

LNG 柴油双燃料发动机多点顺序喷射试验研究

吴敬虞, 潘志祥, 曾 硕, 何文博

(武汉理工大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430063)

摘 要: 为将纯柴油发动机改造为 LNG/柴油双燃料多点顺序喷射发动机, 在不改变原型机结构前提下设计了一套天然气供给系统。为验证该供气系满足否满足原型机在额定工况下的需求, 设计了进气道喷射模拟试验台。试验验证表明: 该天然气供给系统能够满足发动机在额定工况下燃气供应量及喷射控制的需求, 且整套系统能够根据发动机不同工况调整天然气的喷射量。试验结果可为发动机在双燃料模式下运行提供前期数据支撑。

关键词: 双燃料发动机; 天然气供给系统; 多点顺序喷射; 模拟

中图分类号: TK433.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2017)03-0005-09

Experimental Study on Multi-Point Sequential Injection of LNG/Diesel Dual Fuel Engines

Wu Jingyu, Pan Zhixiang, Zeng Shuo, He Wenbo

(School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063)

Abstract: To transform diesel engines into multi-point sequential injection LNG/diesel dual fuel engines, the natural gas supplying system maintaining the structure of prototype was developed. To verify if this system could meet the requirements of the prototype under rated condition, the test bed for the simulation of inlet pipe injection was designed. The test results show that the natural gas supplying system could satisfy the gas supply volume under rated condition, as well as the requirements of injection control. Moreover, the whole system could adjust natural gas injection volume according to varied engine working conditions. The research results provide reference data for engine operated under dual fuel mode.

Key words: dual fuel engine; natural gas supplying system; multi-point sequential injection; simulation

0 引 言

传统内燃机大都使用柴油或者汽油作为主要燃料, 随着世界石油储量逐年降低, 及排放标准的日趋严格, 选择适合的替代燃料已成为当前的研究热点^[1]。作为柴油的替代燃料之一, 天然气的储存丰富。理论上天然气完全燃烧后的产物只有 H_2O 和 CO_2 , 不会产生对大气环境有较大影响的 SO_x 和 $PM_{2.5}$ 。因此, 天然气是理想的柴油替代燃料^[2]。

近年在我国内河推行的“油改气”项目中, 较多采用将原柴油机改造成由柴油引燃的 LNG/柴

油双燃料发动机, 即在原柴油机上外挂一套天然气供给系统, 采用缸外单点进气方式。但这种进气方式存在一定的弊端: 天然气与空气的混合气体在进入燃烧室时, 部分天然气未经燃烧就会在扫气时逸出燃烧室, 致使发动机 HC 排放量大增, 且各缸天然气喷射量难以控制, 导致发动机各缸均匀性较原发动机差。

1 双燃料发动机供气系统

当前, LNG/柴油双燃料发动机的研究热点为: 缸外多点进气技术及缸内直喷技术。不同于单点进

气,进气道多点喷射双燃料发动机在每缸的进气歧管上安装相互独立的天然气喷射阀组,利用缸盖上布置的喷油器喷射柴油引燃天然气^[3]。

多点进气双燃料发动机需要一套独立的供气系统,以精确控制天然气喷射开启时刻及喷射持续时间。当天然气喷射量不足时,会造成发动机输出功率不足,运行不稳定;天然气喷射过量时,又会导致进气歧管内的天然气残存量过多,增大进气管发生回火的可能,且加剧发动机的尾气排放。

某双燃料发动机供气系统如图1所示,天然气的喷射时刻及喷射持续时间由ECU控制的电磁喷射阀控制。气化后的天然气经过两级减压后进入天然气共轨管,通过喷射阀喷入到对应的进气支管内与空气预混合^[4]。天然气喷射时间由对应的柴油机进气阀开启时间决定,喷射量则通过调整喷射阀的占空比来实现。

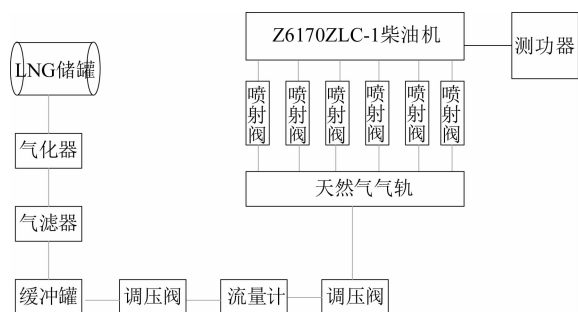


图1 双燃料发动机供气系统组成图

2 进气道模拟喷射试验台

2.1 进气道模拟喷射试验台设计原则

为验证在天然气喷射控制系统下天然气的喷射量及喷射时刻能否满足原型机的需求,设计进气道模拟喷射试验台。通过模拟喷射试验研究天然气在既定喷射策略下的喷射量等各项喷射参数。试验台设计时遵循如下原则:

