

新能源乘用车减速器 加速疲劳试验工况研究

谢立湘^{1, 2}, 李思诚^{1, 2}, 袁仲谋^{1, 2}, 黎超^{1, 2}

1. 株洲齿轮有限责任公司 湖南株洲 412000

2. 新能源动力与传动系统湖南省重点实验室 湖南株洲 412000

摘要: 减速器作为电动汽车上的重要部件, 其性能与寿命直接影响汽车的性能, 因此在设计开发阶段, 选用适合的加速疲劳试验工况对减速器寿命进行预测及验证较为重要。通过分析QC/T1022疲劳试验载荷谱, 采用Miner准则并基于齿轮常用材料S-N曲线, 探讨一个更为贴近实际使用情况的加速疲劳试验载荷谱。

关键词: 齿轮; 减速器; 动力总成; 疲劳试验; 电动汽车

DOI:10.16173/j.cnki.ame.2025.z1.007

减速器作为新能源汽车上的重要部件, 与汽车能否行驶直接相关。在进行减速器设计开发时, 为确保减速器满足整车实际使用所需寿命要求, 预防疲劳破坏事故的发生, 需对减速器进行疲劳寿命试验。若是直接仿照整车实际运行工况对减速器进行疲劳试验, 将使得试验成本过高且开发周期过长, 因此需采用加速疲劳试验, 而要怎样确定加速疲劳试验载荷谱使得试验对减速器的损失与减速器实际使用时的损伤相吻合成为了一个问题。本文通过对比分析现有各项标准中的载荷谱, 探讨一个更为贴近实际使用情况的载荷谱。

加速疲劳试验理论基础

1. 加速疲劳试验原理

使用寿命计算的理论依据为: 每次载荷循环 (或

每转) 均对齿轮造成损伤。其损伤程度取决于应力水平, 低应力水平下可认为损伤为零。

疲劳累计损伤法则中广泛应用且较为简单的一种为Palmgren-Miner法则, 其可描述为: 在给定的应力水平下, 假定每一次应力循环的损伤效果是一样的, 即第一次和最后一次应力循环的损伤效果相同^[1]。

Palmgren-Miner法则基于如下假设: 已经被消耗的疲劳寿命占比, 等于特定应力水平下应力循环次数与发生失效时总的应力循环次数 (根据材料的S-N曲线获得) 的比值。例如, 零件在某应力水平下循环运转3000次, 失效时的循环次数为100 000次, 则表明该零件3%的疲劳寿命被消耗, 另一应力水平下的应力循环次数又会消耗零件的一部分疲劳寿命。当零件在经历一定循环加载后所吸收的能量达到了某个能量极限值时, 疲劳破坏就会发生, 且载荷历程中所有载荷产生的损伤可单独计算。当疲劳寿命被全部耗尽的时候,

即认为该零件已失效。

则对于应力 σ_i , 损伤度 U_i 定义如下

$$U_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (1)$$

不同大小应力作用下, 累计损伤度 U 为

$$U = \sum_i U_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (2)$$

失效条件为

$$\sum_i \frac{n_i}{N_i} = 1.0 \quad (3)$$

式中 n_i ——第 i 级的载荷循环次数;

N_i ——失效时第 i 级的载荷循环次数 (由材料的S-N曲线得到)。

在Palmgren-Miner法则指定的加速疲劳试验方法中, 不同应力水平之间的是相互独立的, 即他们各自对减速器传动部件造成的损伤是相互独立的, 且与自身应力水平之间成正比关系, 当减速器的传动部件发生疲劳失效时, 就是其总损伤量累积到极限值时, 因此, 根据Palmgren-Miner法则, 加速疲劳试验状态下的试验循环次数与理论寿命有如下关系^[2]

$$N_c = N_s \frac{\bar{N}_c}{\bar{N}_s} \quad (4)$$

式中 N_s ——等幅疲劳试验循环次数;

N_c ——加速疲劳试验循环次数;

$\bar{N}_c$ ——等幅疲劳试验下的理论寿命;

