



中华人民共和国国家标准

GB/T 28278.1—2012/ISO 12168-1:2001

滑动轴承 稳态条件下不带回油槽流体静 压径向滑动轴承 第1部分：不带回油槽 油润滑径向滑动轴承的计算

Plain bearings—Hydrostatic plain journal bearings without drainage grooves
under steady-state conditions—Part 1: Calculation of oil-lubricated plain
journal bearings without drainage grooves

(ISO 12168-1:2001, IDT)

2012-05-11 发布

2012-12-01 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

前 言

GB/T 28278《滑动轴承 稳态条件下不带回油槽流体静压径向滑动轴承》由以下两部分组成：

- 第 1 部分：不带回油槽油润滑径向滑动轴承的计算；
- 第 2 部分：不带回油槽油润滑径向滑动轴承计算的特性值。

本部分是 GB/T 28278 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 12168-1:2001《滑动轴承 稳态条件下不带回油槽流体静压径向滑动轴承 第 1 部分：不带回油槽油润滑径向滑动轴承的计算》。

与本部分中规范性引用的国际标准有一致性对应关系的我国标准如下：

- GB/T 3141—1994 工业液体润滑油 ISO 粘度分类(egv ISO 3448:1992)。

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、申科滑动轴承股份有限公司、浙江东方滑动轴承有限公司、东方汽轮机有限公司、东方电机有限公司、临安东方滑动轴承有限公司。

引 言

静压轴承的工作原理在于润滑的支撑力是由外部润滑油压力所产生。静压润滑的突出特点是磨损量小,噪音小,工作速度范围宽以及高刚度和高阻抗。这些性质决定了静压滑动轴承在许多情况下,如机床中应用的特殊重要性。

GB/T 28278 的本部分计算的基本原理适用于油腔数量不同、油腔几何形状相似、宽径比不同的静压轴承。GB/T 28278 的本部分只是针对油腔之间不带回油槽的流体静压径向滑动轴承。与带有回油槽的滑动轴承相比,这种类型的轴承在相同的刚度特性要求下所需的功率较小。

润滑油被恒压泵(系统压力 $p_m = \text{常数}$)经由前置线性节流器,如毛细管节流器压入每个润滑油腔。

GB/T 28278 的本部分后面列出的计算程序可以用于计算并评价给定设计参数的静压轴承,也可以用于设计部分参数可变的静压轴承。另外,GB/T 28278 的本部分还包含了对所需润滑系统的设计,包括节流器参数的计算。

滑动轴承 稳态条件下不带回油槽流体静压径向滑动轴承 第1部分:不带回油槽油润滑径向滑动轴承的计算

1 范围

GB/T 28278 的本部分适用于稳态条件下静压径向滑动轴承。

GB/T 28278 的本部分只针对油腔之间不带回油槽的润滑方式。

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,仅注日期的版本使用于本文件。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。

GB/T 28278.2—2012 滑动轴承 稳态条件下不带回油槽流体静压径向滑动轴承 第2部分:不带回油槽油润滑径向滑动轴承计算用特性值(ISO 12168-2:2001, IDT)

ISO 3448:1992 工业液体润滑油 ISO 黏度分类(Industrial liquid lubricants—ISO viscosity classification)

3 计算的基本原理和边界条件

本部分计算的目的是确定与轴承的运行条件、几何形状和润滑油等有关的静压滑动轴承运行参数,即确定轴承的偏心距,承载能力,油膜刚度,供油压力,润滑油流量,摩擦功耗、泵的功率以及温升等。除考虑轴承的静压外,轴承的流体动压效应也作了近似处理。

雷诺方程为静压轴承的计算提供了理论基础。然而在大多数实际应用中,通过近似计算也可以达到理想的精度。

本部分中所使用的近似方法是用两个积分方程来描述流经轴承和轴颈表面间隙的润滑油状态的。这两个积分方程可以由雷诺方程采用特定的边界条件导出。海根-泊努利定律描述了平行表面间隙中的压力流,库特公式描述了由轴颈旋转在轴承间隙中产生的剪切流。附录 A 中给出了计算过程理论基础的详细描述。

本部分所给的计算过程中采用了以下重要的假设。

- a) 润滑油的流动为层流。
- b) 润滑油完全粘附在被润滑的表面上。
- c) 润滑油是不可压缩的牛顿流体。
- d) 在整个润滑间隙中以及前置节流器中的润滑油是等黏度的。
- e) 润滑间隙内完全充满了润滑油。
- f) 油膜厚度方向压力梯度为零。
- g) 构成润滑间隙的轴颈和轴瓦表面是刚性的。
- h) 相对运动表面的曲率半径比润滑膜厚度大很多。
- i) 润滑膜的厚度在轴向(z 轴方向)为定值。

j) 油腔中的压力为定值。

k) 轴承表面没有法向上(y轴方向)的运动。

借助以上所提到的假设条件,可以确定轴承的设计和计算过程中所需用到的参数。应用相似性原理可以得到承载力、油膜刚度、流量、摩擦因数、油腔压力等参数的无量纲值。

本部分中图表所示参数仅限应用于静压润滑。而且轴承的偏心率(加载后偏移量)应在 $\epsilon=0\sim 0.5$ 的范围内。

偏心率范围的限制意味着对计算程序作了承载能力与偏心率是近似线性关系的合理简化。然而这种计算程序却由于使用可靠性方面的原因而不能应用在偏心率 $\epsilon>0.5$ 的情况下。更进一步的计算假设就是为刚度特性设定近似最佳节流比 $\xi=1$ 。

对于外部润滑,本部分仅限于应用在轴承长径比 $B/D=0.3\sim 1$ 的这种实际应用中最普通的情况下。油腔深度是润滑间隙的10倍~100倍。考虑以上假设,在计算摩擦损失的过程中,由于油腔里的摩擦损失远小于封油面上的摩擦损失而可以被忽略。然而,在考虑总功耗对轴承进行优化时,是不能做这种忽略的。

考虑到轴承的承载方向,区分载荷在油腔中心和载荷在封油面中心这两种极端的情况是很有必要的。

除了前面所提到的边界条件以外,为了使所设计的静压润滑轴承能应用于所有工况,仍需考虑其他方面的要求。总之,轴承的设计应遵循这样一条规律:在所能承受的最大载荷下,润滑间隙厚度至少要保持初始润滑间隙厚度的50%~60%,这一点必须要满足。另外还要特别注意的一种现象是由于轴的弯曲变形而导致轴心不对中,从而使转轴与轴承边缘接触而损坏轴承。当然,计算中所提到的绝对平行的润滑间隙在实际中是不存在的。

当静压油开关关闭,转轴与封油面发生接触的情况下,检查接触区域以便提高油膜压力。

为了保证轴承中产生的热量不会导致润滑油温度无限制的升高。必要时,需采取润滑油冷却措施,而且要将润滑油过滤以防止堵塞毛细管和损伤润滑面。

要避免油腔里压力过低。因为油腔里压力过低会导致环境中的空气流入,从而降低轴承刚度。

4 符号、术语和单位

符号、术语和单位见表1。

表1 符号、术语和单位

符号	术 语	单 位
a	惯性因子	1
A_{in}	封油面积	m^2
A_{in}^*	相对封油面积($A_{\text{in}}^* = \frac{A_{\text{in}}}{\pi \times B \times D}$)	1
A_p	油腔面积	m^2
b	与流动方向垂直的宽度	m
b_{ax}	轴向出油口宽度($b_{\text{ax}} = \frac{\pi \times D}{2}$)	m
b_c	周向出油口宽度($b_c = B - l_{\text{ax}}$)	m
B	轴承宽度	m
c	刚度系数	N/m
c_p	润滑油比热容(p =常数)	J/kg·K

表 1 (续)

符号	术 语	单 位
C_R	径向间隙 ($C_R = \frac{D_B - D_I}{2}$)	m
d_{cp}	毛细管直径	m
D	轴承直径 (D_I 为轴径; D_B 为孔径; $D \approx D_I \approx D_B$)	m
e	偏心距	m
F	承载力(载荷)	N
F^*	承载力特性值 [$F^* = F/(B \times D \times p_m)$]	1
F_{eff}^*	有效承载力特性值	1
$F_{eff,0}^*$	$N=0$ 时,有效承载力特性值	1
h	油膜厚度(润滑间隙高度)	m
h_{min}	最小油膜厚度	m
h_p	油腔深度	m
K_{rot}	速度因数	1
l	润滑油流动方向的长度	m
l_{ax}	轴向封油面长度	m
l_c	周向封油面长度	m
l_{cp}	毛细管长度	m
N	旋转频率(转速)	s^{-1}
p	油腔压力,一般情况下	Pa
\bar{p}	轴承比压 [$\bar{p} = F/(B \times D)$]	Pa
p_m	供油压力	Pa
p_i	油腔 i 中的压力	Pa
$p_{i,0}$	$\epsilon=0$ 时油腔 i 中的压力	Pa
P^*	功耗比, $P^* = P_i/P_p$	1
P_i	摩擦功耗	W
P_p	油泵功率	W
P_{tot}	总功耗 ($P_{tot} = P_i + P_p$)	W
P_{tot}^*	总功耗特性值	1
Q	润滑油流量(整个轴承)	m^3/s
Q^*	润滑油流量因数	1
R_{cp}	毛细管流阻	$Pa \cdot s/m^3$
$R_{lin,ax}$	一条轴向封油面流阻 ($R_{lin,ax} = \frac{12 \times \eta \times l_{ax}}{b_{ax} \times C_R^3}$)	$Pa \cdot s/m^3$
$R_{lin,c}$	一条周向封油面流阻 ($R_{lin,c} = \frac{12 \times \eta \times l_c}{b_c \times C_R^3}$)	$Pa \cdot s/m^3$
$R_{p,0}$	一个油腔流阻,当 $\epsilon=0$ 时 ($R_{p,0} = 0.5R_{lin,ax}$)	$Pa \cdot s/m^3$

