

考虑橡胶吊耳及波纹管刚度不确定性的 排气系统共振区间优化

侯维春¹, 吴杰²

(1. 山东交通职业学院, 山东 潍坊 261206; 2. 华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广东 广州 510641)

摘要: 排气系统的约束模态频率与橡胶吊耳的刚度、位置、角度及波纹管刚度等设计参数密切相关, 当约束模态频率接近发动机怠速激励频率时, 排气系统会发生怠速共振。由于测量、加工、安装等误差及材料老化等原因, 排气系统设计参数的真实值在其设计名义值附近存在一定波动, 使排气系统约束模态频率的真实值与其设计名义值之间存在一定偏差。文中以区间变量表征排气系统设计参数的不确定性, 以排气系统的约束模态频率为约束条件, 以存在共振风险的排气系统约束模态频率的名义值及其变化幅度为优化目标, 建立某乘用车排气系统怠速隔振性能的区间优化模型。优化结果表明, 与确定性优化方案相比, 区间优化方案可较大幅度提高排气系统隔振性能的稳健性。

关键词: 汽车; 排气系统; 隔振; 橡胶吊耳; 波纹管; 区间优化

中图分类号: U464.134

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2021)06-0006-04

汽车发动机通过法兰与排气系统刚性连接, 发动机振动通过排气系统挂钩传递给车身。有很多文献涉及排气系统振动性能的分析与优化, 其中上官文斌等采用确定性优化方法优化了橡胶吊耳刚度, 吴杰等对排气系统隔振性能进行了稳健性优化, 侯维春、廖瘦石等在考虑动力总成惯性参数测量误差的情况下对悬置系统固有特性进行了稳健优化, 李松波等通过灵敏度分析得出波纹管刚度对排气系统固有频率有重要影响且低频固有频率对吊耳刚度敏感度很高。

排气系统约束模态频率的合理配置与其隔振性能密切相关, 而在频率优化配置过程中, 排气系统的设计参数通常被当作确定性数值, 即一经确定不再变化。然而, 由于加工误差、安装误差、材料老化等原因, 排气系统吊耳参数(刚度、位置、角度)及波纹管刚度等设计参数的真实值与其设计名义值之间存在一定偏差。传统的排气系统约束模态频率的确定性优化配置方法没有考虑这些不确定因素的影响, 从而无法确保排气系统隔振性能的稳健性。为提升某新开发乘用车动力总成悬置系统及排气系统隔振性能的稳健性, 该文提出排气系统约束模态频率的多目标区间优化模型, 在假定排气系统吊耳刚度及波纹管刚度以其设计名义值为基值产生区间波动的情况下, 对吊耳垂向动刚度及波纹管刚度进行优化。

1 排气系统有限元模型及其精度验证

如图 1 所示, 使用 Hypermesh 建立排气系统有限元模型, 将各橡胶吊耳简化成沿其 3 个弹性主轴方向具有刚度和阻尼的元件, 在系统微幅振动时橡胶吊耳的阻尼很小, 可忽略不计; 采用壳体 Shell 单元对排气管道、消声器壳体及催化器外壳建模, 不考虑隔板及穿孔管上的小孔; 挂钩和连接法兰用实体 Solid 单元模拟; 采用 Cbush 弹簧单元模拟波纹管和橡胶吊耳, 并在局部坐标系中设置刚度和阻尼值。



图 1 排气系统有限元模型

排气系统振动所关心的频率为 15~200 Hz。根据实车测试约束模态试验数据修正有限元模型, 计算模态和试验模态频率的对比(见表 1)表明两者吻合良好, 表明建立的排气系统有限元模型具有较高精度。

该乘用车发动机怠速转速为 (750 ± 50) r/min, 相应的 2 阶激励频率为 23.3~26.7 Hz, 由表 1 可知: 2 阶固有频率与发动机 2 阶激励频率间隔不足 2 Hz, 存在怠速共振风险。另外, 经有限元分析得到车身声腔模态的 1 阶固有频率为 39.6 Hz, 与表 1 中

3 阶固有频率间隔也不足 2 Hz,存在声腔共振风险。因此,需优化配置排气系统约束模态固有频率。

表 1 数值模型计算模态和试验约束模态频率对比

阶次	计算频率 f_1/Hz	测试频率 f_2/Hz	$ f_1 - f_2 /\text{Hz}$
1	13.32	14.03	0.71
2	22.70	23.34	0.64
3	38.32	40.14	1.82
4	58.32	61.21	2.89
5	69.61	72.47	2.86
6	88.61	91.62	3.01
7	123.28	118.57	4.71
8	165.76	173.80	8.04
9	197.33	188.54	8.79

