

文章编号:1000-582X(2006)11-0023-04

动力总成悬置系统建模与性能优化*

周昌水, 邓兆祥, 孙登兴

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

摘要:以某前置前驱四缸四冲程横置发动机悬置系统为研究对象,利用 Maxwell 模型对橡胶悬置和液压悬置进行动力学参数化并实现其频变特性,在 MSC Adams/view 中建立悬置系统动力学分析模型与整车刚柔耦合动力学模型.通过模态解耦优化,提高动力总成悬置系统主要激励方向的模态解耦程度.在含 Maxwell 模型的悬置系统和整车上的计算结果表明,悬置系统的隔振性能显著提高.

关键词:悬置系统 模态解耦 粘弹性材料

中图分类号:U469

文献标识码:A

汽车动力总成悬置系统是指动力总成与车架的弹性连接系统^[1].它的主要任务是在不产生运动干涉的前提下,承受动力总成的重量及隔离动力总成和车架间的振动传递^[2].模态解耦法是目前悬置参数设计采用较多的方法之一,该法在系统微幅振动的假设下,不考虑系统阻尼,优化动力总成悬置系统的刚度矩阵,通过改变系统的固有特性,控制系统的振动响应^[2-3].而在考虑实际阻尼的系统中,解耦优化效果的如何,在国内学者的研究中较少论及.若把解耦优化前后的优化变量放在含阻尼的动力总成悬置系统模型中,计算出的系统响应则能更真实地反映出优化前后悬置隔振性能的改善情况,从而提高设计可靠性和成功率.

本文针对某轿车动力总成悬置系统,通过解耦优化得到优化后的悬置参数和支撑位置,建立了考虑悬置系统实际特性的动力总成悬置系统和整车刚柔耦合动力学模型,并基于这两个模型对优化后的悬置系统进行了 NVH 分析评价.

1 动力总成悬置系统模型

1.1 橡胶悬置和液压悬置模型

本轿车发动机为横置式 3 点布置,左悬置、后悬置为橡胶悬置,右悬置为液压悬置.橡胶是一种粘弹性材料,它具有内部摩擦的阻尼特性^[4].在振动状态下,橡胶的应变滞后于应力某一近似不变的相位角 θ ,即损失角,其应力—应变循环形成的迟滞回线的面积与频率无关,此时采用复刚度来表示阻尼特性,即用 K

$(1 + j\eta)x$ 表示对应于位移 x 的恢复力更合理,其中 η 为 $\tan\theta$,即粘弹性材料的损失因子.根据能量等效原则,损失因子与等效粘性阻尼(C_{eq})的关系如下:

$$C_{eq} = \eta K_0 / \omega. \quad (1)$$

其中 K_0 为橡胶静刚度, ω 为振动频率.因此有些研究把损失因子转化为常用的等效比例阻尼,以弹簧阻尼单元模拟橡胶悬置.但式(1)是建立在稳态振动之上的,不能用来解释自由衰减振动和动态响应,当系统的振动不再是单频振动时,等效阻尼系数也无法获得,故该法有很大的局限性.本文采用 Maxwells 模型建立橡胶悬置如图 1a,它能模拟橡胶悬置某一主刚度轴上的动态特性,其中 K_0 为橡胶悬置静刚度, $K_1, K_2, K_3, C_1, C_2, C_3$ 并没有实际的物理意义,只是为了拟合橡胶悬置特性曲线的需要而设的参数,它们的取值可根据经验公式由损失角确定.图 2 为左橡胶悬置 Z 向 1 mm 位移时的实验数据曲线与仿真数据曲线的对比.

