

# 电动式 EGR 阀流固耦合共轭传热研究

付磊<sup>1,2</sup>, 李良<sup>1</sup>, 罗云蓉<sup>1,2</sup>, 唐克伦<sup>1,2</sup>, 李泽平<sup>3</sup>, 赵贻富<sup>3</sup>

(1. 四川理工学院机械工程学院, 四川 自贡 643000; 2. 过程装备与控制工程四川省高校重点实验室, 四川 自贡 643000;  
3. 宜宾天瑞达汽车零部件有限公司, 四川 宜宾 644600)

**摘要:**通过 CFD 数值模拟的方法对型号为 TE601 的 EGR 阀进行了流固耦合传热的数值模拟。模拟过程使用 EGR 阀门最大开度进行分析,得到了有无冷却水两种情况下阀体和阀杆的温度场。针对两种情况下的结果进行分析对比,提出了冷却水道的设计方案,为进一步分析计算阀体和阀杆的热应力和热变形提供了理论依据。

**关键词:**EGR 阀;数值模拟;流固耦合传热;耦合系统;温度场

**中图分类号:**TK402

**文献标志码:**A

## 引言

EGR 阀(Exhaust Gas Recirculation,即废气再循环系统)是一种安装在汽、柴油机上用来控制反馈到进气系统的废气再循环量的机电一体化产品。EGR 阀将一部分废气引到吸入的新鲜空气(或混合气),返回气缸内部进行再循环参与燃烧的一种装置,其作用是用来减少废气中的氧化氮(NO<sub>x</sub>)的排放量。研究表明在发动机工作过程中,利用 EGR 阀适时、适量地将部分废气再次引入气缸内,因废气中的主要成份 CO<sub>2</sub> 比热容比较大,所以废气可将燃烧产生的部分热量吸收并带出气缸,并对混合气有一定的稀释作用,因此降低了发动机燃烧的最高温度和氧含量,从而减少了 NO<sub>x</sub> 化合物的生成量。因此,EGR 阀是废气再循环系统中非常重要的装置。

EGR 阀主要分成机械式、电动式两大类。EGR 阀与排气歧管连接,发动机尾气排放的排气歧管出口温度高达 700 ℃,这样导致 EGR 阀工作环境恶劣,阀体温度高。由于,EGR 系统的传动、控制系统等其它组件与 EGR 阀体装配在一起,其相关组件都具有一定的工作温度要

求,因此,如果设计前不进行温度场的分析,在阀体安装组件部位处的温度不清楚,易造成 EGR 系统设计及选材方面的错误,从而达不到产品预期设计的目的和使用寿命。所以,本文针对此类问题,以型号为 TE601 的直流电机型 EGR 阀为研究对象,采用 Hypermesh 软件以及 ANSYS workbench 软件中 fluent 模块对 EGR 阀阀体、阀杆、高温气体以及冷却水组成的耦合系统进行流固耦合传热分析,为了能够实现热量在流体和固体之间传递,对其交界面进行了耦合处理,使得耦合系统中固体域以及流体域的温度场在单一计算模型中得以实现,计算结果较好地描述了阀体内部的流动和传热情况<sup>[1-3]</sup>。同时,分别计算了有无冷却水两种情况下阀体和阀杆的温度场,并对计算结果进行对比分析,提出了改进阀体设计的方案,为进一步完善 EGR 阀设计、提高 EGR 阀工作性能提供了理论依据。

## 1 理论模型

EGR 阀流固耦合共轭传热的理论模型包括冷却水和高温气体的流动与传热控制、冷却水以及高温气体与

收稿日期:2015-03-30

基金项目:过程装备与控制工程四川省高校重点实验室基金项目(GKYJ2011101;GK200907;GK201205;GK201403);材料腐蚀与防腐四川省重点实验室基金项目(2012CL10);四川省教育厅项目(13ZA0129)