(1) 模拟喷射试验台进气门开启关闭须与原机相匹配;转速须达到发动机额定工况下凸轮轴转速,且可调;进气正时须与原机相同;凸轮型线须与原机配气凸轮的相同。

(2) 试验台进气道内压力与原机在不同工况下的进气总管压力相同。

(3) 缸内压力与原机进气行程内压力相同。

(4) 喷射阀运行周期与原机运行周期相同,即试验台顶置凸轮轴运行一周,喷射阀完成一次喷射。

(5) 喷射阀只能在进气门开启时允许喷气,每个运行周期内开启时间不能超过进气门开启时间。

由于在模拟喷射试验中主要研究天然气在进气门开启时的喷射量,天然气与空气一起进入气缸内形成可燃混合气体后燃烧,并不在本次研究范围内,因此喷射模拟试验台不须要安装点火装置。

天然气喷射量控制的关键在于控制喷射阀开启时间;天然气喷射时刻的控制在于对喷射阀开启时刻及开启维持时间的控制。为验证天然气供给系统能否满足发动机在各不同工况下的需求,设计安装了进气道顺序喷射模拟试验台。该试验台结构如图2所示。

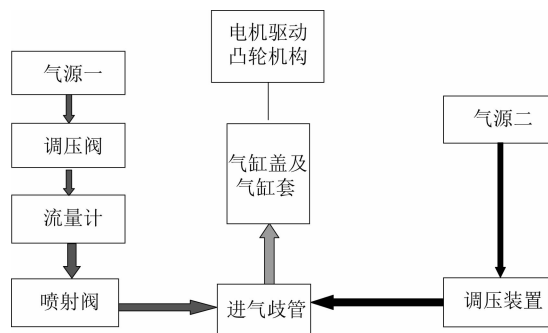


图2 进气道顺序喷射模拟试验台结构

气源1内为喷射介质,喷射介质经调压阀减压后由喷射阀喷射入进气歧管,流量计检测气体喷射流量;气源2内为辅助压力源,气体由高压气源经调压阀减压后,用于维持进气道压力(即喷射阀出口压力)。两种气体在进气道内混合,当进气阀开启时,混合气体进入气缸。进气阀的启闭由电机驱动的顶置凸轮机构控制。

2.2 天然气喷射阀

喷射阀为试验台气路的喷射控制执行设备。目前,小流量天然气喷射阀大多采用类似球阀结构的高速喷射阀,既能定时定量喷射天然气,且运行响应也符合发动机工况变化速度。喷射阀类似于收缩喷管。气化后的天然气具有一定的压力,在进入喷射阀之前的气体压力及温度分别为 p_1 、 T_1 , v_1 表示介质比体积;出口处气体压力、温度及比体积分别为 p_2 、 T_2 及 v_2 。但喷管内气体流速不能超过当地音速;当流速等于当地音速时,喷管出口截面压力与进气压力之比为临界压力比 β_{cr} 。由喷管流量特性可知:

当 $\frac{p_2}{p_1} \geq \beta_{cr}$ 时,喷射流量 Q_{m1} 为:

$$Q_{m1} = A \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right)} \quad (1)$$

当 $\frac{p_2}{p_1} \leq \beta_{cr}$ 时,喷射流量 Q_{m2} 为:

$$Q_{m2} = A \sqrt{\frac{k}{k+1} \frac{p_2 \beta_{cr}}{v_1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} \quad (2)$$

