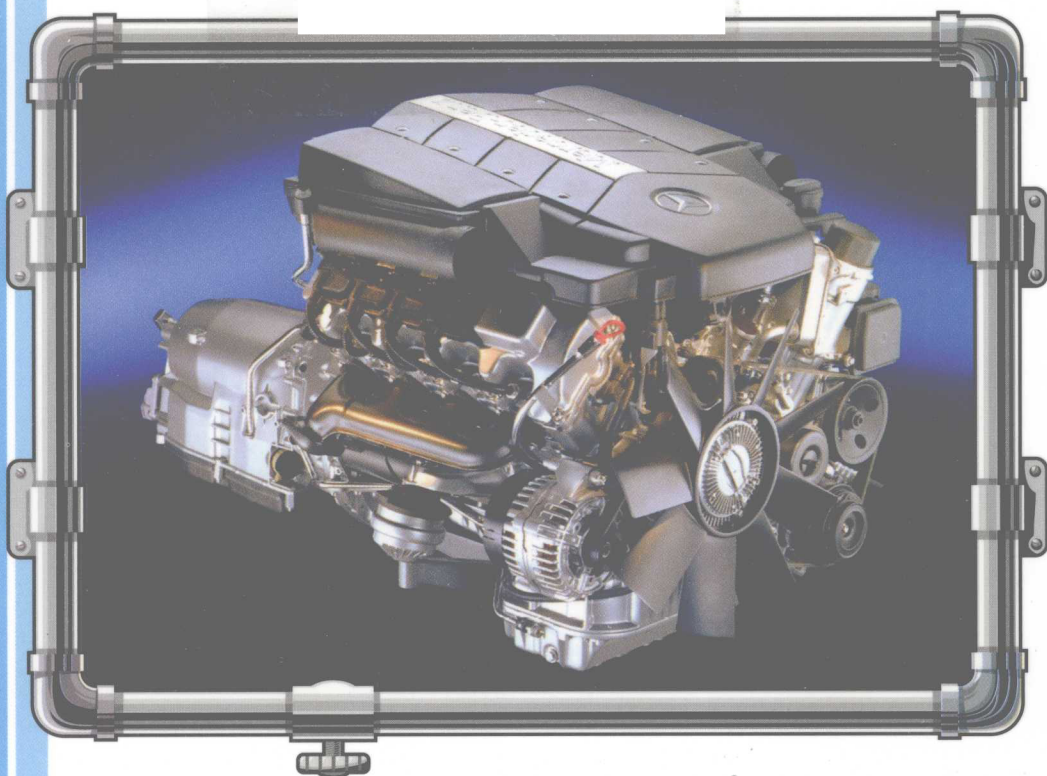




21世纪全国高等院校汽车类**创新型**应用人才培养规划教材

# 现代汽车 发动机原理

主编 赵丹平 吴双群



北京大学出版社  
PEKING UNIVERSITY PRESS

21 世纪全国高等院校汽车类创新型应用人才培养规划教材

# 现代汽车发动机原理



北京大学出版社  
PEKING UNIVERSITY PRESS

## 内 容 简 介

本书在讲解发动机实际循环的基础上,介绍了发动机主要性能与工作过程参数之间的内在联系,分析了影响发动机性能的各种因素,指出了合理使用发动机、提高发动机性能及实现节能减排的基本途径。本书共分8章,包括发动机实际循环与性能指标、发动机换气过程、汽油机预混合气形成与燃烧、柴油机的雾化与燃烧、发动机排放污染与控制、发动机特性、发动机性能试验及发动机增压。

本书可作为高等院校汽车运用工程、交通运输、车辆工程、交通工程、汽车服务等相关专业本、专科和非本专业研究生的教材和参考书,也可作为汽车行业培训、汽车运输及汽车维修等技术管理人员的参考用书。

### 图书在版编目(CIP)数据

现代汽车发动机原理/赵丹平,吴双群主编. —北京:北京大学出版社,2010.6

(21世纪全国高等院校汽车类创新型应用人才培养规划教材)

ISBN 978-7-301-17203-2

I. ①现… II. ①赵…②吴… III. ①汽车—发动机—理论—高等学校—教材 IV. ①U464

中国版本图书馆CIP数据核字(2010)第088567号

书 名: 现代汽车发动机原理

著作责任者: 赵丹平 吴双群 主编

策 划 编 辑: 童君鑫

责 任 编 辑: 宋亚玲

标 准 书 号: ISBN 978-7-301-17203-2/TH·0188

出 版 者: 北京大学出版社

地 址: 北京市海淀区成府路205号 100871

网 址: <http://www.pup.cn> <http://www.pup6.com>

电 话: 邮购部 62752015 发行部 62750672 编辑部 62750667 出版部 62754962

电 子 邮 箱: [pup\\_6@163.com](mailto:pup_6@163.com)

印 刷 者: 北京鑫海金澳胶印有限公司

发 行 者: 北京大学出版社

经 销 者: 新华书店

787毫米×1092毫米 16开本 18.75印张 441千字

2010年6月第1版 2010年6月第1次印刷

定 价: 35.00元

---

未经许可,不得以任何方式复制或抄袭本书之部分或全部内容。

版权所有,侵权必究

举报电话: 010-62752024

电子邮箱: [fd@pup.pku.edu.cn](mailto:fd@pup.pku.edu.cn)

# 前 言

本书作为 21 世纪全国高等院校汽车类创新型应用人才培养规划教材,是根据北京大学出版社启动的创新型人才培养规划教材项目要求编写的。

汽车发动机原理是一门重要的技术基础课,是汽车专业的学生学习相关专业课程必备的理论知识,也是从事发动机和汽车开发、研究、生产及应用的专业技术人员必备的专业技术基础。本书以提高学生的应用能力为目标,立足以人为本,着重培养学生对基础理论知识的应用能力、理论联系实际能力、自学能力和创新能力。

编者根据多年的实践教学经验和长期从事高等教育汽车类专业建设、教学改革研究工作的心得,对本书在结构、内容安排等方面,进行了大量研究工作;对全书的体系和内容作了精心的筹划和安排,从整体和综合的角度来把握全书各部分内容的相互关系,力争做到体系清晰、条理清楚、深入浅出,并能反映当前发动机的发展方向,使初学者和深入学习者都能通过学习这门课程掌握有关的专业理论知识,对现代发动机的原理有一个全面认识和理解。编者克服了以往教材结构过于零散的缺陷,例如,将燃料燃烧热化学这部分内容不再单独列为一章,而是整合在与发动机循环过程有直接联系的发动机实际循环与性能指标一章中,这样从教材结构上看,内容更紧凑、更合理。本书内容紧密联系现代汽车新技术,注重理论和实践相结合,突出针对性、先进性和实践性,并适当引入实用性较强且最新的汽车新技术知识,例如,在第 4 章中增设了柴油机电控燃油喷射共轨技术,并说明了其在现代车用柴油机中日益广泛的应用。

