

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2013.03.004

# 进气门晚关机构与增压系统在中等负荷的优化匹配\*

韩志强 战强 吴松林 苏万华

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 天津 300072)

**摘要:** 以潍柴蓝擎 WP12 型重型柴油机为研究对象, 在各转速中等负荷工况, 通过对比进气门晚关机构(IVCA)开闭两种状态对两级增压系统匹配关系的影响, 分析其对关键气路参数和燃烧过程的影响。研究表明, 随着喷油定时向上止点后推迟, IVCA 机构对  $\text{NO}_x$  和碳烟折中排放的降低作用越发明显。同时, 使用 IVCA 机构后, 减少了进气流量, 降低了柴油机涡前压力, 这将有利于改善高涡前压力工况的有效热效率。结合 IVCA 机构开闭状态对增压系统运行规律的影响, 协同控制油路策略和气路状态参数, 可实现 IVCA 机构与增压系统在柴油机中等负荷的优化匹配。

**关键词:** 两级增压系统 进气门晚关机构 热效率 匹配

**中图分类号:** TK421+.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2013)03-0017-07

## Optimization Match between IVCA and Turbocharged System at Middle Load in Diesel Engines

Han Zhiqiang Zhan Qiang Wu Songlin Su Wanhua

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

**Abstract:** A Weichai-WP12 heavy-duty diesel was taken as the research object and the influence on two-stage turbocharged system was researched, according to contrasting the two states of the IVCA which control mode was open or close. It was also analyzed that the effect on combustion process by key gas path parameters of diesel engines under each speed and middle load condition. The results show that the  $\text{NO}_x$  and soot compromise exhaust emission was significantly declined by IVCA when the injection timing was delayed further after top dead center. At the same time, it was found that IVCA could decrease air intake flow and backpressure, and then it was considered as a useful way to improve the effective thermal efficiency when engines ran under high backpressure condition. The optimization matching process between boost system and IVCA under middle load working condition could come true if the influences of IVCA on operating principle of boost system were found, while the key air path parameters and fuel parameters was collaborated and controlled precisely.

**Key words:** Two stage turbocharged system Intake valve close action Thermal efficiency Match

### 引言

高增压技术在节能、提高功率和降低排放<sup>[1-2]</sup>等方面具有无可比拟的优点, 因此在柴油机上得到广泛运用。然而在不改变柴油机几何压缩比的情况下, 高增压比会导致缸内峰值压力超过柴油

机承受极限值。为此, 笔者开发了一套进气门晚关机构(IVCA), 能在不改变柴油机几何行程的前提下, 减小有效压缩比而保持有效膨胀比不变, 实现“拟米勒循环”<sup>[3-4]</sup>, 且有效降低柴油机上止点时刻温度, 推迟着火, 具有降低  $\text{NO}_x$  和碳烟排放的潜力<sup>[5-6]</sup>。

收稿日期: 2012-09-04 修回日期: 2012-11-22

\* 国家重点基础研究发展计划(973 计划)资助项目(2007CB21001)

作者简介: 韩志强, 博士生, 主要从事内燃机增压与 EGR 技术研究, E-mail: 8312862@qq.com

前期研究表明,合理匹配增压系统和 IVCA 机构能保证柴油机在满负荷时,峰值压力不超过极限值(16.5 MPa),且能实现排放和热效率的优化<sup>[7-8]</sup>。然而在各转速中等负荷工况,匹配的增压系统与 IVCA 机构如何优化气路状态参数,进而实现高效清洁燃烧,需要更进一步深入研究,为此本文在柴油机各转速中等负荷工况,通过对比进气门晚关机构开闭两种状态对两级增压系统匹配关系的影响,分析其对关键气路参数和燃烧过程的影响,最终确定 IVCA 机构与增压系统在柴油机中等负荷的优化匹配关系。

## 1 试验设备和测控系统

为了实现在无后处理器的情况下,重型柴油机满足国IV排放标准,笔者提出了中高负荷采用“高密度,低温燃烧”的方案<sup>[9-11]</sup>,该方案需各转速满负荷时增压比达到4.0左右,且根据满负荷目标增压压力和最大峰值极限压力来设计 IVCA 关闭时刻,各转速外特性峰值缸压如图1所示。台架示意图和测试设备安装图如图2所示,气路系统采用两级废气涡轮增压系统和低压废气再循环(LP-EGR)系统。根据 IVCA 机构在不同转速下的液力响应特性,其进气门关闭时刻如图3所示。柴油机主要参数如表1所示。台架测试设备方面,尾气排放物主要由 Horbia MEX-7100DEG 型排放仪和 AVL415 型烟度计测试;IVCA 转角传感器测试气门升程;EFS 喷油规律仪标定喷油控制 MAP;Toceil20N125 型热膜流量计测试进气流量,CMFD015 型瞬态油耗仪测试油耗率。

