

machine
design
and
research

机械 设计 与 研究

1986

上海交通大学出版社

4

请于下列日期前将书还回

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

[illegible]

北京卡片商店 1001

- 1 借书到期请即送还。
- 2 请勿在书上批改 圈点, 折角。
- 3 借去图书如有污损遗失等情形须照章赔偿。

机械设计与研究
(1986 年第 4 期)

上海机械工程学会
上海交通大学
上海交通大学出版社
(淮海中路 1984 弄 19 号)

京卡 0701

新华书店上海发行所发行
吴江伟业印刷厂排版印装

开本 787×1092 毫米 1/16 印张 4 字数 100,000

1986 年 10 月第 1 版 1986 年 10 月第 1 次印刷

印数 1—2,600

上海市期刊登记证第 431 号

定价：0.80 元

TH122
15.86.4

378372

目 录

·专题研究

- 锁紧型液力耦合器 刘允嘉(1)
- 空调系统的节能途径 金家裕(28)
- ZQMY 型液压马达配油面平衡的有限元分析 刘惠敏 周亨达(35)
- 实现直线等速运动凸轮一连杆组合机构的优化设计..... 邹慧君 张敏力(42)

试验研究

- 新型推力波箔轴承的研制和试验..... 陈伟武 冯懿治(6)
- 喷丸对 18CrMnTi 钢疲劳性能的影响 陈菁 王长生 肖宏滨(17)

国际交流

- 均匀薄膜空气静压多孔推力轴承的动态特性..... [英]R·Taylor(50)

其 他

- 简讯..... 谢绍玄(41)



锁紧型液力耦合器

刘 允 嘉

上海交通大学液力耦合器研究室

液力耦合器是利用液体(矿物油)动能传递功率的一种动力式液力传动设备,一般由泵轮,涡轮和转动外壳等主要部件组成。泵轮和涡轮对称布置,轮内有很多径向辐射并与轴线平行的叶片。运转前,在耦合器中充以工作油。当输入轴带动泵轮旋转时,由于离心力的作用,工作油在叶片带动下从泵轮内侧流向外缘,形成高压高速油流并冲向涡轮叶片,使涡轮跟随泵轮同方向旋转,涡轮中工作油从外缘流向内侧,同时减压减速,然后再流入泵轮进口,如此循环不已。在这一循环中泵轮将输入的机械功转换为工作油的动能和升高压力的势能,而涡轮则将工作油的动能和势能转换为机械功输出,从而实现功率的传递。

耦合器的液力效率 η_v 为输出功率与输入功率的比值

$$\eta_v = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}$$

式中 M_1 、 M_2 ——输入、输出扭矩 (kgf·m);

n_1 、 n_2 ——输入、输出转速 (rpm)。

因为耦合器的输入扭矩和输出扭矩相等,所以上式可写为

$$\eta_v = \frac{n_2}{n_1} = i$$

式中 i ——耦合器的转速比。

耦合器的滑差 S 是指泵轮和涡轮转速之差与泵轮转速的比值,

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = 1 - \eta_v = 1 - i$$

由于滑差,耦合器在传递功率的过程中产生能量损失。在额定工况下,这种损失通常为2~5%。当传动装置在额定工况下连续运转时,如能通过某种途径将滑差消除,则不仅对提高传动效率而且对节约能量而言,无疑都具有一定的好处。

目前消除耦合器滑差的方法是在耦合器中加装锁紧装置,即将离心离合器液力耦合器结合起来。这样做液力耦合器的软起动特性保持不变,而在额定工况时,离心离合器将耦合器的输入和输出端锁紧,因此输入和输出端之间的滑差就消除了。

一、构造及工作原理

根据笔者现有的资料可知,这类锁紧型耦合器有两种形式。

一种如图1所示^[1],离心离合器由涡轮传动和三块联锁重块组成,安置在相应的凹穴中。联锁环和泵轮连接在一起。每一重块装有一对滚柱,允许径向浮动。当输出转速增高,产生了

足够大的离心力时,输入和输出端联锁,此时三角形楔块(涡轮的组成部分)使联锁重块的一端与摩擦联锁环啮合,传递额定扭矩。当输入转速较低时,联锁重块上的滚柱沿着联锁内环滚动,离心离合器打滑。这种类型的偶合器已在美国的煤炭部门中应用。

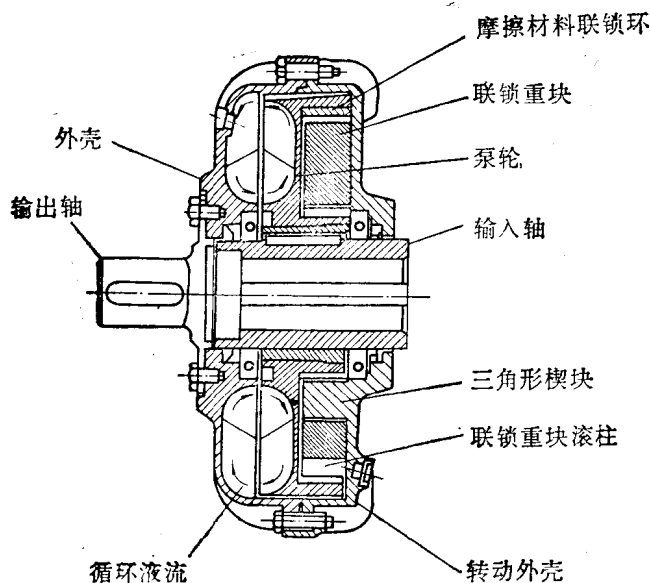


图 1 锁紧型偶合器构造之一

另一种形式如图 2 所示^[2], 它由两部分组成。其中偶合器部分和一般限矩型偶合器类同, 泵轮、转动外壳与输入轴连接, 涡轮和输出轴连接; 离心离合器由离心块、滑块和圆盘组成, 圆盘和输出轴由螺钉固紧, 离心块套在圆盘上, 滑块起导向作用, 它通过销钉和离心块嵌装并安

