

70kN 液压绞纲机主轴的可靠性设计

周 华

(上海水产大学工程技术学院, 200090)

摘 要 本文对液压绞纲机的主轴进行了可靠性设计。可靠性设计法可以定量地回答机械产品在工作过程中的失效概率或可靠度,从而可以弥补常规设计法的不足。设计结果表明,该轴最危险截面直径取160mm就足够了,而非按常规设计的轴径为200mm。因此,采用可靠性设计方法可以得到既经济又安全的机械产品,具有较大的使用价值。

关键词 可靠性, 主轴, 绞纲机

中图分类号 TH115

绞纲机是拖、围网渔船上最主要的捕捞机械装置之一。与七十年代的绞纲机相比,80年代以来的绞纲机的绞拉力增加了20%~40%,绞速增加了约7%,从而对绞纲机的综合机械性能和安全性等因素提出了更高的要求。而主轴是绞纲机的最关键零部件之一,要求有较高的工作可靠度。绞纲机作为捕捞机械,其工作特点是远离陆地,且常在险恶的捕捞条件下作业,维修等又受限制。为此,它工作的安全可靠显得尤为重要。如果可靠性不满足要求,就不能在规定的条件下有效地完成预期的工作,无论是个别零、部件的损伤,或者由于功能水平下降到允许水平之下而造成停机,都可能带来经济损失,甚至造成严重后果。而可靠性设计是80年代发展起来的一门现代机械设计理论和方法。可靠性表示产品在规定的条件下及规定的使用期限内保持规定质量指标的能力。因此,为保证绞纲机工作的可靠性,有必要对主轴采用可靠性方法进行设计。

1 条件与方法

1.1 已知条件(吴 凡 1995)

主轴材料为45*钢。主轴装配简图如图1所示。其中齿轮齿数 $Z_2 = 63$, 分度圆直径 $d_2 = 0.756\text{m}$ 。

1.2 载荷性质(吴 凡 1995)

主轴的受力简图如图2所示,绳索滚筒上钢丝绳张力 $P_3 = 70\text{kN}$, 直径 $d_{3\text{max}} = 0.7086\text{m}$, 摩

擦鼓轮上绳张力 $P_1 = 70\text{kN}$, 直径 $d_{1\text{max}} = 0.350\text{m}$ 。

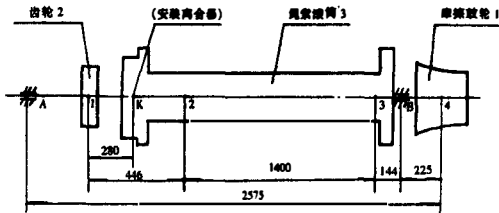


图1 主轴的装配简图

Fig. 1 Assembly drawing of the spindle

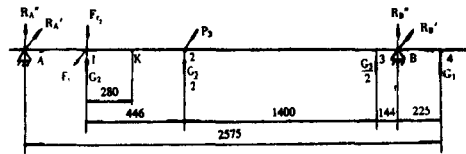


图2 轴的受力简图

Fig. 2 Load distribution of the spindle

(1)重力: $G_1 = 1.4\text{kN}$, $G_2 = 1.7\text{kN}$, $G_3 = 15\text{kN}$ 。

(2)轴上扭矩: $T_3 = \frac{1}{2}P_3d_{3\text{max}} = 24.801\text{kN}\cdot\text{m}$; $T_1 = \frac{1}{2}P_1d_{1\text{max}} = 12.250\text{kN}\cdot\text{m}$ 。

(3)齿轮的作用力: 切向 $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = 65.611\text{kN}$; 径向 $F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha = F_{t2} \cdot \text{tg}20^\circ = 23.879\text{kN}$ 。

1.3 支反力和弯矩计算

(1) P_3 作用在绳索滚筒最左端

支承 A、B 点的支反力计算。水平方向, $R_A' = \frac{-P_3 \times 1544 + F_{t2} \times 1990}{2350} = 9.568\text{kN}$,

$$R_B' = \frac{F_{t2} \times 360 - P_3 \times 806}{2350} = -13.957\text{kN}。$$

垂直方向, $R_A'' = \frac{G_2 \times 1990 + G_3/2 \times 1688 - F_{r2} \times 1990 - G_1 \times 225}{2350} = -13.528\text{kN}$,

$$R_B'' = \frac{G_2 \times 360 + G_3/2 \times 3012 + G_1 \times 2575 - F_{r2} \times 360}{2350} = 7.749\text{kN}。$$

