

# 基于模态应力法的副车架疲劳分析研究

王伟<sup>1</sup>,周肖飞<sup>2</sup>

(1. 西安交通工程学院,陕西 西安 710300; 2. 陕西汽车控股集团有限公司,陕西 西安 710200)

**摘 要:**对副车架的疲劳分析,准确地计算结构响应尤为重要。采用准静态方法具有流程简单、计算效率高的优点,但无法考虑结构的动态特性。模态应力法以模态应力和模态坐标为基础计算结构动态响应,既能考察结构动态特性,同时也避免了大量的计算成本。分析结果与道路试验情况相符,证明该分析方法可以在产品设计阶段准确、高效地预估车体结构的疲劳寿命。

**关键词:**汽车;结构;疲劳;振动

**中图分类号:**TB302.3 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)03-0127-03

## Subframe Fatigue Analysis Based on Modal Coordinate

WANG Wei<sup>1</sup>,ZHOU Xiaofei<sup>2</sup>

(1. Xi'an Traffic Engineering Institute, Xi'an 710300, China; 2. Shanxi Automobile Holding Group, Xi'an 710200, China)

**Abstract:** In fatigue analysis of subframe, accurate calculation of structural responses is very important. Quasi-static method is characteristic of simple flow process and highly calculated efficiency, but it can not consider the dynamic response of the structure. The modal stress method can be used to calculate the dynamic response of the structure based on modal stress and modal coordinates, it takes the dynamic response characteristics of the structure into account and reduces the computation time. The results are in accordance with ones of road tests. This method can be used to evaluate the subframe fatigue at product design stage conveniently.

**Keywords:** vehicle; structure; fatigue; vibration

## 0 引言

汽车结构的可靠性是汽车工程关注的一个重点领域,疲劳性能是影响客户体验的重中之重。随着设计水平的提升,现代汽车结构很少有强度破坏的情况发生,而是汽车在行驶一段里程后出现疲劳破坏。在传统的疲劳分析中,技术人员采用准静态的工况评估结构承受单位载荷作用下的应力,然后叠加载荷谱形成应力时间历程,再通过S-N曲线估算结构承受的损伤<sup>[1]</sup>,这种方法操作简单,理论浅显,被广泛地应用在汽车结构损伤评估中。但是,汽车在行驶过程中,车身结构所承受载荷是一个动态的过程,在不同频率下,其响应与静态响应差异较大,因此,采用静态方法计算的应力时间历程并不能真实表达结构的受力。采用瞬态分析直接求解结构的动力学方程固然能够反映结构真实的应力水平,但其计算过程复杂,耗费的计算成本极高,因此在复杂结构的分析中并不会采用。模态应力法巧妙地避开了上述两种方法的诸多弊端,能够在考虑结构动态响应的同时保证计算的效率,并能很好地与试验对应,逐渐被业界广泛关注。

## 1 模态应力法

### 1.1 模态基础知识

在无阻尼振动系统中,振动微分方程可表达为<sup>[2]</sup>

$$[M]\ddot{x}(t) + [K]x(t) = \{f(t)\} \quad (1)$$

其中:[M]为质量矩阵;[K]为刚度矩阵; $x(t)$ 为位移向量; $\{f(t)\}$ 为载荷向量。

当系统无外力输入时,系统转换为自由振动状态。

假设:

$$x(t) = A \sin \omega t + \varphi \quad (2)$$

将 $x(t)$ 代入振动微分方程,方程可变换为

$$(K - M\omega_n^2)A = 0 \quad (3)$$

其中A为振型向量, $A = (A_1, A_2, \dots, A_n)$ 。

由于在振动过程中, $A_1, A_2, \dots, A_n$ 不能同时为0,所以

$$|K - M\omega_n^2| = 0 \quad (4)$$

求解此行列式即可得到n个 $\omega$ 值,这些即为此振动系统的固有频率,它们由系统的刚度和阻尼决定,将 $\omega_n$ 代入式(3),可得到对应的振型向量。对于n个自由度的系统,可以解出n个固有频率和对应的n个振型向量。