本书共分 8 章,由内蒙古工业大学赵丹平和吴双群任主编,内蒙古工业大学范海宽和内蒙古农业大学孙悦超任副主编,刘建江、刘世杰及张慧杰为参编。第 1 章、第 2 章、第 6 章、第 7 章由吴双群、范海宽、刘世杰编写,第 3 章、第 4 章由赵丹平、张慧杰编写,第 5 章、第 8 章由刘建江、孙悦超编写。

本书的编写得到了内蒙古工业大学能源与动力工程学院领导和师生的鼎力支持,谨此表示衷心的感谢。

为方便教师授课和自学,编者制作了配套习题答案和电子课件,有需要者请登录北京大学出版社第六事业部的网站 <http://www.pup6.com> 进行查阅。

由于编者水平有限,书中疏漏之处在所难免,恳切希望各兄弟院校师生提出宝贵意见和建议,以便日后完善,编者邮箱 [zdpwsq@yahoo.cn](mailto:zdpwsq@yahoo.cn)。

编 者

2010 年 5 月

# 目 录

## 第 1 章 发动机实际循环与性能指标 … 1

|                                 |    |
|---------------------------------|----|
| 1.1 发动机理论循环概述 .....             | 2  |
| 1.1.1 发动机示功图 .....              | 2  |
| 1.1.2 发动机理论循环 .....             | 4  |
| 1.2 发动机燃烧热化学 .....              | 6  |
| 1.2.1 燃烧所需的空气量 .....            | 6  |
| 1.2.2 燃烧前、后工质理论分子<br>变更系数 ..... | 8  |
| 1.2.3 实际分子变更系数 .....            | 10 |
| 1.3 发动机实际循环与热损失 .....           | 11 |
| 1.3.1 工质的影响 .....               | 11 |
| 1.3.2 换气损失 .....                | 12 |
| 1.3.3 气缸壁的传热损失 .....            | 12 |
| 1.3.4 时间损失 .....                | 12 |
| 1.3.5 燃烧损失 .....                | 13 |
| 1.3.6 涡流和节流损失 .....             | 13 |
| 1.3.7 泄漏损失 .....                | 13 |
| 1.4 发动机性能指标 .....               | 14 |
| 1.4.1 发动机的指示指标 .....            | 14 |
| 1.4.2 发动机的有效指标 .....            | 16 |
| 1.5 机械损失 .....                  | 19 |
| 1.5.1 机械效率 .....                | 20 |
| 1.5.2 机械损失的测定 .....             | 20 |
| 1.5.3 影响机械效率的因素 .....           | 22 |
| 1.6 发动机热平衡 .....                | 23 |
| 1.6.1 热平衡方程式 .....              | 24 |
| 1.6.2 热平衡方程式中各项热量的<br>确定 .....  | 24 |
| 1.6.3 发动机的热平衡及<br>热平衡图 .....    | 25 |
| 1.7 发动机循环的热力学模型 .....           | 27 |
| 1.7.1 模型的假定 .....               | 27 |
| 1.7.2 基本的微分方程组 .....            | 27 |
| 1.7.3 气缸内实际工作过程的<br>计算 .....    | 29 |

|                       |    |
|-----------------------|----|
| 1.7.4 进、排气过程的计算 ..... | 30 |
| 1.7.5 发动机性能的计算 .....  | 31 |

|          |    |
|----------|----|
| 习题 ..... | 32 |
|----------|----|

## 第 2 章 发动机换气过程 .....

|                                |    |
|--------------------------------|----|
| 2.1 四冲程发动机换气过程 .....           | 35 |
| 2.1.1 自由排气阶段 .....             | 35 |
| 2.1.2 强制排气阶段 .....             | 36 |
| 2.1.3 进气阶段 .....               | 36 |
| 2.1.4 气门叠开和燃烧室扫气<br>阶段 .....   | 36 |
| 2.2 发动机换气损失和泵气损失 .....         | 37 |
| 2.2.1 排气损失 .....               | 37 |
| 2.2.2 进气损失 .....               | 38 |
| 2.2.3 换气损失和泵气损失 .....          | 38 |
| 2.3 发动机换气过程性能指标 .....          | 39 |
| 2.3.1 充量 .....                 | 39 |
| 2.3.2 充量系数 .....               | 41 |
| 2.4 影响充量系数的因素 .....            | 42 |
| 2.4.1 进气终了压力 $p_a$ .....       | 42 |
| 2.4.2 进气终了温度 $T_a$ .....       | 44 |
| 2.4.3 残余废气系数 $\phi_r$ .....    | 44 |
| 2.4.4 进气(或大气)状态 .....          | 44 |
| 2.4.5 压缩比 $\epsilon$ .....     | 44 |
| 2.4.6 配气相位 .....               | 44 |
| 2.5 提高发动机充量系数的措施 .....         | 45 |
| 2.5.1 降低进气系统的<br>流动阻力 .....    | 45 |
| 2.5.2 减小排气系统的<br>流动阻力 .....    | 48 |
| 2.5.3 减少高温零件对新鲜充量的<br>加热 ..... | 48 |
| 2.5.4 合理选择配气相位 .....           | 49 |
| 2.6 进气管动态效应 .....              | 52 |
| 2.6.1 惯性效应 .....               | 52 |