合力, $R_A = \sqrt{R_A'^2 + R_A''^2} = 16.569\text{kN}$, $R_B = \sqrt{R_B'^2 + R_B''^2} = 15.964\text{kN}$ 。

弯矩计算。分别对 A、B、K、1、2、3 及 4 点进行水平弯矩、垂直弯矩、合成弯矩及当量弯矩的计算结果如表1所示。其中计算公式[濮良贵和纪名纲 1996, 刘鸿仪 1982]分别为

水平弯矩: $\sum M_H = 0$; 垂直弯矩: $\sum M_M = 0$; 合成弯矩: $M = \sqrt{M_H^2 + M_M^2}$; 当量弯矩: $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 。

表1 各截面弯矩计算结果(单位: $\text{kN}\cdot\text{m}$)

Tab. 1 Calculated results of the bending moment on various cross-sections of the spindle (Unit: $\text{kN}\cdot\text{m}$)

弯矩	截面						
	A	1	K	2	3	B	4
水平弯矩	0	3.444	-12.248	-21.551	2.010	0	0
垂直弯矩	0	-4.870	-2.448	-1.012	-0.600	0.315	0
合成弯矩	0	5.965	12.490	21.575	2.098	0.315	0
当量弯矩	0	15.802	19.238	21.575	2.098	0.315	0

根据以上计算结果得到如图3所示弯矩及扭矩图。

(2) P_3 作用在滚筒最右端

(3) P_1 作用在摩擦鼓轮上

以上二部分计算及作图省略(方法同前),仅将其合成弯矩及当量弯矩计算结果列于表2。

1.4 轴径的计算

轴径计算公式为 $d = \sqrt[3]{\frac{10Mca}{0.7[\sigma_{-1}]_b}}$, 其中 $[\sigma_{-1}]_b = 55\text{MPa}$ (1), 另外, 考虑到强度轴径增加7%, 则就上述三种载荷情况得轴径值如表3所示。

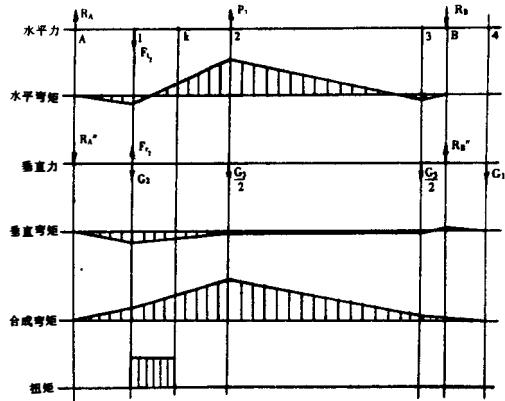


图3 弯矩及扭矩图

Fig. 3 Distribution diagram of bending moment and torque

表2 另二种工况的弯矩计算结果(单位: kN·m)

Tab. 2 Distribution of bending moment and torque under other conditions (kN·m)

工 况	弯 矩	截 面						
		A	1	K	2	3	B	4
P_3 作用在滚筒右端	合成弯矩	0	18.700	1.464	1.210	8.030	0.315	0
	当量弯矩	0	23.740	1.700	12.103	8.030	0.315	0
P_3 作用在摩擦鼓轮上	合成弯矩	0	12.349	12.799	13.197	15.525	15.758	0
	当量弯矩	0	14.309	14.700	15.047	17.126	17.336	7.227

表3 各点截面轴径计算值(单位: m)

Tab. 3 Calculated diameters of various cross-sections (m)

截面	工 况		
	P_3 作用于滚筒左端	P_3 作用于滚筒右端	P_1 作用于摩擦鼓轮
1	1.713	1.962	1.657
K	1.830	1.756	1.679
2	1.776	1.465	1.575
3	0.817	1.278	1.645
B	0.434	0.434	1.651
4			1.234

根据结构约束和上述计算结果取主轴各段轴径分别为: $d_A = 170\text{mm}$, $d_1 = 200\text{mm}$, $d_K = 220\text{mm}$, $d_2 = 200\text{mm}$, $d_3 = 180\text{mm}$, $d_B = 170\text{mm}$, $d_4 = 130\text{mm}$ 。据此, 可画出该轴结构简图如图4所示。

