

文章编号:1000-8055(2011)03-0635-07

某直升机主减速器传动系统的寿命与可靠性计算方法

薛向珍, 李育锡, 王三民
(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 通过对直升机典型任务剖面原始载荷数据谱进行统计处理,经三维有限元分析将所编系统载荷谱转化为齿轮应力谱;结合 Goodman 公式及材料 P-S-N 曲线(给定存活率下的疲劳寿命曲线)算出该系统各齿轮在各级载荷下的疲劳寿命,利用统计软件 Minitab 对寿命数据进行分析,得出齿轮的接触疲劳寿命服从两参数威布尔分布,根据威布尔分布的可靠度函数计算出各传动部件的可靠度,并结合传动系统的混联可靠度模型,获得了主减速器的可靠度.为确定复杂传动系统的寿命与可靠性提供了方法.

关 键 词: 直升机传动系统; 载荷谱; 疲劳寿命; 可靠性; 威布尔分布

中图分类号: V233.1

文献标识码: A

Method of lifetime and reliability of some helicopter's main reducer

XUE Xiang-zhen, LI Yu-xi, WANG San-min

(School of Mechanical Engineering,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The reliability of the main reducer drive system was acquired by dealing with the original load date of a typical mission profile of the helicopter, the load spectrum was changed into the stress spectrum of all gears using three-dimensional finite element analysis; the fatigue life of all gears at each load stage was calculated with Goodman formula and materials P-S-N curves, the life date was analyzed using Minitab. It's concluded that the contact fatigue life of gears is subject to Weibull distribution with two parameters, thus working out the reliability of each transmission part according to the reliability function of Weibull distribution and based on series-to-parallel reliability model of the system. Then, this thesis can provide a method for determining life and reliability of complex drive systems.

Key words: rotorcraft drive system; load spectrum; fatigue life; reliability; Weibull distribution

直升机主减速器传动系统的功能是将发动机的动力传递到旋翼,使旋翼获得一定转速和功率.由此可见,主减速器传动系统的寿命和可靠性对直升机飞行安全具有重要作用.美国在 ART (Advanced Rotorcraft Transmission) 和 RDS-21

(Rotorcraft Drive System for the 21 Century) 计划中,都将主减速器的寿命和可靠性分析与设计列为关键技术.因此近几年,直升机传动系统寿命与可靠性研究受到极大关注^[1-5].但国内相关方面研究还处于初始阶段.文献[6]对航空发动机附件

收稿日期:2010-02-28; 修订日期:2010-06-29

基金项目:国家高技术研究发展计划(2009AA04Z404)

作者简介:薛向珍(1984—),女,陕西宝鸡人,硕士生,主要从事机械可靠性和机械动力学的研究.

传动系统的寿命进行了预估。

文献[7]建立了考虑系统的齿轮与轴承的行星齿轮传动系统可靠度模型,文献[8]建立了只考虑系统所有齿轮的行星轮系可靠度模型,但这些研究大多以理想或假定载荷为基础,且对两级以上行星轮系可靠性的研究相对较少,文献[9]建立的可靠度模型,系统各齿轮都被认为是串联的,其可靠度服从乘积定律,计算的可靠度值偏低。

本文以某直升机主减速器的弧齿锥齿轮传动与两级行星传动串联系统为研究对象,根据系统的工况特点以及实际使用过程中失效模式统计,以齿轮的接触疲劳为寿命计算依据^[7,10-11],利用接触有限元分析方法针对载荷谱进行计算,求得各齿轮副的接触应力谱;采用 Goodman 公式及材料的 P-S-N 曲线(给定存活率下的疲劳寿命曲线)求得各齿轮在各级载荷下的疲劳寿命,利用统计软件 Minitab 对寿命数据进行分析,获得齿轮接触疲劳寿命服从的两参数威布尔分布函数;依据并车弧齿锥齿轮和行星传动的分流、汇流传动特点,建立了传动系统混联可靠性模型,计算了系统可靠度。

