

某艇航空型行星减速器可靠度分析

(哈尔滨船舶锅炉透平研究所) 裘大成

〔提要〕本文介绍了一种具有可靠度合理,且结构紧凑的行星减速器。对行星减速器齿轮零件、系统和轴承的可靠度作了较详细的分析。

关键词: 减速齿轮 可靠度分析

一、系统的可靠度概念

在可靠性工程中,系统指的是由若干零件有机地结合起来为完成某一功能的综合体,可靠度是零件或系统在规定条件下和规定时间内能正常工作的概率。因此,系统的可靠度取决于两个因素,一是零件本身的可靠度,另一个是它们结合起来的方式。零件结合的基本形式有两种,即串联系统与并联系统。

串联系统:设系统失效时间随机变量为 Y ,相应地各零件为 Y_i ,则串联系统的可靠性数学模型为:

$$R(Y) = \prod_{i=1}^n R_i(Y)$$

并联系统:同理其系统的可靠度为:

$$R(Y) = 1 - F_s(Y) = 1 - \prod_{i=1}^n [1 - R_i(Y)]$$

式中 $F_s(Y)$ 为系统失效概率

受力另件的可靠度可由强度应力干涉理论与其连系方程来决定,设强度(S)、载荷(L)均为随机变量,其概率密度函数为 $f(S)$ 与 $g(L)$,则可靠度实质上就是受力零件的强度与负荷互相干涉,强度比负荷大的概率,

即 $R = P(S \geq L) = P(S - L > 0)$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} g(L) \left[\int_L^{\infty} f(S) dS \right] dL = \int_{-\infty}^{\infty} G(L) f(S) dS$$

若强度与负荷均服从正态分布,

$$\text{则: } f(S) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_s} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{S - \mu_s}{\sigma_s} \right)^2 \right]_{-\infty < S < \infty}$$

$$g(L) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_L} \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{L - \mu_L}{\sigma_L} \right)^2 \right]_{-\infty < L < \infty}$$

μ 与 σ 均为相应的平均值与标准差

引入新的随机变量 $Y = S - L$ 则 Y 亦服从正态分布

$$h(Y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_Y} \left\{ \exp \left[-\frac{1}{2} \left(\frac{Y - \mu_Y}{\sigma_Y} \right)^2 \right] dy \right\}$$

式中

$$\mu_Y = \mu_s - \mu_L \quad \sigma_Y = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_L^2}$$

则零件的可靠度 $R = P(Y \geq 0) = \int_0^{\infty} h(Y) dy$

或
$$R = \frac{1}{2\pi} \int_{H_1}^{\infty} \exp \left(-\frac{H^2}{2} \right) dH$$

H 为正态标准变量

H_1 为积分下限
$$H_1 = \frac{\mu_Y}{\sigma_Y} = - \left[\frac{\mu_s - \mu_L}{\sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_L^2}} \right]$$

二、本行星减速器各齿轮零件的可靠度

传动线图由图 1 示出

符号: i 传动比

m 模数

M 扭矩

A 中心距

λ 行星轮数

k_s 动负荷系数

K 内传动比

n 转数

d 直径

α 压力角

Y 齿形系数

k_H 行星轮负荷不均系数

Z 齿数

T 功率

B 齿宽

ζ 移距系数

k_t 应力集中系数

下标: 1-级 2=级

1 太阳轮 2 齿环 3 行星架 4 行星轮

计算公式:

$$\text{承荷弯曲应力 } \mu_{L_b} = \frac{\beta M}{A I_3}$$

$$\beta = \frac{k_t k_s (i \pm 1)}{i m \cos \alpha y}$$

$$\text{承荷齿面剥伤应力 } \mu_{L_w} = \frac{\sigma}{A} \sqrt{\frac{M}{B}}$$

式中

$$Y = 0.59 \left(\frac{i \pm 1}{i} \right) \left[\frac{(i \pm 1) E k_t k_s}{\sin 2\alpha} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$M = 97500 \frac{T k_H}{n \lambda} \quad E \text{ 为弹性模数}$$

