

基于响应面法的全地形车排气系统结构优化研究

龙江启¹, 张轶波¹, 周建锡¹, 郑金品², 庞继红¹

(1. 温州大学, 温州 325035; 2. 浙江春风动力股份有限公司, 杭州 311100)

The Research on Structural Optimization of ATV Exhaust System Based on Response Surface Method

LONG Jiangqi¹, ZHANG Yibo¹, ZHOU Jianxi¹, ZHENG Jinpin², PANG Jihong¹

(1. Wenzhou University, Wenzhou 325035, China; 2. Zhejiang CFMOTO Power Co., Ltd., Hangzhou 311100, China)

Abstract: In order to study the influence of the structure parameters of the exhaust system of all terrain vehicle(ATV) on heat dissipation, the flow field of the exhaust system was analyzed using Fluent software to obtain the temperature distribution of the muffler wall, and the accuracy of the finite element model was verified by experiments. By setting the muffler baffle hole diameter, the distance to the front baffle muffler, and the radius of muffler as the design variables, and using the average wall temperature of the exhaust system as the optimization goal, the structure parameters were optimized by the response surface method(RSM), thus obtaining the optimum design variables that could minimize the average temperature of the muffler wall. Finally, the flow field of the improved exhaust system was analyzed and compared. Results show that the reasonable change of the design variables can reduce the wall temperature of the muffler. This allows to decrease the temperature at the 4 test points of the muffler wall by 10.3%, 11.5%, 8%, 10.4% respectively.

摘要: 为了研究结构参数对全地形车排气系统散热的影响,采用 Fluent 软件对排气系统进行流场分析,得到壁面的温度分布图,并通过试验验证有限元模型的准确性。以消声器内隔板孔的直径、隔板到消声器前端的距离、消声器末端圆角半径为设计变量,以排气系统壁面平均温度为优化目标,应用响应面法进行结构参数优化,得到使壁面平均温度最小的一组设计变量值。最后,对改进后的排气系统进行流场分析,并与优化前的数据对比。结果表明,通过设计变量的合理改变,重点关注的消声器处壁面温度明显下降,消声器处壁面 4 个测试点温度分别下降了 10.3%、11.5%、8.0%、10.4%。

关键词: 全地形车;排气系统;响应面法;结构优化

Key words: all terrain vehicle(ATV); exhaust system; response surface method; structural optimization

DOI: 10.13949/j.cnki.nrjgc.2018.04.002

中图分类号: TK412

文献标识码: A

收稿日期: 2017-09-26

修回日期: 2017-11-06

基金项目: 国家自然科学基金项目(51475336, 51506154, 71671130); 浙江省自然科学基金项目(LQ15E060001); 温州市科技计划项目(G20150001)

Fund Project: National Natural Science Foundation of China(51475336, 51506154, 71671130); Natural Science Foundation of Zhejiang Province(LQ15E060001); Wenzhou Technologies R&D Program(G20150001)

作者简介: 龙江启(1974—),男,副教授,硕士生导师,主要研究方向为汽车及零部件优化设计, E-mail: longjiangqi@163.com。

0 概述

排气系统是全地形车(all terrain vehicle, ATV)的重要组成部分,排气系统的结构与汽车有所差别,ATV 排气系统安装在乘员座椅下。排气系统进口温度最高可达到 1 000 ℃,壁面温度过高会对乘员的胯部产生热辐射,解决排气系统壁面温度过高的问题对提高全地形车的安全性具有重要意义。数值分析方法在结构优化方面应用越来越广泛,国内外相关学者对此展开了一系列研究。文献[1]通过对混合排气系统进行流场数值仿真分析和优化,使模型总压恢复系数降低 0.003 4,相对推力下降了 0.081。文献[2]以 R180 单缸卧式水冷涡流室式柴油机进/排气系统为研究对象,采用数值仿真与试验相结合的方法,对柴油机的进/排气管道、空气滤清器和消声器进行优化设计,结果表明标定工况下燃油消耗率降低了 3.0%。文献[3]以进气质量流量不均匀度和进气压力波动效应为评价指标,对发动机的进/排气系统结构参数进行了优化。文献[4]利用有限元软件 ABAQUS 对埋管进行有限元仿真分析,并通过室内试验验证仿真分析结果的吻合度,然后用 Matlab 曲线拟合分析预测地表沉降、管道垂直径向应变和压力。误差分析表明,所有预测参数误差小于 10%。文献[5]通过响应面法和有限体积法对散热器进行优化,当散热器的孔直径为 4 mm 时,散热器的底座温度显著降低。文献[6]采用田口试验设计和响应面法来研究管道和管件材料高密度聚乙烯(high density polyethylene, HDPE)的可加工性。将加工的切削速度、进给量、切削深度作为设计变量,通过响应面法建立了设计变量和目标函数之间的二阶模型。结果表明,当 HDPE 材料表面粗糙度降至最低时,进给速率是主要影响因素。以上学者的研究对象主要是汽车排气系统及埋管结构,未见将数值分析与响应面法相结合来研究 ATV 排气系统结构的文献。ATV 排气系统结构比较复杂,其排气系统与汽车排气系统结构有较大区别,本文应用有限元法

