

单缸断油时发动机曲轴系统扭振特性研究

Study on Torsional Vibration Characteristics of Crankshaft System When One Cylinder cuts off fuel

王海燕, 张付军, 黄英, 杨守平

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

摘 要: 首先进行了发动机曲轴系统扭振特性的理论分析, 然后利用 GT-Crank 建立某 V 型 6 缸发动机的动力学仿真模型, 对发动机正常发火和单缸断油两种工况进行仿真计算, 对比分析了正常发火与单缸断油时系统的扭振特性。仿真结果表明, 单缸断油时系统扭振以低谐波为主, 扭振振幅较正常发火时显著增加; 不同气缸断油时扭振振幅不同; 扭转应力变化不明显。

关键词: 曲轴; 扭振; 断油; GT-Crank

Abstract : Firstly, torsional vibration characteristics of engine crankshaft system are analyzed in theory. Then dynamics simulation model of a V-6 engine is established using GT-SUITE. System torsional vibration characteristics are discussed when engine works both under normal combustion and one cylinder cutting off fuel. The simulation results show that under one cylinder cutting off fuel, system torsional vibration mainly occurs on low harmonic orders, amplitude increases obviously compared with that under normal combustion, but torsional stress hardly changes. When different cylinders cut off fuel, amplitudes are different.

Key words : crankshaft ; torsional vibration ; cutting off fuel ; GT-Crank

1 引言

发动机在运转过程中会由于故障等原因出现单缸停止供油现象, 此时气缸内的活塞、十字头、连杆等往复运动件未被拆除, 在整个工作循环中仍有压缩、膨胀过程, 但气缸压力改变, 使得主、强简谐的相对振幅矢量和减小, 某些非主、强简谐的相对振幅矢量和成倍增大^[1], 并且不同气缸停缸对各种简谐的相对振幅矢量和的改变有不同影响, 这导致系统的扭振特性较发动机正常工作时有较大差异, 发动机运转不均匀度增加, 振动加剧, 噪音变大, 长时间工作还可能会造成系统损坏^[1-3], 因此曲轴系统扭振特性的研究具有重要的现实意义。

在目前进行的单缸断油系统扭振特性研究中, 主要采用集中参数离散化方法进行计算, 刘辉等^[4]和向建华^[1]等通过建立当量模型, 研究了发动机单缸熄火时系统的强迫振动特性。但因该模型过于简化, 只能起到定性分析的作用, 当需要对曲轴精确计算时, 其精度就显得有限。本文利用发动机分析软件 GT-SUITE 基于分布质量法建立了发动机性能与动力学仿真模型, 进行了单缸断油工况下曲轴系统扭振特性的仿真计算, 更为精确可靠。

2 系统扭振特性理论分析

2.1 扭振数学模型

单缸断油时, 假设发动机单位气缸阻尼不变^[4]; 曲柄连杆机构保留, 往复惯性力和重力产生的激励力矩仍存在。缸压只由空气的压缩与膨胀产生。

系统强迫振动的数学模型为^[6]:

$$\mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\varphi}}(t) + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\varphi}}(t) + \mathbf{K}\boldsymbol{\varphi}(t) = \mathbf{M}(t) \quad (1)$$

式中 $\mathbf{J}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为系统的惯量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵;

$\ddot{\boldsymbol{\varphi}}(t)$ 、 $\dot{\boldsymbol{\varphi}}(t)$ 、 $\boldsymbol{\varphi}(t)$ 分别为系统的扭转角加速度、角速度、角位移列向量;

$\mathbf{M}(t)$ 为激励力矩的列向量。

(1) 式解的形式为

$$\varphi(t) = A \sin(\omega t + \phi) = X \sin(\omega t) + Y \cos(\omega t) \quad (2)$$

式中, A 为角位移振幅, ϕ 为角位移初相位, ω 为曲轴角速度, X 、 Y 分别为角位移的正弦、余弦分量。

激励力矩可以表示为

$$M(t) = M \sin(\omega t + \psi) = \alpha \sin(\omega t) + \beta \cos(\omega t) \quad (3)$$