负号用于内啮合传动

许用强度抗弯:
$$[\mu_{L_b}] = \frac{S \text{ 材料极限强度}}{2.5 \times k_s}$$

抗剥伤:
$$[\mu_{L_w}] = 310 R_s$$

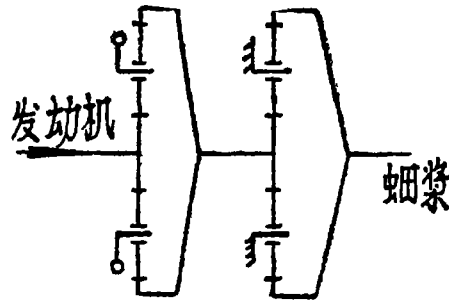


图 1 传动线图

表 1

		$C_T=0.05$				$C_T=0.1$			
		$C_a=0.01$	0.02	0.03	0.04	0.01	0.02	0.03	0.04
S_1	R_{1b}	/	/	/	/	/	/	/	/
	R_{1w}	/	/	/	/	/	/	/	/
P_1	R_{2b}	/	/	/	/	/	/	/	/
	R_{2w}	/	/	/	/	/	/	/	/
I_1	R_{3b}	/	/	/	/	/	/	/	/
	R_{3w}	0.98124	0.98105	0.98077	0.9803	0.97586	0.97558	0.97529	0.97476
S_2	R_{4b}	/	/	/	/	/	/	/	/
	R_{4w}	/	/	/	/	/	/	/	/
P_2	R_{5b}	/	/	/	/	/	/	/	/
	R_{5w}	/	/	/	/	/	/	/	/
I_2	R_{6b}	/	/	/	/	/	/	/	/
	R_{6w}	0.999789	0.999842	0.999776	0.999776	0.999663	0.999663	0.999649	0.999638

波动系数:

$$C_M^2 = \frac{C_T^2 + C_a^2}{1 + C_a^2}$$

$$C_{Lb}^2 = \frac{C_B^2 + C_A^2 + C_M^2}{1 + C_A^2 + C_B^2}$$

$$C_{Lw}^2 = \frac{C_B^2 + C_M^2 + 4C_A^2}{4 + C_M^2 + 4C_A^2}$$

已知参数与计算结果

$$M_{11} = 4782.5 \text{ kgcm}$$

$$M_{14} = 4450 \text{ kgcm}$$

$$M_{12} = 13588.5 \text{ kgcm}$$

$$M_{21} = 13588.5 \text{ kgcm}$$

$$M_{24} = 10766.19 \text{ kgcm}$$

$$M_{22} = 37785.38 \text{ kgcm}$$

$$n_{11} = 10650 \text{ rpm}$$

$$n_{12} = n_{21} = 3710 \text{ rpm}$$

$$n_{22} = 1280 \text{ rpm}$$

$$i_0 = 8.323$$

$$K_1 = 2.87$$

$$K_2 = 2.9$$

$$d_{11} = 11.47 \text{ cm}$$

$$b_{14} = 10.73 \text{ cm}$$

$$d_{12} = 32.93 \text{ cm}$$

$$d_{21} = 15.9 \text{ cm}$$

$$d_{24} = 15.127 \text{ cm}$$

$$d_{22} = 46.16 \text{ cm}$$

$$Z_{12} = 31$$

$$Z_{14} = 29$$

$$Z_{12} = 89$$

$$Z_{21} = 41$$

$$Z_{24} = 39$$

$$Z_{22} = 119$$

$$B_1 = 4.4 \text{ cm}$$

$$B_2 = 8 \text{ cm}$$

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$m_1 = 0.37 \text{ cm}$$

$$m_2 = 0.388 \text{ cm}$$

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 28^\circ$$

$$\zeta_{11} = \zeta_{21} = -0.05$$

$$\zeta_{14} = \zeta_{24} = +0.05$$

$$k_{t1} = 1$$

$$k_{v1} = 1.6$$

$$k_{t2} = 1.03$$

$$k_{v2} = 1.3$$

$$A_1 = 11.1 \text{ cm}$$

$$A_2 = 15.514 \text{ cm}$$

转速波动系数取四档: $C_n = 0.01, 0.02, 0.03, 0.04$

功率波动系数取二档: $C_p = 0.05, 0.1$

$$C_A = 0.01$$

$$C_B = 0.01$$

$$S \text{ 极限强度} = 11000 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{轮齿齿面硬度 } R_c = 62$$

$$\mu_{s, b_1} = 2750 \text{ kg/cm}^2$$

$$\mu_{s, b_2} = 4400 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{s, b_1} = 275 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{s, b_2} = 440 \text{ kg/cm}^2$$

$$\mu_{s, w_1} = \mu_{s, w_2} = 19920 \text{ kg/cm}, \quad \sigma_{s, w_1} = \sigma_{s, w_2} = 1992 \text{ kg/cm}^2$$

