

CFD-FE 耦合计算分析某汽油机排气歧管热负荷

Couple CFD-FE-Analysis for a Gasoline Engine Exhaust Manifold of Thermal Load

郭立新, 杨海涛, 夏兴兰

(无锡油泵油嘴研究所, 江苏 无锡 214063)

摘 要: 为了在开发设计过程的初期预测排气歧管热负荷, CFD—FE耦合算法被采用。本文建立了排气歧管内外流场计算模型, 首先CFD软件STAR-CD计算了排气歧管的瞬态内流场和稳态外流场, 得到了排气歧管内外壁面的热边界条件。再以此为边界条件, 使用有限元软件计算了排气歧管的温度场。并以此温度场为边界条件, 计算了其热应力和热变形。结果表明, 在只有热负荷作用时, 排气歧管外壁面存在着较大拉应力, 最大值为80.4MPa; 最大热变形出现在和排气后处理器相连的法兰盘前端突台上, 其值为1.08mm。

关键词: 汽油机; 排气歧管; CFD-FE 耦合分析; 热负荷

Abstract: A combined computational fluid dynamics (CFD) and finite element analysis (FEA) approach has been developed to estimate in the early stages of design the thermal load of a gasoline engine exhaust manifold. To simulate the temperature distribution under actual operating conditions, we considered the external and internal flow fields.

External-air-flow simulation using the STAR-CD fluid-heats analysis code was used to predict the flow fields in the engine compartment and the heat transfer coefficients between the air and the exhaust manifold wall. Unsteady-gas-flow calculation using the STAR-CD thermal-fluids analysis code was to predict the heat transfer coefficients between the exhaust gas and the manifold wall under declared working condition conditions. The predicted heat transfer coefficients were used in thermal FE analysis to predict the detailed temperature distribution. Then, the temperature field is employed in FEA software to predict thermal stress and deformation. The FEA result reveals a large tensile stress field in the outer wall of exhaust manifold, The maximum thermal stress is 80.4Mpa; the maximum thermal deformation occurs in flange York of the flange connecting three-way catalyst, which is 1.08 mm.

Key words: Gasoline engine; Exhaust manifold; Couple CFD-FE-analysis; Thermal load

0 引言

目前, 内燃机正朝着大功率, 轻重量的方向发展, 其强化程度不断提高。强化发动机的热负荷是其研制过程中的关键问题之一。排气歧管是发动机的主要受热零件, 其与高温燃气直接接触, 温度较高, 工作环境十分恶劣, 特别是由于高温和温度分布不均匀而产生的热应力的反复作用往往形成热疲劳裂纹, 造成其破坏。如果排气歧管受热时引起的变形过大, 会造成漏气, 使内燃机无法正常工作。因此对发动机排气歧管热负荷分析研究是至关重要的。

在国内对发动机其它主要受热零件如气缸盖、活塞, 许多学者进行了较多的研究。大多采用“反算法”^[1~3]: 首先实测几个关键点的温度, 然后反复调整热边界条件, 使几个关键点的计算值和实测值符

作者简介: 郭立新 (1975—), 男, 黑龙江省宾县人, 工程师, 研究方向: 发动机热负荷及结构强度计算分析。

E-mail: guo_lixin@163.com

合。反算法是建立在发动机已经成型或已有相类似的机型,并做了相应温度测量的基础上,因而就只能对已有发动机进行改进,而不能在设计阶段对新的设计进行指导。且因为需要实验测量结果作为计算条件,其计算周期和成本较高。相对反算法而言,流热耦合法并不依赖于温度场实测结果,就可以得到较精确地温度场信息。且其热边界条件是通过CFD模拟出来的,更接近传热问题的实质,更有助于分析问题本质。目前此方法在国内还处在应用发展阶段,许多学者做出了有益探索^[4~6]。国际上,在排气歧计算分析中流热耦合方法已被广泛地采用^[7~8]。

本文以某汽油机排气歧管为研究对象,使用 CFD 软件 STAR-CD 利用流热耦合方法,计算了排气歧管温度场。再以此温度场为边界条件,通过建立的排气歧管有限元模型,使用 FEA 软件计算了其热应力、热变形。

1 计算流程

排气歧管CFD—FE耦合法计算过程如图1所示。首先使用BOOST软件计算出排气歧管内流场的进出口边界条件,然后使用STAR—CD计算了排气歧管瞬态内流场(曲轴转角为0~720°CA),得到排气歧管内壁面瞬态热边界条件,再用时间平均方法计算出内壁面热边界条件的平均值;然后再模拟发动机台架试验的稳态外流场,得到排气歧管外壁面热边界条件。随后利用FEA软件计算出排气歧管表面的温度场分布。然后使用计算的排气歧管表面温度场分布修正CFD软件分析的边界条件,通过多次迭代计算,得到排气歧管稳定的温度场,并计算其热应力、热变形。

