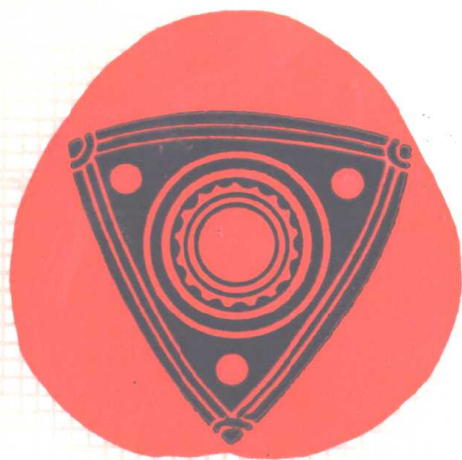




旋转活塞发动机的

燃烧和传热

旋转活塞发动机的 燃烧和传热

马重芳 王达三 叶经纬 齐宗敏
任爱峰 宋 政 宋家林 张亚夫 著
赵惠富 葛满初 潘奎润

264306

人 民 交 通 出 版 社

内 容 提 要

本书是中国科学院工程热物理研究所马重芳等同志多年来对旋转活塞发动机（转子发动机）内部工作过程中的燃烧、传热及气体流动与泄漏诸方面的基本热物理现象进行研究的一些论文，可供从事内燃机设计工作的人员参考。

旋转活塞发动机的 燃 烧 和 传 热

马重芳 王达三 叶经纬 齐宗敏
任爱峰 宋 政 宋家林 张亚夫 著
赵惠富 葛满初 潘奎润

人民交通出版社出版
(北京市安定门外和平里)
北京市书刊出版业营业许可证出字第 006 号
新华书店北京发行所发行
各 地 新 华 书 店 经 售
人民交通出版社印刷厂印
开本：787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张：10.75 字数：261千
1981年3月 第1版
1981年3月 第1版 第1次印刷
印数：0001—3,900册 定价：1.65元

前 言

旋转活塞发动机（简称转子发动机）是六十年代投入生产的一种新型动力机械，由于它与传统的往复式发动机比较，具有体积小、重量轻、结构简单、运转平稳等特点，因此一些国家已进行了二十余年的研制工作，并采用为汽车的动力。在我国，近十几年来，许多单位也相继开展了研制工作，积累了很多经验，取得了不少的成绩。

目前一般所称的旋转活塞发动机，都是指燃用汽油的发动机，就其工作过程原理而言，与传统的往复式汽油机大体相同。但由于其结构上的特点，工作过程的发展中也有其特异的面貌和独特的问题。我们作为中国科学院工程热物理研究所参与此项科研任务的一些同志，曾着重对于转子发动机内部工作过程中的燃烧、传热及气体流动与泄漏诸方面的基本热物理现象进行了探讨，并在各兄弟单位的积极配合下，开展了多方面的实验研究。本论文集包括了我们在此项工作中的主要结果。由于所涉及的问题，就其理论基础和实验方法而言均与内燃机有着共同的特点，因此本书对于从事内燃机专业的同志也有一定参考价值。我们希望，这项工作将能促进我国内燃机热物理过程的基础研究。但由于我们水平有限，文章中必然会出现缺点错误，希望读者提出批评指正。

为了提高冷却风扇的性能，我们在设计中应用了我国著名科学家吴仲华教授所创立的三元流动理论，并取得了良好的结果。

在试验研究工作过程中，我们曾得到北京摩托车制造厂、桂林机械厂、天津动力机械厂、天津内燃机研究所、上海机电局转子发动机会战小组、北京汽车制造厂、中国科学院自动化研究所等单位转子发动机研制部门和有关同志的大力支持和帮助，钱寿华、葛绍岩、关允庭等同志对我们的工作曾给予多方面的指导，荣国光等同志曾参加过其中的一些工作，谨在此表示谢意。

目 录

- 一、旋转活塞发动机工作过程分析.....叶经纬(1)
- 二、旋转活塞发动机等压区的试验与分析
.....潘奎润、叶经纬、任爱峰(8)
- 三、旋转活塞发动机气密问题试验分析研究
.....潘奎润、叶经纬、任爱峰(19)
- 四、旋转活塞发动机中高能点火试验研究
.....叶经纬、宋 政、潘奎润(30)
- 五、高能点火装置的设计与调整.....宋 政(45)
- 六、旋转活塞发动机的性能状况及气体漏泄
.....王达三、张亚夫、任爱峰(56)
- 七、旋转活塞发动机的扫流.....王达三、张亚夫、任爱峰(64)
- 八、旋转活塞发动机点火过程的研究
.....王达三、赵惠富、张亚夫、齐宗敏、任爱峰(73)
- 九、引火槽的设置——一个改善转子机点火燃烧过程的措施
.....王达三、赵惠富、马重芳(79)
- 十、引火槽气体泄漏的分析.....赵惠富(83)
- 十一、火焰传播时间和状况的电离探针测量.....赵惠富、任爱峰(87)
- 十二、单级内风冷低压缩比柴油旋转活塞发动机.....王达三、赵惠富、马重芳(92)
- 十三、水冷旋转活塞发动机缸体冷却的研究.....马重芳、齐宗敏(96)
- 十四、风冷旋转活塞发动机传热过程的分析和实验研究
.....马重芳、宋家林(109)
- 十五、旋转活塞发动机传热过程的分析和模拟
.....马重芳、齐宗敏(120)
- 十六、用薄膜热电偶研究BM-450转子发动机燃烧和传热的特殊规律
.....马重芳、宋家林、宋 政(130)
- 十七、薄膜热电偶的结构、工艺及温度信号的显示与标定
.....宋家林、马重芳(137)
- 十八、风冷转子机缸体辐射状和平行状二种散热片布置冷却性能比较
.....王达三、马重芳(143)
- 十九、旋转活塞发动机强化冷却风扇的设计与试验.....葛满初(150)

