

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.08.009

基于稳健性多目标优化的微客尾门轻量化设计

袁廷辉,倪士林,王 霄,刘会霞
(江苏大学 机械工程学院,江苏 镇江 212013)

摘要:针对微客尾门结构的轻量化设计问题,提出了一种基于稳健性多目标优化的尾门轻量化设计方法。首先通过灵敏度分析方法筛选出了对尾门性能贡献量较大的尾门零件厚度作为设计变量,并建立了尾门各个工况响应的近似模型,其次以尾门扭转刚度、下垂刚度、尾门前三阶模态频率和抗凹分析点为约束条件,以尾门质量最小和第一阶模态频率最大和弯曲刚度位移量最小为目标,利用 NSGA-II 算法对尾门进行了多目标优化,通过蒙特卡洛模拟技术对尾门进行了 6σ 质量水平和可靠度分析,并进行了 6σ 稳健性多目标优化。最终结果表明:优化设计后尾门结构在满足各性能要求的情况下实现了轻量化,质量减轻了 2.28 kg,且弯曲刚度和第一阶模态得到提高;同时尾门结构各工况性能的稳健性也得到改善,达到 6σ 质量水平。

关键词:尾门;轻量化;多目标优化; 6σ 稳健性

中图分类号:TH122;U463.82

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2017)08-0860-06

Tail gate lightweight of mini bus based on robustness and multi-objective optimization

YUAN Ting-hui, NI Shi-lin, WANG Xiao, LIU Hui-xia

(School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: Aiming at the problem of lightweight design for the tail gate structure on mini bus, a method based on 6σ robustness analysis and multi-objective optimization was presented. Firstly, the sensitivity analysis was used to pick out tail gate parts contributing more to tail gate performance as the design variables, and then the approximate models of each working condition response of tail gate were established. Secondly, taking tail gate torsion stiffness, drooping stiffness, the first three modal frequency, and dent resistance as the constrains, taking the minimum mass, maximum first modal frequency and minimum bending stiffness displacement of tail gate as targets, the multi-objective optimization was conducted by using the NSGA-II, then the 6σ quality level analysis and robustness multi-objective optimization were carried out by using Monte Carlo simulation. The results indicate that under the requirements of all performance, the mass of tail gate is reduced by 2.28 kg and the bending stiffness and first modal frequency are improved. At the same time, the robustness of each working condition performance of the tail gate structure is also improved, reaching 6σ quality level.

Key words: tail gate; lightweight; multi-objective optimization; 6σ robustness

0 引言

汽车的环保、节能已成为汽车工业发展的趋势,而这些都离不开汽车的轻量化。尾门结构是汽车的大型覆盖件之一,在车身质量中占有较大比重,对尾门结构进行轻量化研究,不仅能减少车身质量,而且可为整车

轻量化研究提供依据。目前国内的轻量化优化设计主要是单目标^[1-2],把质量最小作为唯一优化目标,系统其他性能作为约束,这样并不能使系统其他性能尽可能达到最优。

关于多学科集成优化与 6σ 稳健性设计已逐步在汽车开发中得以应用。合肥工业大学的马彬彬以钣金

收稿日期:2017-01-06

作者简介:袁廷辉(1990-),男,山东菏泽人,硕士研究生,主要从事数字化设计与制造方面的研究。E-mail:18252584997@163.com

件的厚度值为设计变量,以车门的刚度性能(抗凹刚度、扭转刚度、下垂刚度)为约束条件,目标函数为车门的质量最小化,实现车门质量减轻 1.237 kg^[3]。武汉理工大学的彭涛以一阶模态、刚度和质量为目标,对车门进行多目标的轻量化设计,在保证性能要求的前提下使车门质量减轻^[4]。文献[5]中采用 6σ 稳健性优化方法对车门进行了轻量化研究,在实现轻量化的同时,提高了响应的稳健性,然而多学科集成的多目标优化与 6σ 稳健性设计应用于尾门结构轻量化设计的研究,国内外文献中鲜有报道。

