

部分喷嘴关闭对预旋供气系统参数 均匀性影响的计算

雷 昭¹, 刘高文¹, 顾 伟², 郑龙席¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空发动机集团有限公司 商用航空发动机有限责任公司, 上海 200241)

摘 要: 为了研究部分喷嘴关闭对预旋供气系统的供气流量和供气温度及其均匀性的影响,采用稳态的固定转子相位法对 180°旋转盘腔进行了数值模拟,并通过改变转子相位的稳态计算来近似模拟瞬态问题的时空变化特性。结果表明:在设计点工况(系统压比为 1.32,旋转马赫数为 0.678)下,喷嘴流通面积关闭 14.3%时,引气总流量和供气总流量分别下降 10.9%和 9.9%。单个供气孔流量的波动幅度由 1.1%增大为 5.4%。供气的相对总温降低 1K 左右,波动幅度由约 0.5K 增大为 1.5K。

关 键 词: 预旋供气系统; 预旋喷嘴; 主动控制; 旋转盘腔; 转子相位; 不均匀性

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical simulation of effects of partial nozzle closure on uniformity of parameters in pre-swirl air supply system

LEI Zhao¹, LIU Gaowen¹, GU Wei², ZHENG Longxi¹

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Commercial Aircraft Engine Company Limited,

Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China)

Abstract: In order to study the influence of the partial nozzle closure on the air supply mass flow rate, air supply temperature and circumferential uniformity of the air supply parameters of the pre-swirl air supply system, the steady-state method with frozen rotor approach was used to simulate the 180° rotating disk cavity model, and the time-space characteristics of transient problems were approximated by changing the rotor phase in the steady-state calculations. Results showed that: at the design point condition (system pressure ratio of 1.32 and rotating Mach number of 0.678), when the flow area of nozzle was closed by 14.3%, the total bleed air flow and total air supply flow decreased by 10.9% and 9.9%, respectively. The amplitude of fluctuation of the flow rate of a single supply hole increased from 1.1% to 5.4%. The relative total temperature of supply air decreased about 1 K, and the amplitude of fluctuation increased from 0.5 K to 1.5 K.

收稿日期: 2019-10-31

作者简介: 雷昭(1991—),男,博士生,主要从事发动机空气系统和旋转盘腔中的流动传热研究。E-mail:leizhao_nwpu@163.com

通信作者: 刘高文(1974—),男,教授,博士,主要从事发动机空气系统和旋转盘腔中的流动传热研究。E-mail:gwliu@nwpu.edu.cn

引用格式: 雷昭,刘高文,顾伟,等. 部分喷嘴关闭对预旋供气系统参数均匀性影响的计算[J]. 航空动力学报,2020,35(5):963-972.
LEI Zhao, LIU Gaowen, GU Wei, et al. Numerical simulation of effects of partial nozzle closure on uniformity of parameters in pre-swirl air supply system[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(5): 963-972.

Key words: pre-swirl air supply system; pre-swirl nozzle; active control; rotating disc cavity; rotor phase; non-uniformity

近年来航空发动机性能的快速提升主要得益于涡轮前温度的快速提高,这会导致涡轮叶片工作环境的急剧恶化,涡轮前温度早已超过涡轮叶片材料的耐温极限,为了保证发动机安全运行,必须对涡轮叶片进行充分的冷却。近年来,预旋供气系统越来越受到研究人员的重视和关注。在航空发动机中,预旋供气系统将来自压气机的冷却空气以尽可能低的相对总温输送到涡轮转子叶片根部^[1]。预旋系统内静止的预旋喷嘴使来自压气机的冷却气流在周向产生较大的速度分量,大幅降低气流静温,同时也降低气流与转盘的相对速度,进而降低气流相对总温,提高冷却气品质。

国际上,Meierhofer 和 Franklin^[2]于 1981 年率先开展了针对预旋系统的实验研究,测量了直接式预旋系统的温降,发现预旋供气可以显著降低气流的相对总温。El-Oun 和 Owen^[3]运用雷诺比拟对直接式预旋系统的预旋效率进行了理论推导。Chew 等^[4]利用气流完全掺混假设得到了一种用来计算绝热转静盘腔内冷却空气温度的简单计算模型,计算结果与实验偏差在允许范围内。Popp 等^[5]利用数值计算重点研究了预旋系统内接受孔的流动特性,并提出用相对参数定义流量系数来描述转动接受孔的特性。Karabay 等^[6]通过理论推导,实验与数值计算相结合的研究方法,发现大部分工况下转动腔内气流服从自由涡规律,同时还对比了理论推导与数值计算得到的无量纲温降。Benim 等^[7]采用变转子相位的固定转子相位法和混合平面法数值模拟了直接式预旋系统,结果表明对于转静腔内存在回流的预旋系统,利用混合平面法计算不能收敛,采用固定转子相位法能较好模拟实验结果。对于所研究工况,供气压力和温度对转静子的相对位置不敏感。

国内也有一些针对预旋系统流动温降特性的研究。罗翔等^[8]对直接式预旋系统的流动与换热特性进行了数值模拟,研究发现三维计算比二维计算更好的反应预旋系统的流动,在三维计算中,realizable $k-\epsilon$ 湍流模型能更好地反应换热实验结果。王锁芳等^[9]采用数值方法研究了不同预旋进气位置对转静系内换热的影响。研究发现增大旋转雷诺数和减小转静盘间距都可以强化气流对转盘的换热;随着预旋孔径向位置的提高,无量纲温降和转盘的努塞尔数均先增大后减小,即预

