DOI: 10.16236/j.cnki.nrjxb.202502015

两级增压米勒循环柴油机的热力学性能及㶲分析

王　毅[1]，何冠璋[2]，林铁坚[2]，黄豪中[1]，郭晓宇[1]，邢孔钊[1]
（1. 广西大学机械工程学院，南宁 530004；2. 广西玉柴机器集团有限公司，玉林 537000）

摘要：四阶段《重型商用车辆燃料消耗量限值》对柴油机有效热效率（BTE）提出了更高的要求．基于一台 7.7 L 柴油机进行了一维仿真和试验验证，并通过㶲分析探讨了米勒循环耦合压缩比对有效热效率的影响机制．结果表明：随着米勒度的增加，不可逆燃烧损失和排出损失降低．在等转矩条件下，压缩比的提高可以减小排出损失．两级增压器的使用提高了进气流量，缸内总热容增大，有利于降低传热损失和排出损失．在高爆压目标下，相比晚关策略，进气门早关方案的传热损失和排出损失增加．根据计算结果完成了实际方案开发，在转速为 1 200 r/min、转矩为 1 200 N・m 工况下，当进气门关闭角延后 40° CA、压缩比由 17.2 提高至 20.5 且爆压由 16.5 MPa 提升至 25.0 MPa 时，有效热效率提升了 4.0%，燃油消耗率（BSFC）降低了 16 g/（kW・h）．

关键词：柴油机；两级增压；米勒循环；压缩比；㶲分析
中图分类号：TK421　　**文献标志码**：A　　**文章编号**：1000-0909（2025）02-0127-09

Thermodynamic performance and exergy analysis of a two-stage turbocharged Miller-cycle diesel engine

Wang Yi[1]，He Guanzhang[2]，Lin Tiejian[2]，Huang Haozhong[1]，Guo Xiaoyu[1]，Xing Kongzhao[1]
（1. School of Mechanical Engineering，Guangxi University，Nanning 530004，China；
2. Guangxi Yuchai Machinery Group Company Limited，Yulin 537000，China）

Abstract：The fourth stage of China's fuel consumption limits for heavy-duty commercial vehicles has set higher requirements for the brake thermal efficiency（BTE）. Based on a 7.7 L diesel engine，a one-dimensional simulation was firstly conducted with experimental verification，and the mechanism of the influence of Miller-cycle coupling compression ratio on the BTE was explored through exergy analysis. The results indicate that the irreversible combustion loss and exhaust loss decrease with the increase of Miller degree. Under the equal torque conditions，an increase in the compression ratio can reduce the exhaust loss. The use of two-stage turbochargers increases the intake flow rate and total heat capacity in the cylinder，which helps to reduce the heat transfer loss and the exhaust loss. Under high combustion pressure targets，compared to the late intake valve closing strategy，the early intake valve closing scheme increases the heat transfer loss and exhaust loss. Then，an actual engine development plan was completed based on the above calculation results. Engine test was run under the speed of 1 200 r/min and the torque of 1 200 N・m. The BTE increases by 4.0% and the brake specific fuel consumption rate（BSFC）decreases by 16 g/（kW・h），when the intake valve closing angle is delayed by 40° CA，the compression ratio is increased from 17.2 to 20.5 and the peak combustion pressure is increased from 16.5 MPa to 25.0 MPa.

Keywords：diesel engine；two-stage turbocharged；Miller cycle；compression ratio；exergy analysis

随着化石能源的枯竭以及人类对环境的重视，近年来各国颁布了更加严苛的法规，以限制发动机排放．2020 年，中国提出“碳达峰、碳中和”目标，标志着中国能源产业进入低碳化发展阶段．轻型车辆的电气化被认为是大幅降低温室气体排放的主要途径，但实际上在船舶、陆地长途运输、工程机械和发电站

收稿日期：2024-05-09；**修回日期**：2024-08-22.
基金项目：国家自然科学基金资助项目（52366007）；广西科技重大专项资助项目（桂科 AA23062012，桂科 AA23062090）.
作者简介：王　毅，博士研究生，wangyi9406@163.com.
通信作者：黄豪中，博士，教授，hhz421@gxu.edu.cn.

等领域，柴油机的作用仍无可替代.

在柴油机中，CO_2 排放与燃油消耗率呈正比关系[1]. 目前，中国已全面实施三阶段《重型商用车辆燃料消耗量限值》[2]，且在 2022 年提出了四阶段草案，要求重型商用车燃料消耗量在三阶段限值的基础上继续降低 15%[3]. 因此，作为重型车辆的主要动力源，柴油机需要进一步优化，从而提高有效热效率(BTE)、降低燃油消耗率(BSFC)和碳排放. 米勒循环[4]、高压缩比[5]和两级涡轮增压[6]等技术作为提高热效率的有效方式，也逐步应用在柴油机上.

米勒循环通过进气门关闭正时(IVC)的提前(EIVC)或推迟(LIVC)，实现非对称循环，形成膨胀比大于压缩比的局面[7]. 采用米勒循环后发动机的有效压缩比(ECR)减小，从而降低了 NO_x 排放[8]. 此外，米勒循环较长的膨胀行程也有利于 CO 的继续氧化[9]，但米勒循环在实际应用中也存在一些不足. 主国强等[10]研究表明，在发动机转速为 1 800 r/min 条件下，EIVC100 造成进气量下降 22.34%，导致功率输出降低. 因此，在采用米勒循环时，一般会结合涡轮增压系统，以保证充足的进气流量.

两级涡轮增压系统由两台大小不等的增压器串联构成，可以实现全工况范围内增压器和柴油机的良好匹配. Lee 等[11]采用一台带两级增压和废气再循环(EGR)系统的柴油机进行台架试验. 在转速为 1 800 r/min、有效功率为 100 kW 工况且 EGR 阀完全打开时，发动机的进气压力和 EGR 率分别达到 210 kPa 和 25%. 李先南等[12]在标定转速下进行试验，结果表明：相比单级增压系统，采用两级增压系统后整机功率提高了 13.6%，燃油消耗率降低了 11.6 g/(kW · h)，且 NO_x 排放降低了 11.8%. 对于重型商用车，单级增压系统无法满足高原、高寒等复杂环境下的进气需求. 随着油耗法规的日益严苛，两级增压系统将成为车用柴油机的主流.