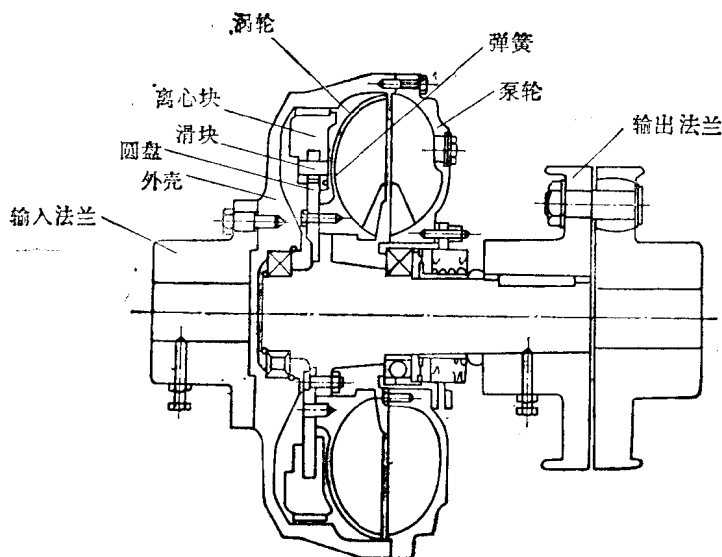


图 2 锁紧型偶合器构造之二

插在圆盘的凹槽中,弹簧起定位和复位作用,离心块外缘镶有摩擦材料。

上述两种锁紧型耦合器虽然结构、形状各不相同,但工作原理和传递功率过程却是相同的。在额定工况下运转时,涡轮转速达到设计值。由于输出轴转速的增加,离心块在离心力作用下与外壳完全啮合,因此涡轮和泵轮转速相等($i=1$),即耦合器的液力效率 $\eta_s=100\%$ 。当负载下降时,离心块开始打滑,离心离合器和耦合器共同传递扭矩,直至转速降低到弹簧力大于离心块的离心力,这时离心块在弹簧的收缩下复位,此后完全由耦合器传递扭矩直至 $i=0$ 。这就是锁紧型耦合器的工作原理和传递功率过程。下面将着重分析第二种形式锁紧耦合器的性能和受力情况。

二、综合特性

由上所述可知,在传递功率过程中,锁紧耦合器只有在工况的两端,即起动(低速)和额定

工况点附近,才分别由耦合器和离心离合器各自工作,而在这两者的中间过程,均由耦合器和离心离合器共同工作。因此,锁紧耦合器的综合特性可以认为是离心离合器的特性与耦合器特性的组合,综合性能是两种特性曲线的迭加,应满足限矩型耦合器的要求,并尽可能向理想性能靠近。图3为锁紧耦合器的综合特性曲线。

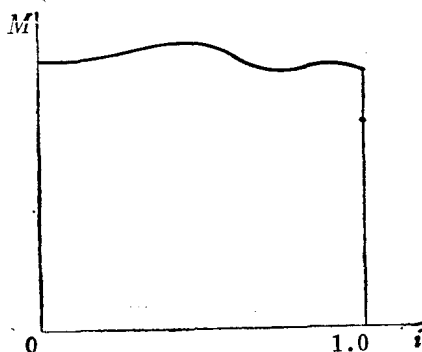


图3 锁紧耦合器的综合特性曲线

三、受力分析

液力耦合器在运行过程中,油压力的分布及受力情况在其它文献中已有较多的

介绍,因此现以离心离合器为主要研究对象,对其在运动中所受诸力作一分析。

1. 弹簧力

安装在离心块上的定位弹簧,是一根普通的圆柱螺旋拉伸弹簧,它的受力计算及结构参数的确定可以按照常规设计进行。

(1) 弹簧安装在离心块上后的长度:

$$L=2\pi R$$

式中 R ——弹簧安装半径(cm)。

(2) 离合器啮合,弹簧变形后长度:

$$L_2=2\pi(R+\delta)$$

式中 δ ——设计间隙(cm)。

(3) 弹簧伸长:

$$\Delta L=L_2-L \quad (\text{cm}).$$

(4) 有效圈数:

$$n = \frac{L - D_2}{d}$$

式中 d ——弹簧钢丝直径(cm);

D_2 ——弹簧中径(cm)。

由此可根据机械设计手册计算弹簧的性能参数。

由计算结果可知, 锁紧型偶合器与离心离合器不同, 离心离合器通常在 80% 输入转速时才开始啮合, 而锁紧型偶合器离心块啮合时的转速——称为临界转速, 比离心离合器低得多, 该类型偶合器的弹簧力很小, 只能起定位和降速时的复位作用。

