

某车型排气系统静力和模态分析

唐毅林^{1*}, 赵铁荣^{2#}, 张国顺², 龚运息²

¹中国重汽集团柳州运力专用汽车有限公司, 广西 柳州

²广西科技大学机械与汽车工程学院, 广西 柳州

收稿日期: 2022年3月23日; 录用日期: 2022年4月15日; 发布日期: 2022年4月24日

摘要

以某排气系统为研究对象, 通过CATIA和HyperMesh构建该模型和网格, 通过OptiStruct对其进行静力分析以确保结构强度; 再对该模型进行模态分析以确保该模型在怠速频率下不会发生共振。通过1G静力分析, 该排气系统的三个挂钩受力、位移均符合要求; 4G静力分析证明三个挂钩的应力、管道的焊缝应力符合要求。模态分析在怠速频率下未出现Z向弯曲模态。故该模型的结构强度和模态均符合要求。

关键词

排气系统, 静力分析, 模态分析

Static and Modal Analysis of Exhaust System of a Vehicle

Yilin Tang^{1*}, Tieqi Zhao^{2#}, Guoshun Zhang², Yunxi Gong²

¹SINOTRUK Liuzhou Yunli Special Vehicle Co., Ltd., Liuzhou Guangxi

²College of Mechanical and Automotive Engineering, Guangxi University of Science and Technology, Liuzhou Guangxi

Received: Mar. 23rd, 2022; accepted: Apr. 15th, 2022; published: Apr. 24th, 2022

Abstract

Taking an exhaust system as the research object, the model and grid are constructed through CATIA and HyperMesh, and the static analysis is carried out through OptiStruct to ensure the structural strength; then the modal analysis of the model is carried out to ensure that the model

*第一作者。

#通讯作者。

will not resonate at idle frequency. Through 1G static analysis, the stress and displacement of the three hooks of the exhaust system meet the requirements; 4G static analysis shows that the stress of the three hooks and the weld stress of the pipeline meet the requirements. In modal analysis, there is no Z-bending mode at idle frequency. Therefore, the structural strength and mode of the model meet the requirements.

Keywords

Exhaust System, Static Analysis, The Modal Analysis

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 汽车排气系统

汽车在行驶的过程中,在加速和减速的情况下会产生不同程度的载荷,当挂钩的刚度过低就会发生位移和断裂;当汽车处于启动和行挂挡时发动机由于空转会产怠速现象,引起共振从而影响悬挂胶的寿命。所以,测试、分析和优化汽车零件在极端条件下的受力情况以及减小汽车的行驶噪音是必不可少的工作[1]。

CAE (Computer Aided Engineering)通过对排气系统进行 NVH 性能分析,可以有效并快速地确定问题所在并进行优化。对排气系统的分析要首先验证其结构强度;再通过模态分析检验排气系统是否会在怠速情况下发生共振。

1.1. 排气系统的组成

排气系统大致按温度可以分为热端和冷端。其中,热端的由于主要其催化总成的作用,所以在汽车的日常行驶中热端的温度通常在 500℃~600℃;冷端的作用主要是消除噪音和排出废气,所以冷端尾管处温度通常在 200℃~300℃。

1.2. 排气系统的构建及简化

使用 CATIA 对排气系统模型进行构建。网格构建使用 HyperMesh 软件。为了提高计算精度,需要对排气系统的部分零件进行简化处理。在排气系统热端使用 RB3 模拟质心,再用 MASS 单元来替代热端催化器的质量;对螺孔进行 WASHER 以确保连接的准确性。用 RB2 刚性单元来模拟发动机与三元催化器、排气系统吊耳之间的刚性连接。用 SHELL 单元来连接冷端箱体、端盖和箱体上筋板。用 CBUSH 单元来模拟挂钩与挂钩之间的悬挂胶连接。由于安装于发动机排气歧管和消声器之间排气管上的排气波纹管有一定的质量并且自身拥有自由度,所以使用 1D-MASSSES 来模拟波纹管的质量[2]。网格单元尺寸为 5 mm,其中网格单元总数为 53663。

使用 SH409L 铝合金作为排气系统主副消声器、尾管等部件的材料。单元格式为 SHELL 壳单元,箱体厚度和排气管道厚度定义为 1.2 mm,左右端盖厚度 1.5 mm。Q235 用作法兰和挂钩的材料,单元格式为 SOLID 实体单元[3](见表 1)。挂钩与挂钩之间使用悬挂胶进行连接,其 Z 向刚度 10 N/mm, X 向刚度 3 N/mm。波纹管刚度参数值由供应商提供,质量为 0.6 kg;轴向刚度为 15 N/mm;径向刚度为 1.2 N/mm。

