

舰用柴油机原理

主编 李幼鹏

中国人民解放军海军工程学院

一九八三年六月

前 言

本书系根据本科四年制内燃机舰艇机电管理专业教学需要而编写的，是以学过高等工程院校的数、理、化（含油料学）、工程热力学、流体力学以及舰用柴油机结构等课程为基础。

编写本书时，除强调了对舰用柴油机中能量转换基本规律的物理实质和基本理论的阐述外，着重加强了与柴油机使用条件的联系及对热力性能和特性及其变化规律的综合分析。同时也吸取了以往的一些教学经验。另外，除大纲要求的内容外，还适当编入了一些供参考的内容。

本书共分九章，第一章由唐开元同志编写，第七章由唐开元和许永良同志合作编写，第二、三、四、九章由孔祥煦同志编写，第五、六、八章由李幼鹏同志编写，后由李幼鹏同志主编统稿，并经唐开元同志主审后定稿；此外，李之义、孔祥煦两同志对全部内容也作了较详细的校阅，并提了许多宝贵意见。书中插图主要为院训练部绘图组描绘。在讲义编排和出版工作中，朱从乔同志作了大量工作，教研室的其它一些同志也做了许多工作。

由于我们水平有限，书中不免有一些缺点和错误，衷心希望使用本书的教、学员以及参考本书的同志能提出宝贵意见。

编者

本教材所用参数符号的含义

一、参数主符号

A : 时面值 m^2s

工程制中功热当量 $A = \frac{1}{427} \text{kcal/kgf} \cdot \text{m}$

a : 音速 m/s

at : 工程大气压

ata : 绝对大气压

atu : 表压力

C : 比热 $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$

C : 真实比热 $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$

$\overline{C}$: 平均比热 $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$

$\overline{\mu c}$: 平均千摩比热 $\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}$

C_m : 活塞平均速度 $C_m = \frac{ns}{30} \text{ m/s}$

Cz : 十六烷值

D : 气缸直径 mm (或 m)

E : 能量 J (或 kJ)

F : 面积 m^2 (或 mm^2 或 cm^2)

燃油干空气比

F_R : 相对燃油空气比

G : 单位时间内流量 kg/h (或 kg/s)

g : 每缸每循环流量 g (或 kg)

H (或 h): 焓降

H_n : 燃油低发热量 kJ/kg

I (或 i): 焓值

i : 缸数

K : 绝热指数

L : 为燃烧 1kg 燃油实际所供应的空气千摩数 kmol/kg

l : 为燃烧 1kg 燃油实际所供应的空气质量 kg/kg

L_0 : 1kg 燃油完全燃烧理论上所需要的空气千摩数 kmol/kg

l_0 : 1kg 燃油完全燃烧理论上所需要的空气质量 kg/kg

M : 质量 kmol (或 kmol/h)

扭矩 $N \cdot m$

m : 每缸每循环流量 kg

M_c : 柴油机所带负载的反扭矩 $N \cdot m$
 M_e : 柴油机输出的有效扭矩 $N \cdot m$
 m_k : 压气机压缩多变指数
 N : 功率 kw (工程制为PS)
 n : 转速 rpm
 多变过程多变指数
 P : 总压力 N
 p : 压力 (压强) bar (工程制为 kgf/cm^2)
 $\bar{p}$: 平均压力 (平均压强) bar (工程制为 kgf/cm^2)
 Q : 总热量 kJ
 相应于每 $1kg$ 燃油的热量 kJ/kg
 相应于每单位时间内的热量 kJ/h (或 kJ/s)
 q : 相应于每缸每循环的热量 kJ/CyL
 R : 气体常数
 曲柄半径 mm
 S : 冲程长度 mm (或 m) $S = 2R$
 T : 绝对温度 K
 $\bar{T}$: 平均绝对温度 K
 t : 摄氏温度 $^{\circ}C$
 $\bar{t}$: 平均摄氏温度 $^{\circ}C$
 T_s : 燃油自燃温度 K
 t_s : 燃油自燃温度 $^{\circ}C$
 U : 内能 kJ
 相应于每 $1kg$ 燃油的内能 kJ/kg
 V : 容积 l (或 m^3 或 mm^3)
 v : 比容 m^3/kg
 W : 功 kJ
 相应于每 $1kg$ 燃油的功 kJ/kg
 w : 速度 m/s
 α : 过量空气系数
 α_s : 总过量空气系数
 β : 实际分子变化系数
 β_0 : 理论分子变化系数
 γ_r : 残余废气系数
 δ : 后膨胀比
 ε : 几何压缩比
 ε_e : 有效压缩比
 η : 效率
 η_l : 增压装置总效率 $\eta_E = \eta_p \cdot \eta_{TK}$

