

车辆动力传动系统轴系扭振仿真及分析

Shaft Torsional Vibration Simulation and Analysis of Vehicle Power-train

杨守平 张付军

(北京理工大学军用车辆动力系统技术国防重点学科实验室, 北京 100081)

摘 要:扭振是车辆动力传动系统轴系失效的重要因素之一,开展轴系扭振动力学仿真研究,具有重要的现实意义。首先采用 GT-CRANK 软件建立某车辆动力传动系统 2 档、5 档当量系统模型,并综合考虑燃气压力、往复惯性力和往复部件重力产生的激励力矩。从激励力矩的傅立叶变换可以看出,激励能量集中在 6.5 谐次以下。通过自由振动和强迫振动计算发现:装有高弹性联轴器的动力传动系统,可以将发动机曲轴系统与从动机构的扭振特性分开考虑,而不会对彼此产生影响;发动机曲轴系统的共振频率远远高于从动机构的共振频率。

关键词: 动力传动系统;扭振;弹性联轴器;GT-CRANK

Abstract :Torsional vibration is one of the most important malfunctional factors of vehicle power-train, and the investigation into it is of great significance. Firstly, a vehicle power-train system gear 2 and gear 5 equivalent dynamic models are built using the GT-CRANK software in this paper, with consideration of gas pressure, reciprocating inertia torque and torque caused by reciprocating components gravity synthetically. From Fourier Transform figures of excitation torque, energy concentrates below order 6.5. Finally, according to the simulation results of free vibration and forced vibration, the torsional vibration characteristics between the engine crankshaft system and driven components could be taken into account respectively with vehicle power-train installing high elastic coupling. The resonance frequency of the engine crankshaft is much high than that of driven component's.

Key words: power-train; torsional vibration; elastic coupling; GT-CRANK

1 引言

动力传动系统是车辆重要组成部分,通常由活塞式内燃机(汽油机、柴油机等)、变速装置(液力-机械变速装置或机械变速装置)、转向装置等构成,其性能直接影响车辆的动力性和燃油经济性。轴系扭振性能是车辆动力传动系统重要的性能指标。

在车辆动力传动系统中,由于发动机燃气压力和惯性力矩呈周期性变化,这些力矩作用在发动机曲轴上形成激励力矩,这是产生扭振的外因。此外,轴系本身不但有惯性,而且具有弹性,这就决定了其固有的扭振特性,这是扭振的内因。车辆轴系扭振具有必然性、潜伏性、事故突发性的特

点。轻微的扭振会影响车辆 NVH (Noise, Vibration, Harshness)性能,影响乘坐的舒适性;当轴系发生剧烈的扭转共振时,会使零件应力急剧增加,引起轴系疲劳性扭转断裂,传动部件发生撞击、点蚀或断齿等严重事故。

开展动力传动装置轴系扭振特性的仿真研究,不仅可以在样机试制前了解系统的扭振特性,采取必要的减振、避振措施,而且可以避免样机的开发经历反复的修改过程,节约了成本,缩短了开发周期。因此,本文的研究具有较强的工程意义。

2 动力传动系统轴系动力学模型的建立

2.1 多体动力学仿真软件 GT-CRANK 介绍

GT-CRANK 是一款用于发动机曲轴动力学分析和曲轴结构设计的工具,也可用于动力传动轴系动力学仿真及分析。GT-CRANK 的主要功能有:(1)刚性曲轴动力学计算;(2)发动机的不平衡力(振动)和不平衡力矩;(3)发动机机体/变速箱(刚性)振动的动力学分析,考虑发动机安装位置和方式的影响。分析和设计发动机的悬置安装系统;(4)曲轴的扭转动力学计算,包括模态分析;(5)连杆和主轴承油膜流体动力学分析,轴承油膜厚度和轨迹的计算。

本文采用 GT-CRANK 软件建立某车辆动力传动系统当量系统模型,并进行自由振动和强迫振动计算。自由振动计算的目的是求出系统的固有频率和振型,定性地了解系统的振动特性。通过振型,可确定系统的结点位置;通过固有频率,结合车辆动力传动系统激励分析,可确定发动机工作转速内的临界转速,为整车试验和制定驾驶规则提供依据。强迫振动计算的目的是求出系统对外界激励的响应,确定系统各部件的动载情况,是在自由振动基础上进一步得到系统的扭转振动情况。

2.2 动力传动系统动力学参数的确定

车辆动力系统主要部件包括:发动机、联轴器、液力变矩器、变速箱和汇流排等。首先使用 Pro/E 软件建立主要部件三维实体图,利用其参数分析功能精确计算部件的转动惯量;利用 ANSYS 软件计算轴段的刚度;阻尼使用经验公式计算,根据试验数据进行校核。

本文采用当量系统方法建立车辆动力传动系统轴系动力学模型。由于车辆动力传动系统是一个非常复杂的连续弹性质量系统,在进行动力学分析前需要对系统进行必要的简化。进行简化时,理想地认为车辆动力传动系统是由一些只有转动惯量而无弹性变形的刚体和一些只有弹性变形而无转动惯量的弹性轴段组成。在简化过程中,遵循以下几点原则:

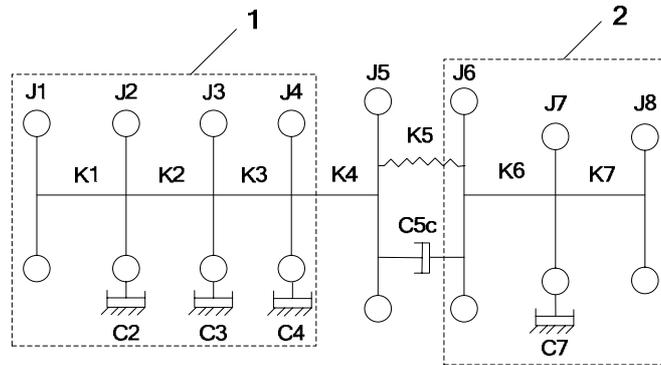
- (1) 忽略系统间隙,将动力传动系统转化为线性多自由度集中质量—弹性质量系统;
- (2) 转动惯量大且集中的部件为非弹性体,转动惯量小且分散的部件为无惯量弹性体;
- (3) 对于大惯量的部件,以其回转平面中心线作为该部件的质量集中点;
- (4) 相邻两集中质量间的连接轴,其转动惯量可平均地分配到两集中质量上,其扭转刚度就是两集中质量间的当量扭转刚度;
- (5) 激励力矩作用在惯性元件上。

目前，车辆动力传动系统动力学仿真计算普遍采用归一化当量系统模型，将惯量、刚度、阻尼转换到输入输出轴上。转换前后的动能、势能和耗散能保持不变。归一化的表达式如下：

$$\begin{cases} J = J' / i^2 \\ K = K' / i^2 \\ C = C' / i^2 \dots\dots(1) \\ i = n / n' \\ M = M' / i \end{cases}$$

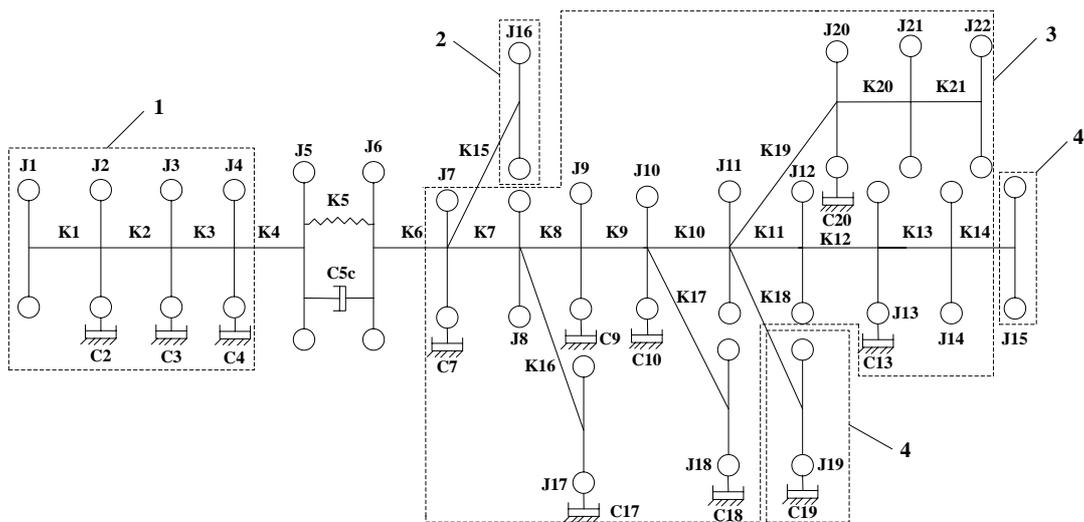
式(1)中 C' 、 K' 、 J' 、 n' 、 M' —转换前系统（即原系统）某部件的阻尼、扭转刚度和对其旋转轴线的转动惯量、转速和扭矩； C 、 K 、 J 、 n 、 M —转换后系统（即当量系统）某部件的阻尼、扭转刚度和对其旋转轴线的转动惯量、转速和扭矩； i —当量系统归一化的轴到原系统实际轴的传动比。

将惯量、刚度、阻尼归一化到输入轴和输出轴上，得到动力传动系统 2 档和 5 档扭振力学模型如图 1 所示。



(a) 动力传动系统 2 档扭振力学模型

(1—发动机；2—变速机构等)



(b) 动力传动系统 5 档扭振力学模型

(1—发动机；2—分动箱；3—变速部分；4—侧传动、车体等)

图 1 动力传动系统轴系扭振力学模型

2.3 动力传动系统轴系扭振模型的建立

动力传动系统轴系扭振力学模型是将系统离散成惯量、刚度和阻尼矩阵，可用下式表示：

$$J\ddot{\theta}(t) + C\dot{\theta}(t) + K\theta(t) = M_s(t) \dots\dots(2)$$

式(2)中 J —惯量矩阵； K —刚度矩阵； C —阻尼矩阵； θ —扭转角位移； $M_s(t)$ —轴系激励力矩。

解式(2)微分方程就可以得到时域下的扭转角位移变化，这一工作由GT-CRANK软件完成。

动力传动系统激励力矩包括内部激励和外部激励两部分。内部激励 M_s 包括发动机燃气压力 M_p 、曲柄连杆机构往复惯性力矩 M_j 和往复部件重力产生的激励力矩 M_g ；外部激励包括路面动态载荷和部件瞬态冲击载荷等，本文暂不作考虑。动力传动系统激励力矩可表示为：

$$\left. \begin{aligned} M_s &= M_p + M_j + M_g \\ M_p &= \frac{\pi D^2}{4} PR \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ M_j &= -m_j \omega^2 R^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ M_g &= m_j g R \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

式(3)中 P —气缸燃气压力； R —曲柄半径； α —曲轴转角； β —连杆中心线与气缸中心线夹角；

m_j —往复惯性质量； ω —曲轴角速度； λ —曲柄连杆长度比。

本文发动机主要技术参数如表1所示：

表1 发动机主要技术参数

名称	描述参数
发动机型式	V 型六缸增压中冷柴油机
缸径/mm	150
行程/mm	160
曲柄连杆长度比	0.314
单缸往复惯性质量(kg)	6.873
标定功率/kW	404
标定功率转速(rpm)	2200
发火顺序	1-4-2-5-3-6

将标定功率点缸压曲线代入(3)式中，各力矩随曲轴角度变化曲线如图 2 所示。激励力矩的傅立叶变换曲线如图 3 所示。各缸力矩幅值相同，各缸的发火间隔角错开一定曲轴转角得到不同缸的激励力矩。将不同转速的激励力矩 M_s 连接到发动机惯量上，就完成了激励力矩的加载。