式中, M 为力矩振幅, ψ 为力矩初相位, α 、 β 分别为力矩的正弦、余弦分量。

将 (2) 式和 (3) 式代入 (1) 式, 整理可得

$$\begin{pmatrix} \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{J} & -\omega \mathbf{C} \\ \omega \mathbf{C} & \mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{J} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{X} \\ \mathbf{Y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \alpha \\ \beta \end{pmatrix} \quad (4)$$

采用全主消去法求解线性方程组 (4) 得到 X 、 Y 并代入 (2) 式即可得系统强迫振动振幅。

第 i 和 $i+1$ 个质量间轴段的扭振附加应力可以用下式表示

$$\tau_{i,i+1} = \frac{K_{i,i+1}(\varphi_{i+1} - \varphi_i)}{W_{i,i+1}} \quad (5)$$

式中, $K_{i,i+1}$ 为轴段刚度, $W_{i,i+1}$ 为轴段抗扭截面系数。

令 $\mathbf{M}(t) = 0$, 即得到系统自由振动数学模型:

$$\mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\varphi}}(t) + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\varphi}}(t) + \mathbf{K}\boldsymbol{\varphi}(t) = 0 \quad (6)$$

根据建模假设, 发动机单缸停缸时系统矩阵的 $\mathbf{J}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$ 没有改变, 因此系统的固有频率和振型均不发生变化。由于激励力矩 $\mathbf{M}(t)$ 与正常发火时不同, 所以系统的强迫振动特性发生改变。

2.2 激励力矩简谐分析

正常发火时曲轴系统扭振的激励力矩主要来源于三方面^[4-5], 即

$$M = M_p + M_j + M_g \quad (7)$$

式中, M_p 、 M_j 和 M_g 分别为气缸内燃气压力、曲柄连杆机构往复惯性力和重力产生的激励力矩。其值为

$$\begin{cases} M_p = \frac{\pi D^2}{4} p R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ M_j = -m_j \omega^2 R^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ M_g = m_j g R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \end{cases} \quad (8)$$

式中, p 为气体压力; D 为气缸直径; R 为曲柄半径; α 为曲轴转角; β 为连杆和气缸中心线夹角; m_j 为往复运动部件的质量; λ 为曲柄连杆比。

图 1 是发动机工作在 30% 负荷下 1000 r/min 时一个周期内气缸正常发火与单缸断油时缸压对比曲线。由图可以看出, 与正常发火时相比, 断油时气缸压力峰值基本不变, 均为 5.4 MPa, 但没有燃气压力膨胀过程。

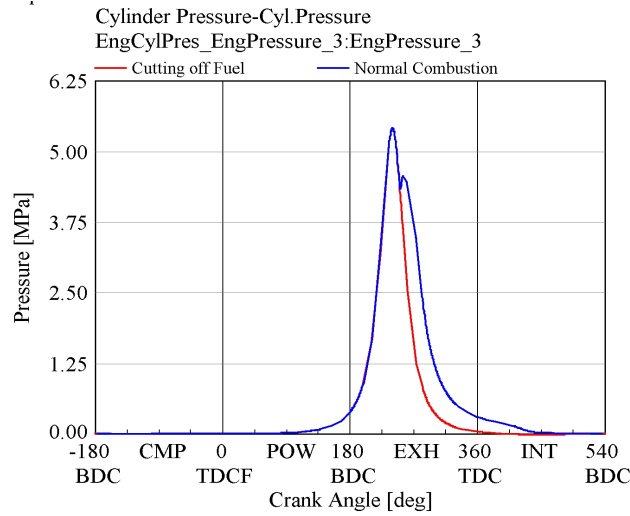


图 1 气缸压力变化

单缸断油时激励力矩为:

