

文章编号: 1000-4750(2013)11-0221-06

基于等效分析模型的发动机悬置系统优化设计

陈树勋¹, 尹国保², 黄锦成¹, 韦齐峰³, 李志强³

(1. 广西大学机械工程学院, 南宁 530004; 2. 广西柳工机械股份有限公司, 柳州 545007; 3. 广西大学土木建筑工程学院, 南宁 530004)

摘 要: 利用 ANSYS 有限元分析软件建立发动机悬置系统等效分析模型, 将发动机动力总成悬置系统等效为一个惯性体和一个弹性体的复合体, 各悬置元件简化为沿其 3 个弹性主轴方向的弹簧, 并可准确体现动力总成的质量, 转动惯量和激励力加载位置。利用 ANSYS 完成该模型的模态分析, 并进行了能量解耦和谐振频率的优化计算, 结果表明, 该等效建模方法是正确和可行的。该模型为在 ANSYS 中进行悬置系统模态分析优化和动力响应分析与隔振率优化提供了新的切实可行的简捷建模方式。

关键词: 动力总成; 悬置系统; 等效模型; 模态分析; 能量解耦; 优化

中图分类号: TH113.1; U461.1 文献标志码: A doi: 10.6052/j.issn.1000-4750.2012.07.0493

THE OPTIMIZATION OF ENGINE MOUNTING SYSTEM BASED ON AN EQUIVALENT MODEL

CHEN Shu-xun¹, YIN Guo-bao², HUANG Jin-cheng¹, WEI Qi-feng³, LI Zhi-qiang³

(1. College of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China; 2. Guangxi LiuGong Machinery Co., Ltd, Liuzhou 545007, China;

3. College of Civil Engineering & Architecture, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: An equivalent analysis model for an engine mounting system is built with the ANSYS software. The engine powertrain is idealized to an equivalent composite body composed of one inertial body and one elastic body. Every mounting component is simplified as one spring along its three principal elastic axes and the powertrain mass, and rotational inertia and exciting-force loading locations are accurately embodied. The modal analysis, optimization of energy decoupling degree and resonant frequency of an equivalent model were carried out in ANSYS. Results show that the equivalent modeling method is valid and feasible. For an engine mounting system, this model provides a new simplified modeling method for the modal analysis and optimization of dynamic response and vibration isolation rate in ANSYS.

Key words: powertrain; mounting system; equivalent model; mode analysis; energy decoupling; optimization

汽车发动机动力总成悬置系统是指发动机动力总成与车架或车身之间的弹性连接元件共同构成的系统, 其一般安装情况如图 1 所示, 圆圈内为起弹性连接作用的悬置元件。发动机动力总成通过悬置元件安装在汽车车架或车身上。悬置系统既要

隔离发动机向车架传递振动, 又要隔离路面不平等激励传给发动机的振动。同时, 悬置系统还应能有效限制发动机的最大位移, 以避免发生与相邻零件的碰撞与干涉, 确保发动机正常工作。

发动机悬置系统分析优化目的是寻求悬置元

收稿日期: 2012-07-09; 修改日期: 2013-01-11

基金项目: 国家自然科学基金项目(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: 韦齐峰(1985—), 男, 广西南宁人, 博士生, 从事工程结构分析与优化研究(E-mail: weiqifeng21@126.com)。

作者简介: 陈树勋(1945—), 男, 陕西西安人, 教授, 博士后, 博导, 从事工程结构分析与优化研究(E-mail: chenshx@gxu.edu.cn);

尹国保(1979—), 男, 湖北嘉鱼人, 设计师, 硕士, 从事工程结构分析与优化研究(E-mail: dellor@163.com);

黄锦成(1951—), 男, 广西南宁人, 教授, 硕士, 从事内燃机工作过程和强度研究(E-mail: hujch@126.com);

