

振动对 TBM 液压泵泵轴受力及疲劳寿命影响分析

杨忠炯^{1,2}, 董 栋²

(1. 高性能复杂制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410083; 2. 中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083)

摘 要: 针对硬岩掘进机(tunnel boring machine, TBM)强振动工况, 分析引起泵轴疲劳失效的两种机理: 载荷与材料性能变化. 建立了泵轴在强振动下的受力仿真模型, 仿真得到泵轴稳态受力幅值随频率及振幅均呈线性增加. 根据经验数据, 获得不同工况下的 S-N 曲线修正模型. 建立泵轴的有限元模型, 加载不同工况的载荷与材料参数, 得到振动参数影响泵轴疲劳寿命的规律. 结果表明: 当振幅小于 3 mm, 频率小于 20 Hz 时, 泵轴总能满足对寿命要求; 当振幅大于 4.8 mm 时, 不能满足其寿命要求; 当频率为 10 Hz 时, 能满足泵轴疲劳寿命的最大振幅为 4.3 mm.

关键词: 硬岩掘进机; 振动; 叶片泵泵轴; 疲劳寿命

中图分类号: TH312 文献标志码: A doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2016.04.002

0 引言

硬岩掘进机(tunnel boring machine, TBM)是用于开挖硬岩地质隧道的大型施工设备, 工作在大功率、强振动的环境下. MB264-311 型 TBM 的撑靴液压系统有 3 台不同的液压泵, 其中包括一台双作用叶片泵, 其工作转速 1 000 r/min, 排量 40 mL/r, 额定工作压力 6.3 MPa, 工程要求其工作寿命在 8 000~10 000 h. 该叶片泵作为快速收缩及快速伸出回路的辅助泵源, 在工作过程中常发生泵轴断裂问题, 不能满足工程要求^[1-2]. 文献[3-4]分析了交变载荷下结构的静应力疲劳失效. 文献[4]提出了轴承的振动模型. 文献[5-6]分析了振动频率对结构疲劳寿命的影响.

目前, 对振动环境下泵轴的疲劳寿命的研究很少, 因此本研究运用 ANSYS/APDL 参数化建模, 研究了振动环境对泵轴疲劳寿命影响.

1 泵轴疲劳寿命分析原理

图 1 所示为某型叶片泵的装配结构图, 泵轴左端与中部由两个不同型号的轴承支承, 轴的左端第二段通过花键与叶片转子连接, 泵右端通过联轴器与驱动电机相连.

TBM 振动频率在 5~20 Hz, 振幅在 0~6 mm. 根据 TBM 某项目实测驱动电机轴附近的振动时域波形可知, 振动频率为 10.24 Hz, 振动加速度为 3.53 m/s².

1.1 振动引起载荷变化

根据泵的装配关系, 将轴承简化为一个弹簧-质量模型, 分析泵轴在径向基础振动下的受力情况, 则该系统为两自由度基础振动模型, 原轴受力模型如图 2 所示.

根据牛顿第二定律, 建立泵轴的受力数学模型如下, 垂直方向受力平衡:

$$m(\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2 + L_1\theta) + k_2(x_1 - x_2 - L_2\theta) = mg,$$
(1)

式中: m 为泵轴质量; x_1 为泵轴位移; x_2 为基础振动位移, $x_2 = A\sin \omega t$; k_1 为左端轴承径向刚度; k_2 为右端轴承径向刚度; θ 为泵轴绕质心转动角度; L_1 为质心距泵轴左轴承距离; L_2 为泵轴距泵轴右轴承距离. 而力矩平衡方程为

$$J_c\ddot{\theta} + k_1(x_1 - x_2 + L_1\theta)L_1 - k_2(x_1 - x_2 + L_2\theta)L_2 = 0.$$
(2)

式中: J_c 为泵轴质心转动惯量.

收稿日期:2015-09-08; 修订日期:2015-11-10
基金项目:国家重点基础研究发展计划资助项目(2013CB035404)
作者简介:杨忠炯(1963—),男,湖南长沙人,中南大学教授,博士,主要从事流体动力学研究, E-mail: yzj7072@126.com.

