引用格式:王文通,胡磊,郑伟,等. 斯特林发动机曲轴疲劳寿命预测与影响因素敏感性分析[J]. 大连海事大学学报,2026,52(3):91-104.

斯特林发动机曲轴疲劳寿命预测与影响因素敏感性分析

王文通[1a],胡 磊*[1a,1b],郑 伟[2],张 倩[1a],孙思聪[1a],罗陵华[2],杨建国[1a,1b]
(1. 武汉理工大学 a.船海与能源动力工程学院;b.船舶动力工程技术交通运输行业重点实验室,武汉 430063;
2.中国船舶集团有限公司第七一一研究所,上海 200090)

摘要:为满足船用斯特林发动机低噪声、低维护、长寿命的迫切需求,本文以传动结构复杂、更换难度大且直接决定整机振动噪声水平的曲轴为研究对象,开展疲劳寿命预测及关键参数敏感性分析。首先,构建高精度斯特林发动机传动系统刚-柔混合多体动力学模型,提取曲轴应力载荷;然后,基于线性累积损伤理论的名义应力法进行曲轴疲劳寿命计算;最后,通过多元二次回归模型量化关键参数对曲轴寿命影响的敏感性。结果表明:左、右曲轴的最低疲劳寿命分别为29 277.78 h和29 824.07 h;在各装配与运维参数对左、右曲轴疲劳寿命的影响中,主轴承间隙的影响最为显著,其影响占比分别达到51.63%和50.31%。关键参数敏感性分析结果可为斯特林发动机曲轴可靠性设计及全生命周期运维方案制定提供重要依据。

关键词:斯特林发动机;曲轴疲劳寿命;影响因素;敏感性分析

中图分类号:U664.124 **文献标志码**:A

文章编号:1006-7736(2026)03-0091-14

doi:10.16411/j.cnki.issn1006-7736.2026.03.009

Prediction of fatigue life of Stirling engine crankshaft and sensitivity analysis of its influencing factors

Wang Wentong[1a], Hu Lei*[1a,1b], Zheng Wei[2], Zhang Qian[1a], Sun Sicong[1a], Luo Linghua[2], Yang Jianguo[1a,1b]
(1a.*School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering*, 1b.*Key Laboratory of Marine Power Engineering and Technology under Ministry of Transport of People's Republic of China*, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China;
2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090, China)

Abstract: In order to meet the urgent needs of marine Stirling engine with low noise, low maintenance and long life, this paper took the crankshaft, a transmission component with complex structure, high replacement difficulty, and a direct impact on the vibration and noise levels of the entire machine, as the research object, conducting fatigue life prediction and sensitivity analysis of key parameters. Firstly, the rigid-flexible hybrid multibody dynamics model of the high-precision Stirling engine transmission system was constructed, and the crankshaft stress load was extracted. Then, the crankshaft fatigue life was calculated by the nominal stress method based on the linear cumulative damage theory. Finally, the sensitivity of the key parameters of the crankshaft life was quantified by the multiple quadratic regression model. The results show that the minimum fatigue life of the left and right crankshafts is 29 277.78 hours and 29 824.07 hours, respectively. Among the effects of assembly and operation-maintenance parameters on the fatigue life of the left and right crankshafts, the main bearing clearance exerts the most significant influence, with its contribution ratios reaching 51.63% and 50.31%, respectively. The sensitivity analysis results of key parameters can provide an important basis for the reliability design and the formulation of whole-life-cycle operation and maintenance schemes of Stirling engine crankshafts.

Key words: Stirling engine; crankshaft fatigue life; influencing factors; sensitivity analysis

收稿日期:2026-02-03;**修回日期**:2026-05-26
基金项目:国家部委基金资助项目(20201f0103)
作者简介:王文通(2000—),男,硕士生,E-mail: wangwentong@whut.edu.cn; 胡 磊*(1985—),男,博士,教授级实验师,E-mail: hulei_nd@whut.edu.cn

0 引 言

斯特林发动机属于外燃式闭式循环往复活塞式热力发动机,具有热效率高、污染物排放低、运行平稳、噪声低等优点[1],已广泛应用于发电系统、车船引擎等领域[2]。曲轴是斯特林发动机的核心传动部件,其寿命与可靠性直接影响发动机整体运行周期、维护成本与振动噪声水平。

黄维等[3]基于模态分析、振动学与多体动力学等理论,研究了斯特林发动机传动系统的振动特性与曲轴的激励力特性。缪斯浩等[4]建立了斯特林发动机传动系统的刚-柔混合多体动力学模型,计算分析了有/无齿轮啮合力对主轴承载荷的影响。余永华等[5]以某型直列 6 缸船用中速柴油机为对象,基于数字孪生思想提出了曲轴应力预测方法。姚寿广等[6]建立了某型柴油机曲轴连杆机构的刚-柔性体多体动力学模型,评估了额定工况下曲轴的疲劳强度。崔广军[7]采用有限元法、多体动力学与疲劳分析联合仿真方法,对某型柴油机曲轴疲劳寿命进行预测。Xu 等[8]基于柴油机工作过程模型、等效应力计算模型、疲劳寿命计算模型,建立了不确定工况下曲轴疲劳寿命分析模型,获取了曲轴在不确定工况下的疲劳寿命。Blasón 等[9]基于有限元法对汽车发动机曲轴进行了应力应变分析,并利用名义应力法和断裂力学法进行了疲劳寿命分析。Gomes 等[10]使用有限元法与雨流循环计数法确定四冲程船用内燃机曲轴运行过程中的应力循环,利用应力寿命方程估算曲轴的疲劳寿命。Zhang 等[11]对内燃机曲轴进行了应力-应变仿真,获得曲轴疲劳载荷谱与损伤云图,根据疲劳可靠性理论建立曲轴仿真模型,确定了曲轴的疲劳可靠性与疲劳寿命。

综上,柴油机关键部件疲劳寿命的现有分析成果可为斯特林发动机曲轴疲劳寿命预测研究提供有益参考。但现有研究较少结合实际部件结构尺寸、表面加工工艺等因素对材料 S-N 曲线进行修正。同时,斯特林发动机的外燃特性使其运行过程平稳,低于材料疲劳极限的低载荷造成的构件累积损伤影响值得重点关注。此外,斯特林发动机维护周期较短,针对曲轴疲劳寿命开展设计与运维参数的敏感性研究仍较为缺乏,造成结构优化迭代缓慢,相应的视情维护与延寿措施尚不明确。因此,有必要对斯特林发动机曲轴进行疲劳寿命预测,识别影响其疲劳寿命的关键因素,以期为斯特林发动机曲轴的优化设计与维护管理提供参考。

本文以 U 型 8 缸双作用斯特林发动机曲轴为研究对象,提出“动力学-疲劳-敏感性”一体化分析方法。首先,建立高精度的斯特林发动机传动系统刚-柔混合多体动力学模型,计算并提取曲轴应力载荷。然后,应用名义应力法与线性累积损伤理论,对曲轴疲劳寿命进行计算分析,提出适用于斯特林发动机曲轴的疲劳寿命评估方法。最后,通过多元二次回归模型量化装配与运维参数对曲轴疲劳寿命的敏感性,明确关键参数对曲轴疲劳寿命的影响程度,为斯特林发动机的可靠性优化设计与全生命周期视情维护提供依据。

1 多体动力学模型

1.1 关键部件缩减模型建立

模态缩减法是一种用于多体动力学建模的降阶技术,旨在降低计算复杂度[12]。在斯特林发动机传动系统的有限元分析中,各部件自由度数量多,并且系统具有强非线性特性,若计入全部自由度开展计算,会造成计算量过大。因此,本文使用模态综合法(CMS),通过保留关键模态信息建立降阶模型,在保证曲轴动态应力计算精度的前提下,显著提升了多体动力学模型的求解效率,可满足疲劳寿命分析对大量载荷循环计算的需求[13]。

具有 n 自由度系统的特征方程可表示为:

$$\boldsymbol{K\Phi} = \boldsymbol{M\Phi\Lambda} \tag{1}$$

式中:$\boldsymbol{M}$ 为质量矩阵;$\boldsymbol{K}$ 为刚度矩阵;$\boldsymbol{\Phi}$ 为结构主模态;$\boldsymbol{\Lambda}$ 为特征值的对角矩阵。

