

文章编号:1006-1355(2014)06-0079-06

## 改进的多岛遗传算法在动力总成悬置系统 优化设计中的应用

沈忠亮, 陈 剑, 蒋丰鑫

(合肥工业大学 噪声振动工程研究所, 合肥 230009)

**摘 要:**针对多岛遗传算法(Multi-Island GA)的缺点,通过动态调节其交叉和变异概率来防止算法的早熟以及提高搜索效率,并结合模拟退火法的局部寻优能力强的优点,形成了求解效率更高的改进的多岛遗传算法,并将其应用于动力总成悬置系统的优化设计中。并通过仿真分析和实验验证了优化效果,该改进的算法可以有效应用在悬置系统的优化设计中。

**关键词:**振动与波;多岛遗传算法;动力总成悬置系统;隔振;稳健性

中图分类号:O422.6

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2014.06.018

## Application of Improved Multi-island Genetic Algorithm to Powertrain Mounting System Optimization

*SHEN Zhong-liang, CHEN Jian, JIANG Feng-xin*

(Institute of Sound and Vibration Research, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China)

**Abstract :** Aiming at the demerits of Multi-Island Genetic Algorithm (MIGA), the dynamic modulation of crossover and variable probability is employed to overcome the premature phenomenon and improve the searching efficiency of this algorithm. Combining with the powerful local searching ability of the simulated annealing algorithm, an improved MIGA with higher efficiency is worked out. Its optimization effect is verified by simulation and experiment. This improved algorithm can be effectively applied in the optimization of powertrain mounting system.

**Key words :** vibration and wave ; multi-island genetic algorithm ; powertrain mounting system ; vibration isolation ; robustness

汽车发动机在工作中产生的不平衡力和力矩及路面的不平度是引起汽车振动的主要激振源。对发动机悬置参数(如安装位置、角度、刚度和阻尼等)进行优化,能够实现悬置系统的动态特性与整车动态特性的合理匹配,可以有效地降低整车的振动及噪声水平,改善汽车乘坐的舒适性<sup>[1]</sup>。

由于汽车动力总成悬置参数的设计是一个多参数、多目标优化问题,存在许多局部最优解,因此选

择合适的优化算法避免出现局部代替整体的情况显得十分重要<sup>[2]</sup>。多岛遗传算法是经过改良的遗传算法,主要特点是把整个种群分成若干个子种群,在每个子种群中进行传统遗传算法的所有操作,并且在每个子种群中选定一些个体定期地迁移到另外的岛上,然后继续进行遗传操作<sup>[3]</sup>。通过这种迁移操作可以维持群体的多样性,能更有效的搜索全局解空间的最优解。但在求解大规模优化问题时,还是存在着一些局部极值问题。模拟退火算法的局部寻优能力较强,并可使搜索过程免于陷入局部最优解,所以可以利用模拟退火法的这个优势弥补多岛遗传算法的不足。

