

高等学校教学用书

机 車 內 燃 机

上 册

(原 理 部 分)

上海交通大学热力機車教研組
唐山鐵道学院热力機車教研組 合編
北京鐵道学院热力機車教研組

人 民 鐵 道 出 版 社

高等学校教学用书

机 車 內 燃 机

上 册
(原理部分)

上海交通大学热力機車教研組
唐山鐵道学院热力機車教研組 合編
北京鐵道学院热力機車教研組

人 民 鐵 道 出 版 社

一九六二年·北京

本书系根据铁道部文教局审訂的“机車內燃机教学大綱”編写的。經铁道部教材編写組推荐为內燃机車专业教材，也可供內燃机設計技術人員参考之用。

本书分上、下两冊。上册（原理部分）主要闡述內燃机的工作原理，内容包括工作循环、混合剂形成和二冲程內燃机的换气等。同时，闡述了內燃机的增压特性和調节等問題。

主編单位：上海交通大学热力机車教研組

协編单位：唐山铁道学院热力机車教研組

北京铁道学院热力机車教研組

主編人：陆修涵

高等学校教学用书

机 車 內 燃 机

上 冊

（原理部分）

上海交通大学热力机車教研組

唐山铁道学院热力机車教研組 合編

北京铁道学院热力机車教研組

人民铁道出版社出版

（北京市霞公府17号）

北京市书刊出版业营业許可証出字第010号

新华书店北京发行所发行

人民铁道出版社印刷厂印

书号 1849 开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ 印张 $8 \frac{1}{2}$ 字数 243千

1962年2月第1版

1962年2月第1版第1次印刷

印数 0,001—1,000 冊 定价 (10) 1.20元

目 录

第一編	緒論	1
第二編	機車內燃机原理	9
第一章	內燃机的理想循环	9
§1.	內燃机的理想循环概况	9
§2.	內燃机的热力循环	10
§3.	內燃机理想循环的分析	11
第二章	機車內燃机的燃料与热化学	13
§1.	機車內燃机的燃料	13
§2.	燃燒过程的热化学反应	19
§3.	燃料与可燃混合剂的热值	26
§4.	可燃混合剂与燃燒产物的比热	27
第三章	內燃机的实际工作循环	28
§1.	实际工作循环的概况	28
§2.	进气过程与排气过程	29
§3.	压缩过程	36
§4.	燃燒过程	37
§5.	膨胀过程	43
§6.	工作循环的参数	44
§7.	內燃机工作的参数	48
§8.	內燃机的热平衡	51
§9.	內燃机的热計算	52
第四章	二冲程內燃机	58
§1.	二冲程內燃机的换气方案	58
§2.	二冲程內燃机换气过程的計算	61
§3.	对动活塞式內燃机功率計算的特点	69
§4.	二冲程內燃机的特点	72
第五章	燃料的噴射及工作混合剂的形成	74
§1.	燃料的噴射 (压燃式发动机)	74
§2.	压燃式发动机的燃料系統	76
§3.	外部混合发动机的燃料系統	86
§4.	压燃式发动机的燃燒室	94
第六章	內燃机的增压	100
§1.	提高內燃机功率的方法	100
§2.	內燃机增压概况	101
§3.	增压器型式和主要尺寸的决定	105
§4.	廢气渦輪增压	109
第七章	內燃机的特性与調节	117
§1.	內燃机的工作条件	117
§2.	內燃机的特性曲綫	118
§3.	发动机工作的适应性	123
§4.	內燃机的調节	124

第一編 緒 論

現在世界上的动力机械，百分之九十左右是热机，即利用燃料燃燒时所发出的热量作为能源的动力机械。利用热能的机械还可包括那些直接利用太阳的热能，和近年来才被应用的原子反应堆中得到的热能。但到目前为止，絕大多数还是以燃料为能源的。

热机可分外燃机及內燃机两类。

所謂外燃机是燃料放出热能的装置放在热机的外部，工质接受热能后进入热机內部作功。属于这类热机的有蒸汽机、蒸汽輪机等，有时还包括燃气輪机。

所謂內燃机是燃料放出热能的装置放在热机的內部。是直接利用放出热能的燃燒产物作功的。

I、內燃机的工作原理

內燃机的示意图如图1。活塞1在气缸8內滑动，活塞通过連杆2与曲軸3联接，气缸上有气缸盖4，盖上有进气閥5、排气閥6及噴油器7。

当曲軸3由 0° 向 180° 方向轉动时，活塞1由上而下移动；这时进气閥5在特殊机构（配气机构）作用下开启，空气被活塞吸入气缸。

曲軸由 180° 向 360° 繼續轉动，使活塞运动方向改变成由下向上移动；这时进气閥5和排气閥6都已关闭。进入气缸內的空气便被压缩到高温高压。当活塞快到最上部时，噴油器7将燃料噴入气缸。

燃料与高温气体接触便开始燃燒，放出热能，使气缸內空气的压力和温度再提高。这样，高温高压气体（燃燒产物）的膨胀便将活塞由上向下推动，使曲軸由 360° 向 540° 方向轉动时作功。

当曲軸由 540° 向 720° 方向繼續轉动，再使活塞由下向上移动时；排气閥在配气机构的作用下打开，在气缸內膨胀过的燃燒产物便被推出气缸外。

这样曲軸不断地轉动，上述过程就重复进行。

如上所述，活塞在气缸內的往复运动，出现了两个特殊的位置。当曲軸在 0° 或 180° 时，活塞分别在距离曲軸最远和最近的位置，这时的运动速度为零。一般就称这两个特殊的位置为活塞的上死点和下死点。曲軸每旋轉半轉，活塞由上死点移动到下死点或由下死点移动到上死点的距离，称为內燃机的一个冲程。

內燃机的工作循环可以由活塞的四个冲程組成，也可以由活塞的二个冲程組成，前者称为四冲程內燃机，后者称为二冲程內燃机。

1) 四冲程內燃机的工作原理

图2表示了四冲程內燃机的工作簡图。图的上部分表示四个冲程中活塞、連杆、曲軸及气閥的相对位置。图的下部分表示气缸中气体压力和容积的变化情况。

如前所述，在活塞的第一个冲程內，曲軸由1轉到2，活塞由上向下移动，空气由进气管經进气閥6进入气缸。所以，也称此冲程为进气冲程。但严格地說，这不是进气冲程而是进气过程。因为进气閥实际上是在曲軸位于1时打开、2时关闭，而不是在 0° 打开、 180° 关闭（詳細情况見第三章）。由于进气管及进气閥存在着阻力损失，所以气缸內气体的压力比大气压低。

