

# 增压器总体传热研究下的轴承体热应力分析<sup>\*</sup>

龚金科<sup>1</sup>, 卜艳平<sup>1†</sup>, 钟超<sup>1</sup>, 胡辽平<sup>2</sup>, 陈少林<sup>2</sup>

(1. 湖南大学 机械与运载工程学院, 湖南 长沙 410082; 2. 湖南天雁机械有限责任公司, 湖南 衡阳 421005)

**摘要:**基于耦合传热理论,建立了废气旁通阀式的涡轮增压器模型,并将涡轮增压器、隔热罩、轴承体作为一个装配体进行了传热分析,得到了轴承体的温度场和热应力分布.结果表明:温度从涡轮增压器至轴承体逐渐降低,呈现明显的温度梯度,涡轮增压器的最高温度比初始废气温度低71.5℃左右;由于隔热罩的隔热作用和冷却水、机油的双重冷却作用,轴承体的温度较低;由于轴承体内部和表面区域温差较大,其热应力较高.与实验对比,轴承体温度的仿真值与实验值误差最大为7.2%,说明该仿真方法具有较高的精度,能为增压器的设计和优化提供一定的理论依据.

**关键词:**涡轮增压器;隔热罩;轴承体;耦合传热;热应力

**中图分类号:**TK411.8

**文献标志码:**A

## Thermal Stress Analysis of Bearing Body Based on Research of Turbocharger Overall Heat Transfer

GONG Jinke<sup>1</sup>, BU Yanping<sup>1†</sup>, ZHONG Chao<sup>1</sup>, HU Liaoping<sup>2</sup>, CHEN Shaolin<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical and Vehicle Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China;

2. Hunan Tyen Machinery Co., Ltd, Hengyang 421005, China)

**Abstract:** Based on coupled heat transfer theory, a model of turbine box with waste gate was built, and turbine box, heat shield and bearing body was tied as an assembly to be heat transfer analyzed. Temperature and thermal stress analysis of bearing body were then obtained. The results show that temperature is gradually reduced from turbine box to bearing body, which presents an obvious temperature gradient. And the temperature of turbine box is about 71.5℃ lower than original gas temperature. Because of good insulation of heat shield and dual cooling of cooled water and oil, the temperature of bearing body is low. However, the thermal stress of bearing body is high due to its temperature difference between inside and outside surface. Compared with the test results, the maximum deviation between the simulated and experimental value is 7.2%, which verifies that this simulation method has high precision and can provide a theoretical basis for the design and optimization of turbocharger.

**Key words:** turbine box; heat shield; bearing; coupled heat transfer; thermal stress

\* 收稿日期:2016-09-05

基金项目:湖南省科技重大专项资助项目(2014FJ1013),Hunan Provincial Science and Technology Major Program(2014FJ1013);湖南大学汽车车身先进设计制造国家重点实验室自主课题(61075002),State Key Laboratory of Advanced and Manufacturing for Vehicle Body Project(61075002)

作者简介:龚金科(1954-),男,湖南临澧人,湖南大学教授,博士生导师.

† 通讯联系人,E-mail: ypingb@163.com.

增压器在高温、高速的环境下工作,使得涡轮箱、涡轮叶片、轴承体、浮动轴承等关键零部件承受非常高的温度及热应力. 日益严格的经济性、环保性要求使得增压器的强化程度不断提高,其热负荷、冷却散热问题严重影响了增压器结构强度和可靠性. 且轴承和密封环受轴承体热负荷的影响,其使用寿命明显降低,成为增压器可靠性中的一个薄弱环节<sup>[1-3]</sup>.

增压器冷却散热系统如果不能有效降低轴承体的温度,在长时间工作中就会使轴承体零部件产生热疲劳,同时还会进一步降低机油润滑效果和承载能力. 长期以来对轴承体进行流固耦合传热分析时,采用的是轴承体涡轮端和压气机端的温度边界条件<sup>[4-6]</sup>. 但在产品开发前期,以上边界条件未知,需采用涡轮箱的进气边界和轴承体压气机端的温度边界对涡轮箱、隔热罩、轴承体进行整体传热分析,以此分析轴承体的热负荷情况.

