

单缸停缸对内燃机运动机构动力学特性的影响*

杨守平 张付军 黄英 赵长禄 凌强

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

【摘要】 为了确定内燃机运动机构最佳动力学特性的停缸方案,建立某V8柴油机曲轴系统、正时齿轮和配气机构柔性动力学耦合仿真模型,通过试验进行相应模型的校核。进行不同单缸停缸方案的运动机构动力学仿真。结果表明,停缸后曲轴角位移幅值明显增加,且以低谐波次滚振为主;凸轮轴角位移无明显变化,但配气机构运动特性恶化,机械负荷增大。选择曲轴单双结点振型结点位置附近的气缸,在柴油机高速低负荷时停缸,运动机构动力学特性较好。

关键词: 内燃机 曲轴系统 配气机构 单缸停缸 耦合仿真

中图分类号: TK422 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)09-0008-06

Influence of Single Cylinder Deactivation on Dynamic Performances of Internal Combustion Engine Motion Mechanisms

Yang Shouping Zhang Fujun Huang Ying Zhao Changlu Ling Qiang

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract

In order to confirm cylinder deactivation schemes with preferable dynamic performances of internal combustion engine motion mechanisms, the flexible dynamic model of a V8 diesel engine was established, which coupled mechanisms such as cranktrain, timing-gears, and valvetrain. The dynamic models were validated by experimental data. Motion mechanisms dynamic simulations were conducted for single cylinder deactivation. The results revealed that angular displacement amplitude of crankshaft obviously increased when single cylinder activated, which mainly consisted of low orders rolling vibration, while the change to camshaft was negligible. Motion characteristics of valvetrain were deteriorated and mechanical load increased. Deactivated cylinders which were neighboring to the single or double crunodes positions of crankshaft, behaved better dynamic performances under high speed and low engine loads.

Key words Internal combustion engine, Crankshaft system, Valvetrain system, Single cylinder deactivation, Coupling simulation

引言

运动机构是内燃机重要的组成部分,主要包括曲轴系统和配气机构,其动力学性能对内燃机的工作可靠性、振动和噪声有重要影响^[1~2]。随着内燃机功率密度的不断提高,曲轴和凸轮轴长径比不断增大,运动机构的振动越来越受到重视。以往将曲轴系统和配气机构动力学单独分析,忽略轴系的柔性以及轴承动力润滑的作用,均会带来较大的计算

误差^[1~3]。

内燃机小负荷时切断部分气缸的供油而使工作气缸的负荷提高,可改善内燃机的燃油经济性。停缸节油技术率先在乘用车汽油机上使用,其节油效果可达20%^[4]。对于使用大功率柴油机的非道路车辆,空载负荷低、油耗较高,停缸节油是改善其燃油经济性的有效措施。内燃机停缸改善了燃油经济性,但也带来了运转不均匀度增加,振动加剧,噪音增大的问题^[4~5]。

收稿日期: 2010-09-16 修回日期: 2010-12-22

* 国家自然科学基金资助项目(50975026)和国家部委“十一五”基础产品研究资助项目(D2220062905)

作者简介: 杨守平, 博士生, 主要从事车辆动力传动装置动力学仿真与试验研究, E-mail: Robbie@bit.edu.cn

通讯作者: 张付军, 教授, 博士生导师, 主要从事动力传动一体化系统匹配及综合电子控制研究, E-mail: zjf123@bit.edu.cn

本文以某 V8 柴油机为研究对象,建立包括曲轴系统、正时齿轮和配气机构的柔性动力学耦合仿真模型,研究柴油机单缸停缸对运动机构动力学特性的影响,并提出最佳的停缸方案。

1 建模

1.1 曲轴系统动力学模型

将曲轴视为柔性体,连杆当作刚性体处理。单个并列连杆曲轴离散成主轴颈,左、右曲柄臂,左、右曲柄销 5 个集中质量。连杆简化成二质量系统,简化惯量根据连杆质量和重心位置得到。减振器模型简化成二自由度弹簧-阻尼系统,其刚度和阻尼由发动机厂家提供。利用系统矩阵法建立曲轴系统 26 个自由度的扭振动力学模型。

