

基于仿真计算的推力架传动轴损伤分析

董 冬, 乔江晖, 侯 健, 朱成亮, 耿 直
(西安航天动力试验技术研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 某水平推力架传动轴出现断裂故障, 根据水平推力架结构组成和工作原理对其传动轴损伤机理进行分析, 可得出该断裂为低周疲劳所致。基于 ANSYS Workbench 平台建立传动轴的模型, 对传动轴进行强度分析, 给出工作载荷下的应力强度、应变及变形计算结果。通过计算结果分析传动轴薄弱部位, 得出与传动轴失效部位状态一致。对其进行改进设计, 改进后基于强度分析的一种损伤分析方法对传动轴进行损伤仿真分析, 得出了使用寿命次数、安全系数和损伤系数的仿真计算结果。通过对照改进前后仿真数据, 结果表明改进后的传动轴安全性提高, 强度提高, 同时结合应力与屈服强度公式计算出传动轴的许用应力满足传动轴设计要求。

关键词: 传动轴; 强度分析; 损伤分析

中图分类号: V433-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2016) 01-0095-06

Simulation calculation based fracture analysis of thrust frame drive shaft

DONG Dong, QIAO Jianghui, HOU Jian, ZHU Chengliang, GENG Zhi
(Xi'an Aerospace Propulsion Test Technology Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: Because of the fracture occurred on horizontal thrust frame transmission shaft, the transmission shaft damage mechanism is analyzed according to the composition and working principle of the horizontal thrust frame structure. The analysis result shows that the fracture is caused by low cycle fatigue. The model of the transmission shaft was established based on ANSYS Workbench platform to make strength analysis of the shaft. Stress, strain and deformation calculation result under the working load are given. The weak positions of the drive shaft are analyzed according to the calculation results, by which a conclusion that the state of the drive shaft failure parts is consistent is got. Its design was improved. The fracture simulation analysis for drive shaft was carried out by means of the improved analysis method based on the strength analysis. The simulation calculation results of service life, safety factor and damage coefficient are given, and the damage coefficient calculation results. The contrast of simulation data before and after improvement indicates that the improved shaft's

收稿日期: 2015-06-07; 修回日期: 2015-09-25

作者简介: 董冬 (1981—), 男, 工程师, 研究领域为发动机试验技术

security has been enhanced, and strength increased. Combined with the stress and the yield strength formula, the allowable stress of the transmission shaft is calculated, which satisfies the design requirement of the shaft.

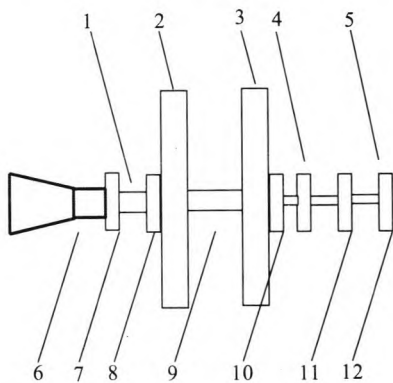
Keywords: drive shaft; intensity analysis; damage analysis

0 引言

某型号试验后出现推力数据异常现象，经复查数据以及检查推力架，发现推力架传动轴出现断裂故障。传动轴作为推力架的重要部件，它的失效极大影响了所在系统可靠性。因此，如果能分析出传动轴断裂机理，计算出断裂传动轴的强度，对于改进传动轴以提高系统可靠性提供重要数据依据。为满足上述要求，本文从推力架工作原理入手，针对传动轴断裂故障机理进行分析，经过计算得出应力强度和疲劳程度，最终提出改进措施，提高传动轴及所在系统可靠性。

1 推力架结构

推力架为发动机地面热试车提供安装固定位置，实现推力现场校准和热试车推力测量。该推力架为水平状态，结构示意图，如图 1 所示。



1-传动轴; 2,3-静架; 4-测量力传感器; 5-砝码;
6-发动机; 7-对接架; 8,10-弹簧板; 9-动架轴;
11-标准力传感器; 12-拉杆

图 1 水平推力架结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of horizontal thrust frame

