

发动机液压自由活塞下止点运动机理

魏超, 吴维^{*}, 荆崇波, 苑士华

(北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 北京 100081)

摘要:为实现对单活塞液压自由活塞发动机工作频率的精确控制, 掌握液压自由活塞下止点运动规律是基础, 基于系统基本原理, 研究了活塞下止点运动规律的数学模型。通过建立数学仿真模型和试验系统, 研究了液压自由活塞在下止点的运动规律及其影响因素。结果表明, 活塞下止点运动过程包括反向加速和正向减速过程, 活塞到达下止点后的反弹距离主要由该过程决定, 活塞下止点运动过程中的反向加速来自泵腔和压缩腔压力。系统压缩腔压力变化规律可控是工作频率精确控制的基础, 压力变化规律控制要考虑活塞运动状态和单向阀的阀芯动作规律的影响。

关键词: 发动机, 活塞, 液压装置, 下止点, 运动规律

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2010.11.021

中图分类号: TH137

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2010)-11-0119-05

魏超, 吴维, 荆崇波, 等. 发动机液压自由活塞下止点运动机理[J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 119—123.

Wei Chao, Wu Wei, Jing Chongbo, et al. Movement mechanism of hydraulic free-piston of engine around bottom dead centre[J].

Transactions of the CSAE, 2010, 26(11): 119—123. (in Chinese with English abstract)

0 引言

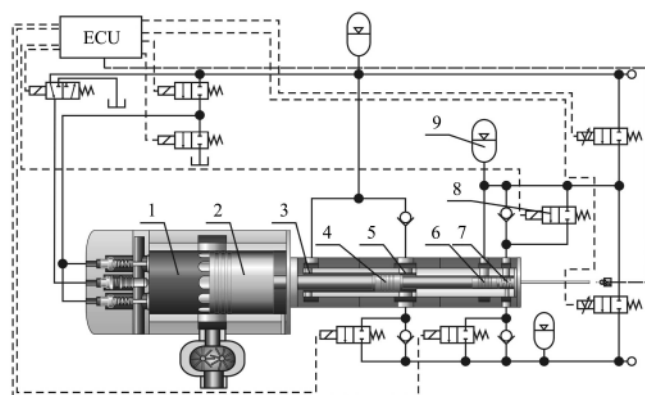
液压自由活塞发动机与曲轴发动机相比, 省去了曲柄连杆机构^[1-3], 而通过液压油实现能量“直接”输出。与其他形式的液压自由活塞发动机^[4-7]相比, 单活塞液压自由活塞发动机具有可控性高的特点, 从而可以实现输出功率和流量大范围变化。单活塞液压自由活塞发动机的研究主要以荷兰 Innas 公司为代表, 其原理样机已经进行装车试验^[8-11]。北京理工大学率先在国内开展了单活塞液压自由活塞发动机相关内容的研究, 研制柴油原理样机并取得了一些初步的成果^[12-14]。

单活塞液压自由活塞发动机的可控性优势主要体现在活塞下止点状态的可控性上^[1], 即活塞可停止在下止点位置且停止时间长短可控, 从而可以实现对发动机工作频率的控制。活塞在下止点位置能否停止及其停止时间的长度与其液压控制系统参数密切相关^[10], 本文通过对活塞下止点运动变化状态以及其影响因素的研究, 指出了活塞下止点反向加速运动特性的影响机理, 分析了提高活塞下止点稳态精度的方法, 为工作频率液压控制系统的参数选择指明了方向。

1 液压自由活塞发动机

所研制的单活塞液压自由活塞发动机结构如图 1 所示, 其内燃机部分为直流扫气二冲程柴油机, 采用了液

控气门技术, 而液压泵部分为阀配流轴向柱塞泵, 液压单向阀均为外流式锥阀。发动机活塞组件由动力活塞、泵活塞和压缩活塞的刚性连接而成, 通过活塞的往复运动完成压缩和膨胀冲程, 同时实现柱塞泵吸油和排油的过程。