在活塞的第二个冲程內，曲軸由2轉到3，活塞由下向上移动；这时进气閥和排气閥都已关闭。进入气缸的空气被压缩，压力升高，压力和容积变化如 $P-V$ 图所表达。在这一时

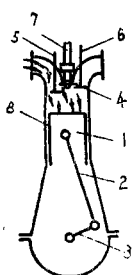


图1 內燃机示意图

期內，气缸中进行着空气压缩，故称这冲程为压缩冲程（过程）。在这阶段的后期，燃料已开始由喷油器 σ 填入气缸。

在活塞的第三个冲程內，曲轴由 3 轉到 5，活塞由上往下移动。在此冲程初期，因喷入气缸的燃料燃烧而放出热能，使气体的温度和压力升高。至燃料喷射終了（点 4），燃烧逐渐停止。但气体继续膨胀，活塞由上向下移动，气缸內气体容积和压力的变化如 $P-V$

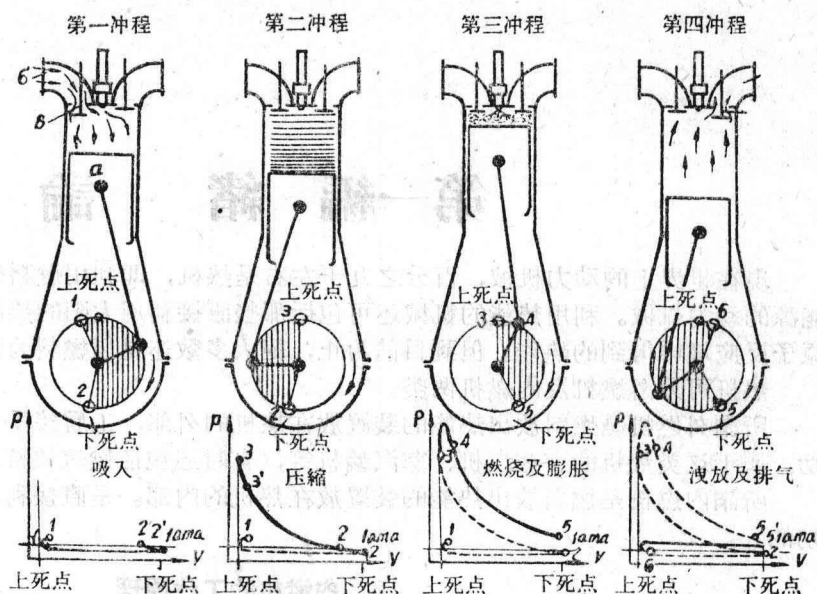


图2 四冲程內燃机的工作簡图

图所示，这冲程称为燃烧及膨胀冲程（过程），也因为是在作功的过程，因之亦称工作冲程（过程）。

在活塞的第四个冲程中，曲轴由 5 轉到 6，活塞由下向上移动，这时排气閥 ϵ 打开。已經作过功的燃烧产物（廢气）便由气缸中排出。这冲程称为排气冲程（过程）。

此后，內燃机又重新回到第一个冲程——进气过程，并按上述順序循环不断地工作。由此可以看出，四冲程內燃机是由活塞的四个冲程，即曲轴的两轉（ 720° ）完成一个循环的。

2) 二冲程內燃机的工作原理

图 3 表示二冲程內燃机的构造示意图及工作过程中气缸內气体压力和容积的变化情况。

曲轴通过齿轮系 δ 带动换气泵 σ 。空气經换气泵以后，压力升高到 1.2~1.5 大气压。在气缸上开有换气孔 u ，气缸盖上有排气閥 ϵ 和喷油器 σ 。

当曲轴由 1 轉向 2 时（曲轴在 1 的位置时，活塞刚好关闭换气孔 u ），由换气泵供給、并經换气孔 u 进入气缸的空气便被压缩，压力和容积的变化如 $P-V$ 图上所示。喷油器 σ 在曲轴位于 2 时开始喷射燃料。

