



2008年制定



中国国家标准汇编

372

GB 21466~21504

(2008 年制定)

中国标准出版社 编

中国标准出版社

北 京

图书在版编目 (CIP) 数据

中国国家标准汇编: 2008 年制定. 372: GB 21466~
21504/中国标准出版社编. —北京: 中国标准出版社,
2009

ISBN 978-7-5066-5267-4

I. 中… II. 中… III. 国家标准-汇编-中国-2008
IV. T-652.1

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2009) 第 069764 号

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

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 37.5 字数 1 115 千字

2009 年 6 月第一版 2009 年 6 月第一次印刷

*

定价 200.00 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

ISBN 978-7-5066-5267-4



9 787506 652674 >

出版说明

1.《中国国家标准汇编》是一部大型综合性国家标准全集。自1983年起,按国家标准顺序号以精装本、平装本两种装帧形式陆续分册汇编出版。它在一定程度上反映了我国建国以来标准化事业发展的基本情况和主要成就,是各级标准化管理机构,工矿企事业单位,农林牧副渔系统,科研、设计、教学等部门必不可少的工具书。

2.《中国国家标准汇编》收入我国每年正式发布的全部国家标准,分为“制定”卷和“修订”卷两种编辑版本。

“制定”卷收入上一年度我国发布的、新制定的国家标准,顺延前年度标准编号分成若干分册,封面和书脊上注明“20××年制定”字样及分册号,分册号一直连续。各分册中的标准是按照标准编号顺序连续排列的,如有标准顺序号缺号的,除特殊情况注明外,暂为空号。

“修订”卷收入上一年度我国发布的、被修订的国家标准,视篇幅分设若干分册,但与“制定”卷分册号无关联,仅在封面和书脊上注明“20××年修订-1,-2,-3,……”字样。“修订”卷各分册中的标准,仍按标准编号顺序排列(但不连续);如有遗漏的,均在当年最后一分册中补齐。需提请读者注意的是,个别非顺延前年度标准编号的新制定的国家标准没有收入在“制定”卷中,而是收入在“修订”卷中。

读者配套购买《中国国家标准汇编》“制定”卷和“修订”卷则可收齐上一年度我国制定和修订的全部国家标准。

3. 由于读者需求的变化,自1996年起,《中国国家标准汇编》仅出版精装本。

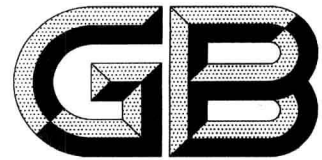
4. 2008年我国制修订国家标准共5946项。本分册为“2008年制定”卷第372分册,收入国家标准GB 21466~21504的最新版本。

中国标准出版社
2009年5月

目 录

GB/T 21466.1—2008	稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第1部分: 计算过程	1
GB/T 21466.2—2008	稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第2部分: 计算过程中所用函数	29
GB/T 21466.3—2008	稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第3部分: 许用的运行参数	91
GB/T 21467—2008	工业车辆在门架前倾的特定条件下堆垛作业 附加稳定性试验	101
GB/T 21468—2008	托盘堆垛车和高起升平台堆垛车 稳定性试验	107
GB/T 21469—2008	锤上钢质自由锻件机械加工余量与公差 一般要求	117
GB/T 21470—2008	锤上钢质自由锻件机械加工余量与公差 盘、柱、环、筒类	121
GB/T 21471—2008	锤上钢质自由锻件机械加工余量与公差 轴类	135
GB/T 21472—2008	食品工业用不锈钢弯头和三通	147
GB/T 21473—2008	调色系统用色浆	155
GB/T 21474—2008	废弃电子电气产品再使用及再生利用体系评价导则	175
GB/T 21475—2008	造船 指示灯颜色	181
GB/T 21476—2008	船舶与海上技术 软管组件的耐火性能 试验台要求	185
GB/T 21477—2008	船舶与海上技术 软管组件的耐火性能 试验方法	193
GB/T 21478—2008	船舶与海上技术 海上环境保护 溢油处理相关术语	201
GB/T 21479.1—2008	船舶与海上技术 船用推进装置 第1部分:螺旋桨几何学词汇	235
GB/T 21479.2—2008	船舶与海上技术 船用推进装置 第2部分:可调螺距螺旋桨装置 词汇	257
GB/T 21480—2008	船舶与海上技术 油舱及水舱放泄装置	273
GB/T 21481.1—2008	船舶与海上技术 船舶和海上结构物上生活用水供应 第1部分: 规划和设计	289
GB/T 21481.2—2008	船舶与海上技术 船舶和海上结构物上生活用水供应 第2部分: 计算方法	311
GB/T 21482—2008	船舶与海上技术 充气橡胶靠球	345
GB/T 21483—2008	船用水喷射泵	359
GB/T 21484—2008	造船 掣链器	371
GB/T 21485—2008	船舶和海上技术 船上消防、救生设备及逃生路线布置图	379
GB/T 21486—2008	液压滤芯 检验性能特性的试验程序	404
GB/T 21487.1—2008	转轴振动测量系统 第1部分:径向振动的相对和绝对检测	411
GB/T 21488—2008	脐橙	429
GB/T 21489—2008	散粮汽车卸车装置	437
GB/T 21490—2008	结构加固修复用碳纤维片材	445
GB/T 21491—2008	结构加固修复用芳纶布	453
GB/T 21492—2008	玻璃纤维增强塑料顶管	461
GB/T 21493—2008	大豆磷脂中磷脂酰胆碱、磷脂酰乙醇胺、磷脂酰肌醇的测定	483
GB/T 21494—2008	低温食用豆粕	489

