

machine
design
and
research

机械 设计 与研究

1986

上海交通大学出版社

5

主 编 黄步玉
常务副主编 马家瑞
责任编辑 朱沪生
封面设计 瞿大刚

机械设计与研究

(1986年第5期)

上海机械工程学会
上海交通大学^编

上海交通大学出版社出版
(淮海中路1984弄19号)

新华书店上海发行所发行
无锡教育印刷厂印装

开本 787×1092毫米1/16 印张4 字数100,000

1986年10月第1版 1986年11月第1次印刷

印数1—2600

上海市期刊登记证第431号

定价: 0.80元

15.26.5

目 录

可靠性设计

起重机零部件的可靠性设计理论及方法.....陈健元 潘国平 (1)

摩擦磨损

曲轴轴颈和轴承的磨损及磨损特征因数的确定.....陈伯贤 (7)

轴承研究

Holland-Butensch n方法在内燃机轴承计算中的应用 (一)戴 伟 丁振华 (14)

用多层气膜提高精密轴系的精度.....张鸿兴 冯懿治 (27)

机构学

食品包装机中的机构设计.....殷鸿梁 (34)

强度分析与设计

若干参数对齿轮承载能力影响的分析.....黄瑞清 (40)

绕带容器的设计方法.....蒋家羚 朱国辉 (47)

测试技术

直动从动杆盘状凸轮廓线的计算机辅助间接检测.....胡秉辰 戴天时 (55)

国际交流

接触应力的分析与计算.....〔美〕GUY.A.Castlfbrry (60)

起重机零部件的可靠性设计理论及方法

陈健元 潘国平

上海交通大学机械工程系

一、前言

机械可靠性设计是近期发展起来的一门现代机械设计理论,将逐渐取代机械设计的传统方法。机械可靠性设计将设计变量按随机变量来处理,应用概率论和数理统计理论分析计算零部件可能发生破坏的概率,使这一概率小于规定的许用值,从而确定零部件的可靠度。

但是,可靠性设计要求有较全面的有关载荷及强度的统计资料,分析计算也较复杂,这就给工程应用带来一定困难。为此,本文探讨应用可靠性设计理论来分析起重机设计过程中的动力系数 K 和等效系数 φ ,据此提出简单易行的起重机零部件的静强度和疲劳强度的可靠性设计方法及步骤。

二、静强度的可靠性设计

在起重机设计过程中,用Ⅱ类载荷来计算零部件的强度、刚度、稳定性及起重机抗倾倒稳定性^[1]。这类载荷是起重机工作时可能发生的最大载荷组合。确定时,往往按额定起重量工况下的工作状态最大载荷组合,或将电机的额定力矩换算到计算零部件上的额定静载荷 P 乘动力系数 K 来确定,即

$$P_{II} = KP_j$$

$$K = (P_j + P_d)/P_j$$

式中: P_d 为起重机起制动时的动载荷,包括惯性载荷与振动载荷。

惯性载荷与振动载荷在一定条件下可以按振动理论分析计算,因此可以由理论分析得出某一工况下的动力系数值。但根据实验可知,动力系数实际上是一个随机变量,它服从于某一概率分布。若经过测试、统计分析后得到动力系数 K 的概率密度函数 $f(K)$ 和分布函数 $F(K)$,则可根据可靠性原理,按可靠度 R 值来选择确定动力系数值。

$$R = P(K < k) = \int_1^k f(K) dK = F(k)$$

对上式求其反函数解,即可得

$$k_R = F^{-1}(R)$$

这样按可靠度准则确定的动力系数值 k_R 能以 R 的可靠性保证零部件的动载荷在某一范围内,从而使零部件的设计计算安全可靠。

由于引入了动力系数, II类载荷下零件的强度条件式可写成

$$\sigma > K\sigma_{\text{计}}$$

式中: K 为动力系数; $\sigma_{\text{计}}$ 为额定静应力; σ 为零件强度(按材料的机械性能, 考虑零件的尺寸、表面加工情况、结构形状及工作环境等使强度降低的因素而确定)。分析上式可知, σ 表示了零件强度的性能, 它是随机变量; $K\sigma_{\text{计}}$ 反映了应力(载荷)情况, 也是随机变量。由于 $\sigma_{\text{计}}$ 是按额定静载荷用常规计算方法求得的额定静应力, 而动力系数 K 是随机变量, 因而乘积 $K\sigma_{\text{计}}$ 也是随机变量。这样, 可以通过 K 的随机性来反映应力(载荷)的随机性。采用这种方法可避免直接研究载荷的随机性带来的困难, 而去研究可测定的动力系数的随机性, 使可靠性原理能较方便地应用到起重机设计中来。

基于上述分析, 零件的强度可靠度为

$$R = P(\sigma > K\sigma_{\text{计}}) = P\left(\frac{\sigma}{\sigma_{\text{计}}} > K\right)$$

若定义

$$n = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{计}}}$$

则由 σ 的分布密度函数 $f_{\sigma}(\sigma)$ 就可确定 n 的分布密度函数 $f_n(n) = \sigma_{\text{计}} f_{\sigma}(\sigma_{\text{计}} n)$, 而且 n 的均值与均方差为: $\bar{n} = \frac{\bar{\sigma}}{\sigma_{\text{计}}}$, $\hat{n} = \frac{1}{\sigma_{\text{计}}} \hat{\sigma}$; 变差系数为: $c_n = \hat{n} / \bar{n} = \frac{1}{\sigma_{\text{计}}} \hat{\sigma} / \frac{1}{\sigma_{\text{计}}} \sigma = \hat{\sigma} / \sigma = c_{\sigma}$, 其中 $\bar{\sigma}$ 、 $\hat{\sigma}$ 为 σ 的均值与均方差; $\bar{n} = \bar{\sigma} / \sigma_{\text{计}}$ 相当于常规设计中的安全系数。因此根据 $R = P(\sigma > s) =$

