

某型号伺服排油管动力学特性研究

于韶明, 赵帅帅, 朱仪凡, 陈迪奎, 鲁勇

(北京强度环境研究所, 北京 100076)

摘要: **目的** 通过对某型号伺服排油管动力学特性研究, 为管路设计方案的确定提供依据。**方法** 对三种设计方案的伺服排油管进行振动试验, 测量其关键位置的应变响应, 并结合有限元计算进行结果分析。**结果** 该伺服排油管的谐振频率在 180 Hz 附近, 当振动环境在 180 Hz 附近有峰值时, 会发生耦合共振, 管路应变很大。**结论** 管路设计时谐振频率应避开环境的危险频率, 无法避开时需要对管路进行加强。

关键词: 伺服排油管; 动力学特性; 有限元仿真

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2019.07.023

中图分类号: V216 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2019)07-0105-04

Dynamic Characteristics of a Certain Servo Oil Drain Pipe

YU Shao-ming, ZHAO Shuai-shuai, ZHU Yi-fan, CHEN Di-Kui, LU Yong
(Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China)

ABSTRACT: Objective To provide a basis for the determination of pipeline design scheme by studying the dynamic characteristics of a certain type of servo oil drain pipe. **Methods** Vibration tests of three design schemes of servo oil drainage pipes were carried out to measure the strain response at key positions. The results were analyzed by the finite element method. **Results** The resonance frequency of the servo exhaust pipe was near 180 Hz. When there was a peak value near 180 Hz, the coupling resonance would occur and the strain of the pipeline was very large. **Conclusion** In pipeline design, the resonance frequency should avoid the dangerous frequency of environment, and the pipeline should be strengthened when it can not be avoided.

KEY WORDS: servo oil drain pipe; dynamic characteristics; finite element simulation

在运载火箭上, 伺服机构与发动机一起构成各级推力矢量控制系统, 跟随电子指令运动, 对火箭进行姿态控制^[1-2]。伺服排油管为伺服机构完成功能的重要组成部分, 伺服排油管发生断裂将直接导致伺服机构不能正常工作, 甚至导致火箭失利。为了确保火箭的安全, 伺服机构需要进行充分的地面试验, 某型号伺服排油管地面试验时发现伺服排油管发生断裂。对于地面试验排油管的断裂问题, 有必要进行深入的研究分析, 找到断裂原因, 并进行改进, 确保在型号飞行中不发生故障^[3]。管路的“跑、冒、滴、漏”等故障严重影响型号的安全, 目前有关管路的研究得到工程技术人员的广泛关注^[4-6]。决定管路是否发生故障的根本原因是管路的应变, 对管路进行应变分析能从底层发现问题^[7-9]。

某型号伺服机构试验时, 发生排油管断裂故障, 排油管的故障将直接导致伺服机构无法正常工作, 如果不解决, 将对型号发射留下重大隐患。对伺服排油管故障进行初步分析, 认为焊缝处的应力集中是导致排油管故障的主要原因。对伺服排油管进行了改进设计, 对比分析了不同焊接位置以及有无焊接工艺的排油管在地面振动试验情况, 并测量各排油管关键位置的应变数据, 结合有限元仿真对排油管断裂进行分析, 最终选择有效的改进方案。

1 伺服排油管

试验产品共有三件, 分别为 1#、2#、3#排油管。

1#排油管为原始状态（出现过断裂的状态），焊点距离根部 35 mm；2#排油管为改进状态，焊点位置距离根部 55 mm；3#排油管为无焊缝状态，排油管为整体加工，没有焊缝。

试验时，排油管搭载于 III 级伺服液压源上，对 III 级伺服液压源进行振动试验。三个排油管分别粘贴应变片，应变片位置如图 1 所示。三个排油管分别安装在 III 级伺服液压源上，每套产品进行 x、y、z 三个方向的随机振动试验，试验方向如图 2 所示。每根管路应变片成对粘贴，每对应变片在管路上呈 90° 分布，分别粘贴于管路的 I、II 象限，其中位于 I 象限的有 S2/S3/S5/S7，位于 II 象限的有 S1/S4/S6/S8。