曲轴的激动力矩主要考虑燃气力矩和往复惯性力矩。停缸前后动力学参数不变,因此曲轴固有频率和振型不变。同一转速往复惯性力矩不变,缸压的改变引起综合激动力矩的变化。常见停缸方案中的气缸断油,其工作过程可看作是增压空气的绝热压缩和膨胀过程,则

$$\frac{p_a}{p_b} = \left(\frac{V_b}{V_a} \right)^\gamma \quad (1)$$

由发动机运动学原理,活塞位移为

$$X_p = R(1 - \cos\alpha) + L(1 - \cos\beta) \quad (2)$$

根据发动机压缩比的概念有

$$\varepsilon_c = \frac{V + 2R \frac{\pi D^2}{4}}{V}$$

$$\text{则} \quad V = \frac{\pi D^2 R}{2(\varepsilon_c - 1)} \quad (3)$$

式中 p_a, p_b ——工作前、后缸内压力
 V_a, V_b ——工作前、后气缸工作容积
 γ ——工质绝热指数,空气取 1.35
 R ——曲柄半径 α ——曲轴转角
 β ——连杆摆角, $\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}$
 L ——连杆长度 V ——燃烧室容积
 D ——气缸直径
 ε_c ——压缩比,本文为 17.5

将式(2)、(3)代入式(1),并假设绝热压缩和膨胀过程中缸压关于压缩上止点对称,于是

$$p_b = p_a \left[\frac{1}{V} \left(V + X_p \frac{\pi D^2}{4} \right) \right]^\gamma = 0.143 6 p_a \left[37 - 33 \cos\alpha + \frac{33}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}) \right]^{1.35} \quad (4)$$

其中 $\lambda = R/L$

式中 λ ——曲柄连杆长度比

柴油机主要技术参数如表 1 所示。

表 1 柴油机主要技术参数

Tab.1 Main technical parameters of the diesel engine

参数	数值
发动机结构形式	V 型八缸涡轮增压中冷柴油机
缸径/mm	132
行程/mm	145
曲柄连杆长度比	0.276 7
单缸往复惯性质量/kg	5.128
标定功率/kW	600
标定功率转速/ $r \cdot \min^{-1}$	2 500
最大扭矩转速/ $r \cdot \min^{-1}$	1 800
发火顺序	1-8-4-5-7-3-6-2

1.2 配气机构动力学模型

研究的是下置凸轮轴式配气机构,由凸轮-挺柱-推杆-摇臂-气门组成。凸轮轴共有 5 个轴承支撑,弯曲刚度较大,因此忽略凸轮轴的弯曲变形,仅考虑扭转变形。将凸轮轴离散成主轴颈、连接轴和凸轮,采用系统矩阵法建立其 42 个自由度的扭振动力学模型。图 1 为凸轮轴结构图。

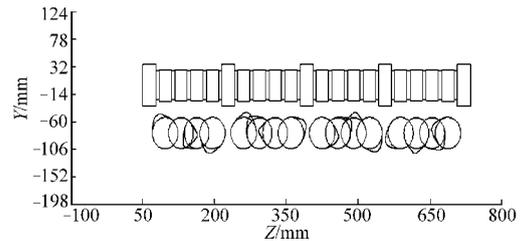


图 1 凸轮轴结构图

Fig.1 Structural figure of the camshaft

配气机构的作用外力主要是燃气压力。根据以往经验,燃气压力对进气机构影响较小,而对排气机构产生一定影响^[6]。为了提高模型仿真计算的效率,本文仅对排气机构施加燃气压力。

配气凸轮和挺柱过大的接触应力容易发生过早磨损或擦伤、劈裂等故障^[7]。此外,对于下置凸轮式配气机构气门杆与调整螺钉接触处也容易发生磨损。材料泊松比为 0.3,平底挺柱的赫兹接触应力计算公式^[7]

