

全国高等林业院校教材

内燃机与林用车辆理论

(第2版)

孔繁荫 李大成 主编

中国林业出版社

36
33

图书在版编目(CIP)数据

内燃机与林用车辆理论 / 孔繁荫, 李大成主编. - 北京: 中国林业出版社, 1995. 12
全国高等林业院校教材

ISBN 7-5038-1435-7

I. 内... II. ①孔... ②李... III. ①内燃机-理论-高等学校: 专业学校-教材 ②森林-车辆-理论 IV. ①TK401 ②S776.36

中国版本图书馆CIP数据核字 (95) 第03416号

中国林业出版社出版

(100009 北京西城区刘海胡同7号)

北京卫顺印刷厂印刷 新华书店北京发行所发行

1995年10月第2版 1995年10月第1次印刷

开本: 787×1092毫米1/16印张: 19

字数: 450千字 印数1100册

定价: 14.65元

第2版前言

本书是根据林业部1989年关于修订林业高等院校试用教材的决定,结合林业机械专业现行教学计划,在原书基础上按照1990年2月北京召开的内燃机与林用车辆理论教材会议拟定的修订大纲进行编写的。全书包含内燃机和林用车辆两个理论部分,各按授课40学时编写,力图加强基础革新内容,以适应专业教学需要。

内燃机理论以循环理论与性能分析为主,辅以机型选用和性能计算,以及二冲程内燃机换气理论与参数确定等。林用车辆理论结合林业机械特点主要研究车辆的使用性能。本书除作为林业机械设计与制造专业教学用书外,也可供工程机械和运输工程等专业以及从事内燃机和车辆的工程技术人员参考。

参加本书修订的有中南林学院张仲祥(第二、三、四章);北京林业大学顾正平(第六、章陆新增(第十、十一、十三章);东北林业大学朱政(第一章),宋驰(第九、十二章);南京林业大学孔繁荫(第五、八章),李大成(第十四、十五、十六章)。

本书由南京林业大学孔繁荫内燃机理论和李大成林用车辆理论主编,由东北林业大学朱国玺教授主审内燃机理论部分,由北京林业大学顾正平教授主审林用车辆理论部分。

由于编写水平限制,书中存在的不足和错误之处,请使用本书读者提出批评指正。

编者

1990. 12

第1版前言

本书是高等林业院校林业机械设计制造专业内燃机与林业机械底盘课程的理论部分教学用书，也可供从事林业机械设计、制造工作的工程技术人员参考。

本书分为两篇。第一篇分十二章，包括内燃机热力学基础，内燃机工作过程基本理论与动力学，内燃机主要零件、配气机构和风冷系统的结构设计与计算。第二篇分十章，为林用车辆理论与车辆总体布置概论。

参加本书编写的有中南林学院郑斯炘（第二、四、五章）；北京林学院顾正平（第七、八、十一章），陆新增（第十六、十七、十八、二十二章）；东北林学院朱国玺（第十章），许其春（第一、三章），陈乐生（第十三、十四、十九章）；南京林产工业学院孔繁荫（第六、九、十二章），李大成（第十五、二十、二十一章）。

本书由南京林产工业学院主编，东北林学院主审内燃机理论与计算部分，北京林学院主审林用车辆理论部分。

由于时间仓促以及编写水平的限制，书中一定会有不足或错误之处，请提出批评指正。

编 者

1979. 12

目 录

第 2 版前言	
第 1 版前言	
本书常用符号	

第一篇 内燃机理论

第一章 内燃机工作循环与性能指标	1
第一节 内燃机理论循环	1
一、三种基本理论循环	1
二、循环热效率 η_t	2
三、循环平均压力 p_t	4
四、理论循环与实际循环的差异	5
第二节 四冲程内燃机实际循环与循环过程参数	6
一、换气过程与进气过程参数	6
二、压缩过程	13
三、燃烧过程	14
四、膨胀过程	17
五、排气过程参数	19
第三节 内燃机性能指标	19
一、指示指标	19
二、有效指标	21
三、比性能指标	23
四、强化系数 $p_e C_m$	23
第四节 内燃机热平衡	24
一、燃料燃烧放出的总热量 Q_T	24
二、转变为有效功的热量 Q_e	24
三、冷却介质带走的热量 Q_c	25
四、废气带走的热量 Q_r	25
五、燃料不完全燃烧损失热量 Q_b	25
六、其他损失热量 Q_o	25
第五节 内燃机的废气涡轮增压	26
一、废气涡轮增压器的工作原理	27
二、废气能量的利用	30
第二章 燃料与燃烧	33
第一节 燃料及其使用性能	33
一、汽油的使用性能	33
二、柴油的使用性能	34
第二节 燃烧热化学	36