喷入气缸的燃料燃烧，使气体温度和压力都升高。曲轴轉到位置

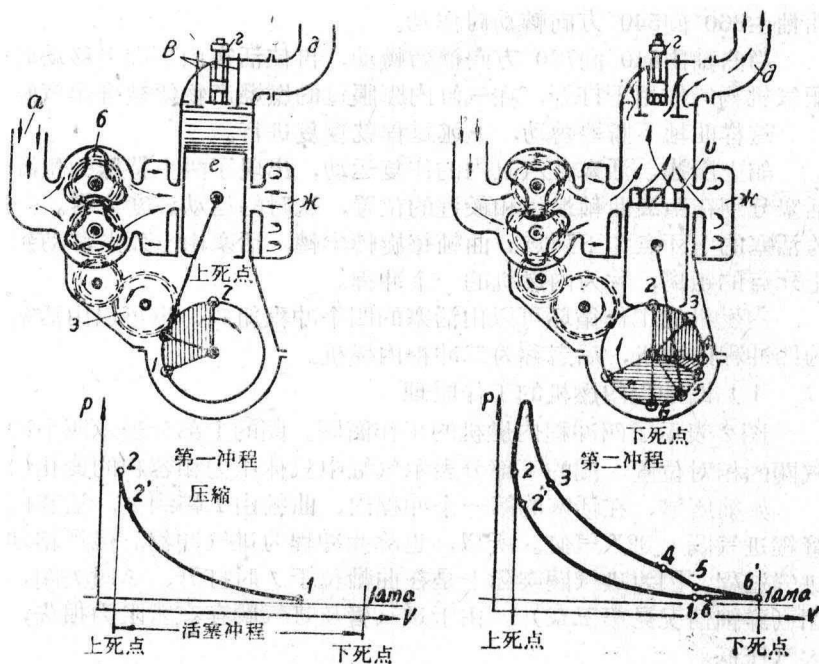


图3 二冲程內燃机的工作簡图

3 时, 噴油和燃燒先后停止。气体的膨脹, 使活塞繼續往下移。曲軸轉到位置 4 时, 排气閥 2 在配气机构的控制下打开。这时, 气缸內气体因具有一定的压力和温度, 便經排气閥冲出, 气缸中压力急速下降。但气体繼續膨脹, 活塞繼續下移。当曲軸轉到位置 5 时, 活塞让开换气孔 u , 换气空气便經换气孔进入气缸, 直到曲軸轉至位置 1 活塞关闭了换气孔时止 (此时曲軸經下死点 6 完成一个冲程, 并由下死点向上死点运动, 进行下一个冲程)。在曲軸由位置 5 轉到位置 1 的整个时期內, 新鮮空气廢气不断充入气缸, 并将工作过的燃燒产物清除缸外。故有时称这一时期为换气过程。上述过程周而复始地重复进行。

因此, 二冲程內燃机的特征是: 在活塞由下死点移向上死点的冲程中, 初期进行换气过程, 后期进行压缩过程 (压缩过程占此冲程的大部分)。当活塞由上死点移向下死点进行第二个冲程时, 初期是燃料的燃燒和气体的膨脹, 后期是排气和换气, 即曲軸旋轉一轉的两个冲程內完成一个工作循环。与四冲程內燃机的区别, 是空气的进入气缸和燃燒产物的排出气缸沒有占据專門的冲程, 而只在下死点附近的一段时期內进行。

II、內燃机的优缺点

1) 將內燃机和外燃机相比, 內燃机有如下的一些优点:

(1) 內燃机工作的各个阶段 (高温阶段和低温阶段) 是周期性地交替的, 它燃燒时期的最高温度一般可以高达 $1800 \sim 2300^{\circ}$ 绝对, 而排气温度則为 $800 \sim 1000^{\circ}$ 绝对。工作中最高温度和最低温度的差数这样大, 根据卡諾定理, 它就能成为高效率的热机。另外, 由于它是直接利用燃燒产物工作, 沒有中間介质的存在 (如蒸汽), 这就避免了一些损失。因此, 內燃机在热机中效率最高。外燃机中蒸汽机和蒸汽輪机的效率大致分别为 $0.09 \sim 0.16$ 和 $0.15 \sim 0.25$ 而內燃机是 $0.22 \sim 0.45$ 。

(2) 內燃机直接利用燃燒产物工作, 这就省去了象外燃机中制造中間产物 (蒸汽) 的那些设备 (鍋炉、汽凝器、过热器等), 因而重量可以很輕。機車內燃机的重量指标, 可以低达 $2.15 \sim 2.45$ 公斤/馬力。在機車上如仅就动力装置而言, 蒸汽机 (包括鍋炉在內) 的重量約为同样功率內燃机的四倍。

(3) 內燃机起动方便, 一般只要几秒到几十秒鐘, 大功率的內燃机的起动也不超过 $30 \sim 40$ 秒鐘, 而外燃机所需起动的時間长。

(4) 內燃机不象外燃机那样需要消耗大量水, 它仅需用少量水进行冷却, 这就特别适用于一些无水或缺水地区。

(5) 內燃机在运用时维护简单。

2) 內燃机的缺点:

(1) 內燃机的燃料在气缸內燃燒, 为了防止燃燒后所发生的固体顆粒或腐蚀性物质加大气缸等的磨損, 因此, 对燃料的要求較高, 固体燃料不能直接应用, 就是重油在機車內燃机上应用, 还有一定的困难。

(2) 內燃机的工作特性不符合牵引运输工具所需要的扭矩特性, 因而不适宜于直接驱动, 而需要用傳动装置 (如电傳动、液力傳动和机械傳动等)。

效率和重量經常是我們选择动力机械的主要因素。內燃机具有这个优点, 所以, 各个部門中得到了广泛的应用。例如, 在汽車和拖拉机中成为最主要的动力装置; 小、中型功率的船舶上, 以及移动式的动力装置上应用很广, 固定发电动力装置中也有应用。

III、內燃机的分类

內燃机得到如此广泛的应用, 便形成了它在工作方式上和結構型式上的多样性。为了便于对內燃机作进一步的了解和分析, 我們先根据它不同的特征进行分类。

1) 根据內燃机完成工作循环的冲程数来分类:

(1) 四冲程內燃机: 如图 2 所示。

(2) 二冲程內燃机: 如图 3 所示。

2) 根据工质进入气缸的压力分类:

(1) 不增压内燃机:

空气或可燃混合剂, 在大气压下经进气管直接进入气缸。

(2) 增压内燃机:

进入气缸的工质预先经过压缩, 或是采用其他方法, 使压缩过程开始时的空气压力大于一个大气压。

3) 根据所用燃料分类:

(1) 液体燃料内燃机:

用天然的或人造的液体燃料(如汽油、柴油、煤油、酒精等)工作的内燃机。如汽化器式发动机(如汽油机)、压燃式发动机(如柴油机)等。

(2) 气体燃料内燃机:

用天然气、工业副产品煤气或发生炉煤气工作的内燃机。通常统称之为煤气机。

(3) 混合燃料内燃机:

同时使用液体和气体燃料工作的内燃机。例如柴油——煤气机。

压燃式发动机可以按四冲程或二冲程工作, 而汽化器式发动机和煤气机, 则大多只制成四冲程。

4) 根据可燃工作混合剂形成的方法分类:

(1) 外部混合式内燃机:

燃料和空气的混合是在气缸外进行的。混合好的工作混合剂(空气和燃料)一同由进气管、进气阀进入气缸。汽化器式内燃机(汽油机)及气体燃料内燃机(煤气机)都属这一类。

(2) 内部混合式内燃机:

燃料在压缩过程终了时喷入气缸, 在气缸内和空气混合成可燃工作混合剂。一般柴油机都属于这一类。根据燃料喷入气缸方法的不同, 它又可以分成:

A、空气喷射内燃机:

靠压缩到60大气压以上的空气将燃料喷入气缸。

B、机械(机力)喷射内燃机:

用机械方法将燃料压缩到很高的压力, 然后靠燃料本身的压力喷入气缸。这一类发动机中, 根据燃烧室形状不同, 又可分为:

a. 统一式燃烧室式发动机:

燃烧室为一个整体, 由气缸盖、活塞和气缸套组成。燃料喷入气缸中, 靠燃料炬与燃烧室形状很好的配合来保证燃料与气缸内空气的混合。

b. 分隔式燃烧室, 一般用的分隔式燃烧室又可分二类:

(i) 涡流室发动机(图4)在这种发动机中, 燃烧室由两部份组成: 气缸盖中燃烧室1称为涡流室, 气缸盖下燃烧室2称为主燃烧室。利用气缸内空气在活塞压缩时期内在涡流室中所造成的涡流运动来形成混合剂。

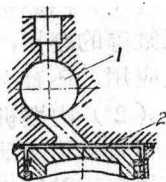


图4 涡流室发动机简图

(ii) 预燃室发动机(图5)。在这种发动机中燃烧室分成两部份: 气缸盖下大的为主燃烧室2, 气缸盖内小的称为预燃室1。燃料经喷油器喷入预燃室。先燃烧了一小部分后, 依靠燃烧后升高的压力, 将未燃烧的燃料喷到主燃烧室继续燃烧。

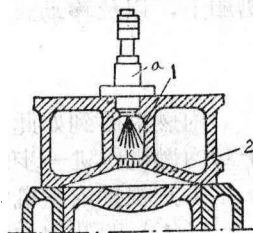


图5 预燃室发动机的简图

5) 根据燃料点火方式分类:

(1) 压燃式内燃机:

工作混合剂靠压缩终了时气缸内气体的高温来点燃。柴油机和柴油煤气机等就是按这方式点火。

(2) 外源点火式内燃机:

工作混合剂的燃烧,是靠外界形成的电火花或灼热的表面来点燃的。有时称为强制点火式内燃机。絕大部份汽油机和一些煤气机就是按这种方式点火。

6) 根据燃烧过程分类:

(1) 等容燃烧内燃机:

燃料在活塞位于上死点附近时迅速燃烧完毕,由于活塞在这短時間內作极少的移动,因而燃料基本上是在近乎等容情况下燃烧的。这种内燃机可以认为按等容加热循环工作。一般强制点火内燃机接近这一类。

(2) 等压燃烧内燃机:

燃料的燃烧在一段时间內持續进行。由于活塞的移动,气体的容积增大,致使气缸內压力大体上保持一定。因此,燃料是在等压的情况下燃烧(等压加热循环)。低速的压燃式内燃机接近这一类。

(3) 混合燃烧内燃机:

一部份燃料在接近等容情况下燃烧;另一部份燃料的燃烧,则在接近等压条件下进行。一般机械喷射的压燃式内燃机都属这一类。其实严格地说,所有内燃机都是按此方式进行燃烧的,只是或多或少地接近等容或等压加热。

7) 根据活塞的平均速度分类:

若内燃机曲軸的轉速为 n 轉/分,而活塞由上死点到下死点的行程(冲程)为 S 米,則活塞的平均速度为

$$C_m = \frac{2S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30} [\text{米/秒}]$$

(1) 低速内燃机: $3.5 < C_m < 6$

(2) 中速内燃机: $6 < C_m < 8$

(3) 高速内燃机: $C_m > 8$

也有只分为低速和高速两类的。苏联ГОСТ4398—48对固定和船用内燃机規定当

$C_m < 6.5$ [米/秒]时为低速,

$C_m > 6.5$ [米/秒]为高速。

对于機車內燃机則沒有特殊規定。

8) 根据气缸排列(气缸中心綫的位置)分类:

(1) 立式内燃机:

气缸中心綫垂直布置。現代內燃机大多数是这种型式。如图6中的1所示。

(2) 臥式内燃机:

气缸中心綫水平布置,如图6中的2所示。

(3) V型内燃机:

气缸中心綫排列式为“V”型,如图6中的3所示。

(4) H型内燃机:

气缸排列成“H”型,如图6中4所示。

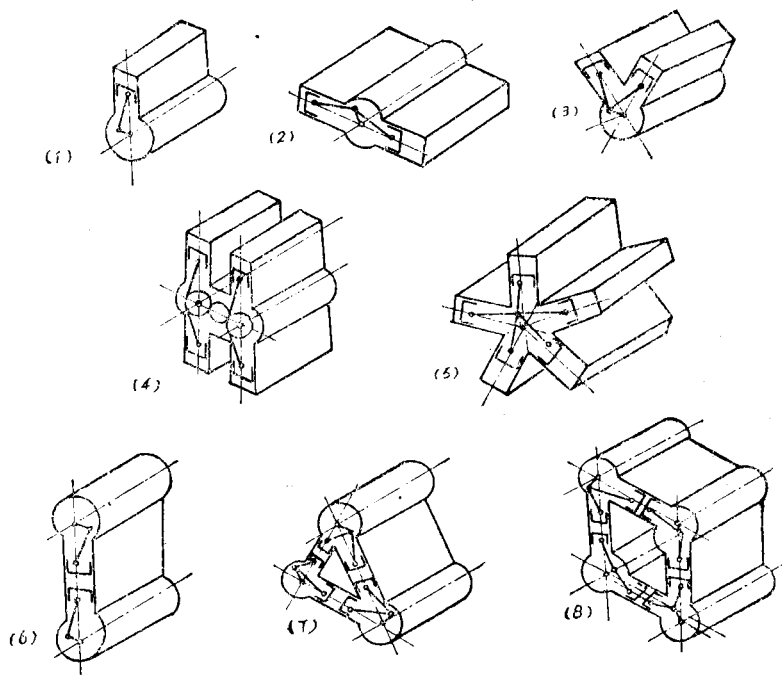


图6 內燃机的气缸排列型式

(5) 星型內燃机:

气缸中心綫排列成星形, 如图 6 中的 5 所示。

(6) 对动活塞內燃机:

一个气缸內安放两个活塞, 作相对运动。如图 6 中的 6 所示。

(7) Δ 型內燃机:

三組对动活塞內燃机排列成“ Δ ”型。如图 6 中的 7 所示。

(8) 正方形內燃机:

四組对动活塞內燃机, 排列成平行四边形。如图 6 中的 8 所示。

內燃机采用各种不同气缸排列形式的主要原因, 是希望减少內燃机的外形尺寸(长度、高度、或寬度)和減輕內燃机的重量。

9) 根据內燃机的用途分类:

(1) 固定式內燃机:

在发电站或其他企业中用来带动发电机、空气压缩机、水泵等。

(2) 船用內燃机:

在船上用来驱动螺旋桨(主机)、水泵、絞車、压气机、发电机(后四种称为輔机)等。

(3) 機車用內燃机:

作为干綫機車、調車機車, 摩托機車等軌道运输机械动力的內燃机。

(4) 汽車拖拉机用內燃机:

作为汽車、摩托車、拖拉机、坦克等陆上运输机械的动力。

(5) 航空用內燃机: 用作航空动力。

不同的用途对內燃机提出不同的要求, 因而也就形成內燃机不同的构造特征。从今后的学习中我們将会知道: 用途是选择內燃机构造型式的决定性因素。例如, 航空, 特别是軍用內燃机, 主要是要求尺寸小、重量輕、工作可靠。因此虽然会导致內燃机經濟性和工作寿命的降低, 但仍采用高轉速, 使用高級燃料和貴重金属, 实行严格的技术条件和复杂的工艺过程等。而固定式內燃机則与之相反, 其重量和外形尺寸除了考虑节约金属材料等問題外限制是不严格的。这是內燃机的两种极端的情况, 一般应用的介乎二者之間, 由于要求的不同, 有的接近前者, 有的接近后者。

IV、內燃机的发展史和今后的展望

1) 內燃机的发展簡史:

內燃机从問世到現在仅八十多年的历史, 但已发展成为現代被采用最普遍的原动机, 这是因为它符合着社会生产发展的需要。

蒸汽机的发展和应用, 对于工业发展起着一定促进作用, 但随着工业进一步的发展, 蒸汽机由于本身的笨重、效率低等等缺点, 必須有更先进、更新型的原动机来代替它。因此, 使大家对于采用內燃式的原动机感到了兴趣。

在十八世紀末到十九世紀中, 很多人从事研究企图創造內燃机。但沒有成效, 虽然这样, 但在理論上和个别具体問題上为以后內燃机的問世打好了基础。例如在1791年拟定了气体燃料在气缸內点火的原理, 在1801年有了电火花点火的建議, 在1815年提出了气缸用水冷却的方法, 以及在1860年制成了第一台沒有压缩过程的燃用城市煤气的內燃机, 但因效率太低为0.042, 而沒有能实际应用。

到1878年才制成具有完整的工作过程的煤气机, 因而被认为是內燃机誕生的里程碑, 同时也把內燃机的发明和这台发动机的制造者奥图(OTTO)分不开了。其实他只是在总结归納前人的劳动成果中作了一定的贡献罢了。

当时的煤气机功率小、重量大, 应用上有一定的局限性。为了扩大它的使用范围, 很多工程师学者們, 为使用液体燃料做了很多工作, 终于創造了燃用輕質燃料的外部混合电火花

点火的內燃机。此后，更进一步为減輕发动机重量等方面作了很多努力，也成功地制成了二冲程的及高轉速的內燃机，尤其是后者給陆上运输及航空制造工业奠定了基础。

气体燃料及昂貴的輕質燃料都不能保証內燃机和蒸汽机竞争的能力，因此在上世紀末就开始进行創造应用廉价燃料发动机的广泛工作。德国工程师鲁道夫狄塞尔(Рудольф дизель)就是其中的一个，他在1893~1894年制出一种发动机，是采用煤粉作燃料。它的燃燒过程按等温进行。

狄塞尔繼續对发动机进行研究，燃料改用火油，等温过程改为等压过程，这就使温度在燃燒过程中显著地增加，因而必須冷却。

在1897年新的用空气喷射燃料、靠压缩点燃的压燃式发动机制造成功了，它显示那时空前未有的效率为30%，但这台发动机运转得很坏，因它的供油设备不能令人滿意。

在1899年俄国彼得堡“諾贝尔”工厂制成了一种新的压燃式发动机，它不仅可用火油工作，而且可用原油和重油。因有了新穎可靠的机械喷射的供油设备，才保証了发动机高的經濟性和工作可靠性，替压燃式发动机奠定了基础。

到1907年为止，发动机已在很多国家制造了，但对其热力过程的計算方法和工作过程的原理还没有建立起来。直到1907年，莫斯科高等工业学校教授格兰涅維茨基(В.М.Гриневский)第一个发表了完整的工作过程的原理和計算方法。这对发动机制造业的发展起了不小的作用。

2) 內燃机的可能发展趋势:

內燃机推动工业生产有着重要的作用。

从內燃机过去的发展来看，主要是在提高它的經濟性和可靠性，同时对重量、尺寸等方面，力求符合使用者的要求。今后內燃机仍将沿着这样的方向发展。

提高經濟性的主要措施，是降低单位馬力的燃料消耗率和采用廉价燃料，为了降低燃料消耗率，就需要提高燃料在每循环中所作的有效功。根据热力学原理，应提高气缸內工质的加热温度和降低排出发动机时的廢气温度。因此近代发动机都采用增压，以提高加热温度。为了降低排气温度，而利用廢气能量来推动渦輪机。现在这种渦輪机主要用于带动增压器，如将渦輪机多余的功率直接或傳遞給曲軸輸送出去，就成为联合发动机，这样显然可提高經濟性。甚至这种联合发动机中，渦輪机成为主要功率的輸出者，这对改善发动机性能方面有一定意义。因此，提高增压和联合发动机将是內燃机的一个发展方向。

为了改善燃燒过程和能采用各种燃料燃燒，根据新的燃燒理論創造了高速压燃式发动机，应用所謂“M”型燃燒室。这对改善燃燒方面指出了一个新的方向。

此外，为了提高发动机功率，减小单位馬力的重量，二冲程发动机結構上的改进正在作不断的努力，例如多軸式对动活塞发动机的应用和发展已显出它的前途。

內燃机的发展和冶金工业，制造工艺的发展有着紧密的关系，它和发动机重量的減輕，工作强度的提高，工作可靠性的保証等等是分不开的。象焊接結構的应用，輕金属材料与塑料的利用，以及多孔性鍍鉻渗氮等表面处理方法的进步和新的抗磨合金的发展等等，都給內燃机的发展带来了有利的因素。

