

旋转冲压压缩转子试验系统变工况 数值研究

韩吉昂, 管 健, 钟兢军, 苑辰光

(大连海事大学 轮机工程学院, 辽宁 大连 116026)

摘 要: 采用 FLUENT 软件对旋转冲压压缩转子试验系统通流部分进行了不同出口反压和转速下的数值模拟。结果表明:旋转冲压压缩转子特性线较为陡峭,其稳定工作范围小,相对流量宽度由 26.57% 降到 1.96%。反压大或转速低时,导叶受旋转冲压压缩转子低压区影响减弱,反压和转速对导叶段气流损失影响不大。旋转冲压压缩转子在反压增加时,其内部气流相继经历斜激波、 λ 激波/激波串、 λ 激波/正激波、 λ 激波 4 个压缩阶段。转速增加时,压缩面区域形成的激波在机匣壁面的入射点逐渐向下游发展,旋转冲压压缩转子压比增大的同时损失增加。出口支板段随反压增加存在最小损失工况,转速增加时,其总压恢复系数由 0.944 逐渐降低到 0.875,气流损失增加。

关 键 词: 旋转冲压压缩转子; 试验系统; 通流部分; 变工况; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical research of the ram-rotor test system at off-design conditions

HAN Ji-ang, GUAN Jian, ZHONG Jing-jun, YUAN Chen-guang

(Marine Engineering College,

Dalian Maritime University, Dalian Liaoning 116026, China)

Abstract: Numerical simulation on the flow passage of the ram-rotor test system was carried out under different back pressure and rotational speeds by using FLUENT software. Results show that characteristic curves of the ram-rotor are steep. Steady operation range of the ram-rotor is narrow, and relative mass flow rate range of the ram-rotor is from 26.57% to 1.96%. At high back pressure or low rotational speed, the flow in the vane passage is not sensitive to the low pressure zone located at the leading edge of the ram-rotor. Back pressure and rotational speed have little impact on flow loss of the vane segment. With back pressure rising, flow in the ram-rotor segment experiences such four compression processes as oblique shock, λ -shape shock/shock train, λ -shape shock/normal shock and λ -shape shock. With the increasing of rotational speed, the shock wave incident location on the shroud approaches downstream passage gradually, which causes high total pressure ratio and large loss. The support segment experiences minimum loss condition when back pressure rises. As rotational speed increases, total pressure recovery coefficient in the support segment changes from 0.944 to 0.875, which means high flow loss.

收稿日期: 2015-03-10

基金项目: 国家自然科学基金(51406022); 辽宁省自然科学基金(2013020129); 辽宁省教育厅科学研究一般项目(L2013199); 中央高校基本科研业务费专项资金(3132015207)

作者简介: 韩吉昂(1979—),男,河南襄城人,副教授、博士生导师,博士,主要从事发动机气动力学研究。

Key words: ram-rotor; test system; flow passage; off-design conditions; numerical simulation

现代高性能压气机的研制是各国提高燃气轮机总体性能的重要途径之一. 过去几十年来, 风扇/压气机的性能水平不断提高, 具体表现为在一定的失速裕度下能够保持较高的压比和效率^[1]. 取得这些成就的一个重要的原因是压气机叶尖切线速度的不断提高, 在这个背景下跨/超声速压气机不断蓬勃发展. 旋转冲压压缩转子^[2]作为一种高性能超声速压气机转子, 其原理是利用激波对气流进行增压, 具有增压比高、结构紧凑、成本低等优势, 日益引起国内外研究机构的关注. 美国 Ramgen 动力系统公司先后开展了旋转冲压压缩转子概念验证样机设计和试验验证^[3], 旋转冲压压缩转子替代微型燃机压缩系统^[4]与用作大型二氧化碳压缩机^[5]的应用研究, 以及激波系配置方式研究^[6]和高压比旋转冲压压缩转子的设计^[7]等. 国内中科院工程热物理研究所开展了内压式冲压叶轮二维叶栅设计和激波管风洞试验^[8-9], 冲压叶栅和叶轮的附面层抽吸研究^[10-11], 并探究了来流气流角对冲压叶栅的影响^[12]. 哈尔滨工业大学开展了旋转冲压发动机进气道压比特性研究^[13], 以及转子偏心、背压脉动和转子涡动对旋转冲压转子进气道流场分布、激励特性和起动及性能的影响研究^[14-16]. 大连海事大学船舶动力工程研究所在较为详尽的分析旋转冲压压缩转子内部三维流场^[17]之后, 分别探讨了隔板顶部间隙^[18]和关键几何参数^[19]对旋转冲压压缩转子流场及性能的影响, 并总结了旋转冲压压缩转子研究中需要解决的技术难点^[20], 如结构优化设计、隔板顶部间隙控制技术、流动控制技术、起动问题和试验技术.

旋转冲压压缩转子的结构特点和工作原理决定了其试验研究的开展难度较大, 且成本相对较高. 因而, 在试验前首先开展其试验系统通流部分的数值模拟研究就显得非常必要. 本文在大连海事大学船舶动力工程研究所前期设计的旋转冲压压缩转子试验系统的基础上, 构建其通流部分的三维计算模型并进行数值研究, 重点讨论不同出口反压和不同转速时, 旋转冲压压缩转子试验系统通流部分的气动性能, 深入分析试验条件下旋转冲压压缩转子内部的流动特征, 为旋转冲压压缩转子试验系统通流部分的优化设计以及后续的试验研究提供参考.

1 研究模型和数值方法

1.1 模型和参数设置

本文的研究对象为旋转冲压压缩转子试验系统, 其通流部分由 4 部分组成: 即进口段、导叶段、旋转冲压压缩转子段和出口支板段, 其计算模型如图 1 所示. 旋转冲压压缩转子轮盘布置 3 个进气流道, 每个进气流道由相邻的 2 个隔板和轮毂 (设置有压缩面、喉部和扩压面) 组成. 隔板以较小的安装角布置在轮盘上, 其横截面为正梯形. 为了加工方便并考虑到旋转冲压压缩转子正常工作时的应力集中问题, 隔板根部进行了相应地工艺处理. 此外, 为了减弱前缘激波的强度, 对隔板前缘进行了切削处理; 同时, 为了在一定程度上减轻隔板质量, 并保证气流的进一步增压, 隔板尾缘也作相应地切削处理. 导叶叶片数为 60 个, 出口支板数为 8 个, 部分无量纲几何参数如表 1 所示.

因考虑到旋转冲压压缩转子内部流动较为复杂, 为了能够较为清晰地捕捉流道内的激波结构, 本文在划分计算网格时仅在旋转冲压压缩转子部分进行适当加密, 进口段、导叶段、旋转冲压压缩转子段和出口支板段网格数分别为 45 万、100 万、140 万和 56 万, 网格总数约 340 万, 各部分网格如图 2 所示.

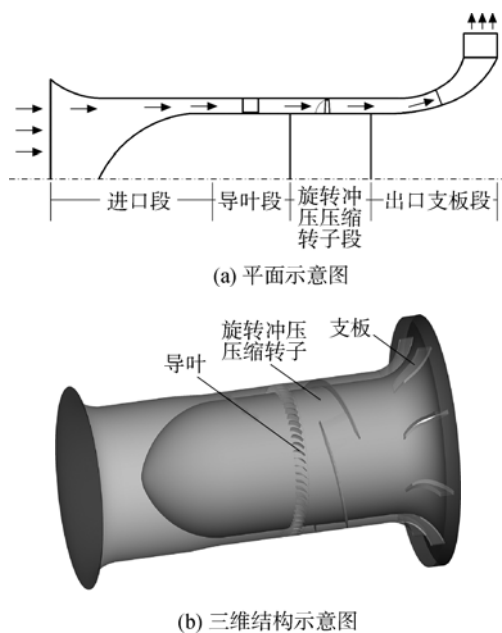


图1 旋转冲压压缩转子试验系统

Fig. 1 Flow passage of the ram-rotor test system

表 1 旋转冲压压缩转子试验系统无量纲参数

Table 1 Non-dimensional parameters of the flow passage of the ram-rotor test system

几何参数		数值
旋转冲压 压缩转子	轮盘内径	378
	进口轮毂比	0.9
	压缩角	7.2
	扩压角	6
	隔板安装角	18
导叶	弦长	39.6
	叶高	21
	中径处稠度	1.9
支板	叶型前缘根部厚度	4.8
	叶型前缘尖部厚度	4.8

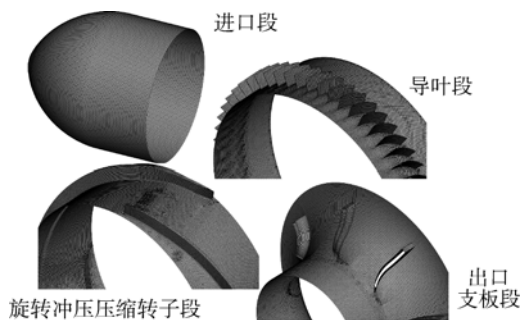


图 2 计算网格

Fig. 2 Computational grid

本文利用商用 FLUENT 流体计算软件对旋转冲压压缩转子试验系统通流部分计算模型进行数值求解,采用基于密度的显式求解器,湍流模型选取 Spalart-Allmaras 一方程模型,控制方程对流项的离散采用 2 阶迎风格式.压力进口给定总压 101325 Pa、总温 288.15 K,轴向进气,壁面设置为绝热无滑移边界条件,旋转冲压压缩转子隔板和轮毂壁面转动,其他壁面设置为绝对静止.出口给定静压,通过不断提高出口压力进行 70% N_d , 80% N_d , 90% N_d , 100% N_d , 105% N_d 和 110% N_d 共计 6 个转速下的变工况计算,其中 N_d 表示设计转速.