|                                |     |                                     |     |
|--------------------------------|-----|-------------------------------------|-----|
| 2.6.2 进气波动效应 .....             | 52  | 4.5 柴油机电控燃油喷射系统 .....               | 140 |
| 习题 .....                       | 56  | 4.5.1 柴油机电控燃油喷射系统的<br>发展与现状 .....   | 140 |
| <b>第3章 汽油机预混合气形成与燃烧</b> ...    | 57  | 4.5.2 柴油机电控喷油系统的<br>基本组成和工作原理 ..... | 142 |
| 3.1 预混合气形成与火焰传播 .....          | 58  | 4.5.3 柴油机电控技术发展趋势与<br>展望 .....      | 149 |
| 3.1.1 电控汽油喷射系统 .....           | 58  | 习题 .....                            | 150 |
| 3.1.2 预混合气中的火焰传播 ...           | 65  | <b>第5章 发动机排放污染与控制</b> .....         | 153 |
| 3.1.3 工况对混合气浓度的影响 ...          | 68  | 5.1 大气污染及发动机排放 .....                | 154 |
| 3.2 汽油机的燃烧过程 .....             | 73  | 5.1.1 大气污染 .....                    | 154 |
| 3.2.1 汽油机的正常燃烧过程 ...           | 73  | 5.1.2 发动机排放的污染物及其<br>危害 .....       | 155 |
| 3.2.2 汽油机的不规则燃烧 .....          | 75  | 5.1.3 发动机的排放指标 .....                | 158 |
| 3.3 汽油机的不正常燃烧 .....            | 79  | 5.1.4 主要有害物的<br>物理化学变化 .....        | 160 |
| 3.3.1 爆燃 .....                 | 79  | 5.1.5 发动机排气净化技术的<br>发展 .....        | 163 |
| 3.3.2 热面点火 .....               | 83  | 5.2 污染物生成机理及影响因素 .....              | 163 |
| 3.4 影响燃烧过程的因素 .....            | 85  | 5.2.1 CO生成机理 .....                  | 163 |
| 3.5 汽油机的燃烧室 .....              | 90  | 5.2.2 未燃烃生成机理 .....                 | 165 |
| 3.5.1 燃烧室设计要求 .....            | 91  | 5.2.3 氮氧化合物的<br>生成机理 .....          | 167 |
| 3.5.2 燃烧室类型 .....              | 93  | 5.2.4 炭烟粒子生成机理 .....                | 170 |
| 习题 .....                       | 99  | 5.3 污染物排放控制 .....                   | 173 |
| <b>第4章 柴油机的雾化与燃烧</b> .....     | 100 | 5.3.1 排放特性 .....                    | 173 |
| 4.1 燃油雾化与混合气形成 .....           | 101 | 5.3.2 排放控制 .....                    | 176 |
| 4.1.1 燃油雾化及油束特性 .....          | 102 | 5.4 排放法规 .....                      | 191 |
| 4.1.2 影响雾化与油束特性的<br>因素 .....   | 104 | 5.4.1 国外排放法规发展 .....                | 191 |
| 4.1.3 柴油机可燃混合气的<br>形成方式 .....  | 106 | 5.4.2 国内排放法规发展 .....                | 193 |
| 4.2 柴油机的燃烧过程 .....             | 109 | 5.4.3 我国最新的发动机排放<br>法规 .....        | 195 |
| 4.2.1 燃烧过程进行情况 .....           | 109 | 5.4.4 我国现行的汽车排放污染物<br>控制标准简析 .....  | 196 |
| 4.2.2 影响燃烧过程的因素 .....          | 116 | 5.4.5 排放测量 .....                    | 198 |
| 4.2.3 燃烧过程中存在的问题 ...           | 119 | 习题 .....                            | 199 |
| 4.3 柴油机燃油系统的工作特性 .....         | 121 | <b>第6章 发动机特性</b> .....              | 201 |
| 4.3.1 燃油喷射 .....               | 121 | 6.1 发动机工况 .....                     | 202 |
| 4.3.2 喷油泵速度特性及其<br>校正 .....    | 124 | 6.1.1 发动机工况分类 .....                 | 202 |
| 4.3.3 不正常喷射 .....              | 127 |                                     |     |
| 4.4 柴油机的燃烧室 .....              | 130 |                                     |     |
| 4.4.1 分隔式燃烧室 .....             | 130 |                                     |     |
| 4.4.2 直喷式燃烧室(统一式<br>燃烧室) ..... | 134 |                                     |     |

|                                        |     |                                |     |
|----------------------------------------|-----|--------------------------------|-----|
| 6.1.2 发动机的有效指标与工作过程<br>参数之间的函数关系 ..... | 204 | 7.1.7 发动机其他性能试验 .....          | 241 |
| 6.2 发动机的负荷特性 .....                     | 205 | 7.2 试验装置 .....                 | 241 |
| 6.2.1 汽油机负荷特性 .....                    | 205 | 7.2.1 发动机试验测试系统 .....          | 242 |
| 6.2.2 柴油机负荷特性 .....                    | 206 | 7.2.2 实验室环境系统 .....            | 249 |
| 6.3 发动机的速度特性 .....                     | 208 | 7.2.3 主要性能参数及测试<br>设备 .....    | 250 |
| 6.3.1 汽油机速度特性 .....                    | 208 | 习题 .....                       | 252 |
| 6.3.2 柴油机速度特性 .....                    | 211 | <b>第8章 发动机增压</b> .....         | 253 |
| 6.4 发动机的万有特性 .....                     | 213 | 8.1 发动机增压概述 .....              | 254 |
| 6.4.1 万有特性的制作 .....                    | 214 | 8.1.1 发动机的增压方式 .....           | 256 |
| 6.4.2 汽油机和柴油机万有特性的<br>特点 .....         | 215 | 8.1.2 发动机增压技术的<br>优势与代价 .....  | 258 |
| 6.5 发动机的转矩特性 .....                     | 216 | 8.1.3 增压技术的发展与<br>现状 .....     | 259 |
| 6.5.1 衡量转矩特性的参数 .....                  | 216 | 8.2 废气涡轮增压器 .....              | 261 |
| 6.5.2 柴油机的转矩校正 .....                   | 217 | 8.2.1 离心式压气机的工作原理与<br>特性 ..... | 262 |
| 6.6 柴油机的调速特性 .....                     | 217 | 8.2.2 径流式轮机的工作原理与<br>特性 .....  | 269 |
| 6.6.1 调速模式及调速器性能<br>对比 .....           | 218 | 8.2.3 排气涡轮增压系统<br>简介 .....     | 272 |
| 6.6.2 调速器的工作指标 .....                   | 221 | 8.2.4 涡轮增压器与柴油机的<br>匹配 .....   | 277 |
| 6.7 发动机功率标定及大气修正 .....                 | 223 | 8.3 气波增压器 .....                | 282 |
| 6.7.1 发动机的功率标定 .....                   | 223 | 8.3.1 气波增压器工作原理 .....          | 282 |
| 6.7.2 发动机功率和燃油消耗率的<br>大气修正 .....       | 225 | 8.3.2 气波增压器性能影响<br>因素 .....    | 284 |
| 6.7.3 发动机可能装用的<br>辅助设备示例 .....         | 227 | 8.3.3 结构参数对气波增压器的<br>影响 .....  | 284 |
| 习题 .....                               | 228 | 8.4 汽油机增压 .....                | 285 |
| <b>第7章 发动机性能试验</b> .....               | 230 | 8.4.1 涡轮增压 .....               | 285 |
| 7.1 试验条件与方法 .....                      | 232 | 8.4.2 进气惯性增压控制系统 .....         | 287 |
| 7.1.1 功率试验 .....                       | 232 | 习题 .....                       | 288 |
| 7.1.2 负荷特性试验 .....                     | 235 | <b>参考文献</b> .....              | 291 |
| 7.1.3 万有特性试验 .....                     | 236 |                                |     |
| 7.1.4 机械损失功率试验 .....                   | 237 |                                |     |
| 7.1.5 起动试验 .....                       | 239 |                                |     |
| 7.1.6 怠速试验 .....                       | 240 |                                |     |



