内则是典型的通道涡、集中脱落涡和壁角涡的组合结构,说明角区损失主要是由角区内复杂涡系席卷低能流体并杂乱掺混造成的。下角区损失和旋涡的强度和范围均大于上角区,随着来流马赫数的增大

(来流马赫数为 0.6 工况除外),这一不平衡分布进一步加剧:下角区通道涡和集中脱落涡位置在径向上有所抬升,下角区通道涡影响范围扩大,而上角区涡系结构向上端壁收缩,且上角区通道涡径向收缩明显;上、下角区的损失亦随之变化,上角区损失减小而下角区损失增大。结合壁面极限流线分析可知,该现象主要是因为端壁附面层具有周向二次流动,来流马赫数的提高使这部分低能流体产生的离心力增大,下端壁附面层更易产生分离继而造成高角区损失,而上角区情况则相反。由于端壁附面层分离后主要形成通道涡,因而上、下角区涡系在径向上的发展实际上是由通道涡所主导的。上、下角区的壁角涡结构均随来流马赫数的增大而缩减,但二者改变机理不同,上角区壁角涡缩减是上角区涡系结构整体收缩的结果,而下角区壁角涡则是因为通道涡的扩张压缩了壁角涡的存在空间所致。

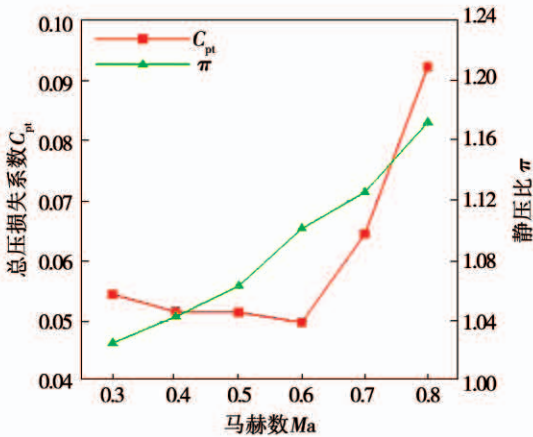


图 4 叶栅整体性能参数随来流马赫数变化
Fig. 4 The variation curve of overall performance parameters with Mach number

此外,在来流马赫数小于 0.7 时,下角区通道涡和集中脱落涡基本保持各自独立的结构形式,端壁附面层的二次流动及分离是下角区通道涡形成的主要原因;而当来流马赫数达到 0.7 之后,下角区通道涡影响范围扩大且和集中脱落涡有融合趋势,由图 5(e)、图 5(f)可以看出,从集中脱落涡的再附螺旋点旋出的流线越来越多地汇入通道涡中,二者相互间的影响增强。因为集中脱落涡低能流体的旋入破坏了通道涡原本的稳定结构,所以当来流马赫数达到 0.7 之后,下角区通道涡内衍生出了一个较小的涡核结构。

