

基于 OptiStruct 的某车型空滤器装置分析

盾安环境技术有限公司 蔡培裕 张克鹏

在某车型空滤器装置设计开发过程中，利用 CATIA 建立了该装置的几何模型，使用 HyperWorks 平台有限元前处理软件 HyperMesh 建立该装置的有限元模型。在有限元模型基础上，利用 OptiStruct 求解器对空滤器装置进行了模态和冲击强度分析，验证设计方案的合理性。

一、引言

空滤器及其支架作为汽车动力系统的主要部件之一，与增压器等零部件相连接，其受到来自发动机不同工作转速下的激励载荷，如果这些激振力频率域支架的某一阶固有频率相吻合或者接近，就会产生共振，导致支架局部区域出现较大共振载荷，一方面会产生较大的噪音，影响车辆的 NVH；另一方面载荷增大，会产生局部应力集中，零部件及系统的可靠性大大降低。

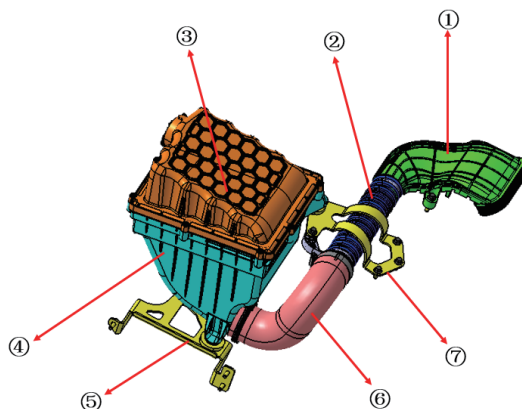
另外，车辆在加速、减速、转弯、上下振动等情况下，空滤器也会随之运动，因此，空滤器支架的强度必须满足要求，以保证空滤器为汽车正常行驶及发动机提供正常空气。

本文利用 HyperMesh 建立整个空滤器及支架的有限元模型，利用 OptiStruct 求解器进行系统的模态分析；运用材料线性分析考察支架的静态强度，根据分析结果判定设计方案的可靠性和合理性。

二、空滤器支架的有限元模型建立

1、几何模型建立

在建立有限元模型之前，首先需要确认空滤器支架的 3D 几何模型，几何模型是建立 CAE 有限元模型的基础，根据设计和布置空间，功能和空气动力学性能要求，在 CATIA 中建立如图 1 所示的几何模型，几何模型生成后，为了建立有限元模型，需要将模型从 CATIA 中导出为 stp 格式。



空滤器装置各个主要部件为：①脏空气导管；②进气管波纹管；③空滤器上盖；④空滤器基座；⑤空滤器后支架；⑥进气软管；⑦空滤器前支架

图 1 某车型空滤器装置

2、有限元模型的建立

针对空滤器装置，文章采用主流 CAE 前处理软件 HyperMesh 进行网格划分。在进行网格划分时，根据部件的几何特征，空滤器前、后支架⑤和⑦使用壳单元，单元类型为 CTRIA3 和 CQUAD4，网格尺寸设置为 2mm；脏空气导管、空滤器上盖和基座用四面体单元，单元类型为 CTETRA，单元尺寸为 2mm；波纹管 and 进气软管用弹簧单元替代，单元类型为 CELAS1。最终有限元模型共有节点数 2027787，单元数 1699291，空滤器装置有限元模型及局部细节图如图 2、图 3 所示。

