

内燃兰金循环发动机爆震控制试验

康 哲, 付乐中, 邓 俊, 吴志军

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

摘要: 基于一台改造的双缸柴油机, 结合自行开发的进气及缸内高温水喷射系统, 针对高压压缩比、高氧浓度下内燃兰金循环发动机爆震工况开展试验研究. 结果表明, 与空气进气相比, 高氧浓度进气会导致爆震出现, 通过对缸内压力进行傅里叶变换和带通滤波后得到的爆震强度可达 0.26 MPa. 在爆震工况下结合缸内高温高压水喷射策略, 可以有效抑制爆震强度, 维持缸内燃烧过程稳定, 与此同时, 高温高压水吸热蒸发汽化, 有效提高系统热效率.

关键词: 内燃机; 内燃兰金循环; 纯氧燃烧; 缸内喷水; 爆震控制

中图分类号: TK43

文献标志码: A

Experimental Study of Knock Control in an Internal Combustion Rankine Cycle Engine

KANG Zhe, FU Lezhong, DENG Jun, WU Zhijun

(School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804 China)

Abstract: Based on a retrofitted two-cylinder diesel engine, combined with a self-designed intake and direct high temperature water injection system, the knock condition existed in internal combustion rankine cycle engine have been investigated at a high compression ratio and high oxygen fraction. The results show that compared with air intake, the knock occurred results in a high oxygen faction and the knock intensity (KIA) calculated from in-cylinder pressure Fourier transfer and band-pass filtering reaches 0.26 MPa. The knock frequency is controlled by utilizing a suitable direct water injection strategy and the combustion stability is sustained. Meanwhile, the injected high temperature and pressure water evaporate after heat absorption, which improves system thermal efficiency effectively.

Key words: internal combustion engine; internal combustion rankine cycle; oxy-fuel; direct water injection; knock control

汽车工业的快速发展, 在带来工业文明便利与经济蓬勃发展的同时, 也带来了能源问题与环境污染. 内燃机作为当前车用主要动力源, 其包括新型工作循环等在内的节能减排技术研发迫在眉睫. 受火力发电行业成熟运用的清洁能源系统(clean energy system)的启发, 著名内燃机学家 Robert W Bilger 教授于 1999 年在第五届清洁环境技术及燃烧会议首次提出内燃兰金循环(internal combustion rankine cycle, ICRC)概念^[1]. 该循环的主要特点是采用纯氧代替空气作为助燃剂与碳氢燃料反应, 由于燃烧过程中没有氮气的参与从而抑制 NO_x 的形成, 通过水作为介质回收尾气废热, 控制缸内燃烧温度, 水汽化膨胀做功实现高效燃烧和更好的燃油经济性.

同济大学吴志军教授与 Robert W Bilger 教授合作, 使用 Stanjan 软件计算了不同边界条件下理论循环热效率, 证明了喷入缸内的水在循环过程中向系统额外加入工质, 提高了缸内做功工质质量^[2]. 理论计算表明, 随着喷水质量及喷水温度的增加, ICRC 发动机热效率增加. 结合零维与三维计算研究, 基于一台 125 mL 单缸汽油发动机, 在世界范围内首次完成内燃兰金循环原型机开发, 并针对内燃兰金循环开展大量试验研究^[3-8]. 试验研究表明, 缸内喷入的高温高压水能够快速蒸发汽化提高缸内工质质量, 使得膨胀冲程缸内压力增加, 增加示功图面积, 提高循环热效率, 与未喷水循环工况相比, 实际喷水循环工况的指示热效率提高了 7.8%.

内燃兰金循环采用纯氧燃烧在规避 NO_x 的同时, 也使得缸内燃烧速度提高, 缸内压力升高率增加, 燃烧过程爆震倾向加剧. 与此同时, 理论计算证明, 提高压缩比可以进一步发掘内燃兰金循环热效率提升潜力, 在喷水质量为 60 mg 时, 将压缩比由 9

收稿日期: 2016-08-31

基金项目: 国家自然科学基金重大研究计划(91441125); 国家自然科学基金(51076118)

第一作者: 康 哲(1990—), 男, 博士生, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制及内燃兰金循环. E-mail: 180kangzhe@tongji.edu.cn

通讯作者: 吴志军(1972—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为内燃机燃烧与排放控制、湍流燃烧等.

