

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.03.001

进气道燃料喷射氢内燃机回火机理与控制研究^{*}

段俊法 刘福水 孙柏刚

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘要: 建立了包含进气道和气缸的氢内燃机三维仿真模型,研究了进气道燃料喷射氢内燃机不同转速和负荷条件下的回火机理。提出了通过优化喷氢相位,使低浓度混合气在进气门打开时首先进入气缸,降低缸内废气和热点温度,从而抑制回火的方法。仿真分析了不同转速和负荷条件下喷氢相位对进气门处混合气浓度和温度的影响,得到了最优的喷氢相位。经试验验证,优化的喷氢相位使氢内燃机能够在全工况内达到或超过混合气化学当量燃空比无回火工作。

关键词: 进气道燃料喷射 氢内燃机 回火控制 喷氢相位

中图分类号: TK46⁺.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)03-0001-05

Backfire Mechanism and Control of PFI Hydrogen Internal Combustion Engine

Duan Junfa Liu Fushui Sun Baigang

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: A 3-D simulation model including the inlet and the cylinder was built to study the backfire mechanism of PFI hydrogen internal combustion engines. A method controlling the backfire was put forward through optimizing the hydrogen injection angle. The low concentrated mixture gas was flow into the cylinder first after the intake valve opening, which can then lower the temperature of the exhaust gas and hot point inside the chamber. Based on the simulation model, the hydrogen injection angle influenced on the concentration and temperature of the mixture gas with the engine at different working speeds and conditions was investigated. The optimized hydrogen injection angle causing no backfire in all working conditions were found. It was proved by the experiment that the hydrogen internal combustion engine with the optimized hydrogen injection angle worked normally without backfire when the equivalent fuel air ratio of mixture gas reaching or even exceeding the stoichiometric fuel-air ratio within the speed range.

Key words: Port fuel injection Hydrogen internal combustion engine Backfire control Ignition timing

引言

氢气的储量丰富且可以再生,其可燃范围宽,燃烧速度快,点燃所需的能量很小,用作内燃机燃料时不需要对传统内燃机做很大的改动。氢燃料内燃机的制造成本远低于燃料电池,是现阶段氢燃料用于车辆的最可行方式^[1]。

进气道燃料喷射(PFI)氢内燃机因氢气供给系

统结构简单、成本低,成为多数研究机构和生产企业的首选^[2-4]。PFI氢内燃机的燃料由进气道喷入与空气混合,在进气门打开时由于缸内高温气体和热点回流到进气道内,引燃可燃气体发生回火,造成氢发动机的气门和进气道损伤,动力性下降甚至失去工作能力,是氢发动机正常工作必须解决的问题。

一些学者采用试验方法探索了PFI氢内燃机的回火机理,部分学者认为未燃尽的氢气火焰引燃进

收稿日期:2012-10-10 修回日期:2012-10-19

^{*} 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2006AA11A1B6)和国家自然科学基金资助项目(51276019)

作者简介:段俊法,副教授,博士生,主要从事内燃机燃烧及优化控制和代用燃料研究,E-mail:duanjunfa@126.com

通讯作者:孙柏刚,副教授,主要从事清洁能源内燃机燃烧与排放研究,E-mail:sunbg@bit.edu.cn

气道内的可燃混合气是发生回火的原因^[5],更多学者认为燃烧室内的高温残余废气和缸内热点是造成回火的主要原因,降低残余废气的温度,减少和消除热点是抑制回火的有效途径^[6-9]。

早期的研究发现在喷氢期间同时向进气道喷水可以抑制回火^[10],但向进气道喷水会稀释气缸壁上的润滑油膜,加剧活塞、环组和气缸壁磨损,造成气缸锈蚀。后来的学者尝试优化喷氢相位抑制回火的发生^[11-13],得到了一定工况下抑制回火的喷氢控制策略。本文基于仿真和试验在全工况内探索回火机理,获得控制方法,实现氢内燃机的无回火工作。

