

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.02.006

车用发动机停缸模式下转速波动仿真*

张登攀¹ 袁银南² 杜家益¹ 崔勇¹

(1. 江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013; 2. 南通大学机械工程学院, 南通 226019)

【摘要】 停缸技术可明显改善车用发动机的燃油经济性,但对其动力输出产生影响。通过建立发动机曲柄连杆多体模型,基于示功图和经验公式,分析了模型边界计算方法,仿真了发动机多种停缸模式的转速波动特性。结果表明,停缸工作模式的转速波动主要受发火间隔角的影响,减小工作缸负荷可降低转速波动。

关键词: 车用发动机 停缸 转速波动

中图分类号:U464.12⁺2 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2010)02-0025-04

Modeling of Speed Fluctuations for Automotive Engine under Cylinder Deactivation Mode

Zhang Dengpan¹ Yuan Yinnan² Du Jiayi¹ Cui Yong¹

(1. School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China

2. School of Mechanical Engineering, Nantong University, Nantong 226019, China)

Abstract

Cylinder deactivation for automotive engine, to decrease the fuel consumption, has an adverse effect on power-output of engine. The multi-body model of the crank-rod mechanism was created. Based on pressure-volume diagrams and empirical equation, the boundary conditions of the model were analyzed. Three cylinder deactivation modes were given. The simulation under the whole cylinder operation mode and the cylinder deactivation modes were investigated at different load conditions. The results showed that the engine speed fluctuations under the deactivation mode differ from the fluctuations under the whole cylinder operation mode, with respect to operating cylinder load and the firing interval angle.

Key words Automotive engines, Cylinder deactivation, Speed fluctuations

引言

车用发动机工况变化范围广,且基本工作中在低负荷的高油耗区,该工况下工作缸的负荷率较小,工质燃烧品质降低,发动机机械效率下降,燃油经济性变差^[1]。提高汽车燃油经济性的关键是改善发动机中低负荷工况的经济性^[2]。

停缸技术是提高车用发动机中小负荷燃油经济性的有效技术措施之一,关闭进排气门和停止喷油是优先选择的停缸技术方案^[3]。在机械控制发动机上采用停缸技术,控制系统复杂,难于推广使用,

但随着汽车电子控制技术的快速发展,停缸技术又引起人们的重视^[4]。然而,停缸技术的应用改变了作功缸的发火次序和间隔角,造成发动机瞬时转矩波动加大,使其转速波动加剧。目前停缸技术的研究主要集中在V型六缸及以上的车用发动机上,在直列型式发动机上的研究有待深入,特别是停缸模式下转速波动的研究少见报道。

本文以直列六缸自然吸气柴油发动机为研究对象,对多种停缸工作模式的转速波动进行仿真,为直列六缸车用发动机采用停缸技术提供技术数据。

收稿日期:2009-02-11 修回日期:2009-03-20

* 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(2006AA11A128)

作者简介:张登攀,博士生,主要从事发动机节能与代用燃料研究,E-mail: yzzdp@163.com

通讯作者:袁银南,教授,博士生导师,主要从事新能源与内燃机工作过程研究,E-mail: yuanyn@ujs.edu.cn

1 曲柄连杆机构仿真模型

1.1 多体模型

将有限元方法(FEM)和多体系统仿真分析(MSS)结合起来研究发动机曲轴系统动力学问题,已成为发动机动力学研究的重要方法。研究用发动机缸径为105 mm,行程125 mm。依据技术参数,利用三维造型软件建立曲柄连杆的实体造型,用有限元软件对曲轴进行了柔性化处理,在ADAMS环境下建立曲柄连杆机构的多体模型,如图1所示。

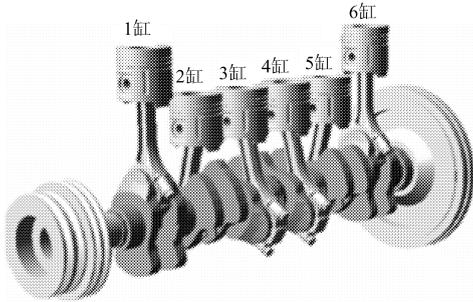


图1 曲柄连杆机构多体模型

Fig. 1 3-D model of the crank-rod mechanism

1.2 仿真边界条件

仿真过程中,需要活塞所受气体压力、摩擦力、连杆和曲轴轴承的摩擦力及其他机械损失数据。为此,实测了气缸100%、50%和零负荷(全缸模式发动机的输出转矩与该转速下最大输出转矩的比值)时的缸内压力,作为活塞的气体压力数据,对于未测录负荷的缸内压力,用模拟的方法获取。基于示功图,应用经验公式^[5]对发动机的机械损失进行了分解,获得发动机机械损失为