E-mail: zjwu@tongji.edu.cn

提高至 14,可以提高热效率 15.7%^[9].但高压压缩比会使缸内温度和缸内压力升高率增加,同样加剧燃烧过程爆震倾向.因此高压压缩比与纯氧燃烧对燃烧过程的控制与优化提出了更高要求.内燃兰金循环在燃烧过程中喷入的高温高压水不仅可以作为额外工质,在一定程度上还抑制燃烧过程的剧烈程度,因此,研究通过缸内喷水技术进行内燃兰金循环发动机爆震控制显得尤为重要.

1 试验台架与方案

本文基于一台改造的直列双缸柴油机开展内燃兰金循环爆震工况控制研究.针对使用需求,试验中对柴油机的第一缸进行改造,主要包括进气供给系统、燃料供给系统、高温高压水供给系统,以实现进气氧浓度实时调节、进气道燃料喷射及缸内高温高压水喷射.本文所使用的试验发动机参数如表 1 所示,试验系统图见图 1.本文选择丙烷作为燃料开展试验研究,与 95 号汽油相比,丙烷的研究法辛烷值 (research octane number, RON) 高达 110,其抗爆震能力更强,更有利于内燃兰金循环发动机发挥高

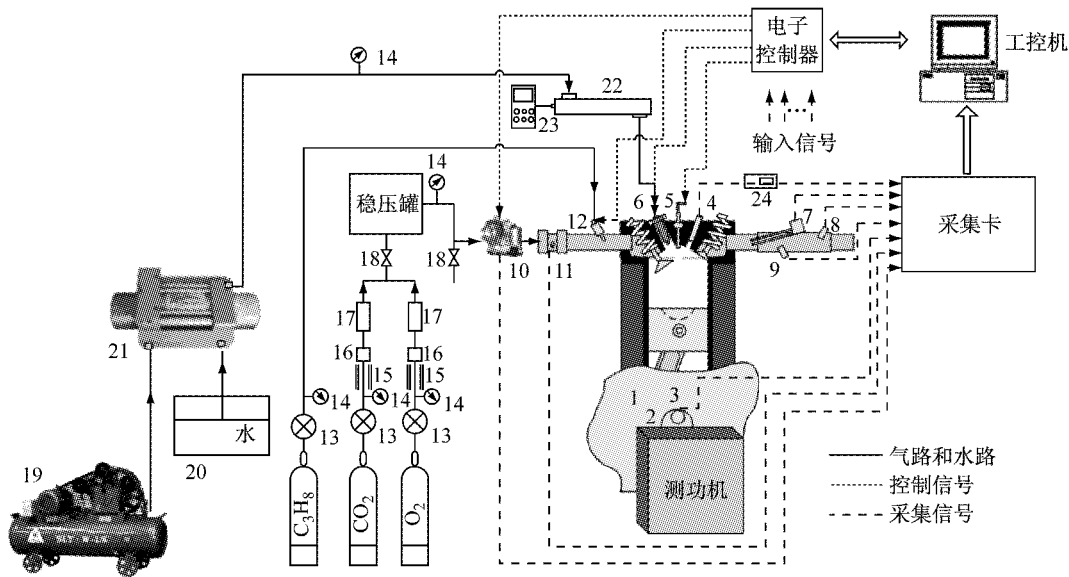
热效率的优势.

通过基于单片机自行开发的控制系统,可以对包括喷油量、喷油定时、喷水量、喷水定时、节气门、点火脉宽和点火定时在内的发动机工作参数进行灵活稳定控制.采用瑞士 Kistler 公司 6052C 型号的压力传感器和 5064B11 型号的电荷放大器检测缸内压力变化,并通过美国国家仪器公司的 PCI6250 信号采集卡结合自行开发的信号采集系统对工作过程中的缸内压力及进排气系统相关参数进行采集.该发动机喷水系统由本文作者自行开发,主要由喷水喷嘴、高压水加热共轨管、气液增压泵 3 部分组成.高压水加热共轨管可以在不高于 45 MPa 的压力下将待喷射水加热至最高 160 °C,气液增压泵增压比为 50 : 1,可以在外部输出压力 0.7 MPa 的情况下将待喷射水由常压加压至 35 MPa.缸内高温高压水供给系统示意图如图 2 所示.缸内喷水喷嘴布置示意图如图 3 所示.

