

$$P = \Sigma K \dot{\lambda}_2 = 3177(N)$$

五、结论

1. 双向半螺旋式振动细筛是一种适用于细物料分级的新型设备。它具有结构简单、制造、安装、调试容易、维修点极少、分级效率高、处理能力强、与同面积的平面细筛相比, 能耗低、重量轻、占地面积小, 噪声小等特点。

2. 该筛机在远超共振状态下工作, 运行平稳可靠, 隔振效果好, 正常运转时, 即是站在离筛机 0.5 米处也无振动感。

3. 该筛机在选矿厂取代双螺旋分级机和固定细筛与球磨组成闭路磨矿, 可大大改善球磨机磨矿效果和処理能力, 并能提高精矿品位, 这为提高选矿厂精矿回收率探索出一条新路。

参考文献

- 1 闻邦椿等编著, 振动机械的理论及应用 机械工业出版社, 1982
- 2 闻邦椿等著, 振动筛 振动给料机 振动输送机的设计与调试, 化学工业出版社, 1989
- 3 张维屏主编, 机械振动学, 冶金工业出版社, 1983

柔性轴承的选择计算

燕山大学 韩晓娟 袁盛治

TH132.43

15
39-40

[摘要] 本文根据柔性轴承的特点, 引入速度系数和寿命系数, 推出按额定动负荷选择计算柔性轴承的公式。对柔性轴承的转速、负荷及寿命之间的关系进行了分析计算。介绍了按柔性轴承的工作条件确定谐波齿轮传动能力的计算方法。

关键词: 柔性轴承 额定动负荷 计算 额定负荷, 计算, 谐波齿轮传动

一、前言

柔性轴承是谐波齿轮传动装置的关键部件之一。近几年来, 谐波传动在我国有了较快的发展, 通用谐波减速器已系列化生产。由于谐波传动具有速比大的优点, 应用在高速传动场合会获得结构紧凑、体积小、重量轻的效果。但由于目前国内对柔性轴承的理论分析和试验研究不够充分, 没有建立起完善的设计计算方法, 对其实际承载能力以及在一定寿命下所能达到的极限转速尚缺乏清晰的认识。国内厂家轴承样本中所给柔性轴承的转速较低, 偏于保守, 未经详尽的理论分析和试验验证, 因此限制了谐波齿轮传动的应用。目前国内谐波传动大多应用在低速低功率场合。本文根据柔性轴承的特点, 引入速度系数和寿命系数, 进行柔性轴承的选择计算, 拟在完善柔性轴承的理论研究、扩大谐波齿轮传动的应用领域方面作一探索。

二、柔性轴承的额定动负荷

柔性轴承的结构、受力状况和运动状况均不同于普通轴承, 其工作条件较普通轴承恶劣。寿命计算公式为^[1]：

$$L_{h10} = 0.44 \times \frac{10^6}{60n} \left(\frac{c}{P} \right)^3 \quad (h) \quad (1)$$

式中: L_{h10} ——可靠度为 90% 的柔性轴承寿命, h;

n ——柔性轴承转速, r/min;

c ——柔性轴承的额定动负荷, N;

P ——柔性轴承的当量动负荷, N。

按(1)式计算轴承寿命时, 柔性轴承的额定动负荷按下式计算:

$$c = f_z^{2/3} (D_w) \quad (2)$$

部分柔性轴承参数表

轴承型号	规格 d×D×B (mm)	滚动体 直径 D _w (mm)	滚动体 数目 Z	额定动负荷 C(N)
3E809KAT ₂	45×60×9	5.556	21	9370
3E911KAT ₂	57×75×12	7.144	21	14840
3E812KAT ₂	60×80×13	7.144	23	15760
3E814KAT ₂	70×95×15	8.721	23	22380
3E815KAT ₂	75×100×15	9.525	23	26400
3E818KAT ₂	90×120×18	11.113	23	34920
3E822KAT ₂	110×150×24	12.7	23	43470
3E824KAT ₂	120×160×24	14.288	23	57020
3E826KAT ₂	130×175×30	18.256	21	80340
3E830KAT ₂	150×200×30	19.05	23	92150

式中: f_c —— 与轴承结构有关的系数;

Z —— 滚动体数目;

$f(D_w)$ —— 与滚动体直径 D_w 有关的经验函数。

根据柔性轴承的内部结构尺寸,按(2)式计算的额定动负荷值见下表。由于柔性轴承目前国内均未列入滚动轴承标准,表中采用某轴承厂产品样本中代号。

三、按额定动负荷选择柔性轴承

为使计算简捷方便,引入速度系数 f_n 和寿命系数 f_h ,由(1)式推出:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{1000/3}{n}} \quad (3)$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_{h10}}{220}} \quad (4)$$