$$\tilde{M} = \tilde{M}_p + M_j + M_g \quad (9)$$

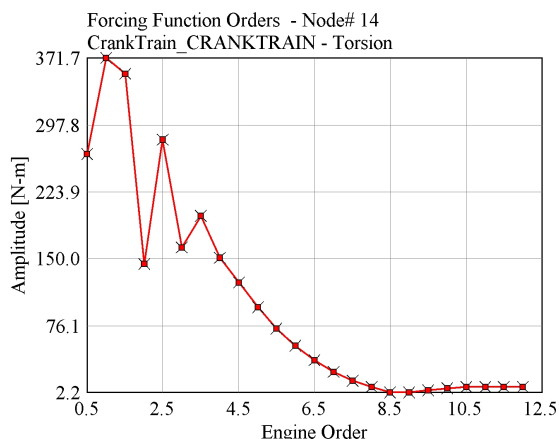
式中, $\tilde{M}_p$ 为断油时燃气压力产生的激励力矩。

激励力矩是周期为 4π 的周期函数, 对停缸气缸激励力矩进行傅立叶级数展开:

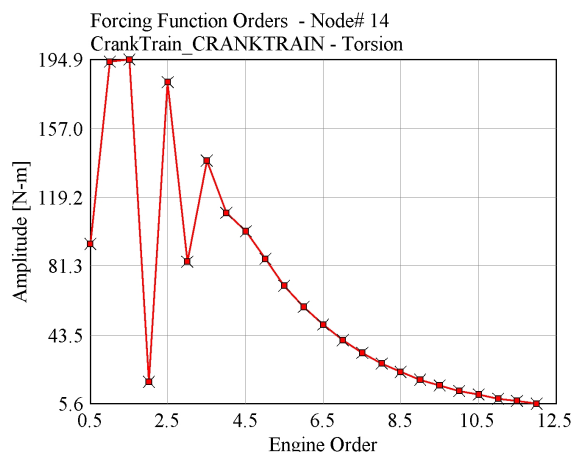
$$\tilde{M} = \tilde{M}_0 + \sum_r \tilde{M}_r \sin(r\omega t + \psi_r) \quad (10)$$

式中, r 为谐波次; $\tilde{M}_r$ 为 $\tilde{M}$ 的 r 阶分量的幅值; ψ_r 为 $\tilde{M}$ 的 r 阶分量的初相; M_0 为平均扭矩。

图 2(a)、(b) 分别为作用在发动机正常发火缸、断油缸上的激励力矩简谐分析, 由于激励力矩的振幅随简谐次数的增加而减小, 高频率激励力矩对轴系扭振影响较小, 故只考虑到 12 谐波次。由图可以看出, 与正常发火缸相比, 断油时作用在气缸上的低谐波次激励力矩变小, 但仍是 1 谐波次力矩幅值最大。



(a) 正常发火



(b) 单缸断油

图 2 激励力矩简谐分析

3 仿真模型的建立

本文使用 GT-SUITE 软件包中的 GT-Crank 模块和 GT-Power 模块建立曲轴系统扭振仿真模型。GT-Crank 主要用于发动机曲轴动力学分析和机构设计，具有分析发动机曲轴系统应力，分析发动机机体、变速箱振动，分析设计发动机的悬置系统，预测连杆等部位的油膜厚度等功能。利用 GT-Crank 建立发动机动力学仿真模型，主要有飞轮 (CrankTrain)、气缸压力 (EngCylPres)、活塞 (Piston)、连杆 (ConnectingRod)、曲拐 (CrankShaftSeg)、机体 (RigidEngineBlock)、悬置 (Ground3D) 等模块组成，在其中定义曲轴系统的结构性能参数等。利用 GT-Power 建立发动机性能仿真模型，将其生成的结果文件 (*.gdt) 按相关路径导入到气缸压力模块中，GT-Crank 进行仿真计算时自动调用气缸燃气压力，即得到曲轴系统扭振协同仿真模型，图 3 为利用 GT-Crank 建立的某 V 型 6 缸发动机动力学仿真模型。

