

# 共轨用新型电控喷油器结构及性能研究

平涛, 徐建新, 谷峰, 王新权

(七一一研究所, 上海 201108)

**摘要:** 根据船用柴油机共轨燃油系统工作特点及技术发展趋势, 基于 AMESim 软件平台针对头部带蓄压器的新型喷油器结构建立仿真模型, 研究其设计要点。结论表明: 新型喷油器结构可以有效抑制系统中多个喷油器喷射过程中的互相干扰, 蓄压器入口节流孔大小及蓄压容积的选取是影响新型结构喷油器性能的关键结构参数。

**关键词:** 高压共轨; 电控喷油器; 仿真; AMESim

**中图分类号:** TK423.4<sup>+</sup>3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2008)06-0020-04

## Structure and Performance Research on a New Injector of Common Rail Fuel Systems

Ping Tao, Xu Jianxin, Gu Feng, Wang Xinquan

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

**Abstract:** According to the characteristics and the future tendency of common rail systems for marine diesel engines, an injector model with accumulator on top was built based on AMESim software. Simulation results show that the new structure can effectively prevent the injectors from interfering each other, and the key structure parameters which can influence the performance of the new injector are the size of throttle orifice and the volume of the pressure accumulator.

**Keywords:** high pressure common rail system; electronic control injector; simulation; AMESim

### 1 前言

共轨技术的突出优点是控制灵活精确, 通过控制共轨压力和喷油时间来精确控制喷油过程。但是, 由于油泵供油的不连续以及各喷油器按一定时序喷油, 导致共轨内产生压力波动, 这给进一步精确控制喷油过程带来了困难。船用柴油机缸数多、循环喷油量, 喷射过程引起的共轨系统内压力波动对喷射的一致性和重复性造成的不利影响更为严重。

喷油器是高压共轨系统中最关键的部件, 而且在不断改进结构、提高性能的同时正在向产品模块化方向发展, 将蓄压器集成在喷油器头部的新型结

构代表了未来发展的趋势。本文将针对头部集成蓄压器的新型喷油器结构开展研究, 分析这一结构对喷油器性能的影响, 为主要参数设计提供依据。

### 2 新型喷油器结构

为解决船用柴油机(或其他用途大型柴油机)循环喷油量大引起压力波动大, 喷油器数量多引起喷射过程互相干扰等问题, 并满足零部件模块化设计要求, 国外近年出现了头部带蓄压器的新型喷油器结构, 如图1所示。

MTU2000系列柴油机共轨系统是采用这种喷油器的代表机型, 系统结构如图2所示。对每个喷油器的蓄压器而言, 在完成一次喷油后, 仅需对其

补充这次喷射中射出的燃油量。另外，为了使蓄压器中因喷射引起的压力波动不会影响到相邻的其它各缸，蓄压器入口处往往采用节流装置防止残余压力波在整个燃油系统中的传播。

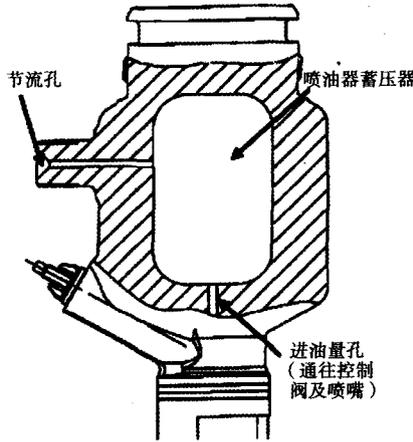
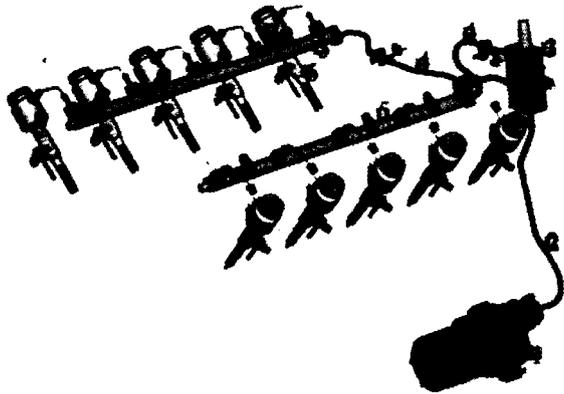