本文根据工程实际的需要,建立了废气旁通阀式的涡轮箱模型,考虑隔热罩隔热作用,分析涡轮箱、隔热罩和轴承体装配体的传热情况. 并根据耦合传热理论,对高温废气和涡轮箱、油腔和轴承体、冷却水腔和轴承体分别进行耦合传热分析,使数值仿真更符合轴承体的实际工作状态,获得了精确的轴承体温度场及热应力分布情况,并进行了实验验证.

### 1 基本理论及计算流程

因为固体壁面和流体之间存在相互制约作用,两者的对流换热是非常复杂的过程,热边界条件不能预先规定<sup>[7]</sup>. 此时边界上的温度、换热系数不是已知条件,应看成计算结果的一部分<sup>[8]</sup>. 而耦合传热方法可以很好地解决这类由热量交换过程动态决定的热边界条件问题.

由热力学第一定律可知,在耦合传热边界上,流体传出的热量应等于固体吸收的热量,所以,由傅里叶定律和牛顿冷却公式可以得<sup>[9]</sup>:

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right)_w = h(T_w - T_f) \quad (1)$$

式中: $\lambda$  为固体的导热系数; $W/(m \cdot K)$ ;  $h$  为局部对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ ;  $T_w$  为壁面温度, $K$ ;  $T_f$  为流体温度, $K$ .

流体侧,高温废气在涡流道内的流动、冷却水和机油在轴承体内的流动都属于湍流运动,故用  $k-\epsilon$  方程来计算流体与壁面对流换热边界条件,其方程

为<sup>[10]</sup>:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (3)$$

式中: $k$  为湍动能; $\epsilon$  为湍动能耗率; $G_k$  为由平均速度梯度产生的湍动能项; $G_b$  为浮力作用产生的湍动能项; $Y_M$  表示膨胀耗散项; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$  为常数; $G_k$ 、 $\sigma_k$  为  $k$  和  $\epsilon$  的湍流普朗特数; $S_k$ 、 $S_\epsilon$  为用户定义的源项.

固体侧,增压器固体结构的传热为稳态导热过程,令各部件为常物性且无内热源,其方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (4)$$

式中: $k_x$ 、 $k_y$ 、 $k_z$  为沿  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的热传导系数.

本文采用 CFD 软件计算得到各流体域的壁面温度  $T$  和换热系数  $h$ ,并将其映射到流固交界面上,成为固体域的热交换边界条件. 再将计算得到的固体域温度场映射到流体域,成为流体域计算的壁面温度条件,按此步骤重复迭代耦合. 计算流程图如图 1 所示.

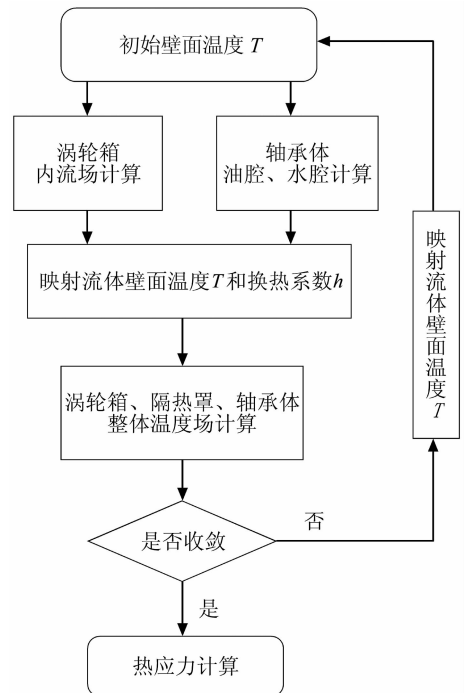


图 1 计算流程图  
Fig. 1 Calculation flow chart

## 2 涡轮增压器仿真模型

### 2.1 涡轮增压器仿真网格模型

在数值仿真计算前,为避免计算出错、收敛更快,简化处理涡轮箱、轴承体外表面和细小结构,并加密涡轮箱舌口和轴承体水套等倒角处网格.通过几何处理后,对涡轮箱、隔热罩、轴承体进行体网格划分.各部件的网格信息如表 1 所示.

