

內 燃 机 全 集

〔德国〕李斯德 主編

——第四卷——

內 燃 机 的 充 量 更 換

第 三 部

四冲程过程与廢气能量供充量更換的利用

〔德国〕H. 李斯德 著

上海科学技术出版社

内 容 提 要

本书系根据李斯德教授主编的内燃机全集中, 1952年出版的第四卷“内燃机的充量更换”第三部译出。全书分为两篇: 在第一篇中叙述了有关气阀配气、Burt-Mac-Collum滑阀配气以及多缸发动机中吸气管对于充量分配的影响, 对内燃机配气的系统设计阐述较详; 第二篇中对四冲程与二冲程发动机的废气涡轮增压以及废气能量在飞机推力喷管中的利用进行了探讨, 为尽可能利用废气能量以提高发动机的效率提供了必要的理论基础。

本书可供内燃机设计与研究人员实际工作中参考, 也可作为大专学校有关专业的教学参考用书。

内 燃 机 全 集

主 编 (德国) Hans List

第 四 卷

内燃机的充量更换

第 三 部

四冲程过程与废气能量供充量更换的利用

Der Viertakt Ausnützung der Abgasenergie
für den Ladungswechsel

原 著 者 (德国) Hans List

原出版者 Springer-Verlag, 1952

译 者 培 坤

*

上海科学技术出版社出版

(上海瑞金二路450号)

上海市书刊出版业营业许可証出093号

新华书店上海发行所发行 各地新华书店经售

上海洪兴印刷厂印刷

*

开本 787×1092 1/16 印张 11 6/16 字数 221,000

1962年2月第1版 1962年2月第1次印刷

印数 1-4,000

统一书号: 15119·1650

定 价: (十四) 1.60 元

第四卷 第三部原序

在航空发动机与柴油发动机方面的研究工作已经指出,第一部中所述的计算方法,也能很有成效地应用于四冲程配气的系统设计。

因此,在本部中,亦将以计算作为处理四冲程发动机充量更换的中心。

本部的第一篇中叙述有气阀配气、Burt-Mac-Collum 滑阀配气以及多缸发动机中吸气管对于充量分配的影响。

在第二篇中,讨论了四冲程发动机的,也讨论了二冲程发动机的废气涡轮增压以及飞机中的废气能量在推力喷管中的利用。在本篇之末,关于 Kadenacy 效果的简短叙述,是出之于 G. 雷伊尔博士的手笔。

与第四卷第二部中二冲程发动机的讨论相类似,我的本意并不在于介绍配气与废气涡轮增压机设计用的经验数据,而主要在于指明所存在着的关系与方法,俾能根据不同情况系统地设计配气。此时,很明显,在初步计算工作之后必须随之以实验,但此实验较之纯凭经验调整时已大为缩简。

我的合作者工程师 H. Schmid 先生曾复核本书的计算,并阅读校样,谨致以谢意。

H. 李 斯 德

Graz 1952 年 6 月

目 录

第四卷 第三部原序

第一篇 四冲程过程1

第一章 一般原理1

第二章 在进气之前与排气之后紧接有大容器的发动机的充量更换2

第一节 流出过程2

(一) 概述2

(二) 非增压充气的发动机3

(三) 增压充气的发动机6

(四) 排气行程期间的热传导10

第二节 扫气过程11

(一) 概述11

(二) 扫气过程的计算。逐步计算法12

1. 通则12

2. 计算基础的确定13

3. 例：扫气过程的整个计算14

(三) 近似方法17

(四) 由试验来确定扫气效果与扫气空气消耗量20

第三节 流入过程20

(一) 概述20

(二) 流入过程的计算21

(三) 输气度与气阀开启规律的基本关系23

(四) 例：流入过程的整个计算26

(五) 输气度与外界状态或进气阀前的状态29

(六) 加热系数 τ_e31

第四节 确定输气度与空气消耗量的近似方法, 经验数值34

(一) 非增压充气的发动机34

(二) 无扫气的增压充气发动机39

(三) 具有扫气的增压充气发动机41

第五节 充量更换损耗45

第六节 充量更换期间的总热传导47

第七节 气阀盖中, 气阀与通道的流动技术设计48

(一) 通过气阀的流动	48
(二) 进气通道与进气阀中的流动	50
(三) 排气通道中的流动	55
第八节 滑阀配气	55
(一) 概述	55
(二) Bart-Mae-Collum 滑阀	56
第九节 变动运转条件时的四冲程发动机	59
(一) 四冲程发动机的扭矩特性曲线	59
1. 非增压充气的发动机	59
2. 具有机械驱动鼓风机的增压发动机	63
(二) 外界状态对于四冲程发动机的功率与燃料消耗量的关系	67
1. 外界状态与标准状态略有不同时	67
2. 外界状态有较大不同时高空发动机	68
第三章 气缸上导管的接装	70
第一节 吸入侧的导管	76
(一) 概述	70
(二) 充量均匀分配的条件	71
(三) 用计算确定多缸发动机各个气缸的充量分配	73
(四) 用试验确定多缸发动机各个气缸的充量分配	83
(五) 实际生产的吸气管的讨论	83
(六) 通过吸气管增压	85
第二节 排气侧的导管	97
第二篇 利用废气能量作充量更换	99
第一章 废气能量与废气温度	99
第二章 废气涡轮增压与废气涡轮增压	102
第一节 概述	102
第二节 四冲程发动机增压的热力基础	104
第三节 二冲程发动机用废气涡轮增压器压缩扫气空气的热力基础	108
第四节 废气涡轮机、增压器与四冲程发动机的联合工作	110
第五节 对于增压有决定性的各参数改变时所起的作用	120
(一) 改变涡轮机喷嘴截面的作用	120
(二) 改变涡轮增压器相对尺寸的作用	121
(三) 气阀重叠度	121
(四) 涡轮机前泄去部分的废气	122
(五) 充量空气的回冷	122
第六节 设计废气涡轮增压器的原则	123
(一) 不变转速的发动机	123
(二) 船用发动机	124
(三) 车用发动机	124
第七节 外界状态变化时的废气涡轮增压高空发动机	126
第八节 具有废气涡轮增压扫气泵的二冲程发动机	131