$\bar{N}_s$ ——加速疲劳试验下的理论寿命。

2. 加速疲劳试验方法分析确认

在对试件的疲劳寿命进行计算分析时, 通常要考虑多种必要的影响因素, 比如载荷的施加方法、材料的相关特性、构件的S-N曲线及适合的累积损伤理论等。而作为一个拥有复杂传动系统的减速器, 对其疲劳寿命进行精准计算更困难, 所以现在大多采用估算的方法对减速器的疲劳寿命或者疲劳强度进行评估。

为便于试验进行、降低对台架设备的要求及试验成本降低, 本文在进行减速器加速疲劳试验载荷谱确定时, 将减速器复杂的载荷谱简化为恒定载荷, 利用加速疲劳试验方法, 使减速器经过一个时间相对较短的恒定载荷受到的损伤与减速器实际使用过程中达到所需寿命受到的损伤相同。

基于Palmgren-Miner法则, 在材料S-N曲线的高周疲劳区间内, 若提高载荷, 使试件破坏所需的循环次

数就会降低, 试验时间就会相应缩短, 即可采用以下公式将变速器在加速疲劳寿命方法下的试验循环加载次数关系表示为

$$N_c = N_s \left(\frac{T_s}{T_c} \right)^K \quad (5)$$

式中 N_s ——等幅疲劳试验循环次数;

N_c ——加速疲劳试验循环次数;

T_s ——等幅疲劳试验时的载荷;

T_c ——加速疲劳试验时的强化载荷;

K ——S-N曲线高周疲劳区间内曲线斜率。

式(5)中S-N曲线斜率 K 为该试验比例关系的核心系数, 在对钢制汽车零部件经过大量试验研究表明, 在校核齿轮接触强度时, 对于现电动轮汽车齿轮常用材料, 即渗碳钢经表面淬火时, K 值常取6.61。在校核齿轮弯曲强度时, K 值远大于6.61, 即等幅疲劳试验循环次数将大大增加, 接触疲劳失效将远早于弯曲疲劳失效, 因此后续本文主要进行接触疲劳失效等效分析。 K 值可在试验设计时做参考用, 准确值可通过进行详细有限元仿真结果对比或将实际试验结果进行对比进行修正。

现行疲劳试验相关标准要求

现行行业标准QC/T 1022—2015《纯电动乘用车用减速器总成技术条件》^[3]中疲劳寿命试验规范为参照QC/T 568—2019汽车机械式变速器总成技术条件及台架试验方法^[4]疲劳试验规范编制而成。

表1为QC/T568.1中所推荐的燃油车变速器疲劳寿命试验载荷谱。以五挡变速器为例, QC/T568.1中疲劳寿命载荷谱寿命指标要求的为输入轴循环次数, 变速器所有挡位总循环次数需大于等于 5.362×10^7 次, V挡循环次数最高, 即V挡输入轴齿轮循环次数需大于等于 2.574×10^7 次。

表2为QC/T1022中所推荐的新能源减速器疲劳寿命试验载荷谱, QC/T1022中疲劳寿命载荷谱寿命指标要求的为输出端转数, 总循环次数约为 1.3×10^7 次, 新能源减速器常见速比为7~13, 取速比10进行换算, 减速器输入端转数要求为 1.3×10^8 次。若新能源减速器仅取高扭工况, 输入端转数要求 9×10^7 次, 此数值同样远大于QC/T568.1中所要求总循环次数 5.362×10^7 次。由此可见, QC/T1022所要求疲劳寿命试验载荷谱较为

表1 燃油车变速器疲劳寿命试验载荷谱

乘用车变速器	寿命指标——输入轴循环次数/（×10 ⁵ 次）					
	I挡	II挡	III挡	IV挡	V挡	---
四挡变速器	≥10	≥100	≥100	≥100	---	---
五挡变速器	≥10.8	≥27	79	≥162	≥257.4	---