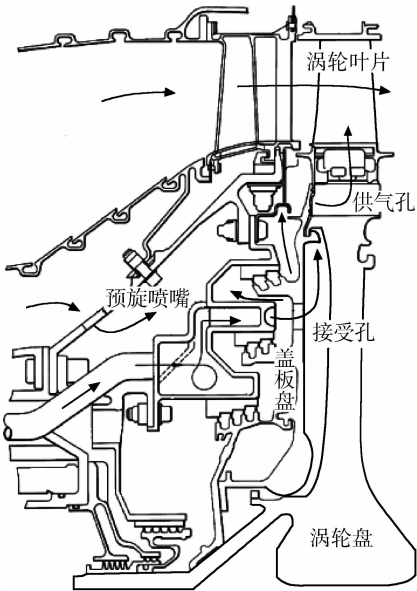
旋进气存在最优位置。朱晓华等^[10]采用稳态的数值模拟方法对带盖板的预旋进气转-静盘腔的气动热力学问题进行了研究,主要分析了旋转雷诺数、无量纲流量和旋转比等参数对系统温降和压力损失特性的影响,并分析了机理。孙占东等^[11]对不同预旋角度和进气位置的带盖盘预旋系统进行了实验研究,发现预旋角度和进气位置分别影响腔内压力分布大小和分布趋势。转静腔内气流服从自由涡规律。预旋孔流量系数随孔进出口压比增大而增大。流阻系数随湍流参数增大而增大,随旋转雷诺数增加而减小。ZHANG Feng 等^[12]通过数值模拟研究了预旋角度对径向预旋系统流动与换热特性的影响。研究发现预旋角度为 20° 时预旋系统绝热效率最高,总压损失最小,接受孔处换热最为强烈。WU Heng 等^[13]针对带盖板盘的预旋系统在不同质量流量、转速和出口压力下实验测量了转盘上的一些关键性能参数。LIU Gaowen 等^[14]对等熵条件下的预旋系统进行了理论分析,推导得出了理想温降和功耗的计算公式,为了在实际的预旋系统中应用,推导了实际温降与功耗的关系,并定义了温降效率。LIU Yuxin 等^[15-16]提出了一种叶孔式预旋喷嘴和叶型接受孔,通过数值计算与实验得到新型的喷嘴和接受孔可以改善预旋系统性能的结论。梁靛等^[17]针对低位预旋系统利用数值模拟手段为低计算成本的变转子相位的稳态计算近似模拟瞬态特性提供了依据。

GE(美国通用电气公司)的 Durgin 等^[18]提出了一种涡轮叶片冷却气主动调节系统,并指出目前预旋供气系统冷却气量设计值一般取为涡轮前温度最大状态下的数值,而在巡航等状态下冷却气是过量的,这些不参与到做功过程中的冷却气会降低发动机的工作效率,增加燃油消耗率。随着国内外预旋系统相关研究的深入开展,针对航空发动机(尤其是民用发动机)不同工作状态下对冷气需求量的不同来利用喷嘴可调流路打开和关闭来调节预旋系统引气量,以此提高发动机工作效率,降低耗油率变的越发重要,而在部分喷嘴关闭对预旋系统供气参数变化及其均匀性的影响方面,目前鲜有论文公开报道。本文将开展喷嘴可调的预旋供气系统数值模拟,为后续的实验研究和工程应用奠定基础。

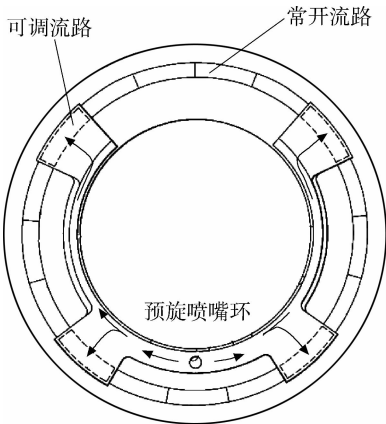
1 计算模型和计算方法

1.1 研究对象和模型参数

航空发动机内的预旋供气系统实际结构相当复杂,如图 1(a)所示。文献[18]提出将整环的喷嘴流路隔开分为常开流路和可调流路,喷嘴环具体结构见图 1(b)。



(a) 实际预旋供气系统



(b) 带可调流路的预旋喷嘴环

图 1 带可调流路的发动机预旋系统[18]

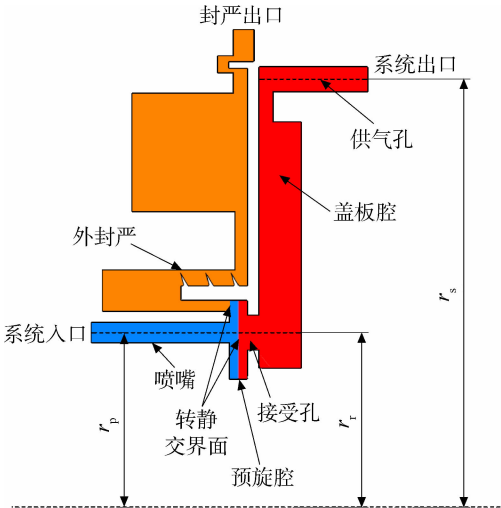
Fig.1 Pre-swirl system with adjustable flow path in engine[18]

在保证关键尺寸不变的条件下对实际预旋系统结构进行适当简化,简化后的预旋系统子午面如图 2(a)所示。计算模型中蓝色部分为流体静止计算域部分,包括进气腔、喷嘴流路(分为常开流路和可调流路)和预旋腔前半部分;红色部分为流体转动计算域部分,包括预旋腔后半部分、接受孔、盖板腔和供气孔部分;黄色部分为预旋系统外

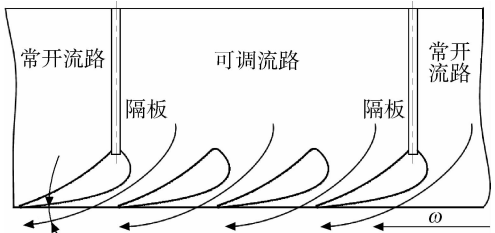
封严和轮缘封严流路。蓝色和红色区域以及蓝色和黄色区域的交界面均为转静域交界面。模型子午面设置为周期面。

该预旋系统主要结构尺寸为:喷嘴为叶片式喷嘴,预旋角 $\theta=12^\circ$,整环喷嘴流路流通面积约为 1530mm^2 ,全周共 2 个可调流路呈 180° 相位差布置(与图 1(b)可调流路类似,只是由 4 部分变为 2 部分,每部分由阀门控制其流路开和关),可调流路与常开流路通过隔板进行分隔(见图 2(b)),可调流路流通面积共占全部喷嘴流路的 14.3%,喷嘴径向位置为 r_p ,转子角速度为 ω 。盖板上的接受孔总流通面积约为 5870mm^2 ,径向位置 $r_r=r_p$ 。供气孔总流通面积约为 2810mm^2 ,径向位置 $r_s=1.356r_p$ 。喷嘴,接受孔和供气孔个数比为 $7:11:11$ 。

