

基于应变分析的管路振动研究

于韶明^{1†} 芦田¹ 卫国¹ 胡彦平¹ 许巍²

(1.北京强度环境研究所,北京 100076) (2.北京航空材料研究院,北京 100095)

摘要 为了完成航天器内的管路高量级振动试验考核,从理论上分析得知管路失效的决定性因素为振动应变,裁掉高频段振动环境明显降低振动试验量级,分别通过试验以及有限元方法对比分析裁掉高频段前后的振动环境下管路振动应变的差异.结果显示在涵盖管路主要谐振频率的原则下,选取截止频率裁掉振动条件高频段,管路振动应变影响不大.可以通过剪裁振动条件代替原有振动试验条件考核管路,提高管路振动试验的可行性.

关键词 应变分析, 管路, 振动试验, 有限元

DOI: 10.6052/1672-6553-2017-44

引言

我国将发射大量各种轨道的航天器,对运载火箭的需求比较旺盛^[1,2].随着天宫系列空间实验室的建立,对火箭推力的要求也越来越大,火箭振动环境的加速度量级也越来越高.相应的地面试验要求也越来越高.航天产品振动试验的考核量级越高,目前 CZ-2F、CZ-5 等型号中部分环境振动量级已经超过 80g.

作为火箭的“血管”,管路系统的可靠性关系着整个发射的成败.为了航天发射的可靠性,管路系统的地面振动试验尤为重要.管路系统由于空间分布,结构复杂,长度各异等特性,导致地面振动试验的实施原本就困难较大,高达 80g 的振动量级使得管路振动试验的实施更加艰难.

本文通过对管路振动行为的研究分析,提出在涵盖管路主要谐振频率的原则下,降低振动条件的截止频率.该方法既确保了地面考核试验的充分性,同时显著降低了振动条件的量级,大大增强试验的可行性.

航天产品机械构件的失效模式主要分为两种,静强度失效与疲劳失效.静强度失效是指构件承受应力大于材料破坏应力,导致构件失效.疲劳失效是指构件承受应力未达到破坏应力,但是由于交变应力反复作用造成构件失效.振动环境中管路的破

坏主要是因为振动疲劳导致的疲劳失效.振动疲劳是结构所受动态交变载荷的频率分布与结构固有频率分布具有交集或相接近,从而使结构产生共振所导致的疲劳破坏现象,也可以直接说成是结构受到重复载荷作用激起结构共振所导致的疲劳破坏.^[3-5]

工程中用经验公式(1)表征材料的寿命,即著名的 S-N 曲线.

$$N = CS^a \quad (1)$$

其中 N 代表循环周期(材料寿命), C 、 a 为材料常数, S 为交变应力的应力幅值.

关于材料的疲劳寿命,一直是该领域学者关注的热点.樊俊铃等^[6-8]基于名义应力法研究了材料在低应力环境下高周疲劳问题;Hou 等^[9]基于应力/应变-寿命的幂函数公式研究了材料在高应力环境下低周疲劳问题.目前航天产品的地面振动试验,多为考核验证试验,需要验证构件能否通过确定振动环境,不需要定量得到材料的具体寿命.从 S-N 曲线可知,构件的材料确定后,寿命取决于应力幅值,而非振动的加速度响应.管路系统地面考核试验时,功率谱密度相同的不同频率区间的随机振动条件只要涵盖了管路主要谐振频率,管路上各点的应力幅值就相差不大.但是不同频率区间的振动条件量级是相差很大的.

根据广义虎克定律,材料的应力与应变有确定

关系,见公式(2).其中 σ 为应力张量, ε 为应变张量, D 为弹性系数矩阵.工程上应变数据的获得比应力数据的获得相对容易,为方便起见,对振动环境中的管路系统进行应变分析.

$$\sigma = D\varepsilon \quad (2)$$

1 基于应变分析的管路振动试验

为验证不同截止频率振动条件对管路应变的影响,选取一段典型管路进行试验,采集分析不同截止频率的随机振动试验条件下的应变数据,对管路振动进行研究.

1.1 管路概况

具体研究对象为内径34mm、外径37mm的不锈钢管路.对于管路结构,沿管路的轴向应变远大于径向和切向,沿管路轴向分别在管路的两端、弯管处、直管处4个典型位置粘贴应变片,共计4圈16个应变片,应变片编号分别为S1~S16.管路的形状尺寸及应变片粘贴位置如图1所示.