表2 新能源减速器疲劳寿命试验载荷谱

试验条件			寿命指标——输出端转数		
			正转正驱动	正转反驱动	反转正驱动
高扭工况	输入转速/（r/min）	最大功率点转速±5‰	≥80×10 ⁵		0.35×10 ⁵
	输入扭矩/ N·m	最大输入扭矩±5			
	输入转速/（r/min）	（最大功率点转速/减速比）±5‰		10×10 ⁵	
	输入扭矩/ N·m	（最大输入扭矩×减速比）±5			
高速工况	输入转速/（r/min）	最高输入转速±5‰	≥40×10 ⁵		
	输入扭矩/ N·m	最大功率点扭矩±5			

严苛。

此外，对于电动汽车用电动机疲劳寿命试验载荷谱同样有相关标准，即GB/T29307—2022《电动汽车用驱动电机系统可靠性试验方法》^[5]。表3为GB/T29307中推荐的疲劳寿命试验转矩负荷循环次数，电动机设计寿命100万km以上，试验循环次数选用等级A；电动机设计寿命60万km以上，试验循环次数选用等级B；电动机设计寿命30万km以上，试验循环次数选用等级C。等级A总循环时间约1000h，等级B总循环时间约500h，等级B总循环时间约500h，等级C总循环时间约250h，但无论电动机为何种等级，进行疲劳试验时，其额定电压循环次数均为总循环次数的80%，即电动机疲劳寿命试验常用扭矩约为额定扭矩。而减速器作为电动机直连机构，减速器所受扭矩及大小直接受电动机控制或反馈至电动机，电动机疲劳寿命试验常用扭矩约为额定扭矩，QC/T1022《纯电动乘用车用减速器总成技术条件》中推荐减速器疲劳寿命试验扭矩却均采用最大扭矩，对于电动汽车减速器或电动机来说，额定扭矩

通常为最大扭矩的一半，对齿轮、轴承等零件来说，受力增加一倍，疲劳寿命并非减少一半而是巨幅减少，因此通过对比电动机疲劳寿命试验标准也可以看出，QC/T1022所要求疲劳寿命试验载荷谱较为严苛，因此需要一个更为贴近实际使用情况的载荷谱。

推荐加速疲劳试验工况

下面以一款最大输入扭矩310N·m，最高输入转速10 000r/min，速比9.03的新能源减速器为例进行研究。QC/T 1022—2015《纯电动乘用车用减速器总成技术条件》中疲劳寿命试验规范要求减速器输出端总循环次数约为1.3×10⁷次，减速器输出端一般与车辆轮胎直连，减速器输出端总循环次数即为车辆轮胎旋转次数，该减速器所匹配整车的轮胎型号为205/60R16，该轮胎周长为2.05m，则减速器输出端总循环次数1.3×10⁷次折合电动汽车行驶里程约为26 650km。但QC/T 1022中疲劳寿命试验规范要求所要求减速器扭矩均为最大扭矩，而电动汽车正常行驶过程中，减速器所承受扭矩通常远小于最大扭矩，那么通过式（5），计算按照QC/T 1022进行疲劳试验对齿轮所造成的接触损伤与额定扭矩下减速器行驶多少公里受到的损伤相当。QC/T 1022疲劳寿命试验规范中的高扭工况通过式（5）折算，即T_c为最大输入扭矩，T_s为额定扭矩（最大输入扭矩的一半），N_c为高扭工况中输出端合计循环数9.035×10⁶，K值取6.61，计算得相应额定扭矩下

表3 GB/T29307转矩负荷循环次数

等级	额定电压循环次数	满功率工作上限电压循环次数	满功率工作下限电压循环次数	总循环次数
A	160 000	20 000	20 000	200 000
B	80 000	10 000	10 000	100 000
C	40 000	5000	5000	50 000

等效输出端循环数约为 8.82×10^8 ，等效电动汽车行驶里程约1 809 000km，高速工况并未进行增扭，折合里程按正常计算，即输出端循环次数 4×10^6 ，轮胎周长2.05m，则等效电动汽车行驶里程约为8200km，高扭、高速工况合计等效电动汽车行驶里程约为1 817 000km。此等效里程远远超过了电动汽车常用的设计寿命里程，由此也可以看出QC/T 1022—2015《纯电动乘用车用减速器总成技术条件》中疲劳寿命试验载荷谱过于严苛，因此下文探讨一个更为贴近实际使用情况的载荷谱。

电动机可靠性试验方法中，试验多采用额定扭矩。同样，对于减速器疲劳寿命载荷谱定制，可将QC/T 1022疲劳试验载荷谱中高扭工况进行划分，降低部分工况的扭矩值，并结合式（5）进行减速器接触疲劳损伤与汽车行驶里程等效分析，使得加速疲劳试验载荷

谱等效里程与整车常用寿命里程数300 000km相当，表4为调整后推荐采用的疲劳试验载荷谱。

参照表4分别设定加速疲劳试验载荷谱及等幅疲劳试验载荷谱（整车实际运行损伤载荷谱），输入转速均取减速器最大扭矩时最高功率点转速3081r/min，载荷谱设置见表6。

表6等幅疲劳试验载荷谱计算公式

$$\begin{cases} N_{S1} = 1.0 \times 10^6 \times \left(\frac{310}{155}\right)^{6.61} = 9.77 \times 10^7 \\ N_{S2} = 7.0 \times 10^6 \times \left(\frac{186}{155}\right)^{6.61} = 2.34 \times 10^7 \\ N_{S3} = 3.5 \times 10^4 \times \left(\frac{310}{155}\right)^{6.61} = 3.42 \times 10^6 \\ N_{S4} = 2.0 \times 10^5 \times \left(\frac{310}{155}\right)^{6.61} = 1.95 \times 10^7 \\ N_{S5} = 8.0 \times 10^5 \times \left(\frac{310}{155}\right)^{6.61} = 2.67 \times 10^6 \end{cases} \quad (6)$$

通过MASTA软件，分别设定等幅疲劳试验载荷谱

表4 推荐加速疲劳寿命试验载荷谱

试验条件			寿命指标-输出端转数		
			正转正驱动	正转反驱动	反转正驱动
高扭工况	输入转速/ (r/min)	最大功率点转速 $\pm 5\%$	$\geq 10 \times 10^5$		0.35×10^5
	输入扭矩/ N·m	最大输入扭矩 ± 5			
	输入转速/ (r/min)	最大功率点转速 $\pm 5\%$	$\geq 70 \times 10^5$		
	输入扭矩/ N·m	最大输入扭矩 $60\% \pm 5$ N·m			
	输入转速/ (r/min)	(最大功率点转速/减速比) $\pm 5\%$		$\geq 2 \times 10^5$	
	输入扭矩/ N·m	(最大输入扭矩 $\times$ 减速比) ± 5			
	输入转速/ (r/min)	(最大功率点转速/减速比) $\pm 5\%$		$\geq 8 \times 10^5$	
	输入扭矩/ N·m	(最大输入扭矩 $\times$ 减速比) $60\% \pm 5$			
高速工况	输入转速/ (r/min)	最高输入转速 $\pm 5\%$	$\geq 40 \times 10^5$		
	输入扭矩/ N·m	最大功率点扭矩 ± 5			

表5 某款减速器一级齿轮参数

	一级主动齿轮	一级从动齿轮
齿数 z	31	81
模数/mm	1.53	1.53
压力角	16.2°	16.2°
螺旋角	27.9°	27.9°
中心距/mm	96	
变位系数	0.21	-0.8
齿顶圆直径/mm	58.75	141.667
齿根圆直径/mm	49.292	132.21
齿宽/mm	38	34
齿轮材料	20CrMnTiH	20CrMnTiH
表面处理	渗碳淬火	渗碳淬火