2 内、外流场 CFD 计算模型

2.1 排气歧管内流场计算模型

排气歧管内流场流体计算网格如图 2 所示,内壁近壁面处增加了附面层网格。

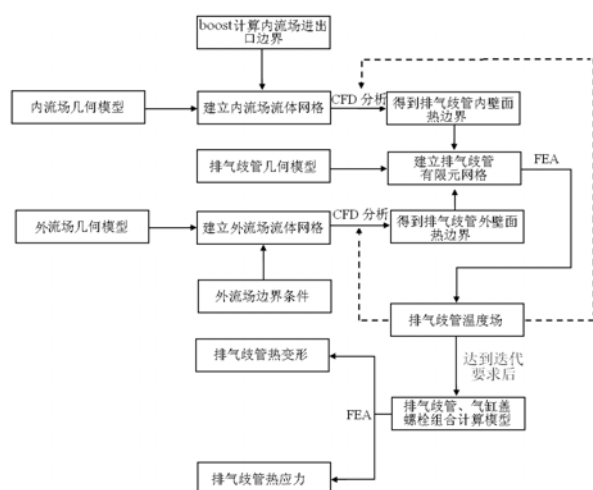


图1 计算流程图



图2 内流场计算网格

内流场计算采用瞬态模式,壁面区采用标准壁面函数,湍流模型选用 $k-\varepsilon$ 高Reynolds模型。

排气歧管内流场计算的边界条件:工况为发动机额定工况,曲轴转角范围为0~720°CA。要准确确定排气歧管内流场进出口边界条件需对特定机型及工况进行模拟,本文采用BOOST软件模拟了缸内工作过程,由此得出排气歧管不同曲轴转角进口流量和温度(如图3~4)。出口给静压,其余为

壁面边界条件。

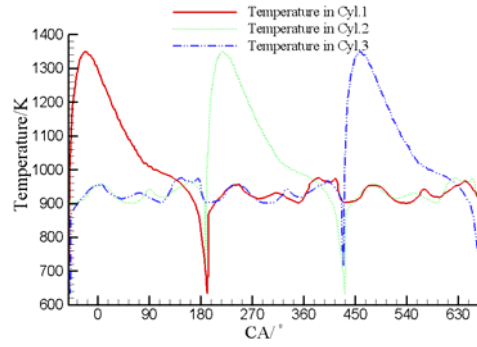
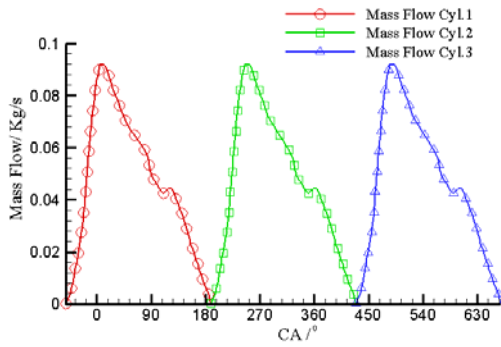


图3 排气歧管入口排气流量随曲轴转角变化曲线 图4 排气歧管入口排气温度随曲轴转角变化曲线

2.2 排气歧管外流场计算模型

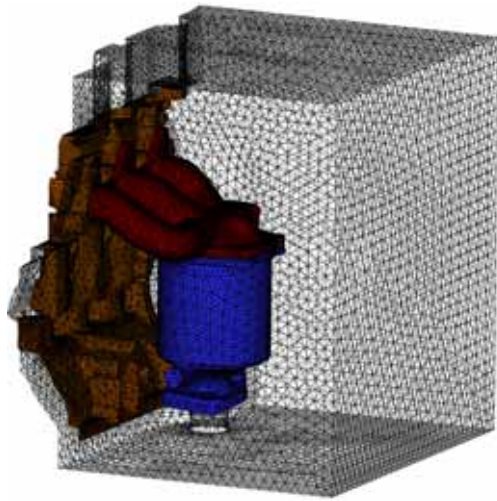


图5 外流场计算网格

外流场网格划分采用应用比较广泛的非结构化四面体网格（如图5），外流场和发动机接触的表面增加了附面层网格。由于外流场中和排气歧管外壁接触的表面是计算分析的重点，在网格的划分过程中，为了压缩网格数目，对其进行了细化。而其它部分，则采用了相对较粗的网格。