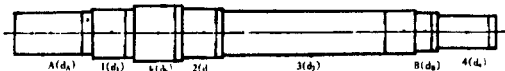


图4 主轴的结构简图

Fig. 4 Structure sketch drawing of the spindle

1.5 判断危险截面

据计算结果及该轴的结构布置,点1处截面为危险截面,其弯矩和扭矩均较大,又由于安装齿轮,该处开有键槽,故应力集中,且过盈配合亦会引起应力集中。按传统设计方法来校核该轴的强度(从略)可知,该轴非常安全。但该方法不能回答该轴到底安全到何种程度,是否一定不会发生断裂事故等问题。为说明这些生产中必须要了解的参数,只有采用可靠性设计方法。

2 主轴的可靠性强度校核[卢玉明 1989]

要求绞纲线速度 $V=30\text{m}/\text{min}$,滚筒底径为 $d_{\text{min}}=500\text{mm}$,其转速则为 $n=20\text{r}/\text{min}$ 。设主轴每年工作250天,每天7小时,设计寿命为5年,则该轴工作循环次数为 $N=250\times 5\times 7\times 20\times 60=1.05\times 10^7\geq 10^7$ 。所以,可按无限寿命用可靠性设计方法校核强度。由于起重绞纲机工作条件较恶劣,可假定其工作载荷变异系数为0.25,将各截面载荷看作随机变量,上述计算值均为其均值。

2.1 计算1点的应力

弯曲应力 $\bar{\sigma}_b = \frac{M_{w1}}{W_1} = \frac{M_{w1}}{0.1d_1^3} = \frac{1.87\times 10^7}{0.1\times (2\times 10^2)^3} = 23.38\text{MPa}$ [45.65]; $\sigma_b = \frac{0.25}{3} \times \bar{\sigma}_b = 1.95\text{MPa}$ [3.80]。

扭应力 $\bar{\tau} = \frac{T}{0.2d_1^3} = \frac{1.2\times 10^7}{0.2\times (2\times 10^2)^3} = 7.5\text{MPa}$ [14.65]; $\sigma_\tau = \frac{0.25}{3} \times \bar{\tau} = 0.625\text{MPa}$ [1.22]。

因扭矩按脉动循环变化,则平均应力 τ_m 与应力幅 τ_a 相同,即 $(\bar{\tau}_a, \sigma_{\tau a}) = (\bar{\tau}_m, \sigma_{\tau m}) = (3.75, 0.31)\text{MPa}$ [7.32, 0.61]。

2.2 计算弯扭合成应力

按形变理论计算弯扭合成应力 $\sigma = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2}$ 得平均应力和应力幅为 $\bar{\sigma}_m = \sqrt{\bar{\sigma}_{mb}^2 + 3\bar{\tau}_m^2} = \sqrt{0 + 3\times 3.75^2} = 6.50\text{MPa}$ [12.68]; $\bar{\sigma}_a = \sqrt{\bar{\sigma}_{ab}^2 + 3\bar{\tau}_a^2} = \sqrt{23.38^2 + 3\times 3.75^2} = 24.27\text{MPa}$ [47.38]。

其标准差为 $\sigma_{\sigma_m} = \left[\frac{\bar{\sigma}_{mb}^2 \cdot \sigma_{\sigma_{mb}}^2 \times 9\bar{\tau}_m^2 \sigma_{\tau_{mb}}^2}{\bar{\sigma}_{mb}^2 + 3\bar{\tau}_m^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{0 + 9\times 3.75^2 \times 0.31^2}{0 + 3\times 3.75^2} \right]^{\frac{1}{2}} = 0.54\text{MPa}$ [1.06]; $\sigma_{\sigma_a} = \left[\frac{\bar{\sigma}_{ab}^2 \cdot \sigma_{\sigma_{ab}}^2 + 9\bar{\tau}_a^2 \sigma_{\tau_a}^2}{\bar{\sigma}_{ab}^2 + 3\bar{\tau}_a^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{23.38^2 \times 1.95^2 + 9\times 3.75^2 \times 0.31^2}{23.38^2 + 3\times 3.75^2} \right]^{\frac{1}{2}} = 1.884\text{MPa}$ [3.673]。

相当合成应力 σ_F 均值及标准差 $\bar{\sigma}_F = \sqrt{\bar{\sigma}_m^2 + \bar{\sigma}_a^2} = \sqrt{6.50^2 + 24.27^2} = 25.13\text{MPa}$ [49.05]; $\sigma_{\sigma_F} = \left[\frac{\bar{\sigma}_m^2 \times \sigma_{\sigma_m}^2 + \bar{\sigma}_a^2 \times \sigma_{\sigma_a}^2}{\bar{\sigma}_m^2 + \bar{\sigma}_a^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{6.50^2 \times 0.54^2 + 24.27^2 \times 1.884^2}{6.50^2 + 24.27^2} \right]^{\frac{1}{2}} = 1.83\text{MPa}$ [3.56]。

