

压缩机 气阀设计与 力学原理

DESIGN AND
MECHANICS
OF
COMPRESSOR
VALVES

美 W·索德尔著 ●
王迪生译 ●

5

西安交通大学出版社 ●

内 容 提 要

《压缩机气阀设计与力学原理》是美国 Purdue 大学 W. Soedel 教授为 1984 年第七届国际压缩机工程学术会议举办的《气阀设计》短训班编写的教材。这是作者在综合十几年来国际上 200 多篇气阀研究论文的基础上，加上自己的气阀研究成果和丰富经验而编写成的。本书系统而通俗地介绍了作者对气阀设计的一些观点和方法，包括气阀设计的基本步骤、计算、实验、气阀可靠性、噪声、容积损失、能量损失、计算机模拟和最优化等，也介绍了一些气阀研究的专题成果。

本书可供从事压缩机设计研究和运行的工程技术人员使用，也可供高等院校有关专业的师生参考。

DESIGN AND MECHANICS OF COMPRESSOR VALVES

by Dr. Werner Soedel

压缩机气阀设计与力学原理

[美] W. 索德尔 著

王迪生 译 束鹏程 校

责任编辑 早 雪

西安交通大学出版社出版

(西安市咸宁路 28 号)

西安交通大学出版社印刷厂印装

陕西省新华书店发行 各地新华书店经售

*

开本 787×1092 1/32 印张 6.375 字数 131 千字

1986年10月 第一版 1986年10月 第一次印刷

印数：1—2000 册

统一书号：15340·092 定价：1.55 元

译者序

气阀设计是压缩机设计最重要的环节之一。随着科学技术的迅速进步，对现代压缩机气阀的工作效率和可靠性提出了越来越高的要求。遗憾的是，目前国内气阀设计制造水平，仍然无法完全改变压缩机工程中气阀寿命短和工作效率低的技术落后局面，故气阀一直未能脱掉“易损件”的帽子。正是为了提高气阀工作效率和使用寿命，世界各国压缩机行业都曾经并且还继续在气阀的研究工作中投入较大的精力和物力。

美国 Purdue 大学 Herrick 实验室，不但是美国国内培养压缩机专业工程师、高级专门技术人才和进行压缩机科研工作的中心，也是世界公认的压缩机工程研究和技术交流中心，自 1958 年以来，在压缩机工程的各个方面都做了许多深入的研究工作。到 1984 年，先后公开发表压缩机方面有关的科技论文 187 篇，影响较大；而 W·Soedel 教授是 Herrick 实验室的三位主要技术领导成员之一，从六十年代开始就一直从事或指导研究生、进修留学生进行压缩机的研究工作，先后公开发表具有指导意义的压缩机工程方面的研究论文几十篇，而在气流脉动和气阀方面作的研究工作则更多。这本书就是 W·Soedel 教授为第七届国际压缩机工程学术会议举办的气阀设计短训班编写的教材，并由作者亲自讲授。

本书综合了世界各国 200 多篇气阀研究论文，结合 W·Soedel 教授本人在气阀研究方面的成果和体会，按学术观点，如流体力学、热力学、传热学、机械学、计算机模拟和

最优化控制的观点，对气阀设计进行系统而通俗的介绍。

作为短训班教材，本书叙述比较简要。但作者的观点，对气阀设计和研究工作是很有参考价值和指导意义的。

本书的翻译出版，得到压缩机教研室教师的积极支持和帮助。特此致谢。

限于水平，译文中难免有错误和不当之处，恳请广大读者指正。

王迪生

1986.6 于西安交大压缩机教研室

目 录

1. 引 言	(1)
2. 气阀设计的基本步骤	(4)
2.1 热力学分析	(4)
2.2 指示图的构成及阀片运动规律 和速度的估测	(6)
2.3 通流面积的计算	(10)
2.4 合理气阀升程的确定	(11)
2.5 关于是否要用气阀升程限制器	(12)
2.6 作用在阀片上气体推力的确定及 有效刚度的选择	(14)
2.7 为什么需要设置弹簧或提供弹簧刚度	(15)
2.8 关于舌簧阀结构的设想 (应变能量如何分布)	(16)
2.9 管路容积	(18)
2.10 应考查的其他项目	(19)
2.11 首先应选择什么样的材料	(20)
2.12 多缸压缩机	(23)
2.13 多级压缩机	(23)
3. 选择初步设计	(24)
3.1 有效通流面积与升程的函数关系	(24)
3.2 有效升力面积与升程的函数关系	(29)
4. 选择台架试验	(34)
4.1 有效通流面积的测量	(34)