作者简介:付磊(1977-),男,贵州六盘水人,讲师,主要从事计算流体力学及 CAE 技术方面的研究,(E-mail) kunmingfulei@126.com

阀体复杂接触面的耦合传热控制方程、固体域传热控制方程。

### 1.1 流体流动的控制方程

将冷却水以及高温气体在 EGR 阀内的流动视为三维稳态黏性不可压缩流体的湍流流动,湍流模型采用标准  $k-\varepsilon$  模型,近壁区域采用标准壁面函数<sup>[4-5]</sup>。

质量守恒方程(连续性方程),不可压缩流动,  $\rho$  为常数,则有:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程(运动方程):

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u U) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial P}{\partial x} + S_u \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v U) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial P}{\partial y} + S_v \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w U) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial P}{\partial z} + S_w \quad (4)$$

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho U T) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{C_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (5)$$

湍能能量方程:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

湍能耗散率方程:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - G_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

式中,  $u, v, w$  分别为流体在  $x, y, z$  三个方向的速度分量,下标  $i, j, k = 1, 2, 3$ ;  $U$  为速度矢量;  $\rho$  为流体密度;  $\mu$  为流体的动力粘度;  $t$  为时间变量;  $\lambda$  为流体的导热系数;  $P$  为流体压力;  $T$  为流体温度;  $S_u, S_v, S_w$  为三个动量守恒方程的广义源项;  $C_p$  为流体比热容;  $S_T$  为粘性耗散项;  $k$  为湍流动能;  $\varepsilon$  为湍流动能耗散率。其中,  $G_k$  为由于平均速度梯度引起的湍动能  $k$  的产生项,  $\mu_t$  为湍流粘度,即:

$$G_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

其中,  $\mu_t, \mu_j$  为湍流的脉动速度,  $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$  为经验常数,在 FLUENT 中,标准  $k-\varepsilon$  模型里,通常作为默认值常数,取值分别为:  $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09$ , 湍动能  $k$  与湍流动能耗散率  $\varepsilon$  的湍流普朗特数分别为  $\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$ 。

## 1.2 流固耦合传热分析以及传热控制方程

### 1.2.1 流固耦合传热分析

EGR 系统中的热传递包括流体与固体之间的耦合传热(冷却水与上阀体、高温气体与下阀体,高温气体与阀杆)、固体与固体之间的耦合传热(阀杆与阀体)以及阀体与空气的对流换热,热边界条件无法预先给定。对于某些流体与固体之间的对流换热问题,热边界条件无法预先给定,而是受到流体与壁面之间相互作用的制约。对于这类热边界条件是由热量交换过程动态地加以决定而不能预先规定的问题,称为共轭传热系统(或称耦合传热系统)<sup>[6-8]</sup>。因此,ERG 阀在进行温度场分析时要同时考虑热传导、热对流两种传热方式。

### 1.2.2 固体域热传导的理论模型

FLUENT 在计算固体域热传递时使用的能量方程形式:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i h)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right] + q'''$$

式中:  $\rho$  为密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $h$  为显焓,  $\text{kJ}$ ;  $k$  为传导系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;  $T$  为温度,  $\text{K}$ ;  $q'''$  为体积热源。

### 1.2.3 流固耦合共轭传热的边界条件

EGR 阀流固耦合共轭传热形式主要包括热对流、热传导两类,边界条件控制方程<sup>[9-10]</sup>:

$$q_w \Big|_{\text{solid}} = q_w \Big|_{\text{fluid}} \\ - \lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) \Big|_{\text{solid}} = h(T_w - T_f) \Big|_{\text{fluid}}$$

式中:  $q_w$  为流体与固体交界面热流密度,  $\text{J}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ ;  $n$  为固体域壁面外法线;  $\lambda$  为固体域导热系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ;  $h$  为对流换热的传热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ; 下标  $w$  表示固体壁面; 下标  $f$  表示流体壁面;  $T_w$  为固体与流体交界面处固体温度,  $\text{K}$ ;  $T_f$  为流体与固体交界面处流体的温度,  $\text{K}$ 。