一、燃料燃烧所需的空气量	36
二、燃烧前后工质莫尔量变化	37
三、燃料和可燃混合气的热值	38
第三节 燃料燃烧的基本概念	39
一、气相燃烧反应	39
二、链式反应	40
三、烃的氧化反应	41
四、在预混气体中的火焰传播	42
五、扩散燃烧	43
第三章 汽油机燃烧过程	45
第一节 燃烧过程的分析	45
一、正常燃烧过程	45
二、不正常燃烧	47
第二节 燃烧过程的影响因素	49
一、压缩比	49
二、混合气成分	49
三、点火提前角	50
四、转速和负荷	50
第三节 新型燃烧系统与燃烧室简介	51
一、新型燃烧系统——汽油喷射系统	51
二、燃烧室	52
第四章 柴油机燃烧过程	57
第一节 燃烧过程的分析	57
一、燃烧过程	57
二、影响燃烧过程的主要因素	59
三、柴油机的噪声	61
四、柴油机的排气污染	62
第二节 燃油喷射与雾化	63
一、喷雾特性与喷油泵速度特性	63
二、燃油喷射	65
第三节 新型喷油系统与燃烧室简介	66
一、新型喷油系统	67
二、燃烧室	68
第五章 二冲程内燃机换气	75
第一节 二冲程内燃机换气过程与配气	75
一、二冲程内燃机换气机构与示功图	75
二、二冲程内燃机换气过程	76
三、换气过程配气的改善	79
四、换气口通过能力参数	80
第二节 二冲程内燃机气缸扫气	82
一、气缸扫气方式	82
二、扫气效率	84

第三节 换气口尺寸与布置	92
一、换气口尺寸的计算	92
二、换气口形状与布置	97
第六章 内燃机使用特性	101
第一节 速度特性	101
一、汽油机的速度特性	101
二、柴油机的速度特性	106
第二节 负荷特性	108
一、汽油机的负荷特性	108
二、柴油机的负荷特性	109
第三节 调速特性	110
一、汽油机的调速特性	111
二、柴油机的调速特性	112
第四节 万有特性	113
第五节 内燃机的特性试验与大气修正	115
一、内燃机的特性试验	115
二、功率标定	118
三、大气状况变化时功率的换算	118
第七章 内燃机的平衡	120
第一节 曲柄连杆机构运动规律	120
一、活塞的位移	120
二、活塞运动的速度	121
三、活塞运动的加速度	121
四、连杆的运动规律	122
第二节 曲柄连杆机构动力分析	123
一、曲柄连杆机构运动件质量的换算	123
二、作用在曲柄连杆机构上的力与力矩	125
第三节 内燃机的平衡	128
一、单缸内燃机的平衡	128
二、双缸内燃机的平衡	131
三、三缸内燃机的平衡	132
四、四缸内燃机的平衡	133
五、六缸内燃机的平衡	134
六、保证内燃机平衡性的技术要求	135
第八章 内燃机选型	136
第一节 内燃机型式的选择	136
一、柴油机或是汽油机	136
二、四冲程或是二冲程	137
三、水冷或是风冷	137
四、气缸布置型式	137
第二节 内燃机主要参数的选择	138
一、气缸直径与气缸数	138

二、平均有效压力与活塞平均速度	139
第三节 林用车辆内燃机功率的选用计算	140
一、运材车辆所需驱动牵引力的确定	140
二、内燃机选用功率的确定	142
三、内燃机气缸直径与冲程值的确定	143