试验中采用的试验工况参数如表 2 所示.为有效评估试验过程中的爆震工况,选取爆震特征循环进行单一循环分析,并利用爆震强度指标 (knock intensity, KIA) 进行评价.该指标的获取是对试验

表 1 发动机技术参数
Tab.1 Engine parameters

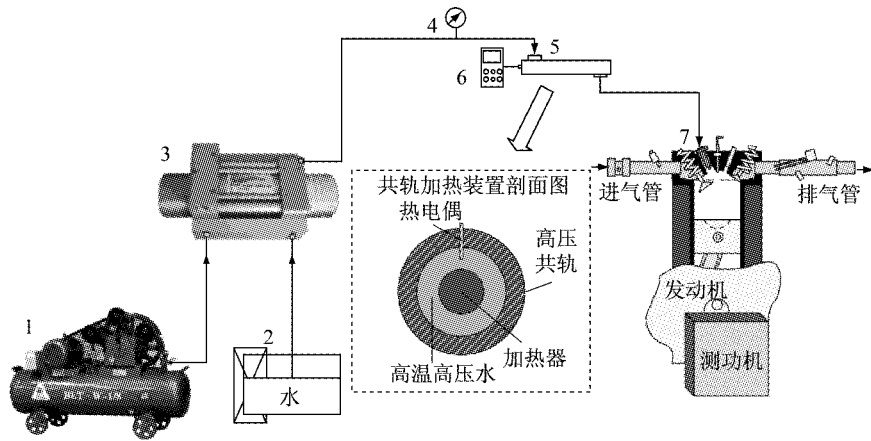
缸径/ mm	冲程/ mm	连杆/ mm	压缩比	最大扭矩/ (N·m)	最大扭矩对应转速/ (r·min ⁻¹)	额定功率/ kW	额定功率对应转速/ (r·min ⁻¹)	排量/L	单缸 气门数
95	114	180	10.5~12.5	94	1 900	20	2 300	0.808	2



1—发动机;2—联轴器;3—光电编码器;4—缸压传感器;5—火花塞;6—喷水喷嘴;7—碳氢/氮氧化物排放仪;8—氧传感器;9—尾气温度传感器;10—电子节气门;11—空气流量计;12—喷水喷嘴;13—减压阀;14—压力表;15—温控加热带;16—节流阀;17—体积流量计;18—球阀;19—空气压缩机;20—水箱;21—气液增压泵;22—高温水共轨及加热装置;23—数字温度显示仪;24—电荷放大器

图 1 ICRC 发动机试验台架系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of ICRC engine test bench



1—空气压缩机;2—水箱;3—气液增压泵;4—压力表;5—高温水共轨及加热装置;6—数字温度显示仪;7—喷水嘴

图 2 高温高压水供给系统示意图

Fig.2 Schematic diagram of high pressure and temperature water injection system

表 2 试验工况参数表

Tab.2 Specifications of test conditions

压缩比	转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	进气氧气体 积分数/%	循环喷油 量/mg	循环喷水 量/mg	进气温 度/ $^{\circ}\text{C}$	喷水压力/ MPa	喷水温 度/ $^{\circ}\text{C}$	喷水时刻对应 曲轴转角/ $^{\circ}$	点火时刻对应 曲轴转角/ $^{\circ}$	节气门 开度/%
11.6	1 500	21.55	52.7	194	25	35	120	365	335	15

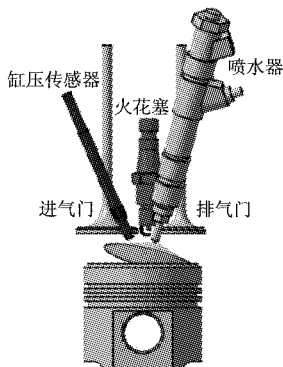


图 3 喷水器火花塞等布局三维示意图

Fig.3 Schematic diagram of spark plug and water injector layout

采样的缸内压力转角图使用快速傅里叶变化 (fast Fourier transformation, FFT) 进行带通滤波, 以消除测量过程中混入的压力谐波的影响后, 取滤波后压力震荡的最大幅值作为爆震强度的评价指标. 该指标能够体现爆震发生时缸内冲击波的强度^[10]. 为保证试验结果是进气氧浓度对爆震倾向的单一影响因素, 在试验过程中维持进气温度为 25°C , 以排除因进气温度改变而带来的缸内压缩终了时的温度改变, 从而导致的爆震倾向变化.

为描述不同工况时的燃烧过程, 基于热力学第一定律, 由下式计算缸内燃烧瞬时放热率:

$$\frac{dQ}{d\theta} = p \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{dV}{d\theta} + V \cdot \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \frac{dp}{d\theta} \quad (1)$$

$$Q_{\text{cum}} = \int dQ = \int p \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot V dp \quad (2)$$

式中: Q 为综合放热量; Q_{cum} 为累计放热量; p 为缸内压力; θ 为曲轴转角; κ 为比热比; V 为气缸容积. 同时, 采用平均指示压力变动系数 γ_{IMEP} 来度量燃烧的循环变动的程度, 其中 γ_{IMEP} 的定义如下式:

$$\gamma_{\text{IMEP}} = \frac{\sigma_{\text{IMEP}}}{\chi} \times 100\% \quad (3)$$

式中: σ_{IMEP} 为平均指示压力的标准偏差; χ 为平均指示压力的平均值.

