

循环模拟是发动机性能设计的一种有力工具,已经应用相当广泛。本书是目前在循环模拟方面唯一的专著。第1卷阐明进排气(包括增压)模拟的基础;第2卷介绍循环模拟全面发展情况。

本书适于内燃机性能设计工程师、研究生及模拟研究者阅读。读者宜有较好的数学、工程热力学和流体力学基础,并了解电子计算机的应用。

**The Thermodynamics and Gas Dynamics of
Internal Combustion Engines**

Volume 1

by

ROWLAND S. BENSON

edited by

J. H. HORLOCK F. R. S. AND D. E. WINTERBONE

Oxford University Press

1982

内燃机的热力学和空气动力学

卷 1

[英] R. S. 本森 著

程宏 朱倩 邵明锋 译

程宏 校

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092 1/16·印张24³/₄·字数601千字

1986年9月重庆第一版·1986年9月重庆第一次印刷

印数 0.001—1.810·定价 5.85 元

统一书号: 15033·5968

编者前言

“内燃机热力学与气体动力学”两卷，是已故R. S. 本森 (Rowland S. Benson) 教授在七十年代初规划的，但是他在1978年只完成了第1卷初稿后便去世，遗留下该书其余部分的大纲。我们着手使第一卷出版，并决定请R. S. 本森的同事们，各就所专长的领域编写第2卷诸章。由于全体作者的努力，综合写成的书严格符合R. S. 本森的规划和愿望；作者们作出如此贡献的事实，反映了本森的许多同事对他的尊敬。于是，第1卷实质上是本森本人所著；而第2卷是纪念著作，是为纪念他而作的贡献。

R. S. 本森于53岁去世时，是曼彻斯特大学理工学院 (UMIST) 机械工程教授，他自1962年起就担任此职。在这十六年间，他将该系的热力学与流体力学部门建成为内燃机领域中闻名世界的单位。

R. S. 本森经历了艰苦的历程。他最先在 Birkenhead^① 的Cammell Laird作了五年学徒，后于1946年到Sulzer Bros^② (伦敦) 工作。两年后到英国造船研究所 (BSRA) 担负研究职务，工作了五年，获得很多内燃机的实际经验，这成为他后来学求生涯和研究工作的基础。在此期间他还是 Northampton^③ 综合工业学校 (现为市立大学) 的非全日学生，从伦敦大学得到一级荣誉学位，并获多项重要奖励。随后他提出关于二冲程机的论文，获科学硕士学位。

1953年他回到莫西湖畔 (Merseyside)，在利物浦大学担任机械工程讲员，后升为讲师，而后又升为高级讲师。在此期间，本森在内燃机气体动力学研究中取得了一些重要进展，这形成他以后工作的基础，这些工作的成果最后写在本书中。

开始，德·海勒 (de Haller) 用特征线描述不稳定气体流动的文章使他印象很深。他以旺盛的精力将特征线图解法用于许多内燃机问题。

这种图解法日益复杂，导致本森应用计算机法。他以执着的热诚工作，迅速成为优秀的计算机程序编者，并在1964年与加格 (Garg) 和吴赖特 (Woollatt) 发表了不稳定流动问题数值解法的经典论文，仍然是用基本特征线法。这样他和他的同事们就有了更有效的工具，用于此后的内燃机方面的工作。

在这些研究工作的同时，本森对旋转机械中的流动发生了兴趣，这主要是由于BSRA的一项内容丰富的研究合同，由利物浦大学、Brush及Napier^④合作，发展大型船用柴油机的高性能涡轮增压器。他决定致力于径流式压气机和涡轮。

在1960~1961年于麻省理工学院 (MIT) 担任客籍教授一年之后，他到了UMIST。在1962~1978年期间，于利物浦开始的研究主流发展而形成学术体系，这使R. S. 本森和UMIST获得世界名望。这主要是预计内燃机全面性能的模拟技术，还有径流式旋转机械中稳定及不

① 英格兰西北部一城市——译者。

② 一公司名——译者。

③ 伦敦西北一城市——译者。

④ 公司名——译者。

稳定流动的分析。前者构成了本书的内容。UMIST 的计算机程序正用于全世界的工业和大学中。本森研究结果的论文发表于许多国际期刊，总共约 130 篇。几项主要贡献获得机械工程学会和汽车工程学会（美国）的奖励。1968 年他得到伦敦大学科学博士学位，1977 年 Gent 大学[⊖]授予他荣誉博士衔，他曾与该校合作一项研究计划。

本森工程生涯的特色，就我们与他在利物浦和 UMIST 密切合作时所深知，是他精力极其充沛而工作热诚，他以这些精神感染了他的学生。很少人能够承担像 R. S. 本森所担负的极其繁重的工作。但他仍然慷慨化费时间于曼彻斯特犹太人协会。他深深感谢他妻子和家庭的支持。

1975 年本森认识到自己的生命可能将在几年之内结束，他开始集中编写，形成本书的基础。他临去世时智力高超，深知即将到来的命运。他坚定地面对死亡，在生命的最后期间仍不断工作，以保证他的工作将继续发展，他的书将得以出版，作为他工作的完整记载。此书是对一位即使面对死亡时也纯朴坚毅的人物的颂扬。

⊖ 比利时一大学，该校学生在万人以上——译者。

感 谢

编者感谢本书出版过程中所得到的帮助。S. C. 娄 (Low) 博士和UMIST机械系研究生J. R. 尼科斯 (Nichols) 帮助校阅, P. C. 巴卢阿 (Baruah) 博士协助对本书某些部分作了阐明, B. J. 斯来 (Dinsley) 先生编写了计算程序。图是UMIST研究生W. Y. 卢 (Loo) 所画, P. 谢泼德 (Shepherd) 夫人打出本书的终稿。

