

文章编号 :1005 - 0523 (2002) 01 - 0042 - 05

在复杂工况下滚动轴承额定寿命的计算

王 丹¹, 汪先明², 皮亚南²

(1. 九江石化总厂, 江西 九江 322004; 2. 南昌大学, 江西 南昌 330029)

摘要: 主要对在复杂工况下, 滚动轴承额定寿命的计算进行了理论分析, 并提出了比较符合生产实际情况的额定寿命的计算公式。
关 键 词: 复杂工况; 滚动轴承; 额定寿命计算
中图分类号: TH133. 33 文献标识码: A

0 引 言

由 G · Laudberg 和 A · Palmgren 提出的额定寿命计算公式为

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{p} \right)^{\epsilon} \tag{1}$$

式中额定动负荷 C 是在一定条件下, 由试验定出的. 该式中的 n 是指内圈转动, 但在实际工作中, 有外圈转动和内、外圈都转动, 或轴承在受载时转动, 在这种复杂工况下, 如何计算轴承的额定寿命, 在公式中 (1) 中并未完全反映, 本文对此进行了理论分析, 并提出了比较切合实际的额定寿命计算公式, 我们把它叫作实际轴承, 按公式 (1) 计算的轴承叫基本轴承.

基本轴承是建立在轴承元件的疲劳破坏和概率统计理论的基础上. G · Laundberg 等在推导公式时, 近似地假定: 滚动体与内、外圈接触时所引起的破坏概率与内、外圈的破坏概率相等, 但未考虑滚动体在受力不同时, 对内、外圈破坏概率的影响和影响轴承的使用寿命. 基本轴承与实际轴承差别在于 n, 并以 n_{1d} 表示实际轴承的计算转速, 至于它们的应力变化差异, 用系数 K_n 和 K_f 加以修正, 则实际轴承额定寿命的计算公式为

$$L_h = L_{hd} \cdot K_n \cdot K_f = \frac{10^6}{60 \cdot n_{1d}} \left(\frac{C}{p} \right)^{\epsilon} \cdot K_n \cdot K_f \tag{2}$$

现分两种情况来讨论.

1 实际轴承承受不变径向载荷

1. 1 实际轴承计算转速的确定

设基本轴承内圈转速为 n₁, 外圈转速为 n₂, 保持架转速为 n₀, 实际轴承内圈转速为 n_{1d}, 外圈转速成为 n_{2d} (n_{2d} = 0), 保持架转速为 n_{0d}, 如图 1 所示. 根据轴承的运动关系为^[2]

$$n_0 = n_1 k_1 + n_2 k_2 \quad n_{0d} = n_{1d} k_1 + n_{2d} k_2 \tag{3}$$

式中 $K_1 = \frac{d_m - d \cos \alpha}{2d_m}$, $K_2 = \frac{d_m + d \cos \alpha}{2d_m}$

式中 d_m 为滚动体中心所在圆的直径, d 为滚动体直径, α 为接触角. 因为 n₀ = n_{0d}, 则由 (3) 式, 可求出实际轴承的计算转速为

$$n_{1d} = \frac{n_0 d}{k_1} = \frac{n_0}{k_1} = \frac{n_1 k_1 + n_2 k_2}{k_1} \tag{4}$$

由 (4) 式看出, 实际轴承与基本轴承, 在通过承载区时其受力情况相同.

1. 2 系数 K_n 的计算

由于实际轴承的滚动体与内、外圈在单位时间内的接触应力的变化规律和变化次数不同, 故要求出二者应力的变化关系. 应力变化决定于内、外圈与保持架的相对转速, 相对负荷和滚动体受力数目, 其关系如表 1 所示:

收稿日期 2001 - 08 - 16
作者简介 :王丹 (1964 -), 女, 江西九江人, 讲师.

表 1 转速与应力变化关系

转速及应力变化	基本轴承	实际轴承
内圈相对于保持架转速	$n_1 - n_0$	$n_{1d} - n_{0d}$
外圈相对于保持架转速	$n_2 - n_0$	$n_{0d} - 0$
内圈上任意点 a 与滚动体接触时每分钟应力变化次数	$f_1 = (n_1 - n_0) \frac{Z}{2}$	$f_1' = (n_{1d} - n_{0d}) \frac{Z}{2}$
外圈上任意点 b 与滚动体接触时每分钟应力变化次数	$f_2 = (n_2 - n_0) \frac{Z}{2}$	$f_2' = n_{0d} \cdot Z$