$$P_m = P_{fr} + P_{fp} + P_{fc} + P_{da} + P_p \quad (1)$$

式中 P_{fr} ——活塞环与气缸壁摩擦损失功率

P_{fp} ——活塞与气缸壁摩擦损失功率

P_{fc} ——曲轴主轴承与连杆轴承摩擦损失功率

P_{da} ——驱动附属机构所消耗功率

P_p ——泵吸损失功率

把 P_{fr} 和 P_{fp} 转换成活塞组的摩擦力,其他机械损失转换为胶带轮上的当量制动转矩。在转换活塞组摩擦损失时,根据文献^[5]的分析,假设摩擦力 f_p 是活塞瞬时速度和侧压力的函数,即

$$f_p = k(f_1 + f_2) \quad (2)$$

$$f_1 = \varepsilon p_n \quad (3)$$

$$f_2 = \gamma v_c^2 \quad (4)$$

$$p_n = p \tan \beta \quad (5)$$

式中 k ——修正系数

ε ——摩擦因数,可取0.10~0.15

γ ——比例系数,大小为发动机行程缸径比

v_c ——活塞瞬时速度

p_n ——活塞侧压力 β ——连杆摆角

p ——活塞组气体压力和往复惯性力的合力

依据 f_p 在一个工作循环中所消耗的功率等于 P_{fr} 与 P_{fp} 之和这一关系,可求出给定工况下活塞摩擦力的修正系数 k 。

1.3 模型验证

图2为活塞组在一个工况点的摩擦力变化曲线,这与活塞组摩擦力的变化趋势相符。

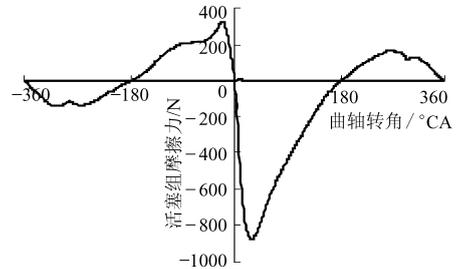


图2 活塞组摩擦力计算值曲线图

Fig. 2 Calculated curve of piston friction

把边界数据导入仿真模型,缸内压力与活塞组摩擦力施加在活塞上,其他机械损失的当量转矩施加在胶带轮端,飞轮端施加输出转矩。模型计算的外特性扭矩输出与实测外特性值的对比图如图3所示。可以看出,仿真值和实测值吻合较好,因此所建模型合理。

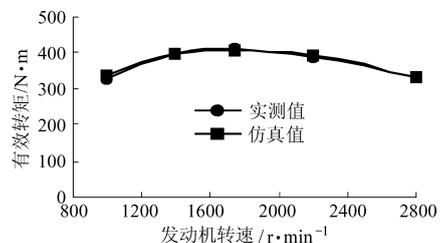


图3 仿真输出转矩对比曲线

Fig. 3 Comparison curves between measured and simulated torque

2 停缸工作模式仿真

2.1 仿真方案

停缸的应用,需要考虑停缸控制机构的响应性、发动机的动力输出特性及其振动等因素^[6]。为了使停缸控制策略简单,对于六缸发动机,一般把气缸对分为两组,在停缸工作模式使3个气缸做功,另3个气缸不做功。停缸模式下,发动机工作缸的点火次序和间隔角发生变化,但运动件的结构参数没有改变,工作缸的指示指标趋于达到最佳值,而不做功气缸里的滞留气体被往复压缩,在一个工作循环内,气体对活塞做的功近似为零。

本研究对象的发火次序为 1-5-3-6-2-4, 对发火间隔角为 120、240、360°CA 的停缸组合, 只有 1-3-6 和 5-2-4 组合的气缸在曲轴轴线上分布较均匀, 从振动的角度考虑, 发动机振动特性比较接近, 为方案 A; 发火间隔角为 120、120、480°CA 时, 只有 1-5-3 和 6-2-4 组合的气缸在曲轴轴线上分布较均匀, 从振动的角度考虑, 可作为一个选择方案, 为方案 B; 而发火间隔角为 240、240、240°CA 的组合, 只有 1-3-2 和 5-6-4 两种组合, 为方案 C。针对这 3 个方案, 研究发动机停缸工作模式的转速波动。转速信号由飞轮端获取。