2. 油压力

离心离合器在运转时, 离心块会受到油压力的作用。外侧油压力可由下式求得:

$$P_0 = \frac{r}{2g} (u_0^2 - u^2)$$

式中 u_0 ——离心块外缘圆周速度(cm/s);

u ——自由液面处圆周速度(cm/s)。

同理可得离心块内缘的油压力:

$$P_i = \frac{r}{2g} (u_i^2 - u^2)$$

式中 u_i ——离心块内缘圆周速度(cm/s)。

所以, 离心块所受的内、外油压力如图 4、5 所示。

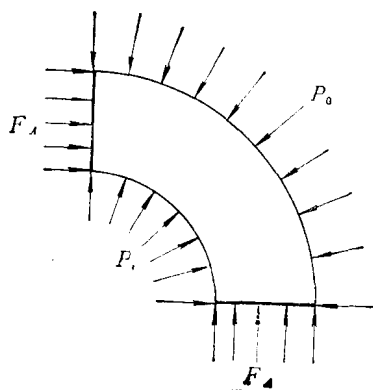


图 4

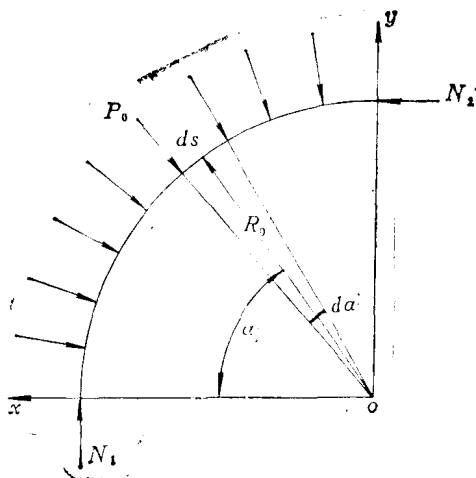


图 5

外侧, 取 $\Sigma y = 0$:

$$N_1 - \int_0^{\pi/2} P_0 R_0 d\alpha \sin \alpha = 0$$

$$N_1 = N_2 = \int_0^{\pi/2} P_0 R_0 \sin \alpha d\alpha = P_0 R_0$$

所以作用在宽度为 b 的离心块上的油压力为:

$$N_1 = N_2 = P_0 R_0 b \quad (\text{kgf})$$

同理可得内侧:

$$N_1' = N_2' = P_i R_i b \quad (\text{kgf})$$

侧向油压力 F_A 可按外侧油压力乘以离心块头部面积而得到近似值。

3. 弹簧啮合瞬时离心块临界转速的确定(见图 6)

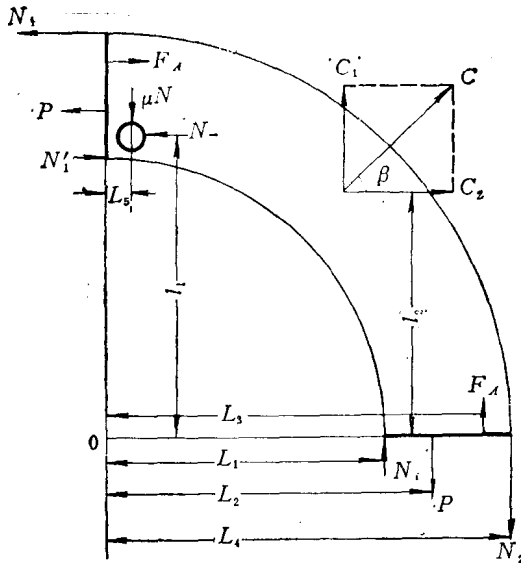


图 6 处于平衡状态时,作用在离心块上的诸力分析

由上述方程可知,只有当 $N=0$ 时,以上三式才能成立,并可求得此时离心块的离心力 C ,根据该离心力 C 可估算出离心块在刚刚啮合时涡轮的临界转速。

综上所述,锁紧型偶合器由于套装在离心块上的弹簧所能承受的离心力不大,所以离心块的临界转速较低。当涡轮转速上升至临界转速时,离心离合器即行啮合并传递部分扭矩,当涡轮转速下降到临界转速时,弹簧起复位作用。

锁紧型偶合器有很多优点,尤其是在额定工况下其液力效率达 100%,这是目前其它形式偶合器所无法做到的。但是它的构造比一般限矩型偶合器稍为复杂些,它对偶合器的流道性能也有一定要求,并非所有偶合器流道均能与离心离合器相匹配。另外在额定工况时,由于 $i=1$,所以在多机并车的传送装置上,其应用受到一定的限制。

当离合器刚刚开始起动尚未与转动外壳啮合时,泵轮在额定转速下运转,涡轮的转速等于零,作用在离心块上的诸力应处于平衡状态,亦即离心块处于静止状态。

$$\text{取 } \Sigma x = 0;$$

$$N_1' - P + F_A - N_1 - N + C_2 = 0$$

$$\Sigma y = 0;$$

$$N_1' - P + F_A - N_1 - \mu N + C_1 = 0$$

$$\Sigma M_0 = 0;$$

$$C_1 l_2 \sin \beta - C_2 l_2 \sin \beta + N l_1 - \mu N L_5 = 0$$

式中 C_1, C_2 ——离心块离心力分量 (kgf);

N ——滑环销子所受的力 (kgf);

μ ——摩擦系数;

P ——弹簧拉力 (kgf)。

参 考 文 献

[1] 美国《机械传动与控制》杂志。

[2] 日本神钢 FB_{0.800} 流体继手样本。

新型推力波箔轴承的研制和试验

陈伟武 冯懿治

上海机械学院

一、引言

波箔轴承是近几年发展起来的一种弹性表面气体动压润滑滑动轴承,它不需要润滑油以及供油或供气装置,适用于轻载高速回转机械。按其受力方向可分为推力与径向两种。推力波箔轴承结构简单、性能良好、使用可靠,用以承受转子的轴向载荷及振动;径向波箔轴承工作稳定。