# 第 1 章

## 发动机实际循环与性能指标



### 教学目标

掌握四冲程发动机的实际循环与理论循环的差别及其原因；掌握发动机的性能指标及其影响因素；熟悉对发动机热平衡的分析；了解发动机循环的热力学模型。



### 教学要点

| 知识要点        | 掌握程度                                         | 相关知识                                        |
|-------------|----------------------------------------------|---------------------------------------------|
| 发动机理论循环概述   | 掌握示功图的表示方法及制取；掌握发动机理论循环及其假定条件<br>熟悉理论循环热效率分析 | 发动机示功图及其测定<br>发动机理论循环及其假定条件<br>三种理论循环的热力学分析 |
| 发动机燃烧热化学    | 熟悉理论空气量及其计算和燃烧前后工质分子变更系数对循环热效率的影响            | 燃烧所必需的空气量<br>燃烧前后工质理论分子变更系数和实际分子变更系数        |
| 发动机实际循环与热损失 | 掌握实际循环与理论循环的差别及引起实际循环各项热损失的原因                | 实际循环与理论循环的差别<br>实际循环的各项热损失                  |
| 发动机性能指标     | 掌握指示指标和有效指标的概念及计算方法                          | 发动机指示指标<br>发动机有效指标                          |
| 机械损失        | 掌握机械损失、机械效率的概念和影响机械效率因素的分析方法                 | 机械效率的概念及其测定<br>影响机械效率的因素                    |
| 发动机热平衡      | 熟悉发动机热平衡的概念及热平衡的分析方法                         | 发动机热平衡<br>发动机热平衡方程式<br>发动机热平衡图              |
| 发动机循环的热力学模型 | 了解发动机循环热力学模型的建立和实际工作过程的计算                    | 热力学模型的假定<br>基本微分方程组的建立<br>实际工作过程的计算         |



## 导入案例

现代电子技术的飞速发展汽车发动机的技术突破提供了可能,很多用机械方式解决不了的问题,通过应用电子技术得到有效的解决,如汽油机直喷技术、可变气门正时技术、可变进气管技术、燃烧速率控制滑片技术、可变排量技术、柴油机高压共轨直喷技术等,无一不是在电子控制技术平台上发展起来的。现代汽车发动机技术迈入电子时代,使汽车更具控制智能化,节能、环保技术的运用将成为未来汽车发动机技术发展的主旋律。

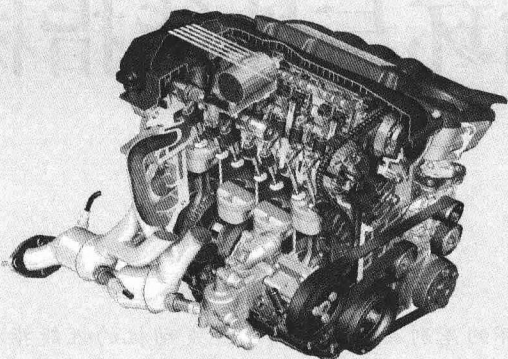


图 1.1 华晨宝马 320i 轿车四缸汽油发动机

图 1.1 所示为华晨宝马 320i 轿车(2010 款)使用的发动机,采用每缸四气门、双凸轮轴可变气门正时系统/Valvetronic 电子气门,闭环电子控制汽油喷射系统。与早期发动机相比,其先进性不仅表现在结构、制造工艺上,更主要的是其产品性能、技术水平得到了很大的提高。那么,在发动机百余年的发展过程中,促使汽车发动机的产品性能、技术水平不断提高和完善的理论基础是什么,你知道吗?

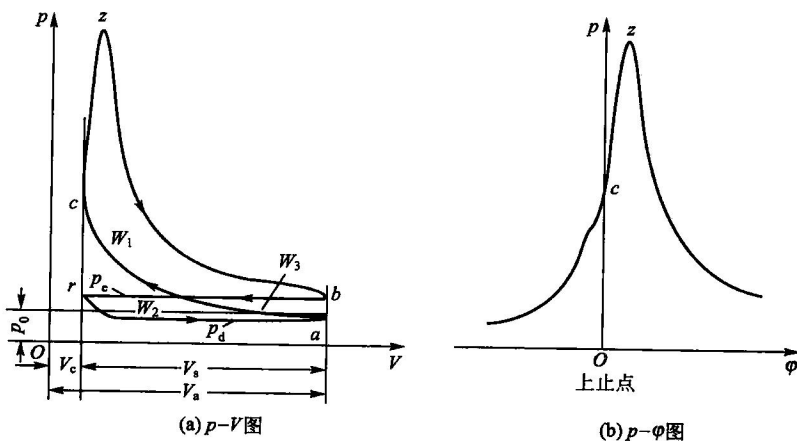
## 1.1 发动机理论循环概述

发动机是将热能转变为机械能的一种热力机械,其热能是由燃料燃烧产生的。燃料燃烧产生的热量,通过发动机气缸中所进行的工作循环转化为机械能。这部分机械能由曲柄连杆机构的运动来传递,在克服了发动机内部的种种损耗以后,表现为对外做功。因此,要研究发动机整机的动力性能和经济性能,首先应从发动机一个工作循环中热能转换的质和量两方面来加以分析。

### 1.1.1 发动机示功图

发动机气缸内部实际进行的工作循环是非常复杂的,要评定它们进行的完善程度必须借助于不同形式的示功器或发动机数据采集系统,通过它们来观察或记录相对于不同活塞位置或不同曲轴转角时气缸内工质压力的变化,所得结果即为  $p-V$  示功图(简称  $p-V$  图)或  $p-\varphi$  示功图(简称  $p-\varphi$  图)。图 1.2 所示为四冲程单缸发动机实际循环的  $p-V$  图和  $p-\varphi$  图。图中  $V_a$  为气缸总容积,  $V_s$  为气缸工作容积,  $V_c$  为气缸压缩容积,  $p_0$  为大气压力,  $p_d$  为气缸内进气压力,  $p_e$  为气缸内排气压力。

$p-V$  图上的曲线所包围的面积表示工质完成一个实际循环所做的有用功。 $p-\varphi$  图称为展开示功图。 $p-V$  示功图和  $p-\varphi$  示功图只要有了其中一种,就可以利用发动机曲柄连杆机构中的活塞位移和曲轴转角间的几何关系,转换描绘出另一种示功图来。


 图 1.2 四冲程单缸发动机的  $p-V$  图和  $p-\varphi$  图

示功图是研究发动机实际循环的依据，一般是由专门示功器在发动机运转条件下直接测出。从示功图上可以观察到发动机工作循环的各个不同阶段——压缩、燃烧、膨胀以及进气、排气等过程中的压力变化情况，运用热力学知识和所积累的实验数据来予以分析比较，就可以对整个工作过程或是各个不同阶段进展的完善程度做出正确的判断。因此，示功图是研究发动机工作过程的重要实验依据。



### 应用案例1-1

#### 从示功图上可以获得的信息量

(1) 平均指示压力  $p_{mi}$  和指示功率  $P_i$ 。现代各种燃烧分析仪，只要输入缸径、行程、曲柄连杆比、压缩比、冲程数等以及选定的平均值所要求的循环数，就能根据工作过程所采集到的热力学数据和转速，给出某一循环数的  $p_{mi}$  值和  $P_i$  平均值。

(2) 最高燃烧压力  $p_z$  及其所在的曲轴转角位置  $\varphi_z$ 。从示功图或其压力随曲轴转角变化的数据表中，可以确定  $p_z$  值和  $\varphi_z$  值。前者是计算和评判发动机零部件强度的主要依据，后者是评判燃烧放热的及时性和离上止点位置的科学依据。

(3) 给出压力升高率  $\frac{dp}{d\varphi}$  随曲轴转角变化的  $\frac{dp}{d\varphi}-\varphi$  图。从该图中可以获得最大压力升高率  $\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)_{\max}$  及其所在位置，这是衡量发动机工作粗暴程度的主要标志之一。 $\frac{dp}{d\varphi}-\varphi$  图上还给出了着火时刻和示功图最高值的位置。

(4) 根据  $p-\varphi$  图，可以得出放热规律  $\frac{dQ}{d\varphi}-\varphi$  图和放热加速度  $\left(\frac{d^2Q}{d\varphi^2}\right)-\varphi$  图。从而可以得到最大放热率  $\left(\frac{dQ}{d\varphi}\right)_{\max}$  和所在位置，以及最大放热加速度  $\left(\frac{d^2Q}{d\varphi^2}\right)_{\max}$  和所在位置。

(5) 根据  $p-\varphi$  图，燃烧分析仪可以将其转换为  $p-V$  图。

(6) 根据测得的低压示功图，可以确定进、排气损失功。



### 1.1.2 发动机理论循环

发动机的实际热力循环是燃料的热能转变为机械能的过程，它由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气等多个过程所组成，由于工质存在着质和量的变化，所以整个过程是不可逆的。在能量的转变过程中，实际循环还存在着机械摩擦、换气、散热、燃烧等一系列不可避免的损失，其物理、化学过程十分复杂，如要确切地描述在发动机中实际进行的热力过程，在目前条件下还是非常困难的。但是，为了了解发动机热能利用的完善程度、能量相互转换的效率，寻求提高热能利用率的途径，在不失其基本物理、化学过程特征的前提下，将发动机的实际循环进行若干简化，使其既近似于所讨论的实际循环，而又简化了实际上变化纷繁的物理、化学过程，从而提出一种便于做定量分析的假想循环。事实证明这种简化处理是可行的，假想循环是实用的，为讨论实际循环提供了理论依据。这种假想循环称为发动机理论循环。利用发动机理论循环能够清楚地比较和说明影响发动机热能利用完善程度的主要因素。

在发动机理论循环讨论中所采取的简化假定是：

(1) 工质为理想气体，在整个循环中保持物理及化学性质不变，其状态参量的变化完全遵守气体状态方程  $pV=nRT$ 。

(2) 气缸内系统为闭口系统，不考虑实际存在的工质更换以及漏气损失，工质数量保持不变，循环是在定量工质下进行的。

(3) 把气缸内工质的压缩和膨胀看成是完全理想的绝热等熵过程，工质与外界不进行热交换；工质比热容为常数。

(4) 用假想的定容或定压加热和定容放热来代替实际的燃烧和换气过程。

根据对燃烧过程即加热方式的不同假设，发动机的理论循环有三种形式，分别是等容加热循环、等压加热循环和等容等压(混合)加热循环。这三种理论循环的  $p-V$  示功图如图 1.3 所示。

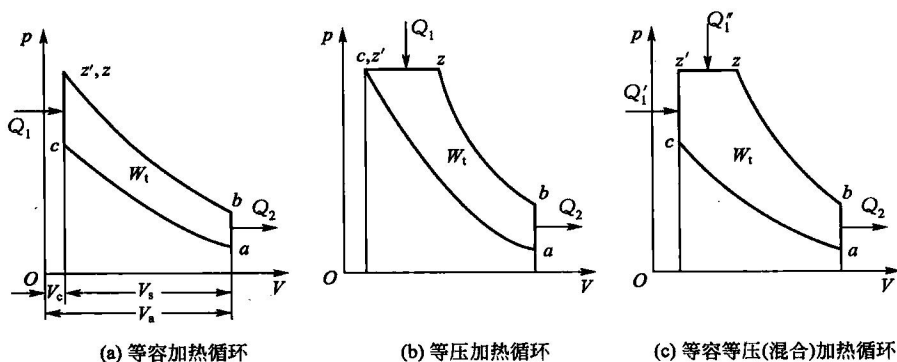


图 1.3 发动机理论循环示功图

由于汽油机属均匀混合气的逐渐爆炸燃烧，燃烧速度很快，而在上止点附近容积变化又较小，因此燃烧过程相当于等容加热；低速柴油机燃油质量较差，形成可燃混合气速度慢，不均匀混合气的扩散燃烧速度很慢，燃烧持续时间长，接近于等压加热；高速柴油机在燃烧初期，由于部分混合气已与空气混合，而后则由于边喷油、边混合、边燃烧，燃烧

速度受到制约,因此燃烧过程兼有逐渐爆炸燃烧和扩散燃烧特征,对应气缸内的容积变化情况,可以将燃烧过程简化为等容等压(混合)加热。

循环热效率和循环平均压力是评定发动机理论循环经济性和动力性的两个重要指标。因此,本章在这里借助于这两个衡量指标进行三种理论循环的计算和分析。

在工程热力学中已知,混合加热循环的热效率  $\eta_m$  计算公式为

$$\eta_m = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda_p \rho^k - 1}{(\lambda_p - 1) + k \lambda_p (\rho - 1)} \quad (1-1)$$

式中:  $\epsilon$  为压缩比,  $\epsilon = V_a/V_c = (V_s + V_c)/V_c$  ( $V_a$  为气缸总容积,  $V_c$  为气缸压缩容积,  $V_s$  为气缸工作容积);  $\lambda_p$  为压力升高比,  $\lambda_p = p_z/p_c$ ;  $\rho$  为预膨胀比,  $\rho = V_z/V_z' = \epsilon/\delta$  ( $\delta$  为后膨胀比,  $\delta = V_b/V_z$ );  $k$  为绝热指数,空气的  $k=1.4$ 。

等容加热循环( $\rho=1$ )的热效率  $\eta_v$  为

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (1-2)$$

等压加热循环( $\lambda_p=1$ )的热效率  $\eta_p$  为

$$\eta_p = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-3)$$

对上述三种理论循环的热效率进行比较可以看出,当压缩比  $\epsilon$  相同时,等容加热循环的热效率最高,等压加热循环的热效率最低,而混合加热循环的热效率介于二者之间;当最高燃烧压力  $p_z$  相同,加入热量  $Q_1$  相同,  $\epsilon$  不同时,等压加热循环的热效率最高,等容加热循环的热效率最低,而混合加热循环的热效率仍介于二者之间,这是由于在  $p_z$  不变的情况下,等压加热循环的  $\epsilon$  最大,而等容加热循环的  $\epsilon$  最小的缘故。

