

进油阀参数对大流量高压共轨供油泵容积效率的影响

魏子朝¹, 乔信起¹, 王先勇², 顾坚², 高广新²

(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240; 2. 中国一汽无锡油泵油嘴研究所, 江苏, 无锡 214063)

摘要: 为研究进油阀参数对 WJ 泵容积效率的影响, 搭建液力系统仿真模型, 并由试验验证, 将泵容积效率损失分为节流容积效率损失和回流容积效率损失两类分别进行研究。仿真分析了进油阀弹簧参数对进油阀开启压力和阀芯最大升程的影响, 进而得到对泵两类容积效率损失的影响, 研究了阀芯振动对供油泵回流容积效率损失的影响。结果表明, 节流容积效率损失因阀芯最大升程小于某临界值导致, 回流容积效率损失随阀芯最大升程的增大而增大, 还受阀芯振动影响, 对大流量泵进油阀参数选择及其与泵的优化匹配具有参考意义。

关键词: 大流量泵; 进油阀; 容积效率; 仿真

中图分类号: TK423

文献标识码: A

DOI: 10.3969/j.issn.2095-1469.2020.04.02

Effect of Inlet Valve Parameters on Volumetric Efficiency of Common Rail High Pressure Pump with Large Flow Volume

WEI Zizhao¹, QIAO Xinqi¹, WANG Xianyong², GU Jian², GAO Guangxin²

(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;
2. FAW Wuxi Fuel Injection Equipment Research Institute, Wuxi 214063, Jiangsu, China)

Abstract: A hydraulic simulation model was built and verified by experiments to study the effect of inlet valve parameters on volumetric efficiency of the WJ pump. The volumetric efficiency loss was divided into two types: the throttling volumetric efficiency loss and the reflux volumetric efficiency loss. The effects of the spring parameters of the inlet valve on its opening pressure and the maximum lift of the valve core were simulated and analyzed. The effect of valve core vibration on volumetric efficiency was also studied. The results show that the throttling loss appears when the maximum lift of the valve core is less than a critical value. The reflux loss increases with the increase of the maximum lift of the spool and is also affected by the vibration of the valve core.

Keywords: large-flow pump; inlet valve; volumetric efficiency; simulation

收稿日期: 2019-09-16 改稿日期: 2019-11-04

基金项目: 国家重点研发计划政府间国际科技创新合作 / 港澳台科技创新合作重点专项 (2017YFE0130800);
国家自然科学基金 (91741122)

参考文献引用格式:

魏子朝, 乔信起, 王先勇, 等. 进油阀参数对大流量高压共轨供油泵容积效率的影响 [J]. 汽车工程学报, 2020, 10(4): 243-249.

WEI Zizhao, QIAO Xinqi, WANG Xianyong, et al. Effect of Inlet Valve Parameters on Volumetric Efficiency of Common Rail High Pressure Pump with Large Flow Volume [J]. Chinese Journal of Automotive Engineering, 2020, 10(4): 243-249. (in Chinese)



高功率密度柴油机需要大供油流量,这要求高压共轨供油泵在最高转速不变的前提下,尽量提高容积效率。供油泵容积效率损失主要由柱塞与柱塞偶件间隙泄露和柱塞腔的死容积引起。一般情况下,通过增加柱塞偶件密封长度^[1]等方法减小柱塞偶件间隙泄露量,通过优化柱塞腔内结构^[2]等方法减小死容积。实际上,除上述两类容积效率损失外,泵进油阀在工作中也会造成一定的容积效率损失。进油阀结构参数影响阀芯升程(和时面值、节流损失)进而影响泵的容积效率。阿道尔夫基于泵阀的受力分析和魏氏效应导出了应用至今的描述泵阀运动的二阶非线性常微分方程。唐辉等^[3]利用仿真和试验研究了影响泵容积效率损失的因素,但未定量研究进油阀参数对泵容积效率损失的影响。吴楚等^[4]仿真研究了进油阀开启压力对泵容积效率损失的影响,但仿真样本点较少,涉及的参数少。范丽云等^[5]仿真研究了进油阀结构参数对泵容积效率损失的影响,并分析了导致容积效率损失总体变化趋势的原因,国外 IANNETTI 等^[6]也做了类似研究,且考虑了严重空化等极端条件下泵容积效率损失的变化规律。但目前国内外相关研究均未分析泵进油阀引起容积效率损失的构成,也未能进一步分析其中规律。