图 1 喷油器头部蓄压器结构示意图



1—高压泵 2—高压油管 3—分配单元 4—燃油管  
5—油轨 6—喷油器 7—蓄压器

图 2 MTU2000 系列柴油机共轨燃油系统

### 3 喷油器模型的建立

本文利用 AMESim 软件开展仿真计算，首先针对某典型共轨用电控喷油器建立模型，作为改型前的基础喷油器模型（图 3）。喷油器内的电磁阀为一个开关阀，为了考虑该阀开启与关闭过程中的动态变化的影响，电磁阀用一个流通速率随时间变化的可变节流孔模型，采用周期性曲线控制电磁阀流通规律。

基础模型是针对某典型共轨用电控喷油器建立，可以用试验数据对比检查其准确性，主要是校验循环喷油量和喷油率。循环喷油量计算值与实测值如表 1 所示，可见计算结果与实测值吻合度较好，在喷油压力为 60、80、100 MPa，喷油脉宽 2 500  $\mu\text{s}$  时的循环喷油量误差都在 2% 以下。

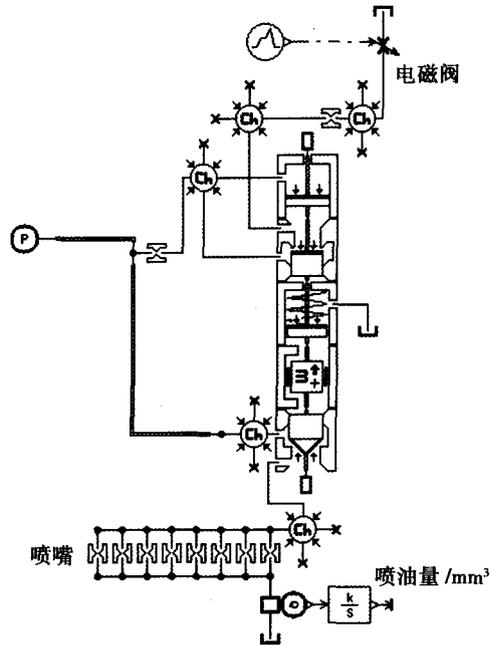


图 3 基础喷油器模型

表 1 循环喷油量计算值与实测值对比

| 共轨压力 / MPa | 喷射控制脉宽 / $\mu\text{s}$ | 循环喷油量测试值 / ( $\text{mm}^3/\text{冲程}$ ) | 循环喷油量计算值 / ( $\text{mm}^3/\text{冲程}$ ) | 计算误差 / % |
|------------|------------------------|--|--|----------|
| 60         | 2 500                  | 155.21                                 | 157                                    | 1.15     |
| 80         | 2 500                  | 183.51                                 | 187                                    | 1.90     |
| 100        | 2 500                  | 208.7                                  | 212                                    | 1.58     |

在上述经过试验验证的典型结构喷油器模型基础上修改得到新型喷油器模型，如图 4 所示。

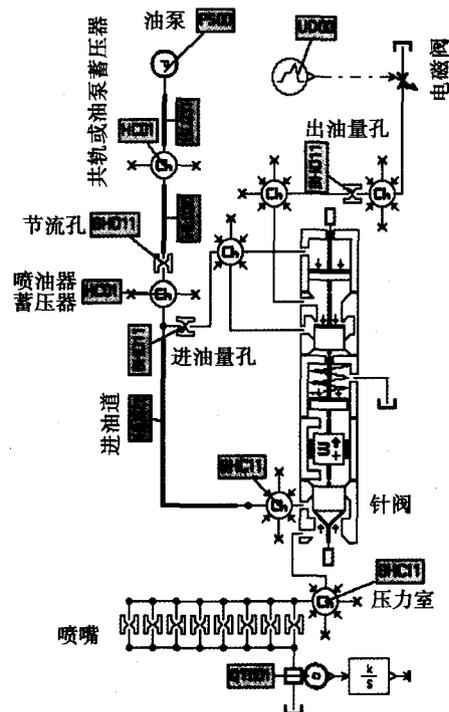


图 4 带蓄压器的喷油器模型

为了给每次计算提供一个具有可比性的喷油器入口边界条件, 兼顾与实际使用情况接近, 模型中的油泵用一个可设置的压力源替代, 油泵蓄压器、高压油管等均采用经过试验验证的模型。新型喷油器头部的蓄压器作为集中容积 (Injector accumulator), 蓄压器入口处有节流孔 (Throttling orifice)。

需要说明的是, 在喷油器头部增加蓄压器的同时往往喷油器下部结构也会改变, 以减少运动件质量, 提高响应速度。本文主要关注喷油器头部的新结构, 对于下部结构的研究将另外开展。

## 4 仿真分析

### 4.1 蓄压器入口节流孔对喷油器性能的影响

以蓄压器节流孔面积与喷油器喷孔总流通面积比值作为调整变量, 用 QA 表示。(暂将蓄压器容积设为定值 13 ml, 约为喷油器最大循环喷油量的 50 倍。)