发动机理论循环的做功能力可用单位气缸工作容积所做的循环功来表示,称为循环平均压力,符号为  $p_t$ , 则

$$p_t = \frac{W}{V_s} \quad (1-4)$$

式中:  $W$  为循环所做的功(J);  $V_s$  为气缸工作容积(L)。

根据工程热力学的计算公式,再由循环热效率计算公式,可得混合加热循环的循环平均压力为

$$p_m = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} \cdot [(\lambda_p - 1) + k \lambda_p (\rho - 1)] \eta_m \quad (1-5)$$

式中:  $p_a$  为进气终了压力(kPa)。

等容加热循环的循环平均压力为

$$p_{tv} = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} \cdot (\lambda_p - 1) \eta_v \quad (1-6)$$

等压加热循环的循环平均压力为

$$p_{tp} = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} \cdot (\rho - 1) k \eta_p \quad (1-7)$$

对上述三种理论循环的  $\eta$  和  $p_t$  所进行的热力学分析,可以得出以下结论:

(1) 增加  $\epsilon$ , 可以提高工质的最高温度, 扩大了循环的温度梯度, 达到了发动机的较大膨胀比, 因而提高了  $\eta$ , 但其提高率随着  $\epsilon$  的不断增大而逐渐降低。

(2) 增大  $\lambda_p$ , 可以增加混合加热循环中等容部分加热量, 提高了热量的利用率, 因而



也提高了  $\eta_i$ 。

(3)  $\epsilon$  和  $\lambda_p$  的增长, 将伴随着最高燃烧压力  $p_z$  的急剧上升。

(4) 增大  $\rho$ , 可以提高  $p_i$ , 但由于等压部分加热量增加了, 而这部分热量是在膨胀比逐渐降低的情况下加入的, 因而  $\eta_i$  亦随之而降低了。

(5) 绝热指数  $k$  越大, 则  $\eta_i$  越高。

以上理论循环分析所得到的结论, 是在不考虑发动机实际工作条件的约束下做出的, 在用以指导实践时, 必须顾及这些方面的限制。例如:

(1) 结构强度的限制。尽管理论循环的分析指出, 提高  $\epsilon$  和  $\lambda_p$  对改善循环热效率起着有利的作用, 但是  $\epsilon$  和  $\lambda_p$  的增高势必导致最高燃烧压力  $p_z$  的猛升。 $p_z$  增加, 则对承载零件的结构强度要求更高, 这势必增加发动机的质量, 并降低了发动机的使用寿命和可靠性等。

(2) 机械效率方面的限制。发动机的机械效率  $\eta_m$  是与气缸中的最高燃烧压力  $p_z$  密切相关的。 $\epsilon$  和  $\lambda_p$  的增高, 将伴随着最高燃烧压力  $p_z$  的急剧上升, 导致运动摩擦副之间的摩擦力增加, 以及运动件惯性力的增大, 从而导致机械效率  $\eta_m$  的下降。

(3) 燃烧方面的限制。若压缩比  $\epsilon$  增大, 将导致压缩终点的压力和温度均升高, 对汽油机将引起爆燃、表面点火等不正常燃烧的发生; 对柴油机将由于压缩终点的气缸容积变得很小, 使燃烧室的设计带来困难。

可见,  $\epsilon$  和  $\lambda_p$  的提高是有限度的。



### 应用案例1-2

目前, 柴油机的压缩比一般为 15~22, 最高燃烧压力  $p_z = 5000 \sim 14000 \text{ kPa}$ ,  $\lambda_p = 1.3 \sim 2.2$ ; 汽油机的压缩比一般为 6~11, 最高燃烧压力  $p_z = 5000 \sim 8500 \text{ kPa}$ ,  $\lambda_p = 2.0 \sim 4.4$ 。

常见轿车发动机压缩比范围见表 1-1。

表 1-1 常见轿车发动机压缩比范围

| 车型  | 奥迪        | 华晨宝马 | 进口宝马      | 帕萨特  | 夏利 N5 | 陆虎(柴油机) |
|-----|-----------|------|-----------|------|-------|---------|
| 压缩比 | 10.3~10.8 | 12   | 10.5~11.0 | 10.3 | 10.1  | 16~18.0 |

## 1.2 发动机燃烧热化学

发动机理论循环的工质是理想气体, 但发动机实际循环的工质是燃料和空气, 并且按照发动机类型的不同, 以及随着工作过程的进行, 工质的组成成分和它的热力学性质也不断变化。为了下面分析发动机实际循环的需要, 必须先对燃烧前后工质的变化进行分析说明。

### 1.2.1 燃烧所需的空气量

#### 1. 1kg 燃料完全燃烧所需要的理论空气量

燃料的燃烧是燃料中的可燃成分和空气中的氧发生氧化反应的过程, 根据化学反应原理, 可求出 1kg 燃料完全燃烧时所需要的空气量。

发动机的燃料主要是石油系列液体燃料，是烷烃、烯烃、环烷烃和芳烃的混合物，其化学分子式可写成  $C_nH_m$ ，其主要成分是碳(C)、氢(H)和少量氧(O)元素。

几种主要燃料的成分、热值及所需理论空气量见表 1-2。

表 1-2 几种主要液体燃料的成分、热值及所需理论空气量

| 燃料名称                       |                       | 汽油        | 轻柴油       | 甲醇     | 乙醇     |
|----------------------------|-----------------------|-----------|-----------|--------|--------|
| 相对密度                       |                       | 0.70~0.75 | 0.82~0.88 | 0.78   | 0.80   |
| 质量分数(%)                    | $w_C$                 | 0.8555    | 0.8700    | 0.3750 | 0.5220 |
|                            | $w_H$                 | 0.145     | 0.126     | 0.125  | 0.130  |
|                            | $w_O$                 | —         | 0.004     | 0.500  | 0.348  |
| 分子量                        |                       | 114       | 170       | 32     | 46     |
| 低热值/(kJ/kg)                |                       | 44100     | 42500     | 20260  | 27200  |
| 所需理论空气量                    | /(kg/kg)              | 14.9      | 14.6      | 6.46   | 9.0    |
|                            | /(m <sup>3</sup> /kg) | 11.54     | 11.22     | 5.00   | 6.95   |
|                            | /(kmol/kg)            | 0.515     | 0.500     | 0.223  | 0.310  |
| 混合气热值/(kJ/m <sup>3</sup> ) |                       | 3750      | 3750      | 3660   | 3660   |