本文将进油阀工作引起的容积效率损失由产生原理的不同分为节流容积效率损失和回流容积效率损失,并通过仿真研究 WJ 大流量高压共轨供油泵(简称 WJ 泵)的进油阀参数对进油阀开启压力和阀芯最大升程的影响,进而分别研究对两类容积效率损失的影响。WJ 泵的进油阀相较于普通供油泵,阀芯升程更大,运动状态更复杂,对容积效率损失的影响更明显。

1 供油泵结构与流体动力学建模

在 WJ 泵内,进油阀与出油阀及凸轮柱塞配合工作,如图 1 所示。供油原理为:凸轮旋转带动柱塞往复运动。当柱塞下行,柱塞腔内部形成负压,进油阀开启,低压油路燃油进入柱塞腔,此过程出油阀保持关闭;当柱塞上行,柱塞腔内燃油被压缩为高压燃油,出油阀开启,高压燃油从柱塞腔流出进入高压共轨,此过程进油阀保持关闭。

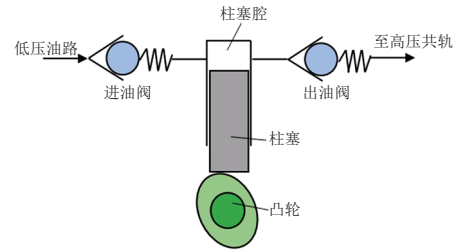


图 1 供油泵内部结构

供油泵进油阀由阀芯、进油阀弹簧和阀座组成。WJ 泵的进油阀结构如图 2 所示,其球形阀芯的力平衡方程^[7]可由式(1)描述,阀芯有效受力面积 A ^[8]可由式(2)求得:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \rho A \left(\frac{v_f^2}{2} + v_i^2 \right) - mg - k(x + x_0) \quad (1)$$

$$A = \pi r^2 \left[\frac{1}{3} + \frac{2}{3} \frac{1}{\sqrt{1 + 2 \frac{x}{R} \sqrt{1 - \left(\frac{r}{R} \right)^2} + \left(\frac{x}{R} \right)^2}} \right] \quad (2)$$

式中: m 为阀芯质量; x 为阀芯升程; ρ 为燃油密度; A 为阀芯有效受力面积; v_f 为阀芯与阀座间平均过流速度; v_i 为进油阀入口流速; x_0 为弹簧预压缩量; R 为阀芯半径; r 为球阀关闭时阀芯与阀座密封壁面接触线半径。

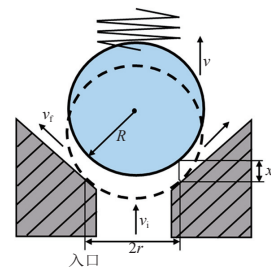


图 2 WJ 泵的进油阀结构

进油阀流量系数 C_v ^[9] 可由式(3)计算得到:

$$C_v = \frac{Q}{0.865 F_p} \sqrt{\frac{G}{P_i - P}} \quad (3)$$

式中: Q 为进油阀过流流量; F_p 为进油阀几何结构因子; G 为所用燃油相对于水(4℃)的比重; P_i 为进油阀入口燃油压力; P 为柱塞腔内燃油压力。

由于阀芯的惯性以及进油阀入口压力波动，在供油泵吸油时进油阀阀芯常常发生振动，并会产生流量脉动^[10]。

燃油密度 ρ 与燃油压力 p 之间关系的经验公式^[11]为：

$$\rho = \rho_0 \frac{1 + 0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \quad (4)$$