上述结构的振动耦合是在其物理坐标系中发生的,但是利用结构系统的正交特性,可以实现振动的解耦,因为理论上已经证明了各个振型旋转以后互相正交。为此,引入一组新的坐标 $\xi = (\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n)$ ,并使新的坐标 $\xi$ 与原物理坐标y之间构成线性变换,即

$$x = \sum_{i=1}^n \xi_i \varphi_i \quad (5)$$

其中: $\varphi_i$ 为第i阶主振型; $\xi_i$ 为第i阶模态坐标(modal coordinate)。

这相当于在  $n$  维向量空间中  $(\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n)$  构成了一组相互正交的向量基,而原物理坐标下定义的  $n$  个自由度系统的振动形式,则为  $n$  个正交的主振型的线性组合,而  $\xi_i$  则为第  $i$  个主振型对系统振动的参与因子。

假设系统阻尼很小,或者阻尼为比例阻尼,则利用上述坐标变换,可以将考虑阻尼的振动方程变换为互相独立的振动方程的矩阵形式。

$$\bar{M} \ddot{\xi} + \bar{C} \dot{\xi} + \bar{K} \xi = \bar{f}(t) \quad (6)$$

在新的模态坐标下,系统是相互解耦的,每个方程都可以单独求解,求解后,每个自由度振动方程的解为

$$\xi_i = \frac{\bar{f}_i}{k_i - m_i \omega^2 + j \omega c_i} \quad (7)$$

将式(7)代入式(5),即可解出

$$x = \sum_{i=1}^n \xi_i \varphi_i = \varphi \xi = \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_i^T f \varphi_i}{k_i - m_i \omega^2 + j \omega c_i} \quad (8)$$

式(8)可以解释为 1 个线性系统的振动响应可分解为若干个简单的单自由度振动响应的叠加。

在工程应用上,不必考虑所有频率下的振动响应,根据振动力学理论,高频的激励对振动能量的贡献很小<sup>[3]</sup>,可以忽略不计。此方程即为振型叠加法的基本公式,也是模态结构应力的基本公式。

## 1.2 模态结构应力的获取

从 1.1 中可以得知,结构位移可以表达为主振型和模态参与因子的叠加,那么结构应力同样可以叠加,由节点位移可以获得节点应变<sup>[4]</sup>:

$$\varepsilon = \frac{\Delta x}{x} \quad (9)$$

再由单元本构方程可得<sup>[5]</sup>

$$\sigma = E \varepsilon \quad (10)$$

其中: $\sigma$  为节点应力向量; $E$  为材料弹性模量; $\varepsilon$  为节点应变。

将方程进行简化:

$$\sigma \propto \Delta x \quad (11)$$

即节点应力和节点位移的变化成正比,结合 1.1 中的模态叠加理论,可以将应力表达为

$$\sigma = \sum_{i=1}^n \xi_i \sigma_i \quad (12)$$

其中: $\sigma$  为节点应力向量; $\sigma_i$  为第  $i$  阶模态应力振型; $\xi_i$  为第  $i$  阶模态坐标(modal coordinate)。

此方程即为采用模态叠加法获取结构应力的基本方程。

## 2 模态应力计算疲劳的有限元实现

采用模态应力法计算结构疲劳损伤可分为 3 个步骤:

- 1) 采用模态求解器计算模态应力。
- 2) 采用模态动力学求解器计算在实际载荷作用下结构的模态坐标响应。
- 3) 在疲劳分析软件中将模态应力和模态坐标进行叠加,再通过  $S-N$  方法计算结构的疲劳损伤<sup>[6]</sup>,其分析流程

见图 1。

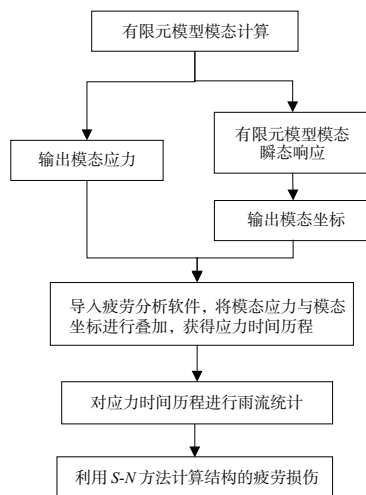


图 1 采用模态应力计算疲劳的分析流程

在常规分析中,一般模态的求解采用 NASTRAN 103 求解器,模态坐标的求解采用 NASTRAN 112 求解器,而  $S-N$  疲劳分析一般在 NCODE 中进行实现<sup>[7]</sup>。