与响应面法结合来研究 ATV 排气系统结构,具有一定创新性。

本文对排气系统进行模型简化,在 Hypermesh 中进行网格划分,将网格模型导入 Fluent 中进行流场分析,并将分析结果与试验结果进行对比。以消声器的结构参数作为设计变量,应用 Box-Behnken 设计参数优化试验表,采用响应面法进行参数优化,对优化后的结构参数进行仿真分析,并与原始模型的仿真数据进行对比。结果表明:响应面法与数值仿真分析方法结合能解决 ATV 排气系统壁面温度过高问题,可为同类排气系统结构的开发和研究提供参考。

1 有限元模型

1.1 几何模型

一般汽车的排气系统由排气管、氧传感器、三元催化器、消声器、尾管组成。ATV 排气系统几何模型如图 1 所示。由于排气系统的消声器焊接组件结构十分复杂,在进行流场分析前,要对模型进行简化,去掉对仿真无影响或影响较小的部件,如系统中的隔热罩安装架、弹簧支架、垫套、排气法兰盘、氧传感器接头等,简化模型如图 2 所示。

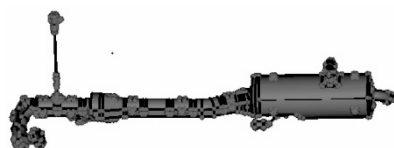


图 1 ATV 排气系统几何模型



图 2 ATV 排气系统简化模型

1.2 尾气成分及参数

汽车尾气主要是指从排气管排出的废气。经三元催化器转化后,气体成分主要有水蒸气、二氧化碳、氮气,体积分数依次为 13%、52%、35%,各物质的参数如表 1 所示。

表 1 各物质物性参数表

名称	化学式	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	比热容/ ($\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$)	黏度/ ($10^{-5} \cdot \text{kg} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$)	导热系数/ ($\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$)
二氧化碳	CO_2	1.787 8	840.37	1.370	0.014 5
水蒸气	H_2O	0.554 2	2 014.00	1.340	0.026 1
氮气	N_2	1.138 0	1 040.67	1.663	0.024 2
混合气体	—	1.399 4	1 063.04	1.460	0.019 4

1.3 计算模型

流体流动要受物理守恒定律的支配,流场仿真

计算的控制方程包括质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程。动量守恒方程为如式(1)所示。

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho \delta_i + F_i \quad (1)$$

式中, ρ 为流体密度; u_i, u_j 分别为 i, j 方向上速度; p 为静压; τ_{ij} 为流体在 i, j 方向上的切应力; δ_i 和 F_i 为 i 方向上的重力体积力和外部体积力。

排气系统中流体介质为混合气体, 其流动特征属于可压缩的牛顿流体。能量守恒定律是包含有热交换的流动系统必须满足的基本定律, 该定律表述为微元体中能量的增加率等于微元体中的净热流量加上体积力与表面力对微元体所做的功。能量守恒方程如式(2)所示。

