

摩擦磨损润滑译文集

中国机械工程学会摩擦学学会 主编

上海科学技术文献出版社

出版说明

摩擦、磨损、润滑的研究,近十多年来发展很迅速,又因其成果具有重大的经济意义更为世界各国所重视。很多国家制订了长期规划并采取措施,加强教育,建立专门研究机构,培养专业人员以及在工厂企业中普及基本知识。

自一九七九年来,我国和英、日、美、西德等国曾先后互派代表访问或讲学等。随着国际间学术交流活动的开展也进一步促进和推动了我国对摩擦、磨损和润滑的研究与普及。

为借鉴国外研究成果,今选译近年来有关专业会议资料以及在刊物上发表的较有影响的论文,汇编出版,以供我国有关工程技术、科研、设计、测试人员以及大专院校机械专业师生参考。

目 录

摩擦学基础

(英) A. F. Nightingale1

磨损与磨损机理

(瑞典) O. Vingsbo68

溅射和离子镀膜的工业潜力、用途和性能

(美) T. Spalvins103

边界润滑状态下轴承材料的摩擦、磨损特性

(日本) 明石 土居吉木 羽场敏118

润滑油典型成分对钢的磨损效应

(英) S. G. Pudston R. D. Whitby136

表面组成与磨损的关系——用 X 射线光电子能谱研究

经有机硫化物试验过的表面

(美) Bernard A. Baldwin159

用高分子聚合物减少径向轴承摩擦力

(英) L. G. Hampson H. Naylor174

直接读数铁谱仪的设计、标定和现场应用

(美) Danief P. Anderson Robert S. Silva192

滑动轴承支撑的转子接近实际条件下的不平衡振动和系

统阻尼

(西德) J. Glienicke R. Wiedenmann208

确定轴颈-轴承稳定性参数的实验方法(一)

(英) H. Marsh J. E. L. Simmons224

确定轴颈-轴承稳定性参数的实验方法(二)

(英)J.E. L. Simmons	239
流体动压轴承的有限元分析	
(澳大利亚)G. P. Steven	261
计算机在转子-轴承系统设计中的应用	
(美)A. J. Smalley S. B. Mallanoski	279
五瓦式可倾瓦轴承的刚度系数和阻尼系数	
(美)J. C. Nicnolas E. J. Gunter P. E. Allaire	303
任意支承的液体润滑平面扇形瓦块推力轴承的设计线图	
(美)I. Etsion	322
一种热变形最小的大型止推轴承	
(日)K. 川池 K. 冈野 Y. 古川	340
重载接触的弹性流体动压润滑	
(英)C. J. Hooke	359
滚子轴承中润滑脂膜和油膜的相对厚度	
(英)A. R. Wilson	376
弹性流体动力学在滚动轴承方面的应用	
(美)H. S. Cheng	395

摩擦学基础

(英) A. F. Nightingale

一、摩擦学的应用和设计

(一) 设计程序

1. 概述

设计程序的主要目的是设计一能满足某一特定性能要求的机器。实现这一设计过程一般应分成三个阶段：

- (1) 选择一种设备型式, 它能大致地满足预定工作的需要。
- (2) 决定所选取设备型式的尺寸, 并大致能满足特定要求。
- (3) 分析最后设计出来的设备看看是否能在理论上实现所要求的性能, 如有必要再对原始假设尺寸作某些变更, 直到给出符合接近所要求的最佳值答案为止。

2. 基本问题

所有机器和大多数结构都是由零、部件装配而成, 而零件间的连接可以是相互固定, 也可以是允许零件间有相对运动的。容许有相对运动的连接件将受到约束, 使它仅能在一定方向上运动, 否则连接就不存在了。这种对运动的局部约束意味着控制力必须在零件间传递, 而这些力是由零件的质量产生的, 或者是由有关部件运转时产生的。

因此, 在设计可传递载荷的动连接件时, 基本问题是容许在相邻的零件间有相对运动, 为了满足上述要求, 设计承载表面的方法有下面 5 种:

1. 允许两个表面相互摩擦,同时调整表面性质以防止发生胶合或过度磨损,以期得到一个合理磨损率。

2. 采用一流体膜将表面分离,从而就可使相对运动发生于膜中。为此目的,流体就必须维持一足够的压力,以支持表面承受所施加的载荷。此压力可通过外部供给的高压油而得到,或者靠适当形状表面间的相对运动使粘性流体溢流而在其间形成油膜而产生。