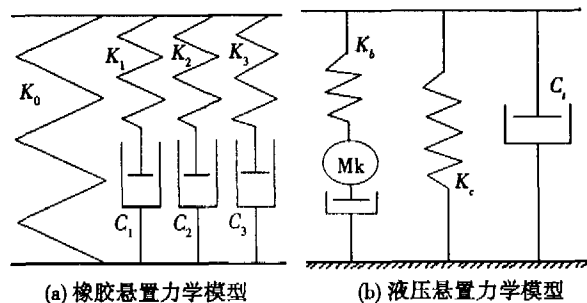


图 1 悬置力学模型

* 收稿日期:2006-06-02

作者简介:周昌水(1979-),男,吉林松原人,重庆大学硕士研究生,主要从事汽车振动与噪声控制等领域的研究.

液压悬置动刚度和损失角频变特性较橡胶悬置更明显,其动态曲线也更复杂.图 1(b)所示的模型能很好地模拟液压悬置动力学特性^[5-6].

其中:有效质量 $M_k = (A/A_c)2 \times M_{fluid}$, A - 当量柱塞面积(主面积), A_c - 惯性通道截面积, M_{fluid} - 惯性通道中的有效液体质量; K_r, C_r 为橡胶主簧的静刚度和近似阻尼系数; K_b, D_b 为液压通道外液体的刚度和阻尼系数.该液压悬置模型各参数物理意义明确,有利于参数化优化设计.图 3 为右悬置 Z 向 1 mm 位移时的实验数据曲线与仿真数据曲线的对比.

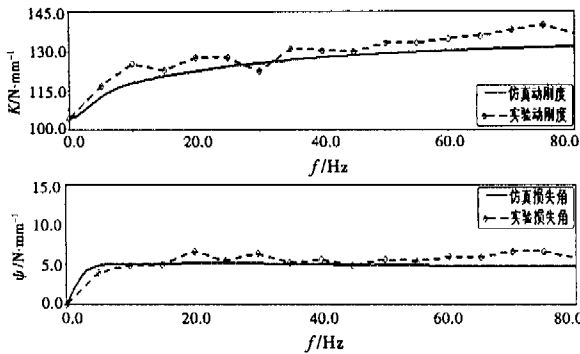


图 2 左悬置 Z 向仿真与实验对比

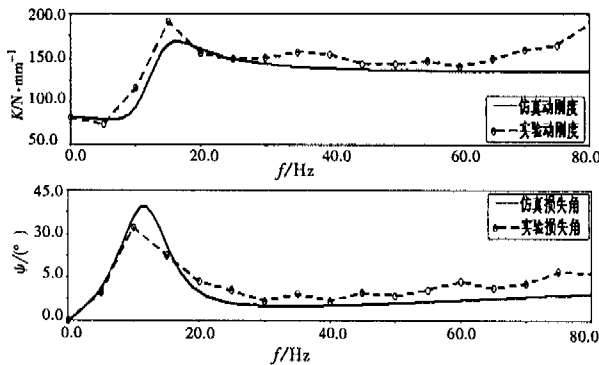


图 3 右悬置 Z 向仿真与实验对比

1.2 动力总成悬置系统的自由振动微分方程

动力总成悬置系统在微小振幅作用下,忽略悬置阻尼对悬置动态特性的影响.此时,橡胶和液压悬置的力学模型则化为只有静态刚度的弹簧;因动力总成的结构模态频率远高于发动机和地面激励频率,故动力总成看作刚体;研究动力总成子系统时,基础也视为刚性,可得动力总成悬置系统六自由度线性自由振动微分方程:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{0\}, \quad (2)$$

$[M]$ 、 $[K]$ 、 $\{q\}$ 分别为系统广义质量、广义刚度矩阵和广义坐标列向量. $[M]$ 矩阵利用悬挂法和三线摆实验测得, $[K]$ 矩阵由动力总成悬置系统接近静平衡位置时的线性静刚度及悬置方位计算而得.

1.3 用于仿真实验评价的模型

自由振动微分方程(2),未考虑悬置的频变动刚度、频变损失角和幅变刚度.为此建立含 Maxwell 模型的系统模型.

1.3.1 含 Maxwell 模型的动力总成悬置系统

同样将动力总成视为刚体,假设基础为刚性,利用图 1 的悬置力学模型及实验测得的动力总成惯性矩阵和悬置方位,在 Adams/View 中可方便地构建含 Maxwell 模型的动力总成悬置系统.该系统固有特性与式(2)计算的固有特性相同,但却能较为准确地计算系统的动态响应.

