

齿轮磨损和接触疲劳竞争失效可靠性模型*

吕昊¹, 姜雨良¹, 金雄程¹, 张义民²

(1. 东北大学机械工程与自动化学院 沈阳, 110819)

(2. 沈阳化工大学装备可靠性研究所 沈阳, 110000)

摘要 为了计算齿轮可靠度, 针对磨损失效和疲劳失效 2 种常见的失效方式, 分别建立了失效概率模型, 在此基础上计算出可靠度, 并考虑了服从泊松过程的冲击对磨损和接触应力的作用。磨损采用累积磨损的形式, 建立了磨损-磨损阈值干涉模型。接触疲劳失效考虑随机强度退化, 建立了动态强度-应力干涉模型。以某矿用挖掘机提升减速器中的齿轮为研究对象进行可靠性分析, 对模型和方法进行验证, 得到了考虑冲击作用的 2 种失效模式竞争的齿轮可靠度计算结果, 分析了不同冲击参数下可靠度值。结果表明, 模型对于估计寿命、材料选取等工程问题有一定的参考价值。

关键词 零件可靠性; 磨损失效; 疲劳失效; 干涉模型

中图分类号 TH132.41

引言

齿轮传动在工业设备中有着广泛的应用, 齿轮存在多个失效模式: 接触疲劳、表面磨损及过载断齿等, 需要对齿轮可靠性进行正确评估。有研究者通过建立干涉模型来预测齿轮的可靠度, 通过处理 2 个具有相同量纲的随机变量的干涉来分析可靠性^[1], 例如强度-应力干涉 (stress-strength interference, 简称 SSI) 模型中, 当强度大于应力时, 齿轮即为正常工作^[2]。干涉模型以其形式简单、计算方便及预测准确的特点而被广泛使用。

许多研究者通过分析实际条件, 基于 SSI 模型建立了合适的可靠度分析模型^[3-8]。传统的 SSI 模型没有反映随机载荷作用次数对可靠度的影响, 不能计算载荷作用次数任意次时的可靠度。冯海生等^[9]研究了不同工况冲击下的啮合力变化, 发现存在很大的冲击时会影响可靠性。文献[10-13]考虑了 2 个相互关联的失效过程: ①由连续的退化和冲击过程引起的突然退化破坏共同引起的软失效; ②由服从同一冲击过程的突然应力引起的硬失效, 假设冲击会造成突然的退化。文献[12, 14]提出了退化-阈值-冲击 (degradation-threshold-shock, 简称 DTS) 模型。文献[15-16]基于 DTS 模型对存在冲击的系统进行建模。DTS 等模型均是以电子器件

等产品为对象, 相比于此, 齿轮的工作环境更加复杂, 齿轮的内部变化更加难以预测。

关于齿轮磨损的计算, 冯伟等^[17]根据能量损耗建立了齿轮磨损与振动的模型和计算方法, 认为磨损与振动高度相关。李小彭等^[18]基于分形理论建立了接触式机械的磨损模型, 研究了微观形貌与磨损的关系, 并得到了磨损率的计算方法。Shen 等^[19]运用 Archard 齿轮磨损方程计算齿面磨损深度, 从理论上推导了考虑齿面磨损的修正啮合刚度的解析表达式。Brandao 等^[20]通过微孔实验中的表面磨损验证了 Archard 模型的可靠性。顾冰芳^[21]提出了一种用精度法确定齿轮磨损寿命的方法, 这对于许用磨损量的确定有所帮助。

笔者提出基于条件概率和分段处理的 SSI 模型, 以及基于固体磨损理论和赫兹接触理论推导出的磨损量来建立磨损-磨损阈值干涉模型, 磨损阈值通过精度法^[21]来确定。这是 2 种常见的齿轮失效模式, 通过 2 种模型得出的结果相乘来预测齿轮实际的可靠度, 计算结果的准确性将通过蒙特卡洛法来进行验证。