式(1)和(2)中: A 为喷管出口截面积; k 为天然气绝热常数。

令: $\frac{p_2}{p_1} = \beta$, $\sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}}}$ 为 $\Phi(\beta)$, $\sqrt{\frac{2k}{k-1}}$ 为 K_1 , $\sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}$ 为 K_2 , 则喷射流量为:

$$Q_{m1} = A \frac{K_1 p_1}{\sqrt{RT_1}} \Phi(\beta) \quad (3)$$

$$Q_{m2} = A \frac{K_2 p_2 \beta_{cr}}{\sqrt{RT_1}} \quad (4)$$

对双燃料发动机而言, 喷射阀入口端压力由天然气管路调压控制。当发动机工况发生改变时, 进气总管压力产生波动, 即喷射阀出口压力改变, 相应的喷射阀前后压力比改变。当发动机稳定运行时, 喷射阀出口端 p_2 为定值, 喷射介质为恒温, 且控制脉宽周期及占空比恒定时, 缓慢增加喷射阀入口压力, 当 β 大于临界压力比时, 喷射阀质量流量为与喷射出入口压力比 β 及入口压力 p_1 相关的函数; β 不超过临界压力比时, 喷射阀质量流量仅与 $p_2 \beta_{cr}$ 相关, 为定值。喷射阀在实际工作过程中, 保持一定频率的启闭且喷射阀在每个运行周期内并非持续工作。利用脉宽调制驱动电路, 通过改变输入的高频信号占空比达到调整喷射阀开启维持电流的目的。利用半导体开关器件的通断电将恒定直流信号转换为电压脉冲信号, 当输入的控制信号处于低电平时喷射阀关闭, 电压脉冲宽度及脉冲序列周期可调整。综上, 可通过调整喷射阀入口及出口压力、PWM 脉宽频率及占空比来控制每循环天然气喷射量。

2.3 天然气喷射开启控制

电磁喷射阀启闭与原柴油机配气正时(图3)相匹配, 在喷射模拟试验台上喷射阀喷射时刻则以凸轮轴转角为基准, 在带动凸轮的轴一端安装齿轮转速传感器和霍尔式接近开关。

进气门开启时, 霍尔接近开关输出信号由低电位变为高电位, 喷射阀经过 t_1 后开启。

$$t_1 = 30(\alpha + \beta)/(360^\circ \times n) \quad (5)$$

式中: α 为进气门开启提前角, 50° ; β 为排气门关闭滞后角, 50° ; n 为模拟喷射试验台轴转速, ($r \cdot \min^{-1}$)。

喷射阀开启经 t_2 后关闭。

$$t_2 = 30\gamma/360^\circ \times n \quad (6)$$

式中: γ 为喷射持续角, $^\circ CA$ 。

模拟喷射试验台轴转速计算及喷射延迟计算流程如图4和图5所示。

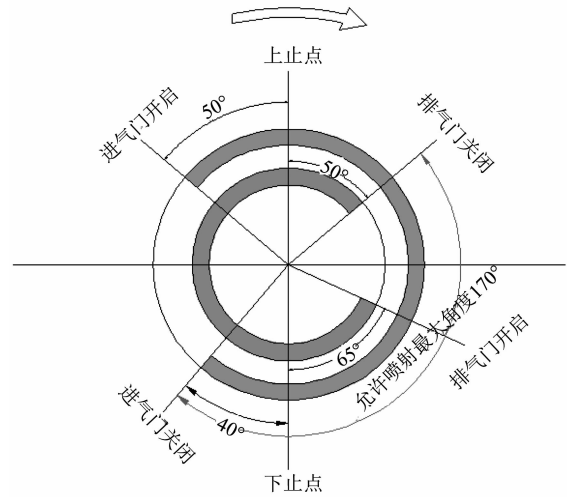


图3 原型发动机机配气正时

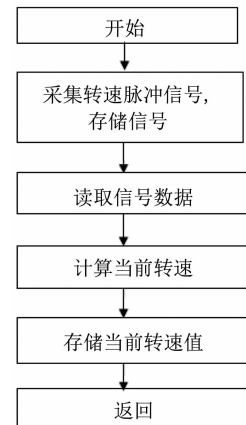


图4 转速计算流程

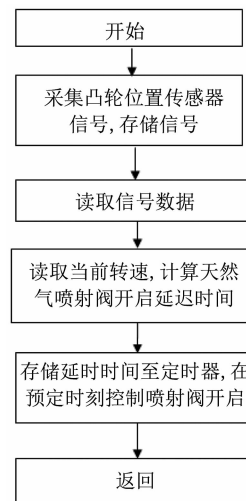


图5 喷射延迟计算流程

齿轮信号盘随轴旋转,霍尔型转速传感器受磁场产生的磁场的影响,输出脉冲信号,所测轴转速 $n = 60f/z$, 其中: f 为信号频率, z 为信号齿轮盘齿数。

3 喷射阀喷射特性试验

3.1 进气道喷射模拟试验

分别选择持续喷射角度为 120°CA 及 170°CA , 调整第二路气源的调压阀, 出口压力分别调整为 0.11, 0.13, 0.16 及 0.18 MPa, 作为进气道内压力, 此时电机转速分别设置为 315、397、455 及 482 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)。调整第一路气源调压阀, 设置出口压力分别为 0.2、0.25、0.3、0.35 及 0.4 MPa, 分别选择单喷射阀和双喷射阀作为阀组。