科学研究委员会慷慨担负本书出版有关的秘书工作和制图经费。该委员会曾给 R. S. 本森高等研究奖金, 以使他能够完成他的工作, 但他在领到奖金前就去世了。慷慨给予资助的还有五十铃 (Isuzu) 汽车公司, 菲亚特 (Fiat) 公司, 里卡图 (Ricardo) 工程咨询公司和寇明斯 (Cummins) 发动机公司。

编者还要提到他们的妻子和家庭的贡献。在修订第1卷手稿和编写及完成第2卷的长时期内, 他们耐心地给予支持。

目 录

符号	
引言	1
第一篇 基 础	
第一章 基本原理	7
1.1 引言	7
1.2 内燃机	7
1.3 热力学	17
1.3.1. 理想气体的性质	17
1.3.2. 混合气体的性质	23
1.3.3. 第一定律应用	24
1.3.4. 多成分系统	26
1.3.4.1 无反应系统	27
1.3.4.2 有反应系统	28
1.4 气体动力学	36
1.4.1. 稳定流动	36
1.4.2. 不稳定流动	41
参考文献	46
第二篇 等 熵 流 动	
第二章 用特征线法解不稳定流动问题	47
2.1 等熵流动	47
2.2 等截面流动的守恒方程	47
2.3 特征方程	48
2.4 初值定理	52
2.5 稳定状态	53
2.6 简单波	54
2.7 双波流动	58
2.8 简单边界条件	58
2.8.1. 闭端	59
2.8.2. 开口端	59
2.9 无量纲特征方程和黎曼变量	60
参考文献	62
第三章 用状态图上的边界条件解不稳定流动问题的图解法	63
3.1 特征线图作法	63
3.2 边界条件	67
3.3 从滞止状态一定的储气室流入管道	67
3.4 经过部分开口端流出到一定的静态压强处: 喷嘴	75
3.4.1. 边界方程式	75
3.4.2. 例1: 从气缸突然排出	78
3.4.3. 例2: 从气缸逐渐排出	80
3.5 由定静态压强经过部分开口端入流	83
3.6 节点法和区域法的比较	89
3.7 对内燃机和涡轮的一些初步应用	91
参考文献	93
第四章 不稳定流动问题的图解法: 通过气门和气口流动的单缸发动机	94
4.1 从气缸经气门流出到管道: 等压模型	94
4.1.1. 通过气门喉口处的亚音速流动	96
4.1.2. 音速边界	96
4.1.3. 音速流经气门喉口	97
4.1.4. 在管道中的音速流动	97
4.2 从气缸流出通过气口—环室系统到管道: 压力降模型	98
4.3 从气缸经过气门或气口流出: 突扩模型	104
4.4 气流从管道经过气门或气口流入气缸	106
4.5 通过气门或气口—环室系统时熵的改变	107
4.6 应用边界图计算在管道入口处的状态	109
4.7 单个排气管的单缸发动机	112
4.8 通过气门或气口—环室系统的质量流量	119
4.9 气缸压强的计算	121
4.9.1. 第一个时间步长	122
4.9.2. 第二个时间步长	122

4.9.3. 第三个时间步长	123
4.9.4. 空气阀或气口打开	124
4.10 单缸气口—环室管道系统	124
参考文献	127
第五章 比较复杂的等熵图解计算	128
5.1 轨迹线	128
5.2 具有熵间断的不稳定流动	132
5.3 超音速不稳定流动	140
5.4 冲波	141
5.4.1. 形成的冲波在特征线图上	142
5.4.2. 冲波强度的变化	143
5.4.3. 在边界处冲波的反射	143
5.4.4. 冲波相交	144
5.5 多支管系统: 分支边界条件	146
5.5.1. 等压边界条件	147
5.5.2. 对具有突变截面管道的近似解法	157
5.6 压强交换器: 气波增压器	161
5.7 单元过程	164
参考文献	164
第六章 不稳定流动问题的数值解法	165
6.1 数值解的特征方程的建立	165
6.1.1. 广义特征线	166
6.1.2. 边界上广义黎曼变量	169
6.2 特征线方程的数值解	171
6.2.1. 依赖区域和网格结构	172
6.2.2. 稳定性准则	172
6.2.3. 黎曼变量 λ 和 β 在网格点上的计算	173
6.2.3.1. 网格点上的黎曼变量 λ_I 和 λ_{II}	174
6.3 数值法的检验	177
6.4 一个简单的等熵程序	180
6.5 部分开口端边界方程: 喷嘴	185
6.6 经过气门的流动	193
6.6.1. 流出	194
6.7 气缸边界条件	202
6.7.1. 进、出容器的质量流量	202
6.7.2. 气缸压强	203
6.8 单缸机单排气管构造的简单FORTRAN程序	204
6.9 多管系统	209
6.9.1. 多管计算问题	209

6.9.2. 接头边界条件	214
6.9.3. 多管系统的计算组织	217
参考文献	219

第三篇 不等熵流动

第七章 简单边界条件的不稳定流动问题的数值解

7.1 基本方程	220
7.2 无量纲特征方程	223
7.3 不等熵方程的数值解	227
7.3.1. 一般可容性方程	227
7.3.2. 格子点记号	228
7.3.3. 特征线斜率	229
7.3.4. 轨迹特征线	234
7.3.5. λ 特征线	236
7.3.6. 计算时刻 $Z'=Z+\Delta Z$ 格点上的 λ_I 和 λ_{II}	239
7.3.7. 边界上的黎曼变量	240
7.3.8. 管端的轨迹线	243
7.3.9. 计算的结构	244
7.4 流经部分开口端(喷嘴)	245
7.5 从气缸经气门流入管道: 等压模型	249
7.6 由气缸经过气口—环室系统进入管道的流出: 压力降模型	255
7.7 由管道经过气门或气口向气缸的流入	256
7.8 气缸边界条件	257
7.9 等熵、不等熵计算和实验结果的比较	258
7.9.1. 等熵图解和不等熵数值解	258
7.9.2. 等熵和不等熵的数值解	258
7.9.3. 数值计算和实验结果比较	264
参考文献	265

