

machine
design
and
research

机械 设计 与研究

1987

上海交通大学出版社

1

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

(1987 年第 1 期)

*

上海机械工程学会 编
上海交通大学

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
常熟文化印刷厂排版印装

开本 787×1092 毫米 1/16 印张 3.375 字数 100,000

1987 年 2 月第 1 版 1987 年 2 月第 1 次印刷

印数 1—2,500

上海市期刊登记证第 431 号

定价: 0.80 元



目 录

磨擦学

- 塑性变形对三体磨粒磨损的影响.....汪一麟 (1)

液压系统

- 轴向柱塞泵配油副的优化设计.....张良华 (7)
单板机在液压测试中的应用.....陈长海 顾伟楠 聂崇嘉 (12)

机构学

- 平面共轭曲线机构高副用低副代换的规则和曲率问题.....赵翼瀚 (16)
实现长停歇等速回转的凸轮-周转齿轮组合机构.....周明溥 (22)
按杆组装配顺序分解机构中的杆组.....叶仲和 (36)

试验研究与测试分析

- 机床热变形试验研究的微机软件系统.....王良申 (26)
动平衡校正误差分析.....徐锡林 (32)

国际交流

- 螺栓联接力分析与装配的新方法及应用
.....[西德] G. H. Junker P. W. Wallace (40)
一对齿轮传动误差动态测量法的研究
.....[日] I. Hayashi T. Hayashi (48)

塑性变形对三体磨粒磨损的影响

上海交通大学 汪一麟

摘 要

本文建立了三体磨粒磨损的计算模型,这与通常所作的关于磨粒磨损主要是由切削引起的假设不同。在该模型中,仅考虑磨粒对金属表面产生塑性变形的相互作用。文中指出,在滑动和切削过程中重复产生变形会造成金属磨损。这时,低循环疲劳似乎是主要的磨损机理。

一、讨 论

研究磨粒磨损时,一般认为磨粒的主要作用是切削金属表面。为此,必须假设磨粒具有尖锐的切削刃,而这些切削刃的位向常使磨粒能进行切削。Rabinowicz^[1]曾用此假设建立了模型如下:

$$V = \frac{W s \cot \theta}{\pi H_m} \quad (1)$$

式中 V ——金属的磨损量;

W ——外加的载荷;

s ——磨粒相对于金属表面的滑动距离;

θ ——磨粒的锥顶角;

H_m ——金属的硬度。

必须指出,磨粒相对于金属表面的滑动距离 s 显然不同于两个金属表面相互间的滑动距离 l 。Rabinowicz 认为 $s/l \approx 0.1$,即磨粒只有 10% 的机会沿金属表面滑动,而在其余时间内则沿金属表面滚动,滚动不造成磨损。

本文提出另一种观点。作者从试验中发现,在三体磨粒磨损过程中产生的磨屑大多数不呈切屑状。而且有很多证据表明,磨粒沿着金属表面滚动。观察磨粒后还可看出,磨粒通常呈不规则的球状,而无尖锐的切削刃。但是,各种磨粒不尽相同。图 1 中曲线

1 表示 45 钢对 Al_2O_3 磨粒 (80~100 目) 的磨损量,对磨体为橡胶,载荷为 23 N,磨粒约有 95% 的机会沿碳钢表面滑动;曲线 2 表示 45 钢对 WC 磨粒 (80~100 目) 的磨损量,对磨体为 45 钢,载荷为 23 N,磨粒几乎总是沿碳钢表面滚动。为了揭示滚动量与切削量之间的关系以及滚动对磨损过程的影响,我们作了这些试验,并根据这些试验结果建立了

一个定量模型。

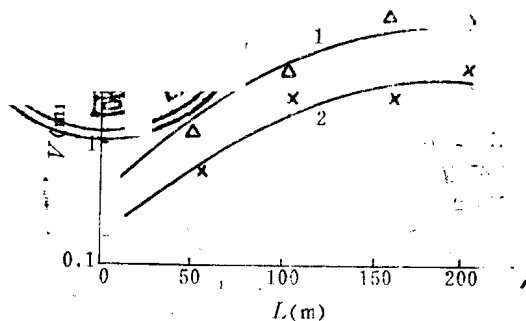


图 1 三体磨粒磨损的试验结果

二、试 验

研究用的三体磨粒磨损试验装置如图 2 所示。金属环通过两个连接销固定在专用夹具上,而平板与金属环的端面相摩擦。平板的材料,有时用金属,有时用橡胶。表 1 表示试验用的材料组合。平板的转速可在 25~

2R39/58 06

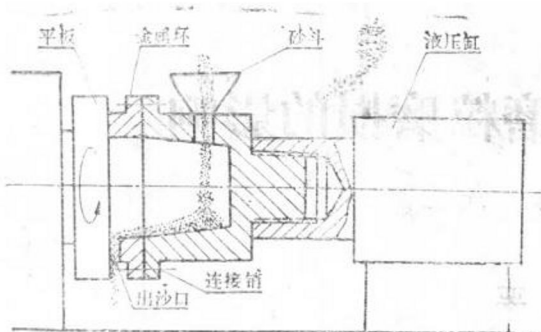


图2 三体磨粒磨损的试验装置

800 r/min 的范围内任意选择。金属环的外径为 40 mm, 内径为 29 mm。于是, 接触区外周的滑动速度为 0.52~16.8 m/s。将磨粒倒入夹具内, 金属环上的槽使磨粒能流出, 而其中一些进入金属环端面与平板平面之间的接触界面。

表1 试验用的材料组合

金属环材料	平板材料	磨粒材料	磨粒尺寸	图号
45 钢	橡胶	Al_2O_3	80~100 目	1
45 钢	橡胶	WC	80~100 目	1
45 钢	黄铜	Al_2O_3	80~100 目	3
球墨铸铁	青铜	WC	2 mm 直径	4
45 钢 (HV 200)	橡胶	Al_2O_3	80~100 目	8
45 钢 (HV 200)	橡胶	各种材料	80~100 目	9
45 钢 (HV 200)	橡胶	Al_2O_3	80~100 目	10
45 钢 (HV 200)	橡胶	Al_2O_3	各种尺寸	11

三、试验结果

从用过的磨粒中取出一些磨屑, 用铁谱仪进行观察。图3和4分别表示钢与黄铜相摩擦和球墨铸铁与青铜相摩擦时的磨粒。我们认为, 在三体磨粒磨损过程中, 磨粒有两种位向强烈影响自由磨粒所引起的磨损量。首先, 由于在显微镜下观察, 任何磨粒不可能每个面都锋利尖锐, 我们假设自由磨粒通常以其光滑表面与金属表面相接触, 而且很可能



