

ICS XX.XX.XX
J XX

团 体 标 准

T/CAMETA XXXXX-20XX

机器人用精密行星摆线减速器 加速寿命试验方法

Accelerated life test method for Precision planetary cycloidal reducers

(草案)

20XX-XX-XX发布

20XX-XX-XX实施

中国机电一体化技术应用协会发布

目 录

前 言.....	I
引 言.....	II
1 范围.....	1
2 规范性引用文件.....	1
3 术语和定义.....	1
4 要求.....	3
5 加速寿命试验方法.....	9
6 失效预警与评价.....	11
7 试验报告.....	14
附录 A（规范性）机器人用精密行星摆线减速器加速寿命计算.....	16

前 言

本文件按照GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件由中国机电一体化技术应用协会提出。

本文件由中国机电一体化技术应用协会归口。

本文件起草单位：。

本文件主要起草人：。

引 言

精密行星摆线减速器是机器人核心关键部件，直接决定机器人整体质量和可靠性。本标准在保证机器人精密行星摆线减速器在额定工况和加速工况下其失效机理与失效模式一致的前提下，建立寿命特征与加速应力水平之间的加速模型，利用界面润滑特征去判别加速条件下减速器失效机理一致性，不仅极大缩短产品的寿命试验时长，又能兼顾微观界面润滑失效机理，有利于提高精密行星摆线减速器短时长评价减速器寿命的准确性。

本文件围绕机器人用精密行星摆线减速器加速寿命试验的特点和要求，构建一套完善的机器人用精密行星摆线减速器加速寿命试验方法，指导开展机器人用精密行星摆线减速器进行加速寿命试验。

机器人用精密行星摆线减速器加速寿命试验方法

1 范围

本规范规定了机器人用精密行星摆线减速器加速寿命试验方法的被试件、试验台、试验环境、试验准备、试验步骤、失效预警与评价、数据处理和试验报告。

本规范适用于机器人用精密行星摆线减速器(以下简称减速器)的加速寿命试验,还适用于其他应用场景的精密行星摆线减速器加速寿命试验。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 191 包装储运图示标志

GB/T 1348 球墨铸铁件

GB/T 3077 合金结构钢

GB/T 6404.1 齿轮装置的验收规范第1部分:空气传播噪声的试验规范

GB/T 6404.2 齿轮装置的验收规范

GB/T 2828.11 计数抽样检验程序 第11部分:小总体声称质量水平的评定程序

GB/T 34987 威布尔分析

GB/T 13306 标牌

GB/T 13384 机电产品包装通用技术条件

GB/T 18254 高碳铬轴承钢

GB/T 37718 机器人用精密行星摆线减速器

GB/T 36491 机器人用摆线针轮行星齿轮传动装置 通用技术条件

GB/T 40731 精密减速器回差测试与评价方法

GB/T 39523 精密行星摆线减速器扭转振动性能测试方法

GB/T 40729 精密齿轮传动装置疲劳寿命试验方法

GB/T 35089 机器人用精密齿轮传动装置试验方法

GB/T 37165 机器人用精密摆线针轮减速器

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1

机器人用精密行星摆线减速器 precision planetary cycloidal reducers for robot

由行星齿轮减速机构和摆线针轮减速机构组成的精密传动装置。

3.2

摆线齿轮 cycloidal gear

齿廓为准确(或近似)摆线的等距曲线形状的盘形或圆环形齿轮。

3.3

针轮 pin gear

一个圆柱形或圆环形齿轮，其轮齿由若干个圆柱销所构成，而且这些圆柱销的轴线均匀分布于同一圆周上并与该齿轮轴线平行，其固定圆柱销的机体称为针齿壳。

3.4

曲轴 crank shaft

通过轴承安装在行星架上，带曲柄结构的、将行星齿轮的自转转换为驱动摆线齿轮偏心摆动的轴形零件。

3.5

行星架 planet carrier

通过轴承安装在针齿壳上，同时通过曲轴接受摆线齿轮的低速转动并将其输出至外部负载的支架型零件。

3.6

太阳轮 sun gear

在行星齿轮系中，作为中心齿轮的外齿轮称太阳齿轮。

3.7

行星轮 planet gear

旋转中心与曲轴连接，外齿与太阳轮啮合的齿轮称为行星轮。

3.8

被试件 testing sample

被试件为产品或样机，被试件数量由试验目的和要求决定。

3.9

加载曲线 load curve

被试件输出端的转矩、转速与时间相关的曲线。

注：按照预设值和实测值分为目标加载曲线和实际加载曲线。

3.10

加速因子 accelerated factor

依据机器人用精密行星摆线减速器在额定工况和加速工况下其失效模式与失效机理一致性条件，产品额定工况下的寿命与加速工况下的寿命的比率。

3.11

额定寿命 rated life

减速器在额定输出转矩和额定输出转速下工作时的寿命。

3.12

等效寿命 equivalent life

在不改变失效机理的前提下，传动装置(含轴承、齿轮等组件)按照非额定的试验条件(转速和转矩)加载运行至失效，等效于额定工况下失效时的运行时长。

4 要求

4.1 主要零部件

减速器的主要零部件包括针齿壳、行星架、行星齿轮、摆线齿轮、曲轴、针齿，性能、热处理质量应符合表1的规定。

表1 主要零部件要求表

零 部 件	材 料	表 面 硬 度
针齿壳	GB/T1348中 QT400-18	HBW120~HBW175
行星架	GB/T1348中 QT400-18	HBW120~HBW175
行星齿轮	GB/T3077中的15CrMo	HRC58~HRC62
摆线齿轮	GB/T3077中的15CrMo	HRC58~HRC62
曲轴	GB/T3077中的15CrMo	HRC58~HRC62
针齿	GB/T18254中的 GCr15	HRC58~HRC62

4.2 装配

装配完成的减速器应符合以下规定：

- 装配前各零部件应清理干净，不得有毛刺、卷边、锈蚀、异物等；
- 装配过程中零件不得磕碰、划伤和锈蚀；
- 各连接件、紧固件不得有松动现象；
- 各接合面密封处不得有渗漏油现象；
- 运转平稳，不得有异常的冲击、振动和声响。

4.3 减速器的性能参数要求

减速器的性能参数应符合表2、表3、表4的规定。

表2 E系列减速器性能参数表

规格代号	额定输出转矩 N·m	额定输出转速 r/min	加速度转矩 N·m ≤	回差 (°) ≤	空程 (°) ≤	扭转刚度 N·m/(°) ≥	传动误差 (") ≤	许用弯矩载荷 N·m ≤	传动效率 ≥	瞬时加速转矩 N·m ≤
6	58	30	117	1.5	1.5	16	80	196	80%	294
20	167	15	412	1	1	39	70	882	80%	833
40	412	15	1029	1	1	86	60	1666	80%	2058
80	784	15	1960	1	1	157	50	2156	80%	3920
110	1078	15	2695	1	1	235	50	2940	80%	5390
160	1568	15	3920	1	1	314	50	3920	80%	7840
320	3136	15	7840	1	1	784	50	7056	80%	15680
450	4410	15	11025	1	1	941	50	8820	80%	22050

表3 N 系列减速器性能参数表

规格代号	额定输出转矩 N·m	额定输出转速 r/min	加速度转矩 N·m ≤	回差 (°) ≤	空程 (°) ≤	扭转刚度 N·m/(°) ≥	传动误差 (") ≤	许用弯矩载荷 N·m ≤	传动效率 ≥	瞬时加速转矩 N·m ≤
25	245	15	612	1	1	49	70	784	80%	1225
42	412	15	1029	1	1	90	60	1660	80%	2058
60	600	15	1500	1	1	160	50	2000	80%	3000
80	784	15	1960	1	1	170	50	2150	80%	3920
100	1000	15	2500	1	1	250	50	2700	80%	5000
125	1225	15	3062	1	1	267	50	3430	80%	6125
160	1600	15	4000	1	1	392	50	4000	80%	8000
380	3724	15	9310	1	1	758	50	7050	80%	18620
500	4900	15	12250	1	1	1296	50	11000	80%	24500
700	7000	15	17500	1	1	2080	50	15000	80%	35000

表4 C系列减速器性能参数表

规格代号	额定输出转矩 N·m	额定输出转速 r/min	加速度转矩 N·m ≤	回差 (°) ≤	空程 (°) ≤	扭转刚度 N·m/(°) ≥	传动误差 (") ≤	许用弯矩载荷 N·m ≤	传动效率 ≥	瞬时加速转矩 N·m ≤
10	98	15	245	1	1	28	70	686	80%	490
27	265	15	662	1	1	88	70	980	80%	1323
50	490	15	1225	1	1	153	60	1764	80%	2450
100	980	15	2450	1	1	306	50	2450	80%	4900
200	1961	15	4900	1	1	588	50	8820	80%	9800
320	3136	15	7840	1	1	1176	50	20580	80%	15680
500	4900	15	12250	1	1	2058	50	34300	80%	24500

4.4 空载运行

空载运行时减速器不得出现联结件松动、接合处漏油和产生异常声响等现象。

4.5 负载运行

在额定输出转速下，逐级加载至额定转矩下运行时，减速器不得出现联结件松动、接合处漏油和产生异常声响等现象。

4.6 加速度转矩负载运行

在加速度转矩下，并保持针齿壳温度低于60℃运行时，减速器不得出现联结件松动、接合处漏油和产生异常声响等现象。减速器的加速、减速许用转矩应符合表10、表11、表12的规定。