1.2 计算方法校核

本文选择典型的跨声速压气机转子 NASA Rotor 37 作为计算对象对所采用的数值计算方法在超、跨声速压气机性能预测及流场结构捕捉方面的能力和适用性进行验证. Rotor 37 转子的基

本几何参数见文献[21].为了保证计算方法的可靠性,采用与本文旋转冲压压缩转子计算模型相同类型的网格对 Rotor 37 的计算域进行网格划分.通过对其设计转速下流场的计算,获得的堵塞流量为 20.85 kg/s,而试验值^[21]为 (20.93 ± 0.14) kg/s,计算结果在试验误差范围之内.图 3 给出了 98%堵塞流量下 50%叶高处的相对马赫数等值线分布.由图可见,计算获得的进口槽道激波前相对马赫数值,激波结构、位置和倾斜程度与试验结果^[21]基本一致,这说明本文采用的计算方法在跨声速压气机激波系捕捉和流场细节预测方面的计算结果是可以接受的.图 4 给出了 98%堵塞流量下测量站 4^[21]处周向平均的绝热效率和总压比沿叶高 h 的展向分布曲线.从图中可以看出,计算和试验^[22]结果吻合的相对较好,这说明,本文采用的数值方法在预测跨声速压气机总体性能方面是基本可行的,其计算结果也是可以接受的.

1.3 网格无关性验证

为了排除网格精度对计算结果的影响,本文还对计算模型进行了网格无关性验证.在 340 万网格的基础上,运用 FLUENT 压力梯度自适应的方法另加密了 4 套网格,分别为 390 万、450 万、505 万和 546 万.然后采用本文的数值计算方法对采用以上 5 套网格的计算模型进行相同的参数设定,并进行数值模拟,其性能参数随网格数的变化如图 5 所示,可以看出在网格数大于 340 万时,随着网格数继续增加,旋转冲压压缩转子无量纲质量流量、总压比、绝热效率和各部分的总压恢复系数均变化不大.计算以上参数数值变化的大小,发现其数值波动范围最大 1%,这是基本可以接受的.此外,为了检验网格数对旋转冲压压缩转子内包括激波结构在内的流动特征的影响,以及后续分析的需要,仿照常规叶轮机械中 S_1 , S_2 流

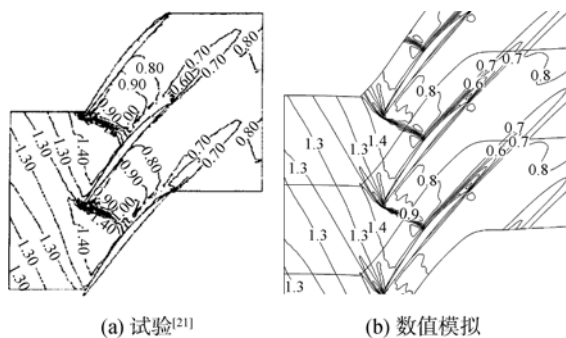


图 3 50%叶高处相对马赫数分布

Fig. 3 Relative Mach number contours at 50% span

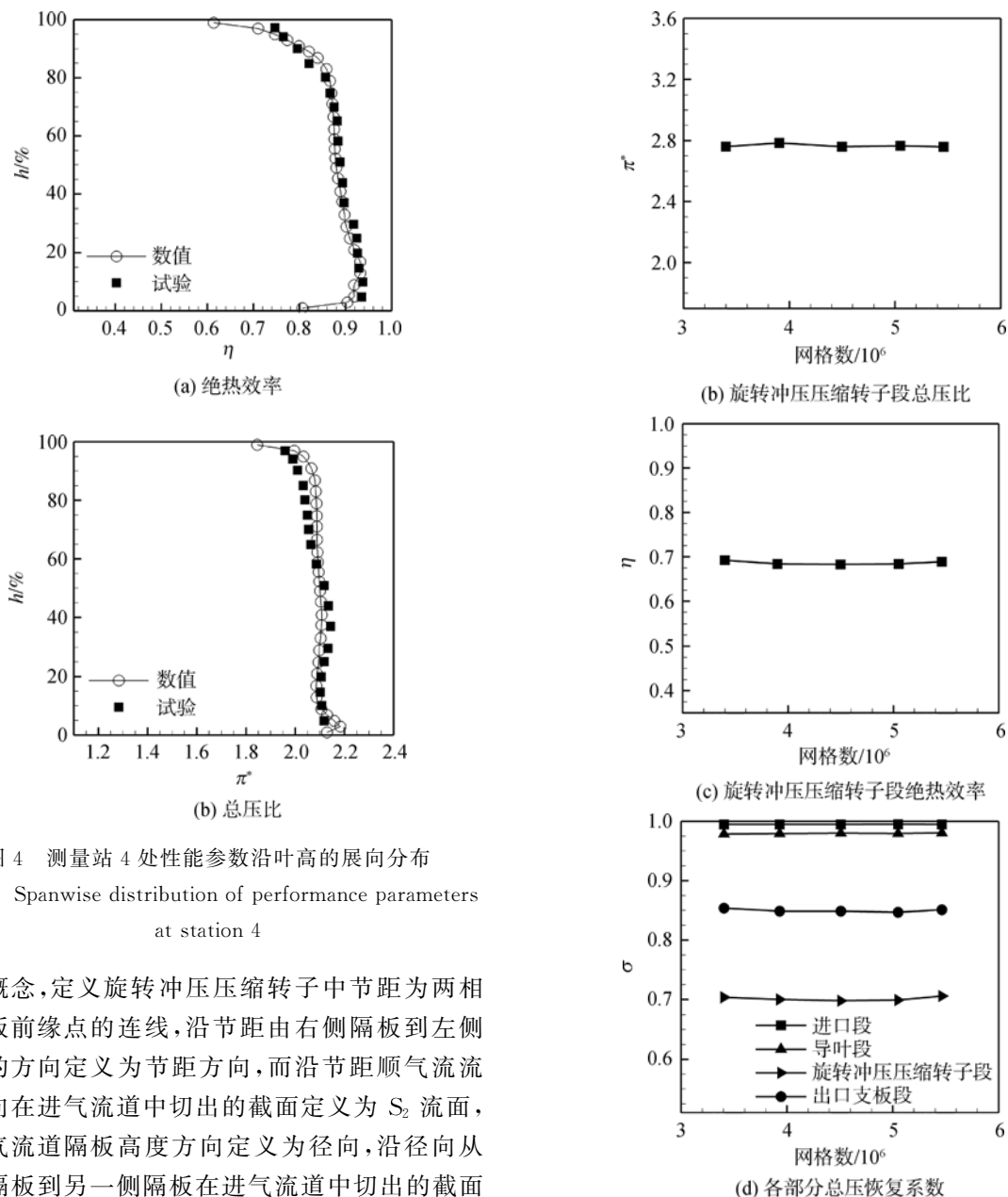
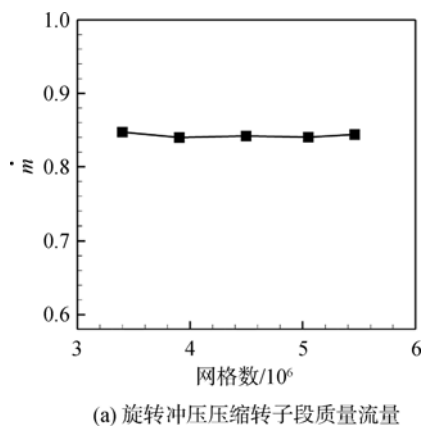


图4 测量站4处性能参数沿叶高的展向分布

Fig. 4 Spanwise distribution of performance parameters at station 4

面的概念,定义旋转冲压压缩转子中节距为两相邻隔板前缘点的连线,沿节距由右侧隔板到左侧隔板的方向定义为节距方向,而沿节距顺气流流动方向在进气流道中切出的截面定义为 S_2 流面,沿进气流道隔板高度方向定义为径向,沿径向从一侧隔板到另一侧隔板在进气流道中切出的截面定义为 S_1 流面,具体定义如图6所示.从图7旋转冲压压缩转子50%节距 S_2 流面静压分布可以看出,不同网格数时,旋转冲压压缩转子流道内流



(a) 旋转冲压压缩转子段质量流量

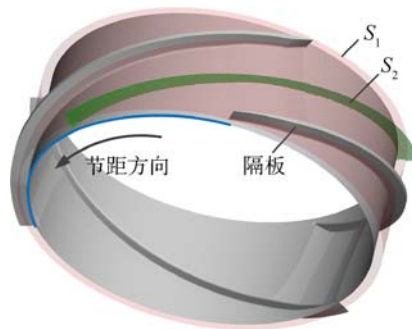
图5 性能参数随网格数的变化
Fig. 5 Performance parameters vs. grid number