外流场计算采用稳态模式，壁面区采用标准壁面函数，湍流模型选用 $k-\varepsilon$ 高Reynolds模型。

排气歧管外流场计算的边界条件：入口为风机出口，给定入口流量和温度；模型的四周为对称边界条件；出口给定静压；和排气歧管接触的表面给定壁面边界条件。

3 内、外流场 CFD 计算结果

3.1 排气歧管内流场计算结果

图6~7为720° CA 范围内进行时间平均得到排气歧管内壁面的平均对流换热系数和温度。

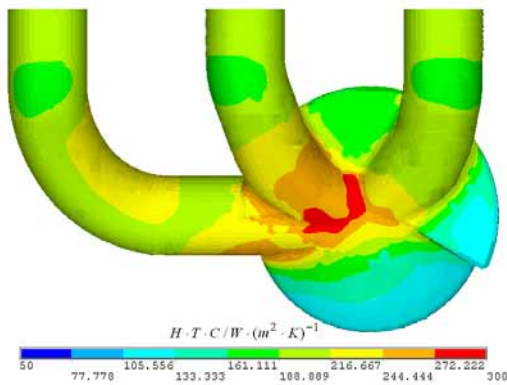


图6 排气歧管内壁面平均对流换热系数

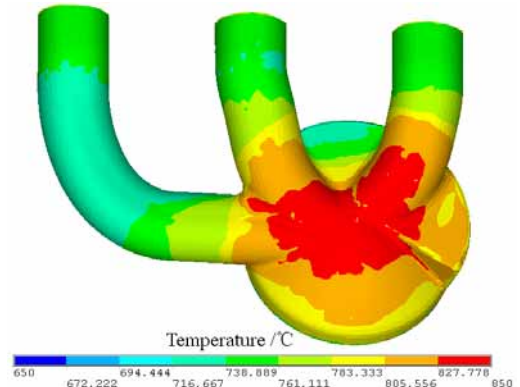


图7 排气歧管内壁面平均温度

3.2 排气歧管外流场计算结果

图8~9为排气歧管外壁面的对流换热系数和温度。

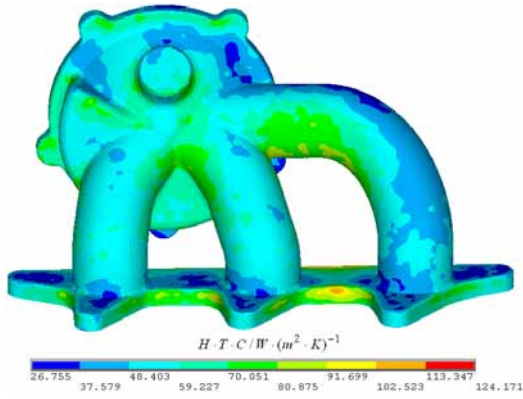


图8 排气歧管外壁面对流换热系数

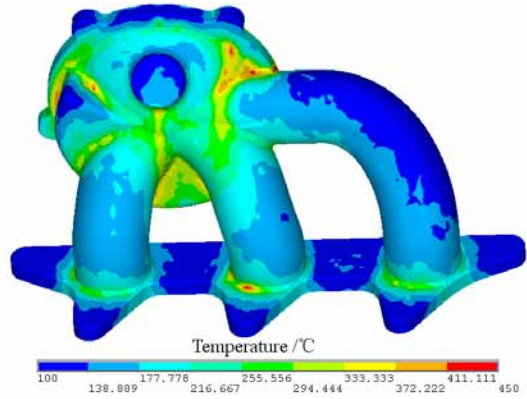


图9 排气歧管外壁面温度

4 温度场计算

三维瞬态温度场微分方程如下：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[K_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] + \rho Q = 0 \quad (1)$$

式中： K_x 、 K_y 、 K_z 为材料各方向导热系数； T 为温度； ρ 为材料密度； Q 为内部热源密度； c 为材料比热。

排气歧管温度场计算采用第三类边界条件后，方程简化为如下形式：

$$K_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + K_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + K_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z = \alpha(T - T_0) \quad (2)$$

式中： α 为换热系数； n_x 、 n_y 、 n_z 为边界外法线方向余弦； T_0 为边界处介质温度。

CFD 计算的排气歧管内外热边界条件将加载到排气歧管有限元模型上，通过有限元传热分析得到排气歧管的温度分布。下面为了说明方便，将排气歧管同气缸盖相连的法兰称为 1 号法兰；和废气后处理器相连的法兰称为 2 号法兰。

