

# 提升机筒壳强度的可靠性设计

于 红<sup>1</sup>, 李阳星<sup>2</sup>, 曹 贺<sup>2</sup>

(1. 七台河矿业精煤集团有限责任公司, 黑龙江 七台河 154600; 2. 黑龙江科技学院, 黑龙江 鸡西 158105)

**摘 要:**筒壳是提升机主要承力部件之一,也是关系到提升设备能否正常运行的最重要的部件之一,对其进行可靠性设计,可以保证筒壳在寿命期内安全可靠地运行。将应力和强度均假设服从对数正态分布,对卷筒的自由筒壳区进行了可靠性设计,并附有应用实例。

**关键词:**提升机; 强度; 可靠性设计

**中图分类号:**TD53; TH123

**文献标识码:**A

## 1 前言

筒壳是提升机主轴装置中的最重要的组成部分之一。在提升机筒壳上有以下几种外载荷:①尚未缠到卷筒上的钢丝绳弦拉力,它使卷筒整体弯曲和扭转;②已缠到卷筒上的钢丝绳圈对筒壳产生的径向压缩力;③闸瓦作用力以及制动摩擦热造成的热胀力;④缠到卷筒上的钢丝绳及卷筒本身的重力,以及主轴挠曲使筒壳产生的附加力;⑤卷筒产生的离心力等。因卷筒直径大,卷筒的截面惯性矩和极惯性矩都很大,由第①项荷载引起的筒壳应力很小,可以忽略不计,而第③、④、⑤项的影响也可忽略,只是第②项具有重要意义,缠绕绳圈对筒壳的压缩力使筒壳产生径向压缩应力,一般高达 100 MPa 以上,所以筒壳是提升机主要承力部件之一。筒壳正常工作与否,直接关系到提升设备能否正常工作,因此对其强度进行可靠性设计就显得更加有意义。

## 2 自由筒壳区的常规强度校验

在进行卷筒强度计算时,要把卷筒分为 3 个区域:①自由筒壳区,即不受支撑影响的区域;②受支轮支撑影响的区域;③受支环支撑影响的区域,由于滑动摩擦功率损耗所作的计算与分析,结果简单明了,可作为带传动设计与使用时的参考。

**参考文献:**

- [1] 邱宣怀. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997.
- [2] G. 尼曼, H. 温特尔, 张海明译. 机械零件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [3] 刘雍德. 计算带传动弹性滑动角的简易方法[J]. 机械传动, 1997,

3 个区域的计算方法相似。所以,下面仅以自由筒壳区为例,讨论其强度计算问题。

在绳圈均布载荷作用下,筒壳自由段的压缩强度条件为<sup>[1]</sup>压缩应力

$$S = \frac{TC}{\delta t} \leq r \quad (1)$$

式中  $T$ ——钢丝绳最大静张力, N;

$\delta$ ——筒壳厚度, mm;

$t$ ——绳圈间距, mm;

$r$ ——筒壳的许用压缩应力,一般对于 16 Mn,  $r = 182 \text{ MPa}$ ;

$C$ ——钢丝绳拉力降低系数,

$$C = \frac{E\delta t}{E\delta t + 0.5\alpha E_s F_s} \quad (2)$$

$E$ ——筒壳材料的弹性模数,  $E = 2 \times 10^5 \text{ MPa}$ ;

$\alpha$ ——变形修正系数,对于筒壳中部自由筒壳区,  $\alpha = 1$ ;

$E_s$ ——钢丝绳的弹性模数,  $E_s = 0.75 \sim 1.5 \text{ MPa}$ ;

$F_s$ ——钢丝绳中所有钢丝的横截面积,  $\text{mm}^2$ 。

当满足式(1)时,即称为满足强度条件,否则为

(4) 48-49.

**作者简介:**陈长生(1956-),浙江杭州人,高级讲师,教研室主任,1986年毕业于浙江大学机械制造工艺与设备专业,主要从事机械设计、CAD的教学与研究工作,已出版教材发表论文章多篇。

收稿日期 2003-04-07

## The calculation and analysis of creep friction power wastage in belt transmission

CHEN Chang-sheng

(Zhejiang Institute of Mechanica & Electrical Engineering, Hangzhou 310053, China)

**Abstract:** By means of the quantitative analysis of the friction and the creep velocity in belt transmission, this paper puts forward the calculation method and formulae that are based on the mechanical principle for the creep friction power wastage. It also sums up problems that should be paid attention to in designing and using for promoting the working efficiency of belt transmission by analysis of the affecting factors.

**Key words:** belt transmission; spring creep; power wastage

不满足强度条件。

### 3 自由筒壳区筒壳的可靠性设计

将应力计算式中的参数视为随机变量,结合式

(1)、式(2)得

$$S = \frac{TE}{E\delta t + 0.5\alpha E_s F_s}$$

应力  $S$  的均值和标准差分别为:

$$\mu_S = \frac{\mu_T \mu_E}{\mu_E \mu_\delta \mu_t + 0.5\alpha \mu_{E_s} \mu_{F_s}} \quad (3)$$

$$\sigma_S = \left[ \sum_{i=1}^6 \left( \frac{\partial S}{\partial x_i} \Big|_{x_i=\mu_i} \right)^2 \sigma_i^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

式中  $\mu_T, \mu_E, \mu_\delta, \mu_{E_s}, \mu_{F_s}$ ——相应参数  $T, E, \delta, E_s, F_s$  的均值;