$$\sigma_c = 0.418 \sqrt{\frac{E_m F}{W \rho_1}} \quad (5)$$

其中

$$E_m = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

式中 F ——凸轮与挺柱间的法向作用力

ρ_1 ——凸轮在接触点的曲率半径

E_m ——平均弹性模量 W ——接触线宽度

E_1, E_2 ——凸轮与挺柱材料的弹性模量

从式(5)可以看出,在凸轮与挺柱的不同接触

点, σ_c 值不同。最大接触应力发生在凸轮曲率半径最小处。

1.3 正时齿轮模型

正时齿轮传动系统由两个相互啮合的齿轮构成, 传动比为 2。图 2 是考虑时变啮合刚度和齿侧间隙的齿轮系统力学模型。

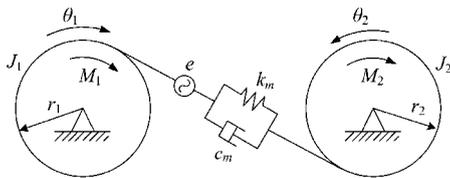


图 2 齿轮副扭转力学模型

Fig.2 Torsional vibration mechanical model of the gear pair

根据牛顿力学定律, 可得齿轮副扭转振动模型的运动微分方程为

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\theta}_1 + r_1 c_m (r_1 \dot{\theta}_1 - r_2 \dot{\theta}_2 - \dot{e}) + r_1 k_m f(e_m - e) = M_1 \\ J_2 \ddot{\theta}_2 - r_2 c_m (r_1 \dot{\theta}_1 - r_2 \dot{\theta}_2 - \dot{e}) - r_2 k_m f(e_m - e) = -M_2 \end{cases} \quad (6)$$

其中 $e_m = r_1 \theta_1 - r_2 \theta_2$

式中 J ——齿轮转动惯量

$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ ——齿轮角位移、角速度和角加速度

r_i ——齿轮基圆半径 ($i = 1, 2$)

e ——啮合齿轮的静传递误差

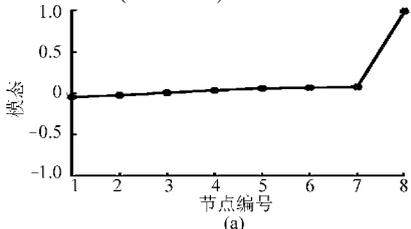
e_m ——动态传递误差

k_m ——啮合刚度 c_m ——啮合阻尼

M_i ——作用在齿轮上的外扭矩 ($i = 1, 2$)

$f(x)$ 为具有齿侧间隙的齿轮在啮合力作用下的非线性位移函数, 其表达式为^[8]

$$f(x) = \begin{cases} x - b & (x > b) \\ 0 & (-b \leq x \leq b) \\ x + b & (x < -b) \end{cases} \quad (7)$$



式中 $2b$ ——齿侧间隙

正时齿轮参数如表 2 所示。

表 2 正时齿轮主要参数

Tab.2 Main parameters of the timing-gears

	模数/mm	齿数	压力角/(°)	齿轮宽/mm
曲轴齿轮	2.5	47	20	20
凸轮轴齿轮	2.5	94	20	20

为了保证仿真模型的准确性, 考虑轴承油膜动力润滑的作用。曲轴、连杆和凸轮轴轴承均为径向二瓦固定圆轴承, 采用迁移率法求解动力学参数, 获得如油膜承载力、轴承轨迹、最大油膜压力、最小油膜厚度等。轴承摩擦力是轴系外阻尼的重要组成部分, 本文考虑接触摩擦力和液力摩擦力, 具体方法见文献[9]。

2 模型的校核

2.1 曲轴系统模型

通过台架试验获得缸压数据。因此, 校核曲轴系统固有频率和振型即可。根据发动机厂家提供的试验数据建立曲轴当量动力学模型。从图 3 可以看出, 单双结点固有频率试验值与仿真值基本一致, 误差在 1% 以内, 振型和结点位置接近。因此, 建立的曲轴系统动力学模型准确。

2.2 配气机构模型

根据试验数据校核进、排气门升程, 气门速度和加速度由气门升程得到。从图 4 可以看出, 进、排气门升程仿真值与试验值吻合较好, 误差在 1% 以内; 气门正时一致性较好。

