

某柴油机曲轴扭转振动分析与优化

Research and Optimization of Torsional Vibration of a Diesel Engine's Crankshaft System

高丽丽, 吴学雷, 刘丁华, 霍春景

北京航天发射技术研究所

摘 要: 通过在 GT-Crank 中建立某 V 型 8 缸柴油机的扭振模型, 计算得到该柴油机的固有频率和强迫振动特性。经分析, 发现曲轴轴系中扭振振幅最大的结点是曲轴首端, 因此有必要为该柴油机匹配合理的硅油扭转减振器。利用 GT-suite 软件中的 DOE 优化功能, 计算多组算例, 结合 MATLAB 进行数据分析, 进行扭转减振器模型的建立。

关键词: 扭转振动, 固有特性, 强迫振动, DOE 优化

Abstract: This paper has established the crankshaft's torsional vibration model of a V8 diesel engine based on GT-Crank, and has calculated the free vibration analysis and forced frequency analysis. The result shows that the biggest vibration exits in the front of the crankshaft. So, it necessary to match a reasonable damper . Calculate a series of cases in DOE. Analysis the data in MATLAB, and then optimize the damper.

Keywords: Torsional vibration , Free vibration analysis , Forced frequency analysis , DOE

1 前言

曲轴是柴油机中价格最昂贵、结构最复杂、承受的载荷最大的部件, 其性能直接影响柴油机的可靠性和使用寿命。曲轴轴系产生扭转振动的原因是, 轴系本身是一细长的金属构件, 不但具有惯性, 而且具有弹性, 这使曲轴具有固有的振动特性。曲轴受力复杂、工作条件恶劣, 它承受着气缸内气体作用力、往复运动质量的惯性力及旋转运动质量的惯性力引起的周期性变化载荷并对外输出扭矩, 这种周期性变化的载荷激起曲轴的扭转振动。当激励力矩的频率和曲轴系统的自振频率趋于一致时, 则发生扭转共振现象。扭转共振是内燃机扭振的最危险情况, 这时曲轴的扭转变形幅度将大大超过正常值, 轻则产生很大的噪声, 使磨损加剧, 重则使曲轴断裂, 对于其安全性有很大地影响。同时, 扭振会传至整个动力传动系统, 使车辆产生噪音和振动。

大功率柴油机是重型车辆的动力装置，输出动力到传动系统。重型车辆的传动系统一般由液力机械传动装置、分动器、车桥（包括驱动桥和非驱动桥）、传动轴等组成，旋转部件多，旋转速度快，承受载荷大，实际工作环境非常复杂，传动系统的振动与噪声问题非常突出。柴油机作为其唯一动力来源，其尺寸大、质量重，振动情况严重，有必要对其扭振特性进行分析，为其与整车匹配的设计、优化提供支持。

2 曲轴轴系动力学模型的建立

2.1 GT-Crank 建模理论基础

GT-Crank 软件将单位连杆曲柄离散成五个质量（汽缸、活塞、连杆、曲柄销、曲柄臂），并考虑每个质量的外部阻尼。利用系统矩阵法建立曲轴系统扭振数学模型如式（1）

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [C]\{\dot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = \{M\} \quad (1)$$

其中， $[I]$ 为惯量矩阵； $[K]$ 为刚度矩阵； $[C]$ 为阻尼矩阵； $\{M\}$ 为激励力矩矩阵；

φ 、 $\dot{\varphi}$ 、 $\ddot{\varphi}$ 分别为集中质量的角位移、角速度和角加速度。

式（1）中，令 $\{M\}=0$ ， $[C]=0$ ，即可得到无阻尼自由振动数学模型如式（2）

$$[I]\{\ddot{\varphi}\} + [K]\{\varphi\} = 0 \quad (2)$$

式（2）求得的特征值即为系统固有频率，特征向量即为系统的固有振型。

曲轴系统激励力矩 M 包括燃气压力 M_p ，曲柄连杆机构往复惯性力矩 M_j 。曲轴系统单缸激励力矩可表示为^[1]

$$\begin{cases} M = M_p + M_j \\ M_p = \frac{\pi D^2}{4} R (p - p_0) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \\ M_j = -m_j \omega^2 R^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \end{cases} \quad (3)$$

式中, p —汽缸燃气压力; p_0 —曲轴箱压力, 一般为 1bar; R —曲柄半径; D —汽缸直径;

