

文章编号:0253-9993(2005)06-0792-04

双活塞式液压自由活塞发动机活塞组件振动特性

周盛, 徐兵, 杨华勇

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 浙江杭州 310027)

摘要: 根据双活塞液压自由活塞发动机样机活塞组件动力学模型, 推导出活塞组件的自激振动方程; 运用相轨迹法研究了活塞组件系统的稳定性; 采用傅里叶展开法推导出活塞组件稳态运动的一阶解析解, 以及活塞组件的幅频特性; 提出液压自由活塞发动机稳定运行的必要条件, 和通过负载特性确定活塞组件稳态工作频率的方法。

关键词: 双活塞液压发动机; 振动特性; 运动学模型; 稳定性; 工作频率

中图分类号: TH137.5 **文献标识码:** A

Oscillation characteristic of dual hydraulic free piston engine piston component assemble

ZHOU Sheng, XU Bing, YANG Hua-yong

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Based on the dynamical model of DHFPE's (dual hydraulic free piston engine) piston component assemble, the self-sustained oscillation motion of DHFPE was deduced. The stability of DHFPE was analyzed on the basis of DHFPE's phase-plane diagram. The first order analysis of steady state motion for piston component was deduced by using Fourier expansion method, and the amplitude frequency characteristics was presented. Finally the method of determining DHFPE operation frequency was presented, and brought up the necessary condition of its stable operation.

Key words: DHFPE; oscillation characteristic; dynamic model; stability; frequency

随着微电子技术、控制技术及液压技术的日臻完善, 液压自由活塞发动机以其独特思想和优点成为国内外的研究热点^[1-5]. 双活塞式液压自由活塞发动机 (Dual piston hydraulic free piston engine, 以下简称 DHFPE) 是液压自由活塞发动机中的一类发动机, 它将两个内燃机与液压泵集成为一体, 以液体为工作介质实现动力非刚性传输的复合发动机. 目前双活塞式液压自由活塞发动机的研究还处于初期探索阶段. DHFPE 活塞组件没有曲柄-连杆机构的约束作用, 因此 DHFPE 的运动特性与传统发动机有着较大的差别. 本文依据 DHFPE 样机实测参数建立了活塞组件的动力学方程. 分析表明, 活塞组件的运动是变阻尼、变刚度的自激振动.

1 DHFPE 各子系统运动学模型

图1为 DHFPE 的系统工作原理. 当左燃烧室中混合气体被点燃后, 活塞组件向右运动; 此时右燃烧

收稿日期: 2005-05-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (50075077); 国家“863”高科技发展计划资助项目 (2001AA423150)

作者简介: 周盛 (1971-), 男, 湖北武汉人, 博士研究生. Tel: 0571-87952500-225, E-mail: zhousheng21cn@sohu.com

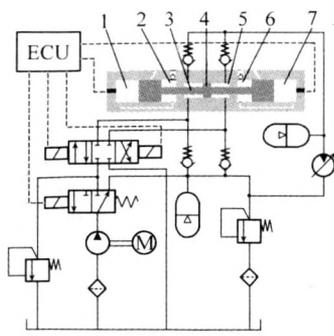


图 1 DHFPE 系统

Fig. 1 DHFPE system

- 1——左燃烧腔；2——左扫气腔；3——左泵腔；
- 4——活塞组件；5——右泵腔；6——右扫气腔；
- 7——右燃烧腔

循环是在定量工作介质下进行的，忽略进、排气流动损失及其影响。（4）忽略扫气腔压力变化的影响。

1.2 DHFPE 各子系统数学模型

（1）活塞组件力平衡方程 图 2 为活塞组件的受力，假设活塞行程中点为位移坐标原点，且规定右向为活塞组件运动正方向。依据牛顿定律活塞组件的力平衡方程为

$$(p_{c1} - p_{c2})A_c - (p_{h1} - p_{h2})A_h - \text{sgn}(\dot{x})F_f - b\dot{x} = m\ddot{x}, \quad (1)$$

式中， x 为活塞组件的位移； m 为活塞组件的质量； b 为活塞组件系统黏性摩擦因数； F_f 为活塞组件在运动过程中的摩擦阻力。

（2）燃烧腔内工作介质压力数学模型 DHFPE

左、右两个燃烧腔是对称布置的，为阐述方便，以右燃烧腔为例研究燃烧腔内工作介质的压力变化规律。文献 [6] 表明燃烧腔内的压力变化过程可以用下式描述，即

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{C_v + R}{R} p_c \frac{dV_c}{dt} + \frac{C_v}{R} V_c \frac{dp_c}{dt},$$

