

基于功率密度的大功率拖拉机变速箱壳体疲劳分析

温昌凯 谢 斌 杨子涵 董乃希 宋正河
(中国农业大学工学院, 北京 100083)

摘要: 引入功率密度的概念,提出功率密度与时频分析相融合的疲劳寿命预测方法,研究了应力幅值和载荷频率2个因素对大功率拖拉机关键零部件疲劳寿命的影响。以某型号88 kW拖拉机为研究对象,在实际调研、用户反馈和有限元分析的基础上,确定变速箱壳体疲劳损伤危险点位置,搭建动态应力测试系统,采集拖拉机不同作业工况下的应力-时间历程。基于实测载荷,利用功率密度与时频分析相融合的疲劳寿命分析方法对拖拉机变速箱壳体的疲劳寿命进行预测,得到危险点的疲劳寿命为24 001 h,与基于 Miner 损伤理论和名义应力法分析得到的疲劳寿命(35 676 h)相比较,更接近实际工作寿命。本研究可为农机装备关键零部件的疲劳寿命预测提供更符合实际的分析方法。

关键词: 大功率拖拉机; 变速箱壳体; 功率密度; 载荷频率; 疲劳寿命

中图分类号: S219.1; U467.4⁺97 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2019)06-0389-08

Fatigue Analysis of Gearbox Shell of High Horsepower Tractor Based on Power Density

WEN Changkai XIE Bin YANG Zihan DONG Naixi SONG Zhenghe
(College of Engineering, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: As an important power machine in agricultural machinery, high-powered tractors have a wide range of speeds and large horsepower, which can be loaded with different agricultural implements to achieve diversified operations. During the field operation, the gearbox housing is subjected to various loads, including the coupling of stress amplitude and load frequency, and it is necessary to perform a fatigue analysis of the gearbox housing close to the actual situation. The concept of power density was introduced, and the fatigue life prediction method combining power density and time-frequency analysis was proposed. The effects of stress amplitude and load frequency on the fatigue life analysis of key components of high horsepower were studied. Taking 88kW tractor as research object, a dynamic strain test system was set up, and the load-time history of 88kW tractor under different operating conditions was collected. Based on the measured load, the fatigue life analysis method of the 88 kW tractor gearbox shell was predicted by the fatigue life analysis method combining power density and time-frequency analysis. The fatigue life of the dangerous point was 24 001 h, compared with the fatigue life (35 676 h) obtained from the nominal stress method based on Miner theory, the actual working life was more accepted. The research result provided a more realistic analysis method for the fatigue life of key components of agricultural machinery and equipment, and promoted the development of fatigue analysis theory.

Key words: high horsepower tractor; gearbox shell; power density; load frequency; fatigue life

0 引言

为保证农业装备具有持续、正常的田间作业能力,结合其作业特点和实际受载情况,对其关键零部件进行准确的疲劳寿命分析与可靠性分析很有必要。变速箱是拖拉机传动系统的关键组成部分,作

为安装齿轮、保护齿轮传动、支撑轴系以及储存润滑油的主要部件,是保证齿轮传动可靠、安全和准确的基础^[1]。因此,有必要对其进行符合实际的疲劳寿命分析。

目前,国内有关农机装备可靠性和疲劳分析方面的研究较多。前期研究主要通过仿真得到传动系关键零部件的应力集中位置、疲劳损伤热点、应力大小以及相应的固有频率、固有振型等基本信息,从而对传动系关键零部件的改进提出了一些建议^[2-5]。这些研究只是基于静态载荷的作用,无法最大限度地还原实际受载情况。近年来,相关研究开始着重讨论动态载荷等因素对传动系关键零部件的影响。郑建强^[6]和裴滨^[7]利用 M + P Analyzer 动态分析系统和力锤激励,对变速箱壳体以及驱动桥壳进行自由模态试验,并将试验数据与有限元分析结果进行了对比验证。张立香等^[8]将载荷定义为符合高斯分布的随机变量,考虑了设计变量的随机性对结构疲劳可靠性的影响。

在疲劳寿命分析领域,最常用的疲劳分析方法是名义应力法($S-N$)、局部应变法($E-N$)、损伤容限分析法等^[9]。这些方法多以疲劳累计损伤理论为基础,疲劳累计损伤理论主要包括单线性疲劳累计损伤理论、双线性疲劳累计损伤理论、非线性疲劳累计损伤理论等^[10]。纵观这些方法,其核心都是考虑应力幅值与循环次数的关系对疲劳寿命的影响,忽略了载荷频率对于材料以及部件疲劳寿命的影响。基于此,国内外相关学者开始研究载荷频率的重要作用,并且通过一系列试验证实了加载频率对疲劳寿命有不可忽视的影响。GUENNEC 等^[11]研究了在相同的载荷幅值基础上,不同的加载频率对 S15C 低碳钢疲劳特性的影响。LIN 等^[12]研究了应力幅值与载荷频率对直齿圆柱齿轮副主动齿轮裂纹萌生寿命与裂纹扩展寿命的影响,并利用台架试验验证两者对疲劳寿命均有影响。

本文研究载荷频率和应力幅值对拖拉机传动系关键零部件的耦合作用,并基于功率密度理论,提出一种疲劳损伤评价与寿命分析方法。首先,对大功率拖拉机变速箱壳体进行典型工况下的有限元分析;然后,基于 National Instruments Compact - DAQ 系统搭建动态应力测试系统,进行田间作业测试,获取变速箱壳体在犁耕工况下的应力-时间历程;最后,基于实测载荷,利用功率密度法进行疲劳寿命预测,并与基于应力-寿命($S-N$)曲线的名义应力法预测结果进行比较,验证基于功率密度法的疲劳寿命分析方法的准确性。

1 仿真分析

1.1 有限元模型建立

采用 ANSYS Workbench 软件对变速箱壳体进行前处理。首先对变速箱壳体进行预处理,随后对模型进行网格划分。变速箱壳体是一个完整的铸件,材料为 QT450-10,弹性模量 1.69×10^5 MPa,泊松比 0.27,密度 $7\ 100\text{ kg/m}^3$ 。对该壳体使用四面体单元进行网格划分,设置网格最小单元为 10 mm,在定义材料时输入属性等参数。划分网格完成后,变速箱壳体中有限元单元数目为 118 115 个,节点数目为 206 756 个,网格单元最小雅可比为 0.7,如图 1 所示。