1.2 振动引起材料性能变化

根据前人研究,振动对材料性能的影响主要由振动频率引起.文献[5]指出,加载频率对金属材料的疲劳寿命曲线有很大影响.文献[6]通过试验获得 10 Hz 下用 Basquin 方程式描述 S-N 的参数值.方程式为

$$\sigma_a = \sigma'_f(N_f)^b.$$
 (4)

式中: σ_a 为疲劳应力幅; σ'_f 为疲劳强度系数,试验值为 1 936; N_f 为疲劳断裂循环数; b 为疲劳强度指数,试验值为 -0.058 5.

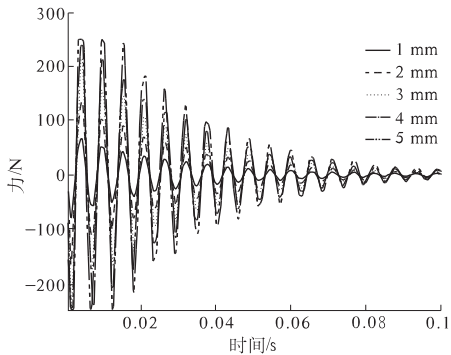


图 4 1 Hz 时不同振幅下的泵轴受力图
Fig.4 Force on shaft under different amplitude by 1 Hz

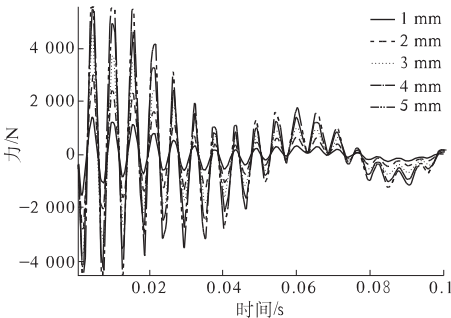


图 5 10 Hz 时不同振幅下泵轴的受力图
Fig.5 Force on shaft under different amplitude by 10 Hz

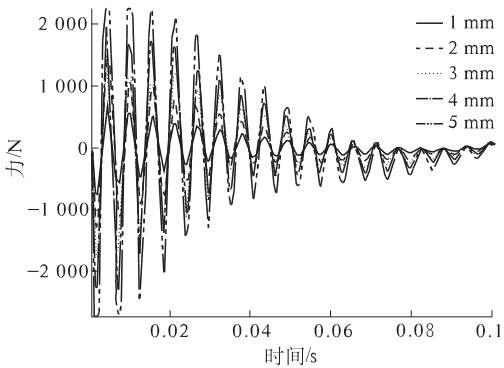


图 6 20 Hz 时不同振幅下的泵轴受力图
Fig.6 Force on shaft under different amplitude by 20 Hz

2 泵轴模型建立及疲劳分析

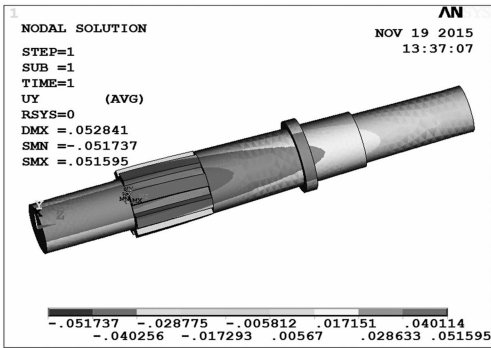
2.1 泵轴有限元建模

根据泵轴的结构参数,运用 ANSYS/APDL 语言参数化建立有限元模型.材料杨氏模量为 2.11E11 Pa,泊松比为 0.277,质量密度为 7.87 g/cm³.许用应力 $[\sigma] = 171.57$ MPa,由于模型受扭转剪力,选择单元类型为 Solid185,自由划分为 22 996 个节点,118 261 个单元.图 7 为 Y 方向位移与总位移图,图 8 为等效应力图及危险部位图.根据泵轴的安装及受力情况,加载固定约束于轴端,分别在两轴承处加载振动下泵轴受力,由于 ANSYS/Fatigue 模块的局限性,加载受力按受力幅值静态加载,且加载扭矩在花键部位.再由等效应力从图 8(b)可以看出,最大等效应力即泵轴的危险部位是花键根部.