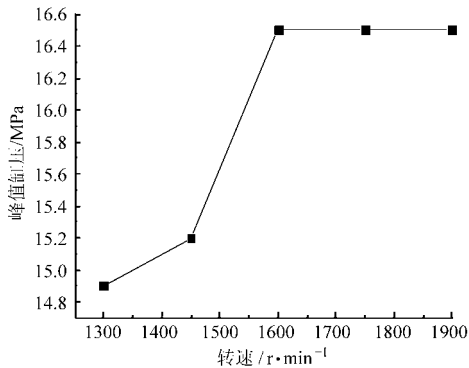


图1 峰值缸压与转速的关系曲线

Fig.1 Peak cylinder pressure in each speed

## 2 试验结果及分析

在各转速中等负荷工况,即使不采用 IVCA 机构,各转速缸内峰值压力也不会超过极限值,如何根据匹配的增压系统和 IVCA 机构,实现气路系统的优化调节,需进行对比试验。

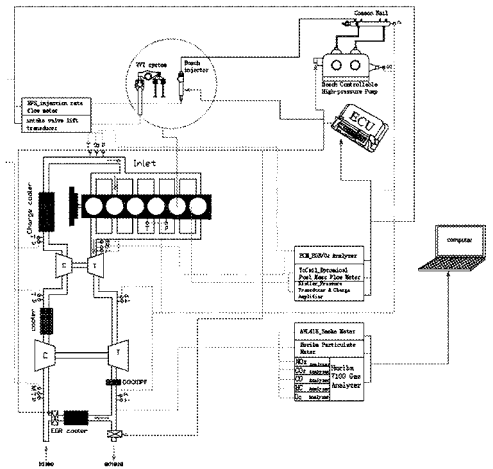


图2 六缸试验台架

Fig.2 Six-cylinder diesel engine test bench

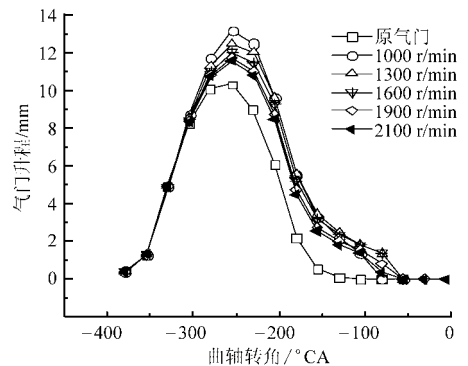


图3 使用 IVCA 装置时不同转速下进气门升程曲线  
Fig.3 Intake valve lift curve in each speed of the engine after using IVCA

表1 柴油机主要参数

Tab.1 Key parameters of diesel engines

参数	数值
缸径/mm	126
行程/mm	155
排量/L	11.596
压缩比	17
进气涡流比	1.2
燃烧室	敞口 ω 型(带 BUMP 环)
额定功率(转速)/kW(r/min)	357(2100)
进气方式	增压中冷

### 2.1 IVCA 机构对两级增压系统运行区域以及进、排气压力的影响

由图4、5可知,在各转速中等负荷,保持喷油策略和废气再循环率不变的情况下,IVCA 机构开启会导致进气流量的减小,这是因为,不开启 IVCA 机构,进气门关闭时刻为压缩上止点前 146°CA,而开启 IVCA 机构之后,进气门关闭时刻为压缩上止点前 80°CA(1300 r/min)~55°CA(1900 r/min)。即在压缩冲程,活塞上行而进气门未关闭,必然会将部分已进入气缸的新鲜充量推出缸外,故进气流量减

小。此外,使用 IVCA 机构之后,高压级增压比提高,而低压级增压比变化不大,这是因为使用了 IVCA 机构之后,由于进气流量减小,高低压级压气机运行区域均向高等熵效率区域移动,由于低压级流量量程比较大,中低速等熵效率增加不多,增压比基本不变,高速时等熵效率增加幅度较中低速大,增压比略有提高;而高压级压气机流量量程相对比较小,致使增压器运行区域完全移动到中心区域(最高等熵效率区),其中随着转速的增加,增压器等熵效率提高越多,增压比增幅越大。

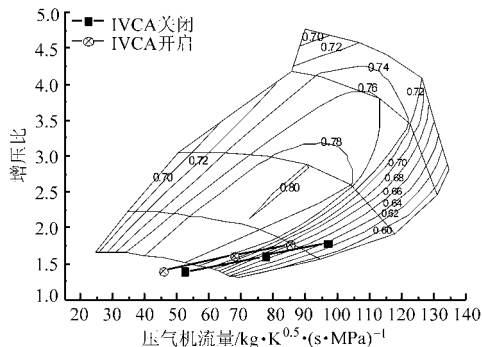


图4 各转速 50% 负荷 IVCA 开闭对低压级增压器运行的影响

Fig. 4 Operation effect of the low-pressure stage turbocharger by IVCA under each speed and 50% load