但是目前的这些轴承结构还有不足之处。首先这些轴承的平箔和波箔根部固定通常采用点焊方式,工艺复杂,焊点质量不易保证;其次这些轴承的平箔表面和转子推力盘圆环端面间的楔形间隙必须预先制成,因而给平箔和波箔的制造带来一定的困难;另外,这些轴承没有自位能力,因为楔形是预制的,所以它的进气边开口大小不可能自动调节。

本文将介绍一种结构新颖的推力波箔轴承,它不仅保留了同类轴承的优点,即具有良好的抗振阻尼作用、能适应特殊工况(如极高速、高温或低温)等,而且克服了上述几方面的不足之处。

二、轴承的结构及特点

笔者研制的轴承结构如图1所示,轴承座圆环端面上开有六条(或三条、四条等)均布的窄

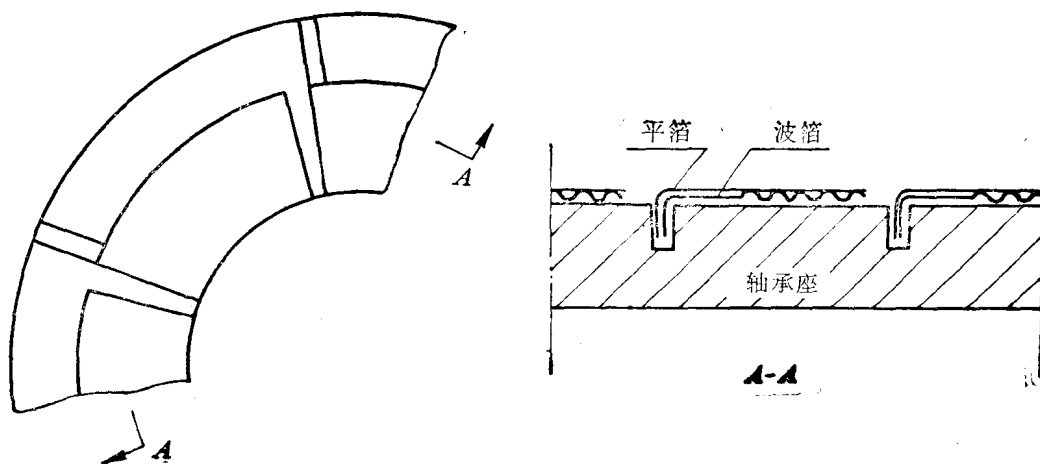


图1 推力波箔轴承结构简图

槽, 在窄槽中以滑配方式嵌入六对(或三对、四对等)扇形平箔和波箔的径向折边。径向折边的弯折处略带圆角, 波箔的波状起伏的波纹纵向互相平行。平箔表面和轴承座的圆环端面相互平行。

图 2 所示为平箔, 图 3 所示为波箔, 图 4 为装有六对平箔和波箔的推力波箔轴承部件。

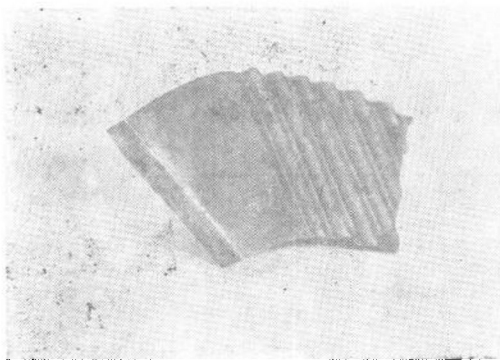


图 2 平箔

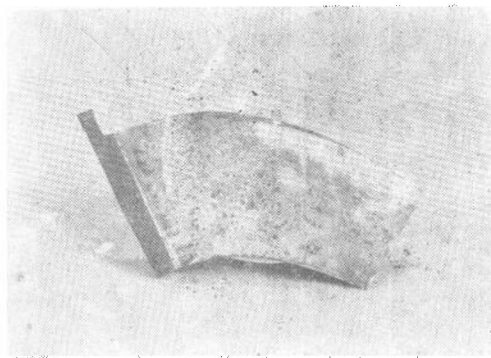


图 3 波箔

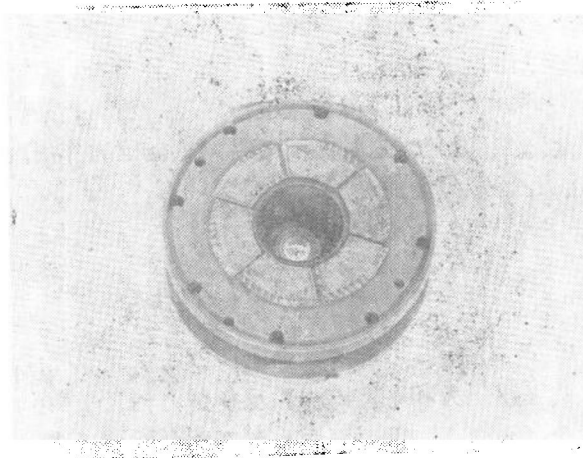


图 4 轴承部件

本结构取消了点焊固定方式, 改用径向折边嵌入轴承座径向槽的方法, 这种固定方法不仅简单而且具有较高的抗疲劳强度^[2,3]。

推力波箔轴承具有承载能力的重要条件之一, 是转子推力盘和扇形平箔表面具有斜率极小的楔形间隙。加工这种楔形几何形状的工艺要求较高。在轴承工作过程中, 磨损会破坏楔形的初始几何形状。本结构中由于扇形平箔表面与转子推力盘表面平行, 因而不需要预制平箔表面的楔形几何形状, 这使平箔和波箔的制造大为简化。本结构能够自动形成平箔表面楔形间隙, 并能自动调节楔形大小以适应工况变化、补偿转子和轴承系统的加工装配误差与热变形。