表 2 ~ 表 5 数据均为相对值, 以 QA = 3.0 的数据作为比较标准。

由图 5 (曲线数据见表 2) 可以看出, QA 对喷油率的大小和曲线形状均会产生影响, QA 越大喷油率最大值越高, 曲线越饱满; QA 小于 2.0 时喷射初期喷油率上升缓慢, 且喷油量不足; 但 QA 在大于等于 3.0 后对喷油率的影响效果不明显。同时注意到减小 QA 有利于控制喷射初期喷油率上升速率。

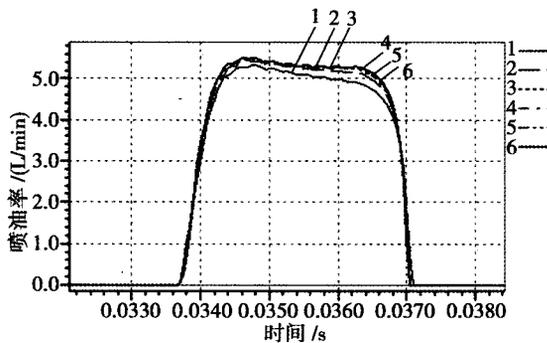


图 5 QA 对喷油率的影响

表 2 QA 对喷油率的影响统计数据

| 曲线编号 | QA  | 平均值(相对) | 最大值(相对) |
|------|-----|---------|---------|
| 1    | 1.0 | 0.96    | 0.97    |
| 2    | 2.0 | 0.99    | 0.99    |
| 3    | 3.0 | 1.00    | 1.00    |
| 4    | 4.0 | 1.00    | 1.00    |
| 5    | 5.0 | 1.01    | 1.00    |
| 6    | 6.0 | 1.01    | 1.01    |

由图 6 (曲线数据见表 3) 可以看出, QA 对压力室所能达到的最高压力及压力曲线形状有影响。QA 小, 压力室所能达到的最高压力低, 喷射过程中压力下降快。压力室压力低意味着喷油率下降, 影响燃油喷柱的雾化质量和贯穿度。为保证喷射过程的高压, QA 越大越好, 从图表分析, 结构设计时 QA 应大于 2。

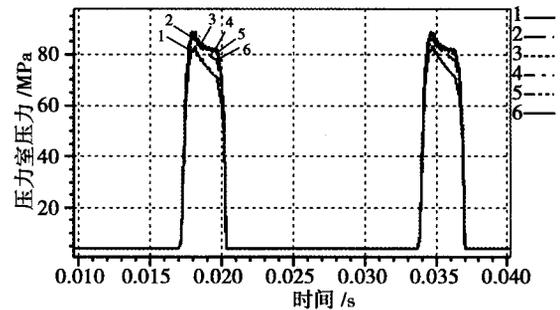


图 6 QA 对压力室压力的影响

表 3 QA 对压力室压力的影响统计数据

| 曲线编号 | QA  | 平均值(相对) | 最大值(相对) |
|------|-----|---------|---------|
| 1    | 1.0 | 0.98    | 0.95    |
| 2    | 2.0 | 0.98    | 0.99    |
| 3    | 3.0 | 1.00    | 1.00    |
| 4    | 4.0 | 1.01    | 1.01    |
| 5    | 5.0 | 1.01    | 1.01    |
| 6    | 6.0 | 1.01    | 1.01    |

由图 7 (曲线数据见表 4) 可以看出, QA 越小蓄压器内的平均压力越低, 在喷油量相同的情况下下一次喷射所引起的压力下降越大, 且蓄压器内压力波动的幅度越大。为保证喷油过程中保持比较高的喷射压力, 且压力不会跌落太快, QA 取值越大越好, 一般不宜小于 3.0。

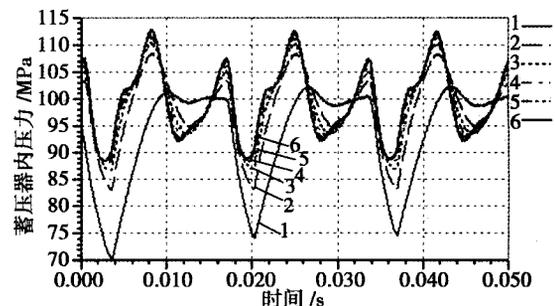


图 7 QA 对蓄压器内压力的影响

表 4 QA 对蓄压器内压力的影响统计数据

| 曲线编号 | QA  | 平均值(相对) | 最大值-最小值(相对) |
|------|-----|---------|-------------|
| 1    | 1.0 | 0.94    | 1.35        |
| 2    | 2.0 | 0.99    | 1.07        |