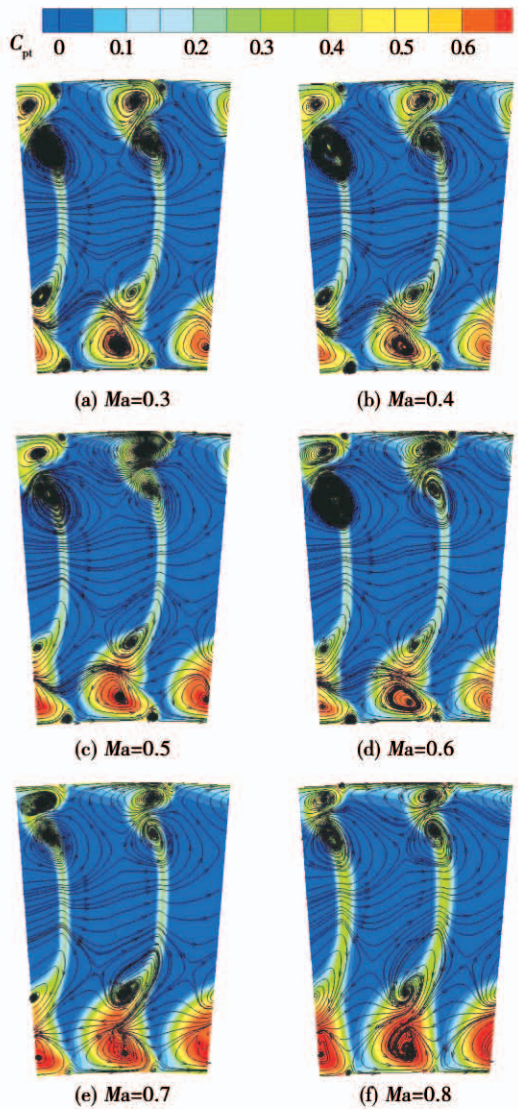


图 5 出口截面总压损失系数云图及二次流线图
Fig. 5 Contours of total pressure loss coefficient and secondary flow in the outlet

结合图 6 所示出口截面流量平均总压损失系数沿叶高分布,进一步量化地分析总压损失的分布规律。近壁面由于附面层客观存在,因而具有极高的总压损失系数。上、下角区高损失区内的两个损失极值分别对应通道涡和集中脱落涡,可知通道涡造成的损失要高于集中脱落涡,而来流马赫数为 0.7 和 0.8 时下角区总压损失曲线由双极值逐渐变为单极值,也间接说明下角区通道涡和集中脱落涡的融合趋势。

来流马赫数在 0.3~0.7 范围时,叶中部分的型面损失未发生明显改变,但在来流马赫数为 0.8 时却发生突变,型面损失急剧增大,云图中也可看出型

面高损失区的周向范围明显增加。这是因为型面损失主要是由叶表附面层的低能流体随流脱落导致的,根据图6极限流线分析可知,来流马赫数在0.3~0.7时,吸力面极限流线虽有所变化但整体流场结构和分离程度基本一致;来流马赫数为0.8时,吸力面泡式分离大幅提前,且分离范围和强度增强,导致了栅后型面损失的剧增。当来流马赫数为0.6时,上角区损失和型面损失仍符合所述发展规律,但下角区损失却明显小于来流马赫数为0.5时。

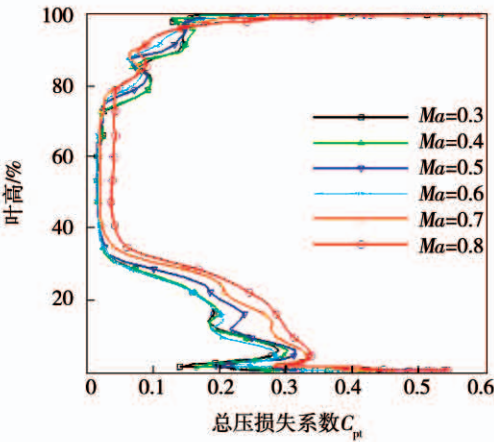


图6 出口截面流量平均总压损失系数沿叶高分布
Fig.6 Distribution of massflow-averaged total pressure loss coefficient along height in the outlet

2.3 壁面极限流线分析

壁面附面层的存在是导致栅内分离现象的根本原因,附面层的流动和发展对叶栅流场结构和气动性能有直接的影响,而壁面极限流线则可以很好地反映壁面附面层的流动情况,如图7所示。叶片压力面流场流动顺畅,不存在明显的鞍、结点和分离现象,上端壁流场与下端壁流场较为相似且并未随马赫数的变化而产生较大改变。

结合图9的型面静压系数分布可知,吸力面静压沿流向先减后增,低压区靠近前缘,因而低压区之后的吸力面附面层沿流向存在逆压梯度,其不断削弱流体动能,继而使吸力面附面层发生泡式分离。另一方面,由于压力面与吸力面之间存在压差,端壁附面层动能不足,因而存在明显的由压力面流向吸力面的周向二次流动,吸力面阻隔使这些二次流动的低能流体在接近吸力面时分离,然后迅速再附于吸力面并向上发展。由分离线和再附线沿壁角形成

