

汽车新结构新技术丛书



内燃机性能提高技术

杨建华 龚金科 吴义虎 编著



人民交通出版社

455659

汽车新结构新技术丛书

NEIRANJI XINGNENG TIGAO JISHU

内燃机性能提高技术

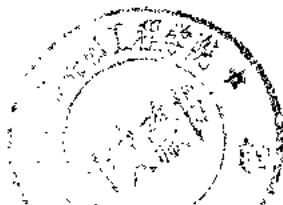
杨建华 龚金科 吴义虎 编著



00455659

人民交通出版社

455659



图书在版编目(CIP)数据

内燃机性能提高技术/杨建华等编著. - 北京:人民交通出版社,1999

(汽车新结构新技术丛书)

ISBN 7-114-03502-0

I. 内… II. 杨… III. 内燃机-性能-研究 IV. TK4
中国版本图书馆(CIP)数据核字(1999)第 44157 号

汽车新结构新技术丛书

内燃机性能提高技术

杨建华 龚金科 吴义虎 编著

正文设计:周 园 责任校对:刘素燕 责任印制:张 凯

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号)

各地新华书店经销

北京蓝空印刷厂印刷

开本:787×1092 $\frac{1}{32}$ 印张:14.25 字数:332 千

2000 年 3 月 第 1 版

2000 年 3 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数:0001-2000 册 定价:25.00 元

ISBN 7-114-03502-0

U·02512

前 言

内燃机是集机、热、电于一体的精密热能动力机械,是各种机动车辆、农林牧渔业机械和船舶、军工、石油、地质等工程机械的主要配套动力,在国民经济建设中有着重要作用。然而,如何进一步提高现有内燃机的性能和开发出高性能、高寿命、低成本的新型内燃机,以满足可靠、耐久、节能和环保的需要,已成为内燃机工作者的共同愿望。作者根据多年从事内燃机教学、科研与产品开发过程中积累的一些经验、资料编写成此书,供同行参考。

本书系统地介绍了内燃机的基本理论,着重阐述了提高内燃机各项性能指标的理论、方法与技术措施,反映了国内外的最新研究概况。

本书第一至六章由杨建华撰写,第七和十一章由吴义虎撰写,第八至十章由龚金科撰写,全书由杨建华统稿。

本书由湖南大学杨连生教授审稿,并提出了许多宝贵意见,作者吸取了一些意见后又进行了修改,在此向杨连生教授深表谢意。

由于作者水平有限,恳请读者不吝指正。

主要符号

- A —— 活塞顶面积, m^2
 a —— 声速, m/s
 a_s —— 进气门座处的气流声速, m/s
 C_m —— 活塞平均速度, m/s
 C_p —— 气缸内工质的比定压摩尔热容, $\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}$
 C_{pa} —— 空气的比定压摩尔热容, $\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}$
 C_v —— 气缸内工质的比定容摩尔热容, $\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}$
 D —— 气缸直径, mm
 d_{32} —— 油粒平均直径, μm
 d_p —— 柱塞直径, mm
 d_v —— 出油阀直径, mm
 d_z —— 喷孔直径, mm
 G_f —— 小时燃油消耗量, kg/h
 g_b —— 循环喷油量, g/cyc
 g_e —— 燃油消耗率, $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$
 g_i —— 指示燃油消耗率, $\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$
 m_p —— 质量功率比, kg/kW
 H_u —— 燃油低热值, kJ/kg
 i —— 气缸数目, 个
 k —— 比热比
 L —— 喷注贯穿距离, m
 M_1 —— 燃烧前的工质摩尔数, kmol
 M_2 —— 燃烧后的工质摩尔数, kmol

- m_1 ——每循环实际进入气缸内充量的质量, kg/cyc
- n ——内燃机转速, r/min
- n_b ——标定转速, r/min
- n_p ——凸轮轴轮转速, r/min
- P_e ——有效功率, kW
- P_b ——标定功率, kW
- P_i ——指示功率, kW
- P_L ——升功率, kW/L
- P_m ——机械损失功率, kW
- P_V ——单位体积功率, kW/m³
- p ——气缸内工质压力, MPa
- p_a ——进气终点压力, MPa
- p_c ——压缩终点压力, MPa
- p_e ——平均有效压力, MPa
- p_i ——平均指示压力, MPa
- p_k ——增压压力, MPa
- p_m ——平均机械损失压力, MPa
- p_r ——残余废气压力, MPa
- p_s ——进气状态下的空气压力, 扫气压力, MPa
- p_t ——理论平均指示压力, MPa
- p_0 ——大气压力, MPa
- p_r' ——排气管内气体压力, MPa
- p_s' ——进气管内气体压力, MPa
- p_{sm} ——进气过程气缸内工质的平均压力, MPa
- p_z ——最高燃烧压力, MPa
- R ——通用气体常数, $R = 8314.3 \text{ J/kmol} \cdot \text{K}$; 排气烟度, BSU

