
15 吨重型汽车排气系统设计

摘 要

我国 2021 年汽车保有量已经达到 3.95 亿辆, 汽车已经成为人们日常生活中最常见的交通工具。但汽车污染也随之影响着人们的生活, 其中汽车的尾气对环境的污染日益突出, 汽车噪声也影响着人们的居住环境, 所以改进汽车排气系统在汽车研究中逐渐受到人们的关注。为了使汽车排出的废气和噪声减小, 我们需要选择设计合适的汽车排气系统。

在本文中, 我通过全面的分析汽车排气系统, 计算出了该排气系统的整体布置以及简单的性能要求, 同时也粗略的研究了排气系统和消音器的设计方法。并建立了排气系统三维模型。经过总结得出了消声器的设计开发流程, 该设计为以后消声器的设计与性能分析提供了一定的依据。

关键词: 汽车排气系统, 声学分析, 噪声控制, 消声器设计, 三维建模

目 录

前 言	5
第 1 章 绪论	6
1.1 汽车发动机排气系统的发展	6
1.2 国外研究概况	6
1.3 国内研究概况	7
1.4 课题研究意义	8
1.5 本章小结	8
第 2 章 排气系统及振动的理论分析	9
2.1 排气系统的设计要求	9
2.1.1 排气歧管	10
2.1.2 消声器	10
2.1.3 排气尾管	10
2.2 有限元分析简介	10
2.3 模态基本理论	11
2.4 基于振动传递函数的排气系统悬挂点位置优化的基本理论	13
2.5 本章小结	15
第 3 章 排气系统的设计	16
3.1 排气歧管的设计	16
3.1.1 排气歧管的布置	16

3.1.2 排气歧管直径的确定	17
3.1.3 确定各缸排气歧管长度	17
3.1.4 排气歧管的材料	18
3.2 消声器	18
3.2.1 消声器的结构形式	18
3.2.2 消声器容积的确定	19
3.2.3 消声器进口直径	19
3.2.4 消声器直径	20
3.2.5 消声器长度	21
3.2.6 消声器的材料	20
3.3 排气管	21
3.4 本章小结	21
第 4 章 排气系统的建模	22
4.1 排气歧管的建模	22
4.2 消声器建模	23
4.3 法兰的建模	25
4.4 排气吊挂的建模	26
4.5 橡胶悬挂建模	26
4.6 本章小结	27
第 5 章 排气系统的隔振设计	28
5.1 排气系统的有限元分析	28

5.2 排气系统的模态分析	28
5.2.1 试验原理与测试系统.....	28
5.2.2 激振点的布置及拾振点的选择	29
5.2.3 试验结果.....	31
5.3 振动原因分析及隔振设计	30
5.3.1 原因分析.....	30
5.3.2 排气系统的优化	30
5.4 排气系统悬挂位置的选择	31
5.5 本章小结	32
结 论	33

前 言

从二十世纪九十年代开始，随着人们生活水平的提升，汽车保有量也得到飞速提升，汽车排气污染和噪声污染已经成为城市空气及人们生活环境质量下降的主要原因，环境保护的呼声越来越高，随着北方城市雾霾天气的日益严重化，节能减排已经纳入国家政策发展建设的重点问题。治理汽车排气污染迫在眉睫，汽车污染的来源主要是噪声污染和尾气污染。所以汽车的排放成为很多国家进入市场的先决条件，而石油资源的枯竭也决定了汽车向低排量型号的转变。到现在，国内很多汽车厂家都没有一套完整的汽车排气管设计方案用于控制尾气的排放，国内的排气系统市场也几乎被外国供应商所占据。尤其是重型大排量的汽车的排放及噪声相比小型汽车较高。所以，改进及研发重型汽车的排气系统便成了主要问题。本设计通过对康明斯 QSB6.7-C260 六缸发动机排气系统的设计，叙述了排气系统的组成，以及各组件的设计和有限元分析，通过三维建模的方式对排气系统总体构造进行了表述。

