

内燃机

Internal Combustion Engine

欧阳光耀 常汉宝 编著



国防工业出版社

National Defense Industry Press

内 燃 机

欧阳光耀 常汉宝 编著

国防工业出版社

· 北京 ·

内 容 简 介

本书系统地阐述了舰用大功率柴油机的工作原理、结构、使用管理、操纵以及柴油机的性能分析及计算方法。在内容上着重以原理为主线,围绕基本概念、基本理论、基本操纵使用方法进行阐述和分析。全书内容紧密联系实际装备,紧密结合内燃机高新技术,力求做到理论与实践相结合,讲述深入浅出,图文并茂,通俗易懂,既可作为本科学生的专业教材,又可作为行业专业人员的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机/欧阳光耀,常汉宝编著. —北京:国防
工业出版社,2011. 10
ISBN 978-7-118-07353-9

I. ①内... II. ①欧... ②常... III. ①内燃机
IV. ①TK4

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2011)第 081515 号

※

国防工业出版社出版发行

(北京市海淀区紫竹院南路 23 号 邮政编码 100048)

涿中印刷厂印刷

新华书店经售

*

开本 787 × 1092 1/16 印张 22½ 字数 519 千字

2011 年 10 月第 1 版第 1 次印刷 印数 1—3000 册 定价 42.00 元

(本书如有印装错误,我社负责调换)

国防书店:(010)68428422

发行邮购:(010)68414474

发行传真:(010)68411535

发行业务:(010)68472764

前 言

本书是以高速大功率柴油机为主体,将内燃机原理、结构、测试、强度分析和设计基础有机结合为一体的综合性教材。

本书旨在打牢基础、拓宽专长、介绍本专业的高新技术,在内容上着重从基本概念、基本理论、基本操纵使用进行阐述和分析,力求做到有深度、有广度,使学生学习之后,对内燃机有比较深入的理解。

本书涵盖的信息量大,各章间既相互联系,又基本独立。在编写过程中,紧紧抓住原理这条主线,紧密结合实际装备,着重培养学生分析问题和解决问题的能力。

本书共11章,第1章由欧阳光耀教授执笔,第2章、第3章由张萍讲师、常汉宝教授执笔,第4章由黄映云教授、欧阳光耀教授执笔,第5章、第6章由吴欣颖讲师、李育学副教授执笔,第7章由易太连讲师、欧阳光耀教授执笔,第8章由安士杰副教授、白禄峰讲师执笔,第9章由赵建华副教授执笔,第10章由谭笛讲师执笔,第11章由刘振明讲师、张剑平副教授执笔。全书由欧阳光耀教授、常汉宝教授统稿,全书手稿由顾海岚同志录入,限于编者的学识经验,书中存在的问题,请读者提出宝贵意见。

目 录

第1章 总论	1
1.1 概述	1
1.2 柴油机的理想循环	4
1.3 内燃机性能	14
1.4 内燃机类型、应用及发展	19
1.4.1 柴油机的分类	19
1.4.2 应用和发展	22
作业题	24
第2章 柴油机的可燃混合气形成	25
2.1 概述	25
2.2 燃油喷射	26
2.2.1 喷油压力的建立及变化	26
2.2.2 喷油规律	29
2.2.3 燃油的雾化和分布	31
2.2.4 不正常喷射及其消除	35
2.3 气体运动与燃烧室	36
2.3.1 柴油机的燃烧室	36
2.3.2 气体运动	40
2.4 柴油机的供油装置及系统	42
2.4.1 供油装置及系统组成	42
2.4.2 喷油器	43
2.4.3 喷油泵	44
2.4.4 泵喷油器	49
2.4.5 燃油系统其他重要部件	52
2.5 电控燃油喷射系统	53
2.5.1 概述	53
2.5.2 共轨系统工作原理	54
作业题	56
第3章 柴油机燃烧	57
3.1 概述	57
3.2 柴油机的燃烧机理	57
3.3 柴油机的燃烧过程	59

