

基于 nCode Designlife 的汽车前稳定杆疲劳分析与试验对标

Fatigue Analysis and Experimental Study of Automotive Front Stable Rod Based on nCode Designlife

谢颖 陈雷

(恒大国能新能源汽车有限责任公司)

摘要: 某车型新开发的一款空心前稳定杆在疲劳台架试验过程中发生断裂失效。为查找其断裂原因,按照试验要求对前稳定杆进行了疲劳仿真分析,应用专业的疲劳分析软件 nCode Designlife,建立汽车前稳定杆有限元模型,利用有限元法计算其最小寿命和寿命分布,从而得到稳定杆危险部位以及疲劳寿命。分析结果表明,仿真结果与试验结果相吻合,为汽车稳定杆疲劳设计提供参考。

关键词: 汽车 前稳定杆 疲劳寿命 nCode Designlife

Abstract A newly developed hollow front stabilizer bar of a certain type of vehicle broke down during Fatigue Bench test. In order to find out the cause of the fracture, the fatigue simulation analysis of the front stabilizer rod was carried out according to the test requirements. The finite element model of the front stabilizer rod was established by using the professional fatigue analysis software nCode Designlife. The minimum life and life distribution of the front stabilizer rod were calculated by using the finite element method, and the dangerous parts and fatigue life of the front stabilizer rod were obtained. The analysis results show that the simulation results are in good agreement with the test results, which provides a reference for the fatigue design of automobile stabilizer rods.

Key words: automotive; front stabilizer bar; fatigue life; nCode Designlife

1. 引言

近年来随着汽车行业的蓬勃发展,汽车产品的研发越来越严苛。由于汽车在行驶过程中主要承受动载荷,因此,汽车零部件的破坏形式一般为疲劳破坏。

在车辆产品开发阶段的车辆可靠性设计中,需要考察车辆重要结构件的疲劳强度,并评估有限疲劳寿命。目前,对于车辆疲劳耐久,各大型主机厂已高度重视,开展了和正在开展研究工作,仿真手段不仅是对试验的提前预测,同时也是检验试验结果、查找设计缺陷的重要手段。

稳定杆作为汽车的关键部件,在车辆转弯或者颠簸路面时,前稳定杆能够防止车身发生较大的横向倾斜,提高稳定性,增加舒适性。本文对某车型前稳定杆的疲劳断裂失效问题进行分析与验证,查找设计缺陷。

某车型前悬稳定杆在进行循环载荷的台架试验中发生了断裂失效,本文针对稳定杆的受力形式进行分析,并对其在循环载荷作用下的疲劳寿命进行预估,查找稳定杆失效原因,为下一步结构优化提供参考。

2. 台架试验

为了保证前稳定杆的设计安全性，根据台架试验要求，对前稳定杆进行了疲劳台架试验，目标值为大于 10 万次。

2.1 试验要求

前稳定杆总成需按照 QB-A0922 进行耐久性试验，且应满足下图中的相关恒定振幅疲劳规定。图示中 1 处的试验应力需为 $\pm 150\text{N/mm}^2$ ；2 处的力 $F = \pm 2.0\text{KN}$ （即 $F_{\max} = +2.0\text{KN}$, $F_{\min} = -2.0\text{KN}$ ），要求：N（90%）>100000 次循环无裂纹。

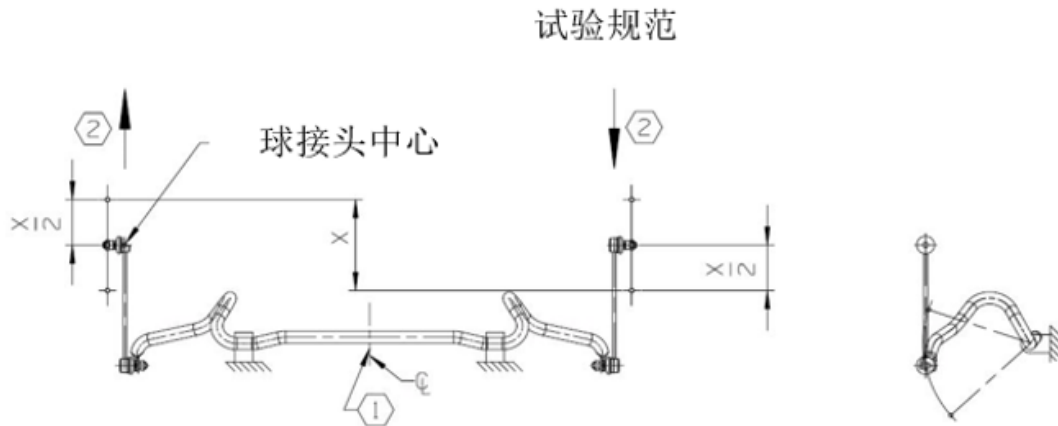


图 1 试验方法示意

2.2 材料参数

前稳定杆材料为 26Mn5，其具体材料参数如下表 1

表 1 材料参数

材料 Material	杨氏模量 Young's modulus (MPa)	泊松比 Poisson's ratio	密度 Density ($10\text{e-}9\text{t/mm}^3$)	抗拉强度 tensile strength (MPa)
26Mn5	206800	0.3	7.8	1100-1250

2.3 试验结果

根据试验要求，试验部门对前稳定杆进行了台架试验，稳定杆在循环载荷作用下完成 8 万次循环后发生断裂失效，断裂位置位于衬套周边，具体断裂图片如图 2。

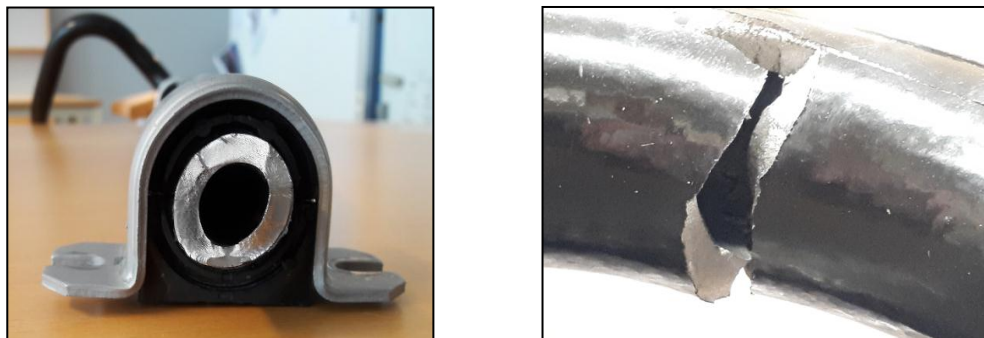


图 2 稳定杆断裂位置示意

3. 前稳定杆有限元静力分析

CAE 部门针对上述稳定杆断裂失效问题进行问题分析与试验结果再现。

3.1 有限元静力分析模型搭建

网格模型：稳定杆采用六面体网格模拟，衬套采用六面体单元模拟；稳定杆材料为 26Mn5，具体材料参数详见表 1 材料参数。

边界条件：约束卡箍安装点 123 自由度。

加载工况：在稳定杆两侧球头中心加载 $\pm 2.0\text{KN}$ 载荷。分析模型见图 3。

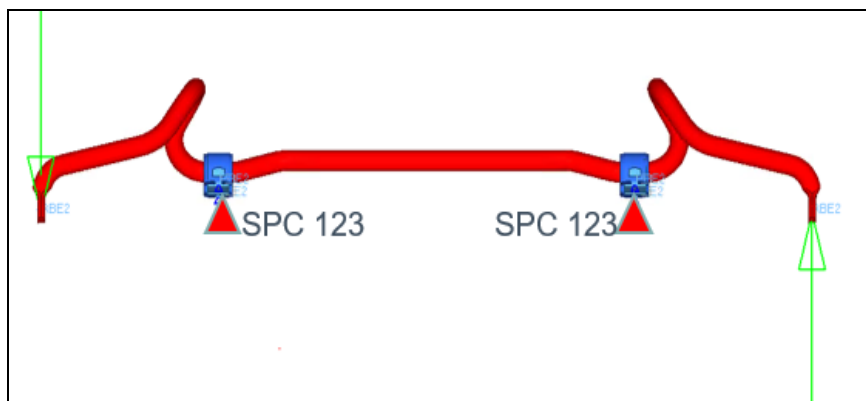


图 3 有限元分析模型

3.2 有限元静力分析结果

通过静力分析，得到前稳定杆在加载工况下的最大应力为 661MPa，最大应力位置位于衬套周边区域，应力云图如下图 4。

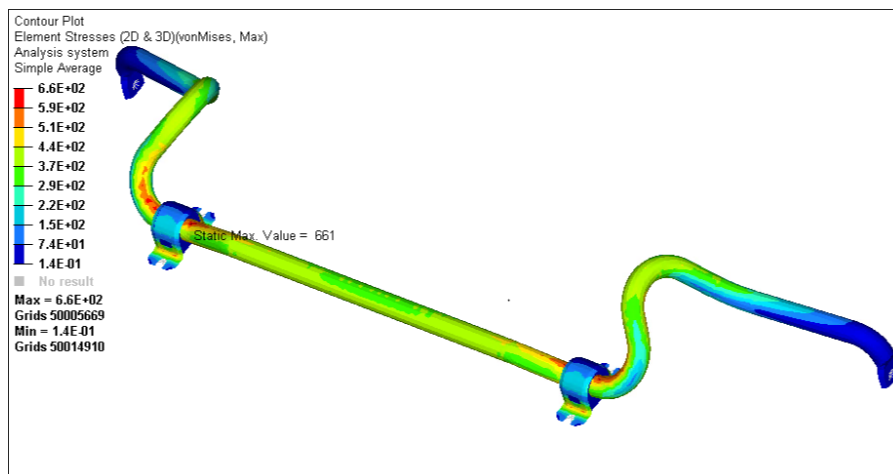


图 4 有限元分析结果

3. 疲劳分析

文中采用专业的疲劳分析软件 nCode Designlife 进行分析。静力分析结果表明，应力最大区域位于稳定杆衬套附近区域，因此本次分析对象只选择稳定杆本体。汽车前稳定杆疲劳分析属于高周疲劳，故采用 SN 疲劳分析方法。搭建 S-N 疲劳分析流程，如图 5 所示。

