

基于 GT-Crank 的某汽油发动机曲轴系扭转振动研究

Research of torsional vibration of a gasoline engine's crankshaft system based on GT-Crank

王江涛 史来锋 朱兰 蔡志强 王伟民

(东风汽车公司技术中心 430056)

摘要:运用 GT-Crank 软件建立了某汽油发动机曲轴系扭转振动仿真模型，并进行了相关试验测试。通过对比分析，对仿真计算模型进行了一系列修正。在修正后的模型基础上重新进行了扭转振动计算，新的计算结果与试验测试结果吻合较好。

关键词: 汽油发动机、曲轴、扭转振动、GT-Crank、扭振测试

Abstract: The paper uses the GT-Crank to establish the torsional vibration calculation model of a new gasoline engine, and torsional vibration tests have been done. Through analyzing and comparing the test results and the calculation results, the author updates the calculation model. On the basis of the updated model, the author calculates the torsional vibration again. And the calculation results of the updated model show that it is fit with the test results well.

Key words: Gasoline Engine, Crankshaft, Torsional Vibration, GT-Crank, Torsional Vibration Tests

1 前言

发动机曲轴系的扭转振动是影响其动力装置安全运行的重要因素之一。曲轴系由曲轴和随曲轴一起转动的零件组成。由于曲轴系本身不是绝对刚性的，它除了具有惯性外还有弹性，当受到周期性变化的气缸内气体压力产生的激励力矩和运动质量产生的惯性力矩时，曲轴系就会产生扭转振动。曲轴系扭转振动的存在，不仅破坏了曲轴的原有平衡状态，使机体的振动和噪声显著增大，还影响配气和喷油定时，产生附加载荷加剧传动齿轮的磨损，严重时还会使曲轴断裂。因此，在曲轴系设计中进行扭转振动分析有着十分重要的意义^{[1][2]}。

为了在发动机设计的前期对产品的可靠性进行有效的预测和控制，在某新汽油发动机的设计开发过程中，利用 GT-Crank 软件建立了曲轴系模型，并对其进行了扭转振动计算。而后，在该发动机的样机试验阶段，进行了曲轴系扭转振动测试。利用试验数据对仿真计算模型进行了标定。

2 扭转振动计算方法

曲轴系扭转振动的计算主要有以下三个步骤：(1)当量系统的换算；(2)自由振动计算；(3)强迫振动计算^{[3][4]}。

2.1 当量系统换算

由于实际发动机的曲轴系十分复杂，无法对其进行建模计算。因此，必须按照振动特性不变的原则，将其转化为可以进行建模计算的当量系统。当量系统一般由只有惯量而无弹性的集中质量和只有弹性而无惯量的轴段组成。图 1 为典型四缸机的当量系统转化示意图。

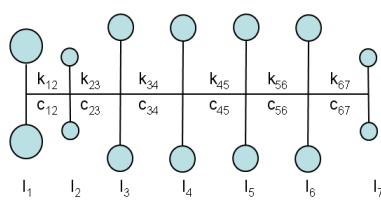
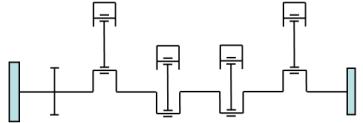


图 1 当量系统换算示意图

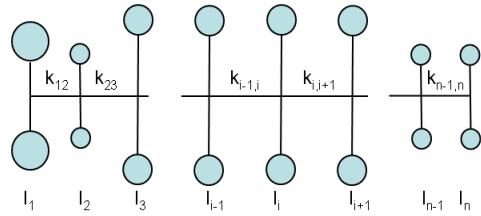


图 2 无阻尼自由振动当量系统示意图

2.2 无阻尼自由振动计算

由 n 个质量组成的曲轴系扭转振动计算当量系统，如图 2 所示。

分别对每一个质量取分离体，由于单个质量只受惯性力矩和弹性力矩，故有以下微分方程：

$$\text{第一质量: } I_1 \Psi_1'' + K_{12} (\Psi_1 - \Psi_2) = 0$$

$$\text{第二质量: } I_2 \Psi_2'' + K_{12} (\Psi_2 - \Psi_1) + K_{23} (\Psi_2 - \Psi_3) = 0$$

.....

.....

$$\text{第 } n \text{ 质量: } I_n \Psi_n'' + K_{n-1,n} (\Psi_n - \Psi_{n-1}) = 0$$

将上述方程组写成矩阵形式，即为无阻尼自由振动的数学模型：

$$[I] \{\Psi''\} + [K] \{\Psi\} = 0$$

其中， $[I]$ 为惯量矩阵， $[K]$ 为刚度矩阵， $\{\Psi\}$ 为角位移向量。

2.3 强迫振动计算

由无阻尼自由振动的数学模型可得到有阻尼强迫振动的方程为：

$$[I] \{\Psi''\} + [C] \{\Psi'\} + [K] \{\Psi\} = [M]$$

其中， $[C]$ 为阻尼矩阵， $[M]$ 为激励力矩矩阵。 $\{\Psi'\}$ 、 $\{\Psi''\}$ 为角速度、角加速度向量。

3. GT-Crank 仿真模型建立

本文利用 GT-Suite 软件中的 GT-Crank 模块，建立了某汽油机曲轴系扭转振动仿真模型。GT-Crank 能够进行多缸发动机曲轴、连杆、活塞等运动件的多体动力学仿真分析和振动及润滑仿真分析。

利用 GT-Crank 建立的某汽油机曲轴扭转振动计算模型如图 3 示。该模型主要由缸压模块、活塞模块、连杆模块、曲柄臂模块、曲柄销模块、飞轮模块、扭转振动减振器模块、机

体模块以及悬置轴承模块等组成。

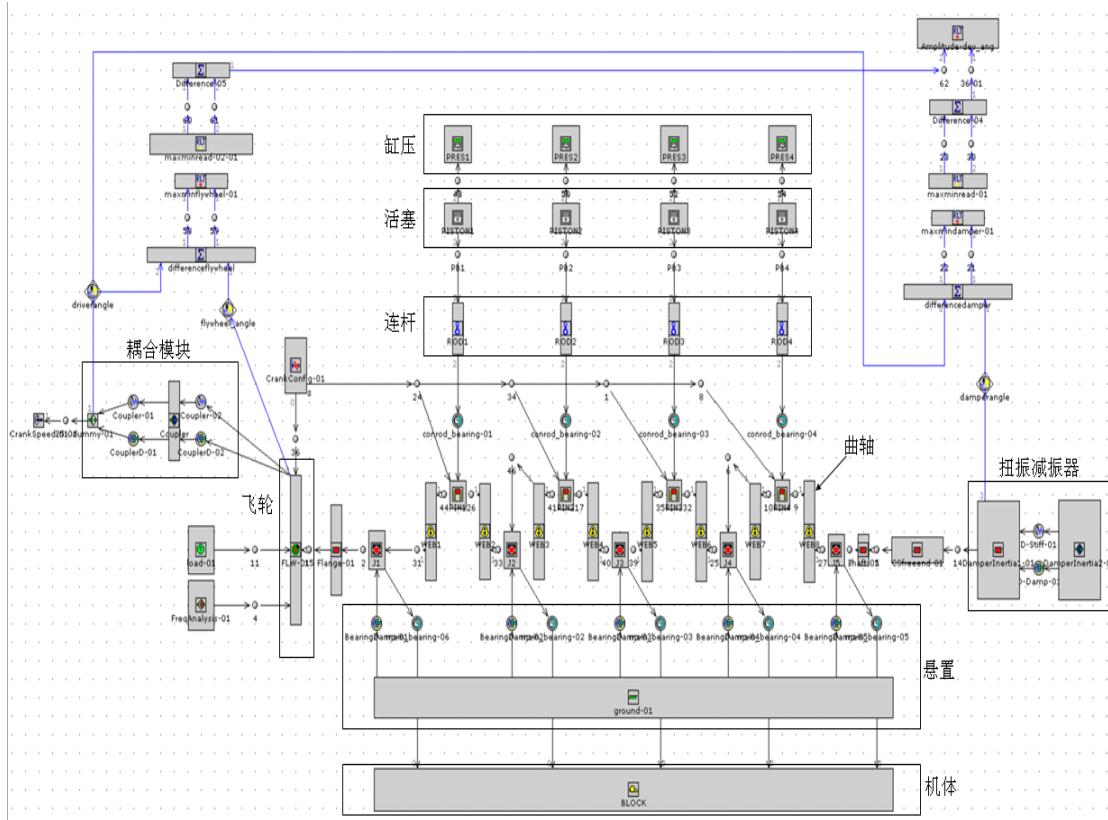


图 3 扭转振动计算模型

在上述模块中输入发动机各部件的结构性能参数，来建立仿真计算模型。其中缸压模块中输入 GT-Power 中计算得出的缸压曲线。

4. 计算结果分析

在上述所建模型基础上，本文对曲轴系统分别进行了自由振动分析和强迫振动分析。对于直列 4 缸汽油发动机，曲轴系所受的激励主要有 2、4、6、8 等主谐次和 1、3、5、7 等次主谐次。本文所研究的汽油发动机转速范围在 $1000\text{rpm} \sim 6000\text{rpm}$ ，即发动机的基频在 $16.7\text{Hz} \sim 60\text{Hz}$ 。

4.1 自由振动计算

图 5 为曲轴系在无阻尼自由振动时的振型图。其一阶固有频率为 325Hz ，二阶固有频率为 630Hz 。

临界转速的定义：当激振力矩中某一阶谐量的频率与曲轴固有频率相等时，曲轴就会发生扭转共振，共振时的转速即称为临界转速。

设临界转速为 N_I ，一阶固有频率为 $\omega_I = 325\text{Hz}$ ，二阶固有频率为 $\omega_{II} = 630\text{Hz}$ 。则有：

$$k * N_I / 60 = \omega_I \quad k * N_I / 60 = \omega_{II} \quad \text{其中, } k \text{ 为简谐次数。}$$

临界转速应该处于发动机转速范围内，因此有： $1000 \leq N_I \leq 6000$

联立上述方程，可以得到一阶、二阶固有频率在发动机转速范围内有对应转速的阶次分

别为: $3.25 \leq k_I \leq 19.5$ $6.3 \leq k_{II} \leq 37.8$

由于 8 阶以上阶次激振力矩较小, 所以本文主要考虑 4、5、6、7、8 等阶次对扭转振动结果的影响。

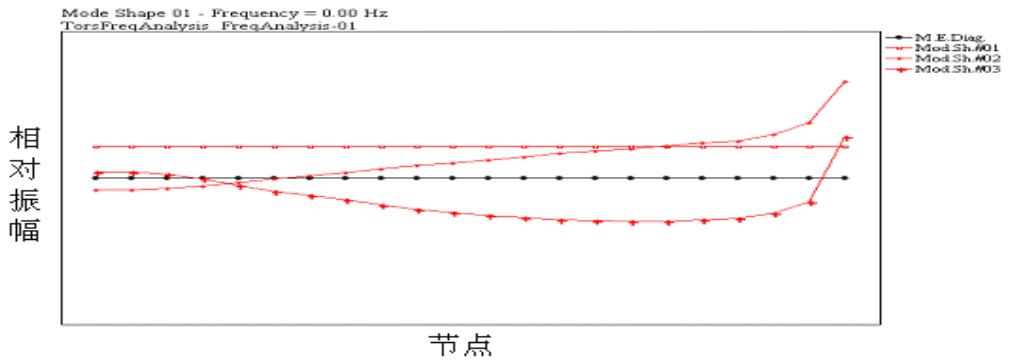


图 5 无阻尼自由振动振型图

4.2 强迫振动计算

根据自由振动计算结果, 本文计算了有阻尼强迫振动时曲轴自由端扭转振动振幅随曲轴转速的变化。文章分别进行了前 8 个阶次的扭转振动计算, 计算工况为 1200~6000rpm, 每隔 100rpm 为一个工况点。计算结果如图 6 示。

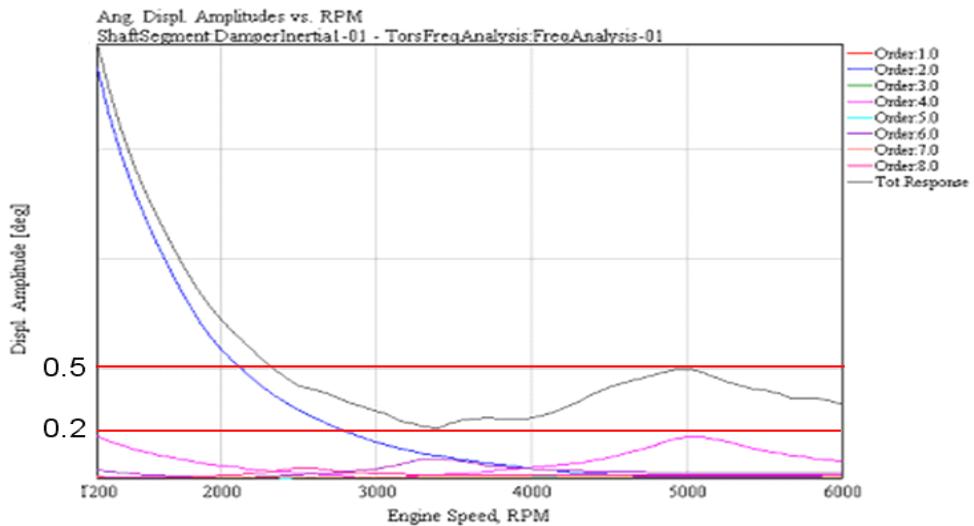


图 6 曲轴自由端扭转振动振幅计算结果

图中可以看出 1、3、5、7 阶扭转振动峰值较小, 2、4、6、8 阶扭转振动较峰值大。1、2、3 阶扭转振动峰值不在发动机工作范围之内。该结果验证了自由振动计算得出的结论。

表 1 为 4、5、6、8 阶次和总扭振幅值以及其对应的临界转速的计算结果。

表 1 各阶次幅值及对应的临界转速

阶次	4	5	6	8	总扭振幅值
幅值	0.187deg	0.005deg	0.088deg	0.046deg	0.496deg
转速	5023rpm	4128rpm	3396rpm	2501rpm	5023rpm

从表 1 可以看出, 该曲轴系统的总扭转振动幅值及各阶次的扭转振动幅值均没有超过限值, 说明该曲轴满足可靠性要求。

5. 试验测试及仿真模型标定

为了验证计算模型的准确性, 本文在试验台架上对该汽油发动机进行了扭转振动测试。

5.1 测试结果与仿真结果对比

试验测试结果与仿真结果对比如图 7 示。图中对比了对扭转振动影响较大的 4、6、8 阶扭转振动。但是, 仿真计算的各阶次幅值与实验值均有一定差距, 且幅值所对应的临界转速也相差比较大。

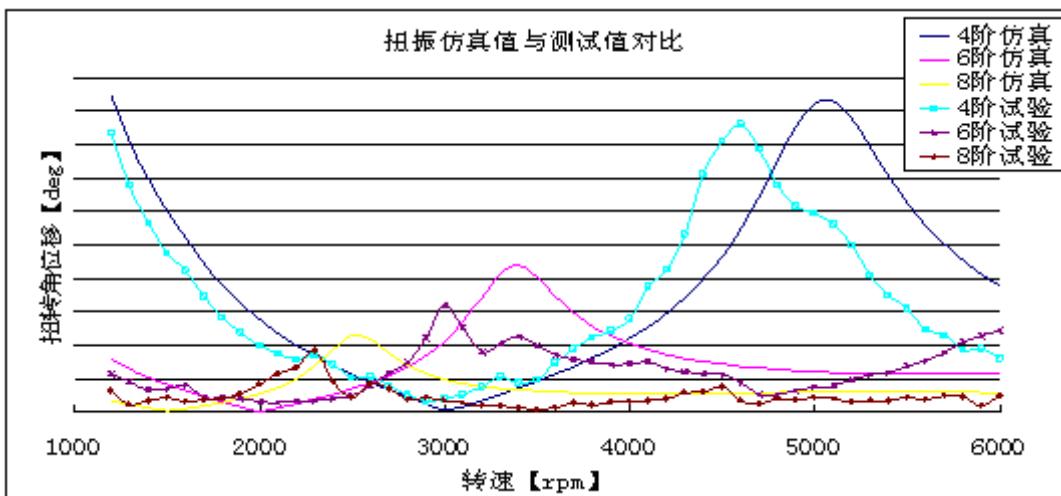


图 7 仿真与试验对比-扭转振动振幅

5.2 仿真模型标定

由上述试验测试结果发现仿真计算结果与测试结果存在一定差距。为了寻找差距存在的原因, 本文对所建模型与实际台架上的发动机进行了对比分析, 发现以下三点需要修正的地方:

(1) 扭振减振器阻尼

原模型中扭转振动减振器输入的是定阻尼值, 由于扭转振动减振器橡胶件部分其阻尼为动态值, 主要随激振频率发生变化。故需把定阻尼的输入修正为动态阻尼值输入。

(2) 飞轮端增加与测功机的耦合模块由于实际发动机测试台架中, 发动机与测功机存在一个耦合部分, 而仿真模型并没有考虑。因此在修正后的模型中, 建立了耦合部分曲线的模型(见图 3 耦合部分)。

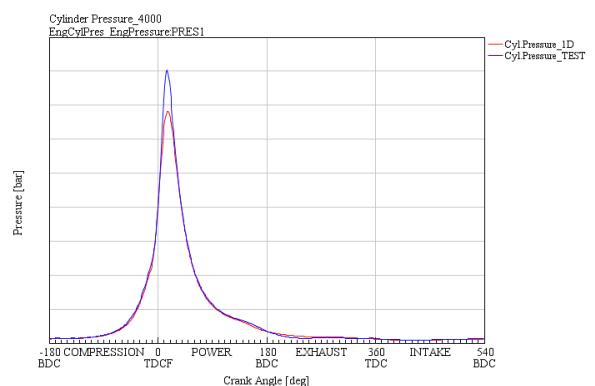


图 8 4000rpm 时缸压仿真值与实测值对比

(3) 缸压曲线

本文还测试了各试验工况下的缸压，发现测试曲线与仿真曲线有一定差异。如图 8 所示。所以在标定后的模型中把缸压模块中的缸压改为试验实测值。

修正后模型的计算结果与试验测试结果的对比如图 9 所示。

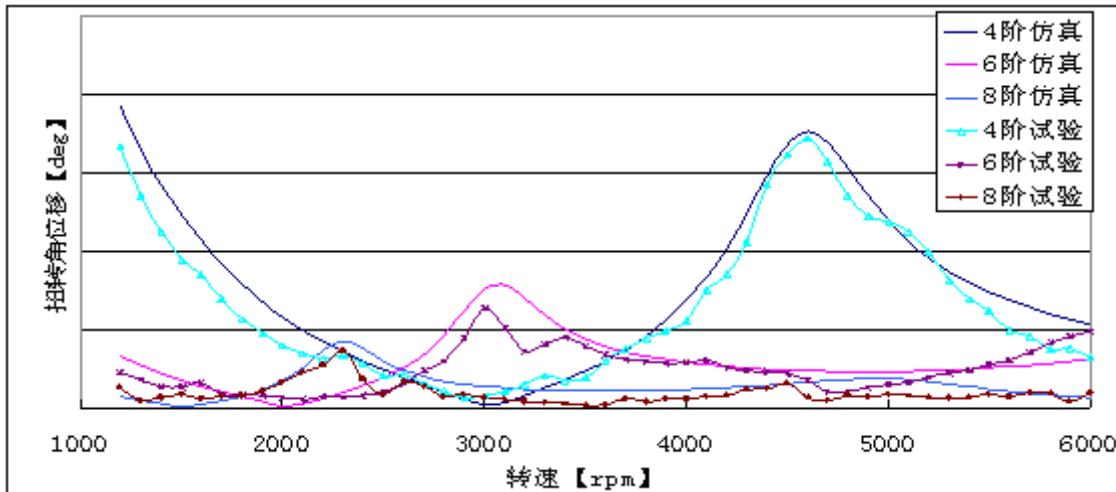


图 9 标定后模型计算结果与实验结果对比

从图 9 可以看出，经过测试标定后的扭转振动仿真计算结果与测试结果已十分接近。其中，4 阶扭转振动幅值计算值与测试值的误差由原模型的 8.7% 降为修正后模型的 2.3%，其对应的临界转速误差由原模型的 9.2% 降为 0。因此，修正后模型的误差较原模型误差显著减小，说明该仿真模型具有一定的精确性，对产品的后续设计有一定的指导意义。

6 结论

- (1) 通过对某汽油发动机建立曲轴扭转振动计算模型，计算并分析了该发动机的扭转振动结果。结果表明该汽油发动机的扭转振动可靠性满足要求。
- (2) 文章还对该汽油发动机进行了扭转振动测试，对比分析了仿真结果与试验测试结果，二者存在一定的差异。
- (3) 利用扭转振动测试试验结果标定仿真模型，从而得到了拥有较高计算精度的扭转振动仿真计算模型。
- (4) 标定后的模型能够对发动机后续设计工作起到一定的指导作用。

7 参考文献

- [1] 王琪. 内燃机轴系扭转振动 [M]. 大连理工大学出版社. 1990
- [2] 覃文洁. 内燃机曲轴系振动响应的多体系统动力学分析方法 [J]. 安全与环境学报, 2002, 2 (2): 51 ~ 53
- [3] 徐兀. 汽车发动机现代设计 [M]. 人民交通出版社. 1995

[4] 王长荣. 内燃机动力学 [M]. 中国铁道出版社. 1990