尽管米勒循环有利于降低 NO_x 排放，但米勒循环相比奥托循环没有明显的热效率提升. Rinaldini 等[13]通过流体动力学(CFD)仿真探讨了米勒循环对直喷柴油机性能的影响，发现燃油效率恶化了 2%. Miklanek 等[14]认为采用米勒循环降低了 ECR，使得压缩终了时刻缸内的温度下降，从而减缓了燃烧速度，热效率降低. 为了保证米勒循环的优势，增大几何压缩比(GCR)是最直接有效的方法. 赵自庆等[15]将压缩比从 11.5 提高至 17.0，整机热效率提高了 1% 左右. 李军成等[16]研究发现，采用压缩比为 18.6 的燃烧室时，BSFC 和 NO_x 排放分别降低了 1.42% 和 4.58%. GCR 的提高弥补了米勒循环造成的 ECR 降幅，且加强了缸内气流运动，有利于提高热效率；但随着 GCR 的不断增加，缸内燃烧愈加粗暴，NO_x 和碳烟排放将产生恶化[17]. 因此，压缩比和米勒循环的协调开发必不可少.

目前，关于米勒循环的研究主要集中在发动机的燃烧和排放性能上，对米勒循环耦合高压缩比对柴油机热力学性能的分析较少. 特别是在采用两级增压器的情况下，进气压力得到了保证，有必要将米勒循环和高压缩比结合起来，分析二者耦合作用对发动机热效率的影响. 基于此，笔者前期采用 AVL-Boost 软件进行一维热力学仿真，在确定实施方案后进行了台架试验，以验证方案的可行性. 针对研究结果，从㶲平衡的角度探讨各方案的差异，明确米勒循环和 GCR 对热效率的影响机理，以期为柴油机经济性优化提供参考.

1 研究方案

1.1 试验设置

原始机型为一台直列、6 缸的 7.7 L 单级增压柴油机，表 1 为发动机主要技术参数.

表 1 发动机主要技术参数

Tab.1 Engine specifications

参数	数值
缸径/mm	110
活塞行程/mm	135
排量/L	7.7
压缩比	17.2
燃烧室	ω 型
标定转速/(r · min^{-1})	2 200
进气门最大升程/mm	12.00
排气门最大升程/mm	12.94
进气门开启时刻/(°)CA	348
进气门关闭时刻/(°)CA	559
排气门开启时刻/(°)CA	126.5
排气门关闭时刻/(°)CA	376.5

试验在 AVL 交流电力测功机台架上进行，采用进气空调系统将进气温度、湿度及压力分别维持为 25 ± 1 ℃、50% ± 3% 和 100 ± 1 kPa，以保证进气条件稳定. 喷油参数通过 INCA 软件和电子控制单元(ECU)进行调整. 在压气机、中冷器和涡轮机等部件的下游位置安装有压力和温度传感器，在进气管内设有气体流量计. 气缸中安装有 Kistler 压力传感器，缸压信号经电荷放大器传输至计算机. 燃油测控仪中具有高精度的燃油流量计，可以测得柴油流量并计算得到 BSFC.

研究基于单级增压和两级增压进行. 最终方案所采用的发动机由原始发动机改造而成，用两级增压系统取代了原始的单级增压系统，并替换了活塞和凸轮轴. 图 1 为两级增压发动机试验系统. 原始机型不具有增压器 2 和级间中冷器，空气经增压器 1 后直接进入中冷器，而排气支管则直接连通增压器 1 的涡轮机，废气在通过废气阀后流入排气管.

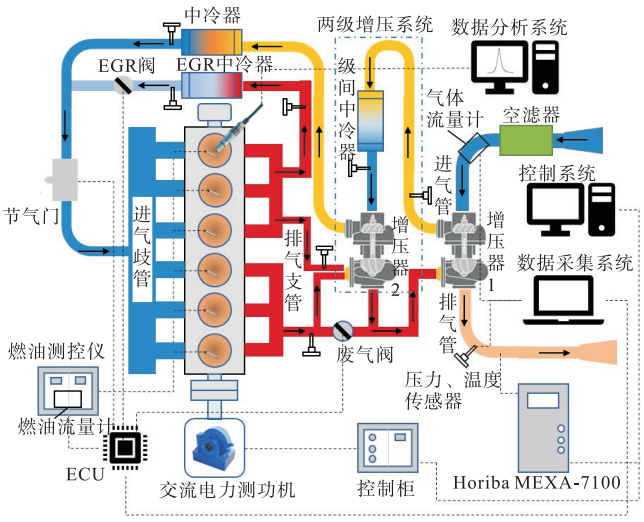


图 1　试验装置示意

Fig.1　Schematic of test device

试验过程中转速稳定为 1 200 r/min，保持 60% 负荷（转矩为 1 200 N · m）. 原始方案的循环喷油量为 136.8 mg，喷油起始时刻（SOI）为−7.8° CA ATDC，喷油持续期为 19° CA，轨压为 103.9 MPa. 试验进行 300 次循环，然后将最终收集的数据进行集合平均，以保证数据精度. 此外还进行了倒拖试验，以得到摩擦平均有效压力.

1.2　仿真模型

根据所用试验系统，利用 AVL-boost[18]建立了整机一维热力学计算模型. 该模型包含进/排气系统、增压系统、EGR 系统、控制系统、气缸和中冷器. 在单级增压模式的基础上，引入了一个额外的涡轮增压器，并配备了级间中冷器，与原有增压器串联形成两级增压系统.

各部分结构参数、环境参数、增压进气压力及喷油量等条件根据实际情况进行设置，增压器的性能 Map 由制造商提供. 缸内燃烧和放热模式分别采用 AVL MCC 模型、AVL 2 000 传热模型[18-19]. 最终，通过调节缸内燃烧过程、增压压力和缸内传热损失系数完成计算模型的校准. 表 2 为部分主要参数的试验值和计算值对比，两者间的最大误差（以试验值为基准）小于 3%.

图 2 为缸内压力和放热率（HRR）的试验值和仿真值. 可知，二者之间的偏差不超过 5%，证明该模型的精度较高，可以准确预测发动机的热力学性能.