η_e : 柴油机有效效率

η_i : 柴油机指示效率

η_K : 压气机有效效率 $\eta_K = \eta_{K.s} \cdot \eta_{K.m}$

$\eta_{K.m}$: 压气机机械效率

$\eta_{K.s}$: 压气机绝热效率

η_p : 增压系统能量传递效率

η_s : 换气系数 $\eta_s = \frac{g_i}{g_{ic}}$

η_T : 涡轮机有效效率 $\eta_T = \eta_{T.s} \cdot \eta_{T.m}$

$\eta_{T.m}$: 涡轮机机械效率

$\eta_{T.s}$: 涡轮机绝热效率

η_v : 全冲程充气系数

η_{vg} : 有效冲程充气系数

λ : 压力升高比 $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$

λ_K : 增压度 $\lambda_K = \frac{p_{cK}}{p_c}$

ξ : 吸热系数

π_K : 压气机压比 $\pi_K = \frac{p_K}{p_0}$

π_T : 涡轮机膨胀比 $\pi_T = \frac{p_T}{p'_0}$

ρ : 初膨胀比 $\rho = \frac{V_z}{V_c}$

密度

τ : 循环冲程数

时间 (ms 或 s 或 h)

τ_i : 准燃期 ms

φ_K : 扫气过量系数 (增压柴油机) $\varphi_K = \frac{g_s v_0}{V_h}, v_0 = \frac{RT_K}{p_K}$

φ_i : 准燃角 degCA

φ_0 : 扫气过量系数 (非增压柴油机) $\varphi_0 = \frac{g_s v_0}{V_h}, v_0 = \frac{RT_0}{p_0}$

φ_s : 扫气系数 $\varphi_s = \frac{g_s}{g_i}$

X : 放热系数

ψ_h : 冲程失效系数

Ω_s : 涡流比 $\Omega_s = \frac{n_s (\text{涡流转速rpm})}{n (\text{柴油机转速rpm})}$

ω_p : 瞬时压力增长率 $\omega_p = \frac{dp}{d\varphi}$ bar/degCA

$\overline{\omega_p}$: 平均压力增长率 $\overline{\omega_p} = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_y - p_c}{\varphi_y - \varphi_c}$ bar/degCA

二、参数注脚

A: 增压系统中冷器出口

a: 缸内进气过程下止点时

B: 柴油机排气支管内

b: 缸内绝热膨胀或多变膨胀至下止点时, 燃油耗量

C: 缸内压缩过程至上止点时

CA: 曲轴转角 deg

CYL: 每缸每循环

e: 有效参数, 排气参数

缸内实际膨胀至下止点时

ec: 排气伐(或孔)关闭时

eo: 排气伐(或孔)开启时

g: 实际的参数

h: 全冲程的参数

i: 指示参数

ic: 进气伐(或孔)关闭时

io: 进气伐(或孔)开启时

K: 压气机出口, 压气机参数

m: 机械损失或机械传递效果

max: 最大值

min: 最小值

O: 环境状态, 基准状态, 理想状态

P: 柴油机排气总管内, 高压油泵参数

PA: 高压油泵轴转角(deg)

p: 等压过程

r: 四冲程柴油机排气过程下止点时

缸内残余废气参数

S: 柴油机进气支管内

s: 新气参数, 等熵过程

T: 废气涡轮进口

废气涡轮机参数

v: 等容过程

y: 缸内急燃阶段终点

z: 缸内缓燃阶段终点

z': 缸内后燃阶段终点

目 录

章节次序 章节名称.....页数

第一章 柴油机的理想循环和热力性能参数..... (1)

§1—1 柴油机的理想循环..... (1)

§1—2 柴油机实际循环参数..... (15)

第二章 四冲程柴油机的换气过程..... (26)

§2—1 四冲程柴油机换气过程的进行情况..... (26)

§2—2 评定换气过程质量的参数..... (32)

§2—3 对充气系数 η_v 和残余废气系数 r_v 的分析..... (36)

第三章 二冲程柴油机的换气过程..... (49)

§3—1 概述..... (49)

§3—2 二冲程柴油机换气的基基本型式..... (50)

§3—3 二冲程柴油机换气过程的进行情况..... (54)

§3—4 二冲程柴油机换气质量的评定..... (56)

§3—5 影响二冲程柴油机换气的因素..... (60)

* §3—6 气孔和气伐主要参数的选取和时面值的计算..... (67)

* §3—7 二冲程柴油机换气过程的计算..... (75)

第四章 柴油机的压缩过程..... (96)

第五章 柴油机的燃烧和膨胀过程..... (102)

§5—1 柴油机燃烧过程的进行情况..... (102)