第九节 渦輪前排气管中的压力波动, 充量更換期間与扫气期間的背压力, 替用堵 压式渦輪机	140
第十节 載荷改变时, 廢气渦輪增压器的动力情况	151
第三章 在推力噴管中利用廢气能量	155
第一节 概述	155
第二节 确定完善噴管的推进功	156
第三节 确定推力噴管的优良度	159
第四节 廢气推进驱动的特性参数	163
第四章 Kadenacy 效果	163
第一节 概述	163
第二节 理論基础	164
第三节 計算举例	168
参考文献	170
經常采用符号表	174

第一篇 四冲程过程

第一章 一般原理

在四冲程时充量更换是在两个行程，亦即是整个的一轉中完成的。廢气的流出与新鮮充量的流入，在時間方面是基本上相互分开的，所以彼此影响很小。因此，进气过程与排气过程的最有利条件可以分別确定，且可基本上彼此毫不干涉地取得这些条件。这样一来，四冲程配气的設計，通常較二冲程配气的設計大为簡單。

絕大多數采用菌形气閥作为配气机构，因此，下面所述主要是气閥配气。其他的配气型式，將在一专章中討論之。

在具有气閥配气的非增压充气的四冲程发动机中，充量更换是按下述情况进行的：

在膨胀行程的終了，但在下止点之前，排气閥即行开启，此时由于气缸中通常具有若干公斤/厘米²的超压，故一部分的充量經排气系統排出，流入大气中，而其余的部分則借活塞在排气行程时挤出。在排气行程終了时，气缸中存在有殘余廢气，它充滿着压缩容积。在上止点的附近，多半在上止点之后不久，排气閥即行关闭。約在上止点之前少許，进气閥开启。接着在进气行程中，活塞通过进气閥将新鮮充量吸入气缸。在下止点的附近，多半在下止点之后少許，进气閥关闭，压缩行程开始。

在用預先压缩的充量来工作的增压发动机中，进气行程期間，增压器将預加压缩的充量压入气缸中。因此，进气过程的压力較排气时为高，气缸中的充量更换功通常为正值。

使排气閥与进气閥开启時間有較多的重迭，就能利用进气系統与排气系統間的压力差来使燃燒容积扫气。借此可以增加气缸充量，并使气缸获得内部冷却。当然，只有在这样的情况下才可用大的充量值来进行扫气即当充量是空气而不是混合气时，或在特殊的情况中，例如在用混合气扫气的比賽用的发动机中，可以容許在扫气期間有較大的燃料損失。

下面將分別地討論充量更換的各个阶段，如排气、增压发动机的扫气与进气。此时首先假定在气缸前后具有足够大的容器，使在进气閥之前与排气閥之后可按不变的压力来計算。与此假定相异的，例如导管、小容器对于充量更換的影响，將在以后的章节中討論。

第二章 在进气之前与排气之后紧接有大容器的发动机的充量更换

第一节 流出过程

(一) 概述

图1示流出过程时压力变化的简图。与完善机器^①相比，图形面积以及功率因两项原因而有所减少。

面积 a 表示膨胀功的损失，它是由于排气阀早期开启而造成的。面积 b 相当于活塞的

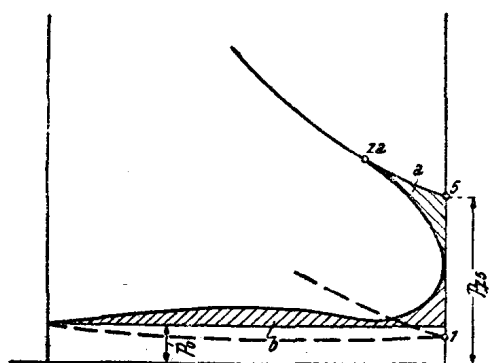


图1 流出过程与排气损耗

排出功。设计排气配气时，应使 a 与 b 的和尽可能地小。若在发动机上装有废气机器时，则部分排出功可在其中利用。此时，在设计排气配气时，必须注意发动机与废气机器的总效率。在这里的说明中，首先不涉及废气能量的继续利用，故仅设法尽可能毫无损失地使废气自气缸中排出。

从工作循环方面看来，排气过程的条件决定于点5处充量的状态、外界压力 p_0 与压缩比 ε 。按照本卷第一部第二篇第二章第二节所述，决定排气过程的配气机构的参数是平均的气体速度 w_{ma} 与开启的规律 $(\mu\sigma) = f(\alpha)$ 。此处的 μ 与压力略有关系， σ 相当于配气机构在各该时期的开启截面，以截面的分数表示之。

