

发动机总成悬置系统解耦方法研究*

李志强^{1†} 陈树勋² 韦齐峰¹

(1. 广西大学土木建筑工程学院, 南宁 530004) (2. 广西大学机械工程学院, 南宁 530004)

摘要 目前汽车发动机动力总成悬置系统设计的主要任务是选择悬置元件的刚度、位置和角度,使悬置系统自由振动模态频率避开发动机怠速激励力频率与车身自振频率,并尽量提高各模态振型的解耦程度,从而提高悬置系统隔振效果.悬置系统按预定频率严格解耦设计是使设计出的悬置系统模态频率完全等于按汽车设计频率规划预定的频率,并使各模态的振型严格解耦,即各向振动能量的解耦度等于1.本文从悬置系统的自由振动方程出发给出了对悬置系统按预定频率严格解耦设计的方程组,可以利用广义逆矩阵的理论求该方程组的解,亦可通过方程组构造函数进而求出该方程组的解,从而提供比当前的悬置系统模态优化设计更为简便高效的优化设计方法.相应的算例验证了本文提出的按预定频率严格解耦设计方程和求解方法的正确性.

关键词 发动机悬置系统, 优化, 谐振频率, 预定频率, 严格解耦

DOI: 10.6052/1672-6553-2013-041

引言

汽车动力总成悬置系统是指动力总成与车架或车身之间的弹性连接系统,包括汽车动力总成和悬置元件,该系统设计的优劣直接影响汽车的乘坐舒适性.近年来,随着汽车的轻量化设计、平衡性较差的四缸发动机的广泛使用,尤其是发动机前置(横置)——前驱动型式在轿车中的广泛应用,动力总成的振动对汽车平顺性的影响越来越突出.在动力总成低频振动控制设计计算中,已经发表的论文对发动机悬置做了大量研究^[1,2],但是到目前为止,还没发现把悬置系统视为六自由度的情况下使振动完全解耦谐振频率为预定频率的理论方程.尽管用于解耦设计的方法有转矩轴理论和能量分析法^[3],但是在悬置系统优化过程中,参数间的关系不太明晰,从而对悬置系统参数配置和改进缺乏预先指导作用.研究悬置系统参数间的显式关系,不但对隔振条件的指导且对好的优化方法的构造都有着重要理论作用和迫切需要.

本文建立了6自由度悬置系统的模型,推导了动力总成振动能量完全解耦与自然频率满足期望

频率的参数间的理论方程.以一轿车动力总成悬置系统为研究对象,计算分析了动力总成参数的确定1方法,由此阐明了本文提出的公式对悬置系统动力总成振动控制的指导作用,并阐述了动力总成悬置系统中悬置参数(悬置元件的位置、刚度、角度和发动机悬置姿态)优化设计^[4-8]的一般方法.文中的算例验证了本文所提出理论与方法的有效性和实用性.

1 悬置系统自由振动方程与能量解耦度

1.1 悬置系统的自由振动方程

由于悬置元件刚度远小于发动机与车身结构刚度,通常将发动机动力总成视为空间刚体,只考虑其6个自由度的刚体位移 $[u_x, u_y, u_z, \theta_x, \theta_y, \theta_z]^T$,各悬置元件视为空间三向弹簧单元,车架视为刚性基础,动力总成悬置系统的自由振动方程组为:

$$K\phi_i = \lambda_i M\phi_i \quad (i = 1, 2, 3, 4, 5, 6) \quad (1)$$

其中 K 与 M 分别为悬置系统的刚度矩阵与质量矩阵, $\lambda_i = (2\pi f_i)^2$ 为各阶模态特征值, f_i 为各阶模态频率, ϕ_i 为各阶模态振型向量.(1)式表达为

2012-11-24 收到第1稿,2013-04-16 收到修改稿.