从排气歧管温度场分布图 10 可以看到，整个排气歧管的温度较高，最高温度达到 541.4℃，出现在排气支管交汇处；最低温度为 331.2℃，出现在和 1 号法兰盘外侧边缘。三个排气支管连续依次排气，排气支管交汇处能连续受到高温废气加热，所以温度较高；1 号法兰盘间断地受到高温废气加热，所以温度较低；2 号法兰盘前端朝向风机端，能首先受到冷却空气冷却，温度要低于法兰盘的另一侧；1 缸排气支管前面没有法兰盘这样的高温热源，能受到温度较低的空气冷却，所以温度比其它两个排气支管温度要低（如图 8~9 排气歧管外壁面的对流换热系数和温度也小）。此排气歧管温度分布不均匀，存在较大的温度差别，这就必然产生较大的热应力。

5 热应力、变形计算

排气歧管不同部分因受热程度差异，温度分布有较大差异，由此产生不同程度地热膨胀而产生热应力。为了分析热负荷对排气歧管热应力、热变形的影响，本文计算了排气歧管在只有温度场作

用下的热应力、热变形。

有限元计算网格如图 11 所示，计算网格包括排气歧管、排气歧管螺栓和一个简化的同排气歧管相连的部分气缸盖网格（其包含了全部排气歧管结合面特征）。在计算中，建立了螺栓和排气歧管、

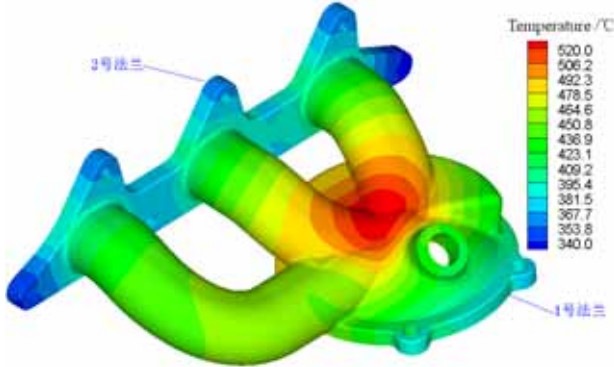


图 10 排气歧管温度场

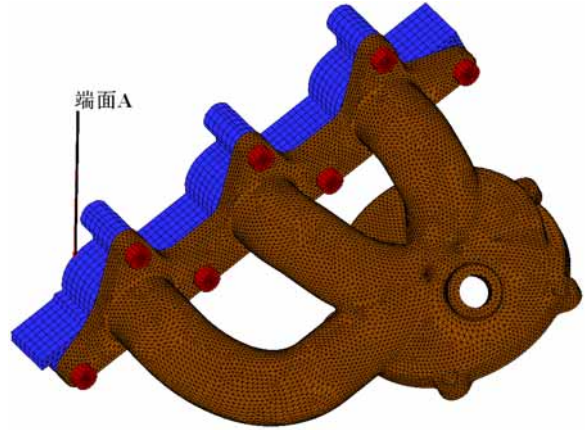


图 11 排气歧管有限元计算网格

排气歧管和气缸盖间的接触边界条件。计算时，程序根据接触面间在变形后接触状态自动进行接触力的传递，由此完成接触模拟。计算中设定图 11 中端面 A 为固定约束，由于计算对象是排气歧管，所以气缸盖的过约束对其计算影响不大。