3.3.1	燃烧过程进行情况	59
3.3.2	对柴油机燃烧的基本要求	61
3.4	燃烧过程参数及其测量	61
3.5	燃烧产物	63
3.5.1	柴油机排放物的生成机理及影响因素分析	63
3.5.2	柴油机排放控制	69
3.5.3	柴油机的排放标准	70
3.5.4	烟度测量及烟气分析	72
3.6	改善柴油机燃烧的基本途径	75
3.6.1	影响柴油机燃烧的主要因素	75
3.6.2	改善柴油机燃烧的基本途径	77
	作业题	79
第4章	柴油机主体机件	80
4.1	燃烧室组件	80
4.1.1	概述	80
4.1.2	气缸	80
4.1.3	气缸盖	85
4.2	动力传递组件	87
4.2.1	概述	87
4.2.2	活塞组件	91
4.2.3	连杆	96
4.3	曲轴和主轴承	100
4.3.1	组成及要求	100
4.3.2	曲柄	100
4.3.3	扭振及减振器	102
4.3.4	主轴承	103
	作业题	104
第5章	柴油机换气	105
5.1	柴油机换气过程	105
5.1.1	四冲程柴油机的换气过程	105
5.1.2	二冲程柴油机的换气过程	108
5.2	评定柴油机换气质量的指标参数	111
5.2.1	残余废气系数 ϕ_r 与扫气效率 η_s	112
5.2.2	充量系数 ϕ_c	113
5.2.3	扫气系数 ϕ_s 与给气比 $\phi_k(\beta_k)$	114
5.2.4	泵气功与泵气损失	114
5.3	影响换气质量的因素	117
5.3.1	充量系数 ϕ_c 分析式	117

5.3.2 影响 ϕ_c 的因素分析	118
5.4 换气系统结构	121
5.4.1 概述	121
5.4.2 气门机构	121
5.4.3 凸轮机构	127
5.4.4 传动装置	128
5.5 电控换气系统	132
5.5.1 可变配气系统在柴油机上的应用	133
5.5.2 可变配气系统的结构和工作原理	133
作业题	136
第6章 柴油机增压	137
6.1 增压原理	137
6.1.1 增压的目的	137
6.1.2 实现增压的基本方法	137
6.1.3 柴油机排气可用能及利用	139
6.2 柴油机的涡轮增压系统	142
6.2.1 脉冲系统	142
6.2.2 定压系统	144
6.2.3 脉冲转换器、多脉冲系统及 MPC 系统	145
6.3 增压器	147
6.3.1 增压器分类及型号	147
6.3.2 压气机	148
6.3.3 废气涡轮机	158
6.3.4 柴油机涡轮增压器实例	167
6.4 柴油机和增压器的配合工作	171
6.4.1 概述	171
6.4.2 柴油机的通流特性	171
6.4.3 柴油机和增压器的配合	173
6.5 高增压及新型增压系统	180
6.5.1 两级涡轮增压	180
6.5.2 补燃高增压系统	181
6.5.3 新型增压系统	183
6.5.4 高增压柴油机的主要困难和改进措施	188
作业题	191
第7章 柴油机运动学、动力学和强度分析	192
7.1 强度分析	192
7.1.1 常规强度校核	192
7.1.2 有限元方法	196
7.2 曲柄—连杆机构的运动学和动力学	204

7.2.1	活塞的位移、速度、加速度	205
7.2.2	曲柄—连杆机构的往复惯性力和离心惯性力	207
7.2.3	曲柄—连杆机构的作用力分析与动力学计算	209
7.3	柴油机的曲柄排列和发火顺序	213
7.3.1	气缸编号的规定和曲柄端面图	213
7.3.2	直列式柴油机的曲柄排列和发火顺序	213
7.4	柴油机的回转不均匀性及飞轮转动惯量的计算	216
7.4.1	柴油机的扭矩不均匀系数和回转不均匀度	216
7.4.2	柴油机飞轮转动惯量的计算	218
7.5	柴油机平衡性计算和平衡方法	219
7.5.1	单缸柴油机振动力源分析及平衡	219
7.5.2	直列式多缸柴油机振动力	222
7.5.3	直列式多缸柴油机平衡法	229
7.5.4	V型发动机振动力源同直列式发动机振动力源的主要区别	233
7.6	轴系扭转振动	234
7.6.1	简单轴系固有扭转振动	234
7.6.2	轴系的当量扭振系统	235
7.6.3	复杂轴系扭转振动	236
7.6.4	自由振动	237
7.6.5	受迫振动	243
7.6.6	轴系扭转振动许用应力	248
	作业题	249
第8章	柴油机热力学分析	251
8.1	柴油机循环参数分析	251
8.1.1	柴油机热平衡分析	251
8.1.2	柴油机机械损失与机械效率分析	254
8.1.3	柴油机指示效率分析	257
8.1.4	对平均指示压力的分析	260
8.2	柴油机近似热力计算	262
8.2.1	燃料热化学计算	262
8.2.2	过程参数估算	264
8.2.3	四冲程柴油机实际近似 $p-V$ 示功图的绘制	270
8.2.4	平均指示压力 p_{mi} 和指示热效率 η_i 的计算	271
8.3	柴油机工作过程数值计算概述	271
8.3.1	概述	271
8.3.2	柴油机工质热力性质	274
8.3.3	柴油机热力系统的划分	277
8.3.4	气缸内热力过程计算	278
	作业题	286