GB/T 21495—2008	动植物油脂 具有顺,顺 1,4-二烯结构的多不饱和脂肪酸的测定	495
GB/T 21496—2008	动植物油脂 油脂沉淀物含量的测定 离心法	503
GB/T 21497—2008	动植物油脂 定温闪燃测试 彭斯克-马丁闭口杯法	513
GB/T 21498—2008	大豆制品中胰蛋白酶抑制剂活性的测定	519
GB/T 21499—2008	大米 稻谷和糙米潜在出米率的测定	531
GB 21500—2008	地下矿用无轨轮胎式运矿车 安全要求	541
GB 21501—2008	冲天炉与冲天炉加料机 安全要求	555
GB/T 21502—2008	发令器	565
GB/T 21503—2008	发令弹	573
GB/T 21504—2008	5.6 毫米运动步枪	583



中华人民共和国国家标准

GB/T 21466.1—2008/ISO 7902-1:1998

稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第1部分:计算过程

Hydrodynamic plain journal bearings under steady-state conditions—
Circular cylindrical bearings—
Part 1: Calculation procedure

(ISO 7902-1:1998, IDT)

2008-02-28 发布

2008-07-01 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 21466《稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承》由以下三部分组成：

——第1部分：计算过程

——第2部分：计算过程中所用函数

——第3部分：许用的运行参数

本部分是 GB/T 21466 的第1部分。

本部分等同采用 ISO 7902-1:1998《稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第1部分：计算过程》。

本部分的附录 A 是规范性附录。

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归口。

本部分起草单位：中机生产力促进中心、西安交通大学、浙江申科滑动轴承有限公司。

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。

稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第1部分:计算过程

1 范围

GB/T 21466 的本部分给出了轴颈和轴承表面被流体润滑油膜完全分离的流体动压油润滑滑动轴承的计算方法,用于设计可靠运行的流体动压滑动轴承。

本部分适用于计算轴承包角 Ω 为 360° 、 180° 、 150° 、 120° 和 90° 的圆形滑动轴承,载荷作用在圆心处。当润滑油膜温度与压力引起的变形忽略不计时,其几何间隙为一定值。

该计算过程适用于汽轮机、发电机、电动机、齿轮装置、轧机、泵和其他机械中的滑动轴承的计算和优化。本部分适用于稳定工作状态(即在连续运转的条件下,所有旋转零件的角速度和载荷的方向与大小均为定值)的工况。本部分也适用于载荷大小不变但以任意速度转动的工况。

本部分不适用于动载荷的工况(即载荷的方向和/或大小随时间变化的工况,这些变化可能由振动或高速运转的转子不稳定性所造成)。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/T 21466 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 3141—1994 工业液体润滑油 ISO 黏度分类(eqv ISO 3448:1992)

GB/T 21466.2—2008 稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第2部分:计算过程中所用函数(ISO 7902-2:1998, IDT)

GB/T 21466.3—2008 稳态条件下流体动压径向滑动轴承 圆形滑动轴承 第3部分:许用的运行参数(ISO 7902-3:1998, IDT)