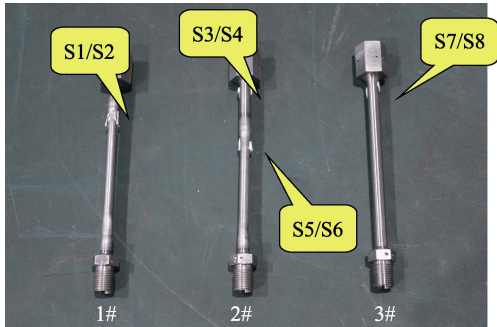


图 1 应变片位置

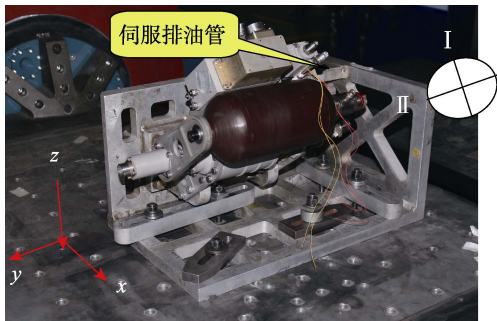


图 2 产品方向定义

2 振动试验

振动试验选择与发生排油管断裂时相同的振动试验条件，见表 1。频率范围为 20~2000 Hz，总均方根加速度为 19.74g。试验采用两点平均控制方法，控制点分别位于振动台台面、伺服液压源与工装连接面处（与发生排油管断裂时相同的控制方法），在排油管与伺服液压源连接处安装加速度测量点。具体状态如图 3 所示。

表 1 随机振动试验条件

频率范围	功率谱密度	均方根加速度	试验时间	试验方向
20~80 Hz	+3 dB/oct		每个方向 5 min	x、y、z 向
80~380 Hz	0.1g ² /Hz	19.74g		
380~2000 Hz	-3 dB/oct			

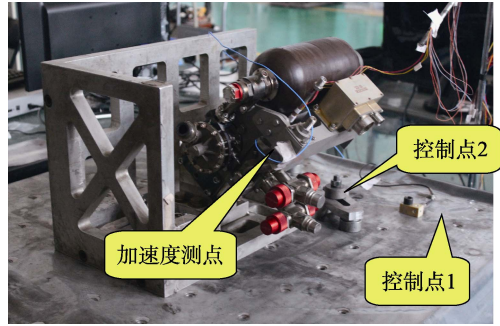


图 3 加速度控制点、测点位置

3 结果分析

3.1 试验结果

应变时域最大值及均方根应变见表 2。对于应变数据，时域应变通过快速傅里叶变换得到均方根应变，按照正态分布理论。时域最大值为均方根应变的 3~5 倍。

表 2 振动试验中应变响应

试验方向	I 象限			II 象限		
	应变片号	应变时域值 $\mu\epsilon$	均方根应变 $\mu\epsilon_{rms}$	应变片号	应变时域值 $\mu\epsilon$	均方根应变 $\mu\epsilon_{rms}$
x 向	S2	1410	428	S1	1360	370
	S3	1030	297	S4	432	101
	S5	1190	349	S6	539	147
	S7	1140	317	S8	446	120
y 向	S2	512	123	S1	1680	444
	S3	530	140	S4	1770	604
	S5	755	194	S6	2907	690
	S7	687	131	S8	2590	700
z 向	S2	3260	871	S1	2760	778
	S3	1650	491	S4	679	206
	S5	2310	579	S6	1320	352
	S7	2330	683	S8	1010	275

3.2 数据分析

3.2.1 谐振频率

使用 ABAQUS 商业软件，对伺服排油管进行有限元模态分析^[10-11]。伺服排油管与伺服连接端采用固支边界，另外一端采用自由边界，仿真云图如图 4 所示，一阶谐振频率为 179 Hz。

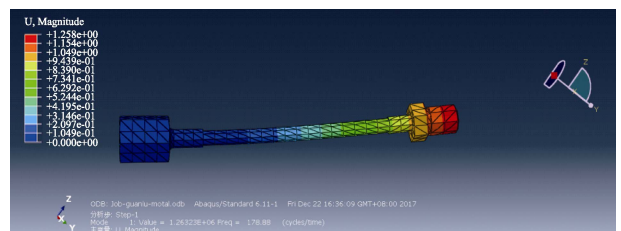


图 4 有限元仿真

3.2.2 力学环境

伺服机构的力学环境为表 1 所示随机振动, 而实际上断裂的排油管力学环境通过伺服机构的传递, 力学环境已经发生变化。分析排油管响应时, 首先要分析排油管的输入环境。图 3 中加速度测点响应即为排

油管输入环境。试验数据如图 5 所示, 可以看出, x 向振动试验时, 排油管与伺服液压源连接处 x 向响应的一阶谐振频率为 85 Hz; y 向振动试验时, 排油管与伺服液压源连接处 y 向响应的一阶谐振频率为 18.5 Hz; z 向振动试验时, 排油管与伺服液压源连接处 z 向响应的一阶谐振频率为 180 Hz。