第9章 柴油机的特性	287
9.1 概述	287
9.2 柴油机的负荷特性与万有特性	288
9.2.1 柴油机的负荷特性	288
9.2.2 柴油机的万有特性	291
9.3 柴油机的速度特性	294
9.3.1 概述	294
9.3.2 性能指标变化规律	295
9.3.3 速度特性的实用意义	297
9.4 柴油机的推进特性	298
9.4.1 概述	298
9.4.2 推进特性性能指标变化规律	298
9.4.3 对几个管理问题的分析	302
9.5 柴油机的功率标定及许用工作范围	302
9.5.1 柴油机功率的标定	302
9.5.2 柴油机许用工作范围	303
作业题	307
第10章 润滑与冷却系统	308
10.1 润滑系统	308
10.1.1 概述	308
10.1.2 润滑系统组成及特点	309
10.1.3 润滑系统主要部件的结构及工作原理	311
10.2 冷却系统	314
10.2.1 概述	314
10.2.2 冷却系统组成及特点	314
10.2.3 冷却系统主要部件的结构及工作原理	316
作业题	319
第11章 柴油机操作与控制	320
11.1 柴油机的调速与调速系统	320
11.1.1 柴油机工况特性	320
11.1.2 柴油机的调速系统及性能	321
11.1.3 柴油机调速器	327
11.2 柴油机的起动	332
11.2.1 概述	332
11.2.2 起动装置	333
11.3 柴油机换向	336
11.3.1 基本原理	336
11.3.2 换向装置	337
11.4 柴油机操纵系统	339

11.4.1	油量控制机构	340
11.4.2	换向控制机构	340
11.4.3	起动控制机构	341
11.4.4	连锁装置	342
11.5	柴油机的使用管理	344
11.5.1	柴油机的起动	344
11.5.2	柴油机运转中的管理	346
11.5.3	柴油机停车	347
11.5.4	柴油机的主要故障诊断	348
作业题		350

第1章 总论

1.1 概述

内燃机的基本特征是燃料在它的气缸内部燃烧释放出热能,直接以燃气为工质推动气缸内的活塞做功。活塞所做的机械功经曲柄连杆机构汇集,经曲轴以回转运动形式带动耗功机械(如螺旋桨、发电机等)。本书所指的内燃机只限于柴油机,燃气轮机则是以燃气推动涡轮机做功的回转式内燃机。

柴油机由于在各种动力机械中热效率最高,功率范围宽广,起动迅速、维修方便,运行安全,使用寿命较长,因而得到广泛应用,在国民经济和国防建设中处于重要地位。特别在船舶方面,柴油机作为主机和辅机更是占据统治地位。

海军轻型水面船舶除部分使用燃气轮机或柴油机与燃气轮机联合装置作为动力装置外,大多数以柴油机作为动力装置。这些舰艇有猎潜艇、扫雷艇、巡逻艇、炮艇、鱼雷快艇、导弹快艇、登陆舰及辅助舰等。近年来,大型水面舰艇有逐渐采用燃气轮机作为主机的趋势,但有些护卫舰、驱逐舰仍以柴油机或柴油机与燃气轮机联合装置作为动力装置。潜艇,除核动力装置外,所有常规潜艇都以柴油机作为主机。

1. 基本结构

内燃机基本结构如图1-1所示。

其主要部件如下:

(1)燃烧室组件。由气缸、气缸盖和活塞组成的密闭空间形成了内燃机的燃烧室。燃烧使工质的压力升高推动活塞做功。气缸直径 d 和活塞行程 S 是燃烧室的基本尺度。气缸直径的范围很宽,船舶用的范围 $d = 60\text{mm} \sim 950\text{mm}$ 。活塞行程与气缸直径比 S/d 的范围为 $0.9 \sim 4$ 。活塞行程的两端点称为上、下止点。