## 3 基于模态应力的副车架疲劳分析

图 2 为某款 SUV 的前副车架模型,它的主体材料为 SAPH400 钢,底板材料为 SAPH370,其他附件为铝材。在该分析中,仅关注主体结构的疲劳损伤性能。

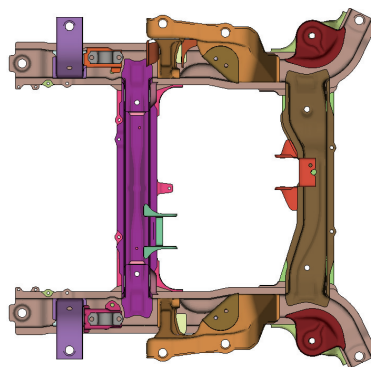


图 2 某车型前副车架模型

该车在环形试验场中进行了全套道路耐久测试,其工况如表 1 所示。

表 1 道路耐久测试工况

| 工况         | 每循环通过次数 | 循环次数 | 总通过次数 | 总路长/km  |
|------------|---------|------|-------|---------|
| 2 环制动路紧急刹车 | 1       | 450  | 450   | 1 895.4 |
| 蛇形卵石路      | 3       | 450  | 1 350 | 202.5   |
| 井盖路        | 2       | 450  | 900   | 390.6   |
| 冲击路        | 2       | 450  | 900   | 187.2   |
| 铁路交叉路      | 3       | 450  | 1 350 | 67.5    |
| 18#坑洼路     | 3       | 450  | 1 350 | 77.0    |
| 26#坑洼路     | 3       | 450  | 1 350 | 110.7   |
| 共振路 2      | 2       | 450  | 900   | 283.5   |

续表 1

| 工况                        | 每循环通过次数 | 循环次数 | 总通过次数 | 总路长/km  |
|---------------------------|---------|------|-------|---------|
| 住宅路                       | 3       | 450  | 1 350 | 411.7   |
| 弯道路条                      | 4       | 450  | 1 800 | 327.6   |
| 共振路 1                     | 2       | 450  | 900   | 267.3   |
| 长波路                       | 1       | 450  | 450   | 99.5    |
| 车身扭曲路                     | 1/17    | 450  | 26    | 5.0     |
| 城市工况                      | 2       | 450  | 900   | 817.2   |
| 路沿冲击                      | 1       | 450  | 450   | 46.3    |
| 沙石路第 1 圈<br>(with ABS)    | 1       | 450  | 450   | 213.7   |
| 沙石路第 2 圈<br>(without ABS) | 1       | 450  | 450   | 197.5   |
| 变波路                       | 1       | 450  | 450   | 89.1    |
| 8 字工况                     | 1       | 450  | 450   | 212.9   |
| 全油门倒车制动<br>(ABS)          | 1       | 450  | 450   | 8.0     |
| 总计                        | 37      |      |       | 5 910.2 |