§5—2 表征燃烧过程的参数..... (105)

§5—3 柴油机燃烧的机理..... (110)

§5—4 改善柴油机燃烧的基本途径..... (119)

§5—5 影响柴油机燃烧过程的因素..... (124)

§5—6 柴油机燃烧过程的放热规律及其计算..... (136)

§5—7 柴油机的膨胀过程..... (139)

第六章 柴油机可燃混合气体的形成和燃烧室..... (142)

§6—1 燃油的喷射过程..... (142)

§6—2 喷射过程中柴油的雾化和分布..... (158)

§6—3 气体的运动	(163)
§6—4 燃烧室	(166)
第七章 舰用柴油机的增压	(178)
§7—1 概述	(178)
§7—2 柴油机排气能量的利用	(185)
§7—3 柴油机的涡轮增压系统	(189)
§7—4 废气涡轮增压器及机械增压器	(202)
§7—5 柴油机和增压器的配合工作	(223)
§7—6 超高增压柴油机	(236)
第八章 柴油机循环参数的分析和近似热力计算	(244)
§8—1 柴油机的热平衡	(244)
§8—2 对指示效率 η_i 的分析	(247)
§8—3 对平均指示压力 p_i 的分析	(251)
§8—4 柴油机的机械损失和机械效率	(254)
§8—5 柴油机燃烧化学及工质比热	(258)
§8—6 柴油机实际循环的近似热力计算	(269)
§8—7 柴油机实际循环的模拟热力计算	(298)
第九章 舰用柴油机的特性	(304)
§9—1 柴油机特性的分类	(304)
§9—2 柴油机的负荷特性	(306)
§9—3 柴油机的万有特性	(310)
§9—4 柴油机的速度特性	(314)
§9—5 柴油机的推进特性	(323)
§9—6 柴油机功率的分级和标定	(329)
§9—7 柴油机的限制特性	(332)
§9—8 因大气状态影响, 对柴油机性能的修正	(342)
附录: 常用单位换算表	(348)
主要参考文献 — — —	(352)
*: 供参考内容	

第一章 柴油机的理想循环和热力性能参数

序 言

柴油机原理课的任务是研究在柴油机中能量转换的规律。柴油机是一种热力机械，燃油所含的化学能在气缸内通过燃烧释放出来加热工质转化为热能，然后再通过工质的膨胀推动活塞而将热能转变为机械功，经曲柄连杆机构将机械功传递至曲轴向外输出。因此，柴油机气缸内工作循环进行的完善与否是决定柴油机功率和燃油消耗率等动力性和经济性指标优劣的基础，对组成工作循环的各热力过程的分析 and 计算就成为柴油机设计计算的基础和正确管理、分析故障的理论依据。

柴油机工作循环中能量转换的数量和效率可用一系列参数来表示。这些参数可以分为两类，一类是动力性能参数，如功、比功、功率、扭矩等，它们是能量转换的数量标志，另一类是经济性参数，如效率、燃油消耗率等，它们是能量转换过程的效率标志。在设计柴油机时，力求达到先进的指标，在管理中则力求保持柴油机在预定的良好性能指标下运转。

由于柴油机工作循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀、排气等热力过程所组成，因此，工作循环的指标将取决于各热力过程的进行情况。所以，对各热力过程的分析及参数的计算是柴油机原理课的主要内容。但是必须强调指出，柴油机工作循环是一个复杂的整体，为了求得先进的循环指标，往往需要合理地调整各个局部的热力过程，这是一条重要的原则。

柴油机原理无论对于设计者或管理者都是一门十分重要的课程。对于能量转换的规律都应准确、深入、全面地掌握。所不同者，对管理专业来说应更侧重于掌握怎样根据一些可测参数和可观感征状，及时、正确地分析判断柴油机的运转情况，采取措施加以调整和排除所发生的故障，以保证机器正常运转。

§1—1 柴油机的理想循环

柴油机循环是由一系列按一定顺序进行的工作过程所组成。在实际柴油机上，这些过程是一些非常复杂的物理化学过程。为了抓住实质，揭露主要矛盾，便于分析计算，则常常需要借助于理想循环。

一、理想循环

理想循环是根据柴油机实际过程所表现的特征，予以科学抽象，经过适当的假定和简化而建立起来的，把实际循环中各种损失予以摈除，从热力学的角度来分析柴油机的循环过程。通过对理想循环的分析研究可以做到：

(a) 确定循环的热力学效率的极限值, 即柴油机对于热量的最大理论利用率, 用以评定实际柴油机的经济性和工作过程的完善程度;

(b) 用比较简明的理论公式来说明循环中各个基本参数间的关系, 以明确提高循环做功能力和经济性的基本途径;