1.3.2 整车刚柔耦合多体动力学模型

为考虑车身的变形对悬置系统隔振性能的影响,将含 Maxwell 模型的动力总成悬置系统基础视为柔性,建立车身柔体整车刚柔耦合多体动力学分析模型,如图 4.柔性车身利用模态中性文件,将有限元软件计算的模态导入 Adams 中得到.导入后,抑制对发动机激励振动响应影响不大的模态,Adams 采用模态迭加法,计算柔体动态响应.

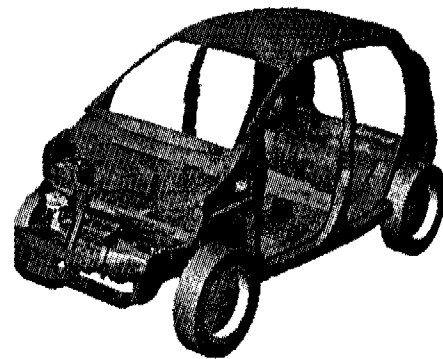


图 4 整车刚柔耦合模型

2 悬置系统性能的解耦优化方法

子系统在主要激励力作用方向上解耦程度的提高及模态频率的合理安排能使整车振动得到有效控制,故采用能量法对该悬置系统在扭轴坐标系中进行解耦优化设计,扭轴坐标系的确定方法见文献[2].由式(2)可得振型矩阵 $\{\psi\}$,当悬置系统以第 i ($i=1 \sim 6$) 阶主振动时,第 k ($k=1 \sim 6$) 个广义自由度上分配到的动能所占悬置系统的总动能的百分比为:

$$T_{pik} = \frac{T_k}{T^i} = \frac{\sum_{l=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl}}{\sum_{l=1}^6 \sum_{k=1}^6 (\varphi_i)_l (\varphi_i)_k m_{kl}} \times 100\%$$

$T_{pik} = 100\%$ 表示悬置系统作第 i 阶主振动时能量全部集中在第 k 个自由度上,这个自由度相对其它的自由

度完全解耦, 其中 m_{kl} 为 $[M]$ 的第 k 行 l 列的元素。由于实际布置空间的限制, 要实现各广义坐标完全解耦是很困难的, 故重点考虑接近主要激励方向即扭轴坐标系 Z_T 向和 θ_{XT} 向的解耦性能。

2.1 设计变量

前置前驱式发动机悬置系统布置完成后, 悬置位置变动空间很小, 所以选择各悬置静刚度以及部分可变动的位置坐标和安装角度为设计变量。

2.2 目标函数

$$\text{Object} = \sum_{i=1}^6 a_i \max_{k=1 \dots 6} (T_{pik}),$$

Object 是系统各广义坐标方向解耦度 T_{pik} 的加权和, a_i 是模态加权因子。

2.3 约束条件

1) 频率约束

控制六自由度悬置系统频率落在一定范围内且远离系统激励频率和整车其它子系统的固有频率是优化设计的目标之一, 但为了不使目标函数过于复杂, 将其转化为约束条件。本文将悬置系统频率限定在 5~25 Hz 内。

2) 悬置静刚度与悬置方位约束

因悬置材料和结构的限制, 悬置静刚度只能在一定范围内, 刚度变化范围取原悬置刚度的 $\pm 20\%$; 为保持悬置与周围部件的距离, 方位约束视具体情况严格限制。

3) 悬置点最大位移约束

为避免产生运动干涉, 限制悬置点怠速最大位移不超过 10 mm。在优化过程中该约束无法施加, 只能在评价模型中计算得到, 但约束①②将间接地影响到③, 故优化后的系统悬置点最大位移穿透位移约束时, 应调整约束①②, 重新优化计算。