表 2　计算值与试验值对比

Tab.2　Comparison of calculation and experimental results

参数	计算值	试验值	误差/%
转矩/(N · m)	1 200.0	1 200.5	<1
进气压力/kPa	241.4	241.6	<1
进气温度/℃	35	35	0
排气背压/kPa	12.9	13.0	<1
左涡前压力/kPa	257.9	257.3	<1
右涡前压力/kPa	252.4	252.3	<1
爆发压力/MPa	16.61	16.51	<1
EGR 率/%	4.81	5.00	<1
BSFC/(g · kW^{-1} · h^{-1})	192.6	192.5	<1
BTE/%	43.53	43.55	<1

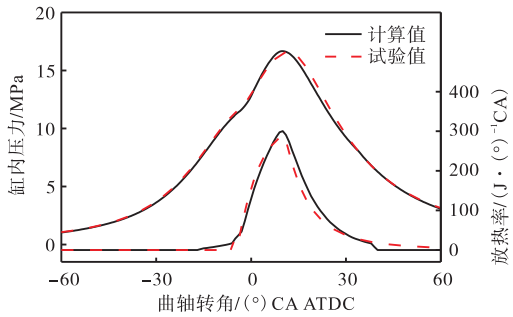


图 2　缸内压力和放热率的试验值和仿真值

Fig.2　Experimental and simulation results of cylinder pressure and heat release rate

1.3　研究方案

研究中同时进行了进气门早关和晚关的计算. 以活塞压缩行程上止点为 0 点，则试验发动机的 IVC = 559° CA，即下止点后 19° CA，将原始气门型线命名为 IVC559. 40° CA 的 IVC 提前、延后分别命名为 EIVC40、LIVC40. 图 3 为不同米勒循环策略的气门升程. 其中，LIVC 型线的最大升程与原始型线保持不变，按 IVC 晚关角将下降沿整体延后；而 EIVC 型线由 boost 设计得到，在提前 IVC 的同时将

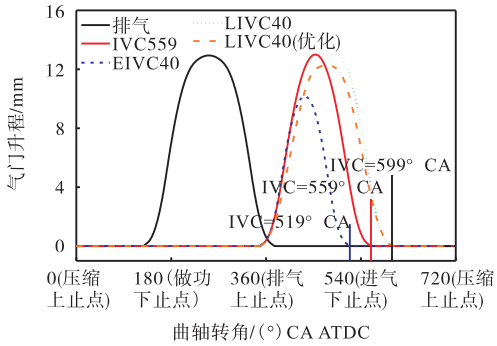


图 3　不同方案的气门升程

Fig.3　Valve lift for different schemes

下降沿前移并降低气门升程. LIVC40(优化)是最终确定的方案,并不参与前期计算过程.

压缩比和 IVC 的改变会影响到燃烧性能,因而笔者对缸内爆压(峰值燃烧压力(PCP))进行了控制. 表 3 为整体研究方案,在不同增压方式、爆压条件下分别进行了 GCR 耦合米勒循环的全因子计算. 后续过程中,以两级 E40 + G21.0 + P25.0 表示两级增压模式、EIVC40、GCR=21.0 且爆压为 25.0 MPa 的方案. 以表 1 中试验发动机参数为原方案,根据命名规则,原方案为 E0 + G17.2 + P16.9. 在计算过程中,保持喷油压力不变,AVL-boost 软件会自动控制喷油量和 SOI,以保证和爆压达到设定的目标值,并考虑爆压对摩擦功的影响.

表 3 研究方案

Tab.3 Research schemes

参数	计算范围	步长	数量
压缩比	17 ~ 21	1	5
EIVC/(°)CA	0 ~ 40	5	9
LIVC/(°)CA	0 ~ 40	5	9
爆压/MPa	17 ~ 25	40	3
增压系统	单级增压系统, 两级增压系统		

1.4 能量和㶲值占比

由于燃烧过程中产生的不可逆损失在第一定律中无法体现,因而使用热力学第二定律对燃烧过程进行分析. 第二定律分析的关键是㶲,一般也称作可用性. 通过对㶲的分析,研究每个能量流产生功的能力,可以明确发动机能量损失的主要来源. 以柴油机从进气到排气的整个开口系统作为研究对象,进入柴油机的能量项目包含进气焓和燃油化学能,由此建立能量平衡方程,即

$$E_{\mathrm{in}}+E_{\mathrm{f}}=E_{\mathrm{bw}}+E_{\mathrm{ml}}+E_{\mathrm{ht}}+E_{\mathrm{ex}}+E_{\mathrm{ib}}+E_{\mathrm{rel}} \tag{1}$$

式中:E 为㶲值;下标 f 为燃油,bw、ml 分别为输出功、机械损失,ht 为传热,in、ex 分别为进/排气,ib 为燃烧不可逆性,rel 为剩余能量. 燃油㶲[19]的计算式为

$$E_{\mathrm{f}}=m_{\mathrm{f}}e_{\mathrm{f}} \tag{2}$$

$$e_{\mathrm{f}}=\mathrm{LHV}\left[1.04+0.17\frac{M_{\mathrm{H}_b}}{M_{\mathrm{C}_a}}+0.04\frac{M_{\mathrm{O}_c}}{M_{\mathrm{C}_a}}+0.22\frac{M_{\mathrm{S}_d}}{M_{\mathrm{C}_a}}\left(1-2.06\frac{M_{\mathrm{H}_b}}{M_{\mathrm{C}_a}}\right)\right] \tag{3}$$

式中:m_{f} 为喷油量;LHV 为燃油的低热值;e_{f} 为燃料化学㶲. 化学式为 $\mathrm{C}_a\mathrm{H}_b\mathrm{O}_c\mathrm{S}_d$ 的一般液体燃料可通过式(3)进行计算,$M_{\mathrm{H}_b}/M_{\mathrm{C}_a}$ 为 H 和 C 的摩尔质量之比. 由于式(3)未考虑其他化学特性,仅与 LHV 和化学式有关;而正庚烷和柴油的 LHV 非常接近,因而使用正庚烷的化学式 $\mathrm{C_7H_{16}}$ 和柴油的 LHV 为 42.8 MJ/kg 来计算 e_{f}.

机械损失主要考虑泵气功 E_{pw} 和摩擦功 E_{fw},并直接以做功公式进行计算,即

$$E_{\mathrm{bw}}=\frac{2\pi n}{60}\cdot10^{-3}\cdot T_{\mathrm{tq}}\cdot3600 \tag{4}$$

$$E_{\mathrm{ml}}=E_{\mathrm{fw}}+E_{\mathrm{pw}} \tag{5}$$

$$E_{\mathrm{pw}}=\int_{180^\circ\,\mathrm{CA}}^{\mathrm{IVC}}p_{\mathrm{cyl}}\,\mathrm{d}V \tag{6}$$

$$E_{\mathrm{fw}}=\oint p_{\mathrm{cyl}}\,\mathrm{d}V-E_{\mathrm{bw}} \tag{7}$$

式中:n 为转速;T_{tq} 为转矩;p_{cyl} 和 V 分别为瞬时缸内压力和气缸容积.