气门开启过快或者气门升程过大时, 会导致气门与活塞干涉的情况。图 5 中气门和活塞最小间隙为 1.3 mm。一般气门与活塞之间最小距离大于

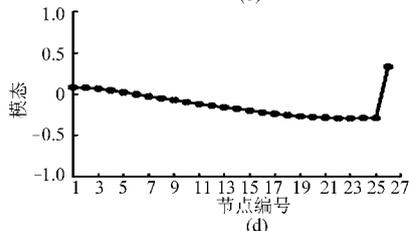
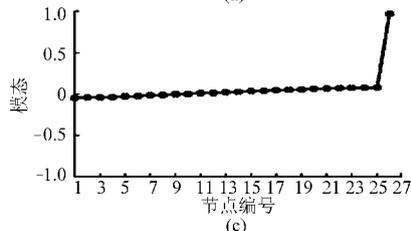
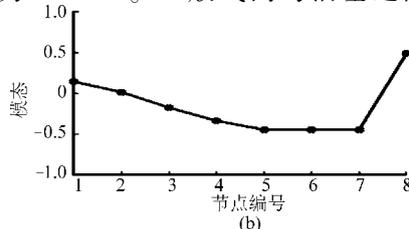


图 3 单双结点固有频率及振型试验值与仿真值对比

Fig.3 Single and double crunodes' natural frequency and mode shape comparisons between experiment and simulation

(a) 试验, 单结点振型 ($f = 172.56 \text{ Hz}$)

(b) 试验, 双结点振型 ($f = 247.46 \text{ Hz}$)

(c) 仿真, 单结点振型 ($f = 171.88 \text{ Hz}$)

(d) 仿真, 双结点振型 ($f = 244.11 \text{ Hz}$)

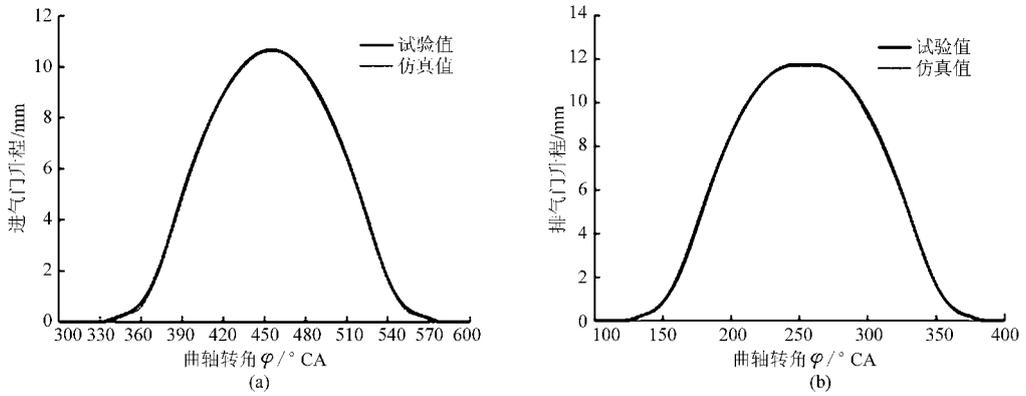


图4 2500 r/min 进排气门升程仿真值与试验值对比

Fig. 4 Intake and exhaust valves lift comparisons between experiment and simulation under 2500 r/min
(a) 进气门升程 (b) 排气门升程

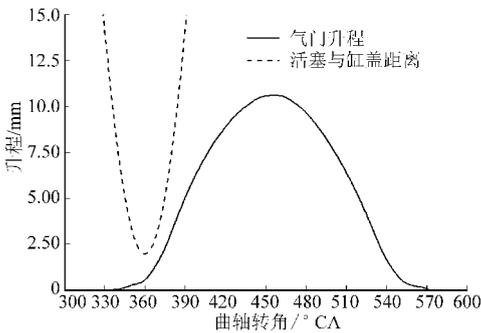


图5 进气门与活塞干涉图

Fig. 5 Interference figure of intake valve and piston

1 mm即可^[10],故气门与活塞不存在干涉的情况。因此,本文建立的配气机构动力学模型准确。

3 运动机构动力学仿真

3.1 曲轴及凸轮轴扭振仿真

图6是100%负荷下,曲轴和凸轮轴角位移幅值随转速的变化曲线。曲轴4谱次以下振动形式为滚振;扭振集中在4谱次以上,共振频率为171.88 Hz和244.11 Hz,分别对应曲轴单结点和双结点固有频率。4谱次角位移在2100 r/min前为滚振,2100 r/min后为扭振。这是由于燃气力矩和往复惯性力矩符号大体相反,往复惯性力矩与转速的平方

成正比。100%负荷时燃气力矩较大,2100 r/min前燃气力矩占主要成分;2100 r/min时二者相同,此时角位移幅值最小。2100 r/min后燃气激励力矩变化较小,而往复惯性力矩继续增大,并在2578 r/min发生单结点的扭转共振。