由于需要模拟可调流路,为了节省计算时间,根据该预旋系统几何结构上的周期性特点,其流动结构也是周期性变化的,选取 180° 旋转盘腔建立三维计算模型,见图 2(c),其中深蓝色部分为可调流路,两侧浅蓝色部分为常开流路。为了与随后开展的实验结果进行对比,可调流路与常开流路之间的隔板在模拟预旋系统全周进气时依然存在。全周进气状态下常开流路和可调流路均可进气,在周向上是较为均匀的,部分喷嘴关闭后,可调流路不再流通,预旋系统进气在周向上呈现



(a) 计算模型二维图



(b) 喷嘴流路二维示意图

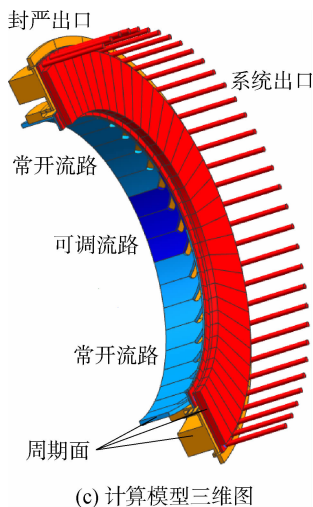
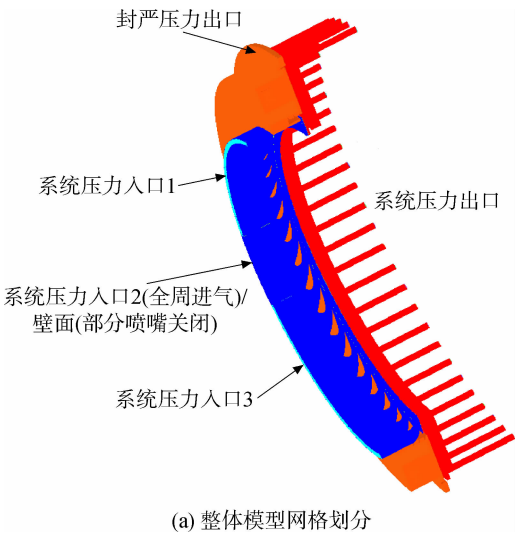


图 2 计算模型

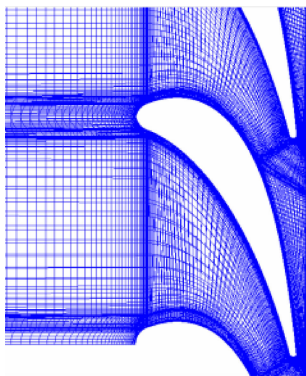
Fig. 2 Computational model

一种非均匀状态。

计算网格采用商业软件 ANSYS ICEM CFD 16.0 进行划分,均采用六面体结构化网格,喷嘴流路等速度梯度较大的部分进行加密,设置 8 层边界层网格,接受孔和供气孔采用 O-block 方法进行划分,具体网格如图 3 所示。



(a) 整体模型网格划分



(b) 喷嘴网格

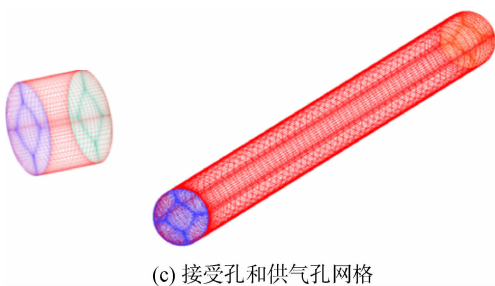


图 3 计算模型网格划分

Fig. 3 Computational model meshing

1.2 数值计算方法及边界条件设置

计算利用商业软件 Fluent 16.0 采用固定转子相位的多重参考系模型(MRF)来进行三维稳态紊流流动传热方程和能量方程的求解,这种方法能够在保证计算精度的同时节省计算时间。参照前人[9,15-16]对预旋供气系统的数值模拟方法,湍流模型选用标准 $k-\epsilon$ 双方程模型,速度与压力耦合采用 SIMPLE(semi-implicit method for pressure-linked equation)算法,近壁采用标准壁面函数处理,方程离散采用 2 阶迎风格式,并考虑空气的可压缩性和物性随温度变化。

数值计算边界条件设置如下(取为发动机巡航设计点相似到实验条件下工况):全周进气工况下,系统入口(共分为 3 个,一个为可调流路入口,另两个为常开流路入口)均给定总温为 293 K,总压为 0.132 MPa;系统出口静压给定 0.1 MPa;外封严出口设置为压力出口,通过调节压力值改变供气流量到设计点;固体壁面为绝热无滑移壁面,转子壁面和转动域给定转速为 7286 r/min;周期面给定旋转周期性边界条件。在部分喷嘴关闭工况下,其余边界条件不变,可调流路进口边界条件由压力进口修改为静止壁面。封严出口压力值与全周进气工况保持一致;计算收敛的标准为:连续性方程残差精度小于 10^{-4} ,能量方程残差精度小于 10^{-6} , k 和 ϵ 方程残差小于 10^{-3} ,供气温度和供气流量的监控曲线趋于水平。

1.3 网格无关性与可靠性验证

本小节分别对网格数 1300 万、1700 万、2000 万、2400 万和 2700 万的网格模型进行了计算对比,比较不同网格数目下全周进气和部分喷嘴关闭下系统出口平均供气温度结果,如图 4 所示,图中 T_{rel}^* 表示相对总温。图中纵坐标为系统平均供气温度,横坐标为网格数,可以看到,网格数大于 1700 万之后计算结果相差很小,此时满足网格对数值解的独立性要求,且壁面 y^+ 均在 100 以内,