表 1 解耦优化前系统固有频率和能量分布

频率/Hz	6.48	6.93	8.09	12.6	16.0	19.6
	T_{p1}	T_{p2}	T_{31}	T_{p1}	T_{p1}	T_{p1}
X_T	11.5	84.7	3.6	0	0	0
Y_T	46.5	1.4	40.5	0	4.4	7.1
Z_T	33.9	12.4	41.3	10.5	1.7	0.1
θ_{XT}	2.7	1.2	2.1	26.5	36.4	31.3
θ_{YT}	2	0.3	3.4	62.7	14.4	17.3
θ_{ZT}	3.4	0	9.1	0.3	43.1	44

2.4 优化算法

解决不等式约束非线性多目标优化问题, 可利用 Matlab 优化工具箱提供的序列二次规划法 (SQP) 进行。优化过程中, 可能因为初值选择或者可行域不连续, 造成得不到全局最优解, 所以采用取若干组初始参

数值, 考察优化结果的办法, 以得到更好的优化结果。

表 1、2 为优化前后的固有频率和能量分布, 优化后, 第 3 阶频率振动主要集中在 Z_T 向, 占总能量的 94.2%, 第 4 阶频率振动主要集中在 θ_{XT} 向, 占总能量的 71.5%, 而原系统这两个方向上的振动与其他振动耦合严重, 解耦优化取得了很好的效果。

表 2 解耦优化后系统固有频率和能量分布

频率/Hz	6.48	6.93	8.09	12.6	16.0	19.6
	T_{p1}	T_{p2}	T_{31}	T_{p1}	T_{p1}	T_{p1}
X_T	6.84	7.15	8.31	11.2	15	17
Y_T	82.1	2.7	0.9	4.3	9.9	0.2
Z_T	2.5	0.9	94.2	1.0	0	1.4
θ_{XT}	0.3	0	1.7	71.5	15.1	11.3
θ_{YT}	1.8	0.2	0	18.8	4.2	74.9
θ_{ZT}	11.2	0.3	1.8	1.2	70.8	11.9

3 解耦优化效果评价

解耦优化改变的是悬置静刚度, 而悬置的动刚度和损失角曲线的形状并未改变。本文的优化效果评价, 将优化前后的悬置刚度、方位放在含 Maxwell 模型的系统中, 而不改变悬置的动刚度和损失角曲线的形状, 比较优化前后系统的动态响应。

3.1 动力总成悬置力传递

基于含 Maxwell 模型的动力总成悬置系统模型, 考察各工况悬置向基础传递力的有效值, 图 4 为各悬置接近垂向的主刚度轴, 即 Z 向传递力有效值对比。由图可见, 优化后左、后悬置 Z 向在整个转速范围内, 传递力降低很多; 右悬置在低速范围内传递力降低, 在高速时, 传递力有所增加, 但在高速时传递力本身的数值已经很小。各悬置其它方向传递力都有所减小。总体上讲, 悬置系统隔振效果有了较大改善。

3.2 发动机激励下的整车振动响应

在整车上, 优化前后驾驶员座椅下地板 (A 点), 副驾驶座椅下地板 (B 点), 和左侧 B 柱座椅下地板 (C 点) 等关键点的垂向稳态振动烈度曲线如图 5。怠速工况下, A 点垂向速度响应如图 6。

由图 5, 低速时各点振动烈度大大降低, 高转速时变化不大。因低速时整车振动较为剧烈, 故低速时隔振性能是矛盾的主要方面, 可见性能优化取得了很好的效果。在 2 500~3 500 r/min 之间的凸起是因车身的柔性变形所致, C 点凸起的峰值较大, 说明该车身 B 柱旁地板结构需要改进。由图 6 可知, 车身振动频率含多

