

发动机排气歧管热应力分析

Analysis of Thermal Stress for Engine Exhaust Manifold

孙立旺^{1,2}, 侯献军^{1,2}, 刘志恩^{1,2}, 颜伏伍^{1,2}, 朱清山³

(1 武汉理工大学 汽车工程学院, 湖北 武汉, 430070

2 现代汽车零部件技术湖北省重点实验室, 湖北 武汉 430070

3 黄淮学院, 河南 驻马店 0396 463000)

摘 要：应用流固耦合的方法对发动机排气歧管进行热应力分析。应用计算流体力学软件 STAR-CCM+ 计算排气歧管的瞬态内流场，得到排气歧管内壁面的热边界条件，根据经验值给定排气歧管外壁面的热边界条件，使用 STAR-CCM+ 软件进一步计算排气歧管的温度场及热应力。计算结果表明，四缸发动机排气歧管在支管交汇处温度最高，达到 969K，其热应力在 140MPa 以下。

关键词：排气歧管；流固耦合；热应力；STAR-CCM+

Abstract: The fluid-solid coupling method was applied for analysis of thermal stress of exhaust manifold for an engine. CFD software STAR-CCM+ was used to calculate unsteady internal flow field of manifold to get its thermal boundary condition, then the thermal boundary condition of external wall of exhaust manifold was given by empirical value, STAR-CCM+ software was used to calculate temperature and thermal stress fields of exhaust manifold. The calculated results showed the highest temperature area which reached 969K was at the junction of branch pipes, and thermal stress of exhaust manifold was below 140MPa.

Key words: exhaust manifold; thermal stress; fluid-solid coupling; STAR-CCM+

1 前言

排气歧管是汽车发动机排气系统中高温废气最先经过的部件，在常温到高温与高温到常温的激热、激冷交变状态下工作，因而工作环境相当恶劣，若其在工作过程中由热载荷引起热疲劳裂纹及漏气等问题会影响发动机工作的可靠性及发动机的排放性能^[1]。目前，随着发动机性能的不断提高，排气歧管承受的热载荷也随之不断增大，为满足发动机的工作要求，必将增加排气歧管在设计上的难度，因而对排气歧管进行温度场和热应力的计算分析显得尤为重要。通过计算分析可以预测排气歧管工作过程中可能出现的问题，并以此为依据对其结构进行改良，以便设计出与发动机相匹配的排气歧管。本文以某汽油机排气歧管为研究对象，

采用流固耦合方法计算排气歧管的温度场及热应力。

2 理论基础

2.1 温度场计算理论

本文模拟的是排气歧管的稳态传热过程,假设其为常物性并无内热源,其控制方程为^[2]:

$$\frac{\partial}{\partial x}(K_x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(K_y \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(K_z \frac{\partial T}{\partial z}) = 0 \quad (1)$$

式中, k_x, k_y, k_z 为沿 x, y, z 方向的热传导系数。

本文采用第三类热边界条件计算排气歧管的温度场,第三类热边界条件可表示为:

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + K_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + K_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z = h(t_w - t_f) \quad (2)$$

式中, k_x, k_y, k_z 为沿 x, y, z 方向的热传导系数, n_x, n_y, n_z 为边界法线的方向余弦, h 为物体与周围介质的对流换热系数, t_w 为环境温度。

2.2 有限体积法求解热应力

本文利用 STAR-CCM软件所固有的有限体积法计算排气歧管热应力,其有限体积法的积分形式如下:

$$\int_V \rho \frac{du}{dt} dV = \int_A \sigma ds + \int_V b dV \quad (3)$$

式中, ρ 是密度; u 是位移矩阵; σ 是应力张量矩阵; b 是作用力。

对于所有在体积区域 V 上的网格单元 i , 动量方程的离散形式如下:

$$\rho_i \frac{du_i}{dt} V_i = \sum_{j \in f(i)} \sigma_j \cdot s_j + b_i V_i \quad (4)$$

式中, i 为网格单元, j 为平面单元, s_j 是平面法向量。

本文只考虑单一材料的计算域及静态问题情况下的惯性项。这种情况下,合力为零。

$$r_j = \sum_{j \in f(i)} \sigma_j \cdot s_j + b_i V_i \quad (5)$$

定义平面 j 上的力为:

$$f_j = \sigma_j \cdot s_j \quad (6)$$

近似刚度矩阵在所有面上累计为:

$$K_{ik} = -\frac{\partial r_i}{\partial u_k} = -\sum_{j \in f(i)} \frac{\partial f_j}{\partial u_k} \quad k \in N(i) \quad (7)$$