续表

| 曲线编号 | QA  | 平均值(相对) | 最大值-最小值(相对) |
|------|-----|---------|-------------|
| 3    | 3.0 | 1.00    | 1.00        |
| 4    | 4.0 | 1.00    | 0.99        |
| 5    | 5.0 | 1.01    | 1.00        |
| 6    | 6.0 | 1.01    | 1.02        |

根据试验数据, 常规共轨系统在同样工况下喷油器入口处压力波动的最大值为 110.4 MPa, 最小值 82.4 MPa, 两者相差 28.0 MPa。图 8 (曲线数据见表 5) 中当 QA = 3.0 时最大值与最小值相差 17.38 MPa。比较可以看出, 节流孔可以有效削弱喷油器入口处的压力波动, QA 对蓄压器入口前 (节流孔前端) 的压力波动影响显著。

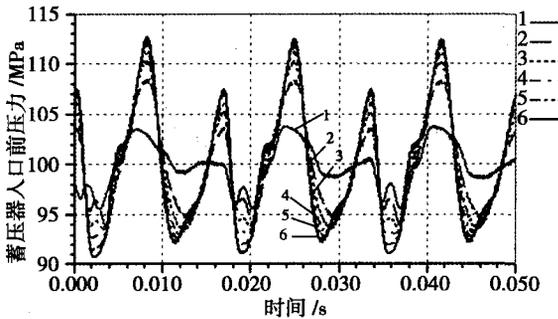


图 8 QA 对蓄压器入口前压力的影响

表 5 QA 对蓄压器入口前压力的影响统计数据

| 曲线编号 | QA  | 平均值(相对) | 最大值-最小值(相对) |
|------|-----|---------|-------------|
| 1    | 1.0 | 1.00    | 0.47        |
| 2    | 2.0 | 1.00    | 0.86        |
| 3    | 3.0 | 1.00    | 1.00        |
| 4    | 4.0 | 1.00    | 1.07        |
| 5    | 5.0 | 1.00    | 1.18        |
| 6    | 6.0 | 1.00    | 1.26        |

QA 越小, 压力波动幅度越小, 这意味着喷油过程产生的压力波动被节流孔有效阻隔, 减少了对系统压力稳定的扰动, 削弱了对其他喷油器喷射的影响。仅从这一因素考虑, QA 越小越好。QA 在大于 3.0 以后对于阻尼压力波动的作用不明显。

综上所述, QA 在 2.0 ~ 3.0 比较合适。

#### 4.2 蓄压器容积对喷油器性能的影响

以蓄压器容积与喷油器最大循环喷油量的比值作为调整变量, 用 QV 表示。

本系统喷油器最大循环喷油量按 250 mm<sup>3</sup> 计算。蓄压器入口节流孔孔径固定, 根据 QA = 2.0 ~ 3.0 的要求喷油器模型蓄压器节流孔直径对应为

0.88 ~ 1.08 mm, 现取节流孔直径 1.0 mm。

采用与前文同样的方法分析 QV 取值对喷油率、压力室压力、蓄压器压力、蓄压器入口前压力的影响。得到以下规律:

(1) QV 对喷油率有明显影响, QV 越大喷油率最大值越高, 在大于等于 50 后对增大喷油率效果不明显, QV 小于等于 30 时明显影响喷油率最大值和平均值, 且初期喷油率上升趋缓, QV 大于 60 后对喷油率大小影响不明显。为保证喷油器最大循环喷油量需要, QV 不宜小于 30, 也不太需要大于 60。

(2) QV 对压力室所能达到的最高压力有影响, QV 小, 压力室所能达到的最高压力低。压力室压力低意味着喷油率下降, 影响燃油喷柱的雾化质量和贯穿度。为保证喷射过程的高压 QV 越大越好, QV 在大于 60 后对喷射压力的影响不明显, 但在小于等于 30 时明显影响喷射压力。

(3) QV 对蓄压器内的平均压力影响不明显, 但明显影响蓄压器内的压力波动幅度。QV 越小, 在喷油量相同的情况下一次喷射所引起的压力波动幅度越大, 特别是压力下降的幅度。为保证喷油过程中压力不会跌落太快, QV 取值一般不宜小于 50。

(4) QV 对蓄压器入口处 (节流孔前端) 的压力波动幅度有影响。QV 越大, 压力波动幅度越小, 这是因为蓄压器内储存的高压燃油及时补充了喷射过程所引起的压力降, 减少了对整个系统压力稳定的扰动。从这一因素考虑 QV 越大越好, 一般不宜小于 50, 小于 30 则不能发挥这一结构的优越性。