1 模型假设

为了简化描述实际复杂的工作状态, 本研究关

* 国家自然科学基金资助项目 (51605083); 中央高校基本科研业务费资助项目 (N2203007); 国家留学基金委访问学者资助项目 (201906085037)

收稿日期: 2020-12-10; 修回日期: 2021-03-14

于模型的假设如下:

1) 假设工作载荷产生的应力 $S_0(t)$ 和强度退化 $Q(t)$ 均为与时间有关的表达式, 式中存在的参数是服从某一随机过程的随机变量, 且在统计上独立;

2) 冲击在一定时间间隔内的作用次数服从强度为 $\lambda(t)$ 的泊松过程, 每次冲击产生的应力幅度 S_i ($i=1, 2, \dots$) 服从均值为 μ_i 、方差为 σ_i 的正态分布, 冲击主要由外负载波动产生;

3) 假设冲击每次对齿轮造成的磨损相同, 为一常数, 且每次造成的磨损均不可逆。

2 分段强度-应力干涉模型

2.1 应力模型

对于一个给定工作状态的齿轮, 假设应力 $S(t)$ 服从一个统计随机过程, 则应力实际等于工作载荷产生的应力与冲击造成的应力之和。在时间为 t 时, 其表示为

$$S(t) = \begin{cases} S_0 & (i=0) \\ S_0 + S_i & (i=1, 2, \dots) \end{cases} \quad (1)$$

其中: $S(t)$ 为工作载荷和冲击共同造成的应力变化; S_0 为初始应力; S_i 为第 i 次冲击引起的应力; i 为冲击作用次数的具体值。

2.2 冲击作用分段模型

干涉模型的定义为: 当应力小于强度时, 齿轮视为有效。在传统的干涉模型中, 齿轮的可靠度计算公式^[2]为

$$p_r(t) = P(Q > S) = \int_0^\infty F_s(q) f_q(q) dq = \int_0^\infty (1 - F_Q(s)) f_s(s) ds \quad (2)$$

其中: $F_s(s)$ 和 $f_s(s)$ 分别为应力 S 的累积分布函数和概率密度函数; $F_Q(q)$ 和 $f_Q(q)$ 分别为强度 Q 的累积分布函数和概率密度函数。

考虑到冲击的作用过程是一个离散的过程, 笔者提出一种采用分段处理的计算方法。分段是基于冲击作用服从泊松分布, 因为泊松分布计数过程具有平稳独立增量, 其有如下特点: 如果一个计数过程服从泊松分布, 那么任一时间段, 计数过程仍服从泊松过程。

计算 T 时刻的可靠度 $p_r(T)$, 将 T 平均拆分为 K 段, 每一段的时间间隔为 Δt , 三者的关系为

$$K = T/\Delta t \quad (3)$$

因为强度和应力均会随时间发生变化, 为了使

结果更精确, 所以需要保证每一时间段内发生的次数在 $0, 1, 2$ 之间。根据泊松分布的性质, 当泊松强度在 0.6 左右时, 发生次数会集中在 $0, 1, 2$ 之中, 其他发生次数的概率会很低, 因此需要使 $\lambda(t)\Delta t$ 的值保持在 0.6 左右, 以此来确定 Δt 的取值。

在 Δt 时间段内, 根据条件概率, 得到可靠度计算公式为

$$p_r = \sum_{i=0}^{\infty} \left(P(Q(t) > S(t) | N(t) = i) P(N(t) = i) \right) \quad (4)$$

其中: $Q(t)$ 为强度; $S(t)$ 为应力值; t 为这个冲击作用的时间; $N(t)$ 为冲击的作用次数随时间的函数。

$N(t)$ 服从泊松分布, 表示为

$$P(N = i) = \frac{(\lambda\Delta t)^i}{i!} e^{-\lambda\Delta t} \quad (5)$$

如果 T 时刻齿轮仍未失效, 则每一个时间段都要未失效。假设每一段的可靠度相互独立, 所以 T 时刻可靠度为每一小段的可靠度相乘, 即

$$p_r(T) = \prod_{k=1}^K \left(\sum_{i=0}^{\infty} (P(Q(t) > S(t) | N = i) P(N = i)) \right) \quad (6)$$

