



中华人民共和国国家标准

GB/T 39271.1—2020/ISO 20056-1:2017

滚动轴承 陶瓷滚动体混合轴承的 额定载荷 第1部分:额定动载荷

Rolling bearings—Load ratings for hybrid bearings with rolling elements
made of ceramic—Part 1: Dynamic load ratings

(ISO 20056-1:2017, IDT)

2020-11-19 发布

2021-06-01 实施

国家市场监督管理总局 发布
国家标准化管理委员会

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
**滚动轴承 陶瓷滚动体混合轴承的
额定载荷 第 1 部分:额定动载荷**
GB/T 39271.1—2020/ISO 20056-1:2017

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲 2 号(100029)
北京市西城区三里河北街 16 号(100045)

网址: www.spc.org.cn

服务热线: 400-168-0010

2020 年 11 月第一版

*

书号: 155066 · 1-65995

版权专有 侵权必究

前 言

GB/T 39271《滚动轴承 陶瓷滚动体混合轴承的额定载荷》分为 2 个部分：

——第 1 部分：额定动载荷；

——第 2 部分：额定静载荷。

本部分为 GB/T 39271 的第 1 部分。

本部分按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本部分使用翻译法等同采用 ISO 20056-1:2017《滚动轴承 陶瓷滚动体混合轴承的额定载荷 第 1 部分：额定动载荷》。

与本部分中规范性引用的国际文件有一致性对应关系的我国文件如下：

——GB/T 6391—2010 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命(ISO 281:2007, IDT)

——GB/T 6930—2002 滚动轴承 词汇(ISO 5593:1997, IDT)

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国滚动轴承标准化技术委员会(SAC/TC 98)归口。

本部分起草单位：洛阳轴承研究所有限公司、慈兴集团有限公司、浙江五洲新春集团股份有限公司、重庆长江轴承股份有限公司、上海天安轴承有限公司、江苏天驰轴承有限公司、山东哈临集团有限公司。

本部分主要起草人：杜晓宇、赵坤、梁贵林、赵兴新、杨艾婷、陆静、顾金芳、张博文、马继业。

引 言

混合轴承是滚动体由氮化硅制成、套圈由常用轴承钢制成的滚动轴承(其定义见 ISO 5593)。由于陶瓷滚动体具有较高的弹性模量,在承受同样载荷的条件下,与钢制滚动体轴承相比,混合轴承具有更小的接触椭圆。这在理论上将导致动载荷承载能力降低。

实际上,混合轴承已应用于许多工业领域,并表现出至少与常规钢制滚动体轴承一样长的使用寿命。因此,对于混合轴承的常规应用范围,在实际应用中未观察到理论上的额定动载荷减小。较小的接触椭圆和陶瓷与钢的材料组合导致滚动接触处表面剪切应力显著降低,从而使得轴承承载能力提高。这可以通过规定相对钢制滚动体轴承较高的 b_m 系数来反映,其补偿了混合轴承在相同载荷下较高的接触应力。

因此,本部分规定的公式给出了与 ISO 281 规定的相同几何参数钢制滚动体轴承相同的额定动载荷。

滚动轴承 陶瓷滚动体混合轴承的 额定载荷 第1部分:额定动载荷

1 范围

GB/T 39271 的本部分规定了轴承套圈由当代常用高质量淬硬轴承钢且按良好加工方法制成、滚动体由当代常用高质量氮化硅(Si_3N_4)制成的混合轴承的额定动载荷的计算方法。ISO 3290-2^[2]和 ISO 26602^[6]适用于陶瓷球;ISO 12297-2^[3]和 ISO 26602^[6]适用于陶瓷滚子。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

ISO 281 滚动轴承 额定动载荷和额定寿命(Rolling bearings—Dynamic load ratings and rating life)

ISO 5593 滚动轴承 词汇(Rolling bearings—Vocabulary)

3 术语和定义

ISO 281 和 ISO 5593 界定的术语和定义适用于本文件。

ISO 和 IEC 维护的标准化工作中使用的术语数据库网址如下:

——ISO 在线浏览平台:<https://www.iso.org/obp>

——IEC 电工百科:<http://www.electropedia.org/>

4 符号

下列符号适用于本文件。

b_m :当代常用高质量淬硬轴承钢和良好加工方法的额定系数,该值随轴承类型和设计不同而异

C_a :轴向基本额定动载荷,N

C_r :径向基本额定动载荷,N

C_u :疲劳载荷极限,N(参见附录 A)

D_{pw} :球组或滚子组节圆直径,mm

D_w :球公称直径,mm

D_{we} :用于额定载荷计算的滚子直径,mm

E_{ce} :陶瓷弹性模量,MPa($E_{ce}=300\,000\text{ MPa}$)

E_{st} :轴承钢弹性模量,MPa(根据 ISO 281, $E_{st}=207\,000\text{ MPa}$)

$E(\chi)$:第二类完全椭圆积分

f_c :与轴承零件几何形状、制造精度及材料有关的系数

i :滚动体的列数

L_{we} :用于额定载荷计算的滚子有效长度,mm

Q_u : 单个接触处的疲劳载荷极限, N

r_e : 外圈或座圈沟曲率半径, mm

r_i : 内圈或轴圈沟曲率半径, mm

Z : 单列轴承中的滚动体数; 每列滚动体数相同的多列轴承中的每列滚动体数

α : 公称接触角, ($^\circ$)

γ : 辅助参数, 对于 $\alpha \neq 90^\circ$ 的球轴承, $\gamma = D_w \times \cos \alpha / D_{pw}$; 对于 $\alpha = 90^\circ$ 的球轴承, $\gamma = D_w / D_{pw}$; 对于 $\alpha \neq 90^\circ$ 的滚子轴承, $\gamma = D_{we} \times \cos \alpha / D_{pw}$; 对于 $\alpha = 90^\circ$ 的滚子轴承, $\gamma = D_{we} / D_{pw}$

η : 推力轴承的降低系数

λ : 降低系数

ν : 对指数变化的修正系数

ν_{Ce} : 陶瓷滚动体泊松比 ($\nu_{Ce} = 0.26$)

ν_{St} : 轴承钢泊松比 (根据 ISO 281, $\nu_{St} = 0.30$)

$\sum \rho$: 曲率和, mm^{-1}

σ_{Hu} : 达到滚道疲劳极限时的赫兹接触应力, MPa

χ : 接触椭圆长半轴与短半轴之比

5 额定动载荷

5.1 球轴承

5.1.1 径向基本额定动载荷

混合球轴承的径向基本额定动载荷由公式(1)~公式(3)给出:

$D_w \leq 25.4$ mm 时,

$$C_r = b_m \times f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0.7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1.8} \dots\dots\dots (1)$$

$D_w > 25.4$ mm 时,

$$C_r = 3.647 \times b_m \times f_c \times (i \times \cos \alpha)^{0.7} \times Z^{2/3} \times D_w^{1.4} \dots\dots\dots (2)$$

其中:

$$f_c = 29.038\ 580 \times \lambda \times \left(\frac{2 \times r_i}{2 \times r_i - D_w} \right)^{0.41} \times \gamma^{0.3} \times \frac{(1 - \gamma)^{1.39}}{(1 + \gamma)^{1/3}} \times \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1.72} \times \left(\frac{r_i}{r_e} \times \frac{2 \times r_e - D_w}{2 \times r_i - D_w} \right)^{0.41} \right]^{\frac{10}{3}} \right\}^{\frac{-3}{10}} \dots\dots\dots (3)$$

系数 f_c 的值在附录 B 中给出。表 B.1 给出的 f_c 数值适用于内圈沟曲率半径不大于 $0.52D_w$ 、外圈沟曲率半径不大于 $0.53D_w$ 的径向接触和角接触球轴承以及内圈沟曲率半径不大于 $0.53D_w$ 的调心球轴承。