(c) 用以比较各种理想循环的经济和动力性, 为进一步发展新的循环方案提供线索。

柴油机的理想循环, 有时亦称为空气标准循环, 是建立在以下几个假定的基础上:

(a) 工质为理想气体, 其物理常数在标准状态下与空气相同, 其比热不随温度而变化;

(b) 循环是封闭的, 没有换气和喷油过程, 工质的数量保持不变, 也没有进、排气过程的流动损失和漏泄;

(c) 压缩和膨胀过程中与外界没有热交换, 且为可逆过程亦即为等熵过程;

(d) 用热源加热以代替燃烧过程, 用冷源吸热使工质恢复初始状态, 因此, 工质成份不发生变化。

由于理想循环是一种可逆的热力学循环, 它舍弃了实际工作中常产生的各种损失, 如传热, 摩擦, 燃烧不完全等, 因此具有实际循环所不可能实现的热效率。它做为实际循环的改进方向和评定标准是具有很大实际意义的。

对理想循环的分析研究是基于无流动情况下的能量方程式

$$Q = (u_2 - u_1) + W$$

式中:

Q : 从状态 1 到状态 2 时加入的热量;

$u_2 - u_1$: 从状态 1 到状态 2 内能的变化;

W : 所做的机械功;

循环的效率和动力参数的基本表达式应为:

循环的热效率 η_t :

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad 1-1-1$$

式中:

W_t : 每循环所作的机械功, 其单位为焦耳;

Q_1 : 循环中工质从热源中吸收的热量;

Q_2 : 循环中工质向冷源放出的热量。

循环的比功 (或称平均压力) P_t :

$$p_t = \frac{W_t}{V_h} \quad [J/m^3 = N/m^2] \quad 1-1-2$$

式中 W_t 为循环功, 单位为焦耳, V_h 为气缸冲程容积 ($V_h = V_b - V_c = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S$), 单位为立方米。

在相同加热量 Q_1 的基础上, 循环功 W_t 的多少与循环的组织方法有关, 现以混合循

环为例，作一分析。

1. 混合放热混合加热循环

柴油机理想混合放热混合加热循环的功图（ $P-V$ 图）和热图 $T-S$ 图）如图 1—1—1 所示。

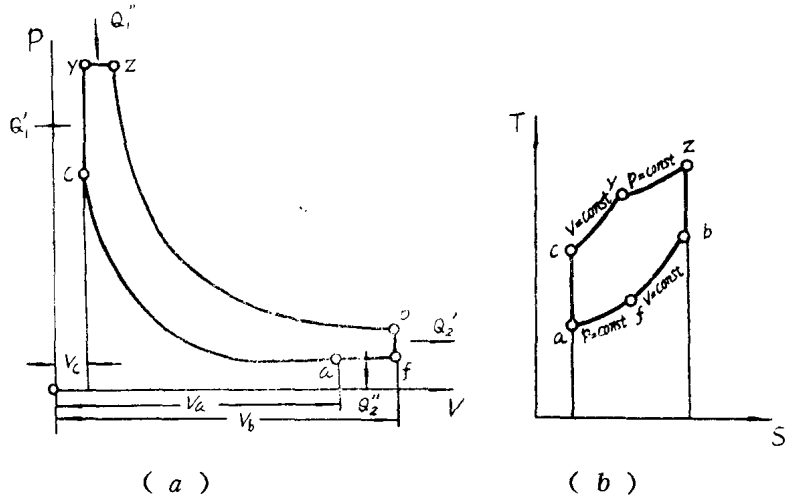


图 1—1—1 混合放热混合加热理想循环

在混合放热混合加热循环中，工质由初始点 a 经过绝热压缩到点 c ，然后由热源在定容条件下加热到点 y ，加入的热量为 Q'_1 ；继而在定压条件下加热到点 z ，加入的热量为 Q''_1 ，总加热量为 Q_1 ， $Q_1 = Q'_1 + Q''_1$ 。然后工质绝热膨胀到点 b ，最后沿定容线 $b-f$ 放出热量 Q'_2 ，沿定压线 $f-a$ 放出热量 Q''_2 ，总放热量为 Q_2 ， $Q_2 = Q'_2 + Q''_2$ 。放热后，工质状态又回到 a 点。

在研究理想循环的功和热效率时，需要引入一系列表征循环特性的参数，它们是：
压缩比

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{\text{压缩始点的容积}}{\text{压缩终点的容积}}$$

压力升高比

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{\text{循环最高压力}}{\text{压缩终点压力}}$$

初膨胀比

$$\rho = \frac{V_z}{V_y} = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\text{定压加热终点的容积}}{\text{压缩终点的容积}}$$