1. 动力腔 2. 动力活塞 3. 高压腔 4. 泵活塞 5. 泵腔 6. 压缩腔 7. 压缩腔 8. 频率控制阀 9. 压缩蓄能器

图 1 系统结构简图

Fig.1 System configuration

一个循环的活塞运动过程如下: 活塞初始位置位于下止点, 如图 1 所示位置, 当 ECU 发出频率控制阀开启信号后, 频率控制阀开启, 压缩蓄能器压力油进入压缩腔推动活塞开始压缩冲程, 活塞压缩动力腔气体; 当活塞运动到上止点附近时, 喷油器喷入雾化柴油, 柴油燃烧放热产生的高压气体推动活塞向下止点高速运动; 在活塞回到下止点之前, ECU 发出关闭信号关闭频率控制阀, 活塞最后则将停止在下止点直到 ECU 再次发出频率控制阀开启信号。

频率控制阀起了控制活塞运动频率的作用, 即通过控制活塞停止在下止点的时间长短实现发动机工作频率

收稿日期: 2010-02-26 修订日期: 2010-04-28

基金项目: “十一五”国家部委基础科研项目 (A2220060053)

作者简介: 魏超 (1980—), 男, 福建福州人, 博士, 主要从事车辆传动技术研究。北京 北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 100081。

Email: weipeter1@bit.edu.cn

※通信作者: 吴维 (1983—), 男, 江西赣州人, 博士, 主要从事车辆流体传动与控制研究。北京 北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 100081。

Email: wuweijing@bit.edu.cn

变化,同时实现单活塞液压自由活塞发动机的变功率输出^[13]。

2 数学模型

系统数学模型包括内燃机部分模型和液压泵部分模型,其中内燃机部分模型采用文献[13]的建立方法。由于活塞到达下止点后,进气口已经打开,因此活塞在该位置的运机理与液压泵部分工作状态关系密切。描述液压泵部分工作状态的数学模型主要包括液压油模型、液压腔模型、单向阀模型和油口模型。

2.1 液压油模型

精确的液压油模型是建立高精度液压控制系统数学模型的基础,在此只考虑等温的情形,于是液压油的状况方程可以表示为

$$f(\rho, p) = 0 \quad (1)$$

式中, ρ 为液压油绝对密度, kg/m^3 ; p 为液压油绝对压力, Pa。

式(1)可以近似简化为

$$\rho(p_{\text{ref}} + \Delta p) = \rho_{\text{ref}} \left(1 + \frac{\Delta p}{B} \right) \quad (2)$$

式中, p_{ref} 为液压油标定压力, MPa; ρ_{ref} 为液压油标定密度, kg/m^3 ; Δp 为液压油压力变化, Pa; B 为纯油的等温体积弹性模量, Pa。式(1)和(2)描述的为纯油的情况。

一般情况下,液压油中都溶解有空气,于是在常温常压下的液压混合油密度可以表示为

$$\rho_{\text{Latoms}} = \rho_{\text{atoms}} + \rho_A \frac{x_A}{1 - x_A} \quad (3)$$

式中, ρ_{Latoms} 为液压混合油的密度, kg/m^3 ; ρ_{atoms} 为纯油在常温常压下的密度, kg/m^3 ; ρ_A 为常温常压下的空气密度, kg/m^3 ; x_A 为常温常压下的空气体积分数。在此以液压油常温常下的参数作为标定参数。

空气从液压混合油中析出的压力称为饱和压力 p_{Lsat} , Pa。假设当液压油压力高于饱和压力时,空气将始终溶解在油液中,且此时液压混合油等温体积弹性模量 B_L 为常数 B_{Lsat} 。

