DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.05.007

# 基于粒子群算法的发动机悬置系统稳健优化设计\*

# 张武<sup>1,2</sup> 陈剑<sup>1,3</sup> 高煜<sup>1</sup>

(1. 合肥工业大学噪声振动工程研究所,合肥 230009;2. 安徽农业大学信息与计算机学院,合肥 230036;3. 安徽省汽车 NVH 与可靠性重点实验室,合肥 230009)

【摘要】 应用稳健优化设计理论,考虑设计变量的变差对优化设计结果的影响,建立了稳健优化设计模型。 以发动机悬置系统能量解耦为目标,悬置刚度参数为设计变量,考虑目标函数和约束函数均值µ和标准差σ的变 化,构造了发动机悬置系统的稳健优化模型。采用粒子群优化算法对发动机悬置系统的悬置刚度参数进行了稳健 优化设计,并用 Monte Carlo 方法进行了分析。设计应用表明,优化方法可以有效降低系统解耦度对悬置刚度参数 的敏感性,系统解耦度分布更合理。比遗传算法的计算效率高。

关键词:发动机悬置系统 稳健优化设计 能量解耦 粒子群 中图分类号:TH122;U463.33 文献标识码:A 文章编号:1000-1298(2010)05-0030-06

# Robust Optimal Design of an Engine Mounting System Based on Particle Swarm Optimization

Zhang Wu<sup>1,2</sup> Chen Jian<sup>1,3</sup> Gao Yu<sup>1</sup>

Institute of Sound and Vibration Research, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China
 College of Information and Computer Science, Anhui Agricultural University, Hefei 230036, China
 Anhui Key Laboratory of Vehicle NVH and Reliability, Hefei 230009, China)

#### Abstract

The result of design was affected by the variation of parameters, and the model of robust optimal design was established with the robust optimal design theory. Considering the variation in the mean value and variance of objective function and constraint function, the optimization model was built, which took decoupling of energy distribution as an objective, and stiffness parameters of mountings as a design variation. Particle swarm optimization (PSO) was adopted to optimize an engine mounting system to the stiffness of mountings, and the Monte Carlo method was used to analyze the optimization values. An example showed the method presented could decrease the sensitivity of decoupling with respect to the stiffness of mountings, and could make the vibration coupling distribution more reasonable. Comparing with the genetic algorithms, the optimization design computational efficiency of engine mounting system could be obtained quickly by PSO.

Key words Engine mounting system, Robust optimal design, Energy decoupling, Particle swarm

引言

发动机是汽车上的一个主要振源,其振动由发 动机经悬置系统传递给车架或车身,因此,发动机悬 置系统参数的设计,对汽车整车的减振降噪非常重要,影响整车的 NVH(noise, vibration and arshness) 性能<sup>[1]</sup>。通过对发动机悬置参数(如安装位置、角度、刚度和阻尼等)的优化设计,可以有效降低整车

收稿日期: 2009-04-02 修回日期: 2009-05-20

<sup>\*</sup> 国家自然科学基金资助项目(50575063)、国家"863"高技术研究发展计划资助项目(2006AA110101)和安徽省科技攻关资助项目 (060229E2)

作者简介:张武,博士生,安徽农业大学高级工程师,主要从事汽车 NVH 技术研究, E-mail: zhangwu@ ahau. edu. en

振动及噪声水平<sup>[2~4]</sup>。对于发动机悬置系统的优化 设计,可以从不同角度提出目标函数和约束条件,并 建立不同的数学模型<sup>[5~10]</sup>。传统的确定性优化方 法都是在假定悬置参数是完全可控的前提下计算得 到的,未考虑悬置参数的可变性因素对系统性能的 影响。实际上,悬置的刚度、安装位置以及安装方位 由于制造、测量、安装误差等原因而存在不确定性。

本文将稳健优化设计应用于发动机悬置系统优 化中,以发动机悬置系统的解耦指标为目标,悬置刚 度参数为设计变量,充分考虑各种干扰和设计变量 的变差情况,结合一款发动机悬置系统实例,将 PSO 算法引入悬置参数的稳健优化设计中,同时利用 Monte Carlo 方法对结果进行分析验证。