本研究将多目标优化和 6σ 稳健性分析应用于尾门结构的轻量化设计。以尾门扭转刚度、下垂刚度、前三阶模态频率和抗凹性满足要求为约束条件,以尾门质量最小、尾门第一阶模态频率最大弯曲刚度位移最小为目标,并结合试验设计、响应面近似模型、NSGA-II 算法和蒙特卡洛模拟技术,对某微型客车尾门结构进行 6σ 稳健性多目标轻量化设计。

1 尾门结构的设计要求及优化流程

尾门结构在人的开启和关闭过程中会产生弯曲变形,随着次数的增加,变形量增大,会造成整体结构失稳。对尾门弯曲刚度的评价,各国没有统一的标准。本研究采用公司的标准是:在尾门锁处施加 Y 向 200 N 的力,加载点处的位移不超过 5 mm 为合格。扭转的刚度标准是:在尾门两侧施加 240 N·m 的扭转力,加载点的位移量小于 6 mm 合格。下垂的刚度标准是:在门锁处施加 Z 向 900 N 的力,加载点的位移量小于 5 mm 合格。

尾门结构的低阶弹性模态是控制汽车常规振动的关键指标,而且反映汽车尾门结构的整体刚度性能。根据该车型模态规划表,尾门结构的 1 阶模态频率 f_1 、2 阶模态频率 f_2 和 3 阶模态频率 f_3 应分别满足 $f_1 \geq 30\text{ Hz}$ $f_2 \geq 35\text{ Hz}$ 和 $f_3 \geq 45\text{ Hz}$,以避免与激励频率接近而产生共振。

抗凹性能是反应覆盖件使用性能的一项重要特性,抵抗包括按压、触摸、用手或肘部所施加的力的性能。本研究考虑尾门静态抗凹性能。依照企业标准,即在 40 N 载荷作用下凹陷位移 y_4 不超过 3 mm 为合格。

本研究基于优化设计和稳健性验证方法,保证尾门结构的刚度要求、模态特性、抗凹性能多种工况的前提下,以尾门结构总质量最小、弯曲刚度最大(即加载点位移偏移量最小)和一阶频率最大作为优化目标,

结合参数实验方法、最优拉丁超立方设计方法、响应面法、NSGA-II 遗传算法、蒙特卡洛模拟技术和 6σ 稳健性优化技术,对尾门结构进行多目标优化和稳健性分析验证。尾门结构的优化设计流程如下:

- (1) 通过 Hypermesh 建立尾门结构的有限元模型;
- (2) 根据灵敏度分析获得的 Pareto 图,选出最终的设计变量;
- (3) 运用最优拉丁超立方设计方法采样;
- (4) 建立响应面近似模型,缩短计算周期;
- (5) 运用 NSGA-II 遗传算法对尾门结构进行多目标优化;
- (6) 对确定性优化方案进行 6σ 质量分析,如果没有达到 6σ 质量水平,则基于响应面模型对确定性优化方案进行稳健性优化。