根据式(3)得到没有空气析出时的液压混合油密度为

$$\rho_L = \left(\rho_{\text{atoms}} + \rho_A \frac{x_A}{1 - x_A} \right) \left(1 + \frac{p_L - p_{\text{atoms}}}{B} \right) \quad (4)$$

式中, ρ_L 为液压混合油密度, kg/m^3 ; p_L 为液压混合油压力, Pa; p_{atoms} 为常温下的大气压力, Pa。

当液压油压力低于饱和压力时,空气将从油液中析出。根据亨利理论^[15]得到的析出部分空气所占比例为

$$y_A = 1 - \frac{p_L}{p_{\text{Lsat}}} \quad (p_L < p_{\text{Lsat}}) \quad (5)$$

式中 y_A 为析出空气的比例。

析出的空气体积按指数规律变化,于是得到

$$V_{y_A} = \frac{x_A y_A}{1 - x_A} \left(\frac{p_{\text{atoms}}}{p_L} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (6)$$

式中, V_{y_A} 为析出的空气体积, m^3 ; γ 为空气多变指数。

当液压油中有空气析出时,液压混合油密度可以表示为

$$\rho_L = \frac{\rho_{\text{Latoms}} + \rho_A \frac{x_A}{1 - x_A}}{\frac{x_A y_A}{1 - x_A} \left(\frac{p_{\text{atoms}}}{p_L} \right)^{\frac{1}{\gamma}} + \frac{1}{\left(1 + \frac{p_L - p_{\text{atoms}}}{B} \right)}} \quad (7)$$

当液压混合油存在空气析出时,其液压混合油等温体积弹性模量 B_L 对系统动态特性的影响不可忽略,于是根据体积弹性模量的定义可得

$$B_L = \rho_L \frac{dp_L}{d\rho_L} \quad (8)$$

2.2 液压腔模型

液压腔模型描述了液压泵部分 3 个液压腔的压力流量变化规律。

液压腔的容积变化规律可以用下式描述

$$V_i = V_{i0} \pm S_i(x - x_0) - V_{vi} + V_{vo} \quad (9)$$

式中, V_i 为液压腔容积, m^3 ; V_{i0} 为液压腔初始容积, m^3 ; S_i 为液压腔活塞的有效作用面积, m^2 ; x 为活塞位移, m; x_0 为活塞初始位移, m; V_{vi} 为进油阀阀芯运动引起的容积变化, m^3 ; V_{vo} 为出油阀阀芯运动引起的容积变化, m^3 ; 下标 $i=1, 2$ 和 3, 分别代表高压腔、泵腔和压缩腔。

液压腔流量变化规律可以表示为

$$q_i = q_1 - q_0 \pm S_i \dot{x} + S_{vi} \dot{x}_{vi} - S_{vo} \dot{x}_{vo} \quad (10)$$

式中, q_i 为液压腔的流量, m^3/s ; q_1 为液压腔进油流量, m^3/s ; q_0 为液压腔出油流量, m^3/s ; S_{vi} 为进油阀阀芯截面积, m^2 ; \dot{x}_{vi} 为进油阀阀芯速度, m/s ; S_{vo} 为出油阀阀芯截面积, m^2 ; \dot{x}_{vo} 为出油阀阀芯速度, m/s 。

根据式(9)和(10),液压腔压力变化规律为

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{B_L q_i}{V_i} \quad (11)$$

式中 t 为时间, s。

2.3 单向阀模型

单向阀模型包括阀芯动力学模型和流量模型。单向阀阀芯动力学模型考虑了阀芯与阀座以及限位装置的相互作用,忽略相对较小的瞬态液动力的影响,于是单向阀阀芯运动过程可用下式描述