在第 k 段时间间隔内, 时间 t 的表达式为

$$t = k\Delta t \quad (7)$$

3 磨损-磨损阈值干涉模型

3.1 磨损阈值模型

磨损一般由磨损量来量化表示, 有些研究用磨损体积表示, 本研究采用磨损深度来表示磨损量。

齿轮表面的磨损量会影响齿轮的精度, 当齿轮的精度不符合要求时, 会造成振动、噪声及传动误差等不良影响。顾冰芳^[21]提出了一种以精度法确定磨损寿命的方法, 笔者用规定的精度来确定干涉模型中的磨损阈值, 即

$$[h] = r_b \Delta\theta \quad (8)$$

其中: $[h]$ 为磨损阈值; r_b 为齿轮的分度圆半径; $\Delta\theta$ 为精度。

这里的精度并不是工件生产要求中的公差概念, 而是一种确定失效磨损阈值的方法。

3.2 持续磨损情况

目前对磨损量的计算并不统一, 一般是根据需求而采用不同的方法。笔者采用文献^[21]中根据固体磨损理论和赫兹接触理论推导出的磨损量算

式,该磨损量为接触面法向线磨损量,和齿面法向载荷有直接关系。根据齿轮接触力学模型得出齿面法向线磨损量^[21]为

$$h = I_n S n t \quad (9)$$

其中: h 为法向线磨损量; I_n 为齿轮的磨损特性系数,其与齿面硬度、材料以及环境条件等因素有关,由实验确定; n 为转速; t 为时间; S 为滑动摩擦距离。

结合赫兹理论求得 S 的表达式为

$$S = 2\mu \sqrt{\frac{4F_n}{\pi B} \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \left(\frac{1 - \gamma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \gamma_2^2}{E_2} \right)} \quad (10)$$

其中: B 为轮齿宽度; ρ_1, ρ_2 分别为齿轮啮合点的曲率半径; E_1, E_2 分别为两齿轮的弹性模量; γ_1, γ_2 分别为两齿轮的泊松比; μ 为啮合处的滑动系数; F_n 为齿面法向载荷。

除了法向载荷,其他变量都和齿轮的尺寸或者材料有关,因此可将其视为常量。法向载荷为

$$F_n = \frac{2000T}{d \cos \alpha} X \quad (11)$$

其中: T 为齿轮收到的扭矩; d 为分度圆直径; α 为压力角; X 为载荷分配系数,由实验得出。

笔者暂不考虑显著磨损对于 X 的影响。可以看出,齿轮确定后,除了扭矩 T ,其他值均可视为常数。

结合式(9)~(11),将磨损量 h 简化为

$$h = K \sqrt{T} t \quad (12)$$

其中: t 为时间; K 为齿轮系数。

K 的表达式为

$$K = 2I_n n \mu \sqrt{\frac{4}{\pi B} \frac{2000X}{d \cos \alpha} \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \left(\frac{1 - \gamma_1^2}{E_1} + \frac{1 - \gamma_2^2}{E_2} \right)} \quad (13)$$

将法向线磨损视为持续磨损 $W(t)$,最后得到 $W(t)$ 为

$$W(t) = h = K \sqrt{T} t \quad (14)$$

3.3 冲击磨损

冲击造成的磨损由于其作用时间短、速度快的特点,磨损量不能采用式(12)和式(14)来计算。假设每次冲击的作用时间和冲击效果相同,则每次冲击造成的磨损量也相同,第 i 次冲击造成的磨损量为

$$Z_i = m \quad (i = 0, 1, \dots) \quad (15)$$

其中: Z_i 为每次冲击造成的磨损量; i 为冲击作用次数的具体值; m 为常数,可以通过实验得到。

m 用来体现对冲击磨损的重视情况, m 的值取得越大,说明冲击造成的磨损越大,齿轮表面对冲击越不耐磨。

冲击的作用次数随时间的函数用 $N(t)$ 来表示,假设 $N(t)$ 服从泊松过程,则

$$P[N(t) = i] = \frac{(\lambda t)^i \exp(-\lambda t)}{i!} \quad (i = 0, 1, \dots) \quad (16)$$

