

文章编号:1000-8055(2008)11-2075-07

涡扇发动机涡轮空气系统流动和传热性能的 CFD 分析

李 娜, 吉洪湖

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 以典型的小型涡轮风扇发动机的涡轮空气系统为研究对象,用数值计算的方法研究了包括高低压涡轮盘腔、导向器内腔、轴承腔和相连的冷却气路在内的流动和传热特性.所研究的是一个多腔相连的多进口、多出口流动与传热问题,在研究中采用了流体域和固体域整体建模耦合计算的方法.根据计算结果,分析了结构参数和气动参数对该系统,尤其是其中轴承腔的温度分布的影响规律,提出了降低轴承腔温度的措施,并分析了各项措施的降温效果.充分展示了数值计算仿真在发动机空气系统分析方面的潜力.

关 键 词: 涡轮盘腔; 轴承腔; 冷却系统; 对流换热; 数值仿真

中图分类号: V233.5

文献标识码: A

Numerical simulation of flow and heat transfer in turbine cooling system of a turbofan engine

LI Na, JI Hong-hu

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The flow and heat transfer characteristics of a complex turbine cooling system were numerically simulated, which was a multi-cavity, multi-inlet and multi-outlet system installed in a typical small turbofan engine. The cooling system includes the cavity behind the high pressure turbine disc, the cavity in front of the low pressure turbine disc, supporting guide vane cavity, bearing cavity, and some connecting cooling air passages. In this study, the computational grids in both fluid domain and solid domain were established together, the heat transfer between the two domains was calculated conjointly. Based on the results, the influence of structural parameters and pneumatic parameters on the temperature distribution of the system, especially for the bearing cavity, was analysed, and then some measures were taken to lower down the temperature of bearing cavity. This study shows the potential power of numerical simulation of fluid flow and heat transfer in complex flow system, helping to improve system design.

Key words: turbine disc cavity; bearing cavity; cooling system; convective heat transfer; numerical simulation

航空发动机的空气系统是保证发动机正常、高效工作的重要系统,对高温涡轮结构部件的冷却是其重要的任务之一.涡轮的冷却结构相当复

杂,具有形状复杂的旋转盘腔、静止腔体和相关的冷却气通道.关于旋转盘腔中的流动与传热问题,国内外已有一定的文献报道,如 Cheah 等^[1]对矩

收稿日期:2007-11-16; 修订日期:2008-07-09

作者简介:李娜(1980-),女,辽宁抚顺人,博士生,主要从事飞机发动机传热传质的研究.

形截面的旋转盘腔的流动特性进行了实验研究,用 LDA 测定了盘腔中的平均速度及部分雷诺应力的分布.吉洪湖等^[2]用实验方法测量了旋转盘腔中的速度和压力分布,并对压力分布拟合了经验关系式.吉洪湖等^[3]和梁波等^[4]用数值模拟的方法分别研究了多种矩形截面的旋转盘腔中的速度分布和传热特性.丁水汀等^[5]在同模型实验参数范围内,且数值解和实验解基本吻合的前提下,对航空发动机高压旋转涡轮盘腔流动与换热进行了数值分析.以上的研究都是对单独盘腔系统展开的,但实际涡轮空气系统是由复杂的多腔结构组成,且腔与腔通过节流元件相通,一个结构(特别是节流元件)很小的变化都可能会影响到相邻盘腔结构中的流动和传热特性.工程上对于这类问题常采用网络法,对其流动和传热特性进行计算.而在网络法中,对每个流动结构(如腔和管等)均作为一个流阻元件处理,不能得到结构中流动和传热的细节.

随着 CFD 技术的不断成熟,为整体涡轮空气系统的流动和传热特性的数值仿真和分析提供了可能.本文以某典型小型涡扇发动机涡轮部件的空气系统(包括:高、低压涡轮盘腔、导向器内腔及相关冷却气路)和轴承腔系统为对象,对其中的流动和传热 CFD 计算方法进行了研究,涉及到整体简化建模方法、边界条件设置方法、湍流模型选择等.通过数值仿真揭示了复杂涡轮空气系统内的流动和换热特性.分析了系统中的几个主要节流元件(如高压涡轮后腔中的篦齿封严间隙、导向器内腔与外涵通道口的压力参数、以及涡轮盘腔与主涵道通口的面积大小)对轴承腔的冷却效果的影响.结果表明适当地选择这些参数可以改善轴承腔的冷却效果.

