

汽车动力总成悬置系统振动稳定性分析

闫民, 许立峰

北京林业大学工学院, 北京 100083

摘要 在对某款家庭轿车动力总成悬置系统进行振动试验、对该系统受激励进行分析的基础上, 针对该系统建立了 ADAMS 动力学模型, 在多种工况下进行了动力学仿真计算。在分析该系统振动特征和规律时, 引入放大因子和隔离裕度概念, 以放大因子和隔离裕度作为评价标准, 对动力总成悬置系统振动稳定性进行了分析。结果表明, 放大因子和隔离裕度可以方便、有效地评价动力总成悬置系统振动的稳定性。

关键词 动力总成悬置; 振动稳定性; 放大因子; 隔离裕度

中图分类号 TB533.1

文献标识码 A

文章编号 1000-7857(2009)22-0058-05

Vibration Stability of Automotive Powertrain Mounting System

YAN Min, XU Lifeng

School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, China

Abstract Vibration of the powertrain mounting system is a key factor that affects the Noise Vibration and Harshness (NVH). How to effectively optimize the vibration of a powertrain mounting system is an important task for the control of NVH. This paper presents results of the project carried out by the Great Wall Automobile Group to optimize the vibration noise of a family car. This paper covers the following aspects: (1) experimental study, such as mass center, principal axis of inertia and moment of inertia, confirmation of suspending component installation site, stiffness and damping characteristic parameter, etc. (2) analyses of engine excitation, primarily the calculation of inertia force of linkage piston mechanism. (3) establishment of a model for kinetic analysis of the powertrain mounting system by Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems (ADAMS). (4) the establishment of the system's simulation model on the basis of testing a family sedan's powertrain mounting system and analysis of the system incentive. In a variety of conditions, dynamic simulations are carried out for the powertrain mounting system. For analyzing the system characteristics and patterns of vibration, the introduction of amplification factor and the stability margin helps the analysis and evaluation of the vibration of the powertrain mounting system.

Keywords powertrain mountings; vibration stability; amplification factor; stability margin

0 引言

汽车动力总成悬置系统的相关研究一般集中在隔振方面^[1-6], 关于振动稳定性的研究较少。为了对系统振动特性进行评价, 本研究将放大因子和隔离裕度引入动力总成悬置系统稳定性分析中。考查系统振动的放大因子和隔离裕度^[6], 可以很方便地确定动力总成悬置系统的振动特性, 对其稳定性做出评价。如果在大量的试验基础上确定放大因子和隔离裕度与系统振动特性的关系并形成规范, 则可为动力总成悬置系统的振动分析带来方便。

现以某款家庭轿车为例, 对其动力总成悬置系统进行试验和激励分析, 建立 ADAMS 动力学模型, 并利用放大因子和隔离裕度评价其振动稳定性。

1 模型建立

1.1 参数获取

某公司某款家庭轿车(以下称为 S08), 其动力总成悬置系统如图 1 所示。S08 配载发动机为直列 4 缸 4 冲程汽油机, 怠速转速为 800 r/min, 发动机前置前轮驱动。S08 动力总成悬置系统有左悬置、右悬置和后悬置 3 个橡胶悬置元件, 其主要参数见表 1。

表 1 中数据测量的参考坐标系均为动力总成坐标系 $Oxyz$, 该坐标系原点 O 为发动机和变速箱结合面与曲轴中心线的交点; x 轴为发动机曲轴轴线, 正方向背离变速器端; 以平行汽缸的轴线为 z 轴, 正方向指向气缸盖; y 轴按右手法则确定。动力总成静止时, 坐标原点固结在质心上, 且各轴平行