5.1 热应力计算结果

图 12 为排气歧管最大主应力分布图，因为排气歧管内表面直接和高温燃气接触，能直接受到高

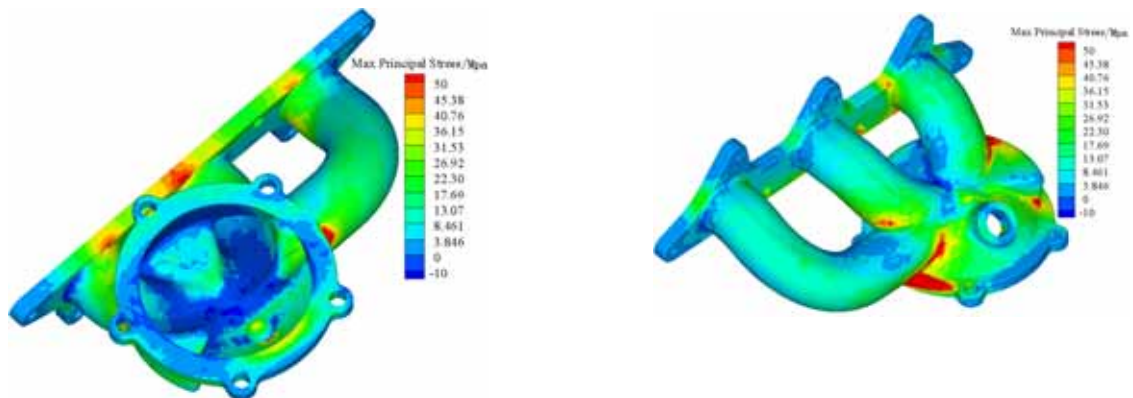


图 12 排气歧管最大主应力分布图

温燃气直接加热，温度较高。外表面有冷却空气的冷却，温度相对较低。内表面受高温燃气加热后将向外膨胀，而外表面温度较低膨胀小得多；内、外壁面相互约束，不能自由膨胀，从而产生热应力；内壁面受到外侧壁面的挤压将产生压应力，排气歧管外表面受拉扩大，将产生拉应力。此外在排气歧管外壁面排气支管交汇处温度较高，受热膨胀后，变形较大，对周围排气歧管外表面有挤压作用，将缓解外表面收到拉应力；而对排气歧管内壁面将产生拖拉作用，将缓解内表面受到压应力。综合作用下，排气歧管内表面大部分区域主要受到压应力作用，外表面大部分区域主要受到拉应力作用。排气歧管外表面受到拉应力最大值达到 80.4Mpa，出现在一缸排气支管和 2 号法兰盘交汇处。

5.2 热变形计算结果

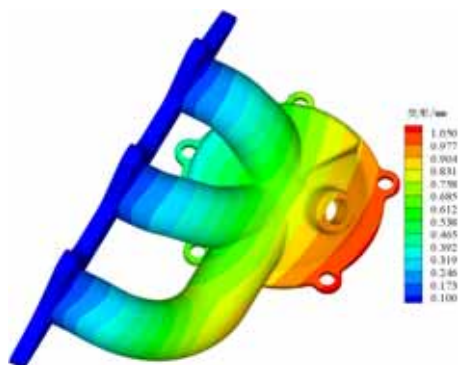


图 13 排气歧管热变形

整个排气歧管的温度较高,膨胀后热变形较大,最大热变形出现在 2 号法兰盘前端突台上,其值为 1.08mm。排气歧管热变形总的趋势为从 1 号法兰盘端面到 2 号法兰盘前端突台,依次变大(如图 13)。这是因为受热膨胀后,排气歧管的热膨胀在气缸盖侧方向受到了限制,而在另一侧则为自由状态,所以排气歧管的热变形将在 1 号法兰盘到 2 号法兰盘的方向上依次被叠加。此外各个排气支管之间的温度差值相对自身温度,所占的比例很小,膨胀变形后,在平行 1 号法兰盘端面的方向上,热变形差别很小。

6 结论

(1) 整个排气歧管的温度较高,最高温度达到 541.4℃,出现在排气支管交汇处,最低温度为 331.2℃。

(2) 排气歧管内表面大部分区域主要受到压应力作用,外表面大部分区域主要受到拉应力作用。排气歧管外表面受到拉应力最大值达到 80.4Mpa,出现在一缸排气支管 2 号法兰盘交汇处。

(3) 排气歧管热变形总的趋势为从 1 号法兰盘端面到 2 号法兰盘前端突台,依次变大。最大热变形出现在 2 号法兰盘前端突台上,其值为 1.08mm。

参考文献

- [1] 廖日东,左正兴,邹文胜. 温度对气缸盖应力分布影响的研究[J]. 内燃机学报 2001, 19 (3): 253-257.
- [2] 刘金祥,廖日东,张有,等. 6114 柴油机缸盖有限元结构分析[J]. 内燃机学报, 2004, 22(4): 367-372.
- [3] 薛明德,丁宏伟,王利华. 柴油机活塞的温度场、热变形与应力三维有限元分析[J]. 兵工学报, 2001, 22 (1): 11~14.
- [4] 白敏丽,吕继组,丁铁新. 六缸柴油机冷却系统流动与传热的数值模拟研究[J]. 内燃机学报, 2004, 22(6): 525-531.
- [5] 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. 内燃机工程, 2006 年 10 月,第 5 期:41~45.
- [6] 郭立新,杨海涛,夏兴兰. 某汽油机气缸盖热负荷分析. 2006 年 11 月第四期: 16~20.
- [7] Qin Yin Fan, Masayuki Kuba and Junichi Nakanishi. Coupled Analysis of Thermal Flow and Thermal Stress of an Engine Exhaust Manifold. SAE Technical Paper Series, No. 2004-01-1345.
- [8] Naohisa Mamiya, Takafumi Masuda and Yasushi Noda. Thermal Fatigue Life of Exhaust Manifolds Predicted by Simulation. SAE Technical Paper Series, No. 2002-01-0854