图3 45 钢与黄铜相摩擦时的磨粒 ($\times 700$)。磨粒为 Al_2O_3 (80~100目), 载荷为 23 N, 滑动距离为 180 m。

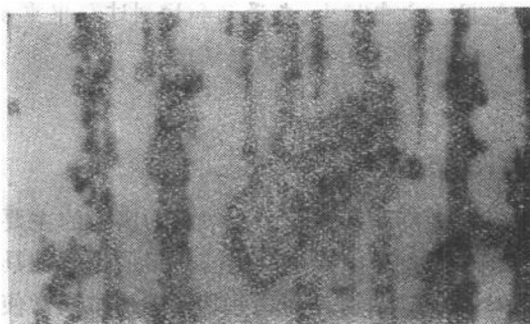


图4 球墨铸铁 QT 45-5 与青铜相摩擦时的磨粒 ($\times 700$)。磨粒为 WC (0.2 mm), 载荷为 23 N, 滑动距离为 100 m。

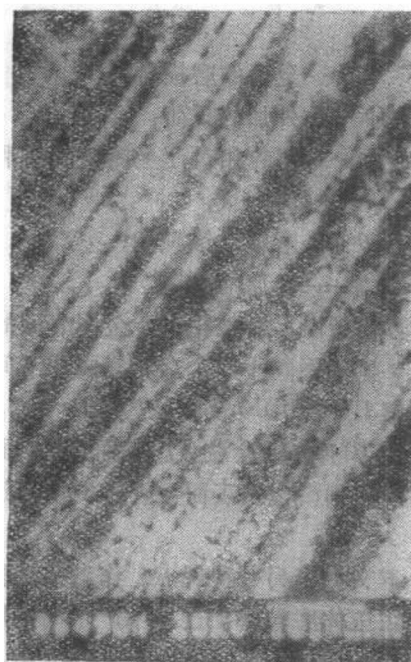


图5 由磨粒磨损引起的表面塑性变形

作滚动。其次, 磨粒的尖锐面有时起楔形压头的作用, 从而使金属发生变形。该尖锐面

使金属以二体磨粒磨损的方式脱落,从而产生如图5所示的表面。滚动的磨粒在金属表面上产生许多交迭的沟槽,导致金属因塑性疲劳而发生块状脱落,如图6所示。



图6 由反复塑性变形引起的表面块状脱落

四、三体磨粒磨损的数学模型

下列模型所依据的假设是,材料的磨损量 V 与它发生塑性变形的体积 V' 成正比,即:

$$V = CV' \quad (2)$$

式中 C 为比例常数。现考虑一颗磨粒在微分载荷 ΔW 的作用下,磨粒压入理想塑性材料的深度为 x (见图7a),即对于实际材料,压入深度为塑性分量 x 与弹性分量 x' 之和(见图7b)。当载荷 ΔW 卸去后,弹性分量消失,而塑性分量也有所减小。现以 x'' 表示此减量,称之为塑性回弹量。因此,在卸载后,压入深度为 $x - x''$ 。据Stilwell和Tabor^[2]计算,得

$$x' + x'' = \frac{\Delta W(1 - \nu^2)}{rE} \quad (3)$$

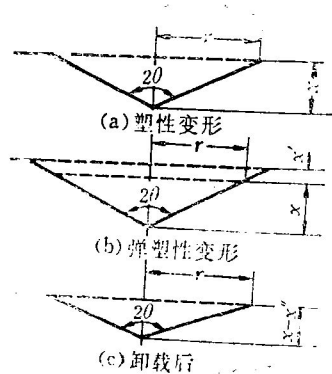


图7 磨粒的压入深度

式中, ν 和 E 分别为材料的泊松比和弹性模量。

在静态下,即无水平力或水平运动时,

$$x' = \frac{(\pi - 2)\Delta W(1 - \nu^2)}{rE\pi} \quad (4)$$

和

$$x'' = \frac{2\Delta W(1 - \nu^2)}{rE\pi} \quad (5)$$

将 $\Delta W = H_m \pi r^2$ 和 $r = x \tan \theta$ (θ 见图7)代入式(3)、(4)和(5),可得]

$$x + x'' = H_m \pi x \tan \theta (1 - \nu^2) / E \quad (6)$$

$$x' = (\pi - 2) H_m x \tan \theta (1 - \nu^2) / E \quad (7)$$

$$x'' = 2 H_m x \tan \theta (1 - \nu^2) / E \quad (8)$$

Maan^[3]的试验表明,在滑动状态下, x'' 小于静态值。由于磨损总是在动态下发生的,因此可以写成

$$0 < x'' < 2 H_m x \tan \theta (1 - \nu^2) / E$$

和

$$(\pi - 2) H_m x \tan \theta (1 - \nu^2) / E$$

$$< x' < H_m \pi x \tan \theta (1 - \nu^2) / E$$

而

$$x + x' - x'' = x \left(1 + \frac{KH_m}{2E} \right) \quad (9)$$

式中

$$\begin{aligned} & 2(\pi - 4)(1 - \nu^2) \tan \theta \\ & < K < 2\pi(1 - \nu^2) \tan \theta \end{aligned} \quad (10)$$

上式中引入了考虑硬度影响的修正系数 K 。试验得出,在静态下 K 值为负,在动态下 K 值为正。这种差别可能是由于摩擦热改变了材料性能所致^[4]。特别是,回弹量 x'' 随着

温度的升高而减小。当磨粒相对于金属的运动速度增大时, K 值也增大。但是, 对于大多数金属, $KH_m/2E$ 很小, 所以速度对磨损量的影响不大, 如图 8 所示。

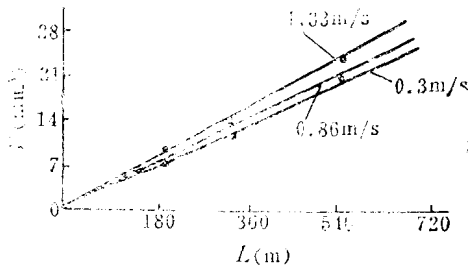


图 8 速度对磨损量的影响
材料副为 45 钢(HV 200)对橡胶;
磨粒为 Al_2O_3 (80~100 目);
载荷为 23 N。

对于大多数金属, $1 - v^2 \approx 1$, 因此式(10)可简化成

$$2(\pi - 4)\tan \theta < K < 2\pi \tan \theta$$

从试验结果看, 当滑动速度不高时, 可取 $K = 3.3 \tan \theta$ 。

$\tan \theta$ 取决于磨粒的锐度, 用显微镜观察可以估计出, 对于坚硬而尖锐的 Al_2O_3 , $\theta \approx 70^\circ$; 对于较软的 SiO_2 , $\theta = 80^\circ$; 对于不规则的球状 WC, $\theta \approx 82^\circ$ 。图 9 表示用这三种磨粒作试验而得出的结果。

