

Optimal Design of Powertrain Mounting Stiffness Parameters of Light Trucks for Decoupling Ratio and Generalized Force Transmissibility

Mengyin Gu¹, Huibin Li¹, Yunfei Shangguan²

¹School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing

²Beiqi Foton Motor Co., Ltd., Beijing

Email: gumengyinyin@163.com

Received: Nov. 3rd, 2015; accepted: Nov. 26th, 2015; published: Dec. 3rd, 2015

Copyright © 2015 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

In this paper a six-degree freedom vibration mechanical model of the powertrain mounting system of a light truck made in China is set up. The natural frequency, principal mode, energy distribution matrix and generalized force transmissibility are counted by Matlab. We take decoupling and generalized force transmissibility of powertrain mounting systems as the optimization goals, restrict the natural frequency range and the limit of stiffness parameters, and have optimized the design of mounting stiffness parameters and mounting positions through genetic algorithm. As a result, the isolation effect of the powertrain mounting system at idle speed is greatly improved.

Keywords

Powertrain, Mounting Stiffness, Vibration Isolation, Optimization Match

基于解耦及广义力传递率的轻卡动力总成悬置刚度参数优化

顾梦引¹, 李惠彬¹, 上官云飞²

¹北京理工大学机械与车辆学院, 北京

²北汽福田汽车股份有限公司, 北京

Email: gumengyinyin@163.com

收稿日期: 2015年11月3日; 录用日期: 2015年11月26日; 发布日期: 2015年12月3日

摘 要

本文以某国产轻卡为研究对象, 建立了其动力总成悬置系统六自由度振动力学模型。利用Matlab计算出其固有频率、主振型、能量分布矩阵和广义力传递率。以悬置系统的解耦及广义力传递率为优化目标, 并对系统的固有频率范围及刚度参数上下限加以约束, 用遗传算法对悬置刚度、安装位置同时进行了优化设计, 使悬置系统在怠速工况下的隔振效果大大提高。

关键词

动力总成, 悬置刚度, 隔振, 优化匹配

1. 引言

以往复式内燃机为动力源的动力总成是车辆、船舶、动力机械等的主要振源之一[1]。动力总成悬置系统是由连接动力总成与车架/车身的若干个悬置单元组成, 它们支承动力总成的重量、隔离发动机输出扭矩波动引起的车身振动, 并限制动力总成的振动位移幅度, 从而避免与相邻部件发生碰撞[2]。因此, 设计合理的汽车动力总成悬置系统可以明显降低汽车动力总成和车体的振动, 不但可以改善汽车的乘坐舒适性, 而且可以延长发动机与其他部件的使用寿命[3]。

国内外学者从不同的角度对动力总成系统隔振优化进行了研究, 其中, 基于动力总成悬置系统解耦及隔振率的优化设计方法得到了广泛应用[4]-[9]。但是由于受到整车布置等因素的限制, 很难实现在同一坐标系下动力总成刚体模态的垂向运动、俯仰运动和绕扭矩轴的侧倾运动的同时解耦; 此外, 动力总成系统隔振优化还受到悬置元件动态力计算所需参数不易获取等因素的影响。本文采用部分解耦及广义力传递率为目标的优化计算方法, 针对某轻卡动力总成悬置系统设计不合理的现象, 对其刚度参数进行了优化研究, 并通过对比优化前后的解耦率和广义力传递率, 验证了该方法的可行性, 解决该轻卡怠速工况下动力总成悬置系统隔振率差导致的整车 NVH 问题。

2. 动力总成悬置系统振动模型

动力总成悬置系统的刚体模态固有频率一般在几十 Hz 内, 远低于动力总成的弹性模态。因而在优化过程中, 可以将动力总成视为刚体, 橡胶悬置元件简化为三向正交的弹性阻尼元件, 建立系统 6 自由度的振动微分方程组。动力总成悬置系统的三维动力学模型如图 1 所示, O 点是动力总成处于静平衡时的质心。

