

一种对转压气机气动设计方法及其验证

胡应交, 王松涛

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院 发动机气体动力研究中心, 哈尔滨 150001)

摘 要: 结合附面层抽吸技术提出了一种高负荷对转压气机气动设计方法. 在高负荷设计前提下, 为避免在转动部件中进行附面层抽吸所带来的诸如强度等问题, 利用基于动叶出口轴向速度提升的低反动度压气机气动设计原理, 提升动叶出口轴向速度以确保动叶效率, 附面层抽吸只在静叶中进行. 利用该对转压气机气动设计方法, 进行了一对转压气机气动设计验证. 三维黏性数值模拟结果表明, 在第一列转子与第二列转子叶尖切线速度分别为 370 m/s 与 350 m/s 的前提下, 实现了总压比为 5.85, 效率为 88% 的两级对转压气机气动设计.

关 键 词: 对转压气机; 低反动度; 高负荷压气机; 附面层抽吸; 气动设计

中图分类号: V231.3; TK474.7

文献标志码: A

An aerodynamic design method and verification for counter-rotating compressor

HU Ying-jiao, WANG Song-tao

(Engine Aerodynamic Research Center, School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: An aerodynamic design method combined with boundary layer suction was proposed for counter-rotating compressor. For high-loaded compressor, because of the problems (such as strength problem) caused by boundary layer suction used in the rotating parts, the boundary layer suction was used only in the stator, while the rotor was designed by the low reaction design principle to ensure its efficiency based on the increasing rotor exit axial velocity. A counter-rotating compressor was designed to demonstrate the method above. The three dimensional viscous numerical simulation results show that, two-stage counter-rotating compressor with total pressure ratio of 5.85 and efficiency of 88% is attained at tip tangential speed 370 m/s of the first rotor and 350 m/s of the second rotor.

Key words: counter-rotating compressor; low reaction; high-loaded compressor; boundary layer suction; aerodynamic design

针对对转涡轮技术, 国内外进行了众多研究^[1-5]. 该技术的优点主要在于能够减少传到机身上的陀螺力矩, 减轻轴承的磨损, 提高发动机的喘振裕度. 此外, 无导叶的对转涡轮技术也可有效地减轻发动机质量, 提高发动机推质比. 对于 1+1/2 对转涡轮而言, 其设计困难主要在于两个方面: 一方面在于低压涡轮转子入口需有足够预旋,

使得低压涡轮负荷满足设计要求; 另一方面在于高负荷、高效率的超、跨声速涡轮叶栅气动设计. 考虑到涡轮转子叶栅内气体流动属于顺压流动, 即使在大转角、跨声速的前提下, 也可通过合理的叶型设计以解决其内部流动问题, 这也是低压涡轮入口导叶可略去的一个重要原因.

关于对转压气机, 从公开发表的文献看来, 印

度科学技术研究所^[6]、西北工业大学^[7-9]、中国科学院热物理研究所^[10]都进行了相关研究.此外,麻省理工学院在利用附面层抽吸技术以提高压气机性能方面做了大量的研究工作^[11-14],并结合附面层抽吸设计了一对转压气机级^[15].在第一列转子叶尖切线速度为 442 m/s,第二列转子叶尖切线速度为 351 m/s 的前提下,实现了一级压比为 2.9,效率为 89% 的两列转子之间无静子的对转压气机设计,且附面层抽吸只在第二列转子中进行.相较涡轮叶栅内气流属于顺压流动而言,压气机叶栅内气流属于扩压流动.在压气机叶栅内的气体流动需满足扩压因子的限制需求,否则将出现大尺度流动分离.因此,在转速数值相同且对转转子之间无静子的情况下,两列对转转子直接实现原先两级压气机压比并维持其效率水平通常是困难的.其根本原因在于,压气机中的静子叶片能够实现静压升从而降低转子叶片中的逆压力梯度.若两列转子中间无静子的对转转子直接实现两级压气机(假设其反动度为 0.5)的总压比与静压升,平均每列转子需实现原先 2 倍的静压升,其逆压力梯度将大幅增加.因此,相比较对转涡轮可结合超、跨声速涡轮气动设计实现无导叶对转涡轮气动设计而言,对转压气机不是简单略去静叶以降低发动机质量、提高其推质比.在对转压气机转子之间,静子叶片存在的合理性是值得商榷的.

对于对转压气机而言,其优点在于,第一列转子的出口能够为第二列转子提供反预旋,增加第二列转子的做功能力.在两列对转转子之间没有静叶的前提下,对转压气机存在如下问题:①在特定圆周速度前提下,进一步提升第一列转子级负荷,即增加第一列转子折转,会使得第二列转子的入口气流角或入口相对马赫数增加.因此,第二列转子的参数需求限制了第一列转子负荷的进一步提升.同样,第一列转子在特定级负荷前提下,限制了第二列转子转速的进一步增加,以避免其入口相对马赫数和入口气流角过大.②为有效降低第二列转子的入口相对马赫数与入口气流角,提升负荷,有效办法为增加第一列转子入口反预旋.但当第一列转子入口相对马赫数已经达到特定水平时,反预旋会使得第一列转子入口相对马赫数进一步增加,激波损失提升.

本文的目的在于,针对对转压气机提出一种气动设计方法,以解决如下问题:①充分利用第一列转子叶片对第二列转子叶片提供的反预旋,以

提高第二列转子的做功能力.②在不采用正预旋增加激波损失的前提下,可进一步增加第一列转子折转提升其负荷,而无需考虑第二列转子入口气流角与入口相对马赫数的需求;与此同时,对于第二列转子,可扩大其转速上限的选取值,以提高第二列转子负荷.③充分利用附面层抽吸技术提升压气机级性能,并只在静叶中进行附面层抽吸以避免在转动部件中进行抽吸时引气系统布局困难以及叶片强度下降等难题.④充分挖掘两列转子的做功能力,实现对转压气机的高负荷气动设计.