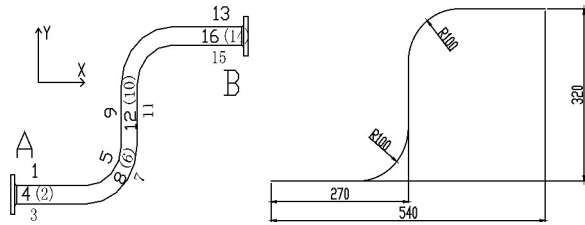


图1 管路尺寸及应变片位置

Fig.1 Strain gauge position and pipeline size

1.2 管路振动试验

振动试验边界条件为:A端与振动台连接、B端与地面固支.

表1 振动试验条件

Table 1 Vibration test condition

test	frequency range	PSD	r.m.s
20~1000Hz	20~100Hz	3dB/oct	13.77g _{rms}
	100~1000Hz	0.2g ² /Hz	
20~2000Hz	20~100Hz	3dB/oct	19.74g _{rms}
	100~2000Hz	0.2g ² /Hz	

由于80g振动试验实施困难,不易获得试验数据,无法进行不同截止频率随机振动试验数据的对比.因此采用低量级的随机振动试验条件进行分析研究.图1中弯管的主要谐振频率不会超高1000Hz,因此选取1000Hz作为截止频率,降低试验量级,进行振动应变的采集分析,并与2000Hz全频

段随机振动试验中振动应变进行对比研究.试验条件见表1.20Hz~1000Hz均方根加速度约为13.77g_{rms},20Hz~2000Hz均方根加速度约为19.74g_{rms}.20Hz~1000Hz振动试验条件为20Hz~2000Hz振动试验条件截止到1000Hz得到.

管路振动试验分X、Y、Z三个方向进行,Z向振动试验安装示意图如图2所示.管路的A端通过法兰工装与振动台滑台相连,管路的B端通过法兰工装与铸块相连,铸块通过地轨固定于地面上.

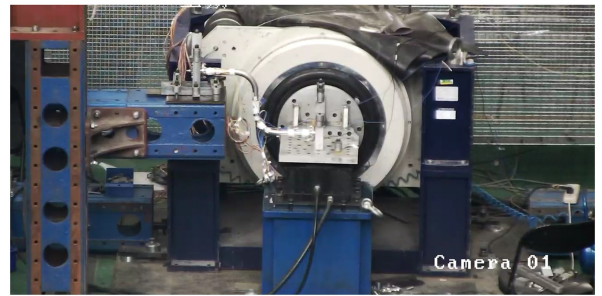


图2 管路振动试验

Fig.2 Vibration test of pipeline

试验过程中,振动控制仪通过功率放大器将振动信号施加于振动台上,进而传递到振动台固支的管路A端.管路A端安装有加速度传感器,加速度传感器将振动响应反馈回振动控制仪上,振动控制仪通过传感器反馈的振动信号与目标振动条件的比较,调整控制输出信号.整个系统为闭环控制,确保A端响应为目标振动条件.

1.3 试验数据分析

X、Y、Z三个方向分别进行两次振动试验,试验条件为表1中20Hz~1000Hz试验条件及20Hz~2000Hz试验条件,试验中采集16个应变片的应变.

图3为X向20Hz~2000Hz振动试验中S1应变片振动过程中采集的6s的时域数据,可以看出,振动应变为均值为0的交变应变;时域下最大应变在300μ ε 附近;由于振动条件为随机振动,应变也是随机的,需要进行进一步统计分析处理.

对应变数据进行傅立叶变换,可以得到应变的频域分布,即应变功率谱密度-频率曲线.选取三个方向中20Hz~2000Hz管路试验中的典型位置应变数据的傅立叶分析结果,研究应变在频域内的分布.管路X、Y、Z三个方向应变的功率谱密度曲线如图4(a)~图4(c)所示,X向应变响应主要集中在250Hz附近,Y向应变响应主要集中在278Hz附

近,Z向应变响应主要集中在275Hz附近.