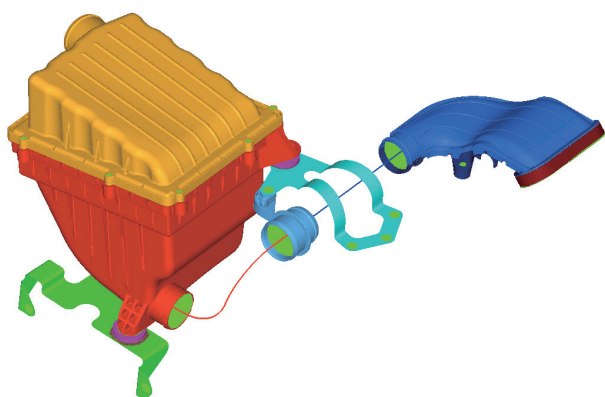


图 2 空滤器装置有限元模型

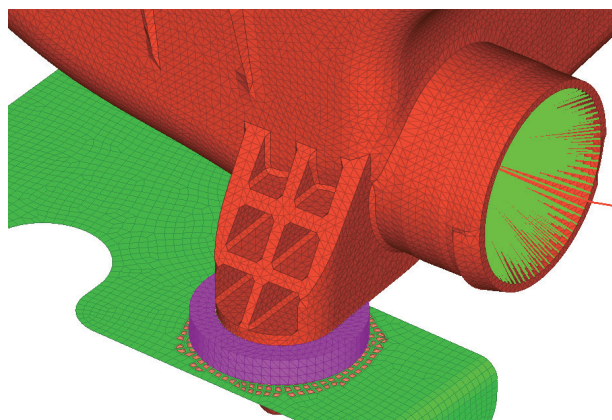


图 3 空滤器装置局部细节有限元模型

三、空滤器装置的模态分析

1、模态理论

所谓模态，即一个物体的固有频率和振型。模态是动态设计中的重要参数，也是谐响应分析和谱分析的起点。模态分析是研究结构动力特性的一种方法，是系统辨别方法在工

程振动领域中的应用，是结构动态设计及设备故障诊断的重要方法。

当利用有限元方法求解结构的动态特性时，结构的动力学方程为：

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

其中， M 为质量矩阵， C 为阻尼矩阵， K 为刚度矩阵， $f(t)$ 为激励力。

在模态求解时，假定结构自由振动，则取 $f(t)=0$ 。同时因结构阻尼 C 很小，对固有频率和阵型的影响很小，可忽略不计，则上式成为无阻尼自由振动方程：

$$M\ddot{x} + Kx = 0$$

$$\text{设特解 } x = \phi e^{i\omega t}$$

则微分方程化为

$$(K - \omega^2 M)\phi = 0$$

得到特征方程：

$$|K - \omega^2 M| = 0$$

ω 为系统的固有系统， ϕ 为相应的振型，本次分析采用 OptiStruct 求解器，使用 Lanczos 方法提取特征值。

2、约束边界条件

模型中添加刚性单元 (rigid bar element) RBE2 来定义刚性连接，在空滤器装置的安装孔处，总共添加 8 处用于固定约束的 RBE2，如图 4 所示三角形，分别位于空滤器支架及前端脏空气导管安装处，约束该安装孔的 1~6 自由度。

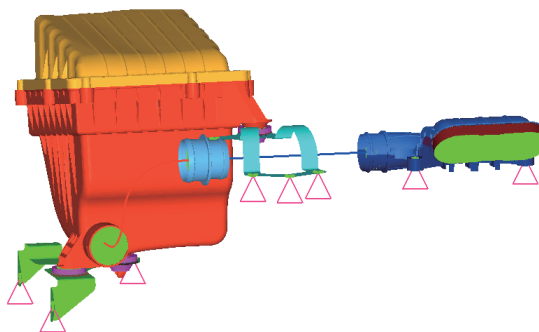


图 4 空滤器装置约束边界条件

3、载荷边界条件

在 HyperMesh 建立模态分析时，设定模态数为 0 ~ 30，设定频率范围为 0 ~ 800Hz，针对该车型来说，这样的设定从工程应用角度来说足够了。

4、材料设定

在空滤器装置中，参照图 1，其中⑤和⑦的材料为碳钢

S185, ①、③、④的材料为塑料 PP TD20, ②、⑥的材料为橡胶 EPDM, 计算中用到的材料属性如表 1 所示。

表 1 空滤器装置材料属性

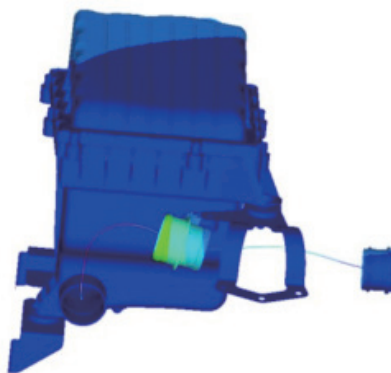
材料名称	杨氏模量	泊松比	屈服强度	抗拉极限
S185	200Gpa	0.3	185Mpa	310Mpa
PP TD20	2.7Gpa	0.38	\	32Mpa
EPDM	10Mpa	0.49	\	\