1 一种对转压气机气动设计方法

关于文中速度三角形各符号变量定义如下: u 代表圆周速度, w 代表相对速度, c 代表绝对速度, $\Delta\omega_u$ 代表扭速,下角标 1 代表入口,下角标 2 代表出口,下角标 11 代表第一列转子入口,下角标 12 代表第一列转子出口;下角标 21 代表第二列转子入口,下角标 22 代表第二列转子出口,下角标 z 代表速度的轴向分量,下角标 u 代表速度的圆周分量,下角标 as 代表激波过后,下角标 ut 代表由于气流折转带来的扭速增益,下角标 us 代表在激波作用下带来的扭速增益.

图 1 为该对转压气机气动设计方法的速度三角形示意图.其中该对转压气机由 4 个部件组成:即第一列转子,第一列静子,第二列转子,第二列静子.

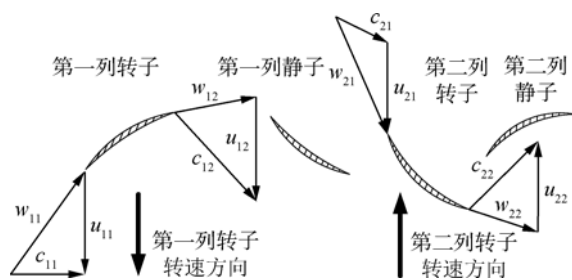


图 1 对转压气机速度三角形

Fig. 1 Velocity triangles for contour-rotating compressor

当第一列转子叶尖入口相对马赫数达到 1.2 或者更高时,反预旋会使得其叶尖入口相对马赫数进一步增加,因此,第一列转子入口选择轴向进气.为有效提升第一列转子负荷,在不进行附面层抽吸的前提下,通过增大转子叶片折转的同时提升其出口轴向速度以实现其高负荷高效设计(下文将详细介绍).第一列静子主要有两个作用,一是实现气流静压升与气流折转,降低下级静叶入

口绝对马赫数与入口气流角;二是为下级静叶提供反预旋,以提高下级动叶的做功能力.反预旋大小的选取,取决于第二列转子的设计转速以及第二级入口相对马赫数需求.为有效避免下级动叶预旋的选取受到第一级静叶中扩压因子的限制,在第一列静子中采用附面层抽吸进行流动控制,以满足下级转子的入口需求.针对第二列转子,同样在不进行附面层抽吸的前提下,利用增大转子叶片折转的同时提升其出口轴向速度以实现其高负荷高效设计.对于第二列静子,利用附面层抽吸解决其内部流动问题,并实现轴向出气,使得出口气流参数满足燃烧室或下级动叶入口需求.

2 基于转子出口轴向速度提升的高效高负荷动叶设计

基于转子出口轴向速度提升的高效高负荷动叶设计,是在低反动度轴流压气机研究过程中提出的.其基本思想在于,对于动叶气动设计,无论是在亚声速入口来流还是在超、跨声速入口来流前提下,均可通过动叶出口轴向速度提升,降低动叶内的扩压因子,以保证动叶高效流动.其优势在于,在高负荷气动设计条件下,可避免在转动部件中采用附面层抽吸或其他主动控制措施控制流动分离.针对转子入口来流分别为亚声速或跨、超声速的流动情况,分别对该技术予以简要说明.

2.1 当转子入口来流为亚声速时

图2是当亚声速入口来流转子在不同出口轴向速度前提下的速度三角形对比.当转子入口相对速度为亚声速时,在常规设计中,如图2(a)所示,动叶入口、动叶出口以及静叶出口处,其轴向速度通常相等或变化不大.在动叶入口速度三角形保持不变的前提下,随着级负荷提升,动叶转角增加到一定水平时,其内部将出现附面层分离.此时,可通过增加子午流道的收缩幅度,提升动叶出口轴向速度以降低动叶扩压因子,避免动叶中出现附面层分离流动,如图2(b).

$$D = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} + \frac{\Delta\omega_u}{2\tau\omega_1} \quad (1)$$

由式(1)可知^[16],在入口速度三角形与扭速保持不变的情况下,出口轴向速度增加,使得其出口相对速度增大,可有效降低动叶中的扩压因子 D ,式(1)中 τ 代表稠度.

2.2 当转子入口来流为超、跨声速时

在传统超、跨声速轴流压气机中,超声速截面

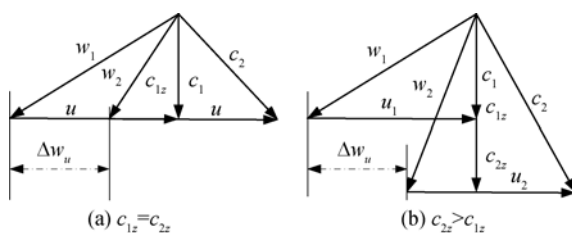


图2 亚声速入口来流转子在不同出口轴向速度前提下速度三角形对比

Fig. 2 Comparison of velocity triangles of subsonic inlet rotor at different exit axial velocities