4.2	有效升力面积的测量	(38)
4.3	固有频率和振型	(41)
4.4	静应变和静应力测量	(45)
5.	样品试验	(48)
5.1	综合性能试验充分吗	(48)
5.2	测试的示功图	(49)
5.3	吸、排气腔压力测量	(54)
5.4	气阀升程测量	(56)
5.5	应变测量	(58)
5.6	寿命试验	(58)
6.	可靠性	(63)
6.1	为什么需要更多的信息	(63)
6.2	为什么要区分不同类型的应力	(64)
6.3	弯曲应力	(68)
6.4	弯曲疲劳分析	(74)
6.5	撞击应力	(76)
6.6	抛光处理	(97)
6.7	喷丸处理	(102)
6.8	表面擦痕和表面缺陷	(104)
6.9	温度的影响	(110)
6.10	腐蚀的影响	(110)
6.11	材料杂质的影响	(111)
6.12	磨损的影响	(111)
6.13	液击	(112)
7.	气阀噪声	(113)
7.1	气流脉动	(113)

7.2	气阀颤振	(115)
7.3	吸、排气阀的消声器	(120)
7.4	撞击噪声	(125)
7.5	湍流引起的噪声	(126)
8.	容积损失	(127)
8.1	泄漏	(127)
8.2	回流	(128)
8.3	吸气加热	(130)
8.4	余隙容积	(131)
8.5	谐振吸气管道	(132)
9.	能量损失	(135)
9.1	流动损失	(135)
9.2	气流脉动引起的损失	(139)
9.3	回流和余隙气体膨胀引起的能量损失	(143)
9.4	气阀泄漏引起的能量损失	(145)
9.5	吸气加热引起的能量损失	(146)
9.6	沉积物的形成引起的能量损失	(146)
10.	气阀运动的计算机模拟	(147)
10.1	为什么及怎样进行计算机模拟	(147)
10.2	简单模型与复杂模型比较	(149)
10.3	现在使用的是什么样的程序	(151)
10.4	计算机绘图	(152)
10.5	最优化	(155)
11.	小 结	(156)
	参考文献	(159)

1. 引 言

写这本小册子的目的在于为“压缩机气阀设计与力学原理”短训班提供一份教材。这个短训班是由普渡大学机械工程系 Ray.W. Herrick 实验室主办的，但我希望它在该课程外也是有用的。

这本书主要为刚步入压缩机领域，特别是从事气阀设计的工程师写的，它也可能引起其他领域的工程师的关注。因为，某些增压器、真空泵上的阀，甚至两冲程发动机的逆止阀，都是根据同样的原理设计的。我想，它也应引起有经验的设计师们的兴趣，尽管他们可能会从某些章节中发现我的研究工作并不完善，但同样也可能发现本书会使自己的观点得到扩充；这本书也应该引起管理工作者的注意，因为在他作出决策时，需要知道在研究工作中探索的全局观点，存在的问题和成功的经验；本书更应该引起气阀这个领域内研究学者们的注意，他们或许从中能发现一、二个新问题。

工程中的许多项目，特别是按照学术观点，可以被划分为诸如热力学、传热学、机械学等工程学科。我认为，尽管要作出各种努力来使设计符合科学规律，但设计本身就是一门艺术。在很大程度上，它是一个创造性的直观过程，这个过程的最佳形式是基于对工程科学的充分掌握。为此，在这本书中，我采用了少有的第一人称文体。这也是过去的科学研究中常用的文体，直到十九世纪末，出现了人们应当用