1 载荷谱编制

本文所研究的直升机传动系统组成如图 1 所示,该系统由弧齿锥齿轮传动与两级行星传动串联而成。其中,两小弧齿锥齿轮 b_1 和 b_2 为输入构件,大弧齿锥齿轮 b_3 与太阳轮 s_1 联接,第一排齿圈 r_1 与机匣联接作为固定构件,转臂 c_1 与第二排的太阳轮 s_2 刚性联接,第二排齿圈 r_2 也为固定构件,第二级行星架 c_2 为输出构件,与旋翼轴相联。

齿轮系统参数为:齿数 $Z_{b_1} = Z_{b_2} = 25$, $Z_{b_3} = 51$, $Z_{s_1} = Z_{s_2} = 21$, $Z_{p_1} = 24$, $Z_{r_1} = Z_{r_2} = 64$; 弧齿锥齿轮模数为 2.5 mm, 第一级行星传动模数为 3.0 mm, 第二级行星传动模数为 3.5 mm, 齿轮材料为 2Cr13。

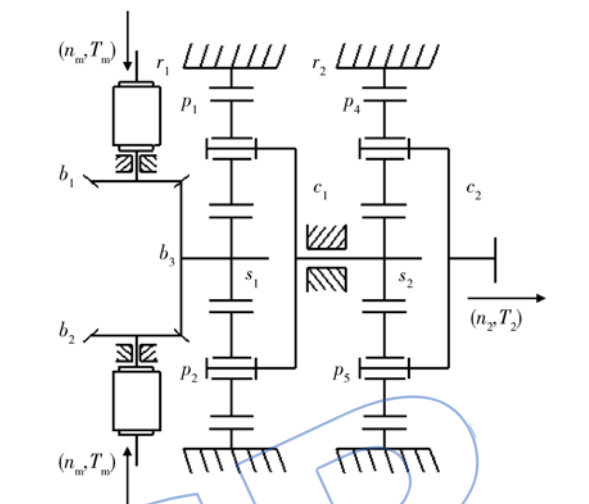


图1 主减速器传动系统运动简图

Fig. 1 Movement diagram of the main reducer transmission system

驱动该直升机主减速器的发动机有 8 个典型的转速剖面,分别是:地面慢车、起飞、爬升、编队飞行、下降、近地机动、快速起降、慢车着陆。由于真实的载荷时间历程具有随机性,且容量大、时间长、含有噪声,所以首先要对其去伪读数、峰谷值检测以及无效幅值删除等处理,然后运用穿级计数法进行循环计数,再根据该传动系统各运动学参量以及所给功率参数,可得到减速器传动系统实际输入转速和扭矩的载荷谱,如表 1 所示。

表 1 主减速器传动系统载荷谱

Table 1 Load spectrum of the main reducer transmission system

级数 i	弧齿锥齿轮传动系			第一级行星轮系		第二级行星轮系		
	转速 $n/(r/min)$	转矩 $T/(N \cdot mm)$	输入转矩 $T/(N \cdot mm)$	太阳轮转速 $n/(r/min)$	行星轮转速 $n/(r/min)$	输入转矩 $T/(N \cdot mm)$	太阳轮转速 $n/(r/min)$	行星轮转速 $n/(r/min)$
1	8386.8	59951.7	119903.3	4193.4	3669.2	504097.6	977.5	855.3
2	13375.5	37591.3	75182.6	6687.8	5851.8	316082.8	1558.9	1364.1
3	12609.1	39876.1	79752.2	6304.6	5516.5	335294.2	1469.6	1285.9
4	12450.1	45528.2	91056.4	6225	5446.9	382819.2	1451.1	1269.7
5	11090.8	51107.9	102215.8	5545.4	4852.2	429735.8	1292.6	1131.1
6	10049.7	67776.3	135552.3	5024.9	4396.7	569889.1	1171.3	1024.9
7	11568	58880.6	117761.1	5784	5061	495091.2	1348.3	1179.7
8	8314.5	60473	120946	4157.3	3637.6	508481	969.1	847.9

2 传动系统应力谱

计算传动系统的寿命及可靠度,须将系统载荷谱转化为应力谱.本文采用 ANSYS 有限元软件进行接触应力分析计算.有限元模型及局部细化网格模型如图 2~图 5 所示,接触应力变化曲线如图 6 所示.