水平推力架由传动轴、弹簧板、静架、动架轴、测量力传感器、标准力传感器、拉杆及砝码

组成。传动轴属于水平推力架组成部分，发动机通过对接架与传动轴连接安装固定。水平推力架工作原理为：发动机热试车工作后，发动机喷口产生反方向矢量推力，该矢量推力通过对接架和传动轴直接作用于固定在静架的弹簧板上；弹簧板变形继续将矢量力传送给动架轴、静架及弹簧板，最终传至测量力传感器，测量力传感器获得推力数据。

2 损伤机理分析

断裂传动轴结构如图 2 所示。图 2(a)底座与轴连接处断裂缝；图 2(b)传动轴底座断裂截面；图 2(c)传动轴轴断裂截面。

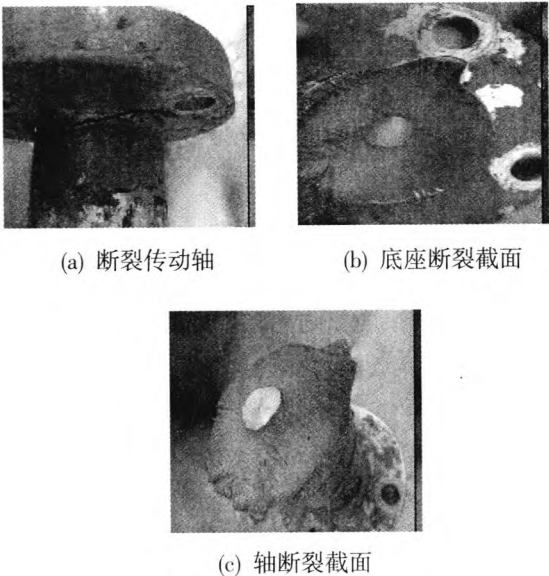


图 2 传动轴损伤情况

Fig. 2 Damage status of drive shaft

发动机与对接架、传动轴可视为一体，在一定的推力载荷作用下，传动轴和安装在水平推力架的弹簧板直接接触，传动轴刚体和弹簧板均产生形变，当载荷撤销后材料依靠自身的屈服应力均可恢复至形变前状态。由材料本身的性质可

知:弹簧板使用合金材料;传动轴使用不锈钢材料(2Cr13);合金剪切弹性模量(78.4 GPa)高于传动轴的不锈钢材料(76.4 GPa);合金拉伸弹性模量(196 GPa)高于传动轴的不锈钢材料(193 GPa)^[1]。因此,设计时决定了弹簧板材料的抗拉强度高于传动轴材料,目前载荷下弹簧板的使用寿命要高于传动轴;也意味传动轴较弹簧板易发生疲劳破坏,这与实际传动轴断裂而弹簧板完好的现状相吻合。

然而,这样的疲劳破坏是怎么形成的呢?传动轴在实际使用中并非长时间连续使用,仅在某个短周期内使用,且所受载荷随时间呈周期性变化,即为高交变应力。随着传动轴超过使用寿命次数或多次受到超过极限载荷的力时,传动轴刚体逐渐出现形变不复位且刚度变小现象,进而叠加产生内部组织损伤,在交变应力作用下将产生疲劳破坏。内部组织疲劳损伤无法通过外观查看到,随着损伤逐步向外扩散,传动轴表面将出现断裂缝,如果继续使用将出现断裂将大面积扩展,甚至断开。当材料承受静力荷载时,材料在达到极限强度时才会发生破坏。但当材料承受交变荷载时,在荷载远低于极限强度时也会发生破坏,这类破坏往往没有预兆性而且比较突然,这类破坏由材料疲劳破坏引起。疲劳破坏可分为低周疲劳和高周疲劳,低周疲劳交变荷载幅值比较高,材料会产生明显的塑性变形,荷载循环次数较少。因此,通过分析传动轴工作原理以及检查断裂截面可知该传动轴断裂属于低周疲劳破坏,即在高交变的塑性应变作用力下的循环周数在100 000次以下的疲劳破坏^[2],而非瞬时高强度应力破坏。

3 损伤理论基础及分析方法

3.1 理论基础

进行损伤分析主要方法有名义应力法、局部应力应变法和应力应变场强度法等。其中,名义应力法是最早形成的抗疲劳设计方法。它以材料或零件的S-N曲线为基础,对照结构疲劳危险部位的应力集中系数和名义应力,结合疲劳累积理论,校核疲劳强度或计算疲劳使用寿命在获得相