图6 旋转冲压压缩转子两类流面定义

Fig. 6 Definition of S_1 and S_2 stream surfaces in a ram-rotor

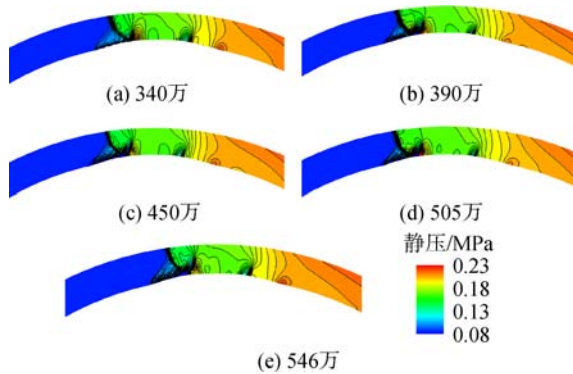


图 7 不同网格数时旋转冲压压缩转子 50% 节距 S_2 流面静压分布

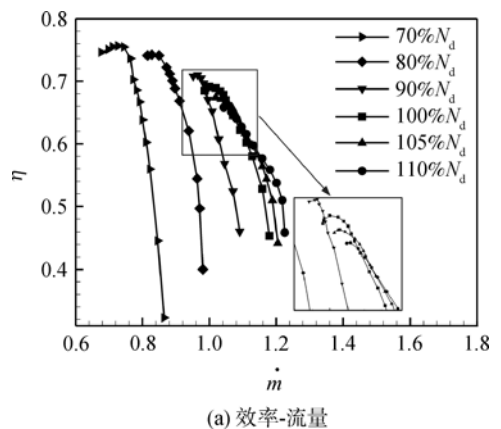
Fig. 7 Static pressure distribution of S_2 stream surfaces at 50% pitch with different grid numbers

场结构及激波形态基本一致. 因此, 为合理利用计算资源并兼顾计算速度, 本文选取 340 万网格数进行变工况计算.

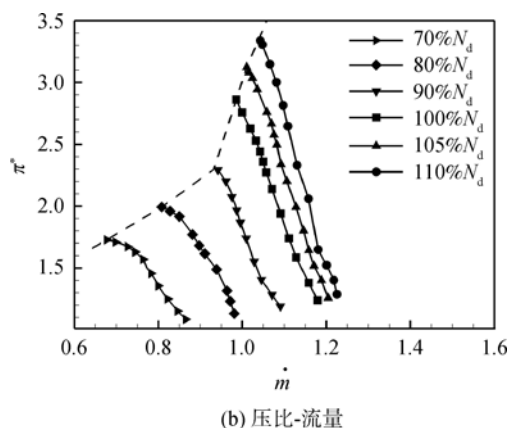
2 结果分析

2.1 旋转冲压压缩转子特性

图 8 给出了旋转冲压压缩转子的特性曲线,



(a) 效率-流量



(b) 压比-流量

图 8 旋转冲压压缩转子特性曲线

Fig. 8 Characteristic curves of the ram-rotor

其中横坐标为无量纲流量. 在效率-流量图上, 每条转速线上都存在最高效率点, 而且在最高效率点之后随着流量的降低, 效率下降趋势平缓. 而压比特性则不存在拐点, 随流量的减小呈现单调递增的趋势, 并没有出现常规单级压气机在临近近失速状态时压比下降的趋势. 转速越高时, 旋转冲压压缩转子对气流的加功能力越大, 因而最大压比值越大, 同时最高效率值越低. 110% 设计转速时峰值压比能够达到 3.364, 而绝热效率相对较低, 只有 0.658.

从图 8 中还可看出, 各个转速下的压比-流量和效率-流量特性线都比较陡峭, 最高效率点与近失速点的工况较近. 从 70% 设计转速到 110% 设计转速, 每个转速下的最高效率点和近失速点之间的相对流量宽度 (最高效率点和近失速点流量差与近堵塞点和近失速点流量差之比) 分别为 26.57%, 11.59%, 13.66%, 8.25%, 6.95% 和 1.96%, 最高效率工况和近失速工况之间的相对流量宽度随着转速的升高基本上是逐渐减小的, 因而转速较高时, 过高的出口反压较易引发旋转冲压压缩转子失稳. 可见, 追求高压比性能的旋转冲压压缩转子的稳定工作裕度并不大, 因此, 在后续的研究中需要采取措施尽量扩大其稳定工作范围.

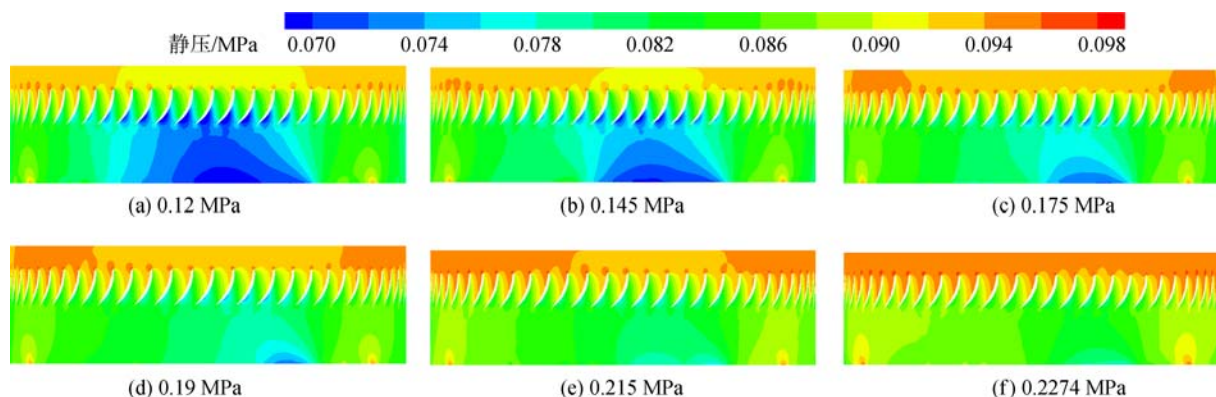
2.2 变工况性能分析

2.2.1 变出口反压工况

通过比较设计转速下不同出口反压时导叶段、旋转冲压压缩转子段和出口支板段的流场特性, 进而分析旋转冲压压缩转子试验系统通流部分的变反压工况性能. 限于篇幅, 本文在对各出口反压工况下的云图进行分析时只选取了 0.12 (1.379), 0.145 (1.585), 0.175 (1.939), 0.19 (2.137), 0.215 (2.530) 和 0.2274 MPa (2.883) 共 6 个出口反压工况进行对比说明, 其中括号内的数值为当前反压工况时对应的压比值.

1) 导叶段

图 9 为 6 个出口反压工况时, 50% 导叶高度 S_1 流面的静压分布. 由于受到下游旋转冲压压缩转子隔板的影响, 形成低压影响区并逆流前传, 进而影响到导叶内部流场分布. 由于本文计算模型中旋转冲压压缩转子轮缘为 3 个隔板 (组成 3 个进气流道) 的结构布局, 因而低压影响区以 120° 的角度沿周向分布, 为方便比较, 图中只给出其中一个. 随着出口反压的升高, 导叶内部的压力也整

图9 50%导叶高度 S_1 流面静压分布Fig. 9 Static pressure contours of S_1 stream surfaces at 50% height of the vane

体随之升高. 旋转冲压压缩转子由于高速旋转产生超声速进口条件, 在不存在隔板顶部间隙时, 这一进口条件将会阻止出口反压升高引起的气流扰动向上游传播, 此种情况下, 出口反压的升高不会影响旋转冲压压缩转子上游的流动, 即不会影响导叶流道内部的流场分布. 但是本文所建立的计算模型是旋转冲压压缩转子试验系统, 为保证试验安全顺利进行, 隔板顶部存在间隙, 造成顶部间隙流体泄漏, 这使得机匣附近聚集了较多低能流体, 相对马赫数低于1, 出口反压的变化正是通过这些低能流体向上游传递, 继而影响到导叶流场, 造成与旋转冲压压缩转子隔板前缘对应的导叶区域静压降低. 在出口反压升高的过程中, 导叶流场受下游旋转冲压压缩转子隔板前缘低压区影响的范围也随之减小, 流场逐渐趋于均衡. 可见出口反压的升高在一定程度上能够改善导叶流道内的流场分布.