收稿日期: 2009-07-09

作者简介: 闫民, 副教授, 研究方向为机械动力学, 电子信箱: hoffmen@gmail.com

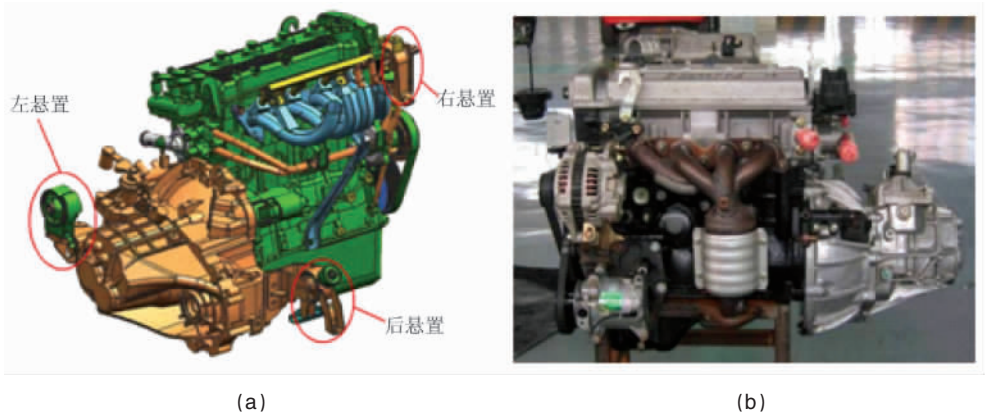


图 1 S08 动力总成悬置系统
Fig. 1 S08 powertrain mounting system

表 1 S08 动力总成悬置系统参数
Table 1 Model parameters of the powertrain mounting system

质量/kg	159.845					
质心坐标/mm	x	-135.037 1	y	1.834 3	z	77.577 3
转动惯量和 惯性积/(kg·m ²)	J_{xx}	J_{yy}	J_{zz}	J_{xy}	J_{yz}	J_{zx}
	4.61	10.02	9.38	0.94	0.44	-1.27
悬置元件安装点 位置/mm	左悬置弹性中心		右悬置弹性中心		后悬置弹性中心	
	x	308	x	-566	x	-43.67
	y	-146.58	y	-45	y	321.64
	z	92.06	z	243.3	z	-43.11
悬置元件安装 角度/(°)	左悬置		右悬置		后悬置	
	α	0	α	0	α	0
	β	0	β	0	β	27
	γ	0	γ	0	γ	27
悬置元件刚度 /(N·mm ⁻¹)	左悬置		右悬置		后悬置	
	u	285	u	170	u	100
	v	105	v	170	v	225
	w	230	w	250	w	165
悬置元件阻尼 /(N·s·mm ⁻¹)	左悬置		右悬置		后悬置	
	u	0.235 6	u	0.235 6	u	0.235 6
	v	0.235 6	v	0.235 6	v	0.235 6
	w	0.235 6	w	0.235 6	w	0.235 6

于动力总成的坐标系为质心坐标系,转动惯量和惯性积数的参考坐标系为质心坐标系,悬置阻尼取该公司其他车型相似悬置元件的阻尼值。

1.2 激励分析

动力总成受到的激励一般包括不平衡的往复运动质量所产生的惯性力及惯性力矩和不平衡的反作用波动扭矩^[4-5]。计算连杆活塞运动惯性力时,往往采用将连杆分为随曲拐作旋转运动的大头质量和随活塞作往复运动的小头质量的工程简化方法^[7]。本研究采用刚体平面运动的力学推导和计算,即应用基点法,分别分析连杆质心牵连加速度 a_B' 、相对加速

度 a_{cn} 、切向加速度 a_{ct} 和科氏加速度 a_{cc} ,如图 2 所示,其中,点 O 为曲轴中心,点 A 为连杆活塞结合部中心点,点 B 为曲拐连杆结合部中心点,点 C 为连杆部件质心。则当曲轴转动角速度为 ω 时,某缸连杆质心加速度 a_{cm} 为

$$a_{cm} = \left(\frac{(L-l)\omega^2 R \sin\alpha}{L}, \frac{2l\omega^2 R \cos\alpha}{L \cos^3\beta} - \omega^2 R \frac{l \cos(\alpha+\beta)}{L \cos\beta} - \omega^2 R^2 \frac{l \cos^2\alpha}{L^2 \cos^3\beta} + \frac{(L-l)\omega^2 R \cos\alpha}{L} \right) \quad (1)$$

式中, α 为曲柄转角,并且按顺时针方向旋转; β 为连杆轴线在其摆动平面内偏离气缸中心线的角度,在曲柄旋转方向上的偏离角为正,反之为负; L 为连杆长度; R 为曲拐中心与曲

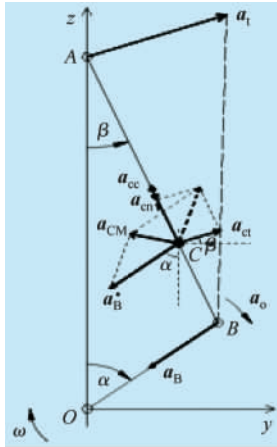


图2 连杆部件质心加速度分析示意

Fig. 2 Schematic diagram of the acceleration analysis of the crank-linkage piston mechanism

轴中心线距离; l 为连杆质心与曲拐中心距离。

活塞加速度 a_H 为

$$a_H = \left(0, \frac{2\omega^2 R \cos \alpha}{\cos^3 \beta}, -\omega^2 R \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos^3 \beta} - \omega^2 R^2 \frac{\cos^2 \alpha}{L \cos^3 \beta} \right) \quad (2)$$

曲轴转动角速度为 ω 时,单缸汽缸中心线与曲轴中心线交点处所受惯性力 F 和 x 轴方向的惯性力矩 M_x 为

$$F = m_H a_H - m_{CM} a_{CM} \quad (3)$$

$$M_x = -m_{CM} a_{CM} \cdot d_{CO} \quad (4)$$

1.3 ADAMS 建模

根据动力总成的质量、质心位置、悬置元件刚度等相关参数,以及对发动机动力总成系统的激励分析,建立动力总成 ADAMS 动力学仿真模型(图3),动力总成坐标系 O_{xyz} 和

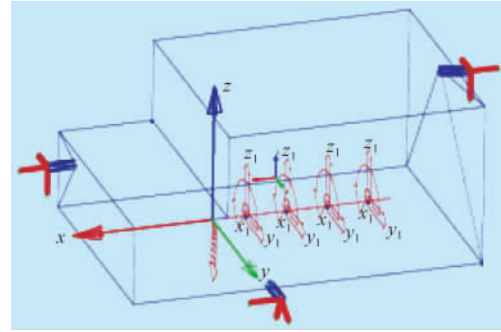


图3 S08 动力总成悬置系统 ADAMS 仿真模型

Fig. 3 ADAMS simulation model of S08 powertrain mounting system

质心坐标系 $O_1x_1y_1z_1$ 。

本模型将动力总成简化为空间刚体,橡胶支撑简化为3个相互垂直方向(即主刚度)上的弹簧阻尼元件,车架静止,动力总成刚体通过弹簧阻尼器与车架连接。这样,动力总成悬置系统构成一个空间6自由度振动系统。

2 计算结果分析

2.1 无阻尼固有频率

经 ADAMS 分析得到系统无阻尼固有频率,结果见表2。

2.2 振动特性

将发动机转速以 0~5 160 r/min, 转速间隔 20 r/min 进行 ADAMS 仿真。计算出质心沿 x, y, z 轴的平动位移, Yaw, Pitch, Roll 转动位移及合位移响应瀑布图如图4、图5所示。可以看出,其响应总在2倍于转速(转/s)的频率处出现峰值,这是4冲程发动机系统振动的一个重要特性。

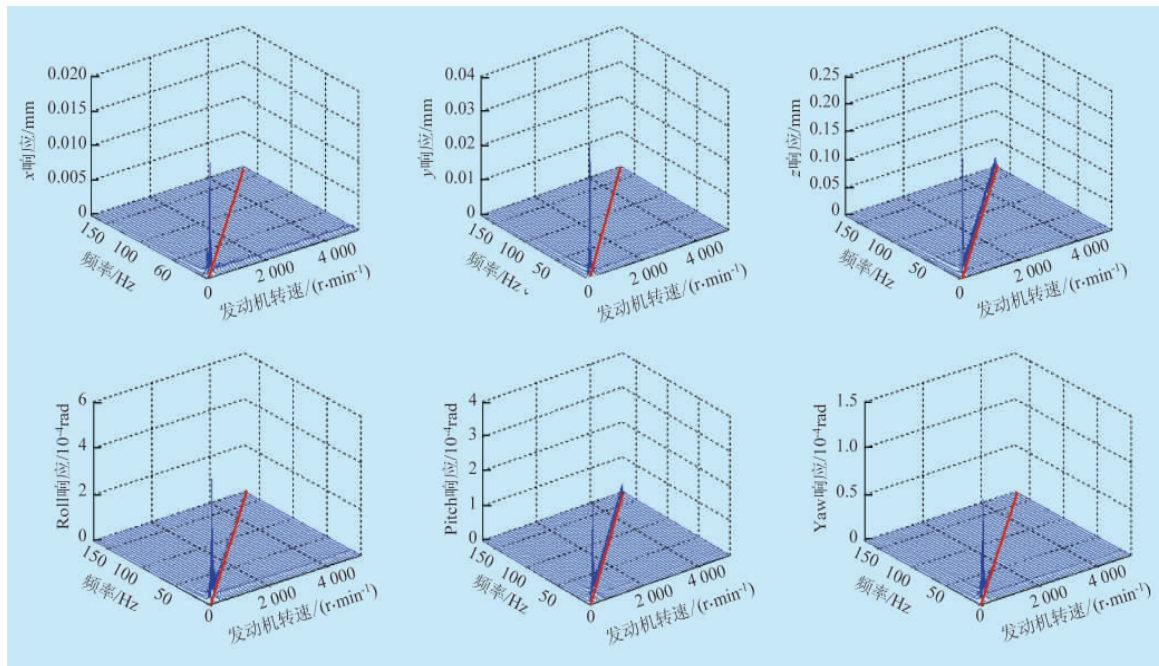


图4 动力总成质心6自由度位移响应瀑布图

Fig. 4 Six DOF response waterfall for powertrain dynamics

表 2 系统无阻尼固有频率
Table 2 System undamped natural frequency

模态数	频率/Hz	模态数	频率/Hz
1	8.538	4	11.93
2	8.922	5	12.99
3	10.03	6	17.21

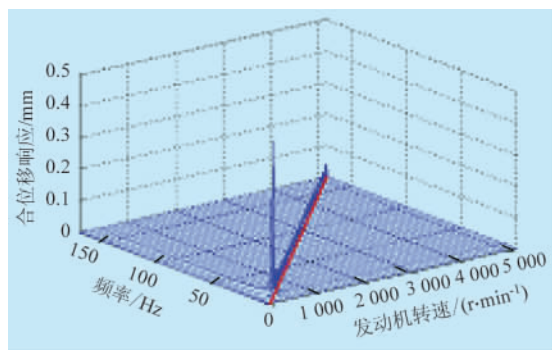


图 5 动力总成质心平动合位移响应瀑布图
Fig. 5 Resultant displacement response waterfall for powertrain dynamics

3 振动稳定性评价

3.1 放大因子隔离裕度

借鉴转子系统的国家标准^[8],本研究引入振动状态的评价新指标——放大因子和隔离裕度,来评价所研究系统的振动特性。

图 6 给出了 2 个共振状态的频率响应曲线,旋转机械为系统工作转速。动力总成悬置系统的放大因子定义为

$$AF = \frac{f_c}{f_2 - f_1} \quad (5)$$

式中, AF 为放大因子; f_c 为无阻尼固有频率,Hz; f_1 为 0.707 倍共振振幅峰值对应的较低频率,Hz; f_2 为 0.707 倍共振振幅峰值对应的较高频率,Hz。

隔离裕度的定义为

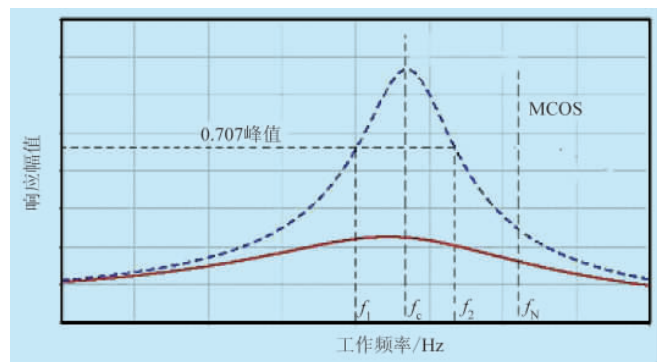


图 6 2 共振状态的频率响应曲线
Fig. 6 Frequency response curve under two resonance states

$$SM = \frac{|f_N - f_c|}{f_N} \times 100\% \quad (6)$$

式中, SM 为隔离裕度; f_N 为激励频率,Hz。

当施加到系统上周期性扰动力的频率(共振频率)与系统固有频率量值大致相等时,该系统就可能处于共振状态。系统共振时,将使正常振幅增大。振幅增大数值和相角变化率与系统的振型和系统的阻尼值有关。当由振动探头测得的转子放大系数 AF (图 7)大于或等于某一数值(如对于转子系统 $AF \geq 2.5$)时,该频率称为临界频率,相应的旋转频率称为临界转速。为了避免共振、保持振动的稳定性,要求激励频率避开临界频率,即要求系统的隔离裕度 SM 大于某一阈值。

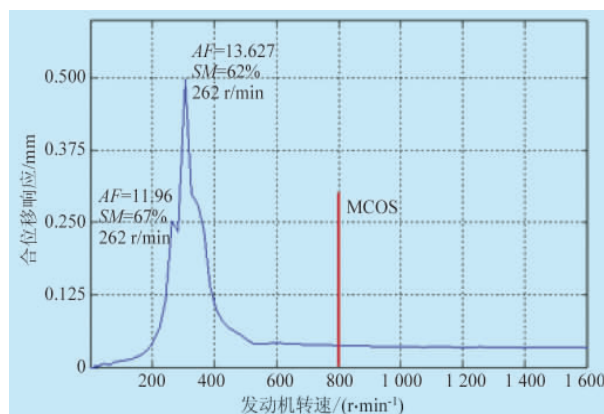


图 7 转速-质心合位移响应放大因子和隔离裕度
Fig. 7 Amplification factor and stability margin of powertrain dynamics resultant displacement

引入放大因子、隔离裕度,可以方便地对系统的振动特性做出判定。例如,图 6 中 2 条曲线的 AF 不同,表示系统 2 种不同的振动特性。显然,图 6 中实线表示的振动特性优于虚线表示的振动特性。

3.2 振动稳定性评价

图 7、图 8 为 S08 动力总成悬置系统转速-质心合位移和 $x, y, z, Yaw, Pitch, Roll$ 响应及相应的放大因子和隔离裕度计算图,计算结果见表 3。由于怠速转速为 800 r/min 时,隔离裕度最小,因此隔离裕度计算中只考虑怠速状态,其转速标记为 MCOS。

4 结论

图 7、图 8、表 3 所示计算结果表明,S08 动力总成悬置系统临界转速在 262~527 r/min 范围内,工作转速在 800~5 000 r/min 范围内系统振动比较稳定,现有悬置系统设计基本合理。

系统振动放大因子数值多数较大(2.72~15.29),所对应的振动频率为低频,因此系统在启动、停车等过临界转速时振动响应变化剧烈,振动稳定性较差。这与现场技术人员所反映的 S08 样车启动和停机时出现整车抖动现象相符。

隔离裕度普遍较大,取值范围为 34%~67%,怠速状态系统振动响应变化平稳,隔离裕度尚有余量。故怠速转速还有