计算结果如表 1, 表中 $S_1 P_1 I_1$ 为一级太阳轮、行星轮、齿环, $S_2 P_2 I_2$ 为二级太阳轮、行星轮、齿环, 其抗弯曲可靠度相应为 $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, R_7$, 其抗齿面剥伤可靠度相应为 $R_{1w}, R_{2w}, R_{3w}, R_{4w}, R_{5w}, R_{6w}$, 当零件可靠度大于 0.9999 时, 表中不列入。

三、本行星减速器齿轮系统可靠度

由传动线图可知本系统框图如图 2

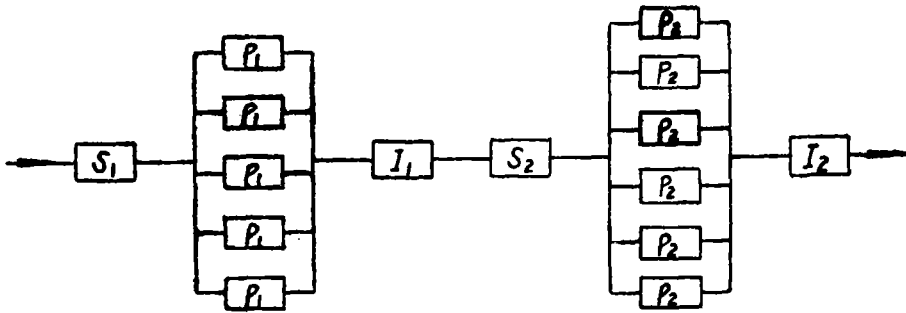


图 2 行星减速齿轮系统框图

因为太阳轮、行星轮、齿环三个构件, 如果不是都处于工作状态, 就不可能传递功率, 所以对单级行星轮系来说, 太阳轮、行星轮、齿环应构成串联系统, 而几个行星则可看成并联系统, 即对第一级其可靠度应为 $R' = R_1 [1 - (1 - R_2)^5] R_3$, 同理对第二级应为 $R'' = R_4 [1 - (1 - R_5)^6] R_6$, 而第一级与第二级亦为串联系统, 所以整个齿轮系统的可靠度应为:

$$R = R' R'' = R_1 R_3 R_4 R_6 [1 - (1 - R_2)^5] [1 - (1 - R_5)^6]$$

计算结果如表 2

表 2

	$C_T = 0.05$				$C_T = 0.1$			
	$C_n = 0.01$	0.02	0.03	0.04	0.01	0.02	0.03	0.04
R	0.98103		0.98055		0.97525		0.97495	
		0.98089		0.98		0.97525		0.9744

本行星减速器第一级完全通用原航空减速器, 第二级则以航空减速器为设计母型而重新设计的, 但采用了不同的传动线图, 如果仍采用原航空减速器的传动线图, 其齿轮零件与齿轮系

统的可靠度计算如下:

$$i_0 = 1 + K_1 + K_1 K_2 \text{ 则得}$$

$$n_{13} = 5503.28 \text{ rpm}$$

$$(n_{14})_{\text{相对}} = 5882.8 \text{ rpm}$$

$$n_{14} = 11386.09 \text{ rpm}$$

$$\therefore M_{14} = 8614.83 \text{ kgcm}$$

零件的可靠度如表 3

表 3

		$C_T = 0.05$				$C_T = 0.1$			
		$C_a = 0.01$	0.02	0.03	0.04	0.01	0.02	0.03	0.04
P_1	R_{2b}	0.996513	0.996319	0.996034	0.993473	0.990409	0.990097	0.98956	0.9887
	R_{2w}	0.8936	0.8929	0.8920	0.8907	0.8790	0.8782	0.8774	0.8761

其他齿轮零件 $S_1 I_1 S_2 P_2 I_2$ 的可靠度 $R_{1b}, R_{3b}, R_{4b}, R_{5b}, R_{6b}, R_{1w}, R_{3w}, R_{4w}, R_{5w}, R_{6w}$ 均大 0.9999, 表中未列入。其相应的齿轮系统的可靠度为(表 4):

表 4

		$C_T = 0.05$				$C_T = 0.1$			
		$C_a = 0.01$	0.02	0.03	0.04	0.01	0.02	0.03	0.04
R		0.981		0.98053		0.97522		0.97492	
			0.98087		0.9799		0.97522		0.9743

若各齿轮零件如按等可靠度设计, 设为 $R_i = 0.999$, 则本行星减速器尺寸重量变化可计算如下, 因 $R_i = 0.999$, 则齿轮系统可靠度 $R = 0.994 \therefore H_1 = 3.1$

$$\text{由} \quad H_1 = -\frac{\mu_{sw} - \mu_{LW}}{\sqrt{\sigma_{sw}^2 + \sigma_{LW}^2}}$$