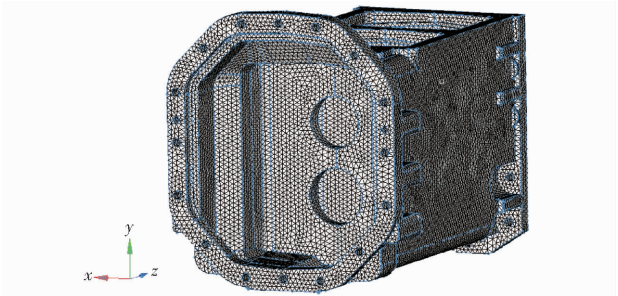


图 1 变速箱壳体有限元模型

Fig. 1 Finite element model of gearbox shell

1.2 静力学分析

大功率拖拉机田间犁耕作业时变速箱壳体所承受的载荷主要包括变速箱齿轮、齿轮轴质量以及自身质量,发动机和后桥等传动系关键零部件带来的附加载荷扭矩,以及犁耕作业时所受外载荷^[13-14]。作业时所受动载荷较大,选取动载系数为 3^[15]。

根据实际情况以及静力等效原则完成简化加载后,采用 ANSYS Workbench 的静力学分析模块分析变速箱壳体的受力情况,得到应力分布如图 2 所示。由图 2 可知,在静载荷作用下,变速箱壳与发动机连接部分,变速箱壳体与后桥连接部分,变速箱壳体中间隔板轴承孔以及变速箱侧面与底部等部分应力与变形量最大。应力集中区域最容易产生疲劳裂纹,对构件的疲

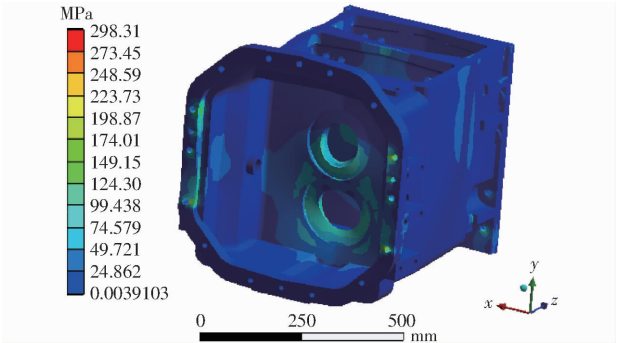


图 2 变速箱壳体静力学分析

Fig. 2 Static analysis of gearbox shell

寿命影响很大,需着重研究其疲劳损伤情况。

在静力学分析中,最大应力为 298.31 MPa,大部分区域应力集中在 20 ~ 40 MPa,低于许用应力。

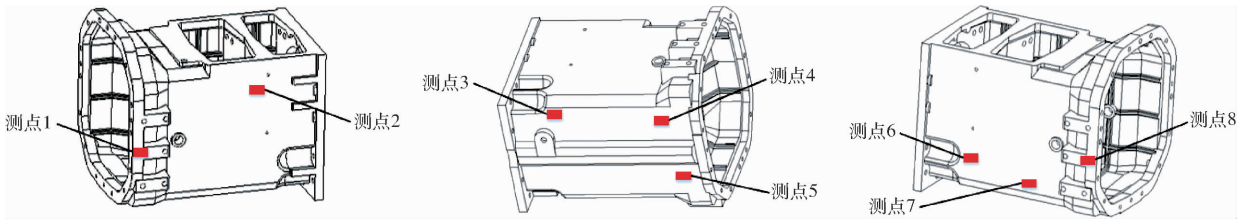


图 3 变速箱壳体测点示意图

Fig.3 Measuring points of gear shell

2 试验与分析

2.1 动态应力测试系统组成

为获取田间作业实测载荷数据以对变速箱壳体进行基于功率密度法的疲劳分析,搭建了以 National Instruments Compact - DAQ (NIC - DAQ) 系统为主体的样机动态应力测试系统,进行田间犁耕作业等典型工况的应变测试^[16]。测试系统主要包括传感器、数据采集模块、数据采集软件,其原理如图 4 所示。采用 NIC - DAQ 系统作为数据采集模块,LabVIEW 作为程序开发环境进行采集、存储、分析等试验步骤的相关编程。根据奈奎斯特采样定理,为保证频率不混淆,试验设置的采样频率至少需大于分析信号最高频率成分 2 倍。在工程实际中,采样频率通常至少大于信号中最高频率成分的 3 ~ 5 倍。试验中采样频率为 5 000 Hz^[17]。8 个测点均使用 BA120 - 3AA 型单轴高温应变片。部

考虑到静力分析结果、调研情况、实际用户反馈以及应变片粘贴布置方便,选择应力较大的 8 个点布置应变片,如图 3 所示。

分粘贴效果如图 5 所示。

2.2 田间作业载荷数据采集

测试地点:北京郊区壤土地块;时间:2018 年 11 月 8—12 日;温度:12℃。本次样机试验分为道路运输、田间运输、两铧犁耕与五铧犁耕作业 4 种测试工况。测试作业类型:犁耕,入土深度 20 cm,单次作业犁耕数量 2 铧/5 铧,耕作速度 4.8 km/h。

2.3 实测数据分析与计算

由于本次试验所选测点的主应力方向均可判断,故使用单轴应变片测量即可。本次试验测得 4 个典型工况下变速箱壳体 8 个测点的应变-时间历程,部分测点的信号如图 6 所示。