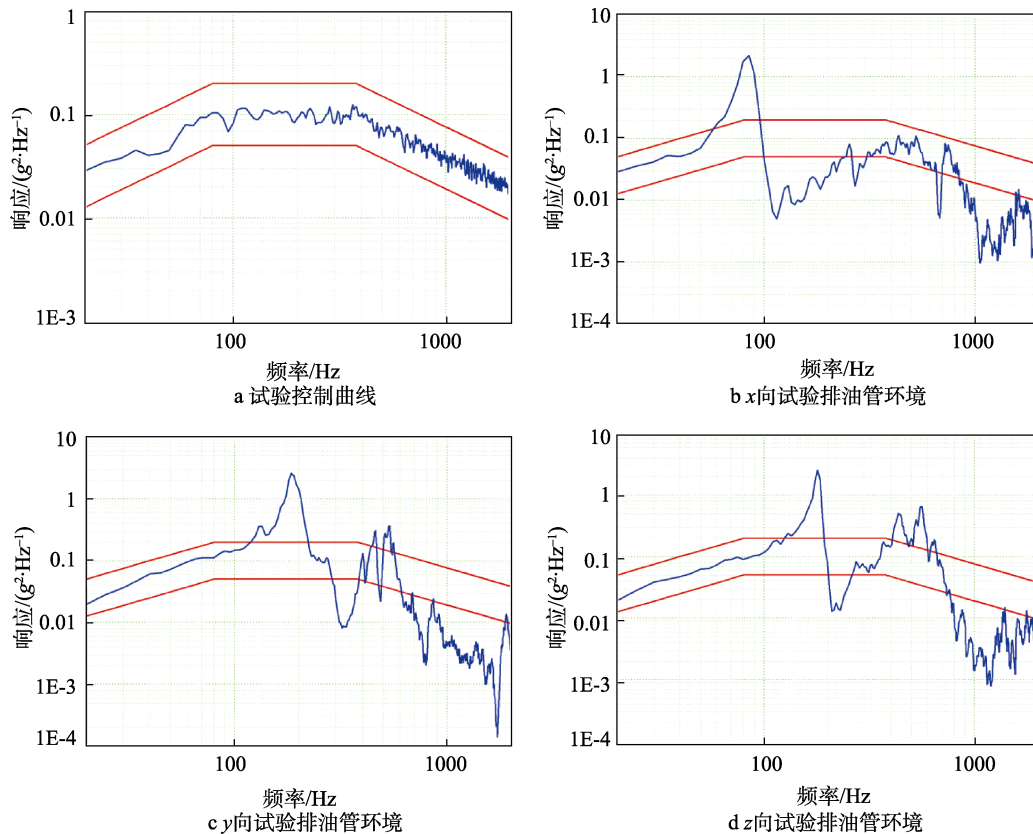


图 5 排油管与伺服液压源连接处力学环境

3.2.3 应变

伺服排油管的谐振频率为 179 Hz (有限元仿真获得), 而伺服机构地面试验时, y 、 z 方向环境输入的在 180 Hz 附近功率谱密度比较大, 强迫振动与管路固有频率耦合, 会产生共振, 容易导致管路破坏。S1—S8 八个应变片测量管路振动的动应变, 动应变不仅需要关注时域最大值、均方根应变, 同时需要关注应变的频域分布。三根排油管应变的频域分布基本类似, 选取 2#排油管频域应变进行分析, 如图 6 所示。可以看出, y 、 z 向振动时, 在 175~200 Hz 频率区间内, 管路应变较大。这是由于管路固有频率与受迫振动频率发生共振导致, 共振引起的高应力是导致故障的重要原因。 x 向振动时, 应变的一阶谐振频率在 85 Hz 附近, 二阶谐振频率在 175~200 Hz 区间内, 分别是受迫振动频率与管路的固有频率, 印证了 3.2.2 章节中输入环境以及管路有限元分析的准确性。

y 向试验时, II 象限应变显著大于 I 象限应变值; x 、 z 向试验时, I 象限应变显著大于 II 象限应变值。这是因为管路是悬臂梁结构, y 向振动时, I 象限为中性层位置, II 象限主要承担弯矩; x 、 z 向试验正好相反。同一应变片, x 、 z 试验对应的中性层均为 II 象限, 承弯均为 I 象限, 且 z 向应变显著大于 x 向应变。这是因为 z 向排油管与伺服液压源连接处谐振频率与管路的谐振频率相近, 发生频率耦合。

该型号排油管路的一阶谐振频率在 175~200 Hz 附近, 伺服机构振动试验时, 伺服排油管的输入环境 x 向谐振频率为 85 Hz 左右, y 、 z 向为 180 Hz 左右。因此 y 、 z 试验时, 排油管谐振频率与输入环境的峰值接近, 能够发生共振, 容易造成管路故障。这种情况下, 需要更改设计, 避开共振, 可以通过更改伺服机构来改变传递特性, 或采取改变排油管长度等方式使二者频率错开。在客观条件均不允许的情况下, 应该对管路进行加强, 比如采用整体加工, 避开焊接应力集中等。