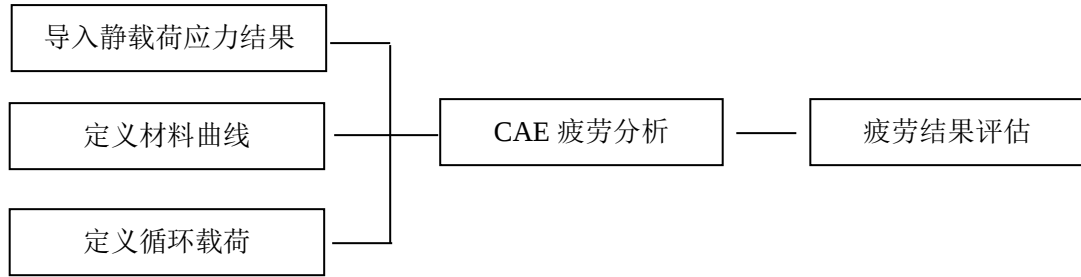


图 5 疲劳分析流程

- 1、将有限元静力分析结果导入，作为疲劳分析的模型输入；
- 2、材料曲线的定义采用三条直线来描述 S-N 曲线，已知 26Mn5 的抗拉极限为 1100~1200MPa，因此可利用极限拉伸应力直接定义材料 S-N 曲线；
- 3、根据试验要求，定义循环载荷；
- 4、平均应力修正理论采用“Goodman 修正”；
- 5、应力组合方法选用“绝对值最大主应力”，最终得到稳定杆的寿命结果。

疲劳分析结果显示，稳定杆最小寿命为 76170 次，出现在衬套周边，不满足设计大于 10 万次的要求，与台架试验位置与结果相吻合，为下一步稳定杆的优化工作提供结果支撑。疲劳分析结果如下图 6 所示。

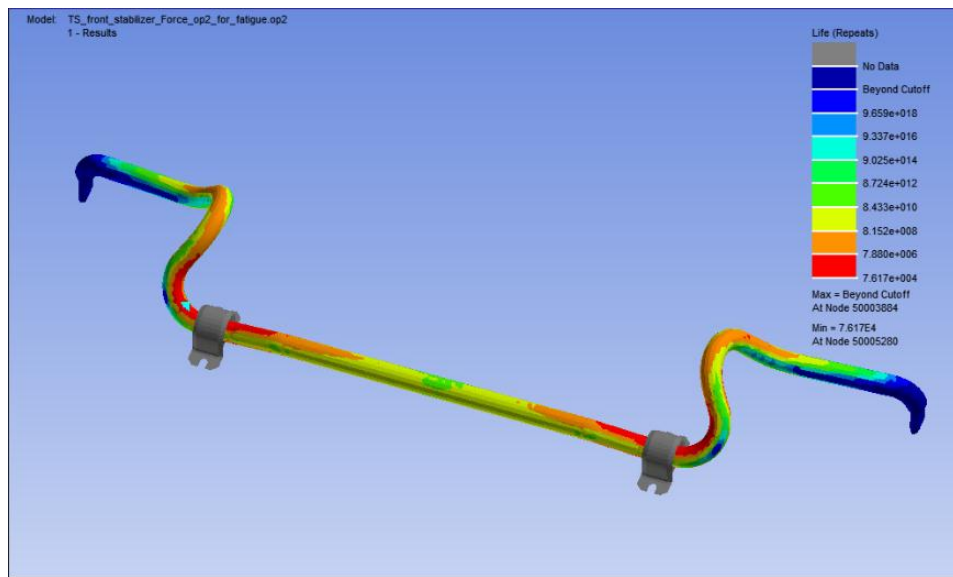


图 6 疲劳分析结果

4. 结束语

从分析结果可以看出，该稳定杆的设计不满足疲劳寿命的要求；

通过台架试验和有限元仿真结果对比可以得出，有限元方法仿真结果与试验结果吻合度较高，在后续研发设计过程中可以作为支撑性方法进行应用，使疲劳分析在汽车研发领域越来越广泛的应用。

此方法能大大缩短产品设计周期，并可以对结构的设计、材料的选取快速做出响应，依托大型

疲劳仿真软件 nCode Desinglife, 疲劳分析仿真精度已经有了大幅提高, 疲劳分析已经可以应用于汽车的零部件设计中。

5 参考文献

- [1] 李红艳, 刚宪约 汽车稳定杆的疲劳寿命分析[J] 机械设计与制造 2010. 9 (9) :191-192
- [2] 王光来, 王国丽 汽车前悬稳定杆连杆支架 中国, 200920096830[P] 2009-05-12
- [3] Ncode designlife theory 9.0[Z]
- [4] 李舜酩 机械疲劳与可靠性设计 北京 科学出版社 2007