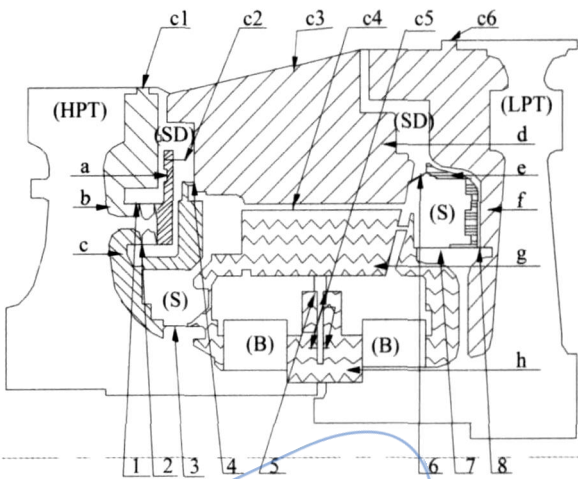
1 物理模型、计算模型及计算方法

1.1 物理模型简介

某典型小型涡扇发动机的涡轮结构模型如图 1 所示,主要由高压涡轮盘(HPT)、低压涡轮盘(LPT)、封严件(S)、轴承件(B)、以及其他静止部件(SD)构成.图中的各腔体用字母 a~h 表示,a 为高压冷却气进气腔,b 和 c 组成高压涡轮后腔,d 为导向器内腔,e 为低压涡轮盘腔与导向器内腔间的过渡腔,f 为低压涡轮前腔,g 为轴承外腔,h 为轴承内腔.各腔之间的通道如图中 1~8 所示.

图 1 中阴影线部分表示流体域,流体域有 5

个通口:高压涡轮盘腔与主涵道通口 c1,高压冷却气通口 c2,导向器内腔与外涵道的通口 c3,轴承腔滑油出口 c4,轴承腔滑油进口 c5,低压涡轮盘腔与主涵道的通口 c6.



1 上篦齿间隙; 2 下篦齿间隙; 3 前石墨封严间隙; 4 高压涡轮盘腔c与导向器内腔d的通口; 5 轴承内腔h与轴承外腔g的通口; 6 导向器内腔与过渡腔e的通口; 7 后石墨封严间隙; 8 过渡腔e与低压涡轮前腔f的通口

图 1 涡扇发动机涡轮盘腔结构图

Fig. 1 Cavities sketch of turbofan engine

1.2 计算模型的建立

由图 1 所示涡扇发动机涡轮盘腔结构的示意图可见,系统中大部分结构(如盘和腔等)是轴对称的.但由于在实际结构中,通口 c2,c3,c4,c5,以及通道 4,5 和 6 为孔式管道,所以严格来说,图 1 中所示的系统中的流动是三维的.为了计算方便,本文建立了二维的整体计算模型,采用等面积原则将非轴对称结构(图 1 中通口 c2,c3,c4,c5,以及通道 4,5 和 6)转化为轴对称结构.

计算模型网格划分采用三角形单元,共约 16 万个网格单元,由于计算模型结构形状复杂,采用了分区域的方法实现局部网格加密,在最细小的节流元件处也保证有 3 个以上的网格单元,如图 2 所示为篦齿附近的网格划分情况.