(2)传递动力组件。组件的功能是将活塞以往复运动形式所做的机械功汇集后以回转运动的形式向外输出。它由活塞及与各缸活塞销相连的连杆和与连杆大头相连的曲轴组成。曲轴曲柄销至主轴颈的中心距为曲柄半径 R ,它决定了活塞行程 S ,即 $S = 2 \times R$ 。曲柄半径 R 与连杆长度之比用 λ 表达, $\lambda = R/L$,一般内燃机的 $\lambda = 0.2 \sim 0.3$ 。 λ 是曲柄连杆机构基本的几何参数,对整机的尺度有较大影响。

(3)换气机构。内燃机在燃烧膨胀做功后,必须将缸

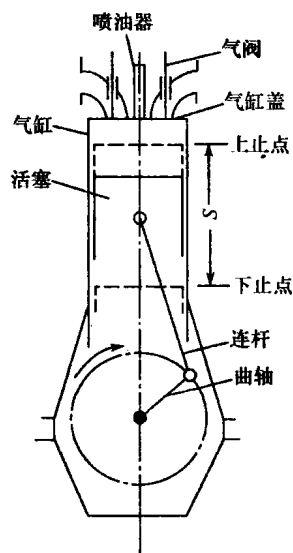


图1-1 内燃机基本结构

内废气排出换入新鲜空气作为下一循环的工质。因此,必须有换气机构完成工质更替的任务。气缸盖上设置的气门及控制机构组成了换气机构。

(4) 供油装置。多数柴油机气缸盖上装有由喷油泵供油的喷油器,两者共同组成供油装置。燃料与空气在缸内混合经压缩后自行发火燃烧。

除上述基本结构外,还有冷却、润滑和操纵等系统以保证它的正常运行。

2. 基本工作过程

(1) 压缩过程。从热力学第二定律可知,热功转换效率的提高依赖于高热源温度的提高。在燃烧之前将工质压缩以提高工质的温度,是提高热源温度即燃烧平均温度的有效措施。对往复式内燃机而言,活塞向上压缩也为活塞向下充分膨胀创造了条件。对柴油机而言,正是压缩终点的高温为喷入缸内燃油的发火创造了条件。

压缩的程度用压缩比 ε_c 来衡量。 ε_c 定义为

$$\varepsilon_c = \frac{V_l}{V_{ce}} \quad (1-1)$$

式中: V_l 为活塞位于下止点时的气缸容积; V_{ce} 为活塞位于上止点时的气缸容积,又称燃烧室容积。

活塞从上止点移至下止点气缸内容积增大为一个行程容积 V_s 。因此,压缩比可表达为

$$\varepsilon_c = \frac{V_{ce} + V_s}{V_{ce}} = 1 + \frac{V_s}{V_{ce}} \quad (1-2)$$

式中: $V_s = \frac{\pi}{4} d^2 S$ 为气缸工作容积。

压缩过程为多变过程。缸内工质的压力和温度随着缸内容积的减小而增高。用压容图来描述缸内工质压力与气缸容积的关系,也叫示功图,还可以用缸内工质压力与曲柄转角的关系来表示。图 1-2 为四冲程柴油机的示功图。 $a-c$ 是压缩过程。压缩终点的压力 p_{co} 和温度 T_{co} 是衡量压缩过程的重要指标。按照理想气体的状态方程,有

$$p_{co} = p_{ca} \varepsilon_c^{n_1} \quad (1-3)$$

$$T_{co} = T_{ca} \varepsilon_c^{n_1 - 1}$$

式中: p_{ca} 为压缩过程开始时的压力 (MPa); T_{ca} 为压缩过程开始时的温度 (K); n_1 为压缩多变指数。

从式 (1-3) 中不难看出,当 p_{ca} 和 T_{ca} 一定时,压缩比和压缩多变指数是影响压缩过程的主要因素。压缩多变指数是表征过程热交换的参数,它取决于

过程中工质的漏泄和与缸壁间的热交换。漏泄越多,散热越多,则压缩多变指数越小。一般柴油机的 n_1 、 ε_c 、 p_{co} 和 T_{co} 的范围如表 1-1 所列。