本文通过动态调节交叉和变异概率来克服多岛遗传算法的早熟现象,加入退火操作来提高多岛遗传算法的局部寻优能力。并应用改进后的算法对汽

收稿日期:2014-03-27

作者简介:沈忠亮(1989-),男,硕士研究生,主要研究方向:汽车NVH与CAE分析。

E-mail: szl943192147@sina.com

通信作者:陈剑(1962-),男,教授,博士研究生导师,研究方向:汽车NVH与CAE。

E-mail: hfgd8216@126.com

车动力总成悬置系统进行优化设计,同时利用 Monte Carlo 法对优化前后的悬置系统的刚度参数进行稳健性分析比较,并通过实验验证了优化后悬置系统的隔振效果。

## 1 动力总成悬置系统建模及能量解耦

### 1.1 动力总成悬置系统动力学模型

将动力总成视为刚体,由三个或四个悬置支撑在车架、副车架或车身上,构成动力总成悬置系统。如图1所示,该系统是一个六自由度的振动系统<sup>[4]</sup>。

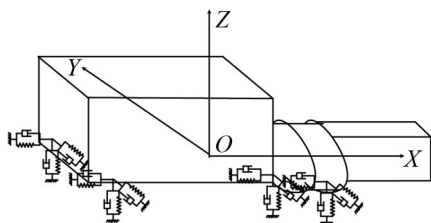


图1 汽车动力总成悬置系统

动力总成置于互相正交的 $G_0XYZ$ 坐标系中,其中 $G_0$ 原点为静止时的动力总成质心。刚体的运动有六个自由度,即沿 $X$ 、 $Y$ 、 $Z$ 三个方向的移动 $x$ (纵向)、 $y$ (横向)、 $z$ (垂向)和绕 $X$ 、 $Y$ 、 $Z$ 轴的转动 $\theta_x$ (侧倾)、 $\theta_y$ (俯仰)、 $\theta_z$ (横摆),其广义坐标为 $q=(x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z)^T$ 。

根据汽车动力总成悬置系统的动力学模型,利用拉格朗日方程和虚功原理可以得到多自由度振动系统的运动微分方程

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t) \quad (1)$$

式中 $M$ 为悬置系统的质量矩阵; $C$ 为阻尼矩阵; $K$ 为刚度矩阵; $F(t)$ 为系统所受的激励力向量, $F(t)=(f_x, f_y, f_z, f_{\theta_x}, f_{\theta_y}, f_{\theta_z})^T$ 。

动力总成悬置系统的无阻尼自由振动方程为

$$M\ddot{q} + Kq = 0 \quad (2)$$

由上式可以计算得到悬置系统的6阶固有频率 $\omega_i$ 和固有振型 $\phi_i$ ,其中 $i=1,2,3,4,5,6$ 。

### 1.2 能量解耦法

在优化设计悬置系统时,从能量角度实现各自由度的解耦,尽量使其具有较高的振动解耦程度,这种方法称为能量解耦法<sup>[5]</sup>。通过对数学模型的微分方程计算,可以得到系统各阶主振动时的能量分布,把它的矩阵形式称为能量百分比矩阵。当悬置系统以第 $j$ 阶模态振动时,其能量百分比矩阵可以表示为

$$K_E(k, l) = \frac{1}{2} M(k, l) \phi(k, j) \phi(l, j) \omega_j^2 \quad (3)$$

式中 $k, l, j=1,2,3,4,5,6$ ;  $M(k, l)$ 为动力总成质量矩阵的第 $k$ 行、第 $l$ 列元素; $\omega_j$ 为悬置系统第 $j$ 阶固有频率; $\phi(k, j)$ 、 $\phi(l, j)$ 分别为系统第 $j$ 阶振型的第 $k$ 个及第 $l$ 个元素。

悬置系统第 $j$ 阶振型的第 $k$ 个坐标的能量与总能量的百分比值为

$$E_{P,jk} = \frac{(K_{E,k})_{\omega_j}}{(K_E)_{\omega_j}} \times 100\% = \frac{\sum_{l=1}^6 M(k, l) \phi(k, j) \phi(l, j)}{\sum_{k=1}^6 \sum_{l=1}^6 M(k, l) \phi(k, j) \phi(l, j)} \times 100\% \quad (4)$$

当 $E_{P,jk} = 100\%$ 时,系统做第 $j$ 阶模态振动时能量全部集中在第 $k$ 个广义坐标上,此时,该阶模态的振动完全解耦。

## 2 改进的多岛遗传算法的优化设计

### 2.1 改进的多岛遗传算法

本文优化设计是以悬置系统能量解耦度为目标,动力总成的怠速激励频率及其固有频率为约束,来优化设计悬置系统的刚度参数。这可以归结为带有约束的非线性规划问题,用下方方程表示

$$\begin{cases} \min J(x), & x \in \Omega \\ \text{s.t. } g_u(x) \leq 0, & u=1,2,3,\dots \end{cases} \quad (5)$$