## 2 计算模型和边界条件

### 2.1 直流电机型 EGR 阀的结构原理以及工况

直流电机驱动 EGR 阀控制系统和其它 EGR 系统相比,它取消了电磁阀元件和真空度,运用直流电机直接驱动 EGR 阀的工作形式。直流电机驱动 EGR 阀控制系统在工作中指令传到直流电机芯片上,直流电机芯片通过接受到的指令随时改变电机电压,进而改变 EGR 阀开启程度,改变 EGR 率大小,提高内燃机的燃烧标准。EGR 阀作为 EGR 闭环系统中的一个部件,设计有冷却水道的 EGR 系统(图 1)。EGR 阀的机械结构部分主要包括阀体、阀杆、阀座、锥阀,机械部分的二

维剖面图如图 2 所示,各组成部分的物性参数以及计算工况见表 1。



图 1 EGR 系统总成实物图

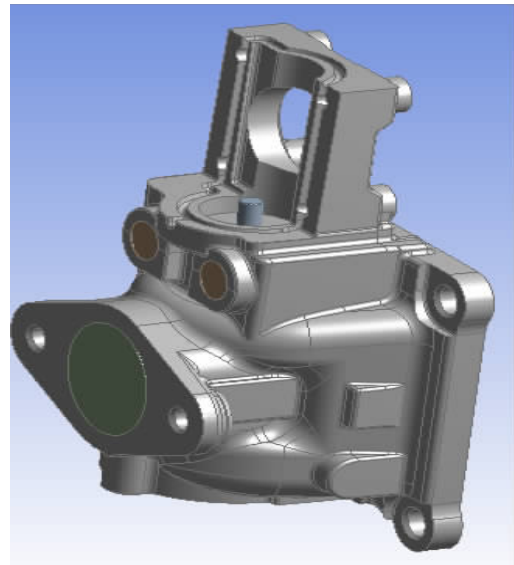


图 3 EGR 阀耦合传热系统三维模型

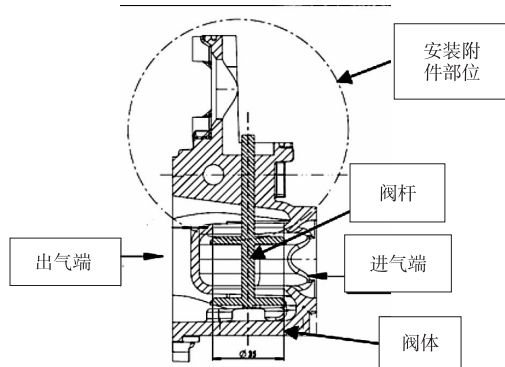


图 2 EGR 系统机械部分二维剖面图

表 1 EGR 阀物性参数(工作温度 700℃)

结构名称	材料名称	密度/ (kg/m <sup>3</sup> )	定压比热容/ (J/(kg·K))	导热系数/ (W/(m·K))
阀体	QT400-15 球墨铸铁	7x10 <sup>3</sup>	440	42
阀杆	0Cr18Ni9	7.9x10 <sup>3</sup>	460	17
纯水(90℃)	水	0.9654x10 <sup>3</sup>	4200	0.683
空气(700℃)	气体	0.362x10 <sup>3</sup>	1102	0.067

## 2.2 有限元分析模型

EGR 阀耦合传热系的建模采用 Pro/ENGINEER 建立,由于阀体结构相对复杂,在保证相关物理量准确的前提下,对模型的部分过渡圆角、倒角以及小尺寸的结构特征进行简化处理,建立的三维实体模型,如图 3 所示。利用 Hypermesh 软件采用了四面体的非结构性格对 EGR 阀耦合系统的三维模型进行网格划分,并对计算模型边界进行命名。整个有限元模型共有节点 Node 763 876 个,单元 Element 448 212 个,有限元模型图如图 4 所示。利用 ANSYS FLUENT13.0 对有限元模型进行求解计算。

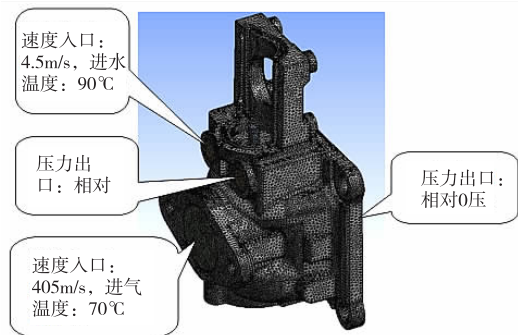


图 4 EGR 阀耦合传热系统有限元模型

## 2.3 流动边界条件及流体计算设置

一般情况下,EGR 阀的工作状况比较恶劣,通过其内部的高温气体温度在 700℃左右,进气压差在 30 kPa ~ 40 kPa(表压)之间。本文选取典型工况进行仿真分析,研究阀门最大升程时的情况。

在 Fluent 软件中设置如下:(1)边界条件设置为压力出口和速度入口,假设流体速度在入口处均匀分布,不考虑流体介质重力,冷却水道入口处流体介质速度设置为 4.5 m/s,温度为 90℃,流体介质为纯水,高温气体入口速度 405 m/s,温度为 700℃,流体介质为空气,边界条件具体设置见图 4;(2)湍流模型选择标准的  $\kappa - \epsilon$  模型和壁面函数选择标准壁面函数(Standard Wall Functions),流体介质均视为不可压缩流,将湍流强度(Turbulent Intensity)百分比和水力直径(Hydraulic Diameter)作为湍流的计算方法;(3)求解控制设置,选用压力基、单精度求解器(Pressure Based Solver),求解算法采用 3D(三维空间)、Steady(定常流动)、Implicit(隐式算法)、Absolute Velocity Formulation(绝对速度),模型中因涉及

传热计算,故打开能量方程(Energy Equation);(4)求解精度控制,各物理量采用一阶迎风格式的收敛标准,保持 FLUENT 软件默认松弛因子不变,在压力与速度的耦合(Pressure - Velocity Coupling)算法中选用 SIMPLE 算法,这样设置确保求解结果收敛的稳定性<sup>[11-12]</sup>。

#### 2.4 传热边界条件

对于 EGR 阀共轭传热系统热边界的设置,应特别注意耦合传热边界的设置,其中,冷却水、高温气体与阀体,高温气体与阀杆都属于流固耦合共轭传热面。Fluent 可以计算模拟共轭传热问题。因为在导入装配体的时候,对于传热面(即 EGR 阀内腔壁面与流体外表面)是两个重合的壁面(Wall),需要将其边界条件(Boundary Condition)由壁面(Wall)改为交界面(Interface),并在交界面菜单选项中的网格交界面(Mesh Interface)选项中将两接触面设置为耦合面(Couple Wall),共轭传热固体域(EGR 阀体)材料为球墨铸铁(QT400-15);这样就生成了一个壁面以及这个面的“影子”面(Shadow Wall),热量的固耦合传递就通过这个耦合面实现(即热量从高温气体通过阀体内壁面对流传热传递给阀体(固体域);经过阀体的热传导,同时阀体上的热量通过阀体冷却水道内壁面的对流换热传给冷却水道内的冷流体,通过如此的循环热交换实现了对阀体的冷却)。阀体外壁面与外界环境的热交换采用第三类热边界条件(对流换热),外界环境温度设置为 70 °C,由于属于强制对流,对流换热系数设置为 100 W/(m<sup>2</sup>·K)。能量计算残差设置为 10<sup>-6</sup>数量级,质量、流速等其他物理量计算残差控制为 10<sup>-4</sup>数量级。为了提高计算效益,在本次计算过程中开 4 核心进行并行计算。计算过程中为了获得满意结果,应监视残差变化直至收敛。