考虑到 QV 大会带来喷油器结构设计上的困难, 在满足性能要求的前提下 QV 越小越容易布置, 同时降低制造难度。综上所述, 一般情况 QV 取 50 ~ 60 比较合适; 若考虑控制喷射初期喷油率, 或采取其它系统压力稳定措施, QV 也可略小于 50。

## 5 结 论

根据船用柴油机共轨燃油系统工作特点及技术发展趋势, 针对头部带蓄压器的新型喷油器结构建立仿真模型, 研究其设计要点。得出以下结论:

(1) 头部带蓄压器的新型喷油器结构可以有效抑制系统中多个喷油器喷射过程中的互相干扰;

(2) 蓄压器入口节流孔大小及蓄压容积的选取是影响新型结构喷油器性能的关键结构参数;

(下转第 29 页)

(1) 在高压轨腔的所有壁面夹角小于  $90^\circ$  的 A 模型中, 出口中心压力变化较平缓, 轨腔交界处涡流负压较小, 该轨腔模型产生空蚀的可能性较小。

(2) 所有壁面夹角在小于  $90^\circ$  时, 出口速度高压区较小, 速度梯度小, 并出现速度分流。该模型轨腔产生流体波动的可能性较小, 并且高压轨腔壁面夹角大于  $80^\circ$  小于  $90^\circ$  的轨腔模型出口  $v$ , 速度梯度平缓, 轨腔内部速度场改善。

(3) CFD 数值模拟缩短研发周期, 便于改变模型参数进行多方案研究, 并能了解模型中的整体流场分布。CFD 数值模拟与试验方法结合, 不仅为高压共轨设计提供依据, 且为高压共轨的探讨研究提供新的研究方法。

(上接第 19 页)

## 7 结束语

NT12V138Z<sub>L</sub>DW 型发电用柴油机成功推上市场, 充分表明老产品通过改进挖潜还是有前途的。可以预料: 如果对 NT12V138Z<sub>L</sub>DW 型柴油机再作进一步的设计改进, 特别是在机体设计上再下一番功夫, 在保持切削加工基本不变的情况下, 设法进

(上接第 23 页)

(3) 节流孔大小对控制喷油率和阻尼系统压力波动作用明显, 综合多方面因素 QA 在 2.0 ~ 3.0 比较合适;

(4) 蓄压容积对实际喷射压力(嘴端压力)和系统压力波动影响明显, 一般情况 QV 取 50 ~ 60 比较合适。

### 参考文献

- [1] Dipl.-Ing. Jaroslav Hlousek etc, Common Rail System for Large Diesel Engines [R]. CIMAC Congress 2004, Paper No. 117

### 参考文献

- [1] 刘斌彬等. 柴油机高压共轨燃油喷射系统现状与发展趋势[J]. 内燃机, 2006(2).  
 [2] 王好战等. 高压共轨电控柴油机稳态油压模拟计算及分析[J]. 内燃机工程, 2002, 23(6).  
 [3] 颜松, 魏建勤. 高压共轨系统轨压模拟计算[J]. 液压与气动, 2005(2).  
 [4] 潘剑锋等. 柴油机中压共轨式喷油系统的模拟计算与分析[J]. 汽车工程, 2003(4).  
 [5] 王尚勇等. 高压共轨电控喷油器的仿真模拟计算[J]. 车用发动机, 2002(8).  
 [6] FLUENT6.3 USER'S GUIDE[R]. Fluent. Inc 2006.

一步增大排量, NT12V138Z<sub>L</sub>DW 型机还有可能进一步提高技术指标。

### 参考文献

- [1] 王建萍, 兰金钢, 刘德才. NT12V135Z<sub>L</sub>DH 型发电用柴油机的开发[J]. 柴油机, 2005, 27(6): 6-9.  
 [2] Mr. Gunnar Stiesch, Utilizing Multiple Injections for Optimized Performance and Exhaust Emissions with the MTU Series 2000 Common Rail Marine Engines [R]. CIMAC Congress 2007, Paper No. 50  
 [3] 陆威仑, 新一代 MTU2000 共轨系统柴油机[J]. 柴油机, 2005, 27(3).  
 [4] 付永领, 祁晓野, AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.  
 [5] AMESim and Common Rail type Injection Systems [R]. AMESim Technical Bulletin 110.

## 更正启事

本刊 2008 年第 5 期第 55 页, “图 12 顶裙连接螺栓失效断裂”应为“图 12”, 特此更正, 并向作者和读者致歉。

《柴油机》编辑部