

文章编号:1000-8055(2009)03-0477-06

微涡喷发动机主轴内冷通道传热数值研究

刘友宏, 单 鹏

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 对推力为 100 N, 转速为 1×10^5 r/min 的微型涡喷发动机 BUAA100 的特点进行了介绍, 然后对该发动机的主轴内冷通道基于 Navier-Stokes 方程和能量方程建立了计算模型, 采用迭代法解决了前螺母简易离心泵进口边界条件和通道下游边界流动、换热相互耦合的问题, 进行了数值模拟研究. 给出的主轴内冷通道、简易离心泵创新设计方案和数值研究方法, 可供其它微发研究参考.

关 键 词: 微涡喷发动机; 主轴内冷通道; 前螺母简易离心泵; 数值模拟

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical study on main shaft inner cooling channel of a micro turbojet

LIU You-hong, SHAN Peng

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The innovative ideas of a high power density micro-turbojet engine with a thrust 100 N and a rotational speed 100 000 r/min were presented in this paper. And, the research focused on the new design feasibility of the main shaft inner cooling channel, especially on the pumping air mass flow capacity of the simple front nut micro-pumps. The flow field and the temperature field of the main shaft inner cooling channel were numerically simulated based on the Navier-Stokes equations. The problem with the boundary conditions coupling was solved by iterative method. The numerical results show that the cooling performance of the main shaft inner channel is determined by the number and structure of the simple front nut micro-pump. The new design of the main shaft inner cooling channel, the simple front nut micro-pump and the numerical method can be applied to the research of other types of micro engines.

Key words: micro turbojet; main shaft inner cooling channel;
simple front nut micro-pump; numerical simulation

各国在相继研制大型先进武器的同时,也在研制小型武器. 美国 1998 年由陆军投资研制的翼展 150 mm 小型无人机(MAV)的微涡喷发动机,其核心机直径为 10 mm,转速 1×10^5 r/min,这种微涡喷发动机目前正在美国麻省理工学院研制. 在两次海湾战争中使用的微型空中诱饵机

(MALD)用的微涡喷 TJ50, TJ90 等,其中 TJ50 发动机直径为 102 mm,转速达 1×10^5 r/min. 关于这种微涡喷的研究在德国、英国、法国和日本也正在相继起步^[1]. 在国内,北航能源与动力工程学院本课题组也正在积极开展微涡喷发动机的系列研究.

收稿日期:2008-02-14; 修订日期:2008-09-10

基金项目:航空科技创新基金重点项目

作者简介:刘友宏(1963-),男,江苏东台人,教授,博士,主要从事传热传质、红外、力学等方面的研究.

在公开发表的文献中,可资借鉴的用于微型涡喷发动机的主轴内冷通道设计资料非常少见,从能检索到的文献[2]看,它的研究重点在控制,从文中给出的一个微涡喷草图,可以推测国外研究的大概进展.本文首先对本课题组设计完成的目前国内尚没有研制先例的 100 N 推力级微型涡喷发动机 BUAA100 的新特点进行了分析,然后对其包括前螺母筒易离心泵在内的主轴内冷通道基于 N-S 方程和能量方程建立了数值计算模型,采用迭代法解决了前螺母筒易离心泵进口边界条件和通道下游边界流动、换热相互耦合的问题,成功进行了详细的数值模拟研究,得到了前螺母筒易离心泵的泵吸空气流量.本文最终的创新设计方案满足了总体性能和可靠性的要求,可为类似的微型发动机研制和开展数值模拟研究提供参考.

1 微涡喷发动机总体构造简介

设计微型发动机时要求结构简单、尺寸小、重量轻、零件数目少.因此,微型发动机越来越多地采用单元体设计技术,尽量简化燃、滑油系统和起动系统.例如采用油雾润滑、油脂润滑,取消滑油泵;采用微型起动电机,或者起动后电机撤离发动机,或地面压缩空气起动而不装备起动电机等.

目前对微型涡轮喷气发动机热的研究,主要体现在取消燃、滑油系统和空气系统后发动机的传热和隔热问题.因为零部件的尺寸小,热容量小,装配紧凑,能有效利用的空间少,没有足够的空间进行隔热、散热结构设计,所以在微型发动机中热问题一直是关键问题之一.