式中 $x$ 为设计变量; $\Omega$ 为解空间; $g_u(x)$ 为描述设计约束的非线性函数; $J(x)$ 为描述设计目标的目标函数。

#### 2.1.1 编码和解码的方法

在多岛遗传算法中用16位的二进制编码串分别表示各变量(变量个数为 $n$ ),组成 $16n$ 位的二进制串,假设某一刚度的取值范围为 $[K_i^{\min}, K_i^{\max}]$ ,则它共产生 $2^{16}$ 种不同的编码,这就构成了函数优化问题的染色体种群。而解码时,将 $16n$ 位的二进制编码串截断为 $n$ 个二进制编码串,每一个二进制编码串对应着一个刚度值解。假设某一个二进制编码串为 $b_{16}b_{15}b_{14}\dots b_3b_2b_1$ ,则对应的刚度参数解为:

$$K_i = K_i^{\min} + \left( \sum_{i=1}^{16} b_i \cdot 2^{i-1} \right) \cdot \frac{K_i^{\max} - K_i^{\min}}{2^{16} - 1} \quad (6)$$

#### 2.1.2 适应度函数的建立

采用改进的多岛遗传算法优化汽车动力总成悬置系统,在优化过程中,每一个设计点被当成一个具有确定适应度值的个体,适应度值函数是评判个体

优劣的唯一标准。根据本文所描述的优化问题,可以建立适应度值函数为

$$f(x) = \frac{1}{J(x) + R \sum_{i=1}^n \max(0, g_u(x))} \quad (7)$$

式中  $J(x)$  为目标函数;  $R$  为惩罚因子;  $g_u(x)$  为约束函数。

### 2.1.3 选择操作

将适应度比例法和最优保存策略相结合的方法作为多岛遗传算法的选择操作。适应度比例法选取的个体进行接下来的交叉和变异遗传操作;最优保存策略选取的个体则直接复制到下一代种群中。

### 2.1.4 动态调节的交叉和变异概率

本文根据种群进化的情况来动态地调整交叉概率  $P_c$  和变异概率  $P_m$ , 以达到克服过早收敛且加快搜索速度的目的, 本文建立的计算表达式如下

$$P_c^{l+1} = \begin{cases} \frac{P_c^l (f_{\max} - f')}{(f_{\max} - f_{\text{avg}})}, & f' \geq f_{\text{avg}} \\ P_c^l, & f' < f_{\text{avg}} \end{cases} \quad (8)$$

$$P_m^{l+1} = \begin{cases} \frac{P_m^l (f_{\max} - f)}{(f_{\max} - f_{\text{avg}})}, & f \geq f_{\text{avg}} \\ P_m^l, & f < f_{\text{avg}} \end{cases} \quad (9)$$

式中  $P_c^l$ 、 $P_m^l$  分别是第  $l$  代种群中个体的交叉概率和变异概率;  $f_{\max}$ 、 $f_{\text{avg}}$  分别是当前进化种群的最大和平均适应度值;  $f'$  是要交叉的两个个体中较大的适应度值;  $f$  是要变异的个体的适应度值。但是, 太大的  $P_c^l$ 、 $P_m^l$  有可能造成解空间过于分散, 甚至可能导致原有的解被破坏。为此, 一旦  $f_{\max} - f_{\text{avg}} < \varepsilon$  时, 就固定  $P_c$ 、 $P_m$  的值, 以避免原有解空间被完全破坏, 取  $\varepsilon = 0.05 f_{\max}$ 。

### 2.1.5 退火操作

假设遗传到  $l$  代时, 第  $i$  个设计向量  $X_i^l$  对应的罚函数值为  $H_i^l$ , 通过遗传操作  $X_i^l$  演化为  $X_i^r$  对应的罚函数值为以 Metropolis 接受准则接受新值

$$X_i^{l+1} = \begin{cases} X_i^r, & f_i^r \leq f_i^l \\ X_i^l, & P_i > r \sqrt{f_i^r - f_i^l} \\ X_i^r, & P_i \leq r \sqrt{f_i^r - f_i^l} \end{cases} \quad (10)$$

式中  $P_i$  为接受概率  $P_i = \exp\left[\frac{(f_i^{(l)} - f_i^{(r)})}{T}\right]$ ;  $T$  为退火温度;  $r$  为  $[0, 1]$  的随机数。