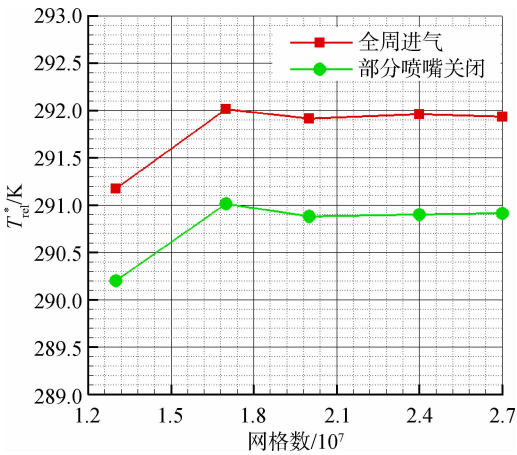


图4 不同网格数目下系统出口相对总温

Fig.4 Relative total temperature of system outlet under different mesh numbers

符合标准壁面函数应用条件。综合考虑计算精度和求解效率,本文计算均采用网格数约2000万的模型。

同时为了验证计算方法的可靠性,本文采用上述计算方法针对文献[13]的预旋系统模型在不同转速下进行了计算,并将计算结果与文献中的实验数据进行对比,图5给出了不同转速 n 下系统供气流量 $\dot{m}$ 随转速变化的实验和计算结果,纵坐标表示系统供气流量,横坐标为转速。从图5中可以看出,数值计算结果变化趋势与实验结果符合良好,两者的最大偏差为2.6%。

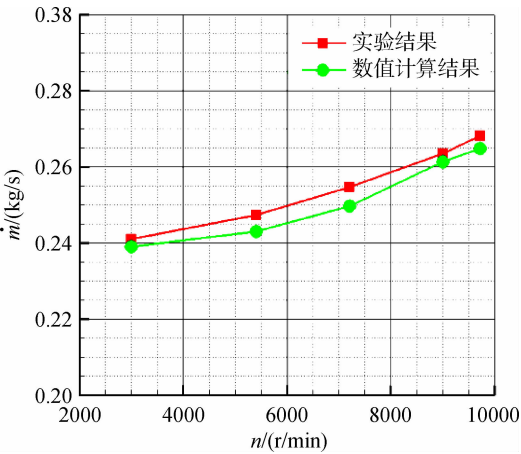


图5 计算与实验结果对比

Fig.5 Comparison between calculated and experimental data

2 计算结果分析

2.1 参数定义

旋转比是预旋系统内重要的无量纲参数,它

可以描述气流在预旋系统内部的旋流特性,影响气流在预旋系统内的压力分布,定义为

$$\beta = \frac{V_{\varphi}}{\omega r} \tag{1}$$

其中 V_{φ} 为气流周向速度, ω 为转子角速度, r 为当地的半径位置。

为了描述各供气孔相对总温在周向上的不均匀性,定义相对总温不均匀系数为

$$\epsilon_t = \frac{T_{rel,i}^* - \sum_{i=1}^N T_{rel,i}^* / N}{\sum_{i=1}^N T_{rel,i}^* / N} \times 100\% \tag{2}$$

其中 $T_{rel,i}^*$ 为单个供气孔出口处相对总温, N 为计算模型内供气孔个数。

类似的,将流量不均匀系数定义为

$$\epsilon_m = \frac{\dot{m}_i - \sum_{i=1}^N \dot{m}_i / N}{\sum_{i=1}^N \dot{m}_i / N} \times 100\% \tag{3}$$

其中 $\dot{m}_i$ 为单个供气孔供气流量, N 同样为计算模型内供气孔个数。

下文通过不同转子相位模型的稳态计算近似模拟系统的瞬态特性(参见文中第2.3节),供气孔供气流量波动幅度指的是不同转子相位模型稳态计算得到的流量不均匀系数的最大绝对值。而供气温度的波动幅度定义为温度最大值与最小值之差。

2.2 基本流动特征

图6给出了预旋系统内气流流动的基本特征(图中已标出转子转动方向),图6(a)为全周进气工况,图6(b)为部分喷嘴关闭工况。从图中可以看到气流经由喷嘴加速偏转到达转动的接受孔,经过接受孔后径向离心外流,随着半径的增大,盖板腔内气流近似服从自由涡规律,气流周向速度降低,气流相对于转动部分沿着转动方向反向(图中黑色箭头表示盖板腔内气流相对转子流动轨迹)流入供气孔然后流出系统。在部分喷嘴关闭后,可调流路下游出现流线的不均匀分布(黑色方框区域),这会导致在周向上各供气孔流量及温度分布的不均匀性加剧,下文会给出不均匀系数的具体数值范围。

图7给出了喷嘴半径截面处的速度云图,图7(a)为全周进气工况,图7(b)为部分喷嘴关闭工况,可以看到全周进气时喷嘴截面处气流速度在周向上分布较为均匀,由于可调流路进气腔内气