5、模态分析

将之前的模型设定好之后, 提交 OptiStruct 求解器进行求解, 得到模态频率值如表 2 所示。图 5 为空滤器装置前 4 阶的模态振型图。

表 2 空滤器装置的模态频率

模态	频率 /Hz	模态	频率 /Hz
1	42.2	6	87.6
2	53.4	7	96.2
3	64.8	8	102.3
4	69.2	9	114.5
5	76.1	10	128.1



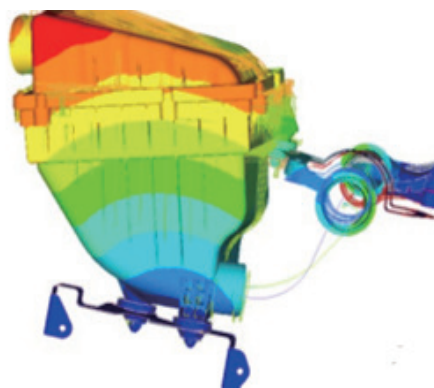
(a) 第一阶振型



(b) 第二阶振型



(c) 第三阶振型



(d) 第四阶振型

图 5 空滤器装置前四阶振型图

空滤器支架是固结在车体上的, 其主要目的是支持和连接空滤器, 而空滤器与发动机进气系统相连接, 所以空滤器受到的激励频率主要来自于发动机。

发动机转速决定了发动机激励频率。根据发动机激励频率的计算公式, 计算处于怠速工况和正常行驶工况下的发动机的激励频率, 以此分析发动机的主要振动频率范围。由于该车型为增程式新能源汽车, 发动机即增程器, 不参与整车驱动, 只是用它来发电供动力电池。该增程器的常用工作转速为 1500rpm、2500rpm 和 4000rpm 三个转速。

发动机激励频率 = (发动机转速 × 发动机缸数 × 2) ÷ (60 × 发动机冲程数), 该车型匹配的发动机是某三缸机, 通过计算可以得出其常用工况下发动机激励频率为 37.5Hz、62.5Hz 和 100Hz。

从分析数据来看, 在发动机转速为 2500rpm 和 4000rpm 时, 与空滤器装置的 3 阶模态频率和 8 阶模态频率

接近,将有可能在该区间某一频率发生共振,所以需要进一步优化,以防止产生共振现象。

四、空滤器装置的冲击强度分析

1、力学理论

力学分析是结构有限元分析的基础和主要内容,有着十分重要的实际意义。力学分析计算在固定载荷作用下结构的响应,它不考虑惯性和阻尼的影响。通过力分析,可以校核结构的强度和刚度是否满足设计要求。

线性力结构分析用来分析结构在给定力载荷作用下的响应。一般情况下,比较关注的往往是结构的位移,约束反力,应力以及应变等参数。动力学方程为:

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{F(t)\}$$

其中: $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度系数矩阵; $\{x\}$ 为位移矢量; $\{F\}$ 为力矢量。

线性力结构分析中,所有与时间相关的选项都被忽略,于是上式简化为:

$$[K]\{x\}=\{F\}$$

在分析过程中应该满足以下假设条件: $[K]$ 矩阵必须是连续的,相应的材料需满足线弹性和小变形理论。 $\{F\}$ 矩阵为力载荷,同时不考虑随时间变化的载荷,不考虑惯性(质量、阻尼等)的影响。

2、冲击强度分析

空滤器装置在车辆行驶过程中,受到冲击的典型工况为制动、转弯和颠簸,对空滤器装置进行动力学分析或者试验测试,可以计算或者测试出空滤器装置的冲击加速度,表3为三种工况下,作用在某车型空滤器装置上的冲击加速度,表3中的工况及加速度大小来源于整车厂对空滤器装置的试验测试。