式中： ρ_0 为一个标准大气压下的燃油密度。

泵的进油阀弹簧参数会影响进油阀开启压力和阀芯最大升程，进而影响泵的容积效率。进油阀开启压力与泵转速无关，开启压力过小会导致进油阀密封不可靠，开启压力过大会导致进油阀开启延迟或无法开启。阀芯最大升程与供油泵容积效率密切相关。在高转速下，阀芯最大升程过小会导致进油阀节流，使泵吸油不足，容积效率降低，还会导致气蚀现象的产生，降低进油阀寿命。此外，屈铎等^[12]通过研究还发现进油阀节流会使燃油流经进油阀后的截面速度不均匀度 ξ 增加；阀芯最大升程过大会导致进油阀响应滞后于柱塞，阀芯回落延迟，造成进油阀回流，使泵容积效率降低。

综上，进油阀弹簧参数的选择应将阀芯最大升程控制在合理范围内，以减小容积效率损失。本文将上述因进油阀节流和回流引起的容积效率损失分别称作“节流容积效率损失”和“回流容积效率损失”，定义式为：

$$\Delta\eta_t = \Delta V_t / V, \Delta\eta_r = \Delta V_r / V \quad (5)$$

式中： $\Delta\eta_t$ 为节流容积效率损失； ΔV_t 为因节流少吸入的燃油体积； $\Delta\eta_r$ 为回流容积效率损失； ΔV_r 为进油阀回流的燃油体积； V 为柱塞腔容积。

2 建立供油泵仿真模型

采用 AMESim 软件搭建 WJ 泵液力仿真模型，如图3所示。仿真模型包含输油泵、低压油路调压阀、进油计量阀、WJ 泵进出油阀和凸轮柱塞结构等。输油泵采用摆线内啮合齿轮泵，输油泵模型^[13]的搭建能够很好地模拟供油泵前端低压油路的压力波动。

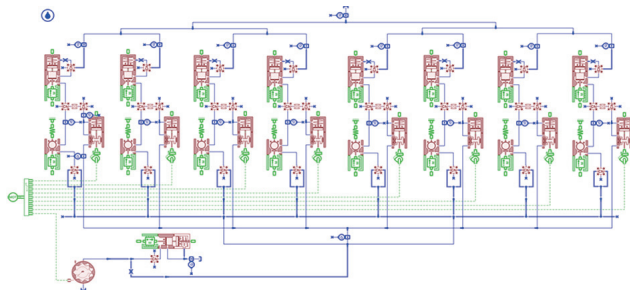


图3 供油泵液力仿真模型

仿真考虑了燃油可压缩性以及柱塞在柱塞腔内高压下的形变，并假设如下：

- (1) 燃油温度恒定为 40℃。
- (2) 共轨端压力恒定为 180 MPa。
- (3) 低压油路中进油计量阀保持全开，并以等效节流孔替代。

为验证该仿真模型，在一固定系列的结构参数下，进行试验验证。图4为试验现场，表1为试验主要设备，图5为试验台架布置示意图。



图4 试验现场

表1 试验主要设备

名称	型号	厂家
共轨泵试验台	GG5-1100-18-WX	山东泰安
ECU、线束	EU3A	无油所
流量控制阀	30-11HF6	HIP
体积流量计	VSE4.0	德国 VSE

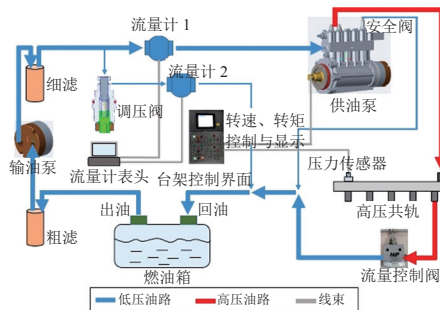


图5 试验台架布置示意图

图 6 比较了不同轨压 - 转速工况下供油泵容积效率仿真与试验结果。可见, 由于供油泵实际工作过程的轨压波动, 以及不同转速下燃油温度的差异对运动粘度的影响, 仿真结果与试验结果存在一定误差, 但供油泵容积效率随转速变化趋势的仿真结果与试验结果总体上一致, 且误差均在 5% 以内, 验证了供油泵仿真模型搭建的正确性。