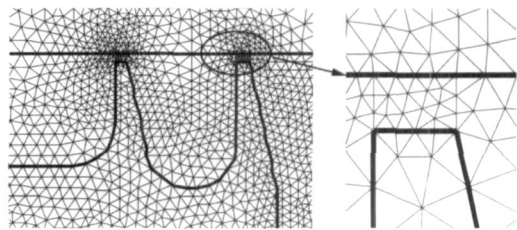


图 2 篦齿附近网格划分

Fig. 2 Grids surround the labyrinth seal

1.3 控制方程

由于涡轮盘的高速旋转, 盘腔内的流体也随之转动, 因此盘腔内流场为轴对称旋转问题. 该问题依赖于轴向和径向两个空间坐标 x 和 r , 但轴向、径向和周向的三个速度分量 U_x , U_r 和 U_θ 都存在, 只是 U_θ 沿着 θ 方向的变化率为零, 即 $\partial U_\theta / \partial \theta = 0$. 同样, 其他变量也同理, 假设 ϕ 代表密度、温度或压力等, 则 $\partial \phi / \partial \theta = 0$. 这与一般三维问题有着明显的区别.

建立在惯性坐标系中轴对称旋转的质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程分别如方程 (1)~(3) 所示. 这里, 瞬时的速度、压力和温度值表示为一个平均值与一个脉动值之和, 即 $U_i = U_i + u_i$, $P = P + p$, $\theta = \theta + \theta$, 具有上标“~”变量表示瞬态值, 大写字母表示平均值, 小写字母表示脉动值.

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial (\rho r U_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho r U_r)}{\partial r} \right] = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left[\frac{\partial (\rho r U_x U_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho r U_r U_x)}{\partial r} \right] = & - \frac{\partial P}{\partial x} + \\ & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial U_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{U}) \right) \right] + \\ & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial U_x}{\partial r} + \frac{\partial U_r}{\partial x} \right) \right] - \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho r \overline{u_x u_x}) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho r \overline{u_r u_x}) \right] \end{aligned} \quad (2a)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left[\frac{\partial (\rho r U_x U_r)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho r U_r U_r)}{\partial r} \right] = & - \frac{\partial P}{\partial r} - \frac{2 \mu U_r}{r^2} + \\ & \frac{\rho U_\theta^2}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial U_x}{\partial r} + \frac{\partial U_r}{\partial x} \right) \right] + \\ & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial U_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{U}) \right) \right] + \frac{2 \mu (\nabla \cdot \mathbf{U})}{3 r} - \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho r \overline{u_x u_r}) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho r \overline{u_r u_r}) \right] - \frac{\rho \overline{u_\theta^2}}{r} \end{aligned} \quad (2b)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left[\frac{\partial (\rho r U_x U_\theta)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho r U_r U_\theta)}{\partial r} \right] = & \frac{\rho U_x U_\theta}{r} + \\ & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial U_\theta}{\partial x} \right) \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left[r^3 \mu \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{U_\theta}{r} \right) \right] - \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho r \overline{u_x u_\theta}) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho r \overline{u_r u_\theta}) \right] - \frac{\rho \overline{u_x u_\theta}}{r} \end{aligned} \quad (2c)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \left[\frac{\partial (\rho r U_x \theta)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho r U_r \theta)}{\partial r} \right] = & \\ & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r c_p \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r c_p \left(\frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \right] - \\ & \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho c_p \overline{u_x \theta}) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho c_p \overline{u_r \theta}) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

其中 $\nabla \cdot \mathbf{U} = \frac{\partial U_x}{\partial x} + \frac{\partial U_r}{\partial r} + \frac{U_r}{r}$, $\frac{\rho U_\theta^2}{r}$ 即为离心力.

ρ , μ , λ 和 c_p 分别为流体密度、粘性系数、导热系数和比热.

1.4 边界条件及计算方法

高低压涡轮盘在惯性坐标系中分别以匀角速度 ω_h 和 ω_l 旋转. 固体壁面设为无滑移边界条件.

涡轮盘腔空气系统和轴承腔系统的进口 (c2, c5) 设为速度进口, 出口 (c1, c3, c4, c6) 为压力出口. 压力出口边界条件需要给定出口处的静压, 同时设定一组“回流”条件, 包括回流方向、总温以及湍流相关的参数等. 在求解过程中, 当压力出口 (特别是可能存在燃气倒灌的出口 c1 和 c6) 边界上流动反向时, 就使用这组回流条件.