$\sigma_i$ ——相应参数  $T, E, \delta, t, E_s, F_s$  的标准差。

对于工程中的强度可靠性设计问题,假设应力  $S$  和强度  $r$  服从对数正态分布会更加合理,即  $\ln S$  及  $\ln r$  服从正态分布。这意味着  $\ln Y = \ln r - \ln S$  也服从正态分布,其分布参数为<sup>[2]</sup>

$$\begin{cases} \mu_{\ln Y} = \mu_{\ln r} - \mu_{\ln S} \\ \sigma_{\ln Y} = \sqrt{\sigma_{\ln r}^2 + \sigma_{\ln S}^2} \end{cases} \quad (6)$$

式中  $\mu_{\ln r}, \mu_{\ln S}$ —— $\ln r, \ln S$  的均值;

$\sigma_{\ln r}, \sigma_{\ln S}$ —— $\ln r, \ln S$  的标准差。

对数正态分布参数与正态分布参数之间的关系为<sup>[2]</sup>

$$\begin{cases} \sigma_{\ln S}^2 = \ln \left[ 1 + \frac{\sigma_S^2}{\mu_S^2} \right] \\ \mu_{\ln S} = \ln \mu_S - \frac{1}{2} \sigma_{\ln S}^2 \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \sigma_{\ln r}^2 = \ln \left[ 1 + \frac{\sigma_r^2}{\mu_r^2} \right] \\ \mu_{\ln r} = \ln \mu_r - \frac{1}{2} \sigma_{\ln r}^2 \end{cases} \quad (8)$$

对数正态分布联结方程为

$$z_R = \frac{\mu_{\ln r} - \mu_{\ln S}}{\sqrt{\sigma_{\ln r}^2 + \sigma_{\ln S}^2}} \quad (9)$$

式中  $z_R$ ——联结系数。

由标准正态分布表可查得可靠度  $R = \Phi(z_R)$ ,

对于提升卷筒,一旦出现事故,修理停歇时间很长,损失重大。要求可靠度  $R > 0.99$  时才能满足要求<sup>[3]</sup>。否则要修正结构参数,直到满足可靠度要求。

### 4 计算实例

已知卷筒直径为 3 000 mm,钢丝绳张力的均值  $\mu_T = 10^5$  N,标准差  $\sigma_T = 10^4$  N,筒壳材料为 16Mn,许用应力的均值  $\mu_r = 182$  MPa,标准差  $\sigma_r = 20$  MPa,筒壳厚度的均值  $\mu_\delta = 20$  mm,其标准差  $\sigma_\delta = 2$  mm,钢丝绳直径为 37 mm,绳圈间距的均值  $\mu_t = 40$  mm,其标准差  $\sigma_t = 2$  mm,钢丝绳金属断面的均值  $\mu_{F_s} = 515$  mm<sup>2</sup>,其标准差  $\sigma_{F_s} = 51.5$  mm<sup>2</sup>,筒壳材料的弹性模量的均值  $\mu_E = 2 \times 10^5$  MPa,其标准差  $\sigma_E = 4 \times 10^4$  MPa,钢丝绳材料的弹性模数的均值  $\mu_{E_s} = 1.125 \times 10^5$  MPa,其标准差  $\sigma_{E_s} = 0.125 \times 10^5$  MPa。

由式(3)求得自由筒壳区筒壳应力的均值  $\mu_s = 105.83$  MPa,由式(4)求得其标准差  $\sigma_s = 10.807$  MPa,由式(7)求得应力正态分布参数  $\sigma_{\ln S}^2 = 0.010 4$ ,  $\mu_{\ln S} = 4.656 6$ ,由式(8)求得强度正态分布参数  $\sigma_{\ln r}^2 = 0.012 0$ ,  $\mu_{\ln r} = 5.198 0$ ,代入式(9)求得联结系数为  $z_R = 3.617 4$ ,据此求得可靠度  $R = \Phi(z_R) = 0.999 89$ 。根据已知数据求得的可靠度满足可靠性设计规定的强度要求,即给定的设计参数。

### 5 结语

可靠性设计是现代设计方法之一,它认为设计参数不是一个确定值,而是呈一定的函数分布。这与实际情况相符,它能够给出寿命期内的设备运行的可靠程度,所以结果更加有意义。但在我国可靠性设计方法不能够很好普及的主要原因是可靠性数据匮乏,有些参数的确定缺乏科学性。随着今后可靠性数据的丰富,可靠性设计必将成为产品必须采用的设计方法。

参考文献:

- [1] 孙玉荣,周法孔. 矿井提升设备[M]. 北京:煤炭工业出版社, 1995.
- [2] 周广林,李阳星,李光煜. 机械模糊可靠性优化设计理论及应用[M]. 哈尔滨:哈尔滨地图出版社, 2002.
- [3] 孟宪铎. 机械可靠性设计[M]. 北京:冶金工业出版社, 1992.

作者简介:于红(1962—),辽宁大连人,工程师,1984年毕业于黑龙江广播电视大学机械化专业,从事技术管理工作。

收稿日期 2003-03-08

## Reliability design of the intensity of elevator tube casing

YU Hong<sup>1</sup>, LI Yang-xing<sup>2</sup>, CAO He<sup>2</sup>

(1. Mining Purifying Coal Cooperation of Qitaihe, Qitaihe 154600, China;

2. Heilongjiang Institute of Science and Technology Jixi 158105, China)

**Abstract** Tube casing is one of the main force-supporting parts and is also one of the most important parts concerning whether the elevator runs normally. Its reliability design can guarantee the tube casing running safely and normally during its life. Assuming the stress and intensity subordinated to log-normal distribution, this paper presents the reliability design of free tube casing and attaches application examples.

**Key words** elevator; intensity; reliability design