表6 等幅疲劳试验载荷谱及对应加速疲劳试验载荷谱

等幅疲劳试验载荷谱				对应加速疲劳试验载荷谱			
输入扭矩/N·m	输入转速/ (r/min)	输出端转数	运转时间/h	输入扭矩/N·m	输入转速/ (r/min)	输出端转数	运转时间/h
155	3081	9.77×10^7	4774.8	310	3081	1×10^6	48.89
155	3081	2.34×10^7	1141.9	186	3081	7×10^6	342.2
-155	-3081	3.42×10^6	167.1	-310	-3081	3.5×10^4	1.171
-155	3081	1.95×10^7	954.9	-310	3081	2×10^5	9.776
-155	3081	2.67×10^6	130.5	-310	3081	8×10^5	39.105
96	10000	4×10^6	60.24	96	10000	4×10^6	60.24
总运转时间/h			7229.44	总运转时间/h			501.382

及对应加速疲劳试验载荷谱，不考虑轴系受载变形、轴承游隙等因素影响，校核齿轮接触强度，校核公式如下

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \tag{7}$$

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u \pm 1}{u}} \tag{8}$$

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_H \beta K_{H\alpha}} \tag{9}$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_H \beta K_{H\alpha}} \tag{10}$$

式中 S_H ——接触强度计算的安全系数；
 σ_{HG} ——齿面应力极限；
 σ_H ——接触应力；
 σ_{H0} ——计算齿面应力基本值；
 $Z_H、Z_E、Z_\epsilon、Z_\beta$ ——分别为接触应力各项修正系数；
 $Z_B、Z_D$ ——分别为小齿轮、大齿轮单对齿啮合系数；
 $K_A、K_V、K_H$ ——分别为齿轮计算通用影响系数；
 $K_{H\beta}$ ——接触强度计算时的螺旋线载荷分布系数；
 $K_{H\alpha}$ ——接触强度计算时的齿间载荷分配系数。

齿轮校核MASTA模型如图1所示，对比两种载荷谱情况下，齿轮接触强度是否相同，校核结果见表7～表9。

由此可以看出，表6两款载荷谱运转时间相差十余倍，接触安全系数相差不超过4%，在接触强度方面，

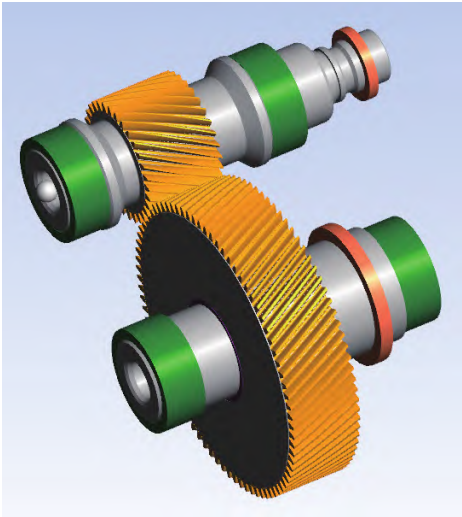


图1 齿轮校核MASTA模型

表7 不同载荷谱齿轮接触强度校核结果对比

接触安全系数	一级主动齿轮	一级从动齿轮
等幅疲劳试验载荷谱	1.5632	1.6563
加速疲劳试验载荷谱	1.5084	1.6283

表8 等幅疲劳试验载荷谱MASTA校核结果

一级齿轮副/一级主动齿轮	一级齿轮副/一级从动齿轮
1.5632	1.6563

表9 加速疲劳试验载荷谱MASTA校核结果

一级齿轮副/一级主动齿轮	一级齿轮副/一级从动齿轮
1.5084	1.6283

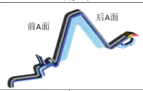
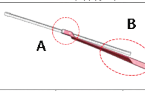
(下转第39页)

块取电，实现电动机供电锁止，控制刮水器臂安装并紧固，安装完毕后设备移除。

(2) 定位工装 在保证智能刮水器电动机锁止的前提下，刮水器臂的安装位置尤为重要，刮水器臂合适的安装位置将决定整车起动刮水系统湿刮的质量，刮水器臂安装的位置过高或者过低都将影响挂刷位置精度，所以整车厂安装刮水器臂定位显得尤为重要。