非人称文体来论证事物的客观性的思想后才改变。但在本书中，对气阀设计，我提出了一个很主观的看法，因此除第一人称以外的任何文体，都将呈现客观全然不存在的事物的幻觉与假象。

这本书尽管列出了 200 多篇参考文献，但对文献的回顾仍不完全。这是因我个人收集的许多文献失散，或是被我的研究生们无意中带走了。虽然有我同事个人汇订论文的 帮助，由于时间仓促，仍然有许多没能查到。语言障碍也总是个问题，它导致了东欧引文的相对缺少。而且，似乎人们本能地总是把自己只限于阅读某些杂志，例如，有关化学工业文献的杂志可能就为人们所忽视，除非另有作者引用了它们。另外，由于粗心，有些文献或许也未列出。

所以，希望本书的读者如果发现自己的有关气阀设计 的文章未被列入，就请寄给我一份带有引文的论文复制件。引文是必要的，因我个人收集的论文中，由于缺少引用期刊或文集的期号而无法搜集到该期刊或文集。另外，由于难于获得出版，且要拖延时间，故十分希望得到论文复制件。我还希望那些用德、英、法以外的语言出版的、有关气阀方面的外国刊物的作者，如果有可能，用这三种语言之一附个摘要。

当然，如果能从作者之外的其他人手中得到我所没有的论文复制件，也是令人满意的。

这样做的目的是为了尽可能地使每个作者的工作在将来得到人们应有的承认。假如这本书重印，或许还可能带有最新的参考文献。

此外，本书的主要读者——设计者，也应该得到而且需要一份尽可能完善的参考文献。

需要声明的另一点是，本书的意图并不在于对每个研究者的工作作出公正的评述和讨论。在文中所列的参考文献号是在写作中为了解释所讨论的问题而引入的，并非参考文献中的每篇论文都在文中引出。在文中只用了参考文献号而避免使用人的名字，以避免造成仅是那些被引用的人才做出重大贡献的印象。

文中的插图一般取自过去出版的普渡压缩机会论文集上的论文，当然，也参考了一些专著。因为，我们有这些文集的版权，故无需得到许可，而对于其他文集或期刊，可能就必须得到许可，但因时间限制，而未能这样做。

2. 气阀设计的基本步骤

2.1 热力学分析

假定我们从头开始，既无参考资料，也无有关气阀所需尺寸的任何概念。在转速 Ω [r/s]的条件下，所设计的压缩机，其进气压力为 p_1 [N/m²]，进气温度为 T_1 [K]，排气压力为 p_d [N/m²]，并用质量流量 [kg/s] 表示输送的气体质量。

注意，上述定义避开了制冷行业所采用的特有规定，因为制冷技术不同于空气或气体压缩机技术，它习用饱和气体温度和过热度来描述工况。从制冷行业的观点来看，这是有一定意义的，但当我们讨论压缩机的设计时，就会使概念模糊不清。对于特定的制冷工质，可以用压焓图进行转换^[174]。饱和气体温度 T_1 决定了进气压力(图2.1.1)， T_1 加过热度 ΔT 得到进气温度 T_1 ，由进气压力 p_1 和进气温度 T_1 确定进气密度 ρ_1 。为了得到近似的排气工况，必须预估压缩过程，对于制冷压缩机和高速空气或气体压缩机(3600 r/min以上)，最好假设为等熵压缩。这样，沿着等熵线移到排气压力 p_d 就可得到排气密度 ρ_d 。其中， p_d 是由已知的饱和气体温度 T_2 而得到。

低速水冷的空气或气体压缩机，接近等温压缩状况。通常使用多方指数 n ，这样，排气温度和密度可由下式计算：

$$T_d = T_s \left[\frac{p_d}{p_s} \right]^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.1.1)$$

$$\rho_d = \rho_s \left[\frac{p_d}{p_s} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (2.1.2)$$