### 2.1.6 优化算法的终止条件

多岛遗传算法在每一代中都存在一个最优解,

随着迭代的进行, 相邻  $K$  带的最优解改善程度可以反映出优化算法的在线性能。算法在相邻  $K$  带最优解的改善程度可表示为

$$f_i - f_{i-k} < \alpha \quad (11)$$

算法终止条件: 取  $\alpha = 0.005$ , 若连续 20 代最优值没有得到改进则算法终止, 确定迭代过程的最优解并输出结果。本文算法整体流程框图如图 2 所示。

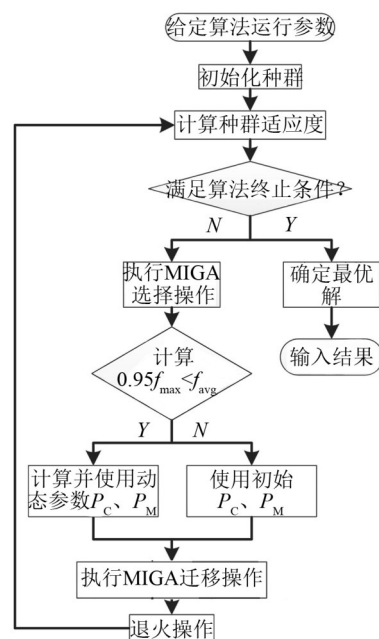


图2 改进的多岛遗传算法流程图

## 2.2 改进的多岛遗传算法优化模型

### 2.2.1 设计变量

发动机悬置系统特性受多种因素影响, 如悬置的安装位置、安装角度以及悬置主刚度值等。由于悬置的安装位置受到车架和其他器件的限制, 并且悬置的安装角度受空间限制, 也很难改变。因此以各悬置三个方向的刚度值  $K(K_1, K_2, \dots, K_n)$  为设计变量, 其中  $n$  为悬置刚度的个数。

### 2.2.2 约束条件

(1) 为保证悬置的使用寿命, 系统的各阶固有频率一般都要大于 5 Hz。本文研究的发动机怠速转速  $n$  为 800 r/min, 气缸数  $N$  为 4, 冲程数  $C$  为 4, 则其怠速下的点火脉冲频率为

$$f = N \cdot n / 30C = 26.6 \text{ Hz} \quad (12)$$

因此, 一般工程上, 系统固有频率要小于激励力频率的  $1/\sqrt{2}$  时, 才能达到良好的隔振效果<sup>[6]</sup>。该悬置系统的固有频率应满足

$$5 \text{ Hz} \leq f_i \leq 18.8 \text{ Hz}, \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5, 6) \quad (13)$$

另外, 为保证悬置系统各阶模态不发生共振, 要

求各阶的固有频率最小差值在 1 Hz 以上。由于人体对垂直振动最敏感的频率范围在 4 Hz~6 Hz, 所以悬置系统的垂向固有频率要避开这个范围内<sup>[7]</sup>。

(2) 悬置位移不能过大, 过大的位移容易使悬置受到剪切破坏, 降低使用寿命, 因而悬置主刚度不能过小, 悬置刚度约束如下

$$K_i^{\min} \leq K_i \leq K_i^{\max}, \quad (i=1, 2, 3, \dots, 12) \quad (14)$$

进行优化计算时, 所有的约束均转换成

$$g_u(x) \leq 0, \quad (u=1, 2, 3, \dots, 42) \quad (15)$$

### 2.2.3 目标函数

动力总成由于实际布置空间的限制, 要实现完全解耦是很困难的, 对于研究的四缸机来说, 2 阶惯性力和 2 阶转矩是悬置系统的主要激振力, 故本文主要考虑沿 Z 方向和绕 X 轴方向的解耦状况<sup>[8]</sup>。其目标函数为

$$\min J(x) = 0.5(1 - E_z) + 0.5(1 - E_{\theta_x}) \quad (16)$$

式中  $E_z$  和  $E_{\theta_x}$  分别为 Z 向能量百分比和绕 X 轴方向能量百分比。

## 3 优化算例

本文所用的算例为某国产汽车的动力总成悬置系统。优化算法的运行参数: 子种群中的个体数目  $n=200$ , 岛屿个数  $N=10$ , 最大进化代数  $G=300$ , 迁移概率  $P_i=0.9$ , 迁移间隔  $I=2$ , 初始交叉概率