采用更小的沟曲率半径未必能提高轴承的承载能力, 但采用大于上述值的沟曲率半径, 则会降低承载能力。

5.1.2 轴向基本额定动载荷

5.1.2.1 接触角 $\alpha < 90^\circ$ 的推力球轴承

接触角 $\alpha < 90^\circ$ 的混合推力球轴承的轴向基本额定动载荷由公式(4)~公式(6)给出:

$D_w \leq 25.4$ mm 时,

$$C_a = b_m \times f_c \times (\cos \alpha)^{0.7} \times \tan \alpha \times Z^{2/3} \times D_w^{1.8} \dots\dots\dots (4)$$

$D_w > 25.4$ mm 时,

$$C_a = 3.647 \times b_m \times f_c \times (\cos \alpha)^{0.7} \times \tan \alpha \times Z^{2/3} \times D_w^{1.4} \quad \dots\dots\dots (5)$$

其中:

$$f_c = 70.825\,806\,0 \times \lambda \times \eta \times \left(\frac{2 \times r_i}{2 \times r_i - D_w} \right)^{0.41} \times \gamma^{0.3} \times \frac{(1-\gamma)^{1.39}}{(1+\gamma)^{1/3}} \times \left\{ 1 + \left[\left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1.72} \times \left(\frac{r_i}{r_e} \times \frac{2 \times r_e - D_w}{2 \times r_i - D_w} \right)^{0.41} \right]^{\frac{10}{3}} \right\}^{\frac{-3}{10}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

式中:

Z ——在一个方向上承受载荷的球数。

系数 f_c 的值在附录 B 中给出。表 B.2 给出的 f_c 数值适用于沟曲率半径不大于 $0.54D_w$ 的轴承。采用更小的沟曲率半径未必能提高轴承的承载能力,但采用大于上述值的沟曲率半径,则会降低承载能力。

5.1.2.2 接触角 $\alpha = 90^\circ$ 的推力球轴承

接触角 $\alpha = 90^\circ$ 的混合推力球轴承的轴向基本额定动载荷由公式(7)~公式(9)给出:

$D_w \leq 25.4$ mm 时,

$$C_a = b_m \times f_c \times Z^{2/3} \times D_w^{1.8} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$D_w > 25.4$ mm 时,

$$C_a = 3.647 \times b_m \times f_c \times Z^{2/3} \times D_w^{1.4} \quad \dots\dots\dots (8)$$

其中:

$$f_c = 70.825\,806\,0 \times \lambda \times \eta \times \left(\frac{2 \times r_i}{2 \times r_i - D_w} \right)^{0.41} \times \gamma^{0.3} \times \left\{ 1 + \left[\left(\frac{r_i}{r_e} \times \frac{2 \times r_e - D_w}{2 \times r_i - D_w} \right)^{0.41} \right]^{\frac{10}{3}} \right\}^{\frac{-3}{10}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

式中:

Z ——在一个方向上承受载荷的球数。

系数 f_c 的值在附录 B 中给出。表 B.2 给出的 f_c 数值适用于沟曲率半径不大于 $0.54D_w$ 的轴承。采用更小的沟曲率半径未必能提高轴承的承载能力,但采用大于上述值的沟曲率半径,则会降低承载能力。

5.1.3 混合球轴承的额定系数和降低系数

用于公式(1)~公式(9)中的不同类型混合球轴承的系数 b_m 、 λ 和 η 的值在表 1 中给出。

表 1 混合球轴承的额定系数和降低系数

轴承类型	b_m	λ	η
单列深沟球轴承	1.8	0.95	—
单列和双列角接触球轴承			—
双列深沟球轴承	1.8	0.9	—
调心球轴承	1.8	1	—
推力球轴承	1.8	0.9	$1 - \frac{\sin \alpha}{3}$

5.2 滚子轴承

5.2.1 径向基本额定动载荷

混合向心滚子轴承的径向基本额定动载荷由公式(10)和公式(11)给出：

$$C_r = b_m \times f_c \times (i \times L_{we} \times \cos\alpha)^{7/9} \times Z^{3/4} \times D_{we}^{29/27} \dots\dots\dots (10)$$