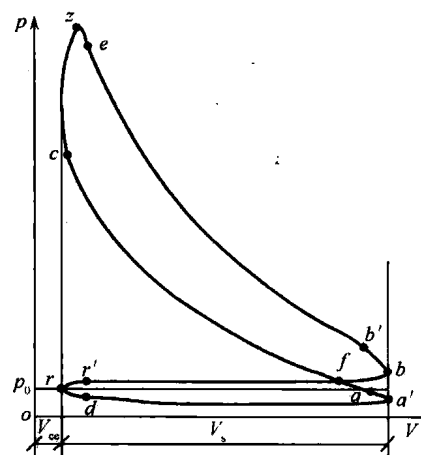


图 1-2 四冲程柴油机示功图

p —气缸中压力; p_0 —大气压力;

V_s —压缩容积; V_{ce} —燃烧室容积。

表 1-1 柴油机压缩过程参数范围

n_1	ε_c	p_{co}/MPa	T_{co}/K
1.34 ~ 1.41	12 ~ 20	3 ~ 5	780 ~ 1000

(2) 动力过程。柴油机的燃料在压缩后的工质内发火燃烧,工质的压力和温度都明显升高。缸内工质压力的变化如图 1-2 中的 $c-z$ 所示。燃烧终点的燃气温度和压力在下述范围内:

柴油机 $T_{\max} = 1900\text{K} \sim 2300\text{K}$ $p_{\max} = 5\text{MPa} \sim 20\text{MPa}$

高温高压的燃气推动活塞下行,工质膨胀做功。工质压力和温度按膨胀多变过程变化,在压容图中为 $z-b$ 一段。膨胀终点的温度 T_b 和压力 p_b 的表达式为

$$\begin{cases} T_b = T_{\max} / \delta^{n_2 - 1} \\ p_b = p_{\max} / \delta^{n_2} \end{cases} \quad (1-4)$$

式中: δ 为膨胀比, $\delta = V_b / V_z$; n_2 为膨胀多变指数。

与压缩过程相比,膨胀比 δ 将小于压缩比 ε_c 。因为燃烧过程中活塞已开始下移,所以 $V_z > V_{ce}$,而活塞尚未到下止点前就已经开始排气,所以 $V_b < V_1$ 。膨胀多变指数 n_2 为 1.20 ~ 1.30,燃气的压力和温度都明显高于压缩过程膨胀多变指数 n_2 ,小于压缩多变指数 n_1 。膨胀终点的压力与温度范围如下:

柴油机 $p_b = 0.25\text{MPa} \sim 0.35\text{MPa}$ $T_b = 1100\text{K} \sim 1500\text{K}$

(3) 换气过程。为了保持内燃机做功循环能持续进行,在动力过程结束和压缩过程开始前,必须将气缸内的废气(做功后的燃烧产物)排出并充入新鲜空气。

最初的换气方式是在膨胀结束之后,利用活塞上行时打开排气门将废气排出,利用活塞下行时打开进气门将新鲜空气吸入气缸。图 1-2 中的 $b-r$ 为排气过程, $r-a$ 为进气过程。换气过程曲轴转动一圈,活塞运行两个行程。完成一次做功循环,曲轴需转两圈,活塞运行四个行程,故这种内燃机称为四冲程内燃机。四冲程内燃机排气门打开的时间在下止点前 $30^\circ\text{CA} \sim 60^\circ\text{CA}$,以利于膨胀终点的压力 p_b 及早降低。而排气门关闭的时间为上止点后 $10^\circ\text{CA} \sim 60^\circ\text{CA}$,以利用废气排出的惯性,尽可能将废气排净。同理,进气门在上止点前 $0^\circ\text{CA} \sim 40^\circ\text{CA}$ 打开,以便利用排气后期缸内形成的真空多进一点气。进气门关闭的时间为下止点后 $20^\circ\text{CA} \sim 60^\circ\text{CA}$,以充分利用进气的惯性。四冲程内燃机进、排气门开关的时间用曲柄圆图(图 1-3)表示,称为定时图。

在四冲程内燃机换气过程中,燃烧室组件并未用于做功而只起到了一个往复式扫气泵的作用。为了提高内燃机做功的频率,用一个机带的扫气泵取代活塞的进排气行程。在气缸下部开扫气孔,而气缸盖只保留排气门,如图 1-4(a)所示。在活塞动力过程之末的下止点前打开排气门排气。活塞下行让开