在对模型划分好的区域进行网格构建后,进行网格质量检测。使用 OptiStruct 对已形成网格的零件进行求解分析,可以模拟汽车在行驶过程排气系统的状态。

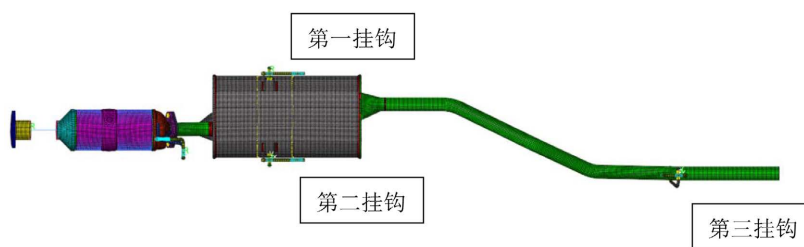
Table 1. Material data**表 1.** 材料数据

材料名称	弹性模量	泊松比	质量密度
SH409L	206 GPa	0.3	7750 kg/m ³
Q235	210 GPa	0.3	7850 kg/m ³

2. 排气系统的静力分析

由于排气系统的固定是依靠螺栓之间的吊耳进行固定的，所以有必要对排气系统进行 1G 和 4G 条件下的静力分析以确保排气系统的受力在允许的范围。需要对位于排气系统的四个挂钩进行测试，使其在 1G 静载工况下其性能满足各挂钩最大支反力 ≤ 50 N；最大位移 ≤ 5 mm；在 4G 冲击载荷下性能满足挂钩焊缝应力 < 150 Mpa；管壳焊缝应力 < 100 Mpa 要求。

排气系统上一共 3 个挂钩，如图 1 分布：

**Figure 1.** Hook distribution**图 1.** 挂钩分布

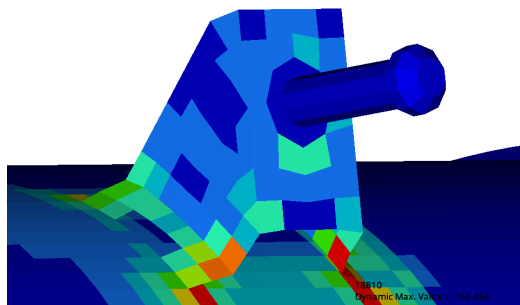
2.1. 排气系统的连接

第一挂钩和第二挂钩使用 CBUSH 来模拟挂钩、悬挂胶、螺栓之间的连接。螺栓和卡扣之间使用一圈 RB2 模拟刚性连接；卡扣和箱体之间使用 SHELL 方式进行连接。

第三挂钩使用 CBUSH 来模拟挂钩、悬挂胶、管道之间的连接；挂钩和管道之间采用 RB2 来模拟刚性连接。

2.2. 工况测试

在对该模型进行 4G 下的工况测试时，发现第一挂钩处的焊缝应力为 163.454 Mpa (见图 2)，大于规定值 150 Mpa。故对改处的挂钩进行优化。

**Figure 2.** Weld stress of the first hook**图 2.** 第一挂钩焊缝应力

2.3. 优化方案

根据剪切应力公式:

$$\tau = \frac{F_l}{A}$$

A 为焊缝横截面积, 增大横截面积可减小剪切应力, 故把卡扣和箱体之间的点焊变为全焊(见图 3 和图 4)。

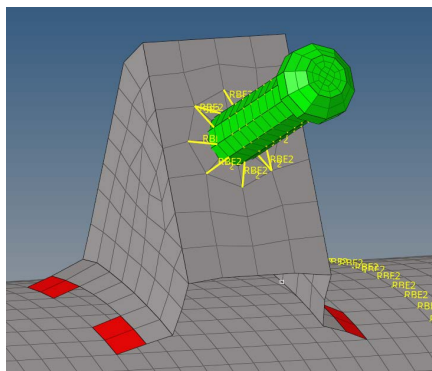


Figure 3. Before improvement

图 3. 改进前

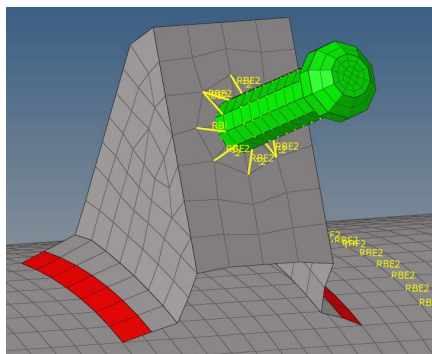


Figure 4. After improvement

图 4. 改进后

2.4. 1G 工况下的分析

排气系统的热端和冷端通过法兰进行刚性连接, 同时法兰也通过悬挂胶承连接车体; 箱体上的两个卡扣和螺栓、排气管道上的螺栓也通过悬挂胶和车体进行固定。对其进行预载力分析以确保挂钩在该位置不会发生断裂。

优化后的排气系统的应力分析如下图所示, 其中第一挂钩的支反力为 38.474 N; 第二挂钩的支反力为 31.950 N, 两个挂钩的支反力分布较为均匀。其中, 由于第三挂钩距冷端距离较远, 其支反力只有 16.633 N。三个挂钩的支反力都小于规定的 50 N, 故符合要求(见图 5)。

对此排气系统的位移进行分析。第一挂钩的位移为 3.867 mm, 第二挂钩的位移为 3.191 mm, 第三挂钩的位移为 1.609 mm (见图 6)。系统的最大位移 4.074 mm 位于箱体前端盖出, 均小于规定值的 5 mm (见图 7)。