其中：

$$f_c = 142.846\ 97 \times \lambda \times \nu \times \frac{\gamma^{2/9} \times (1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} \times \left\{ 1 + \left[1.04 \times \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right\}^{\frac{-2}{9}} \dots\dots (11)$$

系数 f_c 的值在附录 B 中给出。

5.2.2 轴向基本额定动载荷

5.2.2.1 接触角 $\alpha < 90^\circ$ 的推力滚子轴承

接触角 $\alpha < 90^\circ$ 的混合推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷由公式(12)和公式(13)给出：

$$C_a = b_m \times f_c \times (L_{we} \times \cos\alpha)^{7/9} \times \tan\alpha \times Z^{3/4} \times D_{we}^{29/27} \dots\dots\dots (12)$$

其中：

$$f_c = 380.092\ 23 \times \lambda \times \nu \times \eta \times \frac{\gamma^{2/9} \times (1-\gamma)^{29/27}}{(1+\gamma)^{1/4}} \times \left\{ 1 + \left[\left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{\frac{143}{108}} \right]^{\frac{9}{2}} \right\}^{\frac{-2}{9}} \dots\dots (13)$$

系数 f_c 的值在附录 B 中给出。

5.2.2.2 接触角 $\alpha = 90^\circ$ 的推力滚子轴承

接触角 $\alpha = 90^\circ$ 的混合推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷由公式(14)和公式(15)给出：

$$C_a = b_m \times f_c \times L_{we}^{7/9} \times Z^{3/4} \times D_{we}^{29/27} \dots\dots\dots (14)$$

其中：

$$f_c = 326.830\ 26 \times \lambda \times \nu \times \eta \times \gamma^{2/9} \dots\dots\dots (15)$$

式中：

Z——在一个方向上承受载荷的滚子数。

5.2.3 混合滚子轴承的额定系数和降低系数

用于公式(10)~公式(15)中的不同类型混合滚子轴承的系数 b_m 、 $\lambda \times \nu$ 和 η 的值在表 2 中给出。

表 2 混合滚子轴承的额定系数和降低系数

轴承类型	b_m^a	$\lambda \times \nu$	η
向心滚子轴承	1.6	0.83	—
推力滚子轴承	1.45	0.73	$1 - 0.15 \sin\alpha$
^a 未规定调心滚子轴承和圆锥滚子轴承系数 b_m 的值。			

附录 A

(资料性附录)

疲劳载荷极限 C_u 的计算

A.1 总则

疲劳载荷极限 C_u 一般根据 ISO 281:2007 附录 B 计算。然而,在计算单个接触的疲劳载荷极限时(参见 ISO 281:2007 的 B.3.2),陶瓷滚动体不同的弹性性能应予以考虑。

A.2 单个接触处的疲劳载荷极限

A.2.1 球轴承

与 ISO 281 不同,单个内圈[轴圈]滚道接触处的疲劳载荷极限由公式(A.1)给出:

$$Q_{ui} = \sigma_{Hu}^3 \times \frac{32\pi\chi_i}{3} \times \left[\frac{1}{2} \times \left(\frac{1-\nu_{St}^2}{E_{St}} + \frac{1-\nu_{Ce}^2}{E_{Ce}} \right) \times \frac{E(\chi_i)}{\sum \rho_i} \right]^2 \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

公式(A.2)适用于外圈[座圈]滚道接触处:

$$Q_{ue} = \sigma_{Hu}^3 \times \frac{32\pi\chi_e}{3} \times \left[\frac{1}{2} \times \left(\frac{1-\nu_{St}^2}{E_{St}} + \frac{1-\nu_{Ce}^2}{E_{Ce}} \right) \times \frac{E(\chi_e)}{\sum \rho_e} \right]^2 \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