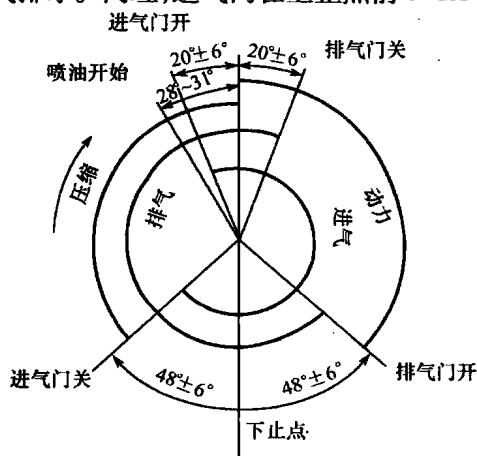


图 1-3 柴油机定时图

气缸下部的扫气孔时,缸内压力已经降低,经扫气泵加压的新鲜空气从扫气箱进入扫气口将缸内剩下的废气继续从排气门赶出去,直至气门与气口先后关闭就开始了压缩过程。这种曲轴转动一圈,活塞运行两个行程实现一次做功循环的内燃机称为二冲程内燃机。图1-4(b)是二冲程柴油机的示功图。图1-5是12VE230ZC柴油机的定时图。很明显,和四冲程内燃机相比,同样尺寸和转速的二冲程内燃机,由于做功次数多了1倍而功率要增大,但是二冲程内燃机的排气门要打开得更早一些,膨胀功的损失比四冲程机多一些,而且扫气耗功较多及扫气质量较差。因此,它的功率不可能提高1倍,油耗率一般也较同类四冲程机高一些。

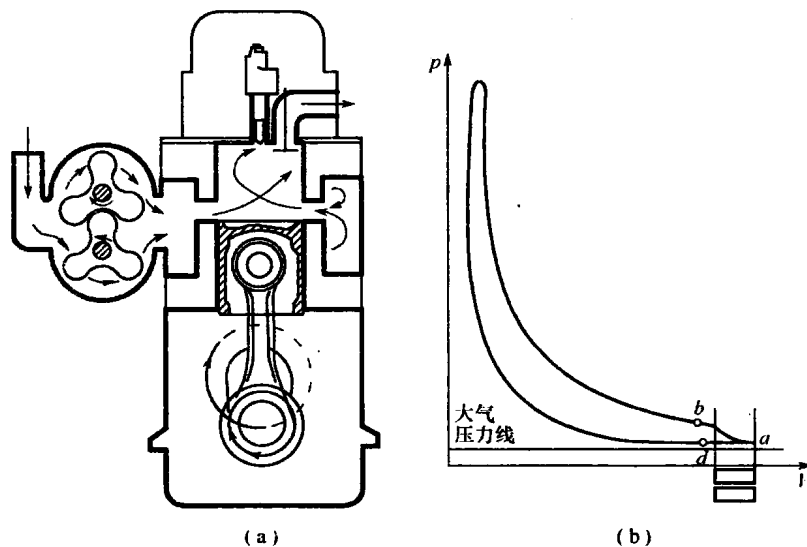


图1-4 二冲程柴油机

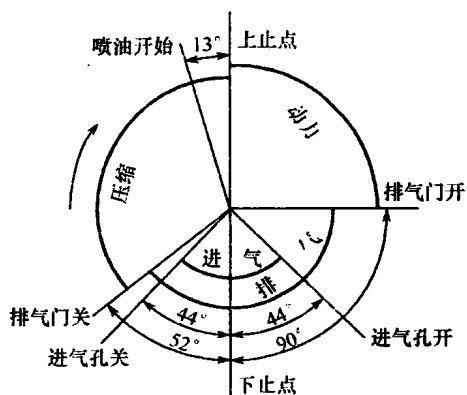


图1-5 12VE230ZC柴油机定时图

1.2 柴油机的理想循环

柴油机气缸内的热力循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气这些过程组成的。这些过程都是非常复杂的不可逆过程,其工质在质和量上都有变化,而且存在着向冷源散热的

损失、换热损失、流阻损失、不完全燃烧损失、不及时燃烧损失和漏气损失等。为了抓住实质,揭露主要矛盾,便于计算分析,因此,把柴油机工作过程理想化和抽象化,只考虑向冷源散热,而不考虑其他损失,也就是从热力学角度去分析柴油机的循环过程。这种简化了的柴油机循环通常称为柴油机的理想循环。

利用对柴油机理想循环的探讨,就便于求得柴油机对于热量的最大理论利用率,评定其工作循环热力过程不完善的程度,找出提高其做功能力和经济性的途径。

柴油机的理想循环建立在以下几个假定的基础之上:

- (1)在整个循环内,工质为理想气体,比热容不随温度而变化,化学成分也不改变,由外界热源向工质加热代替燃油燃烧供热。
- (2)压缩和膨胀过程按等熵过程进行,因此不考虑热交换、摩擦、流动阻力等损失;其他热力过程也都是可逆过程。
- (3)循环是封闭的,周而复始,不更换工质,工质的数量保持不变,在循环中没有进、排气过程,也无漏泄损失。
- (4)采用工质向外界冷源放热代替废气排出时所带走的热量。

理想循环中所假定的理想气体是不存在的,因此,在理想循环的计算中常用室温下的干燥空气作为近似的理想气体,其绝热指数 $k = 1.4$,并假定此值在膨胀和压缩过程中不发生变化。因此,在英、美的书籍中常把理想循环称为空气标准循环。

1. 柴油机的理想循环

图 1-6 是柴油机理想混合加热循环的 $p-V$ 图和 $T-S$ 图。在这个循环中,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 ,继而在定压条件下加热到点 z 。加入的热量依次分别为 Q'_1 、 Q''_1 ,总加热量为 Q_1 ,是 Q'_1 、 Q''_1 之和。然后,工质再绝热膨胀到点 b 。最后,沿定容线 bf 放出热量 Q'_2 ,沿定压线 fa 放出热量 Q''_2 。总放热量 Q_2 ,为 Q'_2 和 Q''_2 之和。放热后,工质又回到 a 点。

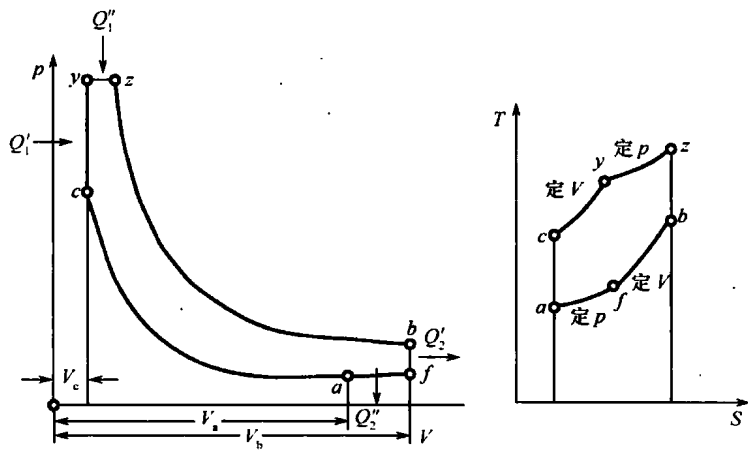


图 1-6 柴油机的理想循环简图

在极端情况下,全部加热量 Q_1 可能仅在定容 ($Q_1 = Q'_1$) 或定压 ($Q_1 = Q''_1$) 下加入,这时依次分别叫做定容加热循环、定压加热循环。

为了表征循环的特性,下面建立循环中各过程参数间的相互关系,以揭示各循环间的

共同本质及其差异。

循环最高压力 p_z 对压缩终点压力 p_c 的比值称为压力升高比 λ , 即

$$\lambda = \frac{p_z}{p_a}$$

加热终点的容积 V_z 对压缩终点的容积 V_c 的比值称为初膨胀比 ρ , 即

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}$$

膨胀终点的容积 V_b 对加热终点的容积 V_z 的比值称为后膨胀比 δ , 即

$$\delta = \frac{V_b}{V_z}$$

膨胀终点的容积 V_b 对压缩始点的容积 V_a 的比值称为气缸容积变化比 ψ , 即

$$\psi = \frac{V_b}{V_a}$$

参数 ε 、 ρ 和 δ 、 ψ 存在下列关系, 即

$$\rho\delta = \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_b}{V_c} = \frac{V_a}{V_c} \cdot \frac{V_b}{V_a} = \varepsilon \cdot \psi \quad (1-5)$$

1) 理想循环的热效率 η_t

任何理想循环的经济性都用热效率 η_t 来评定。假定工质质量为千克, 热效率是转变为循环功的热量 AW_t 对循环中加进的全部热量 Q_1 的比值。如果 Q_1 、 Q_2 分别为循环中向工质加入的热量和自工质放出的热量, 则热效率为

$$\eta_t = \frac{AW_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q'_2 + Q''_2}{Q'_1 + Q''_1}$$