本课题组研制的 BUAA100 微型涡喷发动机采用单根空心轴,总共约 30 个零件,大量采用整体结构.发动机的总体结构如图 1 所示.该发动机在结构上的特点体现在安装前螺母筒易离心泵的主轴内冷通道、没有单独的泵驱动的冷却和润滑系统、离心电油盘燃烧室和塞式尾喷管起动电机的布置等方面.

该发动机在结构上最大的特点体现在前螺母筒易离心泵的运用上.因为主轴是空心的,既可以提供冷却气流用于冷却涡轮,同时也可以减轻发动机的质量.由于涡轮温度约 1000 °C,为了冷却涡轮盘和发动机尾部起动电机,在主轴前端创新设计,采用前螺母筒易离心泵,即在前螺母上开斜向的两个小孔 A,如图 2 所示,这两个小孔 A 的出口通向前螺母的退刀槽和主轴内冷通道.此外,

另有小孔 B 贯穿空心主轴,它的作用是拧紧前螺母和光电测量发动机的转速,且与孔 A 不相通.这样,当主轴高速旋转时,小孔 A 中的气流就会加速,从而泵吸小孔 A 前端外面的冷却空气进入主轴内冷通道.主轴内冷通道的后端在尾喷管中心锥套筒和隔热套筒之间的冷却空气流动通道,出口不封闭,冷却空气流因此可以从前向后贯穿整台发动机,从而有效地冷却涡轮盘和安装在尾喷管隔热套筒内的起动电机.

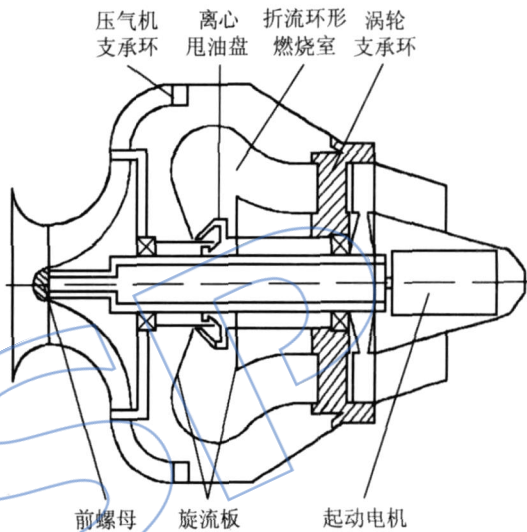


图 1 BUAA100 总体结构

Fig. 1 Overall structure of BUAA100

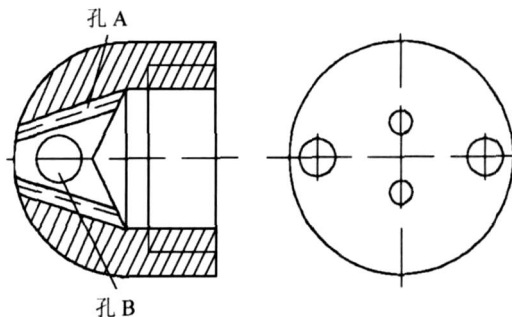


图 2 前螺母筒易离心泵

Fig. 2 Simple front nut pump

对主轴前端的前螺母筒易离心泵,认为该泵的圆形截面斜向直管道,是转子采用无弯度叶片的斜流式压气机.由此,取直管道的中心线为平均流线,有

$$L_u = U_2 c_{2u} - 0 = 1359 \text{ (J/kg)} \quad (1)$$

式中 L_u 为离心泵对气流做的功, U_2 为叶轮出口的牵连速度.由绝热效率公式,根据工程经验取绝热效率 η_k^* 为 0.7,得

$$L_u \cdot \eta_k^* = L_{ad,k} = \frac{kR T_1}{k-1} \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (2)$$

式中 $L_{ad,k}$ 为离心泵对气流绝热压缩做的有效功, κ 为空气的绝热指数, R 为气体常数, T_1^* 为泵进口总温, π_k^* 为绝热流气动函数. 将数值代入公式 (2), 可解得 $\pi_k^* = 1.0115$. 又由气动函数 $\pi(Ma)$ 的定义, 主轴前端的螺母筒易离心泵气流在低速 ($U > 36 \text{ m/s}$, $Ma < 0.3$) 下工作, 所以总压升即等于静压升, 则

$$p_2 = \frac{p_2}{p_1} \times p_1 = \pi_k^* p_1 = 1.0249 \times 10^5 \text{ (Pa)} \tag{3}$$

可见筒易离心泵对空气有大于 981 Pa 的压升, 所以可为主轴内冷通道冷却空气流动提供

动力.