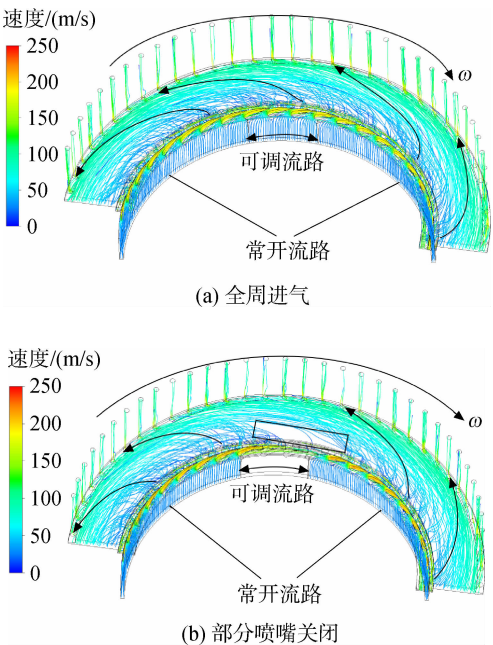


图 6 预旋系统内基本流动特征

Fig. 6 Basic flow characteristics of the pre-swirl system

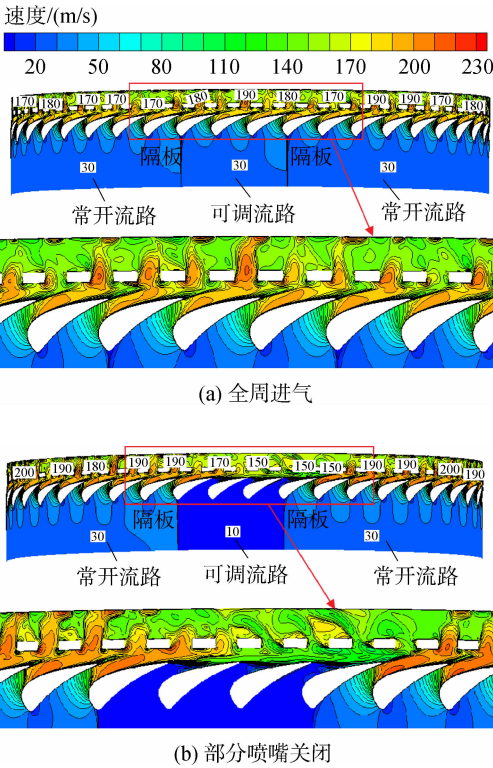


图 7 喷嘴半径截面处速度分布

Fig. 7 Velocity distribution of nozzle radius section

流速度约 30 m/s,流路隔板壁面对流场的影响很小,可调流路下游速度分布和喷嘴常开流路下游基本相同。而关闭部分喷嘴后可调流路进气腔内速度低于 10m/s,其下游出现明显的低速区,导致流场周向不均匀,值得注意的是,部分喷嘴关闭后

喷嘴出口平均速度会略微增大,这是部分喷嘴关闭导致供气流量降低,气流在盖板腔内的摩擦损失降低,在进出口压力一定的情况下喷嘴出口平均压力降低(见图 8 和图 9),喷嘴压比增大导致的。

图 8 给出了喷嘴半径截面处的压力分布云图,图 8(a)为全周进气工况,图 8(b)为部分喷嘴关闭工况,可以看到全周进气时喷嘴半径截面处压力在周向上分布较为均匀,而关闭部分喷嘴后可以看到可调流路进气腔内压力值与预旋腔内低压区压力基本一致,隔板会承受两侧气体压差形成的作用力。此时预旋腔内压力分布不再均匀,可调流路下游压力略低于常开流路下游,预旋腔内平均压力也低于全周进气工况。

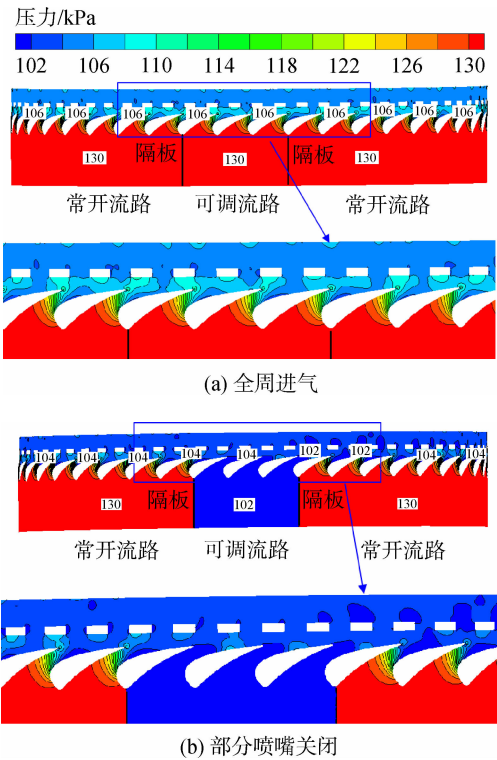


图 8 喷嘴半径截面处压力分布

Fig. 8 Pressure distribution of nozzle radius section

图 9 是系统入口、喷嘴出口、接受孔入口、接受孔出口、供气孔进口以及系统出口等特征截面处的质量加权平均静压 p 和熵增 Δs 分布图。

图 9 中左侧纵坐标为静压,右侧纵坐标为熵增,横坐标表示不同的特征截面。可以看到喷嘴是主要的降压元件,目的是对气流进行偏转和加速,而在盖板腔内由于离心增压效应气流静压会有一定的升高。部分喷嘴关闭后盖板腔内的气流压力升高大于全周进气工况,这是由于部分喷嘴

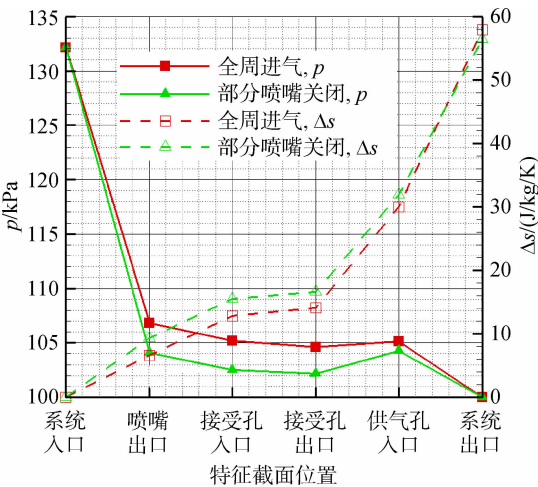


图 9 各特征截面处静压和熵增分布

Fig. 9 Static pressure and entropy distribution of each characteristic section

关闭后盖板腔内气体流量减小,流体摩阻损失变小(接受孔出口到供气孔入口处的熵增减小),且气流受到转子离心升压的作用相对增强。在进出口压力不变条件下,部分喷嘴关闭造成其余各特征截面处静压降低。部分喷嘴关闭后熵增变化较大的位置在喷嘴出口处,这是由于部分喷嘴关闭导致下游出现低速区,相邻的常开流路出流的高速气体与低速区内低能气体相互掺混导致很大的流动损失。部分喷嘴关闭后气流在预旋腔和接受孔内的熵增基本不变,流动损失与全周进气时差别不大。气流在供气孔内熵增最大,这是由于气流进入供气孔时旋转比较低(见图 10,图中 β 表示旋转比),供气孔壁会对气流做功,强制气流旋转比迅速达到 1.0 左右,气流速度方向和大小发