S ——活塞行程, mm
 T ——气缸内工质温度, K
 T_q ——扭矩, N·m
 T_0 ——大气温度, K
 T_{qb} ——标定工况时的扭矩, N·m
 T_w ——气缸周壁温度, K
 t ——时间, s
 t_i ——滞燃期, s
 V_a ——压缩始点容积, m^3
 V_b ——膨胀终点容积, m^3
 V_c ——压缩终点容积, m^3
 V_h ——气缸工作容积, m^3 或 L
 V_z ——加热终点容积, m^3
 V_{he} ——气缸有效工作容积, m^3 或 L
 V_k ——燃烧室容积, m^3
 V_s ——气缸失效容积, m^3 或 L
 W_e ——有效功, J
 W_i ——指示功, J
 W_m ——机械损失功, J
 Z ——进气马赫数
 α ——过量空气系数
 α_s ——总过量空气系数
 α_g ——接触换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$
 γ ——残余废气系数
 β ——喷雾锥角, ($^\circ$); 给气比
 δ ——后期膨胀比

- δ_l ——空气利用率
- ε ——压缩比
- ε_e ——有效压缩比
- η_e ——有效热效率
- η_i ——指示热效应
- η_m ——机械效率
- η_t ——理想循环热效率
- η_v ——充量系数
- η_s ——扫气效率
- θ ——喷油提前角, 点火提前角, $^{\circ}\text{CA}$
- λ ——连杆比
- λ_p ——压力升高比
- μ ——实际分子变化系数
- μ_e ——排气门流量系数
- μ_s ——进气门流量系数
- ξ_e ——排气道流动阻力系数
- ξ_s ——进气道流动阻系数
- ρ ——密度, kg/m^3 ; 初期膨胀比
- ρ_a ——空气密度, kg/m^3
- ρ_e ——废气密度, kg/m^3
- ρ_f ——燃油密度, kg/m^3
- τ ——冲程数, 二冲程内燃机 $\tau = 2$, 四冲程内燃机 $\tau = 4$
- φ ——曲轴转角, $^{\circ}\text{CA}$
- φ_{tg} ——扭矩储备系数
- φ_s ——扫气系数
- ω ——曲轴旋转角速度, s^{-1}

目 录

第一章 内燃机循环与性能指标	1
第一节 内燃机循环.....	1
第二节 内燃机的性能指标	15
第三节 两个重要参数	26
第四节 内燃机性能的影响因素与研究方法	28
第五节 新一代内燃机的开发	32
第二章 减少机械损失提高机械效率	37
第一节 机械损失的组成及其计算	37
第二节 减少机械损失提高机械效率的措施	42
第三节 机械损失功率的测定	56
第三章 改善换气过程提高换气质量	61
第一节 流量的计算与时(角)面值	61
第二节 四冲程内燃机的换气过程与充量系数	64
第三节 二冲程内燃机的换气过程及其评价	93
第四章 燃料与燃烧	108
第一节 石油的基本知识	108
第二节 燃料特性及其对内燃机性能的影响	110
第三节 燃烧热化学	117
第四节 燃烧的基本概念	126
第五章 减少热损失与降低热负荷	143
第一节 内燃机的热平衡	143
第二节 内燃机中的传热损失	145