表 1 各部件的网格信息  
Tab.1 Grid information of all parts

部件	网格数	节点数
涡轮箱	111 072	27 873
隔热罩	9 992	3 336
轴承体	373 392	81 703

对废气旁通阀式的涡轮箱流体域划分体网格,首先将涡轮箱内腔壁面提取出来,并对进出口作封面处理,使得面网格转换成实体,再将涡轮旋转域分离出来.在 CFD 软件中建立交界面用于不同区域之间的能量及物质传递,并在涡轮旋转区域建立 MRF 模型以实现动网格的高速旋转,以更精确地模拟高温废气的流动.废气旁通阀式涡轮箱流体域网格模型如图 2 所示.

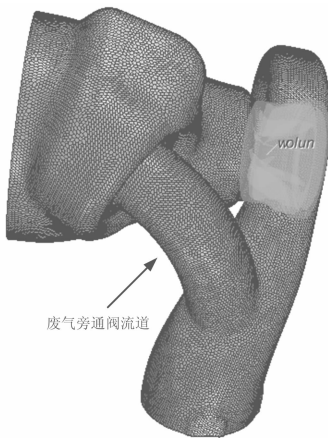


图 2 废气旁通阀式涡轮箱流体域网格模型  
Fig.2 Grid model of turbine box with wastegate of fluid field

为保证流体计算精度,在轴承体中提取冷却水腔和机油腔的表面网格并导入相关软件中进行局部加密,生成流体 3D 网格.对边界层网格进行细化以精确地模拟壁面附近的流体流动情况.轴承体冷却水腔和机油腔的网格模型分别如图 3(a)(b)所示.

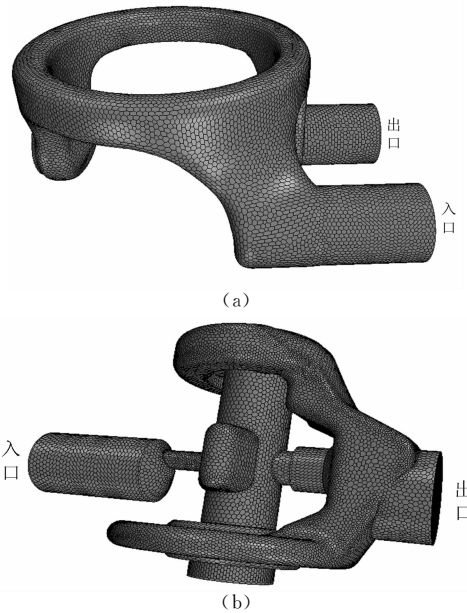


图 3 轴承体冷却水腔和机油腔的网格模型  
Fig.3 CFD grid model of water and oil chamber of bearing body

### 2.2 物理模型材料

涡轮箱在高温环境下工作,采用抗热性好的片状石墨奥氏体铸铁 XNi35Si5Cr2;隔热罩采用奥氏体型耐热钢 06Cr19Ni9;轴承体则采用灰铸铁 HT250.在仿真模拟中,对于这些材料通常需要定义其弹性模量、泊松比、热传导系数、热膨胀系数等,以获得准确的仿真结果.表 2 列出了各部件的材料属性.

表 2 各部件的材料属性  
Tab.2 The material properties of all parts

项目	涡轮箱	隔热罩	轴承体
材料	XNi35Si5Cr2	06Cr19Ni9	HT250
密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	7 450	7 930	7 280
比热容/( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	480	500	510
泊松比	0.274	0.27	0.25
热导率/( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )	12.6	21.5	58
热膨胀系数/( $\times 10^{-5} \text{K}$ )	1.5	1.84	1.0
杨氏模量	160 000	193 000	138 000

对于高温废气和冷却水则需要定义其比热容、热导率、普朗特数等,且这些参数是温度的单值函数,根据传热学<sup>[9]</sup>设定.机油的牌号为 5W-40,其密度设为  $846.4 \text{ kg/m}^3$ ,比热容为  $2.265 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,热导率为  $0.1416 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ,Pr 为 190,而粘度属性随温度变化很大,且影响机油的流动,机油粘度属性根据表 3 给定.