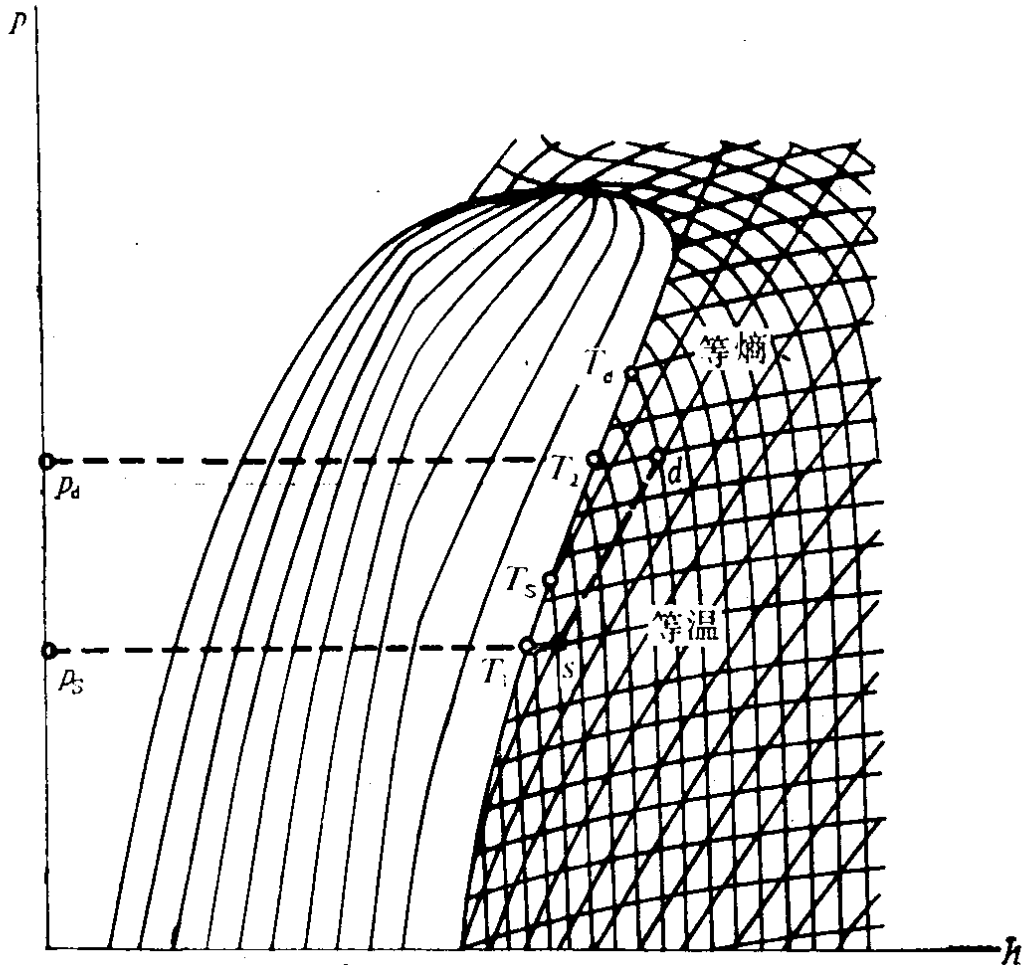


图 2.1.1 制冷行业所规定的压缩机运行工况在压焓图上的表示

n 的值介于等温压缩 $n=1$ 和等熵压缩 $n=K$ 之间。如果实验中发现 $n \gg K$ ，这预示可能有许多外部的热量传给了气体，它或由电机或柴油机传热引起，或由较大摩擦引起，也许是气阀泄漏等原因所引起。当然，也可能是由于设计上的原因，例如，在制冷压缩机高压侧，高温排气围绕着气缸，

即使经过了冷却，仍可发现那儿的温度高于由进气围绕的压缩机低压侧。

2.2 指示图的构成及阀片运动规律和速度的估测

有了上面的准备工作，就可以建造一个理想的压容图来帮助确定阀片运动规律。在此，假定压缩机行程容积的基本尺寸和压缩机运动形式已经确定，它们不是本书的讨论内容。但是，初次决定压缩机尺寸时，应该注意有重大影响的余隙容积有裕度。余隙容积是气阀设计的一个重要因素，因