常见刮水器臂安装定位为前风挡玻璃的白点，它作为刮水器臂定位基准，定位工装设计在进气隔栅板及刮水器臂之间，定位后工装不能活动，如有必要可使用吸盘吸附在前风窗玻璃上，定位及固定建议参照表1。工装与前刮水器臂配合处上下可调，且能锁紧，如图8所示。

表1 刮水器臂工装定位方案

车型信息	工装信息				
	工装定位		雨刮臂定位		工装固定
雨刮形式					
刮刮对刮	ATP前A面限位	ATP后A面限位	A: 雨刮片连接点	B: 雨刮臂中部	C: 雨刮臂根部
	●	●	●	●	●
					玻璃吸盘
					AR
					AR

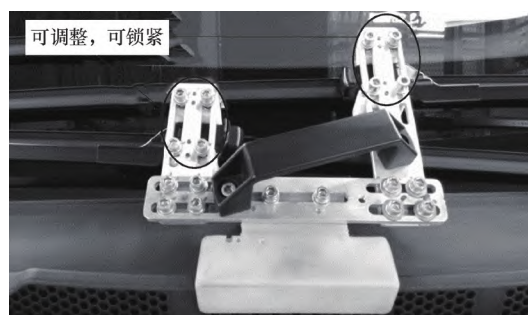


图8 刮水器臂工装定位方案

综合以上分析，当整车厂引入智能刮水器电动机时，使用复位锁止设备及定位工装的方案可以使整车质量更高，安全风险越低，对总体生产线的影响较小。

结语

智能刮水器不仅在设计上满足人们对汽车的个性化需求，更是给汽车智能化带来了更多可能。随着汽车设计与生产工艺水平的不断提升，智能刮水器的应用将越来越具备普适性，逐渐成为外饰设计中的主流，其相关工艺未来也将向着高精度、更安全的方向发展。 **AUTO1950**

(上接第31页)

两款载荷谱对齿轮造成损伤相当，且加速疲劳试验载荷谱较等幅疲劳试验载荷谱略微严苛，也就是说，表4所推荐加速疲劳试验载荷谱可以模拟减速器额定扭矩状态下整车运行30万km时齿轮齿面损伤情况。

当然，若需进一步缩短试验时间或模拟更长整车行驶里程时齿轮齿面的损伤情况，依然可通过式(5)进行转换得到载荷谱，但需保证齿面应力(输入扭矩)处于齿轮材料S-N曲线的高周疲劳区间，否则结果将出现巨大差异。

结语

本文基于Miner准则和齿轮常用材料S-N曲线，分析QC/T 1022—2015《纯电动乘用车用减速器总成技术条件》中疲劳寿命试验载荷谱，通过比对同类型标准，提出一种较为合理且更贴近于减速器在电动汽车上实际运行时所受损失的加速疲劳寿命试验载荷谱。此外，考虑到试验资源和设备有限，未进行实际试验以验证所提出载荷谱对减速器造成的损伤与实际整车

运行时对减速器造成的损伤是否相当，在后续研究过程中，可对此方面进行验证并进一步完善疲劳寿命试验载荷谱。

参考文献:

- [1] 全国齿轮标准化技术委员会.GB/T3480.6—2018直齿轮和斜齿轮承载能力计算第6部分：变载荷条件下的使用寿命计算[S].北京：中国标准出版社，2018.
- [2] 王秋景，管迪华.汽车零部件加速疲劳试验方法[J].汽车技术，1997(11)：14-17.
- [3] 全国汽车标准化技术委员会.QC/T 1022—2015纯电动乘用车用减速器总成技术条件[S].北京：中国标准出版社，2015.
- [4] 全国汽车标准化技术委员会.QC/T 568—2019汽车机械式变速器总成技术条件及台架试验方法[S].北京：中国标准出版社，2019.
- [5] 全国汽车标准化技术委员会.GB/T29307—2022电动汽车用驱动电机系统可靠性试验方法[S].北京：中国标准出版社，2022. **AUTO1950**