E_{ht} 主要与燃烧时向壁面的传热量有关[18-19],即

$$E_{\mathrm{ht}}=f_{\mathrm{c}}\cdot A_{\mathrm{w}}\cdot a_{\mathrm{w}}\cdot\left(T_{\mathrm{cyl}}-T_{\mathrm{w}}\right)\left(1-T_0/T_{\mathrm{cyl}}\right) \tag{8}$$

式中:f_{c}、a_{w} 分别为缸内传热因子、对流换热系数;A_{w} 为缸套传热面积;T_{w} 为壁面温度;T_{cyl}、T_0 分别为瞬时缸内温度和下止点温度. 进/排气的热机械㶲根据流量 $\bar{m}$、比焓 h 和比熵 s 计算[19],有

$$E_x=\bar{m}_x\cdot\left[\left(h_x-h_0\right)-T_0\left(s_x-s_0\right)\right] \tag{9}$$

式中:下标 x 为进气或排气,其中 E_{in} 很小,可以忽略. 根据相关研究[20],超过 90% 的不可逆损失是由燃烧引起的,燃烧不可逆性[19]可表示为

$$\frac{\mathrm{d}E_{\mathrm{ib}}}{\mathrm{d}\varphi}=-\frac{T_0}{T_{\mathrm{cyl}}}\sum_j\mu_j\frac{\mathrm{d}m_j}{\mathrm{d}\varphi} \tag{10}$$

式中:φ 为曲轴转角;下标 j 为所有的反应物和生成物;μ_j 为比热力学能,对于燃油,有 $\mu_j=e_{\mathrm{f}}$.

其余损失都归入到剩余能量中,即

$$E_{\mathrm{rel}}=E_{\mathrm{f}}-(E_{\mathrm{ht}}+E_{\mathrm{bw}}+E_{\mathrm{pw}}+E_{\mathrm{fw}}+E_{\mathrm{ib}}+E_{\mathrm{ex}}) \tag{11}$$

每一项㶲的占比为

$$\eta_i=E_i/E_{\mathrm{f}} \tag{12}$$

2 结果与分析

2.1 进/排气流量

图 4 为不同工况下单个工作循环的进/排气道流量. 可知,当进气门提前关闭时,由于气门升程的降低,进气过程中瞬时流量减少;而随着 IVC 的推迟,进气出现明显的回流现象. 根据计算结果,相比原方案,采用 E40 和 L40 分别使发动机进气流量减少了 25.70% 和 4.95%. 在采用两级增压器后,发动机的进气压力提升,进气流量曲线上移,最大瞬时进气流量相比原方案提升了 33.50%. 此外,较大的进气压力也减弱了气门升程的影响,两级增压模式下 E40 方案的进气流量仅比 L40 小 5.70%.

在整个循环过程中,进气流量曲线的波动较小,

而排气流量曲线存在明显波动. 排气压力波在排气系统中以纵波的形态进行传播，受到排气系统结构的影响产生反射[19]. 因此，在反射形成的负波影响下，排气流量曲线呈压力波形态，在排气行程中期有短时间波动，之后趋于平稳. 在膨胀行程下止点后（图 4 中 200° ~ 210° CA 范围内），排气道压力高于缸内压力，导致气缸重新吸气[20]，该时段排气流量为负. 两级增压系统的应用使得缸内气体工质增加，排气道压力和流量均有一定提升. 相比原方案，两级增压 L40 方案的涡轮入口压力提高了 101 kPa.

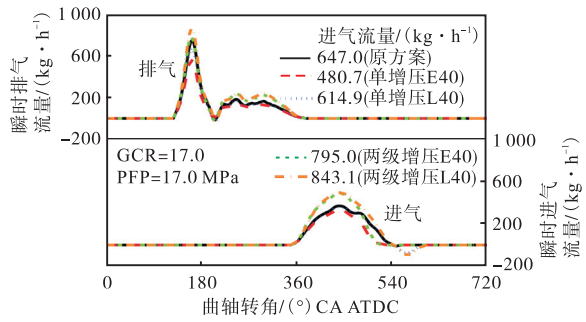


图 4　进/排气流量的瞬态变化

Fig.4　Transient changes in intake and exhaust flow rates

2.2　SOI 的变化

图 5 示出目标爆压为 17.0 MPa 时不同方案的 SOI. 可以发现，SOI 随着 GCR 的增加而延后，L0 + G21.0 的 SOI 为−2.4° CA ATDC. GCR 增大会提高压缩阶段的压力和温度，影响燃油蒸发速率 v_e[18]，即

$$v_e = 0.703\,53 \cdot \left\{ T_c \Big/ \left[p_c \cdot \exp\left(4\,159/T_c\right) \right] \right\} \tag{13}$$

式中：T_c、p_c 分别为喷油时的缸内温度和压力. 在高压缩比条件下，保持相同的 SOI，T_c 升高有助于燃油的蒸发，使得燃烧速率加快并导致爆压提升. 因此，为了达到 17.0 MPa 的目标值，软件控制 SOI 延后以推迟燃烧的发生. LIVC 的应用减少了缸内工质，p_c 和 T_c 降低，则需提前喷油以达到目标爆压.