第八章 管道系统内部的复杂边界条件

8.1 突然面积变化	268
8.1.1. 突然扩大	268
8.1.2. 突然收缩	276
8.1.3. 突然扩大和突然收缩	280
8.2 有压强损失的三通	283
8.3 管道接头的定压模型	291
8.4 有绝热压强损失的装置	297

8.4.1. 求损失系数的值	304	9.1.3. 出口压强可变时的涡轮表达 办法	334
8.4.2. 阿格	304	9.1.4. 部分进气涡轮的表达办法	342
8.4.3. 简单化油器	307	9.1.5. 涡轮功和质量流量	345
8.4.4. 废气再循环 (EGR) 阀门	310	9.2 离心式压气机	352
8.5 脉冲转换器	310	9.2.1. 离心式压气机稳定流动特性	354
参考文献	322	9.2.2. 入口压强一定时压气机的表达 办法	356
第九章 涡轮和离心式压气机的边 界条件	324	9.2.3. 入口压强变化时压气机的表达 办法	362
9.1 涡轮	324	9.2.4. 压气机功和质量流量	366
9.1.1. 涡轮稳流特性	324	9.3 涡轮增压器配合	376
9.1.1.1. 轴流涡轮	325	9.3.1. 瞬时配合	377
9.1.1.2. 径流涡轮	326	9.3.2. 循环配合	379
9.1.2. 出口压强一定时的涡轮表达 办法	329	参考文献	383

p_i 成分 <i>i</i> 的分压强	a 空气歧管状况
p 压强	A 在 p_{ref} 下等熵相关的参数值
p_0 熵参考压强 (第一章)	c 熵的修正值
p_0 滞止压强	c 气缸状况
p_{ref} 参考压强	cr 临界状况 (即马赫数=1)
P 标准化压强= p/p_0	e 排气门处状况
P 管道面积比, $(F_{in}+F_{out})/F_1$	evo 排气口打开时状况
q 单位质量传热率	g 气体
$\dot{Q}$ 单位时间传热率	i 面积变化处入射波
Q 传热量	i 混合气中第 <i>i</i> 种成分
Q 管道接头处面积比函数	i 连接处管道数
Q_v 标准温度下反应热	in 趋向边界的特征线
r 曲柄半径	I, I, II 连接处的管号
r_c 气缸压强/参考压强	out 离开边界的特征线
r_w 压强比	p 等压
R 单位质量气体常数	P 生成物
$\bar{R}$ 通用气体常数	q 管号角标
Re 雷诺数, $\frac{\rho v d}{\mu}$	r 格子点时间标志
s 比熵	ref 参考状况
S 熵	R 反应物
t 时间	R 喷出状况
T 温度	S 等熵
T_0 滞止温度	s 网格距离标志
T_s 燃烧标准温度	t 面积变化处传送波
u 气体速度	t 喉口状况
U 无量纲速度, u/a_{ref}	v 等容
U_B 无量纲速度, u/a_0	W 壁
v 比容	0 绝对零度下气体性质
$\bar{v}$ 摩尔比容	0 滞止状况
V 容积	$\phi \left\{ \begin{array}{l} \theta \end{array} \right\}$ 熵场角标
V 放大参数, $U^*/\lambda_{in,2}$	上角注
V_P 活塞平均速度	$Z+\delta Z$ 处参数值
$\dot{W}$ 功传递速率	$*$ 加星号黎曼变量
$\dot{W}_P$ 活塞做功速率	$*$ 流入阀门的参数
$\dot{W}_S$ 剪切功率	例如 $A^* = A \left(\frac{p_{ref}}{p} \right)^{(\kappa-1)/2\kappa}$
x 距离	希腊字母
x_i 摩尔分数	α “气口—环室”的表示, π^2
X 无量纲距离, x/L_{ref}	α 曲轴角度度数
Y 反应物摩尔数	α 浓度/平衡浓度
Z 基线以上距离	β 气口—环室的表示, $(a^3/a_0)^2$
Z 无量纲时间, a_{ref}/L_{ref}	β 特征线的黎曼变量, 常向左
下角标	

引 言

本书的编排

图1表明本书诸章的编排和联系。连线表明章间有联系之处，但并不是需要按所示次序阅读。

第1卷包含前九章，是一本优秀的教材，应顺序阅读，因为阅读每一章都需要已经理解以前诸章。本卷讲述本森所发展的方法，用以解决管道、歧管、压气机及涡轮中的不稳定流动问题。

第2卷是许多作者所著，包含一些基本独立的章，以补充第1卷。本卷讲述一些分析发动机中空气及废气流动的其他方法，发动机气缸内的燃烧和传热，这些方法的应用以及怎样将其综合成为全面预计发动机性能的工具。

性能预测

这里概略介绍内燃机的性能预测，说明所用方法与第1和第2卷诸章的关系。自从数字计算机应用于发动机性能分析后，过去三十余年间，这方面工作加速发展。性能分析使研究工程师能以在设计阶段预计发动机的功率输出；目前还可以建立燃烧过程的模型，能预计柴油机和汽油机某些排放污染物水平。进排气歧管对发动机功率输出及排放污染物水平的影响，可以用歧管内波动作用的解法计算出来，这种方法还可扩展用来研究涡轮增压对发动机的影响。

