

文章编号:1671-6833(2013)02-0108-04

## 排气门强制开启机构的动态性能研究

张志峰<sup>1</sup>, 周力<sup>1</sup>, 杨建辉<sup>2</sup>

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 陕西 西安 710064; 2. 中联中科股份有限公司, 湖南 长沙 410000)

**摘要:** 排气门强制开启机构的动态性能直接影响发动机轻载节油配气机构的工作性能和可靠性, 在 Adams 中建立了配气机构多体动力学模型, 模拟分析排气门强制开启机构的动态性能. 仿真分析表明, 排气门强制开启力为 518.7 N, 与实测值 556 N 接近, 活塞推杆能够在排气门开启最大升程附近顺利进入凹槽强制开启排气门.

**关键词:** 汽车工程; 排气门; 开启机构; 配气机构

**中图分类号:** TN911.22

**文献标志码:** A

**doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2013.02.027

### 0 引言

配气机构是内燃机的一个重要部件, 承受着强烈的热负荷和机械负荷, 其运动和动力特性对内燃机的振动、噪声、燃油经济性、动力性和排放有着重要的影响<sup>[1-3]</sup>. 汽车用发动机节能减排技术提出了一种轻载节能的配气机构. 当发动机处于轻载节能工况时, 排气门强制开启机构的动力学特性亦对发动机的振动、噪声以及排气门开启释压等动态特性有重要影响<sup>[4-5]</sup>. 通过试验和对排气门强制开启机构的动态性能研究, 结合配气机构多体动力学模型分析, 更加细化和精确地描述排气门强制开启过程的动力学行为.

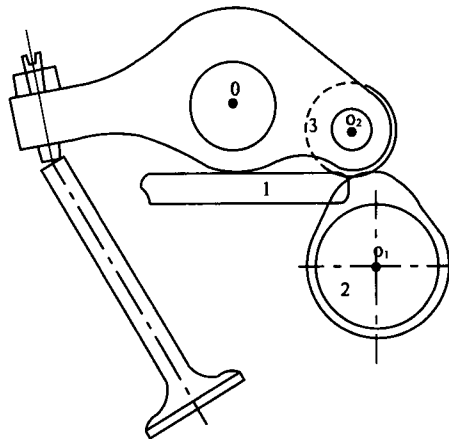
### 1 排气门强制开启过程分析

#### 1.1 排气门强制开启工作机构

排气门强制开启工作机构是发动机轻载节油控制系统中最重要的部分, 其主要目的是强制开启排气门释压, 减小汽车在减速滑行过程中的行驶阻力<sup>[5-6]</sup>. 排气门强制开启机构液压系统参考文献[5], 某型号凸轮顶置式发动机排气门强制开启工作机构如图 1 所示.

从图 1 可知, 排气门强制开启工作机构主要是在凸轮上加工一道凹槽, 当发动机处于轻载节油状态时, 活塞推杆在外力(笔者采用液压力)作用下, 进入凹槽, 使摇臂的滚柱一直处于最高点,

从而使排气门完全开启.



1 - 活塞推杆; 2 - 凸轮; 3 - 摇臂滚柱

图 1 排气门强制开启工作机构

Fig.1 Exhaust valve forced opening mechanism

#### 1.2 排气门强制开启过程分析

在配气机构动力学分析过程中, 凸轮与摇臂之间的接触都作为赫兹接触模型来处理<sup>[7-9]</sup>, 凸轮高速旋转, 凸轮与摇臂之间的接触应力急剧变化, 活塞推杆要进入凹槽强制开启排气门需要很大的力. 事实是活塞推杆能顺利进入凹槽(试验测试得知), 强制开启排气门. 根据本课题组的研究, 提出了活塞推杆进入凹槽过程的动力学行为假设: 当排气门开启行程在最大附近时, 凸轮处于如图 1 所示位置时, 活塞推杆克服较小的力, 进入凹槽.