α —曲柄转角; m_j —往复惯性质量; ω —曲轴角速度; λ —曲柄连杆长度比;

β —连杆中心线与汽缸中心线夹角, $\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$

对于 V 型发动机, 将作用在同一曲柄上的激励力矩根据相位关系进行叠加, 得到激励力矩 M , 将其进行傅里叶变换得到

$$M = M_0 + \sum_{\nu=0.5}^{\infty} M_{\nu} \sin(\nu\omega t + \psi_{\nu}) \quad (4)$$

其中, $M_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_s(\alpha) d\alpha$, $M_{\nu} = \sqrt{a_{\nu}^2 + b_{\nu}^2}$

$$a_{\nu} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_s(\alpha) \cos \nu\alpha d\alpha, \quad b_{\nu} = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_s(\alpha) \sin \nu\alpha d\alpha$$

$$\tan \psi_{\nu} = \frac{a_{\nu}}{b_{\nu}} \quad (5)$$

其中, M_0 —平均激励力矩; M_{ν} —简谐力矩幅值; ψ_{ν} —简谐力矩的初相位;

ν —谐次, 对于四冲程发动机 $\nu = 0.5, 1, 1.5, 2 \cdots$;

2.2 GT-Crank 模型的建立

GT-Crank 软件采用基于结构的建模思想, 在一维模型中将相应的零部件在定义分析参数后从模版库中拖至工作区, 建立各部件之间的连接。

本论文中研究的柴油机是 V 型 8 缸柴油机。影响柴油机振系固有特性的主要参数为系统中各部件的转动惯量、安装位置及零部件质心位置; 影响振系强迫振动特性的主要参数为汽缸内燃气压力随曲轴扭转角的变化曲线。为获得各零部件准确的物理参数, 在三维建模软件 UG_NX 中建立柴油机曲轴轴系的三维模型, 如图 1, 利用 UG 的测量体的功能, 准确测

量得到曲轴各零部件的转动惯量，质心位置等参数。将测得参数输入到 GT-Crank 中，建立扭振分析模型，如图 2，模型中设定飞轮输出转速为 2000rpm。模型中包括活塞连杆组和曲轴飞轮组，其中，CrankAnalysis 模块是整个柴油机模型中最重要的部分，它确定了曲轴轴系最基本的构造参数，例如，汽缸的空间布置，曲轴的分析类型（刚性/扭转/弯曲），汽缸的发火间隔角，以及柴油机的输入转速等。