4.7 超载运行

超载试验后，启动时能正常运转，应无异常的振动和噪声。

4.8 润滑与密封

工作前应按产品说明书的要求密封并加注符合要求的润滑油脂，运转过程中不得出现油脂渗漏现象。

4.9 外观

外观应光滑，无毛刺、划伤、锈蚀和工艺缺陷；壳体与其他部位的接合处应平整。

4.10 额定寿命

试验后减速器保持正常运转且回差和空程的增加量小于标称值。

4.11 壳体允许最高温度

在额定载荷下，减速器的壳体最高温度应不大于60℃。

4.12 环境保护

4.12.1 振动与噪声

噪声测试仪器和测试方法应符合GB/T 6404.1的规定。

振动幅度应符合GB/T 6404.2标准中描述的轴振动评价曲线与箱体振动评价曲线。

4.12.2 禁用物质含量

产品(不含润滑品)中禁用物质含量应符合国家相关法律的规定。

4.13 润滑要求

按照生产厂家的产品设计要求加注润滑油（无要求时按表5与表6的规定）。

表5 精密行星摆线减速器用润滑脂性能要求

项目	技术要求		试验方法
	00号	0号	
不工作锥入度/0.1 mm	400~430	355~385	GB/T269
蒸发损失(99°C, 22h)	≤1.5%(质量分数)		GB/T7325
氧化安定性(氧化诱导期法)(180°C)	≥120 min		SH/T0790
腐蚀(T2铜, 100°C, 24h)	铜片无黑色或绿色变化		GB/T7326中乙法
防腐蚀性(合成海水)(52°C, 48h)	合格		GB/T5018
相似黏度(-30°C, 10s-1)	≤800Pa·s		SH/T0048
极压性能(四球机法)	PB	≥981N	SH/T0202
	PD	≥2452N	

表6 精密行星摆线减速器用润滑油性能要求

项目	技术要求	试验方法	
运动黏度	40 °C	135 mm ² /s~65 mm ² /s	GB/T265
	100 °C	≥18mm ² /s	
倾点	≤ -35°C	GB/T3535	
闪点(开口)	≥230°C	GB/T3536	
液相锈蚀实试验(合成海水)	无锈	GB/T11143	
腐蚀试验(铜片, 100°C, 3h)	≤1级	SH/T0331	
极压性能(四球机法)	PD	≥3090N	GB/T3142

4.14 试验件及数量

试验件为产品或样机，试验件数量由试验目的和要求决定。

若为抽样检验，试验件数量应依据GB/T 2828.11进行确定。

4.15 试验台

4.15.1 往复运转型试验台

a) 应能模拟被试件输出端在一定角度范围内作往复运动的工作状态。

b) 应能实时检测输出端转矩和转速，或通过其他物理量检测经过实时计算得到输出端转矩和转速。

c) 当采用惯量加载时，分为卧式和立式两种安装方式，分别适用于被试件在实际应用中轴线为水平（结构示意图1）和轴线为竖直（结构示意图2）两种工况。

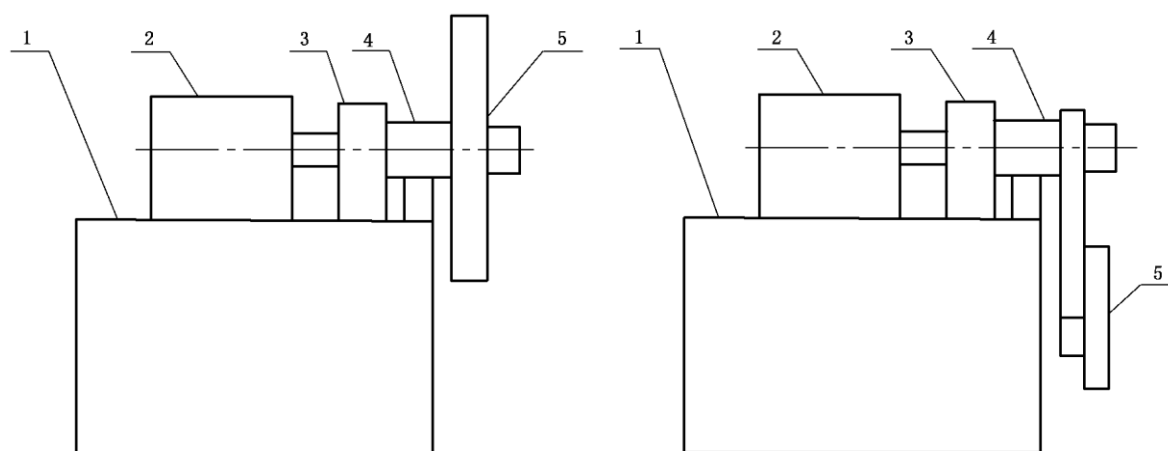


图1 卧式试验台

标引序号说明:

1——基座;

2——驱动单元及转速传感器;

3——被试件及其支撑;

4——输出端转矩传感器(或可以通过计算得到输出端转矩的其他物理量检测传感器);

5——惯量负载。

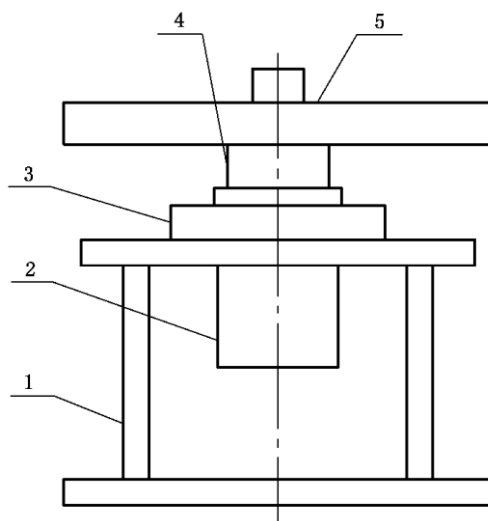


图2 立式试验台

标引序号说明:

- 1——基座;
- 2——驱动单元及转速传感器;
- 3——被试件及其支撑;
- 4——输出端转矩传感器(或可以通过计算得到输出端转矩的其他物理量检测传感器);
- 5——惯量负载。

4.15.2 单向运转型试验台

- a) 应能模拟被试件的单向、连续运转工况，并能实时检测并记录加载转矩与转速。
- b) 可在被试件的输入端和输出端分别安装一套转速转矩传感器，也可只在输出端或者输入端安装一套转速转矩传感器。结构示意图见图3。

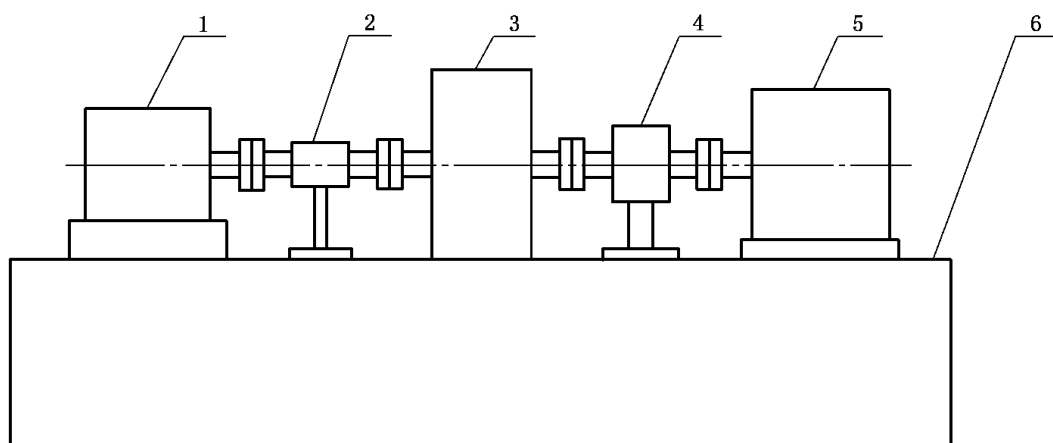


图3 单向运转型试验台

标引序号说明:

- 1——驱动单元;
- 2——被试件输入端转速转矩传感器(需要时);
- 3——被试件及安装支承单元;
- 4——被试件输出端转速转矩传感器;
- 5——加载单元;
- 6——基座。

5 加速寿命试验方法

5.1 试验类型

应根据被试件的使用工况选择加载方式,并预估失效部件。

本规范中精密行星摆线减速器主要用于机器人关节,存在往复运转与连续运转两种类型,滚子轴承为主要失效部件。

5.2 试验台安装

a) 往复运转型试验台安装方式:

卧式(见图1):被试件主轴线水平,负载由惯量负载和重力偏心负载两部分组成;

立式(见图2):被试件主轴线竖直,负载仅为惯量负载。

b) 单向连续运转型试验台安装方式:

见图3,负载由加载单元按要求施加负载。

5.3 试验步骤

5.3.1 安装试验台

将被试件安装到寿命试验台,记录安装相位角、安装精度、传感器位置等初始信息,并按照生产厂家的要求(无要求时见表5和表6)加注润滑油。

5.3.2 空转运行

按照标准JB/T9050.3中规定对试验台进行空载运行。空载运行期间,实时检测被试件的温度、振动和噪声,应无异常,并做记录。

5.3.3 确定加速因子与加载方式

根据试验要求确定加速寿命试验时间,据此得到加速因子,按公式(1)计算:

$$k = \frac{L_0}{L} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

k ——加速因子;

L_0 ——设计寿命，即减速器在额定工况下运行的时间，单位为小时（h）；

L ——加速寿命，即减速器在加速工况下运行的时间，单位为小时（h），按公式（2）计算；

$$L = L_0 \frac{n_m}{n_0} \left(\frac{T_m}{T_0} \right)^{10/3} \dots\dots\dots (2)$$

式中：

n_0 ——输出端额定转速，单位为转每分（r/min）；

T_0 ——输出端额定转矩，单位为牛顿米（N·m）；

n_m ——加速寿命试验时输出端平均转速，单位为转每分（r/min）， $n_m = \alpha n_{\max}$ ， n_{\max} 是最大转速， α 是修正系数，与加载方式相关；

T_m ——加速寿命试验时输出端平均转矩，单位为牛顿米（N·m）， $T_m = \alpha T_{\max}$ ， T_{\max} 是最大负载转矩；

依据试验台确定加载方式，并依据表7选择相应的修正系数。

表7 修正系数 α

加载方式	修正系数 α
单向连续运转	$\alpha = 1$
正/余弦曲线	$\alpha = 0.6366$
等加/减速曲线	有匀速段： $\alpha = 1$ 无匀速段： $\alpha = 0.5$

5.3.4 确定加速应力

在符合表2、3和4规定的减速器性能参数表前提下，根据表8选择不同加速因子对应的载荷因子 k_T 与转速因子 k_n 的最大值与平均值。

表8 载荷因子与转速因子配比表

k	平均值	最大值		
		$\alpha = 1$	$\alpha = 0.6366$	$\alpha = 0.5$

	\bar{k}_n	\bar{k}_T	k_n	k_T	k_n	k_T	k_n	k_T
1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.0661	1.6867	1.1033	2.2308
1.5	1.0145	1.1245	1.0145	1.1245	1.0815	1.8967	1.1193	2.5085
2	1.0248	1.2221	1.0248	1.2221	1.0926	2.0613	1.1308	2.7263
2.5	1.0330	1.3036	1.0330	1.3036	1.1013	2.1988	1.1398	2.9081
3	1.0397	1.3743	1.0397	1.3743	1.1085	2.3180	1.1472	3.0657
3.5	1.0454	1.4370	1.0454	1.4370	1.1146	2.4237	1.1535	3.2056
4	1.0503	1.4936	1.0503	1.4936	1.1199	2.5192	1.1590	3.3319
4.5	1.0547	1.5454	1.0547	1.5454	1.1246	2.6065	1.1639	3.4474
5	1.0587	1.5932	1.0587	1.5932	1.1288	2.6872	1.1682	3.5541
5.5	1.0623	1.6378	1.0623	1.6378	1.1326	2.7624	1.1722	3.6535
6	1.0655	1.6795	1.0655	1.6795	1.1361	2.8328	1.1758	3.7467
6.5	1.0686	1.7189	1.0686	1.7189	1.1394	2.8992	1.1792	3.8345
7	1.0714	1.7561	1.0714	1.7561	1.1424	2.9621	1.1823	3.9176
7.5	1.0740	1.7916	1.0740	1.7916	1.1452	3.0218	1.1852	3.9966
8	1.0765	1.8253	1.0765	1.8253	1.1478	3.0788	1.1879	4.0720
8.5	1.0788	1.8576	1.0788	1.8576	1.1503	3.1333	1.1905	4.1440
9	1.0810	1.8886	1.0810	1.8886	1.1526	3.1855	1.1929	4.2132
9.5	1.0831	1.9184	1.0831	1.9184	1.1548	3.2358	1.1952	4.2796
10	1.0850	1.9471	1.0850	1.9471	1.1569	3.2842	1.1974	4.3436

根据选定的加速应力系数，依据公式（3）和公式（4）确定加速试验施加的加速应力的平均值与最大值，再结合厂家产品设计参数，确定目标加载曲线。

$$T_{\max} = k_T T_0、n_{\max} = k_n n_0 \dots\dots\dots (3)$$

$$T_m = \bar{k}_T T_0、n_m = \bar{k}_n n_0 \dots\dots\dots (4)$$

5.3.5 加载试验

a) 往复运转型试验加载步骤：模拟试验件在机器人中的工作状况，在输出端上固定刚体负载，从输入端驱动试验件，使输出端作往复摆动，加/减速角度值为 ϕa ，等速区角度范围为 $\phi - 2\phi a$ (应不

小于0)。按照等加/减速曲线或正弦加/减速度曲线进行加载寿命试验,试验时最大加速度应保证试验件最大输出转矩与转速应达到5.3.4节中选择的最大加速应力(试验件壳体温度应控制在60°C以内)。实时测量各个时间段 t_i 的负载转矩 T_i 、转速 n_i ,转矩测量精度不低于1.00%FS。

b) 单向运转型试验加载步骤:按照标准JB/T9050.3中规定的方法加载到预设的最大负载与最大转速后,保持不停机连续运行。

c) 试验一直持续到方案设计的定时截尾时间(即预期设定的加速寿命试验时间),期间需要一直记录失效的样机数。

5.3.6 试验过程中应观察:

- 各连接件、紧固件是否有松动;
- 各密封处接合处是否漏油、渗油;
- 运转是否平稳,是否发生过大冲击、异响;
- 传动装置壳体温度是否超过上限;
- 输出转速和转矩是否出现异常。

6 失效评价

6.1 失效预警

试验过程中,在测试环境及工况不变的情况下,试件如果出现下列情况之一,即视为失效预警。

a) 温升异常——被试件热平衡后的温升值(检测温度与环境温度的差值)高于正常经验值5°C以上时。

b) 噪声异常——当检测结果大于运行的噪声值5dB,且存在铁粉浓度超过0.2%、磨斑直径大于0.50mm或氧化诱导期(180°C)低于20min三种情况之一时。

c) 转矩异常——在输出转矩(加载转矩)目标曲线不变的情况下,输入转矩的误差超出目标曲线的允许波动范围时(被试件不同,允许波动范围也不同。当经验值不充分时,允许的波动范围宜取同时刻输入转矩值的±5%)。

当需要确定齿轮的失效类型时,根据GB/T3481进行判断;

当需要计算齿轮在试验工况下等效额定工况的运行时间时,等效应力循环次数按照GB/T3480.6进行计算,计算结果可以换算为被试件的等效运转时间;如果加载试验做到被试件失效,则齿轮的等效运转时间就是被试件的等效寿命。

6.2 失效评价

当被试件在试验过程中发生失效,需要进行精度检测时,采用以下方法:

a) 如果需要对被试件做全面的精度测量,应将其转移安装到精度测试台上,按照 GB/T35089 的要求进行检测和评价;

b) 如果仅需要对被试件的传动误差、回差等进行检测,可直接在具备相应功能的寿命试验台上按照 GB/T35089 规定的方法完成而免于拆装。

7 数据处理

7.1 周期性负载

当采用卧式试验装置时,周期性负载转矩 T 的计算见公式 (5) [1]:

$$T = J\varepsilon + \sum (m_i g r_i \cos \phi_i) \dots\dots\dots (5)$$

式中:

J ——输出轴上刚体负载的转动惯量,单位为千克平方米 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$), $J = \sum m_i r_i^2$;

ε ——输出轴角加速度,单位为弧度每二次方秒 (rad/s^2);

g ——重力加速度,单位为米每二次方秒 (m/s^2);

m_i ——输出轴上刚体负载中各质点的质量,单位为千克 (kg);

r_i ——该质点到转动轴线的半径,单位为米 (m);

ϕ_i ——输出轴上刚体负载质心的摆动角度,单位为度 ($^\circ$)。

当采用立式试验装置时,周期性负载转矩 T 的计算见式 (6) [1]:

$$T = J\varepsilon \dots\dots\dots (6)$$

7.2 寿命试验所需时间

寿命试验所需试验 t 根据试验负载和试验转速,按照滚动轴承的疲劳寿命计算方法进行计算,见公式 (7) [1]:

$$t = t_0 n_0 T_0^e / n_m T_m^e = t_0 n_0 T_0^e \sum t_i / \sum (t_i n_i T_i^e) \dots\dots\dots (7)$$

式中:

t_0 ——额定转矩下的设计寿命,单位为小时 (h);

n_0 ——输出端额定转速,单位为转每分 (r/min);

T_0 ——输出端额定转矩，单位为牛顿米（N·m）；

n_m ——试验时输出端平均转速，单位为转每分（r/min）， $n_m = \sum(t_i n_i) / \sum t_i$ ；

T_m ——试验时输出端平均负载转矩，单位为牛顿米（N·m）， $T_m = \left[\sum(t_i n_i T_i^e) / \sum(t_i n_i) \right]^{1/e}$ ；

e ——寿命指数。对精密行星摆线减速器滚子轴承来说， $e = 10/3$ 。

7.3 寿命评价准则

对减速器加速寿命试验数据进行统计学分析，采用威布尔分布函数对减速器寿命进行评价。

减速器在定时截尾加速寿命试验时，设参与试验的样机共有 n 个，截尾时间为 t_0 。其试验结果为：在试验期间内，有 k_1 个减速器发生失效，其寿命依次为 $t_{1(1)} < t_{1(2)} < \dots < t_{1(k_1)}$ ，有 $n - k_1$ 个减速器在试验中未失效，其截尾寿命数据为 $t_{c(1)} < t_{c(2)} < \dots < t_{c(k_{n-k_1})}$ 。减速器累积失效概率的分布函数可表示为公式（8）^[5]，其均值和方差分别为公式（9）与公式（10），可靠度函数为公式（11）：

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{\eta} \right)^m \right] \dots \dots \dots (8)$$

$$E(X) = \eta \Gamma \left(1 + \frac{1}{m} \right) \dots \dots \dots (9)$$

$$\text{Var}(X) = \eta^2 \left[\Gamma \left(1 + \frac{2}{m} \right) - \Gamma^2 \left(1 + \frac{1}{m} \right) \right] \dots \dots \dots (10)$$

可靠度函数为公式（11）^[5]：

$$R(t) = 1 - F(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{\eta} \right)^m \right] \dots \dots \dots (11)$$

式中：

$F(t)$ 、 $R(t)$ ——分别为减速器加速寿命试验中累积失效概率的分布函数与可靠度函数；

m ——为减速器形状参数，（ $m > 0$ ）；

t ——为减速器加速寿命试验测得的实际寿命，单位为小时（h）；

η ——为减速器特征寿命，（ $\eta > 0$ ），单位为小时（h）。

其中， m 、 η 为未知参数，其估计方法可参考标准 GB/T 34987—2017。依据试验数据计算失效概率分布函数与可靠度，根据给定的置信水平确定置信区间，对减速器寿命进行评价。