$= 1 - \int_0^{\infty} g(s) E(s) ds$ 可得零件的强度可靠度为

$$R = P(n > K) = \int_0^{\infty} f(n) \left[\int_0^n g(K) dK \right] dn$$

式中: $f(n)$ 是 n 的概率密度函数; $g(K)$ 是 K 的概率密度函数。上式表示了在一般分布下的可靠度 R 、安全系数 n 及动力系数 K 三者之间的关系。对于 n 与 K 均服从于正态分布的场合, 则根据 $R = P[(Z = \sigma - s) > 0] = \Phi(Z_R)$ 得强度可靠度为

$$R = P(n > K) = \Phi(Z_R)$$

$$Z_R = (\bar{n} - \bar{K}) / \sqrt{\bar{n}^2 c_{\sigma}^2 + \bar{K}^2 c_K^2} \quad (1)$$

在(1)式中, 若确定了 c_{σ} 和 c_K , 则在给定的可靠度 R 下, 就确定了 $\bar{n}$ 与 $\bar{K}$ 之间的关系。从(1)式解出

$$\bar{n} = \frac{1 + Z_R \sqrt{c_K^2 + c_{\sigma}^2 - Z_R^2 c_K^2 c_{\sigma}^2}}{1 - Z_R^2 c_{\sigma}^2} \bar{K}$$

$\bar{n}$ 与 $\bar{K}$ 之间的关系是线性的, 系数与 c_{σ} 、 c_K 有关, 且通过 Z_R 与可靠度 R 相联系。例如, $R = 0.9$

时, $Z_R = 2.33$, 设 $c_{\sigma} = c_K = 0.1$, 则 $\bar{n} = 1.4\bar{K}$, 如图1所示。

根据上述分析可知, 在设计中若取动力系数为 $\bar{K}$, 则计算出的安全系数 $\bar{n}_{\text{计}} = \sigma / \sigma_{\text{计}}$ 大于 $1.4\bar{K}$ 时, 即可确定该零件的强度可靠度大于或等于0.99。

因此, 在起重机设计中, 计算II类载荷下的强度可靠度可按下列步骤进行。

(1) 根据测试数据, 用数理统计方法, 取得零部件载荷及强度性能的统计数据; $\bar{K}$, c_K

及 σ , c_σ 。如缺乏测试数据, 则可根据同类产品的已有资料, 分析确定 c_K , c_σ 值, 而 $\bar{K}$ 和 σ 值可取有关专业书及设计手册上所推荐的值。

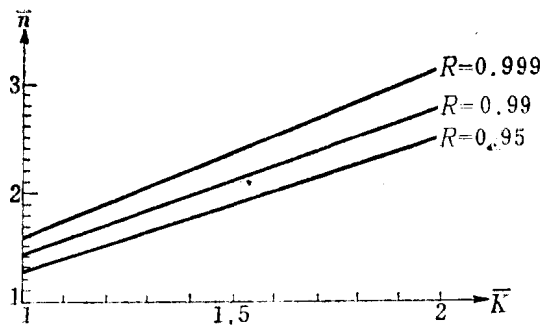


图1 $c_\sigma = c_K = 0.1$ $\bar{n} - \bar{K}$ 曲线

(2) 对零件进行受力分析, 求出 $\sigma_{\text{计}}$ 。得到计算安全系数 $\bar{n}_{\text{计}} = \sigma / \sigma_{\text{计}}$ 。

(3) 计算 $Z_R = (\bar{n}_{\text{计}} - \bar{K}) / \sqrt{c_\sigma^2 \bar{n}_{\text{计}}^2 + c_K^2 \bar{K}^2}$, 求出强度可靠度值: $R = \Phi(Z_R)$ 。所求得的 R 值应不小于计算零件的许用可靠度 $[R]$ 值, 即应满足下列强度可靠性计算条件式: $R \geq [R]$ 。也可根据计算零件的许用可靠度 $[R]$ 值, 由 $\bar{n} - \bar{K}$ 关系式确定出临界安全系数 $\bar{n}$, 当 $\bar{n}_{\text{计}} \geq \bar{n}$ 时, 表明该零件的强度可靠度 $R \geq [R]$ 。

三、疲劳强度的可靠性设计

在起重机的设计过程中, 用 I 类载荷来计算零部件的疲劳、磨损和发热。这类载荷是起重机正常工作时的载荷组合。由于起重机在工作时所受的载荷形式是多种的, 而且其变化的数值和作用时间是不同的。为了进行耐久性计算, 可以根据变载荷的大小和作用次数, 按照以载荷表示的耐久曲线方程($P^m N = \text{常数}$), 换算成一种当量计算载荷, 这种载荷对零件的耐久性效果与同样时间内零件在实际变载荷作用下的效果相同。这个当量计算载荷称为等效载荷。在设计中用相应于机构 JC% 值的电动机额定力矩传至计算零件的力矩或构件承受额定载荷时的力矩 M_e 乘以一个等效系数 φ 后得到。即等效力矩为

$$M_x = \varphi M_e$$

根据Miner线性疲劳损伤累积理论和材料疲劳试验的 $s-N$ 曲线方程 $s^m N = \text{常数}$ 分析得到 φ

$$M_x = \sqrt[m]{\frac{1}{\sum n_i} \sum n_i M_i^m} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_x} \sum n_i \left(\frac{M_i}{M_e}\right)^m} M_e = \varphi M_e$$

式中: M_i 为工作力矩; n_i 为 M_i 作用下的循环数; M_e 为额定力矩; $N_x = \sum n_i$ 为循环总数; φ 为等效系数。

$$\varphi = \sqrt[m]{\frac{1}{N_x} \sum n_i \left(\frac{M_i}{M_e}\right)^m} \quad (2)$$

对于随机载荷 M , 可以通过统计分析得出它的分布(参见图2)。设 $x = \frac{M}{M_e}$ 具有概率密度函数 $f(x)$, 则上式可写成积分形式

$$\varphi = \sqrt[m]{\int \frac{\sigma_{max}/\sigma_e}{\sigma_{min}/\sigma_e} x^m f(x) dx} = \sqrt[m]{\xi(m)} \quad (3)$$