### 1 稳健优化设计模型

传统确定性优化模型为

min f(x)s. t.  $g_i(x) \leq 0$   $(i = 1, 2, \dots, m)$  (1)  $x_i \leq x \leq x_n$ 

其中, $x_x_{L_x_u}$ 分别为设计变量及其上下界,f(x)为目标函数, $g_i(x)(i=1,2,\dots,m)$ 为m个约束函数。

稳健优化设计中,不仅考虑目标函数均值 $\mu_f$ 的 变化,而且要考虑目标函数的标准差 $\sigma_f$ 的变化。均 值 $\mu_f$ 和标准差 $\sigma_f$ 的计算,可以通过泰勒级数展开 来近似。考虑变量相互独立,则目标函数的均值和 标准差分别为

$$\begin{cases} \mu_{f} = f(\mu_{x}) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} \frac{\partial^{2} f}{\partial x_{i}^{2}} |_{\mu_{x_{i}}} \sigma_{x_{i}}^{2} \\ \sigma_{f} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left( \frac{\partial f}{\partial x_{i}} |_{\mu_{x_{i}}} \right)^{2} \sigma_{x_{i}}^{2}} \end{cases}$$
(2)

对于约束函数,由于变量变化因而引起约束的 变化,于是原问题的约束变为

$$\mu_{g_i(x)} + n\sigma_{g_i(x)} \leqslant 0 \tag{3}$$

同时为了表示设计变量偏离的可行性,相应的 设计变量的边界变为

$$x_{L} - n\sigma_{x} \leq x \leq x_{u} + n\sigma_{x} \tag{4}$$

式(2)、(3)中n为任意常数,令n=3,当x随机 变差时,其设计的可行率可达到 99.865%,能满足 实际要求。

综上,稳健优化模型为<sup>[11]</sup>

min 
$$[\mu_f, \sigma_f]$$
  
s. t.  $\mu_{g_i(x)} + n\sigma_{g_i(x)} \leq 0$   $(i = 1, 2, \dots, m)$   
 $(5)$   
 $x_L - n\sigma_x \leq x \leq x_u + n\sigma_x$ 

# 2 发动机悬置系统动力学模型

将动力总成视为刚体,由 $n \uparrow (n \ge 3)$ 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<sup>[7]</sup>。设动力总成置于相互正交的 $G_0XYZ$ 坐标系中,其中原点 $G_0$ 为静止时动力总成的质心。 刚体的运动有6个自由度,即X,Y,Z3个方向的移 动x(纵向),y(横向),z(垂向)和绕X,Y,Z轴的转 $角<math>\theta_x(侧倾),\theta_y(俯仰),\theta_z(横摆),其广义坐标为$ 

$$q = \{x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T$$
 (6)  
 $q = \{x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}^T$  (6)  
 $k_{vi}$  (6)  
 $k_{vi}$  (6)  
 $k_{vi}$  (7)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (7)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (7)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (7)  
 $k_{wi}$  (7)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (7)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (7)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (6)  
 $k_{wi}$  (7)  
 $k_{wi}$ 

 $|\boldsymbol{K} - \boldsymbol{\omega}^2 \boldsymbol{M}| \boldsymbol{\varphi} = 0$ 

计算得到系统的 6 阶固有频率  $\omega_j$  (j = 1, 2, 3, 4, 5, 6) 和主振型  $\varphi_o$ 

#### 3 能量解耦法

其

士

所谓能量解耦法,即从能量角度实现各自由度 的解耦。如刚体仅沿某一自由度振动而和其它自由 度解耦时,其振动能量只集中于该自由度上。当系 统以第 *j* 阶模态振动时,第 *k* 个广义坐标分配的能 量占系统总能量的百分数为<sup>[5]</sup>

$$E_{jk} = \frac{\sum_{l=1}^{6} M(k,l) \phi(k,j) \phi(l,j)}{\sum_{k=1}^{6} \sum_{l=1}^{6} M(k,l) \phi(k,j) \phi(l,j)} \times 100\% (9)$$