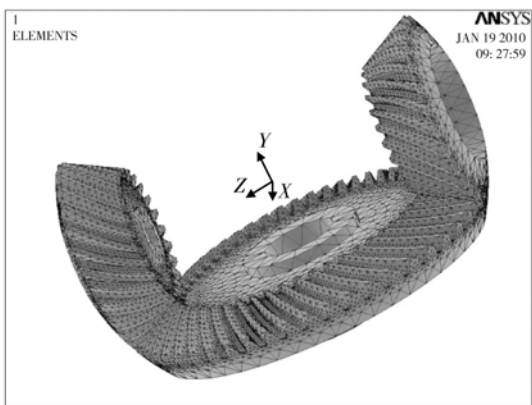


图 2 弧齿锥齿轮传动有限元模型

Fig. 2 Finite element model of spiral bevel gears

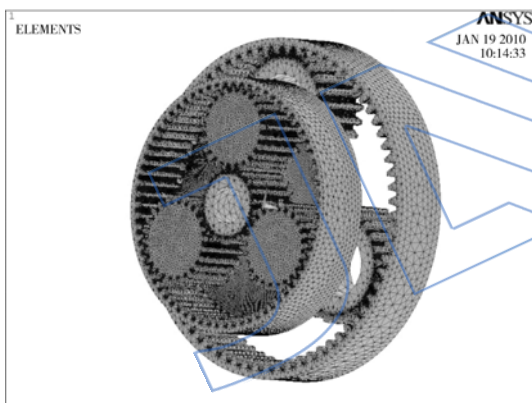


图 3 两级行星轮传动有限元模型

Fig. 3 Finite element model of the two-stage planetary gear trains

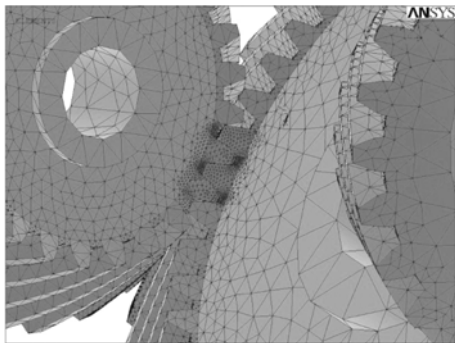


图 4 弧齿锥齿轮 1 和 3 接触区细化模型

Fig. 4 Refinement model of contacts region of spiral bevel gears 1 and 3

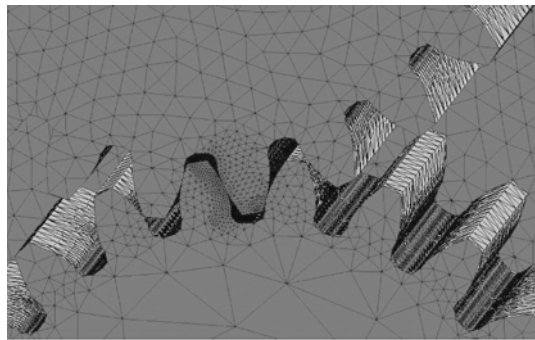
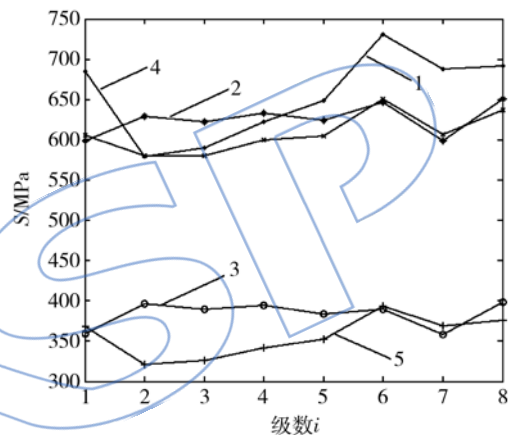


图 5 两级行星轮系接触区细化模型

Fig. 5 Refinement model of contacts region of the two-stage planetary gear trains



1 弧齿锥齿轮之间的接触应力; 2 第一级太阳轮和行星轮之间的接触应力; 3 第一级行星轮和内齿圈之间的接触应力; 4 第二级太阳轮和行星轮之间的接触应力; 5 第二级行星轮和内齿圈之间的接触应力。