其中: λ 为泊松过程的强度。

冲击磨损 $D(t)$ 是每次冲击的累积效果,在冲击作用次数具体值为 i 时,则

$$D(t) = \sum_{i=1}^{N(t)} Z_i = mN(t) \quad (i = 1, 2, \dots) \quad (17)$$

3.4 可靠度计算方法

齿轮的失效用累积磨损和磨损阈值的干涉来确定,当累积磨损小于磨损阈值时,齿轮视为有效,可靠度 $p_r(t)$ 为

$$p_r(t) = P(W(t) + D(t) < [h]) \quad (18)$$

其中: $W(t)$ 为持续存在的磨损; $D(t)$ 为冲击造成的累积磨损; t 为时间。

结合式(8),(14),(17)及(18),根据条件概率,得到可靠度的计算公式为

$$p_r(t) = \sum_{i=0}^{\infty} (P(W(t) + mN(t) < [h]) | N(t) = i) P(N(t) = i) = \sum_{i=0}^{\infty} (K \sqrt{T} t + mi < r_b \Delta \theta) | N(t) = i) P(N(t) = i) \quad (19)$$

其中: T 为扭矩大小; K 为齿轮系数; m 为每次冲击造成的磨损量; r_b 为齿轮的分度圆半径; $\Delta \theta$ 为精度。

4 多失效模式作用下齿轮系统的动态可靠度

如果考虑齿轮多个失效模式,则有如下定义:

①齿轮在任意模式下发生失效,则齿轮失效;②齿轮在所有模式下均未失效,则齿轮视为正常工作。假设每个失效模式相互独立时,考虑多个失效模式下的可靠度计算应该为每个失效模式下的可靠度相乘。考虑 k 个失效模式下的齿轮可靠度为

$$p_r = \prod_{i=1}^k p_{ri} \quad (20)$$

其中: p_{ri} 为某一失效模式下的可靠度。

5 实例

为验证模型有效,采用如图1所示的矿用挖掘机提升机构齿轮减速器^[5]为例,挖掘机在露天矿场中进行作业,长时间的工作会造成齿轮表面的磨

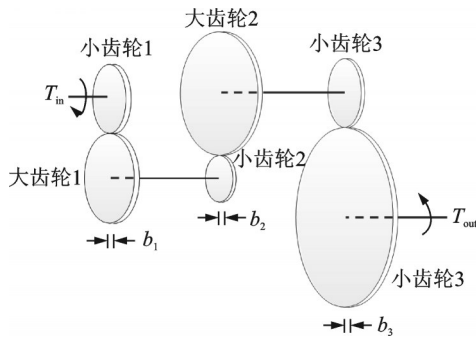


图1 齿轮减速器
Fig.1 Gear reducer

损。采用累计磨损-磨损阈值模型来研究最后输出件的可靠性,即大齿轮3的可靠性。

小齿轮3材料选用45钢,调质处理;大齿轮3材料也选用45钢,正火处理。不同的材料及其热处理主要影响模型中计算法向磨损量用的磨损特性系数 I_n 和计算接触应力用的弹性系数 C_p ,这2个参数的数值一般通过实验或查阅资料确定。齿轮减速器的部分参数^[5]如表1所示。

为了参数的合理性,对部分参数做了一定的修正。

5.1 齿轮分段强度-应力干涉模型

根据文献[5],齿轮表面的赫兹接触应力为

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{4T_{in}d_{g1}d_{g2}(d_{g3} + d_{p3})}{b_3d_{p1}d_{p2}d_{p3}d_{g3}^2 \sin \alpha \cos \alpha}} K_v K_o K_m \quad (21)$$

