

天然气发动机后处理器耐久分析方法

杨小东, 陈正国, 齐冬亮, 胡婷

(无锡威孚力达催化净化器有限责任公司, 江苏 无锡 214177)

摘要: 考虑热疲劳和振动疲劳损伤, 建立天然气发动机后处理器的综合损伤模型和计算方法。通过热机耦合分析, 模拟计算后处理器等效塑性应变幅值 $\Delta\varepsilon$ 的分布结果, 得到危险点 CP1 的 $\Delta\varepsilon$ 值为 1.02%。通过随机振动分析计算后处理器应力分布结果, CP1 的最大应力值为 50.4 MPa。根据综合累积损伤模型, 计算得到 CP1 的综合累积损伤为 1.223, 不满足耐久性指标。通过改变左隔板焊接方式进行结构优化, 优化方案中 CP1 的综合累积损伤为 0.059, 满足耐久性指标。研究结果可为天然气发动机后处理器的结构耐久性评估和结构优化提供参考。

关键词: 后处理器; 天然气发动机; 耐久分析; 热疲劳; 随机振动; 综合损伤

中图分类号: TB115.1; U462.36; U464.174 **文献标志码:** B

Durability analysis method of after processor of natural gas engine

YANG Xiaodong, CHEN Zhengguo, QI Dongliang, HU Ting

(Wuxi Weifu Lida Catalytic Converter Co., Ltd., Wuxi 214177, Jiangsu, China)

Abstract: Considering the damage of thermal fatigue and vibration fatigue, the theoretical model and calculation process of comprehensive cumulative damage are established. By thermo-mechanical coupling analysis, the distribution of amplitude of equivalent plastic strain ($\Delta\varepsilon$) of after processor is simulated, and the $\Delta\varepsilon$ of value of the risk point CP1 is 1.02%. The random vibration analysis is conducted, and the stress of the risk point CP1 is 50.4 MPa. According to the comprehensive damage calculation, the comprehensive damage value of the risk point CP1 is 1.223, which cannot meet the durability requirement. The structure is optimized by changing the welding method of the left partition, and the comprehensive damage of the risk point CP1 is 0.059, which can meet the durability requirement. The results can provide good guidance for durability evaluation and structure optimization of the after processor of natural gas engine.

Key words: after processor; natural gas engine; durability analysis; thermal fatigue; random vibration; comprehensive damage

0 引言

天然气发动机的排气温度在极限工况下可以达

到 850 °C 以上, 同时整车路面激励传递到后处理器, 会使后处理器承受较大幅度的振动应力。因此, 发动机后处理器的疲劳耐久性性能备受关注^[1-5]。董劲

收稿日期: 2024-07-29 修回日期: 2024-08-29

作者简介: 杨小东(1985—), 男, 江苏东台人, 高级工程师, 硕士, 研究方向为汽车零部件结构 CAE 仿真分析、产品可靠性试验,

(E-mail)yxd1985@126.com

等^[6]采用第 2 个加热冷却循环的等效塑性应变幅值 $\Delta\varepsilon$, 评估发动机排气歧管的热疲劳性能。陈东兴等^[7]用 Abaqus 软件对常温下排气歧管进行模态分析, 得到排气总成的固有频率和振型。杨小东等^[8]考虑温度边界和发动机振动加速度, 建立汽油发动机后处理器振动频率响应分析的流程和方法。陈正国等^[9]考虑热疲劳损伤、扫频振动疲劳损伤, 建立汽油发动机后处理器综合损伤的理论模型和计算流程。考虑热疲劳和振动疲劳, 已成为发动机后处理器耐久性能评估方法的主要趋势。

上述研究大多集中在乘用车发动机处理器的强度分析方面, 对于商用车发动机处理器的强度研究则十分有限。本文针对商用车天然气发动机后处理器, 考虑热疲劳损伤、振动疲劳损伤, 建立天然气后处理器综合损伤的理论模型和计算流程。结合实际案例, 计算天然气后处理器主要危险点的综合损伤值, 并对潜在风险进行结构优化, 以满足疲劳耐久性要求。