第 1 章 绪论

1.1 汽车发动机排气系统的发展

一开始的汽车排气系统只有一个让气体排入大气的孔，后来人们为了使伴随尾气排出的火焰导向地面，才加装了一根引导排气的管道，这便是最初的排气管模型。

由于现在人们对环境的重视，环保法规对车辆排污的标准也日益严格，无论汽车在低速行驶、高速行驶或怠速多种工况下，都要求达到排放的标准，在这个严苛的排放要求下，为了使性能和排放达到平衡，人们便加装了催化转换器。催化转换器的设计中用的最多的原料就是贵金属，为了节约成本，后来人们改进成了三元催化转化器。为了使催化转换器的催化剂性能快速达到工作温度，人们把它从中部转移到了排气歧管的后面。

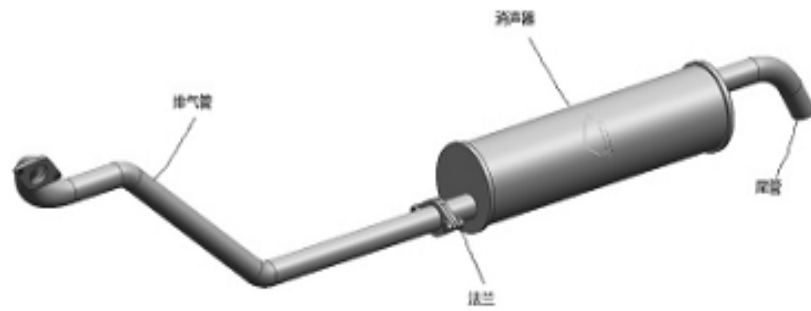


图 2-1 排气系统组成图

1.2 国外研究概况

早在 20 世纪 40 年代，世界上的各汽车大国就开始关注汽车的排放问题。很早以前国外所采用边界元法就可准确地确定排气系统的四级参数，并且已经将非平均流动对声传播的影响考虑在内。随着计算机的高速发展，相应的软件在汽车上的技术也得到了广泛的运用，其中包括对排气系统外部环境的模拟、排气系统、形状和温度场等的计算及分析。

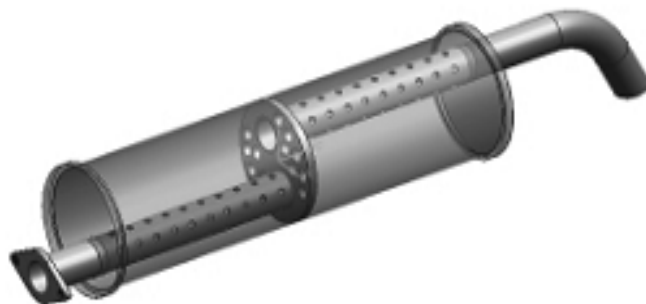


图 2-2 消声器结构简图

到了 90 年代，有限元方法的问世使振动辐射声数值分析法的发展也得到迅速的发展。

消声器材料在国外也有很长的研究史。将铁、铬、钛等不锈钢用于排气系统的制造方法被美国在上世纪 70 年代运用，日本则在上世纪 80 年代制定了全新的排气标准，再次推动了人们在排气系统中使用三元催化转换器的进程，并且使得铁、铬、钛等不锈钢在排气系统中得到广泛应用。20 世纪 90 年代，美国科学家为了增强不锈钢的抗氧化性，在铁素体不锈钢中添加 Nb 和 MO 气系统,使之广泛用于排气系统。

1.3 国内研究概况

1979 政府制定了相关法规（GB1495-79、1496-79)控制汽车噪声排气污染。发动机主要有单、双排气系统。直列排布的发动机主要用单排气系统，V 型排布的发动机用双排气系统。由于铸铁具有生产工艺简单，成本低等特点，所以在排气歧管的铸造上得到广泛的运用。近年来，不锈钢和各种铝合金材料随着合金材料的种类和性能越来越多都被广泛用于排气歧管的生产。