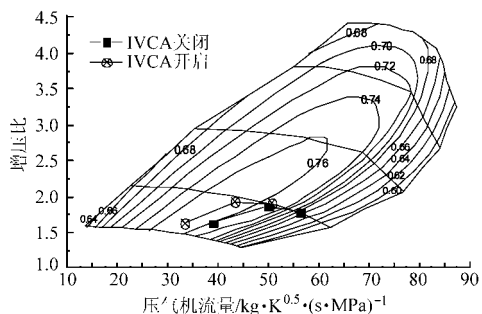


图5 各转速 50% 负荷 IVCA 开闭对高压级增压器运行的影响

Fig. 5 Operation effect of the high-pressure stage turbocharger by IVCA under each speed and 50% load

如图 6 所示,在各转速中等负荷工况,保持喷油策略和废气再循环率不变的情况下,使用 IVCA 机构之后,其进气压力均增加,且随着转速的增加,增压压力涨幅变大。这是因为使用 IVCA 机构后,进气流量减小,低压级增压比基本不变,而高压级增压比上升(图 4、5),故总增压比增加,进气压力增加,且随着转速的增大,进气压力增幅变大。而使用 IVCA 机构后,增压柴油机的涡前压力会降低,主要是排气流量减小造成的。

### 2.2 IVCA 机构对有效热效率的影响

由图 7 可知(图中图例数值表示喷油定时和进气门关闭角度),在保持喷油策略和废气再循环率

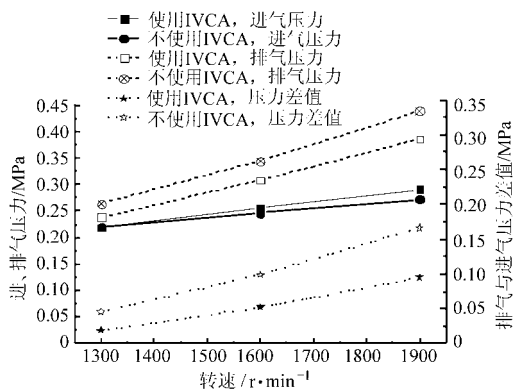


图6 不同转速下 IVCA 机构开闭对进、排气压力及压力差值的影响

Fig. 6 Influence of the intake and exhaust pressure and the pressure difference by IVCA in each speed

不变的情况下,柴油机在不同转速,IVCA 机构开闭两种状态对有效热效率的影响呈现出不同的规律。在 1 300 r/min 中等负荷,不开 IVCA 机构时有效热效率更高,而在 1 600 r/min 和 1 900 r/min 则是开启 IVCA 机构时有效热效率更高。这是因为,如图 8 所示,在 1 300 r/min 时,开启 IVCA 机构后,燃烧相位重心(CA50)向远离上止点方向移动,柴油机膨胀功减小,这是其有效热效率下降的主要原因。若定义示功图上压缩和膨胀冲程做功面积为有用功,进气和排气冲程围绕面积为换气功,两者之和为指示功,那么如图 9 所示,在喷油定时 2.5°CA ATDC,废气再循环率 3.86%,循环油量相同的情况下,在 1 300 r/min,开启 IVCA 机构后,有用功显著降低,每循环降低 140 J;而使用 IVCA 机构后,排气与进气之间压力差从 0.043 MPa 降至 0.019 MPa,如图 6 所示,此时背压对有效热效率的影响很小,换气功仅上升 70 J,故指示热效率下降。由于在相同转速、喷油定时和废气再循环率情况下,柴油机机械效率几乎相同,故开启 IVCA 机构后,有效热效率降低。

而在柴油机中高转速(1 300 r/min 以上)中等负荷工况,随着转速上升,排气与进气之间的压力差逐渐增加,换气负功增加。开启 IVCA 机构后,如图 6 所示,在 1 600 r/min 压力差值从 0.099 MPa 降至 0.052 MPa,而在 1 900 r/min 其差值从 0.166 MPa 降至 0.077 MPa,此时,IVCA 机构极大的减少了换气负功,且转速越大,减少幅度越大,有效热效率增幅越大。虽然开启 IVCA 机构后,燃烧相位重心依然远离上止点,但幅度不大。如图 9 所示,在柴油机中高转速,开启 IVCA 机构,有用功的减小远不及换气功的增加,且转速越高,这种趋势越明显。故在柴油机中高转速,IVCA 机构对换气负功的有效抑制是柴油机有效热效率增加的直接原因,该因素的影