表 1 (续)

符号	术 语	单位
Re	雷诺数	1
So	索莫菲德数	1
T	温度	℃
ΔT	温差	K
u	流速	m/s
U	周向线速度	m/s
\bar{w}	节流器内平均流速	m/s
Z	油腔个数	1
α	第一个油腔相对油腔中心的偏位角	rad
β	轴承偏位角	°
γ	黏度公式指数	1
ϵ	偏心率($\epsilon=e/C_R$)	1
η	动力黏度	Pa·s
κ	流阻比($\kappa=\frac{R_{lin,ax}}{R_{lin,c}}=\frac{l_{ax}\times b_c}{l_c\times b_{ax}}$)	1
ξ	节流比($\xi=\frac{R_{sp}}{R_{F,0}}$)	1
π_f	无量纲供油压力特性值($\pi_f=\frac{\eta_b\times\omega}{P_{eo}\times\psi^2}$)	1
ρ	密度	kg/m ³
τ	剪应力	N/m ²
φ	角坐标	rad
ψ	轴承间隙比($\psi=\frac{2\times C_R}{D}$)	1
ω	角速度($\omega=2\times\pi\times N$)	s ⁻¹

5 计算方法

5.1 概述

GB/T 28278 的本部分涵盖了静压径向轴承的计算和设计。其中,轴承计算可认为是在已知轴承几何参数和润滑参数的情况下,对静压润滑轴承运行参数的校核。在设计计算中,应用以下计算方法可以根据少量的原始数据(如:所需承载力、刚度、旋转频率等)确定轴承几何尺寸、润滑数据以及运行参数中的未知量。

在以上两种情况下,计算都是根据第 3 章中所提到的海根-泊努利方程和库特方程为基础的一种近似方法。用这种方法计算得出的轴承参数以图表方式给出相对值,可以表示不同参数的影响。轴承的计算和设计过程在 5.2~5.7 中有具体描述。其中包括了用已知计算公式或图表对不同的轴承参数所做的判定。本部分详细介绍了以下计算内容:

- a) 考虑旋转和不考虑旋转两种情况下轴承的承载力的确定;

- b) 润滑油流量和泵功率的计算；
 c) 考虑油腔内摩擦损耗和不考虑油腔内摩擦损耗两种情况下的摩擦功耗的确定；
 d) 最小功耗条件下轴承最优化步骤。

对于所有计算过程,需要特别注意的一点是要确定在润滑间隙、润滑油腔以及毛细管中的润滑油流动符合层流情况这一重要前提假设。它可以通过雷诺数来判断。另外,由惯性因子在毛细管里引起的压力差应较低(见 A. 3. 1)。

如满足第 3 章中所给定的边界条件,与通过求解雷诺方程所得到的精确解相比,本方法计算结果产生的偏差在实际使用中可以忽略。

5.2 承载力

如无特别说明,以下所提到的线性毛细管就被用作节流器,且节流比 $\xi=1$ 。另外,所不同的只是由“载荷作用在油腔中心”和“载荷作用在封油面中心”这两种情况产生的。因此,不再在每种情况下都声明轴承的特性值是“节流器类型”、“节流比”和“载荷相对轴承的作用方向”三个参数的函数。

因此在上述前提假设下,承载力的特性值:

$$F^* = \frac{F}{B \times D \times p_{en}} = \frac{\bar{p}}{p_{en}} \quad \dots\dots\dots(1)$$

仍旧由下列参数决定:

- 油腔个数 Z ;
- 长径比 B/D ;
- 无量纲轴向封油面宽度 l_{ax}/B ;
- 无量纲径向封油面宽度 l_c/D ;
- 偏心率 ϵ ;
- 由载荷“作用在油腔中心”和“作用在封油面中心”的不同,引起的无量纲供油压力特性值。

$$\pi_i = \frac{\eta_b \times \omega}{p_{en} \times \Psi^2} \quad \dots\dots\dots(2)$$

注:索莫菲尔德数, S_o , 与普通动压润滑轴承一样可以由以下公式确定:

$$S_o = \frac{\bar{p} \times \Psi^2}{\eta_b \times \omega} = \frac{F^*}{\pi_i}$$

在 GB/T 28278. 2—2012 图 1 和图 2 中,公式 F^* (ϵ, π_i) 和 $\beta(\epsilon, \pi_i)$ 取 $Z=4, \xi=1, B/D=1, l_{ax}/B=0.16, l_c/B=0.26$, 通过节流器的节流作用,加载方向作用在油腔中心。

在这些图中显示了转速对承载力和偏位角特性值的影响。

对于几何结构相似的轴承,当 $F, B, D, p_{en}, \omega, \Psi$ 和 η_b (如适用时,根据 5.6 来确定 η_b) 等参数值给定时,则可以确定润滑油膜的厚度。

得到这些参数后可通过公式(1)和公式(2)分别确定 F^* 和 π_i 。对于这种几何结构, ϵ 和 β 的相关数值可以从 GB/T 28278. 2—2012 图 1 中得出,因此 $h_{min}=C_R(1-\epsilon)$ 。

由附录 A 中所示的近似法,可以得知由“有效轴承宽度” $B-l_{ax}$ 所形成的有效承载力特性值:

$$F_{eff}^* = \frac{F}{(B-l_{ax}) \times D \times p_{en}} \quad \dots\dots\dots(3)$$

还与一些次要参数相关。在这种情况下,则应考虑宽径比 B/D , 另外还有油腔个数 Z , 流阻比:

$$\kappa = \frac{R_{lin,ax}}{R_{lin,c}} = \frac{l_{ax} \times b_c}{l_c \times b_{ax}} = \left(\frac{B}{D}\right)^2 \times \frac{Z}{\pi} \times \frac{l_{ax} \times \left(1 - \frac{l_{ax}}{B}\right)}{l_c} \quad \dots\dots\dots(4)$$

偏心率 ϵ , 以及决定着动压与静压之比的速度因数:

$$K_{\text{rot}} = \pi_f \times \kappa \times \xi \times l_c / D = \frac{\eta_b \times \omega}{p_{\text{en}} \Psi^2} \times \kappa \times \xi \frac{l_c}{D} \dots\dots\dots(5)$$

另外,若利用 $\epsilon \leq 0.5$ 时方程 $F_{\text{eff}}^*(\epsilon)$ 是近似线性的这一特点,那么由方程 $F_{\text{eff}}^*(\epsilon=0.4) = f(Z, \kappa, K_{\text{rot}})$ 便可以计算出轴承的承载力。

GB/T 28278.2—2012 图 3 和图 4 为“载荷作用在油腔中心”的情况,它分别给出了方程 $F_{\text{eff},0}^*(\epsilon=0.4) = F_{\text{eff}}^*(\epsilon=0.4), (K_{\text{rot}}=0) = f(Z, \kappa)$ 和方程 $\frac{F_{\text{eff}}^*}{F_{\text{eff},0}^*} = f(Z=4, \kappa, K_{\text{rot}})$ 。根据流体动压润滑的条件可知在这种情况下轴承的承载力也随之增加。

如果用 Z 和所有其他参数通过计算公式(3)~公式(5)来分别确定 F_{eff}^* 、 κ 和 K_{rot} ,那么实际运行中润滑油膜的最小油膜厚度便可以确定。

算出 κ 和 $K_{\text{rot},\text{nom}}$ 后, $F_{\text{eff},0}^*(\epsilon=0.4)$ 和 $(F_{\text{eff}}^*/F_{\text{eff},0}^*)(\epsilon=0.4)$ 的值便可以分别由 GB/T 28278.2—2012 图 3 和图 4 得出, F_{eff}^* 由公式(3)计算得出,那么偏心率便可由下式得到:

$$\epsilon = \frac{0.4 \times F_{\text{eff}}^*}{(F_{\text{eff}}^*/F_{\text{eff},0}^*)(\epsilon=0.4) \times F_{\text{eff},0}^*(\epsilon=0.4)}$$

最小油膜厚度是 $h_{\text{min}} = C_R(1-\epsilon)$ 。

5.3 润滑油流量和泵功率

润滑油的流量因数由以下公式给出:

$$Q^* = \frac{Q \times \eta_b}{C_R^3 \times p_{\text{en}}} \dots\dots\dots(6)$$

它仅仅取决于偏心率 ϵ , 轴承的载荷方向和无量纲供油压力特性值 π_f 或者速度因数。

润滑油的流量可以由下式近似地得出(见 A.3.3):

$$Q^*(\epsilon \leq 0.5) \approx Q^*(\epsilon=0) = \frac{1}{1+\xi} \times \frac{\pi}{6(B/D)} \times \frac{1}{l_{\text{ax}}/B} \dots\dots\dots(7)$$