8 试验报告

8.1 试验目的

——失效性试验：在设定工况下，检验被试件失效时的运行时间（或等效寿命）。

8.2 试验条件应包括

——试验时间；

——试验地点；

——试验人员；

——被试件主要技术参数；

——试验台环境温度；

——试验台原理图（试验类型选择）；

——试验台主要仪器仪表清单，以及相关检定或校准日期和有效期；

——被试件输出轴上有效负载绕回转轴中心的转动惯量；

——润滑剂（包括品牌、型号或重要理化指标）。

8.3 试验记录应包括

——目标加载曲线；

——预测失效形式；

——目标加载试验；

——失效情况。

针对上述内容，应分别以时间线记录试验中被试件的温度、振动、噪声、输入转速、输入转矩、输出转矩（或可计算输出转矩的其他物理量，如输出角加速度等）、异常情况及处置等内容。

附录 A

(规范性)

机器人用精密行星摆线减速器加速寿命计算

A.1 根据试验要求确定加速寿命试验时间，据此得到加速因子，按公式 (A.1) [1,2] 计算：

$$k = \frac{L_0}{L} \dots\dots\dots (A.1)$$

式中：

k ——加速因子；

L_0 ——设计寿命，即减速器在额定工况下运行的时间，单位为小时 (h)；

L ——加速寿命，即减速器在加速工况下运行的时间，单位为小时 (h)，根据试验负载和试验转速，按公式 (A.2) [1,2] 计算：

$$L = L_0 \left/ \frac{n_m}{n_0} \left(\frac{T_m}{T_0} \right)^{10/3} \right. \dots\dots\dots (A.2)$$

式中：

n_0 ——输出端额定转速，单位为转每分 (r/min)；

T_0 ——输出端额定转矩，单位为牛顿米 (N·m)；

n_m ——加速寿命试验时输出端平均转速，单位为转每分 (r/min)， $n_m = \alpha n_{\max}$ ， n_{\max} 是最大转速， α 是修正系数，与加载方式相关；

T_m ——加速寿命试验时输出端平均转矩，单位为牛顿米 (N·m)， $T_m = \alpha T_{\max}$ ， T_{\max} 是最大负载转矩；

A.2 计算减速器在额定负载和额定转速下的膜厚比，对于一般精密行星摆线减速器来说，行星级轮齿啮合、摆线级轮齿啮合和曲柄轴滚子轴承属于线接触，其膜厚比可按照公式 (A.3) [3] 计算，保持架处的滚珠轴承属于点接触，其膜厚比可按公式 (A.4) [4] 计算：

$$\lambda_{01} = \frac{h_{01}}{\sigma} = \frac{R_x}{\sigma} \cdot 3.06 U^{*0.69} G^{*0.56} W^{*-0.1} \dots\dots\dots (A.3)$$

$$\lambda_{02} = \frac{h_{02}}{\sigma} = \frac{R_x}{\sigma} \cdot 2.69 U^{*0.67} G^{*0.53} W^{*-0.067} (1 - 0.61 e^{-0.73k}) \dots\dots\dots (A.4)$$

式中：

λ_{01} 、 λ_{02} ——减速器额定工况下减速器线接触与点接触啮合位置的膜厚比；

h_{01} 、 h_{02} ——减速器额定工况下减速器线接触与点接触啮合位置的油膜厚度，单位为微米

(μm);

σ ——复合均方根粗糙度值, 单位为微米(μm), $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$, σ_1 、 σ_2 分别为两接触表面粗糙度方均根值;

k ——接触区椭圆度, $k = b/a$, a 和 b 分别是接触区半宽与半长;

R_x ——当量曲率半径, 单位为米(m), $R_x = (1/r_1 + 1/r_2)^{-1}$, r_1 、 r_2 分别是两接触表面在啮合点处的曲率半径;

U^* ——减速器啮合处无量纲卷吸速度, 按公式 (A.5) 计算:

$$U^* = \frac{\eta_0 U}{E' R_x} \dots\dots\dots (\text{A.5})$$

式中:

η_0 ——润滑剂环境黏度, 单位为帕秒($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

U ——卷吸速度, 单位为米每秒 (m/s), $U = (u_1 + u_2)/2$, u_1 、 u_2 分别为两表面的切向速度, 行星级: $u = f_1(n) \cdot n$; 摆线级: $u = f_2(n) \cdot n$, n 是减速器输出转速, $f(n)$ 是速度系数, 仅与减速器结构参数相关;

E' ——综合弹性模量, 单位为帕 (Pa), $E' = 2/((1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2)$, ν_1 、 ν_2 分别是两接触表面的泊松比, E_1 、 E_2 分别是两接触表面材料的弹性模量;

G^* ——减速器接触面无量纲材料参数, 按公式 (A.6) 计算:

$$G^* = \alpha E' \dots\dots\dots (\text{A.6})$$

式中:

α ——黏压系数, 单位为帕分之一 (1/Pa);

W^* ——减速器啮合处无量纲负载, 减速器线接触啮合位置的无量纲负载按公式 (A.7) 计算, 减速器点接触啮合位置的无量纲负载按公式 (A.8) 计算:

$$W^* = \frac{w}{E' R_x l} \dots\dots\dots (\text{A.7})$$

$$W^* = \frac{w}{E' R_x^2} \dots\dots\dots (\text{A.8})$$

式中：

w ——啮合点处受到的载荷，单位为牛顿（N），行星级： $w = f_1(T) \cdot T$ ；摆线级：

$w = f_2(T) \cdot T$ ， T 是减速器输出转矩， $f(T)$ 是载荷系数，仅与减速器结构参数相关；

l ——轮齿宽度，单位为米（m）；

A.3 根据加速前后减速器传动界面膜厚比一致性原理 $\lambda_0 = \lambda_i$ ，联立得到方程（A.9）和（A.10）：

$$3.06U_0^{*0.69}G_0^{*0.56}W_0^{*-0.1} = 3.06U_i^{*0.69}G_i^{*0.56}W_i^{*-0.1} \dots\dots\dots (\text{A.9})$$

$$2.69U_0^{*0.67}G_0^{*0.53}W_0^{*-0.067}(1-0.61e^{-0.73k}) = 2.69U_i^{*0.67}G_i^{*0.53}W_i^{*-0.067}(1-0.61e^{-0.73k}) (\text{A.10})$$

化简方程（A.9）和（A.10），得到公式（A.11）和公式（A.12）：

$$\frac{n_{\max}}{n_0} = \left(\frac{T_0}{T_{\max}}\right)^{\frac{1}{6.9}} \text{ 和 } \frac{T_{\max}}{T_0} = \left(\frac{n_0}{n_{\max}}\right)^{-6.9} \dots\dots\dots (\text{A.11})$$

$$\frac{n_{\max}}{n_0} = \left(\frac{T_0}{T_{\max}}\right)^{\frac{1}{10}} \text{ 和 } \frac{T_{\max}}{T_0} = \left(\frac{n_0}{n_{\max}}\right)^{-10} \dots\dots\dots (\text{A.12})$$

A.4 联立公式（A.2）和公式（A.11）、（A.12）计算公式，得到计算公式：

$$T_i = k_T \cdot T_0 \text{ 和 } n_i = k_n \cdot n_0 \dots\dots\dots (\text{A.13})$$

式中：

k_T ——载荷因子，根据线接触零部件计算加速应力时， $k_T = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{69}{240}}$ ；根据点接触零部件

计算加速应力时， $k_T = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{30}{103}}$ ；

k_n ——转速因子，根据线接触零部件计算加速应力时， $k_n = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{1}{24}}$ ；根据点接触零部件

计算加速应力时， $k_n = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{3}{103}}$ ；

A.5 加速因子参数表

综合考虑齿轮与轴承满足膜厚比一致性原理，分别对减速器齿轮与轴承的载荷因子和转速因子取平均值作为减速器最终的载荷因子和转速因子，得到载荷因子与转速因子配比表（见表 8），

按公式（A.14）计算：

$$\bar{k}_T = \frac{k_T^1 + k_T^2}{2} \text{ 和 } \bar{k}_n = \frac{k_n^1 + k_n^2}{2} \dots\dots\dots (\text{A.14})$$

式中：

k_n^1 、 k_T^1 ——分别是根据减速器线接触零部件计算的转速因子与负载因子；

k_n^2 、 k_T^2 ——分别是根据减速器点接触零部件计算的转速因子与负载因子；

\bar{k}_n 、 \bar{k}_T ——分别是减速器转速均值与负载均值。

以 5 倍加速因子、正余弦加载方式为例，可分别计算得到满足减速器零部件之间膜厚比一致性的载荷因子与转速因子： $k_n^1 = 1.1530$ ， $k_T^1 = 2.6700$ ， $k_n^2 = 1.1046$ ， $k_T^2 = 2.7045$ ，

$\bar{k}_n = 1.1288$ ， $\bar{k}_T = 2.6873$ 。分别计算载荷因子与转速因子平均值与真实值的误差：

$$\varepsilon_n = \frac{|k_n^1 - \bar{k}_n|}{k_n^1} = 2.10\% \text{ 和 } \varepsilon_n = \frac{|k_n^2 - \bar{k}_n|}{k_n^2} = 2.20\% \dots\dots\dots (\text{A.15})$$

$$\varepsilon_T = \frac{|k_T^1 - \bar{k}_T|}{k_T^1} = 0.65\% \text{ 和 } \varepsilon_T = \frac{|k_T^2 - \bar{k}_T|}{k_T^2} = 0.64\% \dots\dots\dots (\text{A.16})$$