一、旋转活塞发动机工作过程分析

叶 经 纬

(一)前 言

为了估计发动机的性能、弄清各种因素之间的互相影响、找出最佳状态参数，便于在发动机的设计或试验过程中调整与控制，以达到提高与改进其性能的目的；同时，也为了便于对某些特性进行分析，例如，找出转子发动机等压区的变化规律及其影响的因素，从而合理地确定火花塞的位置；以及分析气缸内压力变化对动力性能的影响等。其中一个很重要的问题，就是要找出气缸内工作压力与容积（曲轴转角）的变化规律。由于影响气缸内工作压力变化的因素很多，一般进行内燃机的热力计算时，是很繁琐的，要得出整个工作过程的解析表达式也是有一定的困难。因此，只有从简化问题着手、以避免繁琐的计算，能容易地看出各个因素的影响程度。这里从热力学第一定律出发，根据若干基本假定，得出气缸内工作压力变化的近似解析表达式。

(二)基 本 假 设

1. 工质是理想气体，而且在气缸内的压力与温度是均匀的。

2. 燃烧过程中的放热规律，按以下经验公式估计：

$$q(\theta) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{\theta - \theta_i}{\Delta\theta} \pi \right) G_f \Delta H_u$$

3. 不考虑热分解与热散失等过程，而把这些因素综合包括在有效热释放效率 η_e 的系数中考虑。

4. 不考虑漏气损失，即气缸内工质的重量不变。

5. 各物性参数是常数。

因此，按照热力学第一定律

$$dq(\theta) = GC_v dT + APdV \quad (1-1)$$

$dq(\theta)$ ：燃烧过程中由于化学反应瞬时释放的热量；

G ：气缸内工质的重量；

A ：热工当量系数；

V ：气缸内的瞬时工作容积；

G_f ：每工作循环燃料耗费的重量；

C_v ：工质的定容比热；

ΔH_u ：燃料的热值。

根据气体的状态方程，得出

$$dT = \frac{1}{GR} (PdV + VdP) \quad (1-2)$$

式中, R 为气体常数, 将式(2)代入式(1), 整理后, 得出

$$dq(\theta) = \frac{A}{k-1} (kP dV + V dP) \quad (1-3)$$

式中, $k = C_p / C_v$ C_p ——定压比热

因此
$$dP + kP d \ln V = \frac{k-1}{A} \frac{dq(\theta)}{V} \quad (1-3.1)$$

其初始条件, 当 $\theta = \theta_0$ 时

$$P = P_0 \quad \text{压缩初始的压力}$$

$$V = V_0 \quad \text{压缩初始的容积}$$

微分方程(1-3.1)的解为

$$PV^k = P_0 V_0^k f(\theta) \quad (1-4)$$

式(1-4)中的

$$f(\theta) = 1 + \frac{k-1}{AP_0 V_0^k} \int_{\theta_0}^{\theta} V^{k-1} dq(\theta) \quad (1-4.1)$$

对于压缩过程: $\theta_0 - \theta_1$

$$dq(\theta) = 0$$

则

$$f(\theta) = 1$$

θ_0 : 压缩开始时的曲轴转角

θ_1 : 着火开始时的曲轴转角

对于燃烧过程: $\theta_1 - \theta_c$

依据假设(2), 放热规律为

$$q(\theta) = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \right) \eta_c G_f \Delta H_u$$

$$dq(\theta) = \frac{1}{2} \eta_c G_f \Delta H_u \sin \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \right) d \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \right)$$

因此,

$$f(\theta) = 1 + \frac{k-1}{AP_0 V_0^k} \int_{\theta_1}^{\theta} V^{k-1} dq(\theta)$$

经过演算(参看附录)得出

$$\begin{aligned} f(\theta) = 1 + & \frac{\eta_c \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_c)} \left[\left(\frac{\varepsilon + 1}{2\varepsilon} \right)^{k-1} \left\{ \frac{1}{2} \left[1 - \cos \frac{\pi}{\Delta\theta} (\theta - \theta_1) \right] \right\} \right. \\ & + \frac{1}{2} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} \right) \left(\frac{k-1}{\beta^2 - 1} \right) \left[1 - \cos \frac{2}{3} (\theta - \theta_1) \cos \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \right) \right. \\ & \left. \left. - \beta \sin \frac{2}{3} (\theta - \theta_1) \sin \left(\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \right) \right] \right\} \end{aligned} \quad (1-4.2)$$

式中,

$$\beta = \frac{2\Delta\theta}{3\pi}$$

$\Delta\theta$ ——燃烧持续时间(按曲轴转角计算);

θ_c ——燃烧终了时的曲轴转角。

对于燃烧结束后的膨胀过程 $\theta_c - \theta_d$

$$dq(\theta) = 0$$

则

$$f(\theta) = 1 + \frac{\eta_c \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_c)} \left(\frac{\varepsilon + 1}{2\varepsilon} \right)^{k-1} \left\{ 1 + \frac{1}{2} \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} \right) \left(\frac{k-1}{\beta^2 - 1} \right) \right. \\ \left. \times \left(1 + \cos \frac{2}{3} \Delta\theta \right) \right\} \quad (1-4.3)$$