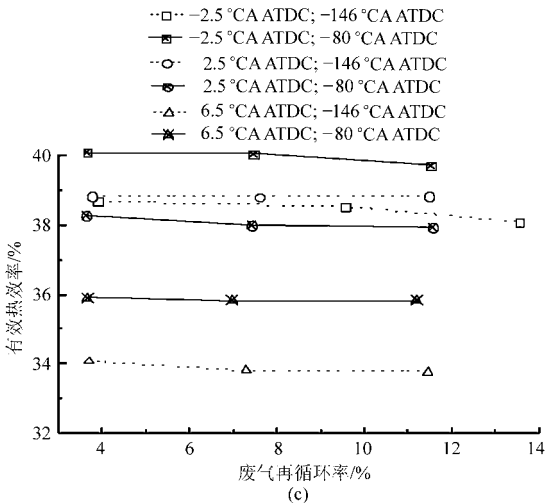
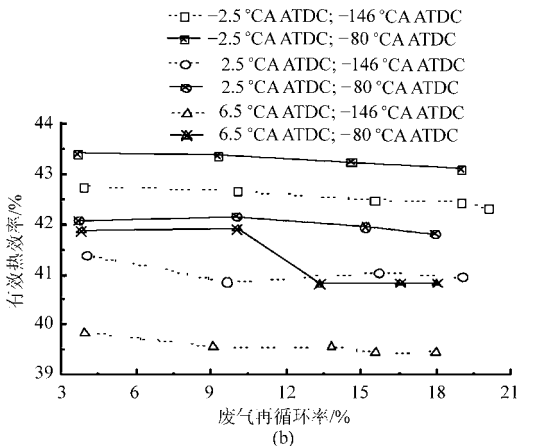
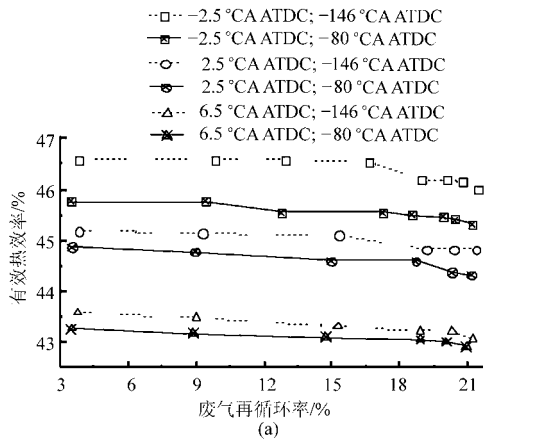


图7 各转速50%负荷时IVCA机构对热效率的影响  
Fig.7 Influence of thermal efficiency by IVCA under 50% load and each speed

(a) 1300 r/min (b) 1600 r/min (c) 1900 r/min

响大于燃烧相位重心远离上止点造成的膨胀功的减小。

### 2.3 IVCA机构对排放性能的影响

如图10所示(图中方框数字为废气再循环率,图例数值表示喷油定时和进气门关闭角度),在各转速中等负荷,对比IVCA机构开闭两种状态可知,随着喷油定时增加,NO<sub>x</sub>和碳烟的折中排放曲线相对位置做如下变化:喷油定时-2.5°C ATDC时,

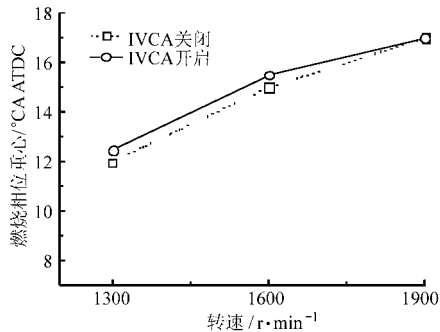


图8 在各转速下IVCA机构开闭对燃烧相位重心的影响  
Fig.8 Influence of CA50 by IVCA in each speed

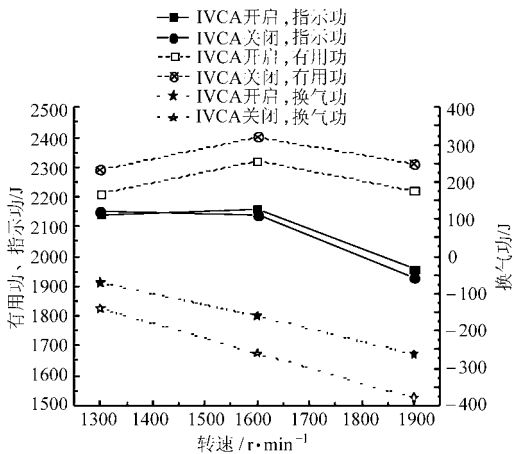


图9 在各转速下IVCA机构开闭对循环有用功、换气功和指示功的影响

Fig.9 Influence of the circulation useful work, change work and output work by IVCA in each speed

不开IVCA机构时,NO<sub>x</sub>和碳烟的折中排放曲线更靠近坐标原点,即此时能得到更低的NO<sub>x</sub>和碳烟的折中排放曲线;随着喷油定时推迟,其相对位置出现交错转换,在喷油定时6.5°C ATDC时,开启IVCA机构后,NO<sub>x</sub>和碳烟的折中排放曲线更靠近坐标原点。由此可以看出,随着喷油定时往上止点后移动,IVCA机构对NO<sub>x</sub>和碳烟的排放降低作用越明显。