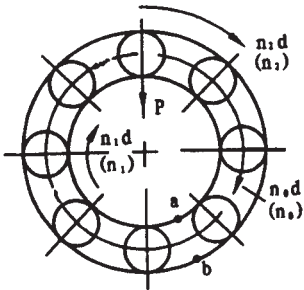


图 1 基本轴承与实际轴承
(括号内为基本轴承)

注: Z 为滚动体数目
则两个轴承应力变化次数之比为

内圈 $\frac{f_1}{f_2} = (n_1 d - n_0 d) / (n_1 - n_0) = B_1$

外圈 $\frac{f_1}{f_2} = 2 n_0 d / (n_2 - n_0) = B_2$

当应力总循环次数相同时, 轴承寿命(工作时间)与单位时间内应力循环次数成反比. 所以

$$L_{hn} = L_{hd} \frac{f'}{f} \tag{5}$$

$\frac{f'}{f}$ 可通过求轴承额定动负荷比求得, 因为

$$\frac{1}{C^w} = \frac{1}{C_i^w} + \frac{1}{C_e^w} \tag{6}$$

令 $C_i / C_e = K$

球轴承: $K=1.04[(1-r)/(1+r)]^{1.72}[r_i(2r_e-d)/r_e(2r_i-d)]^{0.41}$
滚子轴承: $K=1.04[(1-r)/(1+r)]^{1.43/108}$ }
$$\tag{7}$$

式中: $r = d \cos \alpha / d_m$, r_i , r_e 分别为轴承内、外圈滚道沟槽半径, $w = \frac{10}{3}$ (点接触), $w = \frac{9}{2}$ (线接触), 当轴承已知, K 为定值, 代入式(6), 化简得

$$C = \frac{K}{(1+K^w)^{\frac{1}{w}}} C_e = K_c C_e \tag{8}$$

$$C = \frac{K}{(1+K^w)^{\frac{1}{w}}} C_i = K_i C_i \tag{9}$$

式中 C_i 、 C_e 分别为轴承内、外圈的额定动负荷。
根据疲劳中度理论, $\sigma^m \cdot N = \text{常数}$, 其中 N 为应力循环次数, σ 为 N 次循环下材料的持久强度, m 为指数, 滚动轴承一般为 $m = 10$. 在其它条件一定时, 轴承接触应力计算式^[2]为: $6 \infty \cdot 1/d^{\frac{2}{3}}$ (球轴承)

$6 \infty \cdot 1/(l_a \cdot d)^{\frac{1}{2}}$ 滚子轴承)
而轴承的额定动负荷与滚动体尺寸近似关系为^[2]

$C \propto d^{1.6}$ (球轴承) $C \propto d \cdot l_a$ (滚子轴承)

根据上述关系和式(8)及(9), 在负荷相同和在同样工作时间内(寿命相同)可推导出两种轴承, 内、外圈单位时间内应力循环次数与内、外圈额定动负荷之间关系为^[2,3]

$C_{ic} = A_i C_i$ (对内圈) $C_{ec} = A_e C_e$ (对外圈)
$$\tag{10}$$

式中 $A_i = 1/(B_1)^{\frac{1}{t}}$, $A_e = 1/(B_2)^{\frac{1}{t}}$, C_{ic} 、 C_{ec} 为在相同工作时间内, 内、外圈在单位时间应力循环次数为 f_1, f_2 所需之内、外圈额定动负荷; $P = \frac{2}{3}$ (球轴承), $P = \frac{1}{2}$ (滚子轴承); $t = 1.6$ (球轴承平均值)^[2], $t = 1$ (滚子轴承). 故所需额定动负荷 C_c 为

$$\frac{1}{C_c^w} = \frac{1}{C_{ic}^w} + \frac{1}{C_{ec}^w} \text{ 或 } C_c = g_{cc} \cdot C_{ic} \tag{11}$$