李志强(1972—), 男, 河南开封人, 博士生, 从事工程结构分析与优化研究(E-mail: ynkmlzq2008@yahoo.com.cn)。

件各向刚度、弹性中心位置和各弹性主轴方向与总体坐标系夹角等参数的最优设计方案,使该悬置系统隔振效果最大化^[1-3]。

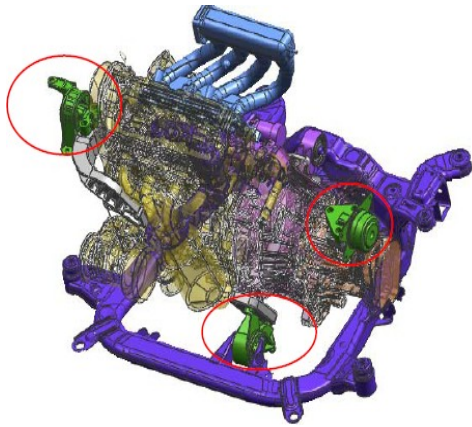


图 1 发动机悬置系统

Fig.1 Engine mounting system

目前悬置系统优化^[4-7]大多是:将发动机动力总成处理为由质心、质量、惯性矩、惯性积描述的六自由度刚体,将悬置元件处理为悬置点的无阻尼弹簧,将车架处理为刚性基础,建立悬置系统的无阻尼自由振动方程^[8-9]:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\boldsymbol{\phi} = \mathbf{0} \quad (1)$$

其中:质量矩阵 \mathbf{M} 由发动机动力总成的质量、惯性矩与惯性积构成;刚度矩阵 \mathbf{K} 由悬置元件位置、弹性轴方向和各向刚度决定; ω 为系统谐振圆频率, $\boldsymbol{\phi}$ 为相应的振型向量。通过对式(1)进行广义特征值的求解计算,即可获得悬置系统的 6 阶固有频率和相应的振型。再通过下式:

$$T_k^i = \frac{\sum_{l=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k m_{kl}}{\sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\phi_i)_l (\phi_i)_k m_{kl}} \times 100\% \quad (2)$$

可求得各振型的各向能量解耦度。其中, $(\phi_i)_k$ 为第 i 振型的第 k 向位移, m_{kl} 为质量矩阵 \mathbf{M} 的第 k 行第 l 列元素。采用自动优化迭代计算,实现各向解耦度最大化,并使各向谐振频率最大程度地落在避开与结构共振的期望范围内,以间接实现悬置系统隔振效果最大化。

可见在目前的悬置系统模态优化中,只要有发动机动力总成的质量与惯性矩参数和悬置元件参数就可建立式(1)所示的自由振动数学方程,就可进行模态与解耦度分析优化,无需发动机动力总成系统的实体模型。但若要进一步直接对隔振效果进行优化就必须对悬置系统进行动力响应分析计算,这

就需要提供激励力加载位置。由于悬置系统与悬置元件的设计制造和汽车发动机设计通常不在同一企业,悬置系统设计时一般只能得到发动机动力总成的质量与惯性矩参数,不能得到发动机动力总成的准确的几何造型资料。实际上,由于动力总成实际结构十分复杂,几何造型建模工作量太大,即使能够得到动力总成准确几何造型,也没有必要建立详细准确的动力总成几何实体造型,因为悬置系统隔振率分析优化模型只要有激励力的加载位置。

为在悬置系统频率与解耦率优化中,为动力响应分析预先提供激励力位置,本文创建了一种悬置系统 ANSYS 等效分析模型。本等效模型的关键在于准确体现动力总成的质量、转动惯量和激励力位置,并不需要准确再现动力总成几何造型。本模型由等效惯性体(体现动力总成质量和转动惯量的长方体)和等效近似弹性体粘接构成。利用 ANSYS 的模态分析功能可计算该模型 6 个振动模态,进而完成能量解耦度和模态优化设计计算。最后我们还利用 APDL 语言和 FORTRAN 语言开发出以 ANSYS 为分析平台的悬置系统模态与解耦度分析优化软件。算例表明:该建模方法与软件正确可行。

本项研究工作的意义在于:利用该等效分析模型,可进行悬置系统的频率与解耦度分析优化。若再增加汽车车架的弹性结构模型,在发动机激励载荷形式、大小以及位置确定情况下,就可利用 ANSYS 进行悬置系统动力响应分析计算和以提高隔振率为目标的优化设计计算,尽管本文尚未进行动力响应计算。