$$\begin{cases} m_v \ddot{x}_v + (c_v + c_{vi}) \dot{x}_v + F_{vfl} + K_v(x_{vK} + x_v) + K_{vi}(x_v - x_{vMAX}) - (p_{vi} - p_{vo})A_{vMAX} = 0 & (x_v \geq x_{vMAX}) \\ m_v \ddot{x}_v + c_{vi} \dot{x}_{dv} + F_{vfl} + K_v(x_{vK} + x_v) - (p_{vi} - p_{vo})A_v(x_v) = 0 & (0 < x_v < x_{vMAX}) \\ m_v \ddot{x}_v + (c_{vi} + c_{vs}) \dot{x}_v + F_{vfl} + K_v(x_{vK} + x_v) + K_{vs}x_{dv} - (p_{vi} - p_{vo})A_v(x_v) = 0 & (x_v \leq 0) \end{cases} \quad (12)$$

式中, m_v 为阀芯质量, kg; x_v 为阀芯位移, m; c_v 为阀芯运动黏性阻尼系数; c_{vi} 和 c_{vs} 为阀芯与限位装置和阀座接触时的等效黏性阻尼系数; F_{vfl} 为阀芯受到的液动力, N; K_v 为回位弹簧刚度, N/m; x_{vK} 为回位弹簧预压缩量, m;

x_v 为阀芯位移, m; K_{v1} 和 K_{vs} 为阀芯与限位装置和阀座接触时的等效刚度, N/m; x_{vMAX} 为阀芯最大开度, m; p_{vi} 为阀进口压力, Pa; p_{vo} 为阀出口压力, Pa; A_{vMAX} 为阀的最大通流面积, m^2 ; A_v 为阀的通流面积, m^2 , 且是阀芯位移的函数。

单向阀流量为

$$q_v = C_v A_v(x_v) \sqrt{\frac{2|p_{vi} - p_{vo}|}{\rho_{Le}}} \quad (13)$$

式中, q_v 为单向阀流量, m^3/s ; C_v 为单向阀流量系数; ρ_{Le} 为根据通流油口两端压力得到液压油等效密度, kg/m^3 。

2.4 油口模型

油口模型描述了压缩蓄能器与压缩腔之间的通流油口的流量变化规律, 用下式表示

$$q_{port} = C_{port} A_{port}(x) \sqrt{\frac{2|p_c - p_3|}{\rho_{Le}}} \text{sign}(p_c - p_3) \quad (14)$$

式中, q_{port} 为油口流量, m^3/s ; C_{port} 为连通口流量系数; $A_{port}(x)$ 为通流油口的面积, m^2 , 且为活塞位移的函数; p_c 为压缩蓄能器压力, Pa, 压缩蓄能器工作过程处理为绝热过程。

根据活塞的运动规律可知, 通流油口的面积在下止点附近与活塞位移关系密切。压缩蓄能器与压缩腔的直接连通口在活塞运动过程中存在一个从完全关闭到完全开启的过程, 此变化过程即通过 $A_{port}(x)$ 函数来描述。

2.5 活塞动力学模型

根据牛顿第二定律及活塞的受力特点可以得到活塞的运动方程为

$$pS + p_1 S_1 - p_2 S_2 - p_3 S_3 - \text{sign}(\dot{x})f - c_f \dot{x} = m_p \ddot{x} \quad (15)$$

式中, p 为动力腔压力, N; S 为动力腔活塞截面积, m^2 ; f 为活塞受到的摩擦力, N; c_f 为黏性阻尼系数; m 为活塞质量, kg。

2.6 控制系统分析

单活塞液压自由活塞发动机控制系统包括喷油控制系统、气门控制系统和工作频率控制系统。由于模型主要模拟发动机的稳定工况, 因此模型喷油量采用了开环

控制方式, 而喷油位置和气门开关位置则是基于活塞位移反馈控制的。

工作频率控制系统主要通过频率控制阀的开关来实现对活塞往复运动频率的控制。当活塞完成一个循环重新回到图 1 所示的初始位置时, 频率控制阀必须已经完成了关闭动作, 同时压缩活塞完全切断了压缩蓄能器与压缩腔间的直接连通口, 从而实现工作频率控制的基本要求。

3 下止点运动分析

3.1 试验设备

试验研究的主要设备为: 单活塞液压自由活塞发动机一代样机, 其内燃机部分基于美国 DDC6V53 发动机改造而成, 液压部分为自主设计; 频率控制阀采用三级电液伺服阀 RT7926E; 回位开关阀采用 SUN hydraulic 的 DAAA-MCV-524/224, 压降为 2.5 MPa 时流量为 4 L/min, 响应时间 30 ms; 活塞位移采用激光位移传感器测量; 动力腔气体相对压力采用奇石乐压电晶体气压传感器测量; 液压腔液体相对压力传感器采用量程为 60 MPa 的贺德克液体压力传感器。

3.2 运动过程分析

活塞在下止点附近的运动趋势仿真结果如图 2 所示, 试验结果如图 3 所示。从图 2 和 3 可知, 当活塞运动到下止点附近时, 其速度首先减小到 0, 但此时加速度仍为负值, 于是活塞将开始反向加速, 活塞位移减小, 而后由于高压腔压力作用, 同时随着泵腔和压缩腔压力的减小, 加速度逐渐变为正值, 活塞则开始正向减速, 速度再次变为 0, 此后活塞将在平衡位置附近振荡直到完全静止。活塞最终静止的位置主要由起始阶段的反向加速和正向减速过程决定, 在此将该过程称为活塞下止点运动过程。

根据仿真与试验结果, 活塞下止点运动过程主要与活塞受力有关, 即受高压腔、泵腔和压缩腔压力状态的影响。由于高压腔在工作过程中基本保持恒定压力值, 因此对活塞下止点运动过程起决定作用的主要是泵腔和压缩腔压力变化状态。

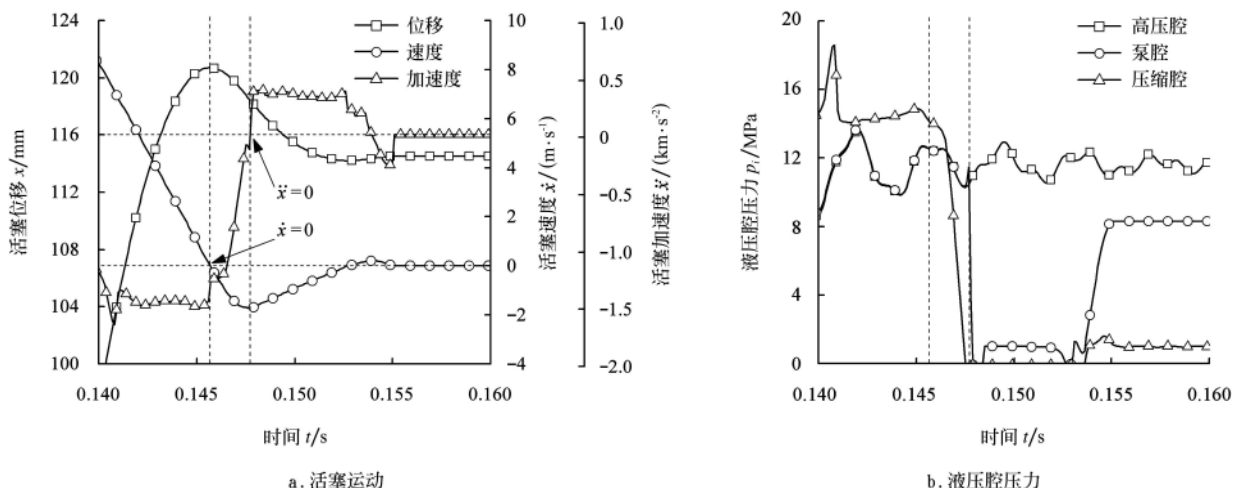


图 2 下止点运动仿真结果

Fig.2 Simulated motion around bottom dead centre

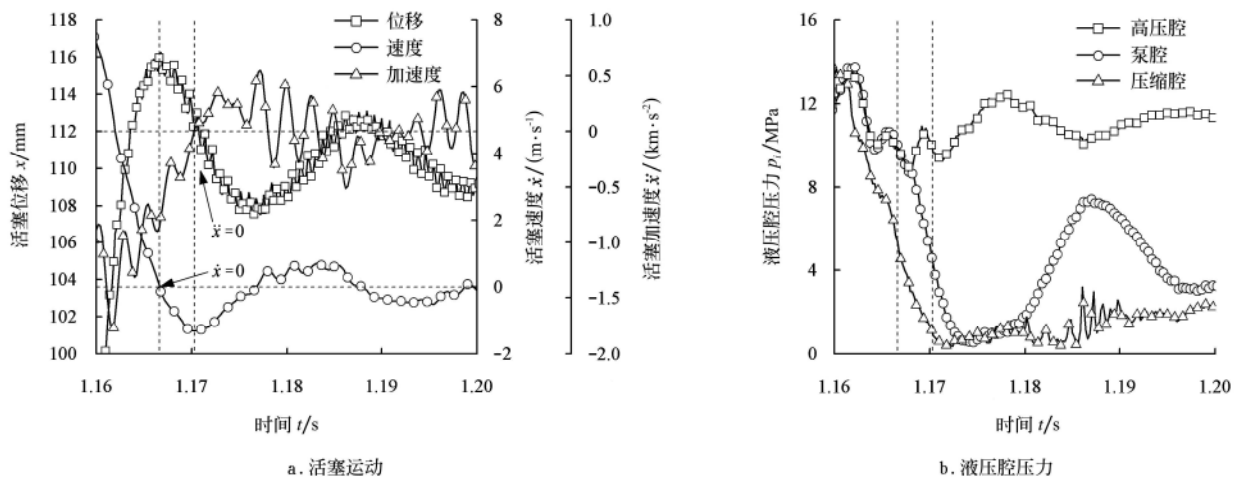


图 3 下止点运动试验结果

Fig.3 Measured motion around bottom dead centre

由于系统工作频率控制要基于压缩活塞能够完全切断压缩蓄能器与压缩腔间的直接连通口,因此在控制系统参数设计过程中,要确定和控制活塞下止点运动过程中所产生的反弹距离大小,以保证活塞最值静止位置对直接连通口有足够的密封距离。

3.3 影响因素研究

活塞下止点运动过程中的反向加速力来自泵腔和压缩腔压力,此压力变化规律不但与活塞运动状态有关,还与单向阀的阀芯动作规律有关,如图 4 所示。

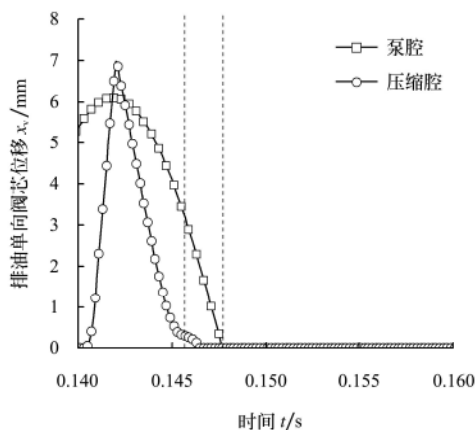


图 4 单向阀阀芯位移仿真结果

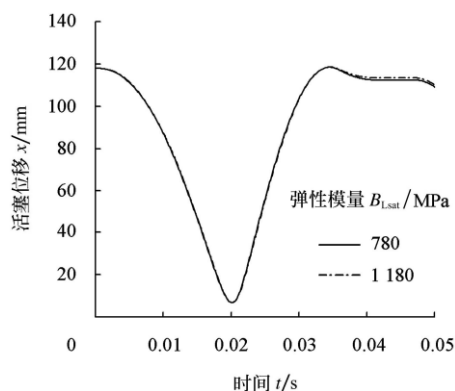
Fig.4 Simulated spool displacements of check valves

从图 4 中可知,由于阀芯动作与活塞位移之间存在相位差,因此在单向阀完全关闭之前,液压腔压力将维持在高压状态,原因主要是高压油回流造成的。减小相位差的主要方法包括减小阀芯质量、减小阀芯运动过程中的黏性阻尼系数、增大通径和适当增加回位弹簧刚度和预紧力。

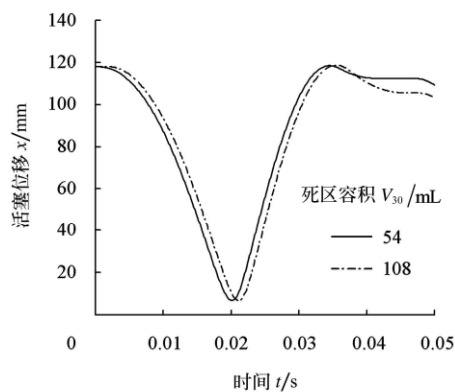
在单向阀关闭以后,对液压腔压力下降过程起作用的系统参数主要有液压油的体积弹性模量、泵腔和压缩腔在下止点的容积大小也即为死区容积的大小、泵活塞和压缩活塞的作用面积。增大油液的体积弹性模量、减小泵腔和压缩腔在下止点的容积大小和增大泵活塞和压缩活塞的

作用面积是减小活塞下止点反弹距离的有效办法。

增大液压油的体积弹性模量主要通过减小油液中的含气量来实现,不同体积弹性模量的影响如图 5a 所示。减小泵腔和压缩腔在下止点的死区容积大小需要通过紧凑的设计来达到,如进油单向阀采用反向外流式结构、液压阀口尽量贴近液压腔等,不同压缩腔死区容积的影响如图 5b 所示。增大泵活塞和压缩活塞的作用面积需要考虑的因素较多,一般不宜调整。



a. 液压油体积弹性模量



b. 压缩腔死区容积

图 5 液压油体积弹性模量与死区容积对运动过程的影响

Fig.5 Influence of bulk modulus and dead volume on moving process

从图 5b 中可知, 液压腔死区容积对活塞的影响较大。根据活塞运动规律可知, 压缩腔死区容积既影响压缩冲程又影响膨胀冲程, 而泵腔死区容积的影响主要表现在膨胀冲程末期。两液压腔死区容积的增大都要伴随着活塞下止点反弹距离的增加, 因此死区容积的控制是非常必要的。

4 结 论

1) 工作频率控制的基本要求是压缩腔压力变化规律可控, 单活塞液压自由活塞发动机通过压缩蓄能器与压缩腔之间的通断控制来实现。

2) 活塞下止点运动过程包括反向加速和正向减速过程, 活塞到达下止点后的反弹距离主要由该过程决定。

3) 活塞下止点运动过程中的反向加速力来自泵腔和压缩腔压力, 此压力变化规律不但与活塞运动状态有关, 还与单向阀的阀芯动作规律有关。

4) 减小活塞到达下止点后的反弹距离的手段包括减小阀芯动作与活塞位移之间的相位差、增大油液的体积弹性模量、减小泵腔和压缩腔在下止点的死区容积大小。

[参 考 文 献]

