

目 录

绪 论	(1)
-----------	-------

第一篇 内燃机理论与计算

第一章 内燃机的热力学基础	(5)
第一节 工质及其基本状态参数	(5)
一、温度	(5)
二、压力	(6)
三、比容	(8)
第二节 理想气体状态方程和混合气体	(8)
一、理想气体与实际气体	(8)
二、理想气体状态方程式及其应用	(9)
三、道尔顿定律	(11)
四、混合气体的成分表示法和相互换算	(11)
五、混合气体的分压力计算	(13)
六、混合气体的平均分子量及气体常数计算	(13)
第三节 气体的比热及热量计算	(14)
一、定比热	(14)
二、定容比热与定压比热	(15)
三、变比热	(16)
四、混合气体的比热	(17)
第四节 热力学第一定律	(20)
一、热力学第一定律, 热与功的当量关系	(20)
二、热力学第一定律解析式, 内能和外功	(21)
三、稳定流动能量方程式, 焓	(23)
四、焓和温焓图	(27)
第五节 气体的热力过程	(29)
一、有关过程的基本概念	(29)
二、定容过程	(29)
三、定压过程	(31)
四、等温过程	(32)
五、绝热过程	(33)
六、多变过程	(36)
第六节 热力学第二定律和循环热效率	(38)
一、热力学第二定律的内容	(38)
二、卡诺循环及其热效率的分析	(40)
第七节 气体的流动	(41)
一、气体在喷管中流动的基本规律	(42)
二、气体在喷管中流动的基本特性	(42)

三、气体的流速和流量的基本计算公式	(44)
四、地热节流	(46)
第八节 内燃机的理论循环	(49)
一、概述	(49)
二、定容加热循环(奥图循环)	(50)
三、定压加热循环(狄塞尔循环)	(51)
四、混合加热循环(萨巴德循环)	(52)
第二章 燃料与燃烧	(55)
第一节 内燃机的燃料	(55)
一、内燃机燃料的一般知识	(55)
二、汽油的使用性能	(57)
三、柴油的使用特性	(59)
第二节 燃料燃烧的基本概念	(61)
一、气相燃烧反应	(61)
二、链式反应	(62)
三、烃的氧化反应	(63)
第三节 燃烧热化学	(64)
一、燃烧所必需的空气量	(64)
二、燃烧前后工质热力学数变化及分子改变系数	(66)
三、燃料与可燃混合气的热值	(69)
第三章 内燃机的性能指标和实际工作过程	(70)
第一节 内燃机的动力性和经济性指标	(70)
一、指示指标	(71)
二、有效指标	(73)
三、机械损失及其测定	(75)
第二节 四冲程内燃机的实际工作过程	(76)
一、换气过程和换气损失	(76)
二、进气过程及影响过程的因素	(79)
三、压缩过程	(83)
四、燃烧过程	(84)
五、膨胀过程	(87)
六、排气过程	(88)
第三节 二冲程内燃机的实际工作过程	(89)
第四节 内燃机的进气增压	(91)
一、机械增压	(91)
二、废气涡轮增压	(92)
第五节 内燃机的热平衡	(95)
第四章 汽油机的燃烧过程	(96)
第一节 汽油机燃烧过程的分析	(96)
一、正常燃烧	(96)
二、不正常燃烧	(98)
第二节 影响燃烧过程的因素	(99)
一、压缩比的影响	(99)

二、混合气成分的影响	(100)
三、点火提前角的影响	(100)
四、转速和负荷的影响	(102)
第三节 汽油机的燃烧室	(103)
一、燃烧室结构设计要求	(103)
二、典型燃烧室结构分析	(101)
第五章 柴油机的燃烧过程	(103)
第一节 柴油机混合气的形成	(106)
一、概述	(106)
二、燃料的喷雾	(107)
三、气流运动	(108)
第二节 柴油机燃烧过程的分析	(110)
一、柴油机的燃烧过程	(110)
二、影响燃烧过程的主要因素	(112)
第三节 柴油机的燃烧室	(114)
一、直接喷射式燃烧室	(114)
二、分隔式燃烧室	(117)
三、国内燃烧室的发展和选型	(119)
第六章 二冲程内燃机的换气过程	(120)
第一节 二冲程内燃机的换气过程及其配气的改善	(122)
一、二冲程内燃机的换气过程	(122)
二、二冲程内燃机配气的改善	(124)
三、换气口的通过能力参数	(126)
第二节 气缸扫气方式和扫气效率	(128)
一、气缸扫气方式	(128)
二、扫气效率	(130)
第三节 换气口尺寸的计算	(136)
一、换气口尺寸的计算	(137)
二、换气口的布置与形状	(142)
第七章 内燃机的使用特性	(145)
第一节 速度特性曲线与分析	(145)
一、汽油机的速度特性	(145)
二、柴油机的速度特性	(150)
第二节 负荷特性曲线与分析	(152)
一、汽油机的负荷特性	(153)
二、柴油机的负荷特性	(154)
第三节 调速特性曲线	(155)
一、汽油机的调速特性	(155)
二、柴油机的调速特性	(157)
第四节 万有特性曲线	(158)
第五节 内燃机功率的标定	(160)
一、功率标定	(160)
二、大气状况变化时功率的换算	(160)

