

旋转活塞发动机内部工作过程的研究(上)*

中国科学院北京力学研究所

王达三 赵惠富 马重芳
张亚夫 齐宗敏 任爱峰

旋转活塞发动机(简称转子机)是一种新型内燃机。它摆脱了传统的往复机构和进排气阀系统,具有体积小、重量轻、结构简单和运转平稳等优点,但在发展过程中也存在着一些问题。目前所称的转子机是指燃用汽油的火花点火旋转式三角活塞发动机。本文从当前转子机面临的燃料经济性问题出发,对转子机在压缩上止点附近的气体流动——扫流和气密封的漏泄问题进行了计算和讨论,对转子机的点火燃烧过程进行了试验研究和讨论。在此基础上,发展了一个改善转子机点火燃烧过程的措施——设置引火槽。我们力求把转子机内部工作过程的物理图案弄清楚,以便改善这种新型发动机的性能。

一、目前转子机的性能

反映发动机内部工作过程完善程度的两个指标是平均有效压力和热效率。在整机上体现为升功率大小和比油耗率高低。一般说来,由于转子机抗爆震性能较好,在使用同样标号的汽油时,压缩比可较同类往复机用的高些;由于没有进排气阀,充气系数较高,泵气损失较少。这就使转子机要比相应的往复式汽油机具有更高平均有效压力和更低比油耗率的潜在能力。

关于目前转子机的燃料经济性状况,一般说法是“油耗率偏高”。这方面已有不少报道和讨论^[1,2],下面我们对此问题作一个简要分析。图 1.1 是西德转子机 KKM612 在不同转速和不同制动平均有效压力下的比油耗率分布^[3]。在同一图上也用虚线画出了从文献

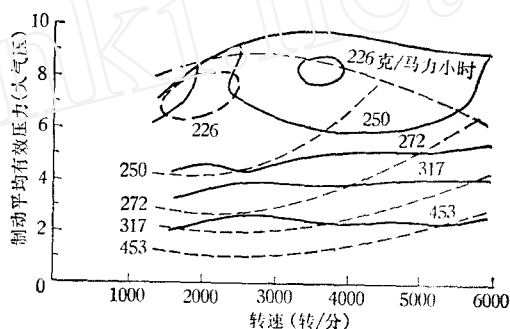


图 1.1 转子机和往复机的比油耗率对比

[4]中摘引的美国一般车用往复式汽油机的类似曲线。这里,我们把活塞速度范围折合到相应转子机的使用转速范围。从具有一定代表性的图 1.1 可以看到:

- 在高转速高平均有效压力区,转子机的经济性并不比往复机差,而且还略显得优越些。
- 在高转速低平均有效压力区,转子机的经济性较差,比油耗率较同类往复机高出 10% 左右。
- 在低转速高平均有效压力区,转子机的经济性较差,比油耗率较往复机高 10% 左右。
- 在低转速低平均有效压力区,转子机的经济性相当差,比油耗率较同类往复机高出 20—50%。

我国研制的转子机情况大致亦是这样。在常用的部分负荷工况下普遍反映油耗

* 本文下篇有:四、转子机的点火燃烧过程;五、一个改善转子机点火燃烧过程的措施——设置引火槽。

率高。

从发动机的热力平衡考虑,一般转子机的排气温度较往复机高出 100—150℃,而且排气中常有相当数量的未完全燃烧产物,所以转子机排气带走的热损失多。关于摩擦损失,根据国外的试验结果^[2,3],和相应的往复机不相上下,在高转速时略低些,低转速时略高些。所以目前转子机的上述燃料经济性较差的原因,主要在于内部工作过程的不完善。

基于后面有关转子机内部工作过程中气体漏泄和点火燃烧过程的试验和分析,转子机的性能虽有较大的潜力,但是目前结构上的一些问题,也给它带来了一些先天性的不足。首先是气缸的密封线长,径向线密封工作不够理想,致使转子机在低转速下可燃气的漏泄损失大;不利的燃烧室形状和目前点火燃烧过程的组织,点火过程的稳定性差,限制了稀混合气的使用,燃烧过程发展迟缓和不易完全,在低平均有效压力下,废气掺混和汽油空气雾化掺混不良,更使转子机的热效率受到不利影响;在低转速低平均有效压力区,由于这种气体漏泄和点火燃烧不良的双重作用,影响尤甚。正是由于这些原因,目前转子机的燃料经济性还赶不上一般的往复机。但是,随着对内部工作过程的深入研究和改进,这种状况会有所改变。