预计涡轮增压发动机性能的有关重要内容可以区分为：

- (1) 空气流动模型；
- (2) 发动机气缸内的燃烧和传热。

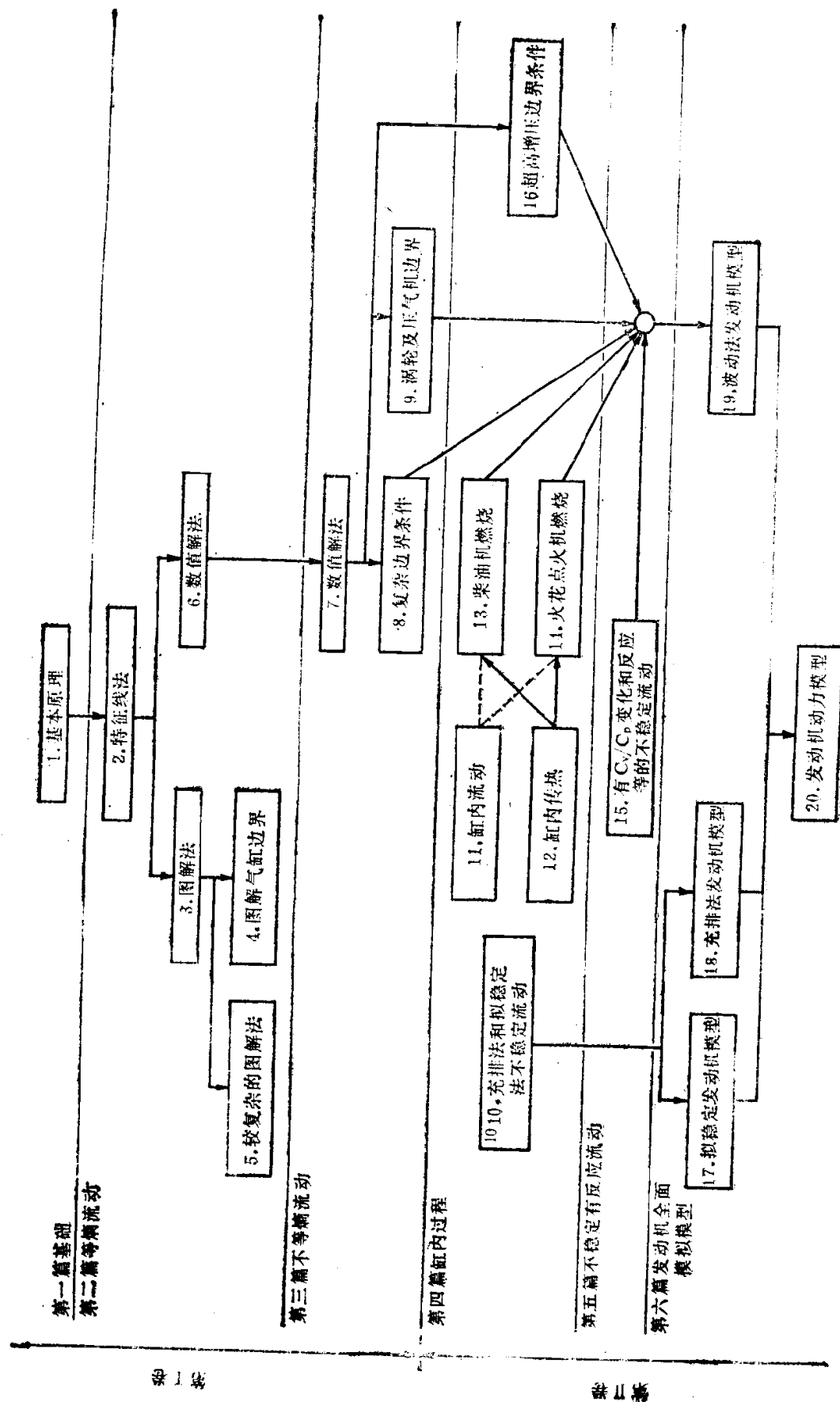
将这些综合而成

- (3) 发动机全面模拟模型。

下面分别考虑这些方面。

空气流动模型

人们早就认识到，任何往复式发动机的基本性能，是流过发动机的空气和燃料流量的函数。一个自然吸气柴油机所产生的平均有效压力，不可能显著超过7bar，只是因为空气不足以燃烧更多的燃料。但是其功率输出可用增压来提高；增压有效地提高了流过发动机的空气流量，燃料输入可以大致按比例增多。于是得到14bar的平均有效压力(b.m.e.p.)，进气歧管压强约需2.5bar。这可以用涡轮增压器来达到，那是由一个离心压气机和一个径流或轴流涡轮构成的。涡轮增压器的这两部分都是旋转动力机械，而发动机是定排量机械。就是说本系统的三个组成部分，其空气流量和压强比随转速和负荷的变化大不相同，但是其流量必须是配合的；就是此系统的三个组成部分的主要参数必须是和谐共存的。涡轮增压器配合是



发动机设计的一个重要方面，对于不同大小的发动机，由缸径为1m的船用机到缸径为0.1m的汽油机都是如此。有时要考虑发动机、涡轮和压气机之间其他更复杂的相互影响（例如废气门、复合式、超高增压等），这也需要分析。用于涡轮增压器配合的方法，按其复杂程度可排列如下：