1 以 ANSYS 为分析平台悬置系统模态分析

1.1 悬置系统等效模型的建立

为利用结构有限元分析软件 ANSYS 的可视化建模功能、动力学模态分析功能与动力响应分析功能,实现汽车悬置系统分析优化,在 ANSYS 中建立如下发动机动力总成悬置系统等效分析模型:将发动机动力总成等效为一个惯性体和一个简化近似弹性体的复合体,悬置元件简化为位于其准确安装位置的沿其 3 个弹性主轴方向的弹簧。

该惯性体为几何中心与真实发动机动力总成的几何中心重合的长方体,其三维边长的方向与发动机动力总成的惯性主轴方向一致,质量和转动惯量严格等于厂方提供的数据,该惯性体体现了实际

发动机动力总成的质量分布特性。

该简化弹性体是发动机动力总成的近似几何造型，无须对发动机动力总成进行准确几何造型，仅仅起连接悬置元件与为发动机激励力提供作用点的作用。该弹性体的密度取为零，因为发动机动力总成的质量特性已体现在惯性体中。该弹性体的弹性模量可取为发动机材料的弹性模量，由于该弹性体只传力不考虑变形，弹性模量数值不影响分析优化结果。

在 ANSYS 中建立发动机动力总成等效体步骤如下：

1) 利用厂方提供的发动机动力总成惯性矩、惯性积参数组成 3 阶方阵，其特征值为动力总成的 3 个主惯性矩 I_{XX} 、 I_{YY} 、 I_{ZZ} ，其特征向量为动力总成惯性主轴坐标系 $oxyz$ 在发动机坐标系 $OXYZ$ 中的方向余弦矩阵 A 。

2) 由发动机动力总成的 3 个主惯性矩 I_{XX} 、 I_{YY} 、 I_{ZZ} 和总质量 m 计算惯性体边长 a 、 b 、 c 与密度 ρ ，计算公式如下：

$$\begin{cases} a = \sqrt{\frac{6(-I_{XX} + I_{YY} + I_{ZZ})}{m}} \\ b = \sqrt{\frac{6(I_{XX} - I_{YY} + I_{ZZ})}{m}} \\ c = \sqrt{\frac{6(I_{XX} + I_{YY} - I_{ZZ})}{m}} \\ \rho = \frac{m}{abc} \end{cases} \quad (3)$$

3) 利用 ANSYS 软件，在惯性主轴坐标系 $oxyz$ 内，作形心在坐标原点、边长分别为 a 、 b 、 c ，密度为 ρ 的动力总成等效惯性体。如图 2 所示。

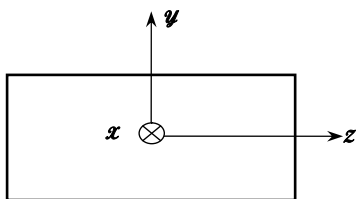


图 2 惯性主轴坐标系内惯性体示意图

Fig.2 Inertial body in principal-axis-of-inertia coordinate system

4) 根据方向余弦矩阵 A ，计算出将发动机等效惯性体分别沿发动机质心坐标系 $oxyz$ 坐标轴旋转到发动机质心坐标系的 3 个转角 θ_z 、 θ_y 、 θ_x 。

5) 将惯性主轴坐标系内的等效惯性体移置到发动机坐标系 $OXYZ$ 内：将惯性主轴坐标系原点即惯性体形心置于发动机坐标系 $OXYZ$ 的发动机质心

处，将惯性体连同惯性主轴坐标系分别沿发动机质心坐标系坐标轴旋转 θ_z 、 θ_y 、 θ_x ，如图 3 所示。

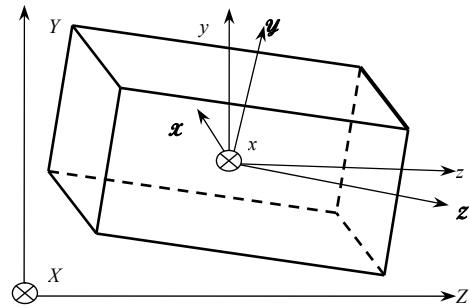


图 3 车身坐标系内惯性体示意图

Fig.3 Inertial body in the vehicle-body coordinate system

6) 在 ANSYS 中建立发动机坐标系 $OXYZ$ 内的发动机动力总成简化弹性体，该简化弹性体的几何造型是实际发动机动力总成的简化近似，其密度为零，弹性模量为发动机材料的弹性模量。等效弹性体起传力作用，主要是保证发动机总成等效体能够与悬置元件连接以及在动力响应分析中便于发动机振动激励载荷的加载。由于该弹性体只传力不考虑变形，弹性模量数值不影响分析优化结果。