选择 120°CA 作为喷射阀驱动脉宽, 喷射阀组选择单阀, 此时喷射流量如图 6 所示; 喷射阀组选择双阀, 喷射流量如图 7 所示。

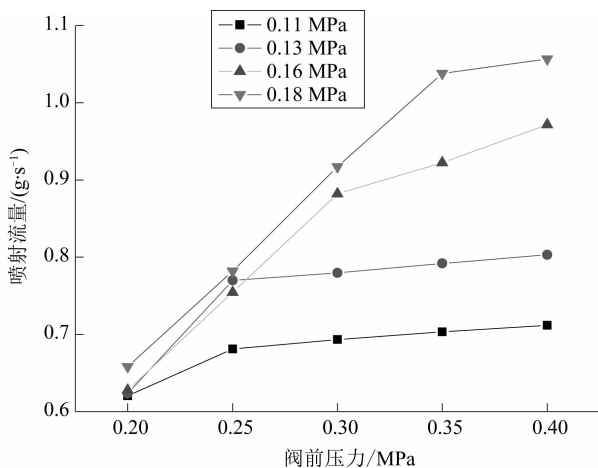


图6 持续喷射 120°CA 、单阀喷射流量

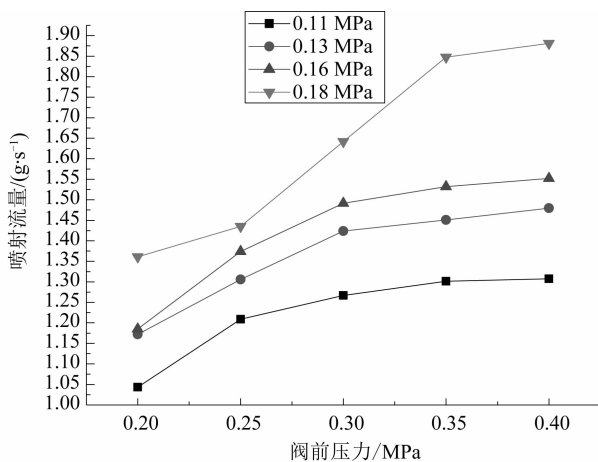


图7 喷射持续角度 120°CA 、双阀喷射流量

选择 170°CA 作为喷射脉宽, 喷射阀组分别选择单阀及双阀, 喷射流量如图 8 及图 9 所示。

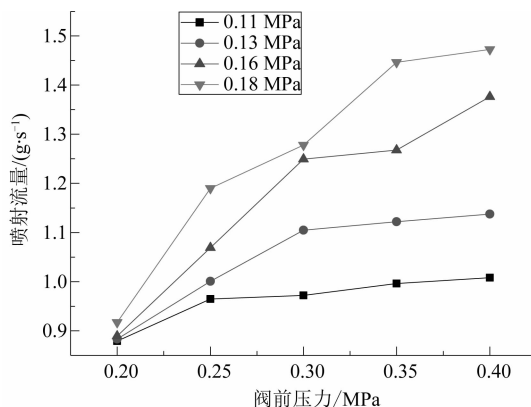


图8 持续喷射 170°CA 、单阀喷射流量

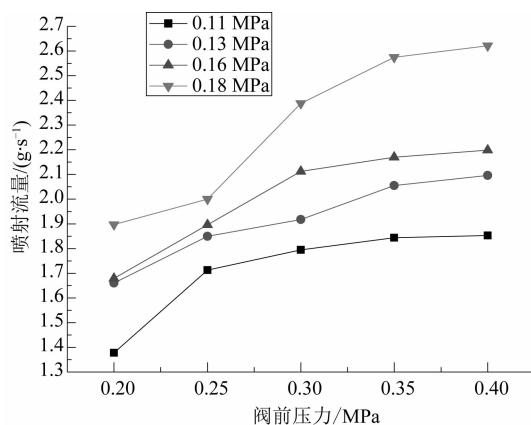


图9 持续喷射 170°CA 、双阀喷射流量

3.2 天然气喷射流量匹配分析

每次循环消耗的天然气质量流量可通过纯柴油模式下单缸喷油量来计算。在 90% 推进特性下完全使用柴油时, 每循环单缸喷油量 g_b 为:

$$g_b = \frac{b_e p_e \tau}{120 n i} = \frac{210.1 \times 297 \times 4}{120 \times 965 \times 6} = 0.359 (\text{g}) \quad (7)$$