根据胡克定律推算出应力,并进行相应的特征值分析。构件在形变初始阶段应力与应变呈正比,遵循胡克定律^[18]。实际应力为

$$\sigma = \varepsilon E$$

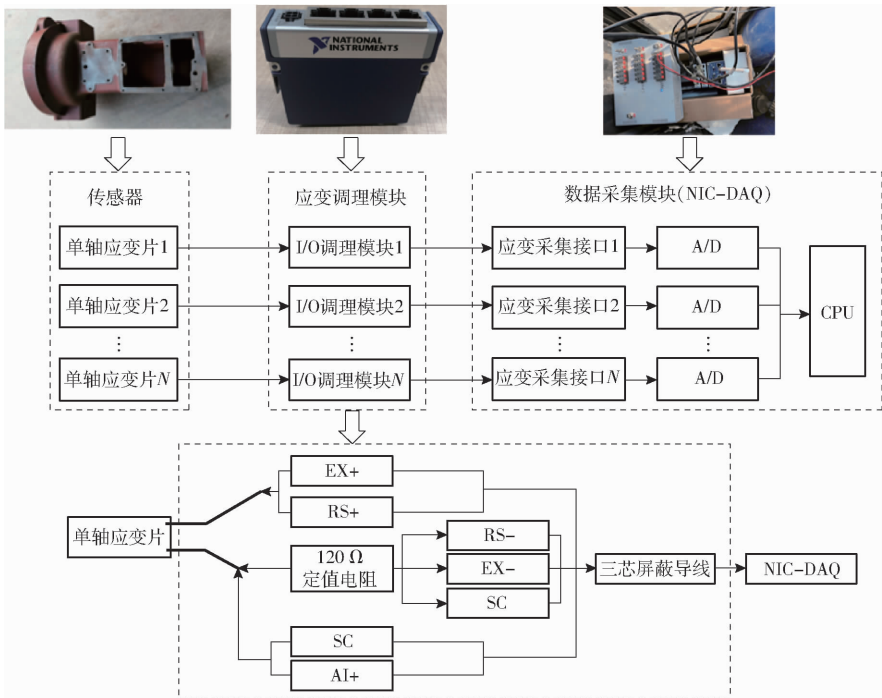


图 4 动态应力测试采集系统

Fig.4 Dynamic stress test acquisition system

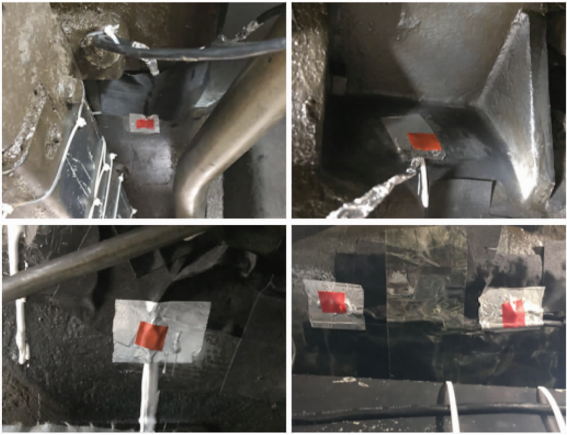


图 5 应变片粘贴效果
Fig. 5 Strain gauge paste

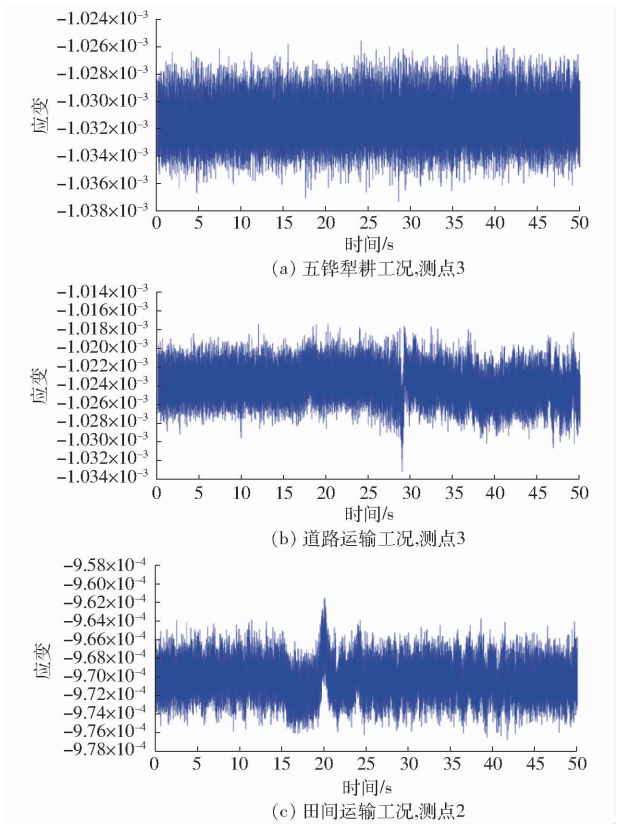


图 6 部分测点应变-时间历程曲线

Fig. 6 Strain-time curves at different measuring points

式中 σ ——应力,MPa
 ε ——应变
 E ——弹性模量,MPa

然后分析各个测点在 4 种工况下的最大应力、最小应力、平均应力、标准差、方差等特征值,分析变速箱壳体实测载荷的可用性,五铧犁耕工况应力如表 1 所示。并确定试验所取 8 个测点中的关键点,随后用于疲劳分析和疲劳寿命预测。

本次试验所选工况比较复杂全面,加上作业时整机振动明显,试验测得的载荷数据具有宽频性、幅值时变性以及随机性等特点,因此载荷幅值和加载

表 1 五铧犁耕工况变速箱壳体应力特征值					
Tab.1 Working condition stress data of gear shell					
测点	最大主 应力/MPa	最小主 应力/MPa	平均 应力/MPa	标准差 /MPa	方差 /MPa ²
1	-401.83	-403.74	-402.87	0.054	0.269
2	-165.48	-167.52	-166.53	0.067	0.259
3	-171.73	-175.69	-174.30	0.060	0.245
4	-427.26	-429.41	-428.29	0.060	0.246
5	139.26	137.11	139.21	0.164	0.253
6	-390.47	-392.91	-391.68	0.069	0.262
7	180.25	178.34	179.55	0.056	0.261
8	-175.38	-182.56	-180.99	0.052	0.244

频率的研究对于变速箱壳体的疲劳分析具有重要意义。

因为测点 4 的位置位于传动系关键零部件发动机与变速箱的连接处的下端,不仅受到齿轮以及传动轴的强扭矩,还受到发动机质量引起的附加弯曲载荷。在实际田间作业以及用户反馈中显示测点 4 所属位置最易产生断裂。在试验结果分析中,显示测点 4 的应力幅值与均值是各个测点中最大的,并且差异明显,如图 7 所示。因此,本文后续的研究主要是针对测点 4 进行相应的基于功率密度的疲劳研究。