表3 机油粘度属性  
Tab.3 Oil viscosity properties

温度/℃	40	90	100	130	150
动力粘度/( $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )	86.20	17.79	14.20	8.06	5.93

### 2.3 计算条件

在对轴承体进行仿真研究时,一般以测量得到的轴承体涡轮端和压气机端的温度边界作为计算边界条件.但在工程实际中,产品开发前期,上述边界条件往往未知,此时,应以废气作为热源,通过废气与固体壁面换热,并经过涡轮端及隔热罩的热传导,作为轴承体计算的涡轮端边界条件.热源改变时的轴承体计算模型如图4所示.

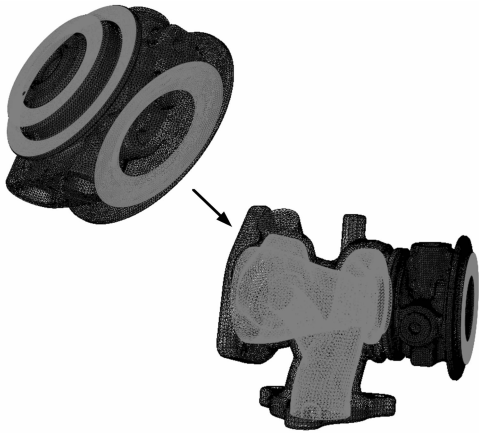


图4 热源改变时的轴承体计算模型  
Fig.4 Calculation model of bearing body when heat source changes

### 2.4 边界条件

在仿真过程中,认为流体为三维粘性不可压缩流体,采用  $k-\epsilon$  湍流流动模型.计算涡轮箱流场时,涡前废气入口采用质量流量边界条件,入口质量为  $0.075 \text{ kg/s}$ ,温度为  $950 \text{ }^\circ\text{C}$ ,涡轮转子轴转速为  $250\,000 \text{ r/min}$ ;出口则采用压力出口边界条件,出口压力为  $0.134 \text{ MPa}$ ,温度为  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

对于轴承体内的流场,冷却水和机油均采用压力出口边界条件,保持进出口压比为 1.5.轴承体内流体的边界条件如表4所示.

表4 轴承体内流体的边界条件  
Tab.4 Boundary conditions of fluid field bearing body

不同流体	进口压力 /MPa	进口温度 / $^\circ\text{C}$	出口温度 / $^\circ\text{C}$	出口压力 /MPa
冷却水	0.25	85	92	0.17
机油	0.50	105	130	0.30

## 3 计算结果分析

### 3.1 涡轮箱、隔热罩和轴承体装配体温度计算结果

在相关软件中预先将涡轮箱、隔热罩、轴承体进行装配,定义约束等条件,并模拟冷却水和机油在轴承体内的冷却和流动,最后将涡轮箱和轴承体内流场计算得到的换热系数和温度导入装配体中进行温度传热分析.图5和图6分别为装配体在机油腔剖面和水腔剖面的温度分布.

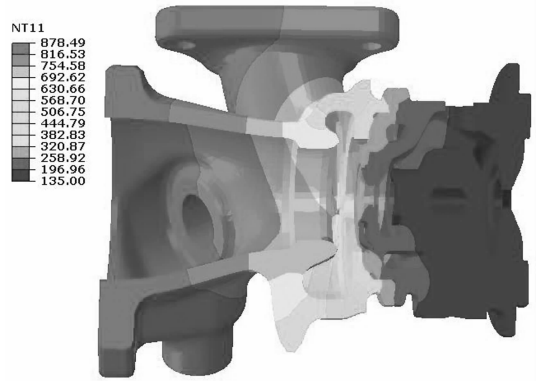


图5 装配体的机油腔剖面温度分布  
Fig.5 Temperature distribution of oil chamber profile for assembly