随着內燃机結構的改善，新材料的采用，使內燃机的发展有了新的方向。例如采用直接空气冷却式发动机，它不但可以因去除了散热器等冷却水系統而可以节省大量有色金属，并且因它对外界温度的敏感性小，对气压的影响也比较小，因此在陆用运输发动机上有着发展前途。

对我国的具体情况來說，目前液体燃料的生产还跟不上工农业发展的需要，但可供內燃机用的固体燃料是到处都有的，因之采用发生炉煤气的內燃机，对我们有着特別重要的国民經濟意义。

3) 內燃机在機車上的应用:

機車的运输經濟效果，是选择機車动力的重要因素。在表1中列出了几种主要热机的效率和采用这些热机时的機車效率。

表 1

类 别	热 机 名 称	燃 料 种 类	热 机 效 率	机 車 效 率
外 燃 机	蒸 汽 机	煤	9—16%	6—8%
	蒸 汽 輪 机	煤	15—25%	11—14%
內 燃 机	压 燃 式 发 动 机	柴 油	36—42%	27—34%
	汽 化 器 式 发 动 机	汽 油	22—27%	18—22%
	煤 气 机	煤	23—29%	16—20%

內燃机用作機車动力时，需要傳动装置。这就使得內燃機車的构造比較复杂，造价比較貴（为蒸汽机的 2.5 倍）。但是，內燃機車的牵引性能（包括牵引力的均匀性及加速性），效率的稳定性，机务費及鐵道建筑費以及其他方面的指标都比蒸汽機車好得多。

所以，在機車的发展中，新型機車包括內燃機車及电力機車将是发展的方向。

由表 1 中还可看出，汽化器式发动机的热效率，虽比蒸汽机高些，但是它的燃料費用比压燃式发动机高，而它的效率比后者低。因此汽化器式发动机在機車动力中几乎没有采用。

煤气机，虽說它的效率比压燃式发动机低，但它可以用价格低廉的煤做燃料，所以，煤气机用作機車的动力是有它一定意义的。不过由于它需要一套煤气发生炉装置，增加了機車的重量；并且目前还有一些技术問題，如煤气发生炉的高气化强度、煤气的滤清和工作的稳定性等还没有很好解决。

由此可見，現阶段压燃式发动机成为內燃機車的主要动力。機車对发动机的要求是功率大、經濟性高、重量輕、尺寸应受限界的控制，以及工作可靠、使用寿命长。这些要求，正是現代增压的高强度发动机的发展方向。

第二編 机車內燃机原理

第一章 內燃机的理想循环

§1. 內燃机的理想循环概况

內燃机的实际工作循环很是复杂，为了便于分析研究內燃机的热力过程，以便改善它的经济性，首先就应研究理想循环，从而得到一个明确的概念。

用理想循环来代替实际循环是基于下列四个假定：

(1) 假定循环是由具有一定数量的、同一工质进行的，因此可以不考虑进排气的损失。

(2) 假定工质的化学成份在整个循环中不变，因此，从外部加热来代替燃烧过程，这样也可不必考虑燃烧过程所引起的热损失。

(3) 假定压缩与膨胀过程是绝热的，可以不与外界发生热交换。

(4) 假定工质的比热不随温度压力变化。

以上的假定使理想循环的研究简化。因为比较简单的理论关系，能明确地将各项因素的影响指出。这些因素经修正后，可以在实际循环中应用。因理想循环中不考虑各过程中的热损失，所以它的效率要比实际循环高。但它的基本原则仍不失为评定实际循环的基础，因此理想循环是內燃机实际工作过程的原始典范。

內燃机的热力循环可以从两个观点来评定：

1) 热力循环的经济性，即它的热效率。热效率等于循环有用功的热当量与每循环加给工质的热量的比例。

设 Q_1 (图 1-1 中 $Q_1 = Q'_1 + Q''_1$) 为加给工质的热量， Q_2 (图 1-1 中 $Q_2 = Q'_2 + Q''_2$) 为每循环放出的热量，

则 $Q_1 - Q_2$ 为此循环的有用热量，因此它的效率为：

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

2) 热力循环的有效性，即气缸单位工作容积所作的功。设每循环所作的功为 $L_t = \text{面积 } acz'zbfa$ ，气缸工作容积为 $V_h = V_{\max} - V_{\min}$ ，则

$$\frac{L_t}{V_h} \left(\frac{\text{公斤米}}{\text{米}^3} \right) = P_t \left(\frac{\text{公斤}}{\text{米}^2} \right)$$

这个具有单位压力因次的数值，称为循环的平均压力，以 P_t 表示。

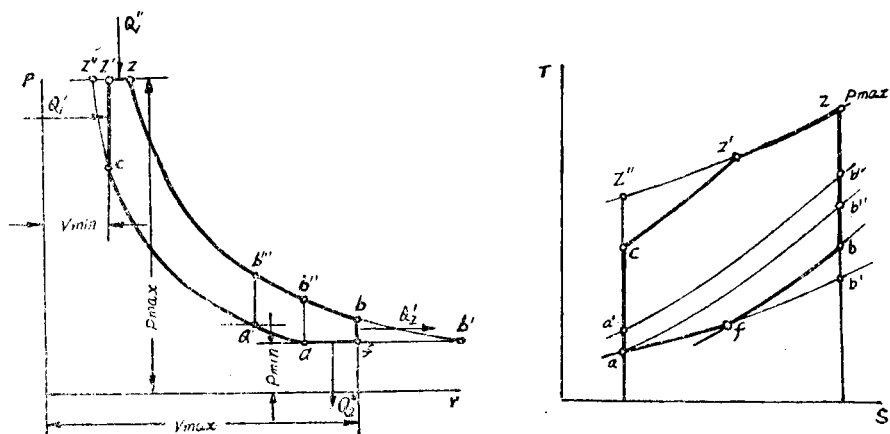


图 1-1 內燃机热力循环

但是，最大经济性和最大有效性的条件往往并不能一致的，例如，在工程热力学中已经清楚知道，效率最高的循环是等温加热和等温放热，但这在发动机的实际工作过程中没有实际意义，因为在具体条件下热能转变为机械功的数量很少，即每一循环所作的功很少。所以在实际上选择循环时不仅要注意经济性，而且要注意有效性；有时在某些条件下往往不采用最大经济性，而是采用每循环能作最大功的循环。

图 1—1 为一般内燃机（包括个别联合发动机）的综合循环。这里 Cz' 为等容加热， $z'z$ 为等压加热， bf 为等容放热， fa 为等压放热， ac 与 zb 分别为绝热压缩和绝热膨胀。

在热力学中已经知道，要提高循环的经济性和有效性，可以扩大热能转变为功的界限，但是在实际发动机中，压力、容积等的界限受到一定的限制。

压力的下限值 $P_{\min}$ 即为外界大气压力，发动机排出的废气只能排在大气中，而不能进行凝缩的。压力的上限值 $P_{\max}$ 决定于材料与加工工艺，随着材料工艺等的进步， $P_{\max}$ 的数值在不断扩大，第一部内燃机的 $P_{\max}$ 在 20 公斤/厘米² 左右，而近代发动机可达 200 公斤/厘米²。

减少工质最小容积 $V_{\min}$ 使压缩终点压力增大，但它受到最高压力 z' 的限制，且在实际发动机中，过高地增大压缩压力将增加损失。如在压缩过程中，工质为燃料与空气的混合剂时，将为防止混合剂由压缩时增高的温度所点燃，而不能采用高的压力。

如增大最大容积 $V_{\max}$ ，使工质的膨胀达到最低压力 $P_{\min}$ （即 b' 点），这样可增大循环的热效率，但增大 $V_{\max}$ 会迅速地减少循环的平均压力。在活塞式发动机的实际可行的循环中，如增长膨胀过程（即 $V_{\max} - V_{\min}$ ）所引起的损失，往往会超过所增加的功。而且在这情况下必须加大气缸的尺寸。因此，一般内燃机都是按照 $acz'zb''a$ 循环工作，膨胀的终点在 b'' 。假使为了增大循环的平均压力，而将膨胀终点移至 b'' 点，这样开始压缩点将自 a 移至 a'' ，它的压力高于大气压力。在实际发动机中可以用预先压缩（即增压发动机）来达到。

为了增大平均压力而减小 $V_{\max}$ ，会引起循环热效率的下降，它是和 $ab''bf$ 的面积成比例的，即加多了因不完全膨胀工质带走的热量。但过热量可以在别的设备中应用，如燃气轮机，锅炉等，因此总效率通常是高于用大的膨胀过程的发动机。

§2. 内燃机的热力循环

在工程热力学中已将内燃机的热力循环作了讨论，这里仅为便于探讨理想循环的性质而作简单的重复。

I、各理想循环的热效率

混合循环（图 1—2）的热效率，如下式

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1)} \quad (1-1)$$

式中： $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ —— 压缩比；

$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ —— 压力升高比；

$\rho = \frac{V_z}{V_c}$ —— 初期膨胀比；

$K = \frac{C_p}{C_v}$ —— 绝热过程指数。

此外，尚有不包括在（1—1）式中的 $\delta = V_b/V_z$ 为后期膨胀比。

这些参数中的 ρ 、 δ 与 ε 的关系为

$$\rho \cdot \delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_z} = \varepsilon \quad (1-2)$$

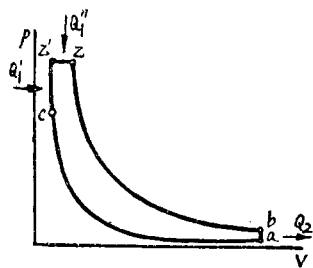


图 1—2 混合加热循环

因 $V_b = V_a$ 。

λ 与这些参数无直接联系。

等压力加热循环的热效率 (图 1-3) 不同于混合循环的, 仅是 Q_1 完全在等压的情况下加入, 因此 $P_z = P_c$ 即 $\lambda = 1$, 代入 (1-1) 公式得:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\varepsilon^k - 1}{K(\rho - 1)} \quad (1-3)$$

等容加热循环的热效率是在等容的情况下加入 Q_1 , 因此, $V_c = V_z$ 即 $\rho = 1$, 将 ρ 值代入 (1-1) 公式得:

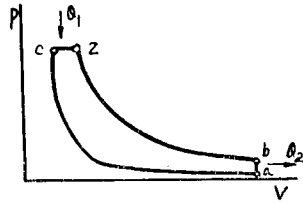


图 1-3 等压加热循环

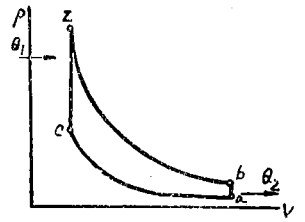


图 1-4 等容加热循环

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1-4)$$

II、各理想循环的平均压力

循环所作的功为 $Q_1 \times \eta_t$, 因此, 平均压力可按下列式计算:

$$P_t = \frac{Q_1 \eta_t}{A V_h} \quad [\text{公斤/米}^2]$$

或

$$p_t = P_t \times 10^{-4} \quad [\text{公斤/厘米}^2]$$

由于

$$V_h = V_a - V_c = V_a \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$$

混合循环的 Q_1 为:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_1' + Q_1'' = C_v(T_z - T_c) + C_p(T_z - T_z') \\ &= C_v T_c [\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1)] \\ &= C_v T_a \varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1)] \end{aligned} \quad (1-5)$$

P_t 的公式为下列形式:

$$p_t = \frac{C_v \cdot T_a \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \eta_t}{A \cdot V_a (\varepsilon - 1)} [\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1)] \quad (1-6)$$

而

$$\frac{C_v}{A} = \frac{R}{K-1} \text{ 及 } \frac{R T_a}{V_a} = P_a$$

则混合循环的平均压力为:

$$p_t = \frac{Q_1 P_a}{A R T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \eta_t = \frac{P_a \varepsilon^k \eta_t}{(K-1)(\varepsilon-1)} [\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1)] \quad (1-7)$$

