

液 压 传 动

第 二 辑

(译 文 集)

前 言

为了适应我国液压技术发展的需要，我们遵循毛主席“洋为中用”的方针，又编译了《液压传动——第二辑》。本书是我组编译出版的《液压传动——油泵、油马达专辑》的续集，选择了国外近几年来有关滑阀、菌状阀、电-液伺服阀及仿型系统、大功率传递系统等方面文章10篇，供有关人员参考。

遵照毛主席“批判地吸收外国文化”的教导，我们在编译过程中曾作了一些删改，但由于我们思想水平和业务水平不高，在内容选择和译文质量方面都存在不少问题，希读者批评指正。

目 录

滑阀的基本特性.....	(1)
用实验方法确定滑阀上的轴向液动力.....	(27)
菌状阀的稳定性.....	(35)
分析液压特性的一种新方法.....	(57)
新型换向阀.....	(70)
电-液伺服阀的现状.....	(75)
LuKas-Rapid型快速回程油缸	(104)
滑阀控制的随动和仿型系统.....	(115)
传递大液压功率的动力问题.....	(146)
移动式液压动力装置.....	(165)

滑 阀 的 基 本 特 性 *

1、前 言

1948年我们在设计新的自动化机床时，就开始对液压传动装置的研究，1950年试制了液压仿型装置的精密换向阀，1953年制成同原理的二元仿形液动装置。当时由于液压元件未达到标准化，因此机床设计工作者仍设计专用机床、连续自动工作机床的进刀控制装置。全液压连续自动工作机床于1954年才制成。1954年日本液压工业会开始进行工作，初步奠定了标准液压元件生产的基础。

1960年开展了对数字控制机床的研制，电—液伺服阀、电—液脉冲马达等也相继出现。以后，液压元件的研制工作停滞不动。但随着标准液压元件的广泛使用，促进了机床液压装备率的扩大。近年来，正致力于液压马达用于多工序自动数字控制机床的主轴驱动及用于程序控制的电磁式流量控制阀和压力控制阀等项目的研制工作。

如果机床制造技术和液压元件制造技术很好结合，努力提高液动装置的性能与基础研究，将有可能得到新的应用和研制独创的机械。

在机床液压元件中滑阀是作为方向切换、伺服机构和复合控制用的基本元件。几年来对滑阀进行了一系列与流量特性有关的基础分析、实验、应用等方面的研究工作。这些研

* 阿武芳朗·秋山仲幸，“スプール形案内弁の基本特性”，《不二越技報》，Vol.27, No.1, 1971, pp.3~15

究尚未完成，特别是在应用方面，研究的范围还很狭窄。现将有关内容介绍如下，以供参考。

2、直角棱边滑阀的流量系数

滑阀式流量控制阀可作为压力平衡可调节流孔来使用。设 $a(x)$ 为滑阀开口最小断面积， x 为阀芯的轴向位移，若适当地设计阀芯棱边或阀套开口，便可以任意选定 $\partial a(x)/\partial x$ ，（参照图1）。但是，阀套开口的精密加工一般是很困难的，所以，除精密伺服阀外，广泛采用加工阀芯棱边的方法。

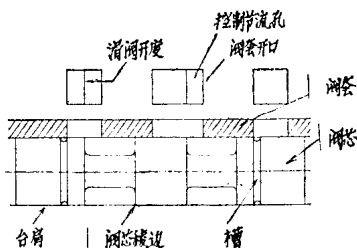


图1 有关滑阀的名称

设滑阀节流口前后的压力差为 Δp ，则通过滑阀的流量为：

$$Q = C_q a(x) \sqrt{2\Delta p / \rho} \quad (1)$$

式中 Q ：流量， C_q ：流量系数， ρ ：工作油的密度，但作为流量控制阀，希望 C_q 为定值。本文针对各种不同的阀芯棱边，论述滑阀的压力和流量特性。

2.1 分 析

直角棱边滑阀的 $\partial a(x)/\partial x$ 很大，能应用于伺服阀，这里用公式（1）求出流量系数。

以前，流量系数均从实验中求得⁽¹⁾⁻⁽³⁾，很少从理论上说明其机理。而这些理论一般都忽视流体的粘性。以下，采用数值解法并考虑粘性影响，阐述其理论解⁽⁴⁾。

流量系数一般用流体通过节流口时液流发生收缩而产生的收缩系数 C_c 和由于粘性等原因的损失而引起的速度系数 C_v 的乘积来表示。首先, 作为收缩系数, 考虑滑阀内的一个节流孔在求解节流口处的流动过程中求出流函数的分佈。其次, 速度系数等于: 考虑粘性的纳维—斯托克斯公式所求得平均流速和忽视粘性并根据切换阀出入口间的静压差, 用伯努利公式所求得平均流速的比值。这里, 当阀内的流速足够大的情况下, 惯性项大于粘性项, 可用忽视粘性项的理论, 即势流理论, 用保角变换法⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾计算收缩系数。

将滑阀内的流动作二元近似, 把纳维—斯托克斯运动方程式作差分变形, 并用缓和法⁽⁸⁾求出流函数分佈。其一例见图 2 所示。(a) 是流函数 ψ 的分佈⁽⁹⁾⁻⁽¹⁰⁾, (b) 是旋(涡)度的 Ω 分佈, (以无因次表示)。

速度系数当滑阀开度(x)和阀芯与阀套之间的间隙(Cr)相等时, 可以用图 3 的二元放射状流动模型分析求得。

$$V_\theta = 0, \quad V_r = -\frac{v}{r} F(\theta) \dots\dots\dots (2)$$

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_\theta \frac{\partial V_r}{r \partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \dots\dots\dots (3)$$

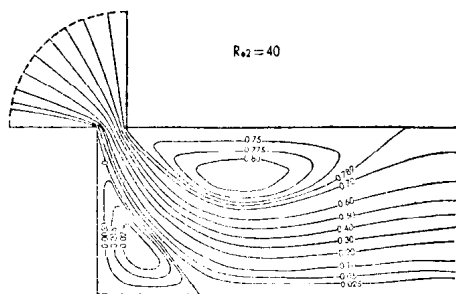
$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + V_\theta \frac{\partial V_\theta}{r \partial \theta} + \frac{V_r V_\theta}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{r \partial \theta} \dots\dots\dots (4)$$

以上式中消去 V_θ , V_r , p , 则得,

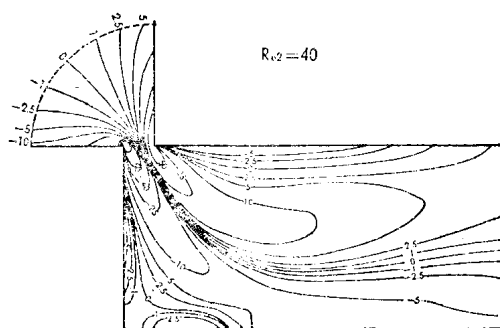
$$\frac{d^2 F}{d\theta^2} - F^2 + 4F + K = 0, \quad K = \frac{r^3}{\rho v^2} \cdot \frac{\partial p(r, \frac{\pi}{2})}{\partial r} \dots\dots\dots (5)$$

设单位厚度的流量为 q , 则得

$$q = - \int_0^\pi 2 V_r r d\theta = v \int_0^\pi F(\theta) d\theta \dots\dots\dots (6)$$



Ψ 的分布
(a)



Ω 的分布

图2 $X \gg Cr$ 情况下流函数及旋度的分布

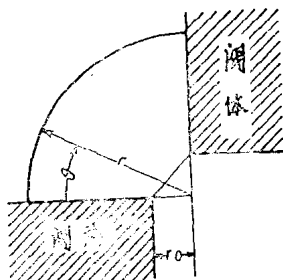


图 3 $X=C_r$ 时滑阀入口邻域

出口侧平均流速及流道出入口间的平均压差

$$\bar{V}_e = \frac{1}{\sqrt{2}r_0} v \int_0^{\pi/2} F(\theta) d\theta \dots\dots\dots (7)$$

$$\overline{\Delta P_s} = \frac{\rho v^3}{2r_0^2 q} \int_0^{\pi/2} F(\theta) [K + 4F(\theta)] d\theta \dots\dots\dots (8)$$

式中 $\overline{\Delta P_s}$ 是静压差的平均值。速度系数 C_v 为：

$$C_v = \frac{\bar{V}_e}{\sqrt{2g \frac{\overline{\Delta P_s}}{\gamma}}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\frac{q}{v} \right)^{3/2} \frac{1}{\sqrt{\int_0^{\pi/2} F(\theta) [K + 4F(\theta)] d\theta}} \dots\dots\dots (9)$$

其次， $X \gg C_r$ 时，有必要再用缓和法进行数值解法。按照以上方法所求得的 C_c , C_v 如图 4 所示。另外，流量系数以及 Von Mises 所求得的结果(5) 也表示在同图中以供参考。所示的收缩系数是与具有滑阀同样形状的节流口处采用保角变换法求得的。 $X=C_r$ 的场合为 0.74, $X \gg C_r$ 的场合为 0.67。因此，在粘性流体的场合里，当 $Re \rightarrow \infty$ 时，逐渐接近势流，故记入同图中。以上所述均对 C_c , C_v 作定

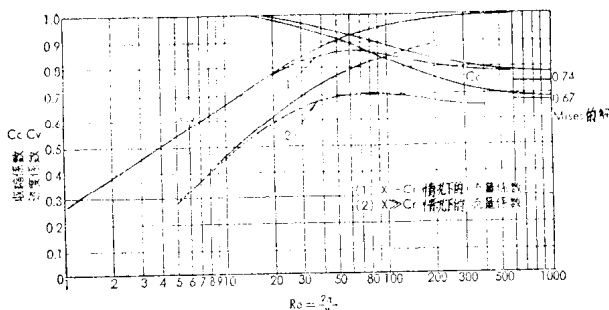


图 4 理论上求得的流量系数

性分析，若将 C_c , C_v 对 Re 建立函数关系⁽¹¹⁾，从图 4 可得某种程度的定量分析。式中 $Re = 2Q / v \pi d_s$ ：雷诺数， d_s ：阀芯直径， v ：工作油运动粘性系数。

2.2 流量系数的测定值和计算值

制造高精度二通阀拟作为直角棱边滑阀的模型，测定其流量系数。实验装置系统见图 5 所示，实验条件见表 1 所示。将整个阀置于油槽内以控制温度，阀内温差控制在 $\pm 2^\circ\text{C}$ ，

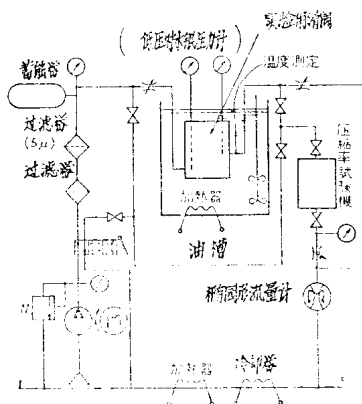


图 5 实验装置系统图

表 1、

实 验 条 件

液 压 工 作 油	飞马牌 DTE 轻油*
油 温	$40 \pm 2^\circ\text{C}$
实 验 压 力 范 围	$0.02 \sim 140$ 公斤/厘米 ²
阀 的 开 度	$0 \sim 300\mu$
阀套与阀芯的间隙(Cr)	$10, 15, 29.5\mu$ (半径)
运 动 粘 性 系 数 (ν)	27.0 ± 0.5 毫米 ² /秒
重 度 (γ)	0.88×10^{-6} 公斤/毫米 ³

出口压力等于大气压。图 6 表示实验用滑阀模型的二通阀。

为了消除阀芯和阀套节流口处的偏心，A 和 B 两部份的配合间隙为 $0.5 \sim 1\mu$ 。

棱边圆弧半径小于 2μ ，并在阀套外缘中间开槽，以便使工作油均匀地流入。将千分表固定在阀套上，测定出阀芯和阀套上端的高度差，便可算出滑阀的开度。滑阀内油的流动方向如图 6 所示，即使在反方向流动的场所也没有显著不同。流量系数用下式求得。

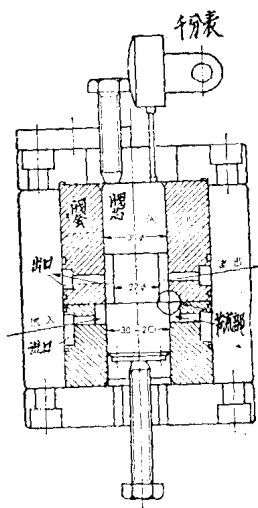


图 6 实验用滑阀模型

$$Cq = Q / \pi q_s \sqrt{X^2 + Cr^2} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\gamma}}$$

$$\Delta P = P_1 - P_2 \dots \dots \dots (10)$$

式中： P_1 ：进口压力， P_2 ：出口压力，测定结果见图 7。

* 飞马牌 DTE 轻油相当于国产 22 号汽轮机油——译注

在同图中记入计算结果，理论曲线(1)是 C_q 的最大值，曲线(2)是 C_q 的最小值，实验值大致上是在上述两值之间。

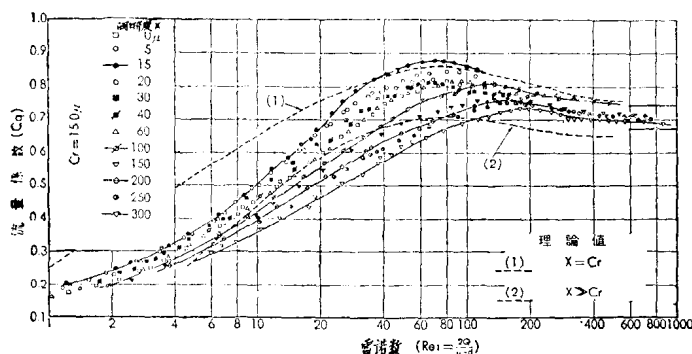


图7 流量系数的测定值

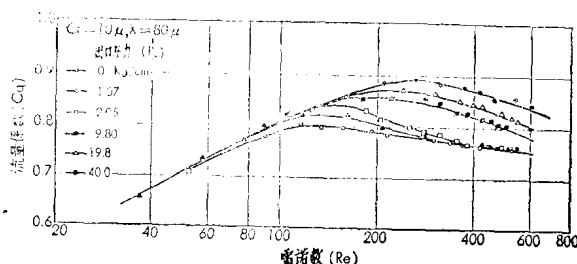


图8 出口压力变化而引起的流量系数的变化

2.3 背压对流量系数的影响（气蚀发生条件）

以前，背压全部作为大气压，一直假设 $P_2 = 0$ ，但背压一上升，滑阀棱边部的压力 P_e 和背压 P_2 就不等，有必要考虑 ΔP 为 $P_1 - P_e$ 因为难于测定 P_e ，所以仍设 $\Delta P = P_1 - P_2$ ，而使 C_q 值变化。

在图5中用回油管道中的节流阀调定背压，每调定一次，就保持背压不变，通过改变进口压力求出流量系数。其测定

结果示于图8。如将此结果与图7比较,则背压一提高,流量系数就全部上升,极大值亦上升。

其次,阀芯棱边部工作油的流速,通常每秒达10~200米,可以预料这部份的压力是相当低的,特别是使节流处的压力下降位于中心。图9示出阀内压力分布的测定结果,实验方法如10所示,设置8个压力测定孔呈螺旋状分布,测定稳定状态的压力。背压为6公斤/厘米²,横座标为阀芯棱边顶端向内测定的距离。

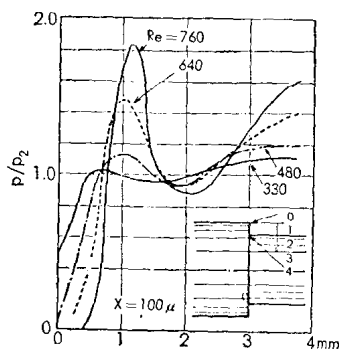


图9 滑阀内压力分布测定结果

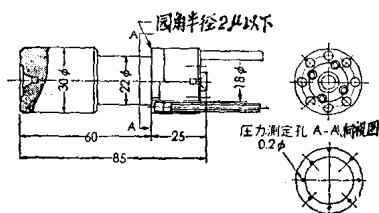


图10 压力分布测定装置

边附近的压力低于大气压,实际上,最低压力就更低。

我们曾对长时间放在空气中的工作油进行测定,它的空气溶解度可达6.8~7.5%,由于空气分离,绝对压力为0.87~0.95公斤/厘米²。所以阀内压力稍微低于大气压时,就会发生气泡,这现象称为汽蚀。如果在滑阀棱边附近局部发生汽蚀,则工作油的压缩率显著上升,压力波的传播速度(音速)降低⁽¹²⁾,因此汽蚀时,工作油的流速不可能大于音速,

流速在该临界流速⁽¹³⁾以下。故汽蚀发生，流量就降低。

图11表示在研究室里测定的工作油的空气含量和音速的关系。

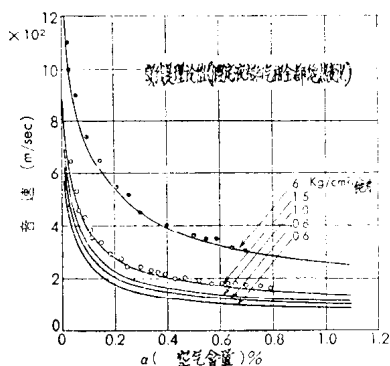


图11 空气含量和音速的关系
(20千赫的音速测定)

发生汽蚀时的空气含量大多数高于10%，这种场合的音速小于100米/秒。实线为假定气体液体作为整体受到绝热压缩的理论解，实验值为测定20千赫/秒的超声波音速的值，两者相当吻合。理论上音速 a 用下式表示：

$$a = \sqrt{\frac{1}{(1-\alpha)P\rho_0} \cdot \frac{P}{\alpha + (1+\alpha)\beta_0 P}} \dots\dots\dots(10)$$

式中： P ： 压力（绝对） α ： 空气含量（体积%）
 β_0 ： 工作油的压缩率，
 ρ_0 ： 工作油密度，

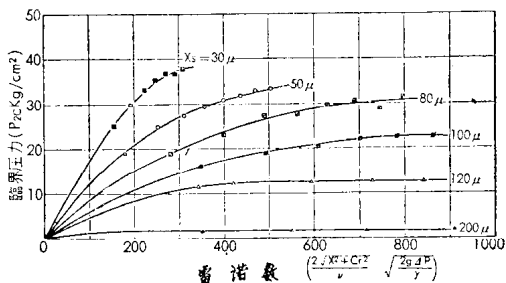


图12 雷诺数与临界压力的关系

如果使滑阀的背压上升到不发生汽蚀，即使再提高背压，若压差为定值，也不会使 C_q 受到影响。把这样的背压下限称为临界压力 P_{2c} ，横坐标表示 Re ，见图12所示。 $X=30\mu$ 时， $Re=300$ ，即使把背压提高到 40 公斤/厘米²，还是有汽蚀发生， $X=200\mu$ 时，通常不发生汽蚀。

3、锥形台肩滑阀的流量系数

3.1 分析

直角棱边滑阀 $\partial_a(x)\partial_x$ 很大，要使其小一点，所以对阀芯和阀套进行了种种研究。因为锥形台肩的轴是对称的，不仅容易加工，而且，在流动分析时可以用二元近似。根据流动方向，可将经过锥形部份的流动区分为扩散流动和收缩流动两部份。锥形台肩滑阀是由第2节所述的节流孔口和锥形缝隙所组成。这里，两者一并进行分析。 Re 大时，由节流孔口出流所支配， Re 小时，由缝隙流动所支配，两者的中间部为过渡区。详见参考资料⁽¹⁴⁾。

3.1.1. 节流孔口

锥形台肩部作二元近似，则如图13所示。

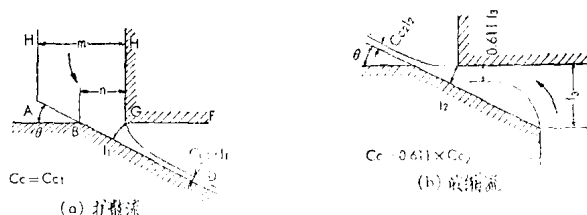


图13 收缩系数 C_c 的计算

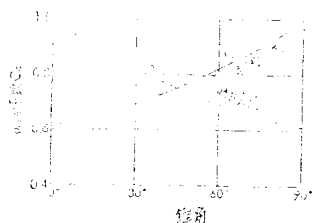


图14 锥形台肩滑阀的收缩系数。(用保角变换法解)

关于沿HABDGH边界流动问题,用保角变换法所求得的 $n/m \rightarrow 0$ 情况下,收缩系数 C_c 和锥角 θ 的关系见图14所示。扩散流时 $C_c = C_{c1}$, 收缩流时,当 θ 值较小时, $C_c = 0.611 C_{c2}$ 。

3.1.2 锥形缝隙

图15中,在入口 GJ 处流速均匀分佈的二元流,至势流消失点 P 为层流起始段,点 P 以后到 KD 为充分发展了的定常流,此后为来自壁面的射流(15),流入阀室。

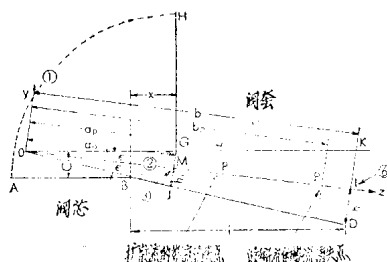
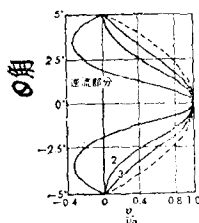


图15 扩散流和收缩流的分析

(a) 扩散流

在扩散流中,如果 Re 增大,则在图16所示的壁面上产生逆流,从而引起脱离(16)。这里, $Re_3 = 2U_0 h / \nu$, U_0 : 最大流速, h : 锥形部份的最小高度。理论上,仅处理脱离

发生之前的一段流域，脱流后的流域按照紊流理论处理。层流起始段的流动，可以解简化的纳维—斯托克斯运动方程式的边界层方程式来求得。



扩散流的速度分布 锥角 10°

(1) $Re_3 = 870$ (2) $Re_3 = 234$ (3) $Re_3 = 119$

图16 虚线是泊稷叶流(抛物线)

(b) 收缩流

收缩流不会引起脱流，所以不必象扩散流那样去注意。而节流孔口脱流收缩后的流，在滑阀的背压足够高的情况下，不会发生汽蚀，压力便恢复起来。而当背压低时，便发生汽蚀，动能不转换成静压而消失。而在扩散流，因为流速随着 Z 的增大而减小，所以下流侧的静压就增高，此流程由于粘性摩擦阻力，引起压力阻失，根据两者的关系，决定 $\partial p / \partial z$ 或者是正，或者是负。

3.1.3. 实验值比较

图17表示锥角 $2\epsilon = 4.5^\circ$ 的扩散流的实验值，此数据是保持背压为大气压以及48公斤/厘米²时的测定值。由于有缝隙流动，故 Re 小时， C_q 也小。由于 Re 变化很大，所以 $X = 2$ 毫米情况下的理论值也记在同图中。 $Re < 213$ 时， $\partial p / \partial z < 0$ ； $Re > 213$ 时， $\partial p / \partial z > 0$ 。根据上述理论， $\partial p / \partial z > 0$ ，

且出口为大气压的情况下,也会发生汽蚀,压力就不会恢复。
在 $Re > 213$ 时,以实线表示, $Re < 213$ 时,用虚线表示,说明实验结果。

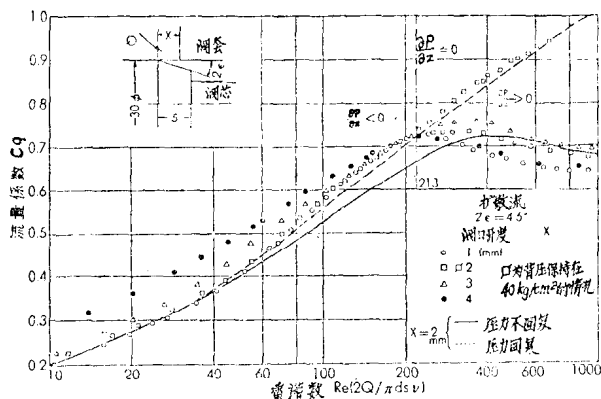


图17 锥形台肩滑阀的流量系数

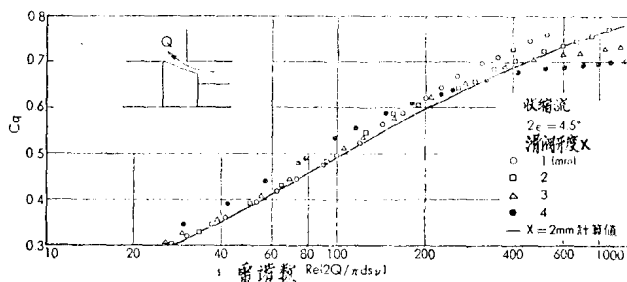


图18 锥形台肩滑阀的流量系数

如果提高背压,即使 $\partial p / \partial z > 0$,汽蚀也不会发生,能够得到考虑压力恢复的近似于理论解的实验值。 $2\epsilon = 4.5^\circ$ 的收缩流场合的实验结果示于图18。这种场合常常是 $\partial p / \partial z < 0$, 可得出考虑压力恢复的理论解。图中的实线是 $X = 2$ 毫米时