1 研究流程

针对天然气发动机后处理器的疲劳耐久性能, 本文考虑热疲劳和振动疲劳, 具体研究流程如下:

(1) 建立天然气发动机后处理器的有限元分析模型, 包括网格划分、材料参数设置、载荷设置等。

(2) 通过传热分析获取后处理器的温度场分布, 并通过热机耦合分析设置循环温度载荷, 获取后处理器的 $\Delta\varepsilon$, 作为热疲劳的参考指标。

(3) 进行后处理器模态分析、随机振动分析, 计算后处理器的 von MISES 应力均方根 (root mean square of von MISES equivalent stress, RMISES) 值, 作为振动疲劳的参考指标。

(4) 基于 $\Delta\varepsilon$ 和振动应力结果, 计算后处理器危险点的综合累积损伤, 以此评价后处理器的耐久性能, 并提出优化建议。

2 关键技术及理论

2.1 有限元模型

天然气发动机后处理器结构示意图见图 1。对后处理器进行网格划分, 网格总数为 433 312 个, 其中: 外箱体、内箱体、左隔板、右隔板、端盖、进气管、出气蚌壳、抱箍采用壳单元, 单元类型为 S4R 和 S3; 法兰采用实体单元, 单元类型为 C3D8R; 支架采用实体单元, 单元类型为 C3D8R 和 C3D6。

结合产品实际潜在失效位置, 将后处理器左隔板关键区域分别标注为危险点 CP1、CP2 和 CP3, 见

图 2。左、右隔板与外箱体采用满焊, 左、右隔板与内箱体采用段焊, 对支架根部的螺栓孔位置进行固定约束。根据实际焊缝位置进行焊缝实体网格建模。

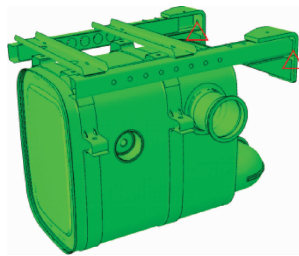


图 1 天然气发动机后处理器结构示意图

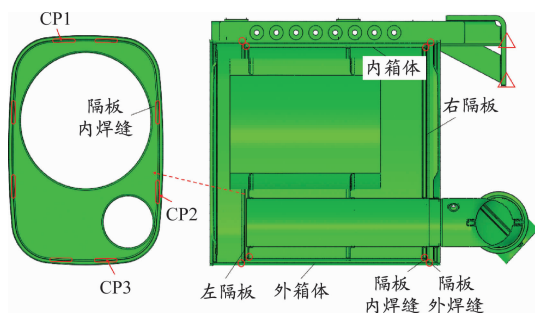


图 2 后处理器剖视图及危险点示意

2.2 材料性能

441 铁素体不锈钢具有很好的高温强度和抗氧化性能, 被发动机后处理器大量采用。在循环载荷作用下, 材料存在明显的硬化效应, 包括各向同性硬化和随动硬化 2 种形式。本文在设置热机耦合分析的材料参数时, 同时考虑各向同性硬化和随动硬化。

图 3 为温度对弹性模量的影响曲线, 图 4 为温度对屈服应力的影响曲线, 可知: 随着温度的上升, 材料的弹性模量和屈服强度均下降明显。常温下材料的弹性模量为 201 GPa, 屈服应力为 320 MPa; 在 800 °C 时分别下降到 85 GPa 和 23 MPa。