图10给出了导叶流道进出口绝对马赫数随出口反压的变化情况. 在各个出口反压时, 导叶出口马赫数皆高于进口马赫数, 气流在导叶流道内实现加速流动. 这样的好处是可以使气流以较高的速度进入下游旋转冲压压缩转子, 从而在相同进口来流条件时降低其转速, 这对于旋转冲压压缩转子试验件的设计是非常有利的. 由上文分析知道, 出口反压的升高所造成的气流压力扰动能够影响到导叶内流场, 因而在出口反压升高时, 导叶流道内静压也随之升高, 其进出口速度降低, 但导叶进口马赫数的下降幅度要小于出口马赫数的降低幅度, 说明随着出口反压的增大, 导叶的增速能力有一定程度的降低. 图11所示为导叶流道总压恢复系数 σ 和导叶出口绝对气流角 α 随出口反压的变化情况, 本文涉及的气流角均指的是来流与额线的夹角, 且图中角度数值进行了无量纲处

理. 由图11可知, 出口反压增加时, 导叶总压恢复系数总体上呈现增大的趋势. 就量值来说, 不同出口反压时, 导叶总压恢复系数的变化幅度不大, 最大为1.4%, 这也说明气流流经导叶后能够保持

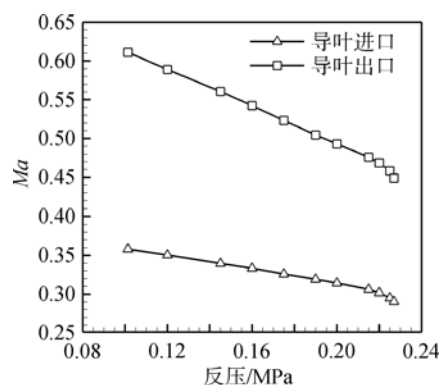


图10 导叶进出口绝对马赫数变化曲线

Fig. 10 Mach number at vane inlet and outlet under different back pressures

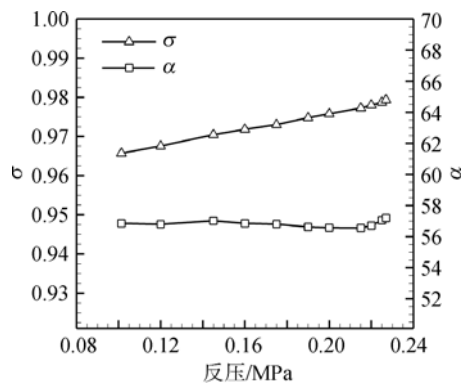


图11 导叶总压恢复系数和出口气流角变化曲线

Fig. 11 Total pressure recovery coefficient and vane outlet flow angle under different back pressures

较高的总压, 导叶出口绝对气流角的变化幅度同样不大, 其数值在 57(无量纲角度)左右. 由于本文中导叶的作用之一是对进入旋转冲压压缩转子的气流进行一定的预旋偏转, 从而可以实现在相对较低的转速下达到较高的旋转冲压压缩转子进口来流马赫数. 因此, 导叶出口绝对气流角较小的变化表明, 在不同出口反压时, 导叶均可以较为稳定地实现气流的预旋偏转任务.

2) 旋转冲压压缩转子段

图 12 给出 6 个不同出口反压下, 旋转冲压压缩转子段 50% 节距 S_2 流面静压分布. 通过静压云图可以看出随出口反压的升高, 旋转冲压压缩转子流道内激波系的变化情况. 在出口反压由低到高的过程中, 旋转冲压压缩转子流道内存在不同的激波系结构. 在图 12(a) 中, 出口反压较低, 气流在压缩面区域形成斜激波并在机匣和轮毂间不断反射, 可见设计转速低反压下旋转冲压压缩转子流道内只存在斜激波. 随着出口反压的升高, 旋转冲压压缩转子增压能力逐渐增强, 喉部及以后位置的激波系逐渐前移. 由于本文研究的旋转冲压压缩转子隔板顶部存在间隙, 在出口反压升高时, 隔板顶部泄漏流的影响也逐渐增强. 在压缩面区域, 受隔板顶部流体泄漏和机匣附面层的影响, 与近 50% 喉部高度处相比, 近机匣位置气流马赫数有所降低, 激波在近机匣处接近脱体而大致垂直于机匣, 因而旋转冲压压缩转子压缩面区域形成了 λ 激波, 这是一种由入射激波、反射激波

和一段与机匣接近于垂直的马赫杆组成的激波结构. 从图 12(b) 中可知, 由于此时隔板顶部泄漏流并不是十分剧烈, 因而图中 λ 激波的马赫杆较短. 在 λ 激波后气流再经历一道反射激波, 压强继续增加. 与此同时, 扩压面后出现了激波串. 所谓激波串, 是一系列不连续的静压/相对马赫数孤立区域, 气流相对马赫数和静压峰值交替出现. 由于旋转冲压压缩转子机匣静止, 其与流道中气流存在相对运动, 且由于压缩能力随出口反压升高而增大, 隔板顶部流体泄漏使低能流体聚集, 附面层逐渐增厚, 激波与附面层的相互作用改变了流场结构, 当干扰强烈时, 气流就会呈现减速—加速—减速的状况, 形成激波串. 出口反压进一步增大时, 隔板顶部流体泄漏程度的增加使压缩面区域近机匣位置的低能流体增多, 泄漏流与激波之间的作用增强, 从而使压缩面区域的 λ 激波马赫杆长度有所增加. 在出口反压的作用下, 扩压面后形成了激波面垂直于机匣的正激波形式, 如图 12(c) 和图 12(d) 中所示. 但在图 12(c) 和图 12(d) 中亦可以看出, 这两个出口反压下的结尾激波并非严格的正激波, 近轮毂壁面位置处的激波位置均发生了偏斜. 随着出口反压的增加, 激波串和正激波逐渐向上游(即喉部)靠近, 且激波串强度逐渐减弱. 此时旋转冲压压缩转子流道内主要通过压缩面区域的 λ 激波和扩压面出口附近的正激波完成气流的压缩. 当出口反压进一步增大时, 隔板顶部流体泄漏的影响进一步增强, 形成的低能流体与主流

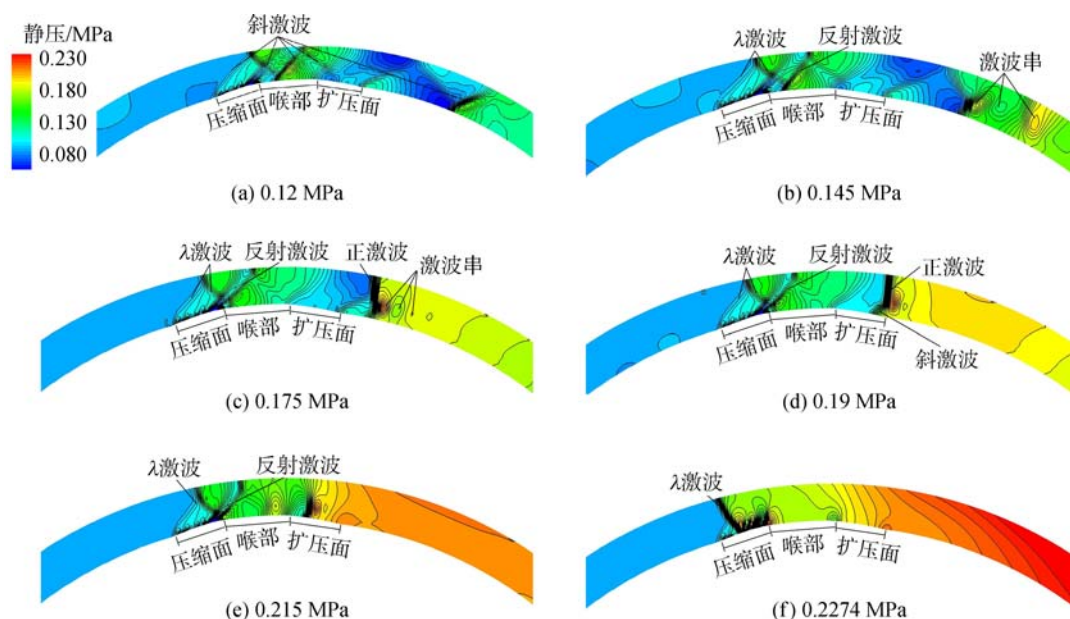


图 12 不同反压下 50% 节距 S_2 流面静压分布

Fig. 12 Static pressure contours of S_2 stream surfaces at 50% pitch under different back pressures

的相互掺混导致前移至扩压面区域的正激波结构遭到破坏,上半隔板高度的正激波结构消失(图12(e)),增压能力有所减弱,而此时在压缩面区域的激波强度依然增大,气流的压升主要由压缩面和喉部区域的激波系来实现.当到达近失速工况(图12(f))时,结尾正激波/激波串完全消失,压缩面区域 λ 激波的马赫杆进一步增强, λ 激波的人射斜激波分支很小且弱,此工况时旋转冲压压缩转子主要通过压缩面区域马赫杆较强的 λ 激波进行增压,喉部后的亚声速气流在扩压面上继续减速增压.

可见,在出口反压增大的过程中,旋转冲压压缩转子流道内主要的激波形态由斜激波,逐渐过渡到 λ 激波/激波串,以及 λ 激波/正激波,最后变为 λ 激波.在这个过程中,压缩面区域的激波数目有所减少,扩压面及以后区域的波系位置逐渐向上游(即喉部)靠近.

图13给出了不同出口反压时,90%喉部高度 S_1 流面的熵值分布.为了清楚的显示轮毂型面在 S_1 流面的相对位置,图中用黑色实线标出了压缩面、喉部和扩压面的对应区域.从整体来看,出口反压增大使 S_1 流面整体的熵值增大,但紧靠旋转冲压压缩转子进口和隔板压力面侧的深色低熵值区域却逐渐减小,而隔板吸力面侧的高熵值区域增大,气流损失增加.在隔板吸力面尾缘位置,形成了一个局部高损失区,气流流过隔板尾缘,在尾缘削尖的影响下,产生气流的分离损失,形成小范围的高熵区域(图13(a)).图13(b)~图13(e)中虚线所示为旋转冲压压缩转子流道内结尾正激波/激波串的位置,激波损失较明显.当出口反压较大时,隔板顶部泄漏流动显著加强,泄漏流与主流的相互掺混反而使隔板尾缘处的损失降低,熵

值减小,但因为泄漏流动的损失占旋转冲压压缩转子总损失的绝大部分,因而,尾缘处损失的降低并不起到决定性作用.在近失速工况下(图13(f)), S_1 流面深色低熵值区域范围更小,绝大部分区域熵值明显较其他出口反压时高,也即损失更大.