- [1] Mikalsen R, Roskilly A P. A review of free-piston engine history and applications[J]. *Applied Thermal Engineering* 2007, 27 (14/15): 2339—2352.
- [2] Wu W, Yuan S H, Hu J B, et al. Design approach for single piston hydraulic free piston diesel engines[J]. *Frontiers of Mechanical Engineering in China*, 2009, 4(4): 371—377.
- [3] 杨华勇, 夏必忠, 傅新. 液压自由活塞发动机的发展历程及研究现状[J]. *机械工程学报*, 2001, 37(2): 1—7.
Yang Huayong, Xia Bizhong, Fu Xiu. Hydraulic free piston engine evolution process and recent studies[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2001, 37(2): 1—7. (in Chinese with English abstract)
- [4] Tikkanen S, Vilenius M. Control of a Dual Hydraulic Free Piston Engine[J]. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems*, 2006, 4(1): 3—23.
- [5] Hibi A, Kumagai S. Hydraulic free piston internal combustion engine - test result[J]. *Hydraulic Pneumatic Mechanical Power*, 1984, 30(357): 244—249.
- [6] Hibi A, Ito T. Fundamental test results of a hydraulic free piston internal combustion engine[J]. *Journal of Automobile Engineering*, 2004, 10(10): 1149—1157.
- [7] 周盛, 徐兵, 杨华勇, 等. 双活塞式液压自由活塞发动机仿真研究[J]. *机械工程学报*, 2005, 41(4): 92—96.
Zhou Sheng, Xu Bing, Yang Huayong, et al. Simulation on dual hydraulic free piston engine[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(4): 92—96. (in Chinese with English abstract)
- [8] Achen A J. A Review of Free Piston Engine Concepts[R]. Detroit America, SAE World Congress, 1994.
- [9] Subhash N. Two-Stroke Linear Engine[D]. West Virginia University, 1998.
- [10] Achten A J, Van J P J, Potma J, et al. Horsepower with brains: the design of the CHIRON free piston engine[R]. Detroit America, SAE World Congress, 2000.
- [11] Mikalsen R, Roskilly A P. The design and simulation of a two-stroke free-piston compression ignition engine for electrical power generation[J]. *Applied Thermal Engineering* 2008, 28 (5/6): 589—600.
- [12] Zhao Z F, Zhang F J, Zhao C L, et al. Modeling and Simulation of a Hydraulic Free Piston Diesel Engine[R]. Detroit America, SAE World Congress, 2008.
- [13] 苑士华, 吴维, 胡纪滨, 等. 单活塞式液压自由活塞发动机运动特性研究[J]. *内燃机学报*, 2009, 27(5): 474—479.
Yuan Shihua, Wu Wei, Hu Jibin, et al. Motion characteristics of a single piston hydraulic free piston engine[J]. *Transactions of CSICE*, 2009, 27(5): 474—479. (in Chinese with English abstract)
- [14] 赵振峰, 黄英, 张付军. 一种新型电液驱动无凸轮配气机构特性研究[J]. *内燃机工程*, 2008, 29(6): 24—27.
Zhao Zhenfeng, Huang Ying, Zhang Fujun. Research on characteristics of a new electro-hydraulic driven camless valve train[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2008, 29(6): 24—27. (in Chinese with English abstract)
- [15] Paolo C, Andrea V, Germano F, et al. Modelling of fluid properties in hydraulic positive displacement machines[J]. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 2006, 14(9): 1059—1072.

Movement mechanism of hydraulic free-piston of engine around bottom dead centre

Wei Chao, Wu Wei^{*}, Jing Chongbo, Yuan Shihua

(National Key Laboratory of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: In order to accurately control the frequency of single piston hydraulic free-piston engine, it is important to confirm the moving mechanism of hydraulic free-piston around bottom dead centre. Through the establishment of mathematical simulation model and experimental system, the piston motion around bottom dead centre and the influencing factors were investigated. Results indicated that the piston motion around bottom dead centre included a backward acceleration process and a forward deceleration process. The rebound distance was determined by these processes, and the backward accelerative force was applied by the pressures of pump and compression chamber. The controllable pressure for compression chamber is the foundation for accurate operating frequency control, and the pressure is affected by the piston motion and the motion characteristics of the check valve spool.

Key words: engines, pistons, hydraulic equipment, bottom dead centre, motion characteristics