拟稳定法；

充排法；

波动法^①。

拟稳定法

拟稳定法是最简单的方法，是将发动机和涡轮增压器考虑为串联的部件。每个部件的性能用其稳态特性表示，这常由试验得出。这些部件由通过的空气流量以及跨部件的压强比联系在一起。部件之间不允许有质量累积（即假定歧管容积可忽略）。于是全发动机系统广义上相似于一个电路，其中各部件的特性可考虑为非线性电阻。空气流量和压强比对应相似于电流和电位差。构成拟稳定模型的方程都是代数式，只有在过渡性能模型中，发动机和涡轮增压器的动力特性由一阶非线性常微分方程代表。有些涡轮增压柴油机的拟稳定模拟是在模拟计算机上进行，发明有实时过渡模型（即模拟反应时间与实际发动机反应时间相等）。各种复杂程度不同的拟稳定模型常用于涡轮增压器和发动机生产厂，以判断不同增压器对发动机性能的影响。它们提供了迅速而便宜的模拟，但在远超过有效范围取外插值时，需要小心。拟稳定模拟法极其依赖于对个别发动机详尽的经验知识，常应用试验所得的配合系数，以使在宽广的运转范围都配合良好（此法在第十七章讲述）。

充排法

充排分析法所包括的范围，从比拟稳定模型稍微复杂的情况直到几乎与下述波动法同样复杂的情况。充排法模型的基本特点，是发动机与涡轮增压器两部件间的歧管用有限容积代表。这意味着这些歧管能够积存气体，不再像在拟稳定分析法那样，所有部件可用共同的空气流量联系起来。结果形成一组一阶非线性常微分方程，这些方程规定歧管和气缸内的状态，并且为过渡工况规定发动机和涡轮增压器的转速。充排法在工业中应用广泛，既用于发动机和歧管的设计，也用于涡轮增压器的配合。这种模型比拟稳定模型更接近实际，并且需要经验数据较少；但是求解所需计算机时间要大一个数量级。充排法是第2卷中两章的主题。第十章讲述此法用于发动机气缸的充气与排气，介绍各种模拟扫气过程的方法。第十八章讲述充排法用于全发动机系统。

由于这些模型用一个压强和一个温度值描述歧管中状态，用这种办法不能评价歧管调谐或是混合气分配不良；歧管的细致设计需用波动法。

波动法

这种波动作用分析法在于解可压缩气体流动方程，全部进排气歧管中压强高低可以不均匀。需有方法解非线性双曲线偏微分方程，该方程描述干扰在可压缩介质中的传播。该方程常限于一维，不能真正描述二维和三维的情况，例如在连接处和有分离现象的扩散管中的情形。这种波动模型对于预计某些类型发动机的性能极为重要，例如对于小型二冲程汽油机（其歧管调谐重要）、带有长管道的多缸机以及诸气缸之间有干扰的多缸机。这种方法常可用

^① 所有这些方法，本书都详细介绍，但由于本书已定的编写办法，最复杂的方法在第1卷讲述，而其全面实际应用，到第2卷19章才详细说明。

于任何发动机歧管系统的初始设计,能显示出全部发动机负荷及转速范围内的有利和不利的谐振;这种谐振可能导致发动机气缸间充气量不匀,或是由于换气不好而使整机性能普遍下降。

波动作用已研究多年。早在19世纪末,雷利(Rayleigh)^[1]考察了有限波运动的基本问题。阿恩绍(Earnshaw)^[2]提出了有限波沿一个方向运动的解法;这使得能够分析各种简单过程。

般尼斯特(Bannister)和莫克姜(Mucklow)^[3]发展了阿恩绍的有限波理论,并用于从气缸突然放出气体的情况,后来又用于发动机的情况。还推演出一种办法,可以计算有限幅度波的互相影响。这种方法又扩展而包括有断面改变和摩擦,使之可以处理复杂的不稳定流动。华莱士(Wallace)及其合作者^[4,6]也发展了一种分析方法,用于管道与发动机结合在一起的情况。然而这些方法被一种图解法所超过,即特征线法。

黎曼(Riemann)^[6]提出这种方法是个重要贡献,这种方法可计入在两个方向上运动的波;德·海勒(De Haller)^[7]将特征线法用于一个发动机的排气系统,詹尼(Jenny)^[8]将其扩展而包括断面变化、摩擦、传热和通过涡轮增压器的流动。华莱士^[6]和本森^[9]还广泛应用特征线法于发动机。所有这种工作的主要缺点是方法的图解性,要用过多的时间来作所需的图解。卢定哥(Rudinger)^[10]和夏皮罗(Shapiro)^[11]提出了用数值方法解不稳定流动的拟线性双曲线偏微分方程,但看来是本森等首先用计算机解特征线方程,并将这种方法用于实际发动机的管路系统。

波动法可用于自然吸气的和涡轮增压的发动机。现在已有模型可用于内燃机所有的部件:涡轮、压气机、发动机边界、化油器、脉冲转换器、管道连接处等。缸内燃烧的模型(见后)可以结合到波动分析之中,与在充排法情况一样。

波动法的最大优点是能精确模拟歧管系统的实际谐振。因此它可以用来设计歧管,以得到所要求的发动机性能特性,或是可以只是用来确定一个歧管配合不良的原因,而帮助将其改进。这种方法曾用来分析塞斯(Cser)^[13]和符拉姆(Vorum)^[14]所提出那种型式的设计,并成功地表明了这类谐振歧管的优缺点。

本书的第1卷用于严格推导本森所发展的方程,是用来对于往复式内燃机歧管所用的波动方程求解。第一章简述模拟所需的基础,即内燃机的气体动力学和热力学。第二章介绍描述管道内可压缩流体流动的方程,并将这些方程重新安排成适于特征线法求解的形式。第三章说明一些简单管道问题的图解方法,下一章将这种分析方法扩展到往复式机气缸的流入和流出。第五章介绍特征线图解法用于较复杂的流动领域。