相应地比照公式 (7)/II，点5处的状态为：

$$p_5 = \delta p_1 + \frac{1.986}{C_{vm} \sqrt{t_{2a}}} \cdot \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \cdot \frac{\eta_u - \eta_{t-1} - \varphi_w \eta_u}{\eta_{t-1}} \cdot p_{t-1} \quad (1)$$

式中的 δ 表示燃烧前后充量的摩尔比值。

点5处的温度，可由点1处的温度得出，即：

$$T_5 = T_1 \cdot \frac{p_5}{p_1} \cdot \frac{1}{\delta} \quad (2)$$

排气阀开始开启时的状态，倘用“ $2a$ ”表征时，为：

$$p_{2a} = p_5 \cdot \left(\frac{z_5}{z_{2a}} \right)^{\kappa_a} \quad T_{2a} = T_5 \cdot \left(\frac{z_5}{z_{2a}} \right)^{\kappa_a - 1} \quad \text{连同 } V = z \cdot V_h \quad (3)$$

① 按第四卷第一部，其意义系指无充量更换损失的柴油机。

κ_0 应以絕热的指数代入, 可从膨脹終了时的比热算出。

从点 za 的状态出发, 对于某一已知的配气机构, 亦即是已知的 w_{ma} 与 $(\mu\sigma) = f(\alpha)$ 时, 可以按照本卷第一部第二篇第二章第二节求取流出期間的压力变化, 并由之按照图 1 确定排气损耗 (面积 $a+b$ 之和)。当按照第一部作計算时, 热传导是略去不計的。一系列的测量也已确定, 这样对于压力变化符合实际的程度只有很小的影响。因此, 当 μ 值已知时, 此計算对于配气的确定极为有用, 并在很多的情况中可以节省繁复的試驗。

(二) 非增压充气的发动机

若为非增压充气的发动机时, p_1 以及在不变的温度、不变的过量空气与相同的输气度时的 p_{1-1} 直接与 p_0 成比例。因为此时 p_5 及其他压力也与 p_0 成比例, 若配气的 w_{ma} 与 $(\mu\sigma) = f(\alpha)$ 保持不变时, 排气损耗与外界压力 p_0 成比例, 因此, 在相同的过量空气与相同的效率 η_{1-1} 时, 与指示压力 p_{1-1} 成比例。作为平均压力而以 p_{1-1} 的分数表示的排气损耗, 就可以在所給的假設下保持相等的大小。

当在某一非增压充气的发动机中已經算出排气的配气时, 倘若使 w_{ma} 与 $(\mu\sigma) = f(\alpha)$ 保持相等, 亦即是平均的气体速度与有效的开启規律保持相等, 可以在另一发动机中, 在相同的工作循环时, 建立起有关排气损耗的相同的情况。

对于非增压充气的发动机, 排气的配气最好以下列方式进行計算: 按照本篇終了时所說的假定出发, 这样来确定气閥的配气時間, 使排出功达到最小值, 且使进气閥开启时的残余气体压力不至于过分地超出外界压力。为此, 要計算若干不同的压力变化与排气损耗, 然后由此得出最小排气损耗的配气時間。对于一些必須在較大轉数范围中工作的发动机, 应就若干不同的轉数进行計算, 然后作出比較。計算的先决条件是已經知道气閥的流量系数。在初步計算中, 可以利用已知的相仿气閥的設計数据, 更好的是作該設計气閥的簡單模型測定, 作为計算基础。

考虑到热传导及驱动气閥的载荷, 建議排气閥的尺寸不大于流出情况所要求的尺寸。

由于未加冷却的排气閥, 主要是依靠座合面来导热, 若气閥的直徑愈大, 則热的导去也愈属不利。气閥在工作过程期間, 主要是在閥頂表面受热, 而在流出期間, 則主要是在座合面。在气閥温度的測定中已經指出, 工作过程期間, 特别是燃燒时期与膨脹的最初一段时期, 閥頂表面受热的影響是比較主要的, 并因之决定气閥的温度。故必須特別強調将气閥設計得具有尽可能小的直徑。

下面将以实例來說明如何确定非增压充气发动机的排气配气。

例: 具有下列尺寸的发动机, 确定其最有利的排气閥开启時間与排气损耗:

气缸直径 $D=120$ 毫米行程 $s=140$ 毫米压缩比 $\epsilon=5.36$ 连杆比 $l/r=3.14$ 转速 $n=2500$ 转/分

排气阀的直径为 42 毫米。气阀开启曲线是按照图 2 变化的。

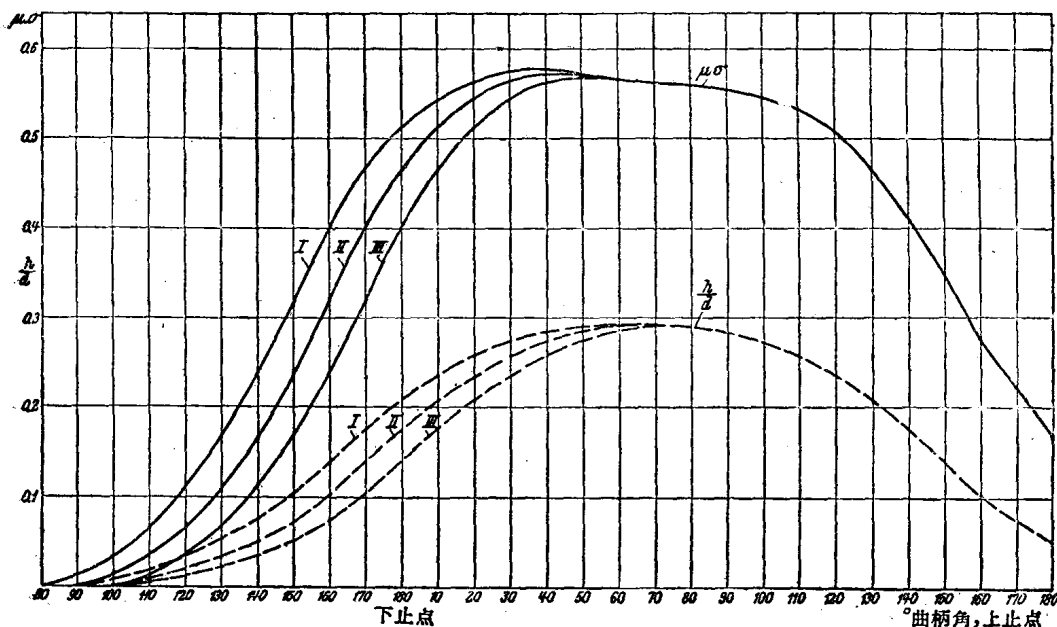


图 2 排气阀的行程变化与有效通流截面的变化

与压力比有关的流量系数,必须按照本卷第二部第一篇第二章第一节(一)中的说明,在与实际流出过程相同的数值 $\frac{ad}{\nu}$ 中求取。这要求变化压力值(在不变压力比值时),或在缩小的模型上进行试验得出。由于在所研究的范围中,流量系数仅与 $\frac{ad}{\nu}$ 有微小的关系,所以即使是在具有真正尺寸的模型上,以正常温度及实际压力的压缩空气流作试验,也能得出可用的结果。对于气阀最好是直接确定乘积($\mu\sigma$),这表示气阀座截面积的有效面积,以分数计。在图 3 中表示航空发动机用气阀($\mu\sigma$)与 h/d 的关系。

利用此计算基础,可以按照第一部第 48 页计算气缸中的压力变化。图 4 所示为在不同的气阀开启时——下止点前 100° 、 90° 、 80° 曲柄角——,压力变化与活塞行程的关系。按照图 3 所示的有效通流截面,可得排气损耗(作为平均压力):

$$p_{aus} = p_{aus \exp} + p_{auschub} \quad (4)$$

式中, p_{aus} 为总的排气损耗,由部分膨胀功的损耗 $p_{aus \exp}$ 与活塞排出功的损耗 $p_{auschub}$ 所组成。可以得到下列数值:

排气阀开启	$p_{aus\ exp}$ 公斤/厘米 ²	$p_{aus\ schub}$ 公斤/厘米 ²	p_{aus} 公斤/厘米 ²
100° 曲柄角 下止点前	0.18	0.31	0.49
90° 曲柄角 下止点前	0.09	0.44	0.53
80° 曲柄角 下止点前	0.05	0.60	0.65

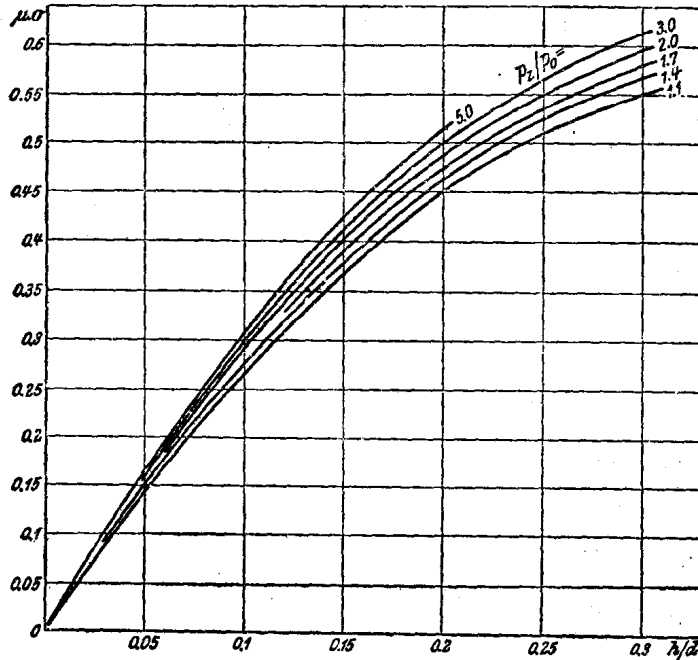


图3 不同的压力比 p_e/p_0 与气阀行程时的排气阀有效流通截面
(用压缩空气在排气阀上作通流试验所得)
 h —气阀行程; d —内阀座直径

由此可见,在下止点前 100° 曲柄角开启时,能够得到最小的损耗。但是功率的增加是很微小的,正如在下止点前将开启时间从 90° 曲柄角提前到 100° 时排出功减少很少的那样。为了顾及因排气阀提早开启所引起的热力载荷的增加,可将开启时间放在下止点前 90° 曲柄角处,或甚至略为更迟些。