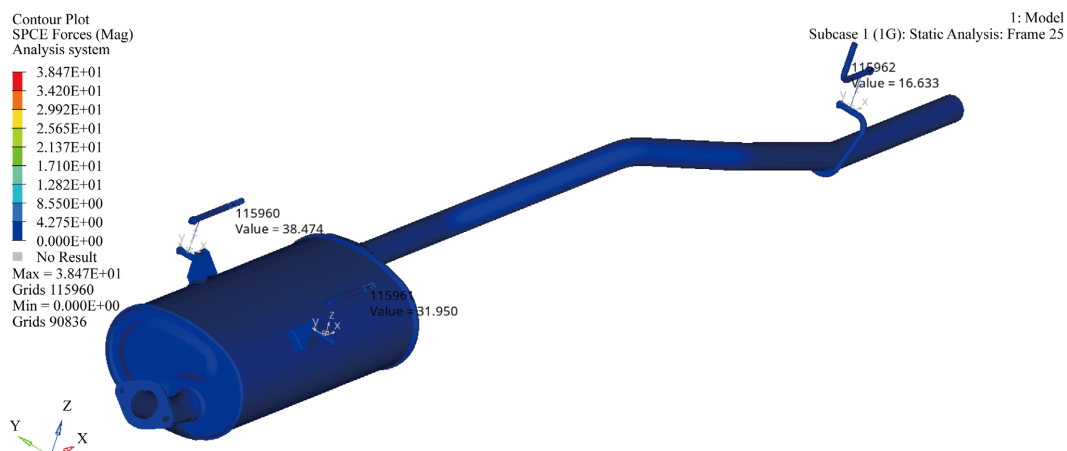


Figure 5. Stress nephogram of hook
图 5. 挂钩应力云图

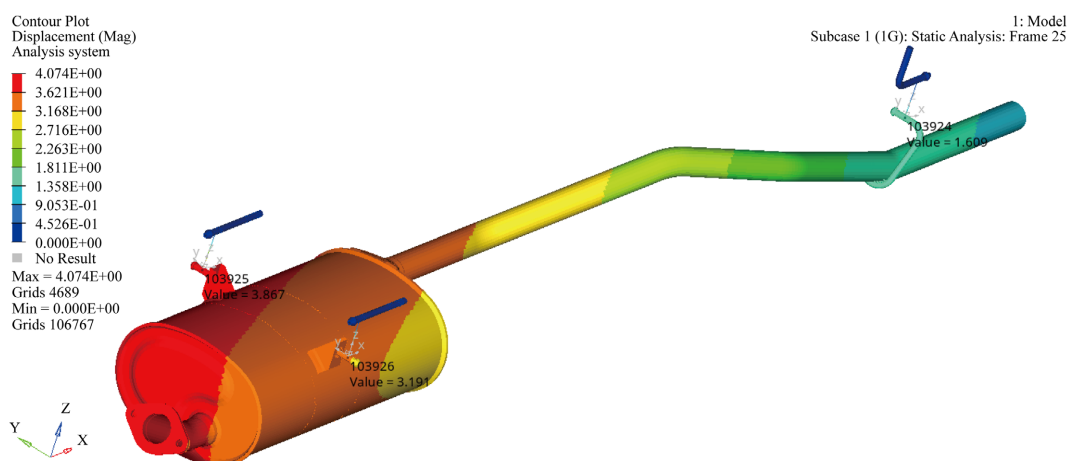


Figure 6. Cloud diagram of hook displacement
图 6. 挂钩位移云图

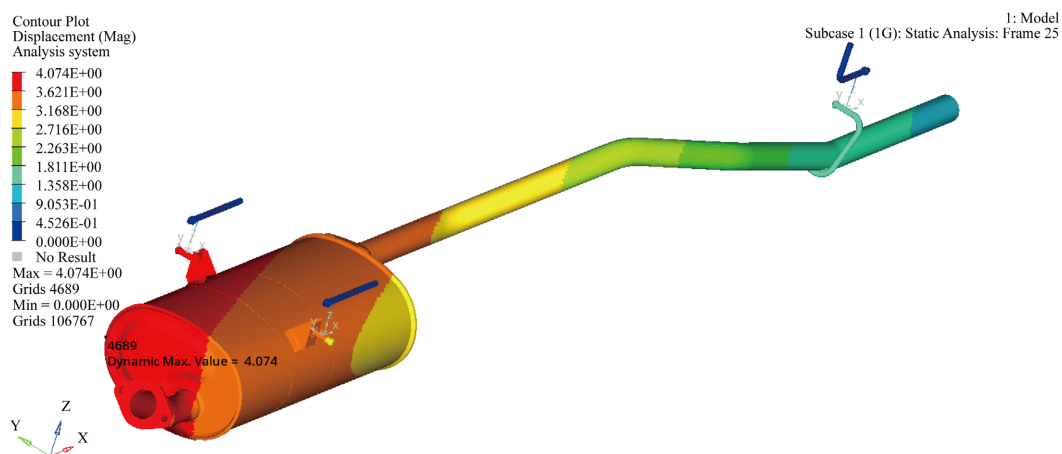


Figure 7. Cloud diagram of system displacement
图 7. 系统位移云图

故该系统的 1G 静力分析符合安全要求。

1G 静力分析主要分析系统在静置情况下挂钩各的受力和位移,防止系统失衡。该系统最大支反力在第一挂钩处为 38.474 N; 最大位移 4.074 mm 位于箱体前端盖出。故此系统在静置情况无失衡。

2.5. 4G 工况下的分析

传统的化油器式发动机有五大基本工况,分别是:怠速、小负荷、中等负荷、大负荷(全负荷),加速工况。由于加速和减速工况会造成冲击载荷,此时如果挂钩由于刚度系数较低在冲击载荷下产生过大的位移甚至断裂,将会造成严重的安全事故。其中 4G 静力分析主要研究排气系统在发动机在垂向颠簸路段下的一个极限工况,等效为测试其在 Z 向加速度最大的工况[4]。

对该模型进行 4G 静力分析分析:第一挂钩所受的应力为 99.933 Mpa (见图 8), 相较优化前减少了 63.521 Mpa, 小于极限应力 150 Mpa, 符合要求。第二挂钩的应力大小为 85.088 Mpa (见图 9); 第三挂钩的应力为 22.368 Mpa (见图 10)。均小于极限应力 150 Mpa, 符合要求。