造成旋转冲压压缩转子进口和近压力面侧的深色低熵值区域面积逐渐减小的原因是由于受到隔板顶部泄漏流的影响.在出口反压较低时,旋转冲压压缩转子增压能力相对不强,隔板压力面和吸力面之间的压差不大,隔板顶部泄漏流对旋转冲压压缩转子流道造成了一定的影响,但其影响并不是十分剧烈,隔板压力面侧区域受隔板顶部泄漏的影响较小,损失较低.而随着出口反压的增大,隔板压力面和吸力面之间压差增大,隔板顶部泄漏流动加强,泄漏流和主流相互作用形成的高熵值区域也逐渐增大,因而整个 S_1 流面的损失也逐渐增加,在近失速时隔板顶部流体泄漏所造成的旋转冲压压缩转子高损失区域几乎覆盖整个旋转冲压压缩转子流道,熵值明显升高,因而在旋转冲压压缩转子效率-流量特性线上(图8(a)),到达近失速工况时,绝热效率降低.

对存在隔板顶部间隙的旋转冲压压缩转子试验系统来说,出口反压的升高会造成隔板顶部泄漏流动的加强,泄漏流和主流的相互作用区域加大,泄漏损失增加.此外,由于旋转冲压压缩转子流道内存在压缩激波系,激波和隔板顶部泄漏的低能流体相互作用也会造成旋转冲压压缩转子流动损失的增加.

图14给出了随出口反压升高,旋转冲压压缩转子进出口气流角的变化情况,其中纵坐标为无量纲角度.其进口相对气流角 β 受出口反压变化

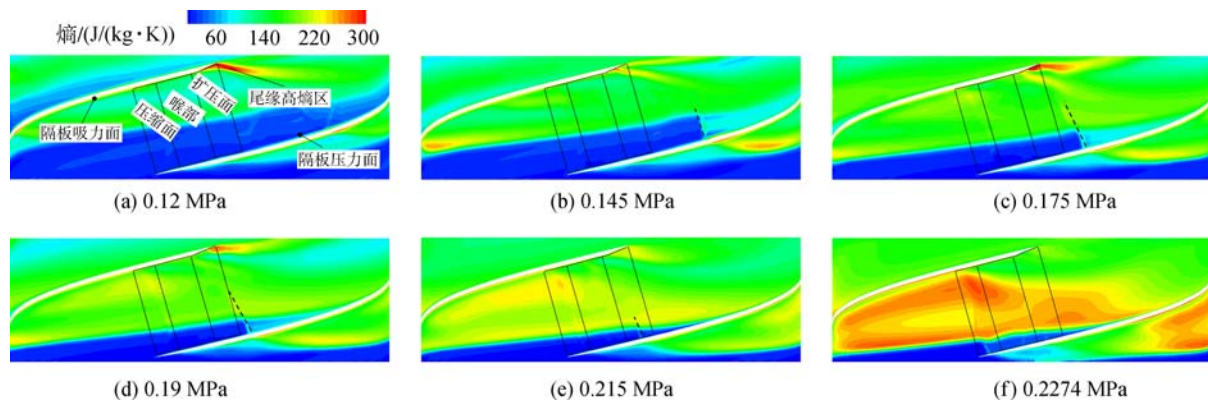


图13 不同反压下90%喉部高度 S_1 流面熵值分布

Fig. 13 Entropy contours of S_1 stream surfaces at 90% throat height under different back pressures

的影响不大,有微弱的递减趋势,旋转冲压压缩转子来流方向基本保持稳定.由于旋转冲压压缩转子内部流动速度达到相对超声速,出口压力的扰动以声速向上游传播,因而其对旋转冲压压缩转子进口来流方向的影响相对较弱.而出口绝对气流角 α 却发生显著的变化,随着出口反压的增大其数值逐渐减小.其变化规律可以通过速度三角形(图 15)得出.图 15 中 1,2,3 分别代表导叶进口、导叶出口(即旋转冲压压缩转子进口)和旋转冲压压缩转子出口三个截面.下标 a,b 和 c 代表出口反压依次增大.与常规亚声速压气机依靠叶片对气流折转的增压原理不同,旋转冲压压缩转子依靠激波进行增压,隔板沿流向较为平直,所以旋转冲压压缩转子进出口相对气流角变化不大.而出口反压增加则意味着旋转冲压压缩转子增压能力提高,也即气流有更多的动能转化为压力势能,从而使其出口的气流相对马赫数降低.由速度三角形可知,在旋转冲压压缩转子出口相对速度 w 降低的过程中(由 w_{3a} 到 w_{3c}),牵连速度(u)基本不变时,绝对气流角 α 会逐渐减小(由 α_{3a} 到 α_{3c}),出口气流越来越向周向方向偏转.

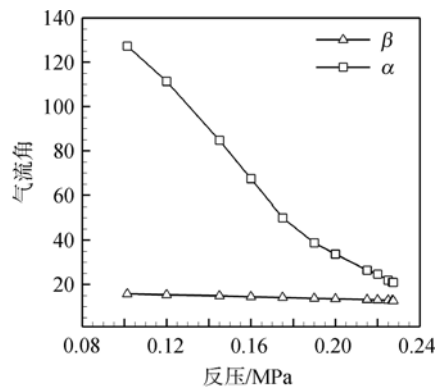


图 14 旋转冲压压缩转子进口气流角变化曲线
Fig. 14 Flow angle at inlet and outlet of ram-rotor vs. back pressure

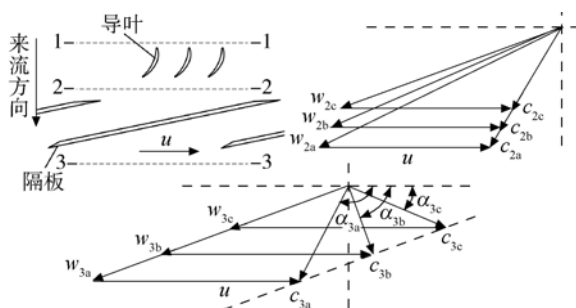
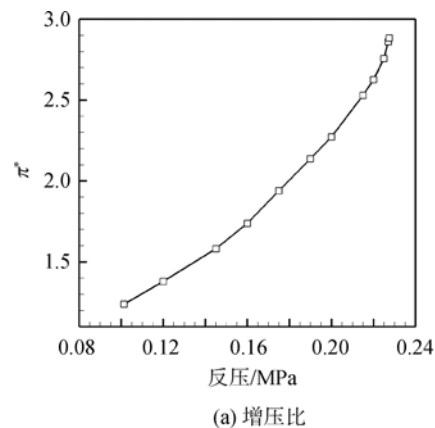
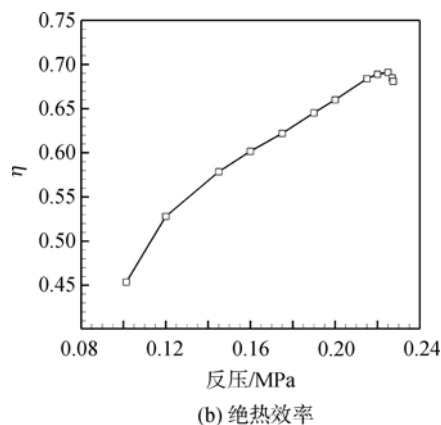


图 15 速度三角形
Fig. 15 Velocity triangle

图 16 为出口反压变化时,旋转冲压压缩转子性能的变化曲线.其增压能力随出口反压的增大呈现一直增加的趋势(图 16(a)),出口反压增大,旋转冲压压缩转子出口相对速度减小,在进口相对速度大小基本不变的情况下,由速度三角形知,旋转冲压压缩转子的转速增大,即其对气流的加功量增加,因而增压比增加.而绝热效率值是以先增大后减小的规律分布(图 16(b)),由上文分析可知,在出口反压增大的过程中,扩压面及以后位置的激波系逐渐向喉部位置靠近,激波系由斜激波到激波串再到正激波过渡,最后由于隔板顶部流体泄漏流形成的低能流体使扩压面上的激波结构消失.在这个过程中,激波的强度虽然逐渐增强,但激波数目逐渐减少,扩压面上气流之间的相互扰动作用也相应减小,与此同时,扩压面及以后区域的激波系在向喉部靠近时,激波系(正激波/激波串)波前来流马赫数也逐渐降低,激波强度也有所减弱,在这些因素的共同作用下,气流损失减小,绝热效率增大.



(a) 增压比



(b) 绝热效率

图 16 旋转冲压压缩转子性能参数随出口反压变化曲线
Fig. 16 Ram-rotor performance parameter variation with different back pressures

然而过高的出口反压会完全破坏扩压面及以后区域的激波系,由前文知,压缩面区域的激波成为一个马赫杆加强的 λ 激波形式(图12(f)),其结构及气流压缩方式类似于一道正激波.由于其波前来流马赫数较大,较高的超声速来流直接通过这个强的激波间断面增压,所造成的损失必然较大.在靠近近失速工况时,旋转冲压压缩转子压缩面区域的 λ 激波马赫杆长度随出口反压增大而增加,所造成的气流损失也逐渐增加,因而在最高效率点之后,出口反压继续增加时绝热效率下降.