第八章 曲柄连杆机构运动学与动力学	(161)
第一节 曲柄连杆机构运动学	(161)
一、活塞的位移	(162)
二、活塞运动的速度	(163)
三、活塞运动的加速度	(164)
四、连杆的运动规律	(167)
第二节 曲柄连杆机构动力学	(168)
一、曲柄连杆机构运动件质量的换算	(169)
二、作用在曲柄连杆机构上的力与力矩	(170)
三、曲柄销轴颈上的负荷	(176)
四、曲轴主轴颈上的负荷	(178)
五、连杆轴颈和主轴承上的负荷	(181)
第三节 内燃机的平衡	(182)
一、单缸内燃机的平衡	(182)
二、双缸内燃机的平衡	(185)
三、三缸内燃机的平衡	(188)
四、四缸内燃机的平衡	(189)
五、六缸内燃机的平衡	(190)
六、保证内燃机平衡性的技术要求	(191)
第四节 飞轮的计算	(192)
一、内燃机扭矩的均匀性	(192)
二、飞轮转动惯量的确定	(193)
三、飞轮的计算	(195)
四、飞轮的验算	(196)
第九章 曲柄连杆机构的结构设计与计算	(199)
第一节 活塞组的结构设计与计算	(201)
一、活塞	(201)
二、活塞销	(210)
三、活塞环	(213)
第二节 连杆组的结构设计与计算	(222)
一、连杆	(223)
二、连杆螺栓	(232)
第三节 曲轴的结构设计与计算	(235)
第四节 轴瓦的结构设计与计算	(241)
一、轴瓦的常用材料	(241)
二、轴瓦的结构设计与计算	(243)
第五节 机体零件的结构设计	(246)
一、气缸盖	(246)
二、缸体曲轴箱	(248)
三、气缸套	(249)
第十章 配气机构的计算	(251)
第一节 配气机构的总体布置	(251)
一、配气机构主要参数的确定	(251)

二、气门的布置与排列	(253)
三、凸轮轴的布置和驱动	(257)
第二节 凸轮外形设计	(258)
一、廓线形状简单的凸轮设计	(258)
二、函数凸轮	(267)
三、凸轮的计算精度和加工精度	(272)
第三节 凸轮轴与气门驱动件	(273)
一、凸轮轴的设计	(273)
二、挺柱、推杆和摇臂	(277)
第四节 气门组	(282)
一、气门、气门座和气门导管的设计	(282)
二、气门弹簧的设计	(285)
第十一章 内燃机的冷却与润滑	(290)
第一节 内燃机冷却系统概述	(290)
一、水冷系的组成和特点	(291)
二、风冷系的组成和特点	(292)
第二节 风冷系统的散热基础	(293)
一、气缸和气缸盖的热状态及其适宜温度	(293)
二、冷却介质必须带走的热量及所需散热面积的估算	(296)
三、气缸的传热过程	(298)
四、散热片的传热	(300)
第三节 缸体散热片尺寸参数的确定	(302)
一、理想散热片的剖面形状	(302)
二、实用散热片的剖面形状	(304)
三、散热片的计算	(306)
第四节 风冷系主要部件的选用	(307)
一、冷却风量 and 风速的确定	(308)
二、风扇的种类及其选择	(309)
第五节 内燃机的润滑系	(310)
一、内燃机使用的机油	(311)
二、润滑系的组成	(313)
三、润滑系主要部件的选用	(314)
第十二章 内燃机的选型与设计程序	(319)
第一节 内燃机的选型与主要参数的选择	(319)
一、内燃机的选型	(320)
二、内燃机主要参数的选择	(321)
第二节 内燃机设计的一般程序	(323)
第二篇 林用车辆理论	
第十三章 轮式车辆的总体动力学	(325)
第一节 轮式车辆的行驶原理	(325)
第二节 车轮的运动学和动力学	(326)
一、车轮运动学	(326)

二、车轮的动力学	(328)
三、滚动阻力及其影响因素	(331)
第三节 轮式车辆附着性能	(334)
一、附着系数和附着力	(334)
二、影响附着系数的因素	(337)
第四节 轮式车辆的总体动力学	(338)
一、轮式车辆上所受的外力	(338)
二、轮式车辆车轮上的法向反作用力	(342)
三、悬挂机构对轮式车辆工作时的法向反作用力的影响	(345)
第十四章 履带式车辆的总体动力学	(347)
第一节 履带行走机构的运动学和动力学	(348)
一、履带行走机构的运动学	(348)
二、履带行走机构的动力学	(351)
第二节 履带式车辆的附着性能	(354)
第三节 履带式车辆总体动力学	(356)
一、履带式车辆上所受的外力	(358)
二、履带式车辆的牵引平衡方程式	(359)
第十五章 车辆的稳定性	(360)
第一节 轮式车辆的纵向稳定性	(360)
一、轮式车辆在纵向上的静态稳定性	(361)
二、轮式车辆工作时的纵向稳定性	(363)
三、受附着力限制时的轮式车辆纵向稳定性	(366)
四、带有悬挂式机具的轮式车辆的纵向稳定性	(367)
第二节 履带式车辆的纵向稳定性	(369)
一、履带式车辆在纵向上的静态稳定性	(370)
二、带有牵引机具的履带式车辆工作时的纵向稳定性	(371)
三、带有悬挂机具的履带式车辆工作时的纵向稳定性	(372)
第三节 车辆的横向稳定性	(375)
第四节 装卸车辆的稳定性	(377)
一、叉式装卸车的稳定性	(377)
二、装卸机的稳定性	(380)
三、铰接式装卸机的转向稳定性	(386)
第十六章 车辆的液力传动	(389)
第一节 液力偶合器的工作原理	(389)
一、液力偶合器的工作原理	(389)
二、液力偶合器的原始特性	(392)
三、液力偶合器与发动机的共同工作	(395)
第二节 液力变矩器工作原理及特性	(398)
一、液力变矩器的工作原理	(398)
二、液力变矩器的原始特性	(402)
三、液力变矩器与发动机共同工作	(405)
四、液力变矩器的透过性	(407)
五、液力变矩器内的高效率比低效率区域及提高变矩器效率的方法	(408)

六、液力变扭器与发动机匹配	(409)
第十七章 车辆的牵引性能	(413)
第一节 车辆的动力性能	(413)
一、车辆的牵引平衡	(413)
二、车辆的动力特性	(416)
三、车辆的加速性能	(419)
第二节 车辆的功率平衡及牵引效率	(422)
一、车辆的功率平衡	(422)
二、车辆的牵引效率	(424)
三、车辆的牵引特性曲线	(425)
第三节 车辆的牵引计算	(430)
一、运输型车辆的牵引计算	(430)
二、牵引型车辆牵引计算步骤	(439)
三、液力机械传动系统传动比的选择	(449)
第十八章 车辆的制动性能	(452)
第一节 车辆的制动过程	(452)
一、车辆制动过程与受力分析	(452)
二、车辆制动平衡方程式	(454)
三、车辆制动性能的评价指标	(455)
第二节 影响车辆制动性能的因素	(457)
一、重量参数的影响	(457)
二、制动方式的影响	(458)
三、使用条件的影响	(459)
第十九章 车辆的燃料经济性	(459)
第一节 牵引型车辆燃料经济性及其影响因素	(459)
一、牵引型车辆燃料经济性的评价指标	(459)
二、影响牵引型车辆燃料经济性的因素	(460)
第二节 运输型车辆燃料经济性及其影响因素	(461)
一、运输型车辆燃料经济性的评价指标	(461)
二、影响运输型车辆燃料经济性的因素	(463)
第三节 装有液力传动的车辆的燃料经济性	(466)
第二十章 车辆的转向理论	(467)
第一节 轮式车辆的转向理论	(468)
一、轮式车辆的转向运动学	(468)
二、轮式车辆转向动力学	(470)
三、轮式车辆转向阻力矩	(472)
四、差速器对车辆性能的影响	(474)
第二节 履带式车辆的转向理论	(475)
一、履带式车辆的转向运动学	(476)
二、履带式车辆的转向动力学	(477)
第三节 履带式车辆的转向能力	(478)
一、发展于附着力的转向能力	(478)
二、受限于发动机功率的转向能力	(479)

第四节 履带式车辆上几种转向机构的性能	(480)
一、转向离合器式转向机构	(480)
二、单级行星转向机构	(483)
三、双差速器式转向机构	(484)
四、对履带式车辆转向机构的综合评价	(488)
第二十一章 车辆的通过性	(490)
第一节 车辆通过性的几何参数	(490)
第二节 车辆通过性的支承与牵引参数	(492)
一、单位压力	(492)
二、最大动力因素	(493)
三、相对附着重量 $\frac{G_0}{G}$	(494)
第三节 四轮驱动的寄生功率	(495)
第二十二章 车辆总体布置概论	(496)
第一节 车辆的选型	(497)
一、运输型轮式车辆	(497)
二、牵引型车辆型式的确定	(498)
第二节 各总成在车辆上的布置	(499)
一、运输型轮式车辆各总成的布置	(499)
二、牵引型轮式车辆各总成的布置	(504)
三、四轮驱动车辆的布置特点	(507)
四、牵引型履带式车辆布置特点	(510)
第三节 总体布置计算与运动校核	(513)
一、总体布置计算	(513)
二、车辆的运动校核	(513)

绪 论

内燃机与林用车辆是实现林业生产机械化作业的重要组成部分，它们与林业工作机具一起构成各种用途的林业专用作业机械。目前在营林机械、木材采伐运输机械和贮木场机械中，内燃机作为林业机械的动力，应用极为广泛；林区集运材，装车场和贮木场的木材装卸以及营林机械的牵引、运输等作业中，都应用不同类型的车辆，以提高木材生产的机械化程度。所以对任何一种林业机械来说，选配合适的内燃机和完善的车辆底盘，使其具有良好的整机性能是非常重要的。

为此，本书在内燃机理论方面，将着重在内燃机基本理论与计算的基础上，兼顾到性能选用和单缸内燃机结构设计两方面，以适应林用机具配套小型单缸内燃机设计制造的需要。车辆理论则主要研究整体车辆的各种理论性能。

我国林用内燃机和木材运载车辆的设计和制造，是解放以后随着林业和森林工业生产机械化程度的不断提高而发展起来的。五十年代初，我国开始引进苏联的“友谊”动力锯和KT-12型集材拖拉机以来，相继引进了西德、日本、瑞典、加拿大和捷克斯洛伐克等国家的动力锯与木材运载车辆。经过五十年代后几年对引进机械的改型、研制，迅速地促进了我国林业机械的专业化制造发展。六十年代以来，在国家标准系列化的总体规划下，林业部所属林机厂通过自行设计制造和选用国家标准系列机型两种途径，出现了一大批林业机械新产品，同时为林业部门自行设计制造林用配套内燃机和木材运载车辆奠定了基础。随着051型动力锯在林业部门的扩大生产以及对175F型和1E40F型(图1)通用汽油机的制造，在1973年泰州林机厂和西北林机厂分别试制成功了YJ4型(图2a)和CY5型短把动力锯，1977年又试制成功了GJ-85型高把动力锯(图2b)，使林用小型二冲程汽油机的设计和制造能力取得了较大的成果。目前林业部门生产的1E40FA、1E50F、GJ-85和175F型汽油机，已在国家小型汽油机系列型谱中成为主要机型。用于绞盘机、集材拖拉机和运材汽车的柴油机，在林业部门中也有285、485和8V120型产品。这些自行设计制造的内燃机，对加速林业机械的制造和改型起着重要作用。但林业机械要求配套内燃机的功率使用范围相当广泛，约从1.5ps到400ps，所以对广泛使用的林用内燃机来说，主要还是选用国家标准系列的机型，例如目前95、100、115和120(图3)等系列柴油机以及NJ-70、CA-10B型汽油机等。

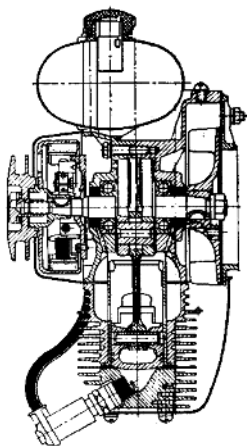


图1 1E40F型汽油机

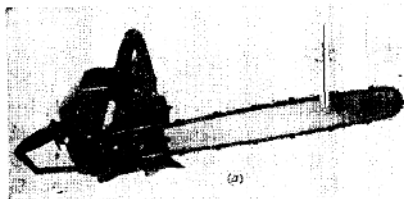


图2 小型汽油机在动力源上的布置

(a) YJ4型把手动力源 (b) GJ-85型高转速动力源

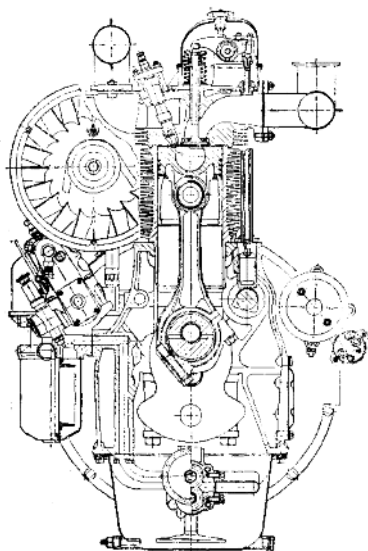


图3 4120F柴油机

轻便动力机械上，缸径在30~56mm，冲程缸径比为0.75~1.0，使用功率在1.5~5ps范围，标定功率下的转速为5000~8000r/min，以保证在最高切削速度和喷粉能力下给出最大功率。小型汽油机部件采用铝合金或镁合金压铸，比重量可降至1.9kg/ps以下，从而可减轻

林用车辆目前除采用国家标准系列车型外，还采用为林业部门生产的专用车型，例如1963年松江拖拉机厂在TJT-40M型集材拖拉机的基础上，为我国林区制成了集材-50型拖拉机，应用了国产柴油机，功率提高到50ps。该厂近年来又为林区自行设计制成了集材-80型四轮驱动折腰转向轮式集材拖拉机。在木材装载机械化作业方面，近年来常州林机厂和镇江林机厂已经分别自行设计制成了ZJM-2.5型轮式翻斗装载机和ZC-3型侧而叉式装卸机。目前，高承载量的大型运材汽车也在试制过程中。

为了尽快地实现我国林区在伐木、打枝、造材、归堆、集材和装车等多项工序的联合作业，林业部已组织设计了林业机械专用底盘，这为我国林业专用车辆底盘的标准化和通用化开辟了前景。

林用小型内燃机通常采用单缸风冷二冲程汽油机，主要用于手扶或背负式动力锯、割灌机和弥雾喷粉机等

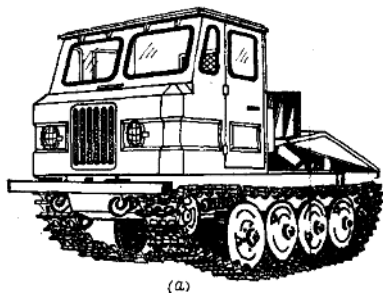
动力机械整机重量。短把动力锯多采用卧置或带有一定倾角的卧置气缸,以求结构紧凑并使动力锯整机平衡性好。高把动力锯则应用直列气缸。割灌机和弥雾喷粉机,由于结构布置原因常采用倒置或卧置。林用小型二冲程汽油机普遍装用无触点磁电机,点火可靠、使用维修方便。为保证动力锯在任何工作位置都能锯切作业,所有动力锯都应用泵喷式化油器。目前林用小型二冲程汽油机在升功率和重量等主要指标方面,已接近国外同类汽油机的先进水平。随着二冲程汽油机制造工艺的提高,振动与噪音的不断改善,二冲程汽油机在林用小型动力机械中的应用将更为广泛。林用车辆内燃机多选用 50~400ps 车用高速柴油机作为动力。集材拖拉机应用高速柴油机的使用功率为 50~150ps,木材装载机和运材汽车常采用 90~400ps 车用高速柴油机,绞盘机和营林拖拉机则应用 25~75ps 车用柴油机或汽油机。

集材拖拉机主要用于伐区集材、归堆和短距离运材等作业。目前我国林区使用的集材机有集材-50型履带式拖拉机和集材-80型四轮驱动折腰转向轮式拖拉机(或称铰接式拖拉机)两种(图4),它们都装有集材绞盘机和搭载板等专用设备。前者选用 4115T₁ 型四冲程水冷柴油机,标定功率为 50/1600 ps/r/min。后者选用 4120F₁ 型风冷四冲程柴油机,标定功率为 80/1800 ps/r/min。

目前国外林业机械化程度较高的国家,在平原和丘陵林区,广泛采用轮式折腰转向拖拉机进行集材作业。如果在这种拖拉机上装置起重设备后,就成为自装式集材机,当把集材和短途运材结合起来时,可进行装车、集运材和卸车作业,以提高生产效率。在新型的集材机上,还装有液压起重臂和抓钩装置。加拿大廷伯捷克型折腰转向轮式拖拉机带有捆木的钢索,称为钢索集材机,带有抓钩,则称为抓钩集材机。

折腰转向轮式集材拖拉机,虽已获得越来越广泛的应用,但履带式集材拖拉机的牵引性能较好,特别能适应某些林区的地形和潮湿土壤条件,具有较好的通过性能。

木材装载机主要用于林区山上装车场、贮木场及锯材厂完成原条或原木的装卸作业,也可用于工程、道路施工中完成铲掘、推土和装载运输作业。目前林业部门自行设计制造的 Z4JM-2.5 型木材装载机(图5),采用四轮驱动折腰转向拖拉机底盘,选用 6100 型柴油机,标定功率为 90/2000 ps/r/min。ZC-3 型侧面叉式装卸机,选用 4100 型柴油机和通用型汽车



(a)



(b)

图4 集材拖拉机

(a) 集材-50型履带式拖拉机 (b) 集材-80型轮式拖拉机

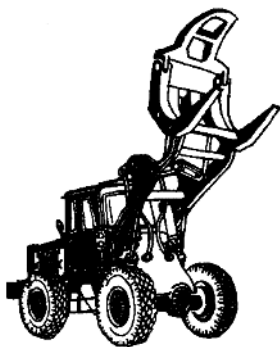


图5 Z4JM-2.5型木材装载机

盘为基础，并且底盘已通用化。苏联采用以TДТ-55型（62ps）和ТТ-4型（110ps）履带式拖拉机底盘为基础的各种联合机。美国则采用有履带式和轮式两种。联合机根据作业方式、地点的不同，有各种各样联合机，例如伐木—集材联合机，伐木—归堆联合机，伐木—打枝—造材—集材联合机（图6）等，内燃机的使用功率约为95~210ps。



图6 VOLVOBM920型伐木—打枝—造材联合机

综上所述，内燃机和车辆总是与具体的某种林业机具相配套应用于林业生产中，是林业机械组成的重要工作部分，它们所具有的性能都直接关系到林业机械的使用性能。为此，在内燃机与林用车辆的结构教学基础上，进一步掌握它们的基本理论与计算、基本设计知识和总体布置方案是重要的。

底盘。

林用车辆随着木材采运技术的发展和木材生产量日益增长的要求，国外林业较先进国家的伐区，在伐木、打枝、集运材等单项作业几乎全部实现了机械化。六十年代后期，美国、加拿大、瑞典、芬兰等国家，在改进和发展单工序机械的同时，大力加强了伐区全盘机械化的研究工作，为发展联合机械作业取得了一定的进展，目前多工序的联合机已在木材生产中得到应用。

国外联合机大多采用高通过性能和机动性能的车辆底盘，有轮式也有履带式。轮式多采用四轮驱动折展转向拖拉机底盘，也有采用六轮驱动的，如瑞典伏尔伏、比姆公司生产的伐区作业机，主要以160ps六轮驱动的971型底

第一篇 内燃机理论与计算

第一章 内燃机的热力学基础

各种热力发动机虽然其工作原理和构造各不相同，但其共同点都是使热能转变为机械能。为了实现这种转变，必须利用某种媒介物质，这种媒介物质称为工质。工程热力学是研究热能与机械能（功）之间互相转换的规律和工质热力性质的一门科学。它是热力学的一个分支。为了更好地利用热能，必须了解由热变为功的最有利条件。内燃机的热力学就是着重研究与内燃机有关的热力学理论基础。

工程热力学的研究方法是宏观的方法，即通过工质受热或冷却，膨胀或压缩时表现出来的宏观特征，以热力学第一定律和热力学第二定律为基础，对工质的状态变化和能量转换等进行分析推理。在解释某些与热有关的现象时，有时也要用微观的方法来补充，以说明现象的本质和内在原因。

客观的现象和变化过程极为复杂，因此在工程热力学中，常常对所研究的现象作某些理想化的假定，如理想气体、平衡过程、可逆过程、绝热过程等等，使研究能抓住现象的主要矛盾，简化了分析计算的过程。这样就容易得出具有较普遍意义的结论和计算公式。将这些结论和计算公式应用于热力工程的具体对象时可以采用适当修正的方法，使偏差值保持在工程上所允许的限度以内。

第一节 工质及其基本状态参数

在热力发动机中，热变为功的过程是利用工质受热膨胀作功来完成的，内燃机的工质是燃烧气体，简称气体。为了研究热变功过程的规律，说明气体在各种状态下的特征，必须采用某些物理量来确定气体的性质，这些物理量称为气体的状态参数。对于气体每一个确定的状态，各状态参数都有确定的数值，状态变化了，状态参数值也就变化。常用的状态参数有六个，即温度、压力、比容、内能、焓和熵。其中温度、压力、比容可以直接或间接地用仪器测量出来，因而称为工质的基本状态参数。内能、焓和熵这三个状态参数可以从基本状态参数中导出，因而称为导出的状态参数。它们将在以后各节中叙述。

一、温 度

温度是工质冷热程度的参数。根据气体分子运动理论，温度是物质分子运动平均动能的度量。温度越高，说明分子热运动越强烈，因而分子热运动的平均速度和动能也就越大。

目前，国际上通用的度量温度的温标主要有两种，一种是摄氏温标，或称百度温标，用符号 t 表示，单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。另一种是绝对温标，用符号 T 表示，单位为 $^{\circ}\text{K}$ 。

摄氏温标的 0°C 是指在一个物理大气压下, 纯水开始结冰时的温度(冰点)。而 100°C 是指在相同气压下, 纯水沸腾时的温度(沸点)。在 0°C 与 100°C 之间划分为 100 等分, 每一等分就是摄氏温度 1°C 。绝对温标和摄氏温标之间每一度的大小完全相等。绝对温标的零度则在冰点以下 273.16 度, 在工程上取 $0^{\circ}\text{C} = 273^{\circ}\text{K}$ 已足够准确, 摄氏温标与绝对温标之间的换算关系为

$$T = t + 273^{\circ} \quad (1-1)$$

因而 $0^{\circ}\text{K} = -273^{\circ}\text{C}$; $0^{\circ}\text{C} = 273^{\circ}\text{K}$; $100^{\circ}\text{C} = 373^{\circ}\text{K}$

在英、美等国还习惯采用华氏温标, 仍用符号 t 表示, 单位为 $^{\circ}\text{F}$, 华氏温标与摄氏温标之间的换算关系为

$$t^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9}(t^{\circ}\text{F} - 32) \quad (1-2a)$$

$$\text{及} \quad t^{\circ}\text{F} = \frac{9}{5}t^{\circ}\text{C} + 32 \quad (1-2b)$$

二、压 力

根据气体分子运动理论, 压力是容器中大量的气体分子撞击容器内壁的结果。

压力的大小用垂直作用于容器壁单位面积上的力来表示。即

$$p = \frac{P}{f} \quad (1-3)$$

式中 p ——单位面积上的力,

P ——作用于容器壁的总压力,

f ——容器壁的总面积。

在工程上, 测量气体的压力通常用压力表, 也可用盛有水或水银的 U 形管压力计, 因此压力的单位也有不同的表示方法。

(一) 用单位面积上的力表示 如果力的单位用“公斤力”, 面积的单位用平方米或平方厘米, 则压力的单位为公斤力/平方米 (kgf/m^2) 或公斤力/平方厘米 (kgf/cm^2), $1\text{kgf}/\text{cm}^2$ 的压力也称一个工程大气压, 即

$$1 \text{ 个工程大气压(at)} = 1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 10000\text{kgf}/\text{m}^2$$

在物理学上一个标准大气压力是指在纬度 45° 海平面上大气的年平均压力, 它等于 $1.0333\text{kgf}/\text{cm}^2$, 即

$$1 \text{ 物理标准大气压(atm)} = 1.0333\text{kgf}/\text{cm}^2 = 10333\text{kgf}/\text{m}^2$$

在英、美等国习惯采用磅 (lbf) 作为力的单位, 用平方英寸 (in^2) 作为面积的单位, 则压力单位即为 lbf/in^2 , 它与 kgf/cm^2 的换算关系为

$$1\text{kgf}/\text{cm}^2 = 14.2 \text{ lbf}/\text{in}^2$$

(二) 用液柱高度表示 测量气体的压力也可以用水柱或汞柱的高度来表示, 因为液柱作用在容器底面积 f 上的力 P 等于液柱的重量。即

$$P = h \cdot f \cdot \gamma$$

式中 h ——液柱的高度,

γ ——液体重度, 即单位体积液柱的重量。

因为

$$p = \frac{P}{F} = h \cdot \gamma$$

所以

$$h = \frac{p}{\gamma} \quad (1-4)$$

已知水的重度为 1000 kgf/m^3 ，汞的重度为 13595 kgf/m^3 ，则有下列关系。

$$1(\text{at}) = \frac{10000}{1000} = 10(\text{mH}_2\text{O})$$

及

$$1(\text{at}) = \frac{10000}{13595} = 0.736 \text{ mHg} = 736(\text{mmHg})$$

$$1(\text{atm}) = \frac{-10333}{1000} = 10.333(\text{mH}_2\text{O})$$

及

$$1(\text{atm}) = \frac{10333}{13595} = 0.76 \text{ mHg} = 760(\text{mmHg})$$

目前在国外已采用了新的国际单位制，它采用牛顿/米²(N/m²)作为压力单位，有些国家将 N/m² 称为帕斯(Pa)。1N/m² 即 1Pa，相当于 0.102mmH₂O 或相当于 1.02×10^{-5} at。在工程技术上因嫌 1N/m² 太小，使用不方便，一般采用巴(bar)作为压力单位(表 1-1)。

$$1(\text{bar}) = 10^5 \text{ N/m}^2 = 1.01972(\text{at})$$

或

$$1(\text{at}) = 0.980665(\text{bar})$$

有时也用百万牛顿/米²(MN/m²)作为压力单位

$$1(\text{MN/m}^2) = 10^6 \text{ N/m}^2 = 10.1972(\text{at})$$

表 1-1 工程上常用的压力单位换算表

巴 bar(10^5 N/m^2)	工程大气压 at(kgf/cm^2)	水银柱高 mmHg	水柱高 mmH ₂ O	磅/英寸 ² lbf/in ²	帕 斯 克 Pa(N/m^2)
1	1.02	750	1.02×10^4	14.51	1×10^5
0.981	1	736	1×10^4	14.22	9.81×10^4
1.33×10^{-3}	0.00136	1	13.6	0.0193	133.3
9.81×10^{-5}	1×10^{-4}	736×10^{-4}	1	1.42×10^{-4}	9.81
6.985×10^{-2}	0.0703	51.72	703.1	1	6895
1×10^{-5}	1.02×10^{-5}	7.5×10^{-4}	0.102	14.5×10^{-5}	1

为测量容器中气体的压力，可以用一个两端开口的 U 形管与容器相连，U 形管内的液体在两侧压力差作用下即能显示出容器中压力的相对值。如图 1-1 所示。

在图 1-1 中，容器中气体的压力比外界的大气压力 B 高 h_1 ，液柱高，这高出的部分称表压力，用符号 p_s 表示。在图 1-2 中，容器中气体的压力比外界大气压力 B 低 h_2 ，液柱高，此液柱高称为真空度，用符号 p_v 表示。容器中气体压力的绝对数值称为绝对压力，用符号 p_a 表示。根据图 1-1，力的平衡方程式为

$$p_a = p_s + B \quad (1-5)$$

根据图 1-2，则相应应有

$$p_a + p_v = B \quad \text{或} \quad p_s = B - p_v \quad (1-6)$$

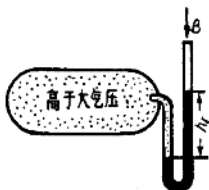


图 1-1 容器中压力高于外界大气压时的情况



图 1-2 容器中压力低于外界大气压时的情况

应当指出，只有绝对压力才是气体的状态参数，表压力仅表示容器中气体的压力比外界大气压高出多少，而真空度则表示容器中气体的压力比外界大气压力低多少。要求得气体绝对压力必须知道当时当地的大气压力值，因为大气压力随地理位置和气候条件而变。在内燃机中，用压力表量得缸内的压缩压力即为表压力，用真空表量得的气缸进气管压力即为真空度。当气体压力较高时，往往把大气压力 B 值取为 1 at ，在工程计算中其误差是允许的。

三、比 容

工质的容积随所处的温度和压力不同而变化，反映一定量工质容积大小的状态参数就是比容。所以比容是指 1 公斤工质所占有的容积，用符号 v 表示，单位是 m^3/kg 。设容器中有 $m \text{ kg}$ 工质，所占容积为 $V \text{ m}^3$ ，则其比容为

$$v = \frac{V}{m} (\text{m}^3/\text{kg}) \quad (1-6)'$$

比容的倒数称为密度。它是指单位容积工质所具有的质量。用符号 ρ 表示，单位为 kg/m^3 。即

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{m}{V} (\text{kg}/\text{m}^3)$$

或

$$\rho \cdot v = 1 \quad (1-7)$$

上式表明，比容和密度互为倒数，对气体的状态来说，比容和密度的乘积恒等于 1。

当工质的压力和温度发生变化时，比容就随之变化。在实际计算中常常需要规定一个标准状态。国际上把压力为 1 atm ，温度为 0°C （或 273°K ）的状态规定为标准状态。标准状态下的压力、温度和比容分别用符号 p_0 、 t_0 、 v_0 表示。

第二节 理想气体状态方程式和混合气体

一、理想气体与实际气体

在热力学中研究气体的性质时，通常引出理想气体的概念。它是一种假想的气体，由完全弹性的分子所组成，分子都是不占有容积的质点，同时分子之间也没有吸引力。提出理想气体的概念就使研究的对象大为简化。但它并不是凭空臆想出来的，对于自然界中的许多气体，当其压力很低，温度远在其临界温度以上时（其比容相应很大），气体的性质就很接近

理想气体。例如空气、燃气、氧、氮和大气中的水蒸汽等通常都可近似地看作是理想气体。适用理想气体的定律和状态方程式。但是当气体压力增高，温度降低(其比容相应很小)时，以致气体分子本身的体积及分子间的作用力均不能忽略时，这时气体就不能当作理想气体看待，而是属于实际气体。此时理想气体的定律和状态方程式即不能适用，例如锅炉中产生的水蒸汽、制冷机蒸汽等就是实际气体。如果将这些蒸汽继续加热，使它大大超过其临界温度，则它的性质又可接近理想气体。对某种压力和温度条件下的气体能否当作理想气体看待，这要取决于计算误差能否在工程要求的允许范围内。在以后的叙述中，除了特别说明之外所有气体都是指理想气体而言。

二、理想气体状态方程式及其应用

大量实验证明：气体的压力、温度和比容之间存在着一定的内在联系。在这三个独立状态参数中只要任意两个参数被确定，气体的热力状态即被确定。其他的状态参数也就有确定的值，对于气体某一确定的状态，三个基本状态参数之间有下列关系

$$F(p, v, T) = 0$$

称为气体的状态方程或称特性方程。

对于 1 公斤的理想气体，它的状态方程式为

$$pv = RT \quad (1-8)$$

此式又称克拉贝隆方程式。

式中 p ——气体的绝对压力， kgf/m^2 ；

v ——气体的比容， m^3/kg ；

T ——气体的绝对温度， $^\circ\text{K}$ ；

R ——气体常数， $\text{kgf}\cdot\text{m}/\text{kg}\cdot^\circ\text{K}$ ，取决于气体的性质，与气体的状态无关，不同的气体 R 值不同。

某些气体的气体常数如表 1-2 所示。

表 1-2 某些气体的气体常数

气 体 名 称	符 号	分 子 量	气 体 常 数 R
氧	O_2	32	26.5
氮	N_2	28	30.26
二氧化碳	CO_2	44	19.28
水 蒸 汽	H_2O	18	47.1
空 气		28.9	28.3

将式 (1-8) 两边均乘以气体的数量，则得出 G 公斤的气体状态方程式

$$pV = GRT$$

因为

$$V = vG$$

所以

$$pV = GRT \quad (1-9)$$