如图10所示,在相同喷油定时和废气再循环率条件下,开启IVCA机构,NO<sub>x</sub>会大幅减少,这是因为柴油机在压缩冲程的前期,进气门并未关闭,此时由于活塞上行,有部分新鲜充量和废气的混合气体被强制推出气缸,一方面,在进气门关闭前,工质的温升仅来源于缸壁的传热,故相比未使用IVCA机构时,上止点时气缸内工质温度更低,推迟着火(如图11所示,图中图例数值表示转速和进气门关闭角度),有利于NO<sub>x</sub>的降低。另一方面,IVCA机构的运用,如图12所示,使缸内峰值压力下降,进入气缸内的进气量减少12%~15%,缸内绝对氧气量降低,有利于NO<sub>x</sub>的降低,但会使碳烟对废气再循环率的敏感性增加。即在相同喷油策略情况下,使用IVCA机构后,随着废气再循环率增加,碳烟上升更

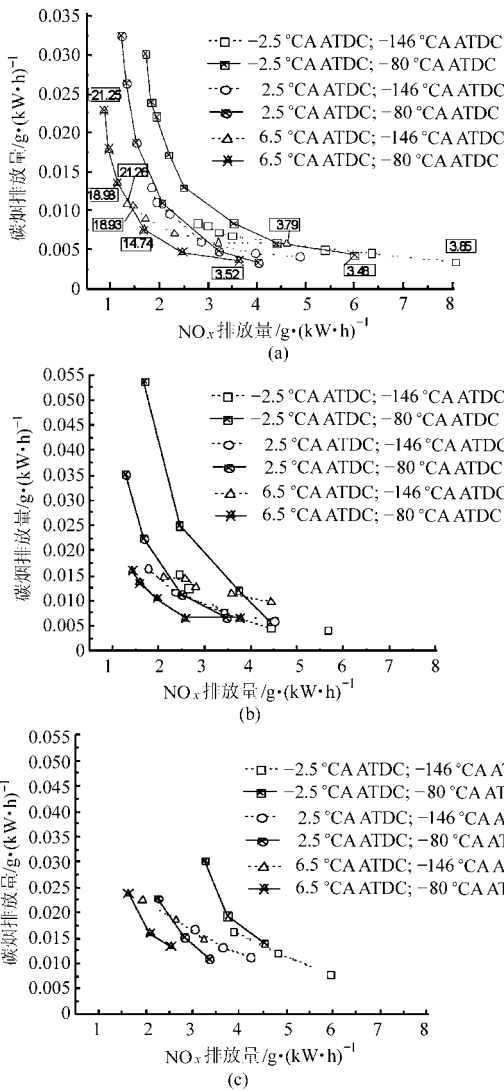


图10 各转速50%负荷时IVCA机构对NO<sub>x</sub>和碳烟排放量的影响  
Fig. 10 Influence of the NO<sub>x</sub> and soot emission by IVCA in each speed and 50% load  
(a) 1 300 r/min (b) 1 600 r/min (c) 1 900 r/min

迅速,这是因为使用IVCA机构后当量比更大,如图13所示。当然,使用IVCA机构后,柴油机止点时刻温度更低,着火延迟期增长,如图11所示,在各转速下,喷油定时2.5°CA ATDC,废气再循环率为3.86时,着火推迟0.5~1°CA,增加了柴油混合时间,对降低碳烟有一定的积极作用。但此时,当量比对碳烟的影响仍起主要作用。综上所述,从NO<sub>x</sub>和碳烟排放值整体的折中趋势来看,使用IVCA机构,适当降低废气再循环率,能找到NO<sub>x</sub>和碳烟排放更优折中点。

如图14所示,在各转速中等负荷工况,相同喷油定时和废气再循环率的情况下,开启IVCA机构,HC排放量降低,这是因为,开启IVCA机构后,当量比增加,缸内平均温度上升,氧化能力增强。同时,在相同喷油定时条件下,如图15所示(喷油定时为

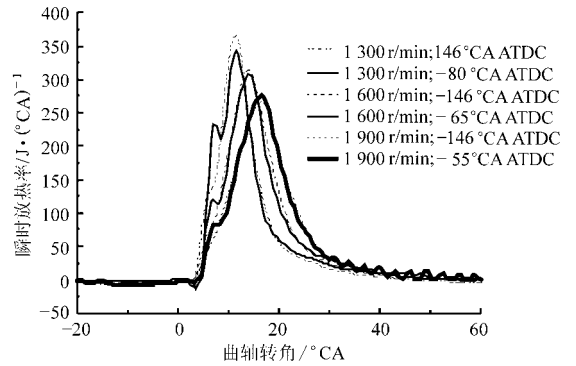


图11 IVCA机构在各转速对滞燃期的影响  
Fig. 11 Influence of the ignition delay period by IVCA in each speed

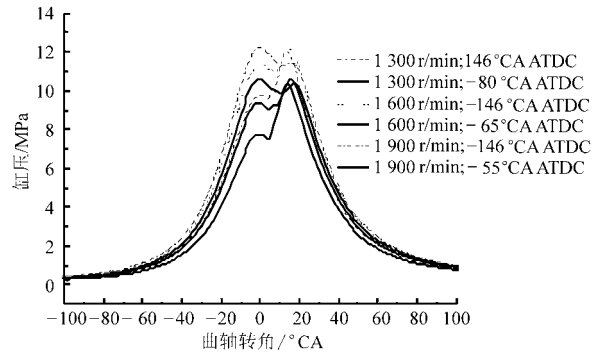


图12 IVCA机构在各转速对缸压的影响  
Fig. 12 Influence of the cylinder pressure by IVCA in each speed

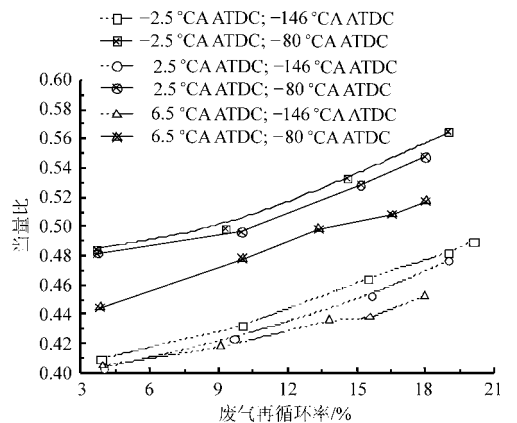


图13 IVCA对当量比的影响  
Fig. 13 Influence of the equivalent ratio by IVCA

4.5°CA ATDC),随着废气再循环率增加(EGR小于25%),虽然缸内平均温度有所下降,但绝对值依然很高,对HC的氧化能力影响不大,而新鲜充量随着废气再循环率增加而减小,故在保持缸内较高温度的状态下,HC排放量随着废气再循环率增加而减小。在相同废气再循环率情况下,随着喷油定时增大,如图16所示,缸内平均温度下降,HC排放量增加。

如图17所示,在柴油机中低转速工况,相同喷油定时和废气再循环率的情况下,对比IVCA机构

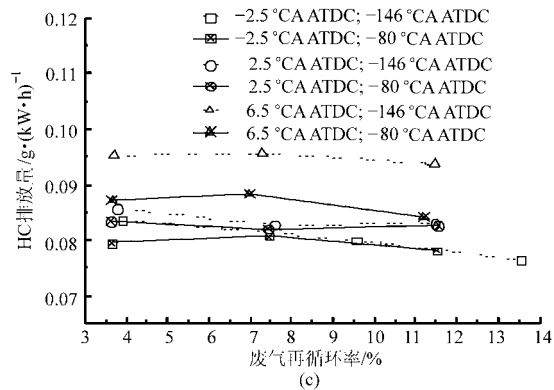
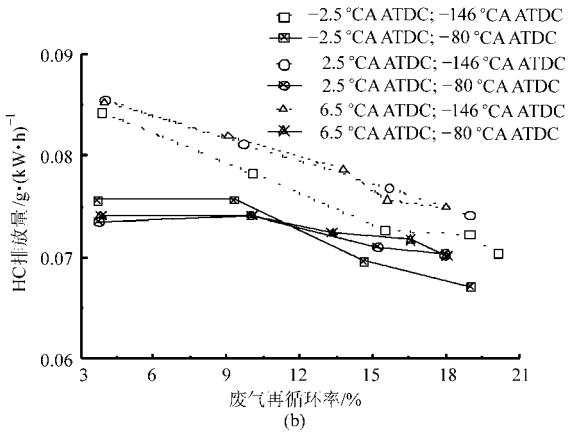
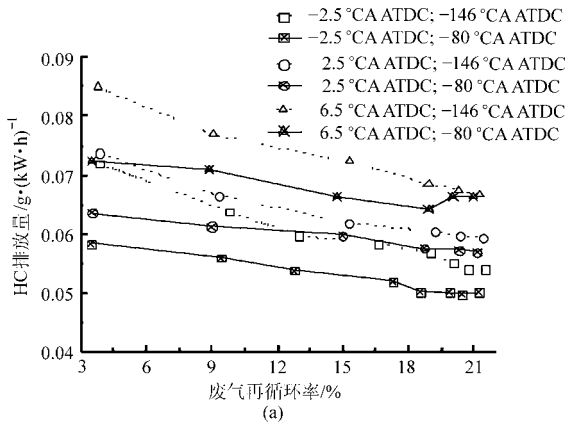