### 3 仿真结果对比与分析

#### 3.1 有冷却水时系统整体温度场

图 5 为系统整体剖面的温度分布云图,同时反映了阀体、高温气体、阀杆的温度分布情况。从图中可见,阀体温度变化较为剧烈,高温气体流道上、下壁面温度较高,最高可以达到 472.8 °C,结合高温气体速度矢量图 6 可知,这一区域高温气体流速较高,热交换充分,因此,这一区域阀体温度高。

#### 3.2 有冷却水时阀体温度场

计算得到的阀体的温度场分布如图 7 所示,从图 7 阀体温度分布图可以看出,在阀体安装其他附件部位处,温度在 50.4 ~ 107.3 °C 范围内,此温度范围完全符

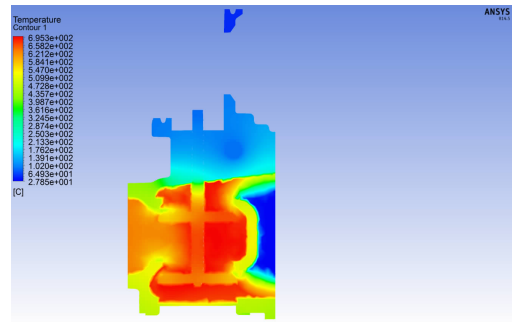


图 5 阀体截面温度分布

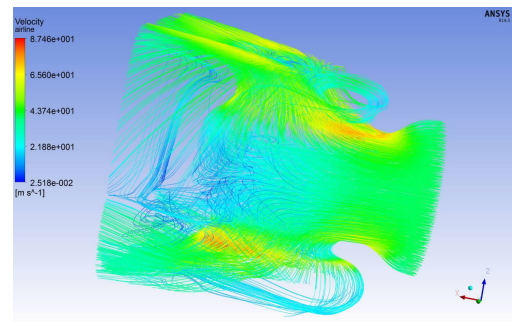


图 6 高温气体速度矢量图

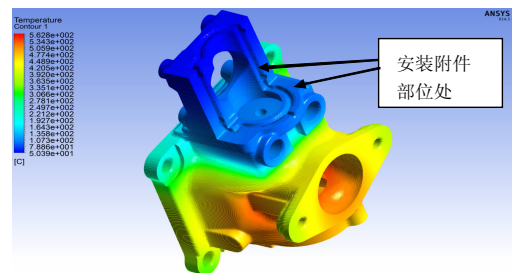


图 7 阀体温度分布

合相关组件选材以及设计的温度要求。

#### 3.3 有冷却水时阀杆温度场

计算得到的阀杆的温度场分布如图 8 所示,从图 8 阀杆温度分布图可知,在阀杆与密封装置接触处阀杆的温度为 120.4 ~ 155.5 °C,密封装置材料最高耐温为 180 °C,此温度范围完全符合密封组件选材以及设计的温度要求。

#### 3.4 有无冷却水情况的温度场对比

图 9 与图 10 分别表示有冷却水冷却时阀体、阀杆的温度分布,图 11 与图 12 则分别表示无冷却水冷却时阀体、阀杆的温度分布。从图 9 与图 11 结果对比可以直观看出,有冷却水时阀体的最低温度为 50.4 °C,而无冷却水是阀体的最低温度为 101.6 °C。特别是在阀体安装其他附件部位处,有冷却水冷却时最高温度为 107.3 °C,而无冷却水时最高温度达到 360 °C,这一区域