第二篇 林用车辆理论

第九章 车辆动力学	145
第一节 车辆驱动力	145
一、车辆行驶原理	145
二、发动机的转速特性	147
三、传动系效率	149
四、车辆的驱动力图	150
第二节 车轮运动学和动力学	150
一、车轮的运动学	150
二、车轮的动力学	154
三、轮式车辆的滚动阻力及其影响因素	156
第三节 履带行走机构的运动学和动力学	158
一、履带行走机构的运动学	158
二、履带行走机构的动力学	160
三、履带式车辆的滚动阻力及其影响因素	163
第四节 车辆的行驶阻力	163
一、坡度阻力	163
二、加速阻力	164
三、牵引阻力	165
四、空气阻力	167
第五节 车辆的附着性能	168
一、土壤的抗剪能力	169
二、轮式车辆驱动轮与地面的附着性能	170
三、履带式车辆的附着性能	170
四、驱动力与滑转率的关系	171
五、附着力及影响附着性能的因素	172
第六节 车辆的总体动力学	173
一、轮式车辆进行牵引作业时的受力情况	173
二、车辆牵引半挂车或长材挂车进行运输时所受外力	176
三、履带式车辆进行牵引作业时的受力	178
第十章 车辆的牵引性和动力性	180
第一节 运输型车辆的动力特性	180
一、车辆的牵引平衡	180
二、车辆的动力特性	182
三、动力性评价指标的试验测定	184

第二节 车辆的功率平衡	185
第三节 影响车辆动力性能的主要因素	186
第四节 牵引型车辆的牵引特性	191
一、牵引型车辆的功率平衡和牵引效率	191
二、牵引型车辆的牵引特性曲线	193
三、试验牵引特性曲线	195
四、牵引型车辆基本参数的确定	196
第十一章 车辆的液力传动	199
第一节 液力变矩器的工作原理	199
第二节 液力变矩器的基本特性	202
一、液力变矩器的外特性	202
二、液力变矩器的原始特性	203
三、液力变矩器的各种性能和评价指标	205
四、评价液力变矩器性能的典型工况	207
五、全面评价液力变矩器性能的十个参数	208
第三节 发动机与液力变矩器的共同工作	208
一、发动机与液力变矩器共同工作的输入特性	209
二、发动机与液力变矩器共同工作的输出特性	210
第四节 液力变矩器的结构型式及性能	211
第五节 发动机与液力变矩器共同工作的匹配	213
第十二章 车辆的燃油经济性	217
第一节 牵引型车辆的燃油经济性	217
一、牵引型车辆燃油经济性的评价指标	217
二、影响牵引型车辆燃油经济性的主要因素	217
第二节 运输型车辆燃油经济性的评价指标	218
第三节 运输型车辆燃油经济性的计算	220
一、等速行驶工况的燃油消耗量	220
二、加速行驶工况的燃油消耗量	221
三、等减速行驶工况的燃油消耗量	222
四、怠速停车时的燃油消耗量	223
五、整个循环工况的百公里燃油消耗量	223
第四节 影响运输型车辆燃油经济性的因素	223
一、发动机方面	223
二、车辆方面	223
三、使用方面	224
第五节 液力传动车辆的燃油经济性	225
第十三章 车辆的制动性能	227
第一节 车辆的制动过程	227
一、制动时车轮受力	227
二、车辆的制动平衡方程式	229
第二节 车辆的制动效能	229
一、制动减速度	230