后膨胀比

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\text{膨胀终点的容积}}{\text{定压加热终点的容积}}$$

气缸容积变化比

$$\psi = \frac{V_b}{V_a} = \frac{\text{膨胀终点的容积}}{\text{压缩始点的容积}}$$

在表示容积比的四个参数 ε 、 ρ 、 δ 、 ψ 之间存在着下列关系：

$$\text{膨胀比} = \rho \cdot \delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_b}{V_c} = \frac{V_a}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_a} = \varepsilon \cdot \psi$$

当循环参数采取不同值时即形成了具有不同特性的理想循环

(a) 通常情况下，柴油机的压缩比和膨胀比相等，即 $\psi = 1$ 。这时， $\varepsilon = \rho \cdot \delta$ 。

(b) 当全部热量在定容情况下加给循环，即 $Q_1 = Q'_1$ ， $Q''_1 = 0$ ，称为定容加热循环。这时 $\rho = 1$ ， $\delta = \varepsilon\psi$ ；若再进一步当 $\psi = 1$ 时，则 $\varepsilon = \delta$ ，此循环称为定容放热定容加热循环，或简称定容循环。

(c) 当全部热量在定压情况下加入，即 $Q_1 = Q''_1$ ， $Q'_1 = 0$ ，称为定压加热循环。这时， $\lambda = 1$ ；若进一步当 $\psi = 1$ 时，则 $\varepsilon = \rho \cdot \delta$ ，此循环称为定容放热定压加热循环，或简称定压循环。

2. 理想循环的热效率 η_i

任何循环的经济性都可用热效率 η_i 来评定。假定工质重为 1 公斤，热效率定义为在理想循环中转变为功的热量与加入的总热量之比，即

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q'_2 + Q''_2}{Q'_1 + Q''_1} \quad 1-1-3$$

根据 1—1—1 所示的过程特性及循环各特征点的参数，可将热效率公式做进一步的推导。因

$$Q'_1 + Q''_1 = C_v(T_y - T_c) + C_p(T_z - T_y)$$

$$Q'_2 + Q''_2 = C_v(T_b - T_f) + C_p(T_f - T_a)$$

式中： C_v 、 C_p 分别表示为工质的定容及定压比热，单位为 J/kg·K。

代入热效率公式可得混合放热混合加热循环的热效率公式

$$\eta_i = 1 - \frac{T_b - T_f + k(T_f - T_a)}{T_y - T_c + k(T_z - T_y)} \quad 1-1-4$$

式中

$$k = \frac{C_p}{C_v} \text{：绝热指数，空气 } k = 1.4。$$

在进一步的推导中，我们可将循环各点的温度均表示为压缩始点的温度 T_a ，最后可将温度项从表达式中消去

$$T_f = \psi T_a; \quad T_c = T_a \varepsilon^{k-1}; \quad T_y = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda; \quad T_z = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda \rho;$$

$$T_b = T_z \delta^{1-k} = T_a \lambda \rho \left(-\frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{k-1} = T_a \lambda \rho^k \psi^{(1-k)}$$

将这些关系式代入 1—1—4 式，则可得

$$\eta_i = 1 - \frac{\psi(\lambda \rho^k \psi^{-k} - 1) + k(\psi - 1)}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad 1-1-5$$

若令 $\psi = 1$ ，则上式可简化为定容放热的混合加热循环，简称混合循环的热效率公

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad 1-1-6$$

若进一步假定 $\rho = 1$ ，则得定容放热定容加热循环的定容循环，其效率公式为：

$$\eta_{1v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad 1-1-7$$

在定容放热定压加热循环——定压循环中，由于 $\lambda = 1$ ，故其热效率公式为

$$\eta_{1p} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}k(\rho - 1)} \quad 1-1-8$$

3. 理想循环的比功 P_i

柴油机理想循环的比功 P_i （亦称理想循环平均压力）定义为理想循环的功 W_i 与气缸工作容积 V_h 之比，即

$$P_i = \frac{W_i}{V_h} [\text{N/m}^2]$$

因为

$$V_h = V_b - V_c = V_c \left(\frac{V_b}{V_c} - 1 \right) = V_c \left(\frac{V_a}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_a} - 1 \right) = V_c (\varepsilon \cdot \psi - 1)$$

故

$$V_h = V_c (\varepsilon \cdot \psi - 1) = \frac{V_a}{\varepsilon} (\varepsilon \cdot \psi - 1)$$

又

$$W_i = Q_1 \cdot \eta_i$$

于是

$$p_i = \frac{\eta_i Q_1}{V_h} \cdot \frac{\varepsilon}{(\varepsilon \cdot \psi - 1)} \quad 1-1-9$$