GB/T 18327.2—2001 滑动轴承 符号 第2部分:应用符号(ISO 7904-2:1995, IDT)

3 计算的基本原理、假设和前提条件

3.1 考虑形成压力分布的实际边界条件,有限宽轴承的计算基本原理是雷诺微分方程的数值解法:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta(u_j + u_B) \frac{\partial h}{\partial x} \quad \dots\dots\dots (1)$$

相关符号说明见第5章。

关于雷诺微分方程的推导,参见参考文献[1]~[3]和[11]~[14];方程的数值解法,参见参考文献[4]~[6]、[12]~[13]。

3.2 理想化的假设和前提条件如下:

- 润滑油属于牛顿流体。
- 润滑油的流动为层流。
- 润滑油完全粘附在滑动表面上。
- 润滑油是不可压缩的。
- 在承载区,润滑间隙内完全充满润滑油。非承载区的填充情况依赖于供给润滑油的方式。
- 忽略润滑油的惯性力、磁力和重力。
- 构成润滑间隙的零件是刚性的,或忽略它们的变形;它们的表面是理想的圆柱面。

- h) 相对运动表面的曲率半径远大于润滑油膜厚度。
- i) 润滑油膜的厚度在轴向上(z 轴方向)为定值。
- j) 垂直于轴承表面在润滑油膜厚度方向上(y 轴方向)的压力波动可忽略不计。
- k) 轴承表面的法向上(y 轴方向)没有运动。
- l) 整个间隙里的润滑油黏度都相等。
- m) 润滑油在轴承的起始点流入,或从润滑间隙最大处流入;润滑油供给压力的大小相对于润滑油膜的压力可忽略不计。

3.3 润滑油膜压力边界条件应满足以下连续性条件:

- 压力起始位置: $p(\varphi_1, z) = 0$;
- 轴承边缘: $p(\varphi, z = \pm B/2) = 0$;
- 压力终止位置: $p[\varphi_2(z), z] = 0$, 并且 $\partial p / \partial \varphi[\varphi_2(z), z] = 0$ 。

对于某些类型和尺寸的轴承,其边界条件可是确定的。

在部分圆弧瓦轴承里,如果满足以下的表达式:

$$\varphi_2 - (\pi - \beta) < \frac{\pi}{2}$$

则,位于轴承出口末端的压力终止位置为:

$$p(\varphi = \varphi_2, z) = 0$$

3.4 对雷诺微分方程进行数值积分,一般是通过参考文献[3]、[11]、[12]中建议的压力转换,将微分方程代入数值计算的网格系统,然后导出一个线性方程组。数值计算网格系统的节点个数对数值积分的精度影响非常大:运用如参考文献[6]和[13]所示的不等间距网格则可在节点数目不变的情况下提高计算精度。代入压力分布的终止边界条件后,在周向和轴向分别进行积分,求得压力分布。

将相似性原理应用于流体动压滑动轴承理论可得到轴承的承载能力、摩擦特性、润滑流量、轴承相对宽度等的无量纲值。采用这些相似值可减少数据量,而这些数据需要求解雷诺方程才能得出(见 GB/T 21466.2—2008)。也可采用其他方法,只要它们满足 GB/T 21466.2—2008 中所给出的边界条件并且具有同等的数值精度。

3.5 GB/T 21466.3—2008 包括运行参数的许用值,计算结果应满足这些许用值,以确保滑动轴承能够正常运行。在特定的具体情况下,经协商,运行参数也可超出 GB/T 21466.3—2008 所给出的限制。

4 计算过程

4.1 通过对实际轴承参数(见图1)的计算,验证实际运行参数与设计工作参数可确定轴承是否能正常的工作。对于变化的运行条件下确定运行参数,应使实际运行参数在设计工作参数的许用范围内。然而,在连续运行时所有的工况条件应予以考虑。