第三节	废气能量的利用	155
第四节	降低内燃机的热负荷	157
第六章	柴油机燃烧及其控制	164
第一节	柴油机的燃烧过程	165
第二节	柴油机的燃油喷射过程	180
第三节	空气运动规律分析	210
第四节	深盆形燃烧室	224
第五节	涡流燃烧室	245
第六节	柴油机的冷起动	257
第七章	汽油机燃烧及其控制	272
第一节	汽油机混合气形成方式	272
第二节	化油器特性分析及控制技术	275
第三节	汽油喷射系统	294
第四节	汽油机燃烧室与燃烧	309
第八章	内燃机增压	320
第一节	概述	320
第二节	增压系统类型	321
第三节	废气涡轮增压器	328
第四节	机械涡轮增压器	332
第五节	废气涡旋增压器	336
第六节	内燃机与涡轮增压器匹配的运行特性	339
第七节	柴油机增压的技术措施	343
第八节	汽油机增压的技术措施	346
第九章	内燃机排气污染及其控制	350
第一节	内燃机与环境的关系	350
第二节	内燃机排气污染控制研究及其排放 法规现状	351
第三节	汽油机有害排放物的生成机理和	

	影响因素	355
第四节	柴油机有害排放物的生成机理和 影响因素	362
第五节	降低汽油机排气污染的对策	373
第六节	降低柴油机排气污染的对策	375
第十章	内燃机噪声与振动控制	384
第一节	研究现状	384
第二节	噪声源及其影响因素	388
第三节	降低噪声的技术措施	392
第四节	减小振动的技术措施	398
第五节	低噪声发动机	401
第十一章	内燃机特性分析	407
第一节	引言	407
第二节	内燃机速度特性分析	409
第三节	内燃机调速特性分析	414
第四节	内燃机负荷特性分析	419
第五节	内燃机万有特性分析	425
第六节	内燃机与传动装置的经济性匹配	432
参考文献		442

第一章 内燃机循环与性能指标

第一节 内燃机循环

一、内燃机理想循环

内燃机是通过连续不断地完成进气、压缩、燃烧膨胀与排气四个行程,将燃料的化学能转变为机械功的,是燃料与空气混合燃烧、能量转换、气体流动、热量传递与机械运动共同作用的结果,是极为复杂的热力循环过程。若一开始就直接对其进行全面分析研究,必然会被种种千变万化的现象所困惑,以致茫然失措,无从着手。为了抓住其热功转换的主要矛盾,揭露其实质,同时又便于分析与计算,人们便根据内燃机实际工作过程的热力特征,经过适当的假定,科学的抽象,简化、建立了研究工质热力状态和热力过程,并可用数学公式表示各基本热力参数相互关系的内燃机理想热力循环。

1. 理想循环的假定基础

内燃机的理想循环(ideal cycle)是在以下假定基础上得到的:

(1)在整个循环内工质为理想气体,其比热容不随温度而变化,化学成分也不改变,由外界热源向工质瞬时完成加热代替燃料燃烧放热。

(2)压缩与膨胀过程按等熵过程进行,因而无热交换、摩

擦与流动等损失,其热力过程均为可逆过程。

(3)工作循环是封闭的、周而复始的,不更换工质,且工质的数量保持不变,循环中没有进、排气过程,也无泄漏损失。

(4)采用工质向外界冷源散热代替废气排出时所带走的热量。

研究理想循环,不仅可以求得内燃机对于热量的最大理论利用率,评定其工作循环热力过程的完善程度,而且可用比较简单的理论公式来表示各热力参数之间的相互关系,以明确提高循环热效率和循环平均压力的基本途径。

2. 内燃机的理想循环

在高速柴油机中,燃油喷入气缸首先要经过短暂的物理、化学准备阶段,才能开始燃烧。这就必须在上止点前开始喷油,到上止点附近时已有相当数量的具备着火条件的燃油一齐投入燃烧,从而使得气缸内工质压力和温度都急剧上升。而此时气缸容积变化很小,所以这部分燃油燃烧放出的热量是在定容条件下加给工质的。然而,燃油不可能瞬时全部喷入气缸,也不可能瞬时全部燃烧完毕,通常一部分燃油是在边喷油边燃烧、气缸内工质压力与温度升高的同时,活塞已经下行,气缸容积在不断增大,

二者的共同效应使得工质的压力变化不大,此时期燃油燃烧放热基本上属于定压加热。所以,高速柴油机的热力循环是部分定容加热与部分定压加热的混合循环(mixed cycle)。其 $p-V$ 示功图如图 1-1 所示,工质由初始点 a 经绝热压缩到 c 点,然后定容加热到 z' 点,继而在定压条件下加热到 z 点,总加热量为 Q_1 ,然后工质绝热膨胀到 b 点,最后沿定容线 ba 放出热量 Q_2 。