在混合加热循环中，加入的总热量 Q_1 可表示为

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

从热力学可知

$$C_v = \frac{R}{k-1}$$

$$p_a v_a = RT_a$$

将 η_i 、 C_v 、 T_a 公式一并代入1—1—9式，经整理后可得表达式

$$p_i = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon \cdot \psi - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \cdot \eta_i [\text{N/m}^2] \quad 1-1-10$$

如令 $\psi = 1$ ，则得定容放热的混合加热循环——混合循环的 P_i 表达式

$$p_i = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \cdot \eta_i [\text{N/m}^2] \quad 1-1-11$$

如在上式中令 $\rho = 1$ 则得定容放热的定容加热循环——定容循环的 P_i 表达式

$$p_i = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{(\varepsilon - 1)} \cdot (\lambda - 1) \cdot \eta_i [\text{N/m}^2] \quad 1-1-12$$

如果令 $\lambda = 1$ ，则得定容放热的定压加热循环——定压循环的 P_i 表达式

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \cdot \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon-1} \cdot k(\rho-1) \cdot \eta_t \quad [\text{N/m}^2] \quad 1-1-13$$

从以上关系式中可以看出，理想循环的热效率愈高则比功也愈大。这一点是很容易理解的，因为比功的大小是以循环加入的热量中转化为机械功的多少为基础的。由此可见，在理想循环的分析中热效率是最基本、最核心的问题。

但是，在实际柴油机中循环的某些参数受到约束不能超过一定的极限值（如 p_t ），在这种情况下循环的热效率和比功之间的关系及其变化将出现某些复杂的情况。

二、理想循环的分析

1. 定容循环

定容循环是Beau de Rochas 提出的，按这个原理 Nicolaus A. Otto 首先制造出实际的发动机，因此又称为奥托循环，是现在火花点火式发动机（汽油机）的理想循环。虽然这种循环很少直接应用于柴油机，但它很接近于低、中速柴油机在低负荷下运转和高速柴油机集中在上止点前喷油燃烧时的情况，因为，这时燃油的燃烧多在上止点前进行，使等压过程下加热量逐渐降至零，仅保留等容加热。此外，从理论分析来说，这种循环具有最简单的形式，便于分析。

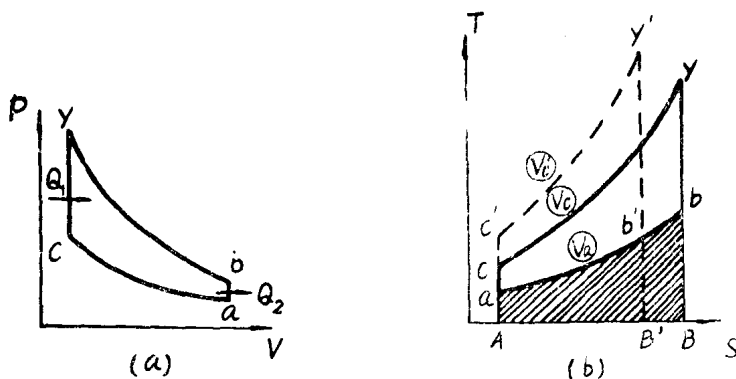


图 1—1—2 定容循环

定容循环的热效率公式如 1—1—7 式为

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

由上式可知，定容循环的热效率仅决定于压缩比和绝热指数，随其增加而提高。对理想循环来说绝热指数为常数（ $k=1.4$ ），故 $\eta_{t,v}$ 只与压缩比 ε 有关。

在定容放热的情况下（ $\psi=1$ ），压缩比与膨胀比相等，所以当压缩比增大时，膨胀比亦随之增大，这样就减少了放热量，从而使循环热效率提高。这可从图 1—1—2 中的 $T-S$ 图中看出，图中的 a 、 c' 、 y' 、 b' 是高压压缩比的循环，设两种情况下加入的热量相等，分别用面积 $A-C-Y-B-A$ 及 $A-C'-Y'-B'-A$ 表示。放热量分别用 $A-a-b-B-A$ 及 $A-a-b'-B'-A$ 表示，显然后者放热量较小。因此高压压缩