3. 可以允许一个表面在另一表面上滚动。然而,滚动将在两个相邻表面间产生角运动和直线运动的相互作用,此种作用取决于滚动体表面的形状。事实上并不总是允许有两种运动同时存在所需要的自由度。因此,为解决这一问题滚动表面常常允许又有滚动又有滑动(例如,在齿轮轮齿上)。或者可以通过在两个原有零件表面间介入另一元件加以解决(例如,滚动轴承)。

4. 用电磁和静电的方法使两表面间产生排斥力。

5. 为了在两个零件间实现一相对摆动运动,在其间装上一个可以弯曲的挠性元件。挠性元件可以用人造橡胶(能充满零件间最大空间,并有适当厚度),或者薄联接带(高强度材料)来制造。

(二)轴承应用的特性

在机器或设备中,对于轴承应用的可能性,可以通过所承受载荷类型和所允许的运动类型间的相关特性来表示。事实上,一个重要的特点是不管载荷和运动是固定不变的,还是以某种周期方式在变化,都能形成载荷和运动的四种组合,如表1中的举例所示。

在轴承应用的绝大多数情况下,轴承属于单向载荷和连续运动的类型,因此当机器运转时,轴承载荷随着转动速度而变化

表 1 各种载荷和运动类型的举例

载 荷 类 型	运动类型	举 例
单向的 恒定的 随速度增加而加大 随速度增加而减小	连续 连续 连续	汽轮机的径向轴承 船用齿轮箱韶轮轴承 液压马达轴承
单向	摆动	桥梁支承轴承,磨床工作台
多向	连续	活塞式发动机曲轴轴承
多向	连续	连杆轴承

的特点就成为选择和设计轴承时的一个重要因素。由于这一原因,为引起对此情况的重视,单向载荷已在表 1 中作了分类。

在许多情况下,为满足不同部门的需要,应该设计供同类型机器用的各种尺寸轴承系列,这也便于选择对于所有系列来说都是合理的轴承类型。为达此目的,认为轴承载荷和最大转速通常是随机器的尺寸和类型而变化的作法是合理的。当考虑这一研究成果时,当然必须注意到这类机器的系列通常并不是彼此间成为比例模型关系的,但是已指出的趋向可能仍然是有用的。

1. 单向载荷轴承

在具有单向载荷轴承的机器中,载荷通常是由转动部件的重量引起的,或者是由于传递外加转矩时的反作用力而形成的。当轴的直径为 D 时,轴承载荷 W 将随着尺寸而增大,即