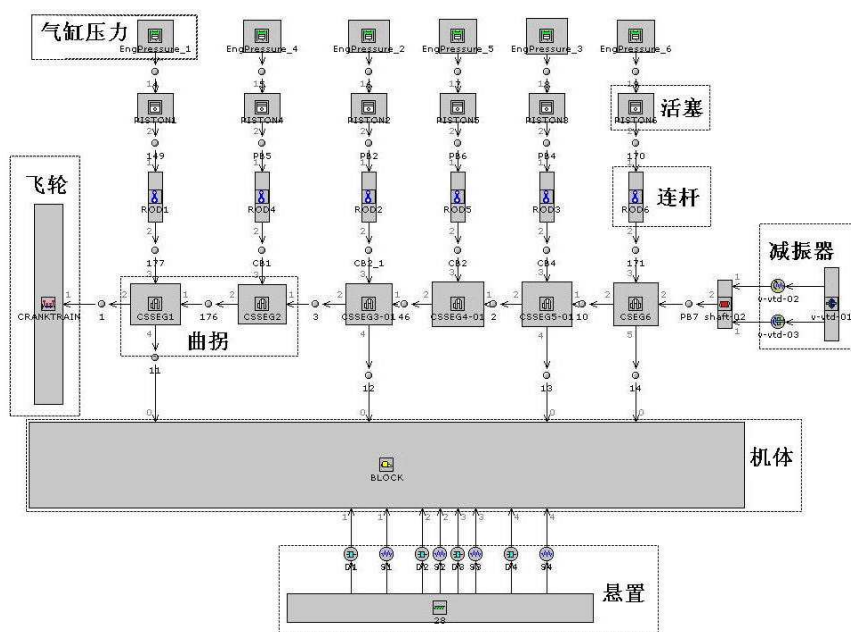


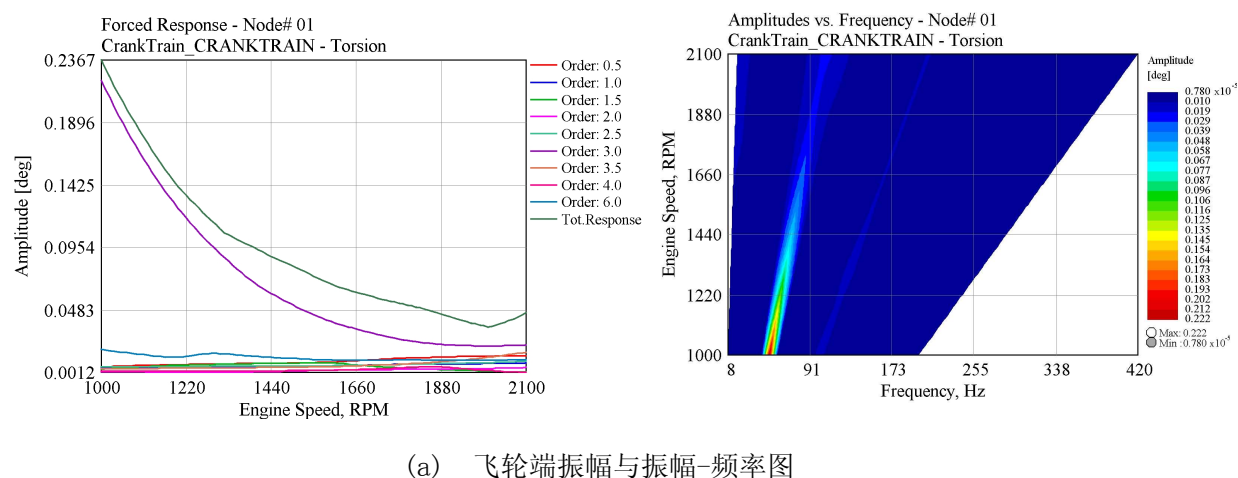
图 3 发动机动力学仿真模型

4 单缸断油系统扭振特性研究

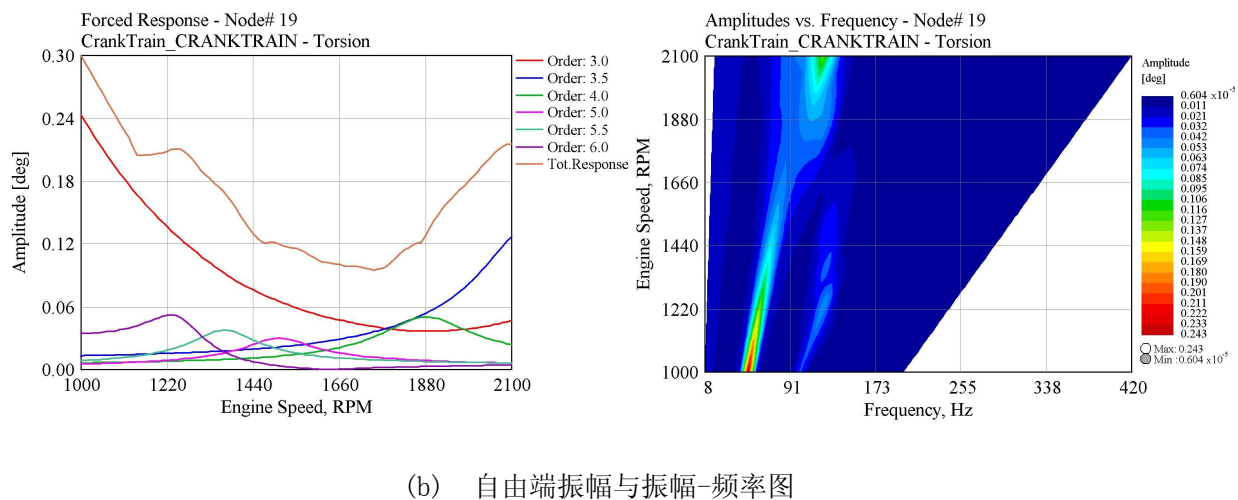
本文以某 V 型 6 缸增压中冷柴油机为研究对象, 发动机工作转速范围为 1000-2100 r/min, 发火顺序为 1-6-3-5-2-4。针对所建立的曲轴系统仿真模型, 对比分析了发动机正常发火和单缸断油时系统的强迫振动特性。

4.1 正常发火时系统扭振特性

图 4 为发动机正常发火时曲轴飞轮端与自由端扭振振幅随转速的变化曲线以及振幅-频率图。由图 4(a) 可以看出在工作转速范围内曲轴飞轮端主要发生 3.0 谐次滚振, 且在低速区形成了较大的振幅。由图 4(b) 可以看出曲轴自由端扭振主要发生在 3.5、4.0、5.0、5.5、6.0 谐次, 其中 3.5 谐次振幅在 2100 r/min 时达到了 0.127° , 共振频率为 125 Hz, 与系统单结固有频率一致。同时在低速区发生了 3.0 谐次滚振。



