

文章编号:1000-582X(2004)12-0020-04

摩托车发动机悬挂系统降振仿真分析*

谭逢友,何玉林,丁一,张志弘

(重庆大学机械工程学院 CAD/CAM 应用工程研究所,重庆 400030)

摘要:随着摩托车向高速、大功率发展,发动机引起的振动已经成为影响摩托车性能的主要因素之一。针对某公司 200 ml 排量摩托车设计开发过程中出现的振动现象,在摩托车发动机与车架之间增加弹性悬挂装置,使悬挂系统的固有频率避开发动机的常用激振频率,对悬挂系统进行仿真分析,合理匹配其性能参数,改善系统的隔振性能,解决整车振动问题,从而提高摩托车的乘坐舒适性。

关键词:摩托车发动机;悬挂系统;降振;仿真分析

中图分类号:TH122

文献标识码:A

T200 摩托车是某公司自行研制的中等排量的高性能公路跑车,在对整车进行定型试制、道路试验和耐久性强化试验过程中,发现摩托车整车振动剧烈,方向把手柄、坐垫有非常强的振动感,影响摩托车行驶平顺性、驾驶舒适性,还容易导致摩托车零部件松动或过早疲劳损坏,对整车的安全运行构成威胁。

在摩托车发动机与车架之间增加弹性悬挂装置系统,其性能设计优劣直接关系到发动机振动向摩托车整车的传递,影响整车的噪声、振动与舒适性性能。摩托车的振源主要来自于发动机和路面。而发动机作为一个主要振源其振动传递途径是发动机经悬挂系统传递至车身,引起整车的振动。所以,最大限度地减小发动机产生的振动向车身传递是摩托车减振的关键之处,同时发动机的悬挂装置元件作为振动传递途径的一个重要元件对于摩托车隔振来说也是一个不可忽视的环节^[1-6]。

降低由发动机引起高频振动的关键问题是在摩托车常用速度时防止发动机与整车发生共振。在发动机与车架之间设置弹性元件,合理设计弹性悬挂元件的相关性能参数并进行合理匹配,使弹性悬挂的振动频率避开发动机常用转速的激振频率,避免摩托车发动机引起的高频振动,有效降低摩托车整车振动。

1 发动机悬挂系统动力学模型

建立发动机悬挂系统动力学模型是进行悬挂系统优化设计的前提和基础。假设发动机悬挂系统为微小

振幅振动,忽略悬弹性元件阻尼的影响,悬挂系统视为无阻尼的线形系统。

1.1 建立坐标系

在发动机空间悬挂下有 6 个自由度,机壳的刚度远大于空间悬挂的刚度,发动机可视为刚体。设 C 为发动机的质心,忽略活塞—连杆—曲柄机构运动对整个发动机空间质心位置的影响,每个悬挂点可看作由 3 个正交的弹簧支撑。

对发动机,建立相应的笛卡尔坐标系, $O-XYZ$ 为过质心的固定坐标系,垂直向上为 Z 的正方向, X 轴为过 O 点摩托车前行方向为正方向, Y 水平垂直于竖直平面, $C-\overline{XYZ}$ 记为发动机连体惯性主轴坐标系,发动机静止时坐标系 $O-XYZ$ 与 $C-\overline{XYZ}$ 重合,如图 1

i 记为发动机第 i 悬挂点,在坐标系中的坐标为 (x_i, y_i, z_i) , $i=1, 2, 3, \dots, n$ 。每个悬挂点由 CX, CY, CZ 方向的弹簧支撑,对应的刚度系数为 k_{ix}, k_{iy}, k_{iz} 。悬挂的发动机扰动时,相对 $O-XYZ$ 运动。

取质心坐标 x_c, y_c, z_c 和绕质心坐标系 $O-XYZ$ 的 OX, OY, OZ 的转角 α, β, γ 为广义坐标。

由于振动是在微小范围内的位移,设它们都是一阶向量,则有

$$\begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \bar{z}_i & -\bar{y}_i \\ 0 & 1 & 0 & \bar{z}_i & 0 & \bar{x}_i \\ 0 & 0 & 1 & -\bar{y}_i & \bar{x}_i & 0 \end{bmatrix} \times$$

* 收稿日期:2004-09-10

基金项目:国家自然科学基金项目资助(50375161),重庆市科技攻关重点项目资助(7823-10)