$$W \propto D^3$$

上式既适用于与转动体的体积成正比的重量载荷,也适用于当允许转矩受到轴剪切应力限制从而不能超过一与 D^3 成正比的极限值时的扭转载荷。

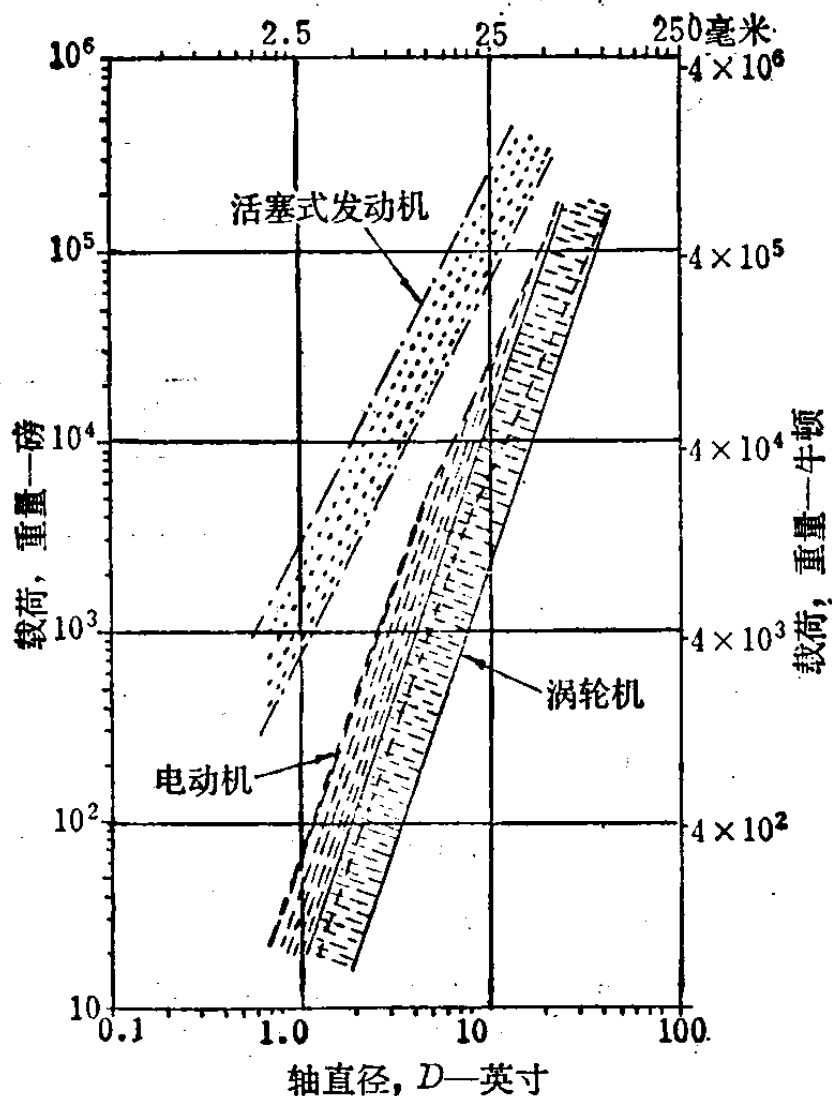


图1 在各种轴尺寸下的典型轴承载荷

图1表明在工程实践中典型的轴承载荷和轴尺寸间的关系,剖面线区适用于单向载荷、连续转动的机器。这些剖面带的斜率与 $W \propto D^3$ 相符合。注意:小型电动机往往是在比同样尺寸轴的涡轮机具有较大轴承载荷的情况下运转,而轴承载荷常常是由于通过带传动所传递的扭矩而产生的。对于大型电动机来说,转子的重量变得愈是显著,则轴承的载荷愈是趋于与同尺寸的涡轮机相同。在一定范围内,大型机器转动很慢的情况下,当其转动体短而刚性好时,则其最大转速的物理极限是正常的离心应力。而当其转动体长而刚性差时,则其最大转速通常受到临界速度(分数的或成倍的)的限制。对于以转速 N 运转的

机器而言,其离心应力与 $N^2 D^3$ 成正比。由此可见,离心应力不能超过一特定值:

$$N \propto \frac{1}{D}$$

同样,对于类似的转动体,其临界速度也与 $1/D$ 成正比。

图 2 表明工程实践中典型的速度与轴尺寸间的关系。剖面线区适用于单向载荷、连续转动的机器。图中所示剖面带的斜率与 $N \propto 1/D$ 相对应。从而可以清楚的看出,涡轮机速度往往比轴尺寸相同的电动机速度大一个数量级。