我国的汽车行业发展较晚，所以在排气系统的研究和发展也与国外有很大差距，但随着工业的飞速展我们还是取得了很多的进步，近几年由于人们对汽车 NVH（噪声、振动与声振粗糙度）的重视，使汽车排气系统的振动研究有了很大的突破。其中王继先等人对内燃机排气系统振动特性进行了分析，并建立有限元分析模型，除此之外刘名等人进行了排气系统的振动分析以及悬挂点位置的优化，还通过有限元分析的方法找到排气系统的固定频率，然得到吊挂悬挂位置对排气系统固有频率的影响进行了综合分析。

1.4 课题研究意义

发动机的重要组成部分是汽车排气系统，排气系统包括振动、声学、耐久性以及热排放等多种重要特性；其中振动的设计和布局对排气系统最重要。排气系统与车身的连接方式是：其中一端与发动机通过排气歧管相连，另一端则通过吊钩与汽车底盘相连。

当车轮与路面发生激励，排气系统便产生了振源，该振源便会使车身发生振动。柔性节（波纹管）主要起到振动的隔振作用。近几年，随着人们对汽车的舒适性要求越来越高，汽车厂商也越来越重视对汽车振动和噪声控制的研究。

发动机的泵气损失及排放受到排气系统设计的影响，设计好的排气系统可以达到减轻环境污染效果，因此，它的设计水平直接影响到汽车的动力性、舒适性及安全性能。通过对排气系统振动的研究，选择出正确的悬挂点布置位置，可以有效地降低排气管的振动传递到车身。在汽车的使用中，排气系统面临的主要问题是：振动使排气管件疲劳破坏，排气泄露源于管道连接部件破裂，排气系统的振动会产生噪声辐射，振动使排气系统悬挂脱落等。因而，为了解决了排气系统存在的实际问题和提升整车 NVH 性能，对发动机的排气及振动系统进行研究便具有了深刻的意义。

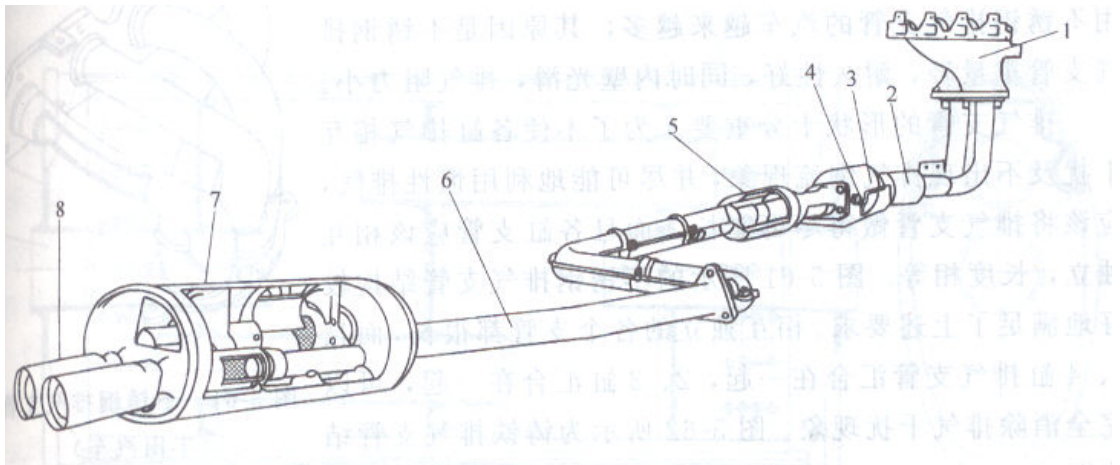
1.5 本章小结

本章主要由排气系统的发展历史及背景引导出了排气系统的国内外发展状况，并根据这些内容，讲述了本课题的研究意义。确定了本课题的主要内容包括：基于康明斯 QSB6.7-C260 六缸发动机设计排气系统并进行建模，再由模型进行隔振设计及分析。