由于凸轮轴刚度较大,扭振固有频率较高,单结点固有频率高达1500 Hz。凸轮轴在转速范围内发生滚振,且低谱次滚振角位移较大。8谱次可看作凸轮轴的最低主谱次,角位移较大。

3.2 单缸停缸动力学仿真

为了分析单缸停缸对柴油机运动机构动力学特性的影响,选取2缸停缸进行动力学仿真。根据试验测得的进气压力,代入式(4)计算停缸后缸压。将同一曲柄上作用的切向力矩根据相位和幅值关系叠加后输入动力学模型进行计算。

图7是停缸后曲轴自由端和凸轮轴角位移随转速变化曲线。与图6对比可知,曲轴自由端角位移幅值大幅增大,且以3谱次以下滚振为主;凸轮轴角位移无明显变化。由于曲轴较凸轮轴扭振固有频率低得多,而运动机构的激励均为低频力矩,因而曲轴角位移变化较大,而凸轮轴无变化。

表3为停缸前、后1缸进气门动力学参数对比。

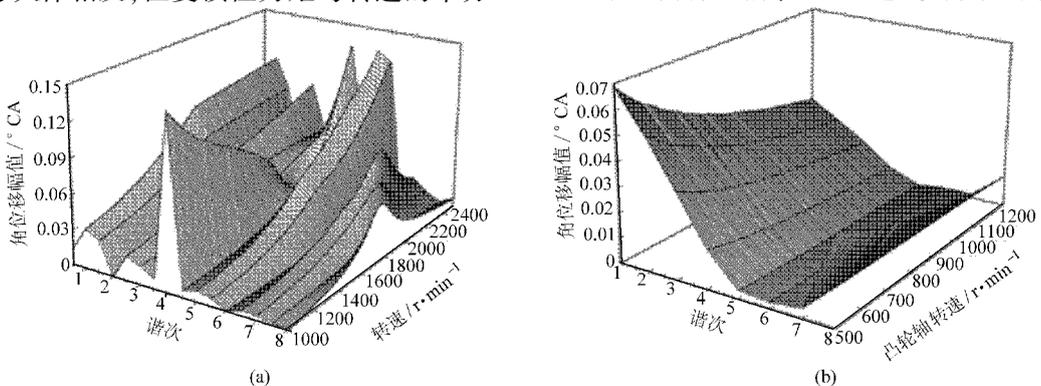


图6 曲轴自由端和凸轮轴的扭振角位移随转速变化曲线

Fig. 6 Torsional vibration angular displacement amplitude of crankshaft free end and camshaft vs speed
(a) 曲轴角位移 (b) 凸轮轴角位移

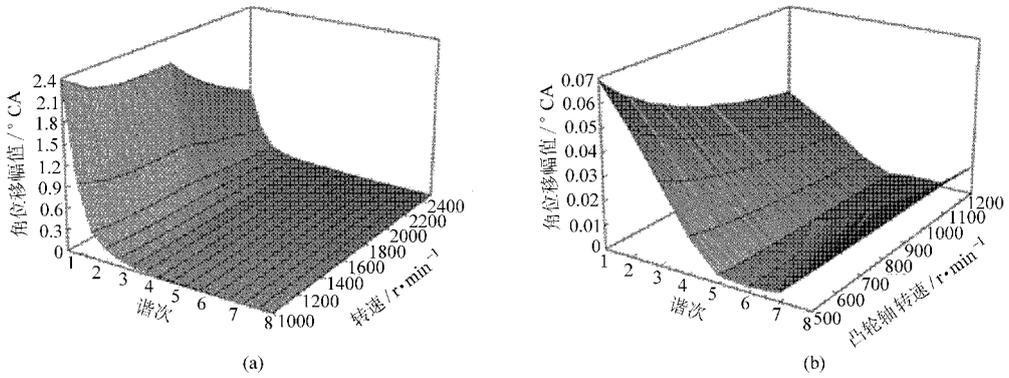


图7 单缸停缸曲轴自由端和凸轮轴角位移随转速变化曲线

Fig. 7 Angular displacement amplitude of crankshaft free end and camshaft when single cylinder deactivates

(a) 曲轴角位移 (b) 凸轮轴角位移

单缸停缸前、后气门升程和速度变化不大;气门最大加速度和落座力、落座速度均大幅增大,使气门冲击加大,影响机构运行的平稳性;凸轮挺柱最大接触应力和气门杆与调整螺钉接触力增大,加剧了接触副的磨损。

表3 单缸停缸前、后进气门动力学参数对比

Tab. 3 Dynamic parameters comparisons of the intake valve when single cylinder deactivates

参数	正常	单缸停缸	变化率/%
最大升程/mm	10.62	10.63	0.094
上升段最大速度/ $m \cdot s^{-1}$	2.86	2.84	-0.70
下降段最大速度/ $m \cdot s^{-1}$	2.50	2.47	-1.20
最大正加速度/ $m \cdot s^{-2}$	1 538	2 012	30.82
最大负加速度/ $m \cdot s^{-2}$	1 240	1 808	45.81
落座力/N	729	985	35.12
落座速度/ $m \cdot s^{-1}$	0.245	0.348	42.04
凸轮挺柱最大接触应力/MPa	930	1 103	18.60
气门杆与调整螺钉接触力/N	903	1 130	25.13

综上所述,单缸停缸后配气机构运动特性恶化,机械负荷增加,从而使运行噪声增大。

从图8可以看出,定时齿轮动态传递误差与气缸激励力矩的相位对应。停缸后燃气激励力矩的变化引起曲轴滚振加剧,使得定时齿轮动态传递误差增大,加剧了传递力矩的波动,从而影响到配气机构运行的平稳性,使得运行噪声增大。

3.3 不同停缸方案的动力学仿真

为了研究不同单缸停缸方案对运动机构动力学特性的影响,选取不同气缸和不同发动机负荷停缸进行仿真。表4为不同气缸停缸的曲轴和配气机构主要动力学参数对比。

表4中3缸、8缸停缸时曲轴角位移幅值较大,2缸、5缸则较小。从图3可知,曲轴系统单结点振型靠近自由端的相对振幅较大,而结点位置位于2

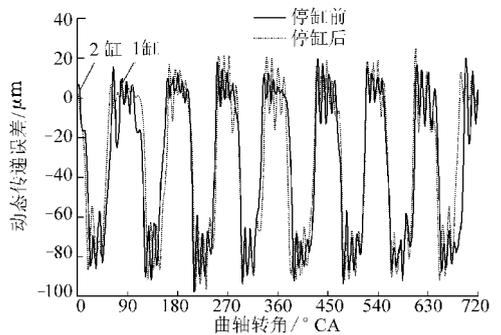


图8 停缸前、后齿轮动态传递误差对比

Fig. 8 Dynamic transmission error comparison of gear pair when single cylinder deactivates

缸和5缸之间;8缸靠近自由端,3缸位于双结点振型中相对振幅较大的位置。配气机构动力学参数变化率较曲轴角位移幅值变化率大。因此,选择靠近曲轴单双结点振型结点位置附近的气缸停缸,曲轴角位移幅值较小,相应的配气机构运动特性恶化也较小。

表4 不同气缸停缸的动力学参数对比

Tab. 4 Dynamic parameters comparison when different cylinder deactivates

停缸缸号	曲轴最大角位移/ $^{\circ}CA$	最大负加速度/ $m \cdot s^{-2}$	落座力/N	落座速度/ $m \cdot s^{-1}$
1	4.06	2 013	1 181	0.404
2	3.69	1 808	985	0.348
3	4.14	2 639	1 634	0.501
4	4.07	2 051	1 205	0.412
5	3.61	1 773	892	0.327
6	4.04	1 985	1 139	0.396
7	4.08	2 137	1 320	0.438
8	4.12	2 446	1 528	0.489