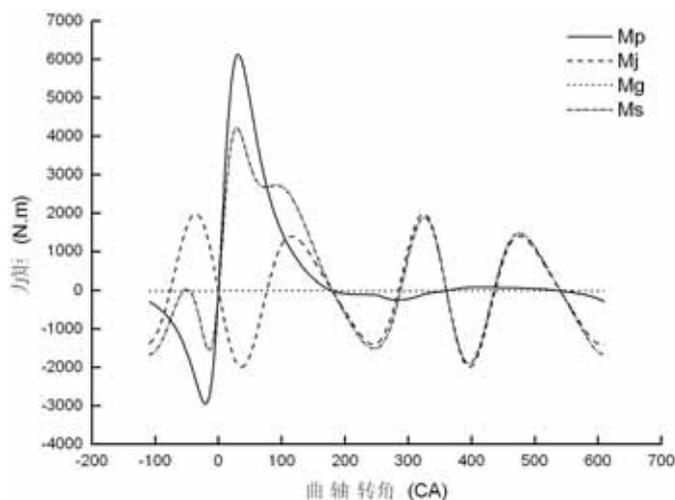
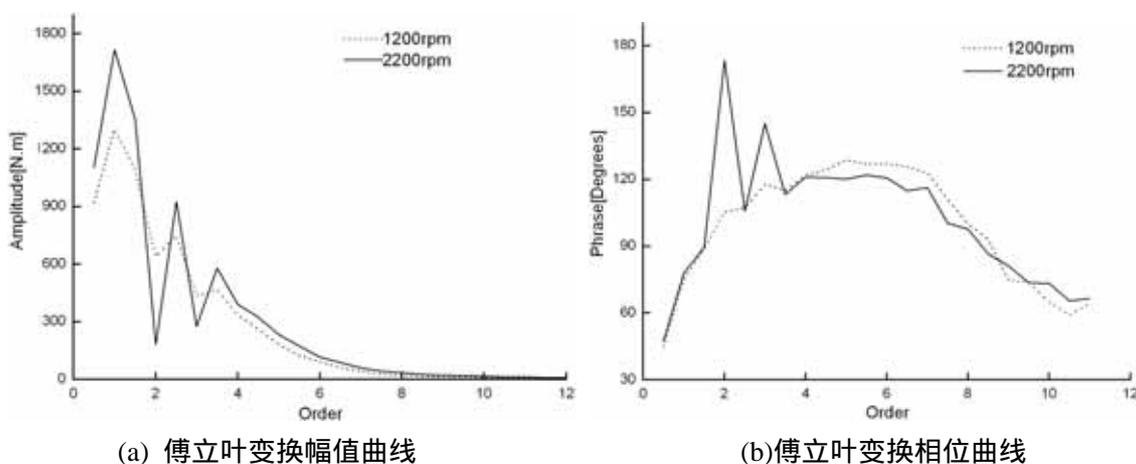


图 2 标定功率点激励力矩曲线



(a) 傅立叶变换幅值曲线

(b) 傅立叶变换相位曲线

图 3 激励力矩的傅立叶变换

从图 3 不同转速激励力矩的傅立叶变换可以看出，幅值和相位曲线形状相似，差别主要集中在 4 谐次以下。激励力矩幅值集中在前 6.5 谐次，并在 1、2.5、3.5 谐次出现峰值。2200rpm 相位曲线在 2、3 谐次出现峰值。激励力矩低谐次分量越大，引起轴系共振的激励能量越大，扭转振幅也就越大。

GT-CRANK 建立的 2 档和 5 档当量动力学模型如图 4、5 所示。

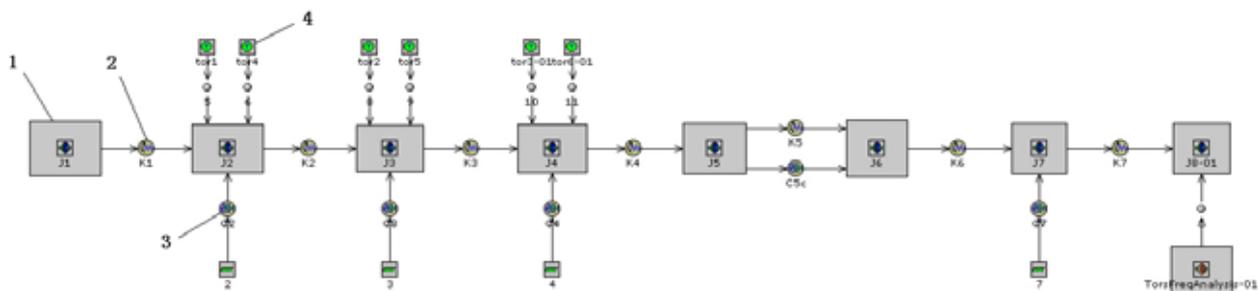


图 4 2 档动力学模型

(1—惯量；2—刚度；3—阻尼；4—激励力矩)

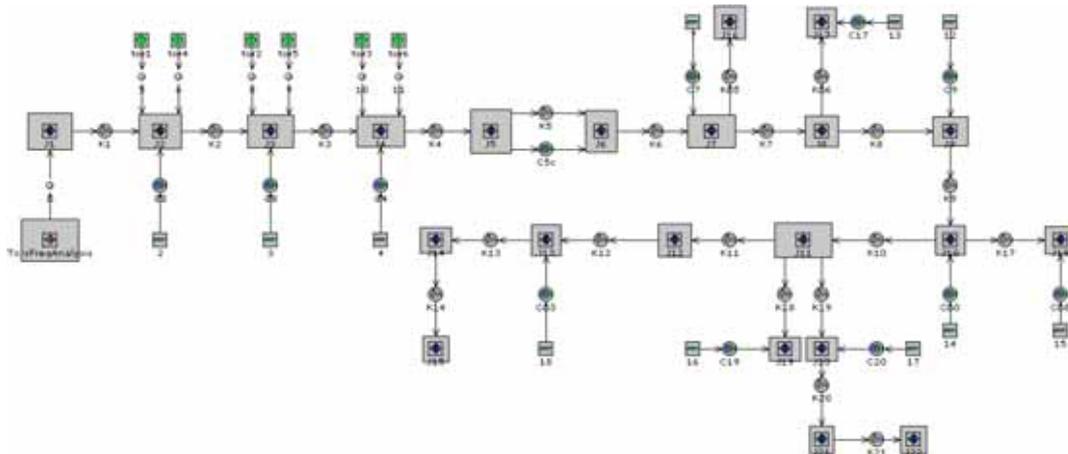


图 5 5 档动力学模型

3 动力传动系统扭振计算及分析

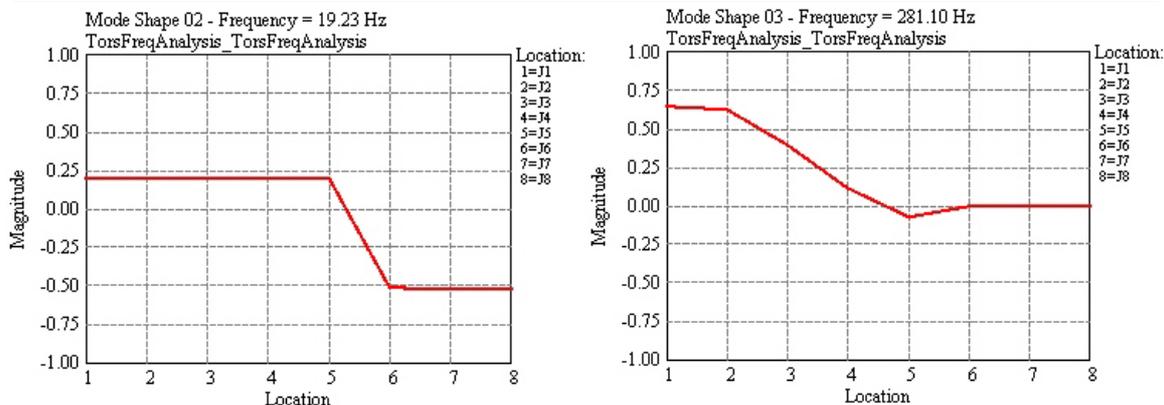
3.1 自由振动计算

自由扭振计算是求得轴系的自振频率(此参数为定量值)及单结、双结等低阶振型和各轴段的相对弹性力矩。由于动力传动系统的阻尼较小，对自振频率和振型的影响较小，故自由扭转振动计算是按无阻尼状态进行的。

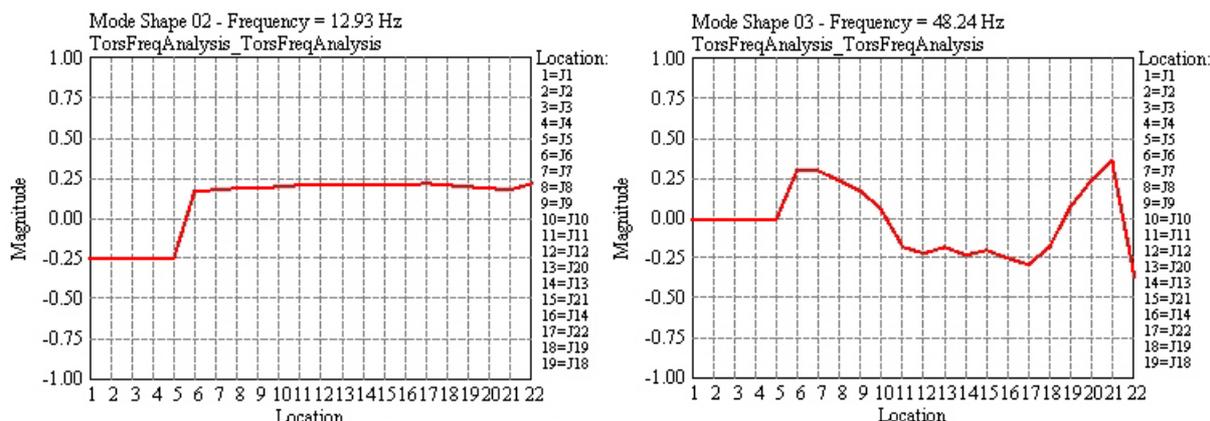
文献[5]指出，激励力矩幅值随着谐次的增加而减小，高频的简谐力矩对轴系得振动很小，一般考虑到 12 谐次即可。本文柴油机标定转速为 2200rpm，则共振频率最大为： $\frac{2200}{60} \times 12 = 440\text{Hz}$ ，故自由振动只考虑固有频率小于 440Hz 的模式。2 档前三阶固有频率在该范围内，其中一阶为刚体模式。5 档前 12 阶固有频率如表 2 所示。2 档、5 档单结点、双结点模态如图 6 所示。

表2 动力传动系统轴系5档固有频率

阶次	1	2	3	4	5	6	7	8
固有频率(Hz)	0	12.93	48.24	74.57	101.58	126.50	149.85	203.09
阶次	9	10	11	12				
固有频率(Hz)	231.85	257.41	280.63	285.54				



(a) 2 档单结点、双结点模态及其固有频率



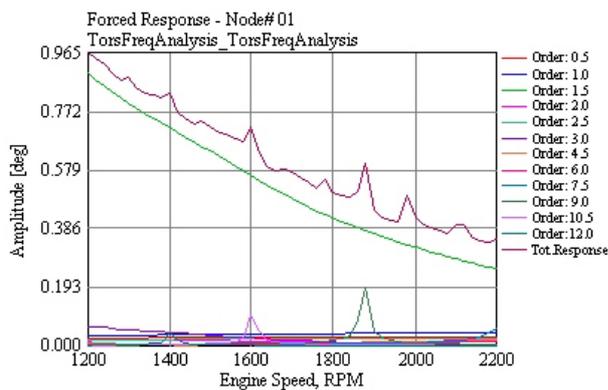
(b) 5 档单结点、双结点模态及其固有频率

图 6 动力传动系统单结点、双结点模态和固有频率

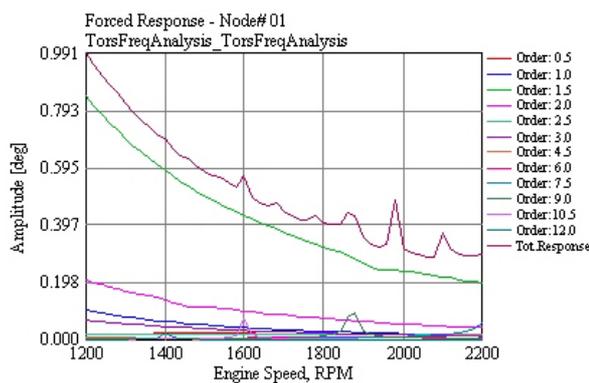
3.2 强迫振动计算

对强迫扭振计算，目的是得到扭振响应幅值、力矩、应力等。使用 GT-CRANK 进行强迫振动计算，首先要确定发动机的谐次。事实上，并不是所有的发动机谐次都能产生较大的振动。对于发动机来说只有较低谐次的频率才会引起较大的振动，通常考虑到 12 谐次。本文发动机为 6 缸柴油机，强简谐为 1.5、4.5、7.5、10.5；主简谐为 3、6、9、12。考虑到低阶谐次能量较大的影响，故本文的谐次序列为：0.5，1，1.5、2、2.5、3、4.5、6、7.5、9、10.5、12。