在此阶段已经明显显示出,特征线法问题的图解即将使人厌烦而且难以处理,于是介绍数值解法。第六章讲述一种用有限差分法解等熵特征线方程的办法,但是这只限于不存在像排气管中发生的那种温度不连续的流动,在排气管中有熵值的变化,产生不等熵流场。不等熵特征线法方程在第七章推演出来,并提出一种有限差分解法。第八章讲述不等熵解法用于管道系统各种组成成分,例如断面突变、管道连接处等。第九章讲述此法用于压气机和涡轮增压器。

进一步的应用见第2卷:有反应流动的预计见第十五章,还有对于压强转换器(例如气波增压器,一种涡轮增压器的竞争者)中流动的描述。

发动机全部系统模拟方法的应用例见第十九章。

发动机气缸中的燃烧和传热

任何热机的主要目的都是有效而可靠地将某种形式的能转变为机械能；内燃机并不是纯热机，在内燃机中是从燃料结构所束缚的化学能产生曲轴的动力。将化学能释放和转变的过程是燃烧，就是将烃燃料氧化成二氧化碳和水。不过完全氧化是难以达到的目标，因为燃烧过程的反应速率有限，有热分解，而且难以使所有的空气与燃料都互相接触到有利于氧化的状况。燃烧过程的分析方法可有不同的复杂程度，从根据经验数据的单区“放热模型”，到复杂的企图描述燃烧室内物理过程的紊流混合分析。在此两极端情形之间，有两区、四区及多区燃烧模型，对柴油机和汽油机都是如此。以上所述的每一种都在设计师的武器库中有其地位。（第2卷第十三章讲述柴油机燃烧模拟的发展现状。第十四章介绍火花点火发动机燃烧模拟方面的现状）。

燃料可提供的能量有一大部分损失于传热给燃烧室机件。这个热损失影响了发动机的效率，还使发动机机件产生热应力。从这两方面看来，需要能够预计内燃机气缸传热的多少。显然发动机气缸内的气流状况和温度分布极其复杂，除非利用某些现代流体力学和传热学的方法，不容易计算解决。这就导致了发展半经验性的传热式，结合某些经验的反馈和调整，而可用于某一广大范围的发动机。虽然已经认识到这种算式的不足，但是由于简单传热式的益处，几乎普遍都用来估算发动机性能和大体上的热负荷（这些半经验方法见第2卷第十二章）。

在柴油机和汽油机性能计算方面，最使人振奋的发展之一是将紊流模型延伸用于往复式机。这种方法尚在发展初期，但已成功地应用于一些几何形状简单的情况。这种预计得到热线风速仪和激光多普勒效应风速仪发展的支持，已经建立了试验工作与分析工作间的共生关系。但是必须认识到，虽然全面的三维模型（包括燃烧）是发动机性能分析的最终目标，但总是要受到计算程序复杂程度的限制，程序复杂则需要储存量大，而计算时间长。除非计算机技术有了巨大进步，否则这种详尽的程序将限于燃烧室的细节设计，不能用来计算广泛转速和负荷范围下的性能。第1卷第十一章讲述这种高度先进工作的现状。

发动机全面模拟模型

发动机（与涡轮、压气机及其他部件一起）在定负荷、定转速情况下的全面性能模拟，要用到上述所有分析方法。前面已经指出，第十七章讲述拟稳定法用于发动机模拟，而第十八章说明充排法的应用。第十九章研讨发动机与进气管、排气管、涡轮增压器及其他部件结合在一起的情况下，波动作用对全面性能的影响。

一个日益重要的领域是发动机的动力模拟（模拟发动机转速与负荷过渡状况）。在数学上其复杂性不因而有很大增加。所遇到的最大困难是过渡状况下的发动机性能与根据相应稳态数据所预计的不同。在过渡状况下，燃烧过程和发动机摩擦损失都与相应稳态值有偏差—发动机过渡性能常比根据稳态数据所估计的坏得多。过渡状况下主要关心的问题之一是柴油机产生的微粒排放物（烟）。第二十章介绍柴油机过渡性能分析方面的最近发展。

参 考 文 献

1. RAYLEIGH, LORD Axial plane waves of finite amplitude. *Proc. Roy. Soc.*, 84 (1910).
2. EARNshaw, S. On the mathematical theory of sound. *Proc. Roy. Soc.*, 84 (1910).
3. BANNISTER, F. K. and MUCKLOW, G. F. Wave action following sudden release of compressed gas from a cylinder. *Proc. I. Mech. E.*, 159, 269 (1948).
4. WALLACE, F. J. and NASSIF, M. H. Air flow in a naturally aspirated two-stroke engine. *Proc. I. Mech. E.*, 168, 18 (1954).
5. WALLACE, F. J. and BOXER, G. Wave action in diffusers for exhaust pipe systems with special reference to the scavenging of two-stroke engines. *Proc. I. Mech. E.*, 170 (1956).
6. RIEMANN, B. Über die fortpflanzung ebener luftwellen von endlicher schwingungsweite. *Bott. Abh.* 8. (Math) (1885).
7. DE HALLER, R. The application of a graphic method to some dynamic problems in gases. *Sulzer Technical Review* 1, 6 (1945).
8. JENNY, E. Unidimensional transient flow with consideration of friction, heat transfer and change of section. *Brown Boveri Review*, 37, 11, 447 (1950).
9. BENSON, R. S. The discharge process in a two-stroke cycle engine cylinder and exhaust system. Ph.D. thesis, University of Liverpool (1958).
10. RUDINGER, G. Wave diagrams for non-steady flow in ducts. D. Van Nostrand Co. Inc. (1955).
11. SHAPIRO, A. H. The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow. Vol. II, The Ronald Press (1954).
12. BENSON, R. S., GARG, R. D. and WOOLATT, D. A numerical solution of unsteady flow problems. *Int. J. Mech. Sci.*, 6, 1, 117-144 (1964).
13. CSER, G. Some results of combined charging application. Inst. Mech. Engrs. Conf. "Turbocharging and Turbochargers" C65/78, 141-146 (1978).
14. VORUM, P. C. Short pipe manifold design for four-stroke engines, ASME Paper 76-WA/DGP-4 (1976).