决定“全域” (固体域和流体域) 的温度分布的边界条件包括与外部相连的各通口外部流体介质的温度, 以及高压涡轮盘上游壁面和低压涡轮盘下游壁面的温度. 这里, 高压涡轮盘上游壁面和低压涡轮盘下游壁面的温度分布均根据实验测得的值赋予.

高低压转子轴承部件产生热量和传导热量的过程较为复杂, 在数值计算中进行了一定的假设和简化, 并忽略了轴承小范围的温度变化. 假设生热量来自于滑动摩擦生热, 摩擦生热的大小取决于接触面积、摩擦系数和转速等. 数值计算时, 将摩擦生成热作为恒定内热源加载至轴承部件.

盘腔 a~f 内的流体近似为不可压缩的气体, 轴承腔 g 和 h 内的流体近似为不可压缩的油气混合物.

采用广泛使用的 FLUENT 软件进行数值计算. 选用标准 $k-\varepsilon$ 模型进行湍流模拟, 采用 SIMPLE 算法, 实施亚松驰, 流固传热耦合求解.

2 计算结果与分析

2.1 流场分析

由于结构的复杂性、壁面的不规则性、以及涡轮盘高速旋转产生的泵吸效应等因素的影响, 计算域内的流场是多涡的复杂流场. 流体域中的速度值变化范围较大, 为了表明整个流体域的速度细节, 图 3 给出了涡轮空气系统和轴承腔内的速度矢量示意图 (图中矢量箭头仅表示速度方向, 不表示速度值大小). 由图 3 可见, 当高压冷却气由通口 c2 进入进气腔 a 后, 一部分通过上篦齿间隙流入高压涡轮盘腔 b, 而后, 在转盘高速旋转产生

的泵吸效应下沿着转盘径向朝外流动,从高压涡轮盘腔与主涵道通口 c_1 靠转盘的一侧高速冲出.同时,在通口 c_1 靠静盘的一侧,气流是由外向内流入的,这实际上是燃气的倒灌.但是,由于篦齿的作用,这种倒灌主要限制在 b 腔.但通口 c_1 的净流量是向外流出的.进入 a 腔的另一部分高压冷却气通过下篦齿间隙流进 c 腔,然后大部分经过高压涡轮盘腔与导向器内腔 d 的通口进入导向器内腔,其余部分经过前石墨封严间隙进入轴承腔.导向器内腔 d 有两个流出口, d 腔内的气体一部分通过通口 c_3 流出导向器腔,进入发动机的外涵,另一部分通过通道进入过渡腔 e .腔 d 的气体进入腔 e 后,大部分通过腔 e 与低压涡轮盘前腔 f 之间的通口进入低压涡轮前腔,其余部分通过后石墨封严间隙进入轴承腔 g .低压涡轮前腔 f 端部的流动与高压涡轮后腔 b 内的流动相似,也有燃气倒灌的现象.