1 研究方法和模型

大多学者采用试验的方法研究 PFI 氢内燃机的回火,探索了回火发生的机理,并实现了部分工况下对回火的抑制^[11-13]。采用试验方法寻找在全工况范围不发生回火的喷氢相位比较困难。而三维 CFD 仿真分析的方法能够获得全工况任意喷氢和进气相位时进气道和气缸的温度、压力分布,更有效率。

本文采用仿真方法分析全工况范围内喷氢相位、进气相位对回火的影响规律和控制方法,并建立试验系统验证控制效果。

1.1 氢内燃机仿真模型

以一台 4 缸 PFI 氢内燃机为研究对象建立三维 CFD 仿真模型。内燃机主要参数见表 1。

表 1 内燃机参数

Tab.1 Engine parameters

| 参数 | 数值 |
|---------|-------|
| 内燃机排量/L | 1.998 |
| 气缸数 | 4 |
| 气缸直径/mm | 86 |
| 活塞行程/mm | 86 |
| 压缩比 | 10 |
| 供油方式 | 进气道喷射 |

为了简化计算,在建立仿真模型时,忽略氢内燃机各缸进气的不一致,并考虑气缸和进气管的对称性,建立了仅包含半个稳压箱、半个进气管和半个气缸的三维计算网格。

将氢气喷射压力设定为 0.3~0.6 MPa,进气温度、压力、流量等初始条件根据试验测定,传热系数、摩擦因数根据经验公式获得,其他初始条件和边界条件由一维仿真得到。

建立三维仿真模型后,校核了最大和最小网格尺寸及计算步长。采用仿真模型计算了不同工况的

内燃机进气量,通过了试验验证。如表 2 所示,仿真结果和试验数据吻合,最大误差不超过 5%。

表 2 仿真和试验的内燃机进气量

Tab.2 Intake flow mass of simulation and experiment

| 转速/ $r \cdot \min^{-1}$ | 当量燃空比 | 进气量/ $kg \cdot h^{-1}$ | |
|-------------------------|-------|------------------------|--------|
| | | 仿真值 | 试验值 |
| 1 000 | 1.02 | 48.58 | 51.02 |
| 2 000 | 0.83 | 90.59 | 93.14 |
| 3 000 | 0.76 | 140.45 | 142.92 |
| 4 000 | 0.69 | 209.35 | 206.54 |
| 5 000 | 0.65 | 267.76 | 271.20 |

1.2 PFI 氢内燃机试验系统

图 1 是采用的试验系统,图中 1~7 组成了氢气供给装置,氢气以 15~20 MPa 的压力储存在钢瓶里,经过两级减压降至 0.3~0.6 MPa,通过氢轨上的氢气喷嘴将氢气喷入进气道。

试验台架由反向拖动电动机、电涡流测功机、冷却水和机油恒温系统组成,保持内燃机的转速稳定,测量功率、扭矩、排气温度等基本参数。

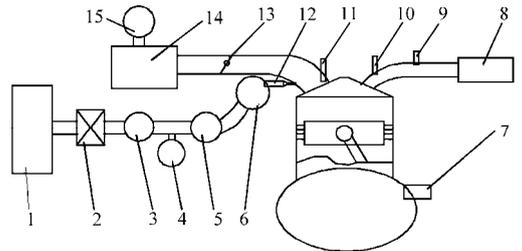


图 1 试验系统原理图

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

1. 氢气瓶 2. 电磁阀 3. 一级减压阀 4. 氢气流量计 5. 二级调压阀 6. 氢轨 7. 曲轴传感器 8. 三效催化器 9. 氧传感器 10. 排温传感器 11. 缸压传感器 12. 氢气喷嘴 13. 电子节气门 14. 稳压箱 15. 空气流量计

主要测试仪器包括:湘仪 FC2000 测试系统、CMF025 氢气流量计、热线式空气流量计、Kistler2613B 曲轴转角传感器、Kistler6117B 缸压传感器和 AVL612 燃烧分析仪。使用空气流量计和氢气流量计测量空气和氢气的质量流量。曲轴转角传感器测得内燃机的转速。用安装在排气管前端的温度传感器测得的温度表征气缸残余废气温度。用安装在进气门处的缸压传感器测量进气道和气门处的瞬时压力,并将压力信号传输到燃烧分析仪。