图 14 各转速 50% 负荷时 IVCA 机构对 HC 排放量的影响

Fig. 14 Influence of the HC emission by IVCA in each speed and 50% load

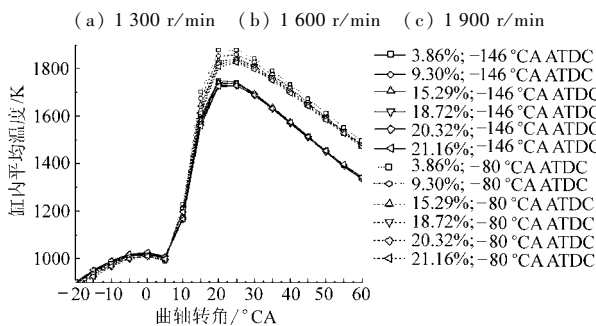


图 15 不同废气再循环率下, IVCA 机构对缸内平均温度的影响

Fig. 15 Influence of the cylinder mean temperature by IVCA and EGR ratio

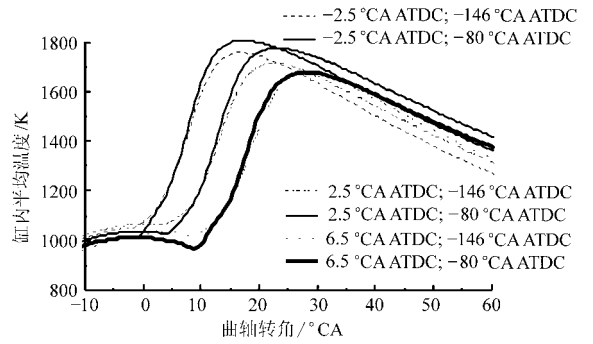


图 16 在不同喷油定时 IVCA 机构对缸内平均温度的影响  
Fig. 16 Influence of the cylinder mean temperature by IVCA and injection timing

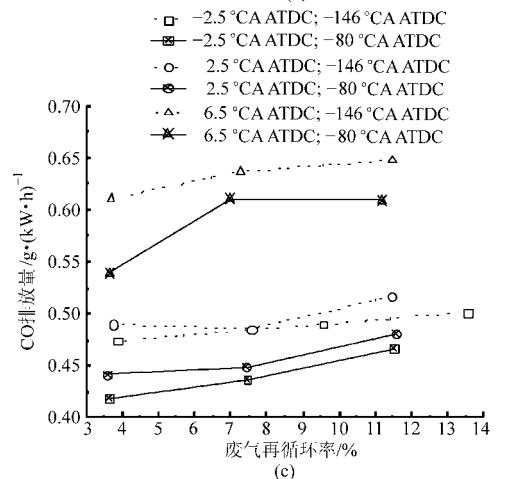
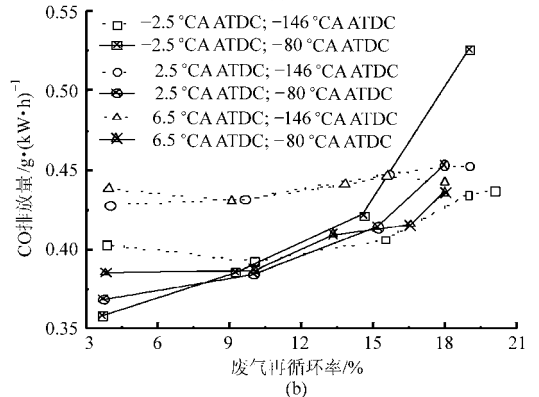
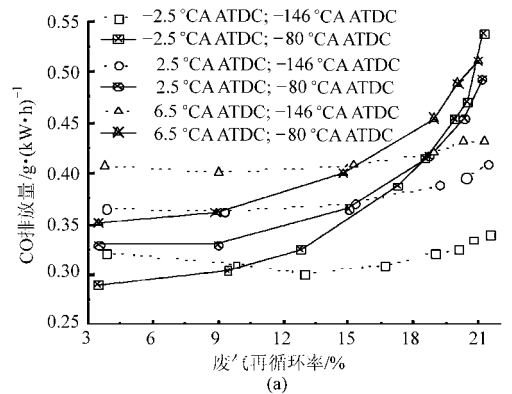


图 17 各转速 50% 负荷下, IVCA 机构对 CO 排放量的影响  
Fig. 17 Influence of the CO emission by IVCA in each speed and 50% load