如果磨粒相对于金属移动了 Δs , 则根据式(2)可得

$$\Delta V = C \Delta s (x + x' - x'')^2 \tan \theta$$

将式(9)代入上式并考虑到 $r = x \tan \theta$, 可得

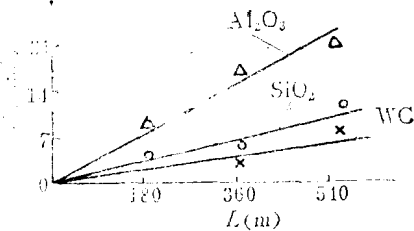


图 9 磨粒锐度对磨损量的影响
材料副为 45 钢(HV 200)对橡胶;
磨粒尺寸为 80~100 目;
载荷为 23 N。

$$\Delta V = \frac{C \Delta s \Delta W (1 + KH_m/2E)^2}{H_m \pi \tan \theta}$$

积分后得

$$V = \frac{CsW(1 + KH_m/2E)^2}{H_m \pi \tan \theta} \quad (11)$$

式(11)必须加以修正, 以适应实际情况。首先, 磨粒相对于金属的位移 s 为未知, 但它可用 $s = k_0 L$ 表示, 其中 L 为两个表面的相对位移。常数 k_0 可通过试验测定。一般说来, 当两个滑动表面的硬度大致相同时, k_0 约为 0.5。当一个表面很软以致磨粒可以埋入时, 磨粒将沿另一个表面滑动, 因此 k_0 接近于 0.95。

式(11)中, C 为比例系数, 它由六个分系数组成。本文假设这六个系数的组成形式如下

$$C = \frac{C' k_1 k_2 k_3 k_4}{k_5 k_6}$$

式中 k_1 ——工况系数;

k_2 ——材料系数;

k_3 ——润滑系数;

k_4 ——塑性影响系数;

k_5 ——磨粒硬度影响系数;

k_6 ——磨粒尺寸影响系数。

因此, 式(11)成为

$$V = \frac{C' k_0 k_1 k_2 k_3 k_4 W L (1 + KH_m/2E)^2}{k_5 k_6 H_m \pi \tan \theta} \quad (12)$$

五、影响因素

工况系数 k_1 主要取决于磨粒进入摩擦副的数量。当磨粒充满摩擦副时, 可取 $k_1 = 1$ 。当无磨粒进入摩擦副时, 则取 $k_1 = 0$ 。介于二者之间时, 可根据磨粒覆盖摩擦副表面的百分率来确定 k_1 。在图 2 所示的试验机中, 磨粒很易充满摩擦副, 因此在下面所举的各个实例中, 均取 $k_1 = 1$ 。但是, 在常用的橡胶轮磨损试验机中, 磨粒不易充满摩擦副的接触区, 因此可取 $k_1 = 0.33$ 。

材料系数 k_2 对磨损的影响很明显。根

据试验, 可把常用的金属材料粗略地划分成三类: 对于钢, 取 $k_2=1.1$; 对于铸铁、WC、钴铬钨合金等, 取 $k_2=1$; 对于有色金属, 取 $k_2=1.5$ 。

润滑系数 k_3 对磨损的影响不大。在三体磨粒磨损中, 润滑不会减轻磨粒引起的基体材料塑性变形, 而仅能阻止小颗磨屑粘附在磨粒表面。水的粘度较低, 比其他润滑剂更易渗入磨粒与基体材料的接触区, 因此其润滑效果比油或脂明显些。根据图 10 中示出的试验结果, 对于无润滑或脂润滑, 取 $k_3=1$; 对于油润滑, 取 $k_3=0.75$; 对于水润滑, 取 $k_3=0.67$ 。

塑性影响系数 k_4 与金属的延伸率 δ 有关。塑性好的材料能经受多次塑性变形而不断裂, 因此磨损减轻。根据试验结果, 取 $k_4=1.05-1.2\delta$ 。

磨粒硬度影响系数 k_5 与磨粒对金属的相对硬度有关。Misra^[5] 指出, 当磨粒硬度 H_a 大大高于金属硬度 H_m 时, H_a 的变化对磨损量没有什么影响。我们注意到, 当 H_a 约为 H_m 的两倍时, 磨粒硬度开始影响磨损量。根据试验数据可取:

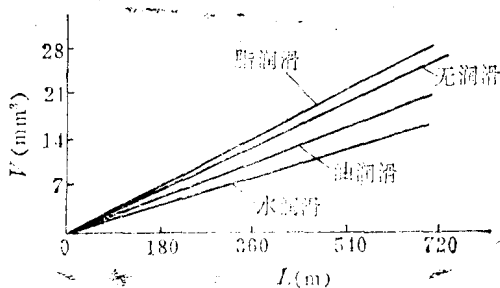


图 10 润滑对磨损量的影响

材料副为 45 钢 (HV 200) 对橡胶;
磨粒为 Al_2O_3 (80~100 目);
载荷为 23 N。

当 $\frac{H_a}{H_m} > 2$ 时, $k_5 = 1$

当 $\frac{H_a}{H_m} \leq 2$ 时, 对于钢,

$$k_5 = 5.6 - \left(\frac{H_a}{H_m} \right)^{2.2}$$

当 $\frac{H_a}{H_m} \leq 2$ 时, 对于铸铁,

$$k_5 = 17 - \left(\frac{H_a}{H_m} \right)^4$$

磨粒尺寸影响系数 k_6 也是不可缺少的。磨损量随磨粒尺寸的增大而增大。图 11 表明, 当磨粒尺寸小时, 其影响大, 而当磨粒直径增大到某临界值时, 其影响消失。从图中看出, 磨粒的临界直径约为 0.16 mm, 但临界直径也与外加的载荷有关。根据试验结果可得 $k_6 = 0.16/D$, 其中 D 为磨粒直径 (mm)。当 $D > 0.16$ mm 时, 我们取 $k_6 = 1$ 。

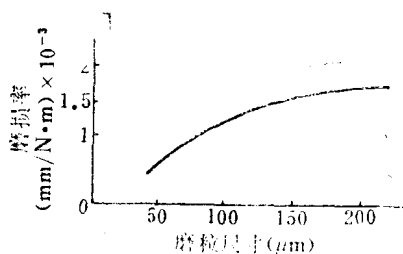


图 11 磨损率与磨粒尺寸的关系

材料副为 45 钢 (HV 200) 对橡胶;
磨粒为 Al_2O_3 ;
载荷为 23 N;
滑动距离为 180 m。

式(12)中的一个未知量为 C' 值, 当其他各个系数确定后, 比较了试验结果可得, C' 基本上是一常数, 其值为 0.03。

六、几个数值实例

式(12)是根据理论分析得出并按试验结果加以修正的计算式。此式可用于计算其他作者所发表的试验结果中预期的磨损率。现将下面几位作者所测得的磨损率与按此式所算得的磨损率作一比较。

1. 与 Rabinowicz^[1] 的试验结果比较

已知: 磨粒为 0.04 mm 直径的 Al_2O_3 , 载荷 $W = 6$ N, 滑动距离 $L = 1600 \times 33$ mm。取 $\tan \theta = \tan 70^\circ = 2.747$, $K = 3.3$, $\tan \theta = 9.067$, $k_0 = 0.5$, $k_1 = 1$, $k_3 = 1$, $k_5 = 1$ 和 $k_6 = 4$ 。计算结果见表 2。

表2 按式(12)算得的磨损量与 Rabinowicz
试验结果的比较

材料副	$\delta(\%)$	H_m (MPa)	E (GPa)	$\rho(\text{mg}/\text{mm}^3)$	计算值 (mg)	试验值 (mg)
铜-铜	48	400	120	8.94	7.08	10.6
SAE1020钢	25	1360	210	7.8	2.17	1.9
-SAE1020钢						
青铜-青铜	10	1200	125	8.8	4.82	5.0