当其值为100%,则系统作第j阶模态振动时能 量全部集中在第 k 个广义坐标上,此时,该阶模态振 动完全解耦。

#### 4 基于 PSO 算法的优化模型

PSO 和遗传算法相似,属于进化算法的一种。 PSO 算法首先在解空间内随机初始化鸟群,鸟群中的每一只鸟称为"粒子",这些"粒子"在解空间内以 某种规律移动,经过若干次迭代后找到最优解<sup>[12]</sup>。 PSO 算法保留了遗传算法基于群体的全局搜索策略 和并行处理的特点,但其所采用的速度一位置模型操 作简单,避免了交叉与变异运算,粒子在解空间追随 最优的粒子进行搜索。在实际操作过程中,通过目 标函数为每个粒子确定一个适应值(fitness value) 来评价粒子的优劣程度。由一个速度来决定粒子的 飞行方向和位置。在粒子的飞行过程中,通过粒子 本身目前所找到的局部最优解  $p_i = (p_{a1}, p_{a2}, ..., p_{id})$ 和整个种群目前所找到的全局最优解  $p_g = (p_{g1}, p_{g2}, ..., g_{gd})$ 这两个极值不断地更新。粒子根据如下的 公式来更新自己的速度和新的位置

$$v_{id} = w \times v_{id} + c_1 \operatorname{rand}() \times (p_{id} - x_{id}) + c_0 \operatorname{rand}() \times (p_{-d} - x_{id})$$
(10)

$$x_{id} = x_{id} + v_{id} \tag{11}$$

式中  $v_{id}$  — 粒子的速度 w — 惯性权重因子  $p_{id}$  — 局部最优解  $p_{gd}$  — 全局最优解  $x_{id}$  — 当前粒子的位置 rand() — 随机函数,介于(0,1)之间

c<sub>1</sub>、c<sub>2</sub>——学习因子,通常 c<sub>1</sub> = c<sub>2</sub> = 2

式(10)由3部分组成,第一部分是粒子的先前 速度,说明粒子目前的状态,在搜索初期较大的 w 值有利于跳出局部极小点,搜索后期较小的 w 值有 利于算法收敛;第二部分是个体的认知部分,这部分 使粒子有较强的全局搜索能力,避免陷入局部极小; 第三部分是社会共享信息,这部分将使粒子从其他 优秀粒子中汲取经验,加强搜索能力<sup>[13]</sup>。

#### 4.1 发动机悬置系统稳健优化模型

设计变量:动力总成系统的动力学特性与发动 机的质量、转动惯量及悬置的几何、动力参数有关。 通常不能改变发动机总成本身的特性,而且悬置的 安装位置和角度受到车架和其他器件的限制,可变 动范围很小。因此以各悬置 3 个方向的刚度值  $k = (k_1, k_2, \dots, k_i, \dots, k_s)$ 为设计变量,其中 s 为悬置刚 度个数。

约束条件:根据隔振理论原理,悬置系统的最大 固有频率 f<sub>max</sub>须小于发动机怠速时激振频率的 1/√2 倍,最小频率 f<sub>min</sub>还需要避开来自路面的激励频率 (一般为 2.5 Hz),才能起到隔振效果。汽车发动机 怠速下的点火脉冲频率<sup>[14]</sup>

$$f = Nr/(30C)$$

式中 N——气缸数 r——曲柄转速  
C——冲程数  
故悬置系统固有频率f的约束为  

$$\begin{cases} g_1(k_1,k_2,\dots,k_s) = 2.5 - f_{\min} \leq 0 \\ g_2(k_1,k_2,\dots,k_s) = f_{\max} - Nr/(30\sqrt{2}C) \leq 0 \end{cases}$$

动力总成过大的位移容易使悬置剪切破坏,降 低悬置使用寿命,因此悬置的主刚度值不能过小,即

$$k_{\min i} \leq k_i \leq k_{\max i} \quad (i = 1, 2, \cdots, s)$$

目标函数:对于四缸发动机来说,二阶惯性力和 二阶转矩是悬置系统的主要激振力,发动机的激励 主要集中于侧倾和垂直方向,故本文主要考虑沿侧 倾自由度和垂直自由度方向的解耦状况,则目标函数

min  $f(k_i) = \alpha_1 (1 - E_{\theta_x})^2 + \alpha_2 (1 - E_z)^2$  (12) 其中  $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$ 