$P_c^1=0.9$ , 初始变异概率  $P_m^1=0.06$ , 最优保存个体数目  $E=5$ , 冷却系数  $C=0.5$ , 初始退火温度  $T=100\,000$ 。动力总成质量为 171.02 kg, 其惯性参数和悬置的位置、刚度参数分别如表 1 和表 2 所示。

表 1 动力总成惯性参数

$I_x/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$I_y/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$I_z/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$I_{xy}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$I_{xz}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	$I_{yz}/\text{kg}\cdot\text{m}^2$
6.68	1.14	9.81	9.40	2.0	1.70

表 2 优化前悬置位置及刚度参数

支撑点	方向	坐标/mm	刚度/ $\text{N}\cdot\text{mm}^{-1}$
左悬置	$x$	-169.97	50
	$y$	218.15	150
	$z$	-180.31	40
右悬置	$x$	-169.97	55
	$y$	-325.85	220
	$z$	-262.31	55
前悬置	$x$	382.19	225
	$y$	-32.64	225
	$z$	177.14	105
后悬置	$x$	-479.97	36
	$y$	7.15	108
	$z$	62.69	105

表 3 优化前各阶频率及能量分布

频率/Hz	6.36	7.21	9.10	10.54	11.83	14.91
能量分布/(%)	$x$	1.42	95.38	0.37	0.27	2.81
	$y$	0.33	0.05	43.12	48.82	2.45
	$z$	90.71	1.59	4.19	1.80	1.73
	$\theta_x$	2.80	1.18	49.56	24.65	12.05
	$\theta_y$	4.01	1.42	0.85	9.07	83.95
	$\theta_z$	0.38	1.21	9.10	21.71	9.38

根据表 1 和表 2 的数据, 计算得到优化前的悬置系统 6 阶固有频率及能量的分布, 如表 3 所示。

从表 3 可以看出悬置系统的固有频率最低为 6.36 Hz, 最高为 14.91 Hz, 满足隔振要求, 并且各阶频率之间的间隔均大于 0.5 Hz, 也能满足实际需求。但悬置系统除纵向和垂向自由度上的能量分布大于 90 % 外, 其余各自由度上的能量分布均在 85 % 以下, 其中侧倾方向为 49.56 %, 与横向振动有很高的耦合。垂向固有频率很接近人体对垂直振动最敏感的频率。很明显, 垂向固有频率和绕 X 方向

的解耦率都需要改进。另外, 各自由度之间也存在着较严重的振动耦合现象, 也需要进一步改进。

建立悬置系统的优化模型, 采用改进的多岛遗传的优化算法, 把常规设计的参数作为初始值, 进行优化。表 4 为优化后悬置系统的刚度参数, 表 5 为优化后模型的固有频率及振动能量分布。

由表 5 可知优化后最低频率为 6.49 Hz, 最高频率为 17.45 Hz, 各阶频率之间间隔亦大于 0.5 Hz, 满足要求。各个自由度上的能量百分比均比优化前有明显地提高, 其中垂直自由度上的能量百分比由



90.71 %提高至 99.68 %,侧倾自由度也由 49.56 %提高到 97.56 %。优化后的整个悬置系统的振动耦合得到降低。

表4 优化后悬置系统刚度参数

支撑点	悬置刚度/ $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$		
	$K_x$	$K_y$	$K_z$
左悬置	268.67	94.61	93.27
右悬置	135.25	38.38	32.90
前悬置	282.78	76.53	426.41
后悬置	263.08	135.05	274.35