基于响应面模型技术的尾门结构稳健性多目标优化流程如图 1 所示。

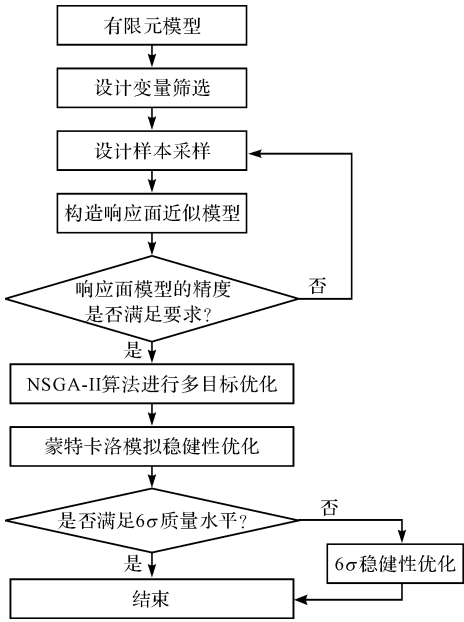


图 1 尾门结构的优化流程

2 基于稳健性多目标优化的尾门轻量化设计

2.1 尾门结构的各工况有限元模型

尾门有限元模型由很多零件构成,各个零件的单元尺寸控制在 10 mm 左右,且通过焊接、螺栓或涂胶的方式进行连接,3 种连接方式在 HyperMesh 中分别采用 Cweld、Seam 或 Adhesives 单元来模拟。

尾门的扭转刚度有限元模型的约束方式是:在左右两个铰链处约束 6 个自由度,在门锁处约束 3 个平

动自由度。加载条件是在左、右两个缓冲块处加载 $240 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的扭转力,其扭转刚度的有限元模型如图 2 所示。

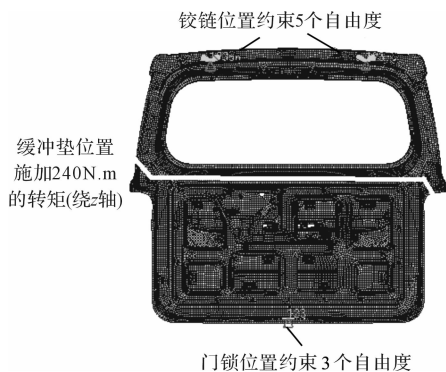


图2 扭转刚度的有限元模型

尾门弯曲刚度的有限元模型的约束方式是:在左右两个铰链处约束 6 个自由度,中间两个限位块处约束一个 Y 方向的自由度。加载条件是:在门锁处加载 200 N 的 Y 向力,其弯曲刚度的有限元模型如图 3 所示。



图3 弯曲刚度的有限元模型

尾门抗凹分析的约束方式和扭转刚度的约束方式一样,其加载条件是:在薄弱点处加载物体是直径为 12 mm ,高为 30 mm ,倒角 0.5 mm 的刚性柱,作用力为 40 N 的力垂直于压头^[6]。尾门抗凹分析有限元模型如图 4 所示。