试验样机采用电子节气门控制进气。小负荷采用量调节方式,保持化学当量燃空比为 0.2,节气门开度从 0 到 100%;大负荷采用质调节方式,保持节气门开度 100%,增大喷氢量,化学当量燃空比在 0.2~1.0 之间调节。

2 回火机理和控制

以当量燃空比表征内燃机负荷,通过3种典型工况和负荷探索回火机理:以转速 850 r/min、当量燃空比 0.2 表征低转速小负荷;由于氢发动机在当量燃空比大于 0.6 时就会发生较为严重的回火,难以正常工作,因此以转速 3 000 r/min、当量燃空比 0.65 和转速 5 000 r/min、当量燃空比 0.65 表征中、高转速大负荷。以试验测得的压力和排气温度数据,仿真得到的缸内混合气浓度和温度分布,揭示产生回火的原因。

2.1 小负荷回火机理和控制

试验测得回火和正常工作循环中进气门处的瞬时压力如图 2 所示。

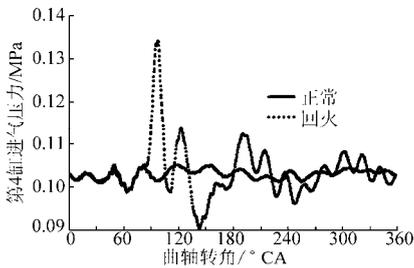


图 2 小负荷下回火和正常燃烧的进气压力曲线

Fig. 2 Intake pressure curves of normal combustion and backfire under low load

在发动机不发生回火的工作循环,进气门附近的压力在 0.102 MPa 附近小幅波动;而在发生回火的工作循环,进气门附近的进气压力在上止点后 85°CA 急剧升高,出现了 0.132 MPa 的压力峰值,可以判断上止点后 85°CA 就是发生回火的时刻。

图 3 是仿真得到的进气门处的当量燃空比,小负荷时喷氢持续期从 33°CA 到 58°CA,进气持续期从 -15°CA 到 195°CA。由图 3 可知,进气开始时进气门处混合气的当量燃空比只有 0.11,随着新鲜空气的进入,气门附近逐渐降低到 0.06,在喷氢开始后一段时间(约 15°CA)新喷入的氢气到达进气门处,混合气浓度开始升高,在 90°CA 时进气门处的当量燃空比达到了 0.48 的峰值。

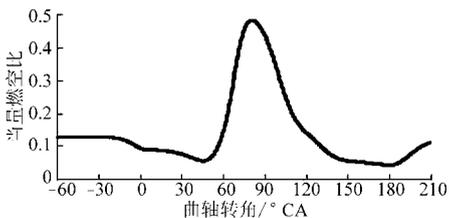


图 3 小负荷下进气门处的当量燃空比

Fig. 3 Variation of equivalence ratio in intake port with crank angle under low load

温度在 192 ~ 202℃ 之间波动,远低于氢气的自燃温度(585℃),不能加热氢气使其自燃发生回火,回火的原因是火源点燃了混合气。

回火试验系统改进了点火系统,采用独立点火方式,火花塞采用冷型火花塞,试验中没有发现跳火,因而不是点火系统引起的回火。此时回火最可能的原因是上个循环火焰以火球形式在缝隙稀薄的混合气中存在,进气门打开后火球回流到进气门处遇到较浓新鲜充量引燃混合气发生回火^[13]。

由于点燃氢气所需要的点火能量随燃空比减小迅速增大,而缝隙中存在的氢气火焰能量很低,很难引燃燃空比较低的混合气,回火只能在球形火焰遇到较浓混合气才能发生。优化喷氢相位,降低进气门处的当量燃空比,可以很好地抑制小负荷回火。采取这种方法后试验内燃机基本消除了回火现象。

2.2 大负荷回火机理

图 4 是转速 3 000 r/min、当量燃空比 0.65 时,试验氢内燃机第 4 缸正常运行和发生回火时进气门处的压力曲线。如图 4 所示,正常工作循环进气门处的压力比较稳定地保持在 0.105 MPa 左右,而回火循环的压力在下止点后 8°CA 剧烈升高到 0.142 MPa,表明此时发生了回火。