由牛顿法得到：

$$K_{ik} \Delta u_k = r_i^n, \Delta u_k = u_k^{n+1} - u_k^n \quad (8)$$

以上线性方程组求解采用 AMG 迭代求解。

3 计算模型

3.1 流体和固体计算域模型

排气歧管的三维模型如图 1 所示。根据其三维模型,首先在 STAR-CCM+软件中建立其内流场计算域,内流场计算网格如图 2 所示,再建立固体计算域,固体计算网格如图 3 所示。STAR-CCM 的多面体网格技术有更多的相邻单元,梯度的计算和当地的流动状况更准确,而且对几何的变形没有四面体敏感,因而流体和固体计算域均采用多面体网格^[3]。

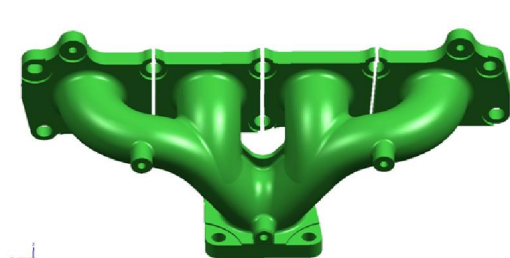


图 1 排气歧管三维模型

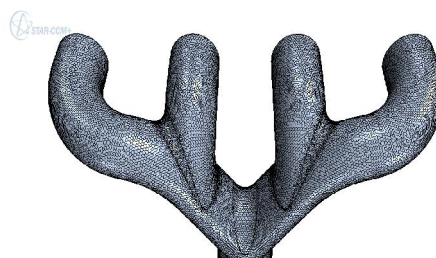
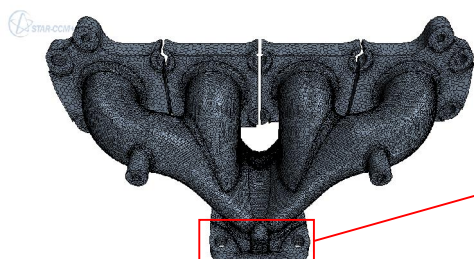
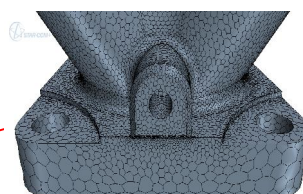


图 2 排气歧管内流场计算网格



(a) 整体



(b) 局部

图 3 排气歧管固体计算网格

3.2 边界条件设置

计算 0~2880°曲轴转角范围(4个工作循环)的瞬态内流场,在计算瞬态内流场时加上固体区域的计算域,壁面边界条件在固体外壁面上给定经验值。进出口边界条件根据 GT-Power 软件建立与该排气歧管对应的发动机工作过程仿真模型计算得到,进口采用质量流量入口,按照 1-3-4-2 的排气顺序给定质量流量和温度;出口给静压^[4]。

内流场瞬态计算的前 3 个循环收敛,在第 4 个循环开始时开启计算结果时间平均功能,4 个工作循环全部结束后输出时间平均得到的内流场近壁面的对流换热系数和温度。

得到排气歧管内壁面热边界条件后,直接利用 STAR-CCM+ 软件对排气歧管进行温度场及热应力计算,其内外壁面都采用第三类边界条件,内壁面热边界条件直接由瞬态内流场进行时间平均求得的近壁面对流换热系数和温度映射得到,外壁面热边界条件给定经验值^[5]。

4 计算结果

4.1 内流场计算结果

图 4 和图 5 分别为在第 4 个工作循环内进行时间平均得到的排气歧管内壁面的平均对流换热系数和温度,将它们作为计算排气歧管温度场的内壁面热边界条件。

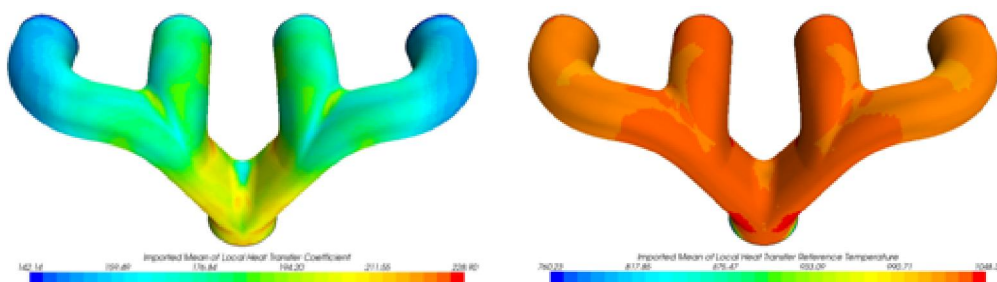


图 4 排气歧管内壁面对流换热系数分布云图 图 5 排气歧管内壁面温度分布云图

4.2 排气歧管温度场计算结果

图 6 为排气歧管温度分布图,将排气歧管与气缸盖相连的法兰称为前法兰,和废气后处理器相连的法兰称为后法兰,4 个排气支管从左到右依次称为支管 1,支管 2,支管 3,支管 4。排气歧管温度场的分布趋势几乎也是左右对称的,前法兰的中间区域较高,两端区域较低,4 根排气支管的温度非常高,最高温度出现在支管 1 与支管 2 的交汇处以及支管 3 与支管 4 的交汇处,达到 969K。