关材料的S-N曲线以及通过强度计算分析应力集中和危险部位,采用名义应力法进行传动轴损伤分析^[3]。传动轴的疲劳破坏是由于多次发动机试验不断施加的循环载荷作用而产生损伤,传动轴发生疲劳破坏时的总循环次数为:

$$N_T = \frac{1}{\int_0^{\infty} \frac{p(s)s^m}{c} ds}$$

式中: N_T 为传动轴发生疲劳破坏时的总循环次数; c 与 m 为与传动轴的结构和材料有关的常数。传动轴材料应力与寿命关系的S-N曲线可表示为:

$$S^m N = C; P(S) = n_i / N_i$$

式中: n_i 为传动轴第 i 级应力水平下经过的应力循环次数; N_i 为传动轴第 i 级应力水平下传动轴达到破坏时的应力循环次数。

利用材料的屈服极限、强度极限估算材料的S-N曲线^[4]。疲劳与应力、应变有关,它们之间的关系可以用S-N曲线表示。ASME美国压力容器规范分析与应用对于各种不锈钢的S-N曲线进行推倒计算,抗拉强度 $S_T \leq 552$ MPa的材料,不论其材料牌号,都可采用同一根S-N曲线,低循环疲劳曲线可见^[5]:

$$\sigma_{-1} = 0.35S_T + 122 \text{ MPa} \quad (1)$$

$$S_a = \frac{E}{4\sqrt{N_f}} \ln \frac{100}{100-\varphi} + \sigma_{-1} \quad (2)$$

式中: S_a 为应力幅, MPa; E 为材料的弹性模量, MPa; N_f 为疲劳循环次数; φ 为材料的断面收缩率; σ_{-1} 为材料的抗疲劳持久极限, MPa。取 $S_T = 500$ MPa, $\sigma_{-1} = 297$ MPa, $E = 206$ GPa, $\psi = 60\%$ 。同时,得S-N曲线数值关系,如表1所示。

3.2 分析方法

依据有限元计算分析传动轴的损伤分析方法如图3所示。损伤分析是基于强度分析,强度分析必须结合传动轴的载荷约束状态。本文采用ANSYS Workbench中静力载荷分析模型(Static Structural)进行强度分析。尽管疲劳与循环或重复载荷有关,但使用的结果却基于线性静力载荷分析,而不是谱分析。且在模型中也可能存在非线性,但本文只考虑线性行为方面。

表 1 S-N 曲线
Tab. 1 S-N curves

S/MPa	1e1	2e1	5e1	1e2	2e2	5e2	1e3	2e3	5e3	1e4
N/次数	13 415	9 574.3	6 166.8	4 449.3	3 234.3	2 157.4	1 614.3	1 230.2	889.49	717.75
S/MPa	2e4	5e4	1e5	2e5	5e5	1e6	2e6	5e6	1e7	2e7
N/次数	596.31	488.55	434.24	395.84	361.76	344.59	332.44	321.67	316.24	312.4

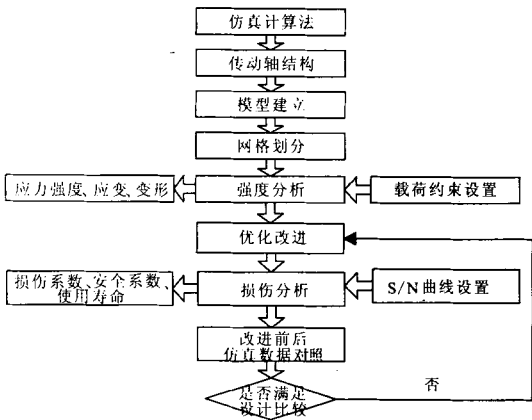


图 3 损伤分析流程
Fig. 3 Flow chart of damage analysis

4 传动轴强度仿真计算

4.1 模型建立及参数设置

依据断裂传动轴实际尺寸和实际受力情况，利用 ANSYS Workbench 软件建立仿真模型。强度分析主要是基于静力载荷分析，依据实际使用情况，分别对改进前和改进后的传动轴分别施加 50 kN 的载荷和弹性约束进行分析。静力载荷分析用于计算由那些不包括惯性和阻尼效应的载荷作用于结构或部件上引起的形变、应力及应变等。由于形变分析比较直观，因此下面仅给出应力、应变及变形分析情况。材料属性为不锈钢 2Cr13，其中，弹性模量 $E=206\text{ GPa}$ ，泊松比 $\mu=0.3$ 。