在转速 3 000 r/min、当量燃空比 0.65 时,喷氢开始角度在进气上止点后 50°CA,喷氢持续 180°CA,在进气门关闭后喷氢还没有结束,因此在进气道中残留了较浓的混合气。试验测得此时的废气温度在 590 ~ 603℃ 之间波动,这个温度已经超过了氢气的自燃温度(585℃),容易引起混合气自燃发生回火。表明回火是新鲜混合气在遇到高温废气后发生的。

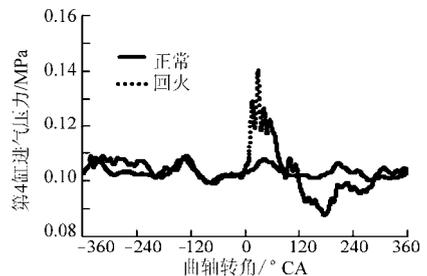


图 4 3 000 r/min 时大负荷下正常运行和回火进气压力曲线

Fig. 4 Compare on intake pressure between normal combustion and backfire at 3 000 r/min

图 5 是转速 5 000 r/min,当量燃空比 0.65 时,氢内燃机第 3 缸正常运行和发生回火时进气门处的压力曲线。图中所示第 3 缸的进气压力在不发生回火时保持在 0.105 MPa 附近,而在下止点后 63°CA 进气压力出现了 0.212 MPa 的压力峰值,表明发生了回火。

试验测得选定小负荷下排气管前端的排气平均

转速 5 000 r/min, 当量燃空比 0.65 时喷氢开始角度为下止点后 30°CA, 喷氢持续期 210°CA, 喷氢持续到进气门关闭以后, 因而进气道内残留了较浓的混合气。试验测得此时的废气温度高达 695 ~ 710℃, 远超氢气的自燃温度 (585℃), 此时进气道内的混合气浓度很高, 因而易发生回火, 且回火的强度很大。

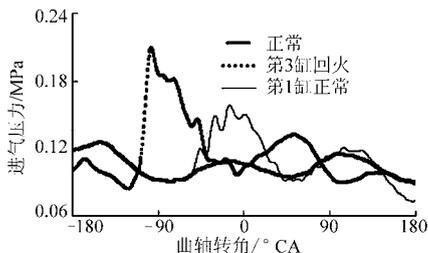


图5 5 000 r/min 时大负荷下正常运行和回火进气压力曲线

Fig. 5 Intake pressure between normal combustion and backfire at 5 000 r/min

图5还显示了第1缸的进气压力。第1缸进气压力也出现了较高的压力峰值, 而此时第1缸正处于压缩行程末期, 并不存在回火的可能。考虑到第1缸进气压力开始时上升的角度和第3缸回火角度相差 64°CA (约 2.13 ms), 第3缸和第1缸压力传感器相距约 751 mm, 声速 345 m/s 左右, 压力波传播时间刚好 2.18 ms。因此可以确认是由于第3缸回火时的压力波传递到第1缸, 造成了第1缸进气压力的波动。

由图4和5可知, 大负荷时发生回火是由残余废气或者缸内热点引燃的, 负荷越大, 高温废气或热点引燃可燃气体发生回火的倾向越大。抑制回火的关键在于降低缸内废气和可燃混合气接触时的锋面温度。

2.3 大负荷回火控制

大负荷控制回火的关键在于降低较浓混合气的温度。通过优化喷氢相位, 使纯空气或较稀混合气在进气门打开时首先进入气缸, 冷却缸内残余废气和热点, 从而使残余废气和热点在降温后才遇到高浓度混合气, 降低了高浓度混合气的自燃可能, 实现对回火的控制。

2.3.1 喷氢相位优化方法

喷氢相位优化的目标在于降低进气门打开时进气门处的混合气浓度和降低高浓度混合气的表面温度。现有条件只能得到进气道和气缸内平均温度和浓度, 本文用三维仿真方法得到进气道和气缸内混合气的温度和浓度场。