2 排气系统约束模态的确定性优化模型

排气系统设计参数包括波纹管六向刚度,橡胶吊耳刚度、位置、角度和挂钩位置等。由于其他参数已定,只将橡胶吊耳刚度及波纹管刚度作为设计参数。吊耳三向动刚度 k_x 、 k_y 、 k_z 分别为 10、10、30 N/mm(6 个吊耳初始动刚度相同),表 2 为波纹管六向动刚度初始值。

表 2 波纹管初始动刚度

动刚度	取值
轴向刚度/(N·mm ⁻¹)	28
径向刚度/(N·mm ⁻¹)	10
弯曲刚度/(N·mm·rad ⁻¹)	3.2×10^4
扭转刚度/(N·mm·rad ⁻¹)	3.2×10^5

排气系统正向开发中,为合理配置排气系统约束模态频率,一般采用式(1)所示确定性优化模型。

$$\min \sum_{i=2}^3 \pm v_i \cdot f_{rei}$$

$$\text{s.t.} \begin{cases} f_{re2} + 2 \leq f_{d_p}^L \text{ 或 } f_{re2} - 2 \geq f_{d_p}^U \\ f_{re3} + 2 \leq f_b \text{ 或 } f_{re3} - 2 \geq f_b \\ f_{rej+1} - f_{rej} \geq 3.0 \quad (j=1,2,\dots,5) \\ k_{exl}^L \leq k_{exl} \leq k_{exl}^U \quad (l=1,2,\dots,m) \\ k_{eyl}^L \leq k_{eyl} \leq k_{eyl}^U \quad (l=1,2,\dots,m) \\ k_{ezl}^L \leq k_{ezl} \leq k_{ezl}^U \quad (l=1,2,\dots,m) \\ I_{exx}^L \leq I_{exx} \leq I_{exx}^U \\ I_{eyy}^L \leq I_{eyy} \leq I_{eyy}^U \\ I_{ezz}^L \leq I_{ezz} \leq I_{ezz}^U \\ I_{exy}^L \leq I_{exy} \leq I_{exy}^U \\ I_{eyz}^L \leq I_{eyz} \leq I_{eyz}^U \\ I_{erz}^L \leq I_{erz} \leq I_{erz}^U \end{cases} \quad (1)$$

式中: v_i 为权重; f_{rei} 为发动机第 i 阶怠速激励频率;

f_{re2} 为在设计变量处与发动机怠速激励频率上界或下界间隔不足 2 Hz 的排气系统约束模态频率; $f_{d_p}^L$ 、 $f_{d_p}^U$ 为发动机怠速激励频率的下界和上界; f_{re3} 为在设计变量处与车身声腔一阶模态频率间隔不足 2 Hz 的排气系统约束模态频率; f_b 为车身声腔一阶模态频率; $f_{rej+1} - f_{rej}$ 为相邻频率的间隔; k_{exl} 、 k_{eyl} 、 k_{ezl} 为第 l 个吊耳的三向动刚度设计参数; k_{exl}^L 、 k_{eyl}^L 、 k_{ezl}^L 和 k_{exl}^U 、 k_{eyl}^U 、 k_{ezl}^U 分别为 k_{exl} 、 k_{eyl} 、 k_{ezl} 的下界和上界; m 为吊耳个数; I_{exx} (轴向)、 I_{eyy} (径向)、 I_{ezz} (径向)、 I_{exy} (弯曲)、 I_{eyz} (扭转)、 I_{erz} (弯曲)为波纹管六向刚度; I_{exx}^L 、 I_{eyy}^L 、 I_{ezz}^L 、 I_{exy}^L 、 I_{eyz}^L 、 I_{erz}^L 和 I_{exx}^U 、 I_{eyy}^U 、 I_{ezz}^U 、 I_{exy}^U 、 I_{eyz}^U 、 I_{erz}^U 分别为 I_{exx} 、 I_{eyy} 、 I_{ezz} 、 I_{exy} 、 I_{eyz} 、 I_{erz} 的下界和上界。

优化前,根据设计变量初始值计算 f_{rei} ,当 $|f_{re2} - f_{d_p}^L| < |f_{re2} - f_{d_p}^U|$ 时,目标函数中的“±”取“+”,且使用约束条件 $f_{re2} + 2 \leq f_{d_p}^L$;当 $|f_{re2} - f_{d_p}^L| > |f_{re2} - f_{d_p}^U|$ 时,目标函数中的“±”取“-”,且使用约束条件 $f_{re2} - 2 \geq f_{d_p}^U$;当 $f_{re3} < f_b$ 时,目标函数中的“±”取“+”,且使用约束条件 $f_{re3} + 2 \leq f_b$;当 $f_{re3} > f_b$ 时,目标函数中的“±”取“-”,且使用约束条件 $f_{re3} - 2 \geq f_b$ 。

3 排气系统约束模态的区间优化模型

采用确定性优化方法得到设计变量的优化值(即设计名义值)后,假定它们能被精准实施。而实际上,在吊耳和波纹管的制造、安装及使用过程中,刚度值在不确定因素的影响下必然在其设计名义值附近发生一定波动,使排气系统的约束模态频率及约束条件存在不确定性。为此,用区间数表征橡胶吊耳三向刚度、波纹管六向刚度等不确定性设计参数。橡胶吊耳三向刚度及波纹管六向刚度在其名义值附近的波动范围一般不超过 20%,所有不确定参数叠加所造成的误差传播和放大对排气系统约束模态的优化效果具有不可忽略的影响。表 3、表 4 分

表 3 吊耳动刚度在设计名义值左右波动 20%时的变化

吊耳	三向动刚度的变化/(N·mm ⁻¹)		
	k_x	k_y	k_z
吊耳 1	[12,18]	[12,18]	[24,36]
吊耳 2	[12,18]	[12,18]	[24,36]
吊耳 3	[12,18]	[12,18]	[24,36]
吊耳 4	[12,18]	[12,18]	[24,36]
吊耳 5	[12,18]	[12,18]	[24,36]
吊耳 6	[12,18]	[12,18]	[24,36]

表4 波纹管动刚度在设计名义值左右波动20%时的变化范围

动刚度	变化范围
轴向刚度/(N·mm ⁻¹)	[22.4, 33.6]
径向刚度/(N·mm ⁻¹)	[8, 12]
弯曲刚度/(N·mm·rad ⁻¹)	[2.56×10 ⁴ , 3.84×10 ⁴]
扭转刚度/(N·mm·rad ⁻¹)	[2.56×10 ⁵ , 3.84×10 ⁵]

别为橡胶吊耳三向动刚度、波纹管动刚度在确定性优化所得设计名义值左右波动20%时的变化范围。

当吊耳三向动刚度及波纹管动刚度在其设计名义值左右波动20%时,排气系统约束模态频率也有其各自波动范围(见表5)。该乘用车发动机怠速时的2阶激励频率为23.3~26.7 Hz。由表5可知:2阶约束模态频率与发动机怠速激励频率间隔小于2 Hz,排气系统可能发生怠速共振;3阶固有频率与车身声腔模态的1阶固有频率间隔也不足2 Hz,存在声腔共振风险。为消除共振隐患,采用区间优化方法优化吊耳三向动刚度及波纹管动刚度的设计名义值,使得当动刚度在该设计名义值左右波动时,2阶约束模态频率变化范围的上界或下界值与发动机怠速激励频率的间隔不小于2 Hz,且3阶约束模态频率变化范围的上界或下界值与车身声腔模态的1阶固有频率的间隔不小于2 Hz。

表5 排气系统约束模态频率的变化范围

阶次	频率变化范围/Hz	阶次	频率变化范围/Hz
1	[10.25, 16.65]	6	[68.32, 110.89]
2	[17.48, 28.44]	7	[94.95, 153.26]
3	[29.60, 47.68]	8	[127.83, 205.84]
4	[44.98, 72.61]	9	[151.99, 244.78]
5	[53.69, 86.85]		

假设吊耳三向刚度及波纹管六向刚度的设计名义值为 $K^C = \{k_{exl}^C, k_{eyl}^C, k_{ezl}^C, I_{exx}^C, I_{eyy}^C, I_{ezz}^C, I_{exy}^C, I_{eyz}^C, I_{exz}^C\}^T (l=1, 2, \dots, m)$, 则设计变量的变化区间可表示为 $[K^-, K^+] = [K^C - K^C \cdot 20\%, K^C + K^C \cdot 20\%]$, 其中 K^- 、 K^+ 分别为设计变量波动范围的下、上界值。采用确定优化方法计算排气系统各阶约束模态频率的变化范围为:

$$f_{rei}^L = [f_{rei}^-, f_{rei}^+] = \left[\min_{K^- \leq K \leq K^+} f_{rei}(K), \max_{K^- \leq K \leq K^+} f_{rei}(K) \right]$$

式中: f_{rei}^- 、 f_{rei}^+ 分别为第 i 阶频率的下、上界值。

频率区间 f_{rei}^L 的中点(或名义值)及半径为:

$$f_{rei}^C = \frac{f_{rei}^- + f_{rei}^+}{2}, w(f_{rei}^C) = \frac{f_{rei}^+ - f_{rei}^-}{2}$$

由于排气系统设计变量在各自区间内波动,为确保设计变量设计名义值的稳健性,将确定性优化中风险频率的上、下界与怠速激励频率保持一定距离进行质量约束,提出排气系统约束模态的区间优化数学模型:

$$\begin{aligned} \min \sum_{i=2}^3 & \pm [\alpha_i f_{rei}^C / s_{Cl} \pm \beta_i w(f_{rei}^L) / s_{wf}] \\ \text{s.t.} & \begin{cases} f_{re2}^+ + 2 \leq f_{-d_p}^L \text{ 或 } f_{re2}^- - 2 \geq f_{-d_p}^U \\ f_{re3}^+ + 2 \leq f_{-d_p}^L \text{ 或 } f_{re3}^- - 2 \geq f_{-d_p}^U \\ f_{rej+1}^- - f_{rej}^+ \geq 3.0 \quad (j=1, 2, \dots, 5) \\ k_{exl}^L \leq k_{exl}^C \leq k_{exl}^U \quad (l=1, 2, \dots, m) \\ k_{eyl}^L \leq k_{eyl}^C \leq k_{eyl}^U \quad (l=1, 2, \dots, m) \\ k_{ezl}^L \leq k_{ezl}^C \leq k_{ezl}^U \quad (l=1, 2, \dots, m) \\ I_{exx}^L \leq I_{exx}^C \leq I_{exx}^U \\ I_{eyy}^L \leq I_{eyy}^C \leq I_{eyy}^U \\ I_{ezz}^L \leq I_{ezz}^C \leq I_{ezz}^U \\ I_{exy}^L \leq I_{exy}^C \leq I_{exy}^U \\ I_{eyz}^L \leq I_{eyz}^C \leq I_{eyz}^U \\ I_{exz}^L \leq I_{exz}^C \leq I_{exz}^U \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

式中: α_i 和 β_i 为权重; s_{Cl} 和 s_{wf} 为比例系数; k_{exl}^C 、 k_{eyl}^C 、 k_{ezl}^C 为第 l 个橡胶吊耳三向动刚度的设计名义值,不等号左右分别为其下界和上界; I_{exx}^C 、 I_{eyy}^C 、 I_{ezz}^C 、 I_{exy}^C 、 I_{eyz}^C 、 I_{exz}^C 为波纹管六向刚度的设计名义值,不等号左右分别为其下界和上界。

优化前,根据设计变量名义值的初始值计算 f_{rei} 。当 $|f_{re2} - f_{-d_p}^L| < |f_{re2} - f_{-d_p}^U|$ 时,目标函数中的“±”取“+”,且使用约束条件 $f_{re2}^U + 2 \leq f_{-d_p}^L$; 当 $|f_{re2} - f_{-d_p}^L| > |f_{re2} - f_{-d_p}^U|$ 时,目标函数中的“±”取“-”,且使用约束条件 $f_{re2}^- - 2 \geq f_{-d_p}^U$; 当 $f_{re3} < f_{-b}$ 时,目标函数中的“±”取“+”,且使用约束条件 $f_{re3}^+ + 2 \leq f_{-d_p}^L$; 当 $f_{re3} > f_{-b}$ 时,目标函数中的“±”取“-”,且使用约束条件 $f_{re3}^- - 2 \geq f_{-d_p}^U$ 。采用多岛遗传算法求解确定性优化模型,以确定性优化所得设计变量的设计名义值作为区间优化中设计变量的初始值。采用优化软件 Isight 自带的存档微遗传算法(AMGA)中多目标遗传算法对排气系统进行稳健性优化,该算法可提高局部搜索能力,弥补简单遗传算法易于早熟收敛的缺陷,大大加快收敛速度,可大幅提高搜寻最优解的概率。

排气系统约束模态频率对吊耳 z 向动刚度最敏感。表6、表7分别为区间优化所得吊耳 z 向动

刚度、波纹管六向动刚度的设计名义值及确定性优化所得刚度值,表 8 为吊耳及波纹管动刚度在区间优化所得设计名义值左右波动 20%时排气系统约束模态频率的变化范围。

由表 8 可知:吊耳及波纹管动刚度在区间优化所得设计名义值左右波动 20%时,2 阶约束模态频率上界值(18.44 Hz)与怠速激励频率下界 23.3 Hz

表 6 吊耳 z 向动刚度优化结果对比

吊耳编号	动刚度优化结果/(N·mm ⁻¹)	
	确定优化	区间优化
1	26.4	23.6
2	21.6	17.2
3	20.4	19.5
4	23.6	24.2
5	26.7	25.5

表 7 波纹管动刚度优化结果对比

优化方法	轴向刚度/(N·mm ⁻¹)	径向刚度/(N·mm ⁻¹)	弯曲刚度/(N·mm·rad ⁻¹)	扭转刚度/(N·mm·rad ⁻¹)
确定优化	24.5	7.6	4.79×10^4	4.83×10^5
区间优化	22.7	6.8	3.68×10^4	3.95×10^5

表 8 刚度在区间优化所得设计名义值左右波动 20%时
排气系统约束模态频率的变化范围

阶次	频率变化范围/Hz	阶次	频率变化范围/Hz
1	[6.25,11.65]	6	[103.32,120.89]
2	[15.48,18.44]	7	[132.95,158.26]
3	[31.60,35.68]	8	[167.83,209.84]
4	[46.98,72.61]	9	[217.99,246.78]
5	[83.69,96.86]		

间隔 4.86 Hz,3 阶约束模态频率上界值(35.68 Hz)与车身声腔模态 1 阶频率 39.6 Hz 间隔 3.92 Hz,消除了排气系统共振。说明当排气系统的设计参数在其设计名义值附近波动时,采用区间优化方法能提高排气系统具有共振风险的敏感频率的稳健性,提升整车 NVH 性能的稳健性。

4 结语

为降低排气系统的共振风险,采用区间变量表征排气系统设计参数的不确定性,提出排气系统风险频率的区间优化模型。对比确定性及区间优化结果,可看出区间优化可消除排气系统共振风险,提高排气系统隔振性能的稳健性。

参考文献:

- [1] 庞剑,谌刚,何华.汽车噪声与振动:理论与应用[M].北京:北京理工大学出版社,2006.
- [2] 上官文斌,黄志,贺良勇,等.汽车排气系统吊耳动刚度优化方法的研究[J].振动与冲击,2010,29(1):100—102.
- [3] 吴杰,胡浩,罗玉涛.汽车排气系统振动和吊耳疲劳性能的稳健优化[J].振动与冲击,2016,35(23):222—227.
- [4] 徐献阳.车辆排气系统的振动模态分析及优化[D].上海:上海交通大学,2008.
- [5] 钱胜,陆益民.排气系统吊耳动静特性分析及结构优化[J].噪声与振动控制,2012(5):193—197.
- [6] 侯维春,吴杰.考虑惯性参数测量误差的动力总成悬置系统优化方法[J].噪声与振动控制,2012(3):121—124.
- [7] 廖瘦石,高永毅,蒋勉.液压挖掘机动力总成悬置系统稳健性优化设计[J].机械设计,2018,35(1):67—72.
- [8] 李松波,靳永军,管西强,等.动力总成对排气系统动力学影响研究及排气组件敏感度分析[J].汽车工程,2008,30(4):322—325.

收稿日期:2021-03-27

(上接第 5 页)

参考文献:

- [1] 景平利,李倩龙,刘振博,等.电动汽车总装技术[M].北京:机械工业出版社,2016:68.
- [2] 王延军,金柱发,李银生.浅谈螺纹连接的扭矩控制[J].机电产品开发与创新,2013,26(5):62.
- [3] 李同科,简学利.动静态扭矩在汽车装配扭矩控制中的应用[J].汽车工艺与材料,2010(4):33.

- [4] 周金洲,史月亮.客车制动管路气密性提升研究[J].客车技术与研究,2020(5):15—16+19.
- [5] 周金洲.客车加速踏板固定螺栓力矩衰减问题研究[J].客车技术与研究,2019(6):33—34.
- [6] 孙其俊.汽车制动管路螺纹紧固件的扭矩试验[J].天津汽车,2009(8):31—32.
- [7] 陈平,邓伟平,谭志强,等.新车型开发中螺纹紧固件拧紧扭矩的开发[J].汽车工程师,2016(8):28—32.

收稿日期:2021-03-31