在图 1 中, 过质心指向驾驶室方向(平行于曲轴方向)为 X 方向; 垂直向上为 Z 方向; Y 方向为垂直于 XZ 平面。设系统的广义坐标为动力总成沿 X、Y、Z 三方向的平动坐标以及绕 X、Y、Z 的转动坐标, 即 $q = \{x \ y \ z \ \alpha \ \beta \ \gamma\}$, 则系统振动微分方程为

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

M 为系统质量矩阵, K 为系统刚度矩阵, C 为系统阻尼矩阵, F 为系统所受激励力列阵。

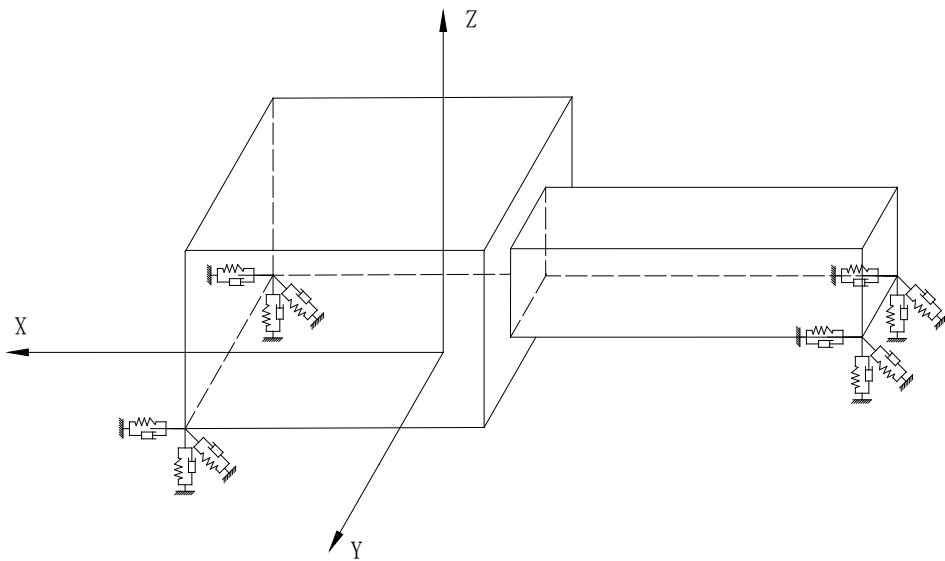


Figure 1. Vibration mechanical model of light truck's powertrain mounting system

图 1. 轻卡动力总成系统振动力学模型

3. 动力总成悬置系统固有特性的计算

由于悬置块阻尼的主要作用是降低振动峰值，故在计算系统固有频率时可以忽略阻尼。则系统的振动微分方程(1)可以简化为

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

设微分方程(2)的解为:

$$\begin{aligned} q &= q_0 \sin(pt + \varphi) \\ \ddot{q} &= -p^2 q_0 \sin(pt + \varphi) \end{aligned} \quad (3)$$

把公式(3)代入系统的振动微分方程(2)中，即可得到

$$[K - p^2 M] q_0 = 0 \quad (4)$$

上式是关于 M 和 K 的特征值问题，其存在非零解的条件是：当且仅当 $|K - p^2 M| = 0$ 。其解 p 即为系统的固有圆频率值。通过 Matlab 计算，可以得到动力总成悬置系统的各阶模态频率及能量分布分析结果如下表 1。

4. 动力总成悬置系统振动试验分析

通过试验对各工况下轻卡动力总成悬置与发动机及车架连接处的三向加速度进行了测试，所测三向加速度方向与广义坐标系方向一致。限于篇幅，在此给出怠速工况(750 rpm)工况下前左悬置和后左悬置 Z 向振动加速度的时域信号及频域信号，如图 2 至图 5 所示。