收稿日期:2012-10-27; 修订日期:2012-12-26

基金项目: 中央高校专项资金资助项目(CHD2011JC110); 陕西省科学技术研究发展计划资助项目(2010K01-106)

作者简介: 张志峰(1979-), 男, 河南陕县人, 长安大学副教授, 博士, 主要从事工程机械动态性能测试及仿真研究.

2 排气门强制开启所需外力测试

排气门强制开启工作机构中,活塞所需外力的大小是确定活塞直径的关键.笔者在排气门强制开启机构试验台上,当液压缸活塞面积一定时,通过溢流阀调节系统压力,使排气门强制开启机构在不同的系统压力下工作,通过观测气门开启机构的工作情况来确定最佳的系统压力,通过公式(1)可以计算出所需外力的大小

$$F = P \cdot \frac{\pi}{4} d^2 - kx, \tag{1}$$

式中: $F$  为所需外力; $P$  为系统压力; $d$  为活塞直径; $k$  为液压缸中弹簧刚度; $x$  为液压缸活塞行程.

采用量程为 500PSI(即 3.45 MPa) Z/0761-25ZG-06 液体压力传感器和德维创数据采集仪,当活塞直径为 20 mm 时,调节排气门强制开启机构液压系统压力,当压力小于 2 MPa 时,液压缸活塞推杆不能完全进入凹槽,排气门不能完全开启.当工作压力为 2 MPa 时,调节变频器使凸轮轴转速分别为 400、600、800、1 000、1 200、1 400、1 600 r/min 时,液压缸活塞推杆均能进入凸轮凹槽使排气门强制开启,调节凸轮轴转速为 1 500 r/min 时对液压缸活塞所受液压力大小进行测试,结果如图 2 所示.

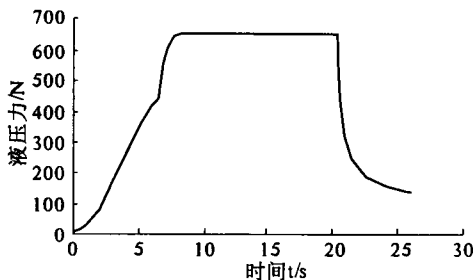


图 2 排气门强制开启所需液压力

Fig.2 Hydraulc pressure need by opening exhaust valve

从图 2 可知,液压缸活塞所受最大液压力为 634 N,又已知液压缸弹簧刚度为 3.9 N/mm,活塞行程为 20 mm,通过式(1)可求得排气门强制开启机构所需外力为 556 N.

3 配气机构动力学建模与仿真结果分析

3.1 配气机构动力学建模及模型验证

配气机构中摇臂和凸轮的外形比较复杂,人工测量难度大,并且测量误差也很大,为了得到满足动力学分析的三维数字模型,笔者运用逆向工程的方法,应用西安交通大学机械工程学院三维光学测量系统——IDSS 工业近景摄影测量系统

对配气机构进行反求,在 Pro/E 中建立三维实体模型,并导入 Adams 中,建立多体动力学仿真模型,模型中各零部件之间的约束设置如表 1 所示.

表 1 配气机构中各零部件约束设置  
Tab.1 Constrains setting of components and parts on the valve timing mechanism

序号	约束对象	约束名称
1	凸轮轴与 ground	转动副
2	凸轮与摇臂滚柱	碰撞约束
3	滚柱与滚柱轴	转动副
4	滚柱轴与摇臂	固定副
5	摇臂与 ground	转动副
6	摇臂与气门	点面接触碰撞
7	排气门与 ground	移动副
8	气门与气门座圈	利用弹簧和阻尼模拟碰撞

根据文献[10]计算并设置凸轮与摇臂滚柱之间的碰撞刚度为  $1.469 \times 10^7$  N/mm,碰撞指数为 1.5,切入深度为 0.1 mm.为验证配气机构动力学模型的正确性,在排气门强制开启试验台上通过变频器调节凸轮轴转速为 173 r/min 时,测得排气门在运动方向加速度如图 3 示,设置仿真时间为 1.0 s,仿真步长为 0.001 s,凸轮轴转速为 173 r/min 时,排气门运动方向加速度仿真结果如图 4 所示.