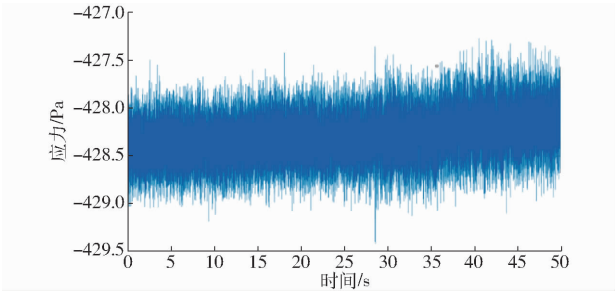


图 7 测点 4 的应力-时间历程曲线
Fig. 7 Stress-time curve of measuring point 4

3 基于功率密度的疲劳分析方法

3.1 功率密度的基本概念

农业装备工作环境恶劣,工况复杂,工作时主要受到宽频、幅值时变为特点的随机非稳定载荷。对于农业装备疲劳寿命分析不仅要考虑应力幅值与加载次数的关系,还要考虑加载频率、加载顺序等多方面的影响。2008 年美国德克萨斯 A&M 大学的 YOONCHAN 等^[19]在研究高性能封装电子组件时,通过获取共锡焊料的 $S-N$ 曲线进行一系列可靠性分析,首次提出了应力对时间的梯度,即功率密度的概念。应力对时间梯度 $d\sigma/dt$ 在量纲上 Pa/s 、 $\text{N}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、 $\text{N} \cdot \text{m}/(\text{m}^3 \cdot \text{s})$ 、 $\text{N} \cdot \text{m}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$ 、 W/m^3 等效。在量纲等效推导过程中可以看出,应力对时间

的梯度即是应力载荷在材料单位体积上做功产生的功率,定义为功率密度这一概念。

3.2 短时傅里叶变换

根据傅里叶原理可知,任何试验获取的连续随机信号函数都可分解为无限个 $\sum \alpha_i \sin(2\pi f_i t)$ 不同频率和不同振幅的正弦波的叠加。所以,本文中基于该方法使用的实测载荷信号,其功率密度可表示为 $\sum \alpha_i 2\pi f_i \cos(2\pi f_i t)$,其中 α_i 和 f_i 分别为载荷幅值和加载频率。利用该方法进行疲劳分析,可以同时反映幅值和频率这两个因素的耦合影响。

采用短时傅里叶变换(STFT),主要是为了研究实测应力-时间载荷在频域内的相关特征。短时傅里叶变换(STFT)选择特定时间点 $t = b$,首先,使用窗函数 $h(t)$ 对应力载荷时域函数 $f(t)$ 加窗,然后,对加窗函数 $f(t)h(t - b)$ 进行傅里叶变换,来解析应力载荷时域函数 $f(t)$ 对应的主要特征,即相关频率特性。短时傅里叶变换(STFT)数学表达式为

$$\text{STFT}(w_n, b_m) = \langle f(t), \bar{h}(t - b_m) e^{-i w_n t} \rangle = \int f(t) h(t - b_m) e^{-i w_n t} dt \tag{1}$$

式中 STFT(·)——二维频谱函数

$h(\cdot)$ ——窗函数

w_n ——窗口频域宽度

b_m ——窗口时域宽度

式(1)的离散化形式为

$$\text{STFT}(w_n, b_m) \cong \sum_{n=0}^m f(n\Delta t) h(n\Delta t - b_m) e^{-i w_n(n\Delta t)} \Delta t \tag{2}$$

式中 m ——时间总步数

n ——时间步数

Δt ——窗函数宽度

$n\Delta t$ 为每个选定时间点的时刻。

在短时傅里叶变换中,要根据不同的信号类型,尽可能减少能量泄漏以及综合考虑频率分辨率与时间分辨率,选取适合本次分析的窗函数以及相应的参数^[20-21]。根据待处理实测载荷的类型,选择汉明窗函数(Hamming window function),窗口宽度为 0.032 s,帧移为 0.01 s,其数学表达形式为

$$h(n, \alpha) = 1 - \alpha - \alpha \cos \frac{2n\pi}{N-1} \quad (0 \leq n \leq N-1) \tag{3}$$

式中 $h(n, \alpha)$ ——汉明窗函数离散形式, α 取 0.46
 N ——窗口宽度

3.3 疲劳分析方法

对于一个给定的材料,假设已知其应力-寿命($S-N$)曲线,求应力对时间的梯度以获得该情况下

材料的功率密度-寿命曲线方程,即

$$dS/dt = f_1(N_f) \tag{4}$$

式中 dS/dt ——应力载荷的功率密度函数

N_f ——材料发生失效破坏的极限循环总次数
在一定程度下的可靠性下

$$r dS/dt = f_1(N_f)$$

式中 r ——可靠性系数

求该曲线方程的反函数

$$N_f = f_2(dS/dt) \tag{5}$$

对于分析采用的宽频载荷信号,在任意时刻 $t = t_0$, $dS/dt|_{t=t_0}$ 可以利用短时傅里叶变换(STFT)分解成多个与主频 F_i 和相对应的功率密度 $A_i = (dS/dt)_i$ 相关的余弦信号,即

$$dS/dt|_{t=t_0} = \sum A_i \cos(F_i \Delta t) \tag{6}$$

式中 F_i ——主频率

在特定 $t = t_0$ 时刻的 Δt 时间内,造成的损伤量表示为

$$D = \sum N_i / N_{f,i} \tag{7}$$

式中 D —— Δt 时间段内的损伤量

N_i ——在特定 $t = t_0$ 时刻的 Δt 时间内主频 F_i 对应的累积循环次数

$N_{f,i}$ ——材料疲劳失效时主频 F_i 对应的极限循环次数

在给定的时间步数 j 内,累积损伤量为

$$L_{AD} = \sum_{j=1}^m \sum N_i / N_{f,i} \tag{8}$$

式中 L_{AD} ——给定总时间内的累积损伤量

基于功率密度方法,给定的材料失效准则为

$$L_{AD} = \sum_{j=1}^m \sum N_i / N_{f,i} \geq 1 \tag{9}$$

综上所述,基于功率密度的疲劳分析方法技术路线如图 8 所示。

4 基于实测载荷的变速箱壳体疲劳分析

4.1 基于功率密度的变速箱壳体疲劳寿命分析

4.1.1 变速箱壳体材料的应力-寿命曲线

根据材料疲劳强度相关知识,在典型的 $S-N$ 曲线图中, AB 段表明,在此区域内每一个应力都对应一定的应力循环次数,即相应的疲劳寿命,归纳为疲劳寿命和应力幅值与应力循环次数的关系,即在该应力下对材料造成的累积损伤。 BC 段表明,只要应力幅值保持在一定的阈值 σ_r 以下,即耐久性极限,在这一区域内应力对应的循环次数是无限的,其对应的疲劳寿命也将是无限的,如图 9 所示。然而,在实际的农业工程中,关键零部件受到高频低振幅