4.2 强度仿真计算

强度仿真计算主要包括应力强度、应变及变形等。应力强度在 0.15~37.06 MPa，应变值为

$6.86\text{e-}7\sim0.000\text{ 2 mm/mm}$ ，变形量 $0\sim0.025\text{ mm}$ 。说明在工作载荷下传动轴的内应力可达到 37.06 MPa，变形可达 0.025 mm。通过观察仿真计算应力分布情况，变形位置主要集中在底座与轴连接部位，与实际断裂位置相符，只是实际的变形量与实际相比较保守，这与仿真叠加的载荷次数有关，不影响趋势分析结果。因此，急需对底座与轴连接部位需进行强度改进。

5 优化设计

5.1 设计要求

结合传动轴材料特性以及损伤分析结果要求，传动轴设计要求见表 2。

表 2 传动轴设计要求
Tab. 2 Design requirements of drive shaft

参数	参数范围
口径/mm	直径 160，长 200
应力/MPa	<220
变形量/mm	<0.01
损伤性能	安全系数>1，损伤系数<1

5.2 优化设计

经过上述分析，传动轴在轴与两底座接触面薄弱，为此对其进行设计改进，如图 4 所示。通过比较可看出，通过增大底座与轴接触截面尺寸，加大接触面积，分散工作载荷下集中在底座和轴间的载荷和应力，达到增强构件强度和提高使用寿命的目的。

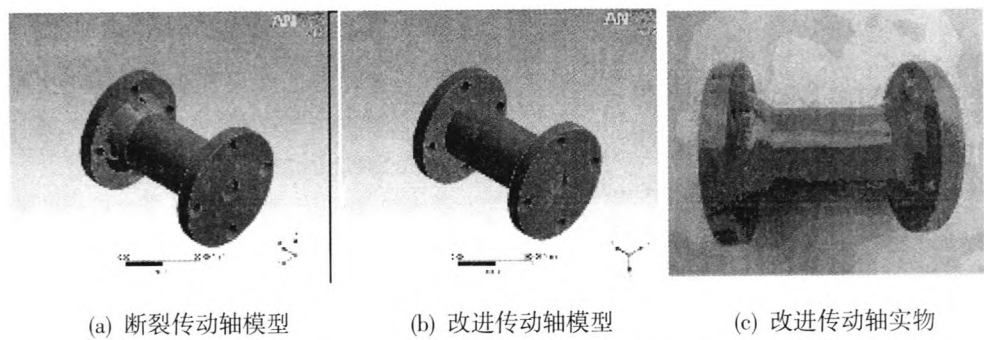


图 4 传动轴模型与实物图

Fig. 4 Models and real product of drive shaft

6 损伤仿真计算数据分析

损伤分析计算主要包括寿命次数、损伤系数及安全系数等。在损伤分析中给定传动轴的设计寿命为 500 次,即传动轴的寿命按照 500 次进行验证计算。经过计算得到的传动轴损伤分析结果:工作载荷下传动轴使用寿命为 380~1455 次;安全系数为 0.95;损伤系数为 0.34~1.31。传动轴寿命次数出现小于设计值 500 次,安全系数小于 1,损伤系数大于 1 的部位集中在载荷产生部位底座与轴连接处,与强度计算的结果状态一致。说明传动轴底座与轴连接部位存在强度隐患,较

容易发生疲劳破坏,疲劳破坏计算分析结果与实际断裂状态一致。

时针对改进后的传动轴使用同样分析方法进行了应力强度和损伤仿真计算。改进后应力强度降低为 12.48 MPa,降低了 66%;变形量降低为 0.008 mm,降低了 68%;损伤系数降低为 0.28~0.72,最高降低了 44%;使用寿命提升为 691~1787 次,最高使用次数提升了 80%;安全系数提升至 3.5,提升了 40%。传动轴改进前后仿真数据对照情况如表 3 所示。通过数据对比分析,改进后的传动轴应力强度变小,变形量减小,抗弯曲强度增强,使用寿命提高,更加安全。