第 2 章 排气系统分析

2.1 排气系统的整体排布

排气系统主要是由排气歧管、消声器、催化反应器、排气管路、传感器组成。如图 2-1 所示。



1-排气歧管 2-前排气管 3-催还转换器 4-温度传感器 5-副消声器 6-排气管
7-主消声器 8-排气尾管

图 2-1 排气系统的布置

2.1.1 排气歧管

排气歧管是排气系统重要组成部分，他直接与发动机相连，其设计要求主要依据发动机的主要参数，本设计中将采用表 2-2 的发动机型号进行设计。排气歧管可以把各缸所排出的废气汇集到排气总管。为了使废气降到最低，设计排气歧管时因注意：

(1) 为了减少排气流动的阻力，应尽量避免支管急转弯，保持内表面光滑平整；各缸分开排气，避免发生气波的干涉。

(2) 在汽车的行驶过程中，各缸的排气歧管温度较高，当高温气体流过管道时，排气歧管可能会发生塑化或则变形。所以在对它进行设计的过程中我们应该考虑结构是否合理，对大型多缸的发动机，应采用某几个缸用一个排气管。

表 2-2 发动机原始参数

型号	康明斯 QSB6.7-C260
结构形式	电控共轨、电喷、增压中冷、四冲程、 水冷、直列
缸径×冲程	126×130 mm×mm
点火顺序	1-5-3-6-2-4
排量	9.7L
压缩比	17.5
标定功率/转速	198kw/2200r/min
最大扭矩/转速	1150N·m/1100r/min
最低耗油率	188g/kw·h
整车排放	欧III

2.1.2 消声器

排气系统消声器既能让发动机排出的气流通过，又能减少气流噪声。消声器在设计过程中还应满足以下需求：

- 1、 在合理选择频率后达到较好的消声效果并达到较小的阻力损失；
- 2、 消声的效果要好，功率的损失要小；

3、 消声器的结构应该简单合理、坚固耐用并且体积要小。

圆柱形的消声器可以很好地减小气流振动，减小气流通过时的噪声，在高档客车的设计中，通常采用双壁消声器，它的消声效果更好。由于消声器长期暴露在空气中，所以在材质的选择上应该选择具有较高腐蚀性的材料。优先考虑中碳钢和不锈钢。

2.1.3 排气尾管

排气尾管的设计应保证气体排出时不吹到汽车车身上，所以一般采用鸭嘴型或者向下开 45 度的斜口，除此之外还应该保证在整车布置中美观大方。

2.2 有限元分析简介

汽车在实际运行时处于各种复杂的工况下运行，排气管道也承受着各种频率气流和不同温度气流的影响，因此再设计是对排气系统进行相应的模态设计分析便显得尤为重要。

随着现代工业、生产技术、计算机技术的迅速发展，在工程领域中，有限元法可以将数学方程转化为近似的数字式图象。

以下几个步骤为排气系统静力学分析的过程：

- ① 导入模型
- ② 定义材料属性
- ③ 划分网格
- ④ 施加载荷
- ⑤ 求解和分析结果

2.3 模态分析基本理论

排气系统动力学计算的主要方式就是对它进行模态分析。为了对测试得到的力输入动力响应输出进行辨别，可以对排气系统进行结构施压。通过模态测试可以得到排气系统的固有频率、振型等参数。在模态测试的过程中，我们可以对模型结构施加激励，然后得到力的输入和动态响应进行辨别，最终得到结构系统的固有频率，阻尼比和振型等模态数据。

对于机械结构系统的任意 n 自由度线性，都具有如下形式的动力学方程：

$$M \ddot{x}(t) + C \dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (2-1)$$

式中： M ， C ， K —质量、阻尼、刚度矩阵； $f(t)$ ——外激励向量； $x(t)$ ——位移响应向量。

式（1）的拉氏变换为：

$$(s^2 M + sC + K)X(s) = F(s) \quad (2-2)$$

系统的响应记为：

$$X(s) = (s^2 M + sC + K)^{-1} F(s) = H(s)F(s) \quad (2-3)$$

式中： $H(s)$ —位移传递函数矩阵。通过模态理论，这个传递函数可以表达为：

$$H(s) = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\varphi_i \varphi_i^T}{m_i (s - s_i)} + \frac{\varphi_i'' \varphi_i''^T}{m_i'' (s - s_i'')} \right| \quad (2-4)$$