二、转子机的扫流

2.1 扫流 和一般的往复式发动机不同,在转子机内由于活塞在压缩上止点有继续运动,以及受到气缸几何形状的约束,可燃气体将顺着活塞旋转方向呈现为一股横扫过燃烧室空间的气流,扰动是相当激烈的。这样一股气流的存在,将影响到转子机内部工作过程中的点火燃烧、热交换等很多方面。

为了使被压缩了的可燃气体能及时地迅速燃烧,要求气体内有足够高的湍流度。在一般的往复式汽油机内,这是由如图 2.1a 所示的进气湍流来达到的。控制进气口截面大小,使进气速度达到每秒几十米的数值,这时进入气缸的气体就有相当大的一部分转变为气体涡流,加速了火焰的传播。由于进气速度是与转速成比例增加的,这就保证了发动机能在较宽广的转速范围内良好工作。随着发动机的趋向高速化,发展了“压缩挤流”的措施。如图 2.1b 所示,处在活塞顶面和凸出的气缸盖之间的那部分气体,在活塞上行接近上止点时受到挤压,形成冲向燃烧室中部的一股急流,引起强烈的扰动。在转子机内,三角活塞在呈腰子形的缸体内绕主轴心作行星运动,在压缩上止点前后,由于前后侧活塞表面的前移运动把燃烧室内气体一拉一推,借助于压力波的媒介,在狭长的燃烧室内诱导起一个顺着旋转方向扫过燃烧室空间的气体流动,如图 2.1c,扰动是相当激烈的。由

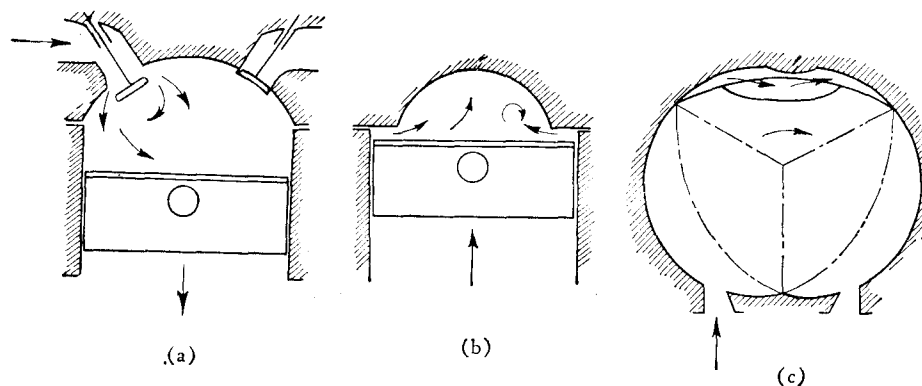


图 2.1 燃烧室内可燃气的扰动来源
(a) 进气涡流 (b) 压缩挤流 (c) 扫流

于它恰好出现在点火燃烧过程行将发展的时刻,不象进气涡流那样会在压缩行程中衰减,这对于加速燃烧过程是最适宜的。转子机的这种独特的气流运动,我们称为“扫流”,是取其横扫过燃烧室的流动之意。

2.2 扫流速度的计算 转子机燃烧室内的实际流场是很复杂的。但是对于工程上一般最感兴趣的平均流动而言,却又是简明而有规律的。不考虑燃烧现象的发展,把狭长的燃烧室空间看作是一维通道,也忽略摩擦和热交换。由于 $\bar{u} \ll c$, 假定压力波的传播速度很快,以致每个扰动的影响在瞬间就遍及整个燃烧室,使得各处的压力均匀。这样,在压缩过程中气体的密度 ρ 就仅是时间的函数,而与在燃烧室内所处的空间位置无关,即 $\rho = \rho(\tau)$ 。对于某占有容积 V 的一定质量的气体团而言,由质量守恒原理

$$\frac{d}{d\tau}(\rho V) = \rho \frac{dV}{d\tau} + V \frac{d\rho}{d\tau} = 0$$

可得

$$\frac{1}{V} \frac{dV}{d\tau} = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{d\tau} = f(\tau) \quad (2.1)$$

即在一定的时刻,燃烧室内空间各处气体的相对容积变化率是一个常值,与所处空间位置无关。考察近似转子机燃烧室空间的计算模型图 2.2,对于 A_i 截面按旋转方向前方的气体,前侧活塞表面 F_L 运动引起的容积增加率为 $\left(\frac{dV}{d\tau}\right)_L = -\int_{F_L} \mathbf{v} \cdot d\mathbf{F}$ 。这里,为便于计算,规定活塞面的外法线方向为正。在 A_i 截面处,设顺着活塞旋转方向的平均气流速度为 u_i ,则流动引起的容积增加率为 $-u_i A_i$,于是总的相对容积增加率为

$$\frac{1}{V} \frac{dV}{d\tau} = -\frac{1}{V_L} \left[u_i A_i + \int_{F_L} \mathbf{v} \cdot d\mathbf{F} \right] \quad (2.2)$$

类似地,考察 A_i 截面后方燃烧室内的气体,其相对容积增加率为

$$\frac{1}{V} \frac{dV}{d\tau} = \frac{1}{V_T} \left[u_i A_i - \int_{F_T} \mathbf{v} \cdot d\mathbf{F} \right] \quad (2.3)$$

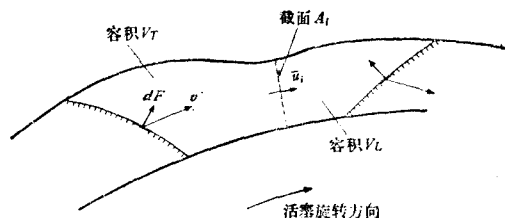


图 2.2 扫流速度计算模型

由式 (2.1)~(2.3) 得 A_i 截面上的平均气流速度为

$$\bar{u}_i = \frac{1}{A_i} \left[\frac{V_L}{V_L + V_T} \int_{F_T} \mathbf{v} \cdot d\mathbf{F} - \frac{V_T}{V_L + V_T} \int_{F_L} \mathbf{v} \cdot d\mathbf{F} \right] \quad (2.4)$$

这里活塞面元上的移动速度

$$\mathbf{v} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{e} + \frac{1}{3} \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r} \quad (2.5)$$

这里 $\boldsymbol{\omega}$ 是主轴绕轴心的旋转角速度, $\mathbf{e}$ 是偏心距向量, $\mathbf{r}$ 是从活塞中心到活塞面上该点的向径。按照具体机型的燃烧室状况,通过分段积分,就可以算出不同时刻不同位置处的扫流速度分布。从上面的关系可以看到,扫流速度与燃烧室的开设有关,是随着转速成正比变化的。在有些场合,需要了解相对于活塞表面的气流速度,这只需从扫流速度中扣除该处活塞表面沿着表面方向的运动分速度就可以了。

上述的扫流速度计算方法,只适用于压缩止点前后约 $\pi/2$ 主轴转角范围内以及燃烧过程尚未充分发展或者已近结束的情况。这主要是涉及前面所作的一些假定的适用范围。有关转子机这种气体流动的计算,过去是直接用作图法,先确定前后活塞面移动的容积变化率,然后取算术平均,再除以截面面积来计算的^[5,2],近似性较差,误差也比较大。

2.3 燃烧室的开设与扫流速度分布 针对我们试制的 BMK-450 转子机参数情况,计算了燃烧室内的扫流速度分布。图 2.3a 是活塞采用中置平直形燃烧室凹坑,压缩比为 8,在 4000 转/分时的扫流速度分布。可以看到,

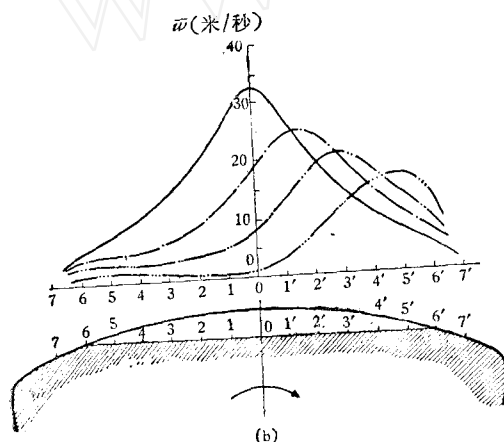
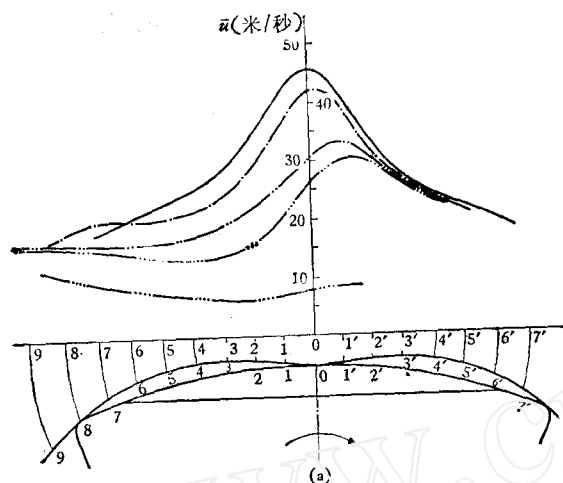
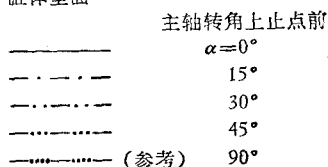