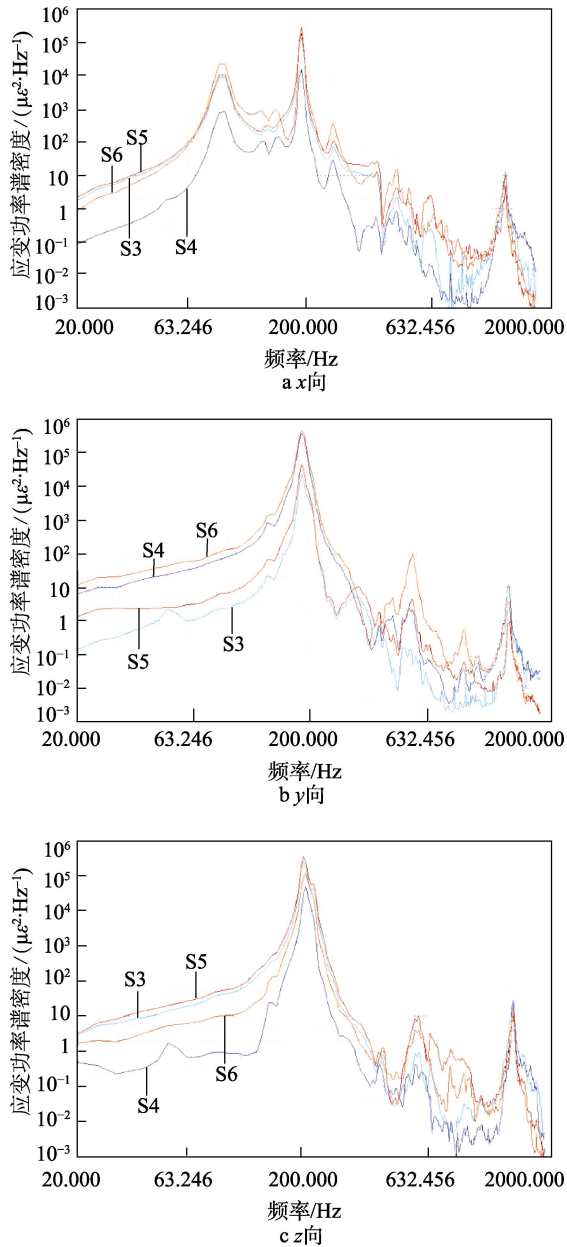


图6 2#排油管频域应变响应

4 结语

伺服排油管断裂是由于排油管谐振频率与排油管输入环境的峰值频率发生共振,在焊接应力集中处发生破坏造成的。管路破坏多由共振引起,目前已经有型号开始开展频率管理,要求管路设计频率避开整机、整箭的谐振频率。有限元仿真是管路研究的重要方法,实际型号工作中,应该加强管路试验与有限元仿真相结合,通过有限元仿真指导试验提高效率,通过试验验证仿真的准确性。

参考文献:

- [1] 曾广商, 赵守军, 张晓莎. 我国载人运载火箭伺服机构技术发展分析[J]. 载人航天, 2013, 19(6): 3-10.
- [2] 张玉强, 赵守军, 何俊, 等. 刘会祥大功率机电静压伺服机构动态特性研究[J]. 导弹与航天运载技术, 2016, 4(4): 25-29.
- [3] 鲍智文. 航天产品质量问题归零工作有效性研究[J]. 质量与可靠性, 2017(1): 14-18.
- [4] 卫国, 于韶明, 芦田, 等. 管路系统环境试验技术[J]. 导弹与航天运载技术, 2017, 3(5): 93-96.
- [5] 王勇, 赵大为, 江山, 等. 船舶管路系统弹性隔振试验[J]. 噪声与振动控制, 2013, 33(3): 163-166.
- [6] 权凌霄, 孔祥东, 俞滨, 等. 液压管路流固耦合振动机理及控制研究现状与发展[J]. 机械工程学报, 2015, 51(18): 175-183.
- [7] 于韶明, 芦田, 卫国, 等. 基于应变分析的管路振动研究[J]. 动力学与控制学报, 2017, 15(6): 512-517.
- [8] 李敏哲, 杨军社, 陈海霞, 等. 基于电阻应变计的液压系统应变监测技术研究[J]. 液压与气动, 2010(12): 31-34.
- [9] 王鸿鑫, 飞机液压管路系统振动应力测试研究[J]. 民用飞机设计与研究, 2012, 105(2): 32-39.
- [10] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [11] 庄茁, 由小川, 廖剑晖, 等. 基于ABAQUS的有限元分析和应用[M]. 北京: 强化大学出版社, 2009.