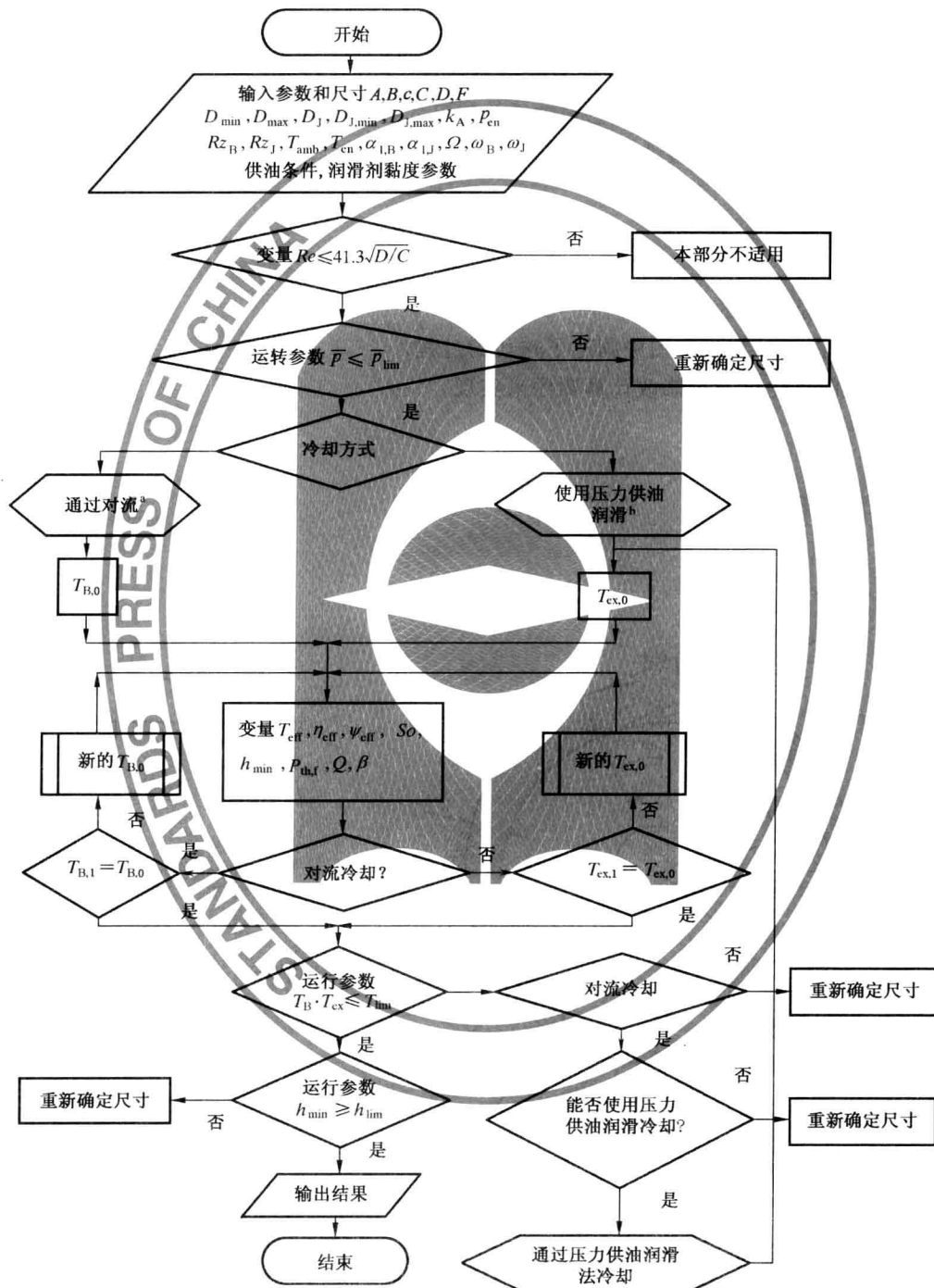
4.2 只有在相配合的轴承与轴颈表面被润滑油完全隔开时,才能保证轴承表面不磨损。持续在混合润滑状态下运转会导致磨损失效。短时间处于混合润滑状态下运行是不可避免的,如滑动轴承的启动和停止过程。这种情况一般不会损伤轴承。当轴承承受重载时,一套辅助的静压装置对低速时的启动和停机是必要的。只要磨损发生在限定的区域和时间内,且轴承无过载,磨合及对表面粗糙度及形位误差的自适应磨损是允许的。一般情况下,特定的磨合过程可能会是有利的,这要视所选的材料而定。

4.3 轴承的极限机械负荷是轴承材料强度的一个函数。只要不削弱滑动轴承的正常性能,允许有少量永久变形。

4.4 轴承的极限热负荷取决于轴承材料的热稳定性能、润滑油的温黏关系和抗老化性能。

4.5 滑动轴承的正确计算应清楚所有连续运行过程的工作条件。但是在实际中,常会存在其他影响因素。这些影响在设计时是未知的,并且不能预测。推荐在实际参数和许用参数之间留下适当的安全余量。影响因素包括以下内容:

- 干扰力(不平衡,振动等);
- 相对于理想几何尺寸的偏差(加工公差,装配偏差等);
- 杂质、水、空气等对润滑油的污染;
- 腐蚀、电蚀等;



^a 传导冷却。

^b 压力供油润滑冷却。

图 1 计算流程图

关于其他影响因素的数据见 6.7。

4.6 润滑间隙中流体是否在层流状态,应用雷诺数进行判断,见 GB/T 21466.2—2008,即:

$$Re = \frac{\rho U_J \frac{C_{R,eff}}{2}}{\eta} = \frac{\pi D N_J \frac{C_{R,eff}}{2}}{\nu} \leq 41.3 \sqrt{\frac{D}{C_{R,eff}}} \dots\dots\dots (2)$$

对于 $Re > 41.3 \sqrt{D/C_{R,eff}}$ 的滑动轴承(例如线速度高),有更高的工耗系数和轴承温度,GB/T 21466本部分不能对这类滑动轴承的紊流进行计算。

4.7 滑动轴承的计算要考虑以下因素(已知轴承几何尺寸和运行数据):

- 承载能力和润滑油膜厚度之间的关系;
- 摩擦功率;
- 润滑油流量;
- 热平衡。

所有这些因素都是相关的。

用迭代法求解;图 1 计算流程图中阐述了迭代的过程。

对于单独参数的优化可通过修改计算顺序来实现。

5 符号和单位

符号和单位见图 2 和表 1。

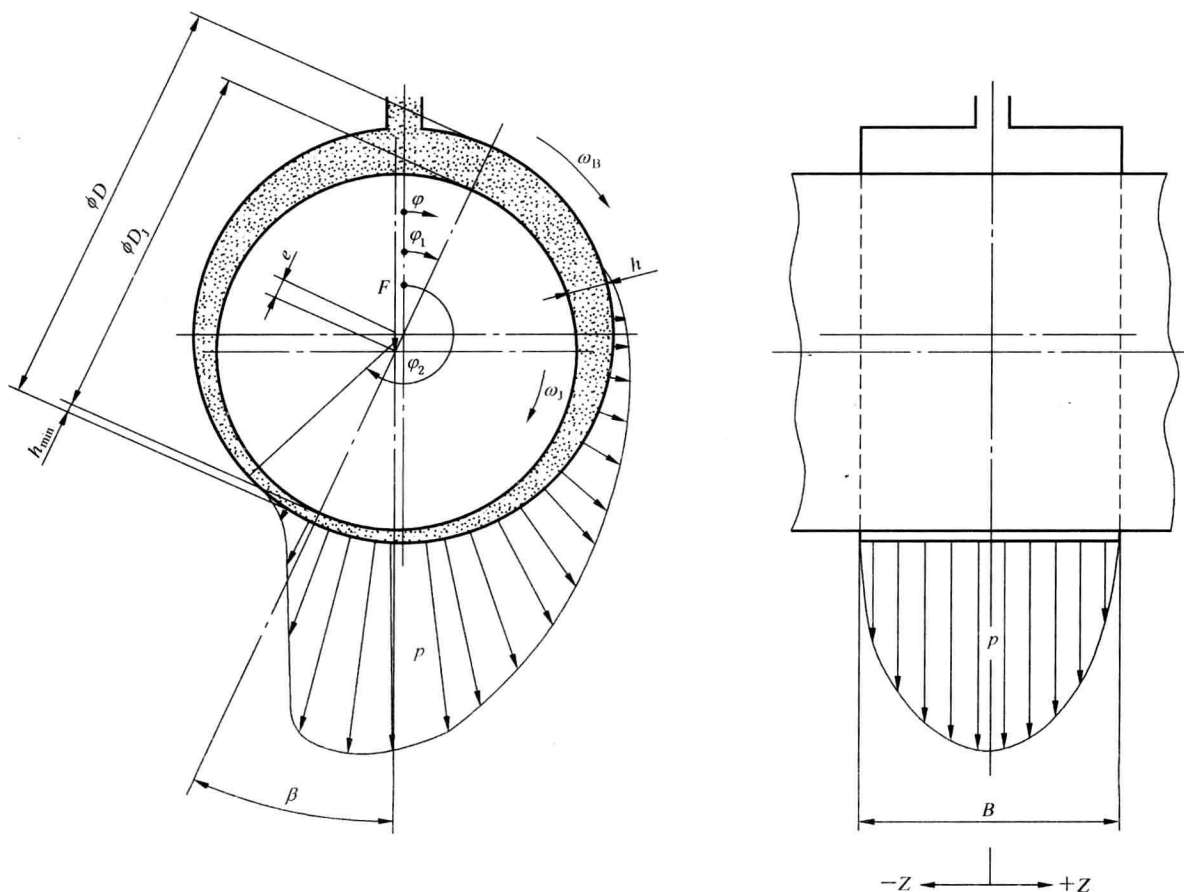


图 2 符号说明

表 1 符号及其名称

符 号	名 称	单 位
A	散热表面积(轴承座)	m^2
b_G	油槽宽度	m
B	轴承公称宽度	m
c	润滑油比热	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
C	轴承公称间隙	m
$C_{R, \text{eff}}$	轴承有效径向间隙	m
d_L	油孔直径	m
D	轴承公称直径(内直径)	m
D_J	轴颈公称直径	m
$D_{J, \text{max}}$	D_J 的最大值	m
$D_{J, \text{min}}$	D_J 的最小值	m
D_{max}	D 的最大值	m
D_{min}	D 的最小值	m
e	偏心距(轴承中心与轴颈中心之间的距离)	m
E	弹性模量	l
f	摩擦因数	l
F	支承力(公称载荷)	N
F_f	润滑油膜承载区域的摩擦力	N
F'_f	包括润滑油膜非承载区影响的摩擦力	N
G	剪切模量	l
h	润滑油膜厚度	m
h_{lim}	润滑油膜最小许用厚度	m
h_{min}	最小润滑油膜厚度	m
h_{wav}	滑动表面的波度	m
$h_{\text{wav, eff}}$	滑动表面的等效波度	m
$h_{\text{wav, eff, lim}}$	等效波度最大许用值	m
k_A	散热系数	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
l_G	油槽长度	m
l_P	油腔长度	m
L_H	轴承座长度	m
N_B	轴承转速	s^{-1}
N_F	载荷转速	s^{-1}
N_J	轴颈转速	s^{-1}
p	润滑油膜压力	Pa
$\bar{p}$	轴承比压	Pa

表 1 (续)

符 号	名 称	单 位
p_{en}	润滑油供给压力	Pa
p_{lim}	润滑油膜最大许用压力	Pa
$\bar{p}_{\text{lim}}$	轴承最大许用比压	Pa
P_{f}	摩擦功率	W
P_{th}	热流量	W
$P_{\text{th,amb}}$	环境带走的热流量	W
$P_{\text{th,f}}$	由摩擦产生的热流量	W
$P_{\text{th,L}}$	润滑油带走的热流量	W
Q	润滑油流量	m^3/s
Q_1	入口处的润滑油流量	m^3/s
Q_2	出口处的润滑油流量	m^3/s
Q_3	流体动压力产生的润滑油流量	m^3/s
Q_3^*	流体动压力产生的润滑油流量因数	1
Q_{p}	供给压力产生的润滑油流量	m^3/s
Q_{p}^*	供给压力产生的润滑油流量因数	1
Rz_{B}	轴承滑动表面的微观不平度十点高度	m
Rz_{J}	轴颈匹配表面的微观不平度十点高度	m
Re	雷诺数	1
So	索莫菲尔德数	1
T_{amb}	环境温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{eff}	有效环境温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{B}	轴承温度	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{B},0}$	假设的初始温度	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{B},1}$	迭代计算所得的轴承温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{eff}	润滑油膜的等效温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{en}	轴承入口处润滑油温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{ex}	轴承出口处润滑油温度	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{ex},0}$	假设的轴承出口处润滑油初始温度	$^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{ex},1}$	计算轴承出口处润滑油温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{J}	轴颈温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{lim}	轴承最大许用温度	$^{\circ}\text{C}$
$\bar{T}_{\text{L}}$	润滑油平均温度	$^{\circ}\text{C}$
U_{B}	轴承线速度(圆周速度)	m/s
U_{J}	轴颈线速度(圆周速度)	m/s
v_{a}	空气流通速度	m/s

表 1 (续)

符 号	名 称	单 位
x	周向坐标	m
y	润滑油膜厚度方向的坐标	m
z	轴向坐标	m
$\alpha_{l,B}$	轴承线性热膨胀系数	K^{-1}
$\alpha_{j,J}$	轴颈线性热膨胀系数	K^{-1}
β	偏位角(相对于载荷方向)	(°)
δ_j	轴颈的不对中角度	rad
ε	偏心率	1
ε_u	过渡偏心率	1
η	润滑油动力黏度	$Pa \cdot s$
η_{eff}	润滑油等效动力黏度	$Pa \cdot s$
ν	润滑油运动黏度	m^2/s
ξ	润滑油膜承载区的旋转摩擦阻力因数	1
ξ'	润滑油膜非承载区的旋转摩擦阻力因数	1
ξ_G	周向槽内的旋转摩擦阻力因数	1
ξ_P	油腔内的旋转摩擦阻力因数	1
ρ	润滑油密度	kg/m^3
φ	圆周方向的角坐标	rad
φ_1	润滑油膜压力起始位置的角度	rad
φ_2	润滑油膜压力终止位置的角度	rad
Ψ	轴承的相对间隙	1
$\bar{\Psi}$	轴承平均相对间隙	1
Ψ_{eff}	轴承等效相对间隙	1
Ψ_{max}	轴承最大相对间隙	1
Ψ_{min}	轴承最小相对间隙	1
ω_B	轴承角速度	s^{-1}
ω_h	等效角速度	s^{-1}
ω_j	轴颈角速度	s^{-1}
Ω	轴承包角	(°)
Ω_G	润滑油槽包角	(°)
Ω_P	油腔包角	(°)

润滑油膜厚度的最小值 h_{min} :

$$h_{min} = \frac{D - D_j}{2} - e = 0.5D\Psi(1 - \varepsilon)$$

上式中, ϵ 为偏心率:

$$\epsilon = \frac{e}{\frac{D - D_i}{2}}$$

如果

$$\varphi_2 - (\pi - \beta) < \frac{\pi}{2}$$

则

$$h_{\min} = 0.5D\Psi(1 + \epsilon \cos \varphi_2)$$

6 符号的定义

6.1 承载能力

承载能力的特征参数是无量纲索莫菲尔德数 S_o :

$$S_o = \frac{F\Psi_{\text{eff}}^2}{DB\eta_{\text{eff}}\omega_h} = S_o\left(\epsilon, \frac{B}{D}, \Omega\right) \quad \dots\dots\dots (3)$$

S_o 是偏心率 ϵ 、轴承宽径比 B/D 和轴承包角 Ω 的函数, 它的值在 GB/T 21466.2 中给出。变量 ω_h 、 η_{eff} 和 Ψ_{eff} 需考虑轴颈、轴承角速度与承载力及热效应(见 6.4 和 6.7)。

用偏位角 β 及偏心率 ϵ (见 GB/T 21466.2)可确定最小润滑油膜厚度及其所在位置。对于全包角轴承($\Omega = 360^\circ$), 润滑油应在最大润滑间隙处引入, 或者根据旋转方向在这之前一点的地方。因此, 需要确定偏位角 β 。

6.2 摩擦的功率损耗

在流体动压滑动轴承里, 由黏性剪应力产生的摩擦力通过摩擦因数 $f = F_f/F$ 和导出的旋转摩擦阻力因数 ξ 与 f/Ψ_{eff} 得到。

$$\xi = \frac{F_f\Psi_{\text{eff}}}{DB\eta_{\text{eff}}\omega_h} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\frac{f}{\Psi_{\text{eff}}} = \frac{\xi}{S_o} \quad \dots\dots\dots (5)$$

如果摩擦力的功率损耗仅在润滑油膜的承载区时, 可用以上公式。

如果整个间隙都充满润滑油, 计算承载区与非承载区的摩擦功率损耗是必要的, 因此需要在公式(4)与公式(5)中用 f' , F'_f , ξ' , $\frac{f'}{\Psi_{\text{eff}}}$ 代替 f , F_f , ξ , $\frac{f}{\Psi_{\text{eff}}}$ 。

对于不同 ϵ 、 B/D 和 Ω 的 $\frac{f}{\Psi_{\text{eff}}}$ 与 $\frac{f'}{\Psi_{\text{eff}}}$ 的值在 GB/T 21466.2 中给出, 其中也给出了基于参考文献[15]的近似公式, 该公式可用来计算当考虑润滑油槽和油腔影响时的摩擦功率损耗。