2 试验结果与分析

2.1 未喷水工况下爆震及燃烧过程分析

未喷水工况下, 调节发动机压缩比 11.6, 节气门开度 15%, 点火时刻对应曲轴转角 335° , 进气分别为空气和进气氧气体积分数 (oxygen fraction, OF) 55% 的 O_2 和 CO_2 混合气, 循环供油量为 52.7 mg, 转速 $1500 r \cdot \min^{-1}$.

图 4 给出了空气和 OF55 的缸内压力、温度及示功图曲线. 由图可知, 与助燃剂为空气相比, OF55 工况下缸内压力最大值显著提高, 点火后混合气滞燃期缩短, 缸压升高率较高, 且缸内最高温度出现相位显著提前, 幅值略有提升, 表征燃烧速度得到明显提高. 同时, OF55 工况缸压曲线在压缩上止点后 1° 曲轴转角左右起出现了频率较高、幅度较大的锯齿状波动, 说明该工况燃烧较为粗暴. 对其缸压进行频谱分析和高通滤波, 根据爆震信号一般所在频率范

围为 6~8 kHz^[11],滤掉 4 kHz 以下部分,得到高频压力如图 5 所示.从图中可以看到,OF55 工况的 KIA 达到了 0.287 MPa,由此可以判定 OF55 工况发生了爆震.

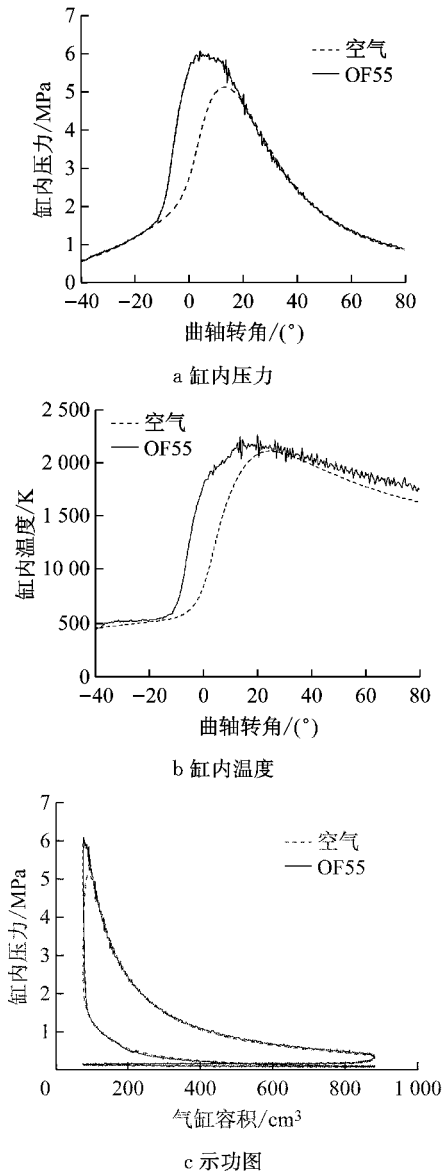


图 4 空气、OF55 工况下缸内压力、缸内温度及示功图

Fig.4 Cylinder pressure, temperature and p - V diagram under air and OF55 conditions

发生爆震的原因在于末端混合气的快速自燃,在正常火焰到达前,末端混合气内部出现一个或多个火焰中心,从这些中心以 $100\sim 300\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 直到 $800\sim 1\,000\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ 或更高速率传播火焰,迅速将末端混合气燃烧完^[12].本文工况出现爆震的主要原因在于进气中氧浓度较高、混合气较浓以及发动机运行转速较低所致,进气中较高的氧浓度使得混合气起始反应所需温度降低,高氧浓度下发动机长时间运行造成机体温度升高,燃烧室壁面温度较高,过热

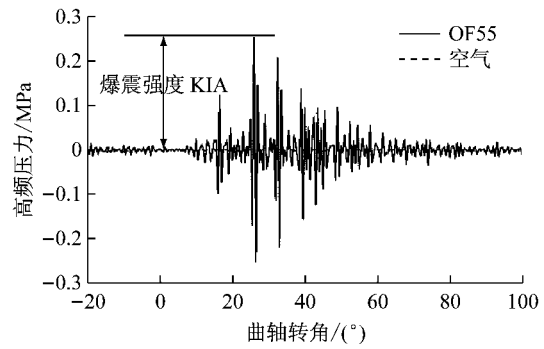


图 5 滤波后的高频缸压信号

Fig.5 High frequency cylinder pressure signal after filtration

的壁面加快了末端混合气的自燃.此外,燃烧室形状为 ω 形的非紧凑型燃烧室,造成了火花塞点火后火焰传播距离增加,同样促进了爆震的发生.