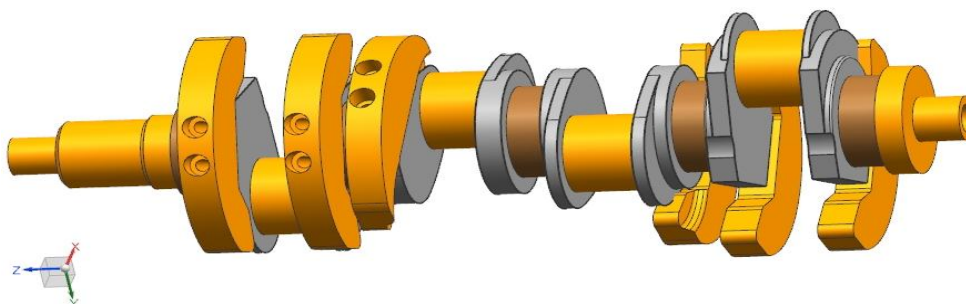


图 1 某柴油机曲轴轴系总成

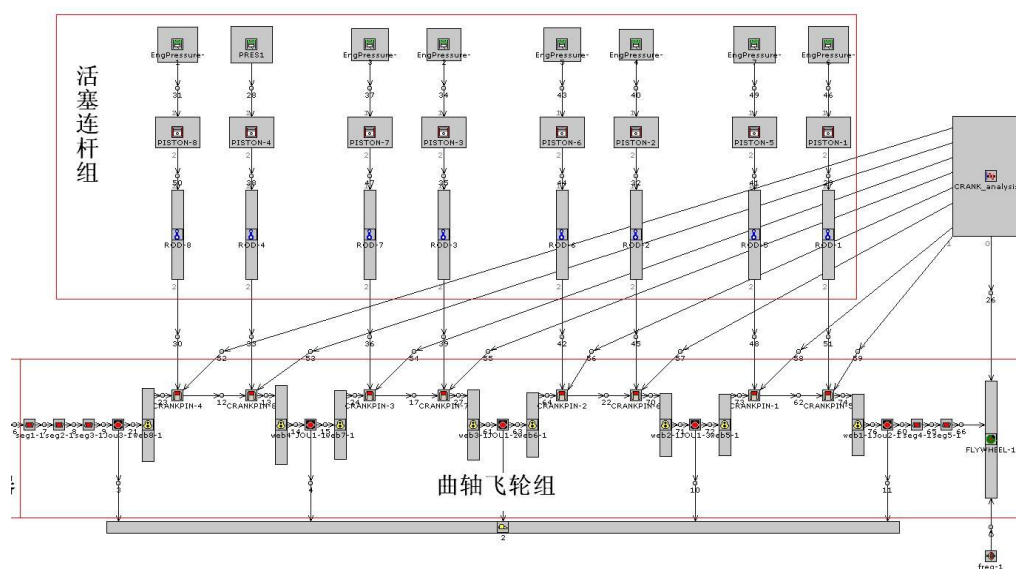


图 2 某柴油机扭振模型

3 计算结果分析

在上述所建模型基础上，对该柴油机曲轴系统分别进行了自由振动分析和强迫振动分析。对于 V 型 8 缸柴油机，低频振动对动力传动系零部件影响最大，且曲轴系所受的激励主要有 4 和 8 主谐波，故本文主要研究柴油机的前 8 谐波激励。柴油机工作转速范围在

600rpm~2100rpm，其对应的基频为

$$f_e = \frac{n_e}{60} = 10 \sim 35\text{Hz} \quad (1)$$

对于第 ν 次谐振，柴油机激励频率为

$$f_\nu = \nu f_e = 10\nu \sim 35\nu\text{HZ} \quad (\nu=0.5, 1, 1.5, 2, \dots, 8) \quad (2)$$

由以上分析，要避开共振区域，系统固有频率不能长时间落在柴油机激励频率为 4 次谐振（40~140HZ），8 次谐振（80~280HZ）这两个频率范围内。

3.1 自由振动计算

计算得到无扭转减振器时该柴油机的固有频率及振型。计算得到的固有频率见表 1，单位 Hz。

（注：在振动问题中，计算所得第一阶固有频率一般为 0HZ，对应系统刚体位移固有频率。在实际问题分析中，一般对刚体位移不予讨论，舍去零固有频率和对应的振型，令计算所得固有频率从第二阶开始依次为系统第一阶固有频率，依次类推。）

表 1 某柴油机固有频率表

阶次	固有频率	阶数	固有频率	阶次	固有频率
1	201.18	10	4052.13	19	11558.25
2	555.51	11	5057.28	20	15419.9
3	1144.29	12	5333.72	21	15421.94
4	1467.36	13	5409.04	22	16204.53
5	2149.92	14	5570.72	23	17868.7
6	2434.61	15	5710.63	24	22126.53
7	3060.32	16	7224.37	25	23587.18
8	3416.83	17	7232.29	26	24562.3
9	4026.21	18	11481.22	/	/

从表中可以看出，第 1 阶固有频率落入了柴油机激励频率的 8 次谐振（80~280HZ）频

率范围内，为危险频率。第 1 阶固有频率对应的振型图见图 3 所示。由振型图中可以看出，1 阶振型振幅最大的点为振型图的最右端，即柴油机曲轴轴系的首端。因此，在下面的分析中，重点分析柴油机轴系首端的振动。