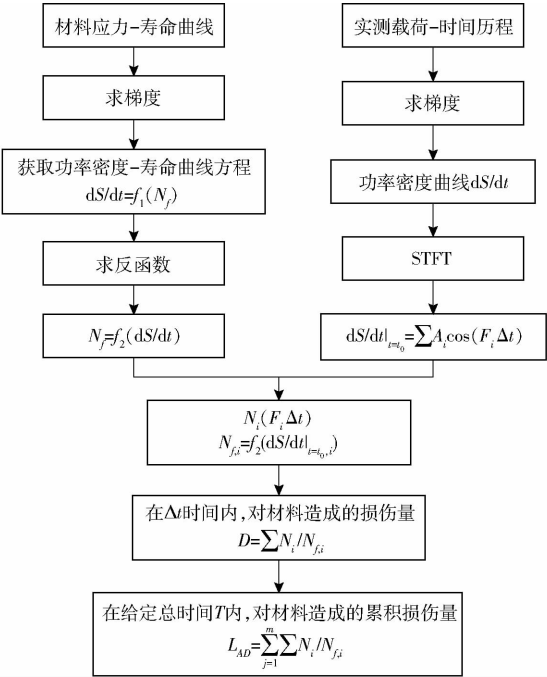


图8 基于功率密度的疲劳分析方法技术路线图
Fig.8 Technology roadmap of fatigue analysis
based on power density

的载荷作用,即使应力幅值明显低于耐久性极限,疲劳损伤仍然有较大可能发生。为了解决低频大振幅对于疲劳寿命的影响问题,采用了线性疲劳累计损伤 Miner 规则的基本形式,在保持 AB 段斜率的同时将应力-寿命曲线延长到疲劳极限以下,可以有效、定量地描述加载频率对于关键零部件疲劳寿命的影响。

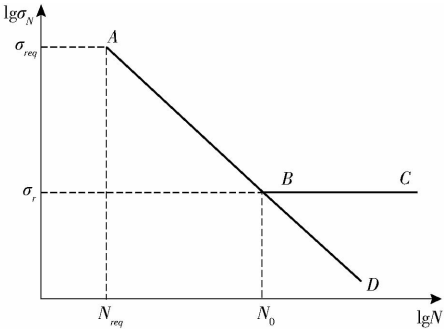


图9 应力-寿命曲线
Fig.9 Schematic of S - N curve

本文研究的拖拉机变速箱材料为球墨铸铁 QT450 - 10,抗拉强度 $\sigma_b = 450$ MPa,屈服强度 $\sigma_s = 210$ MPa。查找机械设计手册,得材料的疲劳极限循环基数 $N_0 = 10^7$,循环基数 N_0 对应的疲劳极限 $\sigma_r = 0.4\sigma_b = 180$ MPa,等效循环次数 $N_{req} = 10^3$,等效循环次数 N_{req} 相对应的等效疲劳极限 $\sigma_{req} = 0.75\sigma_b = 337.5$ MPa^[22]。

将 A、B 两点坐标代入图 9,得到拟合的 S - N 曲线,并进一步计算得到 AB(AC)段方程为

$$\lg S = 2.732\,75 - 0.068\,25 \lg N_f \tag{10}$$

式中 S ——应力疲劳极限,MPa

将双对数形式的 AB 段方程转换为单对数 AB 段方程为

$$S = (448.7 - 39.25 \lg N_f) \times 10^6 \tag{11}$$

进一步推导,得到实测载荷时间历程的功率密度-寿命曲线为

$$(dS/dt)_i = Z_i (448.7 - 39.25 \lg N_{f,i}) \times 10^6 \tag{12}$$

式中 Z_i ——在特定 $t = t_0$ 时刻的功率密度与应力比值的绝对值

故,在可靠性为 99.9% 时,材料发生疲劳失效的极限循环次数可以用功率密度 (dS/dt) 表示为

$$N_{f,i} = 10^{11.43 - 2.548 \times 10^{-8} \frac{(dS/dt)_i}{Z_i}} \tag{13}$$

4.1.2 变速箱壳体实测载荷频域特性分析

根据基于功率密度的疲劳寿命分析流程,对图 7 所示的测点 4 的应力-时间曲线对时间求导,从而得到测点 4 的功率密度曲线,如图 10 所示。

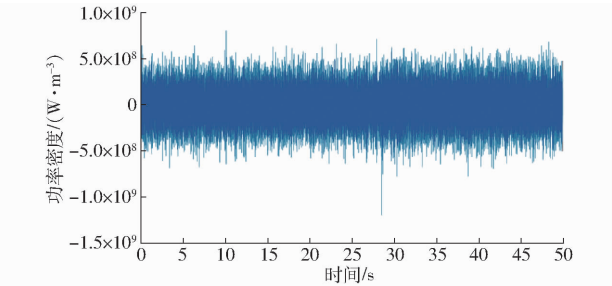


图10 测点4的功率密度-时间曲线
Fig.10 Power density - time curve of measuring point 4

由图 10 可知, $t = 1.01$ s 时刻的功率密度,即 $(dS/dt)_{t=t_0} = 3.957\,1 \times 10^8$ W/m³。

对测点 4 的功率密度曲线进行短时傅里叶变换 (STFT),为了尽可能提取到高频信号,并且同时保证较高的频率分辨率与时间分辨率,对窗函数的窗口宽度选择最优解,以得到最好的分析效果。功率密度曲线的短时傅里叶变换如图 11 所示。