2. 与 Bhansali^[7] 的试验结果比较

已知:磨粒为50~70目的圆滑 SiO_2 ,无润滑,对磨体为橡胶,载荷 $W=136\text{ N}$,滑动距离 $L=1.43 \times 10^6\text{ mm}$ 。取 $\tan \theta = \tan 82^\circ = 7.115$, $K=3.3 \tan \theta = 23.48$, $k_0=0.95$, $k_1=0.33$, $k_2=1.5$, $k_3=1$, $k_5=1$ 和 $k_6=1$ 。计算结果见表3。

表3 按式(12)算得的磨损量与 Bhansali
试验结果的比较

材料	$\delta(\%)$	H_m (MPa)	E (GPa)	计算值 (mm^3)	试验值 (mm^3)
Al	40	350	70	224.05	223
Cu	30	900	120	111.37	86
Fe	40	680	204	111.10	117
Ni	25	1350	210	78.87	61
Cr	3	1960	250	75.73	87
Mo	12	2950	330	46.02	49

3. 与 Borik^[9] 的试验结果比较

已知:磨粒为50~70目的 SiO_2 ,水润滑,为磨体为橡胶, $WL=634 \times 10^6\text{ N}\cdot\text{mm}$ 。取 $\tan \theta = \tan 80^\circ = 5.671$, $K=3.3 \tan \theta = 18.715$, $k_0=0.95$, $k_1=0.33$, $k_3=0.67$, $k_6=1$ 和 $H_a=10\text{ GPa}$,计算结果见表4。

表4 按式(12)算得的磨损量与 Barik 试
验结果的比较

材 料	$\delta(\%)$	H_m (MPa)	E (GPa)	计算值 (mm^3)	试验值 (mm^3)
SAE 1018	25	1350	210	154.02	112
低合金钢	10	4330	210	75.40	72.5
SAE 4140	5	6050	210	25.48	30.4
20Cr 2Mo 白口铁		7640	173	4.28	4.2
WC-Co 硬质合金		13200	560	1.59	0.92
B ₄ C		27500	296	1.76	2.2

七、结 论

从表2、3和4可以看出,按式(12)的数学模型算得的磨损量与三位作者通过试验测得的磨损量比较接近。该模型是根据滚动磨粒反复压入基体材料而引起的累积塑性流动建立起来的。因此,与显微切削机理相比,此塑性模型能令人满意地解释三体磨粒磨损的现象。但是,式(12)还需要进一步加以改善,以考虑上面未涉及的因素。这就需要采用比本文更多的试验参数。

本文经过美国密执安大学 K. C. Ludema 教授(曾任国际材料磨损会议主席和论文集主编)的仔细审阅和精心修改,特此表示感谢。

参 考 文 献

- [1] E. Rabinowicz, L. A. Dunn and P. G. Russel, A study of abrasive wear under three-body conditions, *Wear*, V4, p345~355(1961)。
- [2] N. A. Stilwell and D. Tabor, Elastic recovery of conical indentations, *Proc. Phys. Soc*, V78(2), p.169(1961)。
- [3] N. Mann and A. B. van Groenu, Low speed scratch experiments on steel, *Wear*, V42, p365(1977)。
- [4] M. A. Moore, A preliminary investigation of frictional heating during abrasive wear, *Wear*, V17, p51~58(1971)。
- [5] A. Misra and I. Finnie, A classification of three-body abrasive wear and design of a new tester, *Wear*, V60, p111~121(1980)。
- [6] A. Misra and I. Finnie, On the size effect in abrasive and erosive wear, *Wear*, V65, p359~373(1981)。
- [7] K. Bhansali, Resistance of pure metals to low stress abrasive wear, *Wear*, V71, p375~379(1981)。
- [8] F. Borik, Rubber wheel abrasion test, *SAE paper* 700687(1970)。

轴向柱塞泵配油副的优化设计

洛阳拖拉机研究所 张良华

摘 要

正确设计配油副,使它在工作中能始终保持有稳定的油膜是轴向泵设计中的关键问题之一。本文依据理论分析和经验数据导出一个优化设计方法,在给定了泵的设计参数后利用计算机可以迅速算出配油副的主要结构参数。

一、压紧系数的定义

国内外大多数设计成熟的配油副均采用剩余压紧力的方式。所谓的“剩余压紧力”就是在设计中,让作用在缸体(或称转子体)上的油压压紧力(以下简称压紧力)略大于油压推开力(以下简称推开力),其差值即称为剩余压紧力,依靠它来保持稳定可靠的油膜。但是,由于压紧力和推开力都是散布力,所以它们的作用中心的不重合将产生作用在缸体上的倾翻力矩。因此在考虑“剩余压紧力”时必须把作用在缸体上的倾翻力矩限制在合理的范围内。

根据轴向泵的工作情况可知,压紧力(压紧力矩)和推开力(推开力矩)都是随着缸体的转动而改变的。因此压紧系数(压紧力与推开力之比和压紧力矩与推开力矩之比)就应当有瞬时压紧系数和平均压紧系数之分。设 C_p 为力的平均压紧系数; C_{M_x} 、 C_{M_y} 分别为对 x 轴和 y 轴(见图1)的力矩的平均压紧系数,则定义

$$C_p = \frac{\int_0^{\psi_0} P_{\text{压}} d\theta}{\int_0^{\psi_0} P_{\text{推}} d\theta} \quad (1)$$

$$C_{M_x} = \frac{\int_0^{\psi_0} M_{x\text{压}} d\theta}{\int_0^{\psi_0} M_{x\text{推}} d\theta}$$

$$C_{M_y} = \frac{\int_0^{\psi_0} M_{y\text{压}} d\theta}{\int_0^{\psi_0} M_{y\text{推}} d\theta} \quad (2)$$

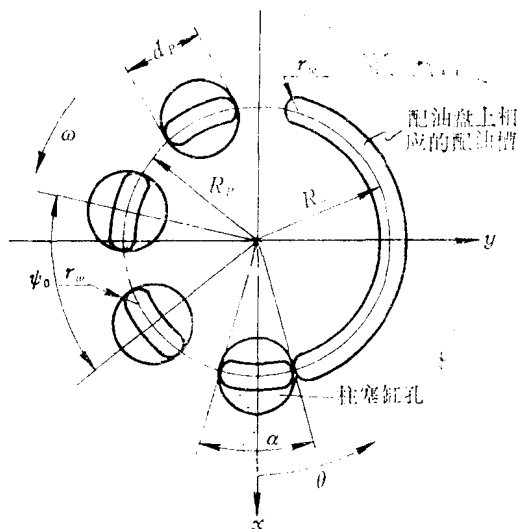


图 1

式中 $P_{\text{压}}, P_{\text{推}}$ ——作用在缸体上的压紧力和推开力;

$M_{x\text{压}}, M_{y\text{压}}$ ——压紧力所产生的相对于 x 轴和 y 轴的倾翻力矩;

$M_{x\text{推}}, M_{y\text{推}}$ ——推开力所产生的相对于 x 轴和 y 轴的倾翻力矩;

$\psi_0 = \frac{2\pi}{z}$ ——两个缸孔之间的包角 (z 为柱塞数);

θ ——缸体转角,如图1所示,以缸孔处于配油盘上高、低压油槽之间时为起始值,逆时针方向为“正”。

为减小泵和流量脉动,轴向泵通常选用奇数柱塞(大多为7或9,图1所示为9柱塞情况),因此压紧力为

$$P_{\text{压}} = \begin{cases} \frac{z+1}{8} \pi d_p^2 p & 0 \leq \theta \leq \frac{\psi_0}{2} \\ \frac{z-1}{8} \pi d_p^2 p & \frac{\psi_0}{2} \leq \theta \leq \psi_0 \end{cases} \quad (3)$$

式中 d_p ——柱塞直径;

p ——油泵的工作压力,设计时可取其额定压力。

由于理论推导的需要,作下列假设:

(1) 配油副之间的油膜厚度是均匀的(平行间隙的假设),其实这正是设计要达到的目标;

(2) 在整个配油盘上油温是相等的(等粘度的假设);

(3) 理想配油盘假设(参阅图2),认为配油槽(配油盘上)的包角 ψ_2 与缸体油窗口包角 α 之和为 180° 度,柱塞缸从低压槽向高压槽切换或从高压槽向低压槽切换时不存在闭死过程。同时,视与高压配油槽相连通的

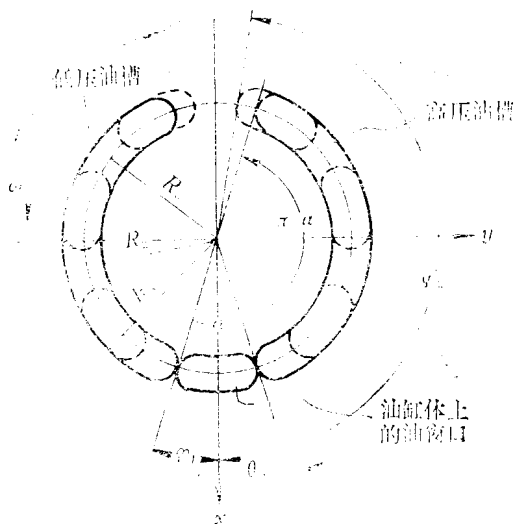


图 2

区域的压力与工作压力相等,凡此外的区域一律视为“零”压区,即忽略所谓的“端部效应”。

根据头两个假设,从粘性不可压缩流体径向平行流动的基本方程可以导出密封带上的油压分布(参阅图3) p_a 。

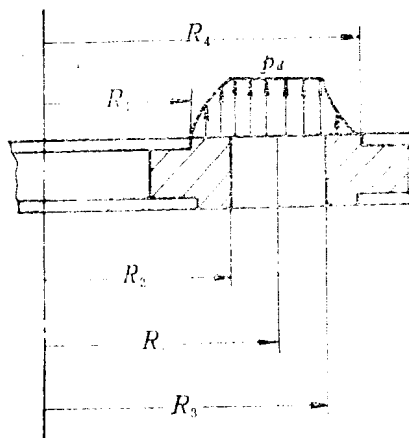


图 3

在内密封带上,

$$p_a = p \frac{\ln r/R_1}{\ln R_2/R_1} \quad R_1 \leq r \leq R_2$$

在外密封带上,

$$p_a = p \frac{\ln R_4/r}{\ln R_4/R_3} \quad R_3 \leq r \leq R_4$$

式中 $R_1 \sim R_4$ 分别为内、外密封带的内半径和外半径(图3); R_v 为配油槽中心的半径,在多数泵里它的值与柱塞分布半径 R_p (见图1)相等,但也可以不相等; r 为流动矢径。

至此经过适当的数学推演^[1]可以求出:

$$P_{\text{推}} = \frac{1}{4} (\varphi_2 - \varphi_1) p \left(\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right) \quad (4)$$

$$M_{\text{x压}} = \begin{cases} \frac{p F_p R_p}{2 \sin \psi_0/4} \cos \left(\frac{\psi_0}{4} - \theta \right) & 0 \leq \theta \leq \frac{\psi_0}{2} \\ \frac{p F_p R_p}{2 \sin \psi_0/4} \cos \left(\frac{3\psi_0}{4} - \theta \right) & \frac{\psi_0}{2} \leq \theta \leq \psi_0 \end{cases} \quad (5)$$

$$M_{\nu\text{压}} = \begin{cases} \frac{pF_P R_P}{2 \sin \psi_0/4} \sin\left(\frac{\psi_0}{4} - \theta\right) & 0 \leq \theta \leq \frac{\psi_0}{2} \\ \frac{pF_P R_P}{2 \sin \psi_0/4} \sin\left(\frac{3\psi_0}{4} - \theta\right) & \frac{\psi_0}{2} \leq \theta \leq \psi_0 \end{cases} \quad (6)$$

$$M_{x\text{推}} = \frac{1}{9} p (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) \cdot \left(\frac{R_4^3 - R_3^3}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^3 - R_1^3}{\ln R_2/R_1} \right) \quad (7)$$

$$M_{\nu\text{推}} = \frac{1}{9} p (\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1) \cdot \left(\frac{R_4^3 - R_3^3}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^3 - R_1^3}{\ln R_2/R_1} \right)$$

其中 φ_2 和 φ_1 分别为包括与高压配油槽相通的油窗口在内的处于高压油作用区向内的总包角的终端(与 x 轴之间的)夹角和起始端(与 x 轴之间的)夹角, 参阅图 2(此时假定处于 x 中间的油窗口已经与高压槽相沟通而与低压油槽相分离); $F_P = \frac{\pi}{4} d_P^2$ 为一个柱塞的面积。

应当指出的是, 虽然 $P_{\text{压}}, P_{\text{推}}, M_{x\text{压}}, \dots, M_{\nu\text{推}}$ 都是缸体转角的函数, 但是根据所作的假设, 可以证明

$$\int_0^{\varphi_0} M_{\nu\text{压}} d\theta = 0$$

以及

$$\int_0^{\varphi_0} M_{\nu\text{推}} d\theta = 0,$$

所以可以简单地将对 x 轴的力矩平均压紧系数 C_{Mx} 定义为力矩平均压紧系数 C_M 。

二、 α 的选择

如图 1 所示, α 是缸体上油窗口所占的包角。从设计的角度来看, 应当选择尽可能大的 α , 理由如下。

在极限情况下, 若令 $\alpha = \psi_0$, 则式(4)中的 $\varphi_2 - \varphi_1$ 可以表示为

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \begin{cases} \frac{z+1}{2} \psi_0 & 0 \leq \theta \leq \frac{\psi_0}{2} \\ \frac{z-1}{2} \psi_0 & \frac{\psi_0}{2} \leq \theta \leq \psi_0 \end{cases}$$

联系式(3)和式(4), 显然一旦 $\alpha = \psi_0$, 瞬时压紧系数 $P_{\text{压}}/P_{\text{推}}$ 就始终是一个只和结构常数有关的定值, 而与 θ 无关。这样配油副就能保持最稳定的油膜厚度, 而达到最优化的设计目的。但实际上, α 总是小于 ψ_0 。因此 $\varphi_2 - \varphi_1$ 不是常数, 瞬时压紧系数成为缸体转角 θ 的函数。

为此有必要引进一个“平均绝对离差”的新概念来评价配油副压紧的均匀程度, 并以它作为优化的边界条件之一。当然, 平均绝对离差 δ 应当是愈小愈好。其数学表达式为

$$\delta = \frac{\int_0^{\varphi_0} \left| \frac{P_{\text{压}} - P_{\text{推}}}{P_{\text{推}}} \right| d\theta}{\psi_0} = \frac{\int_0^{\varphi_0} |C'_P - 1| d\theta}{\psi_0} \quad (8)$$

式中 C'_P 便是瞬时压紧系数。

根据式(8), δ 的物理意义是很明显的。

当 $\alpha = \psi_0$ 时, 由式(3)和(4)可以推得

$$\delta_0 = \left| \frac{\pi d_P^2 - \psi_0 \left(\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right)}{\psi_0 \left(\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right)} \right| \quad (9)$$

为了得到归一化曲线, 在 $\alpha = \psi_0$ 的前提下设计一个 $\delta_0 = 0$ 的理想配油副。可有

$$\frac{\pi d_P^2}{\psi_0 \left(\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right)} = 1 \quad (10)$$

注意到 $\psi_0 = 2\pi/z$ 则有

$$\frac{z d_P^2}{2 \left(\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right)} = 1 \quad (10')$$

进一步定义

$$C = \frac{d_P^2}{\left(\frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln R_4/R_3} - \frac{R_2^2 - R_1^2}{\ln R_2/R_1} \right)}$$

为组合结构常数, 因为它只取决于结构参数 d_P, R_1, R_2, R_3 和 R_4 。在一个理想的完全液压平衡($\delta_0 = 0$)的配油副设计中 $C = z/2$, 即: 组合结构常数仅仅是柱塞数的函数, 数值上

等于柱塞数的一半。

下面就以同样的组合结构常数($C=z/2$)来讨论实际配油副在不同的 α 值下, δ 的变化规律。

根据式(8) δ 的定义, 将式(3)和(4)代入, 可计算出 δ 之值。关键在于确定(4)式中 $\varphi_2 - \varphi_1$ 之值, 它是 z, α 和 θ 的函数。下面是用以计算 $\varphi_2 - \varphi_1$ 的公式(推演从略)。

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \begin{cases} \left(\frac{z-1}{2}\right)\psi_0 + \alpha & 0 \leq \theta \leq \frac{\psi_0}{2} \\ \pi - \theta & \frac{\psi_0}{2} \leq \theta \leq \alpha \\ \pi - \alpha & \alpha \leq \theta \leq \left(\frac{3}{2}\psi_0 - \alpha\right) \\ \left(\frac{z-3}{2}\right)\psi_0 + \theta & \left(\frac{3}{2}\psi_0 - \alpha\right) \leq \theta \leq \psi_0 \end{cases} \quad (11)$$

或

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \begin{cases} \left(\frac{z-1}{2}\right)\psi_0 + \alpha & 0 \leq \theta \leq \frac{\psi_0}{2} \\ \pi - \theta & \frac{\psi_0}{2} \leq \theta \leq \left(\frac{3}{2}\psi_0 - \alpha\right) \\ \left(\frac{z-3}{2}\right)\psi_0 + \alpha & \left(\frac{3}{2}\psi_0 - \alpha\right) \leq \theta \leq \alpha \\ \left(\frac{z-3}{2}\right)\psi_0 + \theta & \alpha \leq \theta \leq \psi_0 \end{cases} \quad (12)$$

式(11)适用于 $\psi_0/2 \leq \alpha \leq 3\psi_0/2$ 的情况, 式(12)适用于 $3\psi_0/2 \leq \alpha \leq \psi_0$ 的情况。在实际中人们不会采用 $\alpha < \psi_0/2$ 的结构, 所以不予以讨论。

利用式(8)、(3)、(4)、(11)和(12)可以算出不同条件下的 δ , 图4便是计算所得的结果。计算时采用变步长辛普生法积分(精度

为 10^{-5}), 横轴是相对量(无因次) α/ψ_0 。由图可见, α 越大, 压紧的均匀度就越好(δ 越小), 直至 $\alpha = \psi_0$ 时 $\delta = 0$ 。同时还可看出柱塞数 z 的增大对于减小 δ 也是有益的。

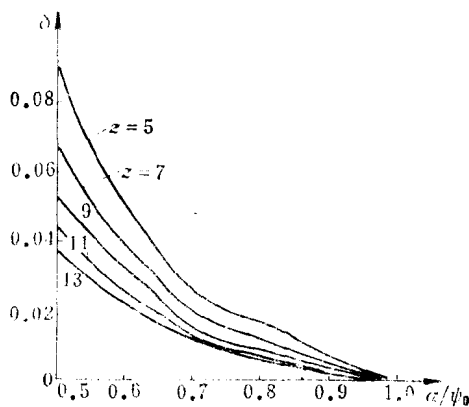


图 4

但是, 另一方面, 从强度的观点看, 选用太大的 α 显然行不通。按照厚壁筒公式计算缸体危险断面上的应力集中系数 K 为

$$K = \sqrt{\frac{4(R^2+1)^2}{(R^2-1)^2} - 2\left(1 + \frac{1}{m}\right)\frac{R^2+3}{R^2-1}} \quad (13)$$

式中 $R = r_1/r_2$;

r_1 ——柱塞缸孔的半径, $r_1 = d_p/2$;

r_2 ——假想外半径, 是缸体的结构参数, 其含义见图5。

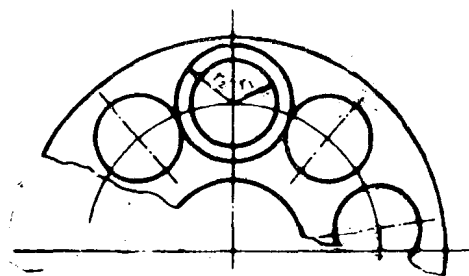


图 5

危险断面上的最大应力为

$$\sigma_{\max} = Kp$$

其中, p 是泵的工作压力(柱塞缸内的油压力)。

对钢材而言, 式(13)中的泊桑系数可以取为 $\frac{1}{m} = 0.28$, 而 R 则与柱塞数 z 及 α 有

关。图6是按照几何关系算出的 $R-\alpha/\psi_0$ 关系曲线。 $z=11$ 的曲线几乎重合于 $z=9$ 与 $z=13$ 的曲线之间。为清晰起见,图6上未予画出。