作者简介:谭逢友(1974-),重庆垫江人,重庆大学硕士研究生,主要研究方向为机械动力学、CAD/CAM/CAE。

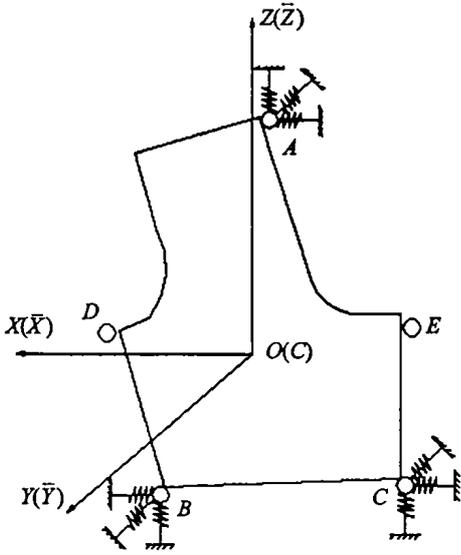


图 1 发动机弹性悬挂系统动力学模型

$$[x_c, y_c, z_c, \alpha, \beta, \gamma]^T + \begin{bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{bmatrix} \quad (1)$$

1.2 弹性力系

在发动机振动过程中,发动机有 $3n$ 根弹簧产生的线弹性力系,各悬挂点所受到的弹性力为

$$\{F_i\} = \begin{bmatrix} F_{ix} \\ F_{iy} \\ F_{iz} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{ix} & 0 & 0 \\ 0 & k_{iy} & 0 \\ 0 & 0 & k_{iz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta q_{ix} \\ \Delta q_{iy} \\ \Delta q_{iz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

由于 α, β, γ 为一阶小量,这些弹性力视为沿 OX, OY, OZ , 也可视为沿 $\overline{CX}, \overline{CY}, \overline{CZ}$ 方向。

将 F_{ix}, F_{iy}, F_{iz} 向 C 点简化,并将简化结果用在 $O-XYZ$ 或 $C-XYZ$ 上的投影表示,可得 3 个正交的力和 3 个正交的力偶,得出 n 个悬挂点所受 $3n$ 个弹力向 c 点简化的主矢与主矩在 $O-XYZ$ (或 $C-\overline{XYZ}$) 上的投影:

$$\left. \begin{aligned} F_x^c &= \sum F_{ix}; F_y^c = \sum F_{iy}; F_z^c = \sum F_{iz}; \\ m_x^c &= \sum (\bar{y}_i F_{iz} - \bar{z}_i F_{iy}) \\ m_y^c &= \sum (\bar{z}_i F_{ix} - \bar{x}_i F_{iz}) \\ m_z^c &= \sum (\bar{x}_i F_{iy} - \bar{y}_i F_{ix}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

由上综合可得:

$$\begin{bmatrix} F_x^c \\ F_y^c \\ F_z^c \\ m_x^c \\ m_y^c \\ m_z^c \end{bmatrix} = - \sum \begin{bmatrix} k_{ix} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{iy} & 0 & -k_{iy}\bar{z}_i \\ 0 & 0 & k_{iz} & k_{iz}\bar{y}_i \\ 0 & -k_{iy}\bar{z}_i & k_{iz}\bar{y}_i & k_{iy}\bar{z}_i^2 + k_{iz}\bar{y}_i^2 \\ k_{ix}\bar{z}_i & 0 & -k_{ix}\bar{x}_i & -k_{ix}\bar{x}_i\bar{y}_i \\ -k_{ix}\bar{y}_i & k_{iy}\bar{x}_i & 0 & -k_{iy}\bar{x}_i\bar{z}_i \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k_{ix}\bar{z}_i & -k_{ix}\bar{y}_i \\ 0 & k_{iy}\bar{x}_i \\ -k_{ix}\bar{x}_i & 0 \\ -k_{ix}\bar{x}_i\bar{y}_i & -k_{iy}\bar{x}_i\bar{z}_i \\ k_{ix}\bar{z}_i^2 + k_{iz}\bar{x}_i^2 & -k_{ix}\bar{y}_i\bar{z}_i \\ -k_{ix}\bar{y}_i\bar{z}_i & k_{iy}\bar{y}_i^2 + k_{iz}\bar{x}_i^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \\ \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} \quad (4)$$

记为

$$\{Q^c\} = -[K^c]\{q_c\} \quad (5)$$

1.3 振动动力学方程

因阻尼力可忽略不计,由拉格朗日定理得到发动机自由振动微分方程:

$$[M^c]\{q_c\} + [K^c]\{q_c\} = 0 \quad (6)$$

其中:

$$[M^c] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C \end{bmatrix} \quad (7)$$