通过多次排气过程的计算可以知道,要求小的排出损耗主要须使压力在抵达下止点前有足够的降低。因此,按照公式(81)/I,对于超临界的流出,式

$$K \cdot \int_{\alpha'}^{\alpha} \frac{(\mu\sigma) d\alpha}{z^{1+k_n}} \quad (5)$$

或者近似地

$$K \cdot \int_{\alpha'}^{\alpha} (\mu\sigma) d\alpha \quad (6)$$

在下止点前不允许低于某一数值,而此数值是决定于膨胀压力的大小的。当气阀开启曲线愈陡,即能以愈小的早期开启值达到此数值。当早期开启值小时,可以有小的膨胀损耗,并减少气阀的热力载荷。

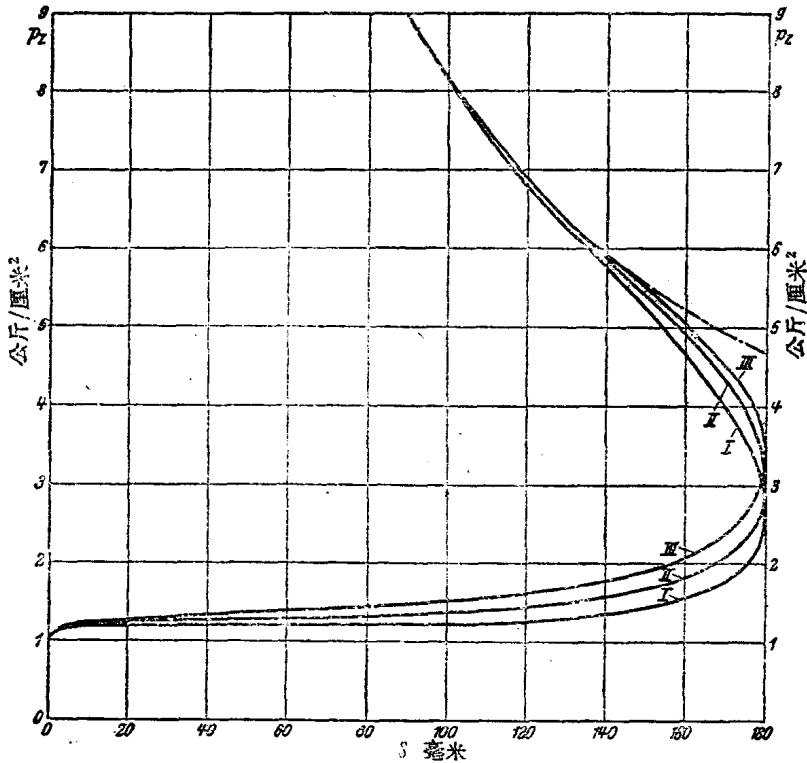


图4 计算得的流出期间气缸中的压力变化(第3页的例)

在特殊的情况下,例如在具有高膨胀压力的高功率发动机中,可以通过如图5所示的将气阀低沉,以达到所需要的陡的开启曲线,由此得到如图6所示的有效气阀开启曲线,此时,流通截面的开启具有比较大的速度。

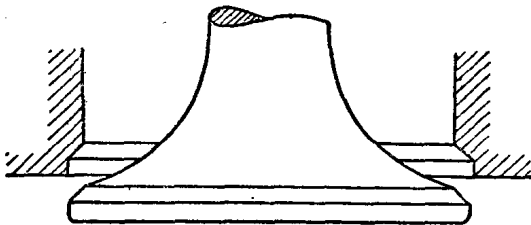


图5 低沉的气阀

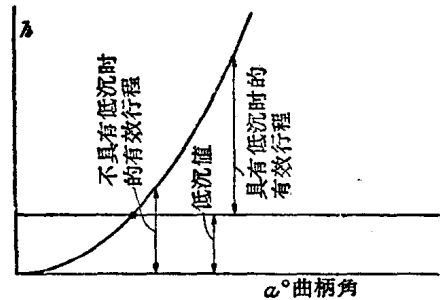


图6 低沉气阀的有效行程

(三) 增压充气的发动机

具有增压装置的发动机,其最有利的排气配气时间的确定,基本上与非增压的发动机的方法相同。

由于较大的比值 $\frac{p_0}{p_a}$, 一大部分的流出过程是位在超临界区域内,因此与背压力无关。在超临界区域中,背压力的减少并不影响到压力变化,因此按照图7所示的那样增大

了排出功。

特别是具有高度增压的高空发动机，它是以高的增压充气压力与低的背压力工作的。在这些发动机中，当排气阀的尺寸不足，或开启过迟，或很缓慢的开启时，均会使排气损耗达到相当大的数值，因此需要特别的注意。

为了获得最有利的排气条件，有必要按照图 8 来改变气阀直径，也改变开启的开始时间。曾对若干不同的转速（在应用范围中的）作了研究，如图 9 所示。

即使是在正确设计的排气配气中，排气损耗也是相当大的，如图 10 所示。

倘气阀直径不变而改变开启的开始时间，可以得到如图 10 所示的排气损耗的曲线。曲线表示出 $n=3200$ 转/分时排气损耗两组成部分的变化，其中之一是排出损耗部分 $p_{\text{auss Schub}}$ ，它随着排气阀早期开启值的增加而减少；另一是膨胀损耗部分 $p_{\text{aus exp}}$ ，它随着增加的早期开启而增加。总损耗曲线的最低值，决定于两损耗部分相反变化的相对关系。气