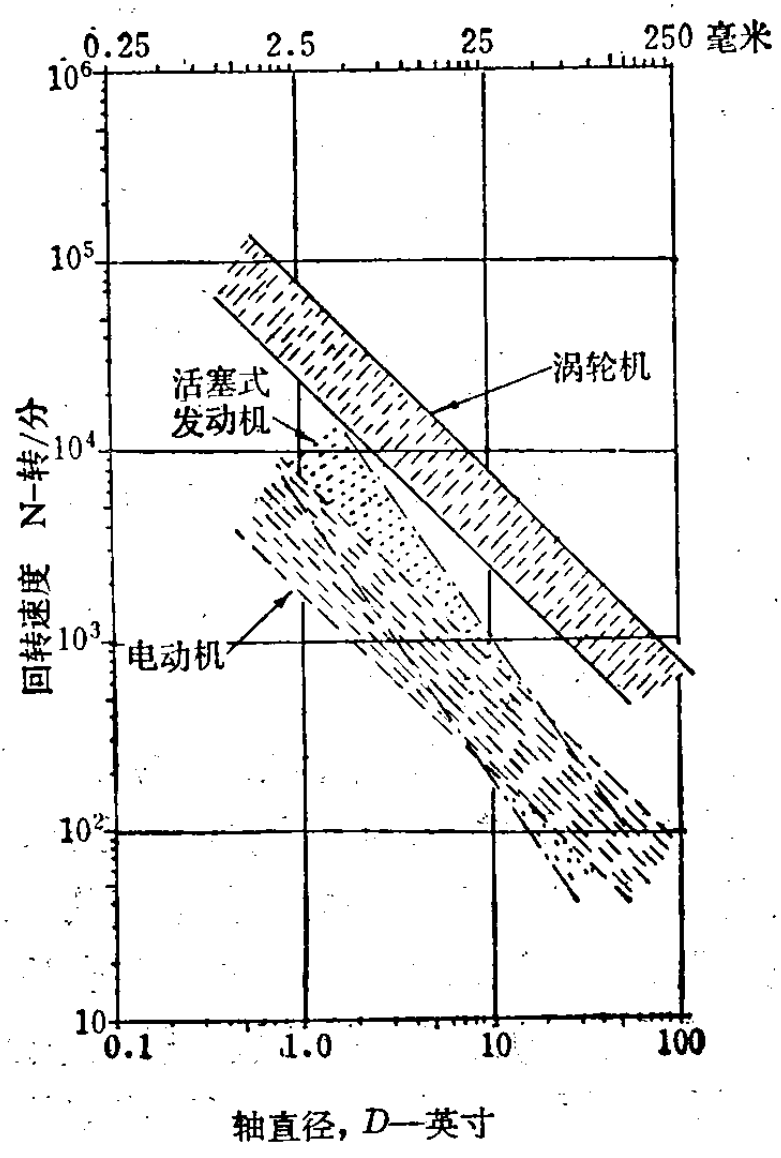


图 2 在各种尺寸下的典型回转速度

2. 多向轴承载荷

可以采用一个类似的简化方法给出关于轴承所需要的一些指标。当考虑确定油膜厚度时,通常由惯性力所产生的载荷是最重要的因素。

在类似的机器系列中,并在多向轴承载荷的情况下,当轴的直径为 D , 最大转速为 N 时,则施加于轴承上的惯性载荷 W 可给定为

$$W \propto N^2 D^4$$

如前所述,在这类机器中,由于 N 和 D 间的关系基本上取决于与 $N^2 D^2$ 成正比的极限离心应力,因此,可以预期:

$$W \propto D^2$$

在活塞式发动机中,曲柄轴承上所施加的载荷大于正常的稳定载荷,其原因将在后面讨论。上述较大载荷能使轴产生大的挠曲,从而增加轴承端部的载荷,这就需要进而限制 W 和 D 间的关系,它取决于轴承中轴的最大允许偏斜。

轴的偏斜度与 WL^3/EI 成正比,对于成比例模型的机器来说,此值与 W/D^3 成正比。因此,对于一个有恒定偏斜度的轴而言,仍是 $W \propto D^2$ 。

在图 1 中,剖面带表示在活塞式发动机的实际系列中轴承载荷与轴尺寸间的关系。这个带的斜率与 $W \propto D^2$ 相对应。

在图 2 中,表明了速度和轴尺寸之间的相应关系,它不大符合所预期的 $N \propto 1/D$ 的关系,事实上,很接近于 $N \propto 1/D^{1.33}$ 。产生这个差异的原因则是由于惯性力部份地依从于冲程/缸径比,所以,对于极限惯性力来说,大型发动机往往会处于比其他可能预期的转动速度(转/分)还要低的一较小转速下运转。

图 1 及图 2 按轴承可能承受的载荷和速度的次序表明轴承的一些典型用途及其差别,它将影响对轴承类型的选择。

(三) 各类型轴承的性能

1. 概述

载荷和速度是主要的运转条件, 对于轴承的选择有很大影响, 但是, 还有另外一些如环境和特殊性能的要求等因素。在选择轴承时, 这些因素都要和载荷、速度的影响同时加以考虑, 这一点是重要的。下面将进一步讨论。为确定各种轴承类型的载荷和速度特性, 并便于对各种类型作比较, 首先需要建立一些关于特性关系的概略说明。