图 6 主减速器传动系统各齿轮副最大接触应力

Fig. 6 Maximal contact stress between gears of main reducer transmission system

由于齿面接触应力为脉动循环,须将计算得出的应力通过 Goodman 公式转化为对称循环的当量应力,转化公式^[12]为

$$S_{-1,1} = (S_i/2) + (\sigma_{-1}/\sigma_b) \cdot (S_i/2) \quad (1)$$

式中 σ_{-1} 为齿轮材料的疲劳极限, σ_b 为它的强度极限.根据齿轮材料查得 $\sigma_{-1} = 374 \text{ MPa}$, $\sigma_b = 773 \text{ MPa}$ ^[13].经转化后的应力谱如表 2、表 3 和表 4 所示.

3 齿轮副的疲劳寿命与可靠度计算

3.1 齿轮副的疲劳寿命计算

以材料 P-S-N 曲线为依据进行各齿轮的疲劳寿命计算.

其中齿轮材料的两参数 P-S-N 通用寿命曲线方程式为

$$\lg N_P = a_P + b_P \lg S \quad (2)$$

式中 N_P 为存活率为 P 时的疲劳寿命, 其中 $P=$

99.9%, S 是应力, a_P, b_P 为材料疲劳参数, 依据本文材料查得 $a_P=34.3641, b_P=-11.0609$. 最终得到各级载荷下的寿命, 见表 2 的第 4 列和表 3、表 4 中的第 4、7 列.

表 2 弧齿锥齿轮传动系统应力谱

Table 2 Stress spectrum of spiral bevel gears

级数 i	两弧齿锥齿轮之间的接触应力		两锥齿轮寿命 $N_i/\text{次}$	级数 i	两弧齿锥齿轮之间的接触应力		两锥齿轮寿命 $N_i/\text{次}$
	应力 S_i/MPa	对称应力 $S_{-1,1}/\text{MPa}$			应力 S_i/MPa	对称应力 $S_{-1,1}/\text{MPa}$	
1	605.6859	449.3584	146723.8	5	604.5707	448.531	149754.5
2	580.6662	430.7962	234288.5	6	651.0022	482.9785	65898.16
3	580.4408	430.629	235299.8	7	606.7226	450.1275	143966.4
4	599.64	444.8729	163996.7	8	637.188	472.7297	83601.03

表 3 第一级行星轮系应力谱

Table 3 Stress spectrum of the first stage planetary gear trains

级数 i	太阳轮与行星轮之间的接触应力		太阳轮和行星轮的寿命 $N_i/\text{次}$	行星轮与内齿圈之间的接触应力		内齿圈寿命 $N_i/\text{次}$
	应力 S_i/MPa	对称应力 $S_{-1,1}/\text{MPa}$		应力 S_i/MPa	对称应力 $S_{-1,1}/\text{MPa}$	
1	598.5	422.9	288007.3	358.9	253.6	83692000
2	629.6	444.9	164082.2	396.6	280.2	27671008
3	622.3	439.7	186738.4	389.8	275.5	33447816
4	633.5	447.6	153257.5	394.1	278.5	29637360
5	624.1	441	180863.8	383.6	271.1	39989138
6	647	457.1	121304.8	389.2	275	34094268
7	598.7	423	286609.4	358.5	253.3	84676148
8	651	460	113205.1	398	281.2	26620470

表 4 第二级行星轮系应力谱

Table 4 Stress spectrum of the second stage planetary gear trains

级数 i	太阳轮与行星轮之间的接触应力		太阳轮和行星轮的寿命 $N_i/\text{次}$	行星轮与内齿圈之间的接触应力		内齿圈寿命 $N_i/\text{次}$
	应力 S_i/MPa	对称应力 $S_{-1,1}/\text{MPa}$		应力 S_i/MPa	对称应力 $S_{-1,1}/\text{MPa}$	
1	684.9675	483.988	64389.27	367.972	260.004	63467743
2	579.348	409.3588	412741.4	321.3	227.0259	285782120
3	590.0265	416.9041	337039.5	325.5	229.9935	247436477
4	622.65	439.9554	185519.2	341.638	241.3968	144648827
5	648.543	458.251	118055.1	352.8	249.2833	101257097
6	731.115	516.5951	31237.92	393.456	278.0102	30194974
7	687.876	486.0431	61432.56	369.369	260.9907	60856021
8	691.95	488.9217	57537.1	375.375	265.2345	50885142