比循环热效率高，数值如下表所示。

表 1—1—1

ε	6	8	10	12	14	16	18	20
$\eta_{t.v}$	0.512	0.565	0.602	0.630	0.652	0.670	0.685	0.689

$$(K=1.4)$$

图 1—1—3 表示出 $\eta_{t.v}=f(\varepsilon)$ 的曲线

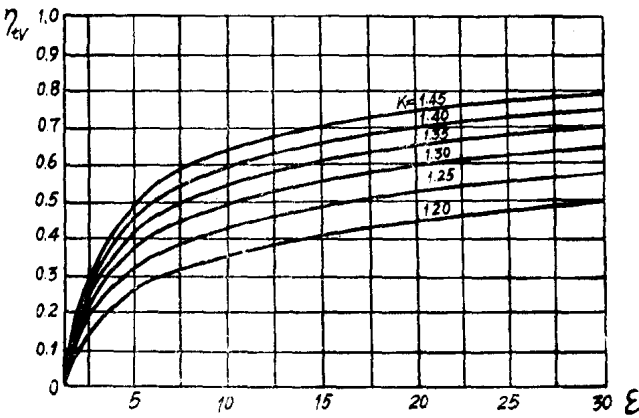


图 1—1—3 $\eta_{t.v}=f(\varepsilon)$

上述结论从表 1—1—1 的数值和图 1—1—3 的曲线中可以看得很清楚。而且可以看到，当 ε 趋于无限大时， $\eta_{t.v}$ 达到 100%；但是，还应该看到当 ε 达到一定数值（ $\varepsilon > 12$ ）以后， $\eta_{t.v}$ 的变化将趋于平缓，这是由于随着压缩比的不断提高，放热量减小的差值也逐渐减小。

按绝热变化的规律

$$\varepsilon^{k-1} = \frac{T_c}{T_a} = \frac{T_v}{T_b}$$

所以，效率公式亦可写为

$$\eta_{t.v} = 1 - \frac{T_a}{T_c} = 1 - \frac{T_b}{T_v} \tag{1-1-14}$$

由此可见，定容循环的热效率决定于 T_a 、 T_c 或 T_v 、 T_b 之间的温差，相当于卡诺循环的热效率，与供给热量的多少无关。

定容循环的比功，在各种 ε 及 λ 值时可从公式 1—1—12 算出。比功与表示加热量多少的 λ 值有关，而 ε 及 λ 值的大小又决定于循环的最高压力 p_x ，在当前的情况下 p_x 值是受到限制的。在图 1—1—4 中给出的四种不同的最高压力限度下 $p_{t.v}$ 与 ε 的关系。X—Y 线为加热量等于 2895 kJ/kg (1245

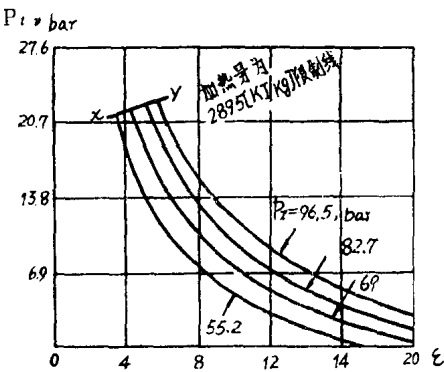


图 1—1—4 最高压力不变时， ε 对 $P_{t.v}$ 的影响

BTU/lb) 限制线。

从图中可见, 当 p_z 为常数时, 随着 ε 的增加 p_{iv} 是减小的。这是因为在等容加热循环中, 在 p_z 一定的条件下, 随着 ε 的增大, λ 值即相应地降低, 即加热量不断地减小。当 $p_z = 55.2 \text{ bar}$ (800 p.s.i.g), $\varepsilon = 17.6$ 时, 从图中可见此时 $p_{iv} = 0$, 即在这种情况下 $\lambda = 1$, 无热量加入, 压缩负功与膨胀正功相等。如果没有最大压力的限制条件, 则 p_{iv} 的最大值将达到 1 公斤空气所能燃烧燃油量释放出的热量所对应的比功。

2. 定压循环

Rodulf Diesel 最初想实现等温燃烧, 但是在实际气力喷射发动机中却发生了等压燃烧, 所以通常亦把定压循环称为狄赛尔循环。

由 1—1—8 式可知定压循环的热效率公式为

$$\eta_{1,2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$$

在定压循环中由于其后膨胀比 δ 常小于压缩比, 因而其热效率值总是低于定容循环的热效率值 (在相同的压缩比条件下)。亦即其热效率值与初膨胀比 (或称等压比) ρ 的大小有很大的关系。

表 1—1—2 给出了 $\eta_{1,2}$ 与后膨胀比 δ ($\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$) 值及 ε 值之间的关系式计算所得的结果 (括号内为等容循环的热效率)。

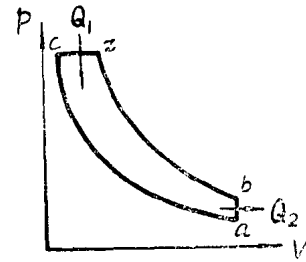


图 1—1—5
定压循环

表 1—1—2

$\delta \backslash \varepsilon$	6	8	10	12	14	16	18	20
6	(0.508) 0.533	0.550	0.562	0.571	0.578	0.585	0.590	
8		(0.561) 0.578	0.592	0.601	0.609	0.616	0.621	
10			(0.598) 0.611	0.622	0.630	0.637	0.643	
12				(0.628) 0.636	0.645	0.653	0.658	
14					(0.648) 0.656	0.665	0.671	
16						(0.666) 0.675	0.680	
18							(0.682) 0.684	
20								(0.695)