为将 n 自由度系统缩减至 m 自由度,需借助 $n\times m$ 维低阶转换矩阵 $\boldsymbol{L}$ 对高阶系统进行矩阵变换,从而实现系统降阶。

$$\boldsymbol{M}_R = \boldsymbol{L}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{ML} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{K}_R = \boldsymbol{L}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{KL} \tag{3}$$

前 m 阶模态的系统特征方程为:

$$\boldsymbol{K}_R\boldsymbol{\Phi}_{m\times m} = \boldsymbol{M}_R\boldsymbol{\Phi}_{m\times m}\boldsymbol{\Lambda}_{m\times m} \tag{4}$$

1.1.1 有限元模型建立

本文研究对象为 U 型 8 缸双作用斯特林发动

机,其传动系统主要由活塞、活塞杆、连杆、左/右曲轴、输出轴和齿轮构成,具体结构如图 1 所示。

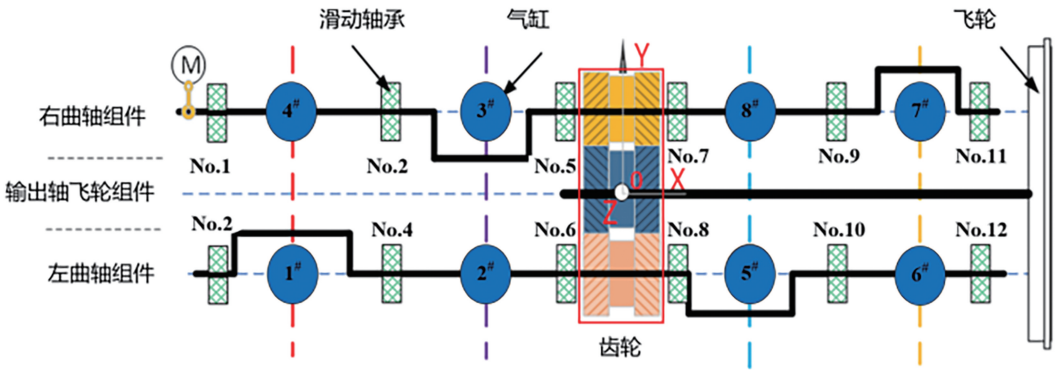
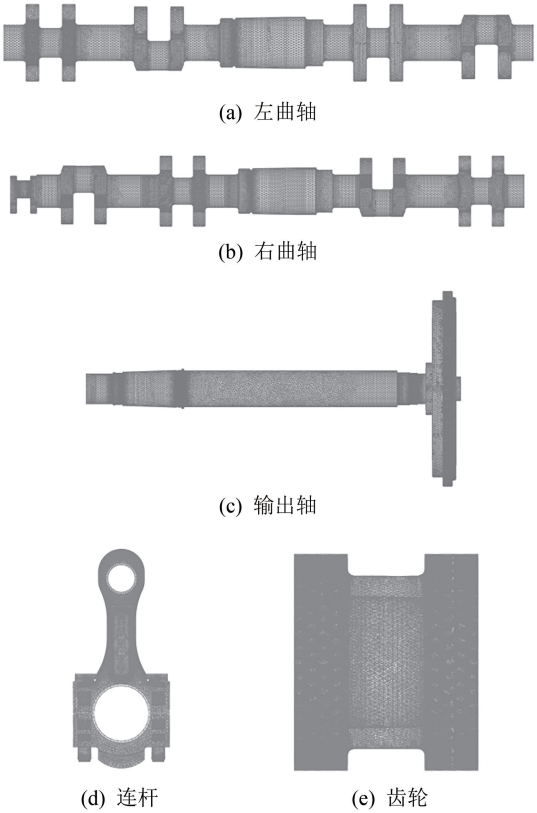


图 1　U 型 8 缸斯特林发动机传动系统结构示意图

Fig.1　Schematic diagram of transmission system structure of U-type 8-cylinder Stirling engine

缩减模型的构建以有限元模型为基础。有限元建模过程主要包括前处理(几何清理与修复、简化等)、材料属性赋予、网格划分及网格质量检查。对斯特林发动机传动系统的关键部件进行有限元建模及模态缩减,构建多体动力学仿真计算模型。关键部件的有限元模型如图 2 所示。



(a) 左曲轴

(b) 右曲轴

(c) 输出轴

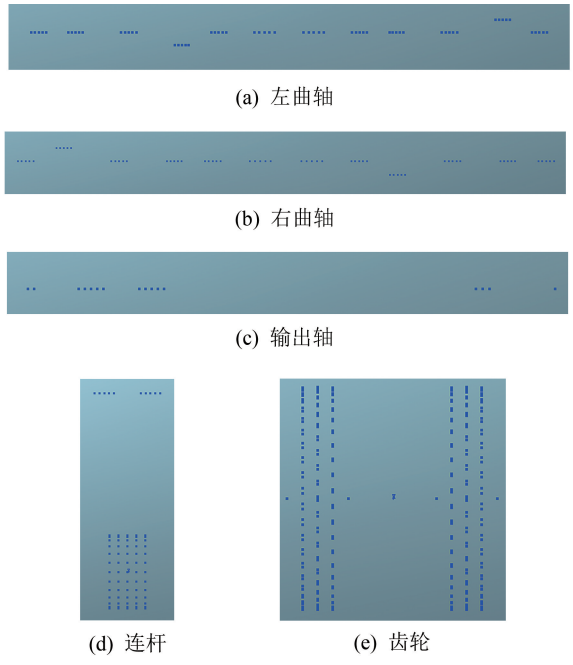
(d) 连杆　　(e) 齿轮

图 2　关键部件的有限元模型

Fig.2　Finite element models of key components

1.1.2　缩减模型及模态频率验证

选取关键零部件连接部位的质量点及 rigid 单元的主节点作为缩减模型的主自由度节点,进而完成模型缩减。各关键部件的缩减模型如图 3 所示。



(a) 左曲轴

(b) 右曲轴

(c) 输出轴

(d) 连杆　　(e) 齿轮

图 3　关键部件的缩减模型

Fig.3　Condensed models of key components

如图 4 所示,对关键零部件的有限元模型及其缩减模型分别进行自由模态计算分析,并对其频率结果进行比较。

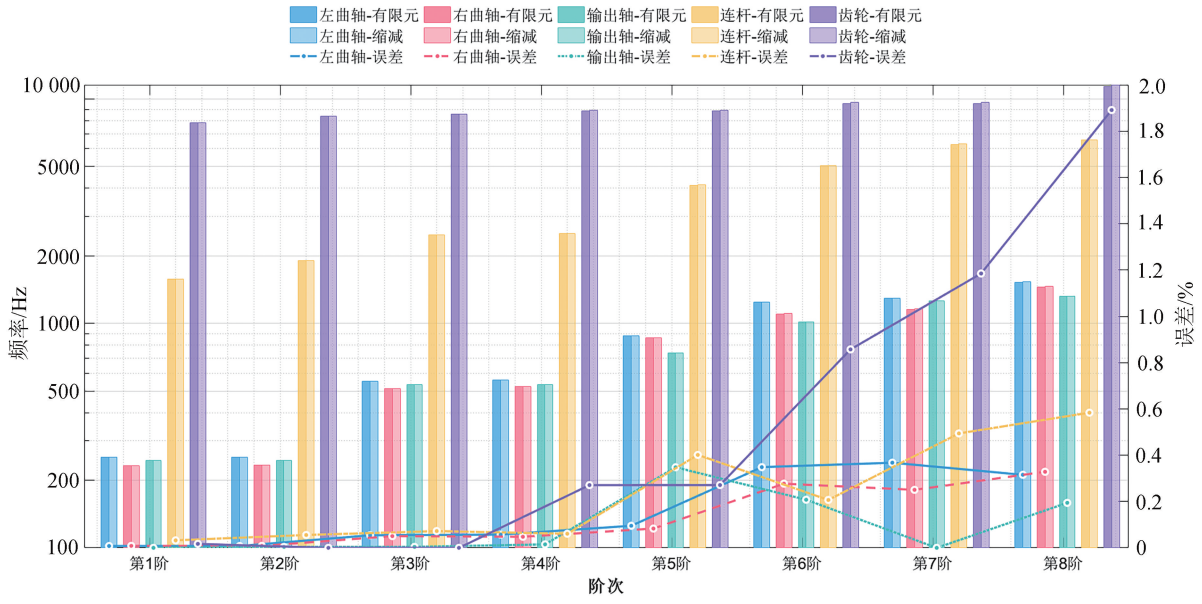


图 4 关键部件有限元模型与缩减模型的模态频率及误差

Fig.4 Modal frequencies and errors of finite element models and condensation models of key components