图 6 给出了空气和 OF55 工况的放热率曲线.表 3 列出了该工况下燃烧和放热参数.表中, p_{\max} 为缸内最大爆发压力, $\theta_{p_{\max}}$ 为缸内最大爆发压力对应曲轴转角, $d p_{\max}$ 为最大压力升高率, $\theta_{d p_{\max}}$ 为最大压力升高率对应曲轴转角, $d Q_{\max}$ 为放热率极值, $\theta_{d Q_{\max}}$ 为放热率极值对应曲轴转角, CA10、CA50 分别为 10%和 50%累计放热量对应曲轴转角.由表 3 的燃烧和放热参数可知,空气、OF55 工况的瞬时放热率峰值分别为 $32.0\text{ J}\cdot(\text{°})^{-1}$ 、 $35.4\text{ J}\cdot(\text{°})^{-1}$,对应相位的曲轴转角分别为 364° 和 354° ,同时 OF55 工况的 CA10、CA50 时刻均早于空气工况,出现这种现象主要是因为进气中氧浓度的提高降低了气缸中非助燃气体量,同时氧浓度的提高促进了丙烷的燃烧化学反应速率,使得点火后 CA10 时刻较早,缩短了滞燃期,加快了混合气的火焰传播速率,提高了最高燃烧压力,使得缸压升高率峰值增加,燃烧相位前移.由图 4b 和表 3 可知,相比于空气,OF55 爆震工况的最

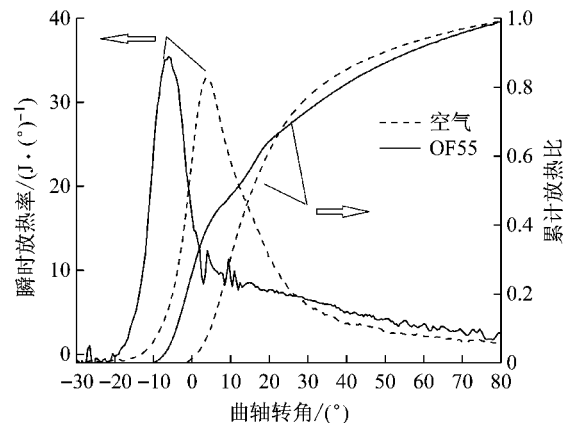


图 6 空气、OF55 工况下放热率曲线

Fig.6 Heat release rate under air and OF55 conditions

表 3 空气、OF55 工况燃烧和放热参数

Tab.3 Combustion parameters under air and OF55 conditions

工况	$p_{max}/$ MPa	$\theta_{p_{max}}/$ (°)	$dp_{max}/$ (MPa·(°) ⁻¹)	$\theta_{dp_{max}}/$ (°)	$dQ_{max}/$ (J·(°) ⁻¹)	$\theta_{dQ_{max}}/$ (°)	CA10/ (°)	CA50/ (°)	指示 功/J	IMEP/ MPa	指示热 效率/%
空气	5.12	373.5	0.14	363.5	32.0	364	365	376.0	786	0.97	32.1
OF55	6.10	364.0	0.27	353.5	35.4	354	356	371.5	861	1.07	35.2

高燃烧压力的提高,增加了示功图的有效面积,OF55 工况的指示功增加了 75 J,平均指示压力(indicated mean effective pressure, IMEP)增加了 0.1 MPa,相同循环供油量下指示功的增加,使得指示热效率提高了 3.1%。

综上所述,相比于空气作为助燃剂,高压比下高氧浓度工况混合气的燃烧速率加快,燃烧相位前移,同时最高燃烧压力提高,增加了指示功的输出,提高了循环指示热效率。

图 7 给出了空气和 OF55 工况下 IMEP 的散点图。由图可知,OF55 工况的 IMEP 较高,但循环间波动较大;而以空气作为助燃剂工况的 IMEP 整体比较平缓,循环间波动较小,分别计算其变动系数 γ_{IMEP} ,得出空气作为助燃剂时 γ_{IMEP} 为 0.009,而 OF55 工况的 γ_{IMEP} 达到了 0.019,氧浓度增加后循环变动系数增加了 0.01,说明了高压比下氧浓度的提高,增加了 IMEP,同时使得燃烧循环变动增加,燃烧稳定性变差。