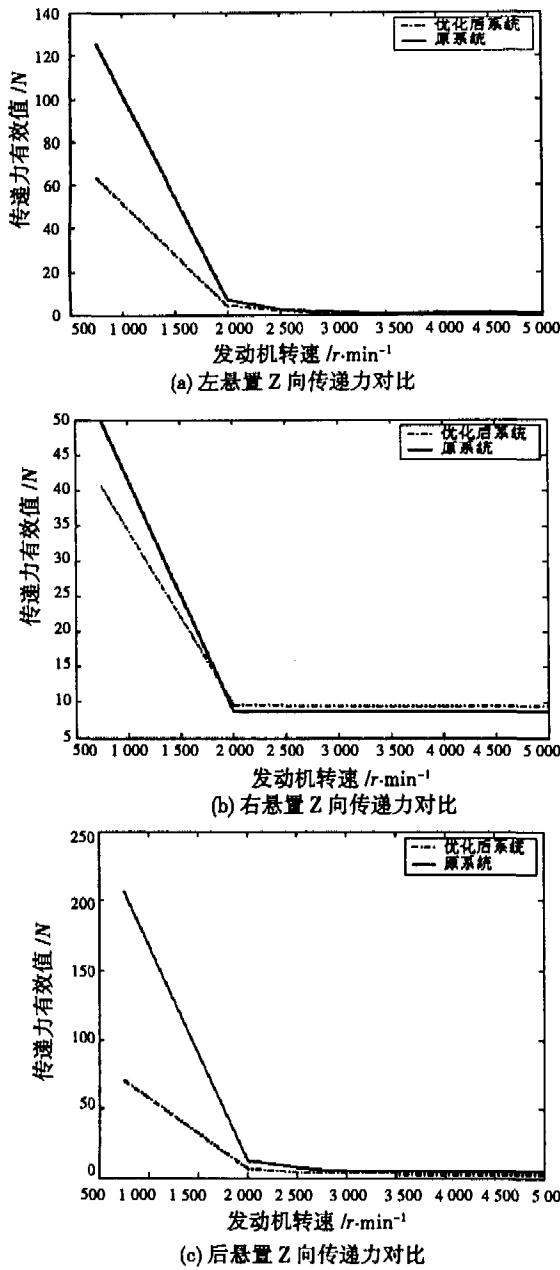


图5 Z向传递力有效值对比
个频率成份,主要频率成份幅值大大减小.

4 结论

- 1) Maxwell 模型能通过合理选择模型参数,可以足够的精度地表达橡胶和液压悬置的频变特性和幅变特性.
- 2) 利用能量法模态解耦优化进行参数设计,在线性化的悬置系统模型中,可以获得各阶模态较高程度解耦.
- 3) 基于线性化模型的模态解耦优化的参数设计结果,在考虑橡胶悬置和液压悬置实际频变特性和幅变特性的条件下,也可获得显著的力传递改善效果,尤以 2 000 r/min 以下效果明显,对车身振动响应也有明显的控制效果.