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (2)$$

式中, c_p 为比定压热容; ϕ 为对流扩散物质函数, 例如温度、浓度; T 为温度; k 为流体的传热系数; S_T 为流体的内热源黏性耗散项。

流体热力学量之间的转化速度远高于流体流动的速度, 因此往往需要用流体的状态方程来建立有关热力学量之间的关系, 状态方程如式(3)所示。

$$\begin{cases} p = \rho R T \\ e = c_v T \end{cases} \quad (3)$$

式中, ρ 为介质的密度; R 为气体常数; c_v 为气体比定容热容。

Fluent 计算是基于有限体积法将所计算的区域离散成一系列控制体积, 控制体积用节点表示, 在该节点上对控制体积的控制方程进行积分来导出离散方程。该算法的核心是“猜测-修正”的过程, 也就是把由动量方程的离散形式所规定的压力与速度的关系代入连续方程的离散形式, 从而得到压力修正方程, 再由压力修正方程得到压力修正值, 根据修正后的压力场, 求得新的速度场, 检查速度场是否收敛。

1.4 边界条件

所有计算流体动力学(computational fluid dynamics, CFD)问题都要设置边界条件, 流场的解法不同, 对边界条件和初始条件的处理也不同。Fluent 中提供了四大类共数十种不同的边界条件。本模拟计算中涉及了湍流、传热等问题, 并且发动机排出的废气流速很高, 因此计算时进口边界条件采用质量入口(mass-flow-inlet), 出口边界采用自然外流出口(outflow)。文献[7]利用传递矩阵法, 建立了排气系统与发动机的联合模型, 得到了排气系统进口温度、质量流量等参数。当发动机标定转速为

6 000 r/min时, 排气温度为 1 273 K(1 000 °C), 排气质量流量为 235.88 kg/h。质量流量与速度流量转换如式(4)所示。

$$V = M/(\rho A) \quad (4)$$

式中, M 为质量流量; A 为管口的横截面积。

ATV 怠速时发动机转速为 1 200~1 400 r/min, 以 30~40 km/h 行驶时发动机转速为 2 600~2 800 r/min。由式(4)换算得, 怠速时排气系统进口的平均速度为 11.784 m/s, 30~40 km/h 行驶时进口的平均速度为 24.470 m/s。

1.5 仿真结果

在 Hypermesh 中进行网格画分, 网格数为 534 783。网格以 Cas 格式导出, 在 Fluent 中进行流场分析。排气系统材料为 Q235 结构钢, 传热系数为 40 W/(m² · K), 环境温度为 27 °C。怠速工况下排气管壁面温度从入口 593 °C 到消声器 187 °C。30~40 km/h 行驶时, 排气管系统壁面温度从入口 644 °C 到消声器壁面 263 °C。仿真分析云图如图 3 和图 4 所示。由温度云图可知, 排气系统的温度逐步降低。排气系统消声器结构的几何形状对结构的散热有较大影响, 优化方案选择该部分进行结构参数优化。



图3 怠速壁面温度分布图



图4 30~40 km/h 壁面温度分布图

2 试验验证

试验验证是为了验证有限元仿真数据与实际测试数据的吻合度, 为后期的结构优化奠定基础。试验方法采用的是热电偶法, 试验系统由 ATV、温度

测控表、温度传感器、热电阻贴等组成。温度测控表为上海五久自动化设备有限公司生产 CENTER-309 四通道温度测控表。首先将排气管从全地形车中取出,在排气管壁面上取 11 个测试点,将热电阻贴在测试点上,测试点布置如图 5、图 6 所示。让全地形车空挡运行到消声器各测试点温度不再上升,记录各点整个试验过程的最高温度,然后 ATV 以 30~40 km/h 的车速运行到排气系统各测试点温度不再上升,记录整个试验过程的最高温度,测控表示数如图 7 所示。图 8 所示为两种工况下试验温度图。30~40 km/h 的车速运行时,发动机转速高,气体流速大导致壁面温度相比怠速时有较大提高。将怠速时仿真数据与试验数据进行对比分析,图 9 结果表明排气系统壁面仿真温度趋势与试验测试温度趋势基本保持一致,仿真模型可以用于下一步结构优化工作。