表 3 传动轴改进前后仿真数据对照表

Tab. 3 Simulation data of transmission shaft before and after improvement

项 目	应力强度/MPa	等效弹性应变/ mm/mm	变形/mm	损伤系数	使用寿命	安全系数
改进前	37.06	1.5×10^{-4} (max)	0.025	0.34~1.31	380~1 455	0.95~15
改进后	12.48	5.7×10^{-5} (max)	0.008	0.28~0.72	691~1 787	1.3~15
比照结果	↓ 66%	↓ 62%	↓ 68%	↓ 18%~44%	↑ 18%~80%	↑ 36%

由材料许用应力公式:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$
 (3)

式中: σ_s 为屈服强度, n 为安全系数。

由机械设计手册可知,传动轴 2Cr13 的屈服

强度 $\sigma_s \geq 440$ MPa,塑性材料弯曲许用应力安全系数为 1.0~1.2,选取 $k=1.2$ 计算传动轴最小许用应力。由公式 (3) 计算可得, $[\sigma_{\min}] \geq 366.7$ MPa。由此可见,改进传动轴后的最大应力强度 37 MPa 小于其最小许用应力 366.7 MPa,因此,优化改进后的传动轴满足设计要求。

7 结语

传动轴作为推力测量系统的重要组件,其结构和性能直接影响着系统的工作可靠性。利用 ANSYS 建模并进行强度计算,确定传动轴的损伤薄弱部位与实际损伤集中部位一致。按照优化改进要求进行传动轴优化改进,改进前后的仿真计算数据进行对照,并进行数据分析。通过数据对照结果表明,改进后的传动轴安全可靠,应力强度降低 66%,安全系数提高 36%。这种损伤分析方法可用于其他结构件损伤分析,具有方法参考价值。

参考文献:

- [1] 吴晓,黄翀,杨立军.非线性基础上拉压弹性模量不同矩形板的弯曲[J].西安建筑科技大学学报:自然科学版,2013,24(6):18-23.
- [2] 彭茂林,杨自春,曹跃云,等.涡轮叶片低周疲劳可靠性稳健设计优化研究[J].中国电机工程学报,2013,12(11):54-61.
- [3] 李先锋,杨建伟,贾志绚,等.基于 Workbench 车辆减振器弹簧盘的疲劳分析[J].北京:建筑学院学报,2012,12(2):53-55.
- [4] 范文学,陈芙蓉,解瑞军,等.Q235B 钢对接焊接头振动 SN 曲线的分析[J].焊接学报,2014,12(8):10-14.
- [5] 陈崧,竺一峰,胡嘉骏,等.船体结构 SN 曲线选取方法[J].舰船科学技术,2014,12(1):22-26.

(编辑:马 杰)

(上接第 87 页)

- [4] 陈宏玉,刘红军,陈建华,等. Chebyshev 超谱粘性法在推进剂供应管路非定常流动分析中的应用[J].推进技术,2012,33(5):804-808.
- [5] 陈宏玉,刘红军,刘上.配置点谱方法求解推进剂供应管路瞬变流动[J].火箭推进,2013,39(4):24-29.
CHEN Hongyu, LIU Hongjun, LIU Shang. Solution of transient flow in propellant pipelines by Chebyshev spectral collocation method [J]. Journal of rocket propulsion, 2013, 39(4): 24-29.
- [6] 曾强,马贵阳,江东方,等.液体管道水击计算方法综述

- [J].当代化工,2013,42(8):1189-1197.
- [7] WATYERS G Z. 管线中不稳定流的现代分析和控制[M].董启贤,译.北京:石油工业出版社,1987.
- [8] 张国忠.管道瞬变流动分析[M].北京:石油大学出版社,1994.
- [9] 张铭远.高等工程流体力学[M].西安:西安交通大学出版社,2006.
- [10] MUHL W K. 管道水击压力的计算[J].赵东瑞,译.油气储运,1996,10(15):59-60.

(编辑:陈红霞)