可得:

$$\mu_{LW} = \frac{\mu_{sw} \pm [-\mu_{sw}^2(1 - H_1^2 C_{sw}^2)(1 - H_1^2 C_{LW}^2) + \mu_{sw}^2]^{\frac{1}{2}}}{1 - H_1^2 C_{LW}^2}$$

又由

$$B_1 = \left[\frac{\gamma_1 M_{11}^{\frac{1}{2}}}{A_1 \mu_{LW}} \right]^2 \quad B_2 = \left[\frac{\gamma_2 M_{22}^{\frac{1}{2}}}{A_2 \mu_{LW}} \right]^2$$

可得

$$\left[\frac{1 + K_1}{4K_1^2} \right]^2 d_{12}^3 = \left[\frac{\gamma_1 M_{12}^{\frac{1}{2}}}{\mu_{LW}} \right]^2$$

$$\left[\frac{1 + K_2}{4K_2^2} \right]^2 d_{22}^3 = \left[\frac{\gamma_2 M_{22}^{\frac{1}{2}}}{\mu_{LW}} \right]^2$$

代入上节各已知参数可得:

$$d_{11} = 12.21 \text{ cm}$$

$$Z_{11} = 33$$

$$B_1 = 6$$

$$d_{12} = 35.15 \text{ cm}$$

$$Z_{12} = 95$$

$$\begin{array}{lll}
 d_{14} = 11.47\text{cm} & Z_{14} = 31 & \\
 d_{21} = 17.56\text{cm} & Z_{21} = 45 & B_2 = 8 \\
 d_{22} = 50.828\text{cm} & Z_{22} = 131 & \\
 d_{24} = 16.634\text{cm} & Z_{24} = 43 &
 \end{array}$$

与本行星减速器比较可知直径增加40mm，长度增加15mm，重量约增加50kg，虽然仍可满足设计任务书的最大限制值，但一二级齿轮零件均不能通用原航空减速器，增加了制造成本，延长了研制周期。

四、其他零件的可靠度

输入轴与输出轴的可靠度均大于0.9999，计算过程从略。

滚动轴承的可靠度：

轴承分布如图3

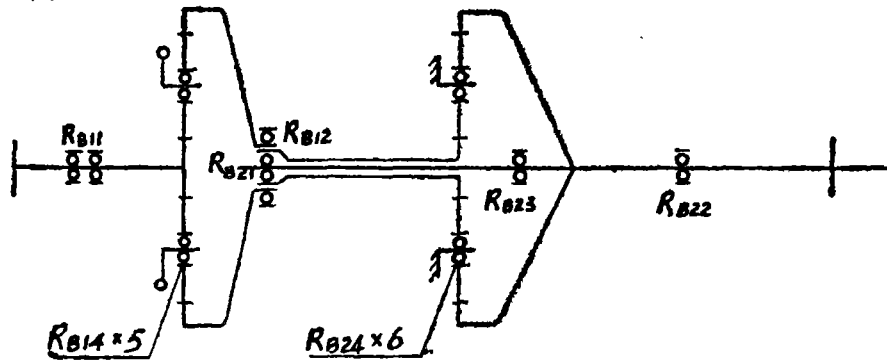


图 3 轴承分布图

根据原航空减速器检修统计， R_{B11} 、 R_{B12} 、 R_{B21} 、 R_{B23} 、 R_{B22} 、从未发现磨损、 R_{B14} 、 R_{B24} 、也很少磨损，磨损率约小于0.05，本行星减速器的轴承，以 R_{B14} 工作条件最为恶劣，与原航空减速器相比较，由于消除了转动行星架的离心力作用使工作条件有所改善，因此磨损的可能性更小，滚动轴承又系外购成品件，拆检发现磨损即可更换新轴承，因此滚动轴承的可靠度应改考虑可维护度的影响，可以近似地用航空减速器轴承磨损的百分数为失效率，认为可维护度为1，应用马尔科夫过程来计算它的可靠度。现对轴承 R_{B14} 、 R_{B24} 的可靠度计算分析如下：

以 $S(1)$ 为轴承完好时减速器状态， $F(2)$ 为轴承磨损时减速器状态，则 P_{12} 为从状态 $S(1)$ 转移到 $F(2)$ 的概率，即失效率或轴承磨损率为0.04， P_{21} 为经过更换新轴承从状态 $F(2)$ 转移到 $S(1)$ 的概率，即可维护度为1， P_{22} 为不能维修的概率等于零， P_{11} 为完好率等于1-0.04，按马尔科夫过程的原理，以上的状态转移可用以下概率矩阵表示

$$P = \begin{array}{c} S \\ F \end{array} \begin{pmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{pmatrix}$$