* 国家自然科学基金资助项目(50965002),广西制造系统与先进制造技术重点实验室项目(09-007-05S016)

† 通讯作者 E-mail: ynkmlzq2008@yahoo.com.cn

$$\begin{bmatrix} K_{11} \\ K_{21} & K_{22} & \text{sym} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} m \\ 0 & m & \text{sym} \\ 0 & 0 & m \\ 0 & 0 & 0 & I_{XX} \\ 0 & 0 & 0 & I_{YX} & I_{YY} \\ 0 & 0 & 0 & I_{ZX} & I_{ZY} & I_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix} (2\pi f_i)^2$$

(i=1,2,3,4,5,6) (2)

质量阵 M 的各元素为发动机动力总成质量、惯性矩和惯性积；刚度矩阵 K 其各元素 K_{ij} 决定于各悬置元件弹性主轴方向刚度、弹性中心位置以及弹性主轴方向余弦，汽车工程手册基础篇 P313^[9] 给出了 K_{ij} 详细计算公式。

1.2 能量解耦度

发动机悬置系统自由振动时，在第 i 阶模式中，第 k 方向振动能量占全部能量的百分比为^[6]：

$$T_{ik} = \frac{\sum_{l=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k m_{kl}}{\sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k m_{kl}} 100\% \quad (3)$$

称为第 i 阶模式中第 k 方向的能量解耦度，其中， $(\phi_i)_k$ 为第 i 振型中的第 k 向位移， m_{kl} 为质量阵 M 的第 k 行第 l 列元素。

能量解耦度是衡量悬置系统优劣的主要指标之一，提高悬置系统的各向解耦度，可减少悬置系统各向振动的相互耦合影响，以便设计悬置系统各向谐振模态频率避开系统所受到的各向激振力频率和车身结构固有频率等。从而远离共振区，达到提高悬置系统隔振效果的目的。

2 按预定频率严格解耦设计综合方程

对于常见的三点悬置乘用车悬置系统，悬置元件往往是正装的，即各悬置元件弹性主轴方向与发动机动力总成坐标轴方向一致，这时刚度矩阵中有许多元素等于零。利用现代频域法理论^[10,11]，方程(2)要达到完全解耦且谐振频率为预定频率，必须

满足下列条件：

$$K_{51} = \sum_{i=1}^3 k_{X_i} z_i = 0 \quad (4)$$

$$K_{61} = \sum_{i=1}^3 k_{X_i} y_i = 0 \quad (5)$$

$$K_{42} = \sum_{i=1}^3 k_{Y_i} z_i = 0 \quad (6)$$

$$K_{62} = \sum_{i=1}^3 k_{Y_i} x_i = 0 \quad (7)$$

$$K_{43} = \sum_{i=1}^3 k_{Z_i} y_i = 0 \quad (8)$$

$$K_{53} = \sum_{i=1}^3 k_{Z_i} x_i = 0 \quad (9)$$

$$K_{54} = \sum_{i=1}^3 (-k_{Z_i} x_i y_i) = I_{XY} (2\pi f_{RX})^2 \quad (10)$$

$$K_{45} = \sum_{i=1}^3 (-k_{Z_i} x_i y_i) = I_{XY} (2\pi f_{RY})^2 \quad (11)$$

$$K_{64} = \sum_{i=1}^3 (-k_{Y_i} x_i z_i) = I_{XZ} (2\pi f_{RX})^2 \quad (12)$$

$$K_{46} = \sum_{i=1}^3 (-k_{Y_i} x_i z_i) = I_{XY} (2\pi f_{RZ})^2 \quad (13)$$

$$K_{65} = \sum_{i=1}^3 (-k_{X_i} y_i z_i) = I_{YZ} (2\pi f_{RY})^2 \quad (14)$$

$$K_{56} = \sum_{i=1}^3 (-k_{X_i} y_i z_i) = I_{XY} (2\pi f_{RX})^2 \quad (15)$$

$$K_{11} = \sum_{i=1}^3 k_{X_i} = m (2\pi f_X)^2 \quad (16)$$

$$K_{22} = \sum_{i=1}^3 k_{Y_i} = m (2\pi f_Y)^2 \quad (17)$$

$$K_{33} = \sum_{i=1}^3 k_{Z_i} = m (2\pi f_Z)^2 \quad (18)$$

$$K_{44} = \sum_{i=1}^3 (k_{Y_i} z_i^2 + k_{Z_i} y_i^2) = I_{XX} (2\pi f_{RX})^2 \quad (19)$$

$$K_{55} = \sum_{i=1}^3 (k_{X_i} z_i^2 + k_{Z_i} x_i^2) = I_{YY} (2\pi f_{RY})^2 \quad (20)$$

$$K_{66} = \sum_{i=1}^3 (k_{X_i} y_i^2 + k_{Y_i} x_i^2) = I_{ZZ} (2\pi f_{RZ})^2 \quad (21)$$