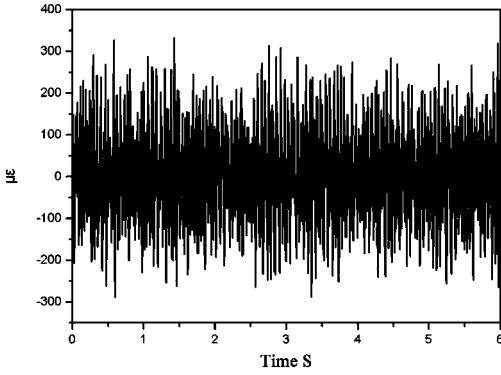


图3 应变时域图

Fig.3 Time strain

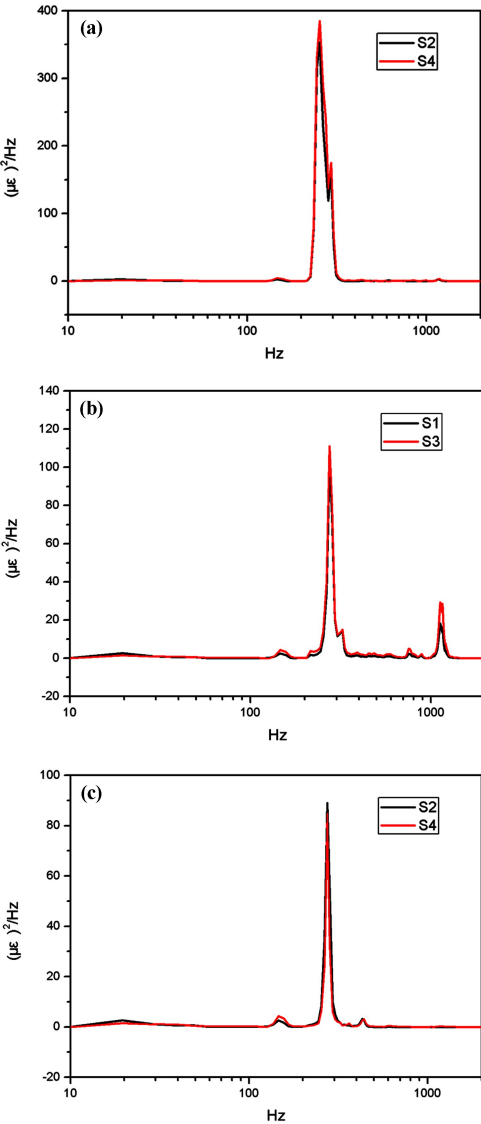


图4 X、Y、Z三个方向振动试验应变频域图

(a) X方向, (b) Y方向, (c) Z方向

Fig.4 curve of X、Y、Z three directions vibration test

(a) X-directional, (b) Y-directional, (c) Z-directional

从应变的频域分析中可以得出这样的结论,该段管路20Hz~2000Hz振动试验条件产生的应变主要集中在400Hz以下,20Hz~1000Hz能够涵盖管路的主要谐振频率.

对表1中两个不同试验条件的应变进行对比研究,分析二者产生应变的差异.直方图图5(a)~图5(c)分别为X、Y、Z三个方向两个振动条件下应变有效值,红色柱为20Hz~1000Hz试验时应变有效值,红色与黄色柱之和为20Hz~2000Hz试验时应变有效值.