最大工作应力 $\sigma_{\text{max}} = \bar{\sigma}_m + \bar{\sigma}_a = 6.50 + 24.27 = 30.77\text{MPa}$ [60.06]。

最小工作应力 $\sigma_{\text{min}} = \bar{\sigma}_m - \bar{\sigma}_a = 6.50 - 24.27 = -17.77\text{MPa}$ [-34.70]。

则工作应力 σ 的循环特性 γ 为: $\gamma = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{-17.77}{30.77} = -0.578$ [-0.578], 相当合成应力与

横坐标轴的夹角 θ 为: $\operatorname{tg}\theta = \frac{1-\gamma}{1+\gamma} = \frac{1+0.578}{1-0.578} = 3.739$ [3.739], 即 $\theta = 75.028^\circ$ [75.028°]。

2.3 确定循环特性 $\gamma = -0.578$ 时的材料的疲劳极限

由资料查得 45# 钢的 $\bar{\sigma}_{-1} = 254\text{MPa}$; $C_{\sigma_{-1}} = 0.08$; $\bar{\sigma}_B = 636\text{MPa}$; $C_{\sigma_B} = 0.07$, 则 $\sigma_{\sigma_{-1}} = 245 \times 0.08 = 20.3\text{MPa}$; $\sigma_{\sigma_B} = 0.08 \times 636 = 50.88\text{MPa}$ 。

$$\gamma = -0.578 \text{ 时材料的疲劳极限 } \sigma_r \text{ 为: } b = \frac{\bar{\sigma}_B^2}{\sigma_{-1}} = \frac{636^2}{254} = 1592.5; b_1 = \frac{(\bar{\sigma}_B - 3\sigma_{\sigma_B})^2}{\sigma_{-1} - 3\sigma_{\sigma_{-1}}} = \frac{(636 - 3 \times 50.88)^2}{254 - 3 \times 20.3} = 1209.9.$$

均值曲线的平均应力及应力幅为 $\bar{\sigma}_m = \frac{-\operatorname{tg}\theta \times b + \sqrt{(\operatorname{tg}\theta \times b)^2 + 4\bar{\sigma}_B^2}}{2} = \frac{-3.739 \times 1592.5 + \sqrt{(3.739 \times 1592.5)^2 + 4 \times 636^2}}{2} = 67.17\text{MPa}$ [67.17]; $\bar{\sigma}_a = \operatorname{tg}\theta \times \bar{\sigma}_m = 3.739 \times 67.17 = 251.15\text{MPa}$ [251.15]。

$(\bar{\sigma}_r - 3\sigma_r)$ 曲线的平均应力 σ_m 及应力幅 σ_a 为 $\sigma_m = \frac{-\operatorname{tg}\theta \times b_1 + \sqrt{(\operatorname{tg}\theta \times b_1)^2 + 4(\bar{\sigma}_B - 3\sigma_{\sigma_B})^2}}{2} = \frac{-3.739 \times 1209.9 + \sqrt{3.739 \times 1209.9^2 + 4 \times (636 - 3 \times 50.88)^2}}{2} = 51.07\text{MPa}$ [51.07]; $\sigma_a = \operatorname{tg}\theta \times \sigma_m = 3.739 \times 51.07 = 190.95\text{MPa}$ [190.95]。

材料相当疲劳极限均值及标准差为 $\bar{\sigma}_{lim} = \sqrt{\bar{\sigma}_m^2 + \bar{\sigma}_a^2} = \sqrt{60.17^2 + 251.15^2} = 259.98\text{MPa}$ [259.98]; $\sigma_{lim} = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_a^2} = \sqrt{51.07^2 + 190.95^2} = 197.66\text{MPa}$ [197.66]; $\sigma_{\sigma_{lim}} = \frac{\bar{\sigma}_{lim} - \sigma_{lim}}{2} = \frac{259.98 - 197.66}{2} = 31.16\text{MPa}$ [31.16]。

2.4 主轴1点剖面的疲劳极限[张祖明 1990]

1点计入应力集中系数 K_σ 、绝对尺寸系数 ϵ_σ 及表面质量系 β 的影响, 对应力幅作如下修正: $\bar{\sigma}_{ak} = \frac{\bar{\sigma}_a \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta}{k_\sigma} = \frac{251.15 \times 0.58 \times 1}{1.82} = 80.04\text{MPa}$ [81.4]; $\sigma_{ak} = \frac{\sigma_a \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta}{k_\sigma} = \frac{190.95 \times 0.58 \times 1}{1.82} = 60.85\text{MPa}$ [61.69]。