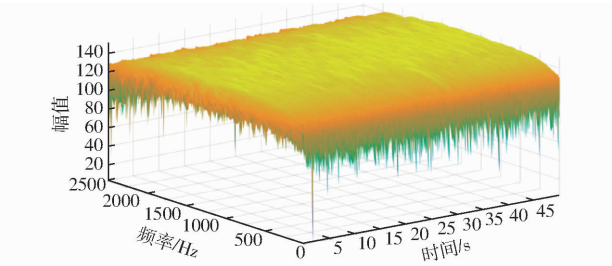


图11 测点4的功率密度-时间曲线的短时傅里叶变换
Fig.11 STFT of power density - time curve of
measuring point 4

通过对图 11 相关数值进行归一化处理,可求出任意时刻与相应主频率 F_i 对应的短时傅里叶变换 (STFT) 系数。该系数表征某一时刻所有主频与该

实测数据频域内最大主频的相对大小关系。短时傅里叶变换 (STFT) 系数随频率变化的曲线,以 $t = 1.01\text{ s}$ 时刻为例,如图 12 所示。

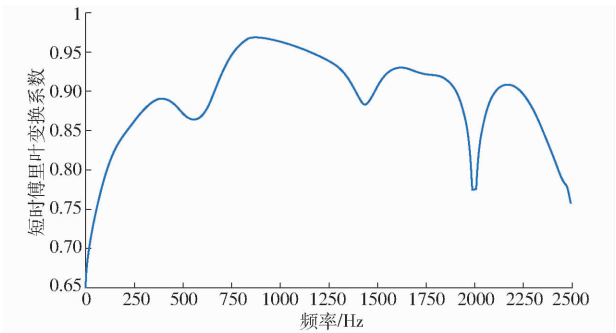


图 12 $t = 1.01\text{ s}$ 时刻的功率密度短时傅里叶变换系数
Fig.12 STFT coefficients of power density at time $t = 1.01\text{ s}$

由图 12 可知,在 $t = 1.01\text{ s}$ 时,功率密度曲线共包括 4 个主频率,分别为 $F_1 = 391\text{ Hz}$ 、 $F_2 = 875\text{ Hz}$ 、 $F_3 = 1\,621\text{ Hz}$ 、 $F_4 = 2\,168\text{ Hz}$,与其相对应的短时傅里叶变换 (STFT) 系数分别为 0.891 2、0.969 1、0.930 6、0.908 2。

$t = 1.01\text{ s}$ 时,功率密度可以表示为

$$\begin{aligned} \mathrm{d}S/\mathrm{d}t|_{t=t_0} = & A(0.891\,2\cos(391\Delta t) + \\ & 0.969\,1\cos(875\Delta t) + 0.930\,6\cos(1\,621\Delta t) + \\ & 0.908\,2\cos(2\,168\Delta t)) \end{aligned} \quad (14)$$

表 2 $t = 1.01\text{ s}$ 时刻 $\Delta t = 0.000\,2\text{ s}$ 时间间隔内变速箱壳体的累积损伤量
Tab.2 Accumulated damage at time $t = 1.01\text{ s}$ during time interval $\Delta t = 0.000\,2\text{ s}$

主频率/Hz	各主频率的功率密度/ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-3}$)	各主频率对应的累 积循环次数 N_i	各主频率对应的极 限循环次数 $N_{f,i}$	各主频率对应的 损伤量 D_i	Δt 内的总损伤量 L_{AD}
391	2.197×10^7	0.014 8	$9.465\,3 \times 10^{11}$	$1.568\,2 \times 10^{-14}$	$1.915\,6 \times 10^{-13}$
875	2.370×10^7	0.034 4	$1.199\,6 \times 10^{12}$	$2.865\,6 \times 10^{-14}$	
1 621	2.272×10^7	0.061 0	$1.062\,5 \times 10^{12}$	$8.029\,2 \times 10^{-14}$	
2 168	2.214×10^7	0.085 4	$9.885\,8 \times 10^{12}$	$8.693\,0 \times 10^{-14}$	

累积疲劳损伤量 $L_{AD1} = 5.787 \times 10^{-7}$ 。进而,求出其疲劳寿命为 $T_1 = (1/L_{AD1}) \times 50\text{ s} = 8.640\,3 \times 10^7\text{ s} = 24\,001\text{ h}$ 。

4.2 基于 Miner 损伤理论的变速箱壳体疲劳寿命预测

Miner 理论认为机件在各个应力循环作用下的疲劳损伤是独立进行的,总损伤是各次载荷循环造成的损伤线性累积的结果,忽略了加载频率以及加载顺序对疲劳的影响。当总损伤达到 1 时,机件发生疲劳失效^[23]。

根据 Miner 损伤理论和名义应力法,当机件承受变幅值载荷时,结构疲劳累积损伤可表示为

$$D_c = \sum_{j=1}^k \frac{n_j}{N_j} \quad (16)$$

式中 D_c ——机件的累积损伤量

式中 A —— $t = 1.01\text{ s}$ 时刻的功率密度幅值
窗函数宽度 Δt 取 $0.000\,2\text{ s}$ 。已知 $\mathrm{d}S/\mathrm{d}t|_{t=t_0} = 3.957\,1 \times 10^8\text{ W/m}^3$,根据式 (14) 可推出 $A = 2.447\,8 \times 10^7\text{ W/m}^3$ 。因此,可分别得到 $A_1 = A(0.891\,2\cos(391\Delta t)) = 2.197 \times 10^7\text{ W/m}^3$, $A_2 = A(0.969\,1\cos(875\Delta t)) = 2.37 \times 10^7\text{ W/m}^3$, $A_3 = A(0.930\,6\cos(1\,621\Delta t)) = 2.272 \times 10^7\text{ W/m}^3$, $A_4 = A(0.908\,2\cos(2\,168\Delta t)) = 2.214 \times 10^7\text{ W/m}^3$ 。

4.1.3 变速箱壳体疲劳寿命分析

在 $t = 1.01\text{ s}$ 时,功率密度与应力比值的绝对值 $Z_i = 0.757\,1$,因此,方程 (13) 简化为

$$N_{f,i} = 10^{11.43 - 3.365 \times 10^{-8} \mathrm{d}S/\mathrm{d}t|_{t=t_0}} \quad (15)$$