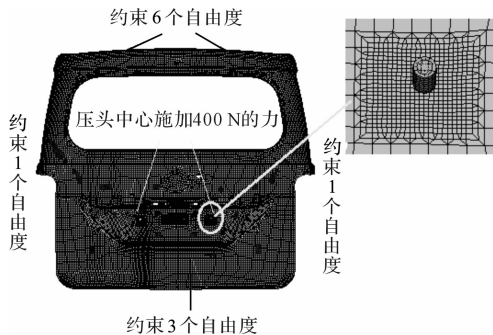


图4 抗凹分析有限元模型

度的约束方式一样,其加载条件是:在门锁处施加 Z 向 900 N 的力。其下垂刚度的有限元模型如图 5 所示。

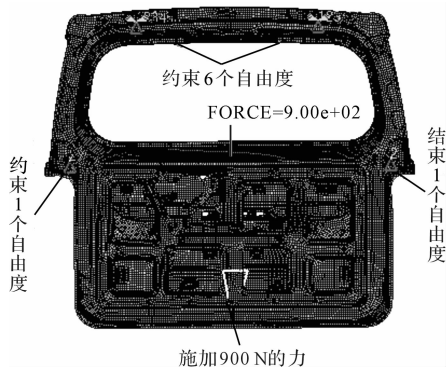


图5 下垂刚度的有限元模型

尾门的模态分析是自由模态,不需要进行约束。

2.2 设计变量的筛选

整个尾门结构中的零件较多,本研究选取对尾门性能影响较大的零件的厚度作为设计变量,初步选定的 11 个设计变量如图 6 所示。

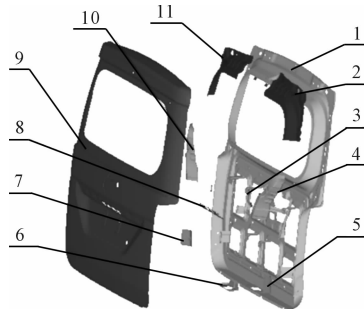


图6 初步选定的设计变量

1-T_INNER;2-T_JL_R;3-T_ZJ;4-T_NB_R;5-T_XW_R;6-T_MS;7-T_XW_L;8-T_LS;9-T_OUT;10-T_NB_L;11-T_JL_L

初步选择的设计变量与尾门扭转刚度、尾门下垂刚度、尾门弯曲刚度、尾门前 3 阶模态频率、尾门抗凹性能都有一定的关系,但是每个设计变量的影响效果不一致,需要借助参数验设计方法来筛选出影响较大的设计变量,一般对各个设计变量取两个水平,其他变量保持初始的数值,由于初始选取的设计变量为 11 个,需进行 23 次采样。

本研究根据灵敏度分析得到每个设计变量对于不同响应函数的贡献量,结果对比可知 T_XW_L、T_XW_R、T_LS、T_MS 和 T_ZJ 与其余 6 个设计变量相对比,影响较小,可将这 5 个设计变量剔除,将剩余的零件作为筛选后的设计变量,并根据工程经验和工艺要求定义设计变量的取值范围,设计变量如表 1 所示。

尾门下垂刚度的有限元模型的约束方式和弯曲刚

表 1 设计变量

变量	描述	变量代号	初始值/mm	取值范围	分布类型	变异系数
X1	尾门内板	T_INNER	0.7	0.462 0.62 0.7 0.78 0.938	正态分布	0.01
X2	左铰链加强板	T_JL_L	1.6	1.056 1.42 1.6 1.78 2.144	正态分布	0.01
X3	右铰链加强板	T_JL_R	1.6	1.056 1.42 1.6 1.78 2.144	正态分布	0.01
X4	左内板加强板	T_NB_L	1.5	0.99 1.33 1.5 1.67 2.01	正态分布	0.01
X5	右内板加强板	T_NB_R	1.5	0.99 1.33 1.5 1.67 2.01	正态分布	0.01
X6	尾门外板	T_OUT	0.7	0.462 0.62 0.7 0.78 0.938	正态分布	0.01

2.3 响应面近似模型的构建

本研究为了将近似模型的精度提高,运用四阶响应面模型进行采样,采样次数为 $(n+1)(n+2)/2+2n$,式中: n —设计变量数,则至少得进行 56 次采样试验,为了提高近似模型的准确度,此处采集 60 个样本点,最终构建设计变量与尾门质量、尾门扭转刚度、尾门下垂刚度、尾门弯曲刚度、尾门抗凹性和尾门模态频率的近似模型^[7],其中设计变量与尾门质量的数学表

表 2 尾门各个响应的拟合精度

输出响应	M	y_1	y_2	y_3	y_4	f_1	f_2	f_3
R_G^2	1	0.998	0.997	0.983	0.992	0.999	0.999	0.998

2.4 尾门的多目标优化设计

本研究以筛选出的 6 个尾门零件的厚度为设计变量,以尾门下垂刚度(y_1)、扭转刚度(y_2)、抗凹性位移(y_4)尾门前三阶模态频率($f_1 \geq 30$ Hz, $f_2 \geq 35$ Hz, $f_3 \geq 45$ Hz)为约束条件,以尾门质量最小(M)、弯曲刚度(y_3)和一阶模态频率最大最小为目标,由此构建的尾门结构多目标优化数学模型如下:

Obj. $\text{Min}(M); \text{Min}(y_3); \text{Max}(f_1)$

S. t. $y_1 \leq 5 \text{ mm}, y_2 \leq 6 \text{ mm}, y_3 \leq 5 \text{ mm}, y_4 \leq 3 \text{ mm}$

$f_1 \geq 30 \text{ Hz}, f_2 \geq 35 \text{ Hz}, f_3 \geq 45 \text{ Hz}$

d. v. $X_i^{(L)} \leq X_i \leq X_i^{(U)}, i = 1, 2, 3 \cdots, 6$

本研究在响应面模型的基础上,根据 NSGA-II 算法^[8-9]对尾门结构进行多目标优化设计,在进行 4 500 次迭代计算后,获得尾门质量与弯曲刚度位移量、尾门质量与第一阶模态频率 Pareto 解^[10]的解集分别如图 8、图 9 所示。

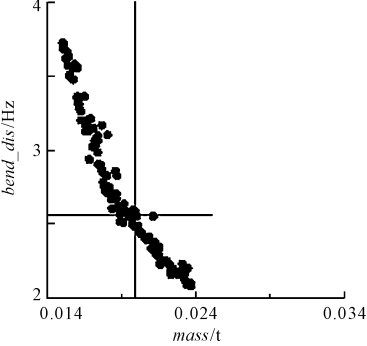


图 8 尾门质量与弯曲刚度位移 Pareto 解的解集

达式为:

$$M = 0.001\ 35 + 0.013\ 01X_1 + 0.000\ 81X_2 + 0.000\ 82X_3 + 0.000\ 32X_4 + 0.000\ 32X_5 + 0.0131\ 5X_6$$

本研究在 Isight 中完成响应面近似模型的构建后,通过决定系数(RG^2)来判断精度是否达到标准,其中 RG^2 越接近 1 精度越好,尾门各个响应的拟合精度参数如表 2 所示。观察表 2 可知,其精度满足近似模型的标准。

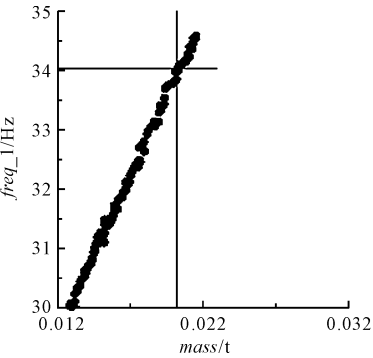


图 9 尾门质量与第一阶模态频率的 Pareto 解的解集

由图 8、图 9 中可看出,尾门质量的最小化和尾门第一阶模态频率的最大化、弯曲刚度位移最小化 3 个目标函数之间存在一定的冲突,因此需要权衡 3 个目标函数的重要性,根据优化经验,从众多非劣解中挑选出最优解来尽量满足优化设计要求,尾门各个响应优化前后的数值对比如表 3 所示。

由表 3 第 3 列确定性优化方案可知,优化后的尾门的质量为 20.87 kg,比优化前的尾门质量减轻了 2.48 kg,减轻的幅度达到 10.62%,减幅较大。优化后的尾门弯曲刚度位移从 2.97 mm 减小到 2.63 mm,提高了尾门的弯曲刚度。尾门的前三阶模态也得到很大的优化。不仅质量、弯曲刚度和尾门前三阶模态得到优化,而且尾门下垂刚度位移量有一定的降低,其刚度有所提高,但是尾门的扭转刚度和抗凹分析点位移量略有增大,其原因是为了满足尾门的轻量化、弯曲刚度

和模态频率的提高所导致的。而尾门的几个刚度位移量都满足企业标准,则此尾门多目标优化的结果比较理想。但考虑到不确定因素的干扰,需要进一步对尾门进行稳健性的检验与分析。