扭转幅值随转速变化曲线如图 7 所示。图 8 为对应的转速谱图，它是由对发动机同一测点转速按等间隔变化做出的许多功率谱（在频率尺度上每单位间隔的功率或能量）的集合，是一个三维谱图。谱图反映与谐次有关的发动机扭矩不均衡及与谐次无关的自振频率。这样在各转速下，各频率各谐次分量的情况都可以清楚地看出来，比平面谱图更直观。

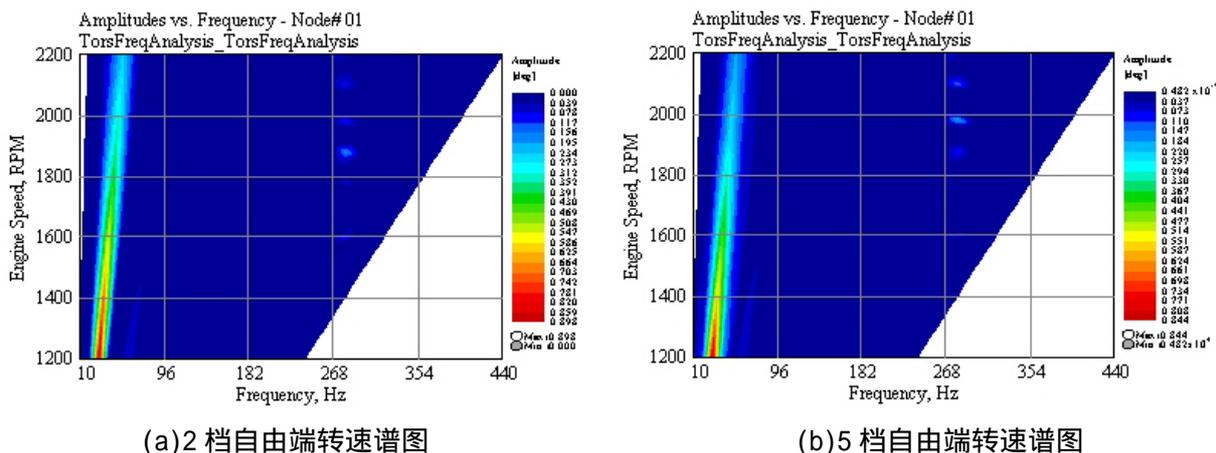


(a) 2 档扭振幅值随转速变化曲线



(b) 5 档扭振幅值随转速变化曲线

图 7 不同档位自由端振幅随转速变化曲线



(a) 2 档自由端转速谱图

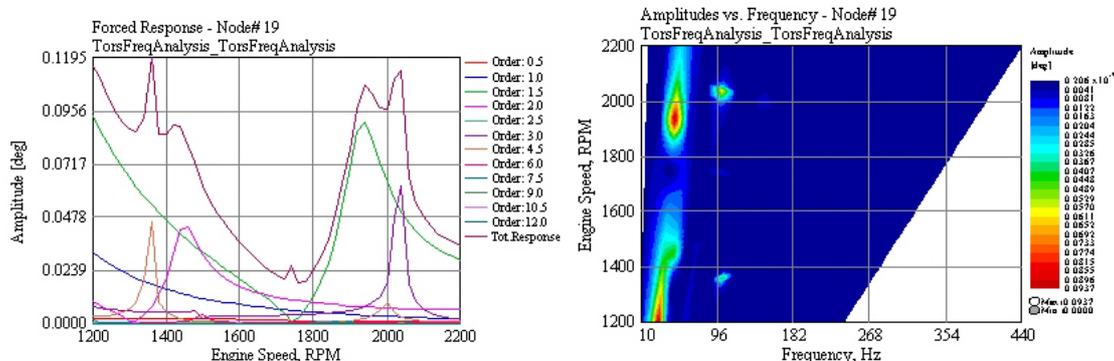
(b) 5 档自由端转速谱图

图 8 不同档位自由端转速谱图

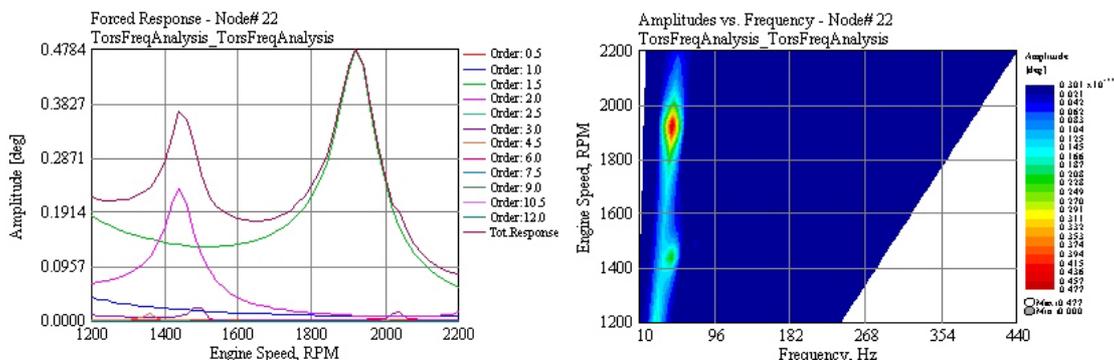
从图 7、8 可以看出，不同档位自由端扭振振幅基本相同，这是由于弹性联轴器将发动机与变速机构等分隔开来，从而对发动机轴系扭振没有影响。事实上，装有高弹性联轴器的动力传动系统，可以将发动机与其它从动机构分开计算，而不会对二者产生影响。发动机曲轴系统共振频率为 28Hz，与 2 档 2 阶和 5 档 11 阶固有频率相同，远远高于从动机构的共振频率。

发动机自由端 1.5 谐次的振幅最大，显然该谐次共振频率范围为 30Hz~55Hz，这一频率带位于 2 档固有频率外，故 2 档动力传动系统轴系只可能单结点扭振，且发动机自由端振幅最大。轴系 5 档前三阶固有频率均在 30Hz~50Hz 范围内，所以 5 档变速机构与发动机共振频率不同。

下面选取 5 档扭振振幅较大的几个质量进行分析，如图 9 所示。



(a) 19 质量点不同转速扭振振幅及速度谱图



(b) 22 质量点不同转速扭振振幅及速度谱图

图 9 5 档质量点 19、22 不同转速振幅及速度谱图