其机理可概括如下(见图 5): 首先把平箔表面分成两个区域。一个称作弹性悬臂承载区, 在此区域内平箔下面的波箔没有波纹, 同时平箔的径向折边是以滑配方式嵌在轴承座径向槽中, 所以这个区域的平箔处于悬臂状态; 另一区域称作弹性支承承载区, 在该区域内平箔下面的波箔具有弹性波纹, 转子转动时, 转子推力盘从平箔的径向折边, 向平箔扇形的另一(不带

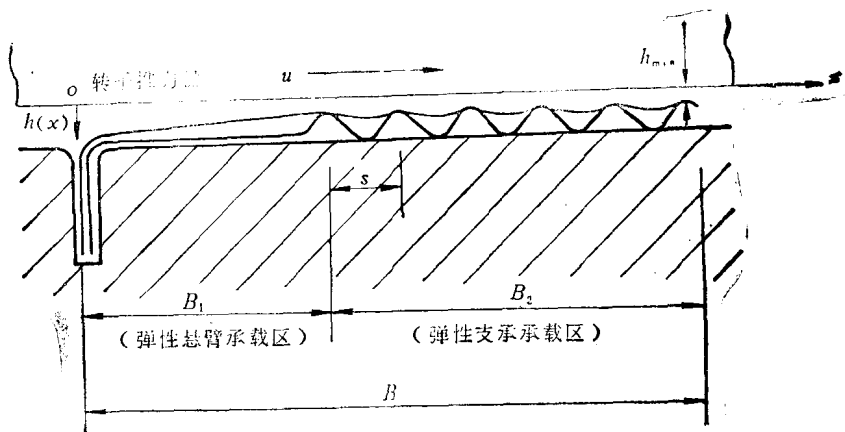


图 5 轴承工作机理示意图

折边的)径向边旋转,即朝着平箔的径向自由边方向旋转。这时转子推力盘表面与平箔间的摩擦,主要发生在平箔的弹性支承承载区。而平箔的弹性悬臂承载区由于表面下面无波纹支承,因此刚度很小,气体很容易被推力盘环形面带入。被带入的气流由于平箔弹性支承承载区和推力盘环形面间的紧密接触而造成堵塞,于是产生气体动压效应。该气体压力作用在弹性悬臂承载区平箔表面上,使之挠曲而自动形成进气楔形间隙。转速越高气体动压效应越强,直至整个转子从平箔表面浮起,相互脱开。这时由于气膜的轴向压力作用,波箔和平箔出现微量弹性变形,于是混合摩擦结束,进入完全的动压气体润滑。

三、承载能力分析

转子起浮后,推力盘和平箔间即形成承受轴向推力的承载气膜,在轴承工况稳定的情况下,转子的轴向推力、承载气膜压力和平箔的弹性反作用力相互平衡。

目前要精确分析这个平衡力系,即要同时求解二元可压缩流体雷诺方程和弹性薄片挠曲方程,尚存在很多困难。

J. A. Walowit 与 J. N. Anno 在《润滑力学近代发展》一书中提到稳态可压缩流体的雷诺方程定解问题:

$$P \frac{dP}{dX} = \lambda \left[\frac{P}{H^2} - \frac{C}{H^3} \right] \quad (1)$$

$$P(0) = P_A, \quad P(B) = P_B \quad (2)$$

P ——压力;

X ——位移;

H ——气膜厚度;

P_A, P_B ——端点压力。

他指出:“这是一个非线性方程,还没有基本方法来取分析解,故一般人们必须使用计算机来求解这一方程。”^[4]这里,我们采用奇异摄动理论来求解上述非线性问题的一致有效渐近解,所得结果十分简洁。

本文所述的新型推力波箔轴承的承载能力分析可归结为:先将(1)、(2)式无量纲化;而后再对方程求导;最后可得非线性方程定解问题,即:

$$\varepsilon \frac{d}{dx} \left(h^3 p \frac{dp}{dx} \right) = \frac{d}{dx} (ph) \quad (3)$$

$$p(0) = p(1) = 1 \quad (4)$$

其中(见图 6):

x ——相对于流动方向轴承长度 B 的无量纲距离;

h ——相对于后缘处气膜厚度 $h_{\min}$ 的气膜厚度;

p ——相对于大气压力 p_a 的无量纲压力;

ε ——小参数

$$\varepsilon = \frac{p_a h_{\min}^2}{6\mu u B}$$

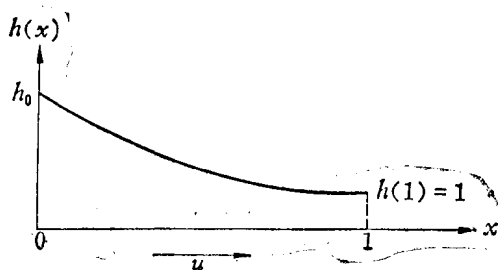


图 6

μ ——流体粘度;

u ——下部表面的速度。

根据(3)式中高阶导数项含有小参数 ε 的特点,采用奇异摄动理论中的渐近展开匹配法求解(3)、(4)式,步骤如下。

1. 设外解 p^0 (离开边界层 $x=1$ 邻近区域)形如:

$$p^0 = p_0(x) + \varepsilon p_1(x) + \dots \quad (5)$$

将(5)式代入(3)、(4)式,并比较 ε 各同次幂的系数,可推得一系列线性的摄动方程,解之可得:

$$p^0 = \frac{h_0}{h(x)} + \frac{h_0^2 [h'(0) - h'(x)]}{h(x)} + \dots \quad (6)$$