三维仿真模型包含 17 万个有限体积网格, 有限体积网格内部的温度、浓度是一致的, 而不同网格之间的温度、浓度会有变化。仿真计算了不同转速、负

荷条件下进气道和气缸内的浓度和温度场。

图6是某工况和负荷条件下仿真得到的进气门附近的浓度和温度场云图。图中的左侧喷氢相位是 317°CA ~ 458°CA、右侧的喷氢相位是 417°CA ~ 558°CA。图的上部是当量燃空比云图, 下部是温度云图, 云图中的灰度越大, 浓度 (当量燃空比) 和温度越高。

由图6知, 在喷氢相位 317°CA ~ 458°CA 时首先进入气缸的是浓度较低的混合气, 由于低浓度的混合气冷却了缸内废气和热点, 使得进气门附近接近当量燃空比的高浓度混合气温度只有 400 K 左右, 不会自燃回火。

在喷氢相位 417°CA ~ 558°CA 时首先进入气缸的高浓度混合气和缸内高温废气接触, 被加热到 900 K 左右的高温, 超过氢气自燃温度, 易于发生自燃回火。

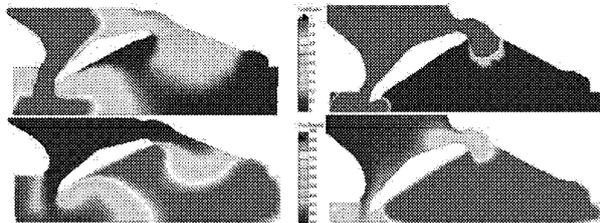


图6 不同喷氢相位下混合气进入气缸时的当量燃空比和温度

Fig. 6 Comparison on equivalence ratio and temperature under two distinct injection timing

喷氢相位对进气道和气缸内的混合气的浓度和温度场有很大的影响。而使进气道和进气门处的浓度 (当量燃空比) 和温度最低的喷氢相位最有可能避免回火, 因而是最优的喷氢相位。

2.3.2 不同转速和负荷下的最优喷氢相位

在不同转速和负荷条件下, 采用不同的喷氢相位, 仿真得到进气门附近的浓度和温度场, 将进气门附近的有限体积网格浓度和温度进行体积加权平均, 得到进气门处的平均温度和浓度。

图7和图8表示某转速、全负荷条件下, 喷氢结束角度 388°CA、458°CA、558°CA、617°CA 时, 进气门开闭时进气门附近的当量燃空比和高浓度混合气温度。

由图7、8可知, 喷氢结束角度为 458°CA 可以使进气门开启和关闭时, 进气门处的当量燃空比最低, 且接近化学当量比的高浓度混合气表面温度最低, 因而是最优的喷氢结束角度。

采用最优的喷氢结束角度, 可以使进气门附近的当量燃空比在发动机全负荷工况下 (当量燃空比为 1 时), 降低至 0.3 以下。由于低浓度的混合气首

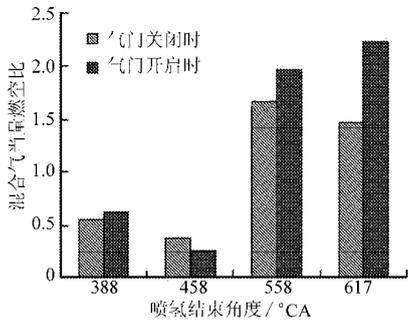


图7 进气门开启和关闭时进气门处的当量燃空比
Fig.7 Comparison on equivalence ratio at both IVC and IVO under various injection timing

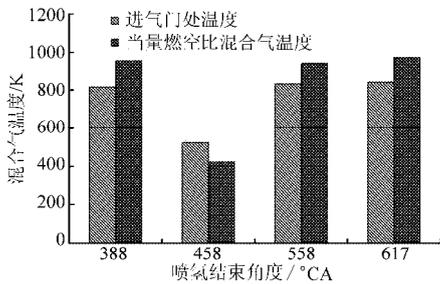


图8 混合气进入气缸时进气门处的温度和当量燃空比混合气的温度

Fig.8 Compare on temperature of both the entrance of intake port and the front of the mixing mass under various injection timing