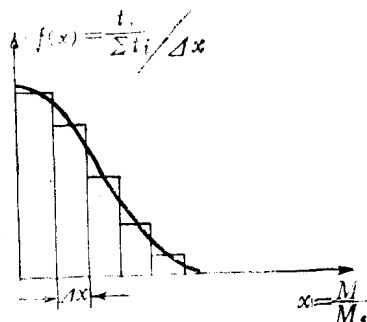


图2 载荷密度分布图 $x-f(x)$

$$\xi(m) = \int \frac{\sigma_{max}/\sigma_e}{\sigma_{min}/\sigma_e} x^m f(x) dx \quad (4)$$

式中: σ_{max} 和 σ_{min} 分别是应力循环的最大值和最小值。按照Miner理论, 不考虑小于 σ_{-1} 的应力循环, 因此上两式中的积分下限 σ_{min}/σ_e 中的 $\sigma_{min} = \sigma_{-1}$ 。

由(2)、(3)式可知, 当已知载荷谱图或载荷分布时, 可以求出等效系数 φ 值。但由于式中的 m 与零件材料性能有关, 是不确定的, 据 $P-s-N$ 曲线可知它在一定范围内取值。且尚有其他随机因素, 因此由(2)、(3)式定义的等效系数 φ 实际上也是随机变量, 在一定范围内可按概率取值。

设 m 的取值有一微小变化 dm , 则 φ 的变化为 $d\varphi$ 。因为由(3)式得 $\ln \varphi(m) = \frac{1}{m} \ln \xi(m)$, 所以

$$\frac{1}{\varphi(m)} \cdot \frac{d\varphi(m)}{dm} = -\frac{1}{m^2} \ln \xi(m) + \frac{1}{m} \cdot \frac{1}{\xi(m)} \cdot \frac{d\xi(m)}{dm}$$

据(4)式

$$\begin{aligned} \frac{d\xi(m)}{dm} &= \frac{d}{dm} \left[\int \frac{\sigma_{max}/\sigma_e}{\sigma_{-1}/\sigma_e} x^m f(x) dx \right] = \int \frac{\sigma_{max}/\sigma_e}{\sigma_{-1}/\sigma_e} x^m \ln x \cdot f(x) dx \\ &< \int \frac{\sigma_{max}/\sigma_e}{\sigma_{-1}/\sigma_e} x^m f(x) dx \cdot \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e} \right) = \xi(m) \cdot \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e} \right) \end{aligned}$$

这里由于在 $\left[\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_e}, \frac{\sigma_{max}}{\sigma_e} \right]$ 内, $\ln x$ 是递增函数, $\ln x < \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e} \right)$,

$$\frac{1}{\varphi(m)} \cdot \frac{d\varphi(m)}{dm} < -\frac{1}{m} \ln \varphi(m) + \frac{1}{m} \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e} \right) = \frac{1}{m} \ln \left[\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e \varphi(m)} \right]$$

$$d\varphi(m) < \frac{1}{m} \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e \varphi(m)} \right) \cdot \varphi(m) dm$$

等效系数 φ 一般服从正态分布, 均值 $\bar{\varphi}$ 由(2)、(3)式给出或由手册查得。 φ 的均方差 $\hat{\varphi}$ 可根据 φ 的变化量 $\Delta\varphi = \varphi_{max} - \varphi_{min}$ 按 3σ 原则^[2] 确定。

如图3所示, 令

$$\hat{\varphi} = \Delta\varphi \approx \frac{1}{m} \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e \varphi} \right) \cdot \bar{\varphi} \Delta m$$

式中: σ_{max} 为最大载荷作用下的工作应力; σ_e 为额定载荷作用下的工作应力; m 为零件耐久

曲线方程指数的平均值； Δm 是 m 值的变化量。 m 及 $\Delta m = m_{max} - m_{min}$ 值可通过零件疲劳试验数据统计求得。

由上式得到 φ 的均方差为

$$\hat{\varphi} = \frac{1}{6m} \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e \varphi} \right) \cdot \overline{\varphi} \Delta m$$

变差系数为

$$c_\varphi = \hat{\varphi} / \overline{\varphi} = \frac{1}{6m} \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e \varphi} \right) \Delta m$$

在求得了 φ ， $\hat{\varphi}$ 后，给定可靠度 R ，就可根据可靠性原理确定相应的等效系数 φ_R 值。令

$$R = \Phi(Z_R) = \Phi \left(\frac{\varphi_R - \overline{\varphi}}{\hat{\varphi}} \right) = P(\varphi \leq \varphi_R)$$

得到

$$\varphi_R = \overline{\varphi} + Z_R \hat{\varphi} = \left[1 + \frac{1}{6m} \ln \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_e \varphi} \right) \cdot \Delta m \cdot Z_R \right] \overline{\varphi}$$

根据在 I 类载荷作用下，零部件的疲劳强度条件式^[1]

$$\sqrt[m]{\frac{N_0}{N_X}} \sigma_{-1} > \varphi \sigma_e$$

得零件的疲劳强度可靠度为

$$R = P \left(\sqrt[m]{\frac{N_0}{N_X}} \sigma_{-1} > \varphi \sigma_e \right) = P \left(\sqrt[m]{\frac{N_0}{N_X}} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_e} > \varphi \right)$$

设 $n = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_X}} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_e}$ ，则由 σ_{-1} 和 m 的随机性决定了 n 是随机变量。若 n 与 φ 均服从正态分布，

则零件的疲劳强度可靠度为

$$R = P(n > \varphi) = \Phi(Z_R)$$

其中

$$Z_R = \frac{\overline{n} - \overline{\varphi}}{\sqrt{\hat{n}^2 + \hat{\varphi}^2}} \quad (5)$$

式中： $\overline{n}$ 、 $\overline{\varphi}$ 是 n 与 φ 的均值； $\hat{n}$ 、 $\hat{\varphi}$ 是它们的均方差。因为 $\hat{\varphi} = c_\varphi \overline{\varphi}$ 、 $\hat{n} = c_n \overline{n}$ ，代入(5)式并解出 $\overline{n}$ 得

$$\overline{n} = \frac{1 + Z_R \sqrt{c_\varphi^2 + c_{\sigma-1}^2} - Z_R^2 c_\varphi c_{\sigma-1}}{1 - Z_R c_{\sigma-1}} \overline{\varphi} \quad (6)$$

$\overline{n}$ 与 $\overline{\varphi}$ 在给定可靠度 R 及已知 $c_{\sigma-1}$ 和 c_φ 的条件下成线性关系，根据(6)式可作出如图4所示的曲