通过计算，载荷因子和转速因子的误差均小于 5%。因此，可以选取均值作为减速器最终的载荷因子与转速因子。

A.5 修正系数 α 选取^[6]

① $\alpha = 1$ ：

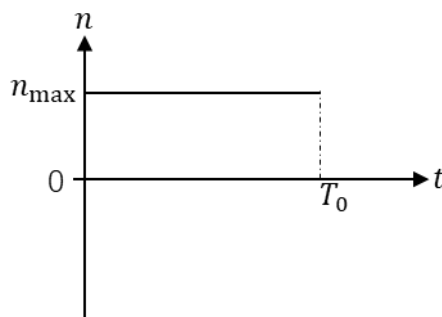


图 A.1 单向运转加载

式中， n_{\max} 是最大转速， T_0 是运行周期。

对于等加减速（有匀速段）工况近似按匀速工况处理。

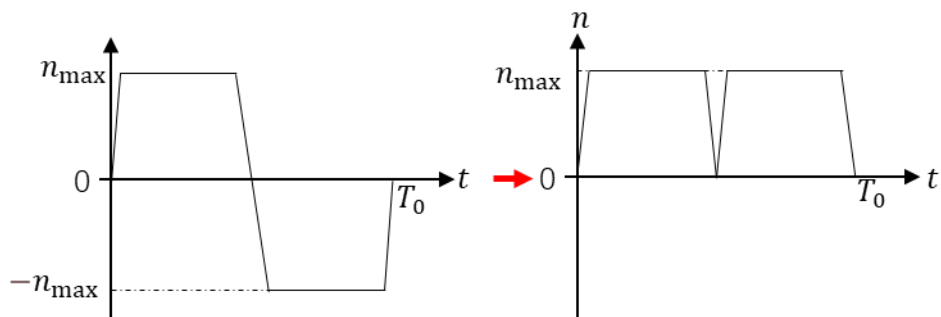


图 A.2 等加减速加载（有匀速段）

② $\alpha=0.6366$:

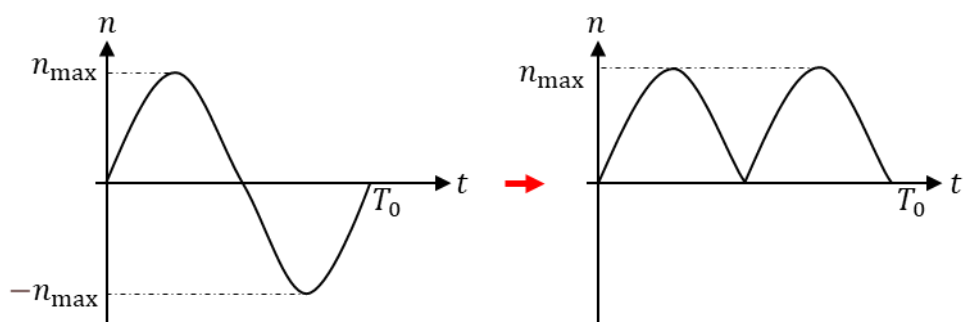


图 A.3 正/余弦加载

$$\bar{n} = \int \sin(t) dt / \pi \cdot n_{\max} = 0.6366 \cdot n_{\max}$$

式中， n_{\max} 是最大转速， T_0 是运行周期。

③ $\alpha=0.5$:

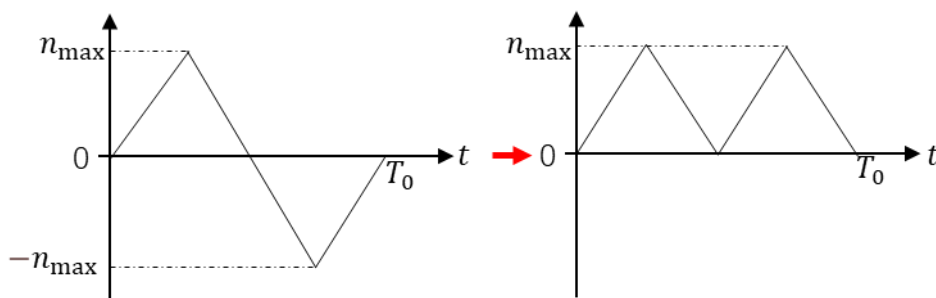


图 A.4 等加减速加载（无匀速段）

$$\bar{n} = \sum_{i=1}^j 2 \left(\frac{T_0 n_{\max}}{4} \right) / \sum_{i=1}^j T_0 = 0.5 \cdot n_{\max}$$

式中， n_{\max} 是最大转速， T_0 是运行周期。

参 考 文 献

- [1] GB/T 35089—2018 机器人用精密齿轮传动装置试验方法
- [2] GB/T 40729—2021 精密齿轮传动装置疲劳寿命试验方法
- [3] Dowson, D., and Toyoda, S., 1978, “A Central Film Thickness Formula for Elastohydrodynamic Line Contacts,” Proc. 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, London, pp. 60-65.
- [4] Hamrock, B. J., and Dowson, D., 1977, “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part 3—Fully Flooded Results,” Journal of Lubrication Technology, 99, pp. 264-276.
- [5] GB/T 34987—2017 威布尔分析
- [6] 陈荣. 电力电子技术[M]. 机械工业出版社, 2021.

附 2

机器人用精密行星摆线减速器 加速寿命试验方法

(征求意见稿)

编 制 说 明

2023 年 11 月

目 录

1. 任务来源
2. 起草单位
3. 编制背景
4. 主要工作过程
5. 编写规则
6. 标准的主要内容
7. 标准制定的目的
8. 有关专利的说明
9. 关于标准性质

1. 任务来源

《机器人用精密行星摆线减速器加速寿命试验方法》团体标准（以下简称本标准）由中国软件评测中心（工业和信息化部软件与集成电路促进中心）提出，由中国机电一体化技术应用协会归口，于2023年10月准予立项。标准由中国软件评测中心（工业和信息化部软件与集成电路促进中心）牵头起草，重庆大学等单位共同参与起草。

2. 起草单位

中国软件评测中心（工业和信息化部软件与集成电路促进中心）。

3. 编制背景

当前，我国机器人产业规模持续增长成为全球机器人产业发展的中坚力量。《机器人“十四五”发展规划》提出要提升机器人关键零部件的功能、性能和可靠性，加强机器人标准体系建设。精密行星摆线减速器是机器人核心关键部件，直接决定其质量和可靠性。

目前，精密行星摆线减速器的疲劳寿命普遍以曲柄轴上的滚子轴承的疲劳破坏为判定条件，而在实际工作过程中，润滑介质对精密行星摆线减速器的齿轮与轴承的承载应力影响较大，直接影响精密行星摆线减速器的疲劳寿命。依据《机械设计手册（第6版）—第2卷 机械零部件设计（连接、紧固与传动）》和《机械设计手册（第6版）—第3卷 机械零部件设计（轴系、支承与其他）》文献可知，对于不处于正常工况下工作的齿轮以及轴承寿命进行计算时，需要采用修正系数对基本额定寿命进行修正，其中，对于考虑润滑因素的描述为：正常运转条件，即轴承安装正确，润滑充分，防止外界物质侵入的措施得当，且没有引起材料性能改变的高温，滚动接触表面之间由润滑油膜完全隔开时，取 $\alpha_3=1$ ；润滑条件十分理想，足以在轴承滚动接触表面形弹性流体动压油膜，

而大大降低表面疲劳失效概率，取 $\alpha_3 > 1$ ；润滑不良，取 $\alpha_3 < 1$ 。以上描述仅是润滑因素对齿轮与轴承寿命影响的宏观评价，较难准确评价润滑因素对减速器寿命的影响。

因此，本方法在以轴承疲劳寿命评价减速器使用寿命的基础上，依据减速器零部件传动界面失效机理与失效模式一致性原理，保证精密行星摆线减速器齿轮与轴承分别在额定工况与加速工况具有相同的膜厚比，即润滑状态相同，给出满足失效机理一致性的转速与负载配比关系，借此指导精密行星摆线减速器加速寿命试验，有利于提高精密行星摆线减速器短时长评价减速器寿命的准确性。

4. 主要工作过程

据精密行星摆线减速器的结构特征与啮合机理判断其是否具有规律的加速过程，即是否存在加速性；通过加速条件下减速器寿命特征值与正常应力条件下减速器寿命特征值比值确定加速应力水平的效果，即加速因子；依据减速器失效机理与工况条件，计算得到满足失效机理与失效模式一致性的加速应力；建立表征减速器寿命特征与加速应力变化关系的加速寿命模型，通过数学变换方法将其线性化处理，最终揭示各接触部位摩擦学性能随工况条件的变化规律；最后对试验结果进行数据处理和数据分析，进而评价减速器使用寿命与失效形式。

5. 编写规则

本标准符合法律法规和强制性标准要求，不得损害人身健康和生命财产安全、国家安全、生态环境安全。社会团体应遵循开放、公平、透明和协商一致的原则，吸纳利益相关方广泛参与，遵守WTO/TBT协定中关于制定、采用和实施标准的良好行为规范，制定团体标准化工作相关的管理办法，严格团体标准

制修订程序。

本标准严格按照 GB/T 1.1 制定统一的标准编写规则，包括团体标准的结构、起草表述方法、格式等内容，以提高团体标准的适用性。团体在编制团体标准时，参照如下体例：封面；目次；前言；引言；标准名称；范围；规范性引用文件；规范性技术要素；附录（规范性、资料性）；参考文献；索引。在团体标准编写中涉及如下内容时，应遵守相关基础通用国家标准的规定：标准化原理和方法；标准化术语；术语的原则和方法；量、单位及其符号；符号、代号和缩略语；参考文献的标引；技术制图；技术文件编制；图形符号；极限、配合和表面特征；优先数；统计方法；环境条件和有关试验；安全；电磁兼容；符合性和质量；环境管理等。标准编写给出了团体编制团体标准的总体原则和指导。相应标准化对象团体标准时团体考虑制定本团体标准必要性和主题内容的重要参考。