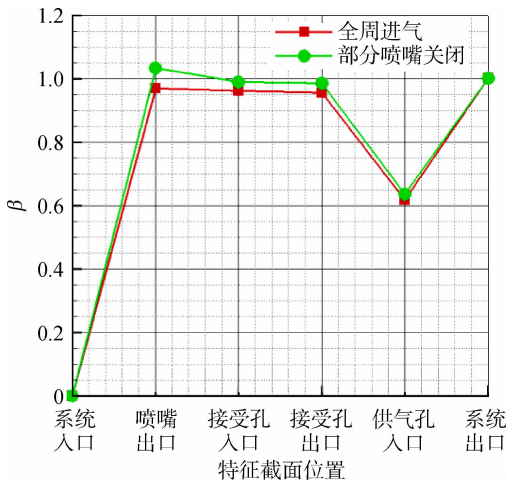


图 10 各特征截面处旋转比分布

Fig. 10 Swirl ratio distribution of each characteristic section

生剧烈变化,流动损失最大。

图 10 给出了各特征截面的面积加权平均旋转比分布。图中纵坐标为旋转比,横坐标为不同特征截面,可以看到气流在喷嘴出口获得较大的周向速度,以近似 1 的旋转比通过预旋腔和接受孔进入盖板腔,之后气流近似服从自由涡规律,随着半径增大旋转比迅速降低,之后以约 0.6 的旋转比进入供气孔。关闭部分喷嘴后在喷嘴出口,接受孔进出口以及供气孔入口处旋转比均有一定程度的增大。其中喷嘴出口处平均旋转比由 0.97 增大到 1.03,理想情况下系统温降和喷嘴出口旋转比成正比,因此部分喷嘴关闭时系统出口平均相对总温会低于全周进气工况(见后文)。

2.3 供气孔流量变化情况

为了得到供气孔流量随时间的波动情况,考虑到本文预旋系统网格数目巨大,基于滑移网格方法的瞬态计算收敛难度大,耗时久,因此根据文献[17]所提出方法,进行不同转子相位模型稳态计算近似模拟系统瞬态特性。图 2(c)所示模型的预旋腔转子部分和静子部分周期面不存在相位差,记为 0° 模型。将转子部分顺时针分别旋转 1.8° 、 3.6° 和 5.4° 构成 3 个相应转子相位差的稳态计算模型进行数值模拟,边界条件不变。如图 11 所示,由于相邻供气孔相位差为 5.455° ,转子部分转动 5.455° ,1 号供气孔将转动到 2 号供气孔位置,2 号孔转到 3 号孔位置,依此类推,33 号供气孔将转动到 1* 号孔位置(根据周期性可知与 1 号孔相同),对于整环均布的供气孔来说其几何位置与转动前一致,因此得到 33 个供气孔供气参数在 5.455° 波动周期内的变化即可视为单个供气孔供气参数在转动过程中的变化情况。

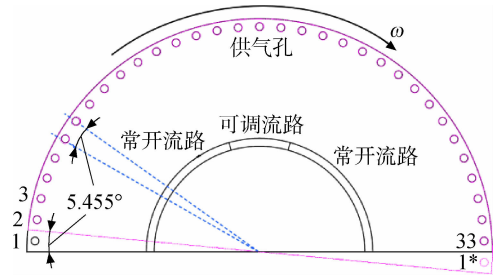


图 11 供气孔相位示意图

Fig. 11 Schematic diagram of phase of supply holes

图 12 给出了全周进气和部分喷嘴关闭后不同转子相位模型各个供气孔处流量及其不均匀系数在周向上的分布情况。

图 12(b)中横坐标角度为供气孔在涡轮盘上的相位位置, ϵ_m 为供气孔流量不均匀系数, 含义与图 12(a)一致。根据前文分析, 不同转子相位工况下单个供气孔流量的周向变化对应于每个供气孔流量随时间的变化。预旋系统全周进气时, 单个供气孔流量波动幅度不大, 根据定义得到流量不均匀系数范围为 $-1.1\% \sim 0.8\%$ 。部分喷嘴关闭后供气孔流量随时间的波动加剧, 由于可调流路下游出现气流的稀疏区(见图 6(b)), 其影响到的下游区域内的供气孔流量偏小, 在约 115° 相位处出现低谷, 常开流路影响的下游区域内的供气孔流量相对便会偏大, 在约 60° 相位处出现峰值(可调流路占据的相位为 $77.2^\circ \sim 112.8^\circ$), 波峰和波谷出现的相位位置在不同转子相位工况下基本不变, 供气流量近似呈现正弦波动, 流量波动的最小值是需要设计者关注的, 此时不均匀系数范围为 $-5.4\% \sim 4.6\%$, 数值为全周进气时的 5 倍以上。

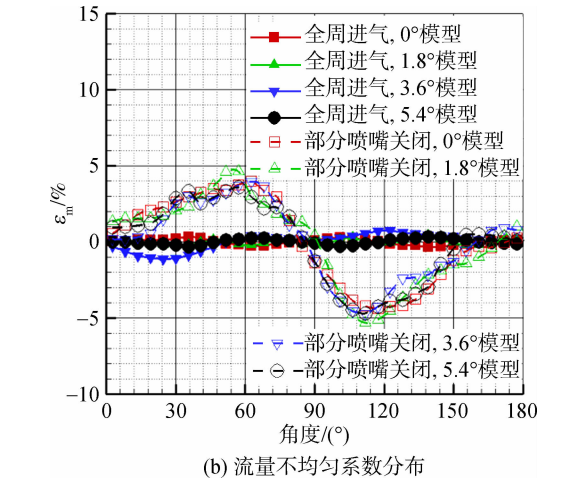
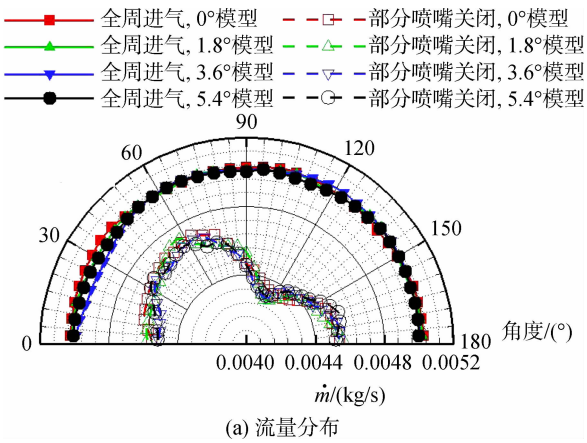


图 12 单个供气孔流量及其不均匀系数周向分布
Fig. 12 Distribution of mass flow rate and non-uniformity coefficient of each supply hole in the circumferential direction