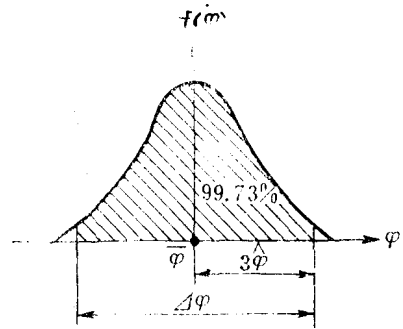


图3 3σ原理

线。

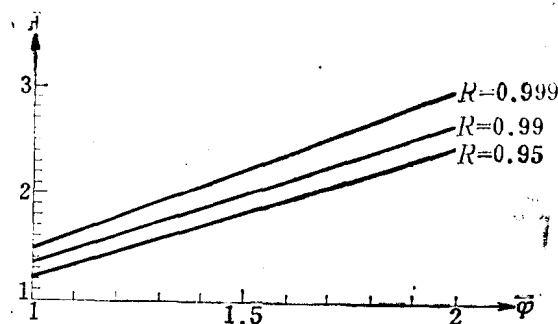


图4 $c_{\sigma-1} = 0.1$, $c_{\varphi} = 0.05$ $n - \varphi$ 曲线

因此,在起重机设计中,计算I类载荷下的疲劳强度可靠度可按下列步骤进行。

(1) 根据测试数据,用数理统计方法,取得零部件载荷及疲劳强度性能的统计数据: $\bar{\varphi}$ 、 c_{φ} 及 $\bar{\sigma}_{-1}$ 、 $c_{\sigma-1}$ 。如缺乏测试数据,则可根据经验确定 $c_{\sigma-1} \approx 0.08$,根据手册选取 $\bar{\varphi}$ 、 $\bar{\sigma}_{-1}$ 值,由近似式 $c_{\varphi} = \frac{1}{6m} \ln \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_e \bar{\varphi}} \right) \cdot \Delta m$ 计算出变差系数 c_{φ} 值。

(2) 对零件进行受力分析,求出 σ_e 。得到计算安全系数 $n_{\text{计}} = \sqrt{\frac{N_0}{N_x}} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_e}$ (当 $N_x \geq N_0$ 时, $n_{\text{计}} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_e}$)。

(3) 计算 $Z_R = (\bar{n}_{\text{计}} - \bar{\varphi}) / \sqrt{c_{\sigma-1}^2 \bar{n}_{\text{计}}^2 + c_{\varphi}^2 \bar{\varphi}^2}$, 求出可靠度值 $R = \Phi(Z_R)$, 使 $R \geq [R]$ 。也可根据计算零件的许用可靠度 $[R]$ 值,由 $\bar{n} - \bar{\varphi}$ 关系式确定临界安全系数 $\bar{n}$,当 $\bar{n}_{\text{计}} > \bar{n}$ 时,则表明该零件的疲劳强度可靠 $R \geq [R]$ 。

四、结束语

本文提出的起重机零部件的可靠性设计理论及方法,不仅适用于起重机零部件的静强度和疲劳强度可靠性设计,也可推广应用于一般机械强度的可靠性设计,为可靠性理论在机械强度设计中的推广应用提供了一种简便方法。

参 考 文 献

- (1) 起重机设计手册编写组:《起重机设计手册》,机械工业出版社,1981年。
- (2) 复旦大学:《概率论》,人民教育出版社,1979年。
- (3) 陈健元:《可靠性设计》,上海交通大学讲义,1981年。
- (4) 徐灏:《疲劳强度设计》,机械工业出版社,1981年。

曲轴轴颈和轴承的磨损及 磨损特征因数的确定

陈伯贤

上海内燃机研究所

一、前言

对内燃机曲轴轴颈和轴承的磨损与使用寿命的预测,至今仍以设计者的经验为依据进行估计。作者在对曲轴轴承运行状况的理论和试验研究^[1],以及对曲轴轴颈和轴承的磨损试验研究的基础上,提出了一种在流体动力润滑条件下轴承副磨损的物理模型和计算模型,并给出了预测轴颈和轴承磨损的计算方法,以及轴承副寿命的预测方法^[2、3],还设计和编制了相应的计算程序。然而,在设计中应用这种计算方法和预测方法时,需要给出计算方程中相应的轴承磨损特征系数 K 和因数 A_c 的值。本文将介绍确定轴承磨损特征系数和因数的一种方法,还给出用以确定轴承磨损特征系数和因数数值的一些典型国产柴油机曲轴轴承的部分磨损试验资料,供设计、制造和研究用。

符号说明

R 轴承半径;	B 轴承宽度;
ω 旋转角速度;	μ 滑油粘度;
T 运行时间;	T_0 一个工作循环的时间;
h 油膜厚度, $h = h(\eta)$;	p 油膜压力;
η 沿轴承圆周方向坐标;	z 沿轴承宽度方向坐标;
φ 圆周角, $\varphi = \eta/R$;	t 时间;
下标 j 轴颈, b 轴承, c 平均值或临界值, φ 周向。	

二、曲轴轴承磨损特征系数的计算方法

1. 基本方程

研究表明^[1],在正常情况下,曲轴轴承是处在全油膜的流体动力润滑条件下工作的。由于在实际运行中,流经轴承间隙的润滑油总是含有杂质颗粒的。根据油样的试验和测量,表明润滑油中杂质的粒度分布规律遵从正态分布。按照文献^[2]提出的浸蚀磨损模型的轴承磨损预测方法,曲轴轴颈和轴承的磨损可按下列方程计算。

$$G_j = G_j(z, \varphi) = K_j \frac{T}{T_c} \int_0^{T_c} \left\{ \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{R}{2} (\omega_j + \omega_b) \right| + \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right| - A_{cj} \right\} dt \quad (1)$$

$$G_b = G_b(z, \varphi) = K \frac{T}{bT_c} \int_0^{T_c} \left\{ \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{R}{2}(\omega_j + \omega_b) \right| + \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right| - A_{cb} \right\} dt \quad (2)$$