2.2 仿真结果分析

停缸模式下, 发火次序和间隔角的改变影响发动机的转速波动, 用转速波动不均匀系数 δ 来评价。 δ 定义为最大转速和最小转速的差值与平均转速的比值。

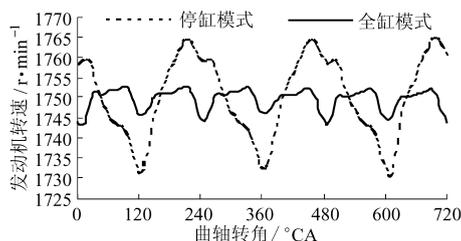


图 4 两种工作模式下的转速波动

Fig. 4 Speed fluctuations with different operation modes

图 4 为采用方案 C, 发动机在 1 750 r/min 时, 全缸模式 (作功缸 40% 负荷) 与停缸模式 (作功缸 100% 负荷) 输出相同功率时的转速波动情况。可以看出, 停缸模式的转速波动明显加剧, 这主要是工作缸发火间隔角改变造成的。对于其他方案, 也能得出相同的结论。

在平均转速为 1 000、1 400、1 750、2 200 和 2 800 r/min 时, 以工作缸 100% 和 50% 两个负荷率, 分别仿真这 3 种停缸方案的转速波动, 结果如图 5 ~ 7 所示。

从图 5 ~ 7 可知, 停缸工作模式下, 每种方案的两组气缸组合的转速波动都很相近, 停缸模式的转速波动与全缸模式不同, 其波动不均匀系数比全缸模式的大。这是因为停缸工作模式下, 作功缸的发火间隔角增大以及间隔角不均匀造成的。

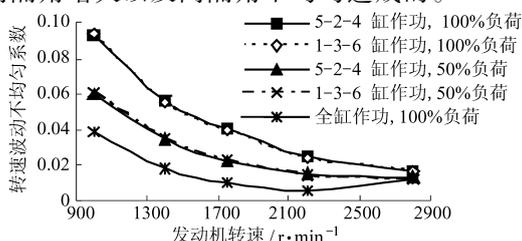


图 5 方案 A 的转速波动

Fig. 5 Speed fluctuations according to scheme A

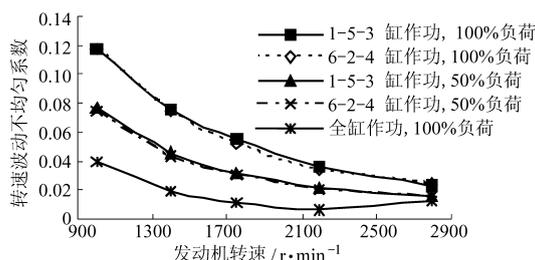


图 6 方案 B 的转速波动

Fig. 6 Speed fluctuations according to scheme B

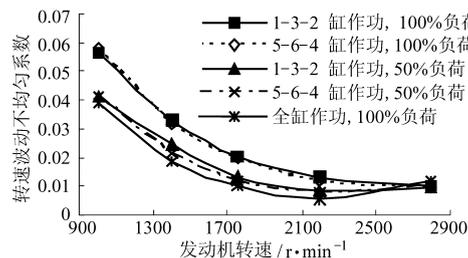


图 7 方案 C 的转速波动

Fig. 7 Speed fluctuations according to scheme C

对于给定的仿真方案, 转速的波动强度主要由缸内的平均指示压力和运动件惯性力产生的惯性力矩共同决定, 其中缸内的平均指示压力对转速波动起主要作用。当做功缸负荷下降时, 转速的波动就减弱, 而随着发动机转速的增加, 运动件的惯性力矩增大, 惯性力矩对转速波动的影响增强, 波动不均匀系数随着转速的增加而减小。

为了比较 3 种停缸工作模式对转速波动的总体影响, 用转速波动不均匀系数的平均值进行对比, 如图 8 所示。平均值为一个方案中给定工作缸负荷的 10 个转速波动不均匀系数的平均值。可以看出, 转速波动不均匀系数的平均值变化较大, 其中方案 B 最大, 是全缸工作时 δ 的 3.54 倍; 其次为方案 A, 为全缸工作时 δ 的 2.7 倍; 方案 C 的值最小, 为全缸工作时 δ 的 1.54 倍。说明发火间隔角越均匀, 瞬时转速的波动越小。在停缸模式下, 50% 负荷的转速波动不均匀系数的平均值比 100% 负荷的平均值下降明显, 方案 A 下降 36.8%, 方案 B 下降 38.2%, 方案 C 下降 28.6%。这表明, 要控制发动机停缸工作模式的转速波动, 减小工作缸的负荷率是一条途