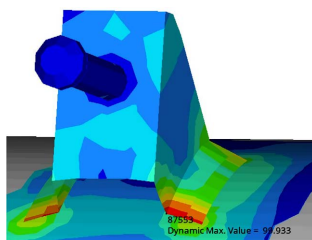


Figure 8. Stress of the first hook
图 8. 第一挂钩应力

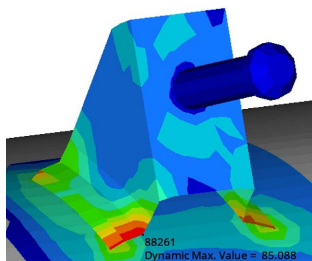


Figure 9. Stress of the second hook
图 9. 第二挂钩应力

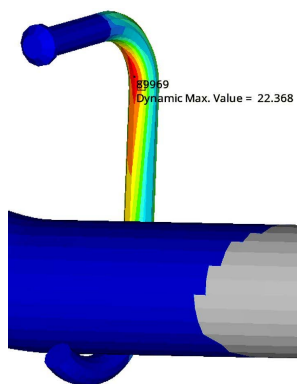


Figure 10. Stress of the third hook
图 10. 第三挂钩应力

管壳焊缝应力如下云图所示, 其中第一处焊缝的最大应力为 1.075 Mpa; 第二处焊缝的最大应力为 10.683 Mpa; 第三处焊缝的最大应力为 1.610 Mpa; 第四处焊缝的最大应力为 5.403 Mpa。均小于规定值 100 Mpa。

其中, 各焊缝所对应各自应力见图 11。

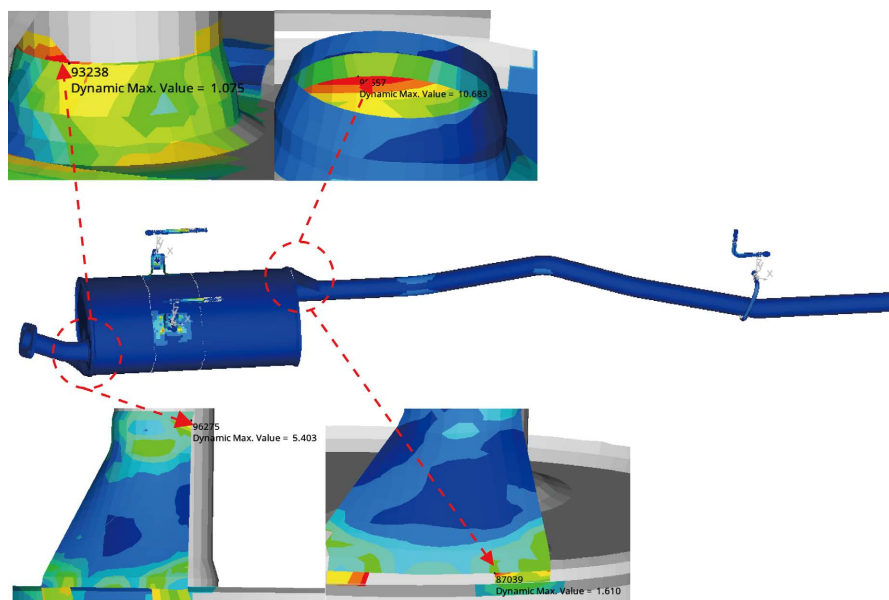


Figure 11. Stress cloud of weld seams
图 11. 焊缝应力云图

4G 静力分析主要验证系统在冲击载荷下挂钩的应力和管壳焊缝应力, 即当汽车在颠簸路面行驶时受到的载荷会数倍于重力载荷。该系统在 4G 静力分析下, 最大挂钩应力为第一挂钩 99.933 Mpa; 焊缝的最大应力在第四处焊缝为 5.403 Mpa。均在安全范围内。

3. 排气系统的模态分析

在对模型 1G、4G 进行静力分析后, 该模型的结构强度符合要求。由于汽车发动机在启动、行车挂挡时会发生怠速的现象, 此时发动机会因为空转而发生严重抖动, 导致损坏发动机部件。模态分析主要验证该模型在怠速频率之内没有 Z 向弯曲模态。

由于排气系统中的动力总成和悬置所具有动态特性会影响车辆的 NVH 性能, 所以要对其进行优化。首先通过动力总成质心坐标确定质心位置, 输入质量、确定惯性矩阵; 再确立左、右、后悬置的坐标以及各个方向的刚度值。简化后的动力总成和悬置如图 12 所示[5]。

3.1. 模态分析的基本理论

一个多自由度系统的运动微分方程为:

$$M\ddot{\delta} + C\dot{\delta} + K\delta = 0$$

由于该模型系统中的阻尼对模态分析的影响很小, 所以在进行模态分析时不考虑阻尼对模型的影响, 则使用无阻尼自由振动方程:

$$M\ddot{\delta} + K\delta = 0$$

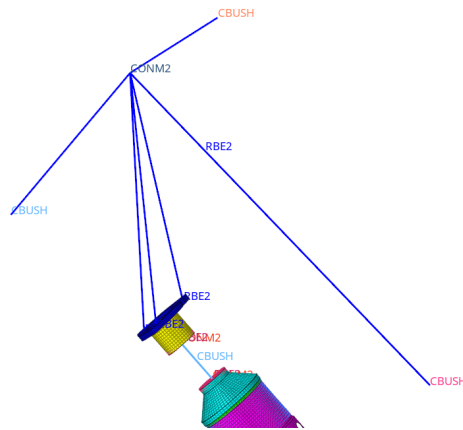


Figure 12. Simplified power train and mount
图 12. 简化后的动力总成和悬置

3.2. 排气系统的模态分析

由于该排气系统为 4 缸 4 冲程发动机，其怠速频率为 750 ± 50 r/min，最大转速 6000 r/min，通过发动机激励频率计算公式：

$$f = \frac{2ns}{60S}$$

其中： f 为激励频率， n 为发动机转速， s 为气缸数， S 为发动机冲程数。计算可知怠速时的频率为 23.33~26.67 Hz，主要观察这个频率内是否会出现 Z 向弯曲模态。

通过数据可知，系统约束模态在怠速频率 23.33~26.67 Hz 附近的模态有 7、8 两个模态，其中第 7 模态为一阶 Y 向弯曲模态；第 8 模态为二阶 X 向扭转模态。两个模态均未出现 Z 向弯曲模态，即在汽车发动机低转速时均不会发生共振[6] (见表 2)。

Table 2. Modal distribution of exhaust system at each order within 0~200 Hz

表 2. 排气系统在 0~200 Hz 内各阶模态分布表

阶次	频率	模态振型
1	4.58	Y 向摆动
2	6.83	一阶 Z 向扭转模态
3	9.31	一阶 X 向扭转模态
4	11.89	X 向摆动
5	12.91	一阶 Y 向扭转模态
6	16.96	一阶 X 向弯曲模态
7	27.90	一阶 Y 向弯曲模态
8	33.33	二阶 X 向扭转模态
9	66.89	二阶 Z 向弯曲模态
10	82.86	二阶 Y 向弯曲模态
11	120.78	尾管局部模态
12	124.35	尾管绕 X 向扭转模态

4. 结论

使用 CATIA 建模和 HyperMesh 构建网格, 对某排气系统进行了 1G、4G 的静力分析和约束模态分析。经过改进和分析均使其满足需求。

1G、4G 的静力分析主要论证系统的整体强度。1G 静力分析中, 一二挂钩的受力较为均匀, 第三挂钩由于距离较远所以受力较小, 可以通过改变位置使其受力均匀; 在 4G 分析中, 对应力过大以及仍要减小其应力的焊缝, 可以通过增加焊接、增加壁厚的方式提高焊缝强度。

在模态的分析中, 该模型在怠速频率内没有 Z 向弯曲模态, 所以不会产生共振破坏排气系统结构。但由于汽车在行驶过程中会由于路面颠簸而产生振动, 并且振动会通过排气系统的挂钩而传递到车内, 从而影响整车的 NVH 性能。所以后续可以通过研究该系统的挂钩动刚度来调整挂钩位置, 并对改进后的模型进行静力分析和模态分析来提高整车的性能。

基金项目

柳州市科技计划项目《智能化农牧物流车辆关键技术研究与新产品开发》(2021AAA0115)。

参考文献

- [1] 玄东哲, 朴燕姬, 王德超. 汽车排气系统的模态和静力计算的综合分析[J]. 武汉理工大学学报, 2021, 43(2): 23-27.
- [2] 杨万里, 陈燕, 邓小龙. 乘用车排气系统模态分析数值模型研究[J]. 三峡大学学报(自然科学版), 2005(4): 345-347.
- [3] 孙颖, 钟礼君, 孙荣敏. 某车型排气系统的结构分析[J]. 轻工科技, 2017, 33(3): 63-64+104.
- [4] 雷刚, 胡鹏, 刘圣坤. 汽车排气系统模态分析及挂钩位置优化[J]. 内燃机工程, 2014, 35(2): 102-106.
<https://doi.org/10.13949/j.cnki.nrjgc.2014.02.006>
- [5] 杨迪新, 周林, 马果, 谢文奇, 黄立奇. 某汽车排气系统悬挂位置设计与吊钩优化[J]. 装备制造技术, 2017(6): 22-25+33.
- [6] 李祖业, 谢华林, 龚运息, 杨迪新. 某型汽车排气系统的模态分析[J]. 装备制造技术, 2021(2): 97-99+103.