先进入气缸,高浓度混合气的表面温度仅400 K左右,可以避免回火的发生。

仿真可得不同负荷下的最优喷氢结束角度,如图9所示,最优喷氢结束角度不随负荷发生改变,而最优的喷氢起始角度在负荷较小时由于喷氢持续期缩短而后移,此时混合气浓度低于全负荷工作时的浓度,发生回火的可能性更小。

图10表示不同转速时的最优喷氢相位。由图10可知,最优喷氢结束角度随转速增加而滞后(喷氢结束角度和转速基本呈线性关系),而最优喷氢起始角度随转速的增大而提前。这是由于进气惯性随转速增加,因而需要更大的喷氢提前角度保证氢气及时进入气缸。

2.4 试验验证

为了验证图10所示的喷氢相位,在PFI氢内燃

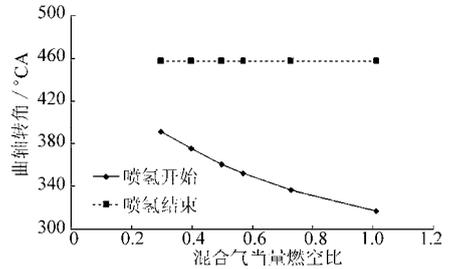


图9 不同负荷时的最优喷氢相位
Fig.9 Optimal hydrogen injection timing under different loads

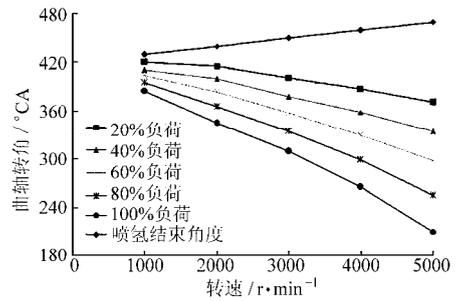


图10 不同转速下的最优喷氢相位
Fig.10 Optimal hydrogen injection timing under different speeds

机试验系统上进行了台架试验。氢内燃机转速从1 000 r/min到5 000 r/min,负荷(当量燃空比)从0.2到1.0变化范围内始终正常工作,没有发现回火现象,优化后喷氢相位实现了全工况的回火控制。

3 结论

(1)氢内燃机小负荷工况的回火主要是由于氢气火焰存在于狭缝中,在进气门打开后引燃高浓度混合气产生的。优化喷氢角度可以很好地抑制回火。

(2)大负荷工况的回火主要是由缸内热点回流遇到高浓度混合气引起的,优化喷氢相位,使进气门打开时进入低燃空比混合气冷却热点可以较好地抑制回火。

(3)基于三维CFD仿真,获得了PFI氢内燃机在全部工况和负荷条件下的优化的喷氢相位。经试验验证,优化的相位可以保证氢内燃机在全部转速和负荷条件下无回火工作。

参 考 文 献

- 1 Delorme A, Rousseau A, Sharer P, et al. Evolution of hydrogen fueled vehicles compared to conventional vehicles from 2010 to 2045[C]. SAE Paper 2009-01-1008, 2009.
- 2 Gerrit Kiesgen, Manfred Klütting, Christian Bock. The new 12-cylinder hydrogen engine in the 7 series: the H₂ ICE age has begun [C]. SAE Paper 2006-01-0431, 2006.
- 3 Stockhausen W F, Natkin R J, Kabat D M, et al. Ford hydrogen engine powered P2000 vehicle[C]. SAE Paper 2002-01-0243, 2002.