6. 标准的主要内容

本标准适用于机器人用精密行星摆线减速器的寿命加速试验方法指导，还适用于其他应用场景的精密行星摆线减速器加速寿命试验，其主要内容包括：

(1) 判断加速性：不改变试验前后精密行星摆线减速器的失效机理是进行加速寿命试验的前提条件，需要根据精密行星摆线减速器结构特征与传动原理判断其是否存在有规律的加速过程，即是否存在加速性；

(2) 选择加速因子：加速因子是加速应力条件下精密行星摆线减速器寿命特征值与正常应力条件下寿命特征值的比值，其反应了加速应力水平的效果，是加速应力的函数；

根据试验要求确定加速寿命试验时间，据此得到加速因子，按公式（1）

^[1,2] 计算：

$$k = \frac{L_0}{L} \dots\dots\dots (1)$$

式中:

k ——加速因子;

L_0 ——设计寿命, 即减速器在额定工况下运行的时间, 单位为小时 (h);

L ——加速寿命, 即减速器在加速工况下运行的时间, 单位为小时 (h),

按公式 (2) ^[1,2] 计算;

$$L = L_0 \left/ \frac{n_m \left(\frac{T_m}{T_0} \right)^{10/3}}{n_0} \right. \dots\dots\dots (2)$$

式中:

n_0 ——输出端额定转速, 单位为转每分 (r/min);

T_0 ——输出端额定转矩, 单位为牛顿米 (N·m);

n_m ——加速寿命试验时输出端平均转速, 单位为转每分 (r/min),

$n_m = \alpha n_{\max}$, n_{\max} 是最大转速, α 是修正系数, 与加载方式相关;

T_m ——加速寿命试验时输出端平均转矩, 单位为牛顿米 (N·m),

$T_m = \alpha T_{\max}$, T_{\max} 是最大负载转矩;

(3) 选择加速应力: 加速应力的选择正确与否对试验的加速效率影响很大, 通常需要根据精密行星摆线减速器失效机理与工况条件选择加速应力;

依据试验台确定加载方式, 并依据表 1 选择相应的修正系数。

表 1 修正系数 α

加载方式	修正系数 α
------	---------------

单向连续运转	$\alpha=1$
正/余弦曲线	$\alpha=0.6366$
等加/减速曲线	有匀速段: $\alpha=1$ 无匀速段: $\alpha=0.5$

根据表2选择不同加速因子对应的载荷因子 k_T 与转速因子 k_n 的最大值与平均值。

表2 载荷因子与转速因子配比表

k	平均值		最大值					
			$\alpha=1$		$\alpha=0.6366$		$\alpha=0.5$	
	\bar{k}_n	\bar{k}_T	k_n	k_T	k_n	k_T	k_n	k_T
1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.0661	1.6867	1.1033	2.2308
1.5	1.0145	1.1245	1.0145	1.1245	1.0815	1.8967	1.1193	2.5085
2	1.0248	1.2221	1.0248	1.2221	1.0926	2.0613	1.1308	2.7263
2.5	1.0330	1.3036	1.0330	1.3036	1.1013	2.1988	1.1398	2.9081
3	1.0397	1.3743	1.0397	1.3743	1.1085	2.3180	1.1472	3.0657
3.5	1.0454	1.4370	1.0454	1.4370	1.1146	2.4237	1.1535	3.2056
4	1.0503	1.4936	1.0503	1.4936	1.1199	2.5192	1.1590	3.3319
4.5	1.0547	1.5454	1.0547	1.5454	1.1246	2.6065	1.1639	3.4474
5	1.0587	1.5932	1.0587	1.5932	1.1288	2.6872	1.1682	3.5541
5.5	1.0623	1.6378	1.0623	1.6378	1.1326	2.7624	1.1722	3.6535
6	1.0655	1.6795	1.0655	1.6795	1.1361	2.8328	1.1758	3.7467
6.5	1.0686	1.7189	1.0686	1.7189	1.1394	2.8992	1.1792	3.8345
7	1.0714	1.7561	1.0714	1.7561	1.1424	2.9621	1.1823	3.9176
7.5	1.0740	1.7916	1.0740	1.7916	1.1452	3.0218	1.1852	3.9966
8	1.0765	1.8253	1.0765	1.8253	1.1478	3.0788	1.1879	4.0720

8.5	1.0788	1.8576	1.0788	1.8576	1.1503	3.1333	1.1905	4.1440
9	1.0810	1.8886	1.0810	1.8886	1.1526	3.1855	1.1929	4.2132
9.5	1.0831	1.9184	1.0831	1.9184	1.1548	3.2358	1.1952	4.2796
10	1.0850	1.9471	1.0850	1.9471	1.1569	3.2842	1.1974	4.3436

根据选定的加速应力系数，依据公式（3）和公式（4）确定加速试验施加的加速应力的平均值与最大值，确定目标加载曲线。

$$T_{\max} = k_T T_0, \quad n_{\max} = k_n n_0 \dots \dots \dots (3)$$

$$T_m = \bar{k}_T T_0, \quad n_m = \bar{k}_n n_0 \dots \dots \dots (4)$$

(4) 建立加速模型：建立寿命特征与加速应力水平之间的变化关系，通过数学变换对模型进行线性化处理，从而明确各接触部位的摩擦学性能随工况条件变化的规律。

依据修正系数与加速应力，确定目标加载曲线，通过测得加速试验过程中任意时刻的负载与转速，依据轴承的疲劳寿命公式估计精密行星摆线减速器的使用寿命。

(5) 失效评价：

5.1 失效预警

试验过程中，在测试环境及工况不变的情况下，试件如果出现下列情况之一，即视为失效预警。

a) 温升异常——被试件热平衡后的温升值(检测温度与环境温度的差值)高于正常经验值5℃以上时。

b) 噪声异常——当检测结果大于运行的噪声值5dB, 且存在铁粉浓度超过0.2%、磨斑直径大于0.50mm 或氧化诱导期(180℃)低于20min三种情况之一时。

c) 转矩异常——在输出转矩(加载转矩)目标曲线不变的情况下,输入转矩的误差超出目标曲线的允许波动范围时(被试件不同,允许波动范围也不同。当经验值不充分时,允许的波动范围宜取同时刻输入转矩值的±5%)。

当需要确定齿轮的失效类型时,根据GB/T3481进行判断;

当需要计算齿轮在试验工况下等效额定工况的运行时间时,等效应力循环次数按照GB/T3480.6进行计算,计算结果可以换算为被试件的等效运转时间;如果加载试验做到被试件失效,则齿轮的等效运转时间就是被试件的等效寿命。

5.2 失效评价

当被试件在试验过程中发生失效,需要进行精度检测时,采用以下方法:

a) 如果需要对被试件做全面的精度测量,应将其转移安装到精度测试台上,按照GB/T35089的要求进行检测和评价;

b) 如果仅需要对被试件的传动误差、回差等进行检测,可直接在具备相应功能的寿命试验台上按照GB/T35089规定的方法完成而免于拆装。

当采用卧式试验装置时,周期性负载转矩 T 的计算见公式(5)^[1]:

$$T = J\varepsilon + \sum(m_i g r_i \cos \phi_i) \dots \dots \dots (5)$$

式中:

J ——输出轴上刚体负载的转动惯量,单位为千克平方米($\text{kg} \cdot \text{m}^2$),

$$J = \sum m_i r_i^2;$$

ε ——输出轴角加速度,单位为弧度每二次方秒(rad/s^2);

g ——重力加速度,单位为米每二次方秒(m/s^2);

m_i ——输出轴上刚体负载中各质点的质量,单位为千克(kg);

r_i ——该质点到转动轴线的半径,单位为米(m);

ϕ_i ——输出轴上刚体负载质心的摆动角度,单位为度($^\circ$)。

当采用立式试验装置时，周期性负载转矩 T 的计算见式 (6) [1]：

$$T = J\varepsilon \dots\dots\dots (6)$$

7.2 寿命试验所需时间

寿命试验所需试验 t 根据试验负载和试验转速，按照滚动轴承的疲劳寿命计算方法进行计算，见公式 (7) [1]：

$$t = t_0 n_0 T_0^e / n_m T_m^e = t_0 n_0 T_0^e \sum t_i / \sum (t_i n_i T_i^e) \dots\dots\dots (7)$$

式中：

t_0 ——额定转矩下的设计寿命，单位为小时 (h)；

n_0 ——输出端额定转速，单位为转每分 (r/min)；

T_0 ——输出端额定转矩，单位为牛顿米 (N·m)；

n_m ——试验时输出端平均转速，单位为转每分 (r/min)， $n_m = \sum (t_i n_i) / \sum t_i$ ；

T_m ——试验时输出端平均负载转矩，单位为牛顿米 (N·m)，

$$T_m = \left[\sum (t_i n_i T_i^e) / \sum (t_i n_i) \right]^{1/e}；$$

e ——寿命指数。对精密行星摆线减速器滚子轴承来说， $e=10/3$ 。

对减速器加速寿命试验数据进行统计学分析，采用威布尔分布函数对减速器寿命进行评价。

减速器在定时截尾加速寿命试验时，设参与试验的样机共有 n 个，截尾时间为 t_0 。其试验结果为：在试验期间内，有 k_1 个减速器发生失效，其寿命依次为 $t_{1(1)} < t_{1(2)} < \dots < t_{1(k_1)}$ ，有 $n-k_1$ 个减速器在试验中未失效，其截尾寿命数据为 $t_{c(1)} < t_{c(2)} < \dots < t_{c(k_{n-k_1})}$ 。减速器累积失效概率的分布函数可表示为公式 (8) [5]，其均值和方差分别为公式 (9) 与公式 (10)，可靠度函数为公式 (11)：

$$F(t) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{t}{\eta} \right)^m \right] \dots\dots\dots (8)$$

$$E(X) = \eta \Gamma\left(1 + \frac{1}{m}\right) \dots\dots\dots (9)$$

$$Var(X) = \eta^2 \left[\Gamma\left(1 + \frac{2}{m}\right) - \Gamma^2\left(1 + \frac{1}{m}\right) \right] \dots\dots\dots (10)$$