根据动力总成激励力分析可知，直列四缸发动机的主要激振力是二阶往复惯性力和二阶倾覆力矩。其激振频率由曲轴转速决定： $f = 2n/60$ 。从试验结果来看，怠速工况下的频率为 25.04 Hz，其频率误差在允许范围内。下面给出动力总成怠速工况下的隔振率如下表 2 所示。从表 2 中我们可以看出，怠速工况下，前左悬置的隔振率已经达到 85% 以上，但是前右悬置和后左后右悬置的隔振率很低，尤其是后右悬置只有 52.54%，隔振效果很差。

Table 1. Natural frequency and energy distribution of powertrain mounting system
表 1. 动力总成悬置系统的固有频率与能量分布

模态阶数	1	2	3	4	5	6	
频率(Hz)	3.48	5.21	6.71	7.27	14.12	27.11	
能量分布(%)	X	40.10	26.95	3.73	0.01	29.21	0
	Y	18.15	48.70	17.14	8.63	0.08	7.29
	Z	7.34	1.26	50.52	33.59	0.31	6.98
	α	0.42	11.87	0.92	14.50	0.51	71.77
	β	23.11	6.03	0.81	0.02	70.04	-0.01
	λ	10.87	5.18	26.89	43.25	-0.15	13.96

Table 2. Vibration isolation rate of each suspension at idle speed
表 2. 怠速工况下各悬置的隔振率

测点位置	隔振率(%)
前左悬置	87.62
前右悬置	67.85
后左悬置	68.99
后右悬置	52.54

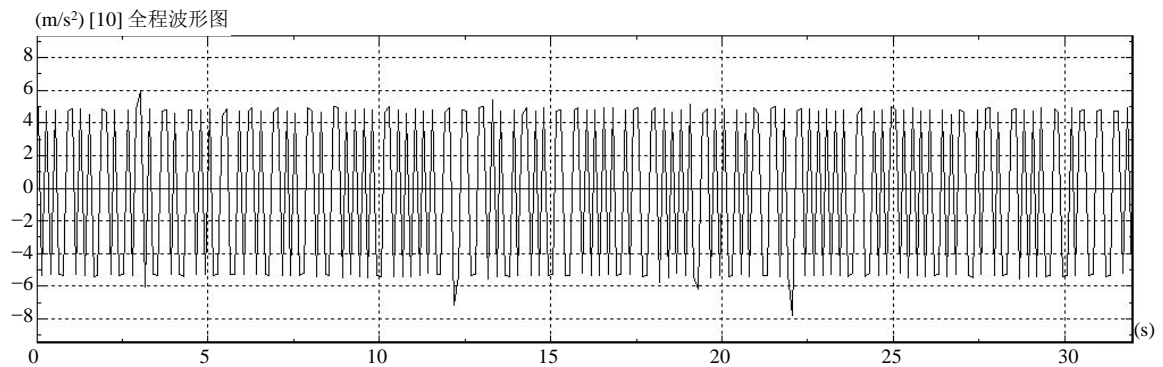


Figure 2. Time domain signal of rear left suspension on Z-direction at idle speed
图 2. 后左悬置上 Z 向怠速工况时域信号