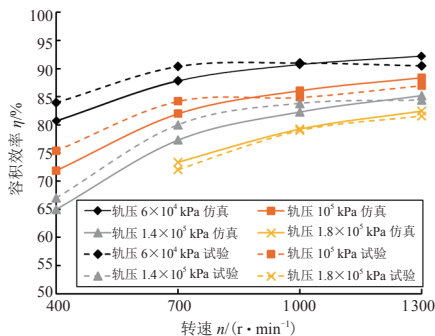


图 6 供油泵容积效率仿真与试验结果对比

3 仿真结果与分析

通过仿真研究 WJ 泵进油阀弹簧参数对进油阀开启压力和阀芯最大升程的影响, 进而研究阀芯最大升程与进油阀节流容积效率损失 $\Delta\eta_t$ 及回流容积效率损失 $\Delta\eta_r$ 的关系。

3.1 进油阀弹簧参数与开启压力及阀芯最大升程的关系

仿真计算了 WJ 泵在其最大工作转速 $n_{\max}$ 下进油阀弹簧参数与进油阀开启压力及阀芯最大升程的对应关系, 如图 7 和图 8 所示。仿真中进油阀的进

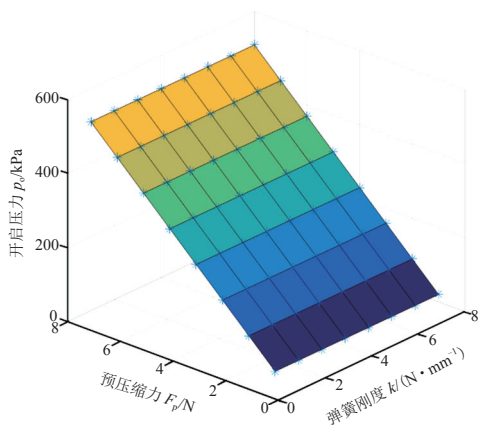


图 7 开启压力与进油阀弹簧参数的关系

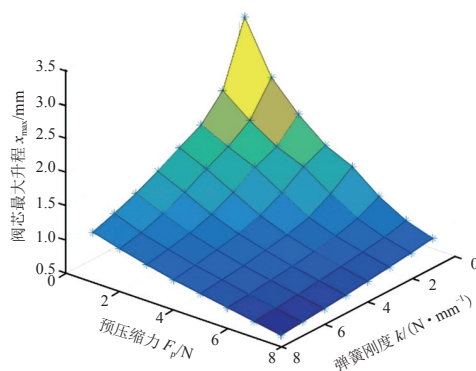


图 8 阀芯最大升程与进油阀弹簧参数的关系

油压力在 1 000 kPa 附近波动。由图 7 可知, WJ 泵转速一定, 进油阀开启压力随弹簧预压缩力的增大而线性增大, 且与弹簧刚度无关。由图 8 可知, WJ 泵转速一定, 进油阀阀芯最大升程随弹簧预压缩力的增大而减小, 也随弹簧刚度的增大而减小。上述关于 WJ 泵的结论均符合一般规律。

3.2 进油阀阀芯最大升程与节流容积效率损失 $\Delta\eta_t$ 的关系

供油泵柱塞下行吸油过程中, 如果进油阀阀芯最大升程过小, 阀芯与阀座密封壁面间可能会出现节流, 从而导致节流容积效率损失。一般情况下, 随着供油泵转速升高, 进油阀流量增大, 节流容积效率损失 $\Delta\eta_t$ 也会随之增大。