式中: A 为功的热当量, $A = \frac{1}{427} \text{kcal}/(\text{kg} \cdot \text{m})$, $1 \text{kcal} = 4.1868 \text{kJ}$ 。

将图 1-7 所示循环中加入及放出的热量用比热容及各特征点的温度表示, 得

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

$$Q'_2 + Q''_2 = C_v(T_b - T_1) + C_p(T_1 - T_a)$$

式中: C_v 为工质的定容比热容 ($\text{kcal}/(\text{kg} \cdot \text{K})$); C_p 为工质的定压比热容 ($\text{kcal}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)。

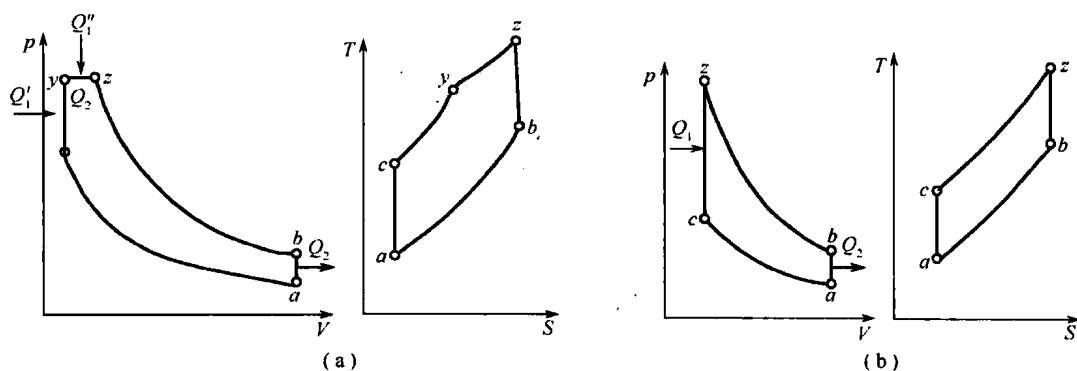


图 1-7 $\psi=1$ 时的 $p-V$ 图和 $T-S$ 图

(a) 混合加热循环; (b) 定容加热循环。

于是,热效率公式可写成

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

式中: $k = \frac{C_p}{C_v}$ 为绝热指数。

为了便于分析,可用压缩初始温度 T_a 表示上式中的其他温度,即

$$T_i = \psi T_a, T_c = T_a \varepsilon^{k-1}, T_y = T_a \varepsilon^{k-1} \lambda$$

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

将 T_c, T_y, T_z, T_b, T_i 的表达式代入上式,则

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

在混合加热循环中,当加热量 Q_1 一定时,定容加热量 Q_1' 与定压加热量 Q_1'' 的分配可有不同的比例,这将影响热效率 η_i 的大小,在极端情况下,可能仅在定容或定压下加入热量。下面分别推导这两种极端情况下的热效率表达式。为了简便起见,这时均假定 ψ 为 1,这就是定容放热的混合加热循环。于是,式(1-6)简化为

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (1-7)$$

图 1-7(a) 为定容放热的混合加热循环 $p-V$ 图及温熵图,这种循环简称混合加热循环。

图 1-7(b) 是混合加热循环的极端情况之一——定容加热循环。这里加给工质的热量 Q_1 全部在定容过程完成。在实际内燃机中类似按定容加热循环工作的有汽油机,以及煤气机和热球式发动机,某些高速柴油机也近似按这一循环工作。

在定容加热循环中, ρ 为 1。将 ρ 值代入式(1-7)得到定容加热循环的热效率公式,即

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1-8)$$

从式(1-8)可知,定容加热循环的热效率仅与压缩比 ε 及绝热指数 k 有关,而与压力升高比 λ 无关。

混合加热循环的另一个极端情况是加热过程全部在定压下完成,叫做定压加热循环。其 $p-V$ 图和 $T-S$ 图如图 1-8 所示。在这种循环中, $p_c = p_z$, $\lambda = 1$ 。将 λ 值代入式(1-7)得到定压加热循环的热效率公式,即

$$\eta_i = 1 - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} k(\rho - 1)} \quad (1-9)$$

从式(1-9)可知,定压加热循环的热效率不仅与压缩比 ε 及绝热指数 k 有关,而且也与初膨胀比 ρ 有关。