图 2.3 BMK-450 机带平直形凹坑时燃烧室内的扫流速度分布

(a) 相对于缸体型面



(b) 相对于活塞面

在压缩过程中, 主轴转角在上止点前 $\pi/2$ 以前, 气流速度很低, 随着压缩的继续, 气流速度迅速提高, 沿着燃烧室的速度分布是不均匀的, 中间短轴处较高, 前后两端处较低, 在压缩上止点位置, 中间最高速度可达 45 米/秒的数值. 倘若不考虑燃烧过程, 则上止点后的扫流速度分布与上止点前相同转角时的分布

相对于中间短轴呈镜面对称. 从图上可以看到, 在上止点前的前侧和上止点后的后侧, 燃烧室内气流速度变化很平缓, 这对于那里前

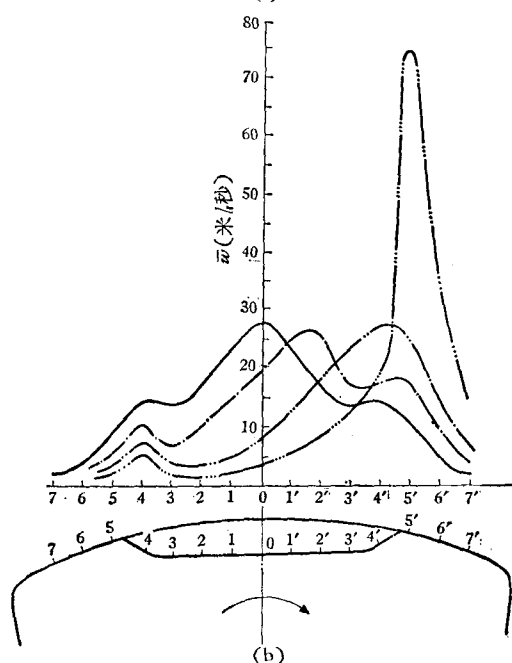
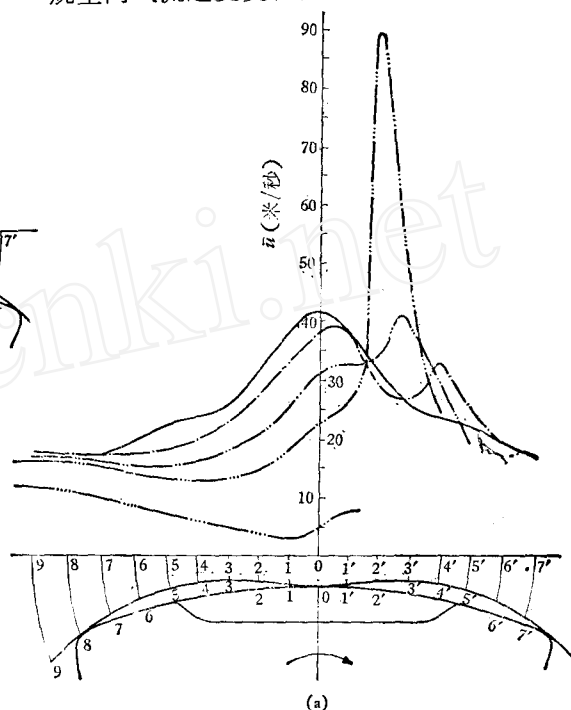


图 2.4 BMK-450 机带中置盆形凹坑时燃烧室内的扫流速度分布

(a) 相对于缸体型面 (b) 对相对于活塞面
符号同图 2.3

侧的点火和后侧的火焰传播的平稳发展是有利的。图 2.3b 是扫流相对于活塞面的气流速度分布,速度分布象一个波动,在前侧激发,渐次向后传播和发展,在上止点位置达到最大,而后衰减。图 2.4a 是在采用通常的中置盆形燃烧室时的扫流速度分布,其一般的发展趋势和平直形燃烧室类同。但是在压缩上止点前后 45° 附近,在活塞凹坑过渡到包络面部位和缸体型面间的狭窄喉口处出现“速度峰”的现象,其大小与所留间隙有关,可能会影响火焰的发展和出现一个已燃气与缸壁间的瞬时高热流。图 2.4b 是相对于活塞面的气流速度分布。对比图 2.3b,平直形凹坑开设的相对气体流动要平稳些,这对活塞用进气冷却的转子机可能是值得注意的。图 2.5 反映不同压缩比时上止点位置的扫流速度分布,压缩比较低时扫流速度在中部会有较大的降低。

2.4 扫流与燃烧室内工作过程 在一般往复机的压缩上止点附近的燃烧室内,气体虽有涡流,但从总体来看,它基本上是不动的,电火花点燃的起始火焰,大体以半球面波的形式传播开去。而在转子机内,由于有扫流,起始火焰将如后面图 4.3 所示,呈贴附型面的半角锥形,其发展受到扫流状况的强烈影响。火焰将一面被气流挟带着向前移动,一面向四周扩展传播,呈现一幅旋转燃烧的

