

DOI: 10.7652/xjtuxb201907014

钠冷气门温度场的两相流数值计算方法

刘亮¹, 张力¹, 唐志刚¹, 余德林², 王西北³, 张青³

(1. 重庆大学汽车工程学院, 400044, 重庆; 2. 重庆三爱海陵实业有限公司, 408000, 重庆;
3. 长安汽车股份有限公司, 400023, 重庆)

摘要: 针对钠冷气门温度场计算的问题,提出了基于外部边界条件和中空区域两相流模型的数值计算方法。基于发动机的一个循环周期,把实心气门划分为4个区域,根据每个区域与周围环境的作用确定了第三类边界条件,并利用整体硬度法,经台架试验获得了实心气门的温度场,以此温度场校核了外部边界条件,以此作为钠冷气门的外部边界条件;对于钠冷气门中空区域建立两相流模型,求出了内部第三类边界条件;最后通过结合内外部边界条件,利用ANSYS热分析软件计算钠冷气门温度场。计算结果表明:在气门轴向,仿真温度与实测温度的最大差值为45.5℃,相对误差为7.52%,在气门径向,仿真温度与实测温度的最大差值为37.2℃,相对误差为5.79%,它们的最大误差都不超过8%。进而证明:构造的基于外部边界条件和中空区域两相流模型的气门温度场的计算方法是可行的。

关键词: 钠冷气门;两相流;数值计算;液钠冷却

中图分类号: TK411 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)07-0092-07

A Numerical Method for Calculating the Temperature Field of Sodium-Cooled Valve Based on Two-Phase Flow

LIU Liang¹, ZHANG Li¹, TANG Zhigang¹, YU Delin², WANG Xibei³, ZHANG Qing³

(1. School of Automatic Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China; 2. Chongqing SANAIHAILING Ltd. Co., Chongqing 408000, China; 3. Chongqing Chang'an Automobile Ltd. Co., Chongqing 400023, China)

Abstract: To solve the problem of calculating the temperature field of sodium-cooled valve, a numerical method based on the external boundary conditions and the two-phase flow model in the hollow region was proposed. The solid valve was subdivided into four zones based on an engine cycle. The third boundary condition was determined according to the interaction between each region and its surrounding environment. An overall hardness test was used to obtain the temperature field of solid valves through bench test. The temperature field was used to check the external boundary condition, which was taken as the external boundary condition of the sodium-cooled valve. As to the hollow region of sodium-cooled valve, a two-phase flow model was established to obtain the third internal boundary condition. Finally through internal and external boundary conditions, the temperature field of the sodium-cooled valve was calculated by the ANSYS thermal analysis software. Calculation results show that in the axial direction of the valve, the maximum difference between the simulated temperature and the measured temperature

收稿日期: 2019-02-28。 作者简介: 刘亮(1988—),男,硕士生;张力(通信作者),男,教授。 基金项目: 教育部高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(20130191110001)。

网络出版时间: 2019-04-04

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190403.1518.007.html>

is 45.5°C , and the relative error is 7.52% . In the radial direction of the valve, the maximum difference is 37.2°C , and the relative error is 5.79% . Their maximum error is not more than 8% , which further proves that the calculation method of valve temperature field based on external boundary conditions and two-phase flow model in hollow region is feasible.

Keywords: sodium-cooled valve; two-phase flow; numerical calculation; sodium cooling

传统实心气门以热传导冷却为主,而钠冷气门还能以热对流的形式传递热量。钠冷气门在工作时的开启、闭合类似于振荡,这一效应导致了气门热量的更好分配,振荡的两相流把气门头部的热量带到了气门顶端,能有效降低气门底面温度,不仅有利于改善发动机的抗爆性能,还能提高其燃油经济性和气门的耐久性。钠在 97.5°C 时呈液态,液钠的导热性能好,工程中空心气门多以钠为冷却介质。

对于钠冷气门的研究最有代表性的是斯图加特大学的 Wolfgang 用直接数值仿真(DNS)的方法模拟气门中空区域的两相流,研究发现当液钠填充水平为 $30\%\sim 50\%$ (文中均为体积分数) 时气门的传热效果最好^[1]。该方法不需要建立任何湍流模型,所以能够准确地研究流动传热的机理,但这种方法需要使用超级计算机,成本较高,目前还只能在高校和科研院所开展研究,在工程实践中还不能普遍应用。曹元福等采用 CFD 动网格技术和 VOF 多相流模型,对封闭腔中填充部分冷却介质的振荡传热进行了数值计算^[2]。张一兵等通过建立空心充钠气门内部腔体的 VOF 多相流模型,研究了空心头气门和空心杆气门的传热效果^[3]。Mahfoudh 把实心气门划分为 7 个区域研究了实心气门的温度场^[4], Yong 用 VOF 多相流模型模拟了活塞冷却水槽的流动与传热^[5], Hong-Kil 开发了一种头部和杆部空心的钠冷气门,有效改善了腔体内部热量的传递^[6], Kobayashi 用有限元的方法比较了钠冷气门、空心气门和传统实心气门的传热特性^[7]。Cooper 采用 ALM 方法制造的高性能空心气门比用传统的 OEM 方法制造的气门质量减少了 20% ^[8]。Bush 等在混合振荡冷却活塞和气门的设计数据一文中指出,振荡冷却活塞在 $10\%\sim 90\%$ 的填充率范围内,传热效果只有 10% 左右的变化,而空心气门在填充率大于 60% 时,强化传热效果才会减弱^[9]。Fernando 研究了重型发动机中空心气门里的液钠介质冷却效果^[10]。研究人员从各种角度对气门开展了研究,结果表明空心气门比实心气门更具有优势,然而关于空心气门尤其是钠冷气门温度场计算的文献资料尚未发现。鉴于此,本文对实心气门与钠冷气

门的温度进行了测试,同时计算出了钠冷气门各个区域的边界条件,并最终获得了钠冷气门的模拟温度场。

钠冷气门温度场的模拟计算不仅能为气门结构的合理设计尤其是钠冷气门内腔形状的设计提供参考,而且还能为气门材料的选取提供依据,因此在工程实践中显得尤为重要。

1 气门温度场的测量

为了对实心气门与钠冷气门的温度场进行比较,以更好地理解气门的热传递情况,同时也为了校核下文计算得到的实心气门的外部边界条件和钠冷气门的内部边界条件,利用整体硬度法分别测量了实心气门与钠冷气门的温度场。其原理是利用可淬硬钢经过淬火后,在一定温度范围内硬度随回火温度的升高而降低,回火温度与硬度呈一一对应的关系这一特性^[11-12]。试验选用了硬度与回火温度线性度较好的 5Cr8Si2 材料制作“硬度-温度标准曲线”,然后用同样的材料制作测温气门,经相同的工艺淬火后做特定工况(如表 1 所示)下的发动机台架试验,此工况相当于对气门进行了回火。

图 1 为试验缸头气门布置(1 为 1 号气缸实心气门,1# 为 1 号气缸钠冷气门,其他以此类推),要求同一气缸中安装一对实心气门和钠冷气门,钠冷气门中的液钠(钠在 97.5°C 呈液态)占 50% ,研究所用的发动机为一台 4 缸、1.5 L 涡轮增压发动机,缸径和冲程分别为 76 和 82.6 mm。

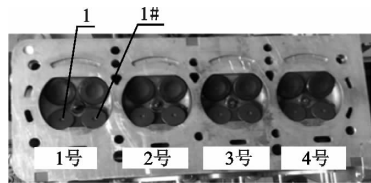


图 1 试验缸头气门布置

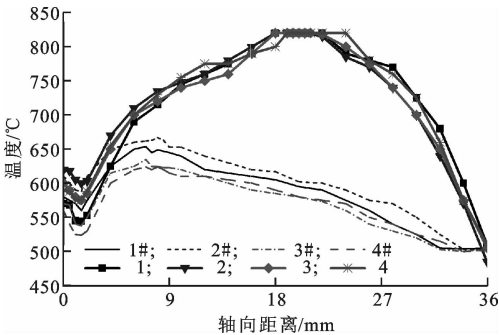
试验中“硬度-温度标准曲线”的制作在回火过程进行。气门硬度的测量是在回火保温 2 h 后进行的,目的是使硬度变化趋于稳定,因此淬火后的气门装配在发动机上进行台架试验时也同样要求发动机至少运行 2 h。因为气门的最高温度通常出现在最

大功率和最大扭矩时,因此试验要分别进行两次循环。气门在工作时,各个部位的工作环境不一样,因此反映出来的硬度也不一样,通过测量气门各个部位的硬度,查找标准曲线对应的温度,就可以得出整个气门的温度分布情况,即气门的温度场。

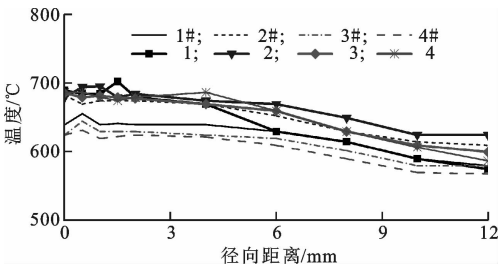
表 1 发动机工况

时间 /min	第 1 次运行 功率/%	第 2 次运行 扭矩/%	备注
5	50	50	加温时期
5	70	70	
5	80	80	
5	90	90	
120	100	100	测量循环
3	90	90	冷却时期
3	80	80	
3	70	70	
3	50	50	

图 2 给出了钠冷气门与实心气门的实测温度。由图 2a 可知:实心气门的最大温度为 820℃,而钠冷气门的最大温度为 667℃,下降了 153℃;同时,最大温度的位置也发生了改变,实心气门最大温度出现在气门座锥面延长线与气门轴线的交点处(第 2 热点),而钠冷气门的最大温度位于气门颈部。另外,在气门座锥面以下和距气门底面 20 mm 以上两者温度都呈下降趋势,这是由于气门座锥面和气门



(a) 气门轴向温度



(b) 气门径向温度

图 2 钠冷气门与实心气门实测温度

导管都是重要的散热通道。从整体上看,钠冷气门明显改变了气门的温度分布,有效降低了气门轴向的温度。

由图 2b 可知:实心气门与钠冷气门的最大温度差值为 67.8℃,无论钠冷气门还是实心气门,气门底面中心处(第 1 热点)的温度最高,随着径向距离的增大,温度呈下降趋势。这是由于离中心越远的位置越靠近气门座锥面,越有利于散热。从整体上看,同一气缸气门座底面在同样的位置钠冷气门的温度比实心气门的低,说明钠冷气门底面的传热效果比实心气门的好。因此,气门温度场的定量分析对于理解气门的热传递情况具有重要意义。

2 实心气门边界条件的确立

根据发动机一个循环周期中排气门相对于缸盖的位置以及与周围环境的热交换情况,把气门分为 4 个区域,每个区域的具体划分如图 3 所示。

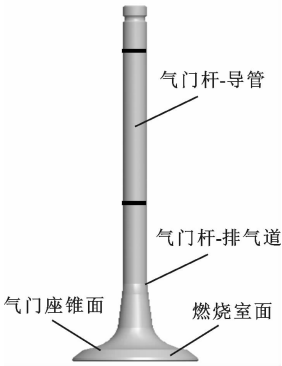


图 3 实心排气门 4 个区域的划分

2.1 边界区域命名

要准确计算气门的温度场,就要合理确定气门的边界条件,本文采用第三类边界条件,即给定边界的周围流体温度和表面传热系数来分析气门的温度场。图 4 所示为排气门闭合时的位置,气门杆-导管、气门杆-排气道、气门座锥面、燃烧室面的边界区域分别命名为 B_1 、 B_2 、 B_3 、 B_4 。

(1)气门杆-导管边界区域 B_1 。当气门开启时,气门顶端伸入气门导管;当气门闭合时,气门顶端在气门导管的外部。本文只考虑无论气门开启还是闭合,气门杆-导管都只在气门导管中的情况。

(2)气门杆-排气道边界区域 B_2 。本文不考虑气门闭合时在气门导管中而气门开启时在排气道中的气门杆部分。当气门闭合时 B_2 只位于排气道,当气门开启时气门杆一部分在排气道,另一部分在燃烧室。



图 4 气门闭合时的边界区域

(3)气门座锥面边界区域 B_3 。当气门闭合时,气门座锥面与气门座圈密封接触,而当气门开启时气门座在燃烧室。

(4)燃烧室面边界区域 B_4 。气门底面即燃烧室面,当气门闭合时,气门底面构成燃烧室的一部分,而当气门开启时气门底面在燃烧室。

2.2 B_1 的边界条件

B_1 的传热可看作多层圆筒壁导热如图 5 所示,即利用串联热阻的概念,建立起气门杆、气门导管与气缸盖的串联导热模型,气门与气门导管之间的油膜热阻以及导管与缸盖的接触热阻忽略不计。同理,当气门闭合时气门座锥面与气门座圈密封接触时, B_3 同样可看作多层圆筒壁的传热,边界表面换热系数的计算方法同文献[13]。

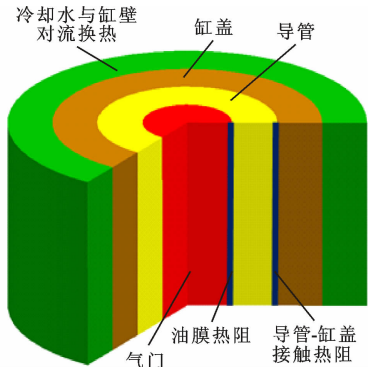


图 5 多层圆筒壁导热示意图

2.3 B_2 的边界条件

当气门闭合时, B_2 处于排气道内,受到排气道高温废气的往复冲刷,可以利用 GT-POWER 软件模拟气门闭合时距气门背面 1 cm 处排气道气体的流速,如图 6 所示。基于气体横掠单管模型计算 B_2 的平均对流换热系数[13]。

2.4 B_4 的边界条件

气门闭合时,气门底面构成燃烧室的一部分,由于此区域的边界条件随发动机的工况瞬时变化,因

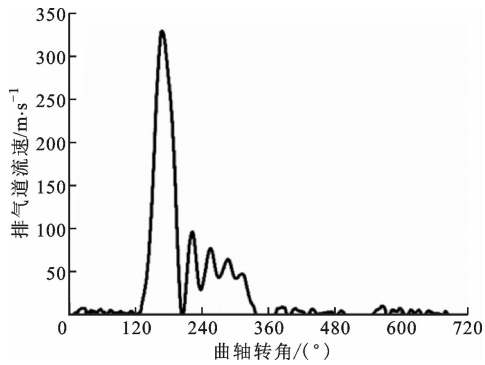


图 6 气门闭合时排气道中气体流速

此很难具体确定,目前比较成熟的方法是利用 Woschni 关联式[14]计算燃烧室壁面的对流换热系数,其传热模型已应用于 GT-POWER 仿真软件。本文根据发动机的具体参数,模拟出 B_4 的瞬时对流换热系数和瞬时气体温度(见图 7、图 8),最后求得燃烧室壁面的平均对流换热系数和平均气体温度[4]。

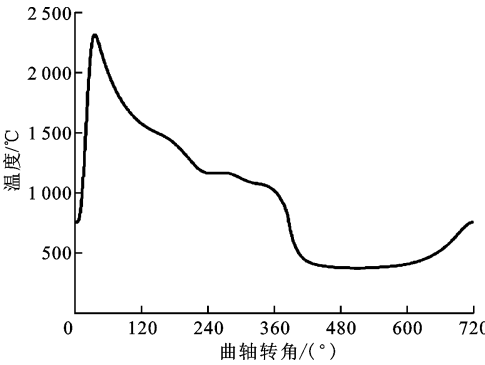


图 7 燃烧室内瞬时气体温度

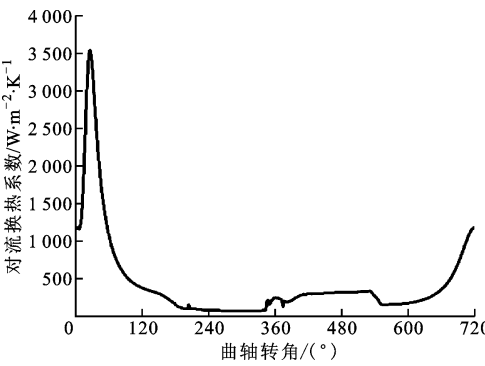


图 8 B_1 的瞬时对流换热系数

2.5 气门开启时 B_2 、 B_3 、 B_4 的边界条件

气门开启时(按气门的最大升程计算)对应发动机的排气工况, B_2 、 B_3 、 B_4 都在燃烧室,高温废气以很高的流速通过排气门和排气道,对于此时的边界条件,利用 FLUENT 数值仿真流固耦合模型进行计算。图 9 所示为发动机内部流场网格及边界,气门与排气的接触区为耦合面。计算模型所取废气平

均流速为 8.5 m/s,废气平均温度为 950℃。通过迭代计算,可求得 B_3 的对流换热系数,而气门开启时 B_1 边界条件的求法同上。

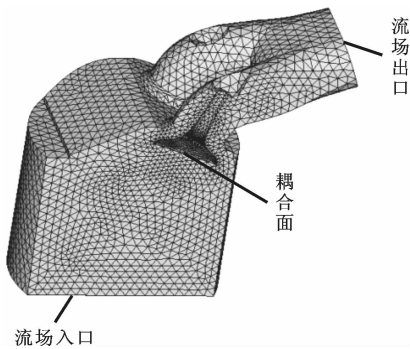


图 9 发动机内部流场网格及边界示意图

综上,根据发动机一个循环周期,计算出气门每个区域边界的平均值(平均对流换热系数和平均气体温度)如表 2 所示。由于气门与外界环境的热交换情况较复杂,因此要根据气门实测的温度场不断修正边界条件。通过有限元热分析计算,仿真温度与实测温度如图 10 所示。整体上看,修正后的边界条件能较好地模拟排气门与外界环境的热交换情况。

表 2 气门各区域边界条件的平均值

区域	对流换热系数/ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	气体温度/K
B_1	10 287	343
B_2	200	1 045
B_3	1 425	500
B_4	484	1 223

3 振荡两相流数值模型的建立

由于同一缸内钠冷气门和实心气门的外界周围环境一样,并且较高的排气温度以及复杂的流态是影响燃烧废气与气门间热交换的主要因素(通过估算温差较大的气门杆部的表面换热系数,表明气门表面温度对表面换热系数影响不明显)。因此,可用实心气门的外部边界条件近似作为钠冷气门的外部边界条件。现在还需要确立钠冷气门的内部边界条件。钠冷气门的空心区域是一个封闭空间内两相流振荡流动与传热的问题,本文建立了 VOF 多相流模型。VOF 多相流模型是在固定的 Euler 网格上的多相界面追踪技术,各相流体共用一个方程组^[1],在每个计算单元内,所有相的体积分数之和为 1,流体属性由每个分相的体积分数和属性决定,单元中的流体物性均按下式计算,如密度

$$\rho = f\rho_1 + (1 - f)\rho_g$$

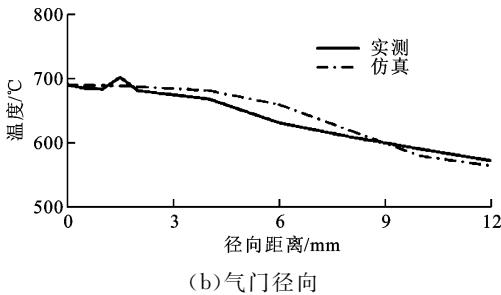
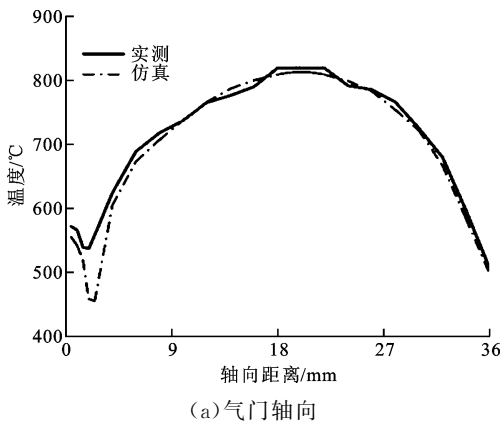


图 10 实心气门仿真温度与实测温度

式中: f 为液相的体积分数; ρ_l 为液相的密度; ρ_g 为气相的密度。钠冷气门空心区域填充钠和空气,液钠填充率为 50%,钠在气门内腔中工作时呈液态,为保证空气介质的连续性,采用 3 kPa 下的空气和钠,其物性参数如表 3 所示。采用 SST $k-\omega$ 湍流模型可以有效模拟出气液两相的瞬态分布情况和动态变化规律,与实际情况更为接近。该模型兼具 $k-\omega$ 模型和 $k-\epsilon$ 模型的优势,在近壁面处使用 $k-\omega$ 模型,而在边界层外使用模型 $k-\epsilon$,采用 $k-\epsilon$ 模型求解湍流对流换热问题时,控制方程包括连续性方程、动量方程、能量方程及 k, ϵ 方程, $k-\epsilon$ 模型可参考文献[15]。压力速度耦合选用 PISO 算法,动量方程和能量方程均采用二阶迎风格式。

表 3 钠和空气的物性参数

参数	数值	
	钠	空气
密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	927	0.946
黏度/ $\text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$	7.05×10^{-4}	2.18×10^{-6}
比热容/ $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	1 384	1 009
导热系数/ $\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	87.8	0.032 1

钠冷气门的圆柱腔体的流场网格模型如图 11 所示,其侧面和底面均是非滑移壁面边界条件,腔体下壁面温度设置为 1 073 K,而上壁面温度设置为 523 K,腔体侧面近似简化为绝热壁面。利用 FLU-

ENT 软件提供的动网格技术,假设气门保持不动,液钠和空气作相对运动,根据凸轮型线的轨迹利用 UDF 编程,把凸轮的转速转化为气门的往复运动速度函数,以此实现气门的往复振动如图 12 所示。为了保证计算的准确性和效率,模型的边界层网格加密而远离壁面的网格稀疏处理。近壁面区域网格尺寸设置为 0.01 mm,而远离壁面的区域设置为 0.2 mm。通过计算可求得钠冷气门内部边界的对流换热系数约为 $2\,850\text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,腔体流体温度取 370 K。

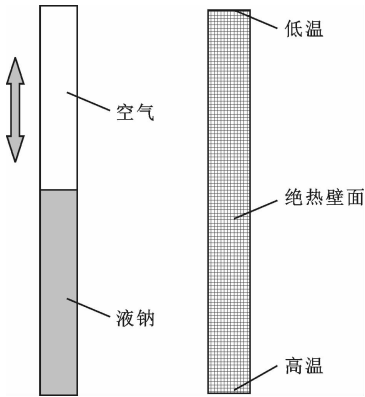


图 11 钠冷气门圆柱腔体的流场网格模型

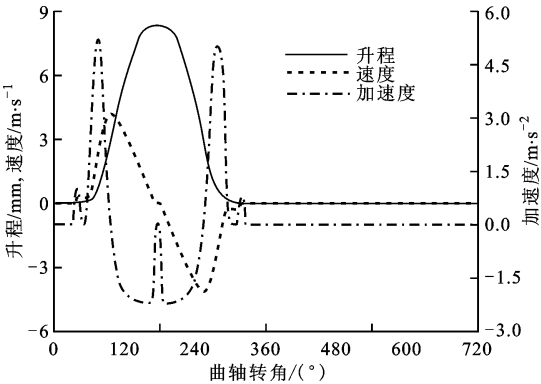
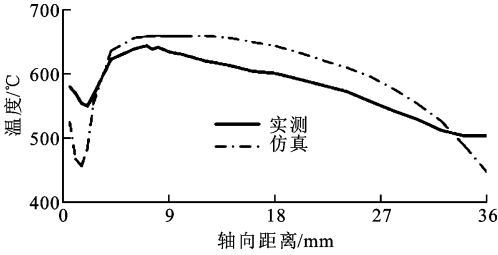


图 12 排气门运动曲线

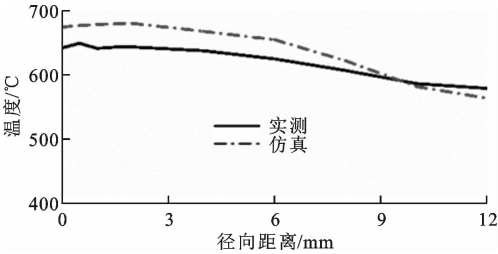
4 结果与讨论

通过耦合钠冷气门外部边界条件和内部边界条件计算气门温度场。为了确保计算结果的准确性,对仿真模拟的网格模型进行网格无关性验证,经仿真计算对比,其温度计算结果误差小于 6%,计算结果可靠。如图 13 所示,在气门轴向距离气门底面 16 mm 处,仿真温度与实测温度的最大差值为 45.5 °C,相对误差为 7.52%,在气门径向距离气门底面中心 1 mm 处,仿真温度与实测温度的最大差值为 37.2 °C,相对误差为 5.79%,它们的最大误差都不超过 8%。为缩小仿真温度与实测温度的差距,可

以通过再次修正钠冷气门的内部边界条件,使仿真温度与真实温度的误差减小。



(a) 气门轴向



(b) 气门径向

图 13 钠冷气门仿真温度与实测温度

图 14 记录了一个发动机循环周期内钠冷气门内部中间截面的液钠相体积分数的变化情况,图中浅灰色表示液钠相的体积分数较大,深灰色表示空气相的体积分数较大。 $0^{\circ} \sim 180^{\circ}$ 曲轴转角范围内气门逐渐开启并向下运动,液钠相体积分数分布发生变化,前后拓扑结构差异明显,中空区域顶部(虚线框),液钠相体积分数增加,有一定程度的堆积现象,而中空区域底部(实线框),液钠相堆积现象减弱,并被延展。这主要是由于气门向下运动,液钠保持惯性的结果,在此过程中,由于内部作用力,使得液钠

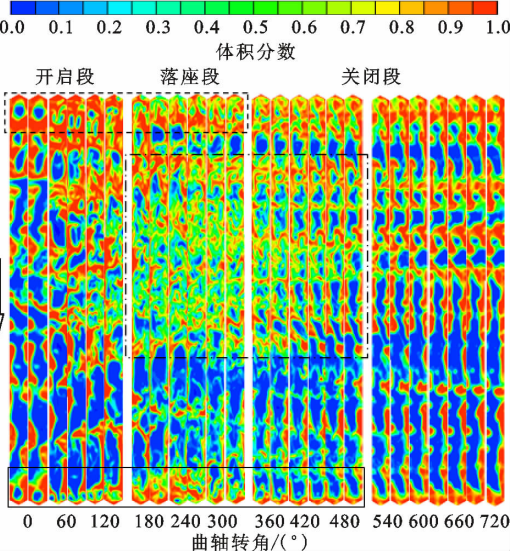


图 14 液钠相体积分数的变化

获得向下运动的动能。 $180^{\circ}\sim 360^{\circ}$ 曲轴转角范围内气门开始落座,气门向上运动,由于开启段液钠获得向下运动的动能,落座段液钠相保持惯性,继续向下运动,因此在中空区域顶部(虚线框)析出一个低液钠体积分数区域,在中空底部(实线框)出现液钠聚集;由于落座过程内部作用力方向发生改变,与液钠的惯性运动方向相反,使得液钠相流型变化剧烈,具有较为明显的湍流特性(点画线框),此过程使得上部温度较低的液钠进入到高温区域吸收热量,该过程同时也使得液钠获得向上运动的动能。 $360^{\circ}\sim 720^{\circ}$ 曲轴转角范围内气门处于关闭状态,初始时在一定转角范围内,由于惯性,液钠相会继续向上运动一段时间,因此中空区域底部(实线框)的液钠相体积分数相比落座段有所减少;随后的曲轴转角范围,在表面张力以及与边界间的黏性剪切力等阻力的作用下,液钠相明显的运动特性逐渐消失并趋于稳定;同时,由于重力作用,液钠相有向下回落的趋势,因此 $540^{\circ}\sim 720^{\circ}$ 曲轴转角范围内中空区域底部可观察到液钠相重新聚集的现象。气门的往复运动使得液钠相上下振荡,液钠的流动将热量不断从热端带到冷端,从而强化了传热。

图15所示为不同时刻钠冷气门中空区域边界处的热流密度分布情况。 0° 曲轴转角时刻,由于液钠导热系数大,同时经历了上个周期相对较长的气门关闭期,各位置处液钠与中空区域壁面的温度梯度较小,因此热交换较弱,热流密度较小。 180° 曲轴转角时刻,由于液钠获得向下运动的动能,上部温度相对较低的液钠向下运动与温度较高的壁面接触,吸收热量并降低气门温度,因此整体上表现为正热流密度,最大热流密度接近 2 MW/m^2 ,吸收热量的主要区域为气门导管内部中前端区域以及实心气门出现最高温度的气门杆位置处,使得气门杆部的温度得以降低。

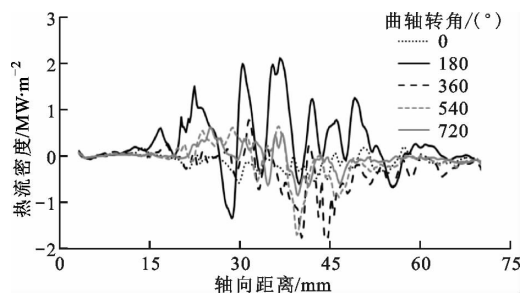


图15 钠冷气门中空区域热流密度分布

360° 曲轴转角和 540° 曲轴转角时刻,吸收热量的趋势减弱,虽然此时气门已经关闭,由于落座阶段

液钠相获得向上运动的动能,在惯性的作用下,落座后液钠相会继续向上运动一定相位,使得温度较高的液钠相得以进入温度较低的气门导管区域进行放热,因此在气门导管区域出现了较大的负热流密度,而这些由液钠释放的热量,经气门和气门导管,并最终由冷却水套将热量带走,实现热量的转移。 720° 曲轴转角时刻,由于大部分热量得以释放,温度梯度减小,热交换逐渐减弱,因此各位置处热流密度较小。由此可见,利用气门的往复运动,带动液钠上下振荡,可以有效实现热量的传递。

综上所述,虽然模型有待改善,但通过耦合实心气门外部边界条件以及建立空心区域两相流模型计算钠冷气门温度场的方法是行之有效的,这为钠冷气门温度场的定量分析以及气门结构的合理设计提供了依据。

5 结 论

(1)采用整体硬度法测试了钠冷气门和实心气门的温度场,结果表明钠冷气门的轴向最大温度比实心气门低了 153°C ,钠冷气门的整体温度低于实心气门,同时最大温度由第2热点的位置过渡到了气门颈部,说明钠冷气门的传热效果比实心气门好。

(2)根据气门运动时在缸盖中所处的位置,把气门分为4个区域,确定了每个区域的边界条件,将其应用到ANSYS热分析中并根据气门实测温度校核了边界条件,气门仿真温度与实测温度的误差较小。

(3)建立中空区域的两相流模型来计算钠冷气门内部的边界条件,并耦合气门外部的边界条件,该方法能较为准确地计算钠冷气门温度场,与实测温度场的误差不超过8%,进而验证了该研究方法的可行性。

参考文献:

- [1] SANDER W, WEIGAND B. Shaker-based heat and mass transfer in liquid metal cooled engine valves [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009, 52(11/12): 2552-2564.
- [2] 曹元福, 张卫正, 杨振宇, 等. 封闭空腔中多相流振荡传热特性的数值模拟 [J]. 化工学报, 2013, 64(3): 891-896.
- CAO Yuanfu, ZHANG Weizheng, YANG Zhenyu, et al. Numerical simulation of oscillating heat transfer characteristics in cavity partly filled with cooling liquid [J]. CIESC Journal, 2013, 64(3): 891-896.

(下转第176页)