设 1kg 燃料中所含 C、H、O 的质量分数分别为  $w_C$ 、 $w_H$  和  $w_O$ ，则

$$w_C + w_H + w_O = 1 \quad (1-8)$$

燃料中的 C、H 完全燃烧，其化学反应方程式分别是



燃料中的碳、氢元素在燃烧时化学反应前后的数量关系见表 1-3。

表 1-3 燃料中碳、氢元素燃烧时化学反应

| C(完全燃烧)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   | H(完全燃烧)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| $C + O_2 = CO_2$<br>$12(\text{kg})C + 32(\text{kg})O_2 = 44(\text{kg})CO_2$<br>$1(\text{kg})C + 8/3(\text{kg})O_2 = 11/3(\text{kg})CO_2$<br>$w_C(\text{kg})C + 8/3w_C(\text{kg})O_2 = 11/3w_C(\text{kg})CO_2$<br>$12(\text{kg})C + 1(\text{kmol})O_2 = 1(\text{kmol})CO_2$<br>$1(\text{kg})C + 1/12(\text{kmol})O_2 = 1/12(\text{kmol})CO_2$<br>$w_C(\text{kg})C + 1/12w_C(\text{kmol})O_2 = 1/12w_C(\text{kmol})CO_2$                    | $H_2 + \frac{1}{2}O_2 = H_2O$<br>$2(\text{kg})H_2 + 16(\text{kg})O_2 = 18(\text{kg})H_2O$<br>$1(\text{kg})H_2 + 8(\text{kg})O_2 = 9(\text{kg})H_2O$<br>$w_H(\text{kg})H_2 + 8w_H(\text{kg})O_2 = 9w_H(\text{kg})H_2O$<br>$2(\text{kg})H_2 + 1/2(\text{kmol})O_2 = 1(\text{kmol})H_2O$<br>$1(\text{kg})H_2 + 1/4(\text{kmol})O_2 = 1/2(\text{kmol})H_2O$<br>$w_H(\text{kg})H_2 + 1/4w_H(\text{kmol})O_2 = 1/2w_H(\text{kmol})H_2O$ |
| C(不完全燃烧)                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |
| $C + 1/2O_2 = CO$<br>$12(\text{kg})C + 16(\text{kg})O_2 = 28(\text{kg})CO$<br>$1(\text{kg})C + 4/3(\text{kg})O_2 = 7/3(\text{kg})CO$<br>$(1-x)w_C(\text{kg})C + 4/3(1-x)w_C(\text{kg})O_2 = 7/3(1-x)w_C(\text{kg})CO$<br>$12(\text{kg})C + 1/2(\text{kmol})O_2 = 1(\text{kmol})CO$<br>$1(\text{kg})C + 1/24(\text{kmol})O_2 = 1/12(\text{kmol})CO$<br>$(1-x)w_C(\text{kg})C + 1/24(1-x)w_C(\text{kmol})O_2 = 1/12(1-x)w_C(\text{kmol})CO$ |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                   |



由表 1-3 可知, 1kg 燃料完全燃烧时, 其中  $\omega_C$  kg 的碳需要  $\frac{8}{3}\omega_C$  kg (或  $\frac{1}{12}\omega_C$  kmol) 的氧,  $\omega_H$  kg 的氢需要  $8\omega_H$  kg (或  $\frac{1}{4}\omega_H$  kmol) 的氧, 由于燃料本身含有  $\omega_O$  kg (或  $\frac{1}{32}\omega_O$  kmol) 的氧, 因此, 1kg 燃料完全燃烧理论上所需要的氧气为

$$O_{2,\min} = \frac{8}{3}\omega_C + 8\omega_H - \omega_O \quad (\text{kg/kg 燃料}) \quad (1-11)$$

用摩尔数表示为

$$O_{2,\min} = \frac{\omega_C}{12} + \frac{\omega_H}{4} - \frac{\omega_O}{32} \quad (\text{kmol/kg 燃料}) \quad (1-12)$$

已知空气中氧的质量分数为 23.2%, 氮的质量分数为 76.8%; 氧的体积分数为 20.95%, 氮的体积分数为 79.05%。所以 1kg 燃料完全燃烧理论上所需的空气量为

$$l_0 = \frac{1}{0.232} \left( \frac{8}{3}\omega_C + 8\omega_H - \omega_O \right) \quad (\text{kg/kg 燃料}) \quad (1-13)$$

用摩尔数表示为

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left( \frac{\omega_C}{12} + \frac{\omega_H}{4} - \frac{\omega_O}{32} \right) \quad (\text{kmol/kg 燃料}) \quad (1-14)$$

由表 1-2 可知, 轻柴油的质量分数是  $\omega_C = 0.87$ ,  $\omega_H = 0.126$ ,  $\omega_O = 0.004$ , 代入上述公式即可求出  $l_0 = 14.3$  (kg/kg 燃料),  $L_0 = 0.495$  (kmol/kg 燃料)。

同样, 车用汽油的质量分数为  $\omega_C = 0.855$ ,  $\omega_H = 0.145$ , 经计算得汽油的  $l_0 = 14.8$  (kg/kg 燃料),  $L_0 = 0.512$  (kmol/kg 燃料)。

根据质量摩尔数的定义可得

$$L_0 = l_0 / m_a \quad \text{或} \quad l_0 = m_a \cdot L_0 \quad (1-15)$$

因此可求出空气的平均分子量  $m_a$  为

$$m_a = l_0 / L_0 = 14.3 / 0.495 = 28.9 \quad (1-16)$$

## 2. 混合气成分

发动机中实际提供的空气量往往并不等于理论空气量。对于混合气成分, 欧美各国及日本一般都直接以其中所含空气与燃料的质量比——空燃比  $\alpha$  来表示, 即

$$\alpha = \text{空气质量} / \text{燃料质量} \quad (1-17)$$

我国除用空燃比表示混合气成分外, 还常用过量空气系数表示混合气的成分。过量空气系数是指燃烧 1kg 燃料实际提供的空气量与理论上所需空气量之比, 用符号  $\phi_a$  表示, 即

$$\phi_a = \frac{\text{燃烧 1kg 燃料实际提供的空气量(kg)}}{\text{燃烧 1kg 燃料理论上所需的空气量(kg)}} = \frac{l}{l_0} \quad (1-18)$$

$\phi_a = 1$  的混合气称为理论混合气;  $\phi_a < 1$  的混合气称为浓混合气(比理论混合气浓);  $\phi_a > 1$  的混合气称为稀混合气(比理论混合气稀)。混合气的浓度对燃烧过程具有特别重要的意义, 它直接影响燃烧的完善程度, 进而影响指示热效率、燃油消耗率和排气污染等重要性能指标。 $\alpha$  或  $\phi_a$  是发动机工作过程中的重要参数之一。

一般汽油机  $\phi_a = 0.8 \sim 1.2$ , 车用高速柴油机  $\phi_a = 1.2 \sim 1.6$ , 增压柴油机  $\phi_a = 1.8 \sim 2.2$ 。

### 1.2.2 燃烧前、后工质理论分子变更系数

本节主要内容是在不考虑气缸中残留废气的情况下, 研究燃烧前、后工质摩尔数的变化。

1.  $\phi_a > 1$  的情况

对柴油机, 燃烧前吸入的空气量为  $M_1 = \phi_a L_0$  (kmol/kg 燃料)。

对汽油机, 还应计入燃料蒸气的摩尔数, 故  $M_1 = \phi_a L_0 + \frac{1}{m_T}$  (kmol/kg 燃料,  $m_T$  为汽油的分子量)。

根据表 1-3 中化学反应方程式, 1kg 燃料完全燃烧时, 将会生成  $\frac{1}{12}\omega_C$  (kmol/kg 燃料) 的  $\text{CO}_2$  和  $\frac{1}{2}\omega_H$  (kmol/kg 燃料) 的  $\text{H}_2\text{O}$ ; 燃烧时消耗的  $\text{O}_2$  为  $0.21L_0$ , 燃烧后剩下的  $\text{O}_2$  和  $\text{N}_2$  为  $(\phi_a L_0 - 0.21L_0)$ , 所以燃烧后工质的摩尔数为

$$M_2 = \phi_a L_0 - 0.21L_0 + \frac{\omega_C}{12} + \frac{\omega_H}{2} \quad (\text{kmol/kg 燃料}) \quad (1-19)$$

将式(1-14)代入式(1-19)得

$$\begin{aligned} M_2 &= \phi_a L_0 - \left( \frac{\omega_C}{12} + \frac{\omega_H}{4} - \frac{\omega_O}{32} \right) + \frac{\omega_C}{12} + \frac{\omega_H}{2} \\ &= \phi_a L_0 + \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} \quad (\text{kmol/kg 燃料}) \end{aligned} \quad (1-20)$$

燃烧后工质的摩尔数增加了, 增加量为  $\Delta M$ , 则

对柴油机有

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} \quad (\text{kmol/kg 燃料})$$

对汽油机有

$$\Delta M = \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} - \frac{1}{m_T} \quad (\text{kmol/kg 燃料})$$

燃烧后工质的摩尔数  $M_2$  与燃烧前工质的摩尔数  $M_1$  之比称为理论分子变更系数, 以  $\mu_0$  表示。

对柴油机有

$$\mu_0 = \frac{\phi_a L_0 + \Delta M}{\phi_a L_0} = 1 + \frac{\Delta M}{\phi_a L_0} = 1 + \frac{\frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32}}{\phi_a L_0} \quad (1-21)$$

对于柴油, 以  $\omega_C = 0.87$ ,  $\omega_H = 0.126$ ,  $\omega_O = 0.004$  代入式(1-21)得

$$\mu_0 = 1 + \frac{0.0639}{\phi_a}$$

一般柴油机的  $\phi_a$  为 1.2~2.0 时,  $\mu_0$  为 1.033~1.055, 柴油燃烧后摩尔数相对增大, 这对提高柴油机的热效率是有利的。

对汽油机有

$$\mu_0 = 1 + \left( \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} - \frac{1}{m_T} \right) / \left( \phi_a L_0 + \frac{1}{m_T} \right) \quad (1-22)$$

对于汽油, 以  $\omega_C = 0.855$ ,  $\omega_H = 0.145$ ,  $m_T = 114$  代入式(1-22)得

$$\mu_0 = 1 + \frac{0.053}{\phi_a}$$



一般汽油机的  $\phi_a$  为 0.8~1.2 时,  $\mu_0$  为 1.046~1.069, 同样对提高汽油机的热效率是有利的。

## 2. $\phi_a < 1$ 的情况

$\phi_a < 1$  的情况仅在汽油机上出现, 此时空气不足, 燃料不能完全燃烧, 燃烧产物中除  $\text{CO}_2$  和  $\text{H}_2\text{O}$  外, 还将产生  $\text{CO}$ 、 $\text{HC}$ 、 $\text{H}_2$  和炭烟。

设燃料中  $\omega_c$  (kg) 的 C 中,  $x\omega_c$  (kg) 的 C 氧化成  $\text{CO}_2$ , 而  $(1-x)\omega_c$  (kg) 的 C 由于  $\text{O}_2$  不足而氧化成  $\text{CO}$ ,  $x$  为完全燃烧百分比。

因此燃烧产物的总量为

$$\begin{aligned} M_2 &= M_{\text{CO}_2} + M_{\text{CO}} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{H}_2} \\ &= \frac{x\omega_c}{12} + \frac{(1-x)\omega_c}{12} + \frac{\omega_H}{2} + 0.79\phi_a L_0 \\ &= \frac{\omega_c}{12} + \frac{\omega_H}{2} + 0.79\phi_a L_0 \end{aligned} \quad (1-23)$$

将式(1-23)变形为

$$M_2 = \frac{\omega_c}{12} + \frac{\omega_H}{4} - \frac{\omega_O}{32} + \left( \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} \right) + (1-0.21)\phi_a L_0$$

把式(1-14)代入上式, 则

$$\begin{aligned} M_2 &= 0.21L_0 + \left( \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} \right) + (1-0.21)\phi_a L_0 \\ &= \phi_a L_0 + 0.21L_0(1-\phi_a) + \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} \end{aligned}$$

燃烧后工质摩尔数的增量为

$$\begin{aligned} \Delta M &= M_2 - M_1 \\ &= 0.21L_0(1-\phi_a) + \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} - \frac{1}{m_T} \end{aligned}$$

理论分子变更系数为

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} = 1 + \frac{0.21L_0(1-\phi_a) + \frac{\omega_H}{4} + \frac{\omega_O}{32} - \frac{1}{m_T}}{\phi_a L_0 + \frac{1}{m_T}} \quad (1-24)$$

### 1.2.3 实际分子变更系数

发动机工作时, 由于气缸中废气不可能完全排除干净, 每次吸入新鲜充量时都有上一个循环留下来的残余废气。因此, 研究燃烧前、后工质摩尔数的变化时, 应将这种实际情况考虑进去。

设 1kg 燃料燃烧后在气缸中留下的残余废气为  $M_\gamma$ , 则燃烧前气缸中的工质总量为

$$M'_1 = M_1 + M_\gamma = \phi_a L_0 + M_\gamma \quad (\text{kmol/kg 燃料})$$

燃烧后气缸中的工质总量为

$$M'_2 = M_2 + M_\gamma \quad (\text{kmol/kg 燃料})$$

气缸中的残余废气量  $M_\gamma$  与新鲜充量  $M_1$  之比称为残余废气系数, 以  $\phi_r$  表示, 即

$$\phi_r = \frac{M_\gamma}{M_1} = \frac{M_\gamma}{\phi_a L_0} \quad (1-25)$$