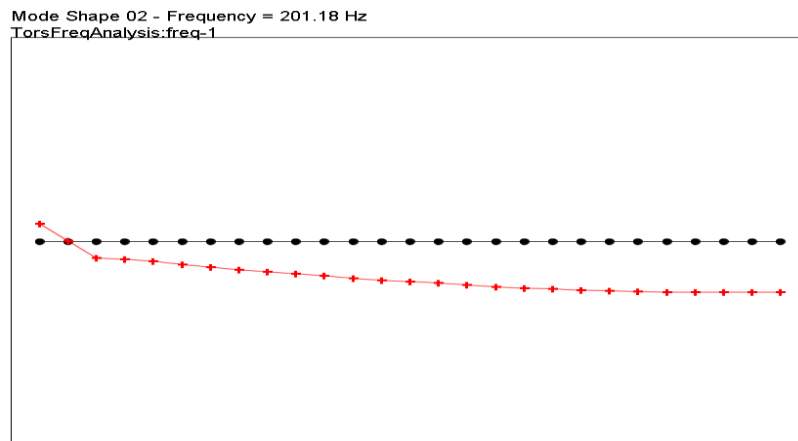
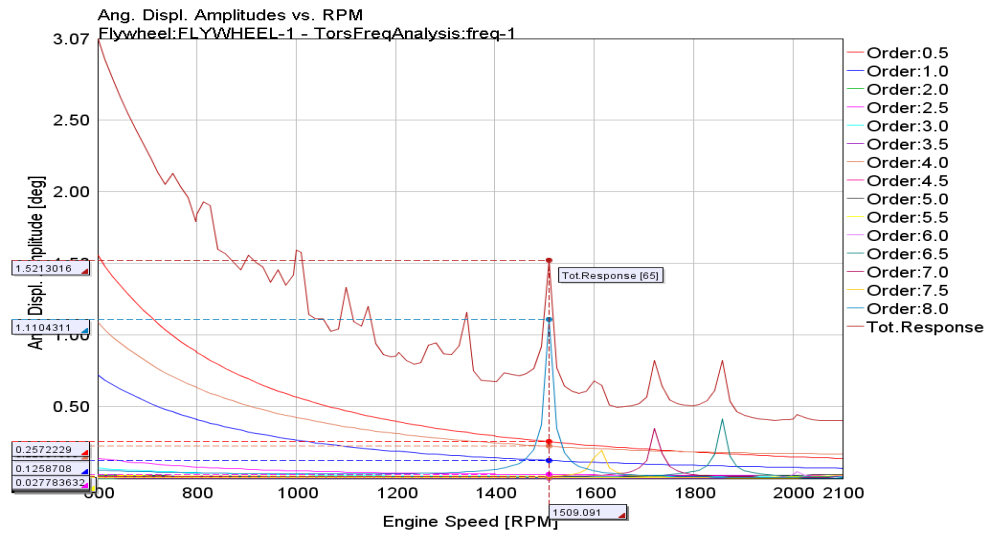


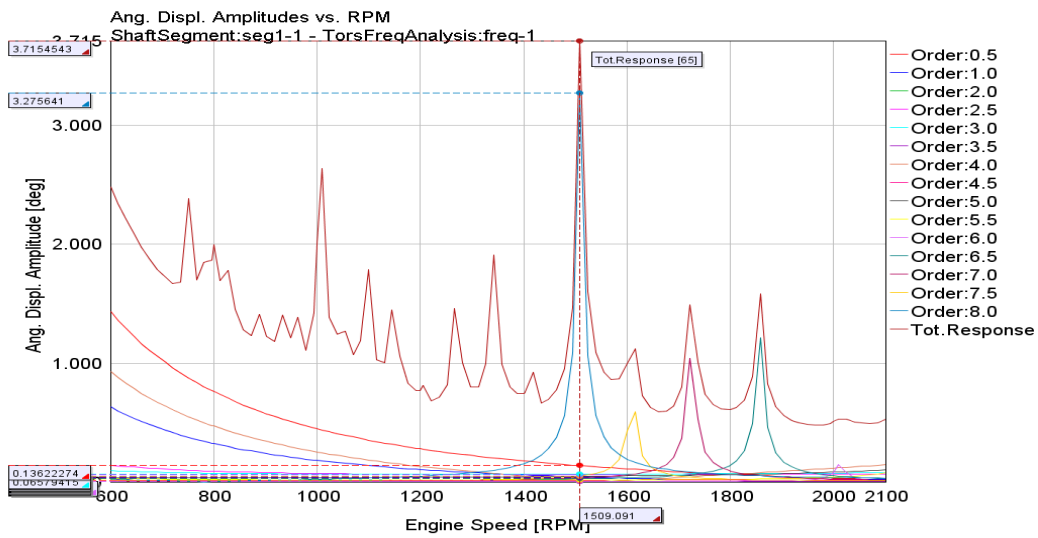
图 3 某柴油机 1 阶振型图

3.2 强迫振动的计算

计算得到无扭转减振器时该柴油机的强迫振动曲线，即在不同谐次的柴油机激励下扭振幅值随柴油机转速的变化曲线。此处重点观察柴油机前 8 谐次激励引起的扭振，计算结果如图 4 所示，其中，图（a）为飞轮端扭振阶次曲线，图（b）为柴油机首端扭振阶次曲线。



(a) 飞轮端扭振阶次曲线



(b) 减振器端扭振阶次曲线

图 4 强迫振动计算结果

从图中可以看出,与固有特性相对应,1阶固有频率造成柴油机首端扭振振幅偏大,尤其是与柴油机8谐次激励产生共振,形成大的扭振振幅。故有必要对该柴油机首端安装合适的扭转减振器。

4 扭转减振器模型的建立

在发动机首端安装硅油扭转减振器。硅油减振器包括一个壳体和与壳体之间做相对摆动的惯性圆环。当发动机工作时，减振器壳体与曲轴一同旋转、一同振动，惯性圆环的转动惯量较大，惯性较大，被硅油的黏性摩擦阻尼和衬套的摩擦力带动旋转、振动；曲轴的振动能量被硅油的内摩擦阻尼吸收，使扭振逐渐消减。

对硅油扭转减振器建立扭振模型如图 5 所示，其中， I_d 表示惯性质量的转动惯量，减振器壳体的转动惯量附加在前端轴 Seg_1 上。

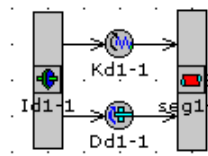


图 5 硅油扭转减振器模型图

为说明带硅油扭转减振器后系统的扭振特性，首先讨论两种极端情况。

硅油的内摩擦阻尼能把输入系统的振动能量转换成热能耗散掉，即共振振幅大小是由阻尼来限制的，阻尼消耗的能量越多，共振时的振幅就越小。

在硅油减振器中，阻尼消耗的能量等于惯性圆环相对于壳体转动的角位移与阻力矩的乘积。当阻尼为 0 时，阻力没有做功，不会消耗输入系统的能量，于是共振振幅将逐渐增至无穷大；当阻尼趋于无穷大时，壳体与惯性圆环之间刚性连接，没有相对转动，阻力也不会做功，其共振振幅也将趋于无穷大。由此，可以推断出，当阻尼在 0 和无穷大之间取得某个最佳值时，可使阻力矩与相对角位移的乘积最大。此时，阻尼消耗的能量最多，其共振振幅必然最小。如果硅油减振器的阻尼选用这个最佳值，便能产生良好的减振效果。也就是说，选择减振器的关键在于选择减振器的最佳阻尼系数^[2]。

硅油减振器的选择的另一个重要的参数是惯性圆环的转动惯量，因为惯性圆环的转动惯量对扭振系统的固有频率的影响较大。在有可能的情况下，常希望惯性圆环尺寸大一些，即惯量大一些。这样可以使系统在最佳阻尼比下有较低的响应幅值；减振器的刚度也可调节振系的固有频率，但其调节效果与转动惯量相比较差，且在保证轴系质量不至大幅增加的前提下，增大惯性圆环的转动惯量更易实现，可以通过减小圆环的厚度，增加圆环的直径来实现。

DOE (Design of Experiment) 是一种基于试验的优化方法，可以通过改变某一已知变量的参数，同时对多组算例进行计算，并将计算结果进行统计学分析。本论文利用 GT-Suite 软件中 DOE 功能，分析减振器惯性圆环转动惯量 I_d 和减振器阻尼系数 D_d 对发动机首端的

扭振幅值的最大值 S 的影响规律，并根据分析结果，确定使 S 取最小值的 I_d 和 D_d 合理的取值范围，将其在 DOE 算例中进行细分，进行多组算例的计算，求出 I_d 和 D_d 的最佳取值。

由于振系的固有频率是多值函数，而扭振幅值又是发动机激励频率的函数，软件无法对其做相应的统计学分析。因此本文中，在 GT-Post 中直接读取 DOE 计算结果，在 MATLAB 中自行统计数据，进行分析。

4.1 阻尼系数对曲轴首端扭振幅值的影响规律

取阻尼系数 D_d 为 $0 \sim 1500 \text{ Nms/rad}$ ，进行 DOE 计算，将计算结果在 MATLAB 中进行分析， S 随 D_d 的变化情况见图 6，图中，横坐标为扭转减振器的阻尼系数，单位为 Nms/rad ，纵坐标为曲轴首端的扭振幅值，单位为 $^\circ$ 。

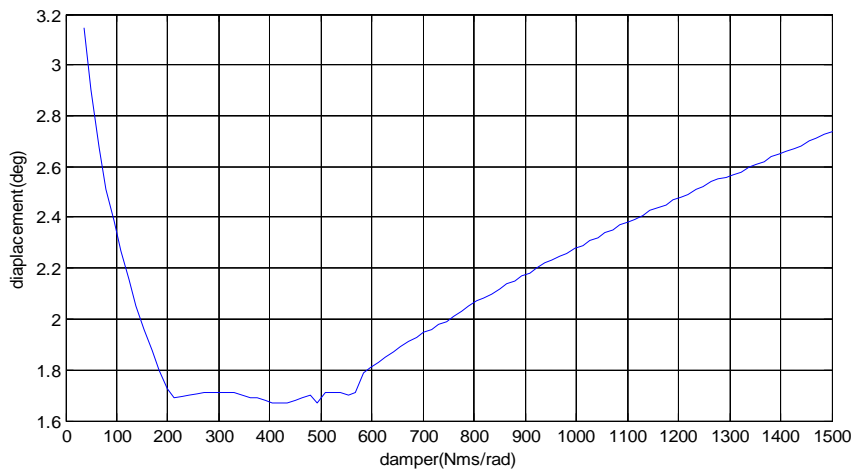


图 6 曲轴首端扭振幅值随减振器阻尼系数的变化曲线

从图中可以得出，当 D_d 取 $200 \sim 600 \text{ Nms/rad}$ 之间时， S 的变化趋势缓慢，并取最小值。综合实际情况，确定 D_d 的取值范围为 $100 \sim 300 \text{ Nms/rad}$ 。

4.2 转动惯量对曲轴首端扭振幅值的影响

取惯性圆环的转动惯量 I_d 为 $0 \sim 0.35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ，进行 DOE 计算，将计算结果在 MATLAB

中进行分析, S 随 I_d 的变化情况见图 7, 图中, 横坐标为惯性圆环的转动惯量, 单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$, 纵坐标为曲轴首端的扭振幅值, 单位为 $^\circ$ 。

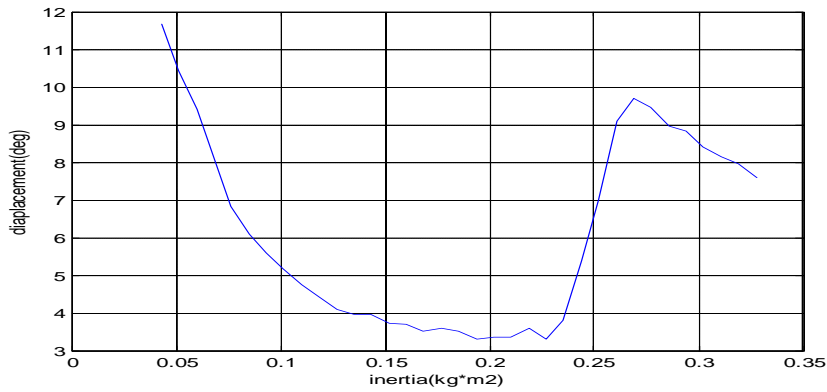


图 7 曲轴首端扭振振幅随惯性圆环转动惯量的变化曲线

从图中可以得出, 当 I_d 取 $0.1 \sim 0.2 \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 之间时, 的变化趋势缓慢, S 并取最小值。

考虑惯性圆环的实际尺寸和安装空间的限制, 确定 D_d 的取值范围为 $0.07 \sim 0.15 \text{kg} \cdot \text{m}^2$ 。

4.3 扭转减振器参数的确定

根据上述确定 I_d 和 D_d 的取值范围后, 进行 DOE 计算, 将计算结果在 MATLAB 中进行分析。 S 随 I_d 和 D_d 的变化情况见图 8, 图中横坐标为惯性圆环的转动惯量, 单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$, 纵坐标为扭转减振器的阻尼系数, 单位为 Nms/rad , 竖坐标为曲轴首端的扭振幅值, 单位为 $^\circ$ 。