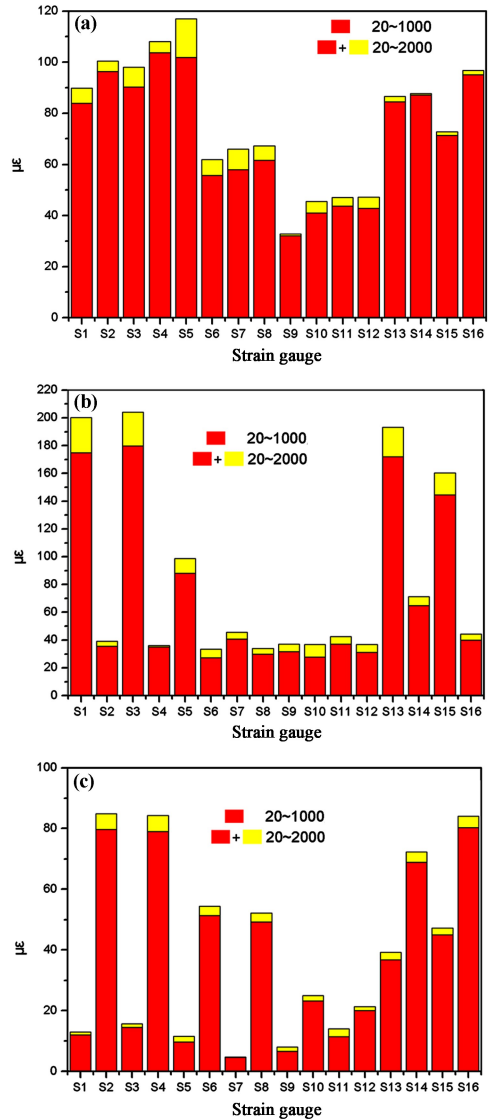


图5 X、Y、Z三个方向振动试验应变直方图

(a) X方向, (b) Y方向, (c) Z方向

Fig.5 Strain histogram of X、Y、Z three directions vibration test

(a) X-directional, (b) Y-directional, (c) Z-directional

从三个方向的试验应变对比中可以看出,20Hz~1000Hz试验与20Hz~2000Hz试验引起的管路应

变相差不大;即在涵盖了管路的主要谐振频率后,降低振动试验条件截止频率对管路应变影响可以忽略。

管路振动试验的应变分析结果显示,对于图1中的不锈钢管路,表1中20Hz~1000Hz的试验条件与20Hz~2000Hz的试验条件引起的管路应变相差不大,可以采用20Hz~1000Hz的条件代替与20Hz~2000Hz的条件来考核管路,振动量级显著降低。

2 管路振动的有限元仿真

管路系统的地面振动试验是考核管路是否满足设计要求的主要方法,目前有限元仿真虽然还不能完全代替试验,但是作为参考具有一定的准确性和指导意义^[10,11]。本文使用ABAQUS有限元软件对管路振动试验进行仿真,分析探讨不同截止频率对管路振动应变的影响。仿真中管路材料的主要参数为:密度取 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$,弹性模量取210GPa,泊松比取0.3,复合阻尼比取0.05。

表2 管路模态频率表

Table 2 Modal frequency of pipeline

No.	A free modal frequency (Hz)	A fix modal frequency (Hz)
1	194.374 (In plane)	372.553 (In plane)
2	207.58 (Out plane)	374.099 (Out plane)
3	284.853 (In plane)	574.527 (Out plane)
4	394.885 (Out plane)	1285.58 (In plane)
5	979.747 (Out plane)	1575.22 (Out plane)
6	1236.05 (In plane)	2047.15 (Out plane)
7	1446.87 (Out plane)	2148.33 (In plane)
8	1855.41 (In plane)	3210.09 (In plane)
9	1891.18 (Out plane)	3301.26 (Out plane)

首先对管路进行模态分析,为了与振动试验边界条件对比,模态分析边界为B端固支,A端(振动端)分为自由、固支两种情况,仿真计算得到管路各阶模态谐振频率见表2所示,面内模态为XY平面。振动端为自由边界时,管路一阶频率为194Hz;振动端为固支边界时,管路一阶频率为373Hz。振动试验时,振动端的边界状态介于自由与固支之间,一阶谐振频率在194Hz~373Hz之间,为面内模态。振动端为自由边界时,管路二阶频率为208Hz;振动端为固支边界时,管路二阶频率为374Hz。振动试验时,振动端的边界状态介于自由与固支之间,二阶谐振频率在208Hz~374Hz之间,为面外模态。管

路一阶模态(面内)与二阶模态(面外)相近,这与图4(a)~图4(c)中应变响应主要集中在250Hz~280Hz吻合。

然后对管路进行随机振动的有限元仿真,采用与试验相同边界进行仿真。管路A端进行振动加载,管路B端固支。

与试验相同,分别进行X、Y、Z三个方向加载,每个方向加载两次,加载条件为表1中20Hz~1000Hz试验条件及20Hz~2000Hz试验条件。

X方向20Hz~2000Hz有限元轴向应变云图如图6所示,从云图中可以看出,管路振动仿真得到的应变分布在不同振动方向相差不少,但是总体规律为法兰处、弯管处应变较大,直管处应变较小。其他两个方向结果类似。

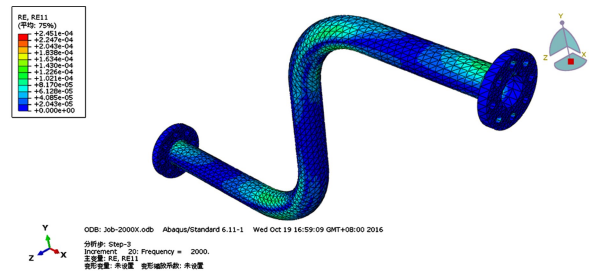


图6 X向振动应变云图

Fig.6 Strain of X-directional vibration simulation

对三个方向(每个方向各两次)仿真的结果,对照图1中应变片位置,采集与16个应变片位置相同处仿真计算所得的应变。分析两个振动条件仿真结果应变的差异。图7(a)~图7(c)为同一个方向两个振动条件下有限元仿真所得的应变值,红色柱为20Hz~1000Hz试验时应变值,红色与黄色柱之和为20Hz~2000Hz试验时应变值。

从三个方向的有限元仿真所得的应变值对比中可以看出,与试验结果类似,20Hz~1000Hz试验与20Hz~2000Hz试验引起的管路应变相差不大;即在涵盖了管路的主要谐振频率后,降低振动试验条件截止频率对管路应变影响可以忽略。

仿真结果与试验结果得到相互印证,对于图1所示的不锈钢管,可以降低截止频率采用表1中20Hz~1000Hz的条件代替与20Hz~2000Hz的条件来考核管路,两个随机振动试验条件对管路的振动应变影响差别不大,振动量级从 $19.7 \text{ g}_{\text{rms}}$ 降到 $13.8 \text{ g}_{\text{rms}}$,降幅达30%。

至于截止频率的确定,必须涵盖对应应变影响大

的主要频率.该频率可以从试验的应变分析中看出(本文研究的管路为 270Hz 附近);也可以从有限元仿真中得到(管路的一阶模态频率在 194Hz~373Hz 之间,二阶模态 208Hz~374Hz).

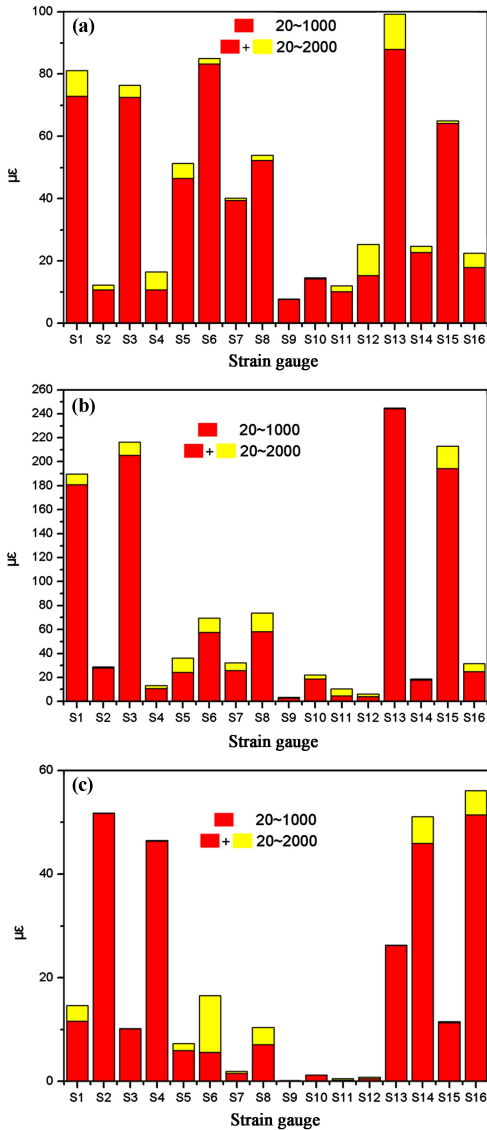


图7 X、Y、Z三个方向振动仿真应变直方图

(a) X方向, (b) Y方向, (c) Z方向

Fig.7 Strain histogram of X、Y、Z three directions vibration simulation

(a) X-directional, (b) Y-directional, (c) Z-directional

试验与有限元仿真中振动试验条件的选取并无特殊性,在涵盖管路主要频率的原则下,选取截止频率降低振动量级的方法可以应用到高达 $80g_{\text{rms}}$ 振动试验中,增强试验的可行性.

3 结论

通过振动环境中管路破坏机理的分析,确定管路的破坏主要为疲劳失效;振动环境中管路是否疲

劳失效的决定因素为应力幅值;可以选择应变代替应力进行管路振动的定性分析.

管路振动试验的应变分析结果显示,管路应变的贡献主要来自于低频段的振动;振动应变也主要集中在低频.

管路振动仿真的应变分析结果与管路振动试验结果吻合,在涵盖管路主要频率的原则下,选取截止频率能够明显降低振动量级,对管路振动应变影响不大.