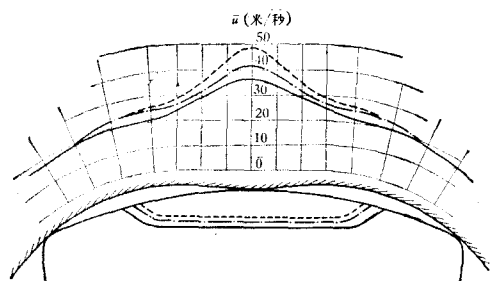


图 2.5 压缩比对扫流速度的影响

压缩比
 --- $\varepsilon = 9$
 - · - $\varepsilon = 8$
 — $\varepsilon = 7$
 转速 4000 转/分
 位置 上止点时

图象。扫流使得火焰传播得到加速。由于转子机进气速度与扫流速度在数值上相近,并考虑到转子机没有进气阀,流道通畅以及压缩过程中扰动的衰减,扫流引起的湍流对于加速火焰传播是起主导作用的,进气涡流将是辅助性的。我国目前常用汽油的抗爆性标号较低,许用压缩比低,由于较小的扫流速度,燃烧速度会有所降低。对于燃气和缸壁的热交换过程来说,扫流的存在使热交换显著强化,在缸体的热弧区,热负荷强度可达到 5×10^3 大卡/米²·小时的数量,较一般的往复机高得多。扫流也使转子机燃烧室内的压力分布不均匀,活塞旋转方向后侧的压力较高,前侧的较低,会出现零点几大气压的压力差,这使气体作用于活塞面上的合力不再通过活塞的中心,从而影响到扭矩的传递,并可能使啮合齿轮损坏。

三、转子机的气体漏泄

3.1 转子机的气密封 在研制转子机的过程中,气体密封系统解决的好坏,常是工作成败的关键。汪克尔基于气体密封方面长期的研讨,解决了摩擦阻力损失小,而又能满足发动机工作要求的气密封系统。目前转子机的气体密封系统尚不完善,气体漏泄是相当严重的。在实际工作中,常用气缸压缩压力表在拖动时测定最高压缩压力,据此来判断发动机的密封性能。由于漏气多,我们暂不考虑热交换这个相对次要因素的影响,对问题进行讨论。这时,虽然通过边界缝隙有气体漏泄,但对于仍留于气缸内的气团来说,其内部并没有不可逆过程造成的熵产生,所以压缩过程中气缸内气体的状态仍将遵循等熵关系

$$p/\rho^\gamma = \text{常数} \quad (3.1)$$

假设压缩从下止点开始,状态为 p_0, ρ_0 , 上止点时的压缩状态为 p_k, ρ_k , 我们把压缩过程中漏泄掉的气体质量占吸入相当于气缸排量 V_h 的新气质量的份数叫做漏泄率 ξ , 则

$$\xi = \frac{\rho_0 V_0 - \rho_k V_k}{\rho_0 V_h} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon - \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{1/\gamma} \right] \quad (3.2)$$

这里 ε 是压缩比, V 是气缸容积. 实际转子机进气口关闭有个延滞相位主轴转角 φ , 起始压缩容积

$$V' = V_0 \cdot \frac{1}{2\varepsilon} \left[(\varepsilon + 1) + (\varepsilon - 1) \cos \frac{2}{3} \varphi \right]$$

此外, 起始压缩压力 p' 也低于环境压力 p_0 , 这时相应的漏泄率

$$\xi = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\varepsilon \left(\frac{p'}{p_0} \right)^{1/\gamma} \frac{V'}{V_0} - \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{1/\gamma} \right]$$

倘若用传感器测出了 p' 和 p_k 值, 那么就可算出相应的 ξ 值而对漏泄率作一个估定. 图 3.1 是一台试验机 ($\varepsilon \approx 7.2$) 在 1000 转/分附近的拖动压缩压力 p_k 及算出的 ξ 值. 漏泄率达到 25% 左右, 即有 1/4 的气体在压缩过程中漏掉了. 对于密封比较好的转子机, 在类似转速下, 漏泄率也在 15% 左右, 这是很大的数量. 而一般的往复机只有约百分之一到百分之几的漏泄率.