由图 4 可知,各部件缩减模型的自由模态频率在低频段误差较小;随着模态阶次升高,误差呈现小幅增大的趋势。与曲轴、输出轴及连杆相比,齿轮质量更小,因此其自由模态频率更高,误差也相对偏大,但所有误差均控制在 2% 以内。这说明缩减模型与完整有限元模型的自由模态频率吻合程度较高,缩减后的模型能够准确表征有限元模型的动力学特性。该高精度缩减模型可为后续构建斯特林发动机传动系统高精度动力学与摩擦学耦合仿真模型提供基础。

1.2 多体动力学模型建立与验证

各构件的材料属性和几何形状不同,其刚度与强度也存在差异,在外载荷作用下变形各不相同。刚体动力学理论一般忽略该类弹性变形的影响。柔性体动力学理论允许同一系统同时包含柔性体与刚性体,适用于分析兼具大范围空间运动与弹性变形特征的复杂系统动力学问题。根据拉格朗日方程,柔性体的运动方程如下[14]:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\zeta}}\right)-\frac{\partial L}{\partial \zeta}+\frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{\zeta}}+\left[\frac{\partial \psi}{\partial \zeta}\right]^{\mathrm{T}}\lambda-Q=0 \quad (5)$$

式中:L 为拉格朗日项;ζ 为柔性体广义坐标;λ 为约束方程的拉格朗日因子;Γ 为能量损耗函数;Q 为投影至广义坐标系下的广义力。结合约束方程,对式(5)进行求解,得到多柔性体系统节点处的动力学特性。

1.2.1 多体动力学建模

根据斯特林发动机传动系统原理与各部件的缩减模型,通过连接各部件缩减模型中的缩减点,建立各部件之间的连接副,最终在 AVL PowerUnit 软件中建立多体动力学模型。为在保证计算精度的同时提高模型计算效率,将连杆、齿轮、曲轴和输出轴等关键零部件设置为柔性体,缸套和轴承座设置为刚性体。

对各零部件间的连接副进行定义,具体如表 1 所示。

表 1 连接副设置

Tab.1 Connection sub settings

连接副	类型
连杆小端-十字头销	REVO
连杆大端-曲柄销	EHD2
主轴颈-轴承座	EHD2
齿轮-齿轮轴	FTAB，ROTX
曲轴齿轮-输出轴齿轮	ACYG
输出轴-轴承座	DGBB

连杆小端与十字头销之间采用 REVO 连接,为点对点旋转轴承;连杆大端与曲柄销、主轴颈与轴承座之间采用 EHD2 连接。EHD2 是用于模拟轴承弹性流体动力润滑的高效模型,通过耦合求解瞬态雷诺方程与弹性变形,并考虑润滑介质的

黏压效应与黏温效应。为在计算成本与工程精度之间取得良好平衡,模型在热效应、粗糙度和润滑等方面进行了合理简化,同时考虑了齿轮时变啮合刚度等非线性因素,可为后续准确获取曲轴动态应力载荷、开展参数化敏感性对比研究提供支撑。齿轮轴与齿轮之间采用 FTAB 连接副连接,通过固定 x、y、z 三个方向的自由度,有效抑制齿轮的轴向窜动与径向位移。同时,使用 ROTX 扭簧单元固定旋转自由度,以确保齿轮与齿轮轴之间的同步转动,保障传动系统的稳定运行。曲轴与输出轴间采用 ACYG 高级齿轮副,耦合时变啮合刚度计算、弹流润滑仿真和多体弹性变形完成高精度齿轮连接建模,实现扭矩传递;输出轴与轴承座之间设置深沟球轴承连接副,融合非线性赫兹接触理论与瞬态润滑分析,刻画滚珠与滚道的相互作用。由此建立的二维和三维计算仿真模型分别如图 5、图 6 所示。

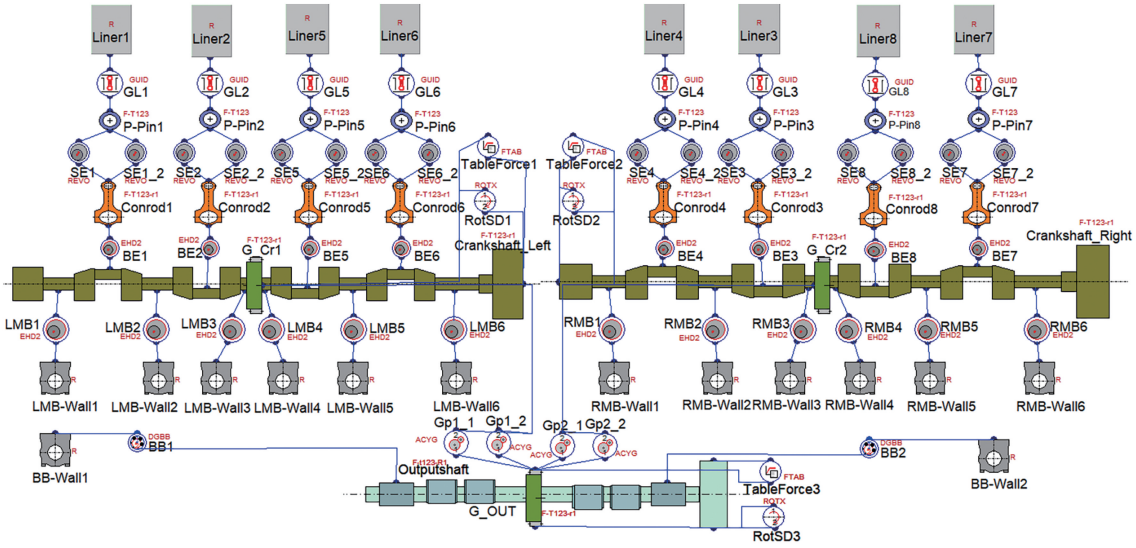


图 5　传动系统动力学二维仿真计算模型

Fig.5　2D simulation model of transmission system dynamics

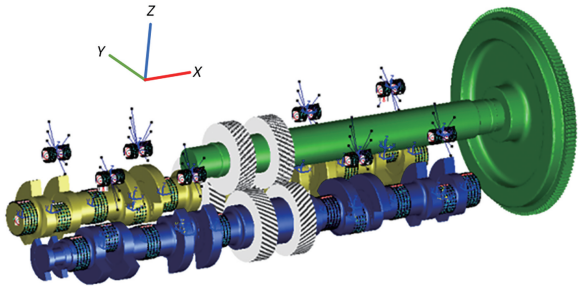


图 6　传动系统动力学三维仿真计算模型

Fig.6　3D simulation model of transmission system dynamics

1.2.2　模型准确性验证

根据仿真得到的输出轴瞬时转速对斯特林发动机动力学模型进行准确性验证。选取输出轴四个完整工作循环开展分析。由于转速实际值不便公开,本文采用相对值进行研究。对应曲轴转角 0°~1440°CA 范围内的瞬时转速曲线如图 7 所示。由转速曲线计算得到的各项特征参数如表 2 所示。

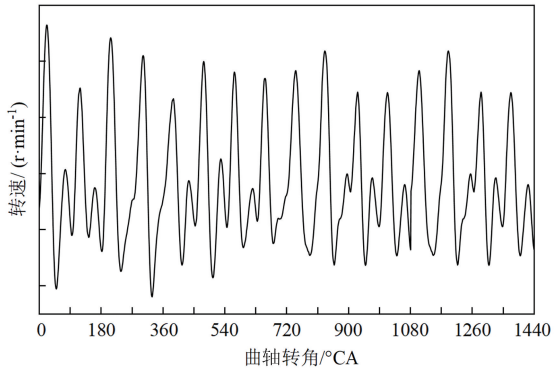


图 7　输出轴瞬时转速

Fig.7　Instantaneous speed of output shaft

表 2　输出轴转速曲线特征值

Tab.2　Characteristic values of output shaft speed curve

特征参数	特征值/%
相对波动率	1.47
平均转速误差	0.09

由图 7 和表 2 可知,输出轴转速始终围绕额定转速作小幅波动,相对波动率约为 1.47%;连续四个工作循环的转速曲线在波形、幅值及相位方面均表现出高度一致性,平均转速误差约为 0.09%。这一结果表明,有限元缩减模型准确、方法合理。动力学仿真模型能够保持良好的动态平衡与能量转换稳定性,系统未出现失速或剧烈振荡现象,模型在连续运行过程中具有良好的数值稳定性和重复性,仿真模型具有较高的准确性和可靠性,可为曲轴疲劳寿命计算提供精确的应力载荷。

2 疲劳寿命分析评估

本文基于 nCode 软件进行曲轴疲劳仿真分析。该软件可构建包括时间序列、恒幅载荷与时间步载荷在内的各类复杂载荷谱,并提供应变寿命与应力寿命的分析方法,分别用于低周、高周疲劳计算[15]。该计算流程如图 8 所示:首先,导入曲轴有限元模型并赋予曲轴材料属性,生成 S-N 曲线;其次,映射动力学求解得到的曲轴应力时间步载荷;最终,获得曲轴疲劳寿命计算结果。

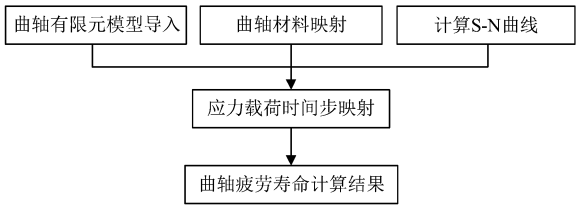


图 8 曲轴疲劳计算流程

Fig.8 Flow chart of crankshaft fatigue calculation

2.1 疲劳寿命分析法

本文使用的斯特林发动机曲轴工作载荷较低、循环次数较高,基于 Miner 线性累积损伤理论的分析方法能够较好地适用于高周疲劳分析[16]。此外,名义应力法基于结构形状、尺寸和表面状态等因素对材料 S-N 曲线进行修正,可较好地反映具有锻造与抛光加工特点的斯特林发动机曲轴实际结构与表面特性。因此,本文采用基于线性累积损伤理论的名义应力法进行疲劳寿命分析。

Miner 线性损伤理论是目前结构工程疲劳失效分析中使用较多的一种损伤准则。该理论表明:各应力水平所诱发的损伤增量与其作用次数之间呈现正比例关系,且不同应力水平导致的损伤效应具有独立性,可通过代数叠加方式进行累积计算。累积损伤量 D 表示为[17]:

$$D_i = \sum_{i=1}^{n} \frac{n_i}{N_i} \tag{6}$$

式中:n 为应力水平数;n_i 为第 i 个应力水平下的循环次数;N 为材料或结构在第 i 个应力水平下发生疲劳失效的极限循环次数。

受外燃式工作特性影响,斯特林发动机运转平稳,曲轴载荷幅值较低、载荷谱密集,多数载荷循环低于材料疲劳极限。经典的 Miner 线性累积损伤理论未考虑该类低幅载荷的损伤贡献,也未计入载荷顺序效应。因此,需基于应力的加载顺序和应力水平对其进行修正。在变幅值的应力循环作用下,假定在第 $i-1$ 个应力水平 S_{i-1} 作用下,试件产生的损伤为 $D_{S_{i-1}}$,则在第 i 个应力水平 S_i 作用下产生的疲劳损伤不仅取决于该水平下的应力,也与已累积的损伤状态有关[18]。结构的总累积损伤(D_{sum})表示为:

$$D_{\text{sum}} = D_{S_1} + D_{S_2}\Big|_{S_1=f(\varepsilon_1)} + D_{S_3}\Big|_{S_2=f(\varepsilon_2)} + \cdots + D_{S_i}\Big|_{S_{i-1}=f(\varepsilon_{i-1})} \tag{7}$$

式中:D_{S_i} 为在第 i 个应力水平 S_i 循环作用下产生的损伤增量;$D_{S_{i-1}}$ 为在第 i 个载荷块作用前,结构已累积的损伤状态,该状态为前一阶段载荷历史所引发的局部应力 ε_{i-1} 的函数,即 $D_{S_{i-1}} = f(\varepsilon_{i-1})$。函数 f 表征材料的记忆效应,即后续载荷块造成的损伤不仅取决于其自身的应力水平 S_i,还受前期累积损伤状态 $D_{S_{i-1}}$ 的影响,由此体现出对载荷顺序效应的考量。

函数 f 的具体形式由专业疲劳分析软件 nCode 的内置算法实现。该算法基于非线性连续损伤力学模型,将 $D_{S_{i-1}}$ 作为状态变量,动态计算下一阶段的损伤增量。对于低于传统疲劳极限的低幅载荷,该模型赋予其一定的损伤贡献,进而将其纳入总损伤 D_{sum} 的计算中。该方法较好克服了经典 Miner 理论存在的两大局限性,即忽略载荷顺序效应与低幅载荷造成的损伤。

2.2 S-N 曲线计算

在疲劳寿命分析中,材料的 S-N 曲线通常基于实验室标准试样获得,反映标准试样的疲劳性能。实际工程构件在尺寸、形状及表面加工状态等方面往往与标准试样存在差异,这些差异会直

接影响构件的疲劳强度与寿命。若直接采用材料 S-N 曲线进行寿命评估,将很大程度影响寿命预测的准确性。为更准确地预测曲轴的疲劳寿命,可通过修正曲轴材料的 S-N 曲线估算曲轴部件的 S-N 曲线。在缺乏现成的 S-N 曲线且无法进行疲劳试验的情况下,仍可通过工程常用方法间接获取材料的 S-N 曲线[19-20],具体方法如下。

(1) $N=10^3$ 时, $\sigma_{-1N}=\sigma_{-1,1000}$;对主要承受扭转载荷的曲轴来说, $\sigma_{-1,1000}=0.72\sigma_b$;

(2) $N=N_0=10^7$ 时, $\sigma_{-1N}=\sigma_{-1}$;

(3) $10^3\leqslant N\leqslant N_0=10^7$ 时,在双对数坐标轴上连接点 $(10^3,\sigma_{-1,1000})$ 和点 (N_0,σ_{-1}) 的直线即为 $10^3\sim N_0$ 之间的 S-N 曲线,其表达式为:

$$\lg\sigma_{-1N}=\lg\sigma_{-1}+\frac{\lg N_0-\lg N}{\lg N_0-3}\left[\lg\sigma_{-1,1000}-\lg\sigma_{-1}\right] \quad (8)$$

式中: $\sigma_{-1,1000}$ 为循环次数为 10^3 时材料的疲劳强度; σ_{-1N} 为 N 次循环的疲劳强度; σ_b 为材料的强度极限; N_0 为疲劳循环基数, $N_0=10^7$; σ_{-1} 为循环次数为 10^7 时材料的疲劳极限。

最后,在曲轴材料 S-N 曲线基础上,引入尺寸、形状及表面加工状态等影响因素进行修正[19-20],相关参数如表 3 所示。修正前后的 S-N 曲线如图 9 所示,修正后的曲线不仅反映了曲轴真实的疲劳特性,也为其疲劳寿命评估提供了可靠依据。

表 3　曲轴 S-N 曲线关键材料参数及数值

Tab.3　Key material parameters and values of crankshaft S-N curve

参数	数值
材料牌号	35CrMoA
强度极限 UTS/ MPa	1159
屈服强度 YS/ MPa	1070
疲劳极限 σ_{-1}/ MPa	537.90
弹性模量 E/ MPa	2.1×10^5
泊松比	0.28
第一疲劳强度指数 b_1	-0.1191
第二疲劳强度指数 b_2	-0.0633
疲劳转换点 $Nc1$	1×10^7
应力幅截距 SRI_1/MPa	1727.03

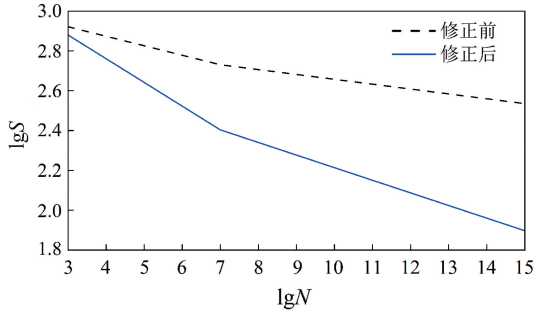


图 9　修正前后的曲轴 S-N 曲线

Fig.9　Crankshaft S-N curves before and after correction

2.3　疲劳寿命评估

本文利用传动系统多体动力学仿真获取的曲轴应力载荷,采用专业疲劳分析软件 nCode 对斯特林发动机曲轴进行疲劳寿命计算。图 10 为左曲轴最大应力节点所在的曲柄销应力云图。由图 10 可知,左曲轴应力最大节点位于第 6 曲柄销圆角处,最大应力为 130.3 MPa。图 11 为其一个工作周期内的应力载荷曲线。

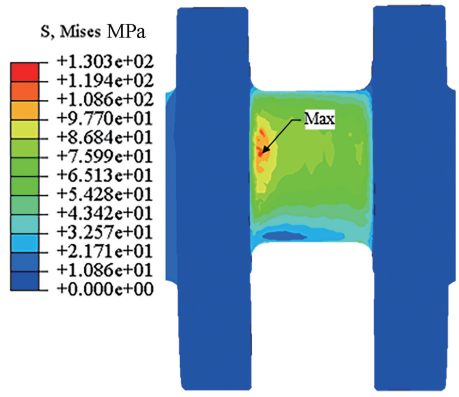


图 10　左曲轴最大应力节点所在的曲柄销应力云图

Fig.10　Stress nephogram of the crank pin where the maximum stress node of the left crankshaft is located

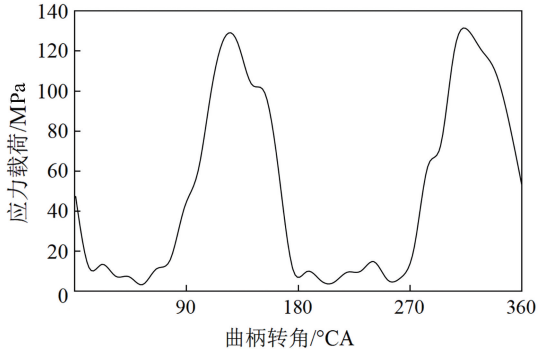


图 11　左曲轴最大应力节点的应力载荷

Fig.11　Stress load of maximum stress node of left crankshaft

图 12 为右曲轴最大应力节点所在的曲柄销应力云图。由图 12 可知,右曲轴应力最大节点位于第 7 曲柄销圆角处,最大应力为 128.2 MPa。图 13 为其一个工作周期内的应力载荷曲线。

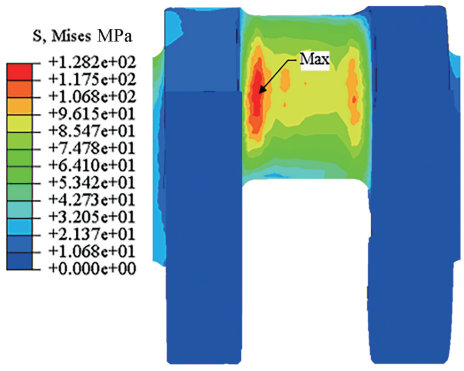


图12 右曲轴最大应力节点所在的曲柄销应力云图

Fig.12 Stress nephogram of the crank pin where the maximum stress node of the right crankshaft is located

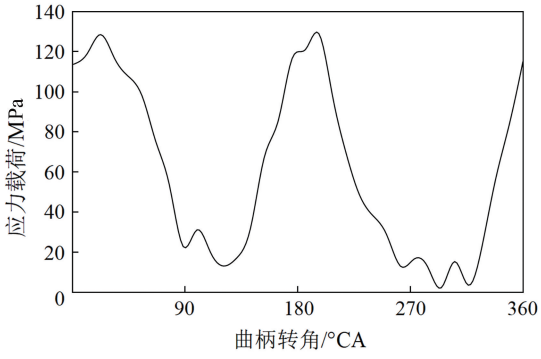
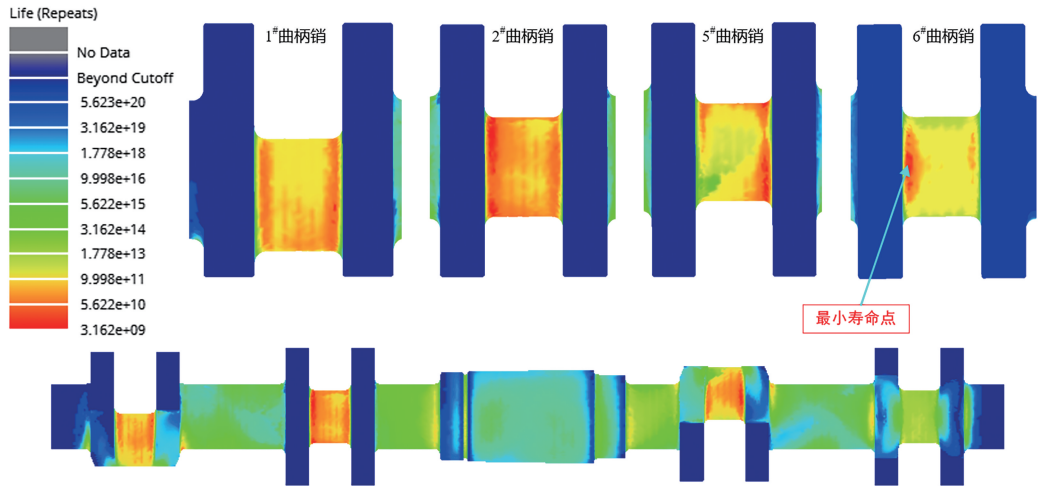


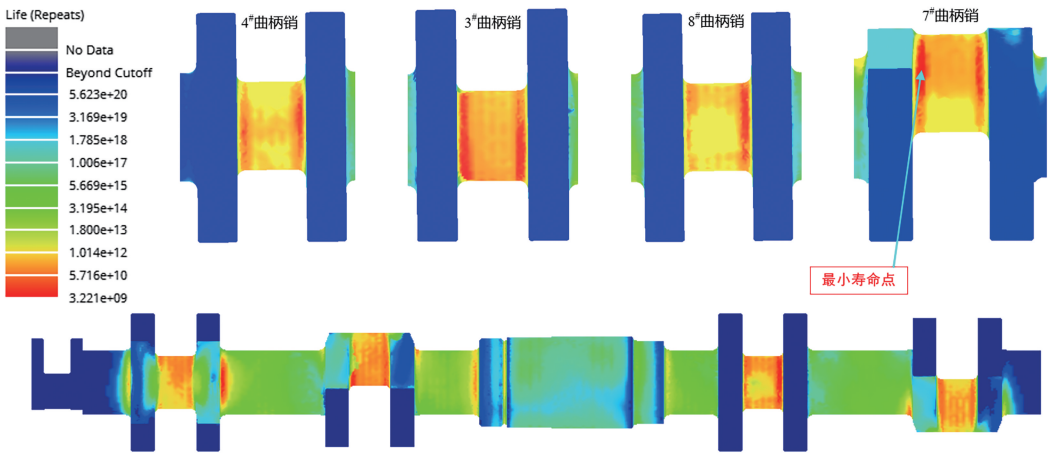
图13 右曲轴应力最大节点的应力载荷

Fig.13 Stress load of maximum stress node of right crankshaft

在获得曲轴节点的应力时间步后,采用 nCode 软件中的雨流计数法提取应力谱,并基于该应力谱,应用式(7)进行疲劳寿命计算。具体步骤如下:首先,通过雨流计数得到的各应力数据(应力幅值 S_a 与均值 S_m)作为式(7)中的 S_i 输入项;其次,通过前期试验拟合建立的曲轴部件材料 S-N 曲线,可精准确定当前应力水平 S_i 条件下,引发曲轴发生疲劳破坏的对应循环次数 N_i;进而,由当前应力的实际循环次数 n_i 与 N_i 的比值计算该应力块产生的损伤增量。该计算过程的核心逻辑为:在求解第 i 个应力水平下的损伤变量 D_{S_i} 时,仿真软件将通过其内置的损伤累积模型,把前一级应力水平 S_{i-1} 作用下形成的累积损伤状态 $D_{S_{i-1}}$ 作为输入项;而该前置损伤状态为前一加载阶段产生的损伤与局部应变 ε_{i-1} 加载历史的状态函数 $f(\varepsilon_{i-1})$。这一计算流程在运行逻辑中自动纳入了对加载顺序效应的考量。针对幅值低于传统材料疲劳极限的低幅载荷,本文通过赋予其对应的等效疲劳损伤贡献量,将该类载荷纳入总损伤 D_{sum} 的统计计算范畴。最终,基于 $D_{sum}=1$ 的疲劳失效判据,反推计算得到曲轴发生疲劳破坏时对应的总载荷循环次数。仿真计算得到的斯特林发动机左/右曲轴疲劳寿命云图如图 14 所示。



(a) 左曲轴



(b) 右曲轴

图 14　左/右曲轴疲劳寿命云图

Fig.14　Fatigue life nephogram of left/right crankshaft

由图 14 可知,两组曲轴的疲劳寿命存在明显差异。究其原因:其一,左/右曲轴在物理布局与局部工作环境上并非完全对称;其二,斜齿轮的存在使其作用于左/右两侧的动态载荷呈现显著的非对称分布特征。该差异会导致左/右曲轴在实际工况下经历不同的局部力学环境,其应力状态、润滑状况与动态响应均存在区别,最终表现为疲劳寿命及其分布规律存在一定差异。

仿真结果表明,左曲轴最小疲劳寿命点位于第 6 曲柄销的圆角过渡区域,这与动力学计算结果基本相符;预测疲劳循环次数为 3.162×10^9,折算疲劳寿命约为 29 277.78 h。右曲轴疲劳寿命最小值位于第 7 曲柄销圆角过渡区域,这与动力学计算结果基本相符;对应的疲劳循环次数略高于左曲轴,为 3.221×10^9 次,折算疲劳寿命约为 29 824.07 h。综合左/右曲轴的分析结果可知,曲柄销的圆角过渡部位为全构件中疲劳失效风险最高的区域,这与该位置应力集中效应显著直接相关;左/右曲轴的最小疲劳寿命处于同一数量级,且均具有较高的寿命值,表明曲轴的抗疲劳性能满足额定工况下的使用寿命要求。

3　疲劳寿命影响因素敏感性分析

3.1　仿真方案设计

为系统探究不同参数对曲轴疲劳寿命的敏感性,本文从曲柄销的装配工艺参数与全生命周期运维参数两个核心维度,系统开展部件疲劳失效影响机制的相关分析。装配参数包括连杆大端间隙与主轴承间隙,是发动机装配完成后相对固定的机械属性,直接决定系统的动力学特性;参数设置不当会直接造成载荷分布不均、振动冲击加剧,进而诱发局部应力集中,是引发部件疲劳损伤的根本性机械根源。运维参数包括供油压力、供油温度及滑油黏度,其通常不直接产生机械应力,而是通过改变摩擦、散热、磨损等中间过程影响曲轴的工作温度和表面状态,进而间接影响曲轴疲劳性能。这两类关键参数与前期设计优化、后期运维过程中的参数选取和调整密切相关,可有效指导斯特林发动机全生命周期的寿命优化与评估。

根据各参数原始值、制造工艺的允许范围设计的仿真试验方案如表 4 所示。对于连杆大端间隙、主轴承间隙等装配参数,其变化范围主要参考该型斯特林发动机制造与装配技术条件中规定的公差带,以及实际装配中常见的允许偏差范围。对于供油压力、供油温度及滑油黏度等运维参数,其波动范围则依据该发动机运行维护手册中规定的正常控制范围及允许波动极限,同时,考虑了实际系统中常见的控制波动。

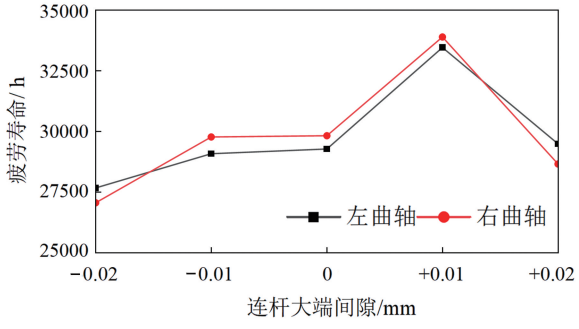
表 4 仿真试验方案

Tab.4 Simulation test scheme

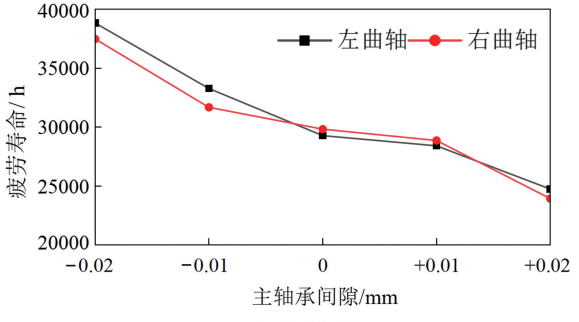
参数名称	参数取值变化				
连杆大端间隙/ mm	-0.02	-0.01	0	+0.01	+0.02
主轴承间隙/ mm	-0.02	-0.01	0	+0.01	+0.02
供油压力/ Pa	-1.0×10^5	-0.5×10^5	0	$+0.5\times10^5$	$+1.0\times10^5$
供油温度/ ℃	-6	-3	0	+3	+6
不同牌号滑油黏度/ (mPa·s)	-0.621	-0.257	0	+0.447	+0.838

3.2 疲劳寿命计算结果

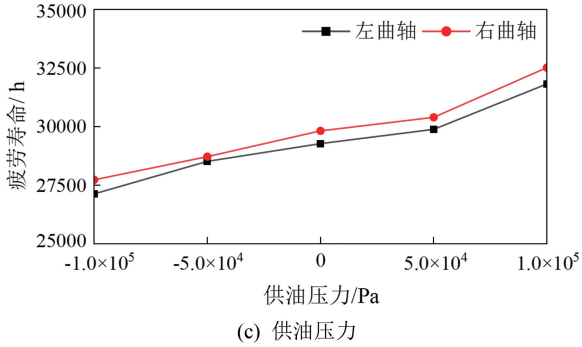
采用仿真软件 nCode 计算各参数变化时的斯特林发动机曲轴疲劳寿命,结果如图 15 所示。由图 15 可知,左、右曲轴的疲劳寿命随参数变化的趋势基本一致。



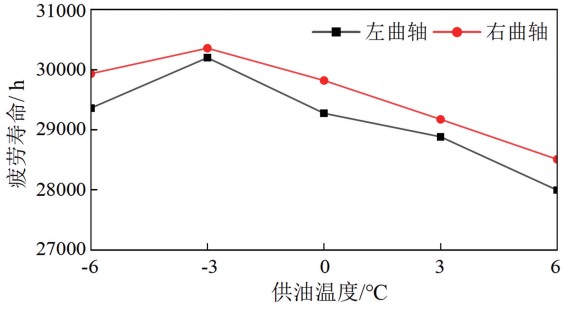
(a) 连杆大端间隙



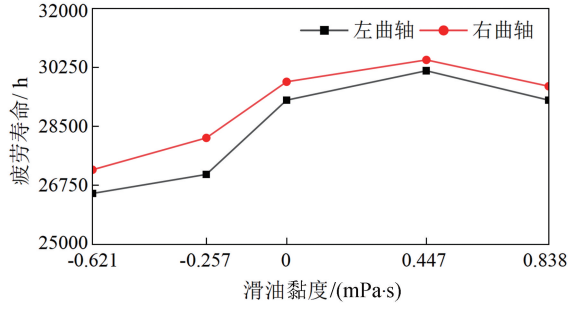
(b) 主轴承间隙



(c) 供油压力



(d) 供油温度



(e) 滑油黏度

图 15 曲轴疲劳寿命随各参数变化曲线

Fig.15 Variation curve of crankshaft fatigue life with various parameters

在装配参数中,连杆大端间隙对曲轴疲劳寿命的影响呈现先升后降的非单调变化趋势。究其原因可能是间隙过小时,连杆与曲柄销近乎刚性连接,削弱了曲柄销在受力后微幅自适应变形的能力。曲轴受力弯曲时,这种刚性约束会在轴颈圆角处产生额外的二次弯曲应力,同时,若轴承配合过紧,会导致载荷承载区过度集中在局部接触区域,直接造成圆角位置实际承受的接触压强显著升高。这种工况下极易引发润滑油膜厚度不足,进而产生局部干摩擦或边界润滑状态,最终导致曲轴的抗疲劳强度出现明显下降。适度增大轴承配合间隙可有效改善润滑条件、降低局部接触应力,但当间隙超出合理阈值后,又会引发冲击载

荷显著增大,使局部接触应力重新上升,最终造成曲轴的服役寿命大幅降低。随着主轴承间隙的逐步增大,曲轴的疲劳寿命整体呈现显著下降趋势。这一现象的内在机理可解释为:主轴承间隙增大后,会大幅削弱主轴承的油膜承载能力与支承刚度,直接导致曲轴主轴颈的沉降量和变形量同步增大。该变化会直接改变曲柄臂的原有受力状态,尤其会在曲柄销圆角区域诱发显著的附加弯曲应力,使其成为疲劳裂纹萌生与扩展的核心主导因素,最终造成曲轴疲劳寿命的快速衰减。

在运维参数中,随着供油压力升高,曲轴疲劳寿命呈单调上升趋势。究其原因,供油压力增大可使轴承与轴颈获得更充足的润滑,形成稳定可靠的润滑油膜,能够更有效地带走摩擦产生的热量与磨屑,抑制局部温升和磨粒磨损,减少润滑不良引发的黏着磨损及表面损伤,因而,曲轴疲劳寿命随供油压力升高持续提升。温度通过影响润滑油的黏度产生作用:温度过低将导致润滑油黏度过大、流动性下降,造成泵送困难,使得润滑初始阶段供油不足,同时增大润滑油的内摩擦阻力;温度适中时,润滑油能够形成足够厚度的油膜,将摩擦副分隔开,同时具备良好的流动性,润滑效果最佳,曲轴疲劳寿命由此达到峰值;温度过高时,润滑油黏度过低,形成的油膜过薄,承载能力显著降低,可能进入边界润滑状态,发生局部金属接触,磨损随之加剧,曲轴疲劳寿命出现回落。

3.3　敏感性分析

敏感性分析在结构设计与优化、可靠性评估及模型降阶等诸多领域得到广泛应用[21]。对于斯特林发动机,不同的装配与运维参数对曲轴疲劳寿命影响程度存在明显差异。在曲轴的疲劳寿命与可靠性优化中,引入敏感性分析可量化参数对寿命影响的重要程度,从而识别出关键影响因素,剔除次要因素,达到简化优化模型、提高计算效率的目的。

多元二次回归模型是构建响应面最常用的方法之一,依据各回归系数可直接定量计算各参数的贡献率。由疲劳寿命计算结果可知,曲轴疲劳寿命与装配、运维参数之间呈现具有规律性的低阶非线性特征,因此,二阶模型能够更好地拟合这类弯曲、抛物线型的响应关系。

各影响因素的量纲各异,故需对其进行归一化处理。归一化公式为:

$$x_i' = 2\left(x_i - x_{\min}\right)/\left(x_{\max} - x_{\min}\right) - 1 \tag{9}$$

式中:x'_i 为归一化后对应于 x_i 的新值;$x_{\min}$ 为参数变化最小值;$x_{\max}$ 为参数变化最大值。

本文基于归一化后的样本点,采用式(9)建立参数与曲轴疲劳寿命的关联模型[22],进而通过回归系数定量表征各参数对曲轴疲劳寿命影响的敏感性。

$$y = \beta_0 + \sum \beta_m x_i' + \sum \beta_n x_i'^2 + \sum\sum_{i\neq j} \beta_{ij} x_i' x_j' \tag{10}$$

式中:y 为响应目标值;x'_i 为输入变量(包括连杆大端间隙、主轴承间隙、供油压力、供油温度、滑油黏度);β 为各回归项系数。

参数对曲轴疲劳寿命影响的敏感度计算公式为:

$$N_i = 100\left|\beta_m\right| / \sum_j \left|\beta_m\right| \tag{11}$$

曲轴疲劳寿命回归模型中,各参数归一化系数如表 5 所示。

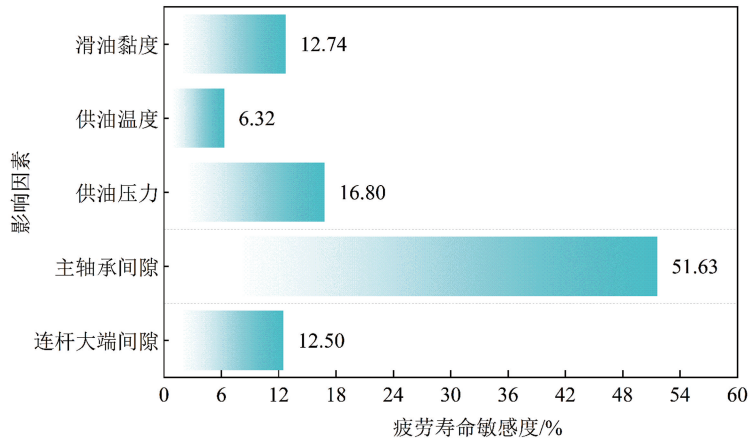
表 5　曲轴疲劳寿命回归模型各参数归一化系数

Tab.5　Normalized coefficients of each parameter in the crankshaft fatigue life regression model

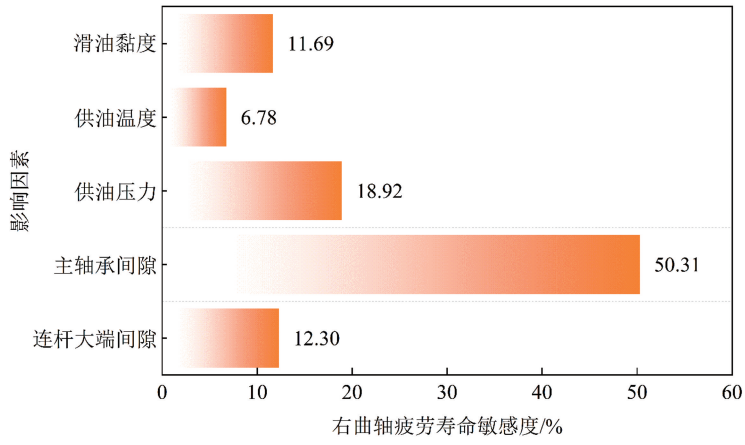
参数	归一化系数	
	左曲轴	右曲轴
连杆大端间隙	1600.00	1461.85
主轴承间隙	-6609.26	-5979.63
供油压力	2151.11	2249.26
供油温度	-809.26	-806.30
滑油黏度	1631.00	1389.16

经计算,各参数对曲轴疲劳寿命影响敏感度如图 16 所示。由图 16 可知,各参数对左/右曲轴疲劳寿命的影响程度排序分别为:主轴承间隙>供油压力>滑油黏度>连杆大端间隙>供油温度;主轴承间隙>供油压力>连杆大端间隙>滑油黏度>供油温度。综合分析表明,各参数对曲轴疲劳寿命的影响程度存在显著差异:主轴承间隙对左/右曲轴的疲劳寿命具有极为显著的影响,敏感度超过 50%;供油压力、滑油黏度、连杆大端间隙的影响程度为中等;供油温度对曲轴疲劳寿命的敏感度均小于 7%,为次要影响因素。在实际工程应用中,技术人员可依据该结果减少优化试算

次数,缩短设计周期,同时降低针对非关键参数的监控成本。



(a) 左曲轴



(b) 右曲轴

图 16 各参数对左/右曲轴疲劳寿命影响敏感度

Fig.16 Sensitivity of each parameter to fatigue life of left and right crankshafts

4 结 论

本文以斯特林发动机曲轴为研究对象,建立了传动系统多体动力学模型,采用基于线性累积损伤理论的名义应力法与敏感性分析方法进行斯特林发动机曲轴疲劳寿命与影响因素敏感性分析,并验证了“动力学-疲劳-敏感性”一体化分析方法对其评估的有效性,主要结论如下:

1)构建了斯特林发动机刚-柔混合多体动力学模型,各传动部件的缩减模型模态频率误差均小于 2%,平均转速相对误差约为 0.09%。

2)曲轴最小疲劳寿命均出现在曲柄销圆角应力集中区域,左曲轴寿命为 29 277.78 h,右曲轴寿命为 29 824.07 h。

3)量化了连杆大端间隙、主轴承间隙、供油压力、供油温度及滑油黏度 5 个装配与运维参数对曲轴疲劳寿命影响的敏感性。结果表明,主轴承间隙的影响最为显著,其对左/右曲轴疲劳寿命的贡献率分别达到 51.63%、50.31%,是影响曲轴疲劳寿命的关键因素;供油温度的影响程度均小于 7%,为次要影响因素。该结果为斯特林发动机曲轴的可靠性设计与全生命周期运维策略的优化指明了方向。

参考文献(References):

[1]孙思聪,杨欣,周建明,等.基于高精度模型的热气机振动响应计算分析研究[J].柴油机,2018,40(5):39-43.

Sun Sicong, Yang Xin, Zhou Jianming, et al. Vibration response calculation and analysis of a Stirling engine based on high-precision model[J]. Diesel Engine, 2018,

40(5):39-43. (in Chinese)

[2]伍赛特.斯特林发动机技术特点及应用研究[J].能源与环境,2021 (1):57-58.
Wu Saite. Technical characteristics and application of Stirling engine[J]. Energy and Environment, 2021(1): 57-58. (in Chinese)

[3]黄维,杨欣,孙思聪,等.某型特种发动机传动系统的动力学计算分析[J].柴油机,2017,39(5):33-37.
Huang Wei, Yang Xin, Sun Sicong, et al. Dynamic calculation and analysis of the transmission system of a type of special engine[J]. Diesel Engine, 2017,39(5):33-37. (in Chinese)

[4]缪斯浩,周建明,杨欣,等.斯特林发动机 V 型传动系统激励力的计算分析研究[J].柴油机,2018,40(6):43-48.
Miu Sihao, Zhou Jianming, Yang Xin, et al. Calculation analysis of motivating forces of V-type transmission systems for Stirling engines[J]. Diesel Engine, 2018, 40(6):43-48. (in Chinese)

[5]余永华,解美强,李宝月,等.基于数字孪生的船用柴油机曲轴应力预测[J].中国舰船研究,2023,18(5):50-56.
Yu Yonghua, Xie Meiqiang, Li Baoyue, et al. Stress prediction of marine diesel engine crankshaft based on digital twin technology[J]. Chinese Journal of Ship Research,2023,18(5):50-56. (in Chinese)

[6]姚寿广,冯祥,孙世芳,等.基于有限元方法的16PA6STC 柴油机曲轴疲劳强度分析[J].船海工程,2010,39(5):79-83.
Yao Shouguang, Feng Xiang, Sun Shifang, et al. Fatigue strength analysis of 16PA6STC diesel crankshaft based on FEM[J]. Ship & Ocean Engineering,2010,39(5):79-83. (in Chinese)

[7]崔广军.曲轴疲劳寿命的有限元和多体动力学联合仿真研究[J].机械强度,2016,38(2):394-398.
Cui Guangjun. Research on co-simulation of finite element method and the multi body dynamics of the crankshaft fatigue life[J]. Journal of Mechanical Strength, 2016,38(2):394-398. (in Chinese)

[8]Xu Zhaohui, Wang Shinian, Gao Lining, et al. Fatigue life analysis model of crankshaft under uncertain working conditions based on physical-data collaboration[J]. Journal of Engineering Research,2025,13(2): 1241-1249.

[9]Blasón S, Rodríguez C, Fernández-Canteli A. Fatigue characterization of a crankshaft steel: use and interaction of new models[J]. Fracture and Structural Integrity, 2016,10(35): 187-195.

[10]Gomes J, Gaivota N, Martins R F, et al. Failure analysis of crankshafts used in maritime V12 diesel engines[J]. Engineering Failure Analysis,2018,92: 466-479.

[11]Zhang Qiang, Wang Daihua, Zhang Kaige, et al. COMSOL-based fatigue simulation of crankshaft[J]. Journal of Physics: Conference Series,2024,2741: 012025.

[12]杨欣,顾根香,孙思聪,等.基于动态子结构的轴承动力学及摩擦学耦合分析[J].中国舰船研究,2021,16(6):201-208.
Yang Xin, Gu Genxiang, Sun Sicong, et al. Dynamic and tribological coupling analysis of journal bearing based on dynamic sub-structure[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2021, 16(6): 201-208. (in Chinese)

[13]白泽方,孙思聪,杨建国,等.配缸间隙对活塞组动力学和摩擦学特性的影响[J].船舶工程,2023,45(7):92-99.
Bai Zefang, Sun Sicong, Yang Jianguo, et al. Influence of cylinder clearance on dynamics and tribological characteristics of piston sets[J]. Ship Engineering,2023,45(7):92-99. (in Chinese).

[14]Han M J, Lee C H, Part T W. Vibro-acoustic response in vehicle interior and exterior using multibody dynamic systems due to cleat impacts[J]. International Journal of Automotive Technology,2020,21(3):591-602.

[15]乔雪涛,盛坤,李优华,等.基于 WorkBench 和 nCode 的摆线轮疲劳寿命及可靠性分析[J].机械强度,2024,46(6):1458-1464.
Qiao Xuetao, Sheng Kun, Li Youhua, et al. Fatigue life and reliability analysis of cycloidal gears based on workbench and nCode[J]. Journal of Mechanical Strength, 2024,46(6):1458-1464. (in Chinese)

[16]程磊磊.基于可靠性的柴油机曲轴疲劳寿命分析[D].大连:大连理工大学,2022:44.
Cheng Leilei. Fatigue life analysis of diesel engine crankshaft based on reliability[D]. Dalian: Dalian University of Technology,2022:44. (in Chinese)

[17]叶礼裕,曹桂源,熊伟鹏,等.考虑冰-桨作用动力效应的桨叶疲劳强度预报方法[J].中国舰船研究,2026,21(3):112-121. doi:10.19693/j.issn.1673-3185.04399.
Ye Liyu, Cao Guiyuan, Xiong Weipeng, et al.Blade fatigue strength prediction method considering the dynamic effects of ice-propeller interaction[J]. Chinese Journal of Ship Research,2026,21(3):112-121. doi: 10.19693/j.issn.1673-3185.04399. (in Chinese)

[18]吴刚,马桃,张晋伟.基于累计损伤理论的车钩缓冲装置疲劳寿命分析[J].轨道交通装备与技术,2019(6):13-17.
Wu Gang, Ma Tao, Zhang Jinwei. Fatigue life analysis of coupler buffer device based on cumulative damage theory[J]. Rail Transportation Equipment and Technology,2019(6):13-17. (in Chinese)
[19]赵少汴.抗疲劳设计手册[M].2 版.北京:机械工业出版社,2015:111-171.
[20]李永利, Pan J, Hathaway R B. 疲劳试验测试分析理论与实践[M].张然治,译.北京:国防工业出版社,2011:98-100.
[21]Zhang Feng, Wu Mingying, Hou Xinting, et al. Post-buckling reliability analysis of stiffened composite panels based on adaptive iterative sampling[J]. Engineering with Computers,2022,38: 2651-2661.
[22]Juliana G, Laura V, Ainhoa R, et al. Design and optimization of a siphon turbine using the response surface methodology[J]. Results in Engineering, 2024, 22: 102241.

本刊参考文献标注方法

本刊参考文献采用顺序编码制,各篇文献要按正文标注的序号连续编码,如多次引用同一著者的同一文献,则在正文中标注首次引用文献的序号。

文后参考文献的书写顺序、标点符号等如下。

期刊:作者.题名[J].刊名(外文可缩写),年份,卷(期):起止页码.

图书:作者.书名[M].版本(1 版不写).出版地:出版者,年份:起止页码.

报纸:作者.题名[N].报纸名,出版年月日(版次).

会议录:作者.题名[C].出版地:出版者,年份:起止页码.

专著中析出文献:析出文献作者.析出文献题名[C(会议录)或 M(图书)或 G(汇编)或 S(标准)]//专著作者.专著题名.出版地:出版者,年份:起止页码.

报告:作者.题名[R].出版地:出版者,年份:起止页码.

学位论文:作者.题名[D].保存地:保存单位,年份:起止页码.

电子文献:作者.题名[EB/OL].(更新/修改日期)[引用日期].http://…….

标准:标准编号　标准名称[S].

文献作者著录形式如下:文献作者采用姓前名后的著录形式;用西文著录的作者,姓首字母大写,名缩写为首字母,不加缩写点,如用首字母无法识别该人名时,可著录全名;用汉语拼音著录的作者,姓首字母大写,名用全称;作者 3 个及以下的全部列出,超过 3 个的只列前 3 个,后加“,等”或“, et al”。