式中: b_e 为柴油机在该功率下的燃油消耗率, ($\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$); p_e 为柴油机当前运行功率, kW; τ 为柴油机冲程数; n 为柴油机当前运行转速, ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$); i 为柴油机缸数。

在 90% 负荷下替代率最高设定在 70%, 理论每循环天然气需求量 m 为:

$$m = \frac{g_b H_{ud} \eta}{H_{ug}} = \frac{0.359 \times 43 \times 0.7}{49.5} = 0.218 (\text{g}) \quad (8)$$

式中: H_{ud} 为柴油低位发热值, 43 ($\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$); H_{ug} 为标准状态下天然气低位发热值, 49.5 ($\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$); η 为天然气替代率。

由模拟喷射试验数据可知: 阀座选择为双阀, 喷射阀入口压力为 0.4 MPa, 喷射持续角为 120°CA 、转速为 482 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)、喷射背压为

0.18 MPa 时, 天然气喷射流量 m_0 最高约为 1.85 ($\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$), 每个喷射周期内喷射量约为:

$$m = \frac{m_0 \times 60}{n} = \frac{1.85 \times 60}{482} = 0.23 (\text{g}) \quad (9)$$

式中: n 为电机驱动轴转速。

综上可知: 持续喷射 120 °CA 时, 双阀作为喷射阀组时可满足发动机在 90% 负荷时对天然气喷射量的需求。

4 结 论

(1) 试验结果表明: 针对淄柴 Z6170ZLC-1 设计的天然气供给系统的关键设备满足发动机单缸额定工况时天然气供应量的需求。

(2) 通过进气模拟喷射试验, 确定了喷射阀的控制脉宽及合适的喷射阀前压力, 为发动机在双燃料模式下运行提供了依据。

(3) 本文仅针对淄柴 Z6170ZLC-1 机型在额定

工况下的进气进行模拟, 如应用到其他机型时, 可通过调整喷射阀的控制脉宽, 或改变每缸进气道上喷射阀数量, 来满足不同机型额定工况下对耗气量的需求。

参考文献

- [1] 周龙保. 内燃机学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
 - [2] 马志超. 船舶发动机天然气应用的关键技术研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2012.
 - [3] 苏万华, 林志强, 汪洋, 等. 气口顺序喷射、稀燃、全电控柴油/天然气双燃料发动机的研究 [J]. 内燃机学报, 2001, 19 (2): 102-108.
 - [4] 窦慧莉, 刘忠长, 李骏, 等. 电控多点喷射天然气发动机的开发 [J]. 燃烧科学与技术, 2006. 12 (3): 257-262.
 - [5] 庾汉卿. LNG/柴油双燃料发动机及其燃料管系安全监控系统研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2013.
-
- (上接第 4 页)
- (4) 最高燃烧压力和排温的限制确定了最大扭矩和最大功率恢复油气范围。在最大扭矩点工况, 随着循环喷油量的增加, 满足柴油机扭矩恢复要求的过量空气系数范围整体下移; 在标定工况点, 随着循环喷油量的增加, 满足柴油机功率恢复要求的过量空气系数范围整体下移, 当循环喷油量大于 225 mg, 两条功率恢复线明显接近, 过量空气系数范围明显变窄。
- ## 参考文献
- [1] 刘瑞林. 柴油机高原环境适应性研究 [M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2013.
 - [2] 利奇. 柴油机可调两级增压系统变海拔自适应控制研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2015.
 - [3] 李文祥, 王彦岩. CA6110/125Z1A2 增压柴油机对青藏高原适应性的研究 [J]. 汽车技术, 2001 (7): 5-12.
 - [4] FOSBERRY R A C, HOLUBECKI Z. Some consideration of the effect of atmospheric conditions on the performance of automotive diesel engines [C]. SAE paper 660744.
 - [5] 张建村, 潘利群. 高原柴油机的增压器匹配性能研究 [J]. 柴油机设计与制造, 2005, 14 (3): 10-12.
 - [6] 李晓然, 许世海. 高原环境对柴油机性能的影响及解决措施 [J]. 内燃机, 2014 (3): 15-17.