3.2 齿轮副的可靠度计算

将计算出的各齿轮在各级载荷下的寿命 N_i 导入统计软件 Minitab 进行统计处理验证其分布并计算分布参数,可以从概率图纸上看出弧齿锥齿轮、太阳轮 1、内齿圈 1、太阳轮 2、内齿圈 2 的寿命都近似服从两参数威布尔分布,如图 7~图 11 所示(图中纵坐标为累积频数,用百分比表示;横坐标为所要检验的数据;AD 是统计量; $P > 0.05$ 即服从威布尔分布),于是建立各齿轮可靠度模型。

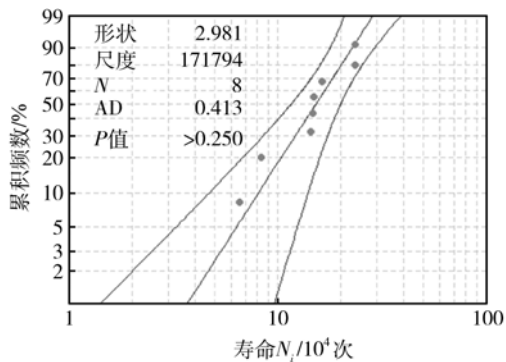


图 7 弧齿锥齿轮 1 的疲劳寿命分布概率图
(弧齿锥齿轮 2)

Fig. 7 Fatigue life distribution's probability of spiral bevel gears 1 (spiral bevel gears 2)

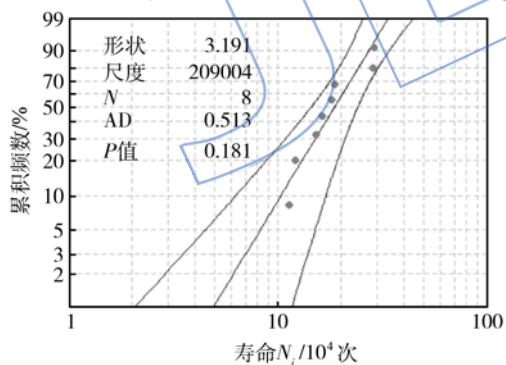


图 8 太阳轮 1(行星轮 1)的疲劳寿命分布概率图

Fig. 8 Fatigue life distribution's probability of sun gear 1 (planetary gear 1)

两参数威布尔分布的可靠度函数为

$$R = e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^m} \quad (3)$$

各齿轮的可靠度为

$$R_{b_1} = R_{b_2} = R_{b_3} = e^{-\left(\frac{t}{171794}\right)^{2.981}} \quad (4)$$

$$R_{s_1} = e^{-\left(\frac{t}{209004}\right)^{3.191}} \quad (5)$$

$$R_{p_1} = R_{p_2} = R_{p_3} = e^{-\left(\frac{t}{209004}\right)^{3.191}} \quad (6)$$

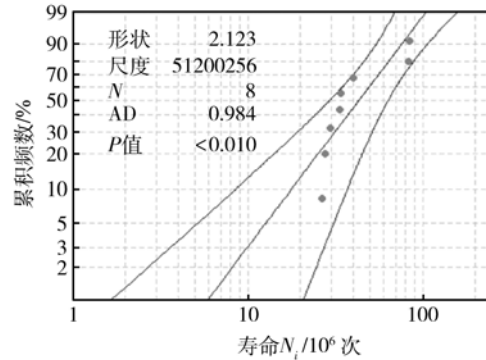


图 9 内齿圈 1 的疲劳寿命分布概率图

Fig. 9 Fatigue life distribution's probability of internal gear ring 1

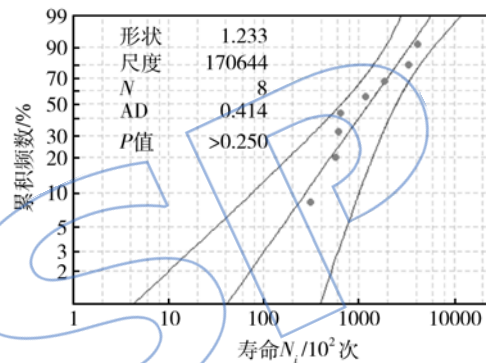


图 10 太阳轮 2(行星轮 4)疲劳寿命分布概率图
Fig. 10 Fatigue life distribution's probability of sun gear 2 (planetary gear 4)