图 9 为 WJ 泵在最大工作转速 $n_{\max}$ 下, 进油阀阀芯最大升程与 $\Delta\eta_t$ 的关系, 具体计算了 3 种不同刚度的进油阀弹簧。由图 9 可知, 转速一定, $\Delta\eta_t$ 随进油阀阀芯最大升程的增大而减小, 当阀芯最大升程大于 0.9 mm 后, 进油阀不再产生节流容积效率损失。原因在于泵吸油时进油阀阀芯最大升程过小会导致节流, 进油阀内外压差无法吸入足够体积燃油, 并及时填充柱塞腔因柱塞下行增大的那部分容积, 而少吸入的燃油体积会随进油阀节流作用的减弱 (或阀芯最大升程的增加) 而减少, 进而消失。因此, 0.9 mm 为供油泵在转速 $n_{\max}$ 下进油阀不产生节流容积效率损失的阀芯最大升程最小临界值, 进油阀阀芯最大升程大于最小临界值即可消除节流容积效率损失。

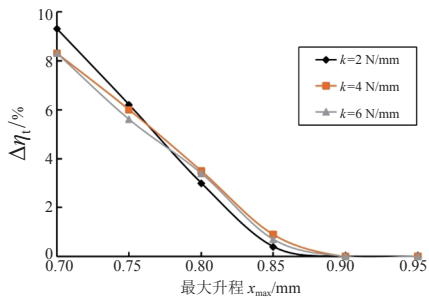
图9 转速 $n_{\max}$ 下的阀芯最大升程与 $\Delta\eta_r$ 的关系

图10为WJ泵进油阀阀芯最大升程的最小临界值与转速的关系，具体计算了3种不同刚度的进油阀弹簧。由图10可知，阀芯最大升程的最小临界值随转速的增大而增大，且与进油阀弹簧刚度无关。原因在于进油阀开启持续期随泵转速的增加而缩短，在吸油量不变的前提下，吸油速率会随之增加，若保证始终不产生节流，进油阀阀芯最大升程的最小临界值会增大。

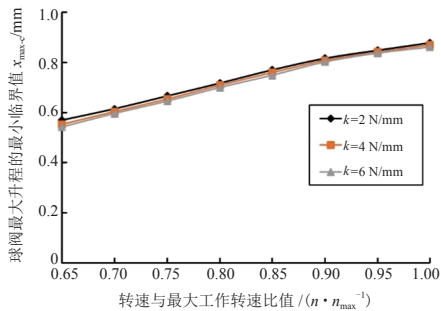


图10 阀芯最大升程最小临界值与转速的关系

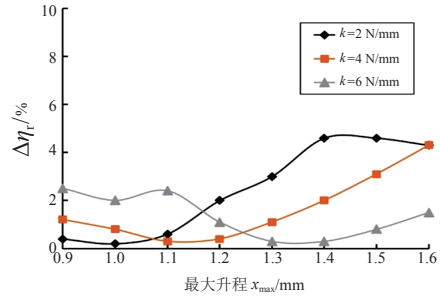
在确定了进油阀阀芯最大升程的最小临界值后，可根据图8得到对应的进油阀弹簧刚度和预压缩力的值。

3.3 进油阀阀芯最大升程与回流容积效率损失 $\Delta\eta_r$ 的关系

供油泵柱塞上行的压油过程中，如果进油阀阀芯最大升程过大，可能会由于阀芯回落延迟较大从而导致回流容积效率损失。一般情况下，随着供油泵转速升高，进油阀阀芯回落时间占整个柱塞上行时间的百分比提高，回流容积效率损失 $\Delta\eta_r$ 也会随之增大。

图11为WJ泵在最大工作转速 $n_{\max}$ 下，进油阀阀芯最大升程与 $\Delta\eta_r$ 的关系，具体计算了3种不同

刚度的进油阀弹簧。由图11可知，转速一定， $\Delta\eta_r$ 并不始终随阀芯最大升程的增大而增大，也可能会出现局部减小的情况。图12~14的结论解释了在转速一定的条件下 $\Delta\eta_r$ 不严格随阀芯最大升程的增大而增大的原因。