式中 $g_{cc} = [1 + (\frac{C_{ic}}{C_{ec}})^w]^{\frac{1}{w}}$, 则实际轴承的额定动负荷 C 为^[2]

$$C = g_c \cdot C_i \tag{12}$$

式中 $g_c = [1 + (\frac{C_i}{C_e})^w]^{\frac{1}{w}}$, 现求比值 f'/f . 当负荷相同时, 由式(1)可求得

$$\frac{L_d}{L_e} = (\frac{C}{C_c})^{\varepsilon}$$

因为轴承应力循环次数与额定寿命 L 成正比, 故

$$\frac{L_d}{L_e} = \frac{N_d}{N_e} = \frac{L_{hd} f'}{L_{he} f}$$

根据轴承单位时间内应力循环次数为 f 所需额定动负荷 C_c 的推证条件, 二者应具有相同的工作时

间(寿命)即 $L_{hd} = L_{hc}$, 则

$$\frac{f'}{f} = \frac{L_d}{L_c} = \left(\frac{C}{C_e}\right)^{\varepsilon} \text{ 代入式(5)可求出}$$

$$L_{hm} = L_{hd} \frac{f'}{f} = L_{hd} \left(\frac{C}{C_e}\right)^{\varepsilon}$$

由(2)和(5)式可知系数 K_n 为

$$K_n = \left(\frac{C}{C_e}\right)^{\varepsilon} = \left(\frac{g_c C_i}{g_{cc} C_{ie}}\right)^{\varepsilon} \text{ 将此式化简后得}$$

$$K_n = \left(\frac{g_c}{g_{cc}}\right)^{\varepsilon} \cdot B_1^{t\varepsilon/pm} \tag{13}$$

球轴承为
$$K_n = \left(\frac{g_c}{g_{cc}}\right)^{\varepsilon} \cdot B_1^{0.72}$$

滚子轴承
$$K_n = \left(\frac{g_c}{g_{cc}}\right)^{\varepsilon} \cdot B_1^{0.67} \tag{14}$$

必须指出, 转速应考虑其方向, 故计算结果取绝对值; 当实际轴承为外圈转动, 内圈固定时, 则 $f_1' = n_0 \cdot Z$; 当实际轴承为内圈转动、外圈固定时 $f_2' = n_0 \cdot Z$, 因为 g_c 和 g_{cc} 中包含 K 值, 设计时可先选 K 值 (一般 $K \leq 1$), 选出轴承后再进行精确校核.

1.3 系数 K_f 计算

因基本轴承外圈固定, 内圈转动而实际轴承不全如此. 故必须考虑应力变化规律影响系数 K_f .

当实际轴承为外圈转动, 内圈静止时, 转动因子 $V^{[2]}$ 为

$$V = \left\{ \left[\frac{CJ_1(0.5)}{C_e J_2} \right]^w \right\} + \left\{ \left[\frac{CJ_2(0.5)}{C_e J_1} \right]^w \right\}^{\frac{1}{w}} \tag{15}$$

式中 $J_1(0.5)$, $J_2(0.5)$ 分别表示负荷参数为 0.5 时, 内、外圈上的负荷分布积分. 对球轴承 $J_1(0.5) = 0.5625$, $J_2(0.5) = 0.5875$. 对滚子轴承 $J_1(0.5) = 0.6495$, $J_2(0.5) = 0.6744$.

对式(15)计算可得 $V \leq 1.044$ (球轴承), $V \leq 1.038$ (滚子轴承). 考虑 V 以后实际轴承的寿命为^[3]

$$L_v = \left(\frac{C}{VP}\right)^{\varepsilon} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\varepsilon} \cdot \left(\frac{1}{V}\right)^{\varepsilon} = l_d \cdot \left(\frac{1}{V}\right)^{\varepsilon}$$

由式(2)可求得
$$K_f = \left(\frac{1}{V}\right)^{\varepsilon} \left(\frac{1}{1.044}\right)^{\varepsilon} = (0.96)^{\varepsilon} \tag{16}$$

当实际轴承内外圈都转动时, 与基本轴承相比, 仅外圈受力点应力变化规律不同, 则

$$C_{ev}(T) = \frac{J_2(T)}{J_1(T)} C_e(T)^{[2]}$$

式中 T 为负荷分布参数, 承受径向负荷时, 只半圈

受力, 故 $T = 0.5$, 可求得 $C_{ev} = \frac{0.5876}{0.5625} C_e = 1.05 C_e$

(球轴承)
$$C_{ev} = \frac{0.6744}{0.6495} C_e = 1.04 C_e \text{ (滚子轴承)}$$

由式(6)求得 $C_v = 1.04 C$

由式(1)求得 $L_v = (1.04)^{\varepsilon} \cdot L_d$

由式(2)求得 $K_f = (1.044)^{\varepsilon}$ (字脚 V 表示外圈转动)

当求得 $n_1 d$, K_n , K_f 后可得实际轴承的额定寿命计算(2)式.