上面工式为对称矩阵，第 l 行到第 p 列元素可表示为：

$$H(s) = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\varphi_{li} \varphi_{pi}}{m_i (s - s_i)} + \frac{\varphi_{li}'' \varphi_{pi}''}{m_i'' (s - s_i'')} \right| \quad (2-5)$$

式中： φ_{li} 和 φ_{pi} 第 n 阶振型中的第 l 行第 p 列的元素； $\varphi_{li}^* - \varphi_{li}$ 的共轭；频率 s_i —和模态刚度 k_i 与模态质量 m_i 之比相等。

通过计算某一点的激励振动后的传递函数，可以得到相对应的动态响应，因而求得上述传递函数中的随意一行或任一—列元素，其中各阶模态参数（固有频率、刚度、质量、阻尼比、主振型系数）可以通过辨识及拟合的方法来确定。

如何求解无阻尼线弹性结构振动方程是典型的广义特征值问题之一，但是目前针对该类问题有多种的求解方法。在大多数的结构动力特性分析过程中，采用 Block Lanczos 法、Subspace 法、Power Dynamics 法和 Reduced 法等。

(1) Block Lanczos 法主要是采用 Subspace 算法，用稀疏矩阵来求解广义特征值。此方法计算准确，计算速度比 Subspace 法快。该方法主要使用在查找某个指定系统的特征值谱中给定范围内的固有频率，因而在对工程分析中常用来提取大模型有对称结构特征值的多阶模态。

(2) 在精度要求高且难以选择主自由度的情况的时候，Subspace 法便可以用 Jacobi 迭代算法进行求解。因为在计算中采用刚度和质量矩阵，所以计算精度高，可计算速度慢。

(3) Power Dynamics 法使用前置条件共轭梯度法(Pre-condition CG)求解。该方法用于解答自由度数 100000 阶以上的大模型工程问题的起始少数阶模态。

(4) Reduced 法采用 HBI (Householder - Bisection - Inverse) 迭代来计算特征值和特征向量。

2.4 基于排气系统振动传递函数的悬挂点位置优化的基本原理

由于排气系统结构的动态性能同其模态参数是直接相联的，所以人们可以通过合理选择悬挂位置来有效降低由动力总成向车身的振动传递。另外，

因为排气系统的所受到的激励频率段是固定，所以我们可以很容易的通过它来确实排气系统悬挂吊环的位置。

当忽视了阻尼的影响，排气系统在激振力的影响下振动微分方程为：

$$M \ddot{X} + KX = \{F\}e^{j\omega t} \quad (2-6)$$

式中：M为排气系统的质量矩阵；X为排气系统的响应位移矩阵；K为排气系统的刚度矩阵； $\{F\}e^{j\omega t}$ 为排气系统受到的激振力； $\{F\}$ 为排气系统的激振力幅值的矩阵； ω 为排气系统的激振力频率。其各个模态坐标的通解为：

$$q_i = \frac{A^{(i)T} \{F\}}{k_{pi} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{ni}^2}\right)} e^{j\omega t} \quad i=1,2,\dots,n \quad (2-7)$$

式中： q_i 是排气系统第i阶模态的坐标； $A^{(i)}$ 是排气系统第i阶模态的向量； k_{pi} 是排气系统第i阶模态刚度； ω_{ni} 是排气系统第i阶模态的频率。运用模态振型矩阵作坐标变换后，可得到排气系统位移响应的模态表达式为：

$$X = \sum_{i=1}^n q_i A^{(i)} = \sum_{i=1}^n \frac{A^{(i)T} \{F\} A^{(i)}}{k_{pi} \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{ni}^2}\right)} e^{j\omega t} \quad i=1,2,3,\dots,n \quad (2-8)$$