2 计算模型

2.1 几何结构

BUAA100 微型涡喷发动机的主轴内冷通道由前螺母筒易离心泵、主轴内冷通道、离合器外表面、涡轮盘后侧表面、隔热套筒外表面、中心锥套筒内表面组成, 如图 3 中流道 2 所示, 其 1/2 几何模型 (Unigraphics, UG) 图如图 4 所示. 主轴内冷通道的主要作用是冷却涡轮盘和在隔热套筒内安装的起动电机.

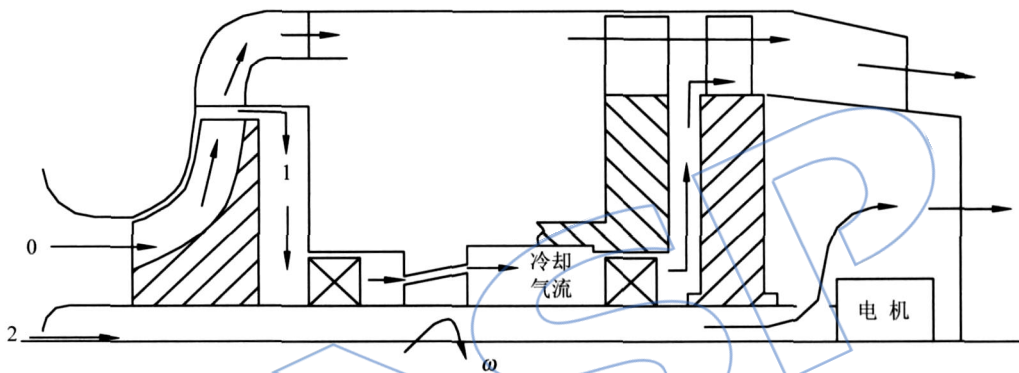


图 3 主轴内冷通道示意图

Fig.3 Scheme of the main shaft inner cooling channel

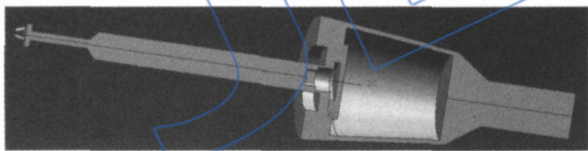


图 4 内冷通道的 1/2 UG 模型

Fig.4 UG photo of a half geometry

2.2 流场计算模型

假设空气为理想气体, 考虑导热和对流换热, 不考虑辐射换热, 湍流模型采用标准 $k-\varepsilon$ 双方程模型. 流场的控制方程为连续性方程、动量方程、能量方程和湍流方程. 动量方程的对流项采用一阶上风格式, 能量方程的对流项采用 QUICK 高阶格式, 湍流动能方程和湍流耗散率方程的对流项采用二阶上风格式, 所有控制方程扩散项采用中心差分格式. 主轴内冷通道的固体壁面为无滑移边界条件, 旋转壁给定旋转边界条件, 1/2 对称面给定周期旋转对称边界条件. 计算的收敛条件为残差 $\leq 10^{-5}$. 计算域采用四面体单元进行离散, 在前螺母筒易离心泵、涡轮盘后侧表面和近壁处

等网格划分较密, 网格划分及其局部放大图分别如图 5 和图 6 所示. 为了提高数值模拟的精度和有利于收敛, 计算域在中心锥套筒后面沿轴向向后延伸了 2 倍中心锥套筒出口直径的距离, 延长段的表面为绝热绝流边界条件, 进行了网格无关解的检验, 最后确定整个计算模型的网格数约为 60 万个.