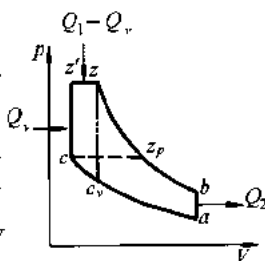


图 1-1 理想循环示功图

在极端情况下,全部加热量 Q_1 沿图 1-1 中 c_{vz} 双点划线,即定容条件(汽油机)下加入,或沿图 1-1 中 c_{zp} 虚线,即定压条件(高增压大型低速柴油机)下加入。依次分别称为定容加热循环(constant volume cycle)和定压加热循环(constant pressure cycle)。

3. 循环特征参数

为了表征循环的特征,揭示各循环间的共同本质及其差异,特建立以下循环特征参数,来描述循环中各过程参数间的相互关系。

1) 压缩比(compression ratio) ϵ

压缩比是指压缩始点的气缸容积 V_a 与压缩终点的气缸容积 V_c 之比值。即

$$\epsilon = V_a/V_c$$

2) 压力升高比 (ratio of pressure rise) λ_p

压力升高比是指循环最高压力 p_z 与压缩终点压力 p_c 之比值。即

$$\lambda_p = p_z/p_c$$

对于定压加热循环, $p_z = p_c$, $\lambda_p = 1$ 。

3) 初期膨胀比 ρ

初期膨胀比是指加热终点的气缸容积 V_z 与压缩终点的气缸容积 V_c 之比值, 即

$$\rho = V_z/V_c$$

对于定容加热循环 $V_z = V_c$, $\rho = 1$; 混合加热循环 $V_z' = V_c$, $\rho = V_z/V_z'$ 。

4) 后期膨胀比(expansion ratio) δ

后期膨胀比是指膨胀终点的气缸容积 V_b 与加热终点的气缸容积 V_z 之比值, 即

$$\delta = V_b/V_z$$

对于定容加热循环, $V_z = V_{c, \delta} = V_b/V_c$ 。

4. 热效率与理论平均指示压力

混合加热循环热效率 (theoretical thermal efficiency) η_t 与理论平均指示压力 (theoretical mean indicated pressure) p_t (MPa) 的计算公式分别为:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{\epsilon^{k-1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)]} \quad (1-1)$$

$$p_t = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} [\lambda_p - 1 + k \lambda_p (\rho - 1)] \eta_t \quad (1-2)$$

式中: k ——比热比;

p_a ——压缩始点压力, MPa。

对于定容循环, $\rho = 1$; 定压循环 $\lambda_p = 1$, 代入以上两式, 可分别得到定容循环、定压循环的热效率与理论平均指示压力的表达式。对混合理想循环的热效率与理论平均指示压力进行热力学分析可以得出以下结论:

比热比 k 愈高, 热效率 η_t 愈高 (图 1-2)。但在内燃机中的氧化剂是空气中的氧, 燃烧产物主要是 CO_2 、 H_2O 、 NO 、 NO_2 、

NO_3 、炭烟、颗粒和多余的空气, 工质成分已定, k 值即为定值。

增大初期膨胀比 ρ , 可提高理论平均指示压力值 (图 1-3), 但由于定压加热部分热量增加, 而且又是在膨胀比逐渐降低的情况下加入的, 其循环热效率随之下降。

增加压缩比 ϵ 或压力升高比 λ_p , 前者可提高工质的最高

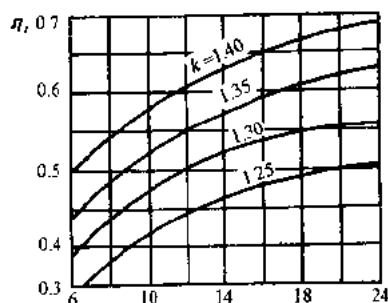


图 1-2 绝热指数 k 对热效率 η_t 的影响

($\lambda_p = 2$, $\rho = 1.5$)