θ_s ——膨胀结束时的曲轴转角。

由以上分析，可以直接看出影响发动机工作过程的因素，除了结构参数，例如工作容积排量的大小，压缩比 ε 等的影响之外，还受运行条件的影响。显然，上述解析表达式内包括的参数有：

a. 负荷参数

$$H = \frac{\eta_c \Delta H}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_c)}$$

这是一个综合参数，它包括有 η_c 、 ΔH_u 、 α 、 T_B 、 T_c 、 f 等因素；

b. 着火点开始位置 θ_i ；

c. 燃烧持续时间 $\Delta\theta = \theta_c - \theta_i$ 。

这些都是影响发动机工作过程的主要因素。

(三) 实例分析

为了便于分析比较上述参数对工作过程的影响程度，这里选择压缩比为 $\varepsilon = 8.5$ ，排量为 $V_H = 500 \text{ C.C}$ 的基本参数进行计算：

图 1-1 是比较不同的有效热释放效率对工作过程（压力变化曲线）的影响程度，在计算分析中选用的参数值：进气温度 $T_B = 300 \text{ K}$ ；残余废气系数 $f = 0$ ；过剩空气系数 $\alpha = 1$ ；燃

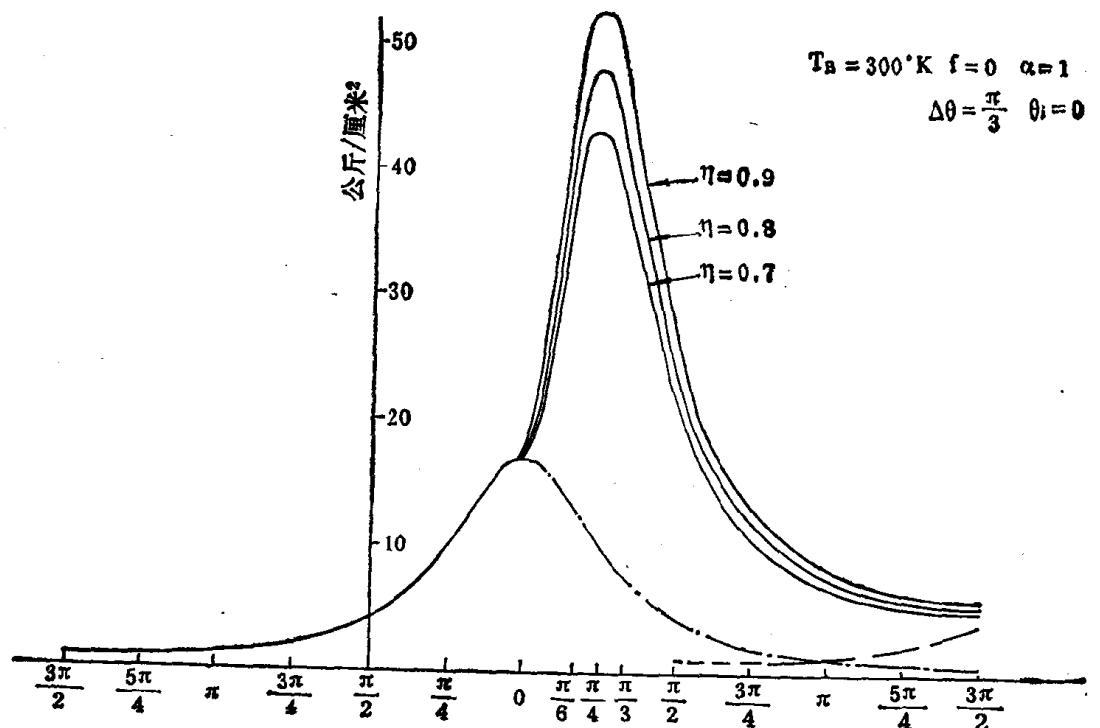


图1-1 有效热释放效率对压力变化的影响

烧延续时间 $\Delta\theta = \frac{\pi}{3}$ ；燃料的低热值 $\Delta H_u = 10650$ 千卡 / 公斤；理论空气耗量 $L_0 = 14.8$ 公斤空气 / 公斤燃料。

由图 1-1 中的曲线可以看出：有效热释放效率对于气缸内压力变化是有着明显的影响，从而也就说明了工作过程中燃烧效率的好坏，发动机散热条件的不同对示功压力曲线变化的影响程度。

图 1-2 是比较不同的初始混合气条件对压力变化曲线产生的影响程度，这里计算图 1-2 中曲线所选用的参数值：有效热释放效率 $\eta = 0.8$ ；过剩空气系数 $\alpha = 1$ ；燃烧延续时间 $\Delta\theta = \frac{\pi}{3}$ ；混合气的条件变化如表 1 所示。