即

$$P = \begin{array}{c} S \\ F \end{array} \begin{pmatrix} 1-0.04 & 0.04 \\ 1 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\text{求特征向量值: } (x_1 x_2) \begin{pmatrix} 1-0.04 & 0.04 \\ 1 & 0 \end{pmatrix} = (x_1 x_2)$$

$$\therefore x_1 = \frac{1}{1+0.04} = 0.961538$$

$$x_2 = \frac{0.04}{1+0.04} = 0.038461$$

可得 $R_{B_{14}}$ 、 $R_{B_{24}}$ 轴承的可靠度为0.998461, 其他轴承的可靠度可取为0.999。

除五个一级行星轮轴承 $R_{B_{14}}$ 与六个二级行星轮轴承 $R_{B_{24}}$ 与齿轮系统为并联外, 其他各轴承及输入轴、输出轴均为串联, 所以以上各零件对齿轮系统可靠度的影响为:

$$(0.9999)^2(0.999)^9[1 - (1 - 0.998461)^5][1 - (1 - 0.998461)^6] = 0.993816$$

五、结 语

通过以上分析计算, 可以得出以下看法与结论:

1. 该行星减速器抗弯曲强度故障能力高于抗齿面剥伤故障能力, 其齿轮系统可靠度为98%

2. 滚动轴承对可靠度的影响, 约降低0.6%。

3. 当转速波动大于2%, 功率波动大于5%时, 可靠度约降低1.5%。

4. 与原航空减速器相比较, 系统可靠度基本相同, 但零件可靠度较原机为高, 如采用原机传动线图, 第一级行星齿轮齿面易于形成齿面剥伤故障源, 而本减速器则消除了这一因素。

5. 如各齿轮零件按等可靠度99.9%进行设计, 则齿轮系统可靠度可提高1.5%, 但尺寸约增加40mm, 重量约增加50kg, 且消失了与原机通用性良好的优点。

综上所述, 本行星减速器是一具有合理可靠度与十分紧凑的设计。

参 考 文 献

- [1] Haugen E.B. Probability meehanical design
- [2] Kapur K.C. Reliability on engineering design
- [3] 王时任、陈继平: 可靠性工程概论
- [4] S.S.Sao Aprobability approach to design of gear chain
- [5] B.A. Даброборьск
- [6] 裘大成: 原Au-20差动轮系用于舰艇的技术分析

POWER TRANSMISSION

1. Reliability analysis of an aero-type epicyclic reduction gearing for marine useQiu Dacheng, Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute(1)
Synopsis

An epicyclic reduction gear with reasonable reliability and compact configuration is described in this paper. A detailed analysis of its gear parts, transmission system and bearings is given in this paper.

2. Multiple convoluted couplings.....Wang Zhaofu(8)
Synopsis

This paper describes a new type of high performance multiple convoluted flexible couplings developed by Zurn Industries Inc. in the early 80's. This type of couplings not only retains all the features of the original all-metal diaphragm flexible couplings, but additionally provides such features as linear axial rigidity and large axial displacement characteristics, which are conducive to better solving the axial vibration problem.

STEAM TURBINES

3. Microcomputer program controlled automatic speed increasing system for steam turbines
.....Su Rongpei, Gao Jinshen, Ye Daoyi, Xu Jiyu] Harbin polytechnical
Institute

Yang Huanyi, Lu Zongqi, Zhao Hong, Fu Chuenxiang Harbin Steam
Turbine Plant(16)

Synopsis

A microcomputer program controlled automatic speed increasing system for steam turbines, developed through the joint research efforts of Harbin Polytechnical Institute and Harbin Steam Turbine Plant, has been successfully tested on a 50,000 kw steam turbine. The intended objective has been attained, resulting in an enhanced automatic operation for steam turbines.

GAS TURBINES

4. Gas turbines in miscellaneous oil and gas field applicationsJi Guimin(23)
Synopsis

This paper gives a brief description of gas turbine applications and their related characteristics in oil and gas field, with special emphasis on combined heat and power installations featuring waste heat recovery. The possible uses of gas turbines in domestic oil and gas fields were reported, and the existence of important potential market for such gas turbines predicted.

5. An intercooled regenerative Rolls-Royce Spey gas turbine.....(29)
6. FFG 7 class frigate and DD 963 class destroyer marine gas turbine propulsion systems maintenance and operational training facility.....(34)
7. Daihatsu TS-01(A) gas turbine.....(38)

BOILERS