可靠度函数为公式 (7) [5]:

$$R(t) = 1 - F(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m\right] \dots\dots\dots (11)$$

式中:

$F(t)$ 、 $R(t)$ ——分别为减速器加速寿命试验中累积失效概率的分布函数与可靠度函数;

m ——为减速器形状参数, ($m > 0$);

t ——为行星摆线减速器加速寿命试验测得的实际寿命, 单位为小时(h);

η ——为行星摆线减速器特征寿命, ($\eta > 0$), 单位为小时(h)。

其中, m 、 η 为未知参数, 其估计方法可参考标准GB/T 34987—2017。依据试验数据计算失效概率分布函数与可靠度, 根据给定的置信水平确定置信区间, 对减速器寿命进行评价。

7. 标准的编写依据

(一) 理论依据

A.1 根据试验要求确定加速寿命试验时间, 据此得到加速因子, 按公式(A.1)

^[1,2] 计算:

$$k = \frac{L_0}{L} \dots\dots\dots (A.1)$$

式中:

k ——加速因子;

L_0 ——设计寿命，即减速器在额定工况下运行的时间，单位为小时（h）；

L ——加速寿命，即减速器在加速工况下运行的时间，单位为小时（h），

根据试验负载和试验转速，按公式（A.2）^[1,2]计算：

$$L = L_0 \frac{n_m}{n_0} \left(\frac{T_m}{T_0} \right)^{10/3} \dots \dots \dots \text{(A.2)}$$

式中：

n_0 ——输出端额定转速，单位为转每分（r/min）；

T_0 ——输出端额定转矩，单位为牛顿米（N·m）；

n_m ——加速寿命试验时输出端平均转速，单位为转每分（r/min），

$n_m = \alpha n_{\max}$ ， n_{\max} 是最大转速， α 是修正系数，与加载方式相关；

T_m ——加速寿命试验时输出端平均转矩，单位为牛顿米（N·m），

$T_m = \alpha T_{\max}$ ， T_{\max} 是最大负载转矩；

A.2 计算减速器在额定负载和额定转速下的膜厚比，对于一般精密行星摆线减速器来说，行星级轮齿啮合、摆线级轮齿啮合和曲柄轴滚子轴承属于线接触，其膜厚比可按照公式（A.3）^[3]计算，保持架处的滚珠轴承属于点接触，其膜厚比可按公式（A.4）^[4]计算：

$$\lambda_{01} = \frac{h_{01}}{\sigma} = \frac{R_x}{\sigma} \cdot 3.06 U^{*0.69} G^{*0.56} W^{*-0.1} \dots \dots \dots \text{(A.3)}$$

$$\lambda_{02} = \frac{h_{02}}{\sigma} = \frac{R_x}{\sigma} \cdot 2.69 U^{*0.67} G^{*0.53} W^{*-0.067} (1 - 0.61 e^{-0.73k}) \dots \dots \dots \text{(A.4)}$$

式中：

λ_{01} 、 λ_{02} ——减速器额定工况下减速器线接触与点接触啮合位置的膜厚比；

h_{01} 、 h_{02} ——减速器额定工况下减速器线接触与点接触啮合位置的油膜厚度，单位为微米（ μm ）；

σ ——复合均方根粗糙度值, 单位为微米 (μm), $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$, σ_1 、 σ_2 分别为两接触表面粗糙度方均根值;

k ——接触区椭圆度, $k = b/a$, a 和 b 分别是接触区半宽与半长;

R_x ——当量曲率半径, 单位为米 (m), $R_x = (1/r_1 + 1/r_2)^{-1}$, r_1 、 r_2 分别是两接触表面在啮合点处的曲率半径;

U^* ——减速器啮合处无量纲卷吸速度, 按公式 (A. 5) 计算:

$$U^* = \frac{\eta_0 U}{E' R_x} \dots \dots \dots (A. 5)$$

式中:

η_0 ——润滑剂环境黏度, 单位为帕秒 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$);

U ——卷吸速度, 单位为米每秒 (m/s), $U = (u_1 + u_2)/2$, u_1 、 u_2 分别为两表面的切向速度, 行星级: $u = f_1(n) \cdot n$; 摆线级: $u = f_2(n) \cdot n$, n 是减速器输出转速, $f(n)$ 是速度系数, 仅与减速器结构参数相关;

E' ——综合弹性模量, 单位为帕 (Pa), $E' = 2/((1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2)$, ν_1 、 ν_2 分别是两接触表面的泊松比, E_1 、 E_2 分别是两接触表面材料的弹性模量;

G^* ——减速器接触面无量纲材料参数, 按公式 (A. 6) 计算:

$$G^* = \alpha E' \dots \dots \dots (A. 6)$$

式中:

α ——黏压系数, 单位为帕分之一 ($1/\text{Pa}$);

W^* ——减速器啮合处无量纲负载, 减速器线接触啮合位置的无量纲负载按公式 (A. 7) 计算, 减速器点接触啮合位置的无量纲负载按公式 (A. 8) 计算;

$$W^* = \frac{w}{E'R_x l} \dots\dots\dots (A. 7)$$

$$W^* = \frac{w}{E'R_x^2} \dots\dots\dots (A. 8)$$

式中:

w ——啮合点处受到的载荷, 单位为牛顿 (N), 行星级: $w = f_1(T) \cdot T$;
摆线级: $w = f_2(T) \cdot T$, T 是减速器输出转矩, $f(T)$ 是载荷系数, 仅与减速器
结构参数相关;

l ——轮齿宽度, 单位为米 (m);

A. 3 根据加速前后减速器传动界面膜厚比一致性原理 $\lambda_0 = \lambda_i$, 联立得到方程
(A. 9) 和 (A. 10):

$$3.06U_0^{*0.69}G_0^{*0.56}W_0^{*-0.1} = 3.06U_i^{*0.69}G_i^{*0.56}W_i^{*-0.1} \dots\dots\dots (A. 9)$$

$$2.69U_0^{*0.67}G_0^{*0.53}W_0^{*-0.067}(1-0.61e^{-0.73k}) = 2.69U_i^{*0.67}G_i^{*0.53}W_i^{*-0.067}(1-0.61e^{-0.73k}) \quad (A. 10)$$

化简方程 (A. 9) 和 (A. 10), 得到公式 (A. 11) 和公式 (A. 12):

$$\frac{n_{\max}}{n_0} = \left(\frac{T_0}{T_{\max}}\right)^{-\frac{1}{6.9}} \quad \text{和} \quad \frac{T_{\max}}{T_0} = \left(\frac{n_0}{n_{\max}}\right)^{-6.9} \dots\dots\dots (A. 11)$$

$$\frac{n_{\max}}{n_0} = \left(\frac{T_0}{T_{\max}}\right)^{-\frac{1}{10}} \quad \text{和} \quad \frac{T_{\max}}{T_0} = \left(\frac{n_0}{n_{\max}}\right)^{-10} \dots\dots\dots (A. 12)$$

A. 4 联立公式 (A. 2) 和公式 (A. 11)、(A. 12) 计算公式, 得到计算公式:

$$T_i = k_T \cdot T_0 \quad \text{和} \quad n_i = k_n \cdot n_0 \dots\dots\dots (A. 13)$$

式中:

k_T ——载荷因子, 根据线接触零部件计算加速应力时, $k_T = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{69}{240}}$; 根据

点接触零部件计算加速应力时, $k_T = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{30}{103}}$;

k_n ——转速因子，根据线接触零部件计算加速应力时， $k_n = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{1}{24}}$ ；根据点接触零部件计算加速应力时， $k_n = \left(\frac{k}{\alpha^{13/3}}\right)^{\frac{3}{103}}$ ；

A.5 加速因子参数表

综合考虑齿轮与轴承满足膜厚比一致性原理，分别对减速器齿轮与轴承的载荷因子和转速因子取平均值作为减速器最终的载荷因子和转速因子，得到载荷因子与转速因子配比表（见表 2），按公式（A.14）计算：

$$\bar{k}_T = \frac{k_T^1 + k_T^2}{2} \quad \text{和} \quad \bar{k}_n = \frac{k_n^1 + k_n^2}{2} \quad \dots\dots\dots (A.14)$$

式中：

k_n^1 、 k_T^1 ——分别是根据减速器线接触零部件计算的转速因子与负载因子；

k_n^2 、 k_T^2 ——分别是根据减速器点接触零部件计算的转速因子与负载因子；

\bar{k}_n 、 \bar{k}_T ——分别是减速器转速均值与负载均值。

以 5 倍加速因子、正余弦加载方式为例，可分别计算得到满足减速器零部件之间膜厚比一致性的载荷因子与转速因子： $k_n^1 = 1.1530$ ， $k_T^1 = 2.6700$ ， $k_n^2 = 1.1046$ ， $k_T^2 = 2.7045$ ， $\bar{k}_n = 1.1288$ ， $\bar{k}_T = 2.6873$ 。分别计算载荷因子与转速因子平均值与真实值的误差：

$$\varepsilon_n = \frac{|k_n^1 - \bar{k}_n|}{k_n^1} = 2.10\% \quad \text{和} \quad \varepsilon_n = \frac{|k_n^2 - \bar{k}_n|}{k_n^2} = 2.20\% \quad \dots\dots\dots (A.15)$$

$$\varepsilon_T = \frac{|k_T^1 - \bar{k}_T|}{k_T^1} = 0.65\% \quad \text{和} \quad \varepsilon_T = \frac{|k_T^2 - \bar{k}_T|}{k_T^2} = 0.64\% \quad \dots\dots\dots (A.16)$$