式中,

$$\begin{aligned} A_{cj} &= Q \left(1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\zeta_{jl}}^{\infty} e^{-\frac{\zeta^2}{2}} d\zeta \right) \\ A_{cb} &= Q \left(1 - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\zeta_{bl}}^{\infty} e^{-\frac{\zeta^2}{2}} d\zeta \right) \\ Q &= \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{R}{2}(\omega_j + \omega_b) \right| + \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right| \quad (3) \end{aligned}$$

Q 为单位截面润滑油流量和; $\zeta_{jl} = \frac{\chi_{jl} - a}{\sigma}$, $\zeta_{bl} = \frac{\chi_{bl} - a}{\sigma}$; a 为润滑油中杂质粒度的数学期望;

χ_{jl} 与 χ_{bl} 分别为能引起轴颈与轴承表面粗糙微体发生疲劳剥离的杂质质点动量下临界值(mv), 的杂质粒度; σ 为杂质粒度分布的标准差。

方程(1)、(2)沿轴承的宽度积分, 并取平均即得到轴颈与轴承的轴向平均磨损的计算方程:

$$G_{jzc} = G_{jzc}(\varphi) = \frac{2K_j T}{BT_c} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} \left\{ \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{R}{2}(\omega_j + \omega_b) \right| + \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right| - A_{cj} \right\} dt dz \quad (5)$$

$$G_{bzc} = G_{bzc}(\varphi) = \frac{2K_b T}{BT_c} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} \left\{ \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{R}{2}(\omega_j + \omega_b) \right| + \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right| - A_{cb} \right\} dt dz \quad (6)$$

方程(4)、(5)沿轴承的周向积分, 并取平均即得到轴颈与轴承的平均磨损的计算方程:

$$G_{jc} = \frac{K_j T}{\pi BT_c} \int_0^{2\pi} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} \left\{ \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{R}{2}(\omega_j + \omega_b) \right| + \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right| - A_{cj} \right\} dt dz d\varphi \quad (6)$$

$$G_{bc} = \frac{K_b T}{\pi BT_c} \int_0^{2\pi} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} \left\{ \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \eta} + \frac{R}{2}(\omega_j + \omega_b) \right| + \left| -\frac{h^2}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right| - A_{cb} \right\} dt dz d\varphi \quad (7)$$

式(1)、(2)及(4)~(7)是计算曲轴轴颈和轴承的磨损、轴向平均磨损和平均磨损的基本方程。

2. 磨损特征系数 K 和因数 A_c 的计算方程

按照上述方程(1)、(2)及(4)~(7)计算轴颈和轴承的磨损值时, 除了需要得出在瞬时 t 的润滑油膜的压力分布(参阅文献[1])外, 还应该给出与设计的轴承相应的轴承磨损特征系数 K_j 、 K_b 和因数 A_{cj} 、 A_{cb} 的数值。显然, K_j 、 K_b 、 A_{cj} 和 A_{cb} 是依赖于零件的材料、表面形貌和粗糙度、润滑油中杂质的含量和粒度分布, 以及润滑油的运动速度等因素。对这方面的研究目前尚未得出适当的、可供应用的计算模型和计算方法, 因而推荐采用数理统计分析的方法, 处理曲轴轴承的磨损试验结果, 或者同类型轴承的磨损试验资料, 并采用求解轴承磨损方程“逆问题”的方法来确定相应的轴承磨损特征系数和因数。为此, 作如下的处理:

分别令 Q_{max} 和 Q_{zcm} 为 Q 的最大值和轴向平均的最大值, 即轴承的单位截面润滑油流量和的最大值和沿轴向平均的最大值。对于给定的轴承, Q_{max} 与 Q_{zcm} 为常值。

根据磨损计算方法对磨损特征因数 A_c 的定义可知, 对于给定的轴承, A_c 和 A_{cb} 为常数。

由此, 从方程(1)~(5)可得轴颈和轴承的最大磨损和轴向平均最大磨损如下:

$$G_{max} = K_j T (Q_{max} - A_{cj}) \quad (8)$$

$$G_{hmax} = K_h T (Q_{max} - A_{ch}) \quad (9)$$

$$G_{jzcmox} = K_j T (Q_{zcmox} - A_{cj}) \quad (10)$$

$$G_{bzcmax} = K_b T (Q_{bzcmax} - A_{cb}) \quad (11)$$

将(3)式代入(1)、(2)、(4)和(5)式,并分别除以(8)、(9)、(10)和(11)式,并记 $\bar{G}_j = G_j / G_{jmax}$, $\bar{G}_b = G_b / G_{bmax}$, $\bar{G}_{jzc} = G_{jzc} / G_{jzcmox}$, $\bar{G}_{bzc} = G_{bzc} / G_{bzcmax}$, 整理后得到:

$$A_{cj} = \frac{1}{(1 - \bar{G}_j)} \cdot \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} Q dt - \frac{\bar{G}_j}{(1 - \bar{G}_j)} Q_{max} \quad (12)$$

$$A_{cb} = \frac{1}{(1 - \bar{G}_b)} \cdot \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} Q dt - \frac{\bar{G}_b}{(1 - \bar{G}_b)} Q_{max} \quad (13)$$

$$A_{cj} = \frac{1}{(1 - \bar{G}_{jzc})} \cdot \frac{2}{T_c B} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} Q dt dz - \frac{\bar{G}_{jzc}}{(1 - \bar{G}_{jzc})} Q_{2cmox} \quad (14)$$

$$A_{cb} = \frac{1}{(1 - \bar{G}_{bzc})} \cdot \frac{2}{BT_c} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} Q dt dz - \frac{\bar{G}_{bzc}}{(1 - \bar{G}_{bzc})} Q_{2cmox} \quad (15)$$