在进行疲劳分析之前,需要通过多体动力学软件将载荷进行分解,获得传递到前副车架上的载荷时间历程,如图 3 所示(部分)。

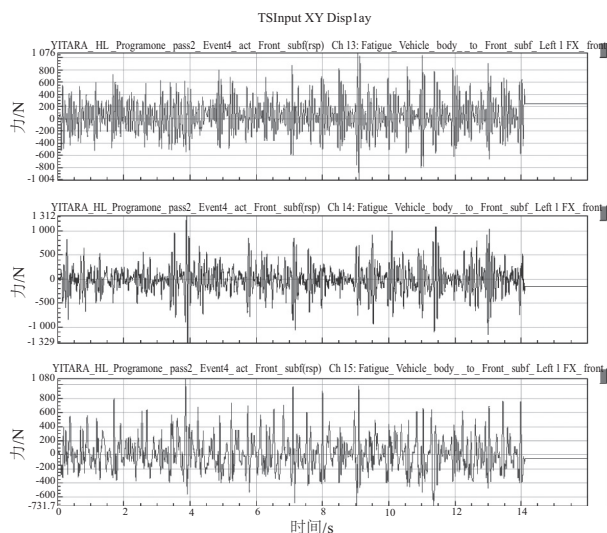


图 3 冲击路前车身到前副车架左前接点  
 $x, y, z$  3 向载荷时间历程

### 3.1 准静态疲劳分析

将单位载荷作用下结构的应力响应与疲劳载荷谱进行叠加,获取应力时间历程,然后采用  $S-N$  方法计算结构的疲劳损伤<sup>[7]</sup>。其整体损伤分析结果如图 4 所示,图 5 将最大损伤位置进行了放大。

由图 4 和图 5 可知,其最大损伤值为 0.05,远小于临界值 1;最大损伤位置位于转向机安装支架根部。

### 3.2 模态应力法疲劳分析

首先对结构做一次模态分析,计算结构在各阶固有频

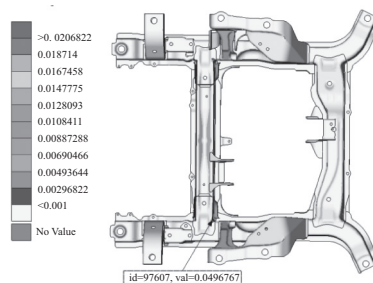


图 4 副车架整体损伤云图 ( $\max=0.05$ )

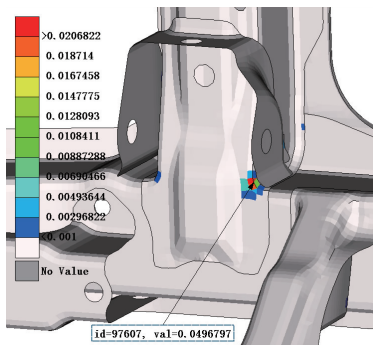


图 5 副车架最大损伤位置 ( $\max=0.05$ )

率下的模态应力。由于车身结构的固有频率和路面载荷一般都处于低频的范围,因此提取前 200 Hz 以内的模态即可。然后在模态分析的基础上再进行模态动力学分析,在模型上施加通过载荷分析获得的载荷历程曲线,选择输出模态坐标。最后在疲劳分析软件中实现模态应力和模态坐标的叠加,获取结构在瞬态响应下的应力时间历程,计算疲劳损伤,其整体损伤结果如图 6 所示,图 7 将最大损伤位置进行了放大。

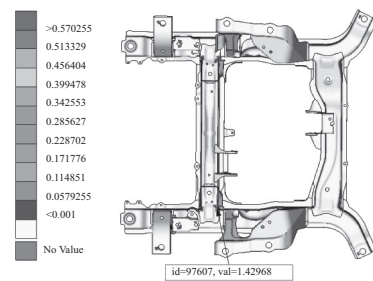


图 6 副车架整体损伤云图 ( $\max=1.43$ )

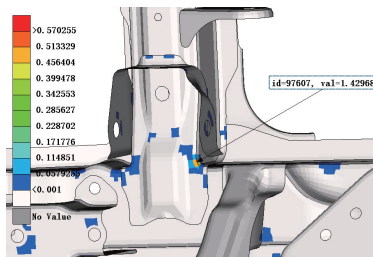


图 7 副车架最大损伤位置 ( $\max=1.43$ )

(下转第 174 页)

切割速率不一致的问题,从而得到较好的工件表面质量。

## 5 结语

针对混合进电硅材料电火花超细密线网切割方法中存在的不同组间电极丝切割速率不一致的问题,提出了基于RBF的多电源同步均衡控制算法,在加工过程中根据更新的数据不断调整神经网络模型,并将上一次数据模型的权值作为当前时刻神经网络权值调整的初始值,提高了所建立模型的准确性。通过引入动量增量法与梯度下降法,进一步加快了算法的收敛速度,提高了伺服控制系统的实时性。Simulink 仿真与硅片切割试验结果表明所提出的算法切实有效。

### 参考文献:

- [1] 史勇. 太阳能硅片电火花双线运丝结构设计及切割工艺研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2009.
- [2] 吴法彦. 多线电火花线切割加工装置设计及实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2014.