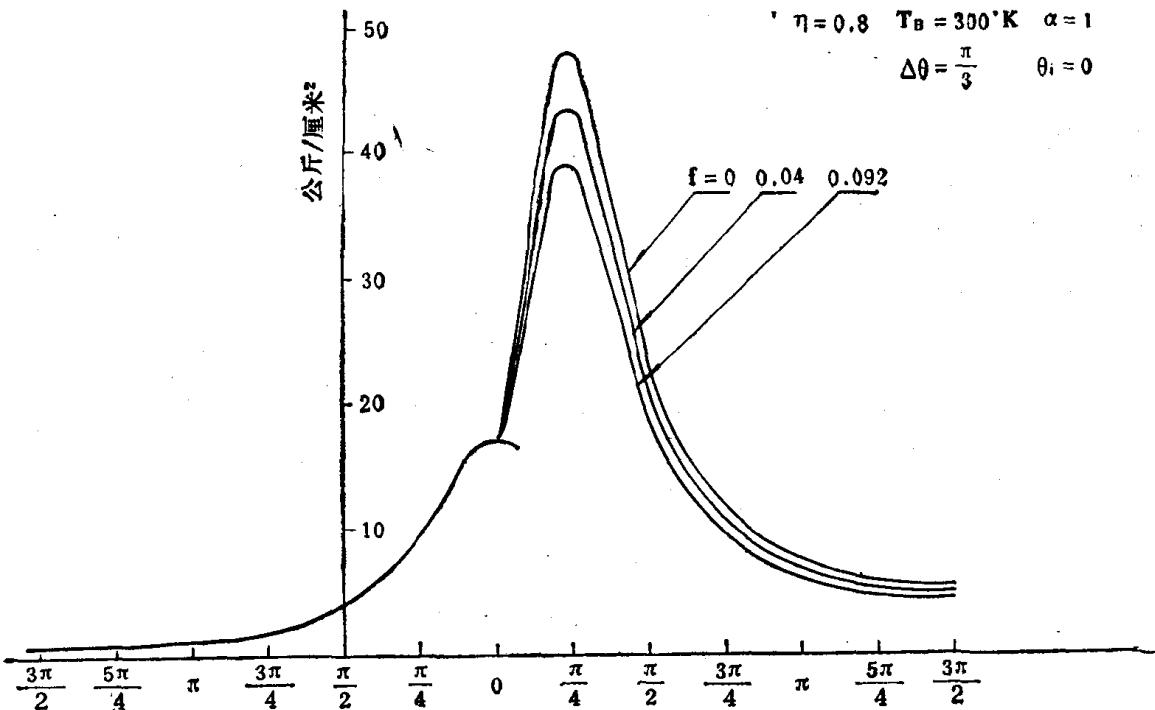


图1-2 初始混合气条件对压力变化的影响

表1

新鲜混合气的进口温度 $T_B(^{\circ}\text{K})$	300	300	300
已燃烧气体的排出温度 $T_e(^{\circ}\text{K})$	1000	1000	1000
进排气体的压力比 P_e/P_0	1	1	2
残余废气系数 f	0.000	0.040	0.092

由以上参数的计算结果，表示在图 1-2 中的不同压力变化的曲线上。显然，随着残余废气系数的增加，指示功率会下降。但是，在另一方面，由于压力升高比减小，动力负荷的平稳性增加，与此同时，由于燃烧反应温度的下降，发动机的热负荷也会相应减少。因而，也就说明混合气的条件变化所给予的影响。

图 1-3 是估计着火点位置的变化对示功压力曲线产生的影响情况。显然，计算示功压力曲线变化的结果表明，如果适当控制点火提前角的位置，是能够显著提高发动机的功率。相反，如果着火点相对于上止点位置的落后角度增大，则功率显著减少。可见着火点位置的控

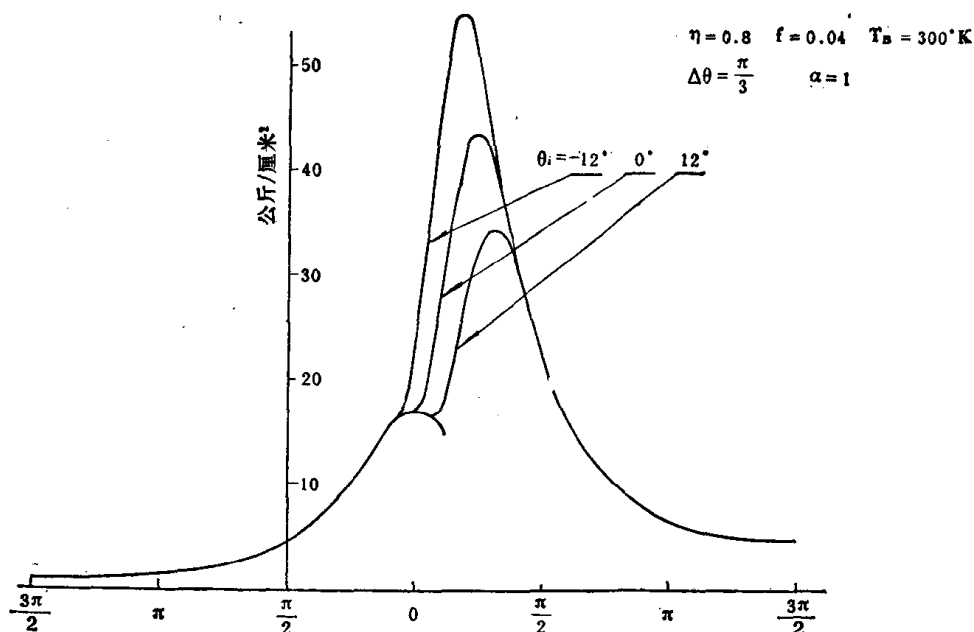


图1-3 着火点位置对压力变化的影响

制是一个很重要的影响参数，这一点与实际发动机的调试过程也是相一致的。所以，着火点位置在实际发动机的试验调整中是非常重要的。同时，也可以看出，虽然着火点 θ_i 的位置变化，在上述计算给定的条件下，对于膨胀过程中压力曲线的变化所产生的影响并不明显。不同情况的压力膨胀线基本上是相互重叠的，但在上止点附近，对于燃烧过程的影响，则是非常显著。