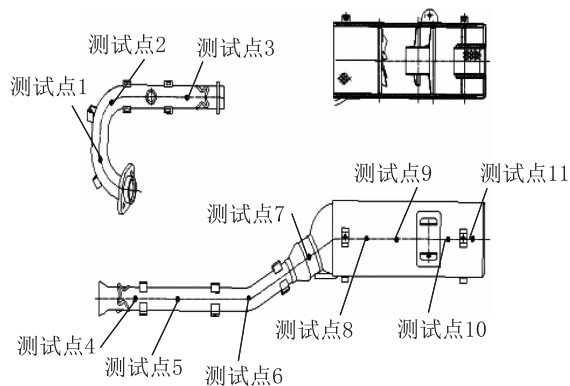


图 5 测试点分布图



图 6 试验测试点分布图



图 7 测控表示数图

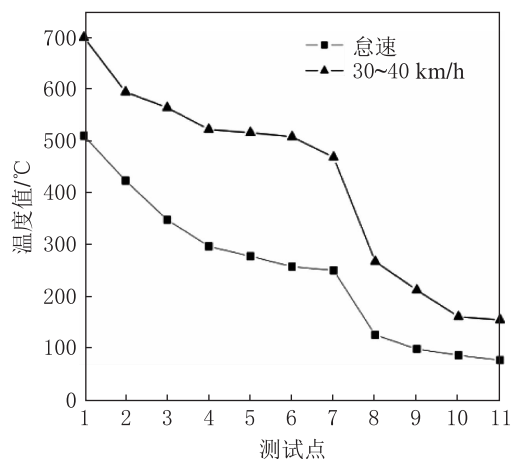


图 8 两种工况温度分布图

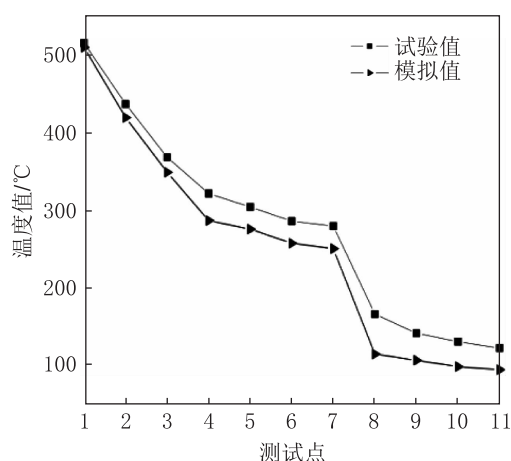


图 9 怠速工况仿真试验数据对比图

3 结构参数优化

结构优化是指通过改变零件的结构尺寸参数来使目标值满足试验要求的一种方法。优化设计通过某种特定算法^[8]能从众多的方案中找到最佳的设计方案。优化设计的数学模型包含 3 个要素,即设计变量、目标函数和约束条件。约束条件是对设计变量和其他性能的要求;目标函数要求最优的设计性能,是关于设计变量的函数。

排气系统消声器内部由多块隔热挡板组成,挡板将消声器内部分成多个腔室,高温气体经三元催化器转化后进入消声器。消声器内部结构比较复杂,结构的几何形状对结构的散热有较大影响。如图 10 所示,第一块扇形挡板离消声器前端的距离 A 将影响气体进入腔室的速度,多孔挡板孔的直径 B 将影响气体进入腔室的流量,消声器末端的圆角半径 C 的大小会影响排气系统对外的热辐射,因此将 A 、 B 、 C 作为设计变量。每个设计变量取 3 个水平,根据表 2 所确定的试验方案,在 UG 中调整结构参

数,使用 Fluent 对 13 种方案进行仿真,得到各方案壁面 11 个点的温度仿真值,如表 3 所示。仿真数据表明,参数 A 越小,散热效果越好,特别是当挡板离消声器前端距离为 115 mm 时,消声器壁面的温度比较低。选取 11 个点的平均温度为目标函数对排气系统进行参数优化。

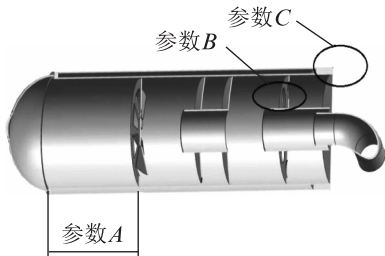


图 10 参数示意图

表 2 Box-Behnken 设计表

方案	变量 A/mm	变量 B/mm	变量 C/mm	响应值 R/℃
1	115	24	14	257.12
2	130	24	16	262.15
3	100	24	16	254.17
4	115	22	12	267.15
5	130	26	14	262.10
6	100	24	12	271.14
7	100	26	14	267.19
8	130	24	12	270.16
9	130	22	14	271.12
10	130	22	14	292.16
11	115	26	12	254.12
12	115	26	16	257.18
13	115	22	16	267.19