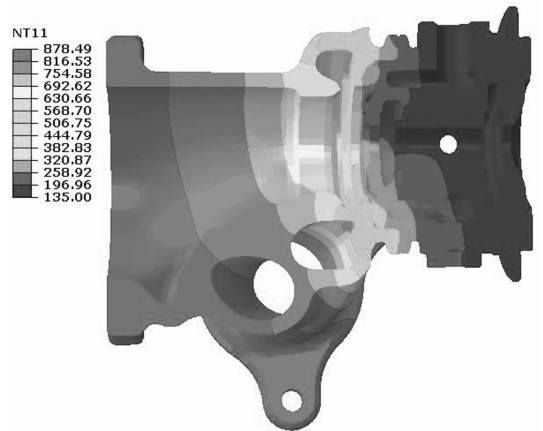


图6 装配体的水腔剖面温度分布  
Fig.6 Temperature distribution of water chamber profile for assembly

由图5和图6可知:温度从涡轮箱至轴承体逐渐降低,形成明显的温度梯度.涡流道、旁通阀流道以及出口端区域温度最高,这是由于涡轮箱的热量来源于发动机排气,在高温废气通过流道壁面时,产生耦合换热;但这些区域的温度比废气的初始温度低  $71.5 \text{ }^\circ\text{C}$  左右,这是由于经过多次流固耦合换热计算,机油和冷却水降低了涡轮箱整体的温度.

为分析隔热罩的隔热作用,图 7 所示为隔热罩正反面的温度分布情况,隔热罩与涡轮箱接触的一侧温度明显高于与轴承体接触的一侧,可见在降低从涡轮箱传递至轴承体的热量上隔热罩起到了很重要的作用.

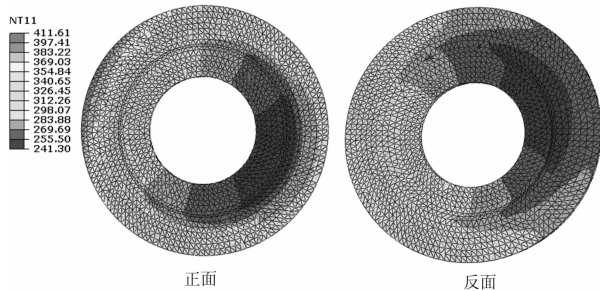


图 7 隔热罩正反面温度分布情况  
Fig. 7 Temperature distribution of heat shield of front and back

### 3.2 轴承体温度场分析

轴承体温度分布如图 8 所示.由图可知:从涡轮端至压气机端轴承体的温度逐渐降低,最高温度为  $349.58\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,主要分布在与隔热罩接触的部位.这是由于涡轮箱在传递热量的过程中,高温首先将热量传递至隔热罩,经过隔热罩的隔热作用,剩余的主要热量通过隔热罩的热传导传递至轴承体,故与隔热罩接触的部位轴承体温度最高.最低温度为  $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,主要分布在与压气机接触的边界上.

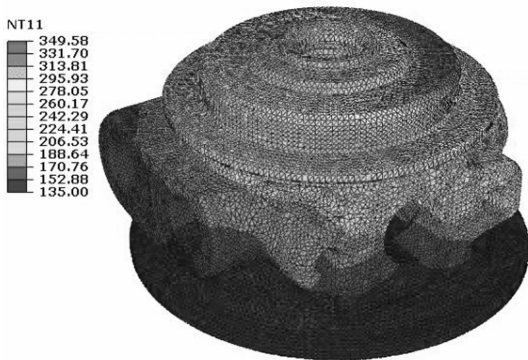


图 8 轴承体温度分布  
Fig. 8 Temperature distribution of bearing body

图 9 为轴承体平行于水腔的切片温度场,在轴承体冷却水腔的顶部,即与隔热罩连接处,其壁面最高温度达到了  $349.58\text{ }^{\circ}\text{C}$ .涡轮箱的热量沿着轴承座方向传递给轴承体,轴承体顶部热量未得到及时冷却,热负荷很高.但是经过冷却水的充分冷却,在靠近压气机一侧,温度已经下降至  $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