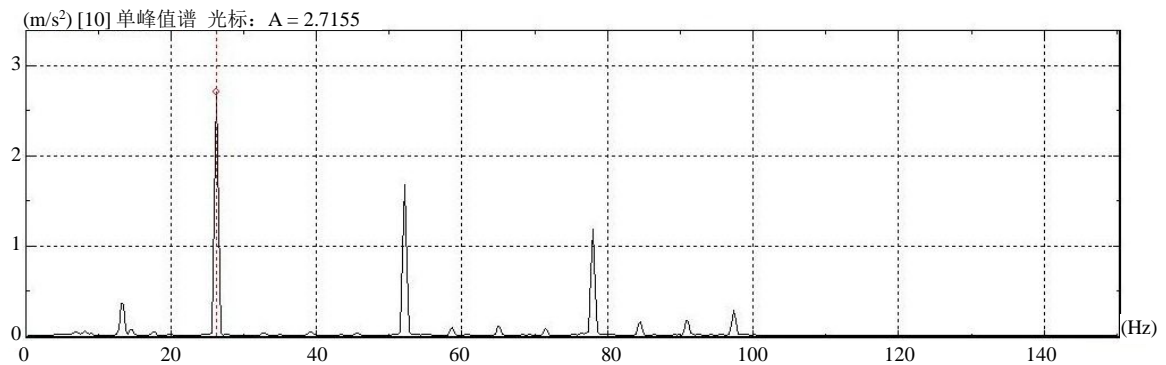


Figure 3. FFT converted signal of rear left suspension on Z-direction at idle speed
图 3. 后左悬置上 Z 向怠速工况 FFT 变换信号

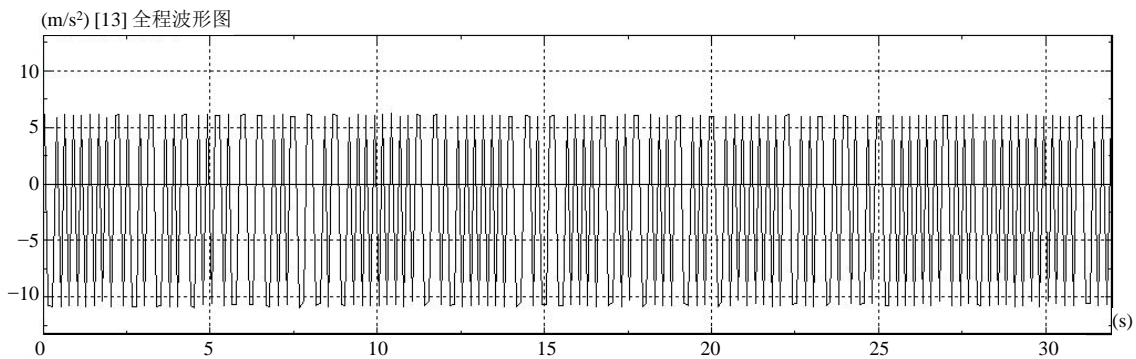


Figure 4. Time domain signal of front left suspension on Z-direction at idle speed

图 4. 前左悬置上 Z 向怠速工况振动时域信号

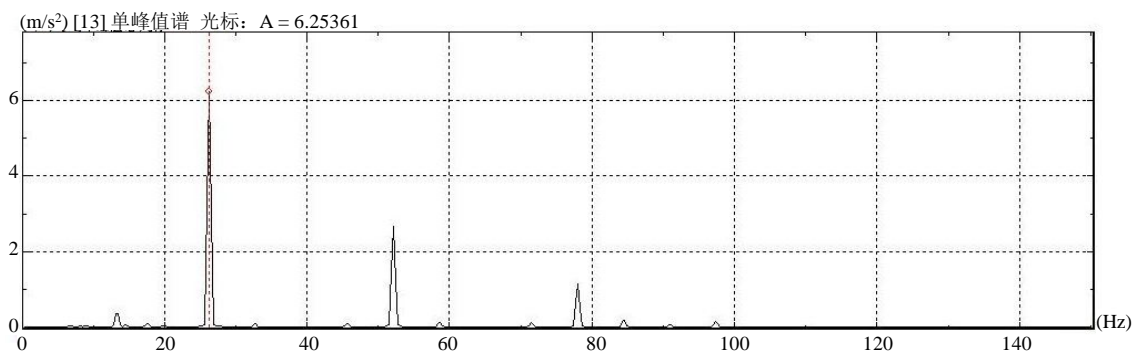


Figure 5. FFT converted signal of front left suspension on Z-direction at idle speed