考虑到在工作中振动和冲击对轴承负荷的影响,引入负荷系数 f_F ;对于在高温条件下工作的轴承,应引入温度系数 f_T 计及其对其寿命的影响, f_F 和 f_T 可按普通滚动轴承手册查取。引入四个系数后,在一定工作条件下所需柔性轴承的额定动负荷计算公式为:

$$C = \frac{f_n f_h f_F}{f_T} P \quad (5)$$

速度系数 f_n 与柔性轴承转速 n 的关系曲线见图1;寿命系数 f_h 与柔性轴承寿命 L_{h10} 的关系曲线见图2。

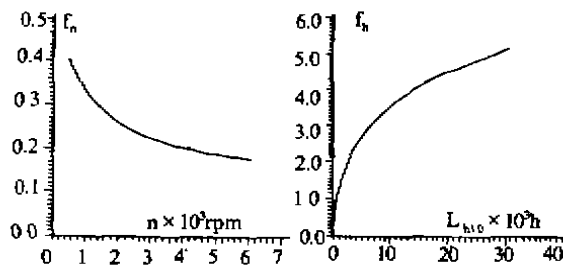


图1 速度系数曲线

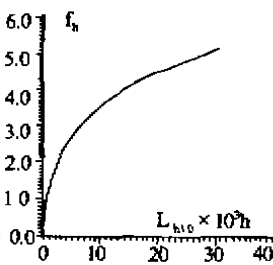


图2 寿命系数曲线

柔性轴承的当量动负荷按下式计算:

$$P = 0.483 \frac{f_F}{f_T} \cdot \frac{T}{d_1} \quad (6)$$

式中: T —— 柔轮输出转矩, N.mm;

d_1 —— 柔轮分度圆直径, mm。

四、柔性轴承转速对谐波传动承载能力的影响

根据前表中所给轴承尺寸,可取 $D_w = 0.09 d_1$, $Z = 23$,代入(2)式中,有:

$$C = f_c \times 23^{2.3} \times f(0.09 d_1) \quad (7)$$

把(6)、(7)两式代入(1)式中:

$$L_{h10} = 0.44 \times \frac{10^6}{60n} \left[\frac{f_c \times 23^{2.3} \times f(0.09 d_1) \times f_T \times d_1}{0.483 \times f_F \times T} \right]^3 \quad (8)$$

当柔性轴承的工作条件一定,即转速、寿命确定时,谐波传动所能传递的扭矩值为:

$d_1 \leq 280$ mm 时

$$T = 42.7 \times \frac{f_c f_T d_1^{2.8}}{f_F \sqrt[3]{n L_{h10}}} \quad (\text{N.mm}) \quad (9)$$

$d_1 > 280$ mm 时

$$T = 407.6 \times \frac{f_c f_T d_1^{2.4}}{f_F \sqrt[3]{n L_{h10}}} \quad (\text{N.mm}) \quad (10)$$

式中系数 f_c 与轴承的内、外圈沟曲率半径系数 f_1 、 f_2 及轴承的结构尺寸系数 r 有关^[2],对于柔性轴承,其滚动体直径与其套圈滚道曲率半径间的几何关系和普通轴承相同,即 $f_1 \approx f_2 \approx 0.52$ 。柔性轴承的结构尺寸系数 $r = 0.0977 \sim 0.1197$,经计算,相应的 $f_c = 5.632 \sim 5.857$,取其平均值;取温度系数 $f_T = 1$;载荷系数 $f_F = 1.4$,得出 $f_c f_T / f_F = 4.11$,代入(10)式中可得出按柔性轴承计算谐波齿轮传动承载能力的基本公式:

$d_1 \leq 280$ mm 时

$$T = 175.5 \times \frac{d_1^{2.8}}{\sqrt[3]{n L_{h10}}} \quad (\text{N.mm}) \quad (11)$$

$d_1 > 280$ mm 时

$$T = 1675 \times \frac{d_1^{2.4}}{\sqrt[3]{n L_{h10}}} \quad (\text{N.mm}) \quad (12)$$

按上式公式计算的结果与谐波齿轮减速器的大量实验数据相符合,从而证实了公式的可靠性。上述公式表明,当柔性轴承尺寸一定,亦即 d_1 确定,在一定寿命条件下,其转速愈高,则谐波齿轮的承载能力愈低。计算表明,当柔性轴承转速提高一倍时,谐波传动的承载能力将降低 20%。基于上述分析计算结果,在高速传动场合采用谐波齿轮传动时,建议采取降额使用法,即降低柔轮负载转矩,以保证系统的可靠性。一般在轴承转速提高一倍时,降低负载转矩 20% ~ 50%,是能够满足使用要求的。

参考文献

- 1 韩晓娟,袁盛治.柔性轴承寿命的分析计算.轴承,1993-No9
- 2 刘泽九,贺士荃.滚动轴承的额定负荷与寿命.机械工业出版社,1982
- 3 沈允文,叶庆泰.谐波齿轮传动的理论和设计.机械工业出版社,1985