对于滚动轴承钢和氮化硅的典型材料特性,即 $\nu_{St} = 0.3$ 、 $E_{St} = 207\,000$ MPa, $\nu_{Ce} = 0.26$ 、 $E_{Ce} = 300\,000$ MPa,公式(A.1)和公式(A.2)可简化为公式(A.3):

$$Q_{ui,e} = 4.717\,6 \times 10^{-10} \times \sigma_{Hu}^3 \times \chi_{i,e} \times \left[\frac{E(\chi_{i,e})}{\sum \rho_{i,e}} \right]^2 \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

对于疲劳载荷极限的计算,应使用球和滚道实际的曲率半径。

赫兹参数 χ 和 $E(\chi)$ 的计算在 ISO 281:2007 的 B.3.2.1.2 中给出描述。

对于球由氮化硅制成的混合球轴承,其疲劳载荷极限约下降到同尺寸、球由滚动轴承钢制成的轴承的 73%。

A.2.2 滚子轴承

计算修形线接触处的疲劳载荷极限,需要根据 ISO 281:2007 的 B.3.2.1.3 进行复杂的数值计算。陶瓷滚动体材料的弹性模量和泊松比应予以考虑。

对于滚子由氮化硅制成的混合滚子轴承,其疲劳载荷极限约下降到同尺寸、滚子由滚动轴承钢制成的轴承的 85%。

附 录 B
(资料性附录)
系数 f_c 的参考值

B.1 向心球轴承

表 B.1 给出了系数 f_c 的参考值。表中数值适用于具有 5.1.1 中规定的沟曲率的轴承的计算。较小的数值适用于具有较大沟曲率的轴承。优先使用公式(3)计算系数 f_c 的值。

表 B.1 向心球轴承系数 f_c 的参考值

$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ ^a	f_c		
	单列径向接触球轴承、单列和 双列角接触球轴承	双列径向接触球轴承	单列和双列调心球轴承
0,01	21,0	19,9	7,2
0,02	25,9	24,5	9,0
0,03	29,1	27,6	10,3
0,04	31,6	30,0	11,5
0,05	33,7	31,9	12,5
0,06	35,5	33,6	13,4
0,07	36,9	35,0	14,4
0,08	38,1	36,1	15,2
0,09	39,2	37,1	16,1
0,10	40,1	38,0	16,9
0,11	40,9	38,7	17,7
0,12	41,5	39,4	18,5
0,13	42,0	39,9	19,2
0,14	42,5	40,2	20,0
0,15	42,8	40,5	20,7
0,16	43,0	40,8	21,5
0,17	43,2	41,0	22,2
0,18	43,3	41,0	22,9
0,19	43,3	41,0	23,5
0,20	43,3	41,0	24,2
0,21	43,2	40,9	24,8
0,22	43,0	40,8	25,4
0,23	42,8	40,6	26,1

表 B.1 (续)

$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ ^a	f_c		
	单列径向接触球轴承、单列和双列角接触球轴承	双列径向接触球轴承	单列和双列调心球轴承
0.24	42.6	40.4	26.6
0.25	42.3	40.1	27.1
0.26	42.0	39.8	27.6
0.27	41.7	39.4	28.0
0.28	41.2	39.1	28.5
0.29	40.9	38.7	28.8
0.30	40.4	38.3	29.1
0.31	39.9	37.8	29.3
0.32	39.4	37.4	29.5
0.33	38.9	36.9	29.7
0.34	38.4	36.4	29.8
0.35	37.8	35.9	29.8
0.36	37.3	35.3	29.8
0.37	36.8	34.8	29.8
0.38	36.1	34.2	29.6
0.39	35.5	33.7	29.4
0.40	35.0	33.1	29.2
^a 对于 $\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值, 其 f_c 值可由线性内插法求得。			

B.2 推力球轴承

表 B.2 给出了系数 f_c 的参考值。表中数值适用于具有 5.1.2 中规定的沟曲率的轴承的计算。较小的数值适用于具有较大沟曲率的轴承。优先使用公式(6)和公式(9)计算系数 f_c 的值。

表 B.2 推力球轴承系数 f_c 的参考值

$\frac{D_w}{D_{pw}}$ ^a	f_c	$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ ^a	f_c		
	$\alpha = 90^\circ$		$\alpha = 45^\circ$ ^b	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 75^\circ$
0.01	26.5	0.01	30.4	28.3	26.9
0.02	32.6	0.02	37.3	34.7	33.2
0.03	36.9	0.03	42.0	39.1	37.3
0.04	40.2	0.04	45.7	42.5	40.5
0.05	43.0	0.05	48.6	45.2	43.1

表 B.2 (续)

$\frac{D_w}{D_{pw}}$ ^a	f_c	$\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ ^a	f_c		
	$\alpha = 90^\circ$		$\alpha = 45^\circ$ ^b	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 75^\circ$
0.06	45.4	0.06	51.1	47.5	45.3
0.07	47.5	0.07	53.1	49.4	47.1
0.08	49.5	0.08	54.8	51.1	48.6
0.09	51.3	0.09	56.3	52.4	50.0
0.10	52.9	0.10	57.6	53.6	51.1
0.11	54.5	0.11	58.6	54.5	—
0.12	55.9	0.12	59.4	55.3	—
0.13	57.3	0.13	60.2	56.0	—
0.14	58.6	0.14	60.7	56.6	—
0.15	59.7	0.15	61.2	56.9	—
0.16	61.0	0.16	61.5	57.2	—
0.17	62.0	0.17	61.7	57.4	—
0.18	63.1	0.18	61.8	57.5	—
0.19	64.1	0.19	61.8	57.5	—
0.20	65.1	0.20	61.7	57.4	—
0.21	66.1	0.21	61.5	—	—
0.22	67.0	0.22	61.3	—	—
0.23	68.0	0.23	61.0	—	—
0.24	68.8	0.24	60.7	—	—
0.25	69.6	0.25	60.2	—	—
0.26	70.5	0.26	59.8	—	—
0.27	71.3	0.27	59.2	—	—
0.28	72.1	0.28	58.7	—	—
0.29	72.8	0.29	58.1	—	—
0.30	73.6	0.30	57.5	—	—
0.31	74.3	—	—	—	—
0.32	75.0	—	—	—	—
0.33	75.7	—	—	—	—
0.34	76.4	—	—	—	—
0.35	77.1	—	—	—	—
^a 对于 $\frac{D_w}{D_{pw}}$ 或 $\frac{D_w \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ 和 (或) 接触角非表中所列值时, 其 f_c 值可由线性内插法求得。 ^b 对于 $\alpha > 45^\circ$ 的推力轴承, $\alpha = 45^\circ$ 的值可用于 α 在 45° 和 60° 之间时的内插计算。					

B.3 向心滚子轴承

表 B.3 给出了系数 f_c 的参考值。表中所列参考值仅适用于在载荷作用下最大承载滚子与滚道接触区的接触应力大致均匀分布的滚子轴承。如果在载荷作用下,滚子与滚道接触的某些部位出现严重的应力集中,则应使用小于表 B.3 所列的 f_c 值。

表 B.3 向心滚子轴承系数 f_c 的参考值

$\frac{D_{we} \times \cos \alpha^a}{D_{pw}}$	f_c
0.01	35.8
0.02	41.8
0.03	45.7
0.04	48.6
0.05	50.9
0.06	52.9
0.07	54.5
0.08	55.8
0.09	56.9
0.10	57.9
0.11	58.7
0.12	59.4
0.13	59.9
0.14	60.3
0.15	60.6
0.16	60.8
0.17	61.0
0.18	61.1
0.19	61.1
0.20	61.0
0.21	60.8
0.22	60.6
0.23	60.4
0.24	60.2
0.25	59.8
0.26	59.4
0.27	59.0
0.28	58.6
0.29	58.1
0.30	57.6
^a 对于 $\frac{D_{we} \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值,其 f_c 值可由线性内插法求得。	

B.4 推力滚子轴承

表 B.4 给出了系数 f_c 的参考值。表中所列参考值仅适用于在载荷作用下最大承载滚子与滚道接触区的接触应力大致均匀分布的滚子轴承。如果在载荷作用下,滚子与滚道接触的某些部位出现严重的应力集中,则应使用小于表 B.4 所列的 f_c 值。

表 B.4 推力滚子轴承系数 f_c 的参考值

$\frac{D_{we}^a}{D_{pw}}$	f_c	$\frac{D_{we} \times \cos \alpha^a}{D_{pw}}$	f_c		
	$\alpha = 90^\circ$		$\alpha = 50^\circ{}^b$	$\alpha = 65^\circ{}^c$	$\alpha = 80^\circ{}^d$
0.01	72.7	0.01	75.7	73.9	72.8
0.02	84.8	0.02	88.1	86.0	84.8
0.03	92.8	0.03	96.2	93.9	92.6
0.04	98.9	0.04	102.3	99.8	98.5
0.05	103.9	0.05	107.0	104.5	103.0
0.06	108.2	0.06	111.0	108.3	106.8
0.07	112.0	0.07	114.2	111.4	109.9
0.08	115.3	0.08	116.9	114.1	112.6
0.09	118.4	0.09	119.2	116.3	114.8
0.10	121.2	0.10	121.0	118.2	116.6
0.11	123.8	0.11	122.6	119.7	118.1
0.12	126.2	0.12	123.9	121.0	119.3
0.13	128.5	0.13	124.9	121.9	120.3
0.14	130.6	0.14	125.7	122.7	121.0
0.15	132.6	0.15	126.3	123.3	121.6
0.16	134.6	0.16	126.7	123.7	—
0.17	136.3	0.17	126.9	123.9	—
0.18	138.1	0.18	127.0	123.9	—
0.19	139.8	0.19	126.9	123.9	—
0.20	141.4	0.20	126.7	123.7	—
0.21	142.9	0.21	126.3	—	—
0.22	144.4	0.22	125.9	—	—
0.23	145.9	0.23	125.4	—	—
0.24	147.2	0.24	124.8	—	—
0.25	148.6	0.25	124.0	—	—

表 B.4 (续)

$\frac{D_{we}^a}{D_{pw}}$	f_c	$\frac{D_{we} \times \cos \alpha^a}{D_{pw}}$	f_c		
	$\alpha = 90^\circ$		$\alpha = 50^\circ{}^b$	$\alpha = 65^\circ{}^c$	$\alpha = 80^\circ{}^d$
0.26	149.9	0.26	123.2	—	—
0.27	151.1	—	—	—	—
0.28	152.3	—	—	—	—
0.29	153.6	—	—	—	—
0.30	154.7	—	—	—	—
^a 对于 $\frac{D_{we}}{D_{pw}}$ 或 $\frac{D_{we} \times \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值,其 f_c 值可由线性内插法求得。 ^b 用于 $45^\circ < \alpha < 60^\circ$ 。 ^c 用于 $60^\circ \leq \alpha < 75^\circ$ 。 ^d 用于 $75^\circ \leq \alpha < 90^\circ$ 。					

参 考 文 献

- [1] ISO/TR 1281-1 Rolling bearings—Explanatory notes on ISO 281—Part 1: Basic dynamic load rating and basic rating life
 - [2] ISO 3290-2 Rolling bearings—Balls—Part 2: Ceramic balls
 - [3] ISO 12297-2 Rolling bearings—Cylindrical rollers—Part 2: Ceramic rollers—Boundary dimensions, geometrical product specifications (GPS) and tolerance values
 - [4] ISO 15241 Rolling bearings—Symbols for physical quantities
 - [5] ISO 20056-2 Rolling bearings—Load ratings for hybrid bearings with rolling elements made of ceramic—Part 2: Static load ratings
 - [6] ISO 26602 Fine ceramics (advanced ceramics, advanced technical ceramics)—Silicon nitride materials for rolling bearing balls and rollers
-



GB/T 39271.1-2020

版权专有 侵权必究

*

书号:155066 • 1-65995