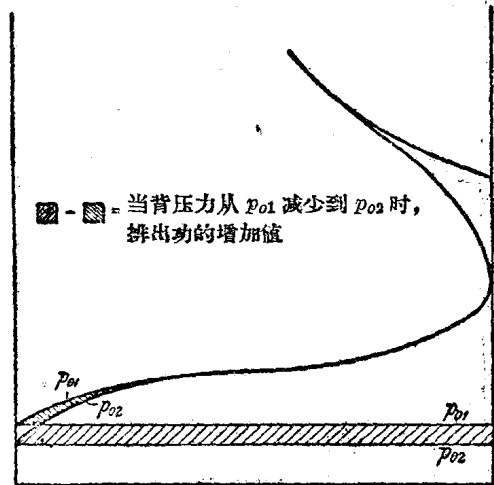


图 7 背压力从 p_{01} 减少到 p_{02} 时，排出功的增加值

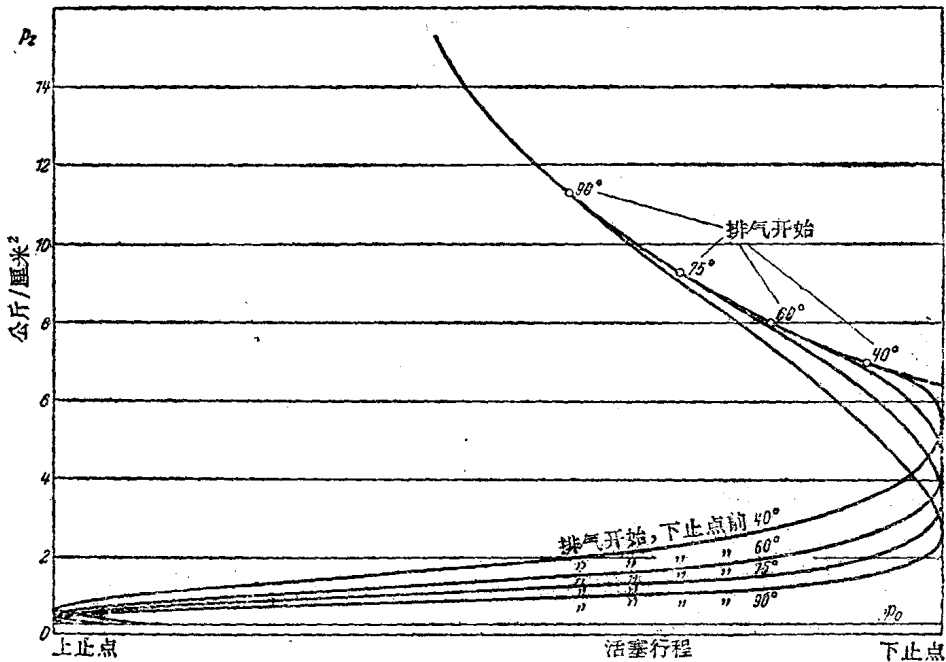


图 8 不同的排气阀开启时机时，流出期间气缸中的压力变化
(具有汽油喷射的航空发动机，10 公里高空)

阀开启的最有利数值, 处于划有斜线的一块面积中。倘若计算出不同气阀直径的相应曲线, 可以对此项关系得出很好的概念。

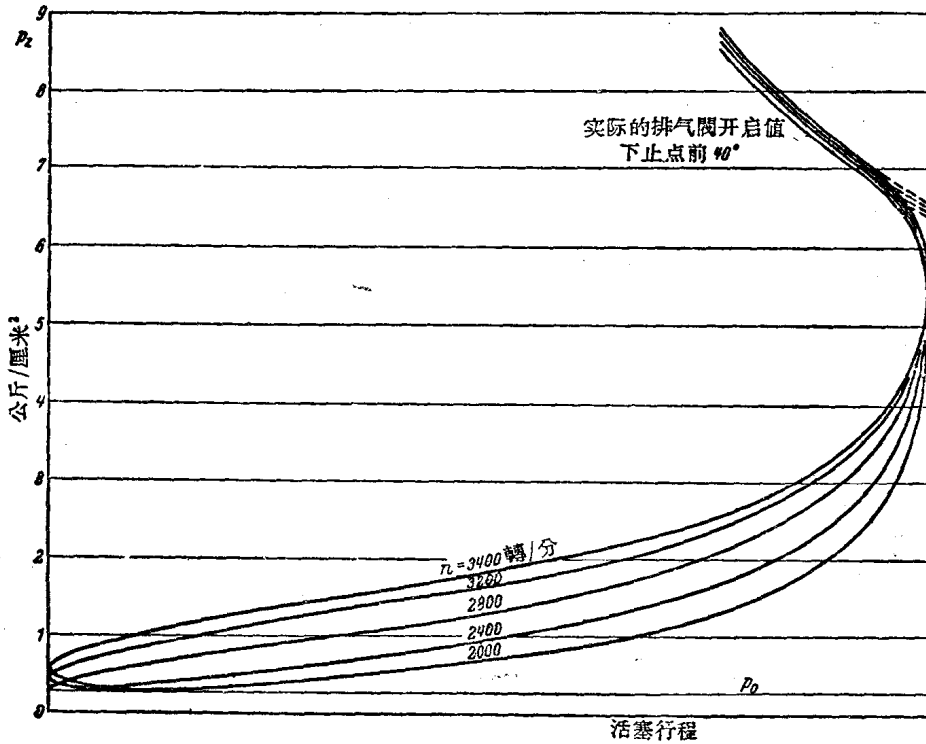


图9 不同转速时, 流出期间气缸中的压力变化
(具有汽油喷射的航空发动机, 10 公里高空)

一般均通过适当提早气阀开启来降低过大的排气损耗, 而不采用增大气阀直径的方法。

增压的发动机中, 当

$$(1) \quad \frac{\sqrt{T_{z5}}}{w_m}$$

$$(2) \quad \frac{p_{z5}}{p_0}$$

$$(3) \quad (\mu\sigma) = f(\alpha)$$

相同时, 其流出过程的进行是相仿的。此时, 排气损耗 p_{aus} 是与图形的压力, 因之与 p_{i-1} 成比例。由此, 若发动机中上述的参数与规律性均属相同时, 则它们的与 p_{i-1} 有关的相对排气损耗 $\frac{p_{aus}}{p_{i-1}}$ 亦属相同。

当流出主要是在超临界范围内时, 正如高转速的高度增压发动机中那样, 排气损耗近似地为:

$$p_{aus} \approx C_1 \cdot p_{z5} - p_0 \quad (7)$$

倘若发动机具有相同的过量空气、相同的增压空气温度,并以相同情形的能量转换来工作时,由于可以用 $p_{z5} \approx C_2 \cdot p_{i-1}$ 代入,相对排气损耗等于:

$$\frac{p_{aus}}{p_{i-1}} \approx C - \frac{p_0}{p_{i-1}} \quad (8)$$

按此,在不变的背压力时,相对排气损耗随着增加的 p_{i-1} ,亦即是增加的增压压力而上升。随着背压力的减少,亦即如图 11 所示,随着飞行高度的增加,排气损耗亦将增加。正如试验所曾指出的那样,相对排气损耗几乎与增压空气温度毫无关系。

因此,可以用计算来进行排气配气的設計。建議将个别计算所得的压力曲线,通过指示图予以复核,即使它并不是必需时,亦属值得的。但是,最重要的是須有經仔細确定的流量系数作为计算的可靠基础,最好是仔細确定相应于所研究的压力比值的乘积($\mu\sigma$)。

为了能够开始计算,首先必須作出假設,然后基于计算的结果将此項假設加以改变,直到最有利的情况时为止。这一比較麻煩

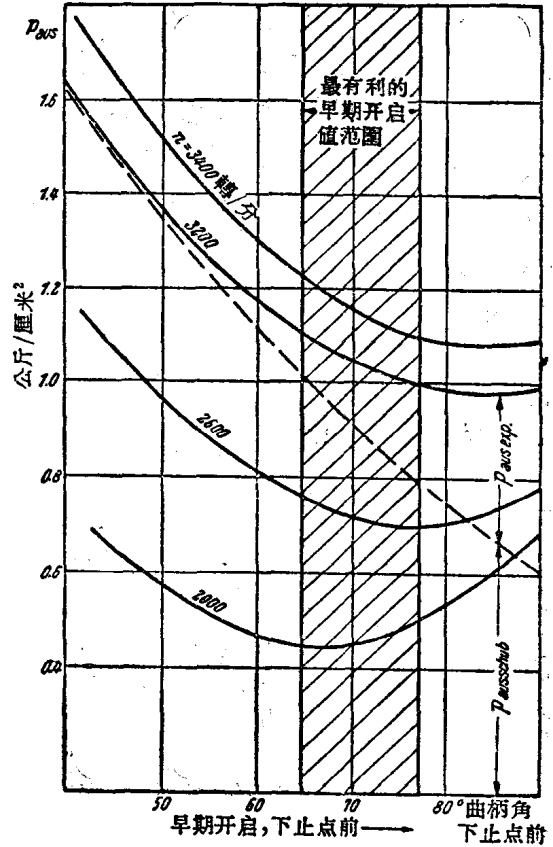


图 10 排气阀早期开启值与轉数对于排气损耗的关系
(具有汽油喷射的航空发动机, 10 公里高空)

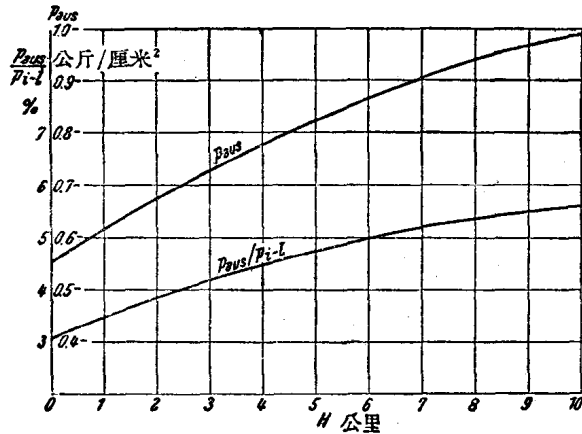


图 11 排气损耗 p_{aus} 及相对排气损耗 p_{aus}/p_{i-1} 与飞行高度 H 的关系
(具有汽油喷射的航空发动机)

的途径是值得的,特别是当关于排气的一般情况很不利时,此时只要设计略有不合,就可引起很大的排气损耗,例如在高空发动机、具有高度增压的高速发动机及高速发动机中一般所发现的那样。

开始计算时要假定:

- (1) 气阀中的平均速度 w_{ma} ;
- (2) 开启规律与开启时间及闭合时间。

阀座截面与平均气体速度的关系式为:

$$w_{ma} = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot c_m \quad (9)$$

式中 D 为气缸直径, d 为阀座处的气阀直径,而 c_m 为活塞的平均速度。按此,重要的是由构造决定的直径比值 $\frac{d}{D}$ 与活塞的平均速度 c_m 。

在实际生产的各种结构与各种用途的发动机中, w_{ma} 的数值多半位于 55~100 米/秒之间,其上限值主要发生于车用高速发动机(汽油发动机)以及航空发动机中。

排气阀的开启时间,一般处于下止点前 $40 \sim 80^\circ$ 曲柄角间,其中较大的数值属于具有增压的发动机。气阀的关闭,非增压的发动机一般在上止点后 $10 \sim 35^\circ$ 曲柄角。增压机器气阀关闭的重要关系将在下一节中叙述之。关于气阀尺寸与升高曲线的其余数据载在第九卷中。

(四) 排气行程期间的热传导

在流出过程期间传到气缸壁部的热量,可以用公式 (84)/I 来计算。

此公式只能适用于不扫气的,或扫气程度很微弱的机器。

通过废气热量计来确定发动机排气中的热量,是精确计算的先决条件,因为在废气导管中用温度计测定的并不是废气温度的平均值。公式 (84)/I 中的热量 Q_w 是至废气热量计为止的传给壁部的热量;因此,其中就包含有气缸盖废气通道中传到壁部的热量。故在精确的试验时,要求将气阀以后的在废气通道中所导去的热量,用冷却通道壁部的方法,与废气热量计的冷却水循环一同量计,俾能得到燃烧容积中以及排气行程期间在气阀处所导去的热量;此热量是特别重要的。

若将 Q_{wa} 以重量为 B 的燃料中热量的分数表示,可以得到比例数 $\varphi_{wa} = \frac{Q_{wa}}{B \cdot H_u}$ 。图 12 所示为作者在涡流式燃烧室柴油发动机中试验所得的排气期间所导去的热量,作为例子。按照图 13,每小时中传入壁部的热量将随着转数与平均压力的增加而剧烈地上升;它也大大地增加了壁部的热力载荷。当深入研究配气机构时,必须考虑到配气设计对于 φ_{wa} 的影响。通常是当 φ_{wa} 愈小时,排气的配气愈属有利,因此就热力载荷言,对废气的

导去亦有利。同时,热量传入气缸壁部的分布情况也极重要,特别是热量是传入那些在工作过程中已经强烈受热的零件,例如活塞,还是热量主要分布在良好冷却的壁部上。这一方面起决定性的主要是由于排气而在气缸中所形成的流速场,以及流速场中高速度的情况。

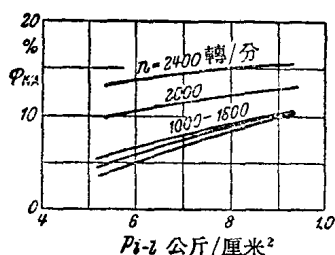


图 12 涡流式燃烧室柴油发动机中流出过程期间的热传导

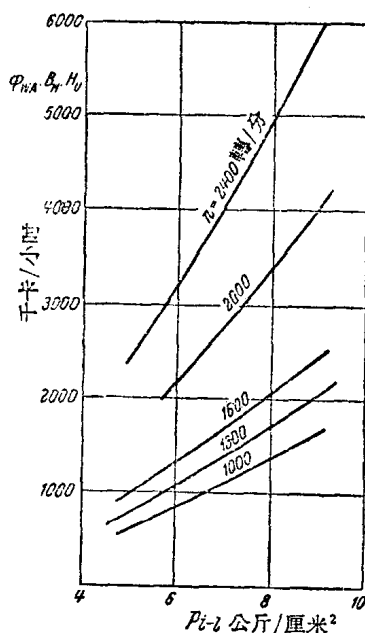


图 13 流出过程期间每小时导去的热量 (涡流式燃烧室柴油发动机)

第二节 扫气过程

(一) 概 述

增压发动机中,往往利用新鲜充量与气缸后废气间的压力差值来作燃烧容积扫气。与二冲程过程时相同,扫气时总有新鲜充量的损失,因此,只能在这样的时候才能用清除气缸废气所需的充量来扫气而不致有过大的燃料损耗,即当发动机是内部混合式,其新鲜充量为纯粹空气时。

除了扫气效用外,借扫气期间的通流空气来带走燃烧容积中的热量也是很重要的。尽管所带走的热量不是很大,但它可从那些热力载荷最高的机件中,特别是排气阀与活塞中带走热量。

扫气所需的进气阀的巨大早期开启值,还具有另外的优点,它可使气缸在进气行程的开始时,已经近似地增压到增压压力,并且气阀截面已开启得足够大,便于在较迅速的活塞运动期间,使充量随之流入。

为了扫气,排气阀延迟到上止点之后关闭,而进气阀在上止点之前很早就开启。在因此而产生的气阀开启时期互相重叠期间,进气系统通过气缸与排气系统相通。由于进气系统中具有较高的压力,将有扫气气流通通过气缸,部分地将废气自气缸中挤去。在扫气期间,气缸中的压力将由近似地等于排气系统中的压力升高到近似地等于增压压力。