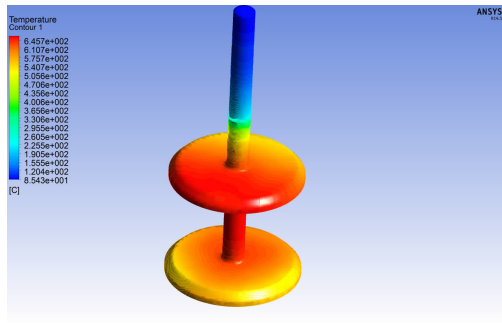


图 8 阀杆温度分布

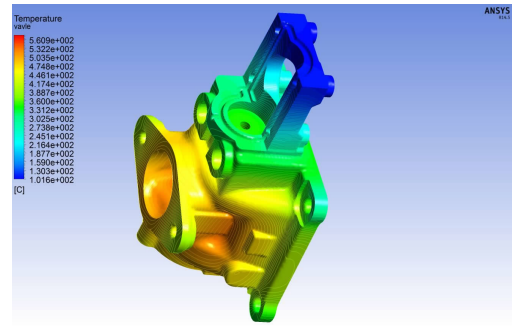


图 11 无冷却水时阀体温度分布

的温度基本在 207.8 ~ 360 °C 范围内,此温度范围远远超出相关组件的耐温性能要求。现将图 10 与图 12 的结果进行对比,从图 10 可以看出有冷却水时,在密封装置接触处阀杆的温度变化范围为 120.4 ~ 155.5 °C 之间,而无冷却水时,这一区域阀杆的温度在 359.5 ~ 408.2 °C 范围内,这一温度已远超出密封组件的工作温度要求。具体结果对比见表 2。

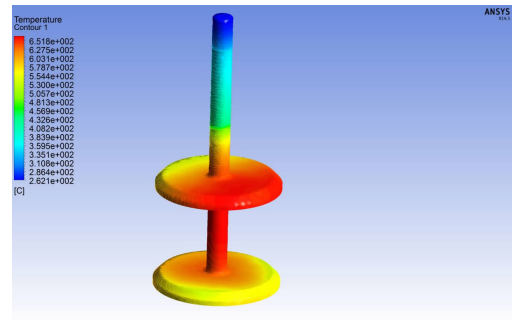


图 12 无冷却水时阀杆温度分布

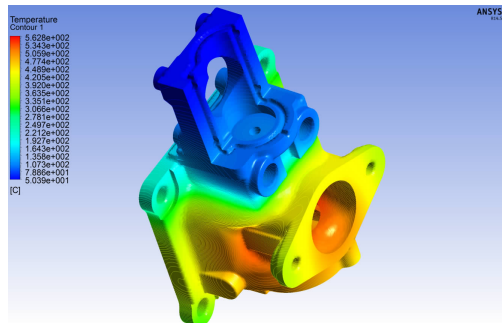


图 9 有冷却水时阀体温度分布

件位置处设计直径为 10 mm 的环形冷却水道,冷却水道结构如图 1 所示。经上述仿真结果对比,增加冷却水道后阀体冷却效果比较理想,到达 EGR 系统各组件的设计工作温度要求。若想进一步提高冷却效果可以在冷却水道进、口端增加冷却器。

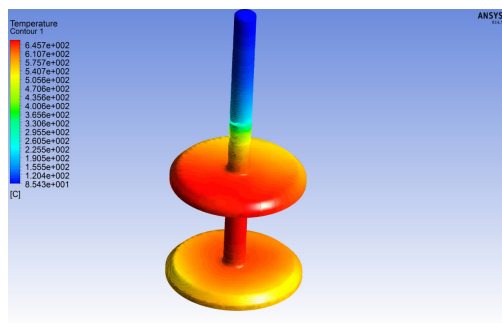


图 10 有冷却水时阀杆温度分布

#### 4 结 论

(1) 经仿真计算得到阀体温度场分布规律,在阀体安装其他附件部位处温度范围完全符合相关组件选材以及设计要求。

(2) 经仿真计算得到阀杆的温度分布规律,在阀杆与密封装置接触处,阀杆的温度范围完全符合密封组件选材以及设计的温度要求。

(3) 同时模拟有无冷却水时阀体、阀杆的温度场,并将两种情况下的仿真结果进行对比分析,基于对比分析的结果,提出了对原 EGR 阀设计方案增加冷却水道的改进措施,并设计了冷却水道。