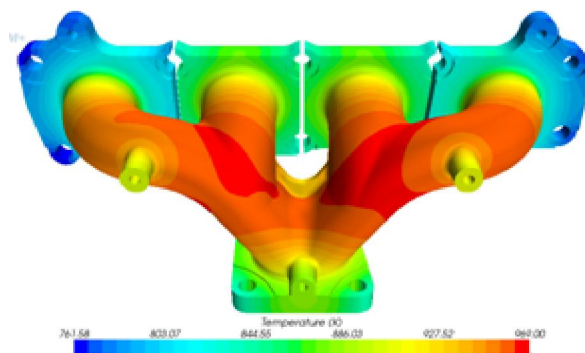


图 6 排气歧管温度分布云图

4.3 热应力计算结果

图 7 为排气歧管热应力分布图,可见整个排气歧管的热应力基本都在 140MPa 以下,虽然排气歧管的 4个支管温度较高,但是没有应力较大的部位,排气歧管热应力较大区域出现在前法兰与支管 1,支管 4 交汇处的上方,见图 7(a) 区域 A。在排气歧管后法兰上方凸台区域的根部出现了一个应力较大点,达到了 226MPa,见图 7(b) 的区域 B,由图 3(b) 可知,此处是由于局部网格加密造成网格过度不平滑,导致较大的热应力集中。经过分析,此处不是排气歧管的关键部位,因而对排气歧管影响不大。

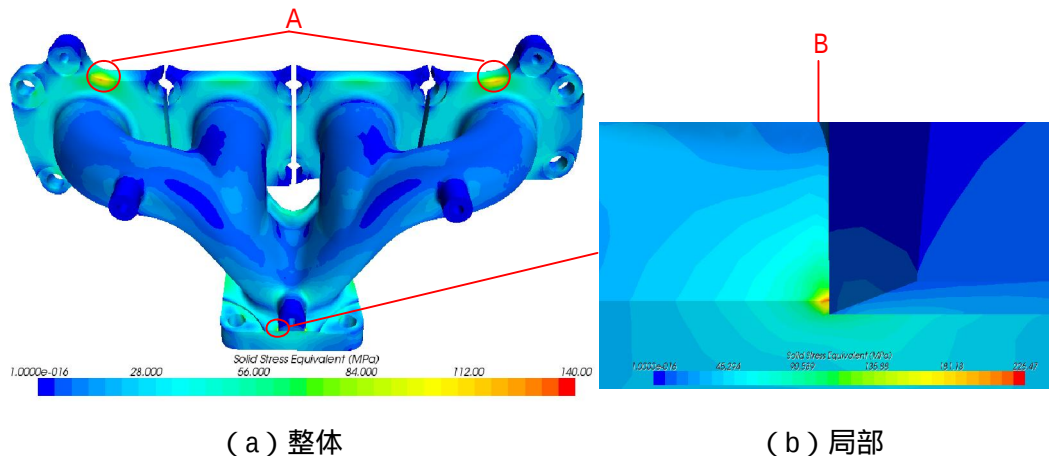


图 7 排气歧管热应力分布图

5 结论

(1) 建立发动机排气歧管模型,利用 STAR-CCM+软件对排气歧管进行了流固耦合数值模拟,计算了排气歧管的温度场和热应力场。

(2) 该 4缸发动机排气歧管在支管 1 与支管 2 的交汇处以及支管 3 与支管 4 的交汇处温度最高,达到 969K

(3) 该排气歧管的热应力基本都在 140MPa以下,在后法兰上方的凸台根部区域存在一个应力较大点,经过分析此处是由于局部网格不均匀造成了较大的热应力集中。

参考文献

- [1] 高娟莉 发动机排气歧管的疲劳性能研究 [D] 西安:西安理工大学, 2009
- [2] 邓帮林,王宝林,李军成,等 某汽油机排气歧管热应力分析 [C]. 第五届中国 CAE工程分析技术年会论文集,2009
- [3] Zhien LIU,Jie BAI,Fuwu YAN,et al.Simulaion of Exhaust Manifold Catalytic Converter Based on STAR-CCM+[C].2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering,2011: 4465-4467
- [4] 郭立新,韩颖,惠涵,等 .CFD-FE耦合计算分析某汽油机排气歧管热负荷 [J] 现代车用动力, 2009,(2): 10-14
- [5] 李红庆,杨万里,刘国庆,等 .内燃机排气歧管热应力分析 [J].内燃机工程, 2005,26 (5): 81-84