其中 R 为气体常数。

等压加热循环中因 $\lambda = 1$, 得:

$$p_t = P_a \frac{\varepsilon^k \eta_t}{(\rho - 1)(\varepsilon - 1)} K (\rho - 1) \quad (1-8)$$

等容加热循环中 $\rho = 1$, 则得:

$$p_t = P_a \frac{\varepsilon^k \eta_t}{(K-1)(\varepsilon-1)} (\lambda - 1) \quad (1-9)$$

§3. 内燃机理想循环的分析

I、等容加热循环的分析

在上述的理想循环中, 等容加热循环的热效率公式最为简单 (1-4), 因此我们先从

等容加热循环开始讨论。

从公式 (1-4) 中可以看出, η_z 只跟压缩比 ϵ 及绝热过程指数 K 有关, 而且是随二者的增大而增加。 η_z 与 ϵ 、 K 的关系如图 1-5 所示。在一定 K 值下, ϵ 的加大促使 η_z 的增长, 但随着 ϵ 值的增大而 η_z 的增长速度逐渐减少。当 ϵ 在 10~12 以下时, 对促进 η_z 的增长效果很大。另一方面因 ϵ 增大而 p_c 增加得很快。从而 p_z 也增大了。这样将增加发动机零件的机械负荷和机械摩擦损失。实际上达到一定 ϵ 值后, 损失的增大可以比 η_z 的增加更快。所以设计发动机时, 对 ϵ 的选择必须注意。此外, ϵ 的数值有时也被燃料的物理及化学性能所限制。

绝热指数 K 视工质的性质而异。但一般差别不大, 事实上, 在内燃机中是不可能任意选择工质的。

公式 (1-4) 还指出了在等容加热循环中, 每循环加入的热量 Q_1 (这情况下 $Q_1=Q_1'$) 与 η_z 无关。这表明当膨胀比相同 (这情况下膨胀比与压缩比相等) 时, Q_1 的增加相应引起 Q_2 的增加, 即 Q_2/Q_1 的比例不变。

发动机载荷改变时就改变 Q_1 , 它虽不影响 η_z , 但也改变了 λ 和 p_z 。若将 $p=1$ 代入公式 (1-5), 得

$$\lambda = \frac{Q_1}{C_v T_a \epsilon^{k-1}} + 1$$

因此, 可见 λ 随 ϵ 增大而下降; 随 Q_1' 增大而增大。

最高压力 p_z 为:

$$p_z = \lambda p_c = p_a \left(\frac{Q_1}{T_a C_v} \epsilon^{-\epsilon + \epsilon^k} \right)$$

由此可见, p_z 是跟 ϵ 与 Q_1 一同增大的。

根据公式 (1-9) 看出, 等容加热循环有效性的平均压力 p_z , 随着 ϵ 、 λ 及 p_a 的增加而增加。 λ 是使 p_z 值在很大范围内改变的主要因素; λ 又与 Q_1' 成比例。

在不改变 T_a , 而单纯增加 p_a , 则仅意味着进入气缸的工质 (空气或混合剂) 较多。初压力较大能促使 p_c 、 p_z 的增大。但在实际情况中, 在增加进入气缸的工质的同时, 加大了 Q_1 的数值, 从而使 λ 也增大, 因而使每一循环所作的功增大。这是现代发动机中广泛应用增压器来增大 p_a 值的原因。

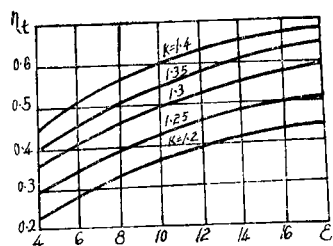


图 1-5 热效率与压缩比的关系 (等容加热)

II、等压加热循环的分析

等压加热循环的热效率公式 (1-3) 中可以看出, 它和等容加热循环、热效率公式的区别在于多了一个乘数, 即

$$\frac{\rho^k - 1}{K(\rho - 1)}$$

因为 $\rho > 1$ 和 $K > 1$, 因此这数值也大于 1。这样在相同的 Q_1 、 ϵ 、 K 时, 等压加热循环的 η_z , 小于等容加热循环的 η_z 。发动机载荷加大时, ρ 将增大。因之 η_z 将随载荷 (即 ρ) 的增大而减小, 它们之间的关系如图 1-6 所示。

等压加热循环的平均压力 (公式 1-8) 的情况与等容加热循环相似, 不过当 ρ 增大时 η_z 虽然下降, 但 P_z 仍是增大。例如, ρ 从 2 变为 3, 则 p_z 增加 84%。

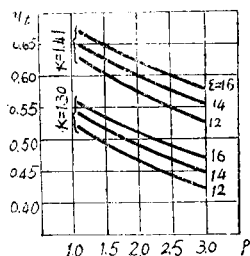


图 1-6 等压加热循环的热效率

III、混合加热循环的分析

混合加热循环中加入的热量 $Q_1=Q_1'+Q_1''$, 而 Q_1' 与 Q_1'' 的比例的改变, 即等容加热比例的改变, 从而影响混合加热循环的 η_z 及 p_z 。假使 Q_1 是一常值, 根据公式 (1-5) 可以找出 λ 与 ρ 之间的关系:

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' = C_v T_c [\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1)]$$

因此

$$\frac{Q_1}{C_v T_c} = \lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1) \quad (1-10)$$

假定 ϵ 、 K 及 T_c 均为常数，则：

$$\lambda - 1 + K \lambda (\rho - 1) = \frac{Q_1}{C_v T_c} = A \text{ (常数)}$$

由此可以用一定的 λ 值求相应的 ρ 值，或反之用一定的 ρ 值求相应的 λ 值，再代入公式 (1-1) 即可得 η_t 。图 1-7 为以 $\epsilon=16$ 、 $K=1.4$ 计算所得的曲线图。图 1-8 为 λ 与 ρ 对 p_t 的影响。

根据前面等容、等压循环的讨论，可以理解 λ 与 ρ 的变化对混合加热循环的影响。在 Q_1 为定值时， ρ 的减小， λ 相应增大。 $\rho=1$ 时即为等容加热而有最大 η_t ，反之， $\lambda=1$ 时 ρ 愈大， η_t 便愈小。