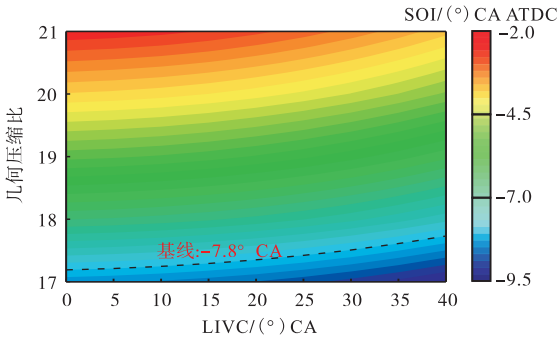
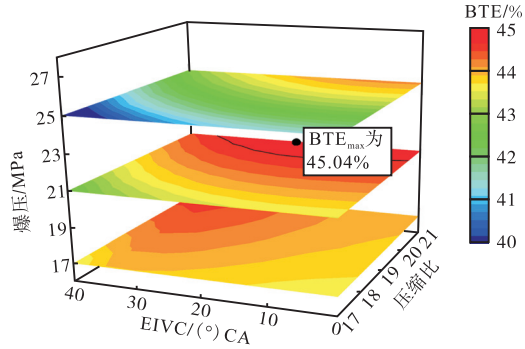


图 5　单级增压模式下 SOI 随 LIVC 和压缩比的变化

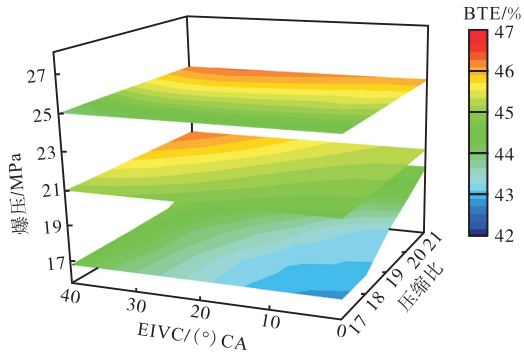
Fig.5　Variation of SOI with LIVC and GCR in single turbo mode

2.3　不同增压模式下 EIVC 对 BTE 的影响

图 6 为 BTE 随 EIVC 和压缩比的变化. 图 6(a) 中，压缩比与 BTE 之间呈良好的正向关系，而热效率随 EIVC 的变化趋势则受到爆压的影响. 若爆压控制为 17.0 MPa，进气门提前关闭有助于提高 BTE；而在 21.0 MPa 的爆压目标下，BTE 则随 IVC 的提前呈先轻微增加后减小的趋势. 此外，高压缩比的应用可以减弱 EIVC 对 BTE 的影响. 在 G21.0 + P21.0 条件下，IVC 提前 20° CA 仅使得 BTE 增加了 0.1%，继续提前 20° CA 则导致 BTE 降低 0.4%. 在低压缩比条件下，过度的进气门早关将造成 BTE 急剧减小，E40 + G17.0 + P25.0 工况的 BTE 降低至 39.2%，相比原方案下降 4.3%.



（a）单级增压



（b）两级增压

图 6　BTE 随 EIVC 和压缩比的变化

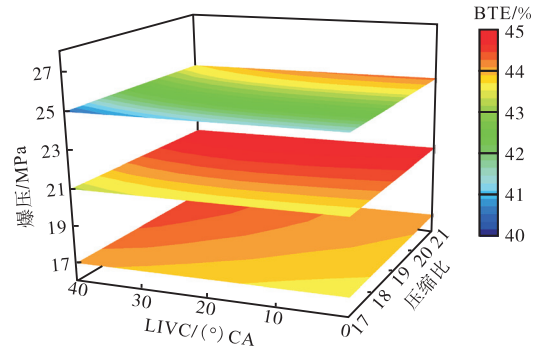
Fig.6　Variation of BTE with EIVC and GCR

图 6(b) 中，采用两级增压系统后进气压力显著上升，低压级和高压级压气机的耦合增压比大于 2.8，使得压缩压力显著提升，部分工况的压缩压力已超过 17.0 MPa，无法实现设定的低爆压目标. 在 E0 + G21.0 工况，可达到的最低爆压约为 20.0 MPa.

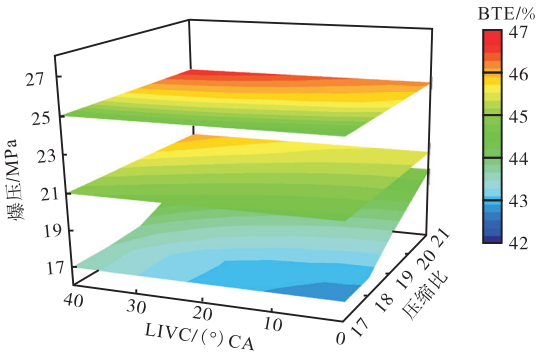
此外，在两级增压模式下，BTE 和压缩比间也呈良好的正向关系，但与单级增压模式不同，此时热效率随 IVC 的提前而增大. 在 G21.0 + P21.0 条件下，IVC 提前 40° CA 使 BTE 增加了 1.1%. 爆压控制为 25.0 MPa，E30 + G21.0 方案使 BTE 提高至 46.4%.

2.4　不同增压模式下 LIVC 对 BTE 的影响

图 7 为采用不同增压模式时 LIVC 对 BTE 的影响. 对比图 7 和图 6 可知，BTE 随 LIVC 的变化趋势与 EIVC 相似. 单级增压模式下，若爆压保持为 17.0 MPa，LIVC 的增加有助于热效率提升；若爆压为 25.0 MPa，LIVC 会对热效率产生不良影响. 相同条件下采用进气门晚关策略更有利于提升热效率，该现象在低压缩比工况表现得十分明显. 在 G17.0 + P25.0 条件下，L40 方案的 BTE 相比 E40 方案提升了 1.3%. 单级增压模式下，LIVC 可实现的最大热效率为 45.0%，与进气门早关方案相当.



（a）单级增压



（b）两级增压

图 7　BTE 随 LIVC 和压缩比的变化

Fig.7　Variation of BTE with LIVC and GCR

两级增压模式下，BTE 随进气门晚关角的增加而增大. 在爆压为 17.0 MPa 和 21.0 MPa 时，LIVC 对热效率的影响程度小于 EIVC 方式，相同工况的 BTE 也更低. 当爆压为 25.0 MPa 时，LIVC 策略更为有利. 根据计算结果，L40 + G21.0 + P25.0 工况的热效率为 46.8%，高于 EIVC 方式的最大 BTE.

2.5　燃烧特性

2.5.1　缸内压力和放热率

原方案为 E0 + G17.2 + P16.9（工况 1），为了明确米勒度和压缩比对 BTE 的影响机理，笔者选取了最大压缩比工况（单级 E0 + G21.0 + P17.0，工况 2）和最大米勒度工况（单级 L40 + G17.0 + P17.0，工况 3）；选取不同模式的最大热效率工况：单级 L30 + G21.0 + P21.0（工况 4）和两级 L40 + G21.0 + P25.0（工况 5）以分析热效率提升的原因；选取两级 E40 + G21.0 + P25.0（工况 6）和工况 5 对比，分析 LIVC 和 EIVC 的区别. 通过不同方案分析 2.3 节和 2.4 节中所述现象产生的原因. 图 8 为不同工况的缸内压力和放热率，图 9 为相应的燃烧特征参数.