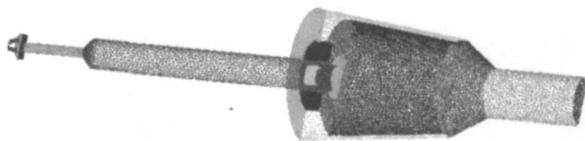


图 5 计算域的网格划分

Fig.5 Mesh of the computational region

2.3 主要边界条件

2.3.1 进出口边界条件

因为主轴内冷通道进口截面的质量流量, 也就是前螺母筒易离心泵的泵吸冷却空气的质量流量, 与主轴内冷通道内的流动损失、换热边界条件

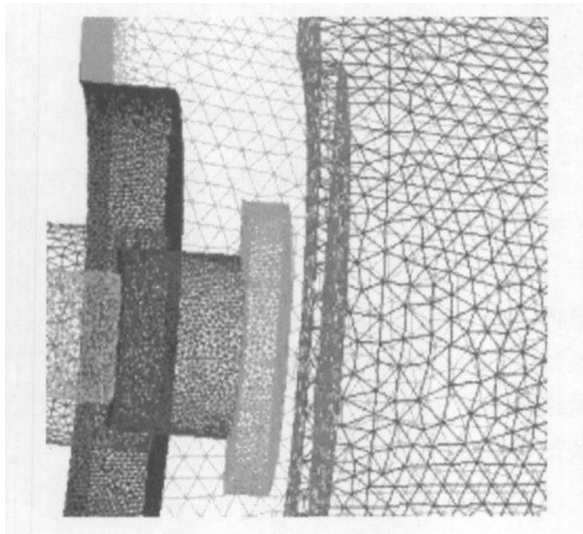


图6 局部网格放大图

Fig.6 Local mesh magnification

和出口边界的背压密切相关,所以主轴内冷通道计算域的边界条件是耦合和变化的.这给数值模拟带来了困难.为此,本研究采用迭代的方法来解决.首先设定计算域的进口边界为海平面标准大气边界条件, $p = 101\,325\text{ Pa}$, $T = 288.15\text{ K}$,其它边界条件按设计值进行计算.这样通过SIMPLE算法的特点可以模拟出泵吸的冷却空气质量流量,有了新的冷却空气质量流量就可以计算出更新的主轴内冷通道各个零部件边界的换热边界条件,将此更新的换热边界条件代入流场控制方程,进行数值模拟,可以得到更新的流场、主轴内冷通道各截面的冷却空气流量和换热边界条件,这样如此反复进行多次数值模拟迭代后,可以得到精确的泵吸冷却空气质量流量和主轴内冷通道的流场.

主轴内冷通道计算域出口背压边界条件是一个复杂的跨声速飞行钝体的底部压强边界条件.根据文献[3],超声速轴对称旋成体的尾迹是“闭式尾迹”,是一个很强的再压缩区.这里,在底部及位于下游的尾激波之间,其流动特性是改变的.由于压强变化的结果,随着趋近尾激波,沿尾迹马赫数相应地减小.在轴对称尾迹中,逆压梯度的影响是通过回流把压强反馈到底部区域.对BUAA100微涡喷发动机,发动机飞行特性计算的台架点喷气完全膨胀时喷气马赫数为0.9,即 $Ma_0 = 0.9$.根据底部压强系数定义

$$C_{pb} = \frac{p_b/p_0 - 1}{0.7 Ma_0^2} \quad (4)$$

式中 C_{pb} 为底部压强系数, p_b 为底部压强, p_0 为

外流远处静压,按 Ma_0 查试验结果图^[3]得 $C_{pb} = -0.16$,从而有

$$p_b/p_0 = 0.888 \quad (5)$$

考虑到BUAA100微涡喷发动机塞前段、塞后段是一个略收敛形的轴对称物体,所以实际的底部压强要高一些,为此,取 $p_b/p_0 = 0.9$,从而主轴内冷通道计算域出口背压边界条件为

$$p_b = 0.9 \times 101\,325 = 91\,193\text{ (Pa)} \quad (6)$$

2.3.2 传热边界条件

主轴内冷通道的传热边界条件首先与进口泵吸的冷却空气质量流量有关.由于流动阻力损失等原因,进口空气质量流量又与主轴内冷通道内的流动状态和边界条件有关.因此,本文结合前螺母等的修改设计主要进行了4次模拟迭代.第4次数值模拟中边界条件的给定是依据第3次数值模拟的冷却空气质量流量、流场、温度场的计算结果以及相应的边界条件进行的.

主轴内冷通道内各典型零部件的对流传热系数见表1^[4-5],经验公式中定性温度为 $T_{22} = 335\text{ K}$,在表1中 h 指对流换热系数, T 指主流温度.

表1 主轴内冷通道传热边界条件汇总表

Table 1 Heat transfer boundary conditions

位 置	$h / (\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}))$	T / K
旋转轴内表面	1176	364
涡轮盘后侧面	1016	757
塞前段内表面	125	1150
塞后段内表面	30	1150
前螺母通道		288.15
其 它		绝热

3 结果与分析

利用前面建立的计算模型,进行了多次的主轴内冷通道数值模拟.按图2螺母简易离心泵数值模拟得出的主轴内冷通道进口空气质量流量如表2所示.第1次数值模拟的进口质量流量小,不能有效地冷却涡轮盘等关键零部件,所以将螺母简易离心泵的小孔A孔径由 $\Phi 1\text{ mm}$,修改为 $\Phi 1.5\text{ mm}$,小孔A倾角由孔径由 10° ,修改为 20° .重新进行数值模拟后发现,涡轮盘的温度仍然偏高,不能完全满足要求,所以将螺母简易离心泵的小孔A数目由2个变为4个,孔径 $\Phi 1.5\text{ mm}$,孔倾角 20° 不变,如图7所示,又进行了2次迭代模拟.每

次数值模拟得出的主轴内冷通道进口空气质量流量如表 2 所示.在表 2 中, G 代表进口空气质量流量, n 代表小孔 A 的数目, Φ 代表小孔 A 的直径, β 代表小孔 A 的倾角.由表 2 可见,随着螺母中小孔 A 的数目增加和倾斜角的增加,泵吸的空气质量流量单调上升,提高了热端部件的冷却效果.

表 2 主轴内冷通道进口质量流量
Table 2 Mass flow rate on the inlet section

No	n	Φ mm	β (°)	p_b / kPa	$G/10^{-4}$ (kg/s)
1	2	1	10	101.325	1.56
2	2	1.5	20	101.325	5.21
3	4	1.5	20	89.977	10.90
4	4	1.5	20	91.192	9.23

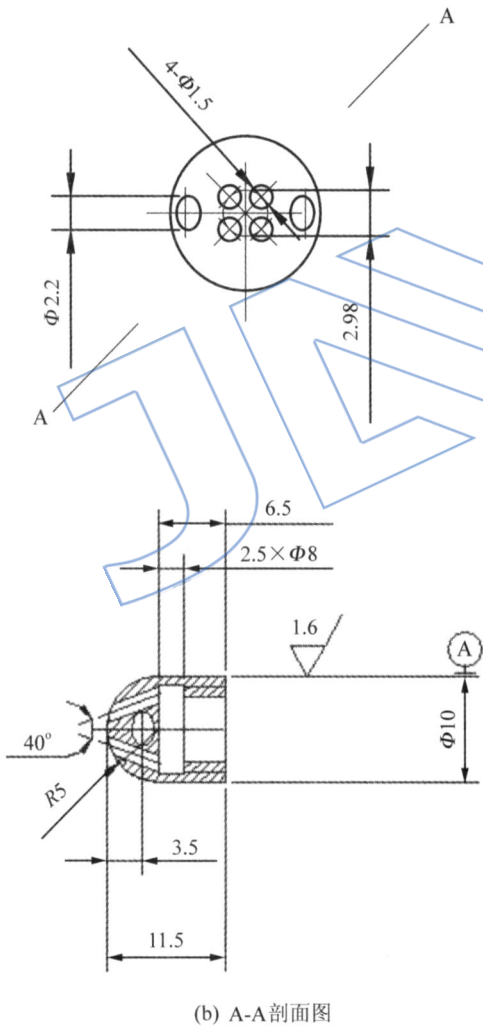


图 7 螺母筒易离心泵最终结构

Fig. 7 Final structure of the nut pump

在表 2 中可见,第 3 次的 G 略大于第 4 次的,其原因是虽然第 3 次和第 4 次计算的结构相同,但第 3 次的底部压强略小于第 4 次的.另外,经过

对流场的仔细分析发现,流道面积较小的离合器外圆处压降较大,所以在第 3 次和第 4 次数值模拟中修改了离合器处的流道结构,降低了离合器外圆处的流动损失.

第 4 次数值模拟的主轴内冷通道流场如图 8 所示,由图 8 可见,主轴内冷通道内的流动呈典型的旋转泵送流场结构,微涡轮盘外缘处流体的流速已接近声速.

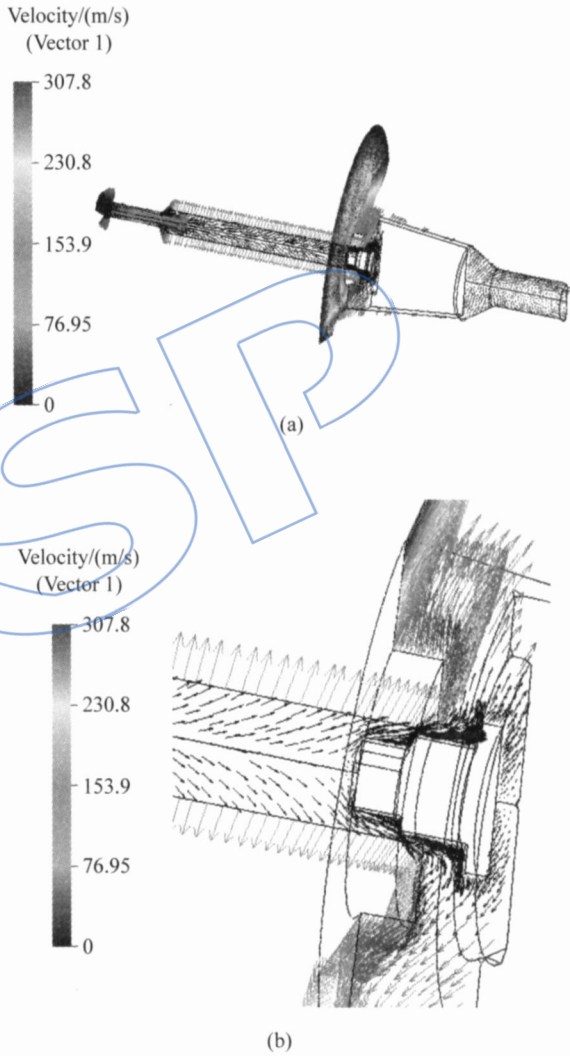


图 8 主轴内冷通道流场

Fig. 8 Flow field inside the main shaft inner cooling channel

数值模拟的主轴内冷通道旋转对称面的温度场等值线图如图 9 所示.由图 9 可见,沿主轴内冷通道,因为热流的流入,冷却空气的温度不断上升;隔热套筒外表面的最高温度为 699 K,位于隔热套筒尾部出口截面处.涡轮盘后侧表面温度场等值线图如图 10 所示,在涡轮盘后侧表面,随着半径的增加,温度不断升高,最高温度 627 K 位于涡轮盘的外缘处.