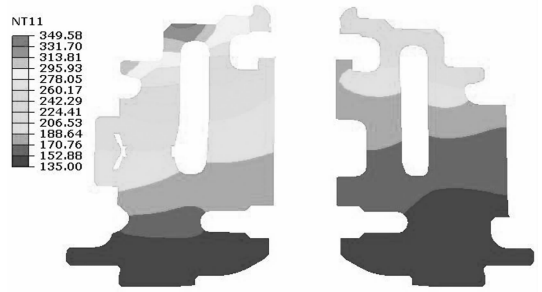


图 9 轴承体平行于水腔的切片温度场  
Fig. 9 Temperature distribution of water chamber section of bearing body

图 10 为轴承体平行于机油腔的切片温度场,机油对轴承体不仅有润滑和清洗的作用,还能较好地 对轴承体进行冷却.和图 9 类似,温度从机油腔顶部至底部依次降低,呈现明显的温度梯度.靠近压气机端一侧的轴承座附近,由于涡轮转子轴高速运转,机油摩擦生热导致部分区域温度偏高.

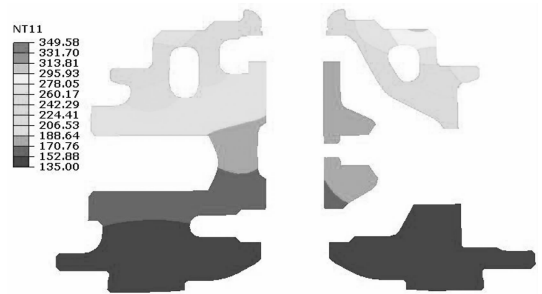


图 10 轴承体平行于机油腔的切片温度场  
Fig. 10 Temperature distribution of oil chamber section of bearing body

### 3.3 轴承体热应力分析

轴承体在工作过程中温度分布不均匀,且其两端被固定,必然会产生热应力,需对轴承体进行热应力分析.为了保证与温度场分析模型的一致,应将传热单元转化为结构分析单元<sup>[11]</sup>.同时将流固耦合计算得到的轴承体温度场作为应力计算的预定义场,并限制轴承体两端的自由度.

图 11 和图 12 分别为轴承体平行于轴承座方向并分别通过冷却水腔和机油腔的剖面热应力图,从总体上看,轴承体油腔和水腔内表面的热应力较高,这主要是因为这些表面区域和流体进行了换热,而轴承体内部存在热阻,热量传递相对滞后,与表面形成了较大的温差,从而导致了较大的热应力.如果热应力过大,可以控制冷却液和轴承体冷却腔壁面的温差,在满足使用条件的前提下,适当提高进水温度和限制进水流量,来减少这部分热应力.

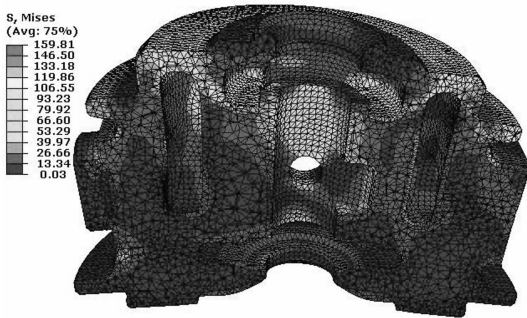


图 11 轴承体冷却水腔剖面热应力分布  
Fig. 11 Thermal stress distribution of water chamber section of bearing body

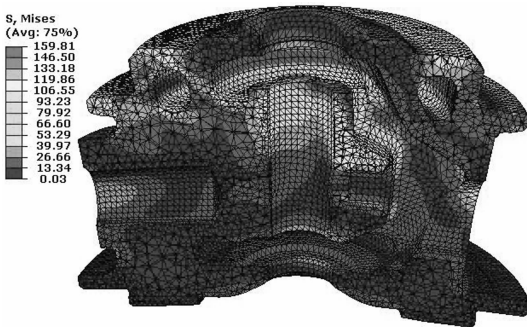


图 12 轴承体机油腔剖面热应力分布  
Fig. 12 Thermal stress distribution of oil chamber section of bearing body

最大的热应力分布在涡轮端的轴承座内,这是因为根据轴承体的温度分布趋势,涡轮端的温度较高,且机油与高速旋转的转子轴摩擦也会产生热量,这些热量使得涡轮端的轴承座内热应力较大.对于该部位,可以适当减少轴承座内圈半径,以增加轴承座的壁厚.