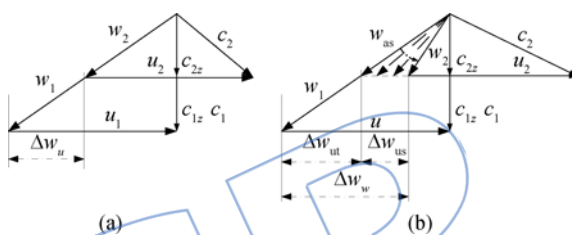


图3 传统超声速入口来流转子速度三角形

Fig. 3 Velocity triangles of traditional supersonic inlet rotor

的典型速度三角形如图3(a)所示,即在超声速叶栅中,压升主要依靠激波获得,气流很少或几乎没有折转.若保持入口速度三角形不变,在进一步提升其级负荷前提下,传统超声速入口来流转子超声速截面速度三角形通常如图3(b)所示,即扭速增益由两部分组成,分别为激波产生的扭速 $\Delta\omega_{us}$ 以及由于气流折转带来的扭速 $\Delta\omega_{ut}$.图3(b)中虚线箭头表示动叶栅中相对速度连续变化过程.气流动量除了克服激波所带来的大逆压力梯度外,还需克服气流折转所带来的逆压力梯度.因此在激波过后轴向速度几乎不发生改变的前提下,若须避免附面层分离,超声速截面叶栅转角通常是有限的,且其入口马赫数越高,入口激波产生的逆压力梯度越大,通过利用增大叶栅转角进一步提升级负荷越困难.

在超、跨声速入口来流转子的超声速截面,常规设计与基于出口轴向速度大幅提升的高效高负荷动叶速度三角形对比如图4所示.在两种情况下,假设入口激波一致(事实上存在差别,主要由几何与背压共同决定,两种设计其背压存在差别),激波过后入口超声速气流均减速为亚声速气流.与常规设计相比较,为控制激波过后气流进一步折转所带来的附面层分离问题,通过子午流道收缩设计,使得激波后亚声速气流的轴向速度不

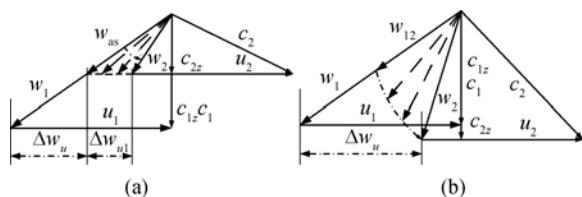


图4 当 $\Delta w_u < u$ 时,不同出口轴向速度前提下,超声速截面速度三角形对比

Fig. 4 When $\Delta w_u < u$, comparison of velocity triangle of supersonic section with different exit axial velocities

断增加,如图4(b)中虚线所示,从而提升动叶出口相对速度.如式(1)所示,利用激波过后轴向速度提升,可降低动叶超声速截面中的扩压因子,但须注意的是,对于动叶入口来流为超声速流动的情况,需避免在强激波情况下附面层激波过后立即出现大尺度分离,在这种情况下,即使激波过后气流顺压流动,使得该分离有个再附过程,其损失依旧会较大.

对于入口来流为亚声速的动叶而言,在其入口相对马赫数小于其临界马赫数且不考虑叶片高度限制时,可通过增大反预旋并提高动叶出口轴向速度,在保证动叶高效流动的同时,以最大限度提升动叶负荷.对于入口来流为超、跨声速的动叶而言,在其入口相对马赫数不至于太高使得激波强度过强、附面层在激波后立即发生较大尺度分离的情况下,同样可适当增加反预旋并结合动叶出口轴向速度提升以最大限度提升动叶负荷,并使其高效流动.

2.3 基于轴向速度提升的高效高负荷动叶中径处出口轴向速度确定

在实际设计中,根据发动机整机性能的需求,通常如下参数是给定的:设计转速,包括转子转速 u ;设计负荷(扭速) Δw_u ;转子入口轴向速度 c_{1z} .此外,对于第一列转子,可根据其入口马赫数需求给定预旋,即 w_{1u} 已知.即其入口速度三角形通常是已知,故 u_1, c_1, w_1 均已知.因此其出口轴向速度确定方法如下:

1) 式(1)和式(2)中 $w_1, \Delta w_u, w_{1u}$ 已知,可通过选取扩压因子 D 值,通常不超过0.4,在给定稠度 τ 的情况下,利用式(1)计算得到 w_2 .同时利用式(2)和式(3)可计算得到动叶出口轴向速度 w_{2z} ,其中 $w_{2z} = c_{2z}$.

$$w_{2u} = w_{1u} + \Delta w_u \quad (2)$$

$$w_{2z} = \sqrt{w_2^2 - w_{2u}^2} \quad (3)$$

利用上述方法求得的中径处速度三角形进行气动设计,若所得动叶在三维验证分析中,大尺度分离依旧存在或其效率不满足设计要求,可适当缩小扩压因子,并重新验证计算.在此需要注意的是,在转子叶尖处存在泄漏流动、端壁附面层发展、激波(当入口来流为超、跨声速来流时)以及三者之间的相互作用与干涉,为有效避免在叶尖区域大尺度附面层分离,可对轮缘曲线进行适当收缩,降低转子叶尖处的逆压力梯度以提高效率.此外,为有效降低下游静叶负荷,在实现动叶设计效率与设计负荷前提下,尽量增大第一列转子的扩压因子并减少动叶段轮缘收缩幅度.

3 对转压气机气动设计方法验证

3.1 对转压气机气动设计方法的主要思路

如图1所示,简要说明该对转压气机气动设计方法的主要思路.已知参数如下:第一列转子中径处圆周速度以及第二列转子中径处圆周速度(给出);由设计负荷(给出)可得第一列转子扭速与第二列转子扭速;第一列转子入口轴向速度(选定),第二列静子出口轴向速度(依据燃烧室入口速度或下级动叶入口轴向速度需求给出).根据第一列转子入口相对马赫数需求给定预旋,但当第一列转子在轴向进气前提下已是跨声速或超声速时,通常直接轴向进气,即对于第一列转子来说,其入口速度三角形已知,即 c_1, w_1 也已知.