- Chen Liang, Zhang Shaoping, Wang Wei. Dynamic coordination principle and method of multidisciplinary collaborative product design based on semantics reasoning[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(5): 208 ~ 213. (in Chinese)
- 4 虞跨海, 王金生, 杨茜, 等. 基于近似的涡轮冷却叶片外形多学科设计优化[J]. 机械工程学报, 2011, 47(10): 106 ~ 112. Yu Kuahai, Wang Jinsheng, Yang Xi, et al. Multidisciplinary design optimization of cooling turbine blade profiles based on surrogate model[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(10): 106 ~ 112. (in Chinese)
- 5 李磊, 李元生, 敖良波, 等. 船用大功率柴油机涡轮增压器多学科设计优化[M]. 北京: 科学出版社, 2011: 136.
- 6 王平, 郑松林, 吴光强. 基于协同优化和多目标遗传算法的车身结构多学科优化设计[J]. 机械工程学报, 2011, 47(2): 102 ~ 108. Wang Ping, Zheng Songlin, Wu Guangqiang. Multidisciplinary design optimization of vehicle body structure based on collaborative optimization and multi-objective genetic algorithm[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(2): 102 ~ 108. (in Chinese)
- 7 苏瑞意, 桂良进, 吴章斌, 等. 大客车车身骨架多学科协同优化设计[J]. 机械工程学报, 2010, 46(18): 128 ~ 133. Su Ruiyi, Gui Liangjin, Wu Zhangbin, et al. Multidisciplinary design and collaborative optimization for bus body[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(18): 128 ~ 133. (in Chinese)
- 8 李冬琴, 王丽铮, 孔令海. 基于协调机制的多学科设计优化框架研究[J]. 武汉理工大学学报: 交通科学与工程版, 2011, 35(3): 562 ~ 566. Li Dongqin, Wang Lizheng, Kong Linghai. Study on the framework of multidisciplinary design optimization based on collaboration mechanism[J]. Journal of Wuhan University of Technology: Transportation Science & Engineering, 2011, 35(3): 562 ~ 566. (in Chinese)
- 9 宋保维, 杜伟, 高智勇, 等. 基于协同优化的鱼雷多学科设计优化[J]. 鱼雷技术, 2009, 17(6): 7 ~ 11. Song Baowei, Du Wei, Gao Zhiyong, et al. Multidisciplinary design optimization of torpedo general design based on collaborative optimization[J]. Torpedo Technology, 2009, 17(6): 7 ~ 11. (in Chinese)
- 10 Kroo I, Maning V. Collaborative optimization: status and directions[M]. Stanford: AIAA, 2000.

(上接第5页)

- 4 杨振中. 氢燃料内燃机燃烧与优化控制[D]. 杭州: 浙江大学, 2001. Yang Zhenzhong. Hydrogen fueled internal engine combustion and optimize control[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2001. (in Chinese)
- 5 Lee J T, Kim Y Y, Lee C W, et al. An investigation of a cause of backfire and its control dueto crevice volumes in a hydrogen fueled engine[C]//Proceedings ASME Spring Technical Conference, 2000 - ICE - 284, San Antonio, USA, 2000.
- 6 Kondo T, Iio S, Hiruma M. A study on the mechanism of backfire in external mixture formation hydrogen engines-about backfire occurred by the cause of the spark plug[C]. SAE Paper 971704, 1997.
- 7 Swain M R, Schade G J, Swain M N. Design and testing of a dedicated hydrogen fueled engine[C]. SAE Paper 961077, 1996.
- 8 Lee S J, Yi H S, Kim E S. Combustion characteristics of intake port injection type hydrogen fueled engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 1995, 20(4): 317 ~ 322.
- 9 Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen fuelled internal combustion engines[D]. Gent, Belgium: Ghent University, 2005.
- 10 Kahraman E, Ozcanh S C, Ozerdem B. An experimental study on performance and emission characteristics of a hydrogen fuelled spark ignition engine[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2007, 32(12): 2 066 ~ 2 072.
- 11 Liu Xinghua, Liu Fushui, Zhou Lei, et al. Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2008, 33(14): 3 847 ~ 3 855.
- 12 Hong Munan, Zhang Jianyong, Li Xihao. Effect of injection timing on backfire of port injection hydrogen engine[C]. SAE Paper 2008 - 01 - 1788, 2008.
- 13 Sebastian Verhelst, Roger Sierens. A critical review of experimental research on hydrogen fueled SI engine[C]. SAE Paper 2006 - 01 - 0430, 2006.
- 14 Drell L, Belles F E. Survey of hydrogen combustion properties [C] // Tech. Rep. 1383. National Advisory Committee for Aeronautics, 1958.