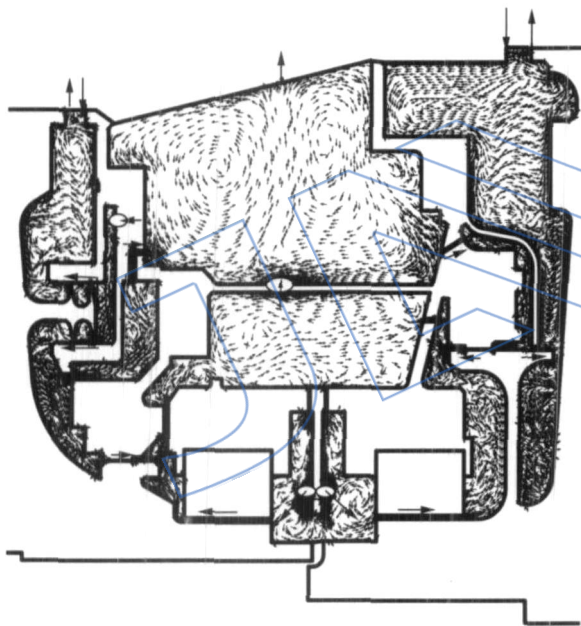


图 3 涡轮盘腔内速度矢量示意图

Fig. 3 Velocity vector distribution in turbine cavities

2.2 温度场分析

图 4 给出了整个涡轮盘腔内的温度分布计算结果.从图中可以看出由于受到高温燃气的影响,高压涡轮盘上端温度很高,在高压盘后腔高压冷却空气的冷却作用下,高压涡轮盘右侧温度比左侧温度有所降低,涡轮盘的冷却效果是比较明显的.低压涡轮盘腔燃气的倒灌,使得在低压涡轮盘中部相当大的一部分区域内是盘腔中的气体向转盘加热,从而导致涡轮盘的温度升高.导向器内腔的温度除受高、低压涡轮盘腔温度的影响外,还主

要受到 a 腔引进的冷却空气的影响.导向器内腔的温度低于高、低压涡轮盘腔的温度,但高于轴承腔的温度.轴承腔为整个计算域中温度最低的区域.

由图 4(b)可以看出,轴承外腔 g 内的油气混合物平均温度超过了滑油所允许的最高温度(513 K),这一点与实验是吻合的,表明计算的结果是基本可信的.以上结果均是根据模拟发动机的实际边界条件计算得到的.下面对油气混合物温升过高的原因和影响因素进行分析.

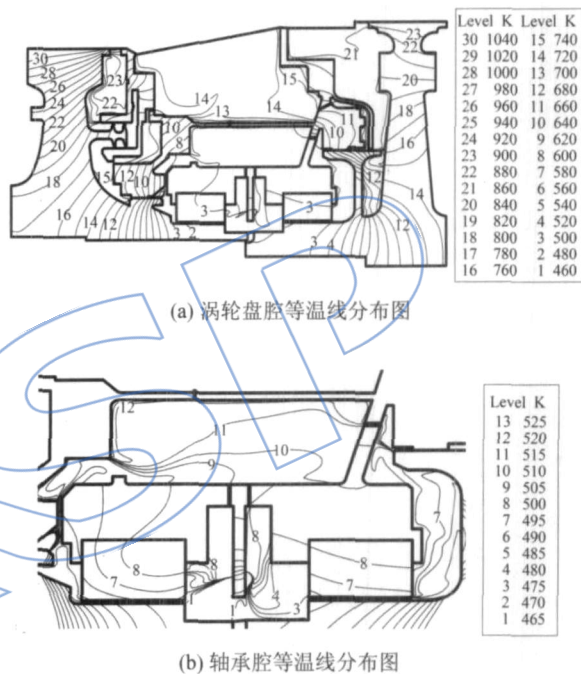


图 4 涡轮盘腔等温线分布图

Fig. 4 Temperature distribution in turbine cavities

2.3 滑油温升过高的原因和影响因素分析

由图 4(b)可以看出在轴承内腔 h 中滑油的温度是低于 500 K 的,比滑油允许的最高温度低了约 10 K,即说明轴承转子的摩擦热不是导致油气混合物温升过高的直接原因.温升过高主要是在油气混物流经轴承外腔 g 时造成的.轴承外腔 g 的左右侧和外侧的环境温度都高于 700 K,这势必造成其中的滑油温度较高.

通过分析图 3 的速度场和图 4 的温度场可以推断以下 4 个参数对轴承腔冷却性能有直接影响:①高压涡轮盘后腔的篦齿封严间隙的大小;②高压涡轮盘腔与主涵道的通口 c_1 尺寸的大小;③低压涡轮盘腔与主涵道的通口 c_6 尺寸的大小;④导向器内腔 d 与外涵道的通口 c_3 处气体流向.为此,本文设计了 4 个模型(A、B、C 和 D)对这些影响因素进行讨论分析,以期通过某些参数的改变,

实现滑油温升的降低. 模型 A 为原始模型, 其余模型在模型 A 的基础上改变部分条件, 具体值如表 1 所示, 表中 w_1 和 w_6 分别为高低压涡轮盘腔与主涵道的通口 c1 和 c6 的宽度, δ 是下篦齿的封严间隙, p_3 是导向器内腔与外涵道通口 c3 处的压力.