由式(2-7)和(2-8)式可以得到排气系统的振动位移响应：X受激振力的频率和幅值影响，是各阶纯模态运动的线性结合， q_i 证明了第i阶模态向量 $A^{(i)}$ 对其贡献量大小。当排气系统受到来自发动机曲轴的m个不同频率的单位扭矩影响时位移响应表达式为：

$$X_u = \sum_{i=1}^n q_i A^{(i)} = \sum_{i=1}^n \frac{A^{(i)T} A^{(i)}}{k_{pi} \left(1 - \frac{\omega_k^2}{\omega_{ni}^2}\right)} e^{j\omega_k t}$$

$$i=1,2,3,\dots,n; k=1,2,3,\dots,m \quad (2-9)$$

式中： X_u 为发动机在单位扭矩的激励下排气系统所产生的响应位移矩阵； ω_k 为第k个发动机单位扭矩激励的频率。式（2-9）为在频率为 ω_k 的发动机的单位扭矩载荷的作用下排气系统的振动位移响应，定义式（2-9）为发动机扭矩的激励到排气系统各点的振动传递函数，它表征发动机扭矩激励与排气系统各点振动的传递关系，可以作为动力总成和排气组成系统的固有特性。它由系统的结构和参数决定。对动力总成和排气组成的线性系统，若发动机工作在稳态工况，则排气系统各点的位移响应与 X_u 保持比例关系，即在发动机单位扭矩激励下振动位移 X_u 越大的点，在稳态激励 $\{F\}e^{j\omega t}$ 作用下的振动位移 $\{F\}_c \times X_u$ 也越大，其中 $\{F\}_c$ 为发动机稳态扭矩激励的幅值。由式（2-9）可以推导出发动机在m个不同频率的单位扭矩作用下排气系统各点产生的总相对位移响应 X_T 的表达式：

$$X_T = \sum_{k=1}^m \left(\sum_{i=1}^n q_i A^{(i)} \right) = \sum_{k=1}^m \left(\sum_{i=1}^n \frac{A^{(i)T} A^{(i)}}{k_{pi} \left(1 - \frac{\omega_k^2}{\omega_{ni}^2} \right)} e^{j\omega_k t} \right)$$

$$i=1,2,3,\dots,n; k=1,2,3,\dots,m \quad (2-10)$$

由式（2-10）可知：

排气系统总相对位移响应 X_T 为各阶主模态 $A^{(i)}$ 按照一定比例线性叠加，各阶模态对其贡献的大小受到各阶模态参与因子即模态坐标 q_i 的大小的影响。

当发动机激励幅值为常量时，排气系统各点的振动位移响应正比于 X_T ，总相对位移响应 X_T 越低，发动机激励引起该点的振动越小，该点对车身振动影响就越不显著。传统的汽车在怠速工况时发动机输出的扭矩为等幅值，属于一种稳态激励，而混合动力车辆常常在驻车充电时发动机处于稳态运转工况，为了减少发动机动力总成振动向车身额传递，我们

将排气系统悬挂点位置布置在总相对位移响应 X_T 值较小的地方, 能降低排气系统在汽车怠速或驻车充电时的总体振动水平。

若动力总成参数和曲轴方向发生了变化, q_i 和 $A^{(i)}$ 也随之改变, 导致总相对位移响应 X_T 变化, 对应的悬挂点位置也要发生改变, 因此在基于振动传递函数的排气系统悬挂点位置布置中, 发动机激励、动力总成与排气系统的模态参与因子和模态振型共同确定悬挂点位置。

2.5 本章小结

这一章我们主要对排气系统设计及排气系统隔振隔振设计进行了理论分析。简要描述了排气系统的排气歧管、排气管、消声器的设计要点和注意事项; 隔振设计分析中主要介绍了振动的来源, 本设计中的要点(主要是悬挂点的设计)和有限元分析的介绍及重要性, 最后总结了振动的理论公式及推导过程。

第 3 章 排气系统的设计

3.1 排气歧管的设计

排气歧管的设计主要包括：排气歧管形式的布置、直径 d_p 和各缸排气歧管长度 L_i 的确定。

3.1.1 排气歧管的布置

以上内容仅为本文档的试下载部分,为可阅读页数的一半内容。
如要下载或阅读全文,请访问:

<https://d.book118.com/767046140016006155>