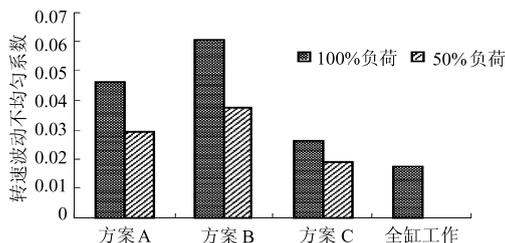


图 8 不同方案转速波动不均匀系数平均值的对比

Fig. 8 Comparison of mean fluctuation coefficient with different schemes

径,但这与停缸节油的内在要求相矛盾,它们之间是此消彼长的关系,具体应用时需进行折中。

3 结论

(1)提出的仿真边界条件计算方法可行,所建模型合理。

(2)与全缸模式转速波动相比,停缸工作模式波动显著增强,波动随发动机转速的增加而减小。

(3)停缸模式转速波动主要与作功缸发火间隔角有关,发火间隔角越均匀,转速波动就越小,减小工作缸的负荷率,可以降低停缸工作模式的转速波动。

参 考 文 献

- 1 周龙保,刘巽俊,高宗英. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,1999:231~240.
- 2 Kutlar O A, Arslan H, Calik A T. Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load[J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46 (20):3 202~3 220.
- 3 Falkowski A, McElwee M, Bonne M. Design and development of the daimler Chrysler 5.7 L HEMI engine multi-displacement cylinder deactivation system[C]. SAE Paper 2004-01-2106, 2004.
- 4 张登攀,袁银南,崔勇. 车用汽油机的停缸节油技术[J]. 小型内燃机与摩托车,2007, 36(6):89~93.
Zhang Dengpan, Yuan Yinnan, Cui Yong. Technology of cylinder deactivation of automotive gasoline engine[J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2007, 36(6):89~93. (in Chinese)
- 5 杨建华,龚金科,吴义虎. 内燃机性能提高技术[M]. 北京:人民交通出版,2001:37~55.
- 6 Micheline J, Glugla C. Control system design for steady state operation and mode switching of an engine with cylinder deactivation[C]// Proceedings of the American Control Conference,2003:3 125~3 129.

(上接第 34 页)

- 5 张云侠,张建武,上官文斌,等. 直接解耦盘式液阻悬置的动力学研究[J]. 上海交通大学学报,2007,41(9):1 406~1 410.
Zhang Yunxia,Zhang Jianwu, Shangguan Wenbin, et al. The dynamic response of direct-decoupler hydraulic mount[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University,2007,41(9):1 406~1 410. (in Chinese)
- 6 《机械设计手册》编委会. 机械设计手册——液压传动与控制[M]. 北京:机械工业出版社,2007.
- 7 时培成,王幼民,王立涛. 液压油液数字建模与仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(12):148~151.
Shi Peicheng,Wang Youmin,Wang Litao. Study on modeling and simulation of the hydraulic fluid[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(12): 148~151. (in Chinese)
- 8 时培成,王立涛,高洪,等. 基于四轮独立制动及整车模型的 VSC 系统仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(6):14~18.
Shi Peicheng,Wang Litao,Gao Hong,et al. Simulation study on VSC based on four-wheel independent brake and full vehicle model[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(6):14~18. (in Chinese)
- 9 陈无畏,时培成,高立新,等. ADAMS 和 Matlab 的 EPS 和整车系统的联合仿真[J]. 农业机械学报,2007,38(2):22~25.
Chen Wuwei,Shi Peicheng,Gao Lixin,et al. Co-simulation study on EPS and full vehicle system based on ADAMS and Matlab [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(2):22~25. (in Chinese)
- 10 宋发宝,马力,张宇龙,等. 整车刚柔多体全浮式驾驶室悬置隔振仿真[J]. 农业机械学报,2008,39(8):41~43,32.
Song Fabao,Ma Li,Zhang Yulong, et al. Vibration isolation suspension system for commercial vehicle full-float cab based on theory of rigid-flexible dynamics[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(8):41~43, 32. (in Chinese)