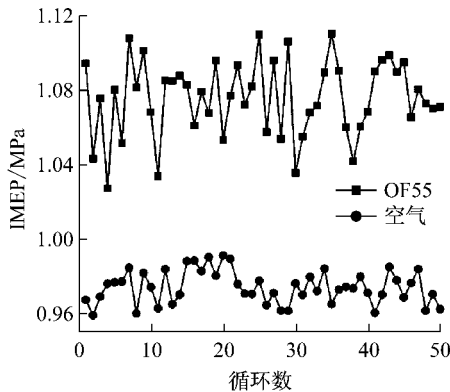


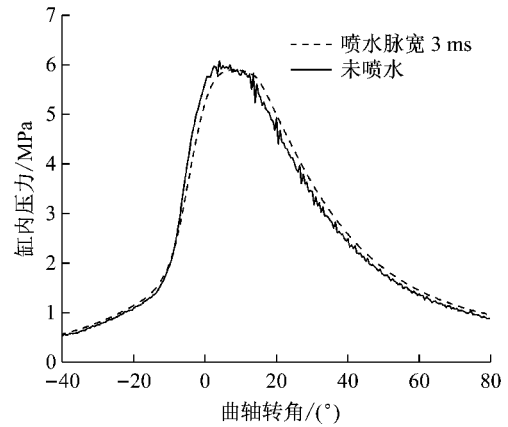
图 7 空气和 OF55 工况下 IMEP 的散点图
Fig.7 Scatter diagram of IMEP under air and OF55 conditions

2.2 喷水工况下爆震及燃烧过程分析

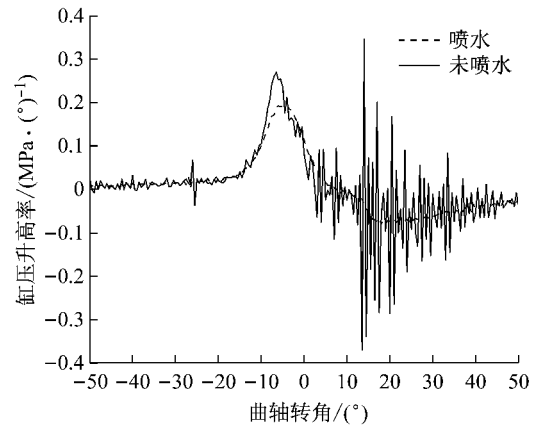
喷水工况下,保持发动机参数与未喷水工况一致,调节循环喷水量 194 mg,喷水压力 35 MPa,喷水温度 120 °C,进气 OF 值 55%。

图 8 给出了喷水前后的缸压及缸压升高率随曲轴转角的变化曲线。由图可知,未喷水循环发生了爆震,而喷水后缸压曲线较为圆滑,缸压升高率较为平缓。图 9 给出了喷水前后的爆震强度 KIA 值,分析

两种工况下 KIA 爆震强度可知,未喷水工况的 KIA 达到了 0.287 MPa,而喷水循环的 KIA 则近似为 0 MPa,说明了喷水后爆震消失,由此说明喷水能够对爆震工况进行控制。



a 缸内压力



b 缸压升高率

图 8 爆震工况喷水对缸压及缸压升高率的影响

Fig.8 Effect of water injection on cylinder pressure and pressure rise rate under knock condition

表 4 列出了爆震工况的燃烧参数,未喷水循环的缸压最大值为 6.1 MPa,出现在 364°曲轴转角,缸压升高率峰值达到了 0.27 MPa·(°)⁻¹,而喷水后缸压最大值降为 5.8 MPa,对应相位的曲轴转角后移至 369.5°,同时缸压升高率峰值降低为 0.19 MPa·(°)⁻¹,说明了喷入缸内的水能够汽化蒸发吸收爆震工况缸内过高的温度,控制缸压升高率及燃烧相位,同时膨胀做功,在此工况下喷水后指示功增加了 19 J,提高了 2.2%。