图 8 中，随压缩比增加，压缩压力明显增大. 由于压缩比增大后，软件自动控制 SOI 延后以达到设定的目标爆压，造成放热率曲线整体后移[21]. 此时主体燃烧在活塞下行过程中进行，CA 50（放热量达到 50% 对应的曲轴转角）相对滞后，燃烧等容度较小，但缸内压力下降的趋势也相对缓慢. 当 IVC 早关角或晚关角较大时，软件也自动控制 SOI 提前使燃烧更早进行，因而 CA 50 提前，燃烧持续期缩短（图 9）.

两级增压系统的应用可以改善因工质减少导致的压力损失，使得米勒循环方案的压缩终了温度提高，燃油更易受热蒸发，有利于缩短滞燃期. 两级 L40 相比单级 L40 方案，CA 50 提前，并实现了更大的爆压目标，增强了做功能力，可获得更高的热效率. 此外，由于 E40 方案的进气量少于 L40 方案，后者的压缩压力和温度较低. 燃料燃烧前需要更长的物理准备时间，滞燃期延长，预混比例增加，且滞燃

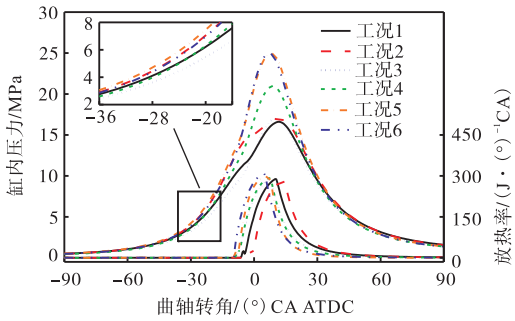


图 8　不同工况的缸内压力和放热率

Fig.8　Cylinder pressure and HRR of different conditions

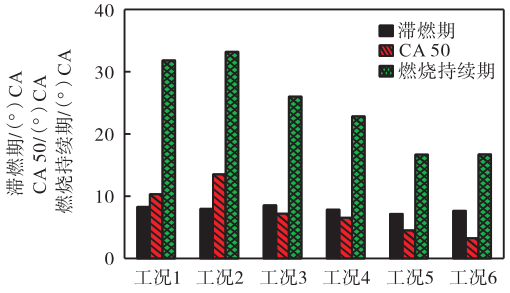


图 9　不同工况的燃烧特征参数

Fig.9　Combustion characteristic parameters of different conditions

期内积累了更多的混合油、气，从而增大了初期燃烧速度和放热率峰值.

2.5.2　缸内气体平均温度

图 10 为不同方案下的缸内平均温度. 可以发现，米勒循环和两级增压系统的使用降低了压缩行程前期的缸内温度，但最大降幅不超过 20 K. 一方面，米勒循环减少了进气流量，使得膨胀行程增加，而空气在活塞下行期间预膨胀冷却，导致缸内温度降低；另一方面，采用两级增压模式后，压气机 Map 得到优化，且各方案均工作在高效区内. 根据计算结果，两级 L40 方案的高、低压级压气机效率分别为 80.5% 和 75.4%，而单级 L40 方案的压气机效率仅为 72.9%，因而两级增压模式有效降低了进气温度. 在压缩行程后期，高压缩比方案的缸内温度升高，在 SOI 时接近甚至超过了原方案.

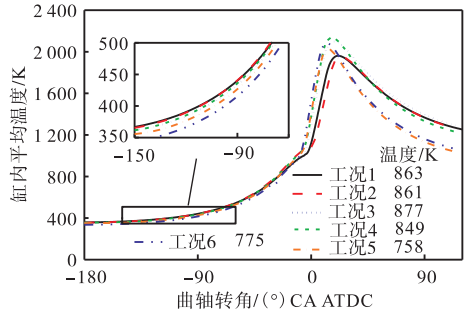


图 10　不同方案的温度

Fig.10　Temperature of different schemes

燃烧重心越靠近上止点，燃烧等容度越大，在相同时间内可以释放更多的热量. 单级增压模式下，L30 + G21.0 + P17.0 方案的 CA 50 最为提前，缸内平均燃烧温度明显高于其余方案，超过 2 100 K. 对比两级 L40 与单级 L30 方案可知，尽管前者的 CA 50 更接近上止点，但其燃烧温度较低，其原因在于：根据热力学第一定律，燃烧过程中(闭口系)的温度变化 ΔT 与放热量 Q_{f}、对外做功 Q_{w}、传热量 Q_{ht} 以及总热容 $\sum m_k C_{\mathrm{v},k}$ 有关[22]，即

$$\Delta T = \frac{Q_{\mathrm{f}} - Q_{\mathrm{w}} - Q_{\mathrm{ht}}}{\sum m_k C_{\mathrm{v},k}} \tag{14}$$

式中：$C_{\mathrm{v},k}$ 为定容比热容，下标 k 为组分，包含空气、EGR 和燃油等. 在控输出转矩一致的前提下，热效率的增加代表 Q_{f} 减少，且采用两级增压系统后进气流量增加，因而ΔT 减小. 此外，由于燃烧放热主要集中在上止点附近，而总放热量降低，因而两级增压模式下燃烧中、后期的缸内温度显著减小. 由计算结果可知，两级 L40 + G21.0 + P25.0 方案(工况 5)的涡轮机前排气温度相比原方案降低了 105 K.

2.6　㶲值分析

图 11 为不同方案的㶲值占比. 根据式(2)和式(3)可知，燃油㶲值高于燃油能量，因而图 12 中输出功的㶲值占比小于热效率(能量占比)，但仍可根据 E_{bw} 占比来分析 BTE 的变化原因. 选取转速为 1 200 r/min 工况，由原方案结果可知，其机械损失占比小于 2.0%，因而各方案的 E_{ml} 占比变化不大，最大增幅不超过 0.3%. 其余损失 E_{rel} 包含漏气损失、不完全燃烧损失等，其占比也小于 2.0%. 因此，E_{ml} 和 E_{rel} 并不是影响 BTE 的主要因素.