而 $[K^c]$ 即前式中的对称阵。

设发动机有如下自由振动解:

$$\{q_c\} = \{H\} e^{i\omega t} \quad (8)$$

可得特征方程:

$$(-[M^c]\omega^2 + [K^c])\{H\} = 0 \quad (9)$$

式中 ω^2 为特征值; $\{H\}$ 为对应于 ω^2 的特征矢。考虑非平常情况 $\{H\} \neq 0$, 则可导出频率方程:

$$|-[M^c]\omega^2 + [K^c]| = 0 \quad (10)$$

由此可解出弹性悬挂发动机的 6 个自然频率:

$$\left. \begin{aligned} f_1 < f_2 < f_3 < f_4 < f_5 < f_6 \\ (f_i = \omega_i/2\pi, i = 1, 2, \dots, 6) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

2 悬挂系统降振仿真分析的程序流程图

由上面建立的振动动力学方程可知,对悬挂系统而言,弹性悬挂支承点的空间布置及支承刚度系数与由发动机引起的整车振动状况有非常重要的关系。弹性悬挂元件有低通滤波的作用,对截止频率以上的谐波有较好的抑制作用,它的低通滤波特性决定了降振性能的良好程度。对支承点的空间布置及相应的支承刚度系数的合理匹配,实现悬挂系统最大固有频率的最小化,是悬挂系统降振仿真分析的目标。

在 Matlab 环境下编写仿真程序,其主程序流程图如图 2 所示。所编写的悬挂系统降振仿真分析通用性较强,在已知发动机和悬挂系统的相关参数条件下,利用该仿真优化设计程序可很方便地求得悬挂系统最大固有频率,达到仿真分析的目标。

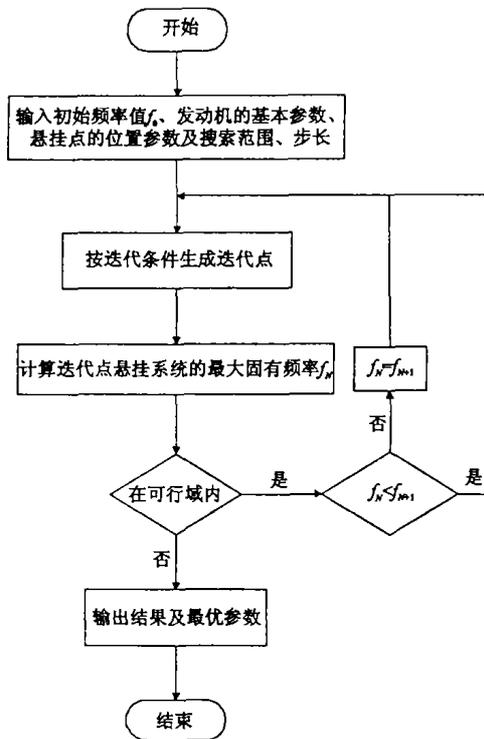


图2 仿真优化的主程序流程图

3 发动机悬挂系统的固有频率的计算及优化

3.1 发动机参数

建模时运用了 CAD 软件 Pro/E 来建立发动机的三维实体模型,计算得到发动机基本参数:质心位置、质量、惯量参数,各悬置点相对于质心坐标系的位置参数等。

质量矩阵为:

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} 26 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 26 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 26 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.3037 & 0.0127 & 0.0782 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0127 & 0.3284 & -0.0023 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0782 & -0.0023 & 0.2317 \end{bmatrix}$$

3.2 悬挂系统的仿真分析

实验所用发动机的常用转速为 5 000 ~ 10 000 rpm,此时激振频率为 $f = 83 \sim 100$ Hz,故对悬挂系统优化时系统的固有频率应尽量避免这一频带,以免发生共振。要实现悬挂系统减振的最佳效果,固有频率 $f_0 \leq \frac{f_{\min}}{\sqrt{2}} = 59$ Hz。

发动机各悬挂点均采用相同的弹性悬挂元件,各个弹性悬挂在径向方向上各向同性,将弹性元件的刚度和发动机的基本参数代入上述动力学模型,求悬挂系统的固有频率。通过对变换各悬挂点的刚度系数求悬挂系统的固有频率,可知各悬挂点刚度系数越小,悬挂系统的固有频率就越小。但由于在实际工程问题中,受弹性元件本身材料特性及寿命要求和摩托车发动机链条张紧力的限制,不可能将弹性元件的刚度系数做得很小。由上计算过程和实际应用中可知:在用特定配方满足弹性元件的抗疲劳要求的情况下,在洛氏硬度为 30 度弹性元件时其最大的固有频率能达到 79.16 为相对较好结果。

改变现有悬挂点的坐标,考虑到发动机与车架连接位置的限制,在各悬挂点 x, y 坐标 ± 0.02 m 范围内,取相应的步长,其优化目标为整个悬挂系统的固有频率最小,对其进行优化设计(结果见表 1)。

表1 优化结果

设计变量	x_1	y_1	x_2	y_2	x_3	y_3	固有频率/Hz
优化前	-0.141 3	0.238 6	-0.205 9	-0.026 3	0.184 1	-0.047 1	79.16
优化后	-0.161 3	0.223 6	-0.225 9	-0.006 3	0.189 1	-0.027 1	61.43

可以看到优化后的悬挂系统的最大固有频率下降了近 22%,已经十分接近达到最优减振效果的要求。

4 结论

建立具有 6 自由度的摩托车发动机悬挂系统的动力学模型,对发动机悬挂系统进行仿真分析,对参数进行优化,实现发动机悬挂系统减振特性与发动机动态特性的合理匹配,有效隔离发动机自身振动,降低了摩托车振动和改善摩托车乘坐舒适性,说明本方法是实用而有效的,提高了悬挂系统的隔振性能。

参考文献:

- [1] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海:上海科学技术出版社,1985.
- [2] 喻惠然. 发动机隔振的研究[J]. 汽车技术, 1992, (9): 23 - 27.
- [3] FREUDENBERG C. Reduction of Noise and Vibration in Vehicle by Appropriate Engine Mount System and Active Absorbers[R]. U SA; SAE 960185, 1996.
- [4] 方锡邦. 轿车动力总成悬置系统隔振性能的仿真研究[J]. 合肥工业大学学报, 2003, (2): 236 - 241.
- [5] 张志涌. 精通 MATLAB 6.5 版[M]. 北京:北京航空航天大学出版社, 2003.
- [6] 陈滨. 动力学、振动与控制的研究[M]. 北京:北京大学出版社, 2001.

Simulation Analysis on Decreasing Vibration of Motorcycle Engine Suspension System

TAN Feng-you, HE Yu-lin, DING Yi, ZHANG Zhi-hong

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: With the development of high-speed and high-power, the motorcycle vibration from engine become one of the major factors affecting the performances of motorcycle. Elastic suspension structure is adopted between the engine and frame for the vibration during the process of designing a certain type of motorcycle with 200 cc engine in some enterprise. Through optimization of the suspension system performance parameters, inherent frequency of suspension system keeping away from the activated frequency of engine in common use is essential. Isolation performance is improved and the vibration is solved. As a result, the comfort is improved.

Key words: motorcycle engine; suspension system; decreasing vibration; optimization analysis

(编辑 张小强)

(上接第 19 页)

- [3] 王霄. PCB 数控钻孔最佳走刀路线的建模与求解[J]. 计算机辅助设计与图形学学报, 2001, (7): 11 - 13.
- [4] 陈志平. 计算机数学 - 计算复杂性理论与 NPC、NP 难问题的求解[M]. 北京: 科学出版社, 2001.
- [5] 赵清江. 用蚁群算法求解类 TSP 问题的研究[J]. 铁道运输与经济, 2003, 125(2): 24 - 25.
- [6] 郝晋. 求解复杂 TSP 问题的随机扰动蚁群算法[J]. 系统工程理论与实践, 2002, (9): 49 - 51.

Improvement of TSP and Application to Oriented Path Optimization for PCB NC Machining

WANG Ying-zhang, LI Jian, XU Zong-jun

(College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: The fast developments of electrical information industry bring electrical manufacture technology the rigorous challenges and the drastic market competitions. This text aiming at the problem, which is instantly solved in the PCB hole sit machining, proposes an oriented path optimized technology for PCB hole sit machining. And the technology uses Greedy algorithm and Ant System Algorithm to solve the problems that more holes and empty runs make machining time longer. The actual applied effect is better and machining efficiency increases 23.9%. Obtain good economic performance.

Key words: NC machining; TSP; greedy algorithm; ant system algorithm; printed circuit board

(编辑 成孝义)