3) 出口支板段

图17给出了出口支板段的总压恢复系数 σ 的变化曲线.出口反压升高时,出口支板段总压恢复系数先增大后减小,总压恢复系数的最低值为83%,最高值为96%,数值波动范围较大.总压恢复系数发生较大范围变化的一个重要原因是由于受到上游旋转冲压压缩转子的影响.由前文分析可知,旋转冲压压缩转子出口绝对气流角逐渐减小(图14),在 $127^\circ \sim 21^\circ$ (无量纲角度,下文中提到的角度数值也进行了无量纲处理)的范围内变化,造成旋转冲压压缩转子出口气流在出口反压增大时越来越偏向周向,出口支板段的进口(即旋转冲压压缩转子出口)绝对气流方向亦是以同样规律变化.本文中支板进口构造角为 54° ,因而出口支板段的来流在出口反压增大的过程中会经历较大的攻角变化($-73^\circ \sim +33^\circ$),在这个过程中必然存在某个工况,旋转冲压压缩转子出口气流以接近最佳攻角的方向流入支板流道,损失也达到最低,因而总压恢复系数会在反压增大时出现峰值,呈现上述变化规律.

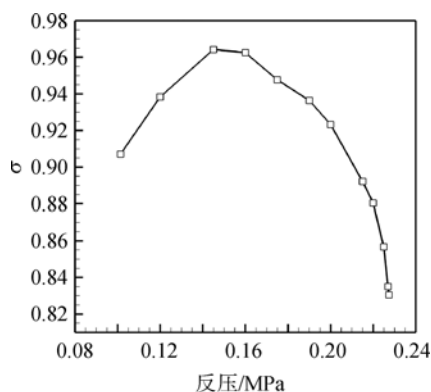


图17 总压恢复系数变化曲线

Fig. 17 Total pressure recovery coefficient variation with different back pressures

2.2.2 变转速工况

通过改变转速,对旋转冲压压缩转子试验系统计算模型进行了 $70\% N_d$, $80\% N_d$, $90\% N_d$, $100\% N_d$, $105\% N_d$ 和 $110\% N_d$ 共6个转速下的数值模拟,分析其变转速工况性能.此外为使不同转速的算例具有相互可比性,本文选取各转速下结尾正激波在喉部出口消失的工况作为基准进行不同转速时的对比分析.

1) 导叶段

图18为导叶出口(即旋转冲压压缩转子进口)绝对气流角 α 、相对气流角 β 和导叶总压恢复系数 σ 随转速的变化曲线,计算得出的角度值进行了无量纲处理.由图可知,在转速增加时,导叶出口相对气流角在 13° (无量纲角度)左右,而绝对气流角变化幅度也较小($60^\circ \sim 56^\circ$,无量纲角度).可见导叶出口相对和绝对气流方向受下游旋转冲压压缩转子转速变化的影响并不大,气流在导叶流道内可以实现较稳定的方向偏转.虽然导叶总压恢复系数随转速的增加有逐渐减小的趋势,但其变化的范围相对不大,在不同的转速工况下,导叶都能保持相对较高的总压恢复系数.

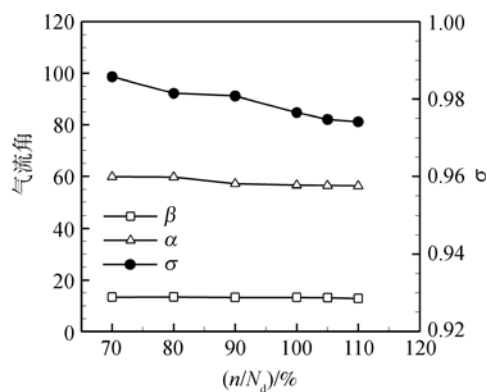


图18 导叶总压恢复系数和出口气流角随转速变化曲线

Fig. 18 Total pressure recovery coefficient and flow angle variation with different rotational speeds at vane outlet

图19所示为导叶进出口绝对马赫数随转速的变化曲线.转速越高,导叶进出口绝对马赫数越高.由旋转冲压压缩转子进口速度三角形可知,在气流相对速度和绝对速度方向基本不变时,牵连速度(转速)的增加必然会使相对速度和绝对速度增大,因而导叶出口(旋转冲压压缩转子进口)绝对马赫数随转速增加逐渐增大.在导叶安装角和导叶出口绝对气流角保持不变的条件下,导叶出口绝对速度的增加,即意味着通过导叶的流量增

加. 在导叶进口来流方向(轴向进气)不变的情况下, 导叶流量的增加就意味着导叶进口速度的增大, 即导叶进口马赫数随转速的提高呈单调递增的规律.

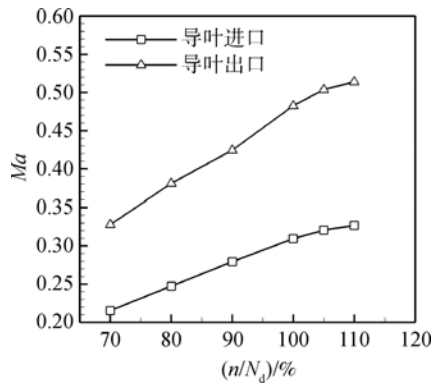


图 19 导叶进出口绝对马赫数随转速变化曲线

Fig. 19 Mach number variation with different rotational speeds at vane inlet and outlet

从图 19 中还可看出, 导叶出口气流速度增加的幅值比导叶进口增加的幅值大, 因而在转速增加时, 导叶的增速能力有一定程度的增大, 这对于下游旋转冲压压缩转子来说是较为有利的. 另外, 导叶段内气流流动加快, 必然会使其流动损失有一定程度的增加, 而导叶根部间隙所造成的流体泄漏也会相应增大流动损失, 这也是图 18 中导叶总压恢复系数随转速增加而逐渐降低的主要原因. 从上述分析可知, 转速改变时, 导叶依然可以稳定地起到对气流偏转和增速的作用.

图 20 给出不同转速 50% 导叶高度 S_1 流面静压分布. 整体来看, 转速越高时导叶流道静压值越低. 因为随着转速的提高, 导叶内流速增加, 进而导致静压降低. 从图中还可看出, 转速提高时,

由旋转冲压压缩转子隔板前缘削尖造成的低压区对导叶内静压分布不均匀性的影响更加明显. 造成这种现象的原因主要是随着转速提高, 旋转冲压压缩转子进口来流相对马赫数也就越大, 气流经过旋转冲压压缩转子隔板前缘削尖区域后, 其膨胀程度也相应增大, 因而形成的低压区的范围增大, 低压对导叶流道内部流场的作用也越显著.

2) 旋转冲压压缩转子段

图 21 给出了不同转速时, 旋转冲压压缩转子段 50% 节距 S_2 流面静压分布. 在 70% N_d 时, 旋转冲压压缩转子流道内的压缩面、喉部和扩压面区域并没有激波系, 虽然在此工况下, 旋转冲压压缩转子进口来流达到相对超声速, 但在现有的压缩面压缩角下, 旋转冲压压缩转子内部并不能形成附体激波, 而会在其进口前形成脱体激波, 也即在 70% N_d 下旋转冲压压缩转子并未启动. 对于 80% N_d , 此时给定的出口反压相对此转速来说相对过高(接近近失速工况), 压缩面区域的激波系已被推向压缩面前方(图 21(b)中黑色线框所示), 由于压缩面前部区域上半隔板高度的气流为亚声速, 压缩面前方形成的激波并未延伸到机匣壁面. 随着转速的升高, 旋转冲压压缩转子内的激波结构逐渐清晰, 且波系数目也逐渐增多. 90% N_d 时, 压缩面区域形成 λ 激波, 但此时出口反压相对此转速依然较大, 所以形成的 λ 激波马赫杆较长. 100% N_d , 105% N_d 和 110% N_d 三种工况时, 气流在旋转冲压压缩转子进气流道 S_2 流面内均相继通过压缩面区域的 λ 激波, 喉部区域的反射激波和扩压面及以后位置区域的激波串进行增压. 不同的是, 设计转速时压缩面和喉部区域分别形成了 λ 激波和一道反射激波, 110% N_d 时压缩面和喉部区域则形成了 λ 激波和两道反射激波,