除了关注每个供气孔流量的变化情况, 全周进气与部分喷嘴关闭时系统供气总流量变化也是发动机设计者重点关注的参数。图 13 是不同转子相位模型系统总供气流量在全周进气和部分喷嘴关闭时的变化情况(展示两个波动周期)。纵坐标为系统总的供气流量, 横坐标为计算模型转子相位。图中可以看到全周进气时系统供气流量最大值与最小值相差约 $1.09 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$ (即图中 $\Delta \dot{m}$), 波动幅度(为了与文献[7]结果进行对比, 与单个供气孔流量波动幅度不同, 定义为 $\Delta \dot{m}$ 与不同转子相位计算结果均值之比)为 0.33% , 该数值和文献[7]中不同转子相位模型供气流量波动幅度在同一量级。部分喷嘴关闭后供气流量波动幅度加大, 供气流量最大值与最小值相差约 $1.41 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$, 波动幅度为 0.47% 。

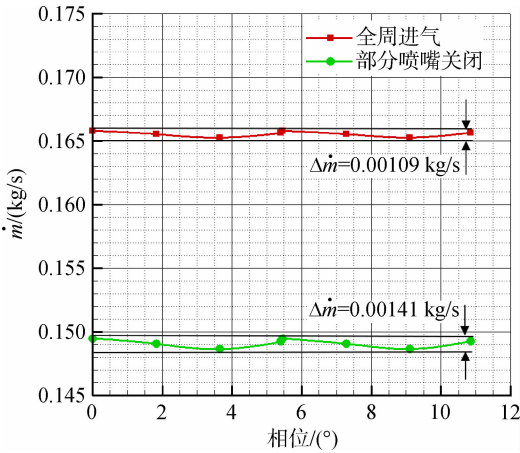


图 13 不同转子相位的供气总流量
Fig. 13 Total supply mass flow rate under different rotor phases

此外, 表 1 统计了全周进气与部分喷嘴关闭工况下系统引气流量和供气流量的计算结果(取不同转子相位计算均值)。

在喷嘴压比不变时系统入口流量降幅应与流通面积降幅(14.3%)一致, 从表 1 中可以看出, 部分喷嘴关闭导致预旋系统引气流量降低 10.9%。引气量降幅小于流通面积的降幅是由于关闭部分喷嘴后喷嘴出口平均压力降低, 喷嘴处压比增大。此外, 预旋系统供气流量降低 9.9%, 引气流量和供气流量降幅上的差异是因为计算时设定封严出口压力不变, 而部分喷嘴关闭后预旋腔压力降低导致外封严泄漏量显著减小, 降幅为 22.5%。

表 1 全周进气与部分喷嘴关闭工况下流量

Table 1 Mass flow rate when the case is full admission and partial nozzle closure

参数	工况		降低 幅度/%
	全周进气	部分喷嘴关闭	
喷嘴面积/mm ²	1530	1311	14.3
引气流量/(kg/s)	0.18044	0.16075	10.9
供气流量/(kg/s)	0.16561	0.14927	9.9

2.4 供气孔温度变化情况

图 14 给出了预旋系统全周进气和部分喷嘴关闭工况下不同转子相位模型各个供气孔处相对总温及其不均匀系数在周向上的分布情况。

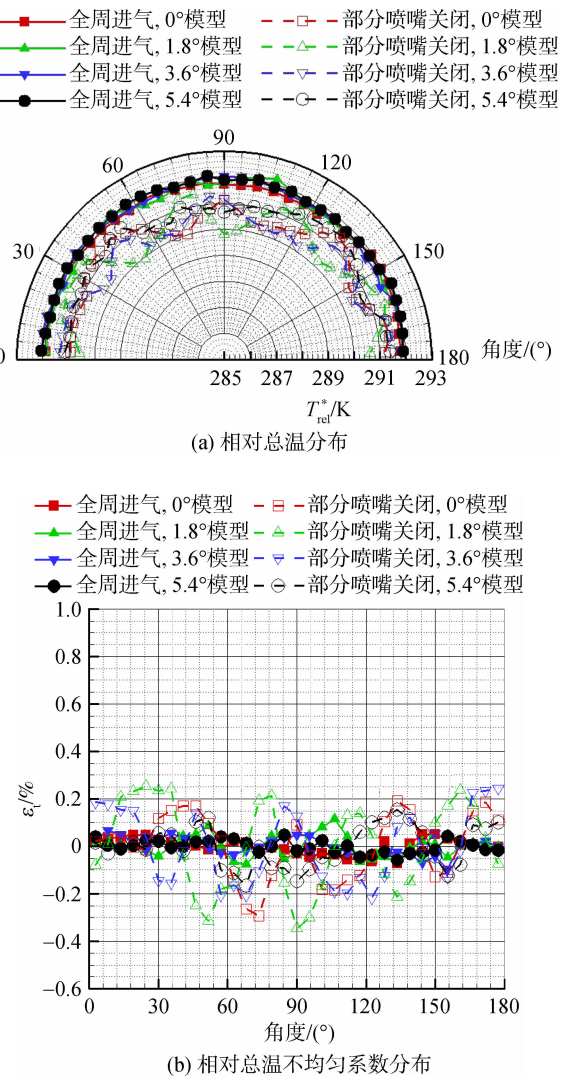


图 14 供气孔温度及其不均匀系数周向分布

Fig. 14 Distribution of relative total temperature and non-uniformity coefficient of supply holes in the circumferential direction

从图 14(a)中可以看到全周进气时,各供气孔出口处相对总温波动幅度约为 0.5 K,其均值为 291.92 K;而部分喷嘴关闭后相对总温波动幅度约为 1.5 K,其均值为 290.88 K,较全周进气工况降低约 1 K,部分喷嘴关闭导致每个供气孔出口的气流相对总温随时间的波动增大,但波动的最大温度仍低于全周进气工况。温度波动加剧是由于部分喷嘴关闭后喷嘴出口处旋转比不再均匀进而导致气流相对总温在周向上出现不均匀,这种不均匀分布会随气流传递到下游,而且不同温度气流之间还会进行不可避免的换热,这就会导致气流温度变化更为复杂。图 14(b)显示供气孔出口相对总温不均匀系数范围在全周进气时为 $-0.06\% \sim 0.08\%$,部分喷嘴关闭后增大为 $-0.35\% \sim 0.26\%$ 。