二、制动时间	230
三、制动距离	231
第三节 车辆制动效能的稳定性	233
第四节 车辆制动时的方向稳定性	234
一、车辆的制动跑偏	234
二、车辆制动时的侧滑	235
三、车辆前后制动器制动力分配	236
第五节 影响车辆制动性能的因素	239
第十四章 车辆的通过性	241
第一节 车辆通过性的几何参数	241
一、车辆通过凹凸不平的障碍物的能力	241
二、车辆越过台阶、壕沟的能力	243
三、车辆通过曲线和狭窄地段的能力	245
第二节 车辆通过性的支承与牵引参数	248
一、单位压力	249
二、最大动力因素	250
三、相对附着重力 G_{ϕ}/G	251
第三节 四轮驱动的寄生功率	251
第四节 车辆的通过性试验	252
一、地形通过性能试验	253
二、地面通过性试验	253
第十五章 车辆的操纵性与稳定性	255
第一节 轮式车辆的纵向稳定性	255
一、轮式车辆在纵坡上的稳定性	255
二、车辆带有牵引机具工作时的纵向稳定性	257
第二节 履带式车辆的稳定性	258
一、履带式车辆在纵坡上的稳定性	258
二、履带式车辆工作时的稳定性	258
第三节 车辆的横向稳定性	259
一、车辆的横向翻倾	259
二、车辆的横向滑移	261
第四节 悬挂机具和装卸车辆的稳定性	261
一、悬挂机具和装卸车辆稳定性的共同特点	261
二、铰接式装载机的转向稳定性	265
三、叉式装卸车的稳定性	267
第五节 车辆的操纵稳定性	268
一、弹性车轮的侧向偏离	269
二、弹性车轮侧向偏离对车辆转向性能的影响	270
三、操纵稳定性试验	272
第十六章 车辆的行驶平顺性	274
第一节 人体对振动的反应及其平顺性的评价	274
一、人体对振动的反应	274

二、平顺性的评价方法	275
第二节 路面的统计特性	277
第三节 车辆悬架系统的振动特性	278
一、车辆振动系统的简化	278
二、系统的频率响应函数	280
三、联系平顺性指标评价车辆振动	283
第四节 行驶平顺性试验	285
一、车辆悬挂系统的垂直弹性特性的测定	285
二、悬挂系统部分固有频率和阻尼比的测定	285
三、行驶平顺性试验	286
主要参考文献	288

第一篇 内燃机理论

内燃机是利用燃料在气缸内燃烧所放出的热能，以燃气为工质通过一定机构将热能转变为机械功，并不断地排出做功后的废气吸入新鲜气体，进行连续的工作循环，使内燃机持续对外做功的机械。

在内燃机中，燃料的化学能转变为机械能的过程极为复杂。气缸内气体工质每进行一次热能转变为功的一系列连续过程，称为一个工作循环。在每个工作循环中的热转变为功的可用性，即工作循环进行的好坏，也就决定了内燃机性能发挥的完善程度。所以研究内燃机工作循环理论及其参数的量，也就成为影响内燃机性能的各种内在因素，从中找出改善和提高内燃机性能指标的一般规律和基本途径。

第一章 内燃机工作循环与性能指标

第一节 内燃机理论循环

内燃机理论循环是把实际循环工作过程在理论上加以抽象简化，以便于进行定量分析。通过对理论循环的研究，可建立分析工作循环的基本方法，得出工作循环的一些基本参数。

一、三种基本理论循环

最简单的理论循环是空气标准循环，它是由几个最基本的热力过程所组成，理论上假定的简化条件为：

- (1) 工质在闭口系统中作封闭循环。
- (2) 工质的压缩和膨胀为绝热过程。
- (3) 燃烧用外界无数个高温热源在定容或定压下向工质加热，工质排热为定容排热。
- (4) 工质用空气，为理想气体并比热为定值。
- (5) 循环过程为可逆过程。

空气标准循环按其加热过程的特点不同，分有定容加热循环、定压加热循环和混合加热循环三种，各自循环的示功图如图 1-1 所示。

汽油机由于混合气燃烧迅速，燃烧压力和温度升高很快，燃烧放热基本上在容积不变下进行的，所以可简化为定容加热循环。高增压和低速大型柴油机因受燃烧最高压力的限制，大部分燃料在上死点以后燃烧，燃烧放热时气缸压力变化不显著，则可简化为定压加热循环。

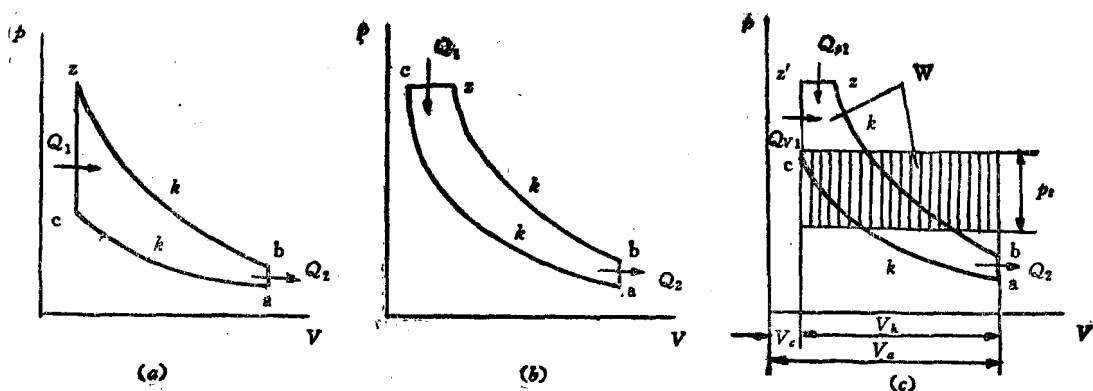


图 1-1 内燃机理论循环

(a) 定容加热循环 (b) 定压加热循环 (c) 混合加热循环

高速柴油机介于上面两种循环之间，其燃烧放热可视为定容和定压加热的组合，故可简化为混合加热循环。

二、循环热效率 η_t

循环热效率 η_t 是工质所作的循环功 W 与循环加热量 Q_1 之比，用来评价循环的经济性。

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1-1)$$

式中： Q_2 ——循环排热量。

(一) 三种理论循环热效率

1. 混合加热循环热效率 η_{im} 根据混合加热循环示功图和工程热力学公式， η_{im} 可用如下方法得出。

$$\text{循环加热量 } Q_1 = Q_{v1} + Q_{p1} = mc_v[(T_z - T_c) + k(T_z - T_c)]$$

$$\text{循环排热量 } Q_2 = mc_v(T_b - T_a)$$

式中： Q_{v1} ——定容加热量，kJ；

Q_{p1} ——定压加热量，kJ；

m ——气体工质量，kg；

C_v ——气体工质的定容比热，kJ/(kg·K)；

$$k = \frac{c_p}{c_v} \text{——比热比，亦称绝热指数。}$$

把上两式中热力过程参数的 T 用 T_s 代换，并用循环参数压力升高比 $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ 、预胀比

$\rho = \frac{V_s}{V_c}$ 、后胀比 $\delta = \frac{V_b}{V_s}$ 、压缩比 $\varepsilon = \frac{V_s}{V_a}$ 取代，则经整理后得：

$$\eta_{im} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} \quad (1-2)$$

2. 定容加热循环热效率 η_{1v} 因其预胀比 $\rho=1$, 由式 (1-2) 可知, 定容加热循环的热效率为:

$$\eta_{1v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1-3)$$

3. 定压加热循环热效率 η_{1p} , 由于定压加热循环的压力升高比 $\lambda=1$, 则其热效率为:

$$\eta_{1p} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-4)$$

从上列三种理论循环热效率公式可见, 循环热效率 η_t 与循环参数 ε 、 λ 、 ρ 以及绝热指数 k 有关。

(二) 循环热效率的分析

1. 压缩比 ε 提高压缩比 ε 时, 三种理论循环的 η_t 都可提高。因为 ε 的提高可扩大循环温差, 增高吸热温度并降低排热温度, 增大膨胀比。例如图 1-2 所示的定容加热循环在加热量 Q_1 相同时, 提高 ε 将使循环热效率增大。但定容加热循环热效率 η_{1v} 随 ε 的变化, 在 ε 较低时随 ε 的提高 η_t 增长很快, 在 ε 较大时再增加 ε 则提高 η_t 的效果较小, 如图 1-3 所示。可见设法提高 ε 可增大循环热效率, 但在实际内燃机中常要受到正常燃烧和机械负荷的一定范围限制。