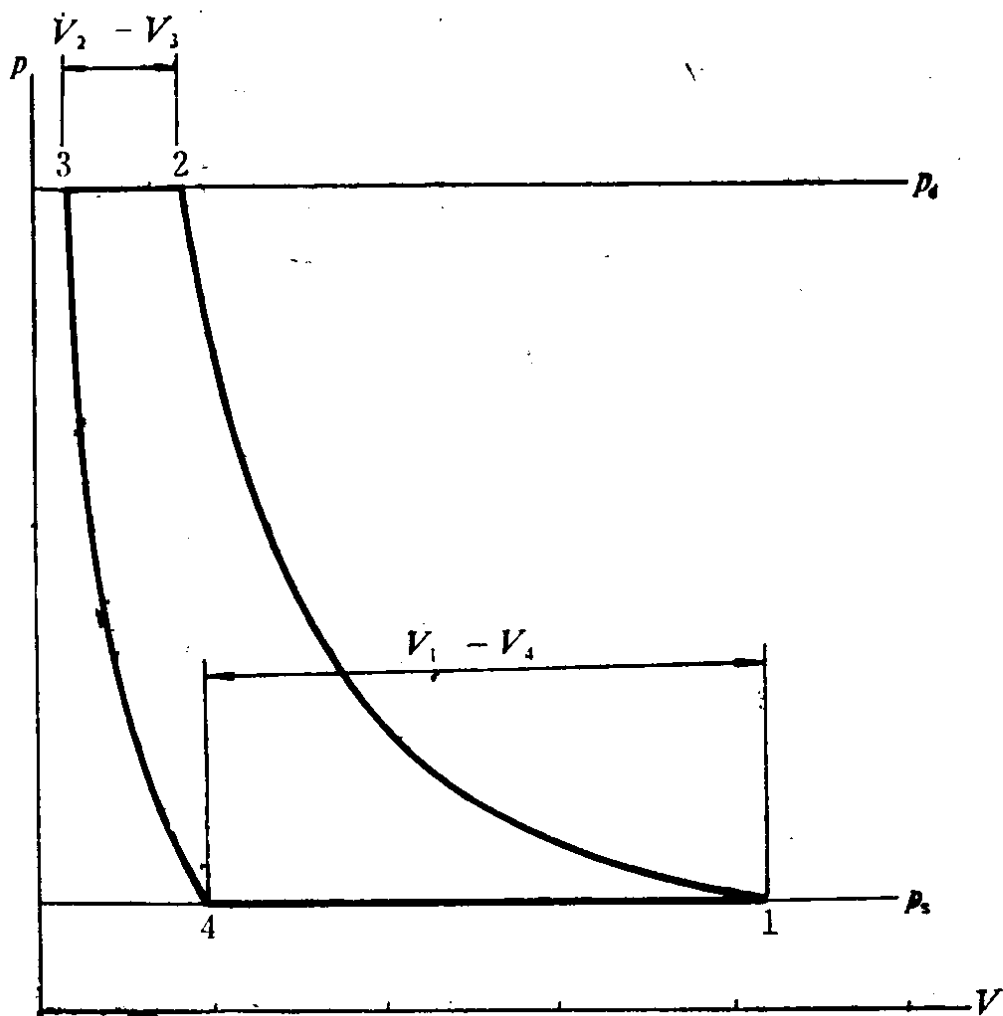


图 2.2.1 往复式压缩机的理想压容图

而，在决定设计尺寸时，或许还必须做进一步的修正。某些运动形式的压缩机，如滑片式压缩机，没有余隙容积，不会使余隙容积中的气体再膨胀，阻碍新鲜气体充入行程容积。

要设计气阀，必须先确定平均流速，它是由进、排气条件和阀片运动规律所决定。阀片运动规律为气阀运动设计的一个重要因素，它可由理想压容图得到，对于往复活塞式压缩机，其典型的压容图如图 2.2.1 所示。在位置 1，活塞处于下止点，此时，进、排气阀关闭，活塞开始压缩气体。在位置 2，达到排气压力，排气阀打开。假定气阀是理想的，即没有流动损失，气体在恒定的排气压力下排出，直至活塞到达上止点位置 3。这样，排出的气体容积就为 $V_2 - V_3$ 。