图 5. 前左悬置上 Z 向怠速工况振动 FFT 变换信号

5. 悬置参数的合理匹配

在动力总成悬置系统设计中，我们希望动力总成悬置系统在动力总成参考坐标系下是完全解耦的，即系统沿某一广义坐标的激励只会引起系统一个模态的振动。但由于受到整车布置等诸多因素的限制，完全的解耦难以实现。因此通常的做法是将与激振力有关的几个主要振动方向的振动模态解耦，即部分解耦。另外，本车型采用直列四缸发动机，则激振频率范围为 25 Hz~100 Hz。

由前面所求的固有频率可知，绕 X 轴转动的固有频率为 27.11 Hz，偏高，并且接近怠速情况下二阶激励频率，极易引起共振。由能量分布矩阵可以看出 Z 向和绕 X 向振动耦合也比较严重。通常对 Z 向及 θ_x 方向的固有频率和解耦性有较高要求，而其他振型的固有频率只要控制在一定范围内即可。本文以动力总成悬置系统部分解耦和系统广义力传递率最小为目标函数，解耦率和广义力传递率数值在同一个量级内，且为无量纲值，根据各目标所占重要程度来确定权系数，兼顾振动模态解耦和动力总成隔振性能，建立如下目标函数对悬置刚度进行优化。

$$f = 0.3 \times (1 - TP\theta_x) + 0.3 \times (1 - TPZ) + 0.1 \times (g_1 + g_2 + g_3 + g_4) \quad (5)$$

公式： $TP\theta_x$ ——动力总成系统绕 X 轴的解耦；

TPZ ——动力总成系统沿 Z 轴的解耦；

g_1 ——动力总成前左悬置振动广义力传递率；

g_2 ——动力总成前右悬置振动广义力传递率；

g_3 ——动力总成后左悬置振动广义力传递率；

g_4 ——动力总成后右悬置振动广义力传递率；

其中

$$g_i = R_i / F_z, i = 1, 2, 3, 4 \tag{6}$$

$$TP_{jk} = \frac{(KE_k)_{wj}}{(KE)_{wj}} \times 100\% = \frac{\sum_1^6 M(k,l)\varphi(k,j)\varphi(l,j)}{\sum_{k=1}^6 \sum_{l=1}^6 M(k,l)\varphi(k,j)\varphi(l,j)} \tag{7}$$

R_i 是第 i 个悬置元件在垂直方向的动态力，是悬置系统最直接的隔振性能评价指标，但是在理论计算中需要发动机活塞连杆组件的质量及尺寸等，这些参数不易获取，因此这里在试验中间接测量出来。 F_z 是沿气缸中心线方向的第 2 阶往复惯性力谱量。 TP_{jk} 是当系统以第 j 阶模态振动时，第 k 个广义坐标分配到的能量占系统总能量的百分比，它的大小代表解耦程度的高低， $M(k, j)$ 为系统质量矩阵的第 k 行、第 l 列元素； $\varphi(k, j), \varphi(l, j)$ 分别为第 j 阶模态的第 k 个和第 l 个元素。

使用遗传算法优化匹配悬置刚度、后悬置安装位置后系统的固有频率和能量分布矩阵如下表 3。由表 3 可以看出固有频率最大值即 17.01 Hz 明显低于发动机怠速激振频率和其他工况下的激振频率，起到了良好的隔振效果。再看能量分布矩阵 Z 向的解耦率由 50.52% 增加到 82.38%，绕 X 方向的解耦率由 71.77% 增加到 82.10%，整体上已达到优化目标要求。如图 6 所示，对比优化前后怠速下的隔振率，优化后的隔振率大幅提高，尤其是优化前隔振效果不好的后悬置。改进后的后悬置安装位置垂直向下移动了 49 mm。

Table 3. Natural frequency and energy distribution of powertrain mounting system after optimizing
表 3. 优化后动力总成悬置系统的固有频率与能量分布