可以根据管路的主要谐振频率选取截止频率,代替原有振动试验条件考核管路,提高管路振动试验的可行性.

参 考 文 献

- 1 范瑞祥,容易. 我国新一代中型运载火箭的发展展望. 载人航天, 2013,19:1~4 (Fan R X, Rong Y. The evolution prospect of China's medium launch vehicle. *China Manned Spaceflight*, 2013,19:1~4 (in Chinese))
- 2 张庆伟. 面向 21 世纪的中国航天运载技术. 中国航天, 2001(1):4~8 (Zhang Q W. China's launch vehicle for 21st century. *Aerospace China*, 2001(1):4~8 (in Chinese))
- 3 姚起杭,姚军. 工程结构的振动疲劳问题. 应用力学学报, 2006(3):12~15, I-II (Yao Q H, Yao J. Vibration fatigue in engineering structures. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2006(3):12~15, I-II (in Chinese))
- 4 张阿舟,诸德超,姚起杭等. 实用振动工程. 北京: 航天工业出版社, 1997 (Zhang A Z, Zhu D C, Yao Q H, et al. Practical vibration engineering. Beijing: Aerospace Industry Press, 1997 (in Chinese))
- 5 徐志刚,陈荣,李权等. 某型飞机进气道在噪声环境中的振动疲劳分析. 装备环境工程, 2011,8:100~103 (Xu Z G, Chen R, Li Q, et al. Vibration fatigue analysis of plane inlet channel under noise environment. *Equipment Environmental Engineering*, 2011,8:100~103 (in Chinese))
- 6 樊俊铃,郭杏林,赵延广等. 定量热像法预测焊接接头的 S-N 曲线和残余寿命. 材料工程, 2011,12:29~33 (Fan J L, Guo X L, Zhao Y G, et al. Predictions of S-N curve and residual life of welded joints by quantitative thermographic method. *Journal of Materials Engineering*, 2011,12:29~33 (in Chinese))
- 7 Fan J L, Guo X L, Wu C W, et al. Stress assessment and

- fatigue behavior evaluation of components with defects based on the finite element method and lock-in thermography. *Journal of Materials Engineering Science*, 2015, 229 (7): 1194~1205
- 8 郭强, 郭杏林, 樊俊铃等. 基于固有耗散的材料疲劳性能快速评估方法. *力学学报*, 2014, 46(6): 931~939 (Guo Q, Guo X L, Fan J L, et al. Rapid evaluation of fatigue behavior of materials based on the intrinsic dissipation. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2014, 46(6): 931~939 (in Chinese))
- 9 Hou N X, Wen Z X, Yu Q M, et al. Application of a combined high and low cycle fatigue life model on life prediction of SC blade. *International Journal of Fatigue*, 2009, 31(4): 616~619
- 10 欧阳芙, 娄路亮, 方红容等. 随机振动下小导管的疲劳分析. *强度与环境*, 2011, 5: 59~63 (Ouyang F, Lou L L, Fang H R, et al. Random vibration fatigue analysis of small pipeline. *Structure & Environment Engineering*, 2011, 5: 59~63 (in Chinese))
- 11 徐邵鑫. 随机振动. 北京: 高等教育出版社, 1990 (Xu S X. Random vibration. Beijing: Higher Education Press, 1990 (in Chinese))

RESEARCH ON PIPELINE'S VIBRATION BASED ON STRAIN ANALYSIS

Yu Shaoming^{1†} Lu Tian¹ Wei Guo¹ Hu Yanping¹ Xu Wei²

(1. *Beijing Institute of Structure and Environment Engineering, Beijing 100076, China*)

(2. *Beijing Institute of Aeronautical Materials, Beijing 100095, China*)

Abstract In order to complete the high level vibration test of pipeline in spacecraftheoretical analysis results show that the decisive factor for the pipeline failure is vibration strain, cutting the high frequency region of vibration environment can significantly reduce the vibration magnitude the difference of the pipeline vibration strain before and after cutting high frequency region respectively by test and finite element method. The results show that under the principle the cut-off frequency higher than the main resonance frequency, the cut-off frequency is chosen to reduce the vibration magnitude, and the vibration strains of the pipeline are not affected. It is acceptable that cutting off the vibration test condition to replace the original vibration test condition the feasibility of pipeline vibration test.

Key words strain analysis, pipeline, vibration test, finite element