从图 9 可以看出, 19 质量点有四个共振点, 谐次分别是 1.5、2、3、4.5, 对应的临界转速分别为 1940rpm、1460rpm、2040rpm、1360rpm。22 质量点有两个共振点, 谐次分别为 1.5、2, 临界转速为 1940rpm、1440rpm。因此, 1.5、2 谐次对应的共振频率为 48.5Hz; 3、4.5 谐次对应共振频率为 102Hz。这与动力传动系统 5 档的 3 阶和 5 阶固有频率相同。

4 结论

动力传动系统轴系扭振性能是车辆重要的性能指标。本文使用 GT-CRANK 软件建立某车辆动力传动系统轴系 2 档和 5 档当量系统模型, 综合考虑气体压力、往复惯性力矩和往复部件重力产生的力矩激励。从自由振动和强迫振动计算结果看出, 在使用高弹性联轴器的情况下, 发动机曲轴系统对从动机构的扭振特性影响不大。发动机曲轴系统共振频率为 281Hz, 分别与 2 档 2 阶、5 档 11 阶固有频率一致。5 档从动机构共振频率为 48.5Hz 和 102Hz, 分别与 3 阶和 5 阶固有频率相等。

5 参考文献

- [1] 朱孟华. 内燃机振动与噪声控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 1995.
- [2] 王文平. 车辆动力传动系统扭振的时域仿真研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2004.
- [3] 赵海波, 项昌乐, 刘辉. 车辆动力传动系统扭转振动研究的理论与方法[J]. 新技术新工艺, 2007, 4: 37-40.
- [4] 王才峰. 内燃机曲轴轴系扭振的多体动力学分析[D]. 杭州: 浙江大学, 2006.
- [5] 汪长民, 杨继贤, 孙业保等. 车辆发动机动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1981.
- [6] 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.
- [7] 李和言, 马彪, 马洪文等. 弹性联轴器对车辆动力传动系统扭振特性影响研究[J]. 机械强度, 2003, 25(6): 596-603.