相应的平均应力为 $\bar{\sigma}_{mk} = \frac{\bar{\sigma}_{ak}}{\operatorname{tg}\theta} = \frac{80.04}{3.739} = 21.41\text{MPa}$ [21.70]; $\sigma_{mk} = \frac{\sigma_{ak}}{\operatorname{tg}\theta} = \frac{60.85}{3.739} = 16.27\text{MPa}$ [16.50]。

则该剖面相当疲劳极限的均值及标准差为 $\bar{\sigma}_{limk} = \sqrt{\bar{\sigma}_{mk}^2 + \bar{\sigma}_{ak}^2} = \sqrt{21.41^2 + 80.04^2} = 82.85\text{MPa}$ [83.99]; $\sigma_{limk} = \sqrt{\sigma_{mk}^2 + \sigma_{ak}^2} = \sqrt{16.27^2 + 60.85^2} = 62.99\text{MPa}$ [63.86]; $\sigma_{\sigma_{limk}} = \frac{\bar{\sigma}_{limk} - \sigma_{limk}}{3} = \frac{82.85 - 62.99}{3} = 6.62$ [6.71]。

2.5 计算主轴1点剖面的可靠度

一般情况下, 应力及强度均为正态分布, 由以上计算结果得: 工作应力 $(\bar{\sigma}_F, \sigma_{\sigma_F}) = (25.13,$

1.83) [49.05, 3.56]; 疲劳极限 $(\bar{\sigma}_{lim k}, \sigma_{olim k}) = (82.85, 6.62)$ [83.99, 6.71], 则由可靠性联结

$$\text{方程 } Z_R = \frac{\bar{\sigma}_{lim k} - \bar{\sigma}_F}{\sqrt{\sigma_{olim k}^2 + \sigma_{\sigma_F}^2}} = \frac{82.85 - 25.13}{\sqrt{6.62^2 + 1.83^2}} = 8.399983 [4.599849].$$

查正态分布表, 可得该轴1点剖面的可靠度 $R \approx 1$, 这说明该轴非常可靠。从一般意义上讲, 对于船舶、起重设备, 可靠度取 $R = 0.999$ 就足够了, 那样的话, 该轴危险剖面的尺寸设计过于保守, 这也是目前一般设计通常采用的方法。事实上, 对于本例若取1点轴径 $d_1 = 160\text{mm}$, 对其可靠性强度校核过程再计算一遍, 计算结果则列于中括号内, 其可靠度也达到 $R = 0.99999778$, 说明该轴1点剖面仍具有足够高的可靠度。

3 结果与讨论

从以上计算结果可以得出结论, 主轴1点截面直径取160mm 就有很高的可靠度。为了进一步说明问题, 将 $d_1 = 150\text{mm}$ 亦按上述过程计算了一遍, 可得其 $Z_R = 3.086569$, 此时可靠度为 $R = 0.998965$, 显然, 它已不能满足设计可靠度要求。由此说明, $d_1 = 160\text{mm}$ 是能保证可靠性指标的最小尺寸。

从经济性看, 机器或机械产品存在着一个最佳可靠度, 即机器的制造和使用的总费用为最少的可靠度[卢玉明 1989]。由本文的计算得知, 绞纲机主轴危险截面直径取160mm 即可, 而非按常规设计的200mm, 从而可节省材料达20%, 其经济性和使用价值是显而易见的。

参 考 文 献

- 卢玉明. 1989. 机械零件的可靠性设计. 北京: 高等教育出版社. 19~20; 416~459.
 刘鸿仪. 1982. 材料力学(第二版). 北京: 高等教育出版社. 92~205.
 张祖明. 1990. 机械零件强度的现代设计方法. 北京: 航空工业出版社. 12~40.
 濮良贵, 纪名纲. 1996. 机械设计. 北京: 高等教育出版社. 364~378.

RELIABILITY DESIGN OF THE SPINDLE OF THE 70KN HYDRAULIC WINCH

ZHOU Hua

(College of Engineering & Technology, SFU, 200090)

ABSTRACT Reliability designology can deal with the failure probability under working conditions of machine products and therefore compensate for the shortcomings of traditional method. The reliability design of the spindle of the hydraulic winch is discussed in this paper. Case study shows that the diameter of the critical cross-section can be reduced from 200mm to 160mm, and that the reliability design possesses even more economy and safety than that of traditional method.

KEYWORDS reliability, spindle, hydraulic winch