的狭长的锥形区域内即是脱落涡,也可将其视为通道涡形成后的一种衍生涡,其旋向与通道涡相反。在角区分离并被抬升的端壁附面层流体和上游位置的吸力面低压区,二者是相互影响的:低压区的存在使得这部分低能流体出现不同程度的回流现象;而角区低能流体堆积亦使得吸力面附面层在靠近端壁处具有更高的流向逆压梯度,因此分离泡的流向位置会随着越来越靠近端壁而向上游处移动。分离泡在壁角位置逐渐消失,而角区分离在起始位置则趋于一点。角区分离发生后,虽然在极限流线流场上更多体现为吸力面上的回流和旋涡流动,但该部分分离流体基本来自于端壁附面层,吸力面来流附面层在泡式分离之后再附,仅向中径处有所集中并向下游做附壁流动。

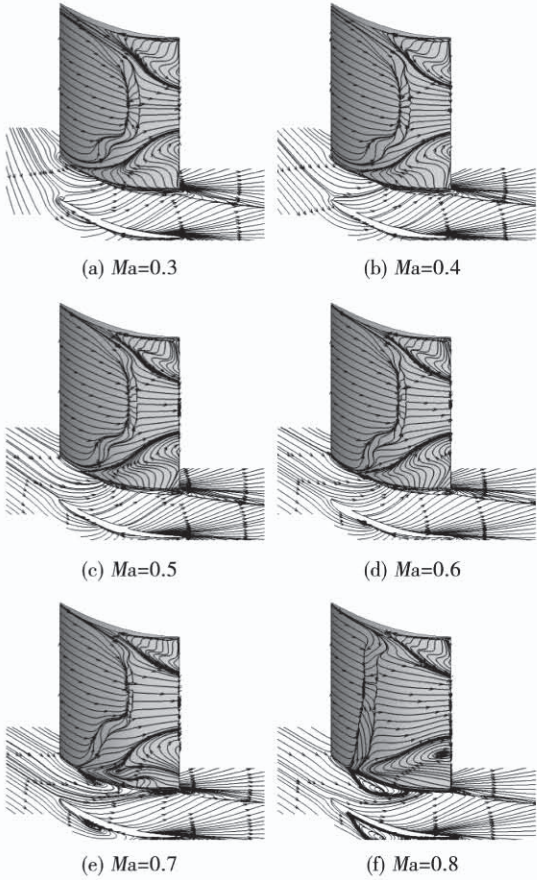


图7 壁面极限流线图
Fig.7 Limiting streamlines on suction surface

随着来流马赫数的增大(0.3~0.7),吸力面分离泡略向前移,且流向尺寸收缩,这是逆压梯度逐渐提升导致的,但整体流场结构变化不大。但来流马赫数达到0.8时,分离泡位置大幅提前,分离范围和

强度增加,这直接导致了吸力面附面层动能大幅减少,吸力面附面层随流脱落后造成了栅后型面损失的急剧增加。另一方面,随着来流马赫数的增大,上角区吸力面上的回流区径向范围逐渐减小,回流强度减弱,而下角区则基本相反,尤其在来流马赫数达到 0.8 时,下角区回流区内出现明显的分离螺旋点。这使得下角区涡系结构更为复杂,造成更严重的下角区掺混损失。

从图 7 中可看出,图 7(d)的下角区分离和回流区范围相对于图 7(c)有所缩减。由于角区损失来源于端壁附面层的分离和杂乱掺混,因而可以从下端壁附面层的分离结构上找寻此现象原因。来流马赫数达到 0.6 之前,端壁附面层分离表现为简单的线分离;而马赫数达到 0.6 时,则会在在角区分离的起始位置处形成一个很小的分离螺旋点。该螺旋点是端壁附面层二次流动加剧和栅内逆压梯度增强的产物,随着来流马赫数进一步增大,其结构会迅速扩大并向下游延伸。建立这两种角区极限流线的拓扑结构如图 8 所示。分离螺旋点的出现改变了吸力面角区的分离结构。受分离螺旋点席卷作用,在下游位置也形成了一鞍点,保证了其总结点数和总鞍点数仍符合壁面极限流线的拓扑法则^[12~13]。若将上、下角区流场视为对称结构,且压力面极限流线不形成鞍、结点,则单个节距内的壁面极限流线矢量场中,二者均满足公式:

$$\sum N - \sum S = -2 \quad (3)$$

式中: N —结点; S —鞍点。

通过对比和分析认为,在端壁分离螺旋点初步形成时,虽然其本身席卷附面层也会导致分离,但分离程度较小不会造成严重角区损失,与此同时,端壁二次流动的附面层在壁角分离和回流却得到了明显的推迟,从而削弱了角区分离程度并降低角区损失,这也是来流马赫数为 0.6 时下角区损失骤降的原因。但随着来流马赫数增大,分离螺旋点会迅速扩展恶化,大量附面层低能流体被分离螺旋点席卷,通过此方式分离并直接汇入角区涡系中,造成更为严重的掺混损失。因此在来流马赫数大于 0.7 之后,下角区损失又会急剧上升。

2.4 型面载荷分析

图 9 分别为 12.5%、50% 和 87.5% 叶高处型面

上静压系数的轴向分布,静压系数公式为:

$$C_{ps} = (P_s - P_{s,in}) / (P_{t,in} - P_{s,in}) \quad (4)$$

式中: P_s —测点静压。曲线包络面积为型面载荷,也表征该处的负载能力的大小。

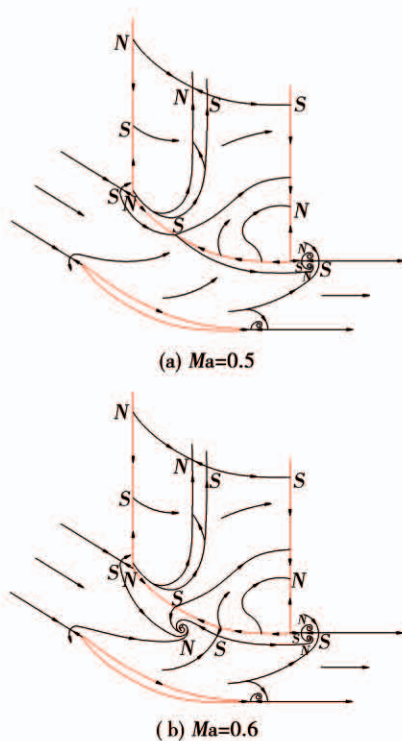


图 8 角区极限流线拓扑结构

Fig. 8 Topological structure of limiting streamlines in the corner

由图可知,随着来流马赫数的增大,吸力面和压力面上静压均逐渐降低,且越靠近前缘处降压越明显,从而导致栅内逆压梯度增强,叶栅整体扩压能力提升。同时,这一变化也使得叶片型面载荷向前缘处偏移。在前缘点到大约 5% 轴向弦长范围内,会出现吸力面静压大于压力面静压的情况,对型面载荷产生负增益,这是由于本次数值的来流冲角为设计冲角 -6° ,来流直接冲击叶片前缘吸力面侧,造成此处的高压状态。随着来流马赫数的提高,这一负增益呈现增大趋势,因此,叶片在靠近前缘位置处还会被施加一个扭矩,且会随着来流马赫数的增大而进一步增强。但负冲角的设计也有优点,虽然其导致靠近前缘区域型面载荷的负增益,却也使得吸力面附面层具有更好的附壁流动特性,推迟泡式分离的产生。受到角区分离的影响,在中径附近的型面上表现得更为明显。靠近下端壁的叶片型面载荷分