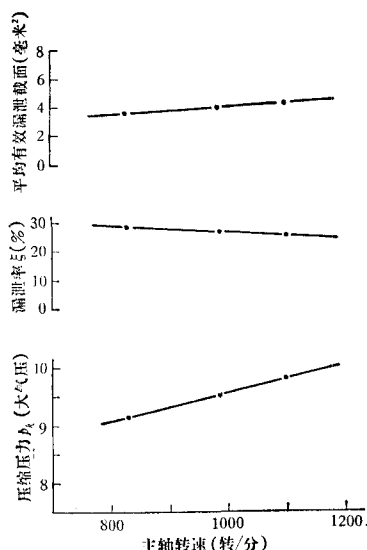


图 3.1 一台试验机 ($\varepsilon \approx 7.2$) 的漏泄情况

3.2 有气体漏泄的拖动压缩过程 不考虑热交换, 把通过各密封件缝隙的漏气过程看作是气缸内压力为 p , 通过具有平均有效漏泄截面为 A 的孔口, 排入压力为 p_0 的环境的气体流出过程. 由于起始压缩阶段压力低,

漏泄量小, 如图 3.2, 漏气主要是发生在压缩过程的中后期, 因而我们假定漏气全是超临界的, 对于总的漏气来说, 误差并不大. 由于吸气和压缩过程满足式 (3.1), 所以这时漏气速率

$$\dot{m} = \rho c A = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \rho_0 c_0 A \cdot \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}} \quad (3.3)$$

这里 c 是声速. 压缩过程中, 经时间 $d\tau$, 由质量守恒原理

$$d(\rho V) = -\dot{m} d\tau \quad (3.4)$$

转子机气缸容积变化 dV , 由

$$V = \frac{1}{2} (V_0 + V_k) - \frac{V_h}{2} \sin \left(\frac{2}{3} \alpha + \frac{\pi}{6} \right)$$

及

$$dV = -\frac{1}{3} V_h \cos \left(\frac{2}{3} \alpha + \frac{\pi}{6} \right) d\alpha$$

$$d\alpha = \frac{2\pi n}{60} d\tau$$

有

$$dV = -\frac{2}{3} \cdot \frac{2\pi n}{60} \cdot V_0 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{V}{V_0} \right) \left(\frac{V}{V_0} - \frac{1}{\varepsilon} \right)} \cdot d\tau \quad (3.5)$$

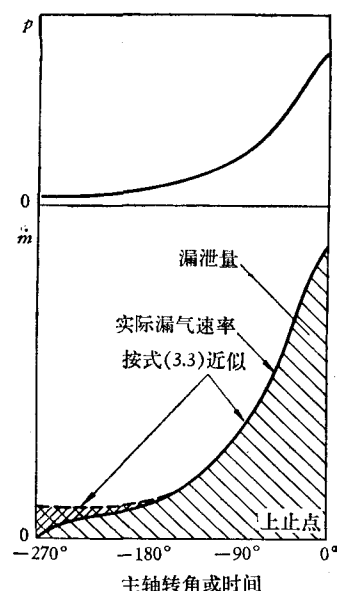


图 3.2 漏气速率随压缩进程的关系

方程(3.1),(3.3),(3.4),(3.5)描述了有气体漏泄的拖动压缩过程. 引入无量纲漏泄参数

$$\delta = \frac{3}{4} \cdot \frac{60c_0A}{nV_h} \quad (3.6)$$

它表征压缩过程中气体的漏泄量占吸入相当于排量的空气量之比. c_0 是相应于进气状态的音速. 由起始态 $\tau = 0$, $V = V_0$, $p = p_0$ 积分前述方程组, 得

$$p = p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^\gamma \left\{ 1 + \frac{\gamma-1}{2\pi} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \cdot \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \delta \cdot \int_{V/V_0}^1 \frac{V^{*- \frac{\gamma+1}{2}}}{\sqrt{(1-V^*) \left(V^* - \frac{1}{\varepsilon} \right)}} dV^* \right\}^{-\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.7)$$

对于压缩上止点状态, 结合目前转子机所用压缩比的实情, 上式后面修正项的积分可近似取

$$\begin{aligned} & \int_{V/\varepsilon}^1 \frac{V^{*- \frac{\gamma+1}{2}}}{\sqrt{(1-V^*) \left(V^* - \frac{1}{\varepsilon} \right)}} dV^* \\ & \approx a \int_{V/\varepsilon}^1 \frac{V^{*-1}}{\sqrt{(1-V^*) \left(V^* - \frac{1}{\varepsilon} \right)}} dV^* \\ & = a\pi\sqrt{\varepsilon} \end{aligned}$$

这里系数 $a \approx 1.1-1.2$. 于是得最终压缩压力

$$p_k = p_0 \left(\frac{V_0}{V_k} \right)^\gamma \left\{ 1 + a \frac{\gamma-1}{2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \cdot \frac{\varepsilon-1}{\sqrt{\varepsilon}} \cdot \delta \right\}^{-\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.8)$$