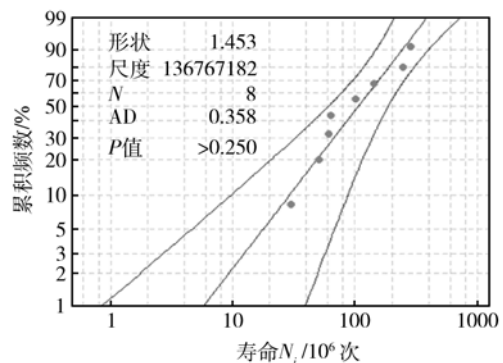


图 11 内齿圈 2 的疲劳寿命分布概率图

Fig. 11 Fatigue life distribution's probability of internal gear ring 2

$$R_{r_1} = e^{-\left(\frac{t}{51200256}\right)^{2.123}} \quad (7)$$

$$R_{s_2} = e^{-\left(\frac{t}{170644}\right)^{1.233}} \quad (8)$$

$$R_{p_4} = R_{p_5} = R_{p_6} = e^{-\left(\frac{t}{170644}\right)^{1.233}} \quad (9)$$

$$R_{r_2} = e^{-\left(\frac{t}{136767182}\right)^{1.453}} \quad (10)$$

上式中所有参数分别见图 7~图 11。

4 传动系统可靠性计算

通过对本文所研究系统进行 FMEA(失效模式与影响分析)分析^[14],得出对于本系统只有弧齿锥齿轮、太阳轮、行星轮和内齿圈会对整个系统的可靠度有较大影响,其中两个小弧齿锥齿轮并联,大弧齿锥齿轮与行星轮系串联,行星轮系第一级和第二级之间串联,每一级的行星轮之间并联。系统可靠性框图见图 12 所示。

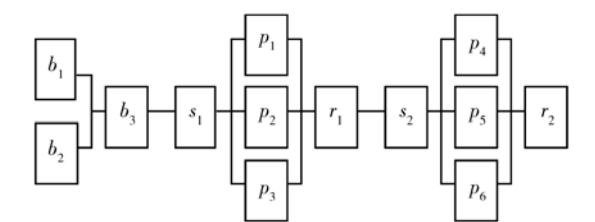


图 12 主减速器传动系统的可靠性框图

Fig. 12 Reliability diagram of main reducer transmission system

根据图 12,系统的可靠性为

$$R(t) = [1 - (1 - R_{b_1})^2] R_{b_3} \cdot R_{s_1} \cdot [1 - (1 - R_{p_1})^3] \cdot R_{r_1} R_{s_2} \cdot [1 - (1 - R_{p_4})^3] \cdot R_{r_2} \quad (11)$$

将式(4)~式(10)代入式(11)

$$R(t) = \{1 - [1 - e^{-(\frac{t}{171794})^{2.981}}]^2\} \cdot e^{-(\frac{t}{171794})^{2.981}} \cdot e^{-(\frac{t}{209004})^{3.191}} \cdot \{1 - [1 - e^{-(\frac{t}{209004})^{3.191}}]^3\} \cdot e^{-(\frac{t}{51200256})^{2.123}} \cdot e^{-(\frac{t}{170644})^{1.233}} \cdot \{1 - [1 - e^{-(\frac{t}{170644})^{1.233}}]^3\} \cdot e^{-(\frac{t}{136767182})^{1.453}} \quad (12)$$

要求该传动系统的平均故障间隔时间 MTBF(mean time between failures)为 10 000 min 时,可得传动系统可靠度 $R(10\,000) = 0.9168 = 91.68\%$ 。