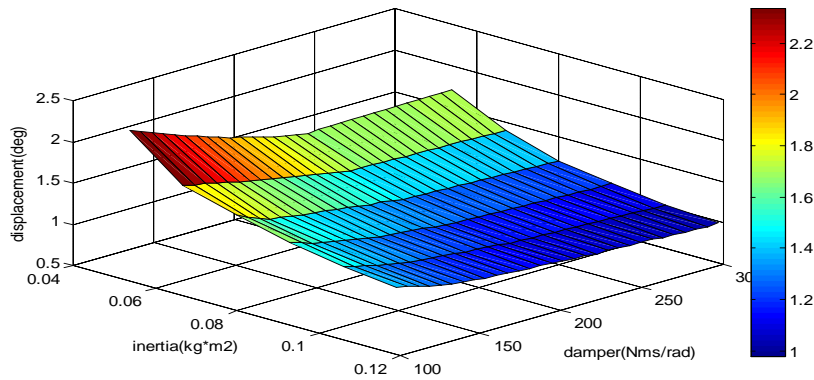


图 8 曲轴首端扭振振幅随减振器阻尼系数和惯性圆环转动惯量的变化曲线

从图 8 可得，随着转动惯量 I_d 和阻尼系数 D_d 的增大，扭振幅值 S 逐渐减小。当转动惯量 I_d 大于 $0.1\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 时，扭振振幅 S 受阻尼系数的影响较小，均小于 1.4。综合考虑减振器阻尼以及惯性圆环的实际尺寸和安装空间的限制，确定减振器转动惯量 I_d 的最佳取值为 $0.12\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ，阻尼系数 D_d 的最佳取值为 100Nms/rad 。

4.4 安装减振器后效果分析

将分析得到的减振器最佳参数输入到模型中，计算其强迫振动特性。得到发动机首端扭振阶次曲线如图 9 所示，图中，横坐标为发动机转速，单位为 rpm，纵坐标为扭振幅值，单位为 $^\circ$ 。

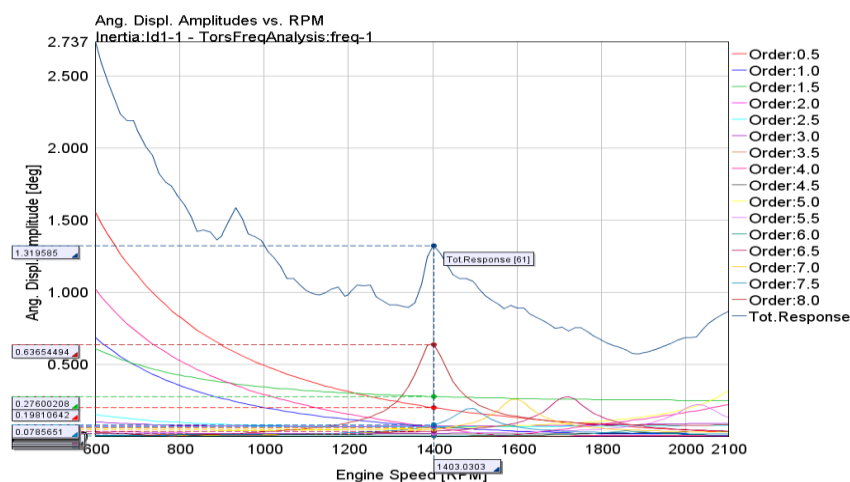


图 9 安装减振器后曲轴首端的阶次曲线

由图 4 (b) 与图 9 对比可知, 安装减振器前曲轴首端扭振最大值为 2.948, 安装减振器后扭振最大值为 1.319, 减小了 55%, 证明减振器对曲轴首端的减振效果良好。

5 结论

1. 本论文总结了利用 GT-Crank 建立 V 型 8 缸柴油机扭振模型的基础理论和基本方法, 指出各零部件的惯量、刚度参数是影响振系固有频率的主要因素, 而缸压曲线是影响振系强迫振动特性的主要因素; 对一般发动机扭振模型的建立有借鉴意义。
2. 针对 GT-Suite 软件中的 DOE-post 分析功能无法对发动机扭振固有频率和强迫振动特性进行分析这一问题, 本论文中提出了一种思路。即利用 DOE 运算功能对多组案例进行计算, 得到其固有频率和强迫振动特性结果; 再自行利用统计工具(文中使用 MATLAB)对数据进行统计分析。

6 参考文献

- [1] 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.
- [2] 吴兴星. 柴油机轴系扭振减振器设计计算及试验装置研究 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009