将上式代入式(3.2), 考虑到修正项是小量, 得漏泄率

$$\xi = a \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \sqrt{\varepsilon} \delta \quad (3.9)$$

若取 $\gamma = 1.4$, $a = 1.15$, 由式(3.6)得

$$\xi \approx 30 \sqrt{\varepsilon} \frac{c_0 A}{nV_h}$$

这个关系告诉我们, 压缩过程中气体的漏泄率 ξ 与漏泄面积 A 及压缩比 ε 的平方根成正比, 与排量 V_h 及转速 n 成反比. 图 3.1 的上方是根据相应的漏泄率 ξ 数据算出的平均有效漏泄面积, 其值约为 $A \approx 4$ 毫米². 再考虑到流量的修正, 这是相当大的缝隙, 而转子机静态的气缸和活塞间未被密封件封盖的漏气缝隙大小仅为约 1 毫米². 所以转子机的气体漏泄, 不是单用通过那些静态的缝隙的漏气所能说明的. 由于通过端面气封的漏气可由油底壳的冒气量来判断, 这个数量是不大的. 所以漏气的主要部分是发生在径向密封片上, 气体是通过它和型面接触的脱离而漏掉的.

在一般发动机的实际试验工作中, 压缩过程通常用 $pV^m = \text{常数}$ 描述的多变过程来表示, 多变指数 m 由 $p-V$ 双对数坐标中直线的斜率来决定. 对式(3.7)取微商并忽略修正项中的小量, 得

$$\begin{aligned} m \approx & \gamma \left[1 - \frac{1}{\pi} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \cdot \delta \cdot \left(\frac{V}{V_0} \right)^{-\frac{\gamma-1}{2}} \cdot \right. \\ & \left. \frac{\left(\frac{V}{V_0} \right)^{-\frac{\gamma-1}{2}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{V}{V_0} \right) \left(\frac{V}{V_0} - \frac{1}{\varepsilon} \right)}} \right] \quad (3.10) \\ & \left(\text{当 } \frac{V}{V_0} \leq 0.5 \text{ 时} \right) \end{aligned}$$

为了表明漏气影响的趋势, 表 1 对几个不同的漏泄参数 δ 计算了在不同压缩进程 V/V_0 时的多变指数 m 值. 可以看到, δ 值愈大, m 愈小, 并将随着压缩过程的接近上止点而迅速降低. 在转子机的试验中, 不论是拖动压缩过程还是工作时的压缩过程, 在 $p-V$ 双对数坐标中的压缩线, 常可近似地由两截直线段来表示^[2,10,11]. 在压缩进行到接近上止点前

表1 多变指数 m 值(设 $\gamma = 1.35$, $\varepsilon = 8$)

$m \backslash \delta$ V/V_0	0.01	0.05	0.10	0.15
0.5	1.344	1.322	1.293	1.264
0.4	1.344	1.318	1.286	1.255
0.3	1.342	1.311	1.273	1.234
0.2	1.338	1.291	1.231	1.173
0.15	1.329	1.245	1.139	1.034

主轴转角约 $\pi/2$ 前后,压缩线有个转折,例如按日本东洋工业公司转子机的试验^[12],在3400转/分的情况下,起始段的 $m = 1.35$,与一般往复机的相当,并和绝热指数接近;后期的 $m = 1.19$,有显著的降低。按式(3.10), (3.6), 和这个后期的 m 值相当的平均漏泄截面估计会达到10毫米²的数量。参照表1的数值及其变化的趋势,这种压缩线转折的情况,似乎意味着那里的气密性有着局部性的破坏。

3.3 散热的影响 考虑热量交换,这时描述有漏泄的气缸内气体的压缩过程的方程为

$$\text{质量守恒 } d(\rho V) = -\dot{m}d\tau \quad (3.4)$$

$$\text{能量守恒 } d(\rho V C_v T) + p dV + \dot{m} C_p T d\tau + \dot{Q} d\tau = 0 \quad (3.11)$$

这里,散热率 $\dot{Q} = \alpha(T - T_w)F$, α 是传热系数, F 是散热表面积。将式(3.4)代入式(3.11),可整理得

$$\rho V T dS + \dot{Q} d\tau = 0 \quad (3.12)$$

这里, S 是气体的熵。对于理想气体,倘若忽略散热的影响, $\dot{Q} = 0$, 可得

$$dS = C_v d \ln \frac{p}{\rho^\gamma} = 0$$

即气缸内气体的经历将是等熵的,满足前面已使用的关系式(3.1)。考虑热损失,由于总散热量和气缸内气体的内能比是小量,积分式(3.11)得

$$\frac{p}{\rho^\gamma} \approx \frac{p_0}{\rho_0^\gamma} \left[1 - \int_0^\tau \frac{\alpha(T - T_w)F}{\rho V C_v T} d\tau \right] \quad (3.13)$$