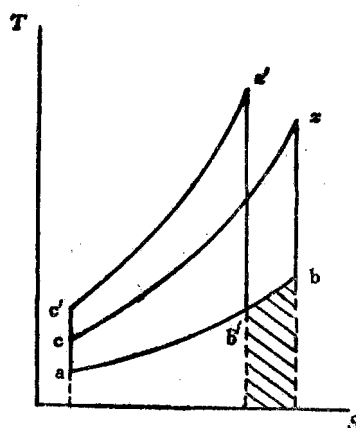


图 1-2 加热量 Q_1 相同时, 定容加热循环提高 ε 对循环 η_t 的影响

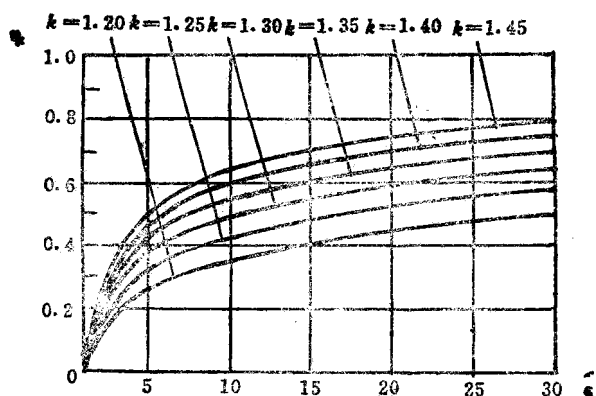


图 1-3 定容加热循环 η_t 在不同 k 值下随 ε 的变化

2. 绝热指数 k 当循环加热量 Q_1 相同时, k 值的增大也将使 η_t 提高, 在一定 ε 下较大的 k 值相应会有较高的 η_t , 如图 1-3 所示。 k 值取决于工质的性质和温度, 空气一般取为 1.4, 当混合气加浓时 k 值降低则 η_t 也减低, 在混合气变稀时 k 值增大 η_t 亦增高。

3. 压力升高比 λ λ 值对不同循环有不同影响, 对定压加热循环 $\lambda=1$ 。

在定容加热循环中, λ 值随循环加热量 Q_1 的增加而成正比地增大。如果增加 Q_1 并保持 ε 不变, 则加入的热量使工质温度增高, 而膨胀比没有变化, 相应循环排热量 Q_2 亦增加, 使 Q_2/Q_1 不变, 所以 η_t 亦不变。

在混合加热循环中, 当循环总加热量 Q_1 和 ε 不变时, 增大 λ 值会使定容加热 Q_{v1} 部分增加而定压加热 Q_{p1} 部分减少, 相对 ρ 值减少使工质的膨胀比增加, 如图 1-4 中 zb 线变到 z_1b' 线,

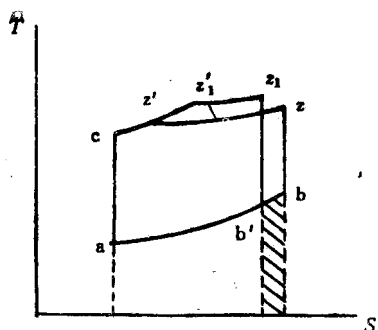


图 1-4 不同 λ 和 ρ 值对 η_t 的比较

相应循环排热量 Q_2 减少, 则 η_t 提高。

4. 预胀比 ρ

定容加热循环 $\rho=1$ 。

定压加热循环的 ρ 值随循环加热量 Q_1 的增加而增大, 如再保持 ε 不变, 则将使工质的膨胀比减小, 循环排热量 Q_2 增加, 导致 η_t 下降。

在混合加热循环中, 当循环总加热量 Q_1 和 ε 保持不变时, ρ 值的增大, 意味着定压加热 $Q_{1,1}$ 部分增大, 同样使 η_t 要下降 (图 1-4)。

(三) 三种循环热效率的比较

(1) 当循环加热量 Q_1 和压缩比 ε 相同时, 三种循环在 $T-S$ 图上比较, 由图 1-5 可看出:

$$\begin{aligned} Q_{1,1} &> Q_{1,2} > Q_{1,3} \\ \eta_{t,1} &> \eta_{t,2} > \eta_{t,3} \end{aligned}$$