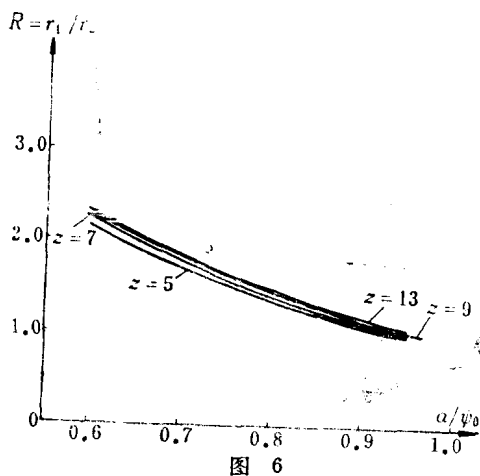


图 6

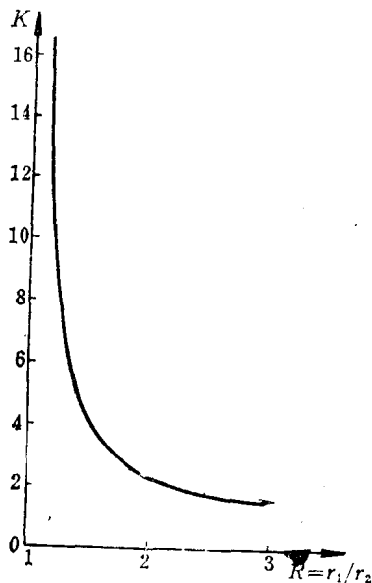


图 7

图7所示为 $\frac{1}{m}=0.28$ 时的 $K-R$ 关系曲线。

分析图4~7可知,考虑到载荷的脉动情况,取许用应力为150 MPa,对于额定压力为30 MPa的油泵,从强度观点看应将应力集中系数限制在5左右。因此对于钢质转子体,应取 R 为1.4左右,相应地选取 $\alpha \approx 0.8 \psi_0$ 比较合理,此时和 δ 相当于0.01~0.02,已经足够小了。对于别的材料(如黄铜),其泊桑系数可取为 $\frac{1}{m}=0.34$,则应另编制 $K-R$

曲线,用以指导设计。

诚然,以上分析是基于原壁筒公式得出的资料,但是结果与文献[2]中利用有限元法得出的结果相当接近,因此在工程计算中仍不失为一种较好的一次近似法。

三、设计过程

现将轴向泵的设计步骤归纳如下。

(1) 给定设计要求,主要是排量 D_p 、工作压力 p 和工作转速 n 。

(2) 进行结构设计。首先确定基本结构型式,根据使用要求和经验选定适当的柱塞数(z)、斜盘最大摆角(r)和油窗口允许的最大油流速度(v)。

(3) 根据结构、选材和经验,确定采用的压紧系数 C_P 和 C_M (即优化目标)。

(4) 按照第二节提出的原则选定一个合适的 α ,或给出 α 的许用范围,作为优化设计的约束。 α 是转子体上油窗口的包角。

(5) 计算出满足以上(1)~(4)条中全部要求的结构参数,如 $d_p, R_p, R_v, R_1, R_2, R_3, R_4$ 等(各符号的定义同前)。

这里要作的计算量很大,特别是要使配油副的结构参数同时满足 C_P 和 C_M 的要求,利用手工试算很烦琐。因此作者设计了一个利用计算机进行优化计算的设计程序,其框图如图8,源程序用FORTRAN语言编写。

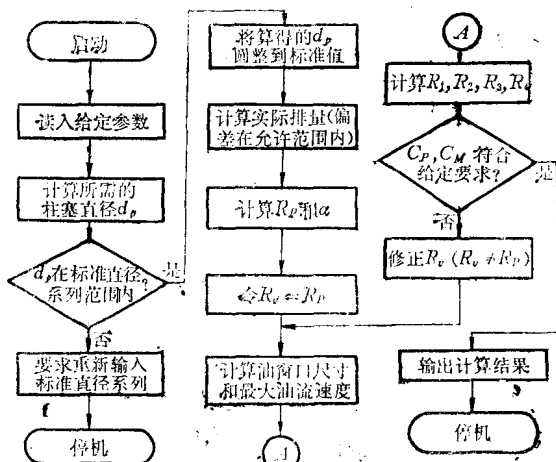


图 8

单板机在液压测试中的应用

上海铁道学院 陈长海 顾伟楠 聂崇嘉

有关液压元件的试验标准(包括 ISO 的有关标准及我国的国家标准),对试验的精度等级作了详细的规定。为了达到某一试验等级,就必须有相应的测量和记录仪表。而目前在液压测试中所用的传感器、应变仪、示波器系统往往达不到最低的精度——C 级精度要求。鉴于这种状况,我们研制了应用单板计算机的数据采集系统。该系统结构简单、价格低廉,可用于一般的液压参数的测量,取得了比较满意的效果。

一、系统简介

单板机数据采集系统如图 1 所示。它由传感器、前置放大器、ADC0809-8 位 A/D 转换器、单板计算机、打印机及稳压电源等装置组成。

传感器的最大输出信号为 15~20 mV,经前置放大器滤波放大至 0~5 V,送入 A/D 转换器,转换得到的数据由单板计算机控制

读入 CPU 进行处理。

前置放大器是利用集成运算放大器构成的,它的反馈电阻是一 T 型电阻网络,这样既能得到较高的放大倍数,又能避免采用高值电阻。前置放大器的放大倍数最高可达 500。

ADC 0809 具有 8 个输入通道 ($IN_0 \sim IN_7$)。在采集数据过程中选用哪一个通道由输入多路开关地址选择线 A、B、C 三端的输入状态决定。在我们的接口中将 A、B、C 分别与单板机的并行输入输出接口 PIO B 口的 D_2 、 D_1 、 D_0 相连。因此可利用单板机的输出指令选中 8 个通道 $IN_0 \sim IN_7$ 中的一个。A/D 输出的 8 位数据送入 CPU 的数据总线。

图 2 为这一系统软件框图。采样由时钟中断控制。首先由 CTC0 通道控制进行数据采集,然后由 CTC1 通道控制采样总时间,CTC1 产生中断后进行标度变换打印输出。