从而可计算出与主频率 F_i 对应的 Δt 时间间隔内的累计循环次数 N_i 和材料疲劳失效的极限循环次数 $N_{f,i}$ 。然后,根据式 (7) 求出主频率 F_i 在特定 $t = 1.01\text{ s}$ 时刻的 Δt 时间间隔内对变速箱壳体材料的累积损伤量 D 。最后根据式 (8) 叠加试验过程中每个时间步数的 Δt 时间间隔内的累积损伤量 L_{AD} ,结果如表 2 所示。

利用基于功率密度的疲劳寿命分析方法,得出在 99.9% 可靠性下,大功率拖拉机变速箱壳体危险点测点 4 位置在 50 s 田间五铧犁耕试验过程中的

n_j ——第 j 个应力幅值的循环次数
 N_j ——第 j 个应力幅值对应 $S - N$ 曲线上的极限循环次数

使用雨流计数法统计拖拉机变速箱壳体测点 4 的应力-时间历程,如图 13 所示。

结合变速箱壳体的 $S - N$ 曲线以及式 (16),求得在 99.9% 可靠性下,测点 4 在 50 s 田间五铧犁耕作业过程中疲劳累积损伤量 $D_{c1} = 3.893 \times 10^{-7}$;最后,求得变速箱壳体总疲劳寿命为 $T_2 = (1/D_{c1}) \times 50\text{ s} = 1.284 \times 10^8\text{ s} = 35\,676\text{ h}$ 。

根据用户反馈和跟踪调查结果显示,该 88 kW 拖拉机在投入使用后,拖拉机平均每天工作时间为 6 ~ 8 h,变速箱壳体因为疲劳失效发生故障前的总工作寿命为 20 000 h。因此,基于 Miner 损伤理论和名义应力法的疲劳分析方法由于缺少考虑应力幅值

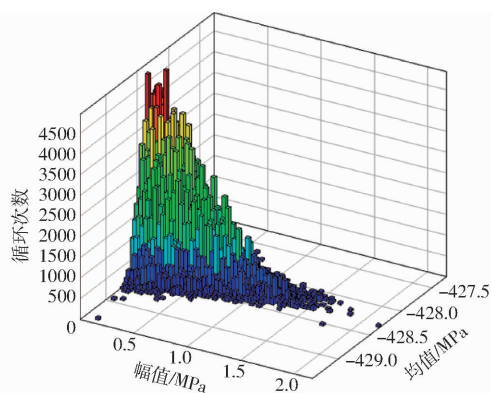


图 13 测点 4 的应力-时间历程计数结果

Fig. 13 Stress-time history counting results of measuring point 4

时变、应力频率和加载顺序对寿命的影响,求出的疲劳寿命偏大。本文提出的基于功率密度的疲劳分析方法因为考虑了应力幅值和加载频率对疲劳寿命的耦合作用,求得的结果与实际情况比较吻合。

5 结论

(1)提出了一种基于功率密度、同时考虑应力幅值与加载频率耦合作用的疲劳寿命预测方法,其中结合了材料的应力寿命曲线与短时傅里叶变换(STFT),适用于估算高周疲劳下关键零部件的极限寿命。

(2)针对某型号 88kW 拖拉机,搭建了基于 National Instruments Compact-DAQ 的传动系关键零部件动态应力测试系统,实时获取田间作业工况下变速箱壳体关键测点的应力-时间历程。

(3)以变速箱壳体测点 4 实测载荷为例,利用基于功率密度的疲劳分析方法,预测其寿命为 24 001 h,而基于 Miner 损伤理论和名义应力法的疲劳分析方法求得的疲劳寿命为 35 676 h。基于功率密度的疲劳分析方法更接近变速箱壳体的实际工作寿命(20 000 h)。

参 考 文 献

- [1] 陈静. 基于有限元方法的重型车变速器整体动态模拟与寿命预测研究[D]. 长春: 吉林大学, 2009.
CHEN Jing. The research on dynamic simulation and life prediction of heavy-duty transmission based on FEM[D]. Changchun: Jilin University, 2009. (in Chinese)
- [2] 钟文生, 刘恒瑜. 高速动力车承载式铸铝合金齿轮箱体结构设计 with 强度分析[J]. 内燃机车, 1997(4): 29-31.
- [3] 康一坡, 霍福祥, 魏德永, 等. 变速器壳强度有限元分析与试验验证[J]. 机械设计, 2011, 28(1): 21-24.
KANG Yipo, HUO Fuxiang, WEI Deyong, et al. Finite element analysis and experimental verifications of the transmission case strength[J]. Journal of Machine Design, 2011, 28(1): 21-24. (in Chinese)
- [4] 高娟. 汽车变速器箱体结构强度分析与优化设计[D]. 长春: 吉林大学, 2011.
GAO Juan. Structure strength analysis and optimal design for the housing of automotive gearbox[D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)
- [5] 汤春球, 李宇峰, 刘念, 等. 某主减速器壳强度与刚度的研究及优化[J]. 武汉理工大学学报(信息与管理工程版), 2014, 36(6): 803-806.
TANG Chunqiu, LI Yufeng, LIU Nian, et al. Optimization of strength and stiffness of a main reducer shell[J]. Journal of Wuhan University of Technology(Information & Management Engineering), 2014, 36(6): 803-806. (in Chinese)
- [6] 郑建强. 大马力拖拉机变速箱壳有限元分析与结构优化[D]. 淄博: 山东理工大学, 2018.
ZHENG Jianqiang. Finite element analysis and optimum structural design of shell of a high-power tractor transmission[D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [7] 裴滨. 大马力拖拉机后桥壳有限元分析及轻量化研究[D]. 淄博: 山东理工大学, 2018.
PEI Bin. Finite element analysis and lightweight optimization study on rear axle housing of high-powered tractor[D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2018. (in Chinese)
- [8] 张立香, 刘守荣, 毛恩荣, 等. 基于 ANSYS 的农机底盘驱动桥壳可靠性分析[J]. 农业工程学报, 2013, 29(2): 37-44.
ZHANG Lixiang, LIU Shourong, MAO Enrong, et al. Reliability analysis of agricultural machinery chassis drive axle housing based on ANSYS[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(2): 37-44. (in Chinese)
- [9] 王彦伟, 罗继伟, 叶军, 等. 基于有限元的疲劳分析方法及实践[J]. 机械设计与制造, 2008(1): 22-24.
WANG Yanwei, LUO Jiwei, YE Jun, et al. EFA based fatigue and its application[J]. Machinery Design & Manufacture, 2008(1): 22-24. (in Chinese)
- [10] 张立香. 联合收割机底盘可靠性分析与评价方法研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2014.
ZHANG Lixiang. Reliability analysis and evaluation method research on combine harvester chassis[D]. Beijing: China Agricultural University, 2014. (in Chinese)
- [11] GUENNEC B, UENO A, SAKAI T, et al. Effect of the loading frequency on fatigue properties of JIS S15C low carbon steel and some discussions based on micro-plasticity behavior[J]. International Journal of Fatigue, 2014, 66(11): 29-38.
- [12] LIN Yulong, LIU Shourong, ZHAO Xueyan, et al. Fatigue life prediction of engaging spur gears using power density[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2018, 232(23): 4332-4341.
- [13] 刘鸿文. 高等材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1985.