最后在 ANSYS 中将等效惯性体和等效弹性体组合为一体：先在等效弹性体的惯性体位置复制一个惯性体，然后运用布尔运算，在发动机弹性体内减去复制的惯性体，再将弹性体与原惯性体粘合形成发动机等效体，即可完成发动机总成悬置系统等效体的建模。图 4 为在 ANSYS 中等效模型几何模型的透视图，其中内部向右下端倾斜的长方体为惯性体部分。

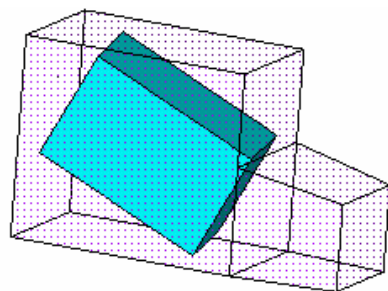


图 4 ANSYS 中等效体模型

Fig.4 Equivalent body model in ANSYS

等效惯性体三边比例和相对等效弹性体的位置与角度体现了发动机动力总成质量的分布规律，例如图 4 内的惯性体表明在该发动机动力总成水平方向的质量多于其他两方向质量，质量分布走向是从气缸所在的左上方到变速箱所在的右下方，这与实际情况相符。如果与实际情况不符，就说明厂方

提供的发动机动力总成惯性矩、惯性积参数有误。所以本等效模型的相对一般六自由度刚体模型的另一优势还在于可以从合理性方面检验厂方所提供的发动机动力总成惯性参数的正确性。

1.2 在 ANSYS 中进行模态分析

对发动机动力总成等效体(包括惯性和弹性体)进行网格划分,由于模态分析中将发动机动力总成视为刚体,故可不考虑发动机动力总成的变形应力,网格密度可以很稀,只需保证模型能正常进行模态分析就行,如图 5 所示。

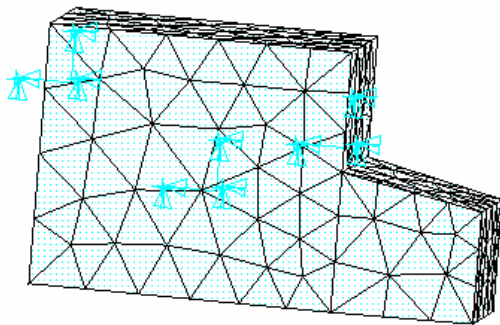


图 5 有限元模型

Fig.5 Finite element analysis model

将每个悬置元件简化位于其实际准确位置的 3 个互相垂直的弹簧,弹簧的刚度即取悬置元件各向刚度值,弹簧的一端与等效体连接,另一端与作为刚性基础的车架相连,如图 5 所示。最后在 ANSYS 中设置求解参数即可进行对该发动机动力总成悬置系统进行模态分析,求得悬置系统 6 阶固有频率。为在模态分析后提取悬置系统的模态振型,建模时在发动机质心坐标系 $oxyz$ 的 3 个坐标轴方向单位长度处设置 3 个关键点: 1、2、3,如图 6 所示。

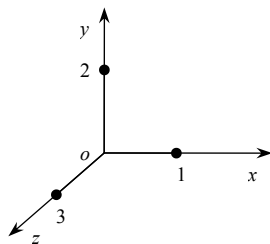


图 6 振型计算模型

Fig.6 Mode shape calculation model

在 ANSYS 中进行模态分析后,分别提取这 3 个节点和坐标原点在阶频率下的位移,即可求得该悬置系统的振型 $q = [x \ y \ z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z]^T$ 。振型的计算公式如式(5)所示,其中, u_o 、 v_o 、 w_o 分别为

发动机质心的 x 、 y 、 z 三向位移, v_1 、 w_1 、 w_2 分别为关键点 1 的 y 、 z 向位移和关键点 2 的 z 向位移。

$$\begin{cases} x = u_o \\ y = v_o \\ z = w_o \\ \theta_x = w_2 - w_o \\ \theta_y = w_o - w_1 \\ \theta_z = v_1 - v_o \end{cases} \quad (4)$$

1.3 算例

某汽车发动机动力总成基本参数见表 1 与表 2。

表 1 某发动机动力总成质量及质心在车身坐标系位置

Table 1 Mass of an engine powertrain and its centroid position in the vehicle-body coordinate system

发动机质量	X	Y	Z
109.22kg	-161.06mm	36.01mm	222.05mm

表 2 某发动机动力总成在车身坐标系的转动惯量 I /(kg·m²)

Table 2 Rotational inertia of an engine powertrain in the vehicle-body coordinate system

I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{xz}	I_{yz}
5.708	3.148	4.399	0.437	0.247	-0.887

根据上述建模方法和步骤,计算出发动机的 3 个主惯性矩 I_{xx} 、 I_{yy} 、 I_{zz} 和惯性主轴坐标系 $oxyz$ 与车身坐标系夹角的方向余弦矩阵:

$$A = \begin{bmatrix} -0.1597 & -0.0188 & 0.9870 \\ 0.8758 & -0.4640 & 0.1329 \\ 0.4555 & 0.8856 & 0.0906 \end{bmatrix},$$

根据式(3),求得等效惯性体边长 a 、 b 、 c 与密度 ρ :

$$a = 665\text{mm}, \quad b = 441\text{mm}, \quad c = 303\text{mm},$$

$$\rho = 1.23 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3.$$

由余弦矩阵 A 求得 $\theta_x = -55.72^\circ$, $\theta_y = 80.75^\circ$, $\theta_z = 173.3^\circ$,在 ANSYS 中建立动力总成悬置系统等效模型,利用 ANSYS 进行模态分析,得到悬置系统的各阶固有频率,如表 3 所示。

表 3 各阶固有频率计算结果

Table 3 Results of various orders of natural frequencies

频率阶数	1	2	3	4	5	6
频率/Hz	7.9	8.2	9.1	11.3	15.5	15.6

最后在 ANSYS 中提取计算振型的 3 个关键节点位移,并根据式(4),可得到各阶固有振动频率对应的模态阵型,如表 4 所示。

表 4 各阶阵型计算结果

Table 4 Results of mode shape corresponding to various orders of natural frequencies

频率/Hz	振 型						
7.9	2.7×10^{-2}	6.5×10^{-2}	-4.5×10^{-2}	6.4×10^{-5}	-2.8×10^{-4}	-5.6×10^{-5}	
8.2	-7.8×10^{-3}	6.6×10^{-2}	4.8×10^{-2}	2.6×10^{-5}	2.7×10^{-4}	-3.2×10^{-5}	
9.1	8.9×10^{-2}	-1.6×10^{-2}	2.1×10^{-2}	-1.1×10^{-5}	5.5×10^{-5}	-8.6×10^{-5}	
11.3	2.6×10^{-3}	-2.6×10^{-3}	-6.5×10^{-2}	-7.5×10^{-6}	3.9×10^{-4}	-6.8×10^{-5}	
15.5	1.8×10^{-2}	4.3×10^{-3}	-6.2×10^{-3}	1.0×10^{-4}	1.8×10^{-4}	4.5×10^{-4}	
15.6	5.9×10^{-3}	1.6×10^{-2}	-5.0×10^{-3}	-4.0×10^{-4}	8.2×10^{-5}	1.4×10^{-4}	

为验证本等效体模型模态分析结果的准确性，作者采用 FORTRAN 软件编制了相应的发动机动力总成悬置系统模态分析和解耦度优化程序^[5]进行对比验证。两者的分析结果完全一致，因此本文等效体模态分析结果是正确、可行的，从而为采用等效体模型进行模态与能量解耦度优化以及更进一步的隔振率优化奠定了基础。

2 悬置系统优化设计

2.1 悬置系统优化设计问题的数学模型与算法

发动机动力总成悬置系统设计的多目标优化数学模型^[5]为：

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Find } X = [X_0 \quad K]^T \in R^{18} \\ \text{Min } f(X) = \alpha \sum_{i=1}^6 a_i ((f_i(X) - f_i^0) / f_i^0)^2 + \\ \quad \beta (T_i^0 - \sum_{i=1}^6 \beta_i \max_{k=1, \dots, 6} \{T_{ik}\})^2 \quad (5) \\ \text{s.t. } \gamma^L \leq \gamma_i(X) \leq \gamma^U, \quad i=1, 2, \dots, N \\ \quad X^L \leq X \leq X^U \end{array} \right.$$

其中：设计向量 $X = [X_0 \quad K]^T$ 由各悬置元件的弹性中心坐标 X_0 及三向刚度 K 组成；最小化目标函数 $f(X)$ 由两部分构成，其中目标函数右端第 1 项为谐振频率的优化目标，第 2 项为解耦度优化目标， α 、 a_i 、 β 、 β_i 为各目标的加权系数，加权系数由设计者根据对各目标的重视程度决定； $\gamma_i(X)$ 为悬置元件的剪压刚度比。约束由生产安装实际允许的压剪刚度比与变量取值范围决定。

本文采用负梯度法与黄金分割法^[10]相结合的优化方法进行反复迭代寻优，找到问题的最优解。

2.2 算例

1.3 节算例的汽车发动机动力总成悬置系统各悬置元件弹性中心坐标和各向刚度初始值及变化范围分别如表 5 和表 6 所示，各向振动频率的期望

在 5Hz~15Hz 范围内。经过计算，优化前各阶固有频率和解耦度如表 7 所示。本例中，根据悬置原件制造企业对各阶频率及其能量解耦度的重视程度，采用式(5)多目标优化模型进行优化时，确定下列权重系数： $\alpha = 0.3$ ， $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 0.05$ ， $\alpha_5 = \alpha_6 = 0.4$ ； $\beta = 0.7$ ， $\beta_1 = \beta_2 = \beta_5 = \beta_6 = 0.1$ ， $\beta_3 = \beta_4 = 0.3$ 。

表 5 优化前各悬置元件坐标初值与上下界

Table 5 Initial coordinate values and their upper and lower limits of mounting components before optimization

坐标/mm	1#	2#	3#	
X	X^0	77.03	-205.32	-152.03
	X^L	69.33	-225.85	-167.23
	X^U	84.73	-184.79	-136.83
Y	Y^0	30.62	430.01	-372.83
	Y^L	27.56	387.01	-410.11
	Y^U	33.68	473.01	-335.55
Z	Z^0	114.17	411.59	295.70
	Z^L	102.75	370.43	266.13
	Z^U	125.59	452.75	325.27

表 6 优化前各悬置元件刚度初始值与上下界

Table 6 Initial stiffness values and their upper and lower limits of mounting components before optimization

刚度/(N/m)	1#	2#	3#	
K_X	K_X^0	170	75	130
	K_X^L	60	60	60
	K_X^U	500	500	500
K_Y	K_Y^0	75	140	90
	K_Y^L	60	60	60
	K_Y^U	500	500	500
K_Z	K_Z^0	120	155	140
	K_Z^L	60	60	60
	K_Z^U	500	500	500

表 7 优化前各阶固有频率及对应解耦度

Table 7 Various orders of natural frequencies before optimization and corresponding decoupling degrees

方向	X	Y	Z	RX	RY	RZ
频率/Hz	9.1	8.2	7.9	15.6	11.3	15.5
解耦度	87	48	46	90	49	84

经过自动优化迭代计算后，各悬置元件弹性中心坐标和各向刚度系数结果分别如表 8 和表 9 所示，优化后的系统固有频率和解耦度如表 10 所示。

表 8 优化后各悬置元件弹性中心坐标

Table 8 Coordinates of elastic center of mounting components after optimization

坐标/mm	1#	2#	3#
X	69.33	-225.85	-167.23
Y	33.68	391.10	-410.11
Z	121.64	370.43	266.13

表 9 优化后各悬置元件刚度系数

Table 9 Stiffness coefficients of mounting components after optimization

刚度/(N/m)	1#	2#	3#
K_x	120.0	61.9	63.0
K_y	60.0	123.2	130.3
K_z	60.0	164.0	131.8

表 10 优化后各阶固有频率及对应解耦度

Table 10 Various orders of natural frequencies after optimization and corresponding decoupling degrees

	X	Y	Z	RX	RY	RZ
频率/Hz	7.5	8.4	9.1	15.0	7.1	12.0
解耦度	99	96	99	99	99	99

比较表 7 与表 10 可以看出, 优化后各向解耦度均有明显提高, 系统各阶固有频率均满足厂方提出的在 5Hz~15Hz 范围内的要求, 有效地避免了共振频率, 且各频率之间分隔程度更趋于合理, 有利于提高悬置系统的隔振率。

3 结论

(1) 本文创造性地在 ANSYS 中建立了发动机悬置系统等效分析模型, 该模型将发动机动力总成等效为一个惯性体和一个弹性体的复合体, 悬置元件在模态分析优化中简化为沿其 3 个弹性主轴方向的无阻尼弹簧, 以准确体现动力总成刚体的质量与转动惯量和激励力加载位置。在 ANSYS 环境中完成了该模型的模态分析, 并进行了模态频率与能量解耦度优化计算。

(2) 该等效模型的优点在于, 在缺乏发动机动力总成详细造型尺寸的情况下, 只要知道其惯性参数就不但可进行模态分析优化, 还为悬置系统动力响应分析与隔振率优化中激励力按实际位置加载提供了可能, 尽管本文尚未涉及动力响应分析。本等效模型的相对一般六自由度刚体模型的另一优势还在于可以从合理性方面检验厂方所提供的发动机动力总成惯性参数的正确性。

(3) 采用本文优化模型, 利用负梯度法与黄金分割法相结合的方法对发动机动力总成悬置系统进行优化设计, 可以收到十分显著的优化效果。

参考文献:

[1] Yunhe Yu, Nagi G Naganathan, Rao V Dukkipati. A

literature review of automotive vehicle engine mounting systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36: 123—142.

- [2] Taeseok Jeong, Rajendra Singh. Analytical methods of decoupling the automobile engine torque roll axis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 234(1): 85—114.
- [3] Courteille E, Léotoing L, Mortier F, Ragneau E. New analytical method to evaluate the powerplant and chassis coupling in the improvement vehicle NVH [J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2005, 24: 929—943.
- [4] 吕兆平. 能量法解耦在动力总成悬置系统优化设计中的运用[J]. 汽车工程, 2008, 6: 523—526.
- Lü Zhaoping. The application of energy decoupling technique to powertrain mounting system optimization [J]. Automotive Engineering, 2008, 6: 523—526. (in Chinese)
- [5] 陈树勋, 吴松, 尹国保, 李志强. 汽车发动机悬置系统模态分析与优化[J]. 科技创新导报, 2010, 10: 90—91.
- Chen Shuxun, Wu Song, Yin Guobao, Li Zhiqiang. Mode analysis and optimization of automobile power mounting system [J]. Science and Technology Innovation Herald, 2010, 10: 90—91. (in Chinese).
- [6] 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.
- Shi Peicheng, Gao Lixin. Optimization of powertrain mounting system based on sensitivity analysis [J]. Automotive Engineering, 2011, 33(12): 1057—1061. (in Chinese)
- [7] 许闻清, 陈剑. 基于改进遗传模拟退火算法的动力总成悬置系统优化设计[J]. 中国机械工程, 2011, 22(7): 878—881.
- Xu Wenqing, Chen Jian. Optimization design of powertrain mounting system based on improved genetic simulated annealing algorithm [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(7): 878—881. (in Chinese).
- [8] 陈树勋. 工程结构系统分析、综合与优化设计[M]. 中国: 中国科学文化出版社, 2008: 45—60.
- Chen Shuxun. Analysis, synthesis and optimization of engineering structural system [M]. China: China Science Culture Publishing House, 2008: 45—60. (in Chinese)
- [9] 邵忍平. 机械系统动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 91—93.
- Shao Renping. Dynamics of machine system [M]. Beijing: China Machine Press, 2005: 91—93. (in Chinese)
- [10] 刘惟信. 机械最优化设计[M]. 北京: 清华大学出版社, 1994: 49—55.
- Liu Weixin. Mechanical optimum design [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1994: 49—55. (in Chinese)