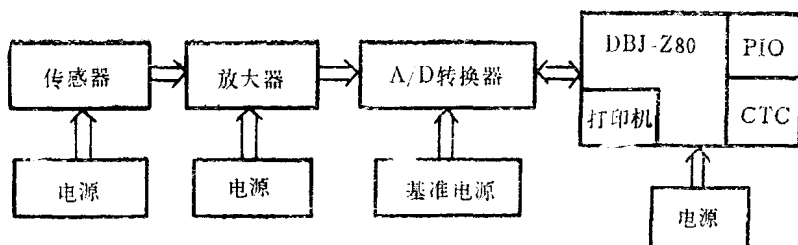


图 1 单板机数据采集系统框图

参 考 文 献

[1] 洛阳拖拉机研究所等:《美国 Sundstrand 公

司 21 型、23 型轴向柱塞泵结构分析》。

[2] 小曾户博: 轴向柱塞泵缸体的强度计算及试验结果,《油压技术》,1973 年第 12 期。

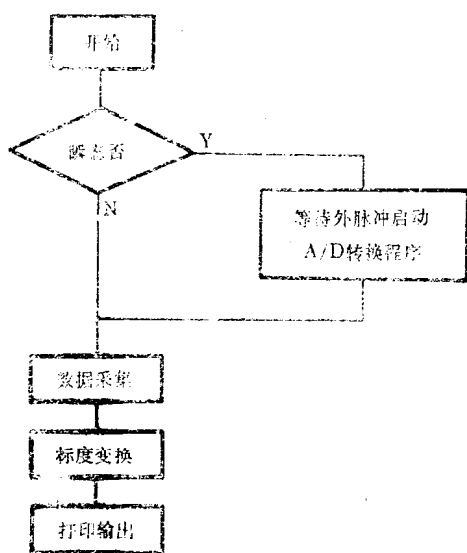


图 2 系统软件框图

二、数 据 采 集

本系统根据我们的实际需要可同时进行三路数据采集(如适当修改软件,则可进行多至 8 路的数据采集)。每一个数据占用三个

字节存贮。

数据采集采用实时时钟中断来定时。在开始数据采集时,设置 CTC 0.1 通道的定时时间。当 CTC0 产生中断时,CPU 转向中断服务程序 I,进行 A/D 转换并输入,然后返回等待下次中断。CTC1 产生中断时,转向中断服务程序 II。停止 A/D 转换,进行标度变换并打印输出。采样频率是由 CTC0 通道控制的。本系统最高采样频率可达 2K。欲改变采样时间可改变 CTC1 的时间常数。现本系统进行三路数据采集时,每路可存贮 600 个数据。

本系统对稳态过程和瞬态过程都能进行数据采集。由于单板机容量有限,而采样频率较高,当在瞬态过程中进行数据采集时,启动 A/D 转换程序的信号应同瞬态过程产生的信号同步,否则就可能采集不到所要求的数据。稳态过程的数据采集可用手动启动 A/D 转换程序。因此单板机首先应区分上述两个过程,我们是利用组态字来区分的,组态字为 1 时表示为稳态过程数据采集,组态字

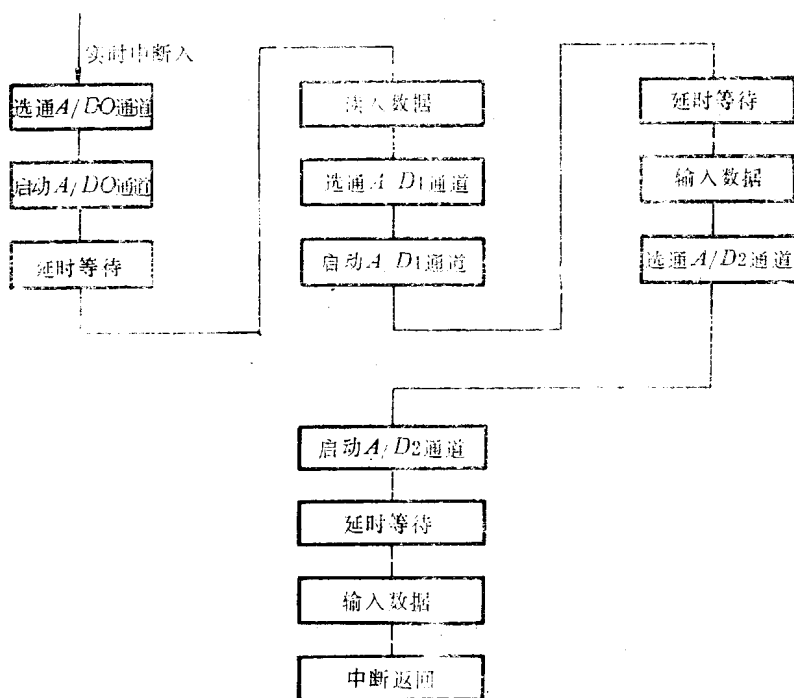


图 3 三路数据采集程序框图

为0时,表示为瞬态过程数据采集。程序设计时安排了相应的程序查询组态字的值,以确定启动数据采集程序的方式。

图3为三路数据采集程序框图。

三、标度变换

实际的系统参数经A/D转换后统一变为0~M个数码,如本8位A/D转换器的输出数码为00~FF,共256个,这些数码虽代表被测参数值的大小,但并不等于原来带有量纲的参数值。必须把它们变换成原来参数的真实值才能输出和显示。当参数值与A/D转换结果之间呈线性关系时,标度变换的公式为

$$A_x = A_0 + (A_m - A_0) \frac{N_x - N_0}{M - N_0}$$

式中 A_0 ——参数量程起点值;
 A_m ——参数量程终点值;
 A_x ——参数的测量值;
 N_0 ——量程起点值对应的A/D转换后的值;
 M ——量程终点值对应的A/D转换后的值;
 N_x ——测量值对应的A/D转换后的值。

其中 A_0 、 A_m 、 N_0 、 M 对于一个已标定的系统而言是常数,故上式可写成

$$A_x = A_0 - \frac{A_m - A_0}{M - N_0} N_0 + \frac{A_m - A_0}{M - N_0} N_x \\ = A'_0 + KN_x$$

所以对每一个采集系统,在使用前只要通过预标定得到 A'_0 、 K ,存入计算机即可进行标度变换。如采集系统的性能比较稳定,也可不在每次使用前标定而是定期标定。

如果采集系统有非线性因素,要考虑补偿,或者考虑其他因素(如温度等)对采集系统特性的影响,则可将各种影响的曲线或方程存入计算机,就可以进行补偿。因此,应用单板机的存贮能力可进行各种补偿修正,以

提高精度。

根据以上算式,我们编制了相应的程序。虽然A/D转换器的数据输出为8位,为了保证精度,根据我们的需要采用三字节(24位)运算程序来处理数据。对小数点位置采用定点形式,小数点固定在中间,即整数12位,小数12位,并且不考虑符号,这样可简化程序。

四、实测结果及精度

本数据采集系统在我们的一项科研中取代应变仪及光线示波器和函数记录仪,用作静动态参数的测量取得了良好的效果,图4是用于三路数据采集时根据打印输出的数据绘成的曲线。

本系统用于压力测量时采用ZQ/Y型电阻应变式压力传感器,其精度可达0.4%,前置放大器精度为0.4%,A/D转换器的精度为0.4%,如采取恰当的措施,基准电压及桥压造成的误差均小于0.05%,故本系统的总的精度力为

$$\delta = \sqrt{0.4^2 + 0.4^2 + 0.4^2 + 0.05^2 + 0.05^2} \\ = 0.7\%$$

而实际标定结果为 $\delta = 0.6\%$ 。远远小于由应变仪、示波器组成的测量系统。本系统用于其他参数的测试时,精度依赖于传感器的精度,在采用传感器相同的条件下,精度要比示波器等构成的系统高得多。本系统直接以数字量形式输出,不存在读数误差。

本系统的采样频率为2kHz,故理论频宽可达1kHz,偏于安全地估计其频宽可达500Hz,其动态性能也比较好。若用作一路或二路数据采集,其频宽还可提高。而且即使三路数据采集,仍有进一步提高频宽的潜力。

五、结 论

通过分析及试用,说明本数据采集系统与常规的检测系统相比有以下特点: