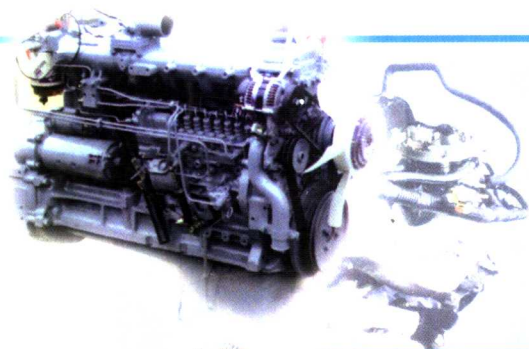




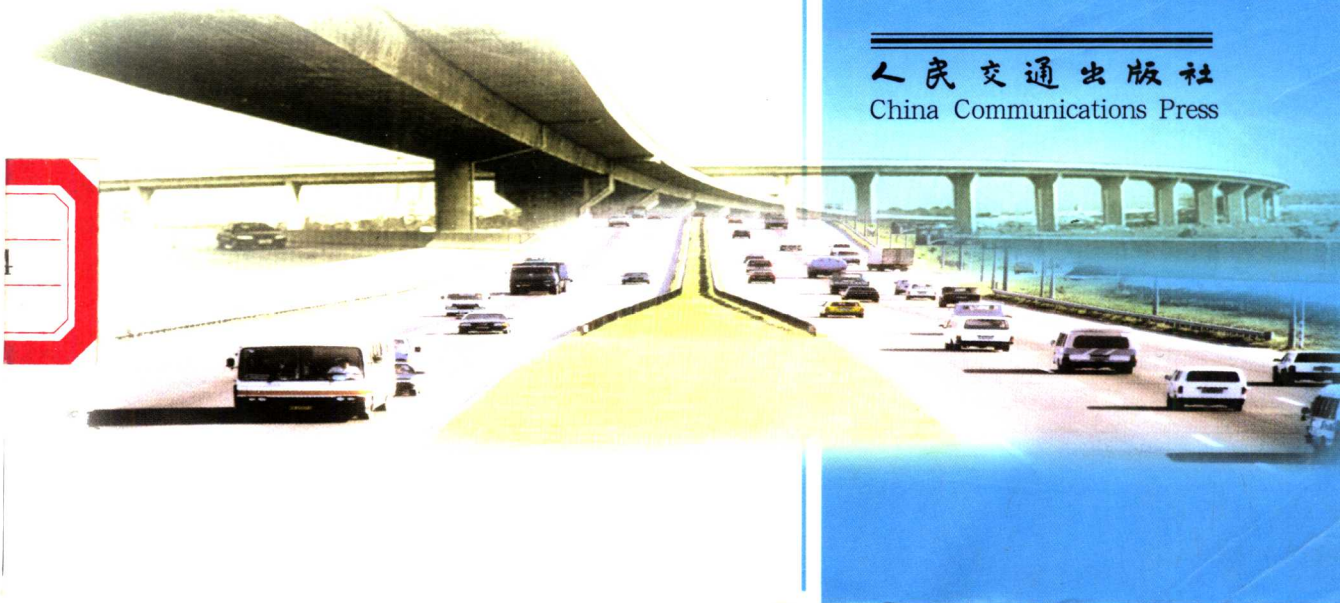
高等学校教材

汽车 发动机原理

张志沛 主编
边耀璋 主审



人民交通出版社
China Communications Press



高等学校教材

Qiche Fadongji Yuanli

汽车发动机原理

张志沛 主编
边耀璋 主审

人民交通出版社

内 容 提 要

本书共分七章,另加附录。主要包括内燃机性能指标及实际循环热计算、内燃机的换气过程、柴油机混合气形成和燃烧、汽油机混合气形成和燃烧、内燃机噪声及排放污染、内燃机特性、车用发动机的废气涡轮增压、内燃机台架试验等。

本书除作为高等学校交通运输(汽车运用工程)专业的教材外,还可以作为工程机械、矿山机械、林业机械、起重运输机械等专业相应课程的教材或教学参考书,同时可供从事内燃机方面实际工作的科技人员、技术工作参考。

图书在版编目(CIP)数据

汽车发动机原理/张志沛主编. —2版. —北京:人民交通出版社, 2002
ISBN 7-114-04476-3

I. 汽... II. 张... III. 汽车-发动机-理论
IV. U464

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 082235 号

高等学校教材

汽车发动机原理

张志沛 主编

边耀璋 主审

正文设计:姚亚妮 责任校对:宿秀英 责任印制:张 恺

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号 010-64216602)

各地新华书店经销

北京市密东印刷有限公司印刷

开本:787×1092 1/16 印张:15.25 字数:390 千

2003 年 3 月 第 1 版

2003 年 3 月 第 1 版 第 1 次印刷

印数:0001~3000 册 定价:25.00 元

ISBN 7-114-04476-3

前 言

本书是根据高等学校汽车运用工程专业教学指导委员会 1991 年第二次(重庆)会议提出并于 1992 年第三次(昆明)会议讨论通过的“汽车发动机原理”课程教学基本要求及教材编写大纲和确定主编后组织编写的。内容力求加强基础,联系实际,重点阐述内燃机特性和突出内燃机噪声和排放污染等方面的新知识,按参考教学时数 50~60 学时(含实验 6~8 学时)编写。它可作为高等学校交通运输(汽车运用工程)专业(本科)“汽车发动机原理”课程的教材,也可作为相关专业的教学用书和工程技术人员的参考书。

本书由长沙交通学院、重庆交通学院、长安大学编审。主编:张志沛,编写者为张志沛(绪论、第五、六章、附录),曾光吾(第一、三、四章),温厚鸿(第二、七章),全书由张志沛统稿,初稿完成后,由边耀璋主审。

本书自 1993 年 6 月第 1 次印刷发行以来,受到了用书院校广大教师和学生的欢迎,并已多次重印。为满足用书需要,根据高等学校交通运输(汽车运用工程)专业教学指导委员会第二届六次会议的决定,将此书修订再版,修订工作由张志沛完成。

本书每章之后均附有参考文献,在此,对文献的作者及编写过程中给予本书帮助的其他同志一并表示感谢。

由于编者水平有限,书中难免有错漏之处,诚恳欢迎使用本书的师生和广大读者给予批评指正。

谢谢!

主编:张志沛

2002 年 12 月

011485-105

目 录

绪论	1
第一章 内燃机性能指标及实际循环热计算	6
第一节 内燃机理论循环概述	6
第二节 内燃机实际循环与热损失	8
第三节 热平衡	15
第四节 指示指标	16
第五节 有效指标	19
第六节 机械损失	22
第七节 燃烧热化学	27
第八节 燃烧基本理论	30
第九节 实际循环的近似计算——热计算	38
第十节 实际循环数值计算的基本微分方程式	54
第二章 内燃机的换气过程	59
第一节 四冲程内燃机的换气过程	59
第二节 四冲程内燃机的充气效率	62
第三节 影响充气效率的各种因素	63
第四节 提高充气效率的措施	66
第五节 进气管内的动力效应	70
第六节 二冲程内燃机的换气过程	73
第三章 柴油机混合气形成和燃烧	80
第一节 柴油机混合气形成	80
第二节 柴油机的燃烧过程	84
第三节 柴油机供油系统的工作特性及其对燃烧过程的影响	92
第四节 柴油机的燃烧室	97
第四章 汽油机混合气形成和燃烧	110
第一节 汽油机混合气形成	110
第二节 汽油机的燃烧过程	121
第三节 汽油机的燃烧室	128
第五章 内燃机噪声及排放污染	136
第一节 内燃机噪声污染及防治	136
第二节 内燃机排放污染及防治	143
第六章 内燃机特性	173
第一节 内燃机工况	173
第二节 内燃机负荷特性	175

第三节	内燃机速度特性	177
第四节	内燃机转矩特性	179
第五节	柴油机调速特性	182
第六节	内燃机万有特性	186
第七节	内燃机排污特性	187
第八节	内燃机特种特性	188
第九节	内燃机的功率标定及大气修正	189
第七章	车用发动机的废气涡轮增压	192
第一节	发动机增压概述	192
第二节	废气涡轮增压器的工作原理	195
第三节	废气涡轮增压对发动机功率和经济性的影响	204
第四节	废气涡轮增压系统的两种基本形式	206
第五节	废气涡轮增压柴油机的特点和性能	209
第六节	废气涡轮增压器与四冲程柴油机的特性配合	218
第七节	汽油机增压	221
附录一	内燃机台架试验	229
附录二	本书使用的主要符号	234
附录三	常用单位换算	236

绪 论

一、本课程的任务及基本内容和要求

汽车是现代化交通运输的主要工具之一。汽车运输具有机动、灵活、快速、换装少、货损少、效率高、效益高的特点。汽车与国民经济发展紧密相连,与人民生活密切相关。

汽车工业是机械电子工业的一个重要组成部分,也是一个综合性的工业部门和技术密集的行业。在一定程度上,一个国家的汽车工业代表了该国的工业发达水平。

发动机是汽车的心脏,《汽车发动机原理》是交通运输(汽车运用工程)专业的必修课程。

《汽车发动机原理》以发动机性能指标为主要研究对象,把合理组织工作过程,提高整机性能作为主要内容,通过分析各工作过程中影响性能指标的诸多因素,从中找到提高汽车发动机性能指标的一般规律。

本课程的任务是研究汽车发动机的工作过程及整机性能,使学生掌握发动机实际工作过程的分析方法及性能指标与各工作过程的内在联系;掌握性能实验的基本方法及数据处理与分析;了解影响整机性能的使用因素及提高整机性能的基本途径,为从事汽车发动机的管理、使用、维护与修理提供理论基础。

本课程的基本内容有:汽车发动机的实际工作过程与性能指标;燃烧热化学与热计算;换气过程及燃烧过程的进行与使用因素的影响;发动机噪声及排放污染的形成机理与防治措施;主要特性(负荷特性、速度特性、调整特性、万有特性)与制取方法及分析;车用发动机的废气涡轮增压等。

本课程的基本要求是:

明确本课程的地位、性质、任务及主要研究对象;了解目前国内外研究水平及主要发展方向。

重点掌握发动机实际循环及指示指标、有效指标、机械效率的定义、计算与分析;明确实际循环的各项损失及减少损失的基本途径。

掌握燃料完全燃烧、不完全燃烧及实际循环的热计算;了解燃烧理论的基本知识。

明确换气过程的进行;重点掌握充气系数的概念及影响因素与提高充气系数的措施;了解进排气管内的动力效应。

熟悉汽油机及柴油机的混合气形成;掌握汽油机正常燃烧过程的特点与分期及不正常燃烧现象与形成机理;掌握柴油机燃烧过程的特点与分期;了解柴油不正常喷射发生的原因和消除措施;明确使用因素对燃烧过程的影响。

掌握发动机噪声及排放污染的形成机理、测定方法与防治措施;明确使用因素对发动机噪声及排气中有害气体浓度的影响。

明确发动机特性的定义、基本分析式及研究意义;重点掌握负荷特性、速度特性、调速特性、万有特性曲线的制取方法及分析;掌握大气修正方法。了解车用发动机的废气涡轮增压

技术。

二、汽车内燃机的发展

汽车发动机有往复式内燃机、燃气轮机、涡轮复合绝热发动机、转子发动机(即三角活塞旋转式发动机)、热气机(即斯特林发动机)、电动机、混合式发动机等,但绝大多数采用的是往复式内燃机。

一般所说的内燃机就是指往复式内燃机,在这种发动机中,燃料在气缸内直接燃烧产生压力,推动活塞作往复运动,通过曲轴-连杆机构变为旋转运动,对外输出动力。如煤气机、汽油机、柴油机、液化石油气(天然气)发动机等。

研究和分析汽车内燃机的技术发展,可以了解前人的经验和教训,掌握技术发展的主流。

17世纪中叶,人们就曾设想把某种工质在气缸内燃烧而获得机械能。1824年,卡诺(Sadi Carnot)发表了热力机的经典理论——卡诺原理。但直到1860年才出现第一台实用的内燃机,这就是法国人雷诺(Lenoir)研制成功的煤气机,它没有压缩过程,当活塞行至进气冲程中点时,用电点火。发动机的热效率不超过4.5%,气缸内最大压力只有400kPa,功率,2.2~3.7kW。这种发动机当时在英国、法国使用很广。

1862年法国人罗沙(Beau De Rochas)对内燃机热力过程进行了理论分析之后,提出了改善热效率的四项原则(气缸的冷却面积尽量小;膨胀前气缸内压力尽可能高;膨胀时活塞的速率尽可能快;膨胀范围尽可能大)以及实现这些原则的措施。这是认识上的一次飞跃,也是第一次提出了等容燃烧的四冲程循环原理。

1876年德国人奥托(Nicolaus August Otto)按罗沙的理论制出第一台四冲程煤气机,功率为2.9kW,压缩比为2.5左右,效率为10%~12%,这些指标都高于当时的其他热机。奥托机的出现是在理论指导下的实践成果,是内燃机发展史上的第一次重大技术突破。

在奥托四冲程内燃机出现后,英国人克勒克(Dugald Clerk)开始研究二冲程内燃机。在1881年的法国巴黎展览会上展出了这种二冲程内燃机。

内燃机发展初期都以煤气为燃料,这是由于19世纪中叶,欧洲各大城市已使用煤气照明,当时照明煤气是比较广泛且容易得到的能源。随着石油工业的发展,出现了比煤气热值要高出许多的汽油及柴油等产品,这为后来液体燃料发动机的出现创造了能源条件。

1883年德国人G·戴姆勒(Gottlieb Daimler)研制成功了带表面蒸发型化油器的电火花点火的立式汽油机。当时内燃机的转速较低,很少超过200r/min,而他制造的汽油机竟高达1000r/min。与此同时,德国人K·奔驰(Karl Beng)也开始研制高速汽油机。1886年戴姆勒和奔驰分别成功地把他们制造的高速汽油机装在车辆上运行,现在公认这一年为汽车诞生年。

1885年英国人卜雷斯特曼(Priestman)研制成功使用重质石油燃料的煤油机。

1890年英国的阿·斯托尔特(Akroyd Stuart)研制成功不用电点火装置的烧球式煤油机。

1893年德国人鲁·笛塞尔(Rudolf Diesel)发表了压燃式内燃机的工作原理。经过实践,在1898年研制出带冷却水套的、基本上按等压过程燃烧的、以煤油为燃料的压燃式内燃机,压燃式内燃机的热效率比电火花点火式内燃机的热效率大大提高。压燃式笛塞尔机的研制成功是内燃机发展史上的第二次重大技术突破。

初期的压燃式内燃机是用压缩空气(约6000kPa)将燃油喷入气缸,发动机还要附带空气压缩机,使整个动力装置非常笨重,难以用在车辆上。1899年开始研制机械式喷油装置,直至1914~1915年制造工艺水平提高之后,才出现了结构简单、外形尺寸小的精密的机械式喷油装

置。1925 年在德国建成了专业化的生产燃油泵的工厂(Bosch),使压燃式内燃机(柴油机)用于车辆上成为可能。

1926 年瑞士人波希(Alfred J Buchi)提出了利用发动机排出的废气能量来驱动压气机,即发动机增压的废气涡轮增压理论。在第二次世界大战中,少数航空发动机上采用废气涡轮增压,以补偿在高空时的功率下降。1950 年之后,随着燃气轮机技术的发展,废气涡轮增压技术也逐渐在柴油机上广泛使用,从此柴油机的技术性能指标有了大幅度提高。

近三十年来,高速柴油机成功地采用了废气涡轮增压和中冷技术,其单位体积功率有了大幅度的提高,使其质量减轻,外形尺寸大大缩小。

解放前我国处于半封建半殖民地的社会,经济、文化落后,工业基础薄弱,不可能大量生产像内燃机这样技术要求较高、结构复杂的机器。

1909 年上海求新机器制造厂生产了我国第一台 3.7kW 的煤气机。20 世纪 20 年代在广州、山东、上海、常州等地开始生产柴油机。20 世纪 30 年代上海新中厂制成第一台柴油汽车。20 世纪 40 年代生产了最大功率为 220kW 的柴油机,但技术图纸及主要零、部件多是国外进口。

新中国成立后,党和政府十分重视汽车工业的建设和发展,20 世纪 50 年代初就着手建立汽车工业。1956 年 7 月 15 日,长春第一汽车制造厂生产出我国第一批“解放”牌汽车,结束了我国不能制造汽车的历史,开创了我国汽车生产的新纪元。经过 20 世纪 50 年代末和 20 世纪 60 年代末的两次发展,我国汽车工业从无到有,从小到大,有了较大的发展,建立了一个又一个初具规模的汽车生产基地,部分地满足了工业、农业、交通运输、国防以及国民经济其他部门对汽车的迫切需求。目前,我国已能自行设计制造微型、轻型、中型和重型载货汽车、越野汽车、自卸汽车、牵引汽车、大客车和轿车,并能生产 300 余种各类专用改装汽车,以及各种汽车附配件。

改革开放以来,为了适应国民经济迅猛发展的需要,我国汽车工业在发展生产、节约能源、改进老产品、研制新车型、调整改组等方面做了大量工作。第一汽车制造厂生产的“解放”牌汽车,第二汽车制造厂生产的“东风”牌汽车,济南汽车制造厂生产的“黄河”牌汽车等都有了不同程度的改进,一些企业正在着力开发新产品,建设新的汽车生产基地,特别是我国轿车工业的发展,已建立一汽、二汽、上汽、北汽、天汽等生产基地,部分产品的技术已达到和接近世界先进水平。

随着我国加入 WTO,汽车工业将面临着组织结构、技术结构、产品结构、投资结构及消费结构的调整,并相应采取企业资产优化重组,优化产品结构,激活汽车消费市场,培育自主开发能力等主要对策。

当前,我国汽车运输业发展趋热主要表现如下特点:

(1)车辆技术正向电控方向发展。

为提高动力性,降低油耗,减少排放污染,汽车发动机采用电控汽油喷射,电子点火等新技术;为提高行驶安全性,采用制动防抱装置,安全气囊等;为提高整车动力性和经济性,采用自动变速器、驱动防滑系统等;为提高舒适性,采用电控悬架、自动空调系统等。另外还有诸如先进的电子导航,车门自锁和防盗等电子系统。

(2)汽车行驶速度提高。

(3)汽车运输节能技术日益引起重视。

由于实施汽车燃油消耗法规及公路法中有关汽车燃油税条款,汽车运输成本中的燃油部

分的比重将增大,人们将更加关注节油技术和维修质量。

(4)汽车排放污染将被严格控制。

1999年我国颁布了新的汽车排放污染物控制国家标准(见第五章第二节),自2000年1月1日起实施。目前如城市开始使用液化石油气、天然气为燃料的汽车,三元催化反应器等后处理降污技术等将有较大发展。

(5)汽车维修、修理日益依赖先进的检测仪器设备。

(6)科学的组织和管理成为提高运输综合效益的极其重要环节。

三、汽车对发动机的要求

满足动力性是汽车对发动机的基本要求。主要由以下3方面指标评价:

(1)汽车的最高车速(km/h),是指在水平良好的路面上汽车能达到的最高行驶速度。

(2)汽车的加速时间(s),用原地起步加速时间与超车加速时间表示。

(3)最大爬坡能力,用满载时汽车在良好路面上的最大爬坡度表示。

我们知道,传到驱动车轮的转矩在克服一般道路行驶阻力之后所剩余的转矩才能用来爬坡和加速,为了保证汽车的机动性,即在宽广范围内的变速、变负荷以及爬坡、加速性能,汽车都需有一定的后备功率(内燃机功率大于汽车正常行驶所需功率,两功率之差称为后备功率)。后备功率愈大,爬坡、加速性能愈好。然而,动力性和经济性存在矛盾,如后备功率大,则动力性好,但经常使用的负荷就低,经济性差。选配内燃机时需视具体条件和要求而定。

轿车特别是中高级轿车着重于动力性能,要求加速性能好,最大车速高,有超车能力。目前一般轿车发动机排量在1~3L,轿车自重700~900kg,油耗7~11L/100km,最大车速140~180km/h,0~80km/h时的加速时间在8~12s。常需选用高速、强化、紧凑和后备功率较大的内燃机。最大转矩常出现在较高转速下,以保证最大功率和最高转速。因有足够的后备功率来保证加速、爬坡能力,故不强调转矩储备系数。

载货汽车较为重视经济性,最大车速较低,因此选用转速较低,后备功率较小的内燃机。但应具有在不良路面上行驶的能力,并常需在严寒、酷暑和风沙泥泞等恶劣条件下工作,因此要求内燃机适应能力强并有一定转矩储备系数和转速储备系数。

城市公共汽车由于站距短,市内交通拥挤,车辆常在中、低速行驶,停车、起步频繁,负荷变化较大,常有低速高负荷情况,内燃机处于机械负荷不大但热负荷很高的状态,需有适应的冷却系统和润滑系统。还要求内燃机加速性能和怠速性能好,要有一定转矩储备系数和转速储备系数。

拖拉机工作时,阻力矩变化急剧,且有短期超负荷情况,宜选转矩储备系数较大的柴油机。但考虑使用经济性,后备功率较小。

与柴油机相比,汽油机升功率大,比质量小,转速高。而且加速性能好,速率响应迅速,操纵灵敏。加上运转平稳,噪声小,因此在轻型汽车及轿车领域占优势,而其他载货汽车,则柴油机占优势(我国目前例外)。

内燃机广泛应用于汽车是由于它具有下列优点:

(1)热效率高,能节省燃料,经济性好,柴油机最高有效热效率已达46%。

(2)外形尺寸小,重量轻,内燃机单位功率的质量为0.4~0.7kg/kW。

(3)功率范围广,适应性好。

(4)起动迅速,正常起动只要几秒钟,并很快达到全功率。

(5)水的消耗量少,特别是风冷发动机根本不需要水,这对缺水地区是个重要优点。

(6)维护简单,操作方便。

内燃机也有缺点,即:

(1)燃料限制,在内燃机中只能直接用液体或气体燃料。

(2)噪声大,是城市中噪声污染源。

(3)废气中有害成分造成排放污染。

(4)低速时很难发出大转矩,因而以内燃机为动力的车辆,必须装有变速机构。

当今,汽车内燃机(汽油机、柴油机)的发展动向,主要是解决节能和排污的矛盾,因此,环境问题和能源问题在技术上是左右这种动向的主要因素。

四、几点说明

(1)本课程系统性、实践性很强,在教学过程中必须认真贯彻理论联系实际的原则,注意培养学生运用理论分析和解决实际问题的能力,以及创造思维的能力。

(2)学习本课程之前学生必须系统地掌握汽车发机构造及工程热力学与传热学等课程的知识。

(3)每章讲授完毕后,应配合本章的重点、难点内容布置适量的思考题,供学生自学和进行全面复习。

(4)实际循环与燃烧热化学讲授完毕后,应布置一次发动机实际循环热计算的大作业,并要求编写计算机程序上机实习。

(5)要结合实物,了解水力测功器、电力测功器、电涡流测功器及转速仪、油耗仪、气电示功器、电子示波器等仪器设备的基本结构与工作原理。自己动手,认真完成负荷特性、速度特性实验及数据整理、计算,绘制曲线并进行分析,写出实验报告。且根据多工况下的负荷特性曲线,测绘万有特性曲线。有条件的要制取示功图。

第一章 内燃机性能指标及实际循环热计算

发动机是汽车的动力源。汽车是一种近代的重要交通工具,汽车的运输效率在很大程度上依赖于发动机的品质。发动机的品质是按照可靠性、耐久性、性能、结构工艺、操纵维修、成本核算等多方面的指标予以综合评定的。本课程仅研究发动机的性能指标。鉴于往复式内燃机在汽车上的应用最为广泛,本书的讨论范围仅限于往复式内燃机的性能指标。性能指标主要包括:动力性能指标(功率、转矩和转速等)、经济性能指标(燃料和润滑油的消耗)以及运转性能指标(冷起动性能、噪声和排气品质等)。

内燃机的性能指标与它的工作过程密切相关,只有深入研究内燃机的工作过程才能找出影响性能指标的各种因素,并从中归纳出提高整机性能的一般规律。

根据所用燃料种类的不同,车用内燃机分为汽油机和柴油机两大类,这两类内燃机在混合气形成与燃烧特性方面存在较大的差别。因此,它们的工作过程、燃烧特性和整机性能有时需要分开讨论。

内燃机是将热能转变为机械能的一种热力发动机,其热能是由燃料燃烧产生的。因此,燃烧过程对内燃机整机性能的影响是至关重要的。为了开展对燃烧过程的研究,本章将介绍一些燃烧热化学和燃烧化学反应动力学方面的基础理论知识。

内燃机的工作过程和整体性能的研究是针对实际循环而言的,实际循环是很复杂的。本章研究实际循环的方法是以热力学中研究理论循环所得到的结论为基础,从分析比较两种循环之间存在的差异来开展这方面的研究。

对实际循环的分析计算,是深入了解内燃机工作过程中各种极为复杂的现象和多种影响因素相互作用的一种手段,同时也是内燃机设计制造过程中不可缺少的步骤。为此,本章还将重点讨论这方面的内容。

第一节 内燃机理论循环概述

内燃机的理论循环是将实际工作过程加以抽象简化后建立的循环模式。工程热力学中曾经讨论过三种内燃机的理论循环,即定容加热循环、定压加热循环和混合加热循环。这三种理论循环的 $p-v$ 图如图 1-1 所示。

定容加热循环是与汽油机的实际循环相对应的循环模式;定压加热循环是与高增压的高速大型柴油机的实际循环相对应的循环模式;高速柴油机介于两者之间,其实际循环与混合加热循环模式相对应。

按工程热力学的公式,混合加热循环的热效率为:

$$\eta_{\text{lm}} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{k-1}}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} \quad (1-1)$$

式中: ϵ ——压缩比, $\epsilon = V_a/V_c = (V_h + V_c)/V_c$;

V_a ——气缸总容积;