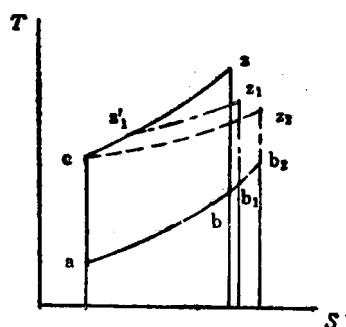


图 1-5 在 Q_1 和 ε 相同下, 三种循环 η_t 的比较

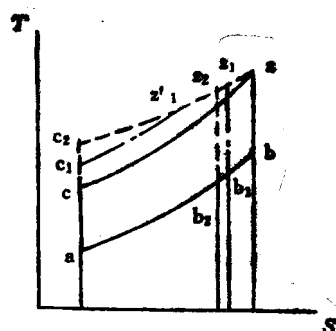


图 1-6 在 Q_1 和最高压力 $P_{\max}$ 相同下, 三种循环 η_t 的比较

(2) 当循环加热量 Q_1 和最高压力 $p_{\max}$ 相同时, 三种循环热效率的比较如图 1-6 所示, 则有:

$$\begin{aligned} Q_{1,1} &> Q_{1,2} > Q_{1,3} \\ \eta_{t,1} &> \eta_{t,2} > \eta_{t,3} \end{aligned}$$

三、循环平均压力 p_t

循环平均压力 p_t 是指单位气缸工作容积所作的循环功, 用来评价循环的作功能力。

$$p_t = \frac{W}{V_h} = \frac{Q_1 \eta_t}{V_h} \quad (\text{kPa}) \quad (1-5)$$

式中: W ——循环所作的功, J;

V_h ——气缸工作容积, L。

p_t 值可根据图 1-1 (c) 和如下的工程热力学相应公式导出。因为:

$$Q_1 = Q_{1,1} + Q_{1,2}$$

$$\begin{aligned}
 &= mc_v [(T_{z'} - T_o) + k(T_z - T_{z'})] \\
 &= mc_v [(\lambda \varepsilon^{k-1} T_o - \varepsilon^{k-1} T_o) + k(\rho \lambda \varepsilon^{k-1} T_o - \lambda \varepsilon^{k-1} T_o)] \\
 &= mc_v \varepsilon^{k-1} T_o [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]
 \end{aligned}$$

$$V_h = V_s - V_o = V_s \left(1 - \frac{V_o}{V_s}\right) = V_s \left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) = V_s \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}$$

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

$$p_s V_s = mRT_s \text{ 则 } T_s = \frac{p_s V_s}{mR}$$

将上列关系式代换到式 (1-5) 后, 则得:

混合加热循环平均压力为:

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

定容加热循环平均压力为:

$$p_{iv} = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{p_s}{k-1} (\lambda - 1) \eta_t \quad (1-7)$$

定压加热循环平均压力为:

$$p_{ip} = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{p_s}{k-1} k(\rho - 1) \eta_t \quad (1-8)$$

从所得的循环平均压力公式可见, p_i 值将随 ε 、 k 、 p_s 、 λ 、 ρ 和 η_t 等参数的增加而增大。对于混合加热循环, 如果循环总加热量 Q_1 不变, ρ 增大就会相应减小 λ , 定压加热部分增加而定容加热部分减少, 使 η_t 下降, 因而 p_i 也降低。

四、理论循环与实际循环的差异

空气标准循环是在假定条件下的理论循环, 其所得到的 η_t 和 p_i 值在内燃机实际循环中都不可能达到那样高。这是由于实际循环除有理论循环不可避免地冷源排热外, 还存在工质改变损失、散热损失、燃烧损失和换气损失等, 如图 1-7 所示。图中点划线为空气标准循环, 虚线为燃料空气循环, 粗实线为实际循环, 其差异分