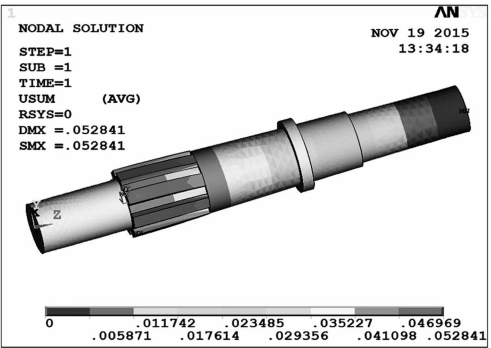
2.2 泵轴疲劳计算分析

(1)疲劳参数.根据泵轴的结构参数,选择钢材的敏性系数 q 为 0.5,结构的理论应力集中系数 α 为 1.32,根据理论应力集中系数与有效应力集中系数的关系式^[7]:

$$k - 1 = q(\alpha - 1).$$
 (5)



(a) Y方向位移图



(b) 总位移图

图 7 Y 方向位移与总位移图

Fig.7 Y direction and total displacement

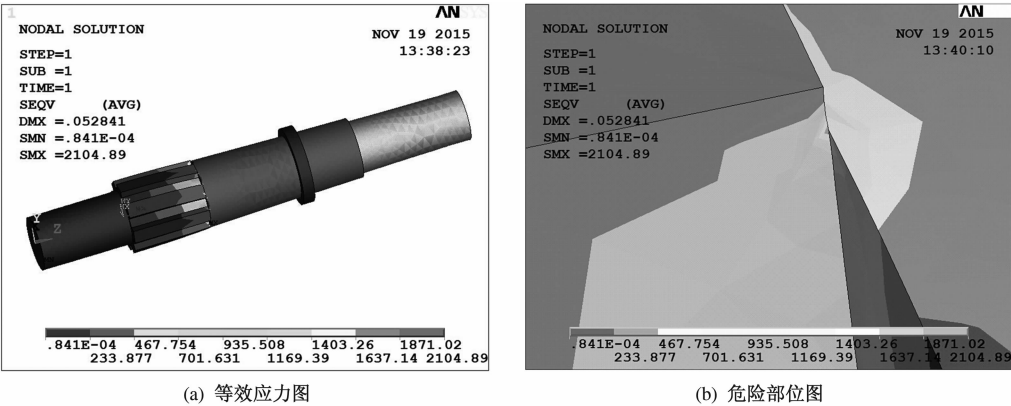


图 8 等效应力图及危险部位

Fig.8 Vonmises and dangerous position

计算得有效应力集中系数为 1.16。根据钢材截面形状系数图,由于轴为实心轴,所以尺寸效应选择为 1,泵轴表面粗糙度为 1.6,通过精车加工后,其扭转剪切疲劳表面质量系数选择为 0.9。

(2)疲劳计算结果. 通过对静力分析下危险位置计算,考虑结构的对称性,选择疲劳设置为 1 LOCATION、1 EVENT、2 LOADS 进行疲劳计算分析,其中 2 LOADS 分别为泵受力最大值与最小值. 1 LOCATION 为花键的根部位置. 疲劳应力 s 如表 1 所示。

表 1 疲劳计算存储结果						
Tab.1	Result of fatigue calculation					MPa
	s_x	s_y	s_z	s_{xy}	s_{yz}	s_{xz}
Loc1	1.3	0.6	1.0	2.4	-29.6	7.9
Loc2	2.6	1.2	2.0	4.9	-59.2	15.9

ANSYS 疲劳计算模块采用简化的弹塑性假设和 Miner 疲劳累积求和法则,认为使用应力下的循环次数与该应力下材料的疲劳寿命比值等于 1,即达到疲劳破坏. 根据寿命要求,实际循环次数为 0.6E8。

(3)振动参数对疲劳寿命影响. 分别运用不同振幅与频率下的泵轴受力进行加载,求得对应的许用疲劳循环次数如图 9 所示。

图 10 为循环次数俯视图,图中左下部深色与浅色形成的交叉线以下表示许用循环次数小于要求循环次数. 从俯视图可以看出,随着振幅与频率增加,许用循环次数线性减小. 当振幅在 3 mm 以下时,频率在 20 Hz 以下都能满足寿命要求;当振幅大于 4.8 mm 时,均不能满足寿命要求;当振幅在 3 mm 与 4.8 mm 之间,由图 10 中深色与浅色交界曲线可以看出,随振幅增加,许用循环次数在近似线性减小,即疲劳寿命线性减小;当频率为