2 轴承承受大小不变的旋转径向载荷

设轴承内圈转速为 n_1 , 外圈转速为 n_2 , 载荷转速为 n_p , 根据相对运动原理, 若给轴承加上一个大小相等方向相反的 n_p 转速时, 就得到一转化轴承, 如图 2 所示, 其转速变化为

内圈转速: $n'_1 = n_1 - n_p$ 外圈转速: $n'_2 = n_2 - n_p$ 载荷转速: $n'_p = n_p - n_p = 0$

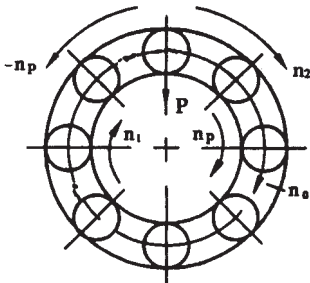


图 2 转化轴承

仿第一种情况, 就得转化轴承的额定寿命计算式为

$$L'_n = \frac{10^6}{60 \cdot n'_{id}} \left(\frac{c}{p}\right)^{\varepsilon} K_n \cdot K_f \tag{18}$$

式中 n'_{id} 为转化轴承的计算转速, K_n 、 K_f 为转化轴承的修正系数.

3 实例分析

例 1 某化工厂卸料离心机上, 所用一对 2212 轴承. 已知 $C = 8400$ KG, 外径 $D = 110$ mm, 滚子直径 $d = 12$ mm, 滚子长 $l_a = 12$ mm, $dm = 85$ mm, 内圈转速 $n_1 = 2000$ rpm, 外圈转速 $n_2 = 1000$ rpm, 径向载荷 $P = 500$ KG, 计算轴承的使用寿命(额定寿命).

3.1 计算(见下页表格)

3.2 讨论

1) 以二圈中按转速高者计算

解

序号	计算项目	计算公式	计算结果
1	K_1	$K_1 = dm - d\cos\alpha / 2 dm$	0. 429
2	K_2	$K_2 = dm + d\cos\alpha / 2 dm$	0. 571
3	$n_0 = n_0 d$	$n_0 = n_1 K + n_2 K_2$	1429 rpm
4	$n_1 d$	$n_1 d = \frac{n_1 K_1 + n_2 K_2}{K_1}$	3310 rpm
5	B_1	$B_1 = (n_1 d - n_0 d) / (n_1 - n_0)$	3. 29
6	B_2	$B_2 = 2 n_0 d / (n_2 - n_0)$	16. 6611
7	K	$K = 1. 04 [(1 - r) / (1 + r)]^1, r = d / dm$	0. 711
8	g_c	$g_c = [1 + K^w]^{\frac{1}{w}}, (w = \frac{9}{2})$	$1 / (1. 215)^{\frac{2}{9}}$
9	A_i / A_e	$A_i / A_e = (B_2 / B_1)^{\frac{1}{5}}$	1. 15
10	g_{cc}	$g_{cc} = [(1 + (1. 15 K)^w)]^{-\frac{1}{w}}$	$1 / (1. 41)^{\frac{2}{9}}$
11	g_c / g_{cc}	$g_c / g_{cc} = 1 / (1. 215)^{\frac{2}{9}} / 1 / (1. 41)^{\frac{2}{9}}$	$(1. 15)^{\frac{2}{9}}$
12	$(g_c / g_{cc})^e$	$(g_c / g_{cc})^e = [(1. 15)^{\frac{2}{9}}]^{10/3}$	1. 11
13	K_n	$K_n = (g_c / g_{cc})^{\frac{10}{3}} \cdot B_1^{\frac{2}{3}}$	2. 47
14	K_f	$K_f = (1. 04)^{10/3}$	1. 14
15	L_m	$L_h = \frac{10^6}{60 \times n_1 d} \left(\frac{C}{P} \right)^e K_n \cdot K_f$	168528 小时

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 2000} \left(\frac{8400}{500} \right)^{10/3} = 100250 \text{ 小时}$$

2) 按相对转速差计算(这里包括最低转速)

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 2000} \left(\frac{8400}{500} \right)^{10/3} = 200500 \text{ 小时}$$

3) 按转速和计算:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 2000} \left(\frac{8400}{500} \right)^{10/3} = 66833 \text{ 小时}$$

3. 3 结论

若不考虑 K_n , K_f 计算出来的寿命都没有反映轴承的实际工作情况, 而按复杂工况下计算出的寿命与该轴承工作情况下基本符合.