表 3 怠速各方案壁面温度仿真值

方案	温度/℃										
	点 1	点 2	点 3	点 4	点 5	点 6	点 7	点 8	点 9	点 10	点 11
1	521	427	339	337	294	271	245	119	92	84	73
2	519	429	353	343	290	265	247	112	94	82	75
3	523	434	364	353	291	261	267	115	97	80	78
4	526	427	357	351	285	258	269	121	103	92	83
5	527	419	363	359	288	252	241	126	105	93	85
6	518	402	369	353	291	257	240	123	95	91	70
7	515	407	347	332	294	259	251	130	104	81	76
8	524	423	349	327	297	268	255	132	94	89	77
9	521	402	343	337	283	266	259	136	97	86	79
10	516	397	340	329	279	263	239	135	94	83	80
11	509	412	342	339	295	251	236	123	98	86	82
12	512	419	339	331	297	253	237	126	99	81	84
13	513	422	335	329	284	267	234	124	102	85	86

3.1 响应面法

响应面法是指通过一系列确定性试验,用多项式函数来近似隐式极限状态函数。通过合理地选取试验点和迭代策略,来保证多项式函数能够在失效概率上收敛于真实的隐式极限状态函数的失效概率。采用响应面法进行多项式拟合,通常在设计变量的某一个范围内采用低阶多项式近似拟合。系统输入与响应^[9]的目标函数如式(5)所示。

$$\bar{y} = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i \varphi_i(x) \tag{5}$$

式中, $\varphi_i(x)$ 为基函数; β_i 为基函数系数; k 为基函数 $\varphi_i(x)$ 的个数。

采用 Design-Expert 软件对消声器结构的 3 个参数进行优化,通过 Box-Behnken 设计进行试验设计,该方法在保留对高阶响应面定义的基础上去掉部分试验点。三因素三水平的 Box-Behnken 设计样本采集方法是取 12 条边的中点及 1 个中心点来拟合二阶响应面,共 13 个样本点。消声器结构参数优化的试验表如表 3 所示。对模型进行极差方差分析,在极差方差分析模型中, F 代表整个拟合方程的显著性, P 值代表不拒绝原假设的程度,当 P 值小于 0.05 时,拒绝原假设值,表明模型拟合的精度比较高。由极差方差分析表 4 可知 P 值为 0.017 3(小于 0.05),拟合出壁面平均温度的多项表达式如公式(6)所示。

$$R_1 = 1\,426.422\,48 - 5.277\,02A - 68.124\,55B - 1.367\,50C - 0.217\,75AB + 0.046\,497A^2 + 1.866\,70B^2 \tag{6}$$

表 4 极差方差分析表

因子	方差	F 值	P 值
模型	177.84	6.79	0.017 3
A-A	65.84	2.51	0.164 0
B-B	406.55	15.52	0.007 6
C-C	59.84	2.28	0.181 5
AB	170.69	6.51	0.043 4
A ²	306.46	11.70	0.014 1
B ²	156.11	5.96	0.050 4

3.2 优化仿真分析

以排气系统壁面温度平均值最小为优化目标,求解后 6 种方案如表 5 所示。当扇形挡板离消声器前端的距离为 115.2 mm、隔板孔的直径为 24.97 mm、消声器末端圆角半径为 16.00 mm 时,壁面平均温度最小为 250.14 ℃。然后根据优化的参数在 Fluent 中进行

流场分析,与原方案进行对比。图 11 结果表明,通过结构优化,消声器处壁面 4 个测试点温度分别下降了 10.3%、11.5%、8.0%、10.4%。

表 5 优化方案

方案	变量 A/mm	变量 B/mm	变量 C/mm	响应值 R/℃
1	115.20	24.97	16	250.140
2	115.21	24.95	16	250.141
3	115.09	24.94	16	250.141
4	115.32	24.96	16	250.141
5	115.37	25.02	16	250.145
6	114.35	24.93	16	250.174