(四) 结 束 语

通过以上分析和计算的几个示例表明，对整个发动机工作过程所得出的函数解析表达式，虽然其中经过了一些简化与近似处理，这是完全可以的。而且，计算得出的结果也完全能够说明发动机工作过程中的一些基本规律。对于分析有关问题，避免了一些繁琐的计算，能直接看出各种因素的相互函数关系。在实际应用中是相当重要的，在某些问题的讨论中，就可以比较简便了。

附 录

(一) 工作容积的变化规律

$$V(\theta) = V_A - V_B \sin\left(-\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{6}\right)$$

$$= \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} \left(1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} \sin\left(-\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{6}\right)\right) V_B$$

式中，

$$\varepsilon = \frac{V_A + V_B}{V_A - V_B} \text{—— 压缩比}$$

$$V_A = \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} V_B$$

$$V_H = 2V_B = 3\sqrt{3}eRB\left(1 + \frac{2a}{R+3e}\right) \text{--- 排量}$$

$$V_0 = \frac{2\varepsilon}{\varepsilon-1}V_B \text{--- 最大工作容积}$$

$$V_C = \frac{2}{\varepsilon-1}V_B \text{--- 最小工作容积}$$

e ——偏心距

a ——平移距

R ——创成半径

θ ——偏心轴转角，偏心轴与气缸体长轴的夹角

(二) 每循环混合气量的计算

$$G_0 = \frac{P_0 V_0}{RT_0} \text{--- 每循环的混合气量}$$

$$G_0 = G_B(1+f)$$

$$G_B = G_f(1+\alpha L_0) \text{--- 每循环吸进的新鲜燃料混合气量}$$

$$G_f = \frac{P_0 V_0}{(1+f)(1+\alpha L_0)RT_0} \text{--- 每循环的燃料耗量}$$

P_0 ——进气压力（压缩初始压力）

V_0 ——最大工作容积

T_0 ——混合气被压缩的初始温度

f ——残余废气系数

α ——过剩空气系数

L_0 ——理论空气消耗量

(三) 残余废气系数的计算

在最小余隙容积中所剩余的废气量：

$$G_c = \frac{P_c V_c}{RT_c}$$

式中，

P_c ——排气压力

T_c ——排气温度

残余废气系数：

$$\begin{aligned} f &= \frac{G_c}{G_B} = \frac{G_c}{G_0}(1+f) \\ &= (1+f) \frac{P_c}{P_0} \cdot \frac{V_c}{V_0} \cdot \frac{T_0}{T_c} \\ &= (1+f) \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{P_c}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_c} \end{aligned}$$

即是

$$f \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{P_c}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_c} \right) = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{P_c}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_c}$$

$$f\left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \frac{P_c}{P_0}\right) = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{P_c}{P_0} \cdot \frac{T_B}{T_c}$$

(四) 初始温度 T_0 的计算

由热量的平衡方程式知道

$$G_B(C_p T_B + f C_p T_c) = G_B(1 + f) C_p T_0$$

因此

$$T_0 = \frac{T_B + f T_c}{1 + f}$$

此处

T_B ——新鲜燃料混合气的温度

(五) 积分的近似计算

$$\begin{aligned} & \frac{k-1}{AP_0 V_0^k} \int_{\theta_1}^{\theta} V^{k-1} dq(\theta) \\ &= \frac{1}{2} \frac{\eta_c \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_0)} \left(\frac{\varepsilon+1}{2\varepsilon}\right)^{k-1} \int_{\theta_1}^{\theta} \left[1 - \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon+1} \sin\left(\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{6}\right)\right]^{k-1} \sin \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \\ & \quad d\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \approx \frac{1}{2} \frac{\eta_c \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_0)} \left(\frac{\varepsilon+1}{2\varepsilon}\right)^{k-1} \int_{\theta_1}^{\theta} \left[1 - (k-1) \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon+1} \sin\left(\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{6}\right)\right] \\ & \quad \sin \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \quad d\frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \approx \frac{1}{2} \frac{\eta_c \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_0)} \left(\frac{\varepsilon+1}{2\varepsilon}\right)^{k-1} \left\{1 - \cos\right. \\ & \quad \times \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \left.\right\} + \frac{1}{2} \frac{\eta_c \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_0)} \left(\frac{\varepsilon+1}{2\varepsilon}\right)^{k-1} \left(\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon+1}\right) \left(\frac{k-1}{\beta^2-1}\right) \times \left\{\sin\left(\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{6}\right) - \sin\left(\frac{2}{3}\theta_1 + \frac{\pi}{6}\right)\right\} \\ & \quad \cos \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi + \frac{2}{3} \frac{\Delta\theta}{\pi} \cos\left(\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{6}\right) \sin \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi \left.\right\} \\ & \approx \frac{1}{2} \frac{\eta_c \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_0)} \left(\frac{\varepsilon+1}{2\varepsilon}\right)^{k-1} \left\{\left[1 - \cos \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi\right] + \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon+1} \frac{k-1}{\beta^2-1} \left[1 - \cos \frac{2}{3}(\theta - \theta_1) \cos \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi - \beta \sin \frac{2}{3}(\theta - \theta_1) \sin \frac{\theta - \theta_1}{\Delta\theta} \pi\right]\right\} \end{aligned}$$