布变化较小,但由于上角区分离程度小于下角区,且随着来流马赫数的增大上角区分离不断削弱,因而上述规律在 87.5% 叶高处型面上也有较好的体现。

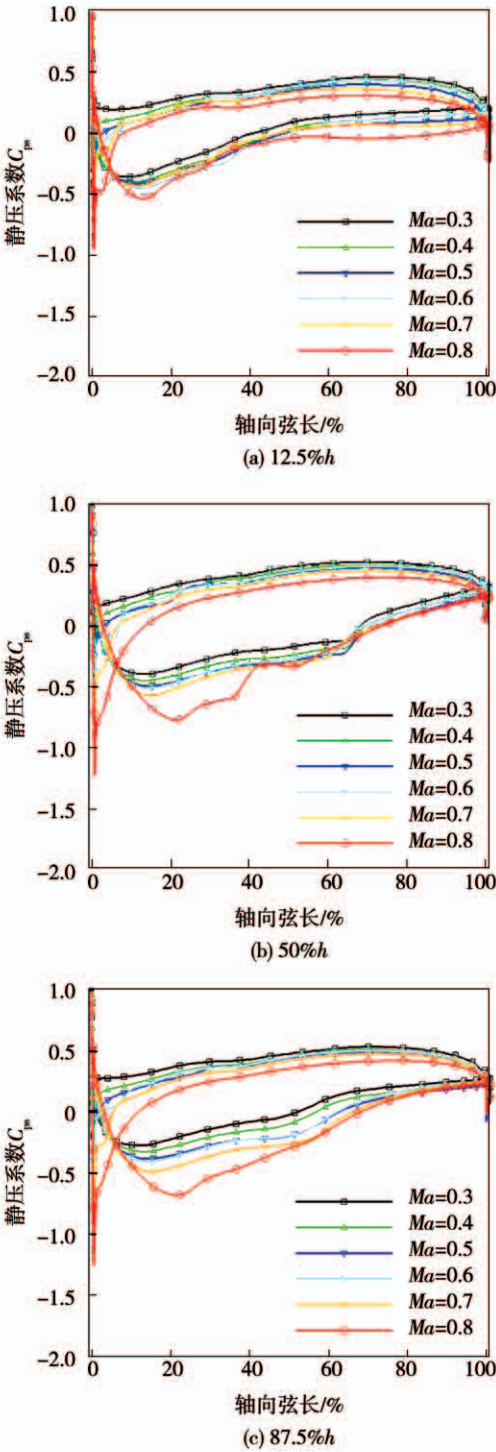


图 9 不同叶高处型面静压系数的轴向分布

Fig.9 Axial distribution of static pressure coefficient at different height

3 结 论

(1) 随着来流马赫数的增大(0.3~0.8),叶栅静压比不断提高,总压损失则先减后增并在马赫数为 0.6 时损失最小。马赫数在 0.5~0.7 范围内,叶栅具有较好的综合气动性能。

(2) 叶栅下角区的分离和回流程度大于上角区,使得下角区损失大于上角区损失,随着来流马赫数的增大(马赫数为 0.6 工况除外),这一不平衡流动现象趋于加剧,而通道涡则是这一发展趋势的主导。

(3) 在角区分离起始位置,分离螺旋点紧贴吸力面初步形成可以有效推迟分离线的形成,降低角区内分离和回流量,达到减损目的。但随着来流马赫数进一步增大,分离螺旋点会迅速扩展,反而使角区分离急剧恶化。

(4) 来流马赫数小于 0.7 时,形成下角区通道涡的低能流体主要来自于下端壁附面层;但马赫数达到 0.7 之后,由集中脱落涡旋出的低能流体也部分汇入通道涡,二者趋于融合,这使得下角区通道涡虽然影响范围扩大但结构不稳定,在内部衍生出一个较小的涡核结构。

参考文献:

[1] CALVERT W J,EMMERSON P R,MOORE J M. Design test and analysis of a high pressure ratio transonic fan[R]. ASME,2003 - 38302,2003.

[2] 王 晗. 高负荷叶片在不同涡轮叶栅中的气动特性的数值研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2014.

WANG Han. Numerical investigation of aerodynamic performance of a high loaded blade in different turbine[D]. Harbin:Harbin Institute of Technology,2014.

[3] 李大春,杨 凌,高 宇,等. 轴流压气机平面叶栅气动特性的数值研究[J]. 大连海事大学学报,2017,43(3): 71 - 77.

LI Da-chun,YANG Ling,GAO Yu,et al. Numerical study on aerodynamic characteristics of axial compressor cascade[J]. Journal of Dalian Maritime University,2017,43(3): 71 - 77.

[4] LEMKE M,GMELIN C,THIELE F. Simulations of a compressor cascade with steady secondary flow suction[J]. Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design,2013,121(1): 549 - 556.