模态阶数	1	2	3	4	5	6	
频率(Hz)	3.00	3.41	4.63	5.54	11.97	17.01	
能量分布(%)	X	19.35	49.43	10.24	0.01	20.89	0.07
	Y	39.41	20.31	0.58	34.33	0.12	5.25
	Z	5.38	5.83	82.38	1.87	0.06	4.48
	α	6.02	8.22	3.13	2.00	-1.47	82.10
	β	7.87	11.63	1.89	0	80.44	-1.82
	λ	21.97	4.59	1.78	61.79	-0.03	9.91

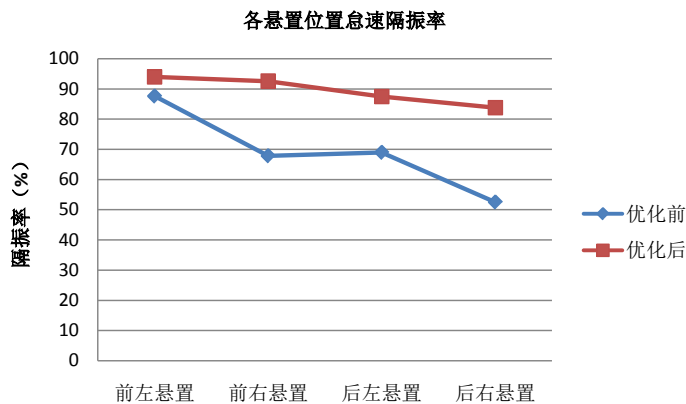


Figure 6. Vibration isolation rate of each suspension at idle speed before and after optimizing

图 6. 优化前后怠速工况各悬置的隔振率

6. 结语

为了提高某轻卡动力总成悬置系统的隔振性能,本文提出了基于广义力传递率及解耦为目标的动力总成悬置优化方法,并对该轻卡悬置系统的悬置刚度及后悬置安装位置进行了优化。结论如下:

1) 论文采用了广义力传递率作为标量值,它可以被用于直观地对动力总成悬置元件的隔振性能进行评价。并在优化设计中,通过将每个悬置元件垂直方向的广义力传递率及动力总成系统绕 X 方向及 Z 方向的解耦加权相加,将多目标优化问题转化成单目标优化问题,优化匹配效果根据目标函数值的大小进行数值评价,从而比较理想地解决了以往动力总成悬置系统优化目标函数缺乏系统价值的问题。

2) 优化算例表明,以动力总成悬置系统的广义力传递率及解耦为极小化目标的优化设计方法总体上有效的解决了该轻卡怠速工况下动力总成绕 X 方向及垂直方向能量耦合的问题,明显提高了悬置系统的隔振率。

参考文献 (References)

- [1] 吕振华, 范让林. 动力总成-悬置系统振动解耦设计方法[J]. 机械工程学报, 2005, 41(4): 49-54.
- [2] 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.
- [3] 吴吉宇. 载货汽车动力总成悬置优化分析及软件设计[D]: [硕士学位论文]. 北京: 北京理工大学, 2008.
- [4] 王金杰, 马彪, 李和言. 轻型履带装甲车辆动力总成传动总成悬置参数匹配研究[J]. 噪声与振动控制, 2009, 29(1): 94-96.
- [5] 郭荣, 章桐. 汽车动力总成悬置系统[M]. 上海: 同济大学出版社, 2013.
- [6] 张斌或, 熊锐, 陈礼. 基于拉格朗日的汽车动力总成悬置系统振动分析[J]. 广东工业大学学报, 2011, 28(1): 41-44.
- [7] 时培成. 汽车动力总成悬置系统隔振分析与优化研究[D]: [硕士学位论文]. 合肥: 合肥工业大学, 2010.
- [8] 吴飞, 胡朝辉, 等. 综合考虑解耦率和隔振率的发动机悬置系统多目标优化[J]. 汽车工程, 2013, 35(1): 18-24.
- [9] 王亚楠, 吕振华. 以广义力传递率为目标的动力总成隔振悬置系统优化设计方法[J]. 机械工程学报, 2011, 47(11): 52-58.