- 式中  $E_{\theta_x}$ 、 $E_z$ ——侧倾自由度上能量百分比和垂向 自由度上能量百分比
  - α<sub>1</sub>、α<sub>2</sub>——侧倾自由度上能量百分比和垂向
     自由度上能量百分比的加权因子,
     其值由侧倾和垂直自由度上的能
     量分布决定

由式(2)~(5)将以上模型转化为稳健优化模型

min  $[\mu_{f(k_1,k_2,\cdots,k_s)},\sigma_{f(k_1,k_2,\cdots,k_s)}]$ 

s.t.  $\mu_{g_1(k_1,k_2,\cdots,k_s)} + n\sigma_{g_1(k_1,k_2,\cdots,k_s)} \leq 0$  $\mu_{g_2(k_1,k_2,\cdots,k_s)} + n\sigma_{g_2(k_1,k_2,\cdots,k_s)} \leq 0$  $k_{\min} + n\sigma_{k_i} \leq k_i \leq k_{\max} - n\sigma_{k_i}$ 

#### 4.2 算法运行参数

取种群大小 10, 粒子大小 12, 最大迭代次数  $n_{max} = 80$ , 学习因子  $c_1 = c_2 = 2$ , 最大粒子速度  $v_{max} = 5 \times 10^3$ 。惯性权重因子 w 的最大值  $w_{max} = 0.9$ , 最小 值  $w_{min} = 0.4$ , 迭代计算过程中  $w = (w_{min} \times 迭代次$ 数)  $/n_{max}$ , 迭代搜索初期 w 值较大, 有利于跳出局部 极小点, 搜索后期 w 值较小, 利于算法收敛。

#### 4.3 算法流程

(1)初始参数:给定种群规模、c<sub>1</sub>、c<sub>2</sub>、w 和最大
 迭代次数 n<sub>max</sub>。

(2)初始化粒子种群:根据 4.2节的约束条件,随机产生 10 个粒子的位置 x、速度 v。

(3) 计算各粒子的适应度值。求出每个粒子的 个体极值 *p<sub>id</sub>*和粒子群的全局极值 *p<sub>ed</sub>*。

(4)根据每个粒子的距离关系,利用式(10)和(11)更新粒子位置 *x* 和速度 *v*。

(5) 更新每个粒子的个体极值  $p_{id}$ 和粒子群的 全局极值  $p_{gd}$ 。

(6)返回第(4)步进行循环迭代计算80次。

(7) 求全局极值  $p_{gd}$ 粒子对应的最优变量和最优值。

## 5 优化实例

某车型发动机为四缸四冲程,发动机悬置为4 点斜置,左右对称布置。表1为发动机动力总成的 质量参数,表2所示为悬置系统的几何及其刚度参数。

表 1 发动机总成质量参数 Tab.1 Mass parameters of engine

参	М	$I_x$	$I_y$	$I_z$	I <sub>xy</sub>	$I_{xz}$	$I_{yz}$
数	∕kg	$/kg\!\cdot\!m^2$	$/kg \cdot m^2$	$/kg\!\cdot\!m^2$	$/kg\!\cdot\!m^2$	$/kg\!\cdot\!m^2$	$/\mathrm{kg}\cdot\mathrm{m}^2$
数值	565	24.76	98.97	86.73	80.61	70.91	50.36

表 2 悬置点的几何和刚度参数 Tab.2 Location and stiffness parameters of mountings

支撑点	坐标位置/mm			悬置刚度/kN⋅m <sup>-1</sup>		
	x	у	z	$k_u$	$k_v$	$k_w$
前左	625	250	- 170	120	160	450
后左	- 207	270	- 399	150	140	960