其中 $\xi = \frac{R_{\text{cp}}}{R_{\text{p},0}}$ 且 $R_{\text{p},0} = \frac{6 \times \eta_b \times l_{\text{ax}}}{b_{\text{ax}} \times C_R^3}$

A.3.2.2 中提到的毛细管流体阻力由以下公式给出:

$$R_{\text{cp}} = \frac{128 \times \eta_{\text{cp}} \times l_{\text{cp}}}{\pi \times d_{\text{cp}}^4} \times (1+a)$$

其中非线性部分(惯性因子):

$$a = \frac{1.08}{32} \times \frac{4 \times Q \times \rho}{\eta_{\text{cp}} \times l_{\text{cp}} \times Z}$$

通过转换公式(6),当已知 $\eta_b, C_R, p_{\text{en}}, \xi, B/D$ 和 l_{ax}/B 时润滑油流量便可求得。

对于轴承优化, Q^* 可以由 GB/T 28278.2—2012 表 1 得出。若不考虑效率,泵的功率由下式给出:

$$P_p = Q \times p_{\text{en}} = Q^* \times \frac{p_{\text{en}}^2 \times C_R^3}{\eta_b} \dots\dots\dots(8)$$

由近似法, Q^* 仍是由公式(7)确定,因此它既是流量的特性值又是泵功率的特性值。

5.4 摩擦功耗

摩擦功耗的特性值由以下公式给出:

$$P_f^* = \frac{P_f \times C_R}{\eta_b \times U^2 \times B \times D} \dots\dots\dots(9)$$

封油面和油腔都会产生摩擦。封油面面积与整个轴承面积相关由以下计算公式给出:

$$A_{\text{lm}}^* = 2 \times \frac{l_{\text{ax}}}{B} + \frac{Z}{\pi} \times \frac{l_c}{D} \times \left(1 - 2 \times \frac{l_{\text{ax}}}{B}\right)$$

由近似算法,封油面摩擦功耗的特性值由下式给出:

$$P_{f,\text{lm}}^* = \frac{\pi}{\sqrt{1-\epsilon^2}} \times A_{\text{lm}}^*$$

油腔内摩擦功耗的特性值:

$$P_f^* = \pi \times 4 \times \frac{C_R}{h_p} \times (1 - A_{\text{lm}}^*)$$

因此总的摩擦功耗特性值为:

$$P_f^* = \pi \times A_{\text{lm}}^* \times \left[\frac{1}{\sqrt{1-\epsilon^2}} + \frac{4 \times C_R}{h_p} \times \left(\frac{1}{A_{\text{lm}}^*} - 1 \right) \right] \dots\dots\dots(10)$$

实际摩擦功耗由方程式(9)变换得到:

$$P_f = P_f^* \times \frac{\eta_B \times U^2 \times B \times D}{C_R}$$

5.5 优化方案

当根据功耗来优化时,总功耗,即泵功率和摩擦功耗之和为最小。由 5.3 和 5.4,总功耗由下式给出:

$$P_{\text{tot}} = P_p + P_f = Q^* \times \frac{P_{\text{en}}^2 \times C_R^3}{\eta_B} + P_f^* \times \frac{\eta_B \times U^2 \times B \times D}{C_R}$$

代入方程(1)和方程(2),上式可写成:

$$P_{\text{tot}} = F \times \omega \times C_R \times \frac{Q^*}{4 \times \frac{B}{D} \times F^* \times \pi_i} \times \left(1 + \frac{P_f^*}{P_p^*}\right) \dots\dots\dots(11)$$

根据韦尔默朗方法,摩擦功耗与泵功率的比值是可选参数并由 P^* 确定。因此总摩擦功耗的特性值由下式给出:

$$P_{\text{tot}}^* = \frac{P_{\text{tot}}}{F \times \omega \times C_R} = \frac{Q^* \times (1 + P^*)}{4 \times \frac{B}{D} \times F^* \times \pi_i} \dots\dots\dots(12)$$

一系列计算表明,功耗最小可以在一个无量纲较宽的范围 $P^* = 1 \sim 3$ 内实现,且最优值随功耗比 P^* 的变化不大。因此可以用平均值 $P^* = 2$ 作近似优化处理。

由于功耗最小值与所选的功耗比 P^* 有关,故公式(12)中的无量纲供油压力特性值不可以任意选取:即

$$P^* = \pi_i^2 \times 4 \times \frac{B}{D} \times \frac{P_f^*}{Q^*} \text{ 或者 } \pi_i = \frac{1}{2} \times \sqrt{\frac{P^* \times Q^*}{P_f^* \times \frac{B}{D}}} \dots\dots\dots(13)$$

当 P^* 、 B/D 、 ϵ 、 h_p/C_R 和 ξ 已知,由公式(12)可知,最优化的总功耗特性值只是 Z 、 l_{ax}/B 、 l_c/D 的函数。

P_{tot}^* 作为几何参数 l_{ax}/B 、 l_c/B 的函数。在 GB/T 28278.2—2012 图 5 至图 6 中,给出 $P^* = 2$ 、 $Z=4$ 、 $\xi=1$ 、 $B/D=1$ 、 $\epsilon=0.4$ 时,考虑或不考虑油腔($h_p/40=C_R$)内摩擦的两种情况下相应的 P_{tot}^* 值。

在 GB/T 28278.2—2012 图 7 至图 12 中,考虑油腔内的摩擦的情况下,当 $P^* = 2$ 、 $\xi=1$ 、 $\epsilon=0.4$ 、 $h_p=40C_R$ 时,分别作为 l_{ax}/B 、 l_c/D 和 l_c/B 的函数,针对不同的 B/D 和 Z 值给出了相应的 P_{tot}^* 值。总功耗最优化后的封油面宽度 l_{ax}/B 和 l_c/B 可由这些图中得到。

最佳封油面长度和由它求得的与之相关联的 $B/D=1 \sim 0.3$ 的值,以及油腔个数 $Z=4 \sim 10$ 的值由 GB/T 28278.2—2012 表 1 中给出。

随着宽度的减小 P_{in}^* 和所需功率随之增加。在高转速和确定轴径的情况下,建议使用轴承宽度较窄的滑动轴承作支撑。

在轴还没有启动或转速较小的情况下,用 $P^* = 1 \sim 3$ 作优化的方法不适用,见参考文献[2]。在这种情况下,则以泵的功率最小为优化目标,从而得到无量纲较小的封油面。这时,近似优化法失效,雷诺微分方程只能用有限元法来解。

对于参数为 $Z=4, B/D=1, \epsilon=0.4$ 的轴承,通过优化可以得到以下参数:

$$l_{ax}/B=0.25, l_c/B=0.4, F^*=0.202, Q^*=1.003.$$

在 GB/T 28278.2—2012 图 13 至图 18 中,对于不同的油腔个数情况下,有效承载力的特性值 F_{in}^* 可以作为 ϵ 的函数给出。 ϵ 中含有参数 κ ,其中 κ 为载荷作用在油腔中心或封油面中心的参数。

5.6 温度和黏度

当 $\epsilon=0$ 时,毛细管中产生的温升可由下式计算(此处不考虑润滑油与环境的热量交换):

$$\Delta T_{cp} = \frac{p_m - p}{c_p \times \rho} = \frac{p_m}{c_p \times \rho} \times \frac{\xi}{1 + \xi}$$

轴承内的温升, $\epsilon=0$ 时,如下式所示:

$$\Delta T_{cp} = \frac{p}{c_p \times \rho} + \frac{P_f}{c_p \times \rho \times Q} = \frac{p_m}{c_p \times \rho} \times \left(\frac{1}{1 + \xi} + P^* \right)$$

因此,在毛细管中的平均温度由下式给出:

$$T_{cp} = T_m + \frac{1}{2} \times \Delta T_{cp} \quad \dots\dots\dots (14)$$

且轴承内的平均温度为:

$$T_B = T_m + \Delta T_{cp} + \frac{1}{2} \times \Delta T_B \quad \dots\dots\dots (15)$$

假定毛细管和轴承中的有效黏度为:

$$\eta_{cp} = \eta(T_{cp}), \eta_B = \eta(T_B)$$

若黏度与温度之间的依赖关系不完全清楚,那么黏度 η_{cp} 和 η_B 可以采用指数函数作近似。其前提条件是 η_1 和 η_2 在两个与预估温度 T_{cp} 和 T_B 附近的温度 T_1 和 T_2 下是已知的。

$$\eta_{cp} = \eta_1 \times \exp[-\gamma \times (T_{cp} - T_1)]; \eta_B = \eta_1 \times \exp[-\gamma \times (T_B - T_1)]$$

其中:

$$\gamma = \frac{1}{T_2 - T_1} \times \ln \frac{\eta_1}{\eta_2} \quad \dots\dots\dots (16)$$

如果仅知道由 ISO 3448:1992 所确定的黏度等级,则黏度指数为 100 的普通润滑油的黏度可根据 40 °C 的标准黏度 η_{40} 计算,即:

$$\eta(T) = \eta_{40} \times \exp \left[160 \times \ln \left(\frac{\eta_{40}}{0.18 \times 10^{-3}} \right) \times \left(\frac{1}{T + 95} - \frac{1}{135} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (17)$$

T 的单位为摄氏度(°C),动力黏度 η_{40} 可根据黏度等级,由运动黏度 V_{40} 与密度 ρ 的乘积来算得。若不太清楚润滑油的密度,则可以取近似值 $\rho=900 \text{ kg/m}^3$ 计算。

公式(17)是基于 Vogel 公式、经验常数 Cameron 和 Rost 以及 40 °C 时的标称黏度,由 Rodermund 进行转换得到的。

5.7 油腔最小压力

在高转速和高 K_{rel} 值的情况下,由公式(5)可知油腔内的最小压力 p_{min} 在轴承的非承载区可以减小为零,同时在承载区,最大压力 p_{max} 可以比 p_m 值还大。油腔内最小压力,即 F^* 取决于多种因素。可由以下比值表示:

$$\frac{p_{\min}}{p_{\text{en}}}(Z, \varphi_G, \kappa, K_{\text{rot}})$$

在 GB/T 28278.2—2012 图 19 中,给出了 $Z=4$, $\epsilon=0.4$ 和 3 个 κ 值的情况下,基于 K_{rot} 值的最小相对油腔压力。

附录 A
(规范性附录)

流体静压径向滑动轴承近似计算方法详述

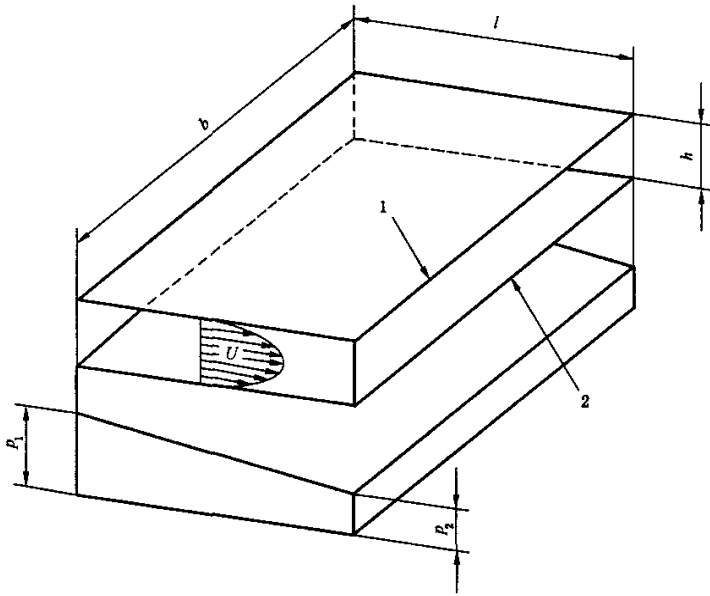
A.1 简介

本计算示例是基于一种近似的计算方法,这种近似的计算在小封油面(如轴高速旋转)的情况下可以得到很高精度的计算结果。在较宽的封油面情况下就需解雷诺微分方程,即通过求解微分方程的方法计算。

A.2 理论基础

A.2.1 基本条件

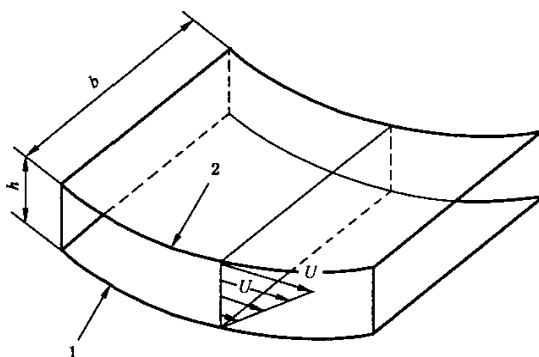
近似法假定液体流动为层流,不考虑惯性,并为流体流经封油面使用两个基本公式(见图 A.1 和图 A.2)。



说明:

- 1——轴承;
- 2——轴颈。

图 A.1 两平行板间的压力流



说明

- 1——轴承；
2——轴颈。

图 A.2 旋转引起的剪切流

A.2.2 海根-伯努利方程

两平行板间的压力流： $(b \gg h)$

$$Q = \frac{(p_2 - p_1) \times b \times h^3}{12 \times \eta \times l}$$

A.2.3 库特方程

轴旋转引起的剪切流：

$$Q = b \times \frac{U \times h}{2}$$

A.2.4 其他假定

- 油腔内压力值为常数。
- 轴承和毛细管内润滑油的黏度为常数。
- 轴和轴承都是刚性的，他们的轴始终保持平行。
- 在计算润滑油的流量时，润滑油的出口宽度扩展到与之相邻封油面的中心位置，且压力梯度沿出口长度方向呈线性变化。
- 计算承载能力时，油腔内到和与之相邻封油面中心的压力是连续的。

A.3 计算

A.3.1 一般计算

对确定的轴的位置，油腔内的压力通过轴在某一确定位置的连续性方程解出。连续性方程通过以下参数定义：

e = 偏心距；

$\epsilon = e/C_R$ ；

β = 偏位角；

其他所有参数都由油腔内压力导出。

在一开始偏位角 β 值为未知的时候,计算过程是要经过迭代的。当油腔内压力和载荷作用在同一方向的时候偏位角才不会发生变化(见图 A.3)。

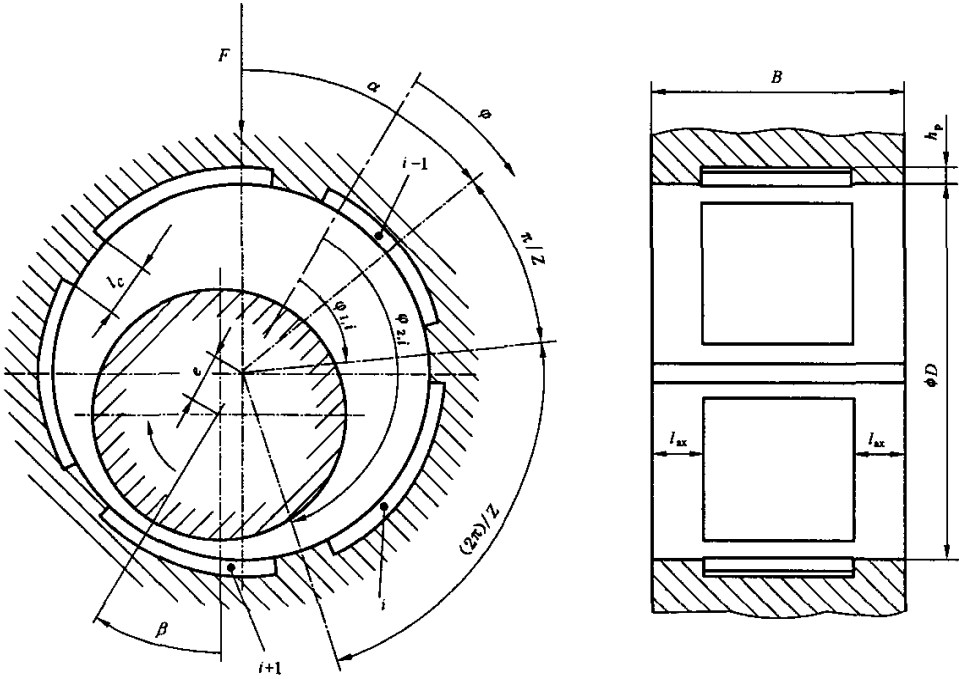


图 A.3 轴承结构

理论上,计算中是假定载荷为垂直方向。然而,我们可以假定轴承的安装可以适应任意方向的载荷而不局限于垂直载荷。

油腔 i 起始与角度 $\varphi_{1,i}$, 结束于角度 $\varphi_{2,i}$ 。

第一个油腔的中心位于 α 角处。起始角和结束角分别为:

$$\varphi_{1,i} = \alpha - \beta + \frac{2 \times \pi}{Z} \times \left(i - \frac{3}{2} \right)$$

$$\varphi_{2,i} = \alpha - \beta + \frac{2 \times \pi}{Z} \times \left(i - \frac{1}{2} \right)$$

润滑油膜厚度 h 在封油区的变化由公式 $h = C_R(1 + \varepsilon \times \cos \varphi)$ 确定。

A.3.2 油腔压力

A.3.2.1 连续性原理被应用于每个压力油腔。包含 p_{i-1} , p_i 和 p_{i+1} 三个压力的方程适用于每一个油腔 i 。该系列方程的解可得到轴承中的所有压力。

A.3.2.2 流经前置节流器($\varepsilon=0$)的润滑油流量由下式给出:

$$\frac{Q}{Z} = \frac{(p_m - p)^k}{R_{sp}}$$

$k=1$ 对应于线性节流。以层流状态毛细管节流器为例:

$$Re_{sp} = \frac{\bar{w} \times d_{sp} \times \rho}{\eta_{sp}} < 2300$$

其中忽略惯性项 $\frac{\rho}{2} \times \bar{w}^2$ 。

$k=1/2$ 对应于平方根规律节流。以小孔节流为例,流量因数可以视为与雷诺数是相互独立的。

当确定一个毛细管尺寸的时候,其中惯性项部分所占的比例应比较少,而且在适当的情况下应能记入计算。根据 Schiller 原理,在圆形入口(回转半径 $>0.3 \times d_{cp}$)速度 $\bar{w} = \frac{4 \times Q}{Z \times \pi \times d_{cp}^2}$ 产生的压力降为

$$\Delta p_{en} = 2.16 \times \frac{\rho}{2} \times \bar{w}^2.$$

毛细管的流阻为:

$$R_{cp} = \frac{p_{en} - p_i}{Q} = \frac{\Delta p_{lm}}{Q} + \frac{\Delta p_{en}}{Q} = \frac{128 \times \eta_{cp} \times l_{cp}}{\pi \times d_{cp}^4} + \frac{2.16 \times \frac{\rho}{2} \times \bar{w}^2}{\bar{w} \times \frac{\pi}{4} \times d_{cp}^2}$$

$$R_{cp} = \frac{128 \times \eta_{cp} \times l_{cp}}{\pi \times d_{cp}^4} \times (1 + a), \text{ 其中 } Re_{cp} = \frac{4 \times Q \times \rho}{Z \times \pi \times d \times \eta_{cp}}$$

$$\text{且 } a = \frac{1.08}{32} \times Re_{cp} \times \frac{d_{cp}}{l_{cp}} = \frac{1.08}{32} \times \frac{4 \times Q \times \rho}{Z \times \eta_{cp} \times l_{cp} \times \pi}$$