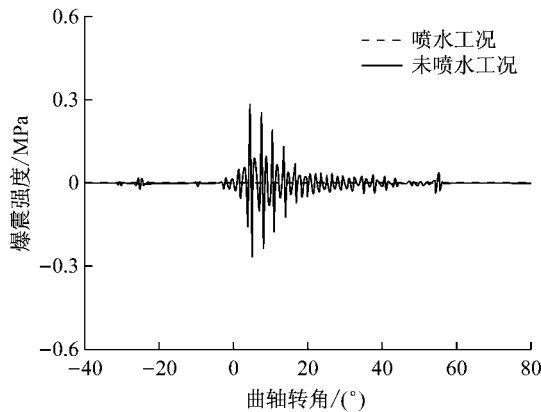


图 9 爆震工况喷水对爆震强度的影响

Fig.9 Effect of water injection on knock intensity under knock condition

表 4 喷水对爆震工况燃烧参数的影响

Tab.4 Effect of water injection on combustion parameters under knock condition

工况	$p_{max}/$ MPa	$\theta_{p_{max}}/$ (°)	$d p_{max}/$ (MPa · (°) ⁻¹)	$\theta_{d p_{max}}/$ (°)	指示 功/J
未喷水	6.1	364.0	0.27	353.5	861
喷水	5.8	369.5	0.19	357.0	880

图 10 为喷水对爆震工况下放热率及累计放热量随曲轴转角变化曲线. 计算过程没有排除喷水过程对缸内做功工质增加的影响,故喷水工况的放热计算曲线可看作是缸内“综合放热”,即结合了燃料燃烧放热和高温水汽化膨胀两者对缸内压力变化的影响,这样的计算方法在简化计算过程的同时可以更为方便、直观地分析喷水过程对于燃烧放热的影响. 如果喷入高温水汽化膨胀所引起的缸内压力升高量不能补偿由于其汽化吸热及降低混合气反应速率所引起的压力降低,则其综合放热特性将表现为瞬时放热率及累计放热量,与未喷水工况相比有所

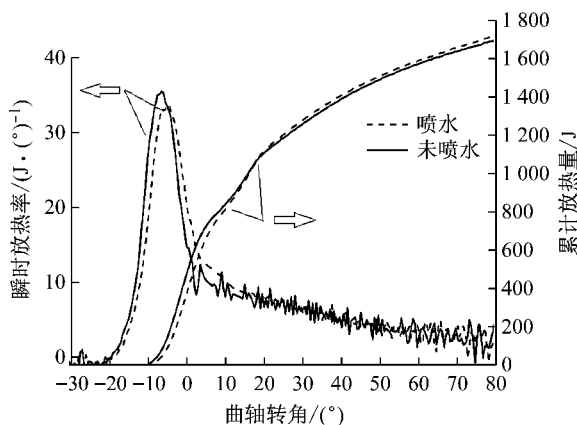


图 10 喷水对爆震工况放热率及累计放热率的影响

Fig.10 Effect of water injection on heat release rate and accumulated heat release under knock condition

降低;反之,则会使得放热曲线有所提升.

由于爆震的影响,未喷水工况的瞬时放热率在压缩上止点后出现了较大的波动,这是由锯齿状缸压的影响,造成放热不稳定,喷水循环瞬时放热率相位出现后移,波动变得平缓,说明喷水降低了发动机工作的粗暴程度,利用爆震造成的过高的缸内温度迅速汽化了高温高压水,此时水蒸气变成了做功工质,降低了爆震所带来的影响. 图 11 给出了爆震工况下喷水前后 IMEP 变化的散点图. 可以看出,喷水开始前的循环 IMEP 波动严重,图中圆圈标记了较为明显的爆震循环,其明显降低了 IMEP,加剧了燃烧的不稳定性,喷水后 IMEP 有所增加且循环波动较小,喷水使得 IMEP 的循环变动系数降低了 0.006. 在喷水结束后的几个循环内 IMEP 波动变缓,但从第 80 个循环开始(第二个圆圈中标记)又出现了较大的波动,说明了喷水结束后的若干循环后燃烧开始变差,可见喷水对于爆震工况下的燃烧稳定性具有良好的控制作用.