2. 求内解 p^i (即边界层 $x=1$ 邻近区域内)。先作伸展变换

$$\bar{x} = \frac{1-x}{\varepsilon} \quad (7)$$

将(7)式代入(3)式,略去 ε 所在项后化简所得方程,由(4)式所得的边界条件,可知内解 p^i 满足:

$$\begin{cases} \frac{d}{d\bar{x}} \left(p^i \frac{dp^i}{d\bar{x}} \right) = - \frac{dp^i}{d\bar{x}} \\ p^i(0) = 1 \end{cases} \quad (8)$$

容易求得(8)式的通解为:

$$-p^i - \alpha \ln(p^i - \alpha) = \bar{x} + \beta \quad (10)$$

其中, α, β 为积分常数。

设内解 $p^i(\bar{x})$ 形如

$$p^i = P_0(\bar{x}) + \varepsilon P_1(\bar{x}) + \dots \quad (11)$$

利用边界条件(9)式,可将 $P_0(\bar{x})$ 用稳函数形式表示:

$$\alpha \ln \frac{\alpha - P_0}{\alpha - 1} = 1 - \bar{x} - P_0 \quad (12)$$

根据 Prandtl 匹配原理:

$$\lim_{x \rightarrow 1} p^0 = \lim_{x \rightarrow \infty} p^i$$

可得

$$\alpha = h_0 \quad (13)$$

将(13)式代入(12)式, 并利用逐次逼近法将 $P_0(\bar{x})$ 所满足的隐函数化为显式表示:

$$P_0(\bar{x}) = h_0 - (h_0 - 1)e^{-\frac{\bar{x}}{h_0}} + O(\varepsilon) \quad (14)$$

3. 根据 Prandtl 匹配原理, 可求得一阶一致有效渐近解:

$$\begin{aligned} p^\varepsilon(x) &= p^0 + p^i - \lim_{x \rightarrow 1} p^0 = \frac{h_0}{h(x)} + P_0(\bar{x}) - h_0 + O(\varepsilon) \\ &= \frac{h_0}{h(x)} - (h_0 - 1)e^{-\frac{6\mu u B}{h_0 p_q h^2_{min}}(1-x)} + O(\varepsilon) \end{aligned} \quad (15)$$

作为算例, 假设新型推力波箔轴承(见图 5)数据如下:

$$\begin{aligned} h_{min} &= 0.003 \text{ mm}, & p_q &= 1.01 \times 10^6 \text{ N/m}^2, \\ \mu &= 2 \times 10^{-6} \text{ NS/m}^2, & B &= 20 \text{ mm}, \\ B_1/B &= 1/2, & s &= 2.5 \text{ mm}, \\ h_0 &= 2, & u &= 10 \text{ m/s}. \end{aligned}$$

$$h(x) = \begin{cases} 2-x-\frac{1}{10}\sin^2\left[x\left(\frac{1}{2}-x\right)\pi\right], & 0 \leq x \leq \frac{1}{2} \\ 2-x-\frac{1}{10}\sin^2[8(2x-1)\pi], & \frac{1}{2} \leq x \leq 1 \end{cases}$$

由计算可得

$$(1) \quad h(0) = h_0, \quad h\left(\frac{1}{2}\right) = \frac{h_0+1}{2}, \quad h(1) = 1;$$

(2) $h(x)$ 在 $x = \frac{1}{2}$ 处连续、可导, 即为光滑曲线。

$$p^\varepsilon(x) = \begin{cases} \frac{2}{2-x-\frac{1}{10}\sin^2\left[x\left(\frac{1}{2}-x\right)\pi\right]} - \exp[-13.2(1-x)], & 0 \leq x \leq \frac{1}{2} \\ \frac{2}{2-x-\frac{1}{10}\sin^2[8(2x-1)\pi]} - \exp[-13.2(1-x)], & \frac{1}{2} < x \leq 1 \end{cases}$$

$p^\varepsilon(x)$ 在平箔上的分布见图 7。

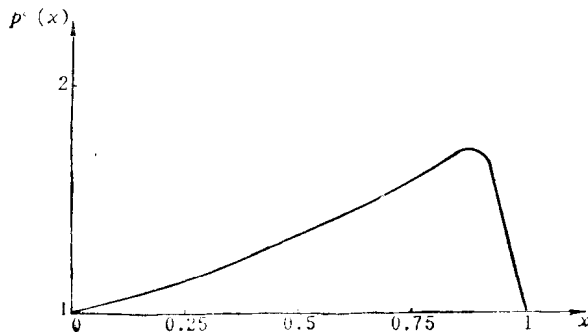
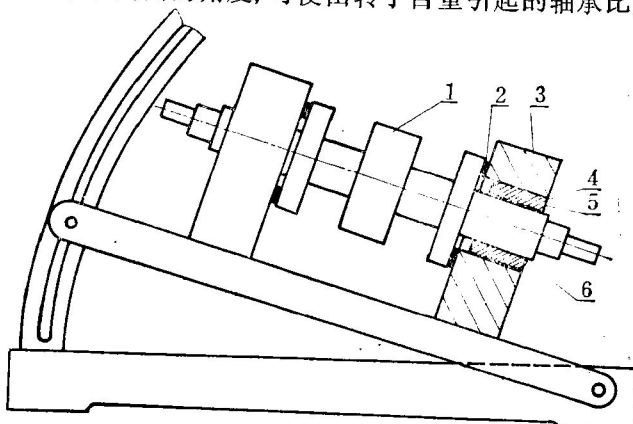