表3 空滤器装置工况及载荷

编号	工况	加速度
1	制动	+X: 3g
2	转弯	+Y: 1g
3	颠簸	-Z: 5g

空滤器装置在受到冲击载荷时,因空滤器支架是金属部件,且与车体固结,空滤器支架受破坏风险最大,因此,本文在冲击分析时,主要考察空滤器装置的前后支架。

图6~8为空滤器前支架在三种工况下的应力云图。从计算分析结果来看,在车辆制动工况下,其最大应力为17.3MPa,最大应力出现在固定波纹管的螺栓附近,转弯工况下,最大应力为7.4MPa,最大应力位置为图示支架折弯处,颠簸工况的最大应力为23.2MPa,位置与制动工况类似,出现在固定波纹管的螺栓附近。三种工况下,其最大应力都没有超过其材料的屈服强度185MPa,整体满足设计要求。图9~11为空滤器后支架在三种工况下的应力云图。

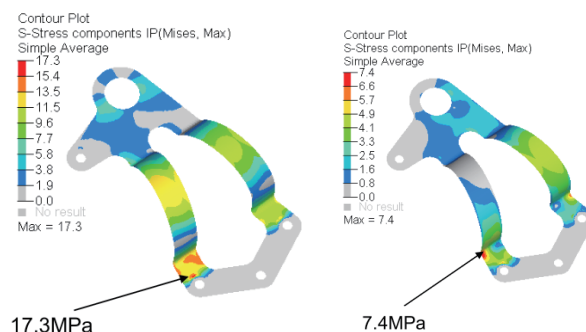


图6 前支架制动工况应力云图 图7 前支架转弯工况应力云图

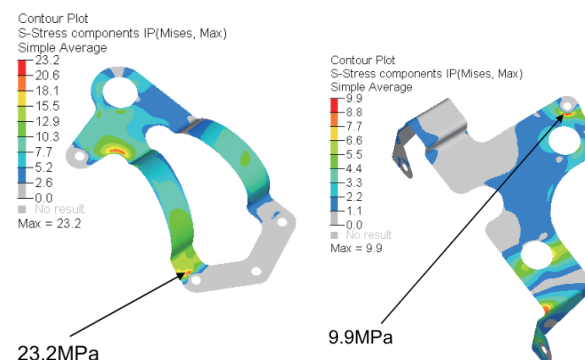


图8 前支架颠簸工况应力云图 图9 前支架制动工况应力云图

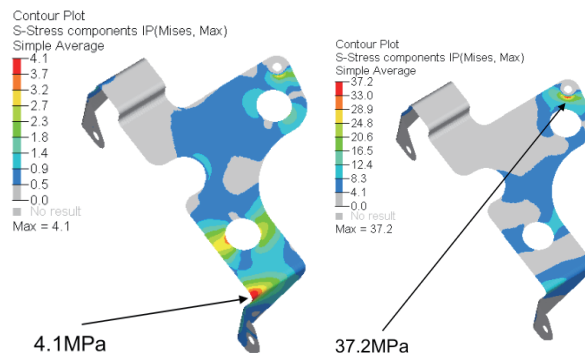


图10 后支架转弯工况应力云图 图11 后支架颠簸工况应力云图

从计算分析结果来看,在车辆制动工况下,其最大应力

为 9.9MPa, 最大应力出现在固定车体的螺栓附近, 转弯工况下, 最大应力为 4.1MPa, 最大应力位置为图示支架折弯处, 颠簸工况的最大应力为 37.2MPa, 位置与制动工况类似, 出现在固定车体的螺栓附近。三种工况下, 其最大应力都没有超过其材料的屈服强度 185MPa, 整体满足设计要求。

五、结语

本文以某车型空滤器装置为研究对象, 运用 CATIA 建

立了空滤器装置几何模型, 利用 HyperMesh 建立了装置的有限元模型, 在此基础上, 用 OptiStruct 求解器进行模态和冲击强度分析, 分析和验证空滤器装置设计的合理性。