(a) 飞轮端振幅与振幅-频率图



(b) 自由端振幅与振幅-频率图

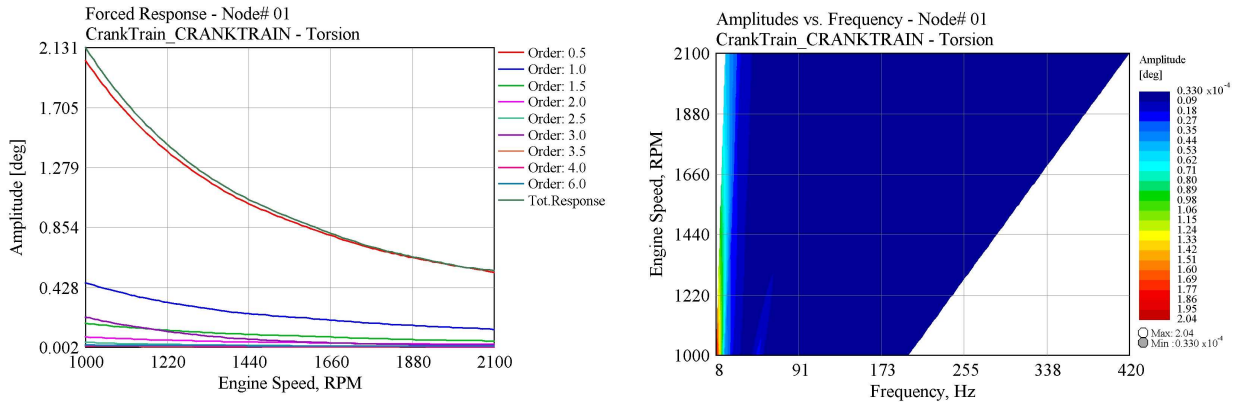
图 4 正常发火时曲轴飞轮端和自由端振幅与振幅-频率图

4.2 单缸断油时系统扭振特性

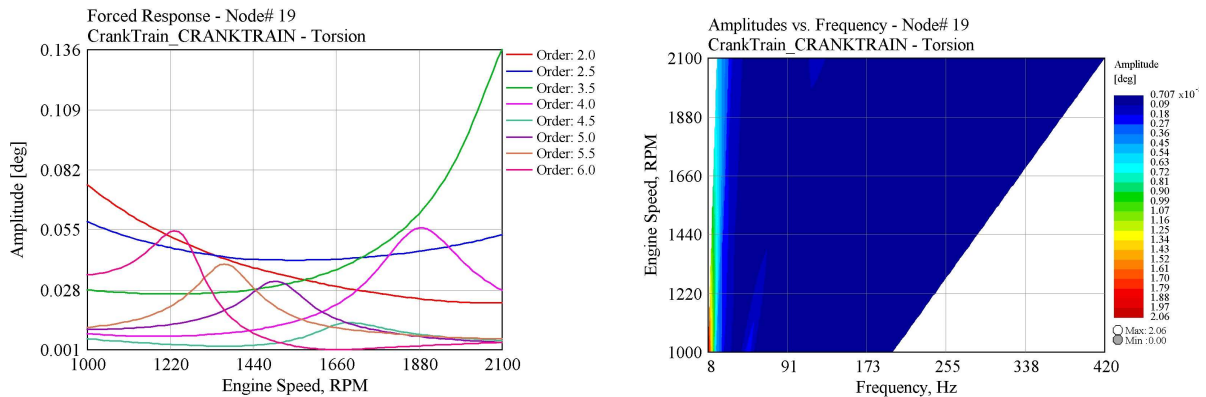
单缸断油工况主要由系统故障产生, 个别气缸燃油喷射系统故障导致断油熄火。研究单缸断油对系统扭振特性影响时, 在 GT-Power 发动机性能仿真模型中将断油缸喷油量设置为零, 调整工作缸喷油量与进气保持功率不变。

图 5 为发动机正常发火时曲轴飞轮端与自由端扭振振幅随转速的变化曲线以及振幅-频率图。由

图 4(a)可以看出在工作转速范围内曲轴飞轮端主要发生 3.0 谐次滚振，且在低速区形成了较大的振幅。图 5 为 3 缸断油时曲轴飞轮端与自由端扭振振幅随转速的变化曲线以及振幅-频率图。由图 5(a)可以看出，曲轴飞轮端主要发生了 0.5、1.0、1.5、3.0 等低谐次滚振，其中 0.5 谐次振幅最大，为 2.06° ，使得飞轮端综合振幅最大值达到 2.131° ，为正常发火（图 4(a)）时的 7 倍。由图 5(b)可以看出，曲轴自由端也主要发生了 0.5、1.0、1.5、3.0 低谐次滚振，同时自由端扭振也主要发生在 3.5、4.0、5.0、5.5、6.0 谐次，各谐次振幅与正常发火时相比增长不显著。系统共振频率为 125 Hz，与单结固有频率一致。



(a) 飞轮端振幅与振幅-频率图



(b) 自由端振幅与振幅-频率图

图 5 3 缸断油时曲轴飞轮端和自由端振幅与振幅-频率图

4.3 不同气缸断油时系统扭振特性

为研究不同气缸断油缸对系统扭振特性的影响，本文分别进行了各缸断油仿真计算，将各气缸断油时曲轴自由端最大综合扭振振幅对比如表 1 所示。

表 1 不同气缸断油时系统扭振特性

气缸	1	2	3	4	5	6
振幅 / $^\circ$	1.694	1.950	2.082	2.102	1.650	1.950

由表 1 可以看出，不同气缸断油时系统扭振振幅不同，原因是不同气缸断油缸时系统相对振幅矢量和不同，激励力矩做功不同。

4.4 曲柄销扭转切应力分析

曲轴系统扭振的激励力矩作用在曲柄销上，曲柄销承受着较大的扭转切应力。图 6 是发动机正

常发火、单缸断油时第 6 缸对应的曲柄销上的扭转切应力在一个工作周期内的变化曲线。由图可以看出在燃烧上止点附近, 单缸断油时扭转应力较正常发火时大。由于应力与轴段两端振幅差成正比, 其它时刻扭转应力变化不明显。

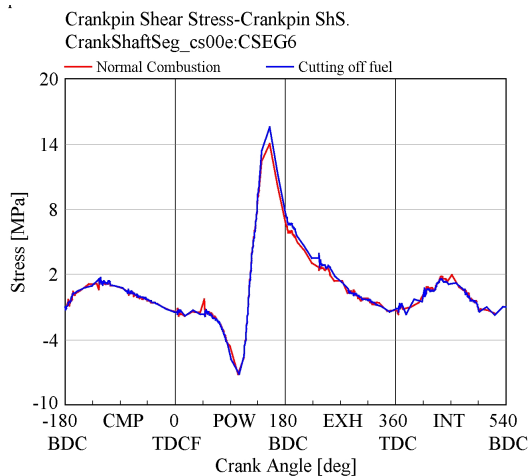


图 6 曲柄销扭转切应力

5 结论

本文开展了单缸停缸曲轴系统扭振特性的研究, 得到以下结论:

- 与正常发火相比, 断油时气缸压力峰值基本不变, 但没有燃气压力膨胀过程; 断油时低谐次激励力矩变小。
- 正常发火时曲轴飞轮端主要发生 3.0 谐次滚振, 自由端主要发生 3.0 谐次滚振和 3.5、4.0、5.0、5.5、6.0 谐次扭振; 单缸断油时曲轴飞轮端主要发生 0.5、1.0、1.5、3.0 谐次滚振, 自由端主要发生低谐次滚振和 3.5、4.0、5.0、5.5、6.0 谐次扭振。
- 单缸断油时曲轴扭振振幅较正常发火时显著增加。不同气缸断油时系统扭振振幅不同。
- 扭转应力在燃烧上止点附近时最大, 且单缸断油时应力较正常发火时大, 其它时刻变化不明显。

6 参考文献

- [1] 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.
- [2] Koser K, Pasin F. Torsional vibrations of the drive shafts of mechanisms[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 199 (4): 559-565.
- [3] Federenko Y, Korzhov M, Filli ppov A, et al. Method and system for power control of internal combustion engines using individual cycle cut-off[J]. SAE Paper 1996-02-0462.
- [4] 刘辉, 项昌乐, 王文平. 发动机一缸熄火时车辆动力传动系扭振研究[J]. 北京理工大学学报, 2004, 24 (10): 862-865.
- [5] 项昌乐. 装甲车辆传动系统动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2007: 59-76.
- [6] 汪长民, 杨继贤, 孙叶保, 等. 车辆发动机动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1981: 198-213.

作者简介:

王海燕 (1986-) 女, 硕士研究生, 研究方向: 车辆动力传动装置动力学仿真

手机: 13581795265

Email: whysylvia@163.com

联系地址: 北京理工大学机械与车辆学院09研3班, 100081

张付军 (1966-) 男, 教授, 博士生导师

联系电话: 010-68912514

Email: z fj123@bit.edu.cn

联系地址: 北京理工大学机械与车辆学院发动机实验室, 100081