表5 优化后各阶频率和能量分布

频率/Hz	6.49	7.89	11.06	12.84	14.19	17.45
$x$	0.01	0.08	0.03	99.31	0.72	0.23
$y$	93.13	1.50	0.01	0.07	5.34	0.02
$z$	0.01	0.10	99.68	0.04	0.01	0.17
$\theta_x$	0.75	97.56	0.19	0.06	2.07	5.45
$\theta_y$	0.80	1.04	0.09	0.19	0.71	99.25
$\theta_z$	5.30	2.74	0.01	0.41	96.70	1.72

定变量的变化对响应值的影响程度<sup>[9]</sup>。假定刚度值按正态分布,变化范围为 $\pm 10\%$ ,以此进行稳健性分析。图3和图4为优化后的悬置系统垂向和侧倾方向的耦合度分布概率图。

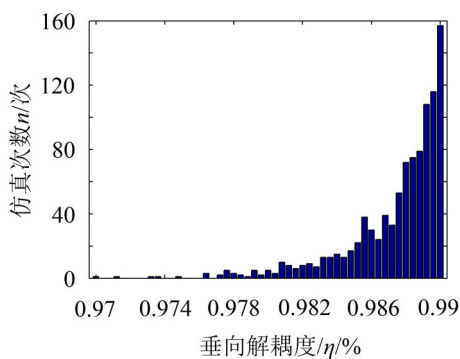


图3 优化后垂向耦合度分布概率

由图3和图4可知,优化后的垂直方向解耦度最低为97 %,最高为99 %,差值为2 %。在侧倾方向上,优化后侧倾方向上最高耦合度和最低耦合度的差值为14 %,且能量解耦度主要集中在98 %左右。因此,可以看出,优化后的系统解耦度满足稳健性要求。

## 4 优化后的悬置系统稳健性分析

上节的优化计算是在悬置系统的刚度是完全可控的前提下计算得到的,但在实际生产中悬置的主刚度会在一定的范围内波动,存在一些不确定因素,很难从工艺上保证刚度的精确度,从而会导致悬置系统的静变形和解耦度的变化。因此有必要对悬置系统的主要刚度进行稳健性分析。

本文采用 Monte Carlo 法对悬置系统的主要刚度进行稳健性分析。Monte Carlo 法通过产生服从一定分布的随机变量,计算响应值的分布情况,以确

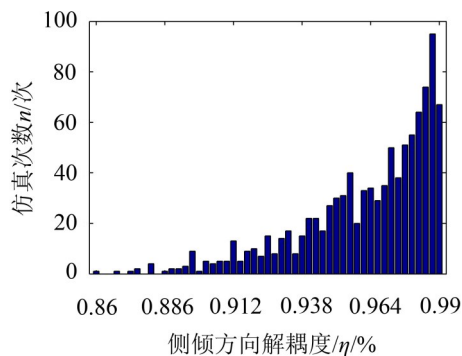


图4 优化后侧倾方向耦合度分布概率

## 5 优化结果实验验证

悬置系统悬置元件的隔振率可以评价其隔振性能<sup>[10]</sup>。为了验证优化后悬置系统的隔振性能,在实际工况下,对优化前后各悬置元件的垂向加速度信号进行采集,并通过计算获取各悬置单元的隔振率,以评价悬置系统的隔振性能。采用 KISTLER 加速度传感器拾取加速度信号,利用 LMS SCADAS 采集仪和 LMS Test. Lab 软件进行数据采集与分析,测点布置在悬置元件与动力总成和车架连接处的上下两点。在不同工况下,各悬置单元优化前后的隔振率如表6所示。

从表6可知,优化后悬置系统的左侧、右侧和前侧悬置的隔振率均有了一定程度的提高,只有后侧悬置的隔振率略有降低。总的来看,优化后整个悬置系统的隔振性能得到了提高,优化结果较为满意。

表6 优化前后的各悬置元件在不同工况下的隔振率/dB

转速/(r/min)	支撑位置	优化前 隔振率/dB	优化后/dB
怠速	左悬置	12.76	15.24
	右悬置	15.09	20.52
	前悬置	12.79	17.44
	后悬置	25.37	21.53
1 500	左悬置	13.21	15.13
	右悬置	15.16	22.78
	前悬置	14.91	18.06
	后悬置	25.81	24.36
2 000	左悬置	16.53	22.57
	右悬置	23.32	26.92
	前悬置	15.77	26.31
	后悬置	29.03	29.25