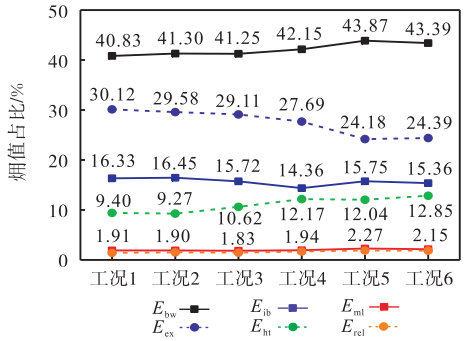


图 11　不同方案的㶲值占比

Fig.11　Proportion of exergy for different schemes

燃烧温度的降低有利于减少传热损失，但图 10 显示压缩比对燃烧温度的影响较小，因而传热损失的变化并不明显. 燃烧不可逆损失一般被认为是由反应气体向未燃区传热引起的[20]. G21.0 方案的燃烧持续期较长，燃烧反应速度较慢，向未燃区的传热量更多；但因为该方案的燃烧温度较低，其 E_{ib} 相比原方案增幅仅为 0.1%. 随着压缩比的增加，膨胀行程中缸内压力有所增加，在输出功一致的前提下，有助于减小喷油量，即燃油㶲值减少，因而 E_{bw} 占比增加. 喷油量减少后缸内放热量降低，单位气体的能量(比焓)减小，排气焓流降低，E_{ex} 相比原方案减小了 0.54%.

随着 IVC 延后，燃烧温度提升明显，传热损失占比增加了 1.2%，而不可逆燃烧损失表现出降低趋势. 一方面，单级 L40 + G17.0 方案的燃烧持续期缩短，燃料的快速燃烧有助于减少 E_{ib}；另一方面，进气回流导致缸内气体工质降低，由式(10)可知，反应物热力学能是不可逆燃烧损失的重要组分部分，因而两者相互作用下 E_{ib} 降低了 0.6%. 此外，气体工质降低也使得排气流量减小，从而降低了排出损失. 总体来看，单级 L40 + G17.0 方案在 17.0 MPa 的爆压目标下有助于增大输出功占比，尽管增幅并不明显. 对于单级 L30 + G21.0 + P21.0 方案(工况 4)，尽管传热损失相比单级 L40 + G17.0 + P17.0(工况 3)进一步增加，

但不可逆损失和排出损失有更大的降幅，从而获得更高的热效率.

米勒循环与两级增压结合使用，会导致排气温度降低而排气流量增大. 计算模型在第 1 缸排气歧管处有测点，结果显示原方案（工况 1）和两级 L40 + G21.0 + P25.0 方案（工况 5）在测点处的排气焓分别为 715.6 kJ/kg 和 526.4 kJ/kg，而单缸排气流量分别为 117.5 kg/h 和 122.1 kg/h. 相比原方案（工况 1），两级 L40 + G21.0 + P25.0 方案（工况 5）的排气焓大幅减少，E_{ex} 占比减小 6.0%. 考虑到燃烧中、后期阶段两级 L40 方案的缸内温度下降明显，且燃烧持续期缩短，已燃区向未燃区的传热量呈降低趋势，两级 L40 方案的 E_{ib} 占比相比原方案降低了 0.6%. 此外，该方案的喷油量减少，整体放热量下降明显，从而降低了缸内燃烧过程中的焓和熵增，由此可知 E_{ib} 和排气焓是降低的. 对于 E40 方案，其燃烧温度相比 L40 方案更高，传热损失增加，而工质的减少使得不可逆燃烧损失降低. 在高爆压目标下 E_{ht} 的增幅较大，EIVC 策略的热效率低于 LIVC 策略；而在低爆压目标下，燃烧温度差距减小，结果相反.

可知，米勒循环的采用降低了不可逆燃烧损失和排出损失，但使得传热损失增加. 在低爆压条件下，传热损失的占比较小，E_{ht} 的增量小于 E_{ib} 和 E_{ex} 的总降幅，有利于热效率提升；而在高爆压条件下，传热损失的增量更高，导致热效率降低. 采用两级增压器后，缸内燃烧温度低，米勒循环带来的传热损失增量较小，在最高爆压为 25.0 MPa 的条件下仍有利于热效率提升. 因此，图 6 和图 7 中显示单级增压模式下过大的爆压目标和米勒度会对热效率产生负面影响，而在双增压模式下则呈相反的趋势.

2.7 试验对比

根据计算结果，笔者选取两级 L40 + G21.0 + P25.0 方案（工况 5）进行发动机开发，以确定该方案的可行性. 由于存在加工误差，实际发动机压缩比为 20.5. 为了减小凸轮轴落座加速度，笔者优化设计了气门型线，即图 4 中的 LIVC40（优化）. 最终按照实际方案进行了重新计算，得到原始计算值，并根据试验结果重新标定模型得到标定计算值，如图 12 所示. 可知，试验值与计算值的缸内压力表现出良好的一致性，且标定计算值的放热率与试验值基本一致. 原始计算值的放热率峰值较大，但燃烧后期阶段的放热率较小，这可能是原始计算预混燃烧比例大、燃烧速率快所导致的. 图 12 中，最大放热率的原始计算值与试验值差距约为 11%，在可接受范围内，由此可以判定仿真计算过程是可靠的.

对于宏观性能，BTE 试验值达到 47.5%，相比优化前提高了 4.0%. 发动机燃油消耗率下降至 176.6 g/(kW · h)，相比原机降幅达 16.0 g/(kW · h). 表 4 为原始计算值与试验值的性能和㶲值占比. 试验值在泵气损失、传热和排出损失等方面均有所优化，而其摩擦功占比提升. 可知，开发方案的效果十分优良，可以有效提高实际发动机的热效率.