3 结 论

通过对预旋供气系统在全周进气和部分喷嘴关闭工况下的变转子相位的稳态数值模拟,得到结论如下:

- 1) 在进出口压力和转速一定的情况下,预旋系统部分喷嘴关闭会造成喷嘴出口,接受孔进出口以及供气孔进口截面处的平均静压降低,平均旋转比增大,盖板腔内的气流离心升压效应略有增强;喷嘴出口处熵增显著增大,流动损失增大,盖板腔内和供气孔处熵增略微减小,流动损失降低。
- 2) 在喷嘴流通面积关闭 14.3%的情况下,预旋系统引气总流量下降 10.9%,供气总流量下降 9.9%。引气和供气流量降幅小于流通面积降幅的主要原因是关闭部分喷嘴后预旋腔压的降低;单个供气孔流量波动加剧,不均匀系数范围由全周进气时的 $-1.1\% \sim 0.8\%$ 扩大为 $-5.4\% \sim 3.6\%$ 。供气总流量的波动幅度由 0.33% 增大为 0.47%。
- 3) 部分喷嘴关闭后供气孔出口相对总温平均值降低约 1 K,波动幅度由 0.5 K 增大到 1.5 K,不均匀系数范围由全周进气时的 $-0.06\% \sim 0.08\%$ 扩大为 $-0.35\% \sim 0.26\%$ 。

本文关注的是发动机巡航设计点下可调流路关闭后对系统性能的影响,后续可以进行非设计点工况下的相关研究。

参考文献:

[1] 刘松龄,陶智,燃气涡轮发动机的传热和空气系统[M]. 上

海:上海交通大学出版社,2018.

[2] MEIERHOFER B,FRANKLIN C J. An investigation of a pre-swirled cooling airflow to a turbine disc by measuring the air temperature in the rotating channels[R]. ASME Paper 81-GT-132,1981.

[3] EL-OUN Z B,OWEN J M. Pre-swirl blade cooling effectiveness in an adiabatic rotor-stator system[R]. ASME Paper 88-GT-267,1988.

[4] CHEW J W,HILLS N J,KHALATOV S,et al. Measurement and analysis of flow in a pre-swirled cooling air delivery system[R]. ASME Paper 2003-GT-38084,2003.

[5] POPP O,ZIMMERMAN H,KUTZ J. CFD analysis of coverplate receiver flow[R]. ASME Paper 96-GT-357,1996.

[6] KARABAY H,WILSON M,OWEN J M. Approximate solutions for flow and heat transfer in pre-swirl rotating-disc systems[R]. ASME Paper 2001-GT-0200,2001.

[7] BENIM A C,BRILLERT D,CAGAN M. Investigation into the computational analysis of direct-transfer pre-swirl systems for gas turbine cooling[R]. ASME Paper 2004-GT-54151,2004.

[8] 罗翔,冯野,徐国强,等. 直接供气预旋转静系流动和换热数值模拟[J]. 航空动力学报,2012,27(10):2188-2193.

LUO Xiang,FENG Ye,XU Guoqiang,et al. Numerical simulation of flow and heat transfer performances in a direct transfer pre-swirl system[J]. Journal of Aerospace Power,2012,27(10):2188-2193. (in Chinese)

[9] 王锁芳,朱强华,张羽,等. 预旋进气位置对转静盘腔换热影响的数值研究[J]. 航空动力学报,2007,22(8):1227-1232.

WANG Suofang,ZHU Qianghua,ZHANG Yu,et al. Numerical studies of heat transfer in a rotor-stator cavity with different radial positions of pre-swirl inlet[J]. Journal of Aerospace Power,2007,22(8):1227-1232. (in Chinese)

[10] 朱晓华,刘高文,刘松龄,等. 带盖板的预旋系统温降和压力损失数值研究[J]. 航空动力学报,2010,25(11):2498-2506.

ZHU Xiaohua,LIU Gaowen,LIU Songling,et al. Numerical studies of temperature drop and pressure loss in a cover-plate preswirl system[J]. Journal of Aerospace Power,2010,25(11):2498-2506. (in Chinese)

[11] 孙占东,罗翔,黄由之,等. 预旋结构影响带盖盘预旋系统流动的实验[J]. 推进技术,2017,38(8):1826-1832.

SUN Zhandong,LUO Xiang,HUANG Youzhi,et al. Experiment of flow of a cover-plate preswirl system influenced by preswirl structure [J]. Journal of Propulsion Technology,2017,38(8):1826-1832. (in Chinese)

[12] ZHANG Feng,WANG Xinjun,LI Jun. Numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in radial pre-swirl system with different pre-swirl nozzle angles[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2016,95:984-995.

[13] WU Heng,LIU Gaowen,WU Zhipeng,et al. Measurement of pressures and temperatures in a cover-plate pre-swirl system[R]. ASME Paper 2018-GT-75671,2018.

[14] LIU Gaowen,WU Heng,FENG Qing,et al. Theoretical and numerical analysis on the temperature drop and power consumption of a pre-swirl system[R]. ASME Paper 2016-GT-56742,2016.

[15] LIU Yuxin,LIU Gaowen,KONG Xiaozhi,et al. Design and numerical analysis of a vane shaped receiver hole in a cover-plate preswirl system[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2018,141(4):041001.1-041001.10.

[16] LIU Yuxin,LIU Gaowen,KONG Xiaozhi,et al. Experimental testing and numerical analysis on the nozzle effects in preswirl system[J]. Journal of Propulsion and Power,2018,34(4):1015-1025.

[17] 梁靛,刘高文,雷昭,等. 预旋系统稳态和非稳态计算对比研究[J]. 推进技术,2019,40(11):2546-2553.

LIANG Liang,LIU Gaowen,LEI Zhao,et al. A comparative study on steady and unsteady calculations of a pre-swirl system[J]. Journal of Propulsion Technology,2019,40(11):2546-2553. (in Chinese)

[18] DURGIN G A,BAUER R C,LEE C. Modulated turbine cooling system:US6050079[P]. 2000-04-18.

(编辑:王碧琚)