由表中数值可见, 定压循环的热效率 $\eta_{1,2}$ 随压缩比增加而升高。在固定的压缩比时, 则随后膨胀比 (δ) 之减小而下降。这种变化关系也可从图 1—1—6 看出, 因 $\rho = \frac{\varepsilon}{\delta}$, 当 ρ 增加时, 即 δ 减小, $\eta_{1,2}$ 降低。

定压循环的比功可由公式 1—1—13 算出, 在非增压的情况下可算出比功 $P_{1,2}$ 与压缩比 ε 及初膨胀比 ρ 之间的有关数值, 如图 1—1—7 所示。

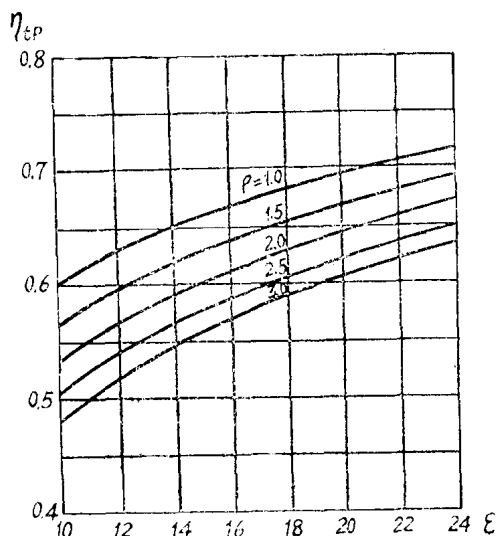


图 1—1—6 $\eta_{tp} = f(\epsilon, \rho)$

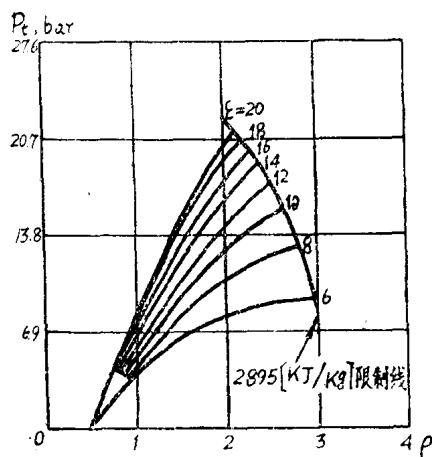


图 1—1—7 $p_{tp} = f(\epsilon, \rho)$

由图中曲线可见，在加热量一定情况下，定压循环的比功随 ϵ 及 ρ 的增加而增大。

3. 混合循环

定容循环虽然具有很高的热效率及比功，但由于随压缩比的升高而循环最高压力 p_{max} （即 p_z ）也相应增高。若按目前实际柴油机上所常用的压缩比值，按定容循环工作，则 p_{max} （ p_z ）值已远远超出保持可靠运转所允许的范围。另一方面，定压循环在低压缩比时其热效率及比功都很低，但在压缩比升高的情况下，循环的最高压力不会超过允许范围。因此，在实际柴油机上往往将两者结合起来以综合其优点，这就是混合加热循环。混合加热循环的加热过程分为定容加热和定压加热两个部分，两部分加热量的分配受到循环最高压力的约束，所以混合加热循环有时亦称为限制压力循环。

混合加热循环所涉及的因素很多，因此分析研究亦比较复杂，但是从循环的组成可以预计，在同样循环特性参数时（ ϵ, λ, ρ 等），其效率及比功的数值，将介于定容循环与定压循环之间，其变化规律也综合两者之特点。以热效率为例，当输出比功很小时，因尚未达到最高压力 p_z 的限制，这时加热量少，而且都是在等容情况下加入的。在这个阶段中循环的热效率与等容加热循环一样，不随加热量的增减而变，为一常数（仅与 ϵ 有关）。当加热量增加到一定程度时，循环的最高压力已达预定值，这时为保持最高压力不再提高，所再增加的加热量将以定压方式进行，在这个时期中热效率将随加热量的增加（相应于后膨胀比的减小）而下降。

三、理想循环的比较

柴油机的效率和比功主要由所采用的循环形式所决定，因此就有必要对在一定条件下各种循环的优劣进行比较。

1. 当初温，压缩比及加热量相同

为了便于比较，通常把循环以相同的比例绘于温熵图（ $T-S$ 图）上，如图 1—1—8 所示。