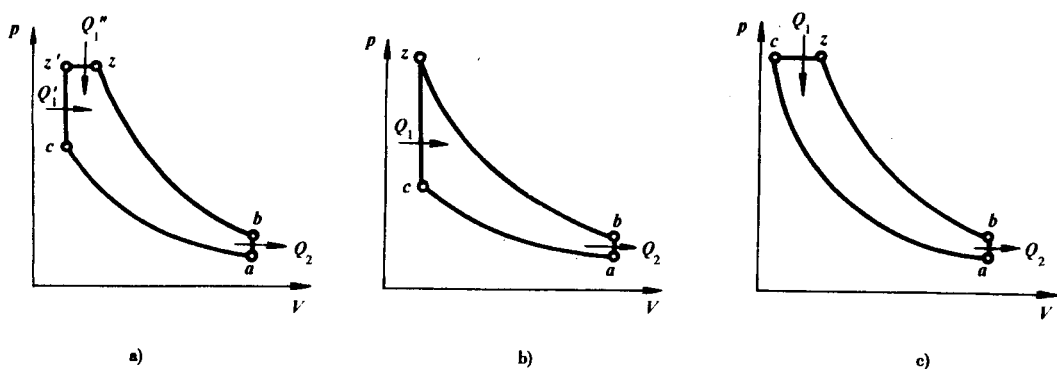


图 1-1 内燃机理论循环

a) 混合加热循环; b) 定容加热循环; c) 定压加热循环

V_c ——气缸压缩容积;

V_h ——气缸工作容积;

λ ——压力升高比, $\lambda = p_z/p_c$;

ρ ——预膨胀比, $\rho = V_z/V_{z'} = \epsilon/\delta$, 其中 δ 为后膨胀比, $\delta = V_b/V_z$;

k ——绝热指数, 空气的 $k = 1.4$ 。

定容加热循环($\rho = 1$)的热效率为:

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

定压加热循环($\lambda = 1$)的热效率为:

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

理论循环的做功能力可用单位气缸容积所做的循环功来表示, 称为循环平均压力 p_t

$$p_t = \frac{W}{V_k} \quad (\text{kPa})$$

式中: W ——循环所做的功(J);

V_k ——气缸工作容积(L)。

根据工作热力学公式, 混合加热循环的平均压力为:

$$p_{tm} = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} \cdot [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t \quad (1-4)$$

式中: p_a ——压缩始点压力(kPa)。

定容加热循环的平均压力为:

$$p_{iv} = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} (\lambda - 1) \eta_t \quad (1-5)$$

定压加热循环的平均压力为:

$$p_{ip} = \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k - 1} (\rho - 1) k \eta_t \quad (1-6)$$

由上述理论循环的 η_t 和 p_t 表达式可得出以下结论:

(1) 增加 ϵ , 可提高 η_t , 但其提高率将随 ϵ 值的不断增大而逐渐降低;

(2) 增大 λ , 由于可增加混合循环中等容部分的加热量, 从而导致热量利用率的提高, 因而也可使 η_t 提高;

(3) ϵ 和 λ 的增长,将伴随着最高循环压力 p_z 的急剧上升。因此, ϵ 和 λ 的增加将受到结构强度、机械效率和燃烧条件等三方面的限制。 p_z 增加,对承载零件的强度将提出更高的要求,这势必增加发动机的质量,并降低发动机的使用寿命和可靠性;同时 p_z 增大,将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,从而导致机械效率的下降; ϵ 增大将导致压缩终点的压力和温度升高,这易使汽油机产生不正常的燃烧现象,并给柴油机的燃烧室设计带来困难。可见 ϵ 和 λ 值的提高是有限度的。目前柴油机的压缩比一般为 $\epsilon = 12 \sim 22$ 之间, $p_a = 5000 \sim 14000\text{kPa}$, $\lambda = 1.3 \sim 2.2$;汽油机的压缩比 $\epsilon = 6 \sim 11$, $p_z = 3000 \sim 8500\text{kPa}$, $\lambda = 2.0 \sim 4.0$ 。

(4) 增大 ρ ,可提高 p_{t1} 。但由于 ρ 的增大相当于混合循环中等压部分的加热量增加了,因此 η_t 将随之降低;

(5) 绝热指数 k 愈大,则 η_t 愈高。

第二节 内燃机实际循环与热损失

内燃机的工作过程就是实际循环不断重复进行的过程。内燃机的实际循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程所组成,较之理论循环复杂得多,它不可能达到理论循环那样高的热效率。为了尽量减小实际循环与理论循环的差距,使实际循环获得尽可能高的热效率指标,有必要弄清两种循环的差异所在以及引起实际循环各项热损失的原因。然后才有可能找到缩小差距的途径。

下面将以一台非增压四冲程柴油机为例,来讨论实际循环与理论循环的差别。图 1-2 中用实线表示实际循环的示功图,用加了黑点的实线表示与之相对应的理论循环示功图,假设这两个示功图具有相同的热量输入。则引起实际循环热损失的各项因素可分析如下。

一、工质的影响

理论循环是以空气为工质,并假设比热为定值。实际循环中的工质是空气、燃料和燃烧产物,其比热随温度上升而增大。考虑到实际工质的具体情况后,将对循环产生如下影响:

(1) 在实际循环中工质的成分会发生变化。燃烧前的工质是空气与燃料蒸气的混合气和上一循环残留废气的混合物。燃烧后,工质变成燃烧产物。各中间阶段工质的成分不仅与燃料成分有关,而且与燃烧时的过量空气系数(其定义将在本章第七节中介绍)和燃烧温度有关。

(2) 工质比热随温度的上升而增大,而且燃气的比热比值比空气的小,其结果均导致循环

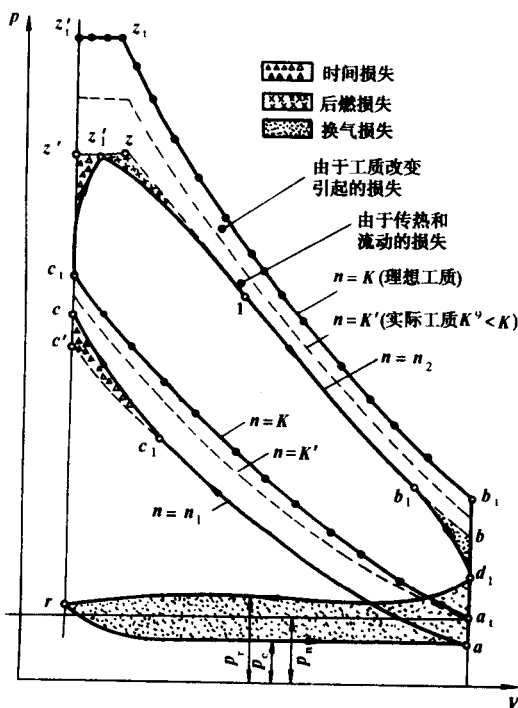


图 1-2 非增压四冲程柴油机理论循环和实际循环 $p-V$ 图的比较(示意图)

热效率的降低,循环所做的功减少。

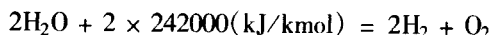
工质比热比值 k 小会使循环热效率降低的原因可从前文的理论循环热效率计算公式中看出来,工质比热对循环热效率的影响其原因解释如下。

假设在理论循环的定容加热过程 $c_1z'_1$ 中工质吸收的热量 Q_v 与实际循环的定容加热过程 cz' 吸收的热量相同,工质的质量为 m ,定容比热为 c_v ,根据工程热力学的公式有

$$Q_v = mc_v(T_{z'_1} - T_{c1}) = mc_v(T_{z'} - T_c) \quad (1-7)$$

很显然,由于实际循环的 c_v 值大于理论循环的 c_v 值,将使实际循环的定容加热过程的温升低于理论循环的温升,从而使实际循环的热效率比理论循环的低。

(3)工质的高温分解。当温度超过 $1\ 000^\circ\text{C}$ 以后,实际工质的燃烧产物将陆续发生一定数量的高温分解,高温分解将伴随着吸热过程,如下式所示:



高温分解的程度与工质的压力和温度有关,压力愈低,温度愈高,反应向右进行的趋势愈强烈。高温分解需要吸收热量,使燃烧阶段的压力随温度的升高而减小,其结果也会使循环的热效率降低。

高温分解的产物,在膨胀过程中随工质温度的降低会重新进行氧化燃烧,并放出热量。因此,高温分解时吸收的热量并不会完全损失掉,只是降低了热量的利用率。

由于汽油机燃烧过程中的压力低于柴油机,而温度又高于柴油机,故汽油机中高温分解的倾向比柴油机严重。高温分解对柴油机热效率的影响很小,可略而不计。高温分解对汽油机的热效率影响也不大,仅在汽油机实际循环的精确计算时才需考虑。

(4)工质分子数的变化。燃烧前后气体的摩尔数会发生变化,但对循环的实际影响不大。

以上实际工质特性的分析表明,工质比热随温度上升而增大的特性对实际循环的影响很显著,其余各项的影响较小,其结果是使循环热效率下降。下降的幅度可通过下例来说明,例如,对于 $\epsilon = 13$,过量空气系数 $\alpha = 2$,循环最高压力 $p_z = 5000\text{kPa}$ 的混合加热循环,其理论热效率 η_t 为 61% ,考虑到工质的实际特性,则其热效率将降为 53% 。如图 1-2 上的虚线所示,实际循环的燃烧膨胀线低于理论循环的燃烧膨胀线。

二、换气损失

理论循环中认定进、排气的推动功很接近可互相抵消,而把开式循环理想化为闭式循环。在实际循环的换气过程中,排气门要提前开启,废气在下止点前便开始逸出(沿 b_1d_1 线),使 $p-V$ 图上的有用功面积减小(图 1-2 上的 b_1bd_1 小块麻点区所示)。在接着进行的排气和吸气过程中,由于流动阻力会产生进、排气推动功的差别(图 1-2 上 d_1ra 麻点区所示)。排气门提前开启造成的损失与进、排气推动功之差,这两部分损失之和就是实际循环的换气损失。

三、气缸壁的传热损失

理论循环假定气缸壁和工质之间无热交换。但在实际循环中,气缸壁和工质之间自始至终存在着热量交换。在压缩过程初期,气缸壁温度高于工质温度,工质吸热。在压缩过程后期,工质的温度超过缸壁温度,工质向缸壁散热。其平均多变压缩指数偏低,存在热量损失,使压缩过程的压力线低于理论循环的压缩线。此外,由于进气终了压力 p_a 低于大气压力,因此

整个实际压缩线 ac 处于理论压缩线 a_1c_1 的下方(图 1-2)。在随后的燃烧、膨胀和排气过程中,工质继续不断地向缸壁传出热量,使实际循环的膨胀过程线 Z'_1d_1 低于理论循环的膨胀线 Z_1b_1 ,在示功图上减少的有用功面积大于理论压缩线下增加的面积,其差值即为实际循环的传热损失。

根据实际统计数据可知,通过气缸壁各部分向外散发的热量损失所引起的发动机功率和热效率下降约占理论混合循环发出的功率和热效率的 10% 左右。由此可见气缸壁的传热损失在实际循环热损失中所占比例的分量。对于气缸壁传热问题的研究,不仅限于改进发动机工作循环的效率,而且从结构设计和运行可靠性等方面来看,气缸壁各部分的温度和温度场均与气缸壁传热有直接关系,而缸壁的温度与温度场将对运动件的润滑条件、磨损情况、活塞间隙、零件内的热应力和热负荷等起决定性的作用,它是影响发动机工作寿命和可靠性的主要因素之一。因此有必要对气缸壁的传热问题进行比较深入的研究。

1. 气缸壁传热量的计算

气缸壁传热问题是很复杂的,它具备所有的三种基本方式:导热、对流和辐射,其中以对流为传热的主要方式。一般情况下,工质传向气缸壁的热量可视为辐射传热和接触传热(包括导热和对流两种方式在内)之和,当发动机以一定负荷工作时,它在一循环内传向气缸壁某部分的热量可用下式表示:

$$Q_w = \int (a_r + a_\tau) F_c (T - T_w) d\tau \quad (J) \quad (1-8)$$

式中: a_r ——辐射传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$];

a_τ ——接触传热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$];

F_c ——气缸壁某部分与工质接触的传热面积 (m^2);

T ——工质的温度 (K);

T_w ——气缸壁某部分的表面温度 (K);

τ ——散热过程所经历的时间 (s)。

实践证明,在稳定工况下运行时 T_w 可取定值, F_c 对于气缸盖和活塞顶而言是不变的,对于气缸套,可按曲柄连杆机构的运动学规律来求其随时间的变化关系。工质温度可从测录的示功图上读取信息并利用状态方程式求得。于是剩下的问题就是如何确定 a_r 和 a_τ 的数值。

实验研究表明,辐射损失在传热损失中所占比例很小,在实际计算中常略而不计或统一考虑在接触传热系数 a_τ 中去。鉴于工质向气缸壁不同部分的传热量中辐射传热所占的比例不同,因此当把辐射损失也由 a_τ 附带考虑进去时,气缸不同部分的 a_τ 表达式是不同的。

目前接触传热系数 a_τ 的经验公式不少,主要是针对柴油机的,可供汽油机应用的公式较少。不同的经验公式所针对的机型不同,计算结果差别很大,本书不一一列举。仅列举其中一种,用以说明对 a_τ 有影响的一些因素之间的大致关系。

佛劳姆(W. P. flaum)在气缸直径 $D = 150mm$, 冲程 $S = 190mm$, 转速 $n = 500 \sim 1000r/min$ 的高增压柴油机上进行试验,得出下列 a_τ 的经验公式

$$a_\tau = f_1(p, T) \cdot f_2(C_m) \cdot f_3(p_k) \cdot f_4(D) \quad W/(m^2 \cdot K) \quad (1-9)$$

式中: C_m ——活塞平均速度 (m/s);

p_k ——增压器出口压力 (kPa)。

$$f_1(p, T) = p^{0.5} T^{0.5}$$

$$f_2(C_m) = 6.2 - 5.2 \times 5.7^{-(0.1C_m)^3} + 0.025 C_m$$

对于活塞顶和气缸盖底面

$$f_3(p_k) = 8.57 p_k^{0.25}$$

对于气缸套

$$f_3(p_k) = 19.85 p_k^{0.66}$$

$$f_4(D) = (D_0/D)^{0.25}$$

取气缸直径的参考值 $D_0 = 0.15\text{m}$ 则

$$f_4(D) = 0.62 D^{-0.25}$$

通常,对于非增压发动机,最大的 a_r 值约为 $1163\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,而对于增压发动机约为 $2900\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,每循环 a_r 的平均值约为 $230 \sim 580\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。在一个循环中气缸壁的传热损失主要发生在发动机的燃烧和膨胀过程中。对于柴油机,其传热损失的大致分配比例如下:

燃烧和膨胀过程

70% ~ 80%

排气过程

15% ~ 22%

压缩过程

5% ~ 8%

2. 影响传热损失的各种因素

发动机的传热损失与一系列的结构因素和运转因素有关,其中主要有气缸的几何尺寸、燃烧室形式、冷却方式、增压程度和运行工况等。

1) 气缸几何尺寸的影响

气缸壁各部分与工质接触的传热面积的总和 ΣF_c 与气缸工作容积 V_h 的比值对循环传热损失的影响很大。比值小说明气缸的相对散热面积小,因此散热损失也就小。反之亦然。

$$\Sigma F_c \approx \pi D S + 2 \frac{\pi D^2}{4} = \left(\frac{S}{D} + \frac{1}{2} \right) \pi D^2 \quad (1-10)$$

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi}{4} D^3 \left(\frac{S}{D} \right) \quad (1-11)$$

对几何相似的发动机而言(即 $\frac{S}{D}$ 相等)有:

$$\frac{\Sigma F_c}{V_h} \propto \frac{1}{D} \quad (1-12)$$

即缸径 D 愈大, $\Sigma F_c/V_h$ 比值愈小,此比值愈小则传热损失也就愈小。

统计数据表明,高速小缸径柴油机($D = 85 \sim 90\text{mm}$)由冷却介质带走的热量比值 $q_s = Q_s/Q_T$ (Q_s 为每工作循环冷却介质带走的热量, Q_T 为每循环加入的燃料热量)值较高,约等于 30% ~ 33%,而大型低速柴油机($D = 700 \sim 780\text{mm}$),其 q_s 值较低,为 15% ~ 18%。

2) 发动机冲程缸径比 S/D 的影响

由式(1-10)和(1-11)可得:

$$\frac{\Sigma F_c}{V_h} = \frac{\left(\frac{S}{D} + \frac{1}{2} \right) \pi D^2}{\frac{\pi}{4} D^3 \left(\frac{S}{D} \right)} = \frac{4}{D} + \frac{2}{S} \quad (1-13)$$