图 7

四、性能试验

1. 试验装置及仪器仪表

试验装置由转子、轴承和轴承座构成, 整个装置安装在可以从水平旋转到垂直的底座上(见图 8)。改变底座与水平面间的角度, 可使由转子自重引起的轴承比压发生变化。



1. 转子 2. 推力波箔轴承 3. 轴承座 4. 绝缘层 5. 套圈 6. 径向波箔轴承
图 8 试验装置简图

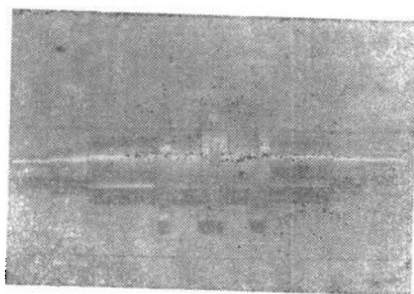


图 9 转子

转子(图 9)中间的圆盘上开有周向均布的半圆弧形浅槽, 作为转子的驱动叶轮, 左右两个圆盘为转子推力盘, 分别依靠在两个被试验的推力波箔轴承上。试验时轴线与水平始终成某一角度, 因此只有一个推力轴承受载。

驱动转子的压缩空气由空气压缩机(2V-0.67 型)产生, 经储气瓶、管道, 最后由两个喷嘴吹动转子中间圆盘的叶轮。控制节流阀可调节转子的转速^[2.7]。

还有其它仪器仪表如: SZG-1 型光电转速表、SR-8 型二踪示波器、JWY-151A 型晶体管直流稳压电源、7151 型半导体温度计等。

2. 被试验轴承的平箔和波箔参数

(1) 平箔参数见表 1。

(2) 波箔参数见表 2。

表 1

平箔号码	材料	厚度 (mm)	外径 D (mm)	内径 d (mm)	中心角 $\phi(^{\circ})$	L/B
1	铍青铜	0.12	67	38	55	0.58
2			53	38	55	0.34
3			60	38	35	0.74

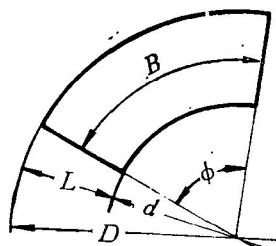


图 10 平箔参数

表 2

波 箔 号 码	1	2
材料	铍青铜	
厚度 $h(\text{mm})$	0.12	
波形	近似正弦形	
波高 $H(\text{mm})$	0.74	
间距 $t(\text{mm})$	2.64	
外径 $D(\text{mm})$	67	
内径 $d(\text{mm})$	38	
中心角 $\phi(^{\circ})$	55	
悬臂角 $\psi(^{\circ})$	10	20

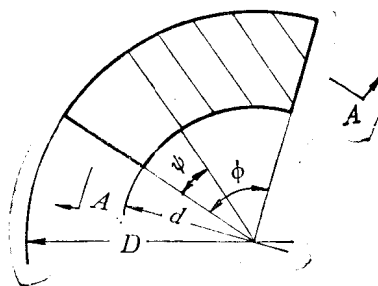
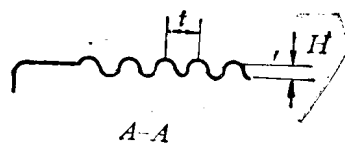


图 11 波箔参数

3. 试验项目、方法、结果及讨论

(1) 疲劳试验

主要考察平箔、波箔及其根部径向折边的耐疲劳强度。

试验方法：在几种特定的转子转速和轴承比压下，作长时间持续运转。经耐久试验后的平箔和波箔及其根部折边均未发现疲劳破坏。具体数据参见表 3。

表 3

轴承组合方式	转速 (rpm)	比压 (kgf/cm^2)	运转时数 (h)	循环次数 $\times 10^7$
三块平箔 1 三块波箔 2	33000	0.152	8	1.5
六块平箔 1 六块波箔 2	33000	0.075	12	2.4
六块平箔 1 六块波箔 1	15000	~ 0	300	27

(2) 起浮速度测定

起浮速度能反映轴承的承载能力，同样比压下的轴承，起浮速度越低，承载能力越大。起浮速度的降低还意味着允许工作转速范围的扩大。推力波箔轴承在起浮之前，处于干摩擦和混合摩擦状态，因而引起磨损，降低起浮速度能够减少这种磨损，增加起停次数和轴承寿命。

试验方法：一般在从干摩擦和混合摩擦向气体润滑过渡的过程中转速是连续变化的，可用多种方法测试判断起浮转速。本试验利用简单易行的电阻法观察这一连续变化过程，并找出比较符合实际的转子基本起浮的转速。为了不受径向轴承对测量的影响，必须使径向轴承的套圈与轴承座绝缘（见图 8）。

电阻法测试线路如图 12 所示（图中 $R_1/R_2=100$ ）。

由于始终维持 $R_1/R_2=100$ ，所以能保证转子和推力轴承间作用一个约为 0.015V 的低电压，使用低电压可消除或减少薄膜放电。

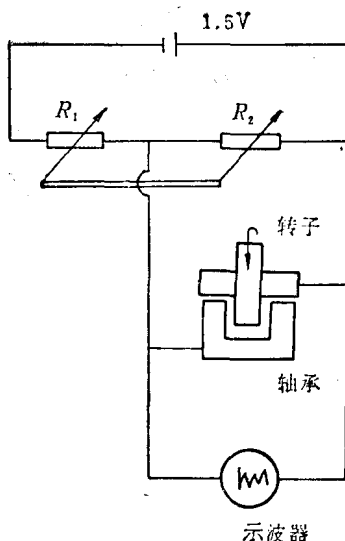


图 12

取完全短路时示波器测得电位为零。当转子与轴承表面处于静止接触状态时,因接触电阻的存在,示波器信号线在某一略大于零的电位上,这一电位可称作基准电位。

测量时先使转子高速旋转,然后关闭气源使转子隋转。当转子完全起浮时,示波器 0.015V 电位上呈现稳定而清晰的亮线(见图 13a、14a),这时的工作状态显然是完全的气体摩擦状态。