- www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20180150&flag=1. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2018.01.050. (in Chinese)
- [18] YANG T L, LIU A X, SHEN H P, et al. Topology design of robot mechanisms[M]. Singapore: Springer Singapore Publication, 2018.
- [19] 叶梅燕, 石志新, 罗玉峰. 机器人末端运动特征几何化描述与分析方法[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(3): 388-395. YE Meiyang, SHI Zhixin, LUO Yufeng. Automatic generation algorithm of position and orientation characteristic set for robot mechanisms [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(3): 388-395. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190344&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.044. (in Chinese)
- [20] 沈惠平, 赵一楠, 许正骁, 等. 低耦合度半对称三平移并联机构拓扑设计与运动学分析[J/OL]. 农业机械学报, 2019, 50(3): 404-411. SHEN Huiping, ZHAO Yinan, XU Zhengxiao, et al. Topological design and kinematics analysis of novel asymmetric 3 translation parallel manipulator with low coupling degree [J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2019, 50(3): 404-411. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?file_no=20190346&flag=1. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2019.03.046. (in Chinese)
- [21] GAO F, YANG J L, GE Q J. Type synthesis of parallel mechanisms having the second class GF sets and two dimensional rotations [J]. Journal of Mechanism and Robotics, 2011, 3(1): 011003-011008.
- [22] YANG J L, GAO F, GE Q J, et al. Type synthesis of parallel mechanisms having the first class G(F) sets and one-dimensional rotation [J]. Robotica, 2011, 29(6): 895-902.
- [23] HE J, GAO F, MENG X D, et al. Type synthesis for 4-DOF parallel press mechanism using GF set theory [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(4): 851-859.
- [24] MENG X, GAO F. Basic problems and criteria for synthesis of robotics [J]. Internal Journal of Mechanisms and Robotics System, 2013, 1(1): 35-48.
-

(上接第 396 页)

- [14] 陈浩, 吴伟蔚, 刘新田, 等. 轮胎压实对机具牵引阻力的影响[J]. 农业机械学报, 2010, 41(2): 52-57. CHEN Hao, WU Weiwei, LIU Xintian, et al. Effect of wheel traffic on working resistance of agriculture machinery in field operation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(2): 52-57. (in Chinese)
- [15] 邓洪超, 马文星, 康一坡. 基于多零件接触的重型汽车变速器壳体强度分析[J]. 机械设计与制造, 2009(4): 111-113. DENG Hongchao, MA Wenxing, KANG Yipo. Strength analysis of heavy automobile transmission case based on multi-part contact[J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(4): 111-113. (in Chinese)
- [16] 郑俊, 赵红旺, 朵兴茂. 应力应变测试方法综述[J]. 汽车科技, 2009(1): 5-8. ZHENG Jun, ZHAO Hongwang, DUO Xingmao. Summarization of stress and strain test method[J]. Auto Su-tech, 2009(1): 5-8. (in Chinese)
- [17] 姚艳春, 杜岳峰, 朱忠祥, 等. 基于模态的玉米收获机车架振动特性分析与优化[J]. 农业工程学报, 2015, 31(19): 46-53. YAO Yanchun, DU Yuefeng, ZHU Zhongxiang, et al. Vibration characteristics analysis and optimization of corn combine harvester frame using modal analysis method[J]. Transactions of the CSAE, 2015, 31(19): 46-53. (in Chinese)
- [18] 谢斌, 温昌凯, 杨子涵, 等. 基于实测载荷的蔬菜田间动力机械车架结构优化[J/OL]. 农业机械学报, 2018, 49(增刊): 463-469. XIE Bin, WEN Changkai, YANG Zihan, et al. Structure optimization of frame for field vegetable power machinery based on measured load data[J/OL]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2018, 49(Supp.): 463-469. http://www.j-csam.org/jcsam/ch/reader/view_abstract.aspx?flag=1&file_no=2018s063&journal_id=jcsam. DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.S0.063. (in Chinese)
- [19] YOONCHAN C S, HUNG J. On failure mechanisms in flip chip assembly. Part 1: short-time scale wave motion[J]. Journal of Electronic Packaging, 2008, 130(2): 021008-11.
- [20] 薛蕙, 罗红. 小波变换与傅里叶变换相结合的暂态谐波分析方法[J]. 中国农业大学学报, 2007, 12(6): 89-92. XUE Hui, LUO Hong. Transient harmonics analysis algorithm using wavelet transform and Fourier transform[J]. Journal of China Agricultural University, 2007, 12(6): 89-92. (in Chinese)
- [21] 黄纯, 姜亚群. 谐波分析的加窗插值改进算法[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(15): 26-39. HUANG Chun, JIANG Yaquin. Improved window and interpolation algorithm for analysis of power system harmonics[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(15): 26-39. (in Chinese)
- [22] 徐灏. 疲劳强度设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981: 43-46.
- [23] 石来德. 机械的有限寿命设计和试验[M]. 上海: 同济大学出版社, 1990.