式中， k_{X_i} 、 k_{Y_i} 、 k_{Z_i} 、 x_i 、 y_i 、 z_i 分别为第 i 悬置元件的 X 、 Y 、 Z 向刚度和坐标值 f_X 、 f_Y 、 f_Z 、 f_{RX} 、 f_{RY} 、 f_{RZ} 分别为平动与转动的频率。式(4-21)可简写为：

$$\mathbf{AX} = \mathbf{B} \quad (22)$$

3 按预定频率严格解耦综合设计方程的求解

3.1 按预定频率严格解耦设计方程的特点

观察式(4-21),其左边的两个矩阵分别与未知的悬置元件坐标和刚度设计参数有关,右边与已知的预定频率以及动力总成质量、惯性矩、惯性积等固有特性有关.这18个方程组成的方程组是求解悬置元件三向刚度与三向坐标18个设计参数的非线性方程组.在实际工程的悬置系统设计中,由于悬置点位置往往是预先给定不允许变动的,或允许变化的范围很小,这时就得设定悬置元件位置,求解三个悬置元件三向刚度共9个设计参数,式(4-21)所示18个方程组成的方程组恰好是关于9个刚度未知数的线性方程组.可以利用广义逆矩阵的理论^[7]求解这类线性方程组,亦可方便地利用式(4-21)构造函数,通过求函数的最小值,从而得到式(4-21)的最小二乘解.

利用式(4-21)构造的函数模型如下:

$$\begin{aligned} & \text{find } \mathbf{X} \\ & \min f(\mathbf{X}) = \sum_{i=1}^{18} (\alpha_i h_i(\mathbf{X}))^2 \\ & \mathbf{X}^L \leq \mathbf{X} \leq \mathbf{X}^U \end{aligned} \quad (23)$$

式中, h_i 代表由式(4-21)构造的18个函数,譬如

$$h_1 = \sum_{i=1}^3 k_{X_i} z_i, h_7 = \sum_{i=1}^3 (-k_{z_i} x_i y_i) - I_{XY} (2\pi f_{RX})^2,$$

α_i 为权系数, \mathbf{X} 表示自变量刚度向量.

在按预定频率严格解耦方程无解情况下,利用 Moore-Penrose 广义逆计算最小二乘解的方法与构造函数计算最小二乘解可以起到与目前悬置系统模态自动优化^[5,6,8]同样的作用,即尽量提高悬置系统各向解耦度并使各向谐振频率尽量落在期望范围内^[12-16].由于有了严格解耦综合设计方程,改变了以往设计参数的计算评价方式,有了直接评价悬置参数优劣标准,所以不管用哪种优化方法,计算工作量较自动优化法大幅下降.

3.2 实现严格解耦设计的可能性分析与改进策略

(1)由线性代数理论知,式(22)的精确解使悬置系统完全解耦且谐振频率等于预定频率;式(22)的最小二乘解使悬置系统尽可能实现完全解耦且谐振频率等于预定频率.

(2)观察式(11)与(10)、(13)与(12)、(15)与(14)这三对方程组,因为刚度矩阵是对称的,则

$K_{45} = K_{54}, K_{64} = K_{46}, K_{65} = K_{56}$,但是悬置系统的惯性积一般非皆零,然而预定频率要求各不相同,所以它们是三对矛盾方程组,因此,式(22)一般不存在精确解.

(3)根据(22)一般不存在精确解的原因可知,调整悬置元件的安装位置、角度、刚度和预定频率只能使悬置系统向完全解耦靠近,不能达到完全解耦,只有使发动机动力总成的三对惯性积 $I_{XY} = I_{YX}$ 、 $I_{XZ} = I_{ZX}$ 、 $I_{YZ} = I_{ZY}$ 为零,才能消除三对矛盾方程.因此,在实际工程中可适当改变发动机动力总成的安装姿态来改变三对惯性积的大小,在条件许可的条件下,发动机动力总成的惯性主轴与这身坐标系平行时,三个惯性积完全等零,这些措施有助于实现按预定频率完全解耦.