第一篇 基础

第一章 基本原理

1.1 引言

本章复习基本原理，以后诸章将据此深入研究。

首先对内燃机及其工作方式进行分类，这里假定读者对结构和设计特点是熟悉的。其次讲述一些热力学和气体动力学的原理。基础热力学部分实质上是个摘要，摘自作者所著“高等工程热力学”⁽¹⁾。许多教材讲述了气体动力学原理，作者特别引用的是“可压缩流的动力学与热力学”(夏皮罗)⁽²⁾。

1.2 内燃机

内燃机是按照工作循环和燃烧方式分类。有两种工作循环，即二冲程循环和四冲程循环。有两种燃烧形式，即火花点火和压缩点火。工作循环可以细分为换气过程和动力过程。在换气过程中，排出燃烧生成物而代以新充量；在动力过程中，充量被压缩、点燃，热气膨胀而产生有用功。换气过程中可能产生部分有用功，也可能不产生。用热力学的术语来说，在换气过程期间气缸是个开口系统；动力过程期间气缸是个封闭系统[⊖]。

在四冲程循环中，换气过程发生于约两个活塞冲程期间。在二冲程循环中，换气过程发生在下行冲程末期和上行冲程初期。在四冲程机中，动力过程约由两个冲程构成；在二冲程机中，是部分上行冲程和部分下行冲程。在四冲程机中，虽然可能存在有进排气系统的互相影响，而换气过程是因活塞运动的泵气作用所致；但在二冲程机中，换气过程几乎完全决定于进排气系统以及气缸间的相互气体动力学作用。

工作方式的分析，从换气过程开始比较方便，然后是动力过程。事件的顺序是：

1) 换气过程

(a) 排气；

(b) 充气。

2) 动力过程

(a) 压缩；

(b) 燃烧；

(c) 膨胀。

现在参照图1-1、图1-2和图1-3所示的缸内压强—容积和压强—曲轴转角图来研究这些过程。图1-1及图1-2相应表明四冲程机和二冲程机的换气过程。图1-3表明两者的动力过程。

⊖ 另一种术语是简单把封闭系统叫做一个系统——在空间包含定量物质的区域。开口系统的边界则叫做控制面，物质可流过该面——编者。

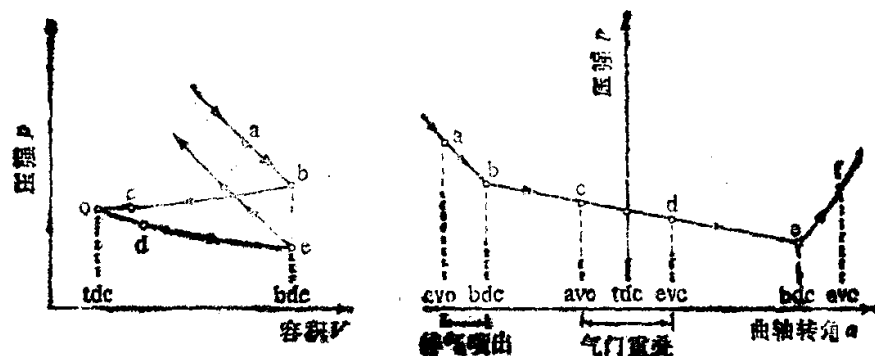


图1-1 四冲程机换气过程的压强—容积和压强—曲轴转角图

在四冲程机中(图1-1), 排气过程开始于下行冲程一部分的点a处(常靠近冲程末), 并在上行冲程bc期间继续, 通常完成于下一个下行冲程刚开始之后的d点处(在上止点以后)。一般充气过程在排气过程终止前不久的c点开始, 并在下行冲程中继续进行, 直到回行的上行冲程开始后不久的f点。这样就完成了换气过程。充气和排气都在进行的期间叫做气门重叠时期或扫气时期, 即cd。由a到b的期间叫做排气喷出时期。

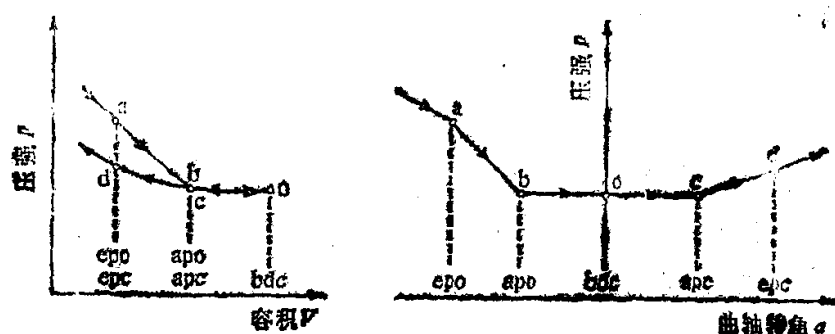


图1-2 二冲程机(气口扫气)换气过程的压强—容积和压强—曲轴转角图

在二冲程机中, 换气过程被压缩在较短期间内(图1-2)。排气过程开始于点a, 是在下行冲程中, 但比在四冲程机中稍早。在一段时间(可是曲轴转角 20° 到 40° 之间某值)后, 充气过程开始于点b, 这时活塞仍在下行。因为活塞的变位很小, 新充量是由于气体动力学作用取代燃烧生成物的。这叫做扫气时期, 在上行冲程的c点完成。如果排气口在进气口以前关闭, 则可有额外新充量进入气缸, 而换气过程在d点完成。期间ab叫做排气喷出时期。柴油机典型的气门定时示于表1-1。