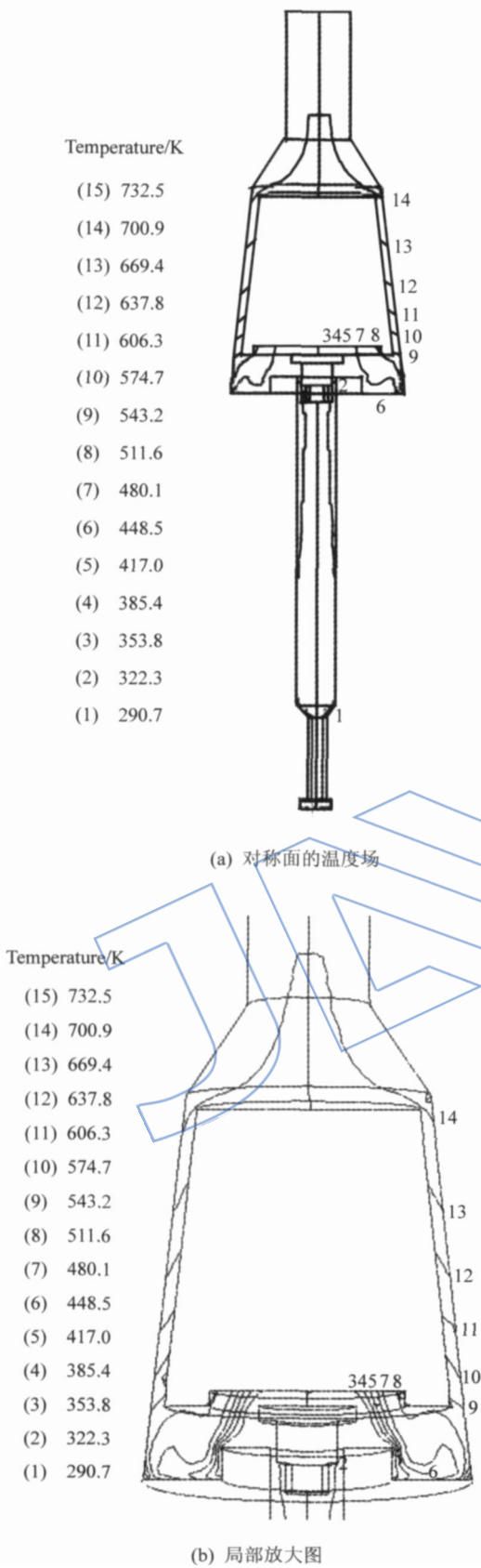


图 9 旋转对称面的温度场及其局部放大图

Fig.9 Temperature contour of the rotational symmetry section and its local magnification

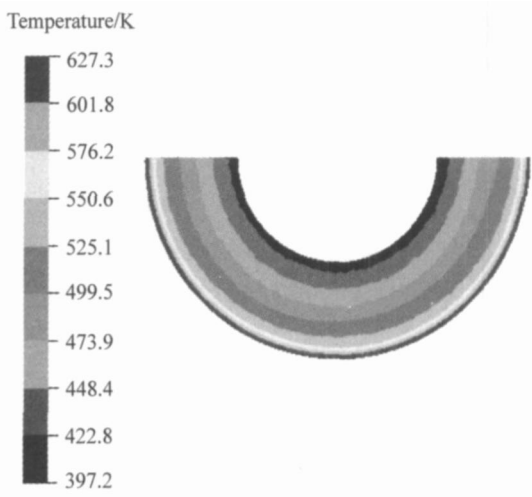


图 10 涡轮盘后侧表面温度场

Fig.10 Temperature contour of the turbo disk rear surface

4 结 论

本文采用数值模拟的方法研究了 100 N 推力的微涡喷发动机 BUAA100 主轴内冷通道内的流场和关键零部件的温度场.通过迭代方法,解决了前螺母筒易离心泵泵吸冷却空气质量流量与主轴内冷通道内流动损失、换热边界条件和出口背压耦合相关的问题,并对创新设计的前螺母筒易离心泵的结构进行了改进优化.另外,数值模拟结果表明,改进优化后的主轴内冷通道创新设计方案是可行的,可以保证涡轮盘等关键零部件的正常工作.

参考文献:

[1] 黄治国,单鹏,王延荣. 微型涡喷发动机结构设计研究[J]. 北京航空航天大学学报,2004, 30(3): 206-209.
HUANG Zhiguo, SHAN Peng, WANG Yanrong. Structural design study of a micro-turbojet engine [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(3): 206-209. (in Chinese)

[2] Lichtsinder M, Levy Y. Steady-state and transient performance of single-spool turbojets using novel MATLAB program [J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2002, 19: 139-156.

[3] Little F K. Internal dynamics manual [M]. Volume II. AD 723824, Columbus, Ohio:North American Rockwell Corporation, 1970.

[4] 杨世铭.传热学[M].2 版.北京:高等教育出版社,1987.
YANG Shiming. Heat transfer [M]. 2nd ed. Beijing: High Education Press, 1987. (in Chinese)

[5] 葛治美. 航空发动机轴承腔热分析[D]. 北京:北京航空航天大学,2004.
GE Zhimei. Thermal analysis of aero-engine in bearing cavity [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004. (in Chinese)