图11 转速 $n_{\max}$ 下的阀芯最大升程对 $\Delta\eta_r$ 的影响

WJ泵尺寸较大，因此柱塞腔内部死容积也比普通高压供油泵大。通过仿真发现，供油泵死容积大小能够影响进油阀球阀的运动状态。图12为WJ泵在不改变死容积大小（保持原死容积）、采用小死容积与无死容积3种情况下吸油一次进油阀球阀运动状态的对比。由图12可知，WJ泵在吸油过程中进油阀球阀振动比较剧烈，且柱塞腔死容积越大，进油阀球阀的振幅越大。原因在于凸轮带动油泵柱塞往复运动，当柱塞位于上止点时速度为0，当柱塞下行时速度开始增加，而柱塞腔死容积越大，进油阀开启延迟越高，当进油阀开启时柱塞下行速度已经较大，大量燃油迅速流经进油阀球阀进入柱塞腔，使球阀在最大升程附近产生较大振动。

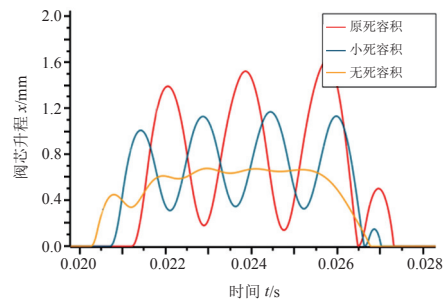


图12 死容积大小对进油阀阀芯升程的影响

通过仿真还发现WJ泵吸油时进油阀阀芯的剧烈振动会对 $\Delta\eta_r$ 的大小产生影响。图13和图14分别为WJ泵在转速1590 r/min和1430 r/min下的进油阀阀芯升程、单位时间进油量随时间变化曲线。

由图 13 可知, 转速为 1 590 r/min 时, 柱塞在阀芯升程 3 个波动周期后开始上行, 此时阀芯升程处于波谷, 因此, 进油阀关闭迅速, 回流流量很小。由图 14 可知, 转速为 1 430 r/min 时, 柱塞在阀芯升程 3 个半波动周期后开始上行, 此时阀芯升程处于波峰, 因此, 进油阀关闭延迟较大, 回流流量也较大。由图 13 和图 14 对比可知, 在高转速下, 尽管阀芯最大升程较大, 但进油阀的回流量也可能较小 (即柱塞恰好在阀芯升程处于波谷时开始上行), 从而使 $\Delta\eta_r$ 较小, 这也解释了在转速一定的条件下 $\Delta\eta_r$ 不严格随阀芯最大升程的增大而增大的原因。