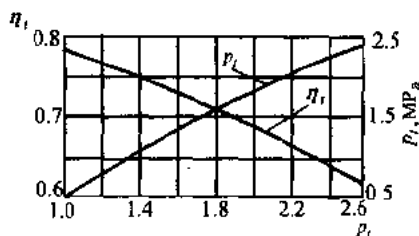


图 1-3 初期膨胀比 ρ 对热效率 η_i 与理论平均指示压力 p_i 的影响

$$(k = 1.4, \lambda_p = 2, \epsilon = 20)$$

温度,后者可增加混合加热循环中定容加热的份额,提高热量利用率;二者均可提高热效率(图 1-4)。但是,当 $\epsilon > 12$ 以后, ϵ 每增加一个单位, η_i 仅增加 1% 左右。在不同的压缩比范围内, λ_p 从 1 增加到 2.5 时, η_i 只增加 2% 左右。而循环最高压力 p_i 无论是随着 ϵ 或 λ_p

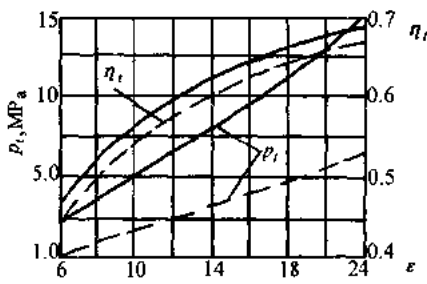


图 1-4 压缩比 ϵ 、压力升高比 λ_p 对热效率 η_i 及循环最高压力 p_i 的影响

$$(k = 1.4, \rho = 1.8, p_a = 0.08 \text{ MPa})$$

$$\text{—— } \lambda_p = 2.5 \quad \text{--- } \lambda_p = 1$$

的升高均迅速增加。这样一来,势必要增大承载零件的结构强度,与此同时,曲柄连杆机构的质量增大,其惯性力增加,机械效率下降。另外,过大的压缩比,将导致压缩终点容积过小,给柴油机燃烧过程的组织带来困难,不利于燃烧高效率地进行。对于汽油机还要受到汽油特性的制约,因此,在实际运用时,应权衡利弊行事,防止造成得不偿失的后果。

二、内燃机实际循环

实际循环 (practical cycle) 是指工质为实际混合气,以

燃烧加热和排气放热，并计及各种热力损失的实际工作循环。四冲程内燃机是指含有进气、压缩、燃烧（膨胀）和排气四个行程的实际循环；二冲程内燃机是指含有进气压缩和膨胀排气两个行程的实际循环。下面介绍四冲程内燃机的示功图与循环进展情况。

1. 四冲程内燃机示功图 (indicator diagram)

采用示功器测录内燃机气缸内工质压力 p 随曲轴转角 φ 或气缸容积 V 变化的 $p-\varphi$ 或 $p-V$ 图 (图 1-5 与图 1-6) 称为 $p-\varphi$ 或 $p-V$ 示功图。在图 1-6 中 ra 、 ac 、 czb' 与 br 线，分别表示进气、压缩、燃烧膨胀与排气行程。由于活塞运动速度是不断变化的，因而进排气行程气缸内工质的压力也是不断波动的，但波动的幅度不大，用硬弹簧绘制示功图时，进排气行程压力线仍呈直线状态。图中下面的环形面积 $rr'ab'r$ 表示进排气行程的能量损失，称为泵气损失，在通常

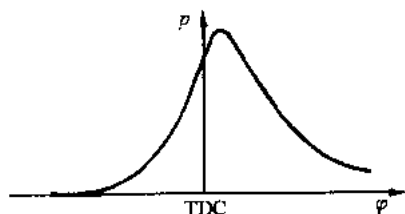


图 1-5 四冲程柴油机的 $p-\varphi$ 示功图

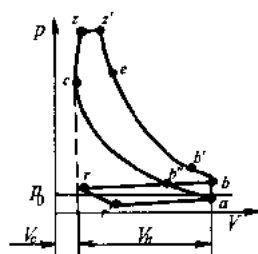


图 1-6 四冲程内燃机的 $p-V$ 示功图

的测试方法下，泵气损失作为内燃机机械损失的一部分。上面的环形面积 $b'czb'bb'$ 代表从压缩到燃烧膨胀行程工质所作的功，即循环的指示功。对于气缸工作容积相同的内燃机，循环的指示功越大，表示循环进行得越完善。

利用曲柄连杆机构的活塞位移与曲轴转角的关系，可将 $p-\varphi$ 与 $p-V$ 示功图进行互相转换。