10 Hz 时,满足寿命要求的最大振幅为 4.3 mm。

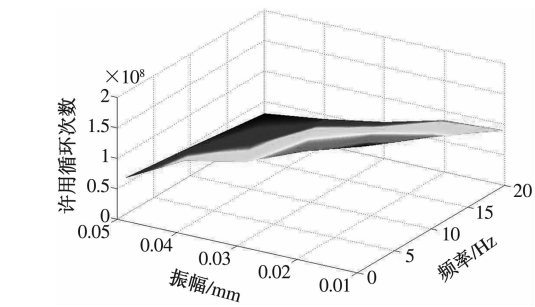


图 9 不同振幅与频率下的循环次数图

Fig.9 Allowance cycles under different amplitudes and frequencies

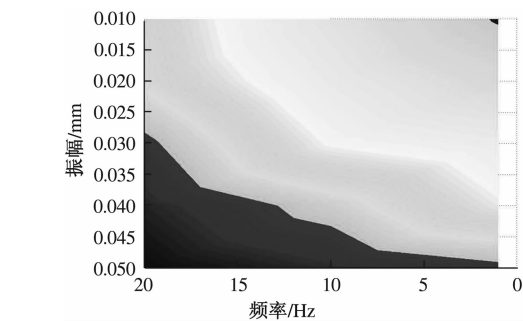


图 10 循环次数俯视图

Fig.10 Top view of the allowance cycle number

3 结论

(1)建立泵轴在振动下的受力仿真模型. 仿真表明,振动下的瞬态受力远大于稳态受力. 同时,随振幅与频率的增加,稳态受力均按线性规律增加。

(2)建立泵轴有限元模型,花键为危险部位. 当振幅小于 3 mm,频率小于 20 Hz 时,泵轴能满足寿命要求;当振幅大于 4.8 mm 时,不能满足其寿命要求;当振幅在 3 ~ 4.8 mm 之间时,随着振幅与频率增加,许用循环次数即疲劳寿命线性减

小;当频率为 10 Hz 时,能满足泵轴疲劳寿命的最大振幅为 4.3 mm.

参考文献:

[1] 杨忠炯,李洪宾,周立强,等. 强冲击下先导式溢流阀先导阀芯自激振动仿真[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2015,43(4):58-63.

[2] 刘竹丽,赵敏敏,马朋朋,等. 基于 ANSYS 的斜齿轮副接触分析与可靠性分析[J]. 郑州大学学报(工学版), 2015,36(2):6-9.

[3] OST W, DE B P, VAN W J. Failure investigation and redesign of piston and pump shafts[J]. Engineering

failure analysis, 2009,16(4):1174-1187.

[4] 杨大鹏,张雪艳,赵辉,等. 疲劳载荷循环比与频率对裂纹扩展速率的影响[J]. 武汉大学学报(工学版), 2013,46(1):133-136.

[5] 刘东星,薛红前,邵闯,等. 不同载荷频率条件下 300M 钢疲劳性能研究[J]. 机械科学与技术, 2011,30(11):1951-1954.

[6] 罗德扬,宋学曾. 正弦激振测定轴承的刚度和阻尼[J]. 振动测试与诊断, 1983,23(2):21-28.

[7] 李舜酩. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京:科学出版社, 2006:102-122.

The Influence of Vibration on the Force and Fatigue Life of Shaft of TBM Vane Pump

YANG Zhongjiong, DONG Dong

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: In view of the fact that TBM works under vibration environment, this paper has analyzed two reasons of fatigue of the pump shaft under vibration: the change of loads and the material performance. We build the model of the vane pump by MATLAB/SIMULINK is built. The results of simulation show that the stable force on pump shaft has active linescale relationship with the frequency and amplitude. According to the empirical data, the S-N curve in different situation was obtained. And the finite element model of the shaft was established. Adding different loads and the material parameters on the model, the influence rules by vibration are obtained. The results indicate that: when the amplitude is below 3 mm and the frequency is below 20 Hz, it can always satisfy the request of fatigue life. It cannot satisfy the request of fatigue life when the amplitude is above 4.8 mm. When the frequency is 10 Hz, the maximum amplitude to satisfy the fatigue life of shaft is 4.3 mm.

Key words: TBM; vibration; vane pump; shaft; fatigue