其中非线性部分 a (惯性因子) 会使上式 Q/Z 中的指数 $k < 1$ 。指数 k 可由下式近似计算得到:

$$k = \frac{1+a}{1+2 \times a}$$

可以取 $a=0.1 \sim 0.2$ 。即使用指数 $k=1$ 来计算也不会产生过大的误差。考虑到在特殊油腔内 ($\epsilon \neq 0$) 的不同润滑油流速,毛细管中的雷诺数不应超过 $Re_{cp} = 1\,000 \sim 1\,500$ 。

A.3.2.3 油腔 i 沿轴向流动的流量为:

$$Q_{ax,i} = 2 \times \int_{\varphi'_{1,i}}^{\varphi'_{2,i}} \frac{h^3}{12 \times \eta_B} \times \frac{p_i}{l_{ax}} \times \frac{D}{2} \times d\varphi$$

由于轴的偏心率的存在, h 不是常数。

若

$$a_i = \int_{\varphi'_{1,i}}^{\varphi'_{2,i}} \frac{h^3}{C_R^3} d\varphi = \int_{\varphi'_{1,i}}^{\varphi'_{2,i}} (1 + \epsilon \cos \varphi)^3 \times d\varphi$$

$$= \left[(\varphi'_2 - \varphi'_1) \times \left(1 + \frac{3}{2} \times \epsilon^2 \right) + (\sin \varphi'_2 - \sin \varphi'_1) \times (3\epsilon + \epsilon^3) + \frac{3}{4} \times \epsilon^2 \times (\sin 2\varphi'_2 - \sin 2\varphi'_1) - \frac{\epsilon^3}{3} \times (\sin^3 \varphi'_2 - \sin^3 \varphi'_1) \right]_i$$

则,

$$Q_{ax,i} = \frac{C_R^3 \times D}{12 \times \eta_B \times l_{ax}} \times a_i \times p_i$$

A.3.2.4 周向体积流量由计算得到后,两平行板间流体薄膜厚度近似认为 $\bar{h}_i = h(\varphi_{2,i})$ 。

从油腔 i 流入油腔 $i+1$ 的体积流量为:

$$Q_{c,i+1} = \frac{\bar{h}_i^3 \times b_c}{12 \times \eta_B \times l_c} \times (p_i - p_{i+1}) + \frac{U \times \bar{h}_i \times b_c}{2}$$

其中 $\bar{h}_i = C_R \times (1 + \epsilon \times \cos \varphi_{2,i})$ 且 $U = \pi \times D \times N$

类似地,由油腔 $i-1$ 流入油腔 i 的体积流量为:

$$Q_{c,i-1} = \frac{\bar{h}_{i-1}^3 \times b_c}{12 \times \eta_B \times l_c} \times (p_{i-1} - p_i) + \frac{U \times \bar{h}_{i-1} \times b_c}{2}$$

A.3.2.5 由图 A.4,根据油腔 i 的连续性方程可以得知:

$$Q_{R,i} = Q_{ax,i} + Q_{c,i+1} - Q_{c,i-1}$$

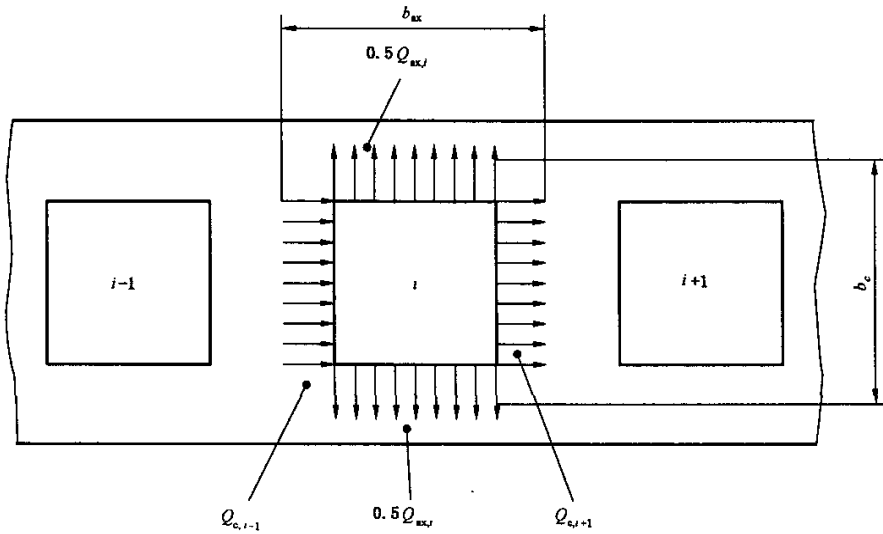


图 A.4 单个油腔内的体积流量

如果：

$$f_i = 1 + \epsilon \times \cos \varphi_{2,i}$$

$$\omega = 2 \times \pi \times N = \frac{2 \times U}{D}$$

$$p_i^* = \frac{p_i}{p_{em}}$$

速度因数 $K_{rot} = \frac{\eta_B \times \omega \times \xi \times \kappa \times l_c}{p_{em} \times \Psi^2 \times D}$ ；

其中：

轴承间隙比为 $\Psi = \frac{2 \times C_R}{D}$

流阻比为 $\kappa = \frac{R_{P,ax}}{R_{P,c}} = \frac{l_{ax} \times b_c}{l_c \times b_{ax}}$

$$R_{P,0} = \frac{R_{P,ax}}{2}$$

节流比为 $\xi = \frac{R_{sp}}{R_{P,0}} = \frac{R_{sp} \times b_{ax} \times C_k^3}{6 \times \eta_B \times l_{ax}}$

那么油腔 i 中的压力 p_i^* 便可求得：

$$-p_{i-1}^* \times \frac{\kappa \times \xi}{2} f_{i-1}^3 + p_i^* \times \left[1 + \frac{a_i}{2 \times \pi} Z \times \xi + \frac{\kappa \times \xi}{2} \times (f_i^3 + f_{i-1}^3) \right] - p_{i+1}^* \times \frac{\kappa \times \xi}{2} \times f_i^3$$

$$= 1 - 6 \times K_{rot} \times (f_i - f_{i-1})$$

因此油腔里的无量纲压力和其他的所有轴承参数都由以下参数决定：

- a) 节流比 ξ 。
- b) 轴承几何尺寸：
 - 油腔个数 Z ；
 - 油腔形状和位置 (κ, α) ；
 - 轴颈位置 (ϵ, β) 。
- c) 速度因数 K_{rot} 。

偏位角 β 由迭代计算得到。

A.3.3 载荷 F 、偏位角 β 、刚度 c

由图 A.5 可知作用在油腔 i 的径向载荷由下式给出：

$$F_i = b_c \times \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} p_i \cos \delta \times \frac{D}{2} \times d\delta = b_c \times p_i \times D \times \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)$$

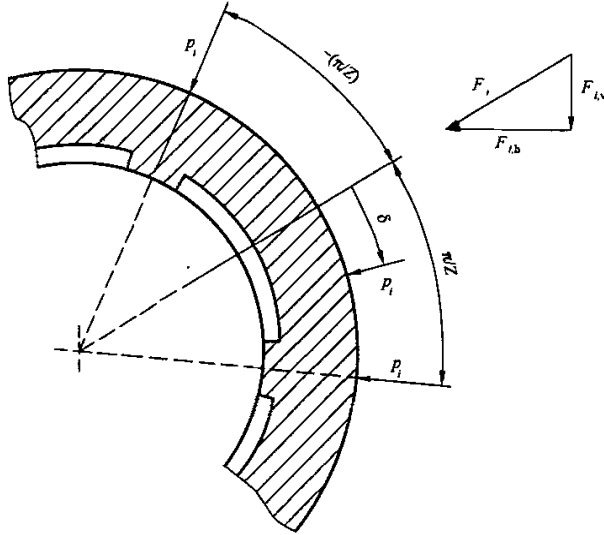


图 A.5 载荷对单个油腔的作用

载荷的作用方向：

$$\bar{\varphi}_i = \frac{\varphi_{1,i} + \varphi_{2,i}}{2}$$

其水平分量是所有 F_i 水平投影的和，其中：

$$F_h = b_c \times D \times \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) \times \sum_{i=1}^Z p_i \times \sin(\bar{\varphi}_i + \beta)$$

相应的铅垂分量为：

$$F_v = b_c \times D \times \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) \times \sum_{i=1}^Z p_i \times \cos(\bar{\varphi}_i + \beta)$$

其中：

$$\bar{\varphi}_i + \beta = \alpha + \frac{2\pi}{Z} \times (i - 1)$$

总载荷 $F = \sqrt{F_h^2 + F_v^2}$

载荷产生的偏位角 $\varphi_F = \arctan \frac{F_h}{F_v}$

注：垂直载荷的情况下，每个偏心率对应的偏位角都需作 $\varphi_F = 0$ 的修正。若承载力 F 不是作用在垂直方向而是与垂直线有一个夹角 φ_F ，那么在安装轴承的时候也留出一个偏角 φ_F 便可以应用垂直载荷情况下的结论。

刚度 c 可以通过不同的方式进行定义：

这里的定义方式为：

$$c = \frac{F}{e} = \frac{F}{\epsilon \times C_R}$$

A.3.4 润滑油流量和泵功率

润滑油总流量可以由流经所有节流器流量 $Q_{cp,i}$ 之和计算得知:

$$Q = \sum_{i=1}^z Q_{cp,i} = \frac{Z \times p_{en} - \sum_{i=1}^z p_i}{R_{cp}}$$

润滑油流量也可以由公式(7)近似计算得出。

泵功率: $P_p = Q \times p_{en}$

A.3.5 摩擦功耗

摩擦功耗由以下两部分组成:

- a) 封油面产生的摩擦;
- b) 油腔内二次流动产生的摩擦。

封油面面积:

$$A_{lan} = 2 \times \pi \times l_{ax} \times D + Z \times l_c \times (B - 2 \times l_{ax})$$

$$A_{lan}^* = \frac{A_{lan}}{\pi \times B \times D}$$

轴径表面的剪应力约为:

$$\tau = \eta_B \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=h} = \frac{1}{2} \times \frac{\partial p}{\partial x} \times h + \frac{U}{h} \times \eta_B$$

不考虑压力流的影响,剪应力 τ 可以由下式近似计算:

$$\tau = \frac{U}{h} \times \eta_B$$

封油面内的摩擦功耗为:

$$P_{f,lan} = \int_{A_{lan}} \tau \times U \times dA = \frac{\eta \times U^2}{C_R} \times \int_{A_{lan}} \frac{dA}{1 + \varepsilon \times \cos \varphi}$$

若假定封油面沿圆周方向均匀分布,则上式可以简化为:

$$P_{f,lan} = \frac{\eta \times U^2}{C_R} \times \frac{A_{lan}}{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}$$

尽管油腔深度 $h_p \gg h$, Shinkle 和 Hornung 的研究表明,在油腔内由二次流动产生的摩擦在轴高速旋转的情况下仍需被纳入计算。特别是在宽油腔、小封油面的情况下这种情况更应该考虑。

当油腔内的流动仍为层流,即:

$$Re_p = \frac{U \times h_p \times \rho}{\eta_B} < 1\ 000$$

那么油腔内的摩擦功耗由下式给出:

$$P_{f,p} = 4 \times \frac{\eta \times U^2}{h_p} \times A_p$$

其中:

$$A_p = \pi \times B \times D - A_{lan}$$

当 $Re_p > 1\ 000$, 油腔内流体为紊流状态,且摩擦随之增大。在这种情况下,前面提到的 τ 的计算公式不再适用。

A.3.6 尺寸计算式

当刚度 c 已知,下面给出的公式可以用来确定轴承的相关尺寸:

$$C_R = \frac{F}{\epsilon \times c}$$

$$D^2 \times p_{en} = \frac{F}{\frac{B}{D} \times F^*}$$

$$\frac{p_{en}}{\eta_b} = \frac{F \times \omega}{C_k^2} \times \frac{1}{4 \times \frac{B}{D} \times F^* \times \pi_f}$$

附录 B
(规范性附录)
计算示例

B.1 例 1——静压径向滑动轴承的计算

B.1.1 概述

对一个静压轴承进行校核。该轴承有四个压力油腔,压力油腔的尺寸参数已知,轴承的运行参数已知。

润滑油牌号 ISO VG46 和进油温度也都已给定。润滑油量、功耗、刚度、油膜厚度等都由计算得知。下面为已知参数:

B.1.2 尺寸参数

- 轴承直径, $D=0.12$ m;
- 轴承宽度, $B=0.12$ m;
- 周向出口宽度, $b_c=0.018$ m;
- 轴向封油面长度, $l_{ax}=0.018$ m;
- 周向封油面长度, $l_c=0.012$ m;
- 油腔深度, $h_p=40C_R$ m;
- 油腔个数, $Z=4$;
- 毛细管直径, $d_{cp}=0.00238$ m;
- 毛细管长度, $l_{cp}=0.74$ m;
- 轴承间隙比, $\Psi=1.6 \times 10^{-3}$;
- 径向间隙, $C_R = \Psi \times \frac{D}{2} = 96 \times 10^{-6}$ m。

B.1.3 运行参数

- 承载力(载荷), $F=40\,000$ N;
- 旋转频率(转速), $N=16.66$ s⁻¹ ($\omega=104.7$ s⁻¹);
- 进油温度, $T_m=45$ °C;
- 供油压力, $p_m=116$ 大气压 $=11.6 \times 10^6$ Pa。

B.1.4 润滑油参数

$T/^\circ\text{C}$	$\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$
40	0.041 40
50	0.026 58
60	0.018 07

- 容积比热, $c_p \cdot \rho = 1.75 \times 10^6$ W/m³ · k;

——密度, $\rho=900 \text{ kg/m}^3$ 。

指数, 由润滑油参数计算而得, $\gamma = \frac{1}{10} \times \ln \frac{\eta_{40}}{\eta_{50}} = \frac{1}{10} \times \ln \frac{0.0414}{0.02658} = 0.0443$ 。

以上这些数据被用来计算 B. 1.5 至 B. 1.18 中所列出的参数。

B. 1.5 温度和动力黏度

第一次计算取以下近似温度和动力黏度值来进行(不考虑摩擦功耗, 并且 $\xi=1$)。

$$\begin{aligned}\Delta T_{cp} &= \frac{p_{en}}{c_p \times \rho} \times \frac{\xi}{1+\xi} = \frac{11.6 \times 10^6}{1.75 \times 10^6} \times \frac{1}{1+1} = 3.3 \text{ K} \\ \Delta T_B &= \frac{p_{en}}{c_p \times \rho} \times \left(\frac{1}{1+\xi} + P^* \right) = \frac{11.6 \times 10^6}{1.75 \times 10^6} \times \left(\frac{1}{1+1} + 0 \right) = 3.3 \text{ K} \\ T_{cp} &= T_{en} + \frac{\Delta T_{cp}}{2} = 41 + \frac{3.3}{2} = 42.65 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_B &= T_{en} + \Delta T_{cp} + \frac{\Delta T_B}{2} = 41 + 3.3 + \frac{3.3}{2} = 46 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

动力黏度由下式给出:

$$\begin{aligned}\eta_{cp} &= \eta_{40} \times \exp[-\gamma(T_{cp} - 40)] = 0.0414 \times \exp[-0.0443 \times (42.65 - 40)] = 0.0368 \text{ Pa} \cdot \text{s} \\ \eta_B &= \eta_{40} \times \exp[-\gamma(T_B - 40)] = 0.0414 \times \exp[-0.0443 \times (46 - 40)] = 0.0318 \text{ Pa} \cdot \text{s}\end{aligned}$$

B. 1.6 流阻

$$R_{cp} = \frac{128 \times \eta_{cp} \times L_{cp}}{\pi \times d_{cp}^4} \times (1+a) = \frac{128 \times 0.0368 \times 0.74}{\pi \times 32.1 \times 10^{-12}} \times (1+0.2) = 4.15 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{s/m}^5$$

注: 由于流速为未知量, 因此惯性因子 a 在这里无法计算。因此, 只能通过假定给一个初始值, 然后用迭代的方法确定精确的 a 值。

$$R_{P,0} = \frac{R_{ax,0}}{2} = \frac{6 \times \eta_B \times L_{ax}}{C_R^3 \times D \times (\pi/Z)} = \frac{6 \times 0.0318 \times 0.018}{(96 \times 10^{-6})^3 \times 0.12 \times (\pi/4)} = 4.12 \times 10^{10} \text{ N} \cdot \text{s/m}^5$$

κ 由 B. 1.9 算得。

B. 1.7 节流比

$$\xi = \frac{R_{cp}}{R_{P,0}} = \frac{4.15 \times 10^{10}}{4.12 \times 10^{10}} = 1.007 \approx 1$$

B. 1.8 油腔内压力比

$$\frac{p_{i,0}}{p_{en}} = \frac{1}{1+\xi} = \frac{1}{1+1} = 0.5$$

B. 1.9 流阻比

$$\kappa = \frac{l_{ax} \times b_c}{l_c \times b_{ax}} = \frac{0.018 \times 0.102}{0.018 \times 0.0942} = 1.082$$

其中:

$$\begin{aligned}b_{ax} &= \pi \times D/Z \\ b_c &= D - l_{ax}\end{aligned}$$

B. 1.10 无量纲供油压力特性值

$$\pi_i = \frac{\eta_B \times \omega}{p_{en} \times \Psi^2} = \frac{0.0318 \times 104.7}{11.6 \times 10^6 \times 1.6^2 \times 10^{-6}} = 0.112$$

B. 1.11 速度因数

$$K_{\text{rot}} = \xi \times \kappa \times \frac{l_c}{D} \times \pi_f = 1 \times 1.082 \times \frac{0.018}{0.12} \times 0.112 = 0.0183;$$

根据 GB/T 28278.2—2012 中图 4, 在 $K_{\text{rot}} = 0.0183$, $\epsilon = 0.4$ 的情况下, 速度的影响很小, 因此有 $F_{\text{eff}}^*/F_{\text{eff},0}^* = 1$ 。

B. 1.12 承载力的特性值与油膜厚度

$$F_{\text{eff},0}^* = \frac{F}{p_{\text{en}} \times (B - b_{\text{ax}}) \times D} = \frac{40\,000}{11.6 \times 10^6 \times (0.12 - 0.018) \times 0.12} = 0.2817$$

根据 GB/T 28278.2—2012 中图 3, 其中当 $\kappa = 1.082$ 且 $\epsilon = 0.4$ 时, 可以取 $F_{\text{eff},0}^* = 0.253$ 。

B. 1.13 偏心距与油膜厚度

$$\epsilon = 0.4 \times \frac{F_{\text{eff},0}^*}{F_{\text{eff},0}^*(\epsilon = 0.4)} = 0.4 \times \frac{0.2817}{0.253} = 0.445$$

最小油膜厚度:

$$h_{\text{min}} = (1 - \epsilon) \times C_R = (1 - 0.445) \times 96 = 53.25 \mu\text{m}$$

B. 1.14 摩擦功耗

$$A_{\text{in}}^* = 2 \times \frac{l_{\text{ax}}}{B} + \frac{Z}{\pi} \times \frac{l_c}{D} \times \left(1 - 2 \times \frac{l_{\text{ax}}}{B}\right) = 2 \times \frac{0.018}{0.12} + \frac{4}{\pi} \times \frac{0.018}{0.12} \times \left(1 - 2 \times \frac{0.018}{0.12}\right) = 0.433$$

由公式(10):

$$P_f^* = \pi \times A_{\text{in}}^* \left[\frac{1}{\sqrt{1 - \epsilon^2}} + \frac{4 \times C_R}{h_p} \times \left(\frac{1}{A_{\text{in}}^*} - 1\right) \right] = \pi \times 0.433 \left[\frac{1}{\sqrt{1 - 0.445^2}} + \frac{4}{40} \times \left(\frac{1}{0.433} - 1\right) \right] = 1.697$$

$$\text{取 } U = \omega \times \frac{D}{2} = 104.7 \times \frac{0.12}{2} = 6.28 \text{ m/s}$$

$$P_f = P_f^* \times \frac{\eta_b \times U^2}{C_R} \times B \times D = 1.697 \times \frac{0.0318 \times 6.28^2}{96 \times 10^{-6}} \times 0.12 \times 0.12 = 319.6 \approx 320 \text{ W}$$

B. 1.15 泵功率与润滑油流量

由近似公式(7):

$$Q^* = \frac{1}{1 + \xi} \times \frac{\pi}{6 \times \frac{B}{D}} \times \frac{1}{\frac{l_{\text{ax}}}{B}} = \frac{1}{1 + 1} \times \frac{\pi}{6 \times (0.12/0.12)} \times \frac{1}{(0.018/0.12)} = 1.745$$

$$Q = Q^* \times \frac{C_R^3 \times p_{\text{en}}}{\eta_b} = 1.745 \times \frac{(96 \times 10^{-6})^3 \times 11.6 \times 10^6}{0.0318} = 5.63 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 0.563 \text{ l/s}$$

$$P_p = Q \times p_{\text{en}} = 5.63 \times 10^{-4} \times 11.6 \times 10^6 = 6\,533 \text{ W}$$

$$P^* = \frac{P_f}{P_p} = \frac{320}{6\,533} = 0.049$$

$$P_{\text{tot}} = P_f + P_p = 320 + 6\,533 = 6\,853 \text{ W}$$

B. 1.16 温度与动力黏度

$$\Delta T_{\text{op}} = 3.3 \text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{B}} = 3.3 + \frac{P_f}{c_p \times \rho \times Q} = 3.3 + \frac{320}{1.75 \times 10^6 \times 5.63 \times 10^{-4}} = 3.3 + 0.32 = 3.62 \text{ K}$$

在这种情况下不需要通过迭代来计算更精确的温度和动力黏度值。

B.1.17 雷诺数

在油腔内：

$$Re_p = \frac{U \times h_p \times \rho}{\eta_B} = \frac{6.28 \times 40 \times 96 \times 10^{-6} \times 900}{0.0318} = 682$$

$Re_p < 1\,000$ ，因此为层流。

在毛细管内：

$$Re_{cp} = \frac{4 \times Q \times \rho}{\eta_{cp} \times \pi \times d_{cp} \times Z} = \frac{4 \times 5.63 \times 10^{-4} \times 900}{0.0368 \times \pi \times 2.38 \times 10^{-3} \times 4} = 1\,842$$

$Re_{cp} < 2\,300$ ，因此为层流。

$$\text{惯性因子 } a = \frac{1.08}{32} \times Re_{cp} \times \frac{d_{cp}}{l_{cp}} = \frac{1.08}{32} \times 1\,842 \times \frac{2.38 \times 10^{-3}}{0.74} = 0.2$$

注：由于没有满足 A.3.2.2 中建议的雷诺数 $Re_{cp} < 1\,000 \sim 1\,500$ ，由此产生一个相对较高的非线性惯性因子 a 。

B.1.18 优化措施

由于 $p_i \ll p_F$ 从而使 $p^* \ll 1 \sim 3$ ，则 π_i 会增加，即间隙会减小或者动力黏度增加。在假定 $p^* = 1$ 的情况下，计算出最佳无量纲供油压力特性值如下：

$$\pi_{i, \text{opt}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{P^* \times Q^*}{P_i^* \times \frac{B}{D}}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1 \times 1.745}{1.699 \times 1}} = 0.5067$$

以此无量纲供油压力特性值和由于简化而取值略大的动力黏度值 $\eta_B = 0.0455 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，可以得出：

$$\Psi_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{\eta_B \times \omega}{p_{em} \times \pi_{i, \text{opt}}}} = \sqrt{\frac{0.0455 \times 104.7}{11.6 \times 10^5 \times 0.5067}} = 0.9 \times 10^{-3}$$

$$C_R = \Psi_{\text{opt}} \times \frac{D}{2} = 0.9 \times 10^{-3} \times \frac{0.12}{2} = 54 \mu\text{m}$$

$$P_f = P_i^* \times \frac{\eta_B \times U^2 \times B \times D}{C_R} = 1.697 \times \frac{0.0455 \times 6.28^2 \times 0.12 \times 0.12}{54 \times 10^{-5}} = 812 \text{ W}$$

$$P_p = Q^* \times \frac{C_R^3 \times p_{em}^2}{\eta_B} = 1.745 \times \frac{(54 \times 10^{-6})^3 \times (11.6 \times 10^5)^2}{0.0455} = 812.6 \text{ W}$$

$$P_{\text{tot}} = P_f + P_p = 812 + 812.6 = 1\,624.6 \text{ W}$$

$$Q = \frac{P_p}{p_{em}} = \frac{812.6}{11.6 \times 10^5} = 7 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = 0.07 \text{ l/s}$$

B.2 例2——静压滑动轴承的优化设计

B.2.1 概述

设计的目的是对一个可以在载荷 $F = 15\,000 \text{ N}$ 作用下，转频(转速)为 31.88 s^{-1} ($\omega = 200 \text{ s}^{-1}$) 的轴承做优化。刚度要求： $c = 500 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

B.2.2 已知量

以下数值用于轴承的优化计算：

$$B/D = 1; Z = 4; l_{ax}/B = 0.15; l_c/B = 0.15; \epsilon = 0.4; \xi = 1; P^* = 2; a = 0^\circ (\text{载荷作用于油腔})$$

下面的特性值由这些值计算得出：

$$P_{\text{tot}}^* = 6\,907; F^* = 0.264\,8; \pi_f = 0.732\,7; Q^* = 1\,787$$

注：这种情况下也可以将 GB/T 28278.2—2012 中表 1 的数值代入计算。

B.2.3 润滑油指标

选定润滑油动力黏度 $\eta_{40} = 0.061\,2\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 和入口温度 $T_m = 44\text{ }^\circ\text{C}$ 。下表列出的值可以应用于该润滑油。

$T/^\circ\text{C}$	$\eta/(\text{Pa}\cdot\text{s})$
40	0.061 20
50	0.038 06

——容积比热, $c_p \cdot \rho = 1.75 \times 10^6\text{ W/m}^3 \cdot \text{K}$

——密度, $\rho = 900\text{ kg/m}^3$

$$\text{指数, 由润滑油参数计算而得, } \gamma = \frac{1}{10} \times \ln \frac{\eta_{40}}{\eta_{50}} = \frac{1}{10} \times \ln \frac{0.061\,2}{0.038\,06} = 0.047\,5$$

B.2.4 温度与动力黏度

$$\Delta T_{\text{sp}} = \frac{p_m}{c_p \times \rho} \times \frac{\xi}{1 + \xi} = \frac{5.24 \times 10^6}{1.75 \times 10^6} \times \frac{1}{2} = 1.5\text{ K}$$

$$\Delta T_{\text{B}} = \frac{p_m}{c_p \times \rho} \times \left(\frac{1}{1 + \xi} + P^* \right) = \frac{5.24 \times 10^6}{1.75 \times 10^6} \times \left(\frac{1}{2} + 2 \right) = 7.5\text{ K}$$

$$T_{\text{sp}} = T_m + \frac{\Delta T_{\text{sp}}}{2} = 44 + 0.75 = 44.75\text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{B}} = T_m + \Delta T_{\text{sp}} + \frac{\Delta T_{\text{B}}}{2} = 44 + 1.5 + 3.75 = 49.25\text{ }^\circ\text{C}$$

动力黏度由下式给出：

$$\eta_{\text{sp}} = \eta_{40} \times \exp[-\gamma \times (T_{\text{sp}} - 40)] = 0.061\,2 \times \exp[-0.047\,5 \times 4.75] = 0.048\,8 \approx 0.05\text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\eta_{\text{B}} = \eta_{40} \times \exp[-\gamma \times (T_{\text{B}} - 40)] = 0.061\,2 \times \exp[-0.047\,5 \times 9.25] = 0.039\,4 \approx 0.04\text{ Pa}\cdot\text{s}$$

B.2.5 供油压力和尺寸

$$C_R = \frac{F}{\epsilon \times c} = \frac{15\,000}{0.4 \times 500} = 75\text{ }\mu\text{m}$$

$$D^2 \times p_m = \frac{F}{\frac{B}{D} \times F^*} = \frac{15\,000}{1 \times 0.264\,8} = 56\,646\text{ N}$$

$$\frac{p_m^2}{\eta_{\text{B}}} = \frac{F \times \omega}{C_R^2} \times \frac{1}{4 \times \frac{B}{D} \times F^* \times \pi_f} = \frac{15\,000 \times 200}{(75 \times 10^{-6})^2 \times 4 \times 1 \times 0.264\,8 \times 0.732\,7} = 6.873 \times 10^{14}$$

由前面计算得到的动力黏度, 可知：

$$p_m = \sqrt{\frac{p_m^2}{\eta_{\text{B}}} \times \eta_{\text{B}}} = \sqrt{6.873 \times 10^{14} \times 0.04} = 5.24 \times 10^6\text{ Pa}$$

$$D = \sqrt{\frac{D^2 \times p_m}{p_m}} = \sqrt{\frac{56\,646}{5.24 \times 10^6}} = 0.104\text{ m}$$

B.2.6 压力损失与所需润滑油量

总功耗：

$$P_{\text{tot}} = P_{\text{tot}}^* \times F \times \omega \times C_R = 6.907 \times 15\,000 \times 200 \times 75 \times 10^{-6} = 1\,554 \text{ W}$$

泵功率:

$$P_p = \frac{P_{\text{tot}}}{1 + P^*} = \frac{1\,554}{1 + 2} = 518 \text{ W}$$

摩擦功耗:

$$P_f = P^* \times P_p = 2 \times 518 = 1\,036 \text{ W}$$

所需润滑油量

$$Q = \frac{P_p}{p_m} = \frac{518}{5.24 \times 10^6} = 9.83 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = 0.098\,3 \text{ l/s}$$

作为检验, Q 由 Q^* 算得。

$$Q = Q^* \times \frac{C_R^3 \times p_m}{\eta_R} = 1.787 \times \frac{(75 \times 10^{-6})^3 \times 5.24 \times 10^6}{0.04} = 9.88 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s} = 0.098\,8$$

B.2.7 流阻与毛细管尺寸

毛细管阻力:

$$R_{cp} = \frac{p_m \times Z}{Q} \times \frac{\xi}{1 + \xi} = \frac{5.24 \times 10^6 \times 4}{9.83 \times 10^{-5}} \times \frac{1}{2} = 1.066 \times 10^{11}$$

对于长度为 $l_{cp} = 0.45 \text{ m}$ 的毛细管, 入口处的压降应为:

$$a = \frac{1.08 \times 4 \times Q \times \rho}{32 \times Z \times \eta_{cp} \times l_{cp} \times \pi} = \frac{1.08 \times 4 \times 9.83 \times 10^{-5} \times 900}{32 \times 4 \times 0.05 \times 0.45 \times \pi} = 0.042\,3$$

毛细管直径:

$$d_{cp}^4 = \frac{128 \times \eta_{cp} \times l_{cp}}{R_{cp} \times \pi} \times (1 + a) = \frac{128 \times 0.05 \times 0.45 \times 1.042\,3}{1.066 \times 10^{11} \times \pi} = 8.968 \times 10^{-12}$$

$$d_{cp} = \sqrt[4]{8.968 \times 10^{-12}} = 1.73 \times 10^{-3} \text{ m} = 1.73 \text{ mm}$$

B.2.8 雷诺数

毛细管中:

$$Re_{cp} = \frac{4 \times Q \times \rho}{Z \times \eta_{cp} \times \pi \times d_{cp}} = \frac{4 \times 9.83 \times 10^{-5} \times 900}{4 \times 0.05 \times \pi \times 1.73 \times 10^{-3}} = 326$$

$Re_{cp} < 2\,300$, 因此流体为层流。

$Re_{cp} < 1\,000 \sim 1\,500$ 会有较小的惯性因子 a

在油腔内取 $h_p = 40 \times C_R$

$$Re_p = \frac{U \times h_p \times \rho}{\eta_B} = \frac{10.4 \times 40 \times 75 \times 10^{-6} \times 900}{0.04} = 702$$

$Re_p < 1\,000$, 因此流体为层流。

其中:

$$U = \omega \times \frac{D}{2} = 200 \times \frac{0.104}{2} = 10.4 \text{ m/s}$$

并且:

$$h_p = 40 \times C_R$$

表 B.1 给出了 C_R 、 η_B 、 p_m 、 D 和 Ψ 之间多种不同的组合, 表 B.1 第三列为计算值, 第四列为基于较高黏度的计算值, 第五列为给定动力黏度值代替给定刚度值的计算值, 第六列为给定轴承间隙比所得的计算值。

表 B.1 计算结果列表

符号	单位	计算数值	基于较高黏度的 的计算值	动力黏度值代 替刚度值时的 计算值	Ψ
F	N	15 000	15 000	15 000	15 000
ω	s^{-1}	200	200	200	200
c	N/ μm	500	500	642	961
C_R	μm	75	75	58.4	39.0
P_{ext}^*	1	6.907	6.907	6.907	6.907
F^*	1	0.264 8	0.264 8	0.264 8	0.264 8
Q^*	1	1.787	1.787	1.787	1.787
π_t	1	0.732 7	0.732 7	0.732 7	0.732 7
$D^2 \cdot p_{\text{em}}$	N	56 645	56 645	56 645	56 645
p_{em}^2 / η_B	Pa/s	6.873×10^{14}	6.873×10^{14}	11.33×10^{14}	25.42×10^{14}
η_B	Pa · s	0.04	0.063	0.031 5	0.05
p_{em}	Pa	52.4×10^5	64.2×10^5	59.7×10^5	112.8×10^5
D	m	0.104	0.094	0.097 4	0.070 8
Ψ	1	1.44×10^{-3}	1.6×10^{-3}	1.2×10^{-3}	1.1×10^{-3}
P_{ext}	W	1 554	1 554	1 211	807
Q	l/s	0.098 75	0.078 7	0.067 5	0.023 9
$p_{\text{em}} \cdot \psi^2$	Pa	10.86	16.43	8.598	13.65
p_{em} / η_B	s^{-1}	131×10^6	101.9×10^6	187.3×10^6	225.6×10^6

参 考 文 献

- [1] OPITZ, H. Untersuchung der Steifigkeit Von Lagern Für hauptspindeln Von Werkzeugmaschinen. (A study on the stiffness behaviour of bearings for work spindles of machine tools). Westdeutscher Verlag Köln und Opladen, 1967
- [2] VERMEULEN, M. De invloed van de tweedimensionale stroming op het statisch gedrag van het hydrostatische radiale lager. Dissertation Rijksuniversiteit, Gent, 1979
- [3] Rodermund, H. , Berechnung Temperaturabhängigkeit der Viskosität von Mineralölen aus dem Viskositätsgrad (Calculation of temperature dependence of mineral oils viscosity based on the viscosity grade), Schmiertechnik und Tribologie 25. Jahrgang 2/1978
- [4] WIEN-HARMS, Handbuch der Experimentalphysik (Manual of experimental physics), Band IV, Teil 4, Leipzig, 1932
- [5] SHINKLE, J. N. and HORNUNG, K. G. Frictional characteristics of liquid hydrostatic bearings. Trans. ASME, J. Basic Engng. 1965, H. 2, pp. 163-169
- [6] POLLMANN, E. and VERMEULEN, M. , Optimierung hydrostatischer Radiallager (Optimization of hydrostatic journal bearings), Konstruktion 36(1984)H. 4, pp 121-127 and H. 5, pp 167-172; Springer-Verlag
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准

滑动轴承 稳态条件下不带回油槽流体静
压径向滑动轴承 第1部分:不带回油槽
油润滑径向滑动轴承的计算

GB/T 28278.1—2012/ISO 12168-1:2001

*

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(100013)
北京市西城区三里河北街16号(100045)

网址 www.spc.net.cn

总编室:(010)64275323 发行中心:(010)51780235

读者服务部:(010)68523946

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 2 字数 51 千字
2012年8月第一版 2012年8月第一次印刷

*

书号: 155066·1-45281 定价 30.00 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)68510107



GB/T 28278.1-2012