2. 摩擦轴承

这类轴承在性能上的物理限制是过热和胶合的危险以及可能出现的过度磨损。当摩擦表面运动时, 由于克服摩擦接触阻力而产生热, 这些热量必须沿着热流通道传走, 此通道的面积基本上与轴承的投影面积 A 成正比。

当滑动速度为 V 时, 轴承中产生的热量大约与 $\frac{\mu W V}{A}$ 或 $\mu P V$ 成正比。

研究表明, 材料的体积磨损值(载荷 W 在摩擦表面上滑动 X 距离)大约与 $W X$ 成正比。

然而, 这种体积磨损值对轴承的性能来说是无关紧要的, 而作为一个相当重要的设计因素却是径向磨损率。这是因为在设备中很可能产生松扩, 因此, 它可作为磨损率的量度标准。

径向磨损率与 $\frac{W X}{A t}$ 或 $P V$ 大致成正比。

从对摩擦轴承性能的两个物理限制表明, 对轴承运转有严重影响的是 $P V$ (轴承压力 X 滑动速度)。图 3 为径向轴承类型的摩擦轴承的载荷-速度曲线的形式。

3. 滚动轴承

在实践中, 滚动轴承往往由于缺乏适当的润滑、污物污染和

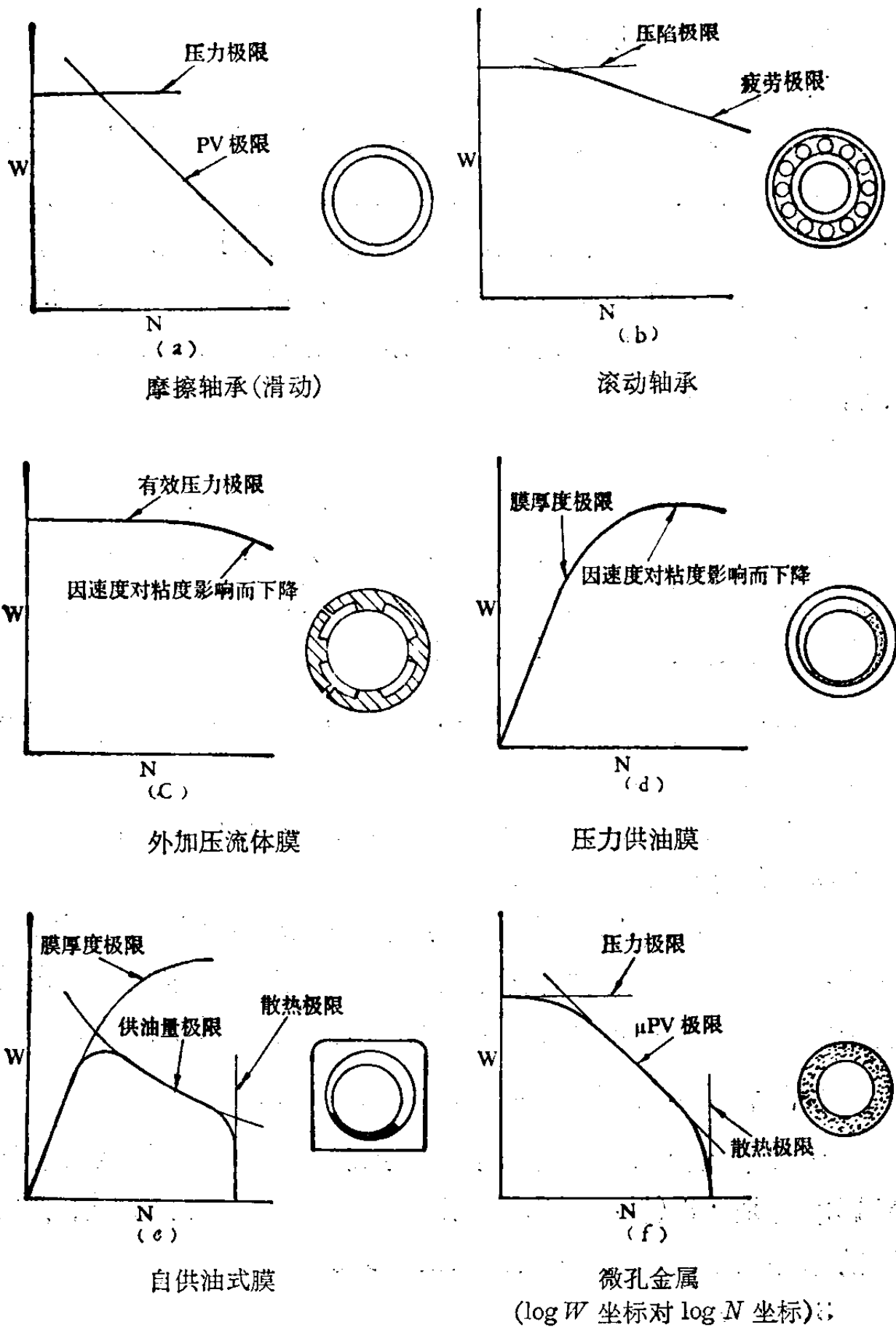


图3 各种类型径向轴承的性质

不合理的加载而失效，但是这类轴承在其性能上的主要限制是由于滚动元件或套圈的疲劳而产生的集中接触应力。如把疲劳作为性能上的限制并以转数表示滚动轴承寿命时，则假定其寿命与 $(1/W)^2$ 成正比是合理的。因而对于一给定的寿命， $W \propto N^{-\frac{1}{2}}$ ，其特性已在图 3b 中表明。如前所述，实际最大载荷同样受到轴承承受静载荷能力的限制，而此静载荷又受到套圈对滚动元件抗压陷力的限制。

4. 流体膜轴承

(1) 外加压或静压轴承 承载能力主要取决于有效的供给压力，而转速仅有很小的影响，但在高转速下，由于产生较高的温度使润滑液粘度减小，从而使液体润滑的承载能力有所下降。因而，其载荷-速度特性曲线就如图 3c 所示。