轴承的摩擦功率或者产生的热流量由下式给出:

$$P_f = P_{\text{th},f} = fFU_J \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$P'_f = f'FU_J \quad \dots\dots\dots (7)$$

6.3 润滑油流量

进入轴承的润滑油形成一层把滑动表面分开的润滑油膜。在润滑油膜中形成的压力迫使润滑油从轴承两端流出。由流体动压力造成的润滑油流量 Q_3 为 Q 的一部分。

$$Q_3 = D^3\Psi_{\text{eff}}\omega_h Q_3^* \quad \dots\dots\dots (8)$$

其中 $Q_3^* = Q_3^*(\epsilon, B/D, \Omega_1)$ 在 GB/T 21466.2 中给出。

润滑油通过最小间隙后,会有一部分沿圆周方向进入到无压力的间隙处。但是由于载荷增加和润滑间隙小,这部分润滑油的流出可忽略不计。

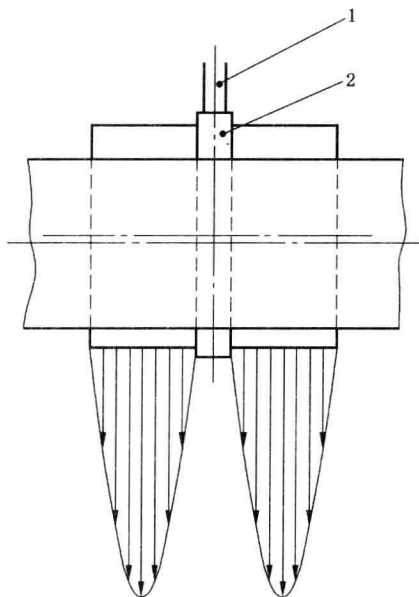
进油压力 p_{en} 使多余的润滑油从轴承两端流出。进油压力产生的润滑油流量为 Q_p :

$$Q_p = \frac{D^3 \Psi_{eff}^3 p_{en}}{\eta_{eff}} Q_p^* \dots\dots\dots (9)$$

其中 $Q_p^* = Q_p^3(\epsilon, B/D, \Omega)$ 在 GB/T 21466.2 中给出。

6.3.1 润滑油的供给结构要素为润滑油孔、润滑油槽和润滑油腔。为避免额外的流体静力载荷,润滑油的供给压力应远小于轴承的比压 $\bar{p}$ 。 p_{en} 通常的取值范围为 0.05 MPa~0.2 MPa。润滑油槽与润滑油腔的深度应远大于轴承间隙。

6.3.2 润滑油槽是在周向上分布润滑油的结构要素。它是润滑表面上沿圆周方向的凹槽,它在轴向上很窄。如果润滑油槽位于压力分布高的附近,压力分布就被分成两个独立的压力峰,并且承载能力明显减小(见图 3)。这种情况下,计算时应该采用半宽轴承承受一半载荷的方法。但是,由于流体动压力产生的流量 Q_3 的影响,在计算热量平衡损失时仅计及润滑油流量的一半(见 6.4),因为回到润滑油槽的润滑油在散热上不起作用。这对于 360° 轴承在非承载部分布置润滑油槽是有利的。而计算热平衡时就要考虑全部润滑油流量 Q_p 。



1——油孔;
2——油槽。

图 3 带润滑油槽轴承中的压力分布

6.3.3 润滑油腔是在轴向上分散润滑油的结构要素。它是加工在被润滑表面上沿轴向的凹槽,且在周向上越短越好。润滑油腔相对长度应该是 $b_p/B < 0.7$ 。虽然较大的值会增加油的流量,但溢出润滑油腔而流向两端的油起不到散热作用。如果它在轴向上贯通就更不起散热作用。对于全包角轴承($\Omega = 360^\circ$),一个润滑油腔的布置位置应与载荷方向相反,如果有两个润滑油腔则应布置在垂直于载荷方向的两侧。这时即使润滑油腔在轴承的非承载部分,其流量也有助于剪切摩擦热的传递,在热平衡上应该把润滑油腔充分考虑进去。对部分包角轴承($\Omega < 360^\circ$),在包角区进油处和出油处的油腔的供油压力引起的流量对散热不起实际作用,因为这些润滑油腔不被限制在包角区且润滑油更多地直接流出轴承。