式中， Q 为燃烧腔内热量变化； C_v 为工作介质的定容比热； R 为气体常数； V_c 为燃烧腔容积。

燃烧腔内压力变化由两方面因素引起：① 燃料燃烧放热导致燃烧腔内工作介质压力变化，记为 Δp_c ；② 活塞运动过程中，燃烧腔容积变化导致燃烧腔内工质压力变化。当没有燃料放热作用和摩擦力影响时，根据假设（3）DHFPE 将构成一个封闭系统，从而与外界无能量交换，此时燃烧腔内的工作介质热力循环过程为绝热膨胀过程，记绝热膨胀过程中燃烧腔内的压力值为 p_{ce} 。因此有

$$p_{ce} = p_0 (V_0/V_c)^\gamma, \Delta p_c = p_c - p_{ce},$$

式中， γ 为绝热指数； p_0 ， V_0 分别为工作介质开始压缩时燃烧腔内的压力和体积。

（3）往复液压泵泵腔压力数学模型 DHFPE 往复液压泵是阀配流柱塞泵（图 2）。为阐述方便，假设活塞组件由左向右运动。由阀口流量公式^[7]可知，通过单向阀流入 DHFPE 泵腔的流量为

$$q_{h1} = C_d A_v \sqrt{2(p_{supply} - p_{h1})/\rho}, q_{h2} = C_d A_v \sqrt{2(p_{h2} - p_{load})/\rho},$$

式中， q_{h1} ， q_{h2} 为液压泵左右泵腔流量； C_d 为阀口流量系数； A_v 为阀口通流面积。

考虑到往复液压泵进、出口流量的连续性，即 $q_{h1} = q_{h2} = A_h \dot{x}$ ，则有

$$p_{h2} - p_{h1} = p_{load} - p_{supply} + \rho A_h^2 \dot{x}^2 / C_d^2 A_v^2.$$

腔中的工作介质气体被压缩。当右燃烧腔中工质气体达到预期的压缩比时，ECU 控制右燃烧腔内工作介质气体燃烧，从而推动活塞组件向左运动。这样左、右燃烧腔交替工作推动活塞组件左右往复运动。在活塞组件运动过程中，配合 4 个单向阀构成往复液压泵，对外提供高压液压油。系统中其它的液压部件组成 DHFPE 的启动装置和恒压网络，保证往复液压泵进、出口压力稳定。

1.1 动力模型的基本假设

（1）假设左、右两燃烧腔内热力过程完全相同，且气缸内工作介质的状态均匀。即同一瞬时气缸内各点的压力、温度、浓度处处相等。（2）假设工作介质为理想气体，在整个循环中其物理及化学性质保持不变。（3）不考虑实际存在的工作介质更换以及泄漏损失，工作介质的总质量保持不变，

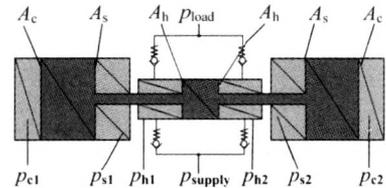


图 2 活塞组件的受力

Fig. 2 Force diagram of piston component assemble

- p_{c1} ， p_{c2} ——左、右燃烧腔压力； p_{s1} ， p_{s2} ——左、右扫气腔压力；
- p_{h1} ， p_{h2} ——液压泵左、右腔压力； A_c ——燃烧腔活塞面积；
- A_s ——扫气腔活塞面积； A_h ——液压泵腔活塞面积；
- p_{load} ——负载压力； p_{supply} ——供油压力

1.3 DHFPE 活塞组件振动模型

DHFPE 是以自由活塞组件为载体, 将燃料燃烧的热能转化为液压系统液压能的动力装置. 燃料燃烧压力和液压系统有效压力的合力是其有效驱动力 F_d , 即

$$F_d = (\Delta p_{c1} - \Delta p_{c2})A_c - (p_{load} - p_{supply})A_b.$$

F_d 很难表示成一个具体的函数表达式, 为简化起见, F_d 用等效驱动力 F_e 来表示, 即

$$F_e = \oint \frac{1}{4L_0} F_d dx,$$

式中, L_0 为活塞组件的冲程长度.

将与速度、位移有关的量合并后, 方程 (1) 可表示为

$$\begin{cases} m\ddot{x} + [\Phi_1(\dot{x}) - \Phi_2(\dot{x})]\dot{x} + \Psi(x)x = 0, \\ \Phi_1(\dot{x}) = F_e/\dot{x}, \\ \Phi_2(\dot{x}) = b + F_r/\dot{x} + \rho A_b^2 \dot{x} / C_d^2 A_v^2, \\ \Psi(x) = \{ [L/(L - |x|)]^\gamma - 1 \} p_0 A_0 \text{sgn}(x). \end{cases} \quad (2)$$

DHFPE 活塞组件的运动实质是变阻尼、变刚度的自由振动. 其中阻尼相 $\Phi_1(\dot{x}) - \Phi_2(\dot{x})$ 对活塞组件的运动有决定性影响. 令

$$\Delta E = \Delta E_1 - \Delta E_2, \Delta E_1 = \oint \Phi_1(\dot{x}) \dot{x} dx, \Delta E_2 = \oint \Phi_2(\dot{x}) \dot{x} dx. \quad (3)$$

由前面的推导过程可知, ΔE_1 是一个工作循环中外力对 DHFPE 系统所做的功; ΔE_2 为由于阻尼作用 DHFPE 系统耗散的能量. 当 $\Delta E > 0$ 时, 由等效阻尼的定义, DHFPE 系统是负阻尼自由振动系统; 同理 $\Delta E = 0$, DHFPE 系统是无阻尼自由振动系统; $\Delta E < 0$, DHFPE 系统是正阻尼自由振动系统.

2 DHFPE 振动特性

2.1 DHFPE 稳定性分析

方程 (2) 描述的是一个单自由度非线性动力系统. 求解方程 (2) 的解析解非常困难, 在此用相平面法研究系统的稳定性. 定义活塞组件的位移和速度为系统的状态变量 ($x, dx/dt$), 则相平面方程为

$$\begin{cases} \dot{y} = \dot{x}, \\ \dot{x} = [\Phi_2(y) - \Phi_1(y)]y/m + \Psi(x)x/m. \end{cases} \quad (4)$$

将 DHFPE 样机的设计参数代入式 (4), 活塞组件质量为 7.5 kg; 液压泵活塞面积 $0.373 \times 10^{-3} \text{ m}^2$; 活塞组件冲程长度 56 mm; 阀口系数 0.6; 阀口通流面积 $50 \times 10^{-6} \text{ m}^2$; 黏性系数 $50 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}$; 摩擦阻尼 100 N. DHFPE 活塞组件的相轨迹图如图 3 所示. 由图 3 可知, 系统有唯一的奇点 (0, 0), 该奇点为不稳定焦点. 在奇点任何一个小的邻域内, 由于扰动引起的运动都将使相轨迹离开这个邻域 (图 3 (a)). 此时 $\Delta E > 0$, DHFPE 系统是正阻尼自由振动系统, 相轨迹逐渐发散; ΔE_2 逐渐增加, 使得 ΔE 趋近于 0. 当 $\Delta E = 0$ 时, DHFPE 系统演变为无阻尼自由振动系统, 相轨迹是一个封闭的圆环, 称为极限环; 当相点在极限环外时 (图 3 (b)), $\Delta E < 0$, DHFPE 系统是负阻尼自由振动系统, 活塞组件的振幅逐渐衰减, 直到相轨迹与极限环相交, 系统稳定到无阻尼自由振动状态. 因此整个相平面被极限环分为两个区域: 在极限环内部活塞组件的逐渐发散; 在极限环外部活塞组件的振幅逐渐衰减. 相轨迹最

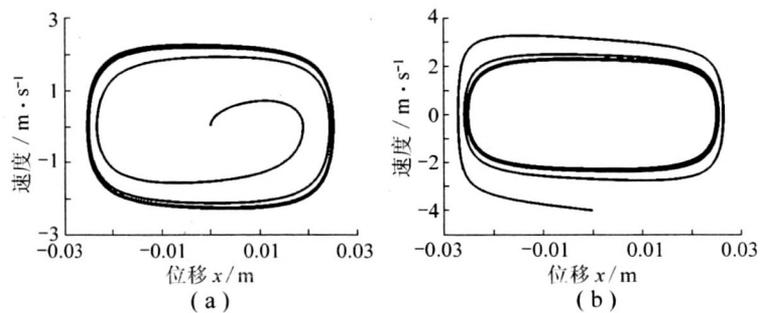


图 3 活塞组件运动相轨迹

Fig. 3 Phase-plane diagram of DHFPE

在极限环内部活塞组件的逐渐发散; 在极限环外部活塞组件的振幅逐渐衰减. 相轨迹最

终稳定到极限环上. 此时活塞组件做等幅周期振动. 因此, DHFPE 是大范围稳定系统, 即自激振动系统.

2.2 DHFPE 稳态运动分析

当 DHFPE 活塞组件处于稳态运动状态时, 活塞组件做等幅周期性振动, 活塞组件的运动方程用一个周期函数表示. 将周期函数作傅里叶展开, 并代入式 (2), 其一阶解为

$$\begin{cases} x = L_0 \sin \omega t, \\ \omega = \sqrt{\frac{2p_0 A_{ch}}{L m} \left[\frac{\varepsilon^2 (\varepsilon^{\gamma-1} - 1)}{(\varepsilon - 1)^2 (\gamma - 1)} - \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \right]}. \end{cases} \quad (5)$$

其中 $\varepsilon = L / (L - L_0)$ 是燃烧腔内工作介质的压缩比. 式 (5) 表明, DHFPE 活塞组件的工作频率是压缩比 ε 的函数, 即是活塞组件振幅的函数. 由此可得到 DHFPE 活塞组件运动的幅频特性 (图 4). DHFPE 的振幅随工作频率的增加呈单调上升趋势; 当 $\omega > 100 \text{ rad/s}$ 时, 振幅变化趋于平缓, 且接近极限值 L .

DHFPE 燃料要正常燃烧, 必须保证 ε 大于燃料的可燃压缩比 ε_c ; 同时为防止燃烧室和活塞顶部发生碰撞, ε 还需小于最大压缩比 ε_r . 由 DHFPE 活塞组件运动的幅频特性推导出 DHFPE 正常工作的必要条件为

$$\omega(\varepsilon_c) < \omega < \omega(\varepsilon_r).$$

2.3 DHFPE 负载特性分析

由前面分析可知, DHFPE 稳定工作时需要满足关系式 $\Delta E = \Delta E_1 - \Delta E_2 = 0$. 其中 ΔE_2 与 DHFPE 的设计参数有关, 对于所研究的 DHFPE 样机而言, ΔE_2 由系统的运动状态唯一确定. 将式 (5) 代入式 (3) 可以得到 ΔE_2 随振动频率的变化曲线 (图 5).

ΔE_1 与负载状况和燃烧做功量的大小有关, 即与 DHFPE 输出功率和负载功率的匹配关系 (负载特性) 有关. 增加液压泵输出压力或减少燃料供应量, ΔE_1 相应减少, 则 DHFPE 活塞组件的稳态工作频率沿曲线 A—B—C 变化.

3 结 论

DHFPE 是一种新型动力机械, 由于其活塞组件没有曲柄-连杆结构, 使得 DHFPE 活塞组件的运动方式与传统发动机有着较大差异. DHFPE 活塞组件的运动是变刚度-变阻尼的自激振动, 其系统是大范围稳定系统, 其振动频率与振幅间存在单调上升的耦合关系. DHFPE 稳定工作时必须满足: $\omega(\varepsilon_c) < \omega < \omega(\varepsilon_r)$. DHFPE 活塞组件的稳态工作频率由负载特性唯一确定.

参考文献:

- [1] Peter A J. A review of free piston engine concepts [J]. SAE paper 941176, 1994: 40 ~ 44.
- [2] Tikkanen S, Vilenius M. Hydraulic free piston engine-the power unit of the future [A]. Proceedings of the Forth JHPS International Symposium on Fluid Power [C]. Japan : Tokeyo, 1999. 56 ~ 60.
- [3] Tikkanen S. Evolution of engine-hydraulic free piston engine [D]. Tampere Finland: Tampere University of Technology, 2000.
- [4] 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.
- [5] 杨华勇, 夏必忠, 傅 新. 液压自由活塞发动机——未来动力之星 [J]. 中国机械工程, 2001, 12 (3): 353 ~ 357.
- [6] 周 盛, 徐 兵, 杨华勇. 双活塞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.
- [7] 雷天觉. 液压工程手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.

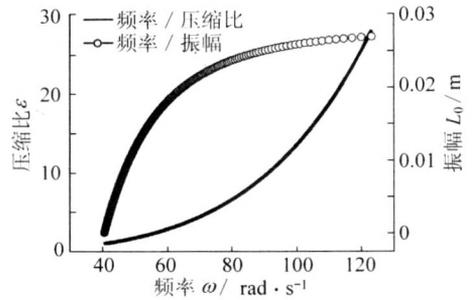


图 4 DHFPE 幅频特性

Fig. 4 Amplitude frequency characteristics of DHFPE

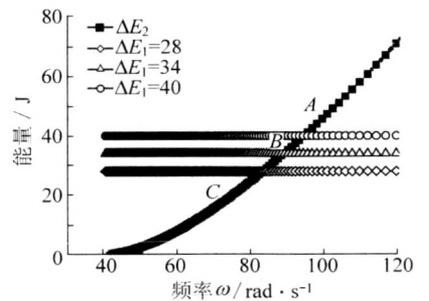


图 5 DHFPE 负载特性

Fig. 5 Load characteristic of DHFPE