(2) 动压轴承 倘若有足够的润滑油保持住油膜的话，则承载能力将随速度的增加而增大，但在高速转动时，由于润滑液发热从而使承载能力有下降的趋势，这就使其普遍的特性曲线如图 3d 所示的那样。

这种润滑方式要求有足够的压力油以确保油膜的存在，这就需要有一个专供压力油的系统。在一般情况下，设置一套这样供油系统很不方便并且也不经济，因此，许多流体动压油膜轴承常常采用自贮自供的润滑方式。对较大尺寸的轴，油可以贮存在轴下的油槽中，并可用圆环或圆盘将油提起；而对较小尺寸的轴，可以用一个油垫供油，或者将油贮存在微孔结构的轴承中。这种供油方法的效率比压力供油系统的效率低，从而当轴承运行时，承载油膜将沿轴承圆周长度上减少，因此承载能力降低。通常还发现这种供油方式将使轴的每转供油量随着速度的增加而下降，因而承载能力也就随着速度的增大而减少。

除上述效应外,当没有润滑系统时,这就意味着所产生的热量必将直接散发到周围空间中。这对寿命长的矿物油来说,除限制其最高允许温度外,还要附加一对最大允许速度的限制。

综上所述形成了这类轴承的载荷-速度特性曲线,其一般形式如图 3e 和图 3f 所示。

5. 挠性元件轴承

这种类型轴承采用能承受剪切的人造橡胶或采用能承受弯曲的高强度带以容许能产生一摆动运动。在许多情况下,在性能上,这类轴承受到材料的疲劳强度或与其连接零件相粘结等物理方面的限制。由于元件弯曲和施加载荷两者所产生的应力在组件上的一定临界区中,通常是可以迭加的,从而元件的允许载荷将随着运动所允许角度而下降。在没有上述附加应力的条件下,弹性材料的垫块是供压缩用的,但是在这种情况下,允许的挠曲量将受到垫块厚度的限制。如果这种装置在克服过度的隆起或扭曲方面是稳定的,则垫块厚度同样也限制了最大载荷。在一定程度上,为解决上述问题在弹性体中可以安置一个与所需运动方向平行的刚性板。可是,即使将这些元件合成一体,最大挠曲量也仍将受到一定数量的限制,从而将所允许的载荷被抵消一部分。