## 4 实验验证

在对轴承体进行模拟计算时,传热边界条件的确定与仿真结果的精确性密切相关<sup>[12]</sup>.为验证仿真结果是否准确,在轴承座上取 9 点测量其温度,测点位置标示在图 13 中.其中需要验证测点 1、5 模拟仿真的数据与实际边界数值的误差;同时,轴承和密封环的寿命直接受轴承体上涡轮端轴承座和密封挡台部位的温度影响<sup>[13]</sup>,因此有必要选取测点 2 和测点 9 对这两处的温度进行实际测量.

在增压器稳态运行工况下试验,使用燃烧室内加热后排出的气体模拟发动机废气驱动增压器,控制废气温度为 950 °C,流量为 0.075 kg/s;冷却水温度为 85 °C,压力为 0.25 MPa;机油温度为 105 °C,压力为 0.45 MPa;涡轮转子轴转速为 250 000 r/

min.当增压器运行 20 min 并稳定后,测量所需要的温度值.

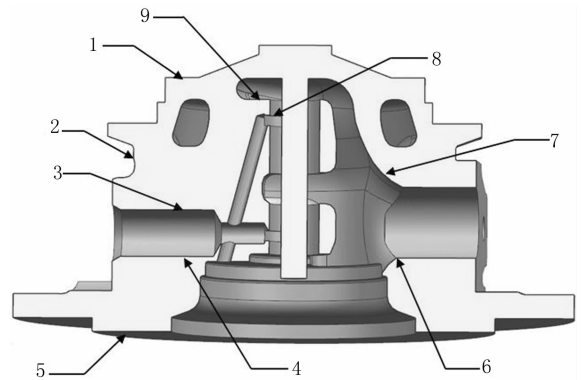


图 13 轴承体测温点分布  
Fig. 13 Distribution of measuring points on bearing body

各测点温度仿真值与实验值的对比如表 5 所列,仿真计算结果与实测结果误差最大为 7.2%.这是由于本文研究轴承体所需的边界条件是从涡轮箱的计算结果得到,累计的误差会比直接测得的轴承体边界条件大.作为涡轮增压器的前期设计,耦合传热方法可以减少产品开发的成本,缩短开发周期.

表 5 各测点温度仿真值与实测值的对比  
Tab. 5 Comparison between simulated and experimental value

测点	温度仿真值/°C	温度实测值/°C	相对误差/%
1	277.85	271.12	2.4
2	216.48	200.89	7.2
3	199.81	190.53	4.6
4	159.39	148.46	6.8
5	135.00	135.00	0
6	150.34	144.13	4.1
7	240.06	232.90	3.0
8	197.92	207.67	4.9
9	205.78	194.48	5.5

## 5 结论

1) 本文建立了废气旁通阀式的涡轮箱模型,并对涡轮箱、隔热罩、轴承体整体进行了耦合传热分析.结果表明,温度从涡轮箱到轴承体逐渐降低,最高温度分布在涡流道、旁通阀流道以及出口端区域;隔热罩与涡轮箱接触的一侧温度明显高于与轴承体接触的一侧,有效地减少了热量从涡轮箱传递至轴

承体。

2)轴承体最高温度出现在与隔热罩接触的部位,经过冷却水和机油的双重冷却后,温度从349.58℃下降至135℃,充分体现了轴承体良好的冷却性能。但轴承体油腔和水腔内表面的热应力较高,可以控制冷却液和轴承体冷却腔壁面的温差,如提高进水温度和限制进水流量,来减少这部分热应力。对于热应力最高的轴承座,可增加其壁厚,以减少热应力。