通过计算，载荷因子和转速因子的误差均小于 5%。因此，可以选取均值作为减速器最终的载荷因子与转速因子。

A.5 修正系数 α 选取^[6]

根据数学中三角函数均值定理以及定积分公式确定修正系数 α 。

① $\alpha=1$:

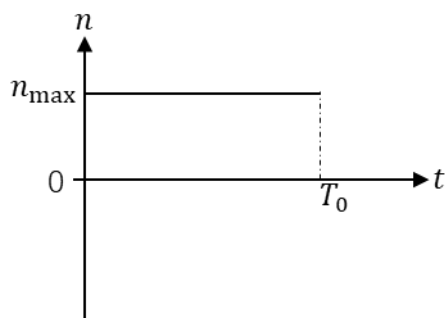


图 A.1 单向运转加载

式中， n_{\max} 是最大转速， T_0 是运行周期。

对于等加减速（有匀速段）工况近似按匀速工况处理。

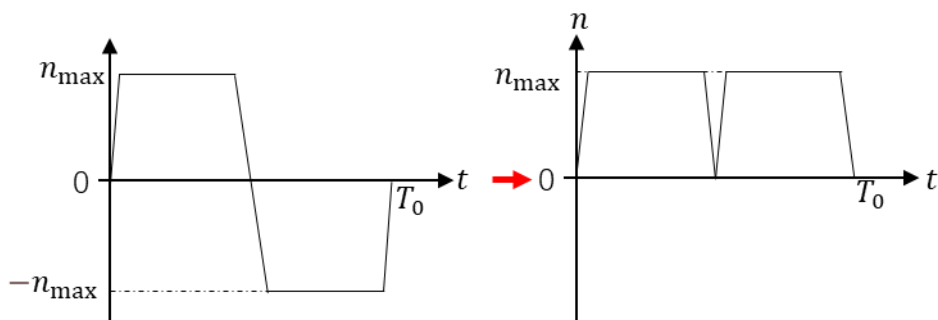


图 A.2 等加减速加载（有匀速段）

② $\alpha=0.6366$:

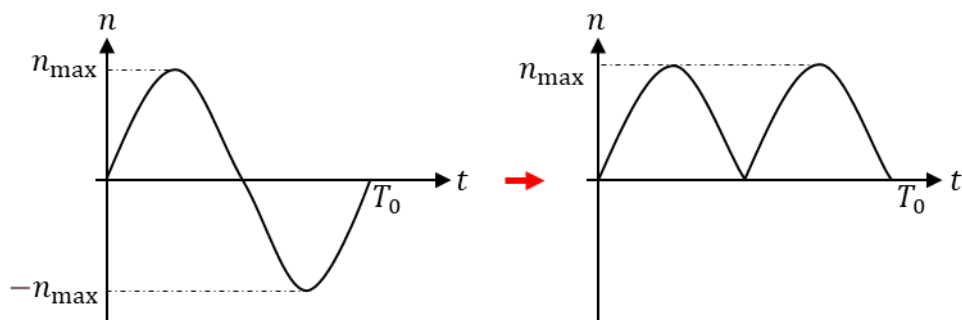


图 A.3 正/余弦加载

$$\bar{n} = \int \sin(t) dt / \pi \cdot n_{\max} = 0.6366 \cdot n_{\max}$$

式中， n_{\max} 是最大转速， T_0 是运行周期。

③ $\alpha=0.5$:

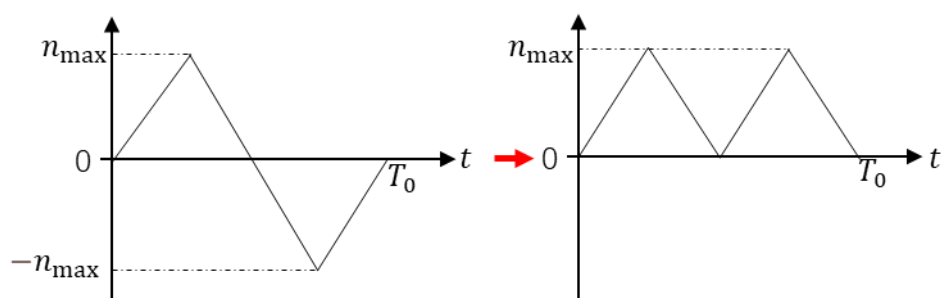


图 A.4 等加减速加载（无匀速段）

$$\bar{n} = \sum_{i=1}^j 2 \left(\frac{T_0 n_{\max}}{4} \right) / \sum_{i=1}^j T_0 = 0.5 \cdot n_{\max}$$

式中， n_{\max} 是最大转速， T_0 是运行周期。

参考文献

- [1] GB/T 35089—2018 机器人用精密齿轮传动装置试验方法
- [2] GB/T 40729—2021 精密齿轮传动装置疲劳寿命试验方法
- [3] Dowson, D., and Toyoda, S., 1978, “A Central Film Thickness Formula for Elastohydrodynamic Line Contacts,” Proc. 5th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, London, pp. 60–65.
- [4] Hamrock, B. J., and Dowson, D., 1977, “Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts, Part 3—Fully Flooded Results,” Journal of Lubrication Technology, 99, pp. 264–276.
- [5] GB/T 34987—2017 威布尔分析
- [6] 陈荣. 电力电子技术 [M]. 机械工业出版社, 2021.

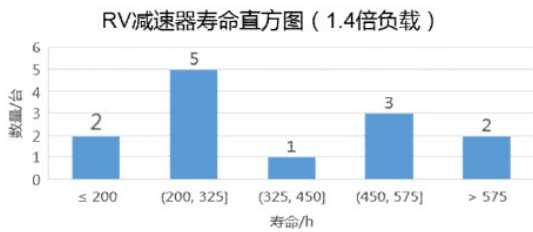
（二）试验依据

（1）试验条件



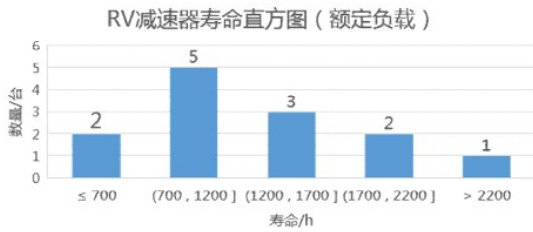
类别	项目	值
减速器	型号	REA-150BX
	速比	121
	油脂	德润宝
电机	额定负载	167 Nm
	品牌	禾川
	功率	2KW
环境	转速	1815 rpm
	温度	25°C
	湿度	45%
负载	海拔	1 m
	重量	50kg
	摆臂长度	600 mm
	平均负载	210 Nm
	负载系数	1.3
	负载类型	单向循环

(2) 试验结果



统计分析：

1. 样本总量：13
2. 平均寿命：**1328h**
3. 最大值：2899h，最小值581h，散差2318h
4. 90%置信区间：[1029,1627]
5. 95%置信区间：[970,1680]



(3) 失效形式



现象：

1. 滚针轴承疲劳剥落
2. 摆线轴承孔剥落
3. 针齿壳R槽磨损

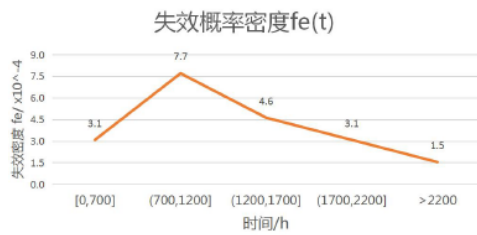
可能原因：

1. 载荷过大
2. 曲轴组件偏载
 - 两曲轴偏载：轴承孔位置度不良
 - 上下曲柄偏载：锥轴承预紧不良

主要措施：

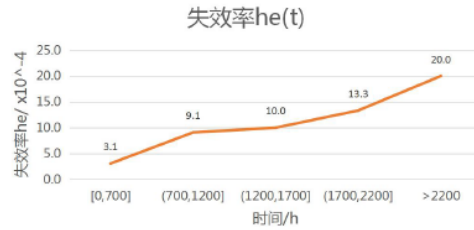
1. 减小载荷
2. 做**预紧量—寿命试验**

(4) 失效评价



分析：

1. 在[700,1200]区间，失效概率最高
2. 1700小时以上，已经有80%失效



分析：

1. 小于700小时，失效率很低，不存在早期失效现象
2. 在[700,1700]，失效率稳定，常值失效区
3. 大于2200小时，失效率显著上升，耗损区

综上所述，在上述试验条件下，在 90%置信水平下，置信区间为(1029, 1627)，95%置信水平下，置信区间为(970, 1680)。根据本规范提出的加速寿命模型计算，在同等试验工况条件下，被试件的预期试验寿命为 1714 小时，与试验结果相比，该计算结果基本符合试验条件下失效的边界。

7. 标准制定的目的

《机器人用精密行星摆线减速器加速寿命试验方法》团体标准（以下简称本标准）主要面向机器人用精密行星摆线减速器提供一种加速寿命试验方法，是用于指导和规范项目团队进行机器人精密行星摆线减速器寿命试验的准则和依据。本标准在保证机器人精密行星摆线减速器失效机理与失效模式一致的前提下，建立寿命特征与加速应力水平之间的加速模型，利用高应力条件下产品的界面润滑特征去外推正常应力水平下的寿命特征，不仅极大缩短产品的寿命试验时长，又能兼顾微观界面润滑失效机理，有利于保障精密行星摆线减速器的产品一致性与质量可靠性。

8. 有关专利的说明

目前已公开专利文献中并未找到与本标准相关的内容。

9. 关于标准性质

作为团体标准发布。