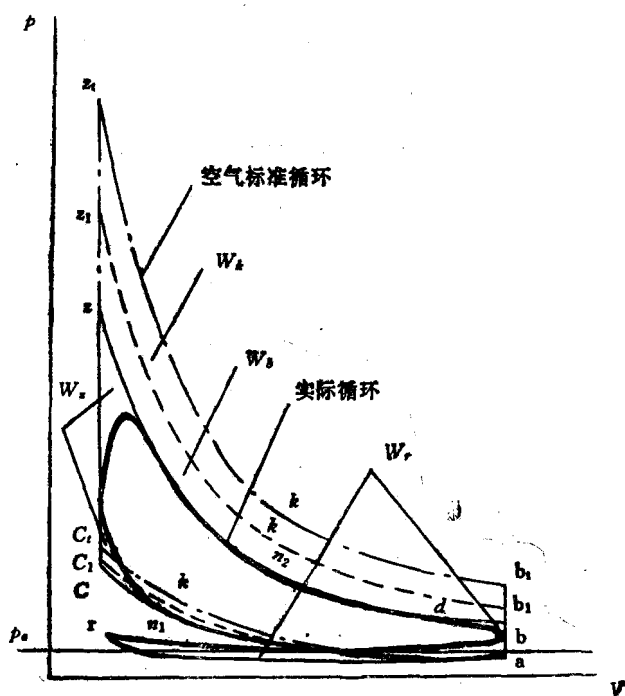


图 1-7 汽油机理论循环与实际循环的差异

述如下:

1. 工质改变损失 理论循环工质为空气并假定比热为定值,实际循环工质燃烧后生成燃气,比热随温度上升而增大,多原子燃气的比热大于空气,使得在同样加热量下实际循环的最高压力和温度要比理论循环低得多,加上实际循环存在泄漏也使工质减少等。由于工质改变所引起循环功的减少,如图 1-7 中 W_k 所示。

2. 散热损失 在实际循环中,气缸与工质间始终存在热交换,并非绝热。压缩初期气缸壁温度较高工质被吸热,压缩后期工质温度超过气缸壁而向气缸壁传热,因而实际压缩线 ac 要略低于理论循环压缩线。实际膨胀过程,工质不断地向气缸壁传出热量,导致循环功减少,如图 1-7 中 W_k 所示。

3. 燃烧损失 理论循环由热源向工质加热的速度为无限快,实际循环燃料燃烧放热需要一定的时间,所以实际循环都要在上死点前点火或喷油,而且燃烧也存在时间延续,形成非瞬时燃烧损失和补燃损失。此外还存在部分燃料的不完全燃烧和燃气在高温下分解吸热等。所有这些都使循环的最高温度和压力下降,循环功减小,如图 1-7 中 W_k 所示。

4. 换气损失 理论循环不更换工质,用热源和冷源的加热与排热来代替。实际循环要重复进行,必须更换工质排出废气吸入新气。因此实际循环在换气过程中,由于提前排气和用于克服工质流动及进排气系统阻力所消耗的循环功损失,如图 1-7 中 W_k 表示。

第二节 四冲程内燃机实际循环与循环过程参数

内燃机连续对外输出功率是由于工质在气缸内不断更换重复进行实际循环的结果。而工质在实际循环中每一组成过程的变化,较之理论循环过程要复杂得多,它受到许多实际因素的影响。循环中每个组成过程进行的好坏,都关系到循环的完善程度,也就直接影响到内燃机的使用性能。因此,实际循环过程及其参数是内燃机所具性能的内在条件,改善循环过程,提高循环过程参数,就可改善和提高内燃机的性能指标。

在内燃机实际循环中,气缸内工质要经历进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程。循环的示功过程,如图 1-8 所示。图中曲线所围成的面积,表示工质完成一个实际循环所作的有用功,称为实际循环示功图。示功图便于表示和分析循环工作过程,又可给出循环功的量,所以它是研究内燃机循环的一种重要手段。示功图可用示功器在内燃机运转时直接测得,也可以用理论计算的方法求得新设计的内燃机示功图。下面讨论实际循环的工作过程及其相应参数。

一、换气过程与进气过程参数

内燃机气缸换气过程是指排除前一循环作功后的废气并充入新气(汽油机为可燃混合气,柴油机为纯空气)进行工质更换的过程。由于气缸换气时,废气清除得愈干净与充入更多的新气密切相关,因此在内燃机中常把排气过程和进气过程的整个时期,称为换气过程,如图 1-8 示功图中的 b_1braa_1 线所示。如果略去配气相位因素,则 br 线为排气过程, ra 线为进气过程。

(一) 换气过程与充气效率

1. 换气过程 四冲程内燃机换气过程从排气门开启到进气门关闭的整个时期约占