- [3] CHEN H R, LIU Z D, HUANG S J, et al. Study of the mechanism of multi-channel discharge in semiconductor processing by WEDM[J]. Materials Science in Semiconductor Processing, 2015, 32:125-130.
- [4] LIU K, WU Y, ZHU T, et al. Improved RBF network torque control in flexible manipulator actuated by PMAs[J]. Robotica, 2018,37(2):1-17.
- [5] ZHANG S P, DING Y C, WANG J, et al. Application of RBF Neural Network in WEDM[J]. Advanced Materials Research, 2012, 468/469/470/471:607-612.
- [6] 乔俊飞,韩红桂. RBF神经网络的结构动态优化设计[J]. 自动化学报,2010,36(6):865-872.
- [7] 陈益飞. RBF神经网络的PID控制研究与仿真[J]. 计算机仿真,2011,28(4):212-215
- [8] 张静,裴雪红. 基于RBF在线辨识的PID整定[J]. 电机与控制学报,2009,13(a01):157-160.
- [9] 刘金琨. 智能控制[M]. 北京:电子工业出版社,2016.

收稿日期:2019-02-09

### (上接第129页)

由图6和图7可知,该副车架在完成全套耐久测试后,其最大损伤值为1.43;超过了临界值1;最大损伤位置位于转向机安装支架根部。

### 3.3 计算对比分析

对比两种分析方法的损伤云图可以看出,采用模态应力法的损伤值和损伤面积要明显大于采用准静态方法的结果,对副车架的关键点损伤结果进行数据对比,见表2。

表2 副车架关键点的损伤值对比

| 位置        | 模态应力结果 | 准静态结果 |
|-----------|--------|-------|
| 转向机支架根部   | 1.429  | 0.049 |
| 车身连接支架上部  | 0.451  | 0.023 |
| 稳定杆安装支架根部 | 0.105  | 0.006 |
| 车身连接支架下部  | 0.015  | 0.001 |
| 前车身安装点    | 0.173  | 0.005 |

从结果对比可以看出:

1) 采用准静态方法分析的结果全部满足使用寿命要求,其最大值为0.05。采用模态应力法的分析结果在局部出现了损伤大于1的情况,说明其寿命不足。

2) 从整体结果来看,采用模态应力法计算结构损伤要远大于准静态的分析结果,但结果对比并不会呈现出线性关系。这是因为在结构局部刚度不同,导致对激励的响应并不会出现按比例放大的特性。

3) 在实际路试中,由于路况比较严苛,一般副车架都会出现轻微的损伤开裂情况,这说明,准静态方法在处理

疲劳损伤的过程中,其分析结果偏保守,不能充分避免设计的缺陷。

## 4 结语

在工程中,大多数工况都是动态的,在某些特定条件下(如加载时间很长,质量极小等),结构的响应可以采用准静态的方法进行近似,这对于简化分析流程和减小数据输入都很有帮助。但对于频率较高的激励(>20 Hz),会带来较大的误差。采用模态应力法既能考虑动态响应的影响,也能排除高频激励(>200 Hz)的影响,同时并不会增加计算成本,对提高计算精度,协助车身结构设计都有很好的帮助。

### 参考文献:

- [1] 陈传尧. 疲劳与断裂[M]. 武汉:华中科技大学出版社,2002.
- [2] 林家浩,张亚辉. 结构动力学基础[M]. 大连:大连理工大学出版社,1998.
- [3] 倪振华. 振动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,1988.
- [4] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京:清华大学出版社,2003.
- [5] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社,2004.
- [6] 蒋荣超,王登峰,秦民,等. 基于疲劳寿命的轿车后悬架扭转变形轻量化设计[J]. 吉林大学学报(工学版),2016,46(1):35-42.
- [7] 周伟,周宁,王东栋,等. 基于HyperWorks的车身结构刚度与模态分析[J]. 机械制造与自动化,2015,44(2):139-142,163.
- [8] 欧阳黎健. 车体疲劳强度设计及疲劳寿命预测方法研究[J]. 电力机车与城轨车辆,2019(3):42-45.

收稿日期:2020-01-14