DOI:10.19651/j.cnki.emt.1802349

发动机悬置系统优化分析*

郑 颖[1] 郑显锋[2] 程经杰[1]
(1.西安航空学院 车辆工学院 西安 710077;2.西安航天计量测试研究所 西安 710100)

摘 要: 发动机悬置系统是汽车发动机的重要组成部分,在车辆行驶过程中发挥着支承发动机、阻隔振动、提高乘坐舒适等作用。通过对汽车发动机的建模和仿真,研究悬置元件刚度与悬置系统固有特性的关系。在 Adams 软件中建立发动机悬置系统的三维模型,进行仿真分析,并在 Vibration 振动模块中得到悬置系统的固有频率和振动模态能量解耦分布,分析得出隔振效果不佳,以悬置橡胶垫的刚度为优化参数,得到新的能量解耦分布,在主振方向的解耦率到达了 80%以上。对比初始数据,解耦程度有很大的提高,说明优化后的数据对发动机的隔振有明显的效果,验证了优化设计方法的可行性。

关键词: 发动机悬置系统;固有频率;振动模态;解耦;优化分析
中图分类号: TH13;U464.12 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 580.2010

Optimization analysis of engine mounting system

Zheng Ying[1] Zheng Xianfeng[2] Cheng Jingjie[1]
(1.School of Vehicle Engineering, Xi'an Aeronautical University, Xi'an 710077, China;
2.Measuring and Testing Institute Under Xi'an Aerospace Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: The engine mount system is an important part of the vehicle, Play the role of supporting engine, blocking vibration and improving ride comfort in the process of driving This paper studies the relationship between the stiffness of the suspension element and the inherent characteristics of the suspension system by modeling and simulation of the automobile engine. In Adams software, a three-dimensional model of the engine suspension system is established, simulation analysis is conducted, and the intrinsic frequency and vibration modal energy decoupling distribution of the suspension system is obtained in the Vibration vibration module. The analysis shows that the vibration isolation effect is poor. With the stiffness of suspended rubber pad as the optimized parameter, a new energy decoupling distribution is obtained, and the decoupling rate in the main vibration direction reaches more than 80%. Compared with the initial data, the decoupling degree is greatly improved, which shows that the optimized data has obvious effect on the vibration isolation of the engine, and verifies the feasibility of the optimized design method.

Keywords: engine mounting system; inherent frequency; vibration mode; decoupling; optimization analysis

0 引 言

发动机悬置系统用来连接发动机和车架,起到有效的隔离振动作用,其性能好坏直接影响汽车整车的舒适性[1]。衡量发动机悬置系统性能的参数主要有两个,一是悬置系统固有频率,二是能量解耦分布情况[2]。由隔振原理可知,在发动机悬置系统频率是车身悬挂频率的 1.4 倍以上时,才能起到效果,最理想的是 2 倍以上(最大不能大于 2.5 倍),因此 6 Hz 是发动机悬置系统振动的最低频率;其次,发动机动力总成作为整车动力减振器,其垂向振动频率一般是轴头跳动频率的 0.8~0.9 倍,数值为 28 Hz(四缸发动机),它要大于发动机动力总成绕曲轴轴线转动频率的 2 倍。因此,发动机悬置系统的设计频率就是 6~14 Hz。在这个范围内,设计区间频率越小越好[3]。能量解耦法是从能量的角度来解释发动机悬置系统的振动解耦,如果把发动机悬置系统看成某一个自由度上的振动,其他自由度是解耦的,那么系统的振动能量只会集中在该自由度上。从能量角度来说,耦合就是沿着某个广义坐标方向上力(力矩)所作的功,转化成系统沿多个广义坐标的动能与势能[4-8]。本文利用 Adams 软件创立发动机悬置系统动力学

收稿日期:2018-11
* 基金项目:长安大学重点科研平台开放基金项目(300102228506)资助

模型,验证固有频率及各主振方向的能量解耦分布是否符合理论要求[9-10]。

1　建模

一般将悬架的动力模型简化成如图 1 所示结构,即等效为固定于发动机和车架之间的三个正交的粘性弹簧。其中,u、v、w 为 3 个弹性主轴的方向,ku、kv、kw 为 3 个弹性主轴方向的刚度,cu、cv、cw 为 3 个弹性主轴方向的阻尼,阻尼系数一般取为 0.2,e 为弹性中心,外力和弹性主轴平行,且通过弹性中心的情况下,只产生平移而不产生角位移[11-12]。

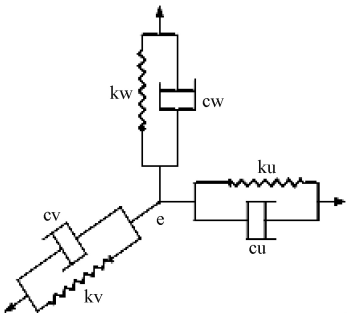

图 1　橡胶悬置动力学模型

1.1　参数确定

具体参数如表 1～4 所示,分别为悬置在整车坐标系中的坐标、发动机质心位置坐标、发动机悬置系统的质量和转动惯量、悬置系统刚度。

表 1　发动机质心位置坐标(mm)

坐标	悬置系统坐标系原点在整车中的位置
X	358
Y	44
Z	90

表 2　悬置位置坐标(惯性坐标 OXYZ)(mm)

悬置	悬置在整车坐标系中的坐标		
	X	Y	Z
悬置 1	148.09	−198.23	−16.29
悬置 2	150.0	250.0	−16.31
悬置 3	850.33	59.32	−8.59

各个方向阻尼为:0.2 N·s/mm,0.2 N·s/mm,0.2 N·s/mm。

除此以外,为了在仿真分析过程中不会有太多的因素影响,令每个橡胶垫的刚度主轴 u 与三维坐标系 OXYZ 的 X 轴相平行,v 轴与 Y 轴相平行,w 轴和 Z 轴平行,即每个橡胶垫各向刚度主轴 u、v、w 与三维坐标系 OXYZ 对应各轴的夹角 $\alpha=\beta=\gamma=0$。

表 3　发动机悬置系统的质量和转动惯量

质量/kg	Jxx/(kg×mm²)	Jyy/(kg×mm²)	Jzz/(kg×mm²)	−Jxy/(kg×mm²)	−Jyz/(kg×mm²)	−Jzx/(kg×mm²)
218.15	1.6×10^6	1.54×10^6	1.425×10^6	5.0×10^4	-5.0×10^4	-2.62×10^5

表 4　悬置系统刚度

悬置	X/(N/mm)	Y/(N/mm)	Z/(N/mm)
悬置 1	155	155	160
悬置 2	165	165	160
悬置 3	185	10	10

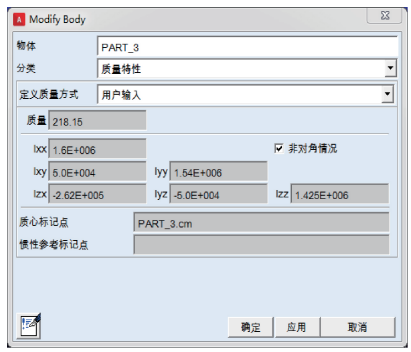

图 2　动力总成质量特性参数输入

1.2　Adams 中发动机悬置系统模型的建立

在 Adams 软件中车架部分看作质量无穷大的刚体,发动机看成是一个具有 3 个转动和 3 个平动自由度的正方体,悬置为 6 自由度模型[13]。在 Adams/view 用户模块中,参照发动机和悬置系统的质量特性参数、几何特性参数、力学特性参数,如图 2 所示,在 Adams/view 中建立发动机悬置系统模型如图 3 所示。

参数输入,确定无误后,为了保证仿真结果的准确性,需要对模型的有效性进行验证,使用 Measure 功能和 Vibration 功能开始进行运算,仿真步长设定为 200,设置

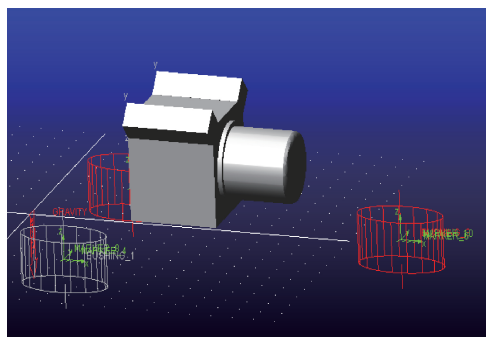

图 3　发动机悬置系统模型

的时间为 20 s。仿真设置如图 4 所示，在 Adams 软件中在 Z 轴方向上三个悬置的受力情况如图 5 所示，具体数值见表 5。

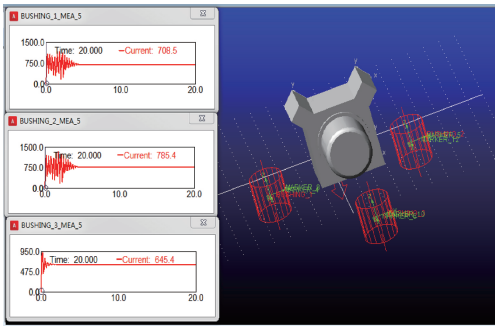

图 4　悬置模型的仿真设置

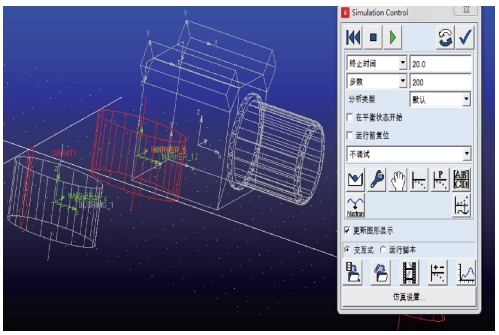

图 5　悬置的受力情况

表 5　悬置系统刚度

三个悬置受力大小	数值/N
F_1	708.5
F_2	785.4
F_3	645.4

综上所述，708.5＋785.4＋645.4＝2 139.3 N，模型的重力 G＝mg＝218.15×9.8＝2 137.87 N，两者验证是一致的，证明仿真模型建立正确，可以以此进行仿真分析。

2　分　　析

2.1　悬置系统固有频率分析

在 Adams/Vibration 振动模块下进行模型的振动模态分析工作，得出发动机的六阶模态固有频率，如表 6 所示。表中第 2 列为“系统无阻尼固有频率”，即系统没有阻尼时的固有频率；第 3 列为“系统的阻尼比”，也称做“相对阻尼系数”，即系统阻尼系数比上临界阻尼[14-15]。

参考隔振原理，系统的固有频率应该低于激振频率的 $1/\sqrt{2}$ 倍以下，在这个区间的隔振效率比较符合理论，因此，得出的固有频率上限为 18 Hz，表 6 显示系统的第五阶和第六阶固有频率超过了 18 Hz，说明此系统隔振效果并没有达到要求。

表 6　模态分析固有频率分布表(Hz)

模数	系统无阻尼固有频率	系统的阻尼比	真实的	虚数的
1	2.904 78	0.165 549	＋0.480 883	＋/－2.867 4
2	4.593 35	0.061 223 8	－0.281 222	＋/－4.584 74
3	7.232 36	0.027 745 1	－0.200 663	＋/－7.229 57
4	15.582 8	0.122 552	－1.909 71	＋/－15.465 4
5	20.467 4	0.178 684	－3.657 21	＋/－20.138
6	26.953 4	0.175 056	－4.718 36	＋/－26.537 2

2.2　悬置系统振动模态能量解耦分析

表 7 中下划线数据表示各个方向上的振动解耦率，由系统的固有频率和能量分布进行初步分析，可以得到下面的结论：从系统振动能量分布表来看，表 7 中主振方向 X 向和 Z 向的振动能量分别占总振动能量的 77.73% 和 73.33%，表明发动机悬置系统受到 X 向和 Z 向的振动干扰较大，即系统解耦率很低。因此，应考虑通过改变质量或是悬置橡胶垫的刚度或阻尼，来降低振动干扰，提高隔振的效率。

表 7　悬置系统各方向能量分布

名称	总能量/%	X	Y	Z	RXX
第一阶	100	0.40	93.30	1.82	4.61
第二阶		1.03	1.72	97.21	0.00
第三阶		97.42	0.61	0.87	0.00
第四阶		0.02	3.73	0.09	85.59
第五阶		1.06	0.02	0.01	0.66
第六阶		0.04	0.68	0.00	12.10
	RYY	RZZ	RXY	RXZ	RYZ
第一阶	0.03	0.20	0.00	0.00	0.00
第二阶	0.03	0.01	0.00	0.00	0.00
第三阶	1.09	0.00	0.00	0.00	0.00
第四阶	0.48	4.01	0.00	6.38	0.09
第五阶	96.50	0.89	0.50	0.00	0.62
第六阶	2.13	98.23	0.00	0.00	0.00

由于是对已知车型进行优化分析，在考虑其发动机端面产生的最大弯矩约束下，对其原有的位置和安装角度进行改动较困难。同时悬置橡胶垫的阻尼也很小，在微弱振动下，改变阻尼对其影响不大[16]。

所以，要改变系统的固有频率和解耦情况，应从质量和刚度两方面入手，但是对于已知的整车系统来说，改变质量对车的影响太大。

通过综合分析，本次在不改变悬置系统总成质量及阻尼的情况下，以悬置系统橡胶垫的刚度为优化对象，来降低系统的固有频率，以达到隔振的效果。

根据前述确定优化方向以及发动机悬置系统的三维模型,将悬置系统刚度修改为如表 8 所示数据,并对其进行解耦分析,将原有模型的 BUSHING-1,BUSHING-2,BUSHING-3 修改即可,按仿真→测量得到受力图,插件→Vibration→测试→振动分析获得优化后的发动机悬置系统各向解耦率,如表 9 所示。

表 8　优化后悬置系统刚度

悬置	X/(N/mm)	Y/(N/mm)	Z/(N/mm)
悬置 1	180	160	130
悬置 2	180	160	120
悬置 3	165	60	100

表 9　优化后各阶模态频率下各个振动方向能量分布

名称	总能量/%	X	Y	Z	RXX
第一阶	100	0.40	93.30	1.82	4.61
第二阶		1.03	1.72	97.21	0.00
第三阶		97.42	0.61	0.87	0.00
第四阶		0.02	3.73	0.09	85.59
第五阶		1.06	0.02	0.01	0.66
第六阶		0.04	0.68	0.00	12.10
名称	RYY	RZZ	RXY	RXZ	RYZ
第一阶	0.03	0.20	0.00	0.00	0.00
第二阶	0.03	0.01	0.00	0.00	0.00
第三阶	1.09	0.00	0.00	0.00	0.00
第四阶	0.48	4.01	0.00	6.38	0.09
第五阶	96.50	0.89	0.50	0.00	0.62
第六阶	2.13	98.23	0.00	0.00	0.00

比较分析表 7 与表 9 的能量分布情况,可以看出,对振动影响较大的 Z 轴上的解耦率,从起初的 73.33%到了 97.21%,X 轴向上的解耦率也从 77.73%上升到了 97.42%,优化后绕 X 曲轴转动自由度上的解耦率是 85.59%,伴随其它自由度上的解耦率的提高,明显地改善了整体解耦率,证明所选择的优化方向正确,实现了优化目的。

综上所述本文通过改变发动机 3 个悬置橡胶垫各主轴的刚度数值,完成了悬置系统 6 个自由度解耦率提高到 80%以上的目标,实现了发动机悬置系统的初步优化。

3　结　　论

影响发动机悬置系统隔振效果的因素较多,质量、悬置橡胶垫的刚度、阻尼等,对于已定车型,通过改变悬置系统橡胶垫的刚度,发动机的隔振效果得到了显著改善。利用软件进仿真分析,可以减少设计或优化环节反复修改造成的损失,尤其对于企业而言,具有较高的实用性。

参考文献

[1]　余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社,2009.

[2]　吴飞,胡朝辉,成艾国,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):18-22.

[3]　沈忠亮.汽车发动机悬置系统隔振技术研究[D].合肥:合肥工业大学,2015.

[4]　蒋胜强.汽车动力总成悬置系统隔振分析与优化研究[D].重庆:重庆大学,2014.

[5]　吴行,郑玲,廖光亮,等.汽车动力总成悬置优化设计分析[J].噪声与振动控制,2018,38(S1):315-321.

[6]　郑颖,郑显锋,汪啸,等.用于发动机测试的正负压接口压力校验仪计量问题研究[J].国外电子测量技术,2017,36(8):34-37.

[7]　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.

[8]　王显会,李守成,黄鹏程,等.轿车发动机动力总成悬置系统优化研究[J].南京理工大学学报(自然科学版),2006,30(1):17-20.

[9]　陈立平.机械系统动力学分析及 ADAMS 应用教程[M].北京:清华大学出版社,2005.

[10]　陈艺.ADAMS 软件在汽车零部件设计中的应用[J].科技视界,2015(9):150.

[11]　郑颖,魏朗,郑显锋.基于 ADAMS 软件的发动机悬置系统仿真分析[J].计算机技术与发展,2011,21(4):231-233.

[12]　时威振.内燃动力总成双层隔振系统优化设计研究及软件平台开发[D].成都:西南交通大学,2016.

[13]　梁玉秀.基于 ADAMS 的发动机悬置系统减振性能分析与优化设计[D].太原:中北大学,2015.

[14]　时培成.汽车动力总成悬置系统隔振分析与优化研究[D].合肥:合肥工业大学,2010.

[15]　李海斌,武一民,王亮.汽车动力总成悬置刚度灵敏度研究[J].农业机械学报,2007,38(6):38-41.

作者简介

郑颖,硕士,副教授,主要研究方向为车辆安全与发动机技术。

E-mail:wjxfzheng@163.com