因此,一般认为挠性元件轴承的载荷-挠曲特性曲线可以表明,当挠曲增加时,允许载荷将随之降低。

6. 环境的考虑

环境条件包括极限温度、湿度、污染、真空度等。表 2(取自摩擦学手册)表明在特定环境条件下,一些常用轴承的特性。

7. 特殊性能要求

特殊性能包括低起动摩擦力、无噪音运转或高精度轴的定位。表 3(也取自摩擦学手册)表明常用轴承的性能。

表 2 在特定环境条件下连续转动的径向轴承的选择

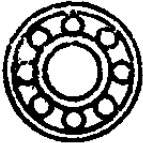
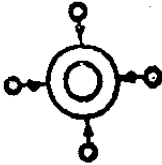
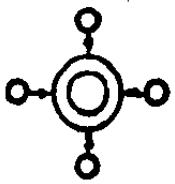
轴 承 型 式	高 温	低 温	真 空 度	湿润和湿度	污物和粉尘	外界振动	轴承型式
摩擦滑动轴承 (非金属的)	好, 可达 到材料的温 度极限	好	极好	好, 但轴 必须抗腐蚀	好, 但要 密封	好	
微孔金属滑动轴 承——油浸润滑	差, 由于 润滑油氧化	良好, 可 能有大的起 动转矩	可能, 用 特殊润滑剂	好	必要的密 封	好	
滚动轴承	谘询厂商, 大于 150°C	好	良好, 用 特殊润滑剂	好, 用密 封	必要的密 封	良好, 谘 询厂商	
流体膜滑动轴承	好, 可达 到润滑油的 温度极限	好, 可能 有大的起动 转矩	可能, 用 特殊润滑剂	好	好, 用密 封和过滤	好	
外加压式滑动轴 承	极好, 可 用气体润滑	好	不行, 润 滑液供给影 响真空度	好	好, 当气 体润滑时极 好	极好	
备 注	注意在配合处的热膨胀						注意微动磨损

表 3 在特殊性能要求下连续转动的径向轴承的选择

轴 承 型 式	精确的径向 定位	具有轴向 承载能力	低起动转矩	无噪音运转	通用标准 零件	简单润滑	轴承型式
摩擦滑动轴承 (非金属的)	差	有些, 在 绝大多数情 况下	差	良好	一些	极好	
微孔金属滑动轴 承——油浸润滑	好	有些	好	极好	可以	极好	
滚动轴承	好	可以, 在 绝大多数情 况下	很好	通常可满 意	可以	好, 当用 油脂润滑时	
流体膜滑动轴承	良好	不行, 需 要单独的推 力轴承	好	极好	一些	通常需 要一个循 环系 统	
外加压式滑动轴 承	极好	不行, 需 要单独的推 力轴承	极好	极好	不行	差, 需 要特 殊的 系 统	

(四)轴承的合理选择

将各种类型的轴承载荷和速度的关系特性与在各种应用条件下所需要的轴承性能作比较,并以此作为指导来选择一合理的轴承类型。

1. 单向载荷和连续运动条件下轴承的应用

可以使用的各类轴承有摩擦的、滚动的和流体膜类型。图3表明各种轴承的载荷-速度特性曲线有很大差别,其举例已在表1中给出。理论上应以匹配特性来选择轴承。

例1: 涡轮机径向轴承应采用外加压式或静压轴承。

例2: 船用齿轮箱韶轮轴承适合用简单的流体动压轴承。尽管前例与目前的实践是一致的,但除了在牙钻的高速驱动中采用静压轴承外,现今的涡轮机并不用静压轴承。

例3: 液压马达是载荷随速度的增大而减小的一应用实例;这一特性,对任一采用近似恒定的能源作驱动机器来说,都是常见的。因此,对于上述应用选用一滚动轴承看来是合理的。在某种特殊应用型式中,既要求有一匹配特性,又要求有一低的起动摩擦力。摩擦类型轴承看来也还是可以的,但在实用方面,这种轴承的载荷和允许速度却显著低于滚动轴承的相应值。

把各类轴承的载荷和速度的关系曲线与应用相匹配的技巧是选择轴承的有用指南,但是,为了确知所选取的轴承是否合理,仍然需要考虑载荷和速度的实际值,而这些值是能由各种类型的,不同尺寸的轴承来承担的。

完成上述任务的一个简便方法是在一张图上用对数坐标轴标出各类轴承的性能。这样一来,工程上常用的载荷和速度的所有范围都可以包括在图上。

工程科学数据文件 65007 和 67033 表明轴作连续转动和稳