方程(12)~(15)为计算轴承磨损特征因数 A_{cj} 与 A_{cb} 的计算方程。

当计算出 A_{cj} 与 A_{cb} 值后,可求得轴承磨损特征系数 K_j 和 K_b 。为此,用(3)式代入后,将方程(1)、(2)和(4)~(7)改写成:

$$K_j = G_j / \left(\frac{T}{T_c} \int_0^{T_c} Q dt - T A_{cj} \right) \quad (16)$$

$$K_b = G_b / \left(\frac{T}{T_c} \int_0^{T_c} Q dt - T A_{cb} \right) \quad (17)$$

$$K_j = G_{jzc} / \left(\frac{2T}{BT_c} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} Q dt dz - T A_{cj} \right) \quad (18)$$

$$K_b = G_{bzc} / \left(\frac{2T}{BT_c} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} Q dt dz - T A_{cb} \right) \quad (19)$$

$$K_j = G_j / \left(\frac{T}{\pi BT_c} \int_0^{2\pi} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} Q dt dz d\varphi - T A_{cj} \right) \quad (20)$$

$$K_b = G_b / \left(\frac{T}{\pi BT_c} \int_0^{2\pi} \int_0^{B/2} \int_0^{T_c} Q dt dz d\varphi - T A_{cb} \right) \quad (21)$$

方程(16)~(21)为计算轴承磨损特征系数 K_j 和 K_b 的计算方程。

3. 磨损特征系数 K 和因数 A_c 的确定方法

综上所述,要确定轴承磨损特征系数 K 和因数 A_c ,方法如下:

(1) 用数理统计方法对轴承磨损试验的实测数据进行处理,并计算相对磨损 $\bar{G}_j^i$ 、 $\bar{G}_b^i$ 或 $\bar{G}_{jzc}^i$ 、 $\bar{G}_{bzc}^i$ 值;

(2) 计算轴承运行的轴心轨迹和轴颈中心运动参数,并由方程(3)计算 Q_{max} 或 Q_{zcmox} 值;

(3) 对各试验值,采用方程(12)~(15)中相应的方程,计算所对应的 A_{cj}^i 与 A_{cb}^i 值;

(4) 采用最小二乘方方法,求出该类轴承对应的磨损特征因数 A_{cj} 与 A_{cb} 值;

(5) 对应于轴承磨损试验结果的磨损值 G_j^i 与 G_b^i ,或者 G_{jzc}^i 与 G_{bzc}^i ,或者 G_{jzc}^i 与 G_{bzc}^i (经数理统计方法处理的),按方程(16)~(21)中相应的方程,计算所对应的 K_j^i 与 K_b^i 值;

(6) 采用最小二乘方方法,求出该类轴承对应的磨损特征系数 K_j 与 K_b 值。

上述计算,作者已设计和编制了相应的计算程序(从略),供设计计算和研究分析用。

三、曲轴轴颈和轴承磨损试验结果

研究表明,改变轴承载荷或改变转速,都会强烈地影响轴承的轴心轨迹和轴颈中心的运动参数,因而影响轴颈和轴承的磨损。因此,对曲轴轴颈和轴承磨损的判别,应该以内燃机台架耐久性试验的实测结果为依据。

为了了解和判别曲轴轴颈和轴承的磨损状况,累积预测曲轴轴承副使用寿命的有关数据,现对国产104台几种典型高速柴油机台架耐久性试验(按柴油机台架耐久性试验标准进行的)中510个轴承副磨损实测结果,以及部分柴油机使用试验的轴承副磨损实测结果进行了数据处理;并对195型单缸柴油机进行台架润滑油加灰快速磨损试验,测定其曲轴轴颈沿周向的磨损状况。现将部分试验结果介绍如下。

1. 轴颈的周向磨损状况

为了了解曲轴轴颈沿圆周方向的磨损状况,对195型柴油机进行润滑油“加灰”的台架耐久性试验,试验结果如表1所示。图1给出实测的平均相对磨损 $\Delta\bar{R}$,图中还给出按上述

表1 195型柴油机主轴颈磨损试验结果*

圆 周 角	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	135°	150°	165°
半径磨损量 $\Delta R(\mu)$	54	50	42	39	33	31	22	17	15	20	32	46
相对磨损 $\Delta\bar{R} = \frac{\Delta R}{\Delta R_{max}}$	0.534	0.532	0.447	0.415	0.351	0.330	0.234	0.181	0.160	0.213	0.340	0.489
圆 周 角	180°	195°	210°	225°	240°	255°	270°	285°	300°	315°	330°	345°
半径磨损量 $\Delta R(\mu)$	62	75	87	92	94	94	92	83	77	70	64	60
相对磨损 $\Delta\bar{R} = \frac{\Delta R}{\Delta R_{max}}$	0.660	0.798	0.926	0.979	1.000	1.000	0.979	0.883	0.819	0.745	0.681	0.638

*南宁机械厂台架试验结果

计算方法的平均相对磨损计算值。示例计算中的轴承磨损特征因数 A_{c1} 是根据该轴承副的磨损

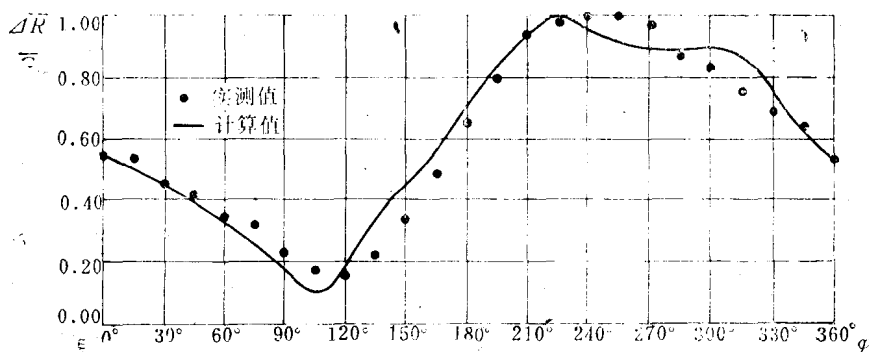


图1 轴颈平均相对磨损展开图

试验结果,采用方程(14)和最小二乘方法计算的, A_{c1} 值为3.792m/s。示例表明实测结果与计算结果十分吻合,轴颈的磨损形状颇为一致,平均误差仅为4.7%。

2. 195型柴油机磨损试验结果

在我国柴油机生产中,195型柴油机的产量占相当大的比例,其生产厂众多,应用面甚广。因此,对该种柴油机的主轴承和连杆轴承进行了较深入的磨损试验研究。表2列出了试验的部分结果,图2~4给出连杆轴承副和主轴承副平均磨损的频率分布图。