式中，因着火点在上止点附近，即 $\theta_1 \approx \frac{\pi}{2}$ ，

所以

$$\sin\left(\frac{2}{3}\theta_1 + \frac{\pi}{6}\right) \approx 1$$

$$\sin\left(\frac{2}{3}\theta + \frac{\pi}{6}\right) \approx \sin\left[\frac{2}{3}(\theta - \theta_1) + \frac{\pi}{2}\right]$$

$$\approx \cos \frac{2}{3}(\theta - \theta_1)$$

二、旋转活塞发动机等压区的 试验与分析

潘奎润、叶经纬、任爱峰

前 言

转子机的燃烧室一般都备有两个火花塞，我们知道，顺着活塞旋转方向朝前的前火花塞连通孔的位置都是开置在前、后两缸（工作腔）压力相等的等压区附近。这不是一个单纯的减少两缸间的相互漏气问题。因为等压区的位置是随着转子机的运行工况条件而不断变化，如果合理地确定连通孔的位置，便会对转子机的工作过程（例如起动性，怠速、低负荷运行等）点火的均匀稳定性产生有利的影响。但国内、外文献对等压区问题很少进行过分析，有的〔1〕甚至错误地认为当密封刮片经过前火花塞连通孔时，不管运转条件如何变化，前、后两缸压力差的方向都是使新鲜混合气顺着旋转方向由后缸（压缩腔）通过火花塞连通孔漏入前缸（膨胀腔）。为了弄清这个问题，这里作了一些必要的讨论与分析，同时，针对 BM-450 转子机也进行了一些试验，以测定其等压区的变化规律。依据这些试验分析的结果，为下一轮的改进设计提供出比较合理的前火花塞连通孔位置。

（一）等压区的工作特点

一般内燃机的火花塞电极都要求直接受到吸入的新鲜混合气扫气，以便将电极之间的残余废气清扫干净，改善点火条件。所以火花塞电极都伸进燃烧室内。但转子机火花塞所处的点火条件比往复式发动机差，这是由于刮片沿着整个缸体型面刮过。所以火花塞不能直接伸进燃烧室内，需要退缩到缸体上的小腔中，而且为了不致造成严重的漏气，小腔与燃烧室之间的连通孔尺寸不得不做得比较小。因此，除了火焰从小腔喷出时，容易受到小连通孔壁的淬熄作用之外，火花塞电极之间不能像往复式发动机那样，受到新鲜混合气的直接吹拂，清扫上一循环残留的废气。因为废气的存在对点火很有影响，它会影响到循环间工作过程的稳定性及断火现象等。因此转子机的失火现象比往复式机严重得多，这一点对怠速、低负荷运转比较重要。而转子机火花塞小腔内废气的清除，主要是依靠当膨胀行程时，小腔内的废气压力随气缸压力膨胀而降低到接近排气压力，密度变小，废气量减少，而当压缩行程时，小腔内流入新鲜混合气，随气缸压力压缩到压缩终了压力，密度变大，新鲜混合气增多。但即使这样，废气还是不易清除干净的。另外，刮片还容易把缸体型面上未蒸发的燃油刮进到小腔内。因此小腔内混合气点火条件较差。为了解决这个问题，国外有采用较高的次级电压来点火的，如美国 OMC 公司在 528 毫升风冷转子机上就是采用 4 万伏特的次级电压点火〔2〕。此外，由于火花塞受不到冷的新鲜混合气冷却，相反却受到高温燃气的冲刷，所以火花塞的温度较高，寿命也比往复式机的短。

转子机的燃烧室是狭长形的，为了缩短火焰行程，当排量较大时，往往采用两个火花塞点火。当用两个火花塞点火时，后火花塞对最大功率影响较大。因为气流速度顺着旋转方向往前流动，火焰往后传播比往前传播困难。如果只从前火花塞点火，火焰不易传播到燃烧室后方末区，燃烧不完全，热效率降低，功率将减小。只有靠后火花塞点火，才能较易地把燃烧室后方末区混合气及时烧完。

前、后两个火花塞的工作条件也不相同。当刮片经过火花塞连通孔时，对后火花塞来说，由于前、后气缸的压力差较大，方向是使已燃气体从前缸往后缸倒流。因此火花塞电极受到高温燃气的倒流冲刷，必须远离缸体型面，以免电极被烧坏，同时连通孔直径必须小，以免漏气。所以其起动、怠速、低负荷性能较差。但对前火花塞来说，则因为在其附近存在等压区，即前、后两缸压力相等的地方，所以连通孔直径可以开得较大，而不致造成较大的气体漏泄，火花塞电极也可以更接近型面。这样，当刮片经过前火花塞连通孔时，利用其前、后两缸压力差，使新鲜混合气由后缸经连通孔流向前缸，便可以对火花塞的电极进行清扫，提高小腔内的混合气着火性能，对怠速、低负荷工作有利。国外对此问题也很重视，例如：NSU最近把转子机火花塞的端部特地改制成内锥形〔3〕，就是为了改善新鲜混合气对电极的扫气，使之不致形成死区。但前、后缸的等压点位置是随工况不同而变化的，前火花塞连通孔位置若选择合适，新鲜混合气便能对火花塞电极进行扫气，改善点火条件，增加火花塞的寿命，若选择得不好，便起不到这一作用。因此火花塞连通孔在缸体的位置不同，对电极之间残余废气清扫程度，以及连通孔径的大小也相应不同，对转子机性能也有不同的影响。

表 2-1 为数种转子机的火花塞连通孔位置。

火花塞连通孔位置								表2-1
机 型	创成半径 <i>R</i> 毫 米	偏 心 距 <i>e</i> 毫 米	平 移 距 <i>a</i> 毫 米	火 花 塞 连 通 孔 位 置				排气口开启 排气下止点前 度
				短 轴 前		短 轴 后		
				毫 米	压缩上止点后 度	毫 米	进气下止点后 度	
10A	101	15	4	18	232.8	30	11.6	75
13A	116	17.5	4	29	249.6	31	15.5	77
KKM 612	100	14	2	24	245.2	56	- 35.7	63
				—	—	23	27	63
KM 37	69	11	1.2	13.8	240	—	—	62
KKM 502	100	14	2	—	—	28	17.2	42
KM 914	70	11.6	1.6	9.4	224	—	—	77.4
BM 450	87	14	5	16	236.7	16	33	63
13B	102	15	3	23	243.4			75

(二)等压区位置的讨论分析

在确定前火花塞连通孔的位置时，首先要确定前、后两缸的等压区位置。根据试验中得出的示功图分析以及理论计算，等压区一般都出现在排气口开启以后，其位置除了与工作过程的燃烧压力曲线有关以外，与排气口开启的位置也紧密相关。因此，影响压力曲线的诸因

素,也就影响等压区的位置。为便于讨论,扼要地作如下简要分析:

排气口开启后,气缸内气体的重量变化由状态方程可知:

$$\frac{dG}{G} = \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} \quad (2-1)$$

式中, G ——气缸内气体的重量

P ——气缸内气体的压力

V ——气缸的容积

假设气体的排气膨胀过程是绝热的,则

$$TP^{\left(\frac{1-k}{k}\right)} = \text{常数} \quad (2-2)$$

或

$$\frac{dT}{T} = -\frac{1-k}{k} \frac{dP}{P} \quad (2-3)$$

式中, k ——绝热指数

将式(2-3)代入式(2-1),即得

$$\frac{dG}{G} = \frac{1}{k} \frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} \quad (2-4)$$

设排气口开启时压力为 P_t , 容积为 V_t , 重量为 G_t , 则式(2-4)经过积分后得出:

$$\ln \frac{G}{G_t} = \ln \left(\frac{P}{P_t} \right)^{\frac{1}{k}} + \ln \left(\frac{V}{V_t} \right) = \ln \left(\frac{P}{P_t} \right)^{\frac{1}{k}} \left(\frac{V}{V_t} \right)$$

故

$$\frac{P}{P_t} = \left(\frac{G}{G_t} \cdot \frac{G_t}{V} \right)^k = \left(1 - \frac{\Delta G}{G_t} \right)^k \left(\frac{V_t}{V} \right)^k \quad (2-5)$$

与此同时,在 dt 时间内由气缸流出的气体重量为

$$dG = \mu f_t \psi \sqrt{\frac{P}{v}} dt$$

式中, P 、 v ——气缸内气体的压力与比容

μ ——气口流量系数

f_t ——排气口开启面积(随时间变化)

ψ ——当排气口初开时,在超临界领域内,其值为

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}$$

当取 $k=1.33$ 时, $\psi=2.3$

因此,

$$\Delta G = \int_{\theta_t}^{\theta} dG \approx \mu \psi \sqrt{\frac{P_t}{v_t}} \int_{\theta_t}^{\theta} f_t \cdot dt \quad (2-6)$$

设排气口开启面积与转角成直线关系,即

$$f_t = f_A \frac{\theta - \theta_t}{\theta_d - \theta_t} = f_A \cdot x \quad (2-7)$$

式中, f_A ——排气口截面积

θ_f ——排气口开启时的主轴转角

θ_d ——下止点时的主轴转角 ($\theta_d = 2\pi$)

$$\begin{aligned}\int_{\theta_f}^{\theta} f_t dt &= f_A \frac{60}{2\pi n} \int_{\theta_f}^{\theta} \frac{\theta - \theta_f}{\theta_d - \theta_f} d(\theta - \theta_f) \\ &= \frac{f_A}{4} \frac{60}{\pi n} \left(\frac{\theta - \theta_f}{\theta_d - \theta_f} \right)^2 (\theta_d - \theta_f)\end{aligned}\quad (2-8)$$

代入式(2-6)中, 得

$$\Delta G \approx \frac{f_A}{4} \frac{\mu \psi 60}{\pi n} \sqrt{\frac{P_f}{\rho_f}} (\theta_d - \theta_f) x^2$$

式中, n ——转速

f_A ——排气口截面积

于是代入式(2-5)中, 得排气口开启后压力的变化

$$\frac{P}{P_f} \approx \left[1 - \frac{15}{\pi n} \frac{\mu \psi f_A \sqrt{RT_f}}{V_f} (\theta_d - \theta_f) x^2 \right]^k \left(\frac{V_f}{V} \right)^k \quad (2-9)$$

因为在任一主轴转角 θ 时, 气缸容积为

$$\begin{aligned}V &= V_B \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} \right) \left\{ 1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} \sin \left[\frac{2}{3} \theta_d + \frac{\pi}{6} + \frac{2}{3} (\theta - \theta_d) \right] \right\} \\ &= V_B \left(\frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} \right) \left\{ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} \cos \frac{2}{3} (\theta - \theta_d) \right\} \\ &\approx V_B \frac{2\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cos^2 \frac{1}{3} (\theta - \theta_d)\end{aligned}$$

式中, $V_B = \frac{1}{2} V_H$ = 气缸工作容积的一半, 故

$$V_f \approx V_B \cdot \frac{2\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cos^2 \frac{1}{3} (\theta_f - \theta_d)$$

设气缸最大容积为 V_0 , 进气压力为 P_0

$$V_0 = \frac{2\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_B$$

$$V_f \approx V_0 \cos^2 \frac{1}{3} (\theta_f - \theta_d)$$

故

$$\sqrt{V_0 \cdot V_f} \approx \frac{2\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_B \cos \frac{1}{3} (\theta_d - \theta_f) \quad (2-10)$$

又因

$$\frac{P_f}{P_0} = \left(\frac{V_0}{V_f} \right)^k f(\theta)_{c-d} = \frac{f(\theta)_{c-d}}{\cos^{2k} \frac{1}{3} (\theta_d - \theta_f)} \quad (2-11)$$

而

$$\frac{\sqrt{RT_f}}{V_f} = \frac{1}{V_f} \sqrt{\frac{P_f \cdot V_f}{G_0}} = \sqrt{\frac{P_f}{P_0}} \sqrt{RT_0} \frac{1}{\sqrt{V_f \cdot V_0}}$$

将式(2-10), (2-11)代入上式则得

见●“旋转活塞发动机工作过程分析”中的公式(1-4)。

$$\frac{\sqrt{RT_f}}{V_f} \approx \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{1}{V_H} \cdot \frac{\sqrt{RT_0 f(\theta)_{c-d}}}{\left[\cos \frac{1}{3} (\theta_d - \theta_f) \right]^{k+1}}$$

将上式代入式(2-9)后, 得

$$\begin{aligned} \frac{P}{P_f} \approx & \left\{ 1 - \frac{15(\theta_d - \theta_f) \cdot \mu \psi}{n\pi} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{f_A}{V_H} \cdot \frac{\sqrt{RT_0 f(\theta)_{c-d}} \cdot x^2}{\left[\cos \frac{1}{3} (\theta_d - \theta_f) \right]^{k+1}} \right\}^k \\ & \times \left(\frac{\cos \frac{1}{3} (\theta_d - \theta_f)}{\cos \frac{1}{3} (\theta_d - \theta)} \right)^{2k} \end{aligned} \quad (2-12)$$

由式(2-11), (2-12)可得

$$\begin{aligned} \frac{P}{P_0} = \frac{P}{P_f} \cdot \frac{P_f}{P_0} \approx & \left\{ 1 - \frac{15(\theta_d - \theta_f) \cdot \mu \psi}{n\pi} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{f_A}{V_H} \right. \\ & \cdot \left. \frac{\sqrt{RT_0 f(\theta)_{c-d}} \cdot x^2}{\left[\cos \frac{1}{3} (\theta_d - \theta_f) \right]^{k+1}} \right\}^k \times \left\{ \frac{f(\theta)_{c-d}}{\left[\cos \frac{1}{3} (\theta_d - \theta) \right]^{2k}} \right\} \end{aligned} \quad (2-13)$$

式中,

$$\begin{aligned} f(\theta)_{c-d} = & 1 + \frac{\eta_c \cdot \Delta H_u}{(1 + \alpha L_0) C_v (T_B + f T_c)} \cdot \left(\frac{\varepsilon + 1}{2\varepsilon} \right)^{k-1} \\ & \times \left\{ 1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon + 1} \cdot \frac{k-1}{\beta^2 - 1} \left(1 + \cos \frac{2}{3} \Delta \theta \right) \right\} \end{aligned}$$

其中,

$$\beta = \frac{2\Delta\theta}{\pi}$$

η_c ——有效热释放效率

$\Delta\theta = \theta_c - \theta_f$ ——燃烧延续时期

T_B ——新鲜混合气进气温度

f ——残余废气系数

θ_c ——燃烧开始主轴转角

θ_f ——燃烧終了主轴转角

T_c ——废气排出温度

ΔH_u ——燃料热值

由以上分析可知, 除结构参数: 压缩比 ε , 排量 V_H , 排气口截面积 f_A , 排气口开启位置 θ_f 等因素外, 在转子机运行中, 对等压区位置起主要作用的因素是 $f(\theta)_{c-d}$ 和转速 n 。

为了明确看出各个参数对等压区变化的影响, 根据以上工作参数: $\eta_c = 0.8$, $T_B = 300K$,

$\Delta\theta = \frac{\pi}{3}$, $V_H = 500$ 立方毫米, 废气系数 f 分别取为 0, 0.04, 0.092, 当排气口开启位置

分别为下止点前 $\frac{2\pi}{5}$, $\frac{\pi}{3}$, $\frac{\pi}{4}$ 几种情况时, 对排气压力变化作一计算分析, 其结果如图

2-1 所示。由式(2-13)和图 2-1 中可看出, 等压点位置与结构参数及运行参数等有关, 随着 $f(\theta)_{c-d}$ 减小 (例如其他因素不变, 风门减小, 负荷减小, 导致废气系数增大) 和转速 n 降

● 见“旋转活塞发动机工作过程分析”中的公式(1-4.3)。