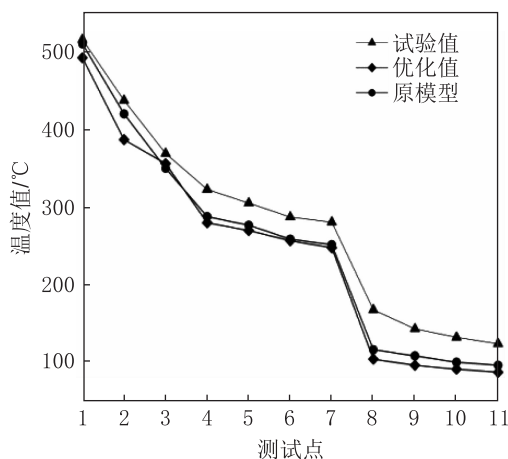


图 11 怠速各方案温度对比图

4 结论

(1) 消声器壁面温度分布与其结构参数有关,消声器末端圆角半径越大,热量向外扩散的速率越快,散热效果越好。

(2) 扇形挡板离消声器前端的距离与隔板孔的直径对消声器的散热效果的影响并不随着参数的增大而增强,散热效果与消声器内部零件位置分布有关。

(3) 数值分析方法与响应面法结合对 ATV 排气系统进行参数优化,能解决排气系统散热问题,重点关注的消声器处壁面温度明显下降,可为同类排气系统的开发和研究提供依据。

参考文献:

- [1] 吴飞,谢翌,邵万仁,等. 进气预旋对环形混合器混合排气系统气动热力性能的影响[J]. 航空动力学报,2015,30(4):901-909. WU F, XIE Y, SHAO W R, et al. Effect of inlet preswirl on the aerothermodynamic performance of splitter mixing exhaust system[J]. Journal of Aerospace Power,2015,30(4):901-909.
- [2] 刘胜吉,曾瑾瑾,韩维维,等. 基于 CFD 及稳流试验的柴油机进排气系统的性能[J]. 内燃机学报,2016,34(1):68-73. LIU S J, ZENG J J, HAN W W, et al. Intake and exhaust system performance of diesel engine based on CFD and steady flow test method[J]. Transactions of CSICE, 2016, 34(1): 68-73.
- [3] 徐斌,刘波,杨世春,等. 某型航空活塞发动机进排气系统优化分析[J]. 航空动力学报,2014,29(3):624-630. XUB, LIU B, YANG S C, et al. Optimization analysis of a aircraft piston engine intake and exhaust system[J]. Journal of Aerospace Power,2014,29(3):624-630.
- [4] MOSADEGH A, NIKRAZ H. Buried pipe response subjected to traffic load experimental and numerical investigations[J]. International Journal of GEOMATE,2017,39(13):1-8.
- [5] GHASEMI S E, RANJBAR A A, HOSSEINI M J. Experimental and numerical investigation of circular mini-channel heat sinks with various hydraulic diameter for electronic cooling application[J]. Microelectronics Reliability, 2017, 73(1):97-105.
- [6] HAMLAOUI N, AZZOUZ S, CHAOUI K, et al. Machining of tough polyethylene pipe material: surface roughness and cutting temperature optimization[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology,2017,92(5):2231-2245.
- [7] 李洪亮,王海洋,王务林. 汽车排气系统的流场分析与优化[J]. 汽车技术,2010(1):14-17. LI H L, WANG H Y, WANG W L. Flow field analysis and optimization of automotive exhaust system[J]. Automobile Technology,2010(1):14-17.
- [8] WANG W, GAO F, CHENG Y, et al. Multidisciplinary design optimization for front structure of an electric car body-in-white based on improved collaborative optimization method[J]. International Journal of Automotive Technology, 2017, 18(6): 1007-1015.
- [9] THIRUMAL P, AMIRTHAGADESWARAN K S, JAYABAL S. Optimization of IAQ characteristics of an air-conditioned car using GRA and RSM[J]. Journal of Mechanical Science & Technology,2014,28(5):1899-1907.