## 6 结 语

利用改进后的多岛遗传算法进行动力总成悬置系统优化设计,结果表明,悬置系统各阶模态频率分布更加合理,能量解耦度得到提高,系统隔振性能得

到改善,并提升了悬置系统刚度稳健性,该方法在改善动力总成悬置系统性能方面,具有一定的实际意义和应用价值。

### 参考文献:

- [1] 时培成,高立新.基于灵敏度分析的动力总成悬置系统优化[J].**汽车工程**,2011,33(12):1057-1061.
- [2] 付江华,史文库,沈志宏,等.基于遗传算法的汽车动力总成悬置系统优化研究[J].**振动与冲击**,2010,29(10A):187-190.
- [3] 周远晖,陆玉昌,石纯一.基于克服过早收敛的自适应并行遗传算法[J].**清华大学学报(自然科学版)**,1998,38(3):93-95.
- [4] 吕振华,罗捷,范让林.汽车动力总成悬置系统隔振设计分析方法[J].**机械工程学报**,2003,14(3):265-269.
- [5] 沈志宏,郭福祥,史文库,等.基于能量解耦法的动力总成悬置系统优化设计[J].**噪声与振动控制**,2010,35(3):35-38.
- [6] Seonho C. Configuration and sizing design optimization of powertrain mounting system[J].**International Journal of Vehicle Design**,2000,24(1):35-47.
- [7] 方敏,应艳杰,汪洪波,等.基于整车转向模型的汽车主动悬架控制研究[J].**中国机械工程**,2006,17(4):431-439.
- [8] 黄鼎友,吉向东.动力总成悬置系统建模及振动仿真[J].**江苏大学学报(自然科学版)**,2005,26(3):222-226.
- [9] 陈剑,徐陈夏.发动机悬置系统优化设计及其可靠性分析[J].**汽车工程**,2009,31(3):234-238.
- [10] 成义权,陈剑,张要思.动力总成悬置系统隔振优化与工程应用[J].**噪声与振动控制**,2013,33(6):100-105.

### (上接第45页)

#### 参考文献:

- [1] 席葆树.一种用于语音广播的高频气流扬声器[P].中国:CN101018426A,2007.3.2.
- [2] C. M. Richards, R. Singh. Characterization of rubber isolator nonlinearities in the context of single and multidegree-of-freedom experimental systems[J]. **Journal of Sound and vibration**, 2001, 247(5): 807-834.
- [3] 王锐,李世其,宋少云.隔振橡胶本构建模研究[J].**振动与冲击**,2007,26(1),77-79.
- [4] 韩德宝,宋希庚.橡胶隔振器刚度和阻尼本构关系的试验研究[J].**振动与冲击**,2009,28(1):156-160.
- [5] A. Dall Asta, L. Ragni. Nonlinear behavior of dynamic systems with high damping rubber devices[J]. **Engineering Structures**, 2008, 30 (2008): 3610-3618.
- [6] 赵广.橡胶隔振器非线性动力学模型理论与实验研究[J].**振动与冲击**,2010,29(1):173-177.
- [7] 班书昊.橡胶隔振移动硬盘非线性系统的冲击研究[J].**噪声与振动控制**,2009,29(5):16-18.
- [8] LS-DYNA Theoretical Manual[M]. Livermore Software Technology Corporation, 1998, 1647-1649.
- [9] Feng W W. Private communication[P]. Livermore, CA, 1993.
- [10] 王伯雄.测试技术基础[M].北京:清华大学出版社,2003,426-428.
- [11] 徐光泽.电声原理与技术[M].北京:电子工业出版社,2007,44-47.
- [12] 许伟,龚昌超,曾新吾.带通滤波后语音可懂度的实验研究[J].**声学技术**,2008,27(5):700-703.
- [13] 许伟,曾新吾.永磁式动圈振动系统瞬态运动数值模拟[J].**噪声与振动控制**,2009,29(2):99-102.