对式(21)采用蒙特卡洛仿真得到10 000个样本,进行正态拟合,计算得到接触应力的均值和标准

$$p_r(T) = \prod_{k=1}^{T/\Delta t} \left(\sum_{i=0}^{\infty} (P(Q(t) > S(t)|N=i)P(N=i)) \right) = \prod_{k=1}^{T/\Delta t} (P(Q(t) > S_0(t)|N=0)P(N=0) + \sum_{i=0}^{\infty} (P(Q(t) > S_0(t) + S_j|N=i)P(N=i))) = \prod_{k=1}^{T/\Delta t} \left(\phi \left(\frac{800(1 - 0.00025t) - 526.3(1 + 0.0001t)}{\sqrt{400(1 - 0.00025t)^2 + 42.5^2(1 + 0.0001t)^2}} \right) \times e^{-0.6} + \sum_{i=0}^{\infty} \left(\phi \left(\frac{800(1 - 0.00025t) - 526.3(1 + 0.0001t) - 100}{\sqrt{400(1 - 0.00025t)^2 + 42.5^2(1 + 0.0001t)^2 + 20^2}} \right) \frac{0.6^i}{i!} e^{-0.6} \right) \right) \quad (22)$$

用本研究提到的方法与采用蒙特卡洛方法得到的结果进行比较,强度应力干涉模型可靠度曲线如图2所示,其中可靠度为无量纲。由图可知,笔者所提方法计算得到的可靠度与采用蒙特卡洛方法得到的结果相近,精度可接受,所以所提方法可应用于考虑齿轮疲劳失效的工程问题中。

对于不同的泊松强度 λ ,可靠度曲线见图3。

可以看出,可靠度曲线的形状和尺度会随着泊松强度的不同而发生变化。随着泊松强度 λ 的增加,单位时间内到达的冲击数增加,可靠度下降的时刻提前。当泊松强度取0.3与2时,可靠度曲线相差较大,产品的寿命相差也较大。泊松强度越大,可靠

表1 齿轮减速器部分参数

Tab.1 Partial parameters of gear reducer

名称	符号	均值	标准差	分布类型
分度圆压力角/(°)	α	20	0	—
驱动力矩/(N·m)	T_{in}	2 160	21.6	正态
大齿轮3齿宽/mm	b_3	300	3.0	正态
弹性系数/(MPa) ^{1/2}	C_p	189.8	1.898	正态
大齿轮1直径/mm	d_{g1}	500	5.0	正态
大齿轮2直径/mm	d_{g2}	660	6.6	正态
大齿轮3直径/mm	d_{g3}	850	8.5	正态
小齿轮1直径/mm	d_{p1}	300	3.0	正态
小齿轮2直径/mm	d_{p2}	220	2.2	正态
小齿轮3直径/mm	d_{p3}	300	3.0	正态
速度系数	K_v	2.0	0	—
过载系数	K_o	1.0	0	—
装配系数	K_m	1.6	0	—

差分别为526.8和42.5 MPa。

假设:①齿轮强度 $Q(t) = \varphi_0(1 - 0.00025t)$,其中 $\varphi_0 \sim N(800, 20^2)$ ^[5];②冲击载荷作用在啮合齿面的工作过程服从强度为 $\lambda = 0.3 \text{ h}^{-1}$ 的泊松过程且齿面处的应力变化幅值服从均值为100 MPa、标准差为20 MPa的正态分布。为考虑工作状态不确定性,连续的工作载荷 $S_0(t) = C(1 + 0.0001t)$,其中 C 服从均值为526.3 MPa、标准差为42.5 MPa的正态分布^[5]。

根据式(1)和式(5)~(7), Δt 取值为2。得到可靠度计算公式为

度下降越快,符合实际情况。

5.2 磨损-磨损阈值干涉模型

采用相同的环境参数,用式(14)求持续累积磨损,文献[13]计算磨损量时,利用有量纲磨损系数乘以滑动距离和接触应力来计算,该系数大小为 $1.35 \times 10^{-9} \text{ mm}^2/\text{N}$,求出的磨损量数量级别在 10^{-5} ,单位为mm,微齿轮的齿顶圆半径为40 mm。在本次模拟计算中,齿轮的分度圆直径为850 mm,为保证磨损量数量级合适,假设系数 K 为 1×10^{-6} ,持续磨损 $W(t)$ 为

$$W(t) = K \sqrt{T_{in} t} \quad (23)$$

采用蒙特卡洛仿真得到 $K\sqrt{T_{in}}$ 的 1 000 000 个样本值,然后进行正态拟合,计算 $K\sqrt{T_{in}}$ 的均值和标准差分别为 $4.648 \times 10^{-5} \text{ mm/h}$ 和 $2.325 \times 10^{-7} \text{ mm/h}$ 。

对于服从泊松过程的冲击作用,假设其强度 $\lambda = 0.3 \text{ h}^{-1}$,且冲击造成的磨损大小为 0.05 mm 。取精度为 0.01 ,代入式(8)中得到许用磨损量为

$$[h] = r_i \Delta \theta = \frac{d_{g3}}{2} \Delta \theta = 4.25 \text{ mm} \quad (24)$$

结合式(17)和式(19),得到可靠度的计算公

式为

$$p_r(t) = \sum_{i=0}^{\infty} (P(W(t) + mi < [h]) | N(t) = i) P(N(t) = i) = \sum_{i=0}^{\infty} \left(\phi \left(\frac{4.25 - 4.648 \times 10^{-5} t - 0.005i}{2.325 \times 10^{-7}} \right) \times \frac{(0.3t)^i \exp(-0.3t)}{i!} \right) \quad (25)$$

利用计算机辅助分析,将累积磨损-磨损阈值模型得到的结果和蒙特卡洛方法得到的结果进行比较,磨损干涉模型可靠度曲线如图4所示。

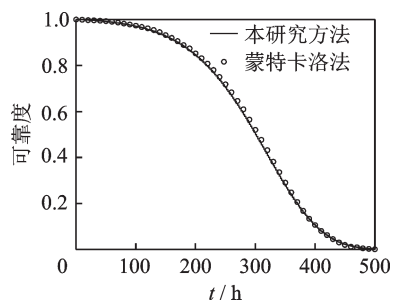


图2 强度应力干涉模型可靠度曲线
Fig.2 Reliability curve of intensity stress interference model

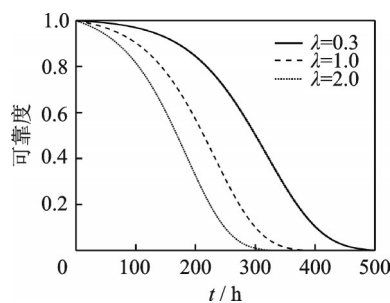


图3 不同泊松强度下的可靠度曲线
Fig.3 Reliability curves for different Poisson strengths

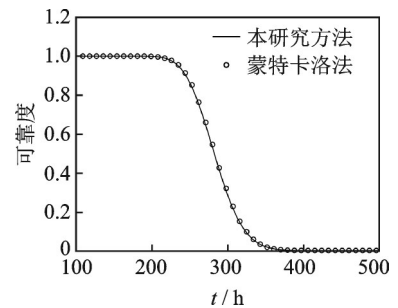


图4 磨损干涉模型可靠度曲线
Fig.4 Reliability curve of wear interference model

由图4可见,本研究方法得到的结果和蒙特卡洛法得到的结果非常相近,验证了模型预测的准确性,因此本模型可运用于需要考虑齿轮表面磨损的可靠度问题。在实际应用时,如果考虑冲击造成的磨损量是随机的,则在此模型的基础上,再增加考虑磨损和阈值的干涉情况即可。

5.3 2个失效模式竞争失效的可靠度

在第4节中分析了多个失效模式下可靠度的计算公式,在本次实例计算中,2个失效模式视为相互独立。根据式(20),考虑2个失效模式下齿轮可靠度为2种模型得到的结果相乘,即

$$p_r(t) = p_{r1}(t) p_{r2}(t) \quad (26)$$

其中: $p_{r1}(t)$ 为强度-应力干涉模型得到的可靠度; $p_{r2}(t)$ 为累积磨损-磨损阈值干涉模型得到的可靠度。

2个失效模式竞争失效的齿轮系统可靠度曲线见图5。由图可知:与疲劳失效相比,考虑2个失效模式的可靠度最后一段时间内,下降速率更快;与磨损失效相比,齿轮工作开始的一段时间内可靠度下降速率更快。考虑2种失效的竞争关系之后可靠度曲线下落明显,这是由于失效模式由原来的单一模式变为多失效模式后增加了产品的失效概率。所以,不同失效模式的可靠度曲线形状和尺度可能不同,在计算可靠度时要考虑多个主要的失效模式。

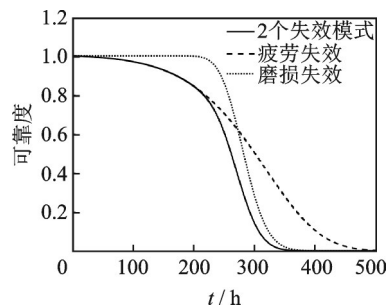


图5 2个失效模式竞争失效的齿轮系统可靠度曲线
Fig.5 Two failure modes compete for the failure of the gear system reliability curve

6 结 论

1) 对于齿轮的疲劳失效和磨损失效分别提出了动态干涉模型来计算可靠度,模型准确性高且计算方便,并利用蒙特卡洛算法对减速机齿轮实例进行验算。结果表明,所提出的计算模型可用于冲击服从泊松过程的齿轮可靠度计算及寿命预测工程问题。

2) 在数学上解决了机械零件中的多失效模式下的可靠性建模,同时考虑2种主要失效能够在一定程度上避免齿轮可靠度被高估的情况。应用本模型来估计可靠度,对于齿轮的优化和维护以及材料的选取有一定的参考价值,减少其在寿命周期之内

由于可靠度低造成的损失。

3) 冲击对于可靠度影响显著,冲击的频率和幅值越大,可靠度下降越快。考虑冲击的磨损失效模型中,磨损失效的发生使得可靠度较快下降,实际中的磨损可能由于拉应力会加快扩展,因此应该尽量延缓磨损的发生。

4) 在未来的工作中,可以考虑多个相互联系的失效模式,例如在本研究模型的基础上,可以考虑磨损量对于强度退化的影响,以及显著磨损对于参数变化的影响。

参 考 文 献

- [1] 谢里阳. 机械可靠性理论、方法及模型中若干问题评述[J]. 机械工程学报, 2014, 50(14):27-35.
XIE Liyang. Issues and commentary on mechanical reliability theories, methods and models[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14):27-35. (in Chinese)
- [2] ZHENG B, HUANG H Z, GUO W, et al. Fault diagnosis method based on supervised particle swarm optimization classification algorithm[J]. Intelligent Data Analysis, 2018, 22(1):191-210.
- [3] 周娜,张义民,吕春梅. 非正态分布参数的蜗杆传动可靠性灵敏度设计[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(supp1):98-102.
ZHOU Na, ZHANG Yimin, LÜ Chunmei. Parametric sensitivity in reliability analysis of worm-drive[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(supp1):98-102. (in Chinese)
- [4] YE H, CHEN Q H. Stress-strength structural reliability model with a stochastic strength aging deterioration process[J]. Journal of Donghua University, 2014, 31:847-849.
- [5] 张小强. 随机与认知不确定性下机械系统可靠性分析与优化设计方法研究[D]. 成都:电子科技大学, 2018.
- [6] 高鹏,谢里阳. 考虑强度退化的零件及系统可靠性分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(24):162-167.
GAO Peng, XIE Liyang. Reliability analysis of components and system considering degradation of strength [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(24):162-167. (in Chinese)
- [7] KLUTKE G, YANG Y. The availability of inspected systems subject to shocks and graceful degradation[J]. IEEE Transactions on Reliability, 2002, 51:371-374.
- [8] SUO B. Dynamic time series reliability analysis for long-life mechanic parts with stress-strength correlated interference model[J]. International Journal of Performability Engineering, 2019, 15(1):56-65.
- [9] 冯海生,王黎钦,郑德志,等. 考虑变工况冲击的齿轮动态啮合力分析[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(2):212-217.
FENG Haisheng, WANG Liqin, ZHENG Dezhi, et al. Analysis of gear dynamic meshing force considering variable condition impact[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2):212-217. (in Chinese)
- [10] PENG H, FENG Q M, COIT D. Reliability and maintenance modeling for systems subject to multiple dependent competing failure processes[J]. IIE Transactions, 2010, 43(1):12-22.
- [11] LI W J, HOANG P. Reliability modeling of multi-state degraded systems with multi-competing failures and random shocks[J]. IEEE Transactions on Reliability, 2005, 54:297-303.
- [12] CABALLÉ N, CASTRO I, PÉREZ C, et al. A condition-based maintenance of a dependent degradation-threshold-shock model in a system with multiple degradation processes[J]. Reliability Engineering & System Safety, 2015, 134:98-109.
- [13] JIANG L, FENG Q M, COIT D. Reliability and maintenance modeling for dependent competing failure processes with shifting failure thresholds[J]. IEEE Transactions on Reliability, 2012, 61:932-948.
- [14] LEHMANN A. Joint modeling of degradation and failure time data[J]. Journal of Statistical Planning and Inference, 2009, 139:1693-1706.
- [15] LEMOINE A, WENOCUR M. On failure modeling[J]. Naval Research Logistics Quarterly, 1985, 32:497-508.
- [16] LIN Y H, LI Y F, ENRICO Z. Integrating random shocks into multi-state physics models of degradation processes for component reliability assessment[J]. IEEE Transactions on Reliability, 2015, 64:154-166.
- [17] 冯伟,谢小鹏,刘黎. 基于能量损耗的齿轮磨损与振动相关性建模[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(4):458-461.
FENG Wei, XIE Xiaopeng, LIU Can. Modeling of correlation between wear and vibration of gears based on energy consumption[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(4):458-461. (in Chinese)
- [18] 李小彭,杨泽敏,潘五九,等. 接触式机械密封端面的分形磨损模型[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(5):841-846.
LI Xiaopeng, YANG Zemin, PAN Wujiu, et al. Fractal wear model of contact mechanical seal[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(5):841-846. (in Chinese)
- [19] SHEN Z X, QIAO B J, YANG L H, et al. Evaluating the influence of tooth surface wear on TVMS of planetary gear set[J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 136:206-223.
- [20] BRANDÃO J, MARTINS R, SEABRA J, et al. Calculation of gear tooth flank surface wear during an FZG micropitting test[J]. Wear, 2014, 311(1/2):31-39.
- [21] 顾冰芳. 用精度法确定圆柱齿轮传动的磨损寿命[J]. 机械工程师, 1998, 3:29-30.
GU Bingfang. The precision method to determine the wear life of cylindrical gear transmission[J]. Mechanical Engineer, 1998, 3:29-30. (in Chinese)



第一作者简介:吕昊,男,1982年7月生,博士、副教授。主要研究方向为机械动力学可靠性。曾发表《基于gamma退化过程的机械零部件可靠性灵敏度方法》(《东北大学学报(自然科学版)》2013年第34卷第11期)等论文。
E-mail:lvhao@me.neu.edu.cn