本文对空滤器进行模态分析后, 发现其与发动机频率之间有共振分析, 建议后期进行设计优化, 以达到合理的频率区间, 避开共振区域。IM

(上接第 47 页)

际和项目要求的误差 15% 的范围以内, 满足要求, 表明本报告所建立的焊接计算模型及算法是合理和可靠的, 可以利用此方法进行后面有关车架焊接顺序的优化。

表 3 计算变形与实验测试变形比较

d1/mm	d2/mm	d3/mm	计算平均值 /mm	实验测试值/ mm	误差
0.56	0.58	0.55	0.56	0.50	10.7%

上述焊接变形图的显示与实验测试是一致的, 仅仅是一个方向的位移, 实际上真正的变形是三个方向的位移的合成, 即本次计算及本报告最关心的焊接变形场的分布, 计算结果如图 7 所示, 这里给出的是总的位移变形场, 可见, 焊缝周边节点的位移较小, 而远离焊缝的节点的位移较大, 最大的焊接变形节点的位移为 1.4mm 左右。

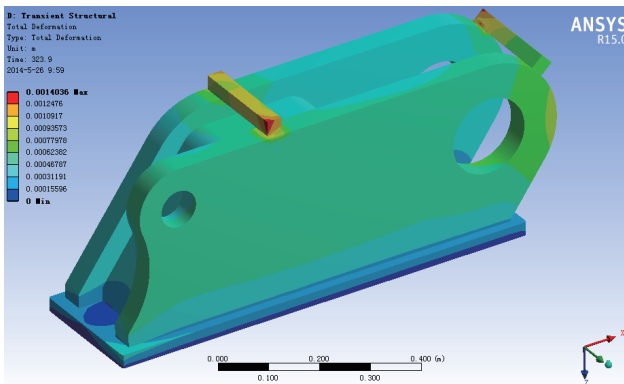


图 7 焊接变形场分布

3、焊接残余应力分布

焊接结束后车架部件残余应力的分布如图 8 所示, 可见, 最大应力为 7.5GPa, 最小应力为 0.18GPa, 并且, 焊缝周围应力水平较高, 其应力水平基本上超过了材料的屈服应力, 使材料进入了塑性状态, 而远离焊缝处基本保持

较低应力水平。

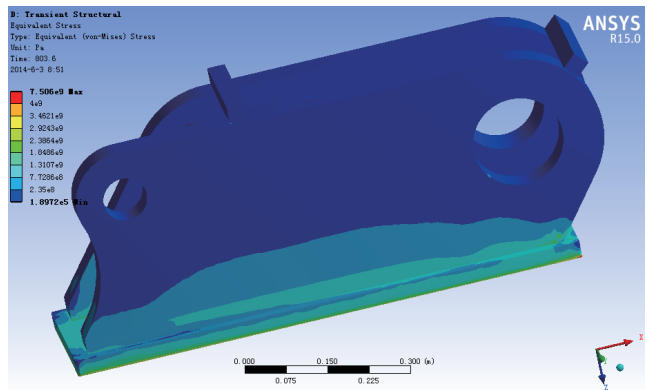


图 8 焊接应力场分布

四、结语

本文数值模拟计算得到叉车结构件的焊接温度场、应力场及变形场。对于温度场, 焊缝周围的温度分布较高, 远离焊缝区域温度分布较小, 并且整个结构的最高温度约为 9300℃, 最低温度为 36℃, 比室温稍高。对于应力场, 焊缝周围应力水平较高, 其应力水平基本上超过了材料的屈服应力, 使材料进入了塑性状态, 而远离焊缝的地方基本保持了较低的应力水平。对于变形场, 与实验测试结果进行了对比, 二者误差为 10.7%, 在要求的误差 15% 的范围以内, 表明本文所建立的焊接计算模型及算法是合理和可靠的, 可以利用此方法进行后面有关车架焊接顺序的优化。焊缝周边节点的位移较小, 而远离焊缝的节点的位移较大, 最大焊接变形节点的位移为 1.4mm 左右。IM