1) 利用基于轴向速度提升的高效高负荷动叶设计技术,在给定某高负荷气动设计目标前提下,对第一列转子进行气动设计.利用上文给定的出口轴向速度确定方法确定其出口轴向速度并计算得到其中径处出口速度三角形.然后选择扭曲规律,利用径向平衡方程,确定参数沿叶高的分布,完成第一列转子设计,包括该段子午流道设计、动叶叶型设计(依据入口相对马赫数选取).

2) 根据第二列转子的设计转速,选取第二列转子入口处的速度系数以确定其入口轴向速度.其确定方法与常规压气机中速度系数选取一样,通常在0.4~0.6.此外,可根据第二列转子入口相对马赫数需求与第一列转子负荷,初步估计第二列转子的入口预旋角.

3) 根据第二列转子的入口轴向速度与入口预旋角,以及由第一列转子的出口轴向速度与出口气流角,实现第一列静子设计,包括抽吸方案设计、该段子午流道设计,以及结合附面层抽吸的叶型设计.

4) 根据第二列转子的入口预旋角、圆周速度、入口轴向速度,得到第二列转子的入口速度三角形。根据该列转子的负荷,以及利用基于轴向速度提升的高效高负荷动叶设计技术,确定其出口轴向速度,确定方法与第一列转子出口轴向速度确定方法一样。然后完成第二列转子设计,包括该段子午流道设计,以及转子叶型设计。

5) 根据第二列转子出口轴向速度与出口气流角,以及第二列静子出口要求,即出口气流角已知、出口轴向速度大小已知,确定第二列静子设计,包括该段子午流道设计、抽吸方案设计,以及结合附面层抽吸的叶型设计。

3.2 基本设计参数及各列叶片设计

基于数值模拟的手段,对上述对转压气机气动设计方法进行了设计验证。其基本设计参数如下:入口流量为26.5 kg/s,两级对转压气机实现总压比不低于5.85,效率不低于88%,第一列转子入口叶尖切线速度为370 m/s,入口轴向速度为170 m/s,入口轮毂比为0.7,轴向进气;第二列静子出口绝对马赫数小于0.5,出口绝对气流角在 $\pm 3^\circ$ 以内;第二列转子转速与第一列转子转速相等,该条件作为设计参数之一给出(该条件只是为了说明第二列转子转速不受第一列转子转速限制)。根据入口流量、入口轮毂比、入口轴向速度以及叶尖切线速度,求得第一列转子转速为11758.3 r/min,所以第二列转子转速为-11758.3 r/min。为实现设计目标,即总压比为5.85,第一列转子与第一列静子实现总压比为2.6;第二列转子与第二列静子实现总压比为2.3。根据基于轴向速度提升的高负荷动叶设计技术,以及第二列转子入口预旋需求(主要考虑第二列转子入口相对马赫数与入口气流角),第一列转子与第二列转子中径处的速度三角形分别如图5、图6所示。在确保动叶高效流动前提下,相较入口轴向速度,两列转子出口轴向速度都有大幅提升。其中第一列转子入、出口轴向速度分别为180 m/s与246 m/s。第二列转子入、出口轴向速度分别为165 m/s与280 m/s。结合 S_2 流面求解,得到各列叶片出入口轮缘、轮毂半径以及出入口几何角度如表1~表8所示。此外,第一列转子叶片数为36,第一列静子叶片数为60,第二列转子叶片数为65,第二列静子叶片数为130。各列叶片的三维造型分别如图7~图10所示。

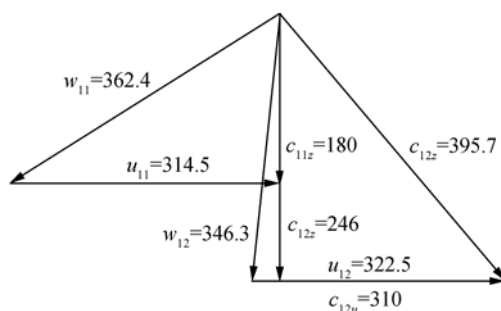


图5 第一列转子中径处速度三角形(单位:m/s)

Fig. 5 Velocity triangle of the first rotor at mid-span (unit:m/s)

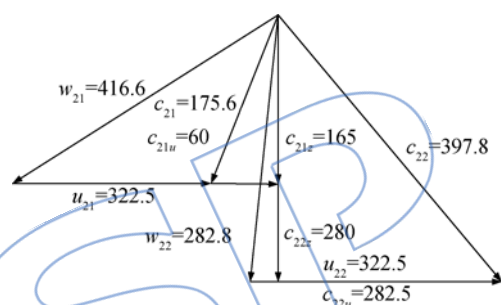


图6 第二列转子中径处速度三角形(单位:m/s)

Fig. 6 Velocity triangle of the second rotor at mid-span (unit:m/s)

表1 第一列转子出入口几何角度

Table 1 Outlet and inlet geometric angles of the first rotor

相对叶高	入口几何角/ (°)	出口几何角/ (°)	安装角/ (°)
0	51.2	-9.6	25.8
0.25	54.0	-8.0	28.0
0.50	56.5	-4.8	30.9
0.75	58.7	0	34.4
1.00	60.7	6.4	38.5

表2 第一列转子出入口轮缘、轮毂半径

Table 2 Outlet and inlet shroud and hub radiuses of the first rotor

入口轮毂半径/m	入口轮缘半径/m	出口轮毂半径/m	出口轮缘半径/m
0.2103	0.3005	0.2374	0.2870

表 3 第一列静子出入口几何角度
Table 3 Outlet and inlet geometric angles of the first stator

相对叶高	入口几何角/ (°)	出口几何角/ (°)	安装角/ (°)
0	-48.8000	-12	-35.4
0.25	-48.4006	-12	-35.2
0.50	-47.8680	-12	-34.9
0.75	-47.6217	-12	-34.8
1.00	-47.0000	-12	-34.5

表 4 第一列静子出入口轮缘、轮毂半径
Table 4 Outlet and inlet shroud and hub radiuses of the first stator

入口轮毂半径/m	入口轮缘半径/m	出口轮毂半径/m	出口轮缘半径/m
0.2374	0.2870	0.2391	0.2852

表 5 第二列转子出入口几何角度
Table 5 Outlet and inlet geometric angles of the second rotor

相对叶高	入口几何角/ (°)	出口几何角/ (°)	安装角/ (°)
0	-63.2	12.0	-30.6
0.25	-65.1	6.1	-34.5
0.50	-65.0	0	-37.5
0.75	-63.7	-5.1	-39.4
1.00	-63.9	-10.1	-42.0

表 6 第二列转子出入口轮缘、轮毂半径
Table 6 Outlet and inlet shroud and hub radiuses of the second rotor

入口轮毂半径/m	入口轮缘半径/m	出口轮毂半径/m	出口轮缘半径/m
0.2406	0.2835	0.252	0.272

表 7 第二列静子出入口几何角度
Table 7 Outlet and inlet geometric angles of the second stator

相对叶高	入口几何角/ (°)	出口几何角/ (°)	安装角/ (°)
0	46.0	-5	22.5

续表

相对叶高	入口几何角/ (°)	出口几何角/ (°)	安装角/ (°)
0.25	44.2	-5	21.6
0.50	41.2	-5	20.1
0.75	38.2	-5	18.6
1.00	41.0	-5	20.0

表 8 第二列静子出入口轮缘、轮毂半径
Table 8 Outlet and inlet shroud and hub radiuses of the second stator

入口轮毂半径/m	入口轮缘半径/m	出口轮毂半径/m	出口轮缘半径/m
0.252	0.272	0.252	0.272

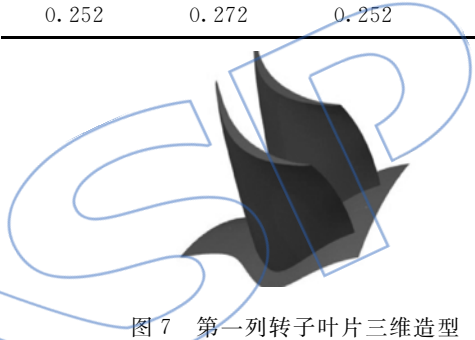


图 7 第一列转子叶片三维造型
Fig. 7 Three-dimensional geometry of the first rotor



图 8 第一列静子叶片三维造型
Fig. 8 Three-dimensional geometry of the first stator



图 9 第二列转子叶片三维造型
Fig. 9 Three-dimensional geometry of the second rotor



图 10 第二列静子叶片三维造型
Fig. 10 Three-dimensional geometry of the second stator

3.3 两列静子的抽吸方案设计

第一列静子抽吸结构示意图如图 11 所示,分别在吸力面侧沿展向开槽,靠近叶片后半段轮缘、轮毂上沿流向开槽.在实际计算过程中,在各抽吸槽处给定背压出口条件,其具体数值如表 9 所示.此外,表 9 中流量数值由三维计算结果所得,与背压值一起在表 9 中给出.第二列静子抽吸结构示意图如图 12 所示,同样是在吸力面侧沿展向,轮缘、轮毂侧沿流向开槽.表 10 给出了第二列静子抽吸方案,在各抽吸槽处给定背压出口条件,表 10 中流量由三维计算结果所得.综合第一列静子和第二列静子,其总抽吸流量占入口流量的 13%.

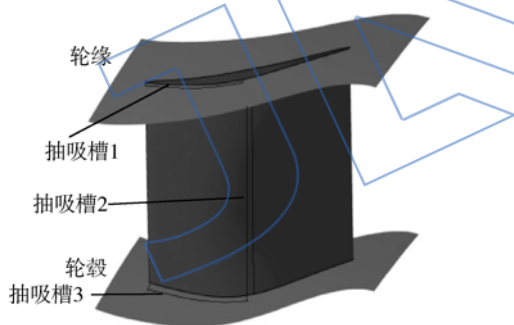


图 11 第一列静子抽吸结构示意图
Fig. 11 Suction configuration of the first stator

表 9 第一列静子中抽吸方案设计

Table 9 Design of suction scheme in the first stator

抽吸槽	抽吸背压/ kPa	抽吸流量/ (kg/s)	占入口流量 百分比/%
1	135	0.550	2.08
2	115	0.764	2.90
3	125	0.778	2.94

3.4 数值计算方法

采用软件 NUMECA 的 Fine/Turbo 模块,通过求解 N-S 方程,进行定常流场的数值模拟.

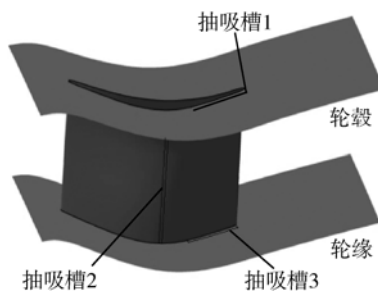


图 12 第二列静子抽吸结构示意图
Fig. 12 Suction configuration of the second stator

表 10 第二列静子中抽吸方案设计

Table 10 Design of suction scheme in the second stator

抽吸槽	抽吸背压/ kPa	抽吸流量/ (kg/s)	占入口流量 百分比/%
1	450	0.350	1.32
2	300	0.647	2.44
3	450	0.294	1.11

利用 AutoGrid5 模块生成网格,各列叶栅结构均采用软件默认的 4HO 结构形式.第一列转子网格数目为 1414899,第一列静子网格数目为 1177289,第二列转子网格数目为 1277547,第二列静子网格数目为 1257605,总网格数目为 5127340.两级对转压气机叶片壁面网格如图 13 所示,其中第一层壁面网格厚度为 10^{-5} .湍流模型采用 Spalart-Allmaras 一方程模型,差分格式采用中心差分格式,全多重网格法加速收敛.入口边界条件总温为 288 K,总压为 101.325 kPa,轴向进气.基于径向平衡方程给定背压出口条件.抽吸槽处直接给定背压出口边界条件,背压值如表 9、表 10 所示.

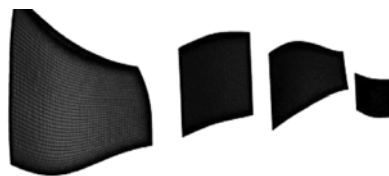


图 13 两级对转压气机叶片壁面网格
Fig. 13 Blade wall mesh of two-stage counter-rotating compressor

3.5 流场分析

图 14~图 16 分别是 10% 叶高、50% 叶高、90% 叶高截面处的相对马赫数云图.从图中可看出,在各截面叶高处存在如下共同点:

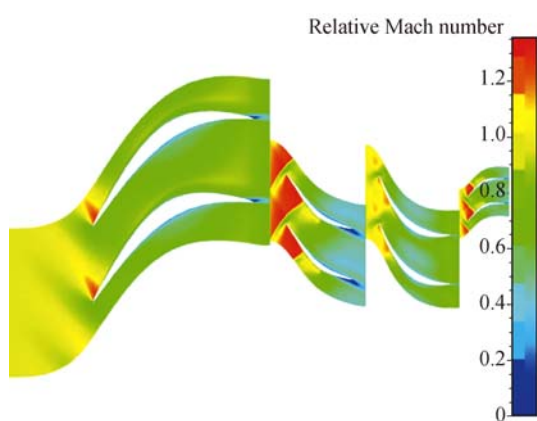


图 14 10%叶高处的相对马赫数云图

Fig. 14 Relative Mach number cloud picture at 10% span

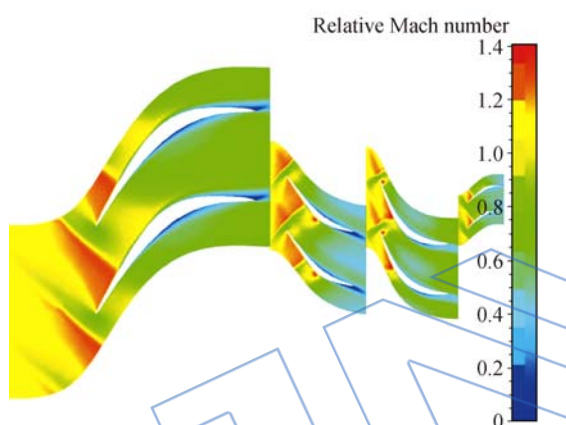


图 15 50%叶高处相对马赫数云图

Fig. 15 Relative Mach number cloud picture at 50% span

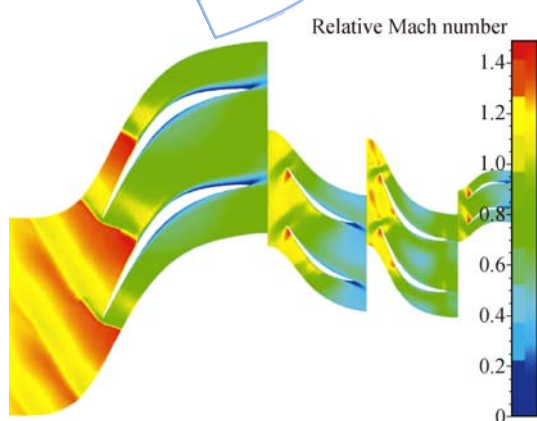


图 16 90%叶高处相对马赫数云图

Fig. 16 Relative Mach number cloud picture at 90% span

在动叶大转角高负荷设计条件下,为保证转子高效流动,动叶出口轴向速度大幅提升使得静叶入口来流为超声速.为有效提高第二列转子的

做功能力,第一列静子的反预旋使得第二列转子入口来流为超声速.但无论是转子还是静子,其当地马赫数最大值都未超过 1.5,避免了强的激波损失以及由于过强的激波带来的大逆压力梯度.此外,在各转子截面处,附面层附着良好,不存在显著的附面层分离流动,确保了该对转压气机的流动效率.

计算得到第二列静子出口绝对气流角在 $\pm 3^\circ$ 以内,出口平均马赫数在 0.43 左右,满足设计要求.其出口轴向速度分布如图 17 所示,可以看出,出口截面整个叶高内无明显低损失区域.且可结合附面层抽吸并适当扩张第二列静子处的子午流道进一步降低其出口轴向速度,提高静压升以提高燃烧效率.

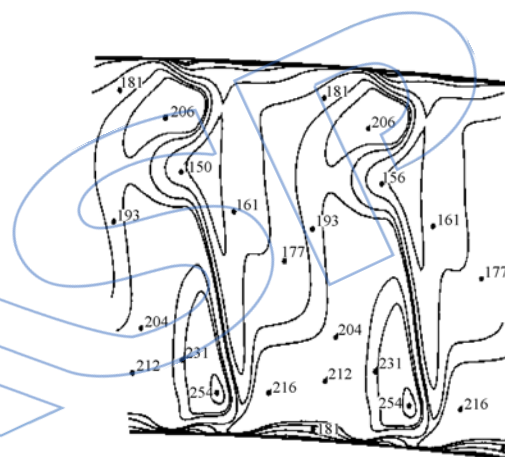


图 17 第二列静子出口轴向速度分布 (单位:m/s)

Fig. 17 Distribution of axial velocity at outlet of the second stator (unit:m/s)

图 18 是该对转压气机的级特性曲线图,从图中可看出,其最大总压比可达到 5.875,最大效率可达到 88.8%.需指出的是,本文中效率均为绝热等熵效率,且都没有考虑附面层抽吸气体的影响.其效率计算公式如下式(4)所示:

$$\eta = \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\tau^* - 1} \quad (4)$$

其中 π^* 为出、入口总压比, τ^* 为出、入口总温比, κ 为等熵指数,取 1.4, η 为效率.其中 π^* , τ^* 均没有考虑附面层抽吸的影响.

3.6 有关附面层抽吸及喘振裕度计算的探讨

在三维数值计算时,针对抽吸槽,直接给定背压出口边界条件,其优点在于计算容易收敛,问题在于在兼顾流动效率与抽吸流量的同时,通常需通过大量计算以得到较优背压值.此外,在变工况计算时,若想固定抽吸流量,或者固定抽吸流量所

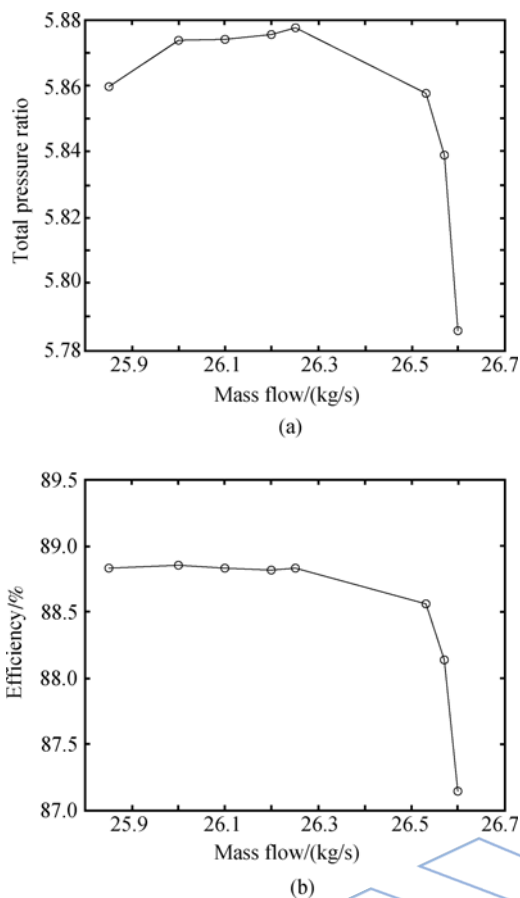


图18 两级对转压气机在设计转速下的级特性曲线图

Fig. 18 Stage characteristic curve of two-stage counter-rotating compressor at design rotating speed

占入口流量百分比,需对背压做出调整,结合流场好坏往往需通过多次计算得到最终背压值.对于展向抽吸槽,可依据抽吸流量对抽吸槽处背压初值做出较为准确的估计,以减少计算次数.但对于流向抽吸槽,静压沿流向变化较大,抽吸背压初值估计难度增加.

对于吸附式压气机,如何有效利用抽吸气体很大程度上决定吸附式压气机的最终效率.抽吸气体用于涡轮冷却是理想方案之一.因此,吸附式压气机的变工况计算变得困难,即如何随着工况改变,准确确定压气机的抽吸槽边界条件.结合管网的整机计算或许是解决方案.

对于吸附式压气机喘振裕度的计算方法,包括流量以及压比的选取均值得探讨.流量是选择压气机入口流量还是选择出口流量;压比是否只考虑压气机出入口处总压比,在不同叶栅列中进行附面层抽吸时,其抽吸气体压比所占权重如何界定等都值得商榷.

特性计算过程中,抽吸槽边界条件即背压值

没有发生改变,因此随着出口压力提升,抽吸流量增加.本文所设计的对转压气机,基于出口流量的特性曲线如图19所示,若依据出口流量,以及出入口总压比进行喘振裕度(S_m)计算,得到裕度为12.91%.其裕度计算公式为

$$S_m = \left(\frac{\pi_{ks}^* / \dot{m}_{as}}{\pi_{k0}^* / \dot{m}_{a0}} - 1 \right) \times 100\% \quad (5)$$

式中 π_{ks}^* 和 $\dot{m}_{as}$ 分别为喘振边界上的总压比和流量, π_{k0}^* 和 $\dot{m}_{a0}$ 分别为工作点上的总压比和流量.

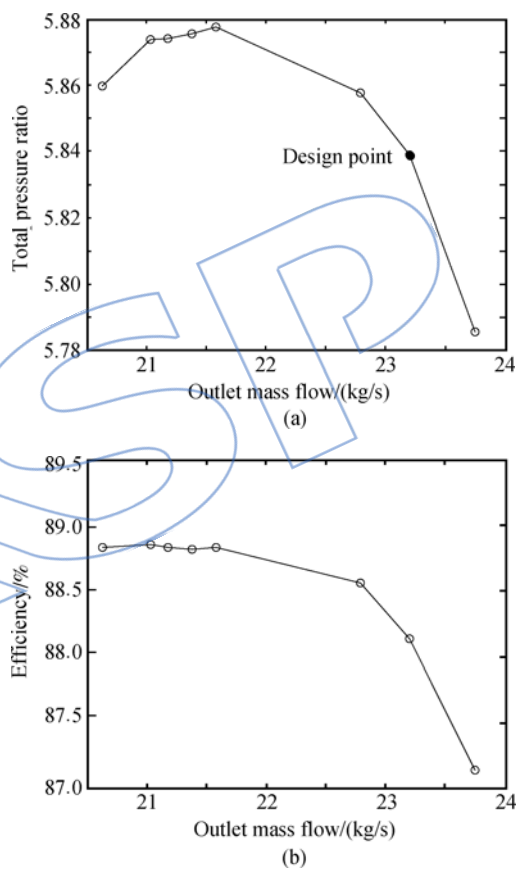


图19 以出口流量绘制的两级对转压气机在设计转速下的级特性曲线

Fig. 19 Stage characteristic curve of two-stage counter-rotating compressor drawn by outlet mass flow at design rotating speed

4 结论

本文提出了一种对转压气机气动设计方法,并对其进行了气动设计验证,完成了最大效率为88%,最大总压比达5.85的对转压气机设计.该气动设计方法缓解了第二列转子入口参数对第一列转子负荷及自身转速的限制需求,扩大了对转压气机的气动设计参数(如级负荷以及转速等)的选取范围.此外,利用出口轴向速度提升,确保了

动叶的高效高负荷流动;在第一列静子中采用附面层抽吸技术,使得第二列转子入口预旋的选取不再受到该列静子扩压因子的限制,确保了该列静子的高效流动;在第二列静子中进行附面层抽吸,以使得出口气流参数满足燃烧室入口或下级转子入口参数需求.此外,针对吸附式压气机数值计算以及喘振裕度确定提出了本文观点,利用出口流量以及出入口总压比求得本文设计所得对转压气机喘振裕度为12.91%.

此外,从该气动设计原理可看出,尽管并没有直接把静叶略去,但在入口气流角以及入口马赫数允许的前提下,第二列转子充分利用第一列静子出口气流提供的反预旋且气流在各列动叶叶栅中均实现大折转以实现该对转压气机每一级的高负荷气动设计,进而提高航空发动机推质比.

参考文献:

- [1] Wintucky W T, Stewart W L. Analysis of two-stage counter rotating turbine efficiencies in terms of work and speed requirements[R]. NACA RM E57L05, 1957.
- [2] Louis J F. Axial flow contra-rotating turbines[R]. ASME Paper 85-GT-218, 1985.
- [3] Ji L C, Quan X B, Li W, et al. A vaneless counter-rotating turbine design towards limit of specific work ratio[R]. International Society for Air Breathing Engines, ISABE 2001-1062, 2001.
- [4] Weaver M M, Manwaring S R, Abhari R S, et al. Forcing function measurements and predictions of a transonic vaneless counter rotating turbine[R]. ASME Paper 2000-GT-0375, 2000.
- [5] 蔡睿贤. 有关对转涡轮基本设计与应用的进一步思考[J]. 航空动力学报, 2001, 16(3): 193-198.
CAI Ruixian. Consideration on the basic design and application of counter-rotating turbines[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 193-198. (in Chinese)
- [6] Pundhir D S, Sharma P B. A study of aerodynamic performance of a contra-rotating axial compressor stage[J]. Defence Science Journal, 1992, 42(3): 191-199.
- [7] 刘波, 侯为民, 陈云永, 等. 对转压气机转差特性试验与数值分析[J]. 航空动力学报, 2009, 24(2): 404-408.
LIU Bo, HOU Weimin, CHEN Yunyong, et al. Experiment and numerical simulation of rotating-speed difference effects on a dual-stage counter-rotating compressor flow field and performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 404-408. (in Chinese)
- [8] 高丽敏, 白莹, 韩伟, 等. 导叶调节对双级对转压气机性能影响的研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(4): 573-576.
GAO Limin, BAI Ying, HAN Wei, et al. Influence of inlet guide vane adjustment on performance of dual-stage counter-rotating compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(4): 573-576. (in Chinese)
- [9] 王雷, 刘波, 梁俊, 等. 基于多级环境下的双排对转压气机优化设计[J]. 航空动力学报, 2010, 6(3): 516-521.
WANG Lei, LIU Bo, LIANG Jun, et al. Optimization of dual stage counter-rotating compressor in multistage environment[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 6(3): 516-521. (in Chinese)
- [10] 肖翔. 对转冲压压气机冲压叶轮内部流动分析[D]. 北京: 中国科学院, 2007.
XIAO Xiang. The aerodynamic design and analysis of counter-rotating compressor's shock-in impeller[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences, 2007. (in Chinese)
- [11] Kerrebrock J L, Drela M, Merchant A A. A family of designs for aspirated compressors[R]. ASME Paper 98-GT-196, 1998.
- [12] Merchant A A, Drela M, Kerrebrock J L, et al. Aerodynamic design and analysis of a high pressure ratio aspirated compressor stage[R]. ASME Paper 2000-GT-619, 2000.
- [13] Merchant A A, Kerrebrock J L, Adamczyk J A, et al. Experimental investigation of a high pressure ratio aspirated fan stage[R]. ASME Paper GT-2004-53679, 2004.
- [14] Schuler B J, Kerrebrock J L, Merchant A A, et al. Design, analysis, fabrication and test of an aspirated fan stage[R]. ASME Paper 2000-GT-618, 2000.
- [15] Kerrebrock J L, Epstein A H, Merchant A A, et al. Design and test of an aspirated counter-rotating fan[R]. ASME Paper GT-2006-90582, 2006.
- [16] Lieblein S. Loss and stall analysis of compressor cascades[J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(3): 387-400.