5 结论

通过对某直升机主减速器传动系统进行 8 级载荷谱编制、应力谱转化、各级载荷下寿命计算、分布类型检验及可靠度计算等工作,得出以下结论:

1) 由直升机主减速器传动系统的实际载荷计算出的寿命数据得出,该系统所有齿轮上的应力都属于高周循环。

2) 用 Minitab 进行寿命数据分布检验并得到分布参数,验证了齿轮的寿命数据近似服从两参数威布尔分布。

3) 建立的级与级之间串联、每一级行星轮之间并联的两级行星齿轮传动系统的混联可靠度模型计算出的系统可靠度为 91.68%,比认为系统所有部件串联计算出的可靠度值要高,该可靠度数据更接近实际统计数据,为计算多级齿轮传动系统的可靠性提供了手段。

参考文献:

- [1] McFarland J M, Riha D S. Uncertainty quantification methods for helicopter fatigue reliability analysis [C]// Proceedings of the American Helicopter Society 65th Annual Forum, Grapevine, TX: American Helicopter Society, 2009.
- [2] McFalls M, White D, Jackson A. Fatigue life analysis of helicopter components based on usage monitoring [C]// Proceedings of the American Helicopter Society 60th Annual Forum, Baltimore, MD: American Helicopter Society, 2004.
- [3] Giglio M, Manes A, Fossati M. Fatigue life analysis of Al 8090 helicopter fuselage panels[J]. Key Engineering Materials, 2007, 348-349: 637-640.
- [4] Brown M A, Chang J H. Analytical techniques for helicopter component reliability[C]// Proceedings of the American Helicopter Society 64th Annual Forum, Montreal, Canada: American Helicopter Society, 2008.
- [5] Pulikollu R V, McDaniel R, Krishnan G. Model based fatigue life prediction for AA 7075-T651 [R]. Huntsville, AL: American Helicopter Society International Condition Based Maintenance Specialists Meeting, 2009.
- [6] 杨芳芳. 涡轮起动机齿轮传动系统动载分析与寿命预估 [D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
YANG Fangfang. Dynamic load analysis and life prediction of the turbine starter transmission system [D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007. (in Chinese)
- [7] Savage M, Paridon C A, Coy J J. Reliability model for planetary gear trains[J]. Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 1983, 105: 291-297.
- [8] Rao S S. Reliability analysis and design of epicyclic gear trains [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1979, 101 (3): 625-632.
- [9] 胡青春, 段福海, 吴上生. 封闭行星齿轮传动系统的可靠性研究[J]. 中国机械工程, 2007, 18(2): 146-149.
HU Qingchun, DUAN Fuhai, WU Shangsheng. Research on reliability of closed planetary transmission systems[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(2): 146-149. (in Chinese)
- [10] 郭耀斌, 张文明, 张国芬. 基于蒙特卡罗法的螺旋锥齿轮接触疲劳可靠性分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4): 157-159.
GUO Yaobin, ZHANG Wenming, ZHANG Guofen. Contact fatigue reliability analysis of spiral bevel gear based on Monte-Carlo[J]. Transactions of the Chinese Society of

- Agricultural Machinery, 2008, 39(4): 157-159. (in Chinese)
- [11] Chaari F, Fakhfakh T, Haddar M. Dynamic analysis of a planetary gear failure caused by tooth pitting and cracking [J]. Journal of Failure Analysis and Prevention, 2006, 6(2): 73-78.
- [12] 吕文林, 金家楣, 宋乐民. 伴有高频振动情况折叠传动轴疲劳寿命可靠度计算[J]. 机械科学与技术, 1994(3): 79-83
- LÜ Wenlin, JIN Jiamei, SONG Lemin. Calculating the fatigue life and reliability of folding transmission shaft with high frequency vibration[J]. Mechanical Science and Technology, 1994(3): 79-83. (in Chinese)
- [13] 徐灏, 蔡春源, 严隽琪. 机械设计手册[M]. 2版. 北京: 机械工业出版社, 2003.
- [14] Rhee S J, Ishii K. Using cost based FMEA to enhance reliability and serviceability[J]. Advanced Engineering Informatics, 2003, 17(3-4): 179-188.