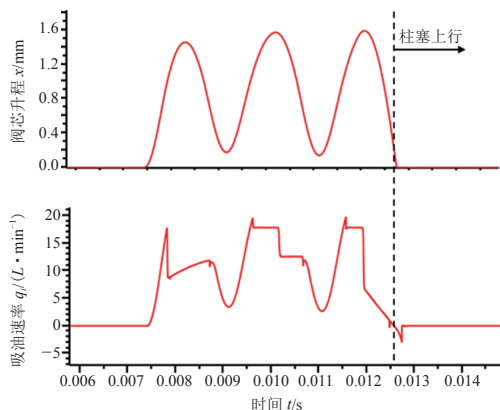


图 13 转速 1 590 r/min 下阀芯升程与吸油速率曲线

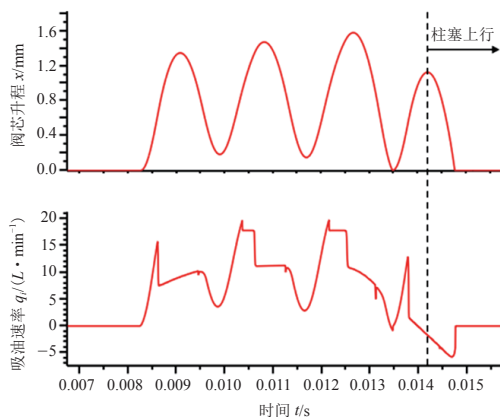


图 14 转速 1 430 r/min 下阀芯升程与吸油速率曲线

为了排除阀芯振动对 $\Delta\eta_r$ 的干扰, 研究 $\Delta\eta_r$ 在整个高转速区间内的最大值 $\Delta\eta_{r\max}$ (即柱塞恰好在阀芯升程波峰位置开始上行对应的 $\Delta\eta_r$) 与阀芯最大升程的关系更为合适。图 15 为进油阀阀芯最大升程对 WJ 泵 $\Delta\eta_{r\max}$ 影响规律的仿真曲线, 具体计

算了 3 种不同刚度的进油阀弹簧。为了便于比较, 阀芯最大升程均为 WJ 泵最大工作转速 $n_{\max}$ 下的对应值。由图 15 可知, $\Delta\eta_{r\max}$ 随阀芯最大升程 (转速 $n_{\max}$ 下) 的增大而增大, 这与经验相符, 且由于阀芯回落延迟无法避免, 因此回流容积效率损失无法完全消除。

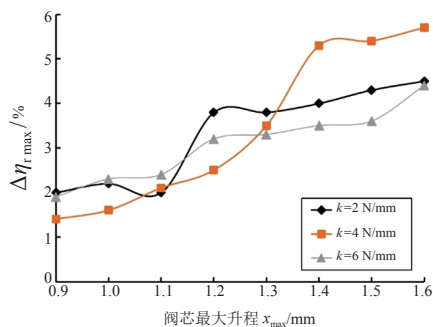


图 15 阀芯最大升程 (转速 $n_{\max}$ 下) 对 $\Delta\eta_{r\max}$ 的影响

为了减小 $\Delta\eta_{r\max}$, 应在阀芯最大升程 (转速 $n_{\max}$ 下) 大于最小临界值的前提下尽量使之减小, 同时可根据图 8 得到对应的进油阀弹簧刚度和预压缩力的值。

4 结论

(1) 建立了考虑燃油可压缩性和柱塞形变的 WJ 泵液力系统仿真模型, 通过与试验数据对比, 证明所建模型的准确性。

(2) WJ 泵转速一定, 进油阀开启压力随弹簧预压缩力的增大而线性增大, 且与弹簧刚度无关; 进油阀阀芯最大升程随弹簧预压缩力的增大而减小, 也随弹簧刚度的增大而减小。

(3) WJ 泵转速一定, $\Delta\eta_r$ 随进油阀阀芯最大升程的增大而减小, 当阀芯最大升程大于某最小临界值后, 进油阀不再产生节流容积效率损失。该最小临界值随泵转速的增大而增大, 与进油阀弹簧刚度无关。

(4) WJ 泵转速一定, $\Delta\eta_r$ 并不始终随阀芯最大升程的增大而增大, 也可能会出现局部减小的情况, 这是由吸油过程中阀芯振动所导致, 且泵柱塞腔死容积越大, 进油阀阀芯的振幅越大。

(5) $\Delta\eta_{r\max}$ 随阀芯最大升程 (转速 $n_{\max}$ 下) 的增大而增大, 且在不产生节流容积效率损失的前提下, 回流容积效率损失无法完全消除。

参考文献 (References)