表 1 各模型几何与气动参数说明
Table 1 Definition of structural and pneumatic parameters of models

研究参数	w_1 / %	w_6 / %	δ	p_3 / %
A 基准模型				
B c3 压力				+ 21.3
C 下篦齿间隙			0	
D c1, c6 宽度	- 13.3	- 18.9		

2.3.1 c3 通口压力的影响

由原始模型 A 的计算结果(如图 3 和图 4)可知, 在导向器内腔和外涵道接口处的气流方向是向外的. 但是若能从外涵道引进冷空气, 则可能会改善轴承腔的冷却效果. 基于此考虑, 本文设计的模型 B 把通口 c3 处的压力在原始模型基础上增加了 21.3 %. 图 5(a) 给出了模型 B 涡轮盘腔内速度矢量示意图, 由图可见, 增加导向器内腔与外涵道通口 c3 处的压力后, 外涵冷空气被引进了导向器内腔 d, 外涵冷气在 d 腔与从高压涡轮盘腔 c 进入的气流掺混后进入过渡腔 e.

模型 B 涡轮盘腔和轴承腔的温度分布分别如图 5 中(b)和(c)所示, 引进外涵冷却气后, 模型 B 轴承外腔 g 内油气混合物的平均温度与模型 A 相比降低了 1.0 %. 因此, 在原有结构的基础上, 在外涵道中设置增压装置来提高通口 c3 处的压力, 可以通过引进外涵冷气实现提高涡轮盘腔和轴承腔冷却效果的目的.

2.3.2 篦齿间隙(2)的影响

高压涡轮盘后腔的篦齿封严主要是把高温燃气的倒灌限制在 b 腔中, 以免较高温度气体超量泄漏, 导致盘腔内温度过高; 同时控制高压冷却气的流量, 尽量减少高压冷却气的用量. 图 6 给出了下篦齿间隙(2)完全封死的极限情况下(模型 C)涡轮盘腔内流动和换热的计算结果. 由图 6(a)可见, 将下篦齿封死后, 高压冷却气全部经 b 腔进入主流道. 同时, 由通口 c3 引进的外涵冷气分别进