例 2 已知轴承型号为 2212, $n_1 = 960 \text{ rpm}$, $n_2 = 33 \text{ rpm}$, $n_p = 960 \text{ rpm}$, $p = 500 \text{ KF}$, 计算轴承的使用寿命.

解 转化轴承的工作条件为

$$n_1 = n_1 - n_p = 0; n_2 = n_2 - n_p = -993 \text{ rpm}$$

若规定转化轴承反时针转为正, 则

$$n'_0 d = n'_0 = n'_2 K_2 = n'_0 d = 993 \times 0. 571 = 570 \text{ rpm}$$

$$n'_1 d = n'_0 d / k_1 = n'_2 k_2 / k_1 = 1340 \text{ rpm}$$
$$B_1 = f'_1 / f_1 \left[\frac{Z}{2} \cdot (n'_1 d - n'_0 d) \right] / n'_0 \frac{Z}{2}$$
$$\left(\frac{n'_0 d}{K_1} - n'_0 d \right) / n'_0 d = \left(\frac{1}{K} - 1 \right) = 1. 331$$
$$B_2 = f'_2 / f_2 = n'_0 d \cdot Z (n'_2 - n'_0) \frac{Z}{2} = 2. 68$$
$$A_i / A_e = (B_2 / B_1)^{\frac{1}{pm}} = 1. 1486$$
$$g_c = [1 + (\frac{C_i}{C_e})^w]^{-\frac{1}{w}} = [1 + K^w]^{-\frac{1}{w}} = [1 + (0. 711)^{\frac{9}{2}}]^{-2/9}$$
$$g_c / g_{cc} = (0. 5498)^{\frac{2}{9}}$$
$$(g_c / g_{cc})^e = 0. 671$$
$$K_n = (g_c / g_{cc})^e B_1^{\frac{2}{3}} = 1. 208$$
$$K_f = (0. 96)^{\frac{10}{3}} = 0. 873$$
$$L_h' = \frac{10^6}{60 \times n_1' d} \left(\frac{C}{P} \right)^e K_n \cdot K_f = 157794 \text{ 小时}$$

按一般办法用二座圈相对转速计算

$$L_h = \frac{10^6}{60 \times 993} \left(\frac{8400}{500} \right)^{\frac{10}{3}} = 201913 \text{ 小时}$$

$L_h' / L_h = 157794 / 201913 = 0.78 = 78\%$

由计算可知,按本文方法求出轴承额定寿命 L_h' 比按一般方法算出的额定寿命 L_h 短,一般约为 60% - 70% 左右,这就从理论上证明了,为什么在生产中所用系杆轴承的实际额定寿命,总比按一般方法算出来的额定寿命短的原因.因此,不能笼统地说这是由于轴承质量不好或是由于工作条件恶劣所造成的,而是由于一般设计方法中没有反映这种工况下轴承的实际工作情况.

4 结论

在计算轴承的额定寿命中,如不考虑系数 K_n 和 K_f 则不符合生产实际.由于径向负荷是影响轴承工作和寿命的主要因素,并且向心推力轴承的动负荷,仍是一径向负荷,所以本文的计算方法,也可以近似地用于向心推力轴承的额定寿命计算.至于推力轴承,其应力变化次数系数 $K_n = f' / f = [(n_1 +$

$n_2) / (n_1 - n_2)]^{\frac{1}{pm}}$,而应力变化规律系数 $K_f = 1$.式中 n_1 为紧圈的转速, n_2 为松圈的转速.

根据理论分析和实例计算结果,说明在复杂工况下工作的滚动轴承,其额定寿命计算,必须根据计算转速 $n'd$ 同时又考虑 K_n 和 K_f 来求出轴承的额定寿命,且能反映出生产实际中滚动轴承的实际额定寿命.

参考文献:

[1] 濮良贵. 机械设计(第六版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 1997.

[2] 万长森. 滚动轴承分析方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.

[3] 余俊. 滚动轴承计算[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1993.

[4] 刘冲. 滚动轴承系统应用的现代设计方法[M]. 北京: 海洋出版社, 1993.

The Calculation of the Rating Life of Bearings Running Under Complicated Working Conditions

WANG Dan¹ WANG Xian-ming² PI Ya-nan²

(1. Jiujiang Petroleum Chemicals Collection Factory, Jiujiang 322004; 2. Nanchang University, Nanchang 330029, China)

Abstract: In this paper, the calculation of the rating life of beating running under complicated working conditions is theoretically analyzed and the formulas that basically corresponding to reality of production are proposed.

Key words: complicated working conditions; beatings running; calculation of the rating life