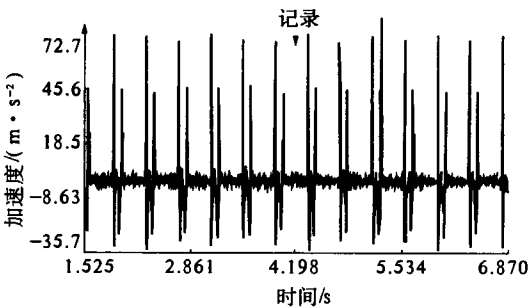


图 3 测试排气门加速度

Fig.3 Test acceleration of exhaust valve

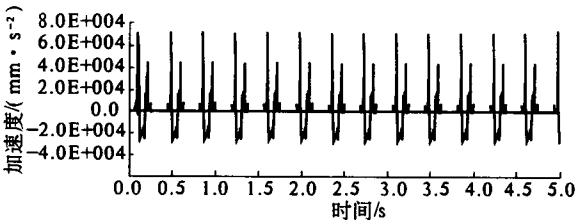


图 4 仿真排气门加速度

Fig.4 The simulation of exhaust valve's acceleration

对比图 3 和图 4 可知,加速度曲线基本一致,实际测试排气门在其运动方向最大加速度为  $72\,700\text{ mm/s}^2$ ,仿真排气门在其运动方向最大加速度为  $71\,900\text{ mm/s}^2$ ,与实测结果接近,说明建立

的模型是准确的.

### 3.2 排气门强制开启动力学行为分析

为了验证活塞推杆进入凹槽过程的动力学行为假设,笔者在 Adams 中对凸轮摇臂机构进行了动力学仿真. 仿真时间为 1 s, 仿真步长为 0.001 s, 设置凸轮轴旋转速度为 9 000 d(对应发动机转速 3 000 r/min). 摇臂滚柱在  $z$  方向和  $y$  方向受力仿真结果如图 5 所示.

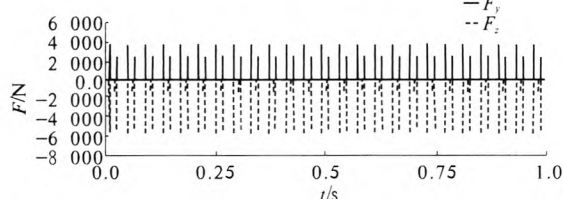


图 5 摇臂滚柱在  $z$  方向和  $y$  方向受力仿真结果图

Fig. 5 Simulation result of the force (in  $z$  direction and  $y$  direction) on rocker arm

从图 5 可知,在  $z$  方向上,力最大为 5 760 N, 方向为  $z$  的负向. 在  $y$  方向上,力最大为 3 820 N, 方向为  $y$  的正向. 如果推杆要在最大的受力点进入,需提供的液压力太大,不符合设计要求. 将摇臂滚柱在  $z$  方向和  $y$  方向受力仿真结果图细化后如图 6 所示.

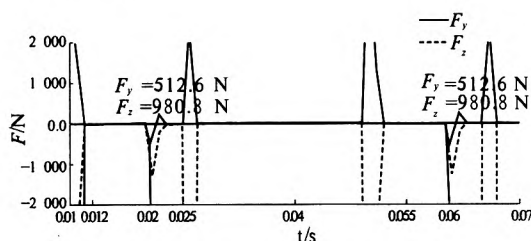


图 6 臂滚柱在  $z$  方向和  $y$  方向受力仿真结果细化图

Fig. 6 Thinning simulation result of the force (in  $z$  direction and  $y$  direction) on rocker arm

从图 5 可知,当  $t=0.012$  s 时(因为仿真设置步长为 0.001 s, 所以对应的仿真步数为 12 步),  $F_y$ 、 $F_z$  很小,近似为零,此时对应凸轮摇臂所处位置如图 7 所示. 当  $t=0.02$  s 时(对应仿真步数为 20 步),  $F_y = -512.6$  N,  $F_z = -980.8$  N. 当  $t=0.021$  s 时,  $F_y = -620$  N,  $F_z = -1\,200$  N, 开启排气门所需的力比前者大,要求活塞直径大,不符合设计要求. 当  $t=0.06$  s 时(凸轮转过  $360^\circ$ , 凸轮转过一圈后),  $F_y$ 、 $F_z$  与  $t=0.02$  s 时的力相同.  $t=0.02$  s 时对应的凸轮摇臂所处位置如图 8 所示.

当凸轮摇臂处于图 8 所示位置时,假设此时活塞推杆速度很慢,近似为零,对摇臂滚柱进行受

力分析如图 9 所示.



图 7  $t=0.012$  s 时凸轮摇臂所处位置图

Fig. 7 Position of cam and rocker when  $t=0.012$  s

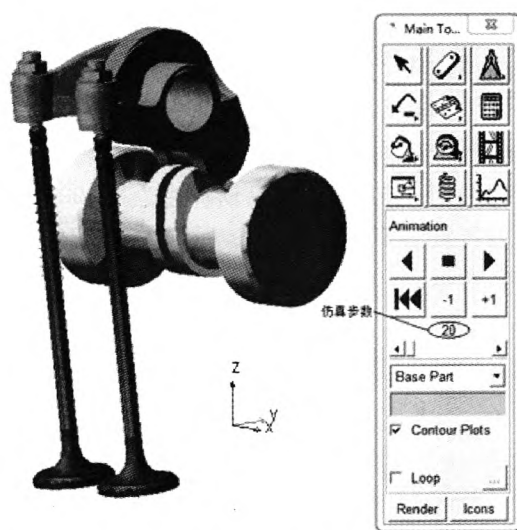


图 8  $t=0.02$  s 时凸轮摇臂所处位置图

Fig. 8 Position of cam and rocker when  $t=0.02$  s

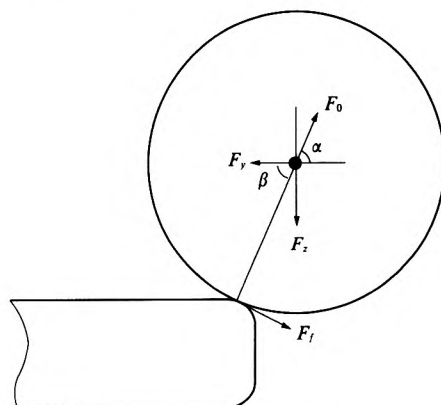


图 9 摇臂滚柱受力分析

Fig. 9 Force analysis of rocker arm

图 9 中,  $F_y = 512.6$  N,  $F_z = 980.8$  N,  $F_f$  为活

塞推杆与摇臂滚柱之间的滚动摩擦力,  $F_a$  为活塞推杆对摇臂滚柱的作用力,  $\alpha$  为  $F_a$  与  $y$  方向之间的夹角,  $\beta$  为  $F_y$  与  $F_z$  的合力  $F_{yz}$  与  $y$  方向的夹角. 在此状态下, 要使活塞推杆进入凹槽有

$$F_0 \cos \alpha + F_f \sin \alpha \geq F_y; \quad (2)$$

$$F_0 \sin \alpha + F_f \cos \alpha \geq F_z; \quad (3)$$

$$F_f = \mu F_0. \quad (4)$$

将式(4)分别代入式(2)、(3)整理得

$$F_0 (\cos \alpha + \mu \sin \alpha) \geq F_y; \quad (5)$$

$$F_0 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \geq F_z. \quad (6)$$

式(4)中  $\mu$  为滚动摩擦系数, 在有油润滑的状态下取  $\mu$  为 0.001, 因而,  $\mu \sin \alpha \ll \cos \alpha$ ,  $\mu \cos \alpha \ll \sin \alpha$  ( $\alpha \neq 90^\circ$ , 在此忽略以上两项的影响).

其中,  $\tan \beta = \frac{F_z}{F_y} = 1.91$ , 所以  $\beta = 62.4^\circ$ .

当  $\alpha > \beta$  时, 若  $F_0 \cos \alpha = F_y$ , 则  $F_0 \sin \alpha > F_z$ , 推杆能进入凹槽.

当  $\alpha = \beta$  时, 若  $F_0 \cos \alpha = F_y$ , 则  $F_0 \sin \alpha = F_z$ , 推杆能进入凹槽.

当  $\alpha < \beta$  时, 若  $F_0 \cos \alpha = F_y$ , 则  $F_0 \sin \alpha < F_z$ , 推杆不能进入凹槽.

根据以上分析可知, 当  $\alpha \geq \beta$  时, 推杆能进入凹槽. 当  $\alpha > \beta$  时, 强制开启排气门所需外力更大, 液压缸活塞直径也越大, 为了方便安装排气门强制开启机构, 要求活塞直径越小越好, 因而在设计时按  $\alpha = \beta$  来设计, 也就是说当  $F_{yz}$  与活塞推杆端面的圆弧面的切线垂直时, 在此情况下强制开启排气门所需外力最小. 此时,  $F_0 = 1106.4 \text{ N}$ ,  $F_f = 1.1 \text{ N}$ .

对活塞推杆进行受力分析如图 10 所示.

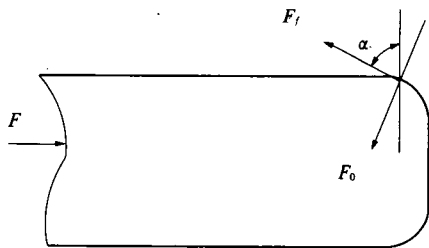


图 10 塞推杆受力分析

Fig. 10 Force analysis of piston push rod

$F_0 = -F_0$ ,  $F_f = -F_f$ ,  $F$  为强制开启排气门所需外力, 所以有如下公式

$$F \geq F_0 \cos \alpha + F_f \sin \alpha. \quad (7)$$

将  $F_0 = 1106.4 \text{ N}$ ,  $F_f = 1.1 \text{ N}$  代入式(7)得,  $F \geq 513.6 \text{ N}$ , 与测试值  $556 \text{ N}$  接近. 因此, 课题组提出的活塞推杆进入凹槽过程的动力学行为假设是

正确的.

#### 4 结论

利用逆向工程的方法, 建立了配气机构三维数字化模型, 并在多体动力学仿真软件 Adams 中建立了动力学仿真模型. 通过气门加速度的测试验证了模型建立的正确性. 通过对配气机构动力学的仿真和排气门强制开启工作机构的力学分析得出强制开启所需外力至少为  $513.6 \text{ N}$ , 与测试值  $556 \text{ N}$  接近. 验证了排气门强制开启动力学行为的假设: 活塞推杆是在排气门开启行程最大附近进入凹槽强制开启排气门的.

#### 参考文献:

- [1] 成晓北, 倪宏俊, 王宇业, 等. 柴油机配气机构动力学特性的仿真与试验[J]. 车用发动机, 2011, 192(2): 70-74.
- [2] MICHAEL G, KLAUS W. Variable valve timing in the new modern four-valve engines [C]. SAE paper No. 891990.
- [3] SELNOSUKE H, KENJI K, YASUO M. Application of a valve life and timing control system to an automotive engine [C]. SAE paper No. 890681.
- [4] 于源明. 一种节油轻载的内燃机配气机构[P]. 中国, ZL200820029862. 72009-5-13.
- [5] 杨建辉, 王福亮, 沈建军, 等. 基于 AMESim 的气门开启机构动态特性研究[J]. 液压气动与密封, 2010(5): 26-28.
- [6] 赵昌霞. 车辆减速和轻载状态下的能量的利用研究[D]. 西安: 长安大学工程机械学院, 2011.
- [7] Grewal P R, Newcombe W R. Dynamic performance of high-speed semi-rigid follower cam systems-effects of cam profile errors[J]. Mech Mach Theory, 1988, 23(2): 121-133.
- [8] Kuk R G, reedy S W. Evaluation of pivot Stiffness for typical tilting-pad journal bearing design[J]. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in design, 1988, 110(2): 165-171.
- [9] 梅雪松, 谢友柏. 配气机构冲击振动的数值模拟[J]. 内燃机学报, 1993, 11(3): 250-254.
- [10] 谢最伟, 吴新跃. 基于 ADAMS 的碰撞仿真分析[C]. 第三届中国 CAE 工程分析技术年会论文集, 2007: 339-342.

(下转第 124 页)

- [7] 赵建文,杜志江,孙立宁. 7 自由度冗余手臂的自运动流形[J]. 机械工程学报, 2007, 43(9): 132 - 137.
- [8] 陈维桓. 微分流形初步[M]. 北京:高等教育出版社, 2001.
- [9] 陈维桓. 微分几何[M]. 北京:北京大学出版社, 2006.
- [10] 王家文,王皓,刘海. MATLAB 7.0 编程基础[M]. 北京:机械工业出版社, 2005.
- [11] 周凯红,周晓艳. 点啮合齿面 CNC 制造技术的曲面包络逼近法[J]. 中国机械工程, 2010, 21(20): 2438 - 2444.
- [12] UDAI BASAVARAJ, DUFFY J. End-effector motion capabilities of serial manipulators [J]. Int. J. Robotics Research, 1993, 12(2): 132 - 145.

## Study of Robotic Manipulators' Kinematics Manipulability

GE Hong-yang<sup>1</sup>, GE Xin-feng<sup>2</sup>, ZHAO Da-xu<sup>3</sup>

(1. College of Electrical & Information Engineering Xuchang University, Xuchang 461000, China; 2. Information Engineering Department, Xuchang Vocational and Technology College, Xuchang 461000, China; 3. School of Engineering Zhejiang A & F University, Hangzhou 311300, China)

**Abstract:** the conclusion that the greater of the robotic manipulator's operation space volume, the better of the robotic manipulator's manipulability is drawn by studying the series redundant automatic fiber placement robotic manipulator's operation space, and the redundant robotic manipulator's kinematics performance index that based on volume element is proposed.  $n$ -DOF serial robotic manipulator's operation space is  $n$ -dimensional Riemannian manifold, the  $n$ -dimensional Riemannian manifold volume is calculated using the moving coordinate system and the exterior product definition, and the robotic manipulator's operation space volume is obtained, and compared the obtained results with the operation space volume in the literature, it shows that the volume element as a kinematics performance index is feasible.

**Key words:** manipulability; Riemannian manifold; volume element; exterior differential

(上接第 111 页)

## Study on the Dynamic Characteristics of Exhaust Valve Forced Opening Mechanism

ZHANG Zhi-feng, ZHOU Li, YANG Jian-hui

(1. Chang'an University Key Laboratory for Highway Construction Technology and Equipment of Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China; 2. Zoomlion Heavy Industry Science and Technology Co., Ltd., Changsha 410000, China)

**Abstract:** The dynamic characteristics of exhaust valve forced opening mechanism affect the engine light load fuel-efficient valve timing mechanism's working performance and reliability directly. The paper builds the valve timing mechanism multi-body kinetics model in Adams, and analyzes the dynamic characteristics of exhaust valve forced opening mechanism through simulation. The analysis results of simulation show that the forced opening force of exhaust valve is about 518.7 N, which is approximate to the test value 556 N, and the piston rod can enter into the groove smoothly nearby the maximum opening stroke of exhaust valve and open the exhaust valve forcedly.

**Key words:** automotive engineering; exhaust valve; opening mechanism; valve timing mechanism