图1-3表明两类发动机的动力过程。对四冲程循环, 动力过程开始于f; 对二冲程循环开始于d。有三个分过程: 压缩, 由f(或d)到g; 燃烧, 由g到j; 膨胀, 由j到a。燃烧的形式一般决定于新充量的情况。如果新充量只是空气, 像在柴油机那样, 则燃烧时期开始于喷射燃料的g点。经过一段短的延迟时期gh之后, 才有燃料—空气核心燃烧。然后燃料在油注

表1-1 柴油机典型气门定时(曲轴转角)

	四 冲 程		二 冲 程		
	汽 车	中 速	汽 车	船用(回流扫气)	船用(直流扫气)
排气门或气口打开	133	122	98	117	106
进气门或气口打开	337	280	125	140	119
排气门或气口关闭	381	428	239	243	224
进气门或气口关闭	577	600	234	220	241

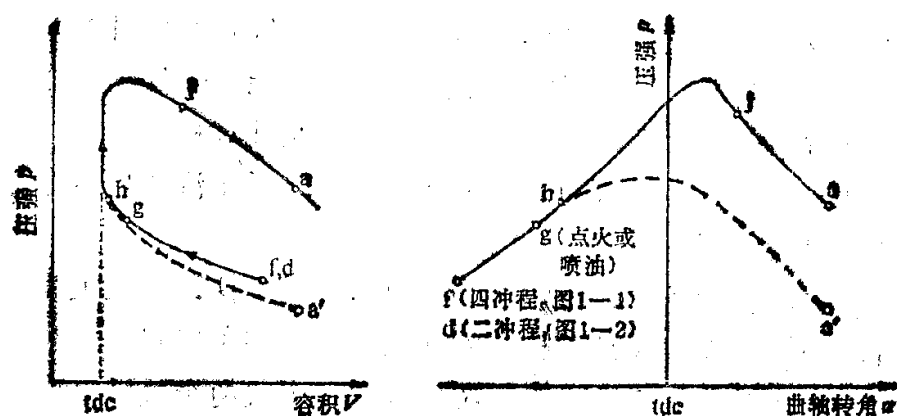


图1-3 动力过程（二冲程或四冲程机）的压力—容积和压力—曲轴转角图

中以渗透火焰燃烧。燃烧终止于j，那时燃料都烧尽。如果新充量是燃料与空气的混合物，像在汽油机那样，则燃烧时期开始于电火花点火时的点g。也是经过一段短的延迟时期之后，才有燃料—空气核心燃烧。然后火焰面传过燃料—空气混合气。燃烧终止于j，那时所有燃料都烧尽。虽然在两种形式燃烧中，名义上都是所有燃料在j点都烧尽，但在膨胀冲程ja中，可能发生有化学反应。

上述的事件顺序是指设计良好的发动机在稳态工作的状况。有些情形时，燃料可能供应过多，燃烧可能不在j点终止，而实际可一直进行到排气门打开的点a。如果没有燃烧，压强将回降到a' (=f)，如虚线所示。

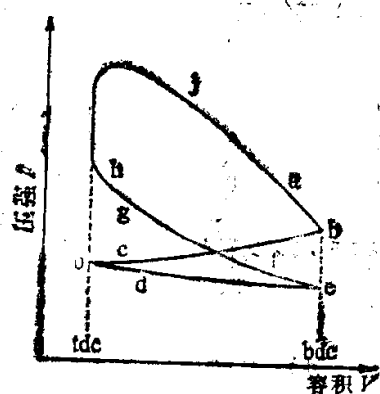


图1-4 四冲程机的压强—容积循环

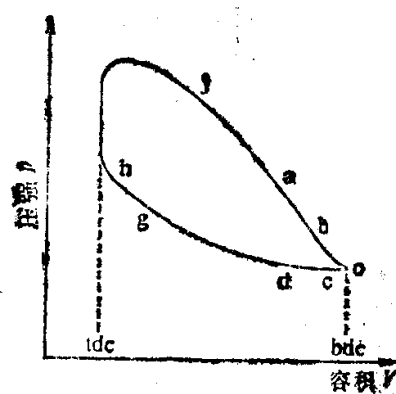


图1-5 二冲程机的压强—容积循环

图1-4和图1-5表明四冲程机和二冲程机的全循环，是相应由图1-1及1-3和图1-2及1-3[⊖]叠加而得。上面对于循环的描述是用具体情况的术语，没有联系到奥托(Otto)、焦耳(Joule)及狄塞尔(Diesel)理论空气循环。实际上火花点火发动机有较尖的压强峰，较接近于奥托等容燃烧循环；而燃料喷射压缩点火发动机较接近于狄塞尔等压燃烧循环。

四冲程机可以不用额外的泵而工作，这时发动机是自然吸气运转。二冲程机则除特殊情况外，没有额外的泵就不能工作，额外的泵叫做扫气泵或风机。扫气泵或风机可由发动机本身带动，或是由外源带动，或者利用排气提供能量给燃气涡轮而带动风机。泵气作用也可以利用活塞的下方，可以是活塞在封闭的气缸内，或是像摩托发动机那样利用曲轴箱。

内燃机的功率直接与燃烧的燃料量有关，而这又依赖于可用的空气量。如果供给了额外的空气量以燃烧更多燃料，而且是由外源供给，则说发动机被增压。如果额外空气量是由于

⊖ 原文是图1-1及1-2和图1-1及1-3——译者。