图9为柴油机不同负荷下2缸停缸的曲轴自由端角位移幅值对比。低速时曲轴角位移幅值较大,最大扭矩转速1 800 r/min后较小。因此,停缸适用

于柴油机的高速小负荷工况。

4 结论

(1)曲轴系统扭振固有频率较低,发生单结点和双结点扭转共振;凸轮机构扭振固有频率较高,在工作转速范围内发生滚振,且低谐次和最低主谐次角位移幅值较大。

(2)单缸停缸后曲轴发生低谐次滚振,角位移幅值大幅增加;凸轮轴扭振角位移幅值无变化,但带来了运动特性的恶化和机械负荷的增加。

(3)单缸停缸后曲轴滚振角位移幅值增大,使得定时齿轮动态传递误差增大,从而带来了凸轮轴运动特性的恶化。

(4)选择靠近曲轴单双结点振型结点位置附近

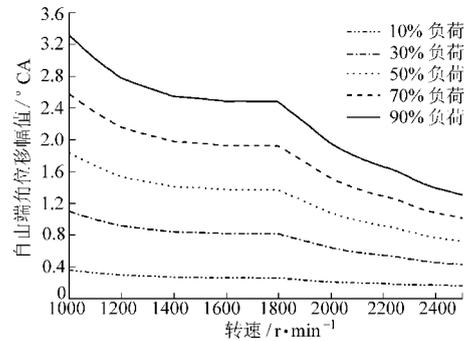


图9 不同负荷下2缸停缸的自由端角位移变化曲线

Fig.9 Crankshaft angular displacement amplitude when cylinder 2 deactivates vs engine loads

的气缸,在内燃机高速低负荷时停缸,运动机构动力学特性较好。

参 考 文 献

- Mehd M. Study the effect of torsional vibration on valvetrain dynamic in a heavy duty diesel engine using multi-body dynamic [C]//Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2009: 507 ~ 511.
- Mourelatos Z P. A crankshaft system model for structural dynamic analysis of internal combustion engines [J]. Computers and Structures, 2001, 79 (8): 2 009 ~ 2 027.
- Ma Zhendong, Perkins N C. An efficient multibody dynamics model for internal combustion engine systems [J]. Multibody System Dynamics, 2003, 10(4): 363 ~ 391.
- 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)
- 张登攀,袁银南,杜家益,等. 车用发动机停缸模式下转速波动仿真[J]. 农业机械学报, 2010, 41(2): 25 ~ 28.
Zhang Dengpan, Yuan Yinnan, Du Jiayi, et al. Modeling of speed fluctuations for automotive engine under cylinder deactivation mode [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(2): 25 ~ 28. (in Chinese)
- 徐兀. 汽车发动机现代设计[M]. 北京:人民交通出版社, 1995.
- 郝勇刚,俞小莉,刘忠民. 基于刚柔耦合多体动力学模型的配气机构计算[J]. 车用发动机, 2006(5): 31 ~ 35.
Hao Yonggang, Yu Xiaoli, Liu Zhongmin. The computation of valve train based on rigid-flexible coupled kinetics model [J]. Vehicle Engine, 2006(5): 31 ~ 35. (in Chinese)
- 李杰,项昌乐. 履带车辆齿轮传动系统非线性振动特性研究[J]. 现代制造工程, 2007(6): 97 ~ 101.
Li Jie, Xiang Changle. Research on nonlinear vibration characteristics in gear transmission system of tracked vehicle [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2007(6): 97 ~ 101. (in Chinese)
- 程颖,宋潇,孙善超. 曲轴系柔性多体动力学与动力润滑耦合仿真[J]. 北京理工大学学报, 2006, 26(4): 314 ~ 317.
Cheng Ying, Song Xiao, Sun Shanchao. Coupling simulation between dynamics of flexible multi-body and hydrodynamic lubrication of crank system [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2006, 26(4): 314 ~ 317. (in Chinese)
- 陆滢. 配气相位对进气过程影响及凸轮型线设计方法研究[D]. 北京:北京理工大学, 2009.
Lu Ying. Research on influence of valve timing on intake process and design method of cam [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2009. (in Chinese)
- Teodorescu M, Kushwaha M, Rahnejat H, et al. Elastodynamic transient analysis of a four-cylinder valvetrain system with camshaft flexibility [J]. Proc. IMechE, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, 2005, 219(1): 13 ~ 25.
- 向建华,廖日东,左正兴. 单缸熄火时发动机曲轴系统扭振特性研究[J]. 北京理工大学学报, 2008, 28(2): 121 ~ 124.
Xiang Jianhua, Liao Ridong, Zuo Zhengxing. Study on the torsional vibration characteristics of engine crankshaft system when single-cylinder misfires [J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2008, 28(2): 121 ~ 124. (in Chinese)