## 参考文献

- [1] LIN H C, CHANG Y T, LONG T G, *et al.* Oil coking prevention using electric water pump for turbo-charge spark-ignition engines[J]. *Mathematical Problems in Engineering*, 2014(6):1-8.
- [2] 马国山,毕金光,王银凤,等. 汽油机涡轮增压器的特点初谈[J]. *汽车实用技术*, 2016(8):85-87.
- MA G S, BI J G, WANG Y F, *et al.* A preliminary discussion on the characteristics of turbocharger for gasoline engine[J]. *Automobile Applied Technology*, 2016(8):85-87. (In Chinese)
- [3] BURKE R D, COPELAND C D, DUDA T, *et al.* Lumped capacitance and three-dimensional computational fluid dynamics conjugate heat transfer modeling of an automotive turbocharger [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(9): 92602-92601.
- [4] 龚金科,章滔,胡辽平,等. 涡轮增压器水冷轴承体冷却性能仿真研究[J]. *汽车工程*, 2014, 36(3):383-388.
- GONG J K, ZHANG T, HU L P, *et al.* A research of the simulation on the cooling performance of water-cooled bearing in turbocharger[J]. *Automotive Engineering*, 2014, 36(3):383-388. (In Chinese)
- [5] HEUER T, ENGELS B, WOLLSCHIED P. Thermomechanical analysis of a turbocharger based on conjugate heat transfer [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2005. Reno-Tahoe, Nevada, USA, 2005:829-36.
- [6] 龚金科,田应华,贾国海,等. 涡轮增压器轴承体耦合传热的数值仿真[J]. *湖南大学学报(自然科学版)*, 2015, 42(4):7-12.
- GONG J K, TIAN Y H, JIA G H, *et al.* Numerical simulation on coupled heat transfer of turbocharger bearing [J]. *Journal of Hunan University(Natural Sciences)*, 2015, 42(4):7-12. (In Chinese)
- [7] 张艳岗,毛虎平,苏铁熊,等. 基于整场离散的气缸盖热流固多物理场耦合状态数值模拟[J]. *北京理工大学学报*, 2016, 36(6):563-568.
- ZHANG Y G, MAO H P, SU T X. Numerical simulation based overall discrete method for thermo-fluid-solid coupling of cylinder head[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2016, 36(6):563-568. (In Chinese)
- [8] 赵亚茹. 发动机活塞组-缸套-冷却水耦合传热研究[D]. 太原: 中北大学, 2016:43-45.
- ZHAO Y R. The coupling heat transfer research on piston group-liner-coolant of engine[D]. Taiyuan: North University of China, 2016: 43-45. (In Chinese)
- [9] 贾力,方肇洪,钱兴华. 高等传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2008:117-125.
- JIA L, FANG Z H, QIAN X H. Higher heat transfer[M]. Beijing: Higher Education Press, 2008:117-125. (In Chinese)
- [10] LAUNDER B E, SPALDING D B. Lectures in mathematical models of turbulence[M]. London: Academic Press, 1972.
- [11] 李发宗,童水光,袁铭鸿. 热流固耦合下增压器涡壳多目标优化[J]. *中国机械工程*, 2016, 27(6):754-766.
- LI F Z, TONG S G, YUAN M H. Multi-objective optimization for turbocharger housing considering thermo-fluid-solid interaction[J]. *China Mechanical Engineering*, 2016, 27(6):754-766. (In Chinese)
- [12] 吴新涛,何洪,徐思友,等. 涡轮增压器轴承体传热计算方法研究[J]. *车用发动机*, 2010, 186(1):11-14.
- WU X T, HE H, XU S Y, *et al.* Heat transfer calculation method of turbocharger bearing[J]. *Vehicle Engine*, 2010, 186(1):11-14. (In Chinese)
- [13] 王本亮,刘石源,唐维新,等. 汽油机涡轮增压器轴承体回热试验研究[J]. *车用发动机*, 2013, 209(6):40-43.
- WANG B L, LIU S Y, TANG W X, *et al.* Heat soak-back testing of turbocharger bearing housing for gasoline engine[J]. *Vehicle Engine*, 2013, 209(6):40-43. (In Chinese)