(4) 为进一步分析计算阀体和阀杆的热应力和热变形提供理论依据。

表 2 有无冷却水时阀体、阀杆温度结果对比

计算方法	阀体安装附件部位处温度/°C	阀杆与密封装置接触处/°C
有冷却水	50.4 ~ 107.3	120.4 ~ 155.5
无冷却水	207.8 ~ 360	359.5 ~ 408.2

#### 3.5 改进措施

综合考虑各安装附件以及密封组件耐温性能要求,改进原 EGR 阀设计方案,在阀体安装附件以及密封组

#### 参 考 文 献:

[1] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版社,1988.

- [2] 曾涛,刘少北,柳忠彬,等.方形气固流化床中局部颗粒速度实验研究[J].四川理工学院学报:自然科学版,2013,26(6):46-50.
- [3] 李元祥,陈俊冬,张明星,等.离心除尘风机收尘过程数值模拟分析与预测[J].四川理工学院学报:自然科学版,2013,26(1):28-32.
- [4] 王虎,桂长林.内燃机缸体冷却液流固耦合模型的共轭传热研究[J].汽车工程,2008,30(4):317-321.
- [5] 武亚娇.轿车发动机冷却水套稳态流动传热仿真研究[D].杭州:浙江大学,2010.
- [6] 骆清国,刘红彬,龚正波,等.柴油机气缸盖流固耦合传热分析研究[J].兵工学报,2008,29(7):769-773.
- [7] 李斌.基于流固耦合的发动机冷却水套-缸体传热研究[D].长沙:湖南大学,2012.
- [8] 李婷,俞小莉,李迎,等.基于有限元法的活塞-缸套-冷却水系统固流耦合传热研究[J].内燃机工程,2006,27(5):41-45.
- [9] 刘巽俊,陈群,李骏,等.车用柴油机冷却系统的 CFD 分析[J].内燃机学报,2003,21(2):125-129.
- [10] 俞小莉,武亚娇,黄瑞,等.轿车发动机冷却水套流动与传热 CFD 计算分析[J].车用发动机,2010(3):50-55.
- [11] 付磊,付丽娅,唐克伦,等.基于 FLUENT 的管壳式换热器壳程流场数值模拟研究[J].四川理工学院学报:自然科学版,2012,25(3):17-21.
- [12] 付磊,曾燚林,唐克伦,等.管壳式换热器壳程流体流动与传热数值模拟[J].压力容器,2012,29(5):36-41.

## Study on the Fluid-Solid Coupled Conjugate Heat Transfer of the Electric EGR Valve

FU Lei<sup>1,2</sup>, LI Liang<sup>1</sup>, LUO Yunrong<sup>1,2</sup>, TANG Kelun<sup>1,2</sup>, LI Zeping<sup>3</sup>, ZHAO Yifu<sup>3</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Sichuan University of Science & Engineering, Zigong 643000, China;

2. Process Equipments and Control Engineering Key Laboratory of Universities in Sichuan Province, Zigong 643000, China;

3. Yibin Tianruida Auto Parts Co., Ltd., Yibin 644600, China)

**Abstract:** The numerical simulation for fluid-solid coupled heat transfer of TE604 EGR valve was done by the method of CFD numerical simulation. In the simulation, the opening of control valve set at the maximum value was analyzed, and the temperature fields of the valve body and stem were obtained under two conditions that there has cooling water and no cooling water. Then the design scheme of cooling water channel was proposed through the comparative analysis of the results of two cases, which provides the theoretical basis for further analysis and calculation of the thermal stress and thermal deformation of the valve body and stem.

**Key words:** EGR valve; the numerical simulation; fluid-solid coupled heat transfer; coupled system; temperature field