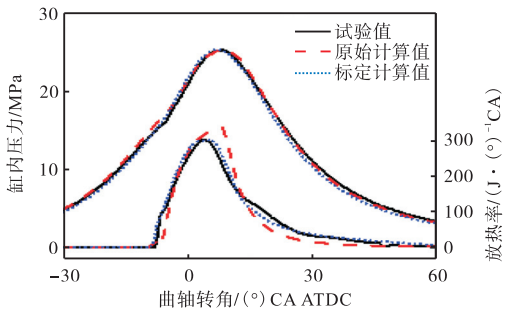


图 12 最终方案的计算值和试验值对比

Fig.12 Comparison of calculated and experimental results of the final plan

表 4 计算值与试验值对比

Tab.4 Comparison of calculation and experimental results

参数	原始计算值	试验值
BSFC/(g · kW^{-1} · h^{-1})	179.7	176.6
BTE/%	46.7	47.5
E_{bw}/%	43.71	44.78
E_{pw}/%	0.66	0.19
E_{fw}/%	1.63	2.10
E_{ht}/%	12.10	10.87
E_{ib}/%	15.82	16.86
E_{ex}/%	24.18	23.30

3 结 论

（1）当采用相同的增压模式时，随着 IVC 的延后，进气量减少，燃烧温度提升，导致传热损失占比增加，而不可逆燃烧损失和排出损失则表现出降低的趋势；在单级增压 + G17.0 + P17.0 条件下，IVC 延后 40° CA 仅使得 BTE 增加了 0.4%.

（2）在单级增压模式下，采用米勒循环后进气量不足，会导致压缩压力和温度降低，而采用高压缩比可以弥补上述参数的损失；在相同爆压条件下，GCR 的提高有助于减小排出损失；此外，在输出功一致的前提下，爆压升高可以降低喷油量，进一步提升热效率；单级增压 L30 + G21.0 + P21.0 方案（工况 5）的 BTE 可以达到 45.0%.

（3）将单级增压系统改造为两级增压系统，可降低排气温度和排出损失；两级 L40 + G21.0 + P25.0 方

案(工况 5)与原方案(工况 1)相比，排气温度降低了 105 K，排出损失占比减小了 6.0%；在爆压目标为 25.0 MPa 下，相比 L40 方案，E40 方案的传热损失占比增加了 0.8%，故后者的热效率减小了 0.5%.

(4) 根据计算结果和实际开发，最终优化方案采用两级增压模式，将 IVC 延后至 599° CA，增大压缩比至 20.5，并提高爆压至 25.0 MPa；台架试验结果显示两级增压方案效果显著，相比原机型的 BTE 提升了 4.0%，BSFC 降低了 16 g/(kW · h).

参考文献：

[1] Mokkapati V，Lin C S. Numerical study of an exhaust heat recovery system using corrugated tube heat exchanger with twisted tape inserts[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer，2014，57：53-64.

[2] 许家毅. 基于 AVL-CRUISE 的快运物流重型载货车油耗性能匹配优化[D]. 长沙：湖南大学机械与运载工程学院，2020.

[3] 天津内燃机研究所. 第四阶段重型商用车燃油限值新规呼之欲出，重型商用车“加速减碳”进程[EB/OL]. http：//ticeri. tju. edu. cn/info/1162/9374. htm，2022-06-29.

[4] Shen K，Xu Z，Chen H，et al. Investigation on the EGR effect to further improve fuel economy and emissions effect of Miller cycle turbocharged engine[J]. Energy，2021，215：119116.

[5] Funayama Y，Nakajima H，Shimokawa K. A study on the effects of a higher compression ratio in the combustion chamber on diesel engine performance[C]// SAE Paper. Detroit，Michigan，USA，2016，2016-01-0722.

[6] Yu X Y，Wu B Y，Su W H. Experimental study on the approach for improved brake thermal efficiency on a two-stage turbocharged heavy-duty diesel engine[J]. Fuel，2021，305：121523.

[7] Wang J F，Duan X B，Wang W K，et al. Effects of the continuous variable valve lift system and Miller cycle strategy on the performance behavior of the lean-burn natural gas spark ignition engine[J]. Fuel，2021，297：120762.

[8] Benajes J，Molina S，Martín J，et al. Effect of advancing the closing angle of the intake valves on diffusion-controlled combustion in a HD diesel engine[J]. Applied Thermal Engineering，2009，29(10)：1947-1954.

[9] Gonca G，Sahina B，Parlak A，et al. Theoretical and experimental investigation of the Miller cycle diesel engine in terms of performance and emission parameters[J]. Applied Energy，2015，138：11-20.

[10] 主国强，齐鲲鹏，王纪松，等. 不同电增压方式对米勒循环柴油机性能影响的模拟研究[J]. 内燃机工程，2022，43(4)：40-47.

[11] Lee S Y，Kim C G，Lee S K，et al. Experimental investigation on combustion and particulate emissions of the high compressed natural gas reactivity controlled compression ignition over wide ranges of intake conditions in a multi-cylinder engine using a two-stage intake boost system[J]. Fuel Processing Technology，2022，228：107161.

[12] 李先南，黄立，张文正，等. 两级增压对船用柴油机性能影响的试验[J]. 内燃机学报，2020，38(2)：104-109.

[13] Rinaldini C A，Mattarelli E，Golovitchev V I. Potential of the Miller cycle on a HSDI diesel automotive engine[J]. Applied Energy，2013，112：102-119.

[14] Miklanek L，Oldrich V，Ondrej G，et al. Study of unconventional cycles(Atkinson and Miller) with mixture heating as a means for the fuel economy improvement of a throttled SI engine at part load[J]. SAE International Journal of Engines，2012，5(4)：1624-1636.

[15] 赵自庆，蔡开源，王志. 高压缩比射流点火天然气发动机燃烧及排放特性[J]. 内燃机学报，2022，40(1)：10-19.

[16] 李军成，曾丽丽，韦红玲，等. 压缩比和燃烧室形状对商用车柴油机燃油经济性的影响[J]. 车用发动机，2022(3)：76-81.

[17] Prasad K S，Rao S S，Raju V R K. Effect of compression ratio and fuel injection pressure on the characteristics of a CI engine operating with butanol/diesel blends[J]. Alexandria Engineering Journal，2021，60：1183-1197.

[18] GmnH A L. Boost theory(v2016.1)[R]. Graz：AVL List GmbH，2016.

[19] Wang Y，He G，Huang H，et al. Thermodynamic and exergy analysis of high compression ratio coupled with late intake valve closing to improve thermal efficiency of two-stage turbocharged diesel engines[J]. Energy，2023，268：126733.

[20] Rakopoulos C D，Giakoumis E G. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation[J]. Progress in Energy and Combustion Science，2006，32：2-47.

[21] 卢克凡. 基于含氧燃料和喷油策略的煤基合成柴油燃烧优化研究[D]. 长春：吉林大学汽车工程学院，2023.

[22] 苏万华，赵华，王建昕. 均质压燃低温燃烧发动机理论与技术[M]. 北京：科学出版社，2010：112-168.