(a) 1 300 r/min (b) 1 600 r/min (c) 1 900 r/min

开闭两种状态可知,小废气再循环率时,开启 IVCA 机构时 CO 排放量比不开启 IVCA 机构低。然而随着废气再循环率增加,开启 IVCA 机构,CO 排放量迅速增加,超过不开 IVCA 机构时的排放量。这是因为,小废气再循环率,开启 IVCA 机构时缸内平均温度更高,在氧含量相对充足的工况下,缸内平均温度的高低决定 CO 的氧化程度,故此时开启 IVCA 机构会导致 CO 排放量更低。随着废气再循环率增加,虽然缸内平均温度逐渐下降,但依然是开启 IVCA 机构时缸内平均温度更高,此时缸内的高温并不是 CO 生成的主要因素。开启 IVCA 机构会导致缸内氧气绝对含量减少,且随着废气再循环率的增加,缸内氧浓度下降,局部地区开始出现贫氧状况,CO 排放量增加。故该工况存在一个废气再循环率临界值,当废气再循环率小于临界值,采用 IVCA 机构,CO 排放量更小;而当废气再循环率大于临界值,不采用 IVCA 机构,CO 排放量更小;在柴油机高速中负荷,由于进气流量相对充足,废气再循环率临界值会大于 20%。

### 3 结论

根据 WP12 重型柴油机在各转速下的中等负荷试验研究,结合目前匹配的两级增压器,在相同喷油

策略和废气再循环率的条件下,对比 IVCA 机构开闭引起的气路系统匹配关系变化,以及对燃烧过程的影响,得出如下结论:

(1)使用 IVCA 机构之后,进气压力增加,且随着转速的增加,增压压力涨幅变大,而增压柴油机的涡前压力会降低,主要是流量减少造成的。

(2)采用 IVCA 机构后,柴油机在不同转速显现出有效热效率的不同变化趋势,这是柴油机有用功和换气功竞争的综合结果。

(3)柴油机开启 IVCA 机构时,NO<sub>x</sub> 排放量会大幅下降,但会使碳烟对 EGR 的敏感性增加。而使用 IVCA 机构,适当降低废气再循环率,能找到 NO<sub>x</sub> 和碳烟排放更优折中点。进一步研究表明,随着喷油定时往上止点后推迟,IVCA 机构对 NO<sub>x</sub> 和碳烟折中排放的降低作用越发明显。

(4)开启 IVCA 机构后,HC 排放量降低,这是当量比增加,缸内平均温度上升,氧化能力增强的缘故。

(5)对比 IVCA 机构开闭两种状态可知,小废气再循环率,开启 IVCA 机构时 CO 排放量比不开启 IVCA 机构低。然而随着废气再循环率增加,开启 IVCA 机构,CO 排放量迅速增加,超过不开 IVCA 机构时的排放量。这是缸内平均温度与缸内氧气绝对含量竞争的综合结果。

### 参 考 文 献

- 1 Massimo Capobianco, Fabio Polidori. Experimental investigation on open waste-gate behaviour of automotive turbochargers [C]. SAE Paper 2008-36-0052, 2008.
- 2 Enrico Mattarelli. Comparison among different 2-stage supercharging systems for HSDI diesel engines [C]. SAE Paper 2009-24-0072, 2009.
- 3 Millo F, Mallamo F, Mego G G. The potential of dual stage turbocharging and miller cycle for HD diesel engines [C]. SAE Paper 2005-01-0221, 2005.
- 4 Sei Watanabe, Hibiki Koga, Shohei Kono. Research on extended expansion general-purpose engine [C]. SAE Paper 2006-32-0101, 2006.
- 5 Ryan M Nevin, Yong Sun, Manuel A Gonzalez D, et al. PCCI investigation using variable intake valve closing in a heavy duty Diesel Engine [C]. SAE Paper 2007-01-0903, 2007.
- 6 Byungchan Lee, Zoran Filipi, Dennis Assanis. Simulation-based assessment of various dual-stage boosting systems in terms of performance and fuel economy improvements [C]. SAE Paper 2009-01-1471, 2009.
- 7 Su Wanhua, Lu Yingying, Yu Wenbin, et al. High density-low temperature combustion in diesel engine based on technologies of variable boost pressure and intake valve timing [C]. SAE Paper 2009-01-1911, 2009.
- 8 Kodama Y, Nishizawa I, Sugihara T, et al. Full-load HCCI operation with variable valve actuation system in a heavy-duty diesel engine [C]. SAE Paper 2007-01-0215, 2007.
- 9 苏万华. 高密度-低温柴油机燃烧理论与技术的研究与进展 [J]. 内燃机学报, 2008, 26(增刊 1): 1~8.  
Su Wanhua. Advanced high density-low temperature combustion theory and technology [J]. Transactions of CSICE, 2008, 26(Supp. 1): 1~8. (in Chinese)
- 10 苏万华, 鹿盈盈, 于文斌, 等. 柴油机高密度-低温燃烧的数值模拟 [J]. 燃烧科学与技术, 2010, 16(3): 191~198.  
Su Wanhua, Lu Yingying, Yu Wenbin, et al. Numerical simulation on high density-low temperature combustion in diesel engine [J]. Journal of Combustion Science and Technology, 2010, 16(3): 191~198. (in Chinese)
- 11 苏万华, 赵华, 王建昕, 等. 均质压燃低温燃烧发动机理论与技术 [M]. 北京: 科学出版社, 2010.