该发动机怠速为 660 r/min,则怠速激振频率为 f=22 Hz。来自路面的激励一般小于 2.5 Hz<sup>[14]</sup>。根 据隔振理论,该发动机悬置系统固有频率 f 应满足 3.5 Hz <f < 15.6 Hz。根据表 1 和表 2 的数据,计算 得到的系统 6 个固有频率和振动耦合的能量分布, 如表 3 所示。

从表 3 可以看出悬置系统的固有频率最低为 4.42 Hz,最高为 12.66 Hz,且各阶频率之间的间隔 均大于 0.5 Hz,满足隔振要求。但悬置系统除纵向 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 71% 以下,其中垂直方向为 70.30%,侧倾方向为 62.70%。各自由度之间还存 在着较严重的振动耦合现象,需要改进。

表 3 系统振动耦合的能量分布百分数 Tab.3 Energy distribution of vibration coupling in system

						%
自由度			固有步	页率/Hz		
	4.42	5.56	8.16	9.95	10.24	12.66
x	92.11	0.62	4.09	2.28	0.68	0.15
y	0.12	57.48	0.25	0.28	14.2	22.62
z	0.56	0.08	70.30	22.87	4.98	0.80
$\theta_{x}$	0.22	29.47	0.02	5.28	1.02	62.70
$\theta_y$	6.95	0.23	25.23	47.56	13.80	13.58
$\theta_z$	0.05	12.13	0.12	21.73	65.33	0.15

采用 Monte Carlo 法分析悬置刚度对振动耦合

能量分布的影响<sup>[15]</sup>。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 定变量对响应值的影响情况。假定刚度值按正态分 布,变化范围为±15%。设置各个刚度变量的数目 为500。以4个悬置的刚度作为自变量进行 Monte Carlo 分析。图 2 和图 3 分别是垂直方向和侧倾方 向解耦度的 Monte Carlo 分析结果。



图 2 垂直方向解耦度的分布概率





由图 2、图 3 可得,垂直方向解耦度最低为 40%,最高90%,差值达50%,其标准差为10.59,垂 直方向解耦度分布不合理。在侧倾方向上,其最高 解耦度和最低解耦度的差值为 50%,标准差为 9.37。经 Monte Carlo 分析后可以看出,该车型发动 机悬置系统对于悬置刚度参数的稳健性较差,系统 需要优化改进。

利用稳健优化设计模型,采用 PSO 算法,编制 了 Matlab 优化程序,对发动机悬置系统的刚度参数 进行了优化,优化后各悬置刚度参数如表4 所示。

表 4 优化后各悬置刚度参数

Tab. 4 Optimized stiffness parameters of mountings

			kN/m
支撑点	$k_u$	$k_v$	$k_w$
前左	337.97	222. 99	331.77
前右	483.57	90.10	153.15
后左	330. 22	281.72	795.81
后右	285.93	349.56	592.59

优化后系统固有频率和振动耦合的能量分布如 表 5 所示。

表 5 优化后系统振动耦合的能量分布

Tab. 5 Optimized energy distribution of

vibration coupling in system						
自由度	固有频率/Hz					
	4.9614	5.6018	8.0113	9.3512	10.7615	14.905
x	0.9077	58.401	1.0569	0. 761 9	38.725	0.1465
у	75.759	0. 491 7	1.8223	4. 399 8	0.044 5	17.397
z	2.3818	1.0358	96. 173	0.0002	0.3524	0.0569
$\theta_x$	17.421	0.0334	0. 789 7	0.0078	0.1137	81.65
$\theta_y$	0.3508	39.19	0.0026	0.0186	60.519	0.0751
$\theta_z$	3. 179 7	0.8477	0. 158 3	94.82	0. 245 3	0. 749 4

由表 5 可知,优化后最高频率为 14.905 Hz,最 低频率为 4.961 4 Hz,频率分布比较合理,各阶频率 之间间隔亦大于 0.5 Hz,满足实际要求。比较表 3 和表 5 可知,除纵向上的能量分布比优化前有所降 低外,其他自由度上的能量分布均比优化前提高,其 中垂直自由度上的能量分布由 70.3% 提高至 96.173%,侧倾自由度也由 62.70% 提高到 81.65%。优化后整个悬置系统的振动耦合得到降 低。

利用稳健优化模型进行优化设计,可以有效降 低系统振动耦合度对于悬置刚度参数的灵敏度,提 高系统的稳健性。表6和表7比较了优化前后系统 垂直耦合度和侧倾耦合度对各悬置刚度参数的灵敏 度。

由表 6 和表 7 可知,除了侧倾耦合度对后悬置  $k_w$ 的灵敏度略有增加,由 0.519 3 × 10<sup>-3</sup>增加到 0.858 3 × 10<sup>-3</sup>以外,系统侧倾耦合度和垂直耦合度 对其他各悬置刚度的灵敏度均有较明显的降低。其 中垂直耦合度对前悬置刚度  $k_w$ 的灵敏度更是由 4.155 6 × 10<sup>-3</sup>降低为 0.069 × 10<sup>-3</sup>。从上述两表可 以看出,采用稳健优化设计模型大大降低了系统耦 合度对悬置刚度的灵敏度。

# 表 6 优化前后系统垂直耦合度对各 悬置刚度参数的灵敏度

Tab. 6Sensitivity of vertical vibration coupling with<br/>respect to mounting

respect to mounting						
悬置		优化前灵敏度	优化后灵敏度			
	$k_u$	4. 155 6 × 10 $^{-3}$	0. 069 0 × 10 $^{-3}$			
前悬置	$k_v$	0. 415 4 × 10 $^{-3}$	0. 104 4 × 10 $^{-3}$			
	$k_w$	1. 757 7 × 10 $^{-3}$	1. 431 2 × 10 $^{-3}$			
	$k_u$	14. 311 $\times 10^{-3}$	0. 167 2 × 10 $^{-3}$			
后悬置	$k_v$	1. 555 3 $\times$ 10 <sup>-3</sup>	0. 249 7 × 10 $^{-3}$			
	$k_w$	1. 095 3 × 10 $^{-3}$	1. 047 4 × 10 $^{-3}$			

表 7 优化前后系统侧倾耦合度对各悬置 刚度参数的灵敏度

 Tab. 7
 Sensitivity of rolling vibration coupling

with respect to mounting

悬置		优化前灵敏度	优化后灵敏度
	$k_u$	1. 352 4 × 10 $^{-3}$	0. 891 8 × 10 $^{-3}$
前悬置	$k_v$	1. 783 0 × 10 $^{-3}$	1.570 9 × 10 $^{-3}$
	$k_w$	3. 263 0 × 10 $^{-3}$	0. 103 8 × 10 $^{-3}$
	$k_u$	17.617 $\times 10^{-3}$	2. 537 4 × 10 $^{-3}$
后悬置	$k_v$	1. 467 1 × 10 $^{-3}$	1. 259 8 $\times 10^{-3}$
	$k_w$	0. 519 3 × 10 $^{-3}$	0. 858 3 × 10 $^{-3}$

采用同样的方法及参数,对优化结果进行 Monte Carlo法分析,结果如图4、图5所示。



Fig. 4 Optimized probability of vertical vibration coupling



由图 4 和图 5 可得,垂直方向和侧倾方向的解 耦度分布都较为合理。垂直方向最高解耦度和最低 解耦度差值只有 9%,解耦度基本上集中在 94% ~ 96%之间,解耦程度较高,标准方差为 1.845。侧倾 方向的解耦度主要集中在 80% ~83%之间,差值低 于 5%,标准方差为 0.896 左右。两者标准方差均 小于 2.0。可见,优化后的解耦度分布更合理,标准 方差值也比优化前明显减小,优化结果具有较高的 稳健性。

同时利用遗传优化算法对该实例进行了优化计 算<sup>[15]</sup>。遗传算法的编码方式采用将所有变量的二 进制编码串起来,组成15n位的二进制串。群体大 小为50,进化代数为100,交叉概率为0.6,变异概 率为0.1。图6和图7分别是基于遗传算法和PSO 算法所绘制的适应度迭代曲线。









从图 6 和图 7 可以看出, PSO 算法在本文的优 化实例计算中,其搜索路径比遗传算法更有效,优化 速度也比遗传算法快,仅迭代 80 次就能得到比较优 的结果。

### 6 结论

(1)发动机悬置参数具有可变性。在考虑悬置 刚度变差的情况下给出了动力总成悬置系统悬置参 数的稳健优化设计模型。

(2) 从能量解耦的角度,采用 PSO 算法,对某 发动机悬置系统进行了稳健优化设计。优化后垂直 耦合灵敏度和侧倾耦合灵敏度明显降低。通过 Monte Carlo 法分析,优化后垂直方向和侧倾方向的 解耦度分布合理,标准差小于 2,稳健优化结果比较 满意。

(3)将 PSO 算法应用于发动机悬置系统的优 化设计表明,PSO 算法可以找到解耦程度较高的设 计方案,优化过程可靠。同遗传优化算法相比,PSO 算法的计算量更小并能更快速地收敛,可以提高悬 置系统优化设计效率。

参考文献

- 1 Tamboli J A, Joshi S G. Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 219(2): 193 ~ 205.
- 2 Kim W D, Lee H J, Kim J Y, et, al. Fatigue life estimation of an engine rubber mount [J]. International Journal of Fatigue, 2004(26): 553 ~ 560.
- 3 Johnson S R, Subhedar J W. Computer optimization of engine mounting systems [C]. SAE Paper 79094, 1979.
- 4 Geck P E, Patton R D. Front wheel drive engine mount optimization [C]. SAE Paper 840736, 1984.
- 5 徐石安. 汽车发动机弹性支撑隔振的解耦方法[J]. 汽车工程,1995,17(4):198~204. Xu Shian. Vibration isolation and decoupling technique of engine-mount on vehicles[J]. Automotive Engineering, 1995, 17(4):198~204. (in Chinese)
- 6 阎红玉,徐石安.发动机-悬置系统的能量法解耦及优化设计[J].汽车工程,1993,15(6):321~328. Yan Hongyu, Xu Shian. Energy method of decoupling and computer optimization of engine mounting systems[J]. Automotive Engineering, 1993, 15(6): 321~328. (in Chinese)
- 7 孙蓓蓓,张启军,孙庆鸿,等. 汽车发动机悬置系统解耦方法研究[J]. 振动工程学报,1994,7(3):240~245. Sun Beibei, Zhang Qijun, Sun Qinhong, et al. Study on decoupled engine mounting system [J]. Journal of Vibration Engineering, 1994,7(3):240~245. (in Chinese)
- 8 温任林,颜景平. 汽车发动机悬置系统多目标优化的研究[J]. 东南大学学报,1996,26(6A):105~110. Wen Renlin, Yan Jingping. Study on multi-object optimization of engine mounting system [J]. Journal of Southeast University, 1996, 26 (6A):105~110. (in Chinese)
- 9 韦海燕,何仁,徐凌.发动机悬置软垫刚度对汽车舒适性的影响分析[J].农业机械学报,2007,38(10):28~30. Wei Haiyan, He Ren, Xu Ling. Effect of stiffness of engine suspension cushion on vehicle comfort[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(10):28~30. (in Chinese)
- 10 夏海,高立新,陈剑.基于伪并行遗传算法的发动机悬置系统解耦优化[J].汽车工程,2008,30(12):1087~1090.

Xia Hai, Gao Lixin, Chen Jian. Decoupling optimization on engineer mounting systems based on pseudo-parallel genetic algorithms [J]. Automotive Engineering, 2008, 30(12): 1 087 ~ 1 090. (in Chinese)

2009,32(4):92~96. (in Chinese)

- 10 吕俊复,岳光溪. 一种循环床循环灰条件下焦油组分的催化裂解[J]. 清华大学学报:自然科学版,1998, 38(7):66~69. Lü Junfu, Yue Guangxi. Catalytic cracking reactions of tar components over circulating ash of CFBB[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 1998,38(7):66~69. (in Chinese)
- 11 徐鑫,陈雷,张晓东,等. 生物质焦油模型化合物催化转化实验研究[J]. 燃料化学学报, 2009,37(2):248~251. Xu Xin, Chen Lei, Zhang Xiaodong, et al. Catalytic conversion of model compounds of biomass tar[J]. Journal of Fuel Chemistry and Technology, 2009,37(2):248~251. (in Chinese)
- 12 El-Rub Abu Z, Bramer E A, Brem G. Experimental comparison of biomass chars with other catalysts for tar reduction [J]. Fuel, 2008,87(10~11):2243~2252.
- 王磊,吴创之,赵增立. 热解焦对生物质焦油催化裂解的影响[J]. 太阳能学报,2006,27(5):514~518.
   Wang Lei, Wu Chuangzhi, Zhao Zengli. Effect of char on catalytic cracking of tar from biomass gasification gas with toluene as a model compound[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2006,27(5):514~518. (in Chinese)
- 14 Lopamudra Devi, Ptasinski K J, Janssen FJJG. Pretreated olivine as tar removal catalyst for biomass gasifiers: investigation using naphthalene as model biomass tar [J]. Fuel Processing Technology, 2005,86(6):707 ~730.
- 15 甄开吉,王国甲,毕颖丽,等. 催化作用基础[M]. 北京:科学出版社, 2005.
- 16 Milne T A, Abatzoglou N, Evan R J. Biomass gasifier "tars": their nature, formation, and conversion [R]. National Renewable Energy Laboratory, 1998.
- 17 Espenas B G. Reactivity of biomass and peat chars formed and gasified at different conditions [C] // Proc. Int. Conf. on Advances in Thermochemical Biomass Conversion, Blackie A&P, 1994: 142 ~ 159.
- 18 吕学珍,黄瀛华,颜涌捷,等.煤的快速热解焦燃烧气化特性[J].华东理工大学学报,1996,22(2):136~141. Lü Xuezhen, Huang Yinghua, Yan Yongjie, et al. Technological properties of flash pyrolyzed chars[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 1996,22(2):136~141. (in Chinese)
- 19 Okumura Y, Hanaoka T, Sakanishi K. Effect of pyrolysis conditions on gasification reactivity of woody biomass-derived char [J]. Proceedings of the Combustion Institute, 2009,32(2):2013 ~ 2020.
- 20 林晓芬, 尹艳山, 李振全,等. 压汞法分析生物质焦孔隙结构[J]. 工程热物理学报, 2006,27(增刊2):187~190. Lin Xiaofen, Yin Yanshan, Li Zhenquan, et al. Determination of porocity of biomass chars using mercury porosimetry[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2006,27(Supp.2):187~190. (in Chinese)
- 21 Cheng Cliff. Thermal reactions fo freshly generated coal tar over calcium oxide [D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 1986.
- 22 Seshardi K S, Shamsi A. Effects of temperature, pressure, and carrier gas on the cracking of coal tar over a char-dolomite mixture and calcined dolomite in a fixed-bed reactor [J]. Industrial & Engineering Chemistry Research, 1998, 37(10): 3 830 ~ 3 837.

#### (上接第35页)

- 11 陈立周. 稳健设计[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- 12 Kennedy J, Ebernart R C. Particle swarm optimization [C] // Proceedings of 1995 IEEE Int. Conf. on Neural Networks, 1995, 4: 1942 ~ 1948.
- 13 刘仁云,张义民,于繁华. 基于灰色粒子群算法的可靠性稳健优化设计[J]. 吉林大学学报: 工学版,2006,36(6): 893~897.

Liu Renyun, Zhang Yimin, Yu Fanhua. Robust optimization design of reliability based on grey particle swarm algorithm [J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2006, 36(6): 893 ~ 897. (in Chinese)

- 14 靳晓雄,张立军,江浩.汽车振动分析[M].上海:同济大学出版社,2002.
- 15 张武,陈剑,夏海.基于灵敏度分析的发动机悬置系统稳健优化设计[J]. 汽车工程,2009,31(8):728~732. Zhang Wu, Chen Jian, Xia Hai. Robust optimal design of an engine mounting system based on sensitivity analysis[J]. Automotive Engineering, 2009, 31(8):728~732. (in Chinese)