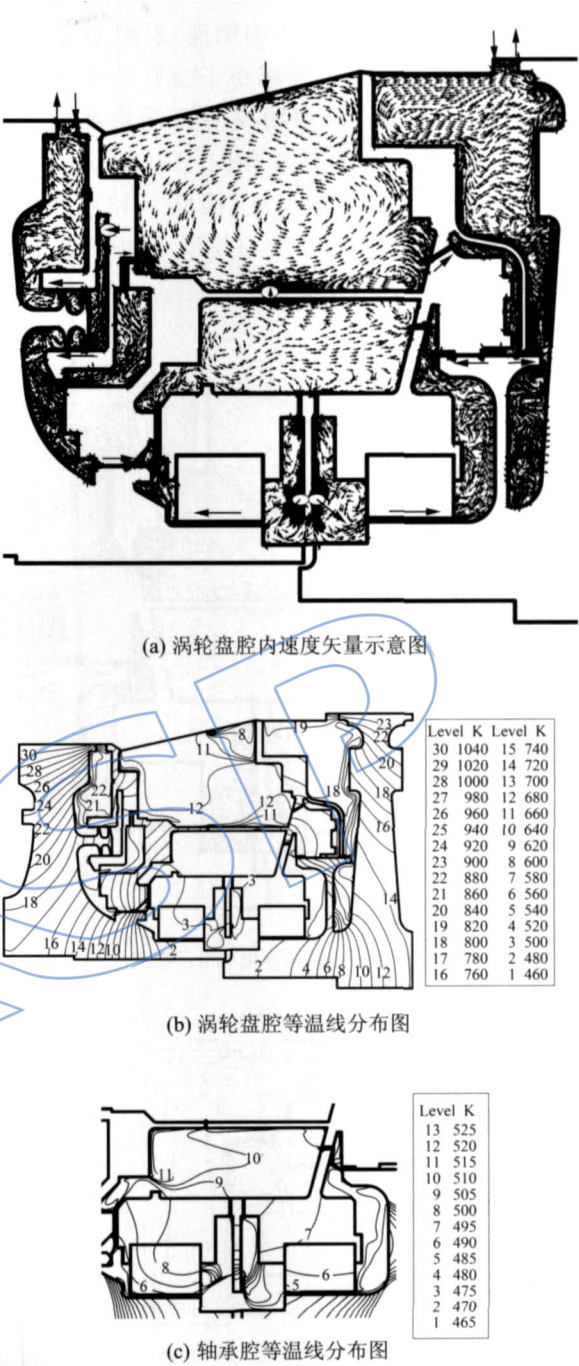


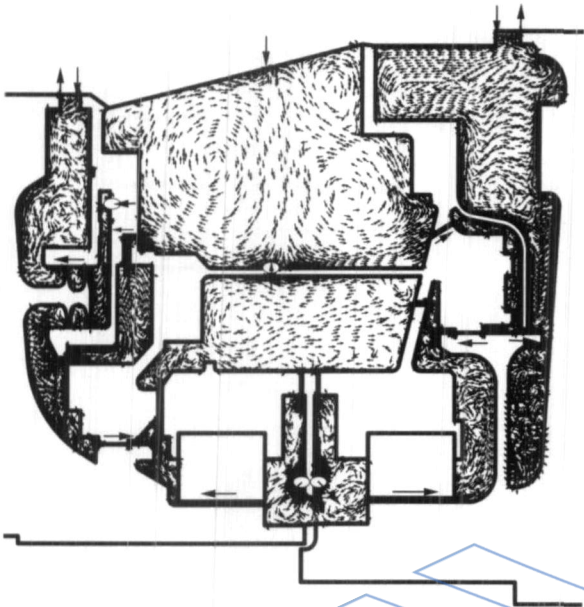
图 5 模型 B 涡轮盘腔流动与换热数值计算结果
Fig. 5 Contour plots of velocity vector and temperature distribution in turbine cavities of model B

入高压涡轮盘腔 c 和低压涡轮盘前腔 f. 由图 6(b)和(c)可见, 模型 C 轴承外腔 g 内油气混合物的平均温度与模型 A 相比降低了 9.0 %, 比模型 B 进一步改善了轴承腔的冷却效果. 由此可见, 下篦齿的封严性能对涡轮盘腔和轴承腔的冷却影响很大.

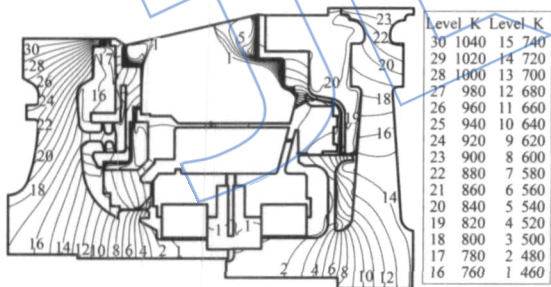
2.3.3 c1 和 c6 尺寸的影响

考虑到涡轮盘腔与主涵道界面通口的大小将

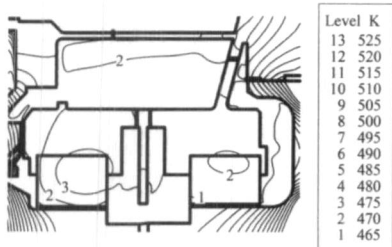
影响到高温燃气向盘腔内的倒灌,模型 D 是在原始模型 A 的基础上适当减小了盘腔与主涵道通口 c1 和 c6. 数值计算表明模型 D 涡轮盘腔内主要流动方向与原始模型 A 相同. 图 7 给出了涡轮盘腔中温度分布,由图可见,模型 D 轴承外腔 g 内油气混合物的平均温度与模型 A 相比降低了 2.0 %.