为了得到指示图，使用了大家熟知的关系式

$$p = p_0 \left[\frac{V_0}{V} \right]^n \quad (2.2.1)$$

因为理想指示图与转速无关，故按照传动机构的运动来建立容积与时间，最好是与曲轴转角成函数关系。如图 2.2.2 所示，当进气阀打开时，曲轴转过角度 $\theta_1 - \theta_4$ ；而排气阀打开时，曲轴转过角度 $\theta_3 - \theta_2$ 。

这些开启角可以转化为开启时间，假定转速 Ω [rad/s] 为常量，则：

$$t_1 - t_4 = \frac{1}{\Omega} (\theta_1 - \theta_4) \quad (2.2.2)$$

$$t_3 - t_2 = \frac{1}{\Omega} (\theta_3 - \theta_2) \quad (2.2.3)$$

对于给定的运动机构及进、排气压力，尽管图 2.2.2 所示曲线总是相同的，但气阀的开启时间显然反比于曲轴转速，因而，通流面积为 A_d 的理想排气阀内的平均流速为：

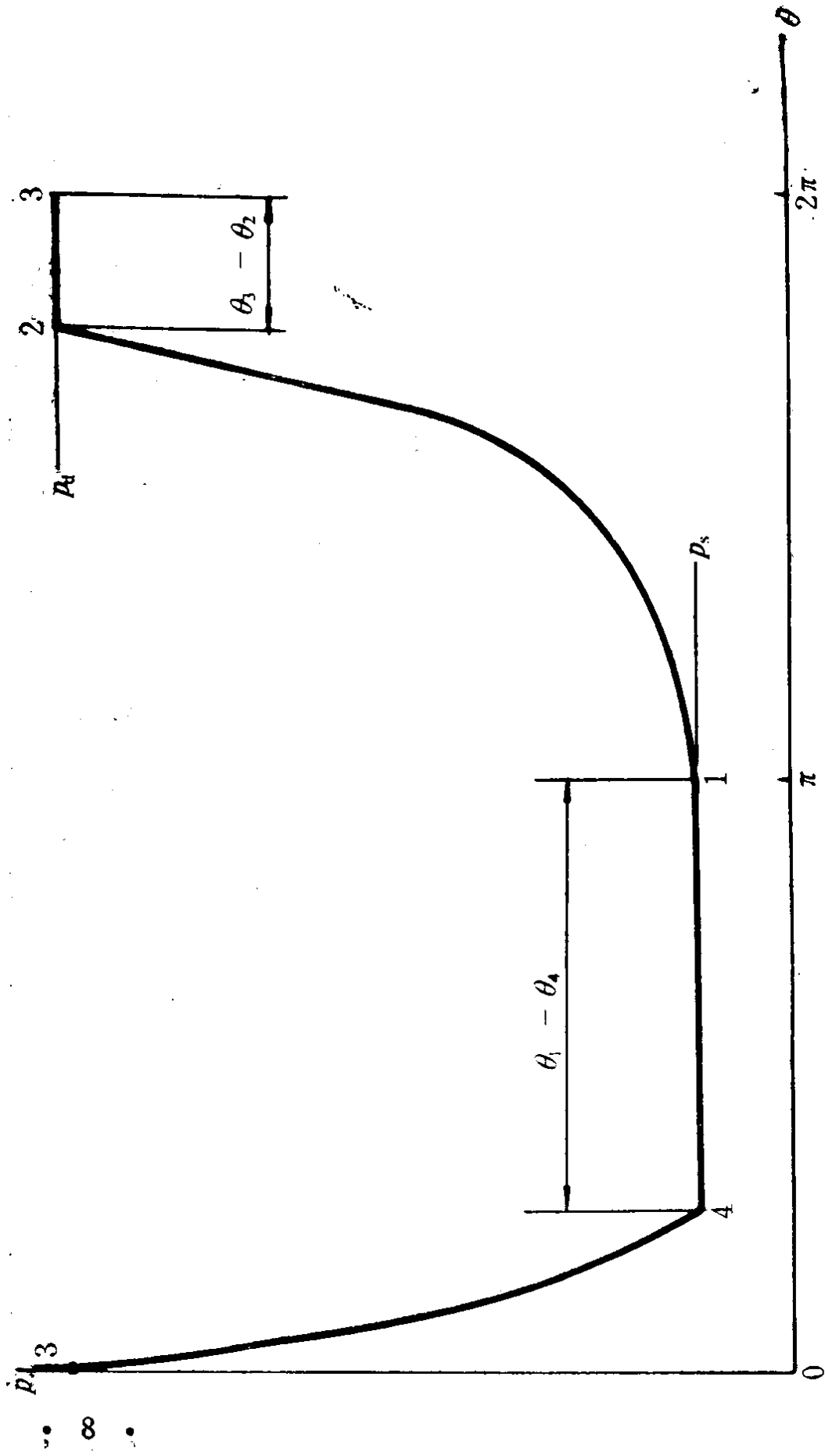


图 2.2.2 确定阀片开启时间的压力——曲轴转角图

$$v_d = \frac{V_2 - V_3}{(t_3 - t_2) A_d} = \frac{Q_d}{A_d} \quad (2.2.4)$$

注意，这是平均值。实际上，单位时间内排出的气体体积不是常量，而取决于阀运动规律的设计。在作更精确的计算时，还应当考虑到气阀不可能突然打开的情况，这将在后面讨论。

容积 V_3 是余隙容积，由于是气阀设计的一个因素，故首先就要估算它，它的存在影响压缩机容积效率 λ 。容积效率是进入进气阀的容积（进气条件下的质量也就是排气条件下排出的质量）与活塞行程容积之比。余隙容积从点 3 膨胀到点 4，在进气状态下进入气缸的气体容积仅是 $V_1 - V_4$ ，故

$$\lambda = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_2} \quad (2.2.5)$$

如同其他任何教科书中一样，它可表示为

$$\lambda = 1 - \frac{V_3}{V_1 - V_3} \left[\left(\frac{p_d}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.2.6)$$

