

环形气腔静压气体止推轴承的研究

韩 焕 臣

(航天工业部 13所)

摘要本文提出了一个孔式节流静压气体轴承的新方案。在固有节流孔的周围, 设一个环形气腔, 消除了小孔的扩散损失和轴承间隙中压力分布形面的凹陷现象。从而, 提高了固有孔节流轴承的静特性。同时, 由于改善了入口效果, 环形气腔轴承的动特性也较圆形气腔轴承为好。因此, 这种进气结构兼有固有孔节流轴承和圆形气腔节流轴承二者的长处。

文章对具有一个环形气腔的圆板形静压气体止推轴承, 作了理论分析和实验研究。以无因次量的形式给出了这种轴承的最优化参数选择方法, 也提供了实验方法和结果。

一、前 言

气体轴承是以粘性系数极小的气体作为润滑剂, 所以具有摩擦小的优点。但同时, 也具有负荷能力小、衰减系数小的缺点。如何发挥气体轴承的优点, 设法弥补其不足, 这是气体轴承应用研究的重要课题。现在, 许多气体轴承专家和研究者对此进行了卓有成效的研究。

本研究是在固有节流孔的周围设一个环形气腔, 用来控制负压的发生。以达到提高气体轴承静特性的目的。本研究以具有单一供气孔的圆板形止推轴承为例。对于在供气孔周围设有气腔的结构。进行了动态和静态性能的理论分析和实验研究。从研究的结果可知, 设有环形气腔的气体轴承和一般的固有孔节流的气体轴承相比, 静特性显著地提高了; 而和一般的具有圆形气腔的简单孔节流的气体轴承相比, 尽管轴承的刚度略有降低, 但是其稳定性提高了。从某种意义上说, 气体轴承的适用稳定区域扩大了。

二、动、静特性的理论分析

1. 基本分析

环形气腔轴承的示意图如图 1 所示。为了理论分析简化起见, 除使用一般流体力学分析时所采用的假设条件外, 还须假设: 气体从供气孔流入环形气腔时, 其压降按一般固有孔节流轴承的方法计算; 供气孔近旁小突台的粘性阻力可以忽略不计。

根据以上假设, 可写成如下雷诺方程:

$$\operatorname{div} \cdot \left\{ -\frac{ph^3}{12\mu} \cdot \operatorname{grad} \cdot P \right\} + \frac{\partial(ph)}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

其中: μ : 气体的动力粘性系数

h : 轴承间隙

P : 间隙内的压强

t : 时间

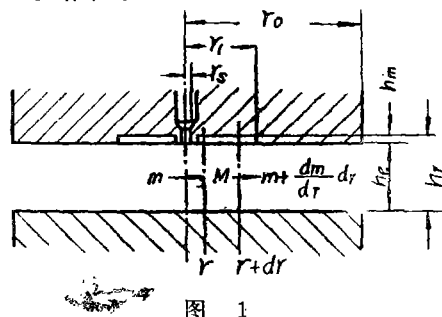


图 1

式 (1) 的导出和具体表现如下:

在图 1 所示的圆板形轴承中, 只考虑沿半径方向的流动。则半径方向的质量流量 m 可由下式给出

$$m = -\frac{1}{12\mu} h_1^3 \frac{dP}{dr} 2\pi r \rho \quad (2)$$

图 1 所示的环形气腔内控制体积的气体质量是

$$M = h_1 \rho 2\pi r dr \quad (3)$$

流入和流出控制体积的气体质量流量之差恰等于控制体积内气体的质量随时间的变化。

$$m - \left(m - \frac{dm}{dr} \cdot dr \right) = \frac{\partial M}{\partial t} \quad (4)$$

式 (2) 代入式 (4), 并进行无因次化得

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial P_I^2}{\partial R} \right) = 2\lambda \frac{R}{H_I^2} \frac{\partial}{\partial \tau} (H_I P_I) & (R_s \leq R \leq R_1) \\ \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial P_{II}^2}{\partial R} \right) = 2\lambda \frac{R}{H_{II}^2} \frac{\partial}{\partial \tau} (H_{II} P_{II}) & (R_1 \leq R \leq 1) \end{cases} \quad (5)$$

$$\text{其中: } H = \frac{h}{he_0}, \quad R = \frac{r}{r_0}, \quad P = \frac{p}{p_0}$$

$$\tau = \omega t, \quad \lambda = \frac{12\mu\omega}{p_0} \left(\frac{r_0}{he_0} \right)^2$$

下标 I 表示领域 I (气腔部分), II 表示领域 III (轴承的平面部分)。

为了求解式 (5) 所表达的基础方程式, 须利用流量连续和压强连续条件下得到的边界条件。同时还要对以上基础方程式和边界条件进行线性化处理。处理后的基础方程和边界条件如下:

基础方程式

$$\begin{cases} \frac{d}{dR} \left(R \frac{dP_{I0}^2}{dR} \right) = 0 \\ \frac{d}{dR} \left(R \frac{d(P_{I0}P_{I1})}{dR} \right) = -\lambda R \frac{P_{I2}}{H_{I0}^2} & (\text{领域 I}) \\ \frac{d}{dR} \left(R \frac{d(P_{I0}P_{I2})}{dR} \right) = \lambda R \frac{1}{H_{I0}^2} (P_{I0} + P_{I2}) \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \frac{d}{dR} \left(R \frac{dP_{II0}^2}{dR} \right) = 0 \\ \frac{d}{dR} \left(R \frac{d(P_{II0}P_{II1})}{dR} \right) = -\lambda R (P_{II2}) & (\text{领域 II}) \\ \frac{d}{dR} \left(R \frac{d(P_{II0}P_{II2})}{dR} \right) = \lambda R (P_{II0} + P_{II1}) \end{cases} \quad (7)$$

边界条件式

$$\begin{cases} R_s \frac{dP_{I0}^2}{dR} = -\frac{1}{H_{I0}^2} \Gamma P_s \Phi_0 \\ R_s \frac{d(P_{I0}P_{I1})}{dR} = -\frac{1}{2H_{I0}^2} \Gamma P_s \Phi_0 \left(AP_{I1m} - \frac{2}{H_{I0}} \right) \\ R_s \frac{d(P_{I0}P_{I2})}{dR} = -\frac{1}{2H_{I0}^2} \Gamma P_s \Phi_0 AP_{I2m} \quad (R = R_s) \end{cases} \quad (8)$$

$$B = \frac{heW_0}{\pi r_0^2 \rho_a} = -\frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} \int_{R_s}^{R_1} P_2 R dR d\theta$$

$$= -2 \left(\int_{R_s}^{R_1} P_{12} R dR + \int_{R_1}^1 P R dR \right) \quad (18)$$

2. 数值计算实例

采用上述基本解析的结果，对只有一个进气孔的环形气腔静压气体止推轴承的各种特性进行了计算。计算是用大型电子计算机进行的。计算的结果作成曲线，表示于图2—13。

图2所示的是轴承的无因次刚度。另外，为了相互比较起见，在图3和图4中还同时列出了固有孔节流气体轴承、圆形气腔气体轴承及环形气腔气体轴承三种不同节流方式或入口形式的静特性。从图2可以看出，环形气腔轴承的刚度显著地受着气腔半径的影响。供气压强 P_s 一定的话，随着 Γ 值的减小，其影响逐渐地减小。此外，从图3和图4可以看出，环形气腔静压气体止推轴承的负荷能力和静刚度与具有同样尺寸的气腔的圆形气腔节流轴承相比较稍有降低。但是，由于增加了环形气腔，与固有孔节流轴承相比负载特性是明显地提高了。因为固有孔节流轴承与圆形气腔节流轴承的轴承特性系数 Γ 的定义有所不同，因此。两者的特性作直接的比较是不太方便的，要根据具体的轴承参数进行计算。然而，最低限度来说，在相同的气膜间隙的条件下。环形气腔轴承的进气孔径可以大一些，这对加工来说是方便了。图中的缩写 A·P·C 表示环形气腔轴承，I·C 表示固有孔节流轴承，O·C 是表示圆形气腔节流轴承。

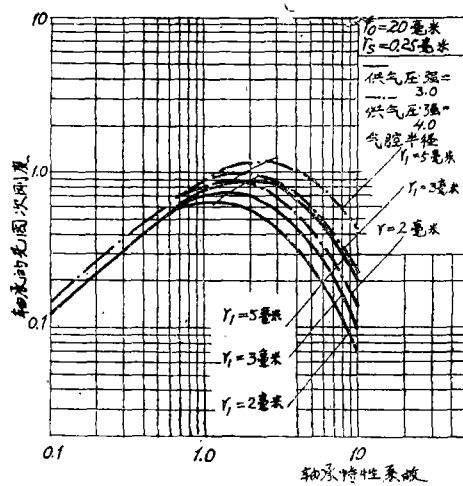


图 2

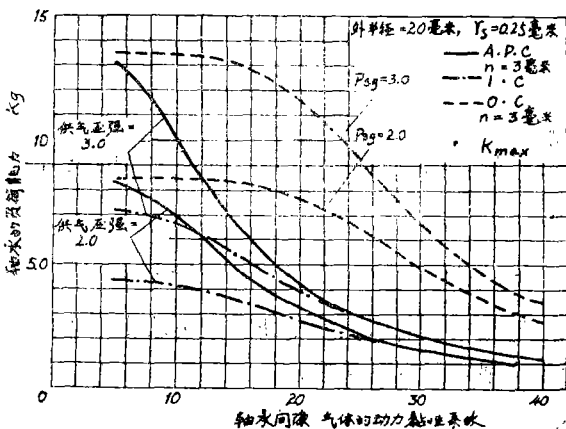


图 3

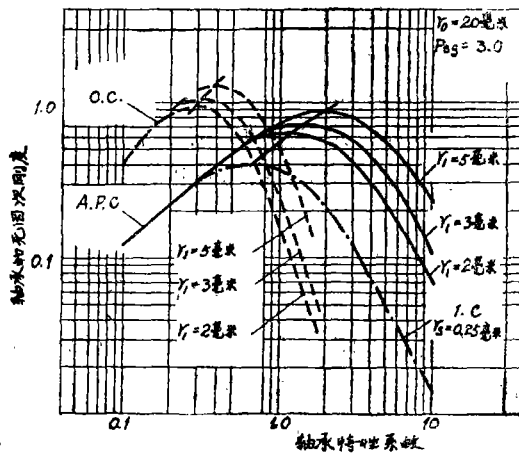


图 4

关于轴承动特性的数值计算的结果，表示在图5~10中。图5表示了供气压强对弹簧常数 K 的影响；图6所示出的是气腔半径对 K 的影响。这里出现了一个反常现象，气腔的半径越小， K 却越高。这是由于气腔内的压缩性引起的， K 受了压缩系数 λ 的影响。在此计算例中，取 λ 为常值5的缘故。图7表示的是气腔深度对于弹簧常数 K 的影响。气腔深度 h_m 越深，由于压缩性的影响，压强变化的相位迟后于气隙的变化， K 值变小。图8~10中示出了供气压力 P_{sg} 、气腔半径 r_1 以及气腔的深度

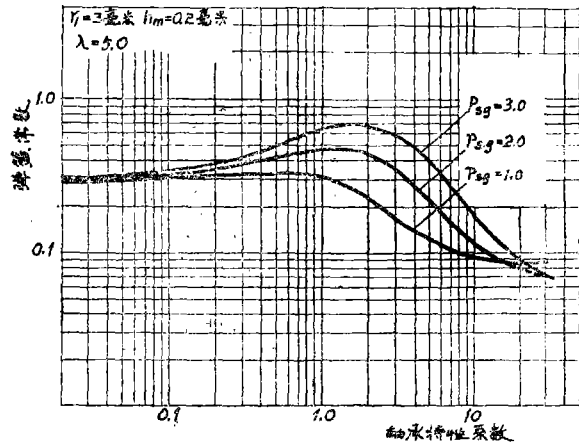


图 5

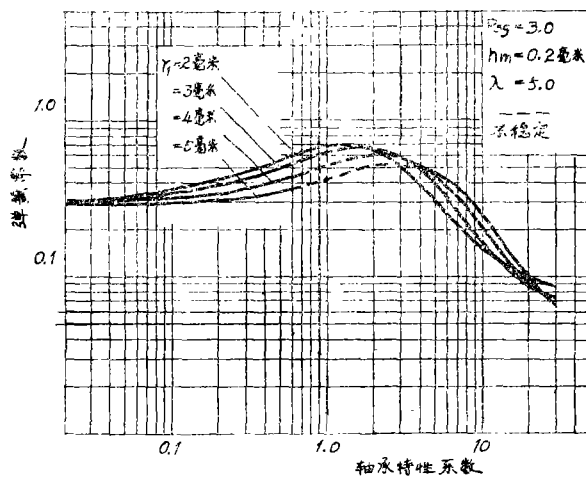


图 6

h_m 等对衰减系数 B 的影响。从图8和图9可以看出：供气压强 P_{sg} 越低、气腔半径越小则衰减系数 B 就越大。另外，图10所表示的是 $B \sim \lambda$ 特性，从这条曲线可知，在 λ 的值不太大时， h_m 越深， B 就越小。所以我们在设计轴承时，必须特别注意选择气腔的深度，过深将造成不稳定。

其次，为了比较环形气腔轴承和具有同样轴承参数的圆形气腔轴承的动特性，将两种轴承的弹簧常数、衰减系数及稳定范围的计算结果示于图11~13中。关于弹簧常数 K 。环形气腔轴承略低；至

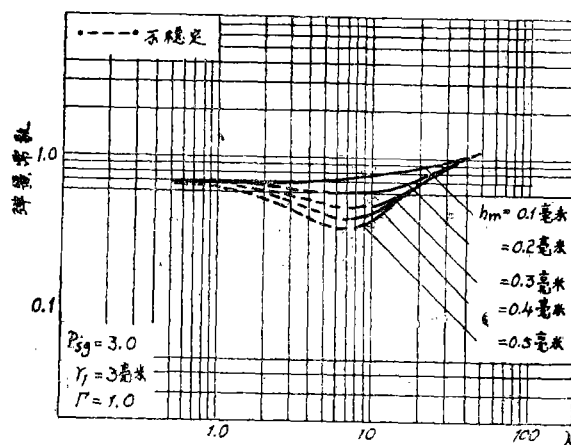


图 7

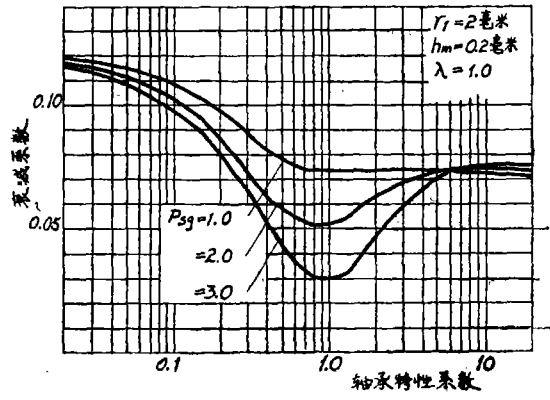


图 8

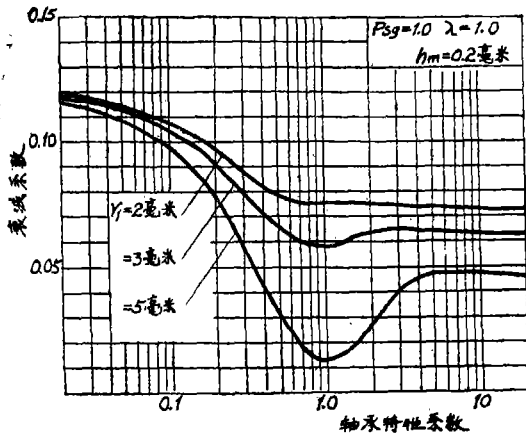


图 9

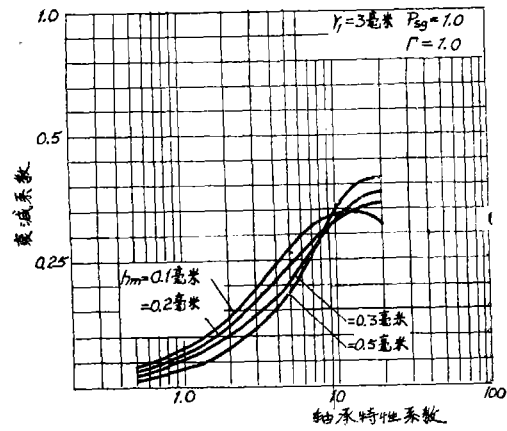


图 10

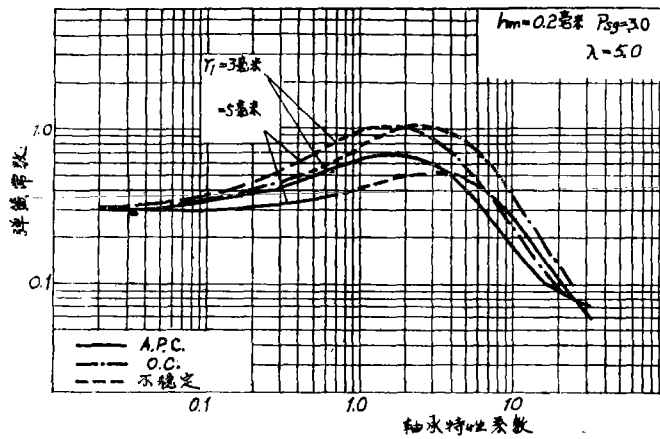


图 11

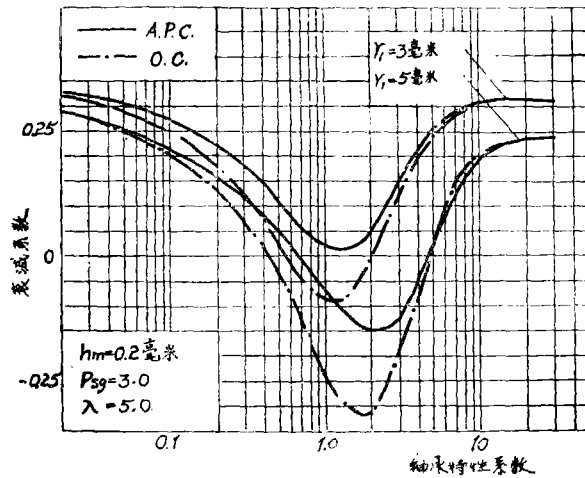


图 12

于衰减系数 B ，明显地受到压缩系数 λ 的影响，当 λ 的值比较小时（比如， $\lambda < 1$ 时，）气腔半径不大时，环形气腔轴承的 B 值要比圆形气腔轴承的高。随着 λ 的值逐渐增大，图12所示的两种轴承的 $B \sim \Gamma$ 特性曲线的距离越发拉开。另外，关于稳定范围，只要气腔的深度 h_m 不太深，环形气腔轴承的稳定范围要比圆形气腔轴承的要大。从图13可以清楚地看到，当气腔的深度为0.5毫米时，对 λ 的稳定范围加宽了；而当深度为0.2毫米时，不仅对于 λ ，对于 Γ 来说，稳定范围也加宽了。如果从静特性来说，气腔的深度取0.2毫米就已是足够了。因此，事实上完全可以说，环形气腔轴承的稳定范围比圆形气腔轴承扩大了。

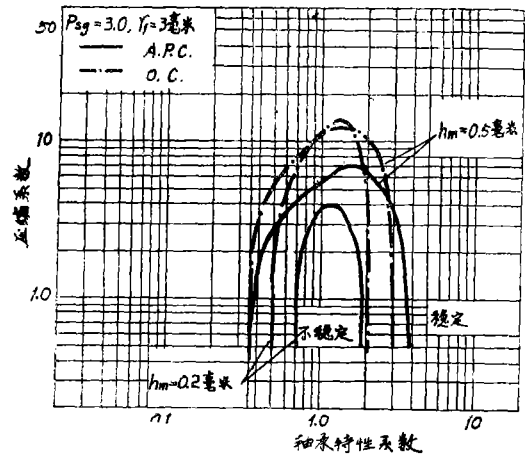


图 13

数值计算时所取的轴承参数是：外半径 r_o 为20毫米进；气孔的半径 r_s 为0.25毫米。

三、实验研究

1. 实验装置与实验方法

在本研究中，关于环形气腔轴承的静特性和动特性作了如下实验，即：测定了静压强分布、负荷能力、动刚度（弹簧常数）、衰减系数以及稳定范围，实验所用的气体是常温下的空气。

压强分布测量所使用的装置 I 示于图14。负荷能力、弹簧常数以及稳定范围和衰减系数是采用图15所示的装置 II 测定的。在进行压强分布的测量时，气隙的给定和控制是极重要的，直接关系到测量的准确性和可靠性。本实验中轴承间隙是用三条缝隙塞规给定的。塞规的弹性变形会给实验带来误差，为了使这种误差在最小限度内。加在主轴上的配重 Γ 的大小必须由计算确定，使之略大于负荷能力。

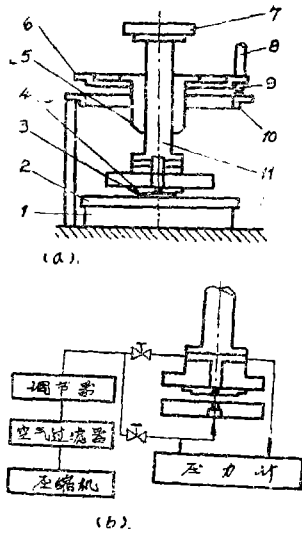


图 14

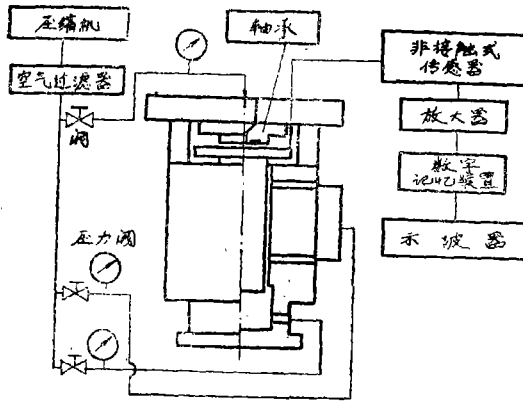


图 15

轴承负荷能力、弹簧常数、衰减系数及稳定范围的测量采用图15所示的实验装置II进行。由实验测出各种轴承参数条件下的对数衰减率、自由振动频率，从而就可以求出弹簧常数和衰减系数。

图16所示的是试验轴承模型的各种参数，轴承模型共六个，外半径均为20毫米，进气孔半径均为0.25毫米，其它全部参数也都示于表中。

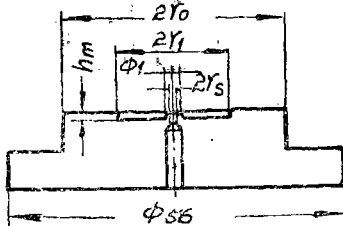


图 16

model No.	r_0 (毫米)	r_1 (毫米)	r_s (毫米)	h_m (毫米)
1	20	0.25	2.0	0.112
2	20	0.25	2.0	0.482
3	20	0.25	3.0	0.172
4	20	0.25	3.0	0.495
5	20	0.25	5.0	0.185
6	20	0.25	5.0	0.435

2. 实验的结果与讨论

实验的结果示于图17~21中。关于压强分布，如图17所示那样，实验的结果和理论值非常一致。气腔内气体的压强，如所期望的那样，几乎保持一定值。同时，就压强分布的规律所见，没有出现固有孔节流时出现的压强分布形面的凹陷部分，完全是粘性支配的层流。其次，本研究所使用的试验模型，正如图16所示，在进气孔的周围由于工艺的原因残存有直径为1毫米的小突台部分。但是实践证明。这对

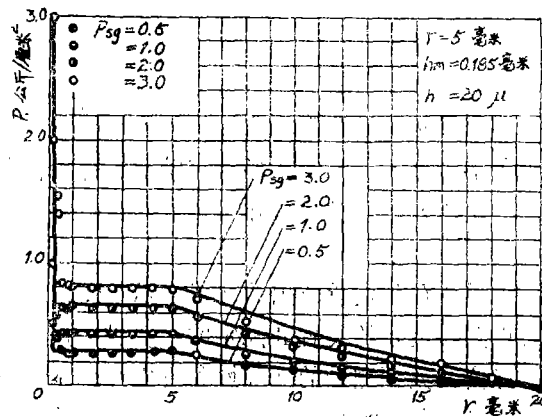


图 17

于压强的分布几乎不存在什么影响。实验中没有发现因为这部分造成的压强形面凹陷，粘性阻力可以忽略不计。另外，关于气体流入气腔时的压强降低，完全可以按一般固有孔节流轴承的计算方法来计算。这一点，通过实验也得到了证明。

图18示出了环形气腔轴承的负荷能力的实验结果。可以看出，负荷能力的理论值和实验值也是很一致的。曲线是其中的一例，在另外的条件下和对于其他的轴承参数，也得到了同样的结果。曲线在此从略。

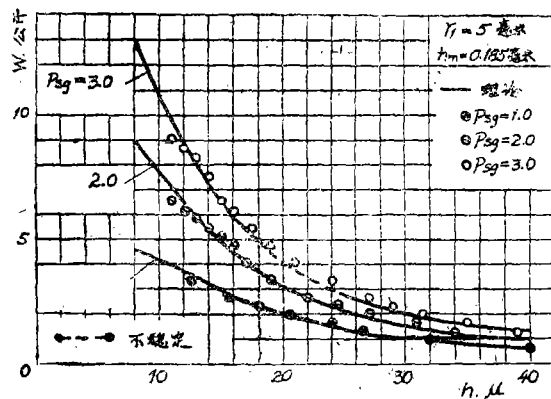


图 18

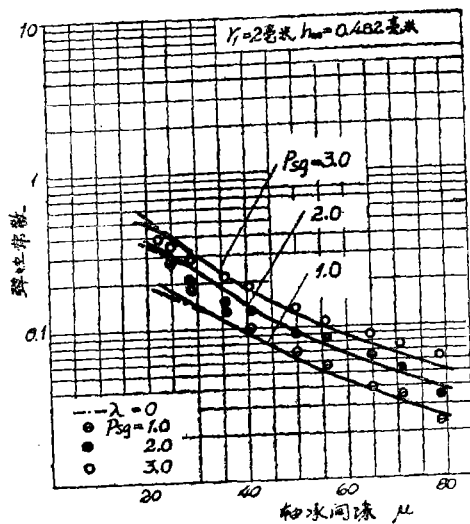


图 19

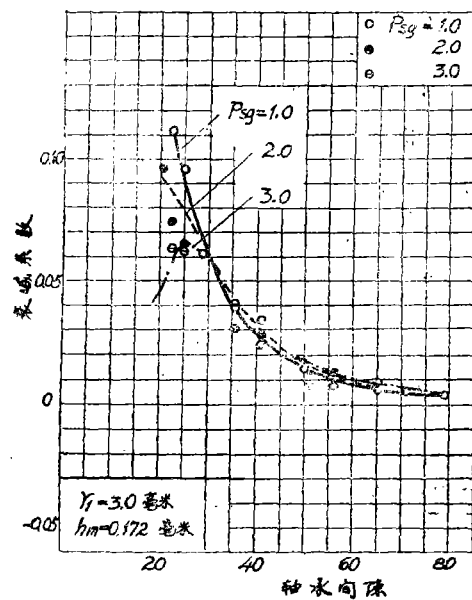


图 20

图19~20的曲线是轴承的弹簧常数和衰减系数的结果：关于稳定范围示于图21中。图中的实曲线表示理论值，点代表实测值。在图19中，点划线代表 $\lambda = 0$ 的情况，即静刚度；而实践是代表某一固有振动频率条件下的理论动刚度。从图19可以看出，弹簧常数的理论值和实测值是很一致的。关于衰减系数 B ，如图20所示，实验值和理论值可以说是一致的，但是，在条件接近不稳定状态的时候，理论值和实验值会有一些差异。定性地说，两者还是较一致的。从而，确认了理论分析方法的合

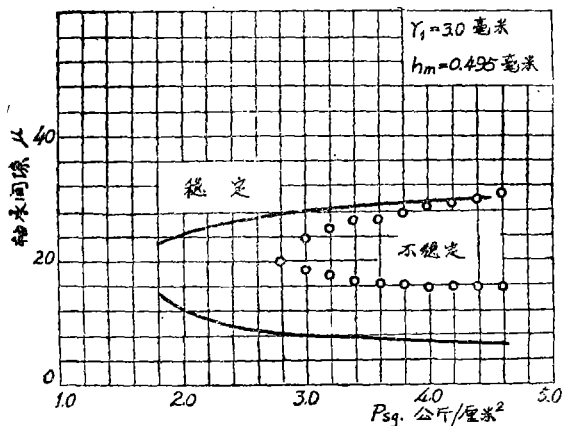


图 21

理性。

图21是稳定范围的理论值和实测值，值得庆幸的是实验所得到的不安定区域的大小总是小于用计算方法所得到的数值。也就是说，以理论计算的结果作为设计基准，是安全而可靠的。

四、结 论

根据理论分析和实验研究的结果，可以得到如下结论：

1. 气体在流入环形气腔时，可以采用一般固有孔节流轴承的计算方法进行计算：在进气孔附近残留的工艺小突台部分的压强形面凹陷和粘性阻抗可以忽略不计。

2. 环形气腔轴承与具有深气腔的圆形气腔节流气体轴承同样，气腔内的压强和位置无关，几乎保持不变。此外，在本研究中，没有出现间隙起始部的压强分布凹陷，轴承间隙内的流体流动可以认为完全是粘性流动占主导地位的层流。因此，环形气腔轴承的负荷能力和刚度比固有孔节流气体轴承的要大。

3. 当气腔的容积增大时，有可能使衰减系数变为负值，出现自激振荡现象。但是，这种振动可以借助于减小气腔的半径或深度来消除。也就是说，通过改善轴承的入口效果，达到了改善气体轴承动态、静态特性的目的。本研究中，通过理论分析和实验研究证明了这一方案是可行的。如果改善气腔的形状会取得更加良好的效果，这方面有待今后继续研究。

参 考 文 献

- [1] 矢部宽、森美郎；《日本机械学会论文集》45 No.389.
- [2] 森淳畅；《气体轴承の理论と设计およびその応用》1973.
- [3] 佐藤一辉；《京都大学大学院博士论文》1976.
- [4] Mori.H., Miyamats.y.; ASME Paper, No.68-Lubs-2, JuLy, 1968.

注：本研究是在日本京都大学森美郎教授指导下完成的，曾在日本润滑学会气体轴承研究会报告发表。