将上式代入式(3.4)并积分,可得

$$p \approx p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^\gamma \left[1 - \gamma \int_0^\tau \frac{\dot{m} d\tau}{\rho_0 V_0} - \int_0^\tau \frac{\alpha(T - T_w)F}{\rho V C_v T} d\tau \right] \quad (3.14)$$

上式后方括号内两个积分代表漏气和散热对于 $pV^\gamma = \text{常数}$ 的绝热压缩关系式的修正。作为一级近似,可用关系式(3.1)来计算修正项中的积分。压缩过程中相对漏泄率(总的泄气量与气缸内气体的质量之比)和相对散热率(总散热量与气体的总能量之比)的影响是相近的,对于一般的往复机,相对散热率约为1%^[6]。对于转子机,由于有扫流以及面容比大,相对散热率要大些,曾作过估算,但大致亦是这个数量。这和比较严重的气体漏泄相比,热交换的影响是比较次要的。

3.4 转子机的气体漏泄及其对性能的影响 目前,转子机的气密封系统是有缺陷的,漏气主要是发生在径向密封上。关于泄漏的严重程度,看法还很不一致。有的认为在各种转速下在压缩过程中有20%的可燃气漏掉了^[7],而有的则认为漏气可用1—2毫米²的漏泄面积来表示^[8,9]。参考式(3.10),二者对问题严重性的估计是有很大差异的。至于漏泄的途径,则都未论及。在转子机运转中,很难想象,刮片密封这样一个弹性系能够始终和型面保持严密接触而高速滑移过去,无疑会有相对跳动并引起漏气,问题是这种跳动的振幅大小和频率的高低。所以,转子机的气体漏泄截面 A 可认为是由两个部分组成:

$$A = A_s + A_d$$

这里 A_s 是静漏气截面,是未被密封件所遮严的漏气间隙,由密封件的组合、间隙、加工精度等因素而定, A_d 是动漏气截面,与刮片的运动情况、轨迹状态、润滑条件等运动因素有关,并将随转速和位置而变。很多迹象,包括前面压缩线的转折等提示,这个动漏气截面主要发生在前侧密封刮片上,在压缩过程进行到后期,前侧刮片在刮片槽内的状态有个

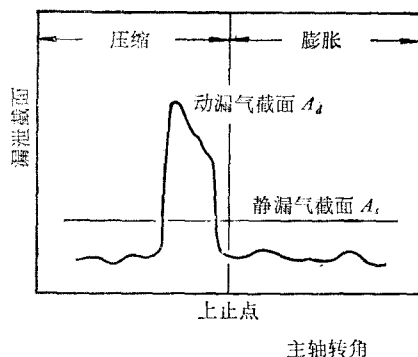


图 3.3 转子机的漏泄面积

从靠着后侧边转到紧贴前侧边的状态过渡,在这中间,作用在弧面上的气体压力会将刮片短时压入槽内,这时出现的缝隙以及随后刮片回复所引起的跳动,会造成一个局部性的比较大的漏气缝隙。图 3.3 表示压缩和膨胀冲程中漏泄截面的可能情况。转子机气密性的改善,在于尽可能减小静漏气截面 A_s 和控制动漏气截面 A_d 。

表征气体的漏泄及其影响的,是无量纲漏泄参数 $\delta \left(\propto \frac{c_0 A}{n V_h} \right)$ 。发动机在高转速时,

气体漏泄的影响比较小,因而试验中高速时的拖动压缩压力可接近于理想的绝热压缩压力。转子机在开始压缩时,会有气体从前侧膨胀腔漏过来,只是在前腔排气口打开及卸压以后,才单是向环境的漏泄。对于作功的燃烧和膨胀冲程,漏掉的可能是尚未燃烧的未燃气,也可能是已燃气。气体漏泄使转子机的性能恶化,压缩冲程中,从前端漏入排气腔的那部分可燃气是完全的损失,并使排气温度升高、排气中未燃成分增加;而从后端漏入下一循环吸气腔的那部分可燃气,其化学能可被回收,但所化费的压缩功则是损失了;在动力冲程中,倘使漏走的是未燃气,则其性质同于压缩过程中的漏泄,若漏走的是已燃气,则失去的仅是它继续膨胀所能作的功。气体漏泄也使工作压力降低,就象使用较低的压缩比那样,也带来损失。就目前对转子机漏泄过程的了解,定量的讨论几乎还是不可能的。

目前转子机的气密性状况是不理想的,气体漏泄使得低速扭矩低,燃料经济性差,这是当前转子机发展所面临的一个关键问题。