4 算例

4.1 工程实用算例

某企业生产的 BC306Z 型乘用车的纵置发动机动力总成采用三点正装悬置系统(图1),质量 135.5kg,惯性矩与惯性积为:

$$I_{XX} = 3.7345 \quad I_{YY} = 8.7784$$

$$I_{ZZ} = 7.7002 \quad I_{XY} = -0.8064$$

$$I_{XZ} = -0.6283 \quad I_{YZ} = -0.3553$$

单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;给定的左悬、右悬和后悬三个悬置点相对动力总成质心位置为:

$$x_1 = -81.01\text{mm} \quad y_1 = -294.51\text{mm}$$

$$z_1 = -135.04\text{mm} \quad x_2 = -81.88\text{mm}$$

$$y_2 = 265.49\text{mm} \quad z_2 = -11.14\text{mm}$$

$$x_3 = 581.12\text{mm} \quad y_3 = 40.98\text{mm}$$

$$z_3 = 45.38\text{mm}$$

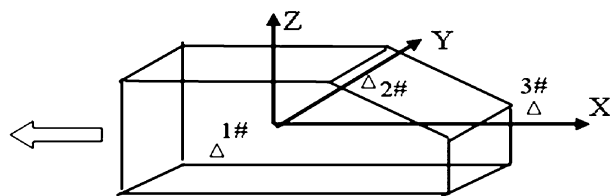


图1 例1悬置系统的方向与位置

Fig. 1 Direction and position in example 1

采用式(23)数学模型对悬置参数进行优化计算,得到元件刚度的计算结果见表1,对该设计方案进行模态分析得到的各向频率与最大能量分布见表2:

表1 例1 悬置元件刚度优化结果 (N/mm)

Table 1 results of mounting stiffness (N/mm)

unit; N/mm	k_x	k_y	k_z
1#stiffness of left mount	103.172	129.648	161.948
2# stiffness of right mount	100.937	129.648	161.948
3# stiffness of rear mount	100.937	129.648	161.948

表2 例1 频率与解耦度计算结果

Table 2 Results of frequency and decoupling degree

	X	Y	Z	ROX	ROY	ROZ
Preset frequency(HZ)	6.5	7.5	8.5	10	11	13
Calculated frequency(HZ)	6.78	7.78	8.70	9.71	11.38	12.77
Energy distribution(%)	96.6%	98.4%	97.2%	100%	94.5%	97.5%

按此模态优化结果已经生产出悬置元件,并且已经安装到该车型上,使该车型顺利通过了减振验收.

4.2 按预定频率严格解耦的理论算例:

某三点悬置横置发动机动力总成,质量136.5 kg,惯性矩为: $I_{XX} = 3.77$ 、 $I_{YY} = 7.78$ 、 $I_{ZZ} = 6.09$,单位为 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$;惯性积为零.悬置示意图如图2.

表3 例2 悬置元件坐标与刚度计算结果

Table 3 Results of mounting coordinate and stiffness in example2

unit; mm unit; N/mm	X	Y	Z
1#coordinate of left mount	-430.989	148.439	0.000
2# coordinate of right mount	430.989	148.439	0.000
3# coordinate of rear mount	0.000	-296.878	0.000
1#stiffness of left mount	100.937	129.648	161.948
2# stiffness of right mount	100.937	129.648	161.948
3# stiffness of rear mount	100.937	129.648	161.948

按表3 悬置位置,利用数学模型(23)对刚度进行优化,优化后的刚度见表3,表4 为计算结果,表中列出了预定频率,模态分析计算出的实际频率和计算出的解耦度.可以看出,该方案确已实现了按预定频率严格解耦.

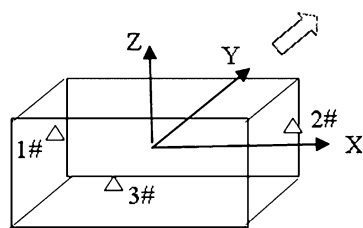


图2 例2 方向与位置

Fig. 2 Direction and position in example 2

表4 频率与解耦度计算结果

Table 4 Results of frequency and decoupling degree

	X	Y	Z	ROX	ROY	ROZ
Preset frequency(HZ)	7.5	8.5	9.5	12	14	16
Calculated frequency(HZ)	7.496	8.496	9.495	11.993	13.993	15.992
Energy distribution(%)	100%	100%	100%	100%	100%	100%

本例说明当三对惯性积为零时,减少了矛盾方程,增加了实现悬置系统的按预定频率严格解耦的可能性,对调整发动机的悬置姿态,使惯性积尽量趋近于零,从而有利于实现悬置系统的按预定频率严格解耦.

5 小结

(1) 本文从悬置系统自由振动方程出发推导出按预定频率严格解耦设计参数所应满足的方程,为按预定频率严格解耦设计的理论研究提供了依据,可在实际工程中用以指导悬置系统的设计,以提高悬置系统的设计质量

(2) 通过对悬置系统按预定频率严格解耦设计方程性质的研究发现:在通常情况下,由于发动机的三对惯性积非零,预定的三个偏转频率不相等,从而按预定频率严格解耦设计方程是矛盾的,无法求得按预定频率严格解耦设计.只有在三对惯性积为零等苛刻条件下,设计方程不矛盾时,才可实现悬置系统按预定频率严格解耦.这对悬置姿态的调整,是惯性积尽量趋于零,从而提高解耦度起着指导作用.

(3) 在按预定频率严格解耦设计方程为无法准确求解的矛盾方程组的情况下,利用 Moore - Penrose 广义逆的算法求解该方程组的最小二乘解,可以起到与目前悬置系统模态自动优化同样的作用.计算最小二乘解由于无须反复迭代,计算量

较优化算法大幅下降,故具有更高的计算效率和更好的优化效果;利用严格解耦设计方程构造函数,通过求函数的最小值来确定悬置参数这一新途径也是较快捷高效的算法。相应算例验证了本文设计方程与求解算法的正确性和实用性。

(4) 本文的按是按乘用车常见的具有三个悬置元件的正装悬置系统推导的,对于具有4个、6个悬置元件的商用车悬置系统,可很容易地推出形式几乎相同的设计方程,仍可通过分析这些方程组的相容性和秩来研究方程组的性质,讨论按预定频率严格解耦设计的可能性。

当悬置元件位置、角度、刚度都作为待解的设计变量时,与式(4-21)对应的严格解耦设计方程组就变成了非线性方程组,相应的按预定频率严格解耦设计变成非线性方程组求解问题。

参 考 文 献

- 1 王立公. 轿车动力总成液压悬置隔振降噪技术的理论和应用研究[博士学位论文]. 吉林:吉林工业大学, 1996 (Wang L G. A study on theory and application of vibration isolation and noise reduction performance for the hydraulic mount system[PhD Thesis]. Changchun: Jilin University of Technology, 1996(in Chinese))
- 2 Yu Y H, Naganathan N G, Dukkupati R V. A literature review of automotive vehicle engine mounting systems. *Mechanism and Machine Theory*, 2001, 36: 123 ~ 142
- 3 余成波. 何怀波. 石晓辉. 内燃机振动控制及应用. 北京:国防工业出版社,1997,4 (Yu C B, He H B, Shi X H. Vibration control of internal combustion engines and its application, Beijing: national defense industry press, 1997, 4 (in Chinese))
- 4 严济宽. 机械振动隔离技术. 上海市:上海科学技术文献出版社,1986 (Yan J K, Mechanical vibration and isolation technology. Shanghai: Shanghai Scientific and Technological Literature publishing house, 1986 (in Chinese))
- 5 周密,侯之超. 基于遗传算法的动力总成悬置系统优化设计. 汽车技术,2006,9:13 ~ 16 (Zhou M, Hou Z C. Optimization on engine mounting based on genetic algorithm. *Automobile Technology*, 2006, 9:13 ~ 16 (in Chinese))
- 6 周昌水,邓兆祥,孙登兴. 汽动力总成悬置系统建模与解耦优化. 客车技术与研究,2007(3): 4 ~ 7 (Zhou C S, Deng Z X, Sun D X. Odeling and decoupling optimization of engine - mount system. *Bus Technology and Research*, 2007(3):4 ~ 7 (in Chinese))
- 7 陈树勋. 工程结构系统分析、综合与优化设计. 香港:中国科学文化出版社,2008 (Chen S X. Analysis, synthesis and optimization of engineering structural system. Hong kong: China Science Culture Publishing House, 2008 (in Chinese))
- 8 陈树勋,吴松,尹国保,李志强. 发动机悬置系统模态分析与优化. 科技创新导报,2010,10: 90 ~ 91 (Chen S X, Wu S, Yin G B, Li Z Q. Mode analysis and optimization of automobile power mount system. *Science and Technology Innovation Herald*, 2010, 10: 90 ~ 91 (in Chinese))
- 9 德国 BOSCH 公司(作者),魏春源(译者). 汽车工程手册. 北京:北京理工大学出版社,2009,4 (Germany bosch firm (author), Wei C Y (translator). Automotive handbook. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2009,4 (in Chinese))
- 10 李帆. 不确定性系统的解耦控制与稳定裕度分析[博士学位论文]. 西安:西北工业大学,2001,12 (Li F. The decoupling control study and stability margin evaluation of multivariable uncertain systems [PhD Thesis]. Xian: College of Astronautics Northwestern Polytechnical University, 2001, 12 (in Chinese))
- 11 王淑娟. 基于 Lancaster 结构的二阶系统解耦算法研究及其应用[博士学位论文]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学,2009,6 (Wang S J. Quadratic system decoupling algorithm researches based on Lancaster structure and its applications[PhD Thesis]. Harbin: Harbin Engineering University, 2009, 6 (in Chinese))
- 12 付江华. 轻型客车关键橡胶隔振件性能匹配研究[博士学位论文]. 长春:吉林大学,2011,6 (Fu J H, Performance match of key rubber isolators for light bus [PhD Thesis]. Changchun: Jilin University, 2011, 6 (in Chinese))
- 13 吕振华,范让林. 动力总成—悬置系统振动解耦设计方法. 机械工程学报,2005,41(4): 49 ~ 54 (Lü Z H, Fan R L. Design method for vibration undecoupling of powerplant mounting system. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2005, 41(4): 49 ~ 54 (in Chinese))
- 14 吴杰,上官文斌,唐静,宋志顺,黄振磊. 动力总成悬置系统解耦布局的鲁棒性分析. 振动与冲击,2009, 28(9): 15 ~ 20 (Wu J, Shang G W B, Tang J, Song Z S, Huang Z L. Robust analysis for decoupling layout of a powertrain mounting system. *Journal of Vibration and Shock*,

- 2009, 28(9): 15 ~ 20 (in Chinese))
- 15 Ma F, Imam A, Morzfeld M. The decoupling of damped linear systems in oscillatory free vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 324: 408 ~ 428
- 16 Jeong T, Singh R. Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 234(1): 85 ~ 114

STUDY ON DECOUPLED ENGINE MOUNTING SYSTEM*

Li Zhiqiang^{1†} Chen Shuxun² Wei Qifeng¹

(1. College of Civil Engineering and Architecture, Guangxi University, Nanning 530004, China)

(2. College of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract At present, the main task of designing a mounting system of automotive engine powertrain is to select appropriate stiffness, position and angle of mounting components so that free - vibration modal frequency of the mounting system can avert from the exciting - force frequency at the idle speed of the engine and the natural frequency of vibration of the vehicle body and that the decoupling degree of each mode shape is increased as far as possible, so as to improve the vibration - isolation effect of the mounting system. The design of a mounting system based on strict decoupling at predetermined frequencies is to make the modal frequencies of the designed mounting system completely equal to the frequencies predetermined in accordance with the frequency planning of automotive design, and to enable strict decoupling of each mode shape of each mode, i. e., the decoupling degree of vibration energy in every direction equals to 1. Based on a free - vibration equation for a mounting system, this paper presents an equation system for designing a mounting system with strict decoupling at predetermined frequencies, provides a solving method for this equation system by using the theory of generalized inverse matrix or method of constructing function, so as to provide an optimal design method more efficient and simpler than the current modal optimization method of mounting system. Relevant example has validated the correctness of equations and solving method of the strict - decoupling design at predetermined frequencies.

Key words powertrain mounting system, optimization, resonant frequency, predetermined frequency, strict decoupling

Received 24 November 2012, revised 16 April 2013.

* The project supported by the national science foundation of china(50965002), key laboratory of Guangxi manufacturing system and advanced manufacturing technology (09-007-05S016)

† Corresponding author E-mail: ynkmlzq2008@yahoo.com.cn