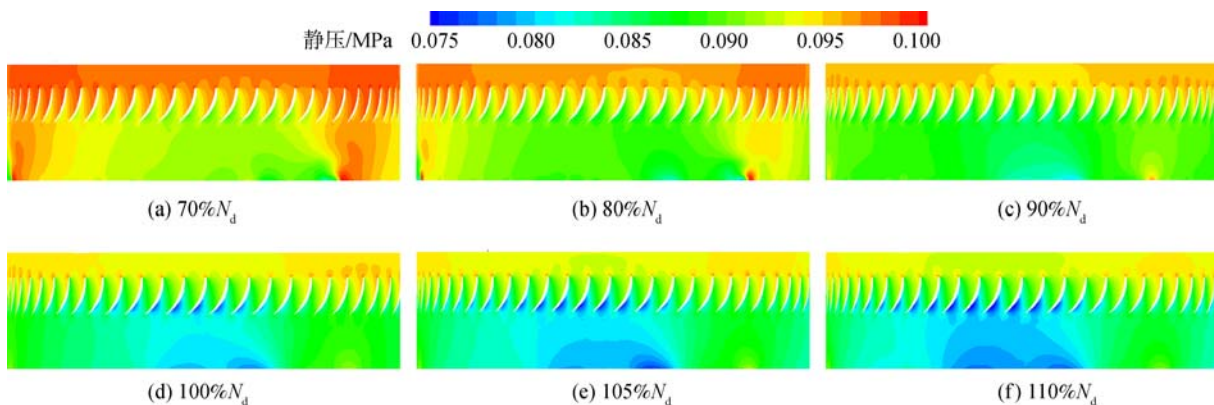
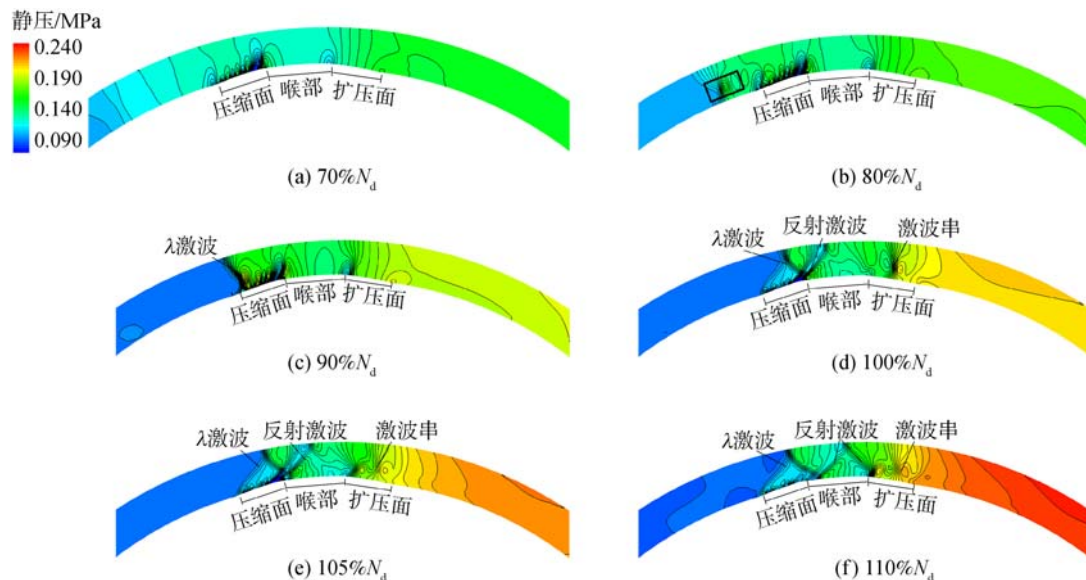


图 20 50% 导叶高度 S_1 流面静压分布

Fig. 20 Static pressure contours of S_1 stream surfaces at 50% height of the vane under different speeds

图21 50%节距 S_2 流面静压分布Fig. 21 Static pressure contour of S_2 stream surfaces at 50% pitch under different speeds

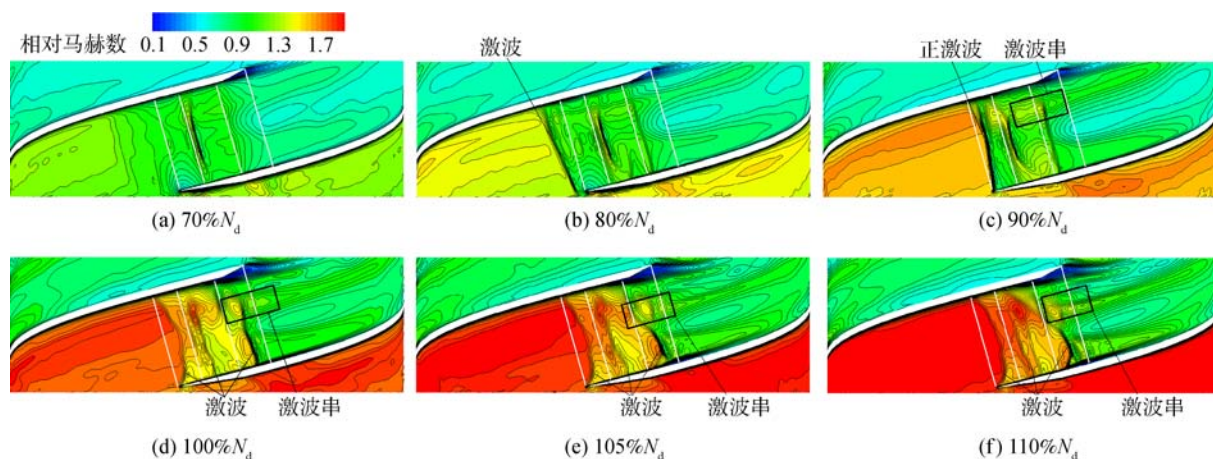
105% N_d 时压缩面和喉部区域的激波系结构形式则处于设计转速和 110% N_d 之间,即处于过渡状态。

造成不同转速下旋转冲压压缩转子内激波系结构不同的根本原因,是不同转速时旋转冲压压缩转子抗反压能力的不同。低转速时,旋转冲压压缩转子进口相对马赫数较低,其内部形成的激波系强度相对较弱,而给定的出口反压相对较高,使压缩面区域的激波系被推向压缩面前方(图 21(b)、图 21(c)),旋转冲压压缩转子已接近失稳工况。转速较高时,旋转冲压压缩转子进口相对马赫数相对较高,其内部形成的激波系强度相对较强,压缩面及喉部区域形成了 λ 激波和反射激波。此时,旋转冲压压缩转子离失稳工况相对较远,能够

通过出口反压的增加而进一步增强其增压能力。

因此,从上述分析可知,随着转速的提高,旋转冲压压缩转子内逐渐建立起激波系,也即逐渐由不起动工况过渡到起动工况。而起动后,旋转冲压压缩转子内形成了不同的激波系结构,其内部气流经历不同的压缩过程。转速越高,压缩面区域形成的激波在机匣上的入射点越靠近下游,激波数目也越多,增压能力也越来越强。

图 22 为 30% 喉部高度 S_1 流面相对马赫数分布,图中用白色实线标示了压缩面、喉部和扩压面在 S_1 流面的对应位置。总体而言,各转速下相对马赫数沿流向逐渐减小,实现减速增压的目的。较低转速(图 22(a)、图 22(b))时, S_1 流面流场较为简单,节距方向流动较为类似,由于截取的 S_1

图22 30%喉部高度 S_1 流面相对马赫数分布Fig. 22 Relative Mach number contour of S_1 stream surfaces at 30% throat height under different speeds

流面靠近轮毂壁面,其径向高度较小,可以在 $80\% N_d$ 的压缩面之前的位置看到图 21(b)中黑框所示的激波结构.而在转速较高时,节距方向流动的不均匀性逐渐显著.气流在旋转冲压压缩转子内沿节距呈现出不同的压缩过程.在流道中部稍靠近隔板吸力面侧形成了较明显的激波串结构(图 22(c)、图 22(d)、图 22(e)和图 22(f)中黑框所示),其原因是近隔板吸力面侧最先受到由隔板压力面向吸力面泄漏流体的作用,泄漏流与主流相互作用形成的低能流体与流道内激波发生相互作用,进而产生了激波串.而在近隔板压力面侧,由于此位置受隔板顶部泄漏流的影响较隔板吸力面小,且与近吸力面侧相比,压缩面之前的延伸段较短,附面层积累的厚度相对较薄,因而激波和附面层相互干涉作用较小,所以在此位置没有产生激波串,气流依然通过激波进行减速增压(如图 22(c)、图 22(d)、图 22(e)和图 22(f)).同时可以看到,削尖的尾缘附近产生的低速分离区随转速升高而逐渐加大,这也会造成旋转冲压压缩转子效率降低.图 23 给出了转速增大时,旋转冲压压缩转子性能参数的变化规律.转速增加使旋转冲压压缩转子进口相对马赫数增加,进而使其内部激波系强度增大、激波数目也相应增多,旋转冲压压缩转子增压比随转速的增加必然增大(图 23(a)),增压比由 $70\% N_d$ 时的 1.63 增加到 $110\% N_d$ 时的 2.91.增压比越大,旋转冲压压缩转子内激波系强度越大,且逆压梯度也越高,激波与附面层、激波与隔板顶部泄漏低能流体的相干效应就越显著,这都会使旋转冲压压缩转子流动损失增加,造成其绝热效率 η 和总压恢复系数 σ 降低(图 23(b)).

3) 出口支板段

图 24 给出了出口支板段总压恢复系数 σ 随转速的变化情况.随着转速的升高,旋转冲压压缩转子对气流的做功能力增加,从而使其出口(出口支板段进口)的绝对马赫数增加,出口支板段内流动速度增加,造成其内部流动损失的增加.此外,对 6 个转速下出口支板段进口绝对气流角的计算可知,其数值在 $24\sim 30$ (无量纲角度)的范围内变化,而支板进口构造角为 54 (无量纲角度),因而在各个转速下,旋转冲压压缩转子出口的气流均以较大的正攻角进入出口支板段,较大的正攻角会进一步加剧出口支板段的流动损失,转速越高损失越大,出口支板段总压恢复系数因而呈现逐

渐降低的趋势,从 $70\% N_d$ 时的 0.944 一直降低到 $110\% N_d$ 的 0.875.因此,在后续的研究中需要对出口支板进行相应的优化设计,以减小其内部流动损失.

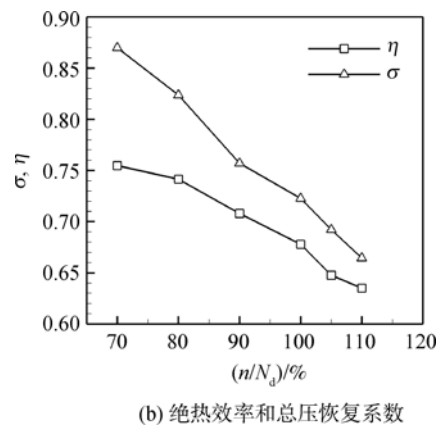
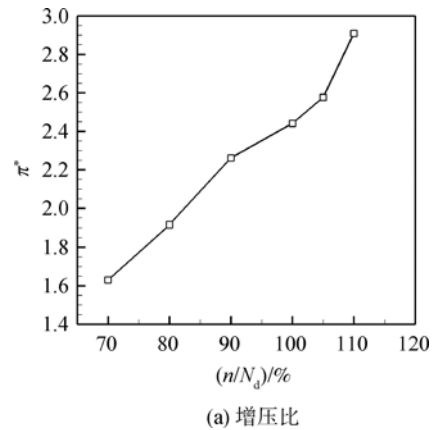


图 23 旋转冲压压缩转子性能参数随转速变化曲线

Fig. 23 Ram-rotor performance parameter variation with different rotational speeds

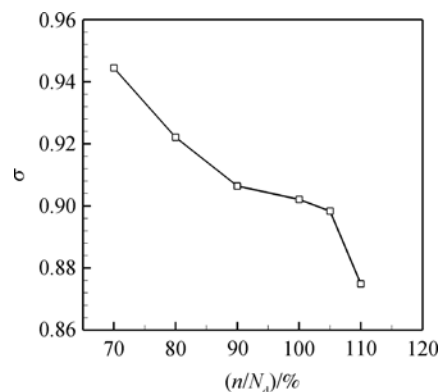


图 24 出口段支板压恢复系数随转速的变化曲线

Fig. 24 Total pressure recovery coefficient variation with different rotational speeds

3 结 论

本文对旋转冲压压缩转子试验系统通流部分进行了6个转速下的数值模拟,分析了旋转冲压压缩转子试验系统变出口反压和变转速两类变工况性能.结果表明:

1) 旋转冲压压缩转子特性线较常规压气机陡峭,且随着转速提高,最高效率逐渐降低,最低为0.658,而最高压比随转速提高而增加,最高可达3.364.稳定工作裕度不大,转速由低到高时,相对流量宽度由26.57%变化到1.96%.

2) 随出口反压增加,下游低压区对导叶段流场的影响趋于减弱.旋转冲压压缩转子段在反压升高的过程中相继经历斜激波、 λ 激波/激波串、 λ 激波/正激波、 λ 激波4个压缩阶段.出口支板段经历了一73~+33的攻角变化范围,存在损失最小工况.

3) 随转速增加,下游低压区对导叶的影响逐渐增强,损失略有增加.旋转冲压压缩转子试验系统由不起动工况逐渐进入起动机况,增压能力增加的同时效率降低,损失增大.出口支板段在这个过程中气流流动加速,总压恢复系数由0.944降低到0.875.

在变出口反压和变转速两种情况下,气流皆可以在导叶流道内顺利的偏转和加速,检验了文中试验系统导叶设计的合理性.虽然旋转冲压压缩转子增压比相对较高,但其内部流动现象复杂,且流动损失较大,从而使其效率降低,因此,在后续的研究中需要对其进气流道进行三维优化造型以提高其性能.出口支板段由于承接上游旋转冲压压缩转子,其进口来流条件相对恶劣,因而后续也需要对其进一步优化设计并调整其布置方式,以匹配上游旋转冲压压缩转子的出口流场,降低流动损失.

参考文献:

- [1] 陈懋章. 风扇/压气机技术发展和对今后工作的建议[J]. 航空动力学报, 2002, 17(1): 1-15.
CHEN Maozhang. Development of fan/compressor techniques and suggestions on further researches[J]. Journal of Aerospace Power, 2002, 17(1): 1-15. (in Chinese)
- [2] De Biasi V. 485-kW turbine rated 35% simple cycle at 1700 F firing temperature[J]. Gas Turbine World, 2002, 32(5): 13-16.
- [3] Lawlor S P, Hinkey J B, Mackin S G, et al. Supersonic compression stage design and test results[R]. ASME Paper 2004-IMECE-59914, 2004.
- [4] Steele R, Baldwin P, Kesseli J. Insertion of shock wave compression technology into micro turbines for increased efficiency and reduced costs[R]. ASME Paper 2005-GT-68203, 2005.
- [5] Lawlor S P, Baldwin P. Conceptual design of a supersonic CO₂ compressor[R]. ASME Paper 2005-GT-68349, 2005.
- [6] Grosvenor A D, Brown P M, Lawlor S P. Design methodology and predicted performance for a supersonic compressor stage[R]. ASME Paper 2006-GT-90409, 2006.
- [7] Grosvenor A D, Taylor D A, Bucher J R, et al. Measured and predicted performance of a high pressure ratio supersonic compressor rotor[R]. ASME Paper 2008-GT-50150, 2008.
- [8] 肖翔, 赵晓路, 徐建中. 高压比旋转冲压叶轮研究[J]. 工程热物理学报, 2008, 29(5): 759-762.
XIAO Xiang, ZHAO Xiaolu, XU Jianzhong. A new kind of high performance shock-in impeller[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(5): 759-762. (in Chinese)
- [9] 肖翔, 刘锡阳, 赵晓路, 等. 对转冲压压气机冲压叶栅实验研究[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(11): 1837-1840.
XIAO Xiang, LIU Xiyang, ZHAO Xiaolu, et al. The cascade experimental investigation of counter-rotating rampressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(11): 1837-1840. (in Chinese)
- [10] 扈延林, 唐菲, 赵庆军, 等. 冲压叶栅边界层抽吸处理分析[J]. 推进技术, 2012, 33(3): 356-362.
HU Yanlin, TANG Fei, ZHAO Qingjun, et al. Numerical investigation on the effects of boundary layer suction in a ramrotor cascade[J]. Journal of Propulsion Technology, 2012, 33(3): 356-362. (in Chinese)
- [11] 扈延林, 孙小磊, 唐菲, 等. 冲压转子流场和轮毂抽吸处理分析[J]. 工程热物理学报, 2011, 32(7): 1111-1114.
HU Yanlin, SUN Xiaolei, TANG Fei, et al. Analysis of flow field and hub suction in ramrotor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011, 32(7): 1111-1114. (in Chinese)
- [12] 孙小磊, 扈延林, 杜建一, 等. 来流气流角变化对冲压叶栅性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(9): 1484-1487.
SUN Xiaolei, HU Yanlin, DU Jianyi, et al. Influence of flow angle on the supersonic cascade performance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(9): 1484-1487. (in Chinese)
- [13] 于达仁, 何保成, 吕晓武, 等. 旋转冲压发动机进气道压比特性分析[J]. 推进技术, 2008, 29(3): 329-333.
YU Daren, HE Baocheng, LÜ Xiaowu, et al. Characteristics analysis of pressure ratios for rotated ramjet inlets[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(3): 329-333. (in Chinese)
- [14] 田新, 刘占生. 旋转冲压发动机进气道流场及气流对转子的作用力研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(增刊): 32-35.
TIAN Xin, LIU Zhansheng. Research on the flow field of

- rotating ramjet inlet and the airflow force on the rotor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(Suppl.): 32-35. (in Chinese)
- [15] 亢维佳,刘占生,张广辉,等. 背压脉动作用下旋转冲压转子进气道流场激励特性[J]. 推进技术, 2013, 34(7): 880-889. KANG Weijia, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Flow excitation characteristics of rampressor inlet under back pressure pulsation[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(7): 880-889. (in Chinese)
- [16] 亢维佳,刘占生,卢江波,等. 转子涡动对旋转冲压转子进气道起动及性能的影响[J]. 推进技术, 2014, 35(10): 1333-1341. KANG Weijia, LIU Zhansheng, LU Jiangbo, et al. Effects of rotor whirl on starting ability and flow performance of rampressor rotor inlet[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(10): 1333-1341. (in Chinese)
- [17] 韩吉昂,钟兢军,严红明,等. 旋转冲压压缩转子三维气流道数值研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(5): 1079-1088. HAN Ji'ang, ZHONG Jingjun, YAN Hongming, et al. Numerical research of three dimensional flow-path in a ram-rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(5): 1079-1088. (in Chinese)
- [18] HAN Ji'ang, ZHONG Jingjun, PAN Zhensheng, et al. Effect of tip clearance size on the ram-rotor performance [R]. ASME Paper GT2014-26084, 2014.
- [19] 杨凌. 旋转冲压压缩转子结构与性能研究[D]. 大连:大连海事大学, 2011. YANG Ling. Structure and performance research on ram-rotor and scrampressor[D]. Dalian: Dalian Maritime University, 2011. (in Chinese)
- [20] 钟兢军,韩吉昂,杨凌. 旋转冲压压缩转子研究进展及发展前景[J]. 航空动力学报, 2011, 26(10): 2293-2301. ZHONG Jingjun, HAN Ji'ang, YANG Ling. Research progress and development prospects of the ram-rotor [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(10): 2293-2301. (in Chinese)
- [21] Denton J D. Lessons from rotor 37[J]. Journal of Thermal Science, 1997, 6(1): 1-13.
- [22] Chima R V. Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(1): 131-140.

(编辑:秦理曼)