- [1] SHAN Zeyin, YUAN Ruibo, LI Chao. The Simulation and Analysis on Leakage Flow Rate of Plunger Pair of Plunger Water Hydraulic Motor [J]. Applied Mechanics and Materials, 2015, 779: 62-67.
- [2] JENKE C, KAGER S, RICHTER M, CUTTER C. Flow Rate Influencing Effects of Micropumps[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2018, 276: 335-345.
- [3] 唐辉, 王向征, 顾坚, 等. 提高高压共轨供油泵容积效率的技术研究 [J]. 现代车用动力, 2011(4): 15-18.
TANG Hui, WANG Xiangzheng, GU Jian, et al. Technical Research of Improvement of Volumetric Efficiency of Common-Rail High Pressure Fuel Injection Pump[J]. Modern Vehicle Power, 2011(4): 15-18. (in Chinese)
- [4] 吴楚, 王亚伟, 张美娟. 提高高压共轨系统高压供油泵供油效率的仿真研究 [J]. 机械设计与制造, 2007(12): 70-72.
WU Chu, WANG Yawei, ZHANG Meijuan. Investigation on the Improvement of Pumping Efficiency of High Pressure Fuel Injection Pump for Common-Rail Injection System[J]. Mechanical Design and Manufacturing, 2007(12): 70-72. (in Chinese)
- [5] 范立云, 连历, 马修真, 等. 高压共轨系统高压油泵供油特性影响因素分析 [J]. 内燃机工程, 2016, 37(4): 219-227.
FAN Liyun, LIAN Li, MA Xiuzhen, et al. Analysis on Influencing Factors of Oil Supply Characteristics of High Pressure Common Rail Oil Pump[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2016, 37(4): 219-227. (in Chinese)
- [6] IANNETTI A, STICKLAND M T, DEMPSTER W M. A CFD Study on Design Parameters Acting in Cavitation of Positive Displacement Pump[C]//Proceedings of the 12th European Fluid Machinery Congress, October 6-7, 2014, Edinburgh, UK. c2014: 143-157.
- [7] 方无迪. 配流阀碰撞效应对水压柱塞泵容积效率与噪声特性的影响 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2014.
FANG Wudi. Collision Effect of Valve on Volume Efficiency and Noise Characteristics of Hydraulic Plunger Pump [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2014. (in Chinese)
- [8] DONG Shimin, WANG Zunce, LI Defu, et al. The Accurate Movement Differential Equation of Self-Acting Ball Valve of Reciprocating Pumps and Its Numerical Solution Method[J]. Mechanics & Engineering, 1999, 21(5): 28-31.
- [9] CHERN M J, WANG C C, MA C H. Performance Test and Flow Visualization of Ball Valve[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 31(6): 505-512.
- [10] SATOH Y, TANAKA H. Pressure Pulsation of a Small-Displacement Radical Piston Pump[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1999, 56(526): 1708-1711
- [11] 孙彩华. 柴油机燃油物性参数的分析 [J]. 中国水运, 2014, 14(7): 155-156.
SUN Caihua. Physical Property Parameters of Diesel Fuel[J]. China Water Transport, 2014, 14(7): 155-156. (in Chinese)
- [12] 屈铎, 彭利坤, 林俊兴, 等. 基于CFD的球阀阀腔流场的数值仿真 [J]. 液压与气动, 2014(11): 112-115.
QU Duo, PENG Likun, LIN Junxing, et al. Numerical Simulation of Flow Field in Ball Valve Cavity Based on CFD [J]. Hydraulic and Pneumatic, 2014(11): 112-115. (in Chinese)
- [13] KIM M S, CHUNG W J, JUNG C D, et al. On New Methodology of AMESim® & CATIA® V5-Based Cavitation Simulation for Flow Rate Control of Trochoid Hydraulic Pump[C]// Proceedings of the 2011 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, August 7-10, 2011, Beijing, China. Piscataway NJ: IEEE, c2011: 1882-1887.

作者简介



责任作者: 魏子朝 (1994-), 男, 辽宁沈阳人。硕士研究生, 主要研究方向为柴油机高压共轨系统。

Tel: 18642015639

E-mail: 53574290@qq.com



通讯作者: 乔信起 (1965-), 男, 山东烟台人。博士, 教授, 主要从事内燃机相关研究。

Tel: 13611973804

E-mail: qiaoxinqi@sytu.edu.cn