(a) 涡轮盘腔内速度矢量示意图



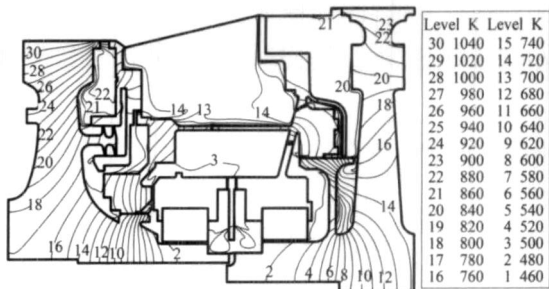
(b) 涡轮盘腔等温线分布图



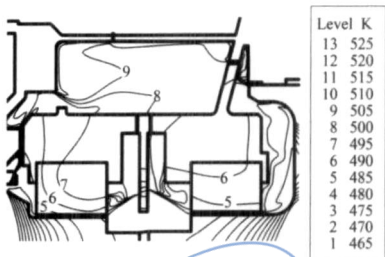
(c) 轴承腔等温线分布图

图 6 模型 C 涡轮盘腔流动与换热数值计算结果

Fig. 6 Contour plots of velocity vector and temperature distribution in turbine cavities of model C



(a) 涡轮盘腔等温线分布图



(b) 轴承腔等温线分布图

图 7 模型 D 涡轮盘腔等温线分布图

Fig. 7 Contour plots of temperature distribution in turbine cavities of model D

3 总 结

1) 把发动机涡轮空气系统简化为二维轴对称模型,用 CFD 技术可以较好地模拟空气系统速度场和温度场. 所揭示的轴承腔滑油温升过高与实验观察一致.

2) 通过 CFD 研究表明可以通过以下措施改善轴承腔的冷却效果: ①提高导向器内腔与外涵道接口处的压力,使外涵的冷空气引入发动机冷却系统; ②提高高压涡轮盘后腔下篦齿封严性能; ③适当减小涡轮盘腔与主流通道界面通口的大小.

参考文献:

[1] Cheah S C, Iacovides H, Jackson D C, et al. Experimental investigation of enclosed rotor-stator disc flows[J]. International Journal of Experimental Heat Transfer, Thermodynamics and Fluid Mechanics, 1994, 9(4) :445-455.

[2] 吉洪湖, Cheah S C, Iacovides H, 等. 旋转盘腔流场速度与压力的实验研究[J]. 工程热物理学报. 1997, 18(3) : 300-305.

JI Honghu, Cheah S C, Iacovides H, et al. An experimental investigation of velocity and pressure distribution inside a rotating disc cavity[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1997, 18(3) :300-305. (in Chinese)

[3] 吉洪湖, 张靖周, 梁波. 封闭转静盘腔中紊流的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2001, 16(1) :13-18.

JI Honghu , ZHANG Jingzhou , LIANG Bo. Simulation of turbulent flow within an enclosed rotor-stator disc cavity [J]. Journal of Aerospace Power , 2001 ,16(1) :13-18. (in Chinese)

[4] 梁波 ,吉洪湖. 轴向进气位置对转静盘腔流动与传热影响的分析[J]. 工程热物理学报 ,2002 ,23(6) :727-729.

LIANG Bo ,JI Honghu. Analysis of the effects of different axial position of inflow on heat transfer of a rotor-stator disc cavity [J]. Journal of Engineering Thermophysics ,

2002 ,23(6) :727-729. (in Chinese)

[5] 丁水汀 ,张东 ,陶智 ,等. 航空发动机高压旋转涡轮盘腔流动与换热[J]. 推进技术 ,2003 ,24(2) :118-121 .

DING Shuiting , ZHANG Dong , TAO Zhi , et al. Numerical simulation for flow and heat transfer of a rotating turbine cavity with realistic engine parameters[J]. Journal of Propulsion Technology , 2003 , 24 (2) : 118-121. (in Chinese)

JALSP