随着转速的下降,在亮线和基准电位线间出现了无规则的跳动波形(图 13b、14b)。亮线和跳动波形同时存在,说明在转子每一旋转周期中已有瞬时的金属接触,严格地说,这时已经进入混合摩擦状态,即转子转速已等于或低于起浮转速。但由于亮线仍然存在,说明主要的工作状态仍是气体摩擦,因此,可以认为转子仍处于起浮状态。

转速继续下降,直到亮线突然消失(见图 13c、14c)。这时在每一转动周期中,转子和轴承已不存在完全脱开的瞬时,仅以少量压缩空气吹动转子就能维持这一转速。在该转速下经较长时间运转,亮线又隐约出现,这是两表面轻微耦合的结果。停转后测轴承温升为 $10\sim 30^{\circ}\text{C}$,平箔表面无明显磨损。综上所述,可以认为此时转子转速是从基本起浮向全面接触转变的过渡转速,它所对应的推力盘平均线速度可称为起浮速度 $v_{\text{起}}$ 。

转速继续下降,信号波形在基准电位线附近波动,转子随即停转(见 13d、14d)。

本试验中转子和电刷接触的轴段(直径为 9mm)经抛光,以降低电刷磨损;电刷是一弹性铜片。

对图 10 和图 11 中的几种平箔和波箔加以组合,得到四种方案,试验结果如图 15 所示。方案 1 和 2 以前者为佳,因前者有合适的平箔弹性悬臂区,有利于进口楔形的形成。方案 3 和 4 因其平箔过窄和过短,承载能力均较低。另外还发现,在平箔和波箔组合方案一定的条件下,增加比压, $v_{\text{起}}$ 几乎线性增加,换言之,若增加线速度,则气膜能承受的比压几乎线性增加。这是因为本试验所涉及的线速度较低($v < 80\text{m/s}$),所以气体压缩性尚未起明显的作用^[5,6]。

(3) 应用试验

作为气体动压润滑的涡轮增压器轴承,对组合方式为六块平箔 1 和六块波箔 2(见图 10 和 11)的推力波箔轴承与径向波箔轴承,进行了试验。图 16 为增压器的轴承和转子组合(增压器叶轮外径 80mm)。

在室温下用压缩空气驱动增压器转子,转速 40000rpm,累积 20 小时,起停 40 次,轴承工作平稳,表面磨损轻微。

在室温下拆除压气轮,换上等重钢轴套,转速 80000rpm,推力轴承承受了来自涡轮端的单向推力作用,运转 8 小时,未见损坏。

用 3J1 作平箔波箔材料,进行了高温台架试验。增压器进气温度为 $400\sim 630^{\circ}\text{C}$,转速 70000 到 80000rpm,运转时间 2.5 小时。轴承工作平稳,并数次经受了喘振的考验。在温度

达 650°C 、转速 80000rpm 时, 运转 10 分钟后轴承因受高温, 材料失去弹性而损坏。

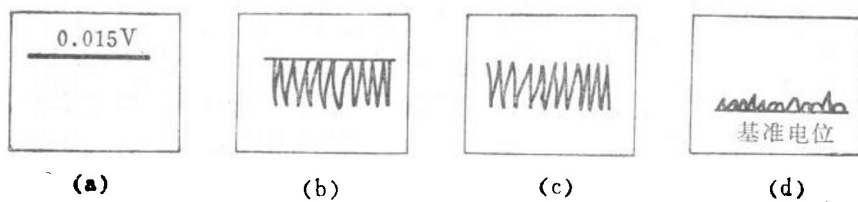
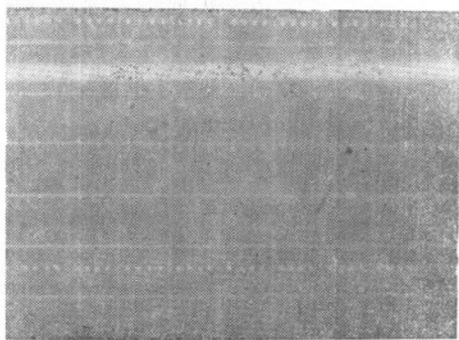
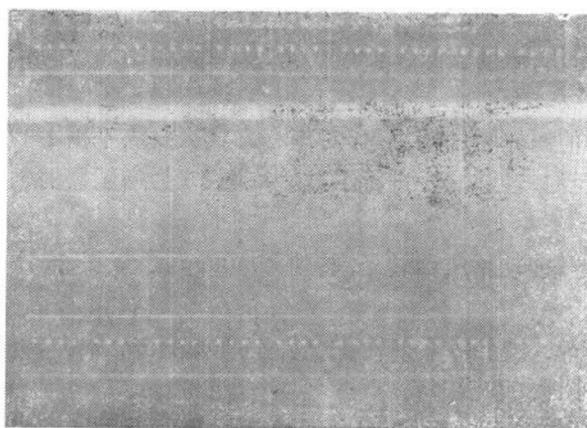


图 13



(a)



(b)