



# 中华人民共和国国家标准

GB/T 23892.3—2009/ISO 12130-3:2001

---

## 滑动轴承 稳态条件下 流体动压可倾瓦块止推轴承 第3部分： 可倾瓦块止推轴承计算的许用值

Plain bearings—Hydrodynamic plain tilting pad thrust bearings under steady-state conditions—Part 3: Guide values for the calculation of tilting pad thrust bearings

(ISO 12130-3:2001, IDT)

2009-05-26 发布

2009-12-01 实施



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局  
中国国家标准化管理委员会

发布

中 华 人 民 共 和 国  
国 家 标 准  
滑动轴承 稳态条件下  
流体动压可倾瓦块止推轴承 第3部分：  
可倾瓦块止推轴承计算的许用值  
GB/T 23892.3—2009/ISO 12130-3:2001

\*

中国标准出版社出版发行  
北京复兴门外三里河北街16号  
邮政编码:100045

网址 [www.spc.net.cn](http://www.spc.net.cn)

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷  
各地新华书店经销

\*

开本 880×1230 1/16 印张 0.5 字数 10 千字  
2009年8月第一版 2009年8月第一次印刷

\*

书号: 155066·1-38408 定价 14.00 元

如有印装差错 由本社发行中心调换  
版权专有 侵权必究  
举报电话:(010)68533533

## 前 言

GB/T 23892《滑动轴承 稳态条件下流体动压可倾瓦块止推轴承》由以下三部分组成：

- 第1部分：可倾瓦块止推轴承的计算；
- 第2部分：可倾瓦块止推轴承的计算函数；
- 第3部分：可倾瓦块止推轴承计算的许用值。

本部分是 GB/T 23892 的第3部分。

本部分等同采用 ISO 12130-3:2001《滑动轴承 稳态条件下流体动压可倾瓦块止推轴承 第3部分：可倾瓦块止推轴承计算的许用值》。

本部分等同翻译 ISO 12130-3:2001。

为便于使用，本部分做了下列编辑性修改：

- “本国际标准”一词改为“本部分”；
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”；
- 删除国际标准的前言。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国滑动轴承标准化技术委员会(SAC/TC 236)归口。

本部分负责起草单位：中机生产力促进中心。

本部分参加起草单位：西安交通大学、浙江省诸暨申发轴瓦有限公司、浙江申科滑动轴承有限公司、浙江东方滑动轴承有限公司、浙江长盛滑动轴承有限公司、浙江双飞无油轴承有限公司。

本部分由全国滑动轴承标准化技术委员会秘书处负责解释。

本部分为首次发布。

## 引 言

为了使根据 GB/T 23892.1—2009 计算的可倾瓦块止推轴承达到足够的运行可靠性,计算所得的运行参数  $h_{\min}$ ,  $T_B$  或  $T_2$  和  $\bar{p}$  不得低于或超过它们的许用运行参数  $h_{\lim}$ ,  $T_{\lim}$  和  $\bar{p}_{\lim}$ 。

对于高比压和/或高转速的极限运转状况,需要考虑热量、弹性变形、流体动压和/或湍流影响,进行更精确的计算。

这些许用值表征了依赖几何尺寸与加工技术的滑动轴承摩擦学系统的运行极限。它们是一些经验值。即使会受到其他方面的一些影响,其仍然能够满足运行的可靠性(见 GB/T 23892.1—2009 第4章)。

**滑动轴承 稳态条件下  
流体动压可倾瓦块止推轴承 第3部分：  
可倾瓦块止推轴承计算的许用值**

**1 范围**

GB/T 23892 的本部分规定了 GB/T 23892.1—2009 中规定的流体动压可倾瓦块止推轴承计算时的许用值。

所给的许用值可以修改以适用于特定的应用场合。

GB/T 23892 的本部分不适用于重载可倾瓦块止推轴承。

**2 规范性引用文件**

下列文件中的条款通过 GB/T 23892 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB/T 23892.1—2009 滑动轴承 稳态条件下流体动压可倾瓦块止推轴承 第1部分:可倾瓦块止推轴承的计算(ISO 12130-1:2001, IDT)

ISO 4381 滑动轴承 多层滑动轴承用铅锡铸造合金

ISO 4382-1 滑动轴承 单层和多层轴承用铸造铜合金

ISO 4382-2 滑动轴承 单层轴承用锻造铜合金

ISO 4383 滑动轴承 薄壁滑动轴承用金属多层材料

**3 避免磨损损害的许用值**

符号定义和计算示例见 GB/T 23892.1—2009。

为达到最小磨损和低失效概率,需要考虑最小许用油膜厚度  $h_{lim}$  以达到滑动轴承装置的完全流体润滑状态。润滑剂应清洁无杂质,因为杂质会加剧磨损、拉伤以及局部过热,这些将会削弱滑动轴承的正常功能。必要时,润滑剂应过滤。

作为过渡到混合润滑的特征值(见 GB/T 23892.1—2009),最小许用油膜厚度  $h_{lim, tr}$  可根据经验公式(1)计算:

$$h_{lim, tr} = \sqrt{\frac{D \times Rz}{12\,000}} \dots\dots\dots (1)$$

该公式从总体上考虑了随轴承尺寸的增加,加工公差的增加。

然而,在本系列标准中,加工方法以及机器的实际状态对加工公差影响很大,因此根据此公式计算的最小许用油膜厚度  $h_{lim, tr}$  值仅能提供参考。

轴、法兰或止推环的错误加工和超过许用公差,将会导致止推瓦块迅速失效。另外,机器在启动和停机时有多长时间在混合润滑状态下工作也是非常重要的。

对于较高的旋转速度,应增加正常运行时的最小许用油膜厚度,以便停机时,不会过快地到达混合润滑状态。

最小许用油膜厚度  $h_{\text{lim}}$  可根据经验公式(2)计算:

$$h_{\text{lim}} = C \sqrt{U \times D \times \frac{F_{\text{st}}}{F}} \dots\dots\dots(2)$$

式中:

$C=0.4 \times 10^{-5} \sim 2.9 \times 10^{-5}$ ;

$F_{\text{st}}/F$ ——静止状态时的承载能力  $F_{\text{st}}$  与额定旋转频率时的轴承力  $F$  的比值。

应用公式(2)计算后,应保证:

$$h_{\text{lim}} > h_{\text{lim, tr}} \dots\dots\dots(3)$$

推荐  $h_{\text{lim}} > 1.25 h_{\text{lim, tr}}$ 。

$h_{\text{lim}}$  的经验值见表 1 和表 2。

当  $F_{\text{st}}/F=0$  时,表 1 和表 2 最小许用油膜厚度第一列的数据与滑动速度无关,依然有效。

表 1  $F_{\text{st}}/F=1, C=1 \times 10^{-5}$  时最小许用油膜厚度  $h_{\text{lim}}$  的许用值

平均滑动直径 $D$ (止推环直径)/ mm	止推环平均滑动速度 $U/(m/s)$					
	$1 \leq U \leq 2.4$	$2.4 < U \leq 4$	$4 < U \leq 6.3$	$6.3 < U \leq 10$	$10 < U \leq 24$	$24 < U \leq 40$
	最小许用油膜厚度 $h_{\text{lim}}/\mu\text{m}$					
$24 \leq D \leq 63$	4	4	4.8	6	8.5	12
$63 < D \leq 160$	6.5	6.5	7.5	8.5	14	19
$160 < D \leq 400$	10	10	12	15	22	30
$400 < D \leq 1\,000$	16	16	19	24	35	48
$1\,000 < D \leq 2\,500$	26	26	30	38	55	75

表 2  $F_{\text{st}}/F=0.25, C=1 \times 10^{-5}$  时最小许用油膜厚度  $h_{\text{lim}}$  的许用值

平均滑动直径 $D$ (止推环直径)/ mm	止推环平均滑动速度 $U/(m/s)$					
	$1 \leq U \leq 2.4$	$2.4 < U \leq 4$	$4 < U \leq 6.3$	$6.3 < U \leq 10$	$10 < U \leq 24$	$24 < U \leq 40$
	最小许用油膜厚度 $h_{\text{lim}}/\mu\text{m}$					
$24 \leq D \leq 63$	4	4	4	4	4.3	6
$63 < D \leq 160$	6.5	6.5	6.5	6.5	7	8.5
$160 < D \leq 400$	10	10	10	10	11	15
$400 < D \leq 1\,000$	16	16	16	16	17	24
$1\,000 < D \leq 2\,500$	26	26	26	26	27	37

4 避免机械过载的许用值

通过滑动表面的变形要求求得的轴承最大许用比压  $\bar{p}_{\text{lim}}$  不应导致轴承功能损害或出现裂缝。除了轴承材料成分外,还有很多其他决定性因素影响轴承最大许用比压值,例如:加工工艺、材料金相组织、轴承材料的厚度以及轴承背的结构和型式。除此之外,还应检查启动时轴承是否处于满载状态。如果启动比压  $2.5 \text{ MPa} \leq \bar{p} \leq 3 \text{ MPa}$ , 则应使用辅助静压装置, 否则滑动表面将会磨损。表 3 给出了  $\bar{p}_{\text{lim}}$  的经验值。

表 3 轴承比压的最大许用经验值  $\bar{p}_{lim}$

轴承材料合金类别 <sup>a</sup>	$\bar{p}_{lim}^{b,c}$ /MPa
铅基合金和锡基合金	5(15)
Cu-Pb 合金	7(20)
Cu-Sn 合金	7(25)
Al-Sn 合金	7(18)
Al-Zn 合金	7(20)
<sup>a</sup> ISO 4381, ISO 4382-1, ISO 4382-2 和 ISO 4383。 <sup>b</sup> 圆括号内的值,用于特殊的运行条件下,例如滑移速度非常低时。 <sup>c</sup> 1 MPa=1 N/mm <sup>2</sup> 。	

5 避免热过载的许用值

避免热过载的许用值见表 4。

轴承的最大许用温度  $T_{lim}$  取决于轴承材料和润滑油。

随着温度的升高,轴承材料的硬度和强度降低。对于低熔点的铅基合金和锡基合金应特别注意。

另外,随温度的升高润滑油的黏度下降,滑动轴承的承载能力也因此下降。某些情况下,可能导致混合摩擦磨损。此外,当温度高于 80 ℃ 时,基础油为矿物油的润滑油的老化速度会加快。

当可倾瓦块止推滑动轴承在稳定状态下运行时,温度场为定值。当根据 GB/T 23892.1 进行计算时,轴承的热负荷可以通过轴承温度  $T_B$  和润滑油的出口温度  $T_2$  来描述,同时,应确保它们均不高于  $T_{lim}$ 。

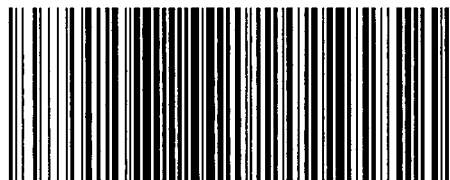
对于全部可用的轴承润滑油来说,总是只有一小部分在某个有限的时期内位于轴承间隙中,因而处在高温的情况下。也就是说不仅  $T_B$  和  $T_2$ ,而且润滑油总量和每分钟润滑油流量之比对于润滑油的使用寿命都是重要的。通常,与自给油润滑轴承相比,这一比率更有利于循环润滑的轴承。

表 4 轴承最高许用温度的经验值  $T_{lim}$

轴承润滑的类型	润滑油总量与每分钟润滑油流量之比	
	≤5	>5
	T <sub>lim</sub> °/℃	
压力润滑(循环润滑)	100(115)	110(125)
无压力润滑(自给油润滑)	90(110)	
a 例外情况下,圆括弧内的值可用在特殊运行条件。		

参 考 文 献

- [1] Spiegel, K. and Fricke J. , Belastungsdiagramm zur Berechnung von Axialgleitlagern (Load diagram for the calculation of plain bearings). Schmiertechnik+Tribologie 22(1975)3, pp. 59—64.
- 



GB/T 23892.3-2009

版权专有 侵权必究

\*

书号:155066 • 1-38408

定价: 14.00 元