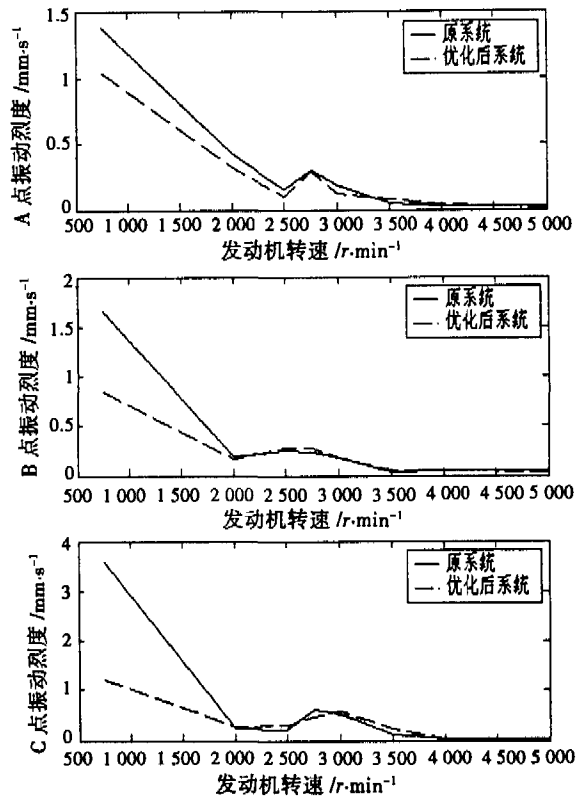


图6 车身关键点的振动烈度

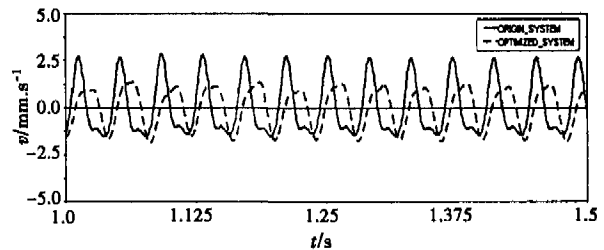


图7 A点垂向振动响应

参考文献:

- [1] 方锡邦,陈树勇. 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(自然科学版), 2003, 26(2): 236 - 241.
- [2] 吕振华,罗捷等. 汽车动力总成悬置系统隔振设计分析方法[J]. 中国机械工程, 2003, 14(3): 265 - 269.
- [3] 李杰. 汽车动力总成橡胶悬置系统的固有特性和振动耦合特性分析[J]. 公路交通科技, 1998, 15(4): 75 - 78.
- [4] 严济宽. 机械振动隔离技术[M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1985. 70 - 72.
- [5] COLGATE J E, CHANG C T. Modeling of a h · Raulic Engine Mount focusing on Response to Sinusoidal and Composite Excitations[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 184(3): 503 - 528.
- [6] DR BERND WEBER. Identification of Model Parameters with ADAMS/Design of Experiments (DOE) and ADAMS/Optimization[Z]. 13th European ADAMS Users' Conference Paris, November 18 - 19th 1998.

- 5 (4):298 - 306.
- [5] WOOD R A, HAN C J, KRUSE P W. Integrated Uncooled Infrared Detector Imaging Arrays[C]. IEEE Solid-State Sensor and Actuator Workshop, 1992:132 - 135.
- [6] YU TSUNG-HSIN. A New CMOS Readout Circuit for Uncooled Bolometric Infrared Focal Plane Arrays[C]. IEEE International Symposium on Circuits and Systems, May, 2000,2:493 - 496.
- [7] 孟丽娅,袁祥辉,吕果林等. 微测辐射热计的非均匀性校正新方法[J]. 光电工程, 2005, 32(12):78 - 81.

Readout Circuit with Substrate Temperature Compensation for Uncooled Microbolometer

MENG Li-ya, YUAN Xiang-hui, LU Guo-lin, HUANG You-shu

(Key Laboratory of Optoelectronic Technology and Systems Under State the Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: The output responsivity of uncooled microbolometer is nonuniform, and greatly influenced by the substrate temperature. The proposed circuit can relax the restriction on the substrate temperature while reading out the image signal. It includes column-shared CTIA, DAC, and dummy pixel for static current reduction. Correction data are transferred by DAC to the gates of MOS transistors, to control the bias voltage. This circuit has higher sensitivity, wider dynamic range, and frame frequency of more than 30 Hz for 128×128 array. PSPICE simulation results show that this circuit could function well.

Key words: Microbolometer, CTIA, CMOS Readout Circuit

(编辑 张小强)

~~~~~  
(上接第 26 页)

## Modeling and Optimization of Engine-mount System

ZHOU Chang-shui, DENG Zhao-xiang, SUN Deng-xing

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** A mounting system for a powerplant with a four-cylinder, four-stroke engine is studied, the frequency dependency characteristics of rubber mount and h · ro mount are realized with Maxwell model. An engine-mount system and an entire vehicle kinetic model are set up Pin MSC Adams/view. Through modal decoupling method, the coupling characteristic of the engine-mount system is improved. The results on engine - mount system and entire vehicle indicate the vibrating isolation performance of the mounts are improved significantly after the optimization design.

**Key words:** the engine-mount system; modal-decoupling; viscoelastic material

(编辑 张小强)