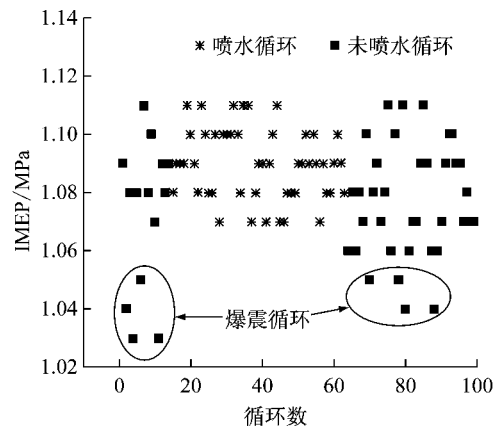


图 11 喷水对爆震工况 IMEP 的影响

Fig.11 Effect of water injection on IMEP under knock condition

表 5 给出了不同边界条件下喷水对爆震的控制情况. 表中工况为氧气体积比例 60%,点火时刻对应曲轴转角为 330°,发动机转速为 1 500 r · min⁻¹,压缩比为 10.5,进气压力为 0.1 MPa,节气门开度为 0%,喷水压力为 35 MPa,喷水温度为 120 °C. 当喷油量从 46.7 mg 提高至 49.7 mg 时,未喷水工况下的爆震概率提高,由 6%增加至 16%. 在各个工况下,喷水都可以有效地抑制爆震,使得爆震概率进一步降低. 推迟喷水时刻可以使得排气及缸内残余废气温度降低,从而使得下一个循环缸内温度降低,使得爆震能得到进一步的控制. 喷水量的增加也可以有效地降低排气及缸内残余废气,从而降低缸内温

度,更好地控制爆震的产生.

表 5 不同边界条件下喷水对爆震的控制

Tab.5 Restrain of knock under different boundary conditions using water injection

喷油量/ mg	喷水脉 宽/ms	喷水时刻 对应曲轴 转角/(°)	排气温 度/°C	未喷水工 况爆震 比例/%	喷水工况 爆震 比例/%
46.7	3	360	578	6	0
46.7	3	370	565	6	0
49.7	3	360	595	16	4
49.7	3	370	584	16	0
49.7	5	360	554	16	0

3 结论

(1) 未喷水工况下,与空气进气相比,OF55 进气时缸内燃烧过程产生爆震, KIA 值达到 0.26 MPa,其生成原因主要是进气氧浓度较高,混合气较浓,以及发动机运行转速较低.

(2) 喷水工况下,OF55 进气下缸内燃烧爆震消除, KIA 值降低至接近 0 MPa,说明缸内高温、高压水喷射能够有效控制内燃兰金循环发动机在高氧浓度工况下的爆震倾向.

(3) 与未喷水工况相比,喷水工况下缸内最高爆发压力降低但推迟,缸压压力升高率最大值降低,循环指示功增加,说明喷入缸内的高温高压水能够快速吸热蒸发以提高循环热效率.

参考文献:

- [1] BILGER R W. Zero release combustion technologies and the oxygen economy [C] // 5th International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment. Lisbon: [s.n.], 1999: 1039-1046.
- [2] BILGER R W, WU Z. Carbon capture for automobiles using internal combustion Rankine cycle engines [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(3): 034502. DOI:10.1115/1.3077657.
- [3] 吴志军,于潇. 基于内燃兰金循环的二氧化碳回收车用动力系统[J]. 吉林大学学报(工学版), 2010, 40(5): 1199. WU Zhijun, YU Xiao. CO₂ capture automotive engine system based on internal combustion Rankine cycle[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2010, 40(5): 1199.
- [4] YU X, WU Z J. Simulation on effect of EGR on oxy-fuel IC engine[C]//Applied Mechanics and Materials. [S.l.]: Trans Tech Publications, 2012: 790-795.
- [5] WU Z, YU X, FU L, *et al.* Experimental study of the effect of water injection on the cycle performance of an internal-combustion Rankine cycle engine[J]. Journal of Automobile Engineering, 2014, 228(5): 580.
- [6] 付乐中,于潇,邓俊,等. 内燃兰金循环发动机试验系统开发[J]. 内燃机工程, 2013, 35(6): 87. FU Lezhong, YU Xiao, DENG Jun, *et al.* Development of internal combustion Rankine cycle engine test system [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2013, 35(6):87.
- [7] WU Z, FU L, GAO Y, *et al.* Thermal efficiency boundary analysis of an internal combustion Rankine cycle engine[J]. Energy, 2016, 94: 38.
- [8] FU L, WU Z, LI L, *et al.* Effect of water injection temperature on characteristics of combustion and emissions for internal combustion Rankine cycle engine [C] // SAE International World Congress. Detroit: SAE, 2014: 140126.
- [9] WU Z, YU X, FU L, *et al.* A high efficiency Oxy-fuel internal combustion engine cycle with water direct injection for waste heat recovery[J]. Energy, 2014, 70: 110.
- [10] CHUN K M, HEYWOOD J B. Characterization of knock in an S. I. engine[C]// SAE International World Congress. Detroit: SAE, 1989: 890156.
- [11] HEYWOOD J B. Internal combustion engine fundamentals[M]. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [12] PAN J, SHEPPARD C. A Theoretical and experimental study of the modes of end gas auto-ignition leading to knock in S. I. Engines[C]// SAE International Fuels & Lubricants Meeting. Baltimore: SAE, 1994: 942060.