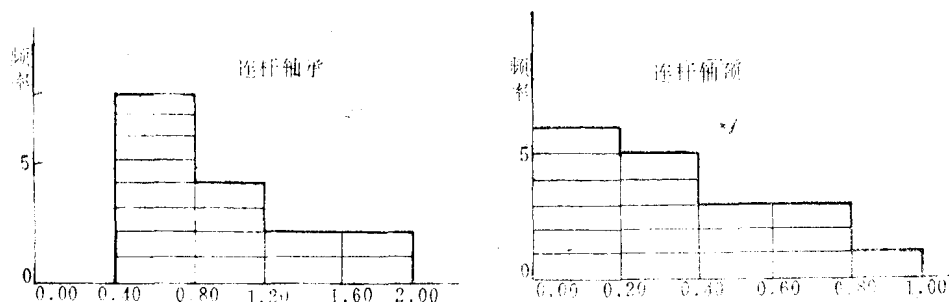


图2 195型柴油机连杆轴承平均磨损频率直方图

表2 195型柴油机的主轴承和连杆轴承磨损试验结果*

序号	试验结果 参数	试验件	连杆轴承副		1*主轴承副		2*主轴承副	
			轴 承	轴 颈	轴 承	轴 颈	轴 承	轴 颈
1	千 小 时 平 均 磨 损 率 (μ/kh)		0.850	0.750	0.800	0.600	1.166	0.500
2			0.800	0.675	0.750	0.525	0.850	0.325
3			0.525	0.425	0.660	0.575	0.425	0.275
4			0.730	0.150	1.275	1.300	0.300	0.300
5			0.525	0.138	1.935	1.600	1.100	0.950
6			1.525	0.150	0.600	0.575	1.475	0.975
7			1.350	0.100	0.400	0.425	0.500	0.500
8			0.400	0.200	0.300	0.075	0.350	0.300
9			0.667	0.233	0.150	0.733	0.225	0.137
10			0.783	0.200	0.600	0.575	0.400	0.166
11			0.525	0.137	0.500	0.425	0.425	0.500
12			0.550	0.100	0.658	0.442	0.350	0.300
13			1.200	0.500	1.000	0.500	0.500	0.208
14			1.130	0.350	1.000	0.500	0.300	0.050
15			2.000	0.799	1.000	0.867	1.250	0.200
16			1.100	1.000	0.667	0.666	1.000	0.667
17			—	0.200	1.400	0.600	0.533	0.733
18			—	0.466	0.567	—	1.000	0.600
19	磨损率平均值(μ/kh)		0.916	0.365	0.792	0.646	0.675	0.427
20	轴承磨损比 K_E		0.399:1		0.815:1		0.633:1	

*柴油机台架耐久性试验的结果

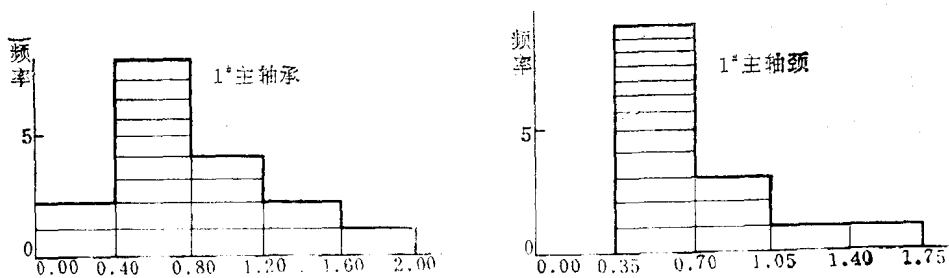


图3 195型柴油机1*主轴承（飞轮端）平均磨损频率直方图

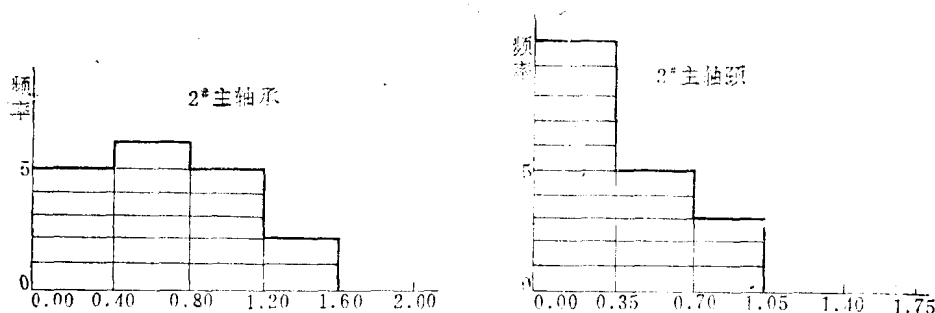


图4 195型柴油机2*主轴承平均磨损频率直方图

对于1*和2*主轴承和轴颈,它们的 K_j , K_b , A_{cj} 和 A_{cb} 都是相同的,由于两个轴承的轴心轨迹和轴颈中心的运动不同,因而轴承的磨损不同,1*轴承因轴颈惯性质量较大,它的轴心轨迹较大,平均偏心率为 $\epsilon_c = 0.655$,而2*轴承的平均偏心率为 $\epsilon_c = 0.445$ 。试验表明该机型轴承的一千小时平均磨损:1*主轴承为 0.792μ , 2*主轴承为 0.675μ , 1*主轴颈为 0.646μ , 2*主轴颈为 0.427μ 。

3. 几种机型柴油机磨损试验的结果

表3列出生产量较大的13种型号柴油机主轴承和连杆轴承的磨损试验结果统计值。图5给出表征这些机型轴承润滑状况的轴承磨损比的频率分布图。

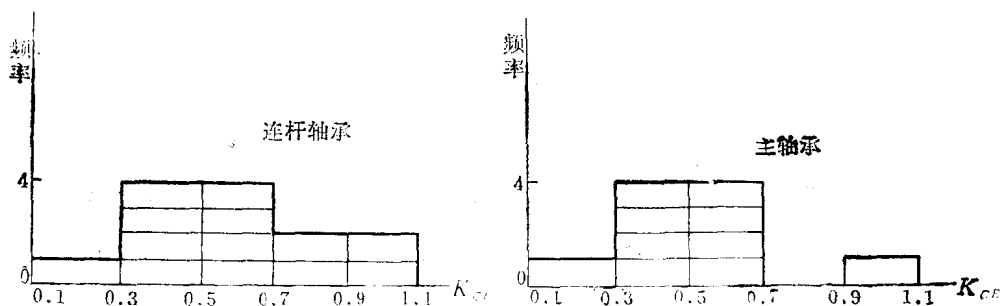


图5 国产部分机型轴承磨损比频率直方图

表3数据可供确定轴承磨损特征系数 K_j 和 K_b 时应用。通常,可取 $A_{cj} = 2.00 \sim 4.50 \text{ m/s}$, $A_{cb} = 1.35 \sim 4.30 \text{ m/s}$ 。 K_j 值一般可在 $(5 \sim 300) \times 10^{-16}$ 的范围中取值, K_b 值在 $(3 \sim 280) \times 10^{-16}$ 的范围内。

表3 国产部分型号柴油机的主轴承和连杆轴承磨损试验结果*

序号	试验结果 机 型	参 数	连 杆 轴 承 副			主 轴 承 副		
			轴承平均磨 损率中值 (μ/kh)	轴颈平均磨 损率中值 (μ/kh)	轴承磨损比 K_{CE}	轴承平均磨 损率中值 (μ/kh)	轴颈平均磨 损率中值 (μ/kh)	轴承磨损比 K_{CE}
1	165		16.30	6.50	0.400:1	8.65	2.00	0.231:1
2	170F		16.90	12.96	0.767:1			
3	85系列		18.54	12.89	0.695:1	12.50	7.74	0.619:1
4	90系列		12.70	8.25	0.650:1	13.98	7.27	0.520:1
5	95系列		8.29	3.88	0.469:1	7.19	3.76	0.523:1
6	4100		8.68	4.96	0.571:1	29.76	9.34	0.314:1
7	X105		17.73	9.76	0.550:1	13.33	4.54	0.341:1
8	105(车用)		10.55	9.37	0.888:1	18.05	6.55	0.363:1
9	105		23.77	5.91	0.249:1	—	—	—
10	1110		8.10	7.58	0.936:1	2.59	2.37	0.915:1
11	4115		5.65	2.23	0.395:1	6.11	2.93	0.480:1
12	4120S		12.75	5.13	0.402:1	8.88	4.59	0.517:1
13	4135		4.41	4.20	0.953:1	—	—	—

*柴油机台架耐久性试验的结果

四、结束语

对于在正常工作条件下处在全油膜的流体动力润滑的内燃机曲轴轴承副,采用文献[2],以及本文给出的确定轴承磨损特征系数和因数的方法,可以计算和预测曲轴轴颈和轴承的磨损。

对比轴颈、轴承磨损的预测值与该轴承副所允许的磨损极限,即可预测轴承的使用寿命。因而,在轴承的设计中采用文献[2]和本文的计算方法预测轴承副的寿命是可行的。计算结果和试验结果对比表明,这种方法是适合的。

轴承寿命预测的准确性取决于轴心轨迹计算的准确性与轴承磨损特征系数和因数取值的准确性。对于前者,应采用作者及其合作者^[1]所发展的轴心轨迹动力学计算方法为宜。对于后者,目前可应用数理统计方法来处理同类型轴承的内燃机台架耐久性试验的磨损实测值,并按本文给出的方法确定。本文仅提供部分磨损试验资料供设计与研究用。在这这方面的工作仍需进行更多的研究工作,以便得到更多的设计资料。

参 考 文 献

- [1] 陈伯贤,裘祖干:“动载滑动轴承轴心轨迹计算的改进”,《润滑与密封》,1982第4期。
- [2] 陈伯贤:“内燃机曲轴轴承副磨损的预测方法”,中国内燃机学会首届学术年会,841024,1984。
- [3] 陈伯贤:“浸蚀磨损模型计算法预测曲轴轴颈的磨损”,《内燃机工程》,1984第4期。

Holland-Butenschön方法

在内燃机轴承计算中的应用(一)

戴伟 丁振华

上海交通大学

内燃机滑动轴承大多数是动压式液体摩擦向心滑动轴承,因此它的基本计算原则也应为:保证有足够的最小油膜厚度,把两个摩擦表面完全隔开;维持足够的润滑油流量,使润滑油能源源不断地充入油楔;限制轴承温升,使润滑油在工作状态下仍保持足够的粘度。内燃机滑动轴承的负荷是以一定的循环方式变化的,因此,它属于非稳定负荷轴承。Holland-Butenschön根据流体动力性能所建立的润源理论,提出了一套轴承设计计算的基本方法:轴心轨迹计算、流量与热平衡计算、最大油膜压力和压力油膜区域计算。这些计算的内容和方法已被证实是有价值的,并在生产中得到日益广泛的应用。我们对这种方法作了某些补充和改进,并且应用于内燃机滑动轴承作了实际的设计计算。

符号说明

B ——轴承有效宽度	α ——曲轴转角
D ——轴承直径	ω ——曲轴角速度
h ——油膜厚度	$\bar{\omega}$ ——轴承有效角速度
H ——相对油膜厚度	e' ——轴心运动的径向速率
ϕ ——油膜压力分布角	δ' ——轴心运动的角速度
p ——综合油膜压力	η ——润滑油的动力粘度
p_t ——纯旋转油膜压力	z ——轴向坐标
p_r ——纯挤压油膜压力	$\tilde{z}$ ——相对轴向坐标
e_{max} ——轴心最大偏心距	P ——轴承负荷值
e ——轴心实际偏心距	β ——轴承负荷作用角
ψ ——轴承的相对径向间隙	ω_i ——轴颈角速度
ε ——轴心的相对偏心(偏心率)	ω_c ——轴承角速度
δ ——轴心偏位角	t ——时间

一、轴心轨迹的计算

轴心轨迹的计算,目的在于求内燃机在一个工作循环内,对应各曲柄转角下的轴心位置,并通过它清楚地看到轴承的工作状态,检查最小油膜厚度是否可以形成液体摩擦,判断轴承中可能出现磨损或粘胶的危险部位。