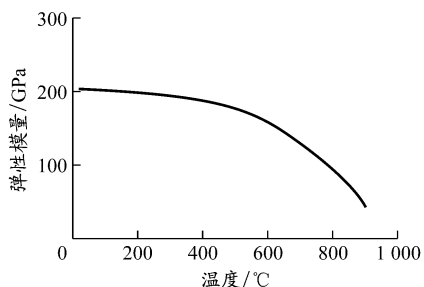


图 3 温度对弹性模量的影响曲线

2.3 热机耦合分析

对天然气发动机后处理器进行传热分析, 后处理器温度场分布见图 5, 内箱体最高温度为 571 °C, 外箱体为 300 °C。将温度场结果导入到静力学分析

模块,进行后处理器热机耦合分析。

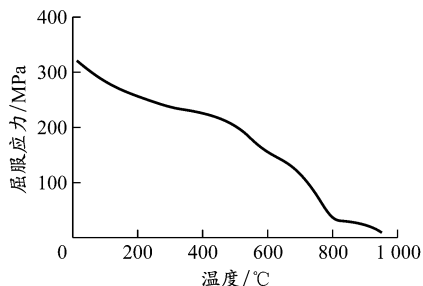


图4 温度对屈服应力的影响曲线

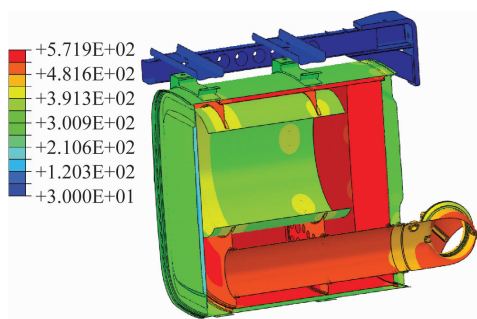


图5 后处理器温度场分布, °C

图6为温度加载历程。第1个分析步为加热工况,后处理器温度由室温 T_R 上升至最高温度 T_U ;第2个分析步为冷却工况,后处理器温度由最高温度 T_U 降低至室温 T_R ;第3个分析步为加热工况,后处理器温度由室温 T_R 上升至最高温度 T_U ;第4个分析步为冷却工况,后处理器温度由最高温度 T_U 降低至室温 T_R 。

$$\Delta \varepsilon = (\varepsilon_4 - \varepsilon_2) / 2 \quad (1)$$

式中: ε_2 为第2个分析步(冷却)等效塑性应变; ε_4 为第4个分析步(冷却)等效塑性应变。

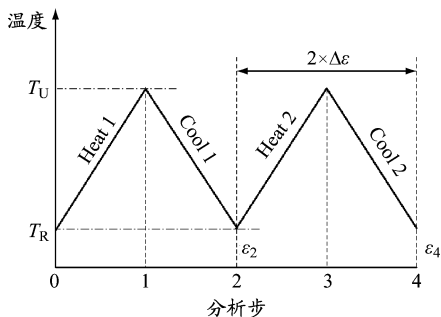


图6 温度加载历程

2.4 随机振动分析

对后处理器进行模态分析,然后通过 random response 模块进行随机振动分析。图7为随机振动功率谱密度(power spectrum density, PSD)谱线,可知振动频率主要分布在10~150 Hz,其中:10~30 Hz为较高水平振动,振动量级达到0.15 g^2/Hz ;在58 Hz附近有一个小的振动峰值,振动量级为0.05

g^2/Hz 。

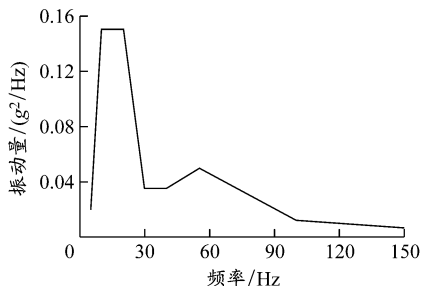


图7 随机振动 PSD 谱线

随机振动信号的均方根值(root mean square, RMS),是描述振动强度的重要指标,表示振动信号的统计平均水平,其统计学意义是随机信号的1个标准差,可记作 σ 。随机信号示意图8。随机信号的正常变化范围为 $-3\sigma \sim 3\sigma$,本文选择 3σ (等效于3倍的RMS值)来表征随机振动的最大应力,记作 S_{\max} 。

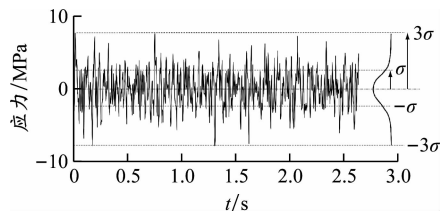


图8 随机信号示意

2.5 综合损伤评估模型

天然气发动机后处理器在高低温热冲击载荷下,会在危险点区域产生明显的塑性应变,属于低周应变疲劳范畴。因此,采用 Manson-Coffin 公式预测热疲劳^[10],其理论表达式为

$$\Delta \varepsilon_p N^m = C_1 \quad (2)$$

式中: $\Delta \varepsilon_p$ 为塑性应变幅值,本文等同于 $\Delta \varepsilon$; N 为热疲劳寿命; m 和 C_1 为材料参数, m 取值0.5~1.5, C_1 可通过实验获取。

当塑性应变幅值为 $\Delta \varepsilon_{p1}$ 时,对应的热疲劳寿命值为 N_1 ,则经受 N_0 次热载荷循环后产生的热疲劳损伤

$$D_{TF} = N_0 / N_1 \quad (3)$$

式中:塑性应变幅值为 $\Delta \varepsilon_{p0}$ 时,对应的热疲劳寿命为 N_0 次(本文取 $N_0 = 1000$)。

在发动机和道路载荷的作用下,后处理器危险点区域材料会经受高频振动应力响应,属于高周应力疲劳范畴,疲劳寿命循环会随着结构应力的增加而减小^[11],满足公式

$$SN^n = C_2 \quad (4)$$

式中: S 为结构应力幅值; N 为结构振动疲劳寿命; n 和 C_2 为材料参数。

当结构载荷为 S_1 时,对应的振动疲劳寿命值为 N_1 。当结构承受 S_1 载荷、经受 N_0 次循环后,产生的结构疲劳损伤

$$D_{MF} = N_0/N_1 \quad (5)$$

式中: N_0 取 1 000 万次,对应的载荷 S_0 称为疲劳极限。

综合热疲劳和振动疲劳理论,本文采用线性累积损伤法则,在热载荷和振动载荷的综合影响下,后处理器的综合累积损伤^[12]可表示为

$$D_{total} = D_{TF} + D_{MF} \quad (6)$$

当 $D_{total} > 1$ 时,结构发生失效。

3 结果与分析

3.1 热机耦合分析

后处理器左隔板 $\Delta\varepsilon$ 分布云图见图 9。图 9 中高风险区域危险点 CP1、CP2 和 CP3 的 $\Delta\varepsilon$ 值分别为 1.02%、0.84%、0.85%。根据 2.5 节内容,可计算出 CP1、CP2 和 CP3 的热疲劳损伤分别为 0.653、0.547 和 0.553。

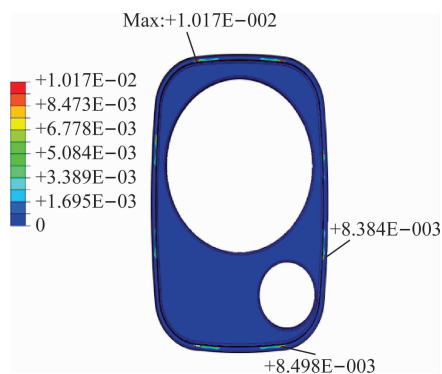


图 9 左隔板 $\Delta\varepsilon$ 分布云图

3.2 随机振动分析

后处理器左隔板 von MISES 应力分布云图见图 10,可知危险点 CP1 在 42.2 Hz 时对应的 von MISES 应力为 23.7 MPa。

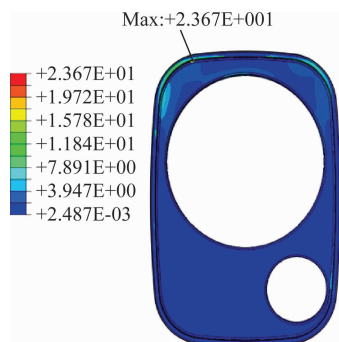


图 10 左隔板 von MISES 应力分布云图,MPa

危险点 CP1 的 von MISES 应力曲线见图 11。

该后处理器存在 2 个共振频率,第 1 个共振频率为 21.5 Hz,危险点 CP1 的应力峰值为 8.7 MPa;第 2 个共振频率为 42.2 Hz,危险点 CP1 的应力峰值为 23.7 MPa。另外,超过 51 Hz 后,振动载荷对危险点 CP1 的影响迅速减小。因此,需要重点关注 50 Hz 以下的模态振型和载荷谱特征。

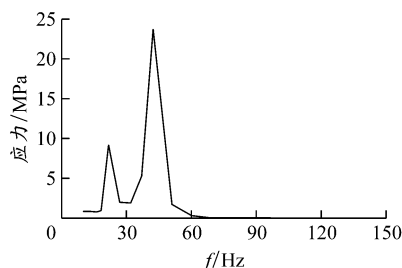


图 11 危险点 CP1 的 von MISES 应力曲线

后处理器左隔板 RMISES 分布云图见图 12。危险点 CP1 的 RMISE 最高,为 16.8 MPa;危险点 CP2、CP3 的应力相对较低,分别为 7.9 和 5.53 MPa。根据 2.4 节内容,计算出危险点 CP1、CP2 和 CP3 的应力最大值分别为 50.4、23.7 和 16.6 MPa。根据 2.5 节内容,危险点 CP1、CP2 和 CP3 的振动疲劳损伤分别为 0.57、0.021 和 0.008。

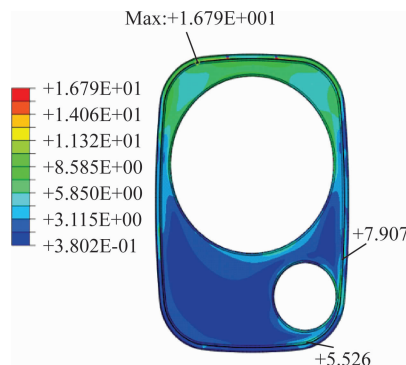


图 12 左隔板 RMISES 分布云图,MPa

3.3 综合损伤评估

根据 2.5 节内容,计算各危险点的综合损伤值,见表 1。可知:危险点 CP1 不满足耐久性要求,CP2 和 CP3 均满足耐久性要求。

表 1 综合累积损伤计算结果

耐久指标	CP1	CP2	CP3
热疲劳损伤	0.653	0.547	0.553
振动疲劳损伤	0.57	0.021	0.008
综合损伤	1.223	0.568	0.561
评价	不满足	满足	满足

由于随机振动的载荷来自于客观存在的路谱激励,且后处理器隔板已采用 2 mm 不锈钢板制作,通过增加隔板厚度降低应力水平的难度很大,同时各

危险点的热疲劳损伤均占较大比例,因此从减少热疲劳损伤的角度进行结构优化。产生热疲劳的原因主要是内、外筒体温差大,热膨胀不协调,左隔板内焊缝处位于最薄弱环节,故产生热疲劳损伤。采用取消左隔板与内箱体之间的焊缝来优化结构,释放内、外箱体热变形不协调产生的应力集中,见图 13。

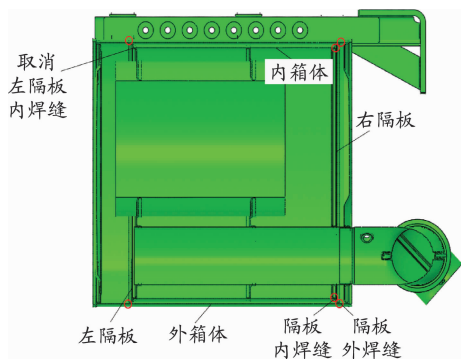


图 13 结构优化示意

3.4 结构优化与损伤计算

优化方案左隔板 $\Delta\varepsilon$ 分布云图见图 14。图 14 中高风险区域危险点 CP1、CP2 和 CP3 的 $\Delta\varepsilon$ 值分别为 $0.2.83 \times 10^{-7}$ 和 0,3 个危险点处热疲劳对应的损伤均为 0,即无热疲劳损伤。



图 14 优化方案左隔板 $\Delta\varepsilon$ 分布云图

优化方案左隔板 RMISES 分布云图见图 15。危险点 CP1 的 RMISES 最高,为 10.59 MPa;CP2 和 CP3 的 RMISES 相对较低,分别为 4.49 和 3.24 MPa。对应的最大应力 S_{\max} 分别为 31.77、13.47 和 9.72 MPa。根据 2.5 节内容,危险点 CP1、CP2 和 CP3 的振动应力疲劳损伤分别为 0.059、0.005 4 和 0.003 3。另外,优化方案最大 RMISES 发生左隔板

左上方,为 15.92 MPa,标注为危险点 CP4,对应的应力最大值 S_{\max} 为 47.76 MPa,此处的振动疲劳损伤为 0.417。

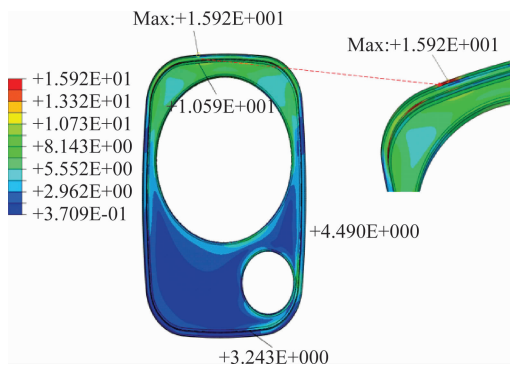


图 15 优化方案左隔板 RMISES 分布云图,MPa

根据上文内容,计算各危险点的综合累积损伤值,结果见表 2。危险点 CP1、CP2、CP3 和 CP4 的热疲劳损伤均为 0,综合累积损伤分别为 0.059、0.005 4、0.003 3 和 0.417,均满足耐久性要求。优化方案可行。

表 2 综合累积损伤计算结果

耐久指标	CP1	CP2	CP3	CP4
热疲劳损伤	0	0	0	0
振动疲劳损伤	0.059	0.005 4	0.003 3	0.417
综合损伤	0.059	0.005 4	0.003 3	0.417
评价	满足	满足	满足	满足

4 结束语

本文采用有限元法,考虑热疲劳损伤和振动疲劳损伤,建立天然气发动机后处理器综合损伤评估的流程和方法。通过热机耦合分析,得到危险点 CP1 的 $\Delta\varepsilon$ 值为 1.02%,热疲劳损伤为 0.653;通过随机振动分析,危险点 CP1 的最大应力值为 50.4 MPa,热疲劳损伤为 0.57,CP1 的综合累积损伤为 1.223,不满足耐久性指标。

根据疲劳损伤的产生原因,对原方案进行结构优化,取消左隔板内侧焊缝。优化方案的危险点 CP1 的综合累积损伤为 0.059,满足耐久性指标,优化方案合理可行。

参考文献:

- [1] WATANABE Y, SHIRATANI K, IWANAGA S, et al. Thermal fatigue life prediction for stainless steel exhaust manifold[C]//SAE 1998 World Congress and Exhibition, 1998. DOI: 10.4271/980841.
- [2] CHINOUILH G, SANTACREU P O, HERBELIN J M. Thermal fatigue design of stainless steel exhaust manifolds[C]//SAE 2007 World Congress and Exhibition, 2007. DOI: 10.4271/2007-01-0564.

(下转第 30 页)

动机水温为 124.70 ℃,超过其许用水温 118.00 ℃,存在热平衡性能差的风险。经环境舱整车热平衡热害试验对比,验证仿真模拟的准确性,试验值与仿真值误差 <6%。

为解决原车型热平衡水温高的问题,通过增加散热器下导流板的优化方案改善下格栅气流的流动方向,解决漏风现象。经数值模拟计算,冷却模块散

热器表面进风量增加 15.06%,发动机水温下降 8.90 ℃,该车发动机许用水温由 124.70 ℃ 降至 115.80 ℃,满足设计要求。本文所采用的热平衡分析流程及方法,可以有效预测整车冷却系统能力及整车热平衡性能,为整车冷却系统匹配及改进提供参考。

参考文献:

- [1] 黄晖. 发动机冷却系统的研究与优化设计[D]. 济南: 山东大学, 2005.
- [2] 张英朝. 汽车空气动力学数值模拟技术[M]. 北京: 北京大学出版社, 2011.
- [3] 袁侠义. 汽车发动机舱热管理研究与改进[D]. 长沙: 湖南大学, 2010.
- [4] FORTUNATO F, DAMIANO F, MATTEO L D, et al. Underhood cooling simulation for development of new vehicles[C]//Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-2046.
- [5] WATANABE N, KUBO M, YOMODA N. An 1D-3D integrating numerical simulation for engine cooling problem[J]. Dublin Institute of Technology, 2006, 64(5): 438-443. DOI: 10.3109/14017437509138654.
- [6] HORMANN T, LECHNER B, PUNTIGAM W, et al. Numerical and experimental investigation of flow and temperature fields around automotive cooling systems[C]//Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition, 2006. DOI: 10.4271/2005-01-2006.
- [7] DUBE P, NATARAJAN S, MULEMANE A, et al. A numerical approach to develop the front end cooling package in a vehicle using predicted engine fan performance data and vehicle system resistances[C]//Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition, 2007. DOI: 10.4271/2007-01-0542.
- [8] 贾青, 王毅刚, 杨志刚. 汽车风洞试验段非定常流场的试验[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2012, 40(1): 97-101. DOI: 10.3969/j.issn.0253-374x.2012.01.018.
- [9] 蒋光福. 汽车发动机舱散热特性研究[J]. 汽车科技, 2006(5): 18-23.
- [10] 张毅. 车辆散热器模块流动与传热问题的数值分析与试验研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [11] 陈立辉, 郭忠印. 高原环境连续下坡路段制动鼓温度预测模型[J]. 北京工业大学学报, 2020, 46(7): 772-781. DOI: 10.11936/bjtxb2018100010.
- [12] SHI Z F, HUANG Z M, CHEN Q, et al. Thermal management performance analysis and improvement for a commercial vehicle engine compartment through a 1D/3D co-simulation method[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2024. DOI: 10.1177/16878132241301316.

(编辑 陈锋杰)

(上接第 24 页)

- [3] 李相旺, 黄凤琴, 张志明, 等. 某增压发动机排气热端耐久性分析与优化[J]. 汽车工程, 2017, 39(10): 1130-1135. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2017.10.006.
- [4] 刘志恩, 胡雅倩, 颜伏伍, 等. 发动机排气歧管热模态分析及试验研究[J]. 汽车工程, 2015, 37(3): 359-365. DOI: 10.19562/j.chinasae.qcgc.2015.03.019.
- [5] MANSON S S. Fatigue: a complex subject-some simple approximation[J]. Experimental Mechanics, 1965, 5(7): 193-226.
- [6] 董劭, 赵鸾, 王希杰, 等. 汽车排气歧管热机械疲劳 CAE 分析方法[J]. 内燃机, 2014(1): 45-47.
- [7] 陈东兴, 熊锐, 吴坚, 等. 基于 Abaqus 的发动机排气歧管总成模态分析[J]. 广东工业大学学报, 2013, 30(2): 103-106. DOI: 10.3969/j.issn.1007-7162.2013.02.020.
- [8] 杨小东, 李东晗, 齐冬亮, 等. 乘用车排气净化器频响分析方法[J]. 计算机辅助工程, 2019, 28(1): 18-21. DOI: 10.13340/j.cae.2019.01.004.
- [9] 陈正国, 杨小东, 褚霞, 等. 乘用车排气净化器热疲劳分析方法[J]. 计算机辅助工程, 2021, 30(3): 44-48. DOI: 10.13340/j.cae.2021.03.008.
- [10] YANG X D, CHEN Z G, ZHANG Y H, et al. Research and application for thermal fatigue analysis of V-shape specimen[C]//Proceedings of China SAE Congress 2023, 2023: 711-723.
- [11] 杨新华, 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 2版. 武汉: 华中科技大学出版社, 2018: 16-19.
- [12] 陈正国, 杨小东, 张允华, 等. 乘用车净化器高温失效分析研究[C]//2024 世界内燃机大会, 2024: 1-8.

(编辑 陈锋杰)