还有其他因素影响容积效率。例如，由压力脉动引起的进气阀压力降低会延迟阀的关闭；若气体流经进气管时被加热，所能压送的质量就会减少等。然而，在这儿最好是忽略掉除余隙容积膨胀外的其它因素。这样，得到平均进气流速为

$$v_s = \frac{V_1 - V_4}{(t_1 - t_4) A_s} = \frac{Q_s}{A_s} \quad (2.2.7)$$

其中，所有的时间参数和容积可通过适当的运动学关系得到。显然，它们取决于压缩机的类型：曲柄驱动式，往复式活塞式、滑片式、滚动活塞式等等。对于摆杆式压缩机，其容积和阀片开启时间因其振动幅值随负荷变化而较难计算。

2.3 通流面积的计算

按照经验和理论公式

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2} = \zeta \frac{\rho M^2}{2} c^2 = \zeta \frac{\rho}{2} k R T M^2 \quad (2.3.1)$$

流经气阀的压力损失是流动速度平方的函数，在给定温度和质量密度下，关键取决于马赫数的大小，推荐马赫数 $M \leq 0.2$ 。有些作者按速度高低，压缩机大小来选定^[165·175]。因而，允许的流动速度为

$$v = M c \quad (2.3.2)$$

式中 $c = \sqrt{k R T} \quad (2.3.3)$

故需要的有效通流面积为

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{Q}{M c}^* \quad (2.3.4)$$

注意： v 是允许的流速，是在阀开启时间内的平均值。设计的第一步是布置气阀通道，给出有效通流面积。引入收缩系数 k_s ，由于通常缺少这方面的资料，可取 $k_s = 0.6$ ，需要的几何通流面积为

$$A_c = \frac{A}{k_s} \quad (2.3.5)$$

此论点对于进、排气阀同样适用。

压缩机行程容积随特征尺寸的三次方增大，而气阀通道的有效面积只随特征尺寸的二次方增大，因而在给定转速下，随着压缩机尺寸的增大，越来越难为气阀提供足够大的通流

*原文为 $A = \frac{Q}{v} = \frac{Q c}{M}$ ，恐有误。译者注