表 3 尾门各个响应优化前后的数值对比

变量	初始值	确定性优化			6σ 稳健性优化		
		优化结果	σ 水平	可靠度	优化结果	σ 水平	可靠度
y_1/mm	1.66	1.43	8	1	1.457	8	1
y_2/mm	4.51	4.73	8	1	4.654	8	1
y_3/mm	2.97	2.63	8	1	2.61	8	1
y_4/mm	1.31	1.53	4.65	0.957	1.45	8	1
f_1/Hz	30.678	34.756	3.67	0.863	34.125	8	1
f_2/Hz	41.445	44.462	6.45	0.996	44.361	8	1
f_3/Hz	50.670	56.452	5.32	0.982	55.978	8	1
M/kg	23.35	20.87	—	—	21.07	—	—
T_INNER/mm	0.7	0.7			0.7		
T_JL_L/mm	1.6	1.8			1.8		
T_JL_R/mm	1.6	1.2			1.4		
T_NB_L/mm	1.5	1.9			1.8		
T_NB_R/mm	1.5	1.7			1.7		
T_OUT/mm	0.7	0.5			0.6		

2.5 基于稳健性的尾门质量水平和可靠度分析

6σ 质量分析的目的在于评价确定性优化方案的质量水平,是 6σ 稳健性优化的基础,其基本思想是对当前设计点进行扰动,在其平均值周围生成一组样本点,然后通过统计分析估计单一设计点上的输出响应指标的 σ 质量水平、可靠度、失效率 and 百万不良品率等,同时统计各输出响应指标的均值和标准差。

本研究采用蒙特卡洛抽样法检验确定性优化方案的质量水平,选取确定性优化方案中的 6 个计变量作为噪声因素,在前面建立的二阶响应面的基础上,采用描述性抽样方法采集样本点,抽样次数为 1 000 次,获得确定性优化方案的 σ 质量水平和可靠度,如表 3 第 4、5 列所示。尾门结构的前三阶模态频率和凹陷位移 y_4 没有达到 6σ 质量水平,可靠性低于 99.999 999 8%,需要进行 6σ 稳健性优化。

2.6 σ 稳健性多目标优化

为了提高该尾门结构响应的稳健性,本研究引入 6σ 稳健性优化技术。稳健优化设计中,目标函数的稳健性与约束函数的稳健性都应该考虑,需要减小和控制目标函数和约束函数响应的波动,降低响应在设计点上的敏感性,即减小响应的均方差,实现均值达到目标和均方差最小化的目的。与确定性目标优化相对应的尾门结构 6σ 稳健性多目标优化数学模型可表示为:

$$\min \mu(M) + 6\sigma + (M);$$
$$\text{Obj. } \min \mu(y_3) + 6\sigma(y_3);$$
$$\max \mu(f_1) - 6\sigma(f_1);$$
$$\mu(y_1) + 6\sigma(y_1) \leq 3 \text{ mm};$$
$$\mu(y_2) + 6\sigma(y_2) \leq 6 \text{ mm};$$
$$\mu(y_3) + 6\sigma(y_3) \leq 5 \text{ mm};$$
$$\text{St } \mu(y_4) + 6\sigma(y_4) \leq 3 \text{ mm};$$
$$\mu(f_1) - 6\sigma(f_1) \geq 30 \text{ Hz};$$
$$\mu(f_2) - 6\sigma(f_2) \geq 35 \text{ Hz};$$
$$\mu(f_3) - 6\sigma(f_3) \geq 45 \text{ Hz};$$
$$\text{D. v. } X_i^{(L)} \leq X_i \leq X_i^{(U)}, i = 1, 2, 3 \cdots, 6$$

6σ 稳健性优化依然基于前面构建的二阶响应面近似模型,采用描述性抽样方法采集样本点,设计变量和噪声因素的取值范围如表 1 所示,笔者采用多目标遗传算法 NSGA-II 进行稳健性优化。本研究通过 6σ 稳健性多目标优化,使得尾门结构输出参数达到 6σ 质量水平,稳健性提高,获得的优化结构如表 3 第 6、7、8 列所示。相比确定性最优解,6σ 稳健性最优解的尾门结构设计变量总质量 M 为 21.07,比确定性优化方案(20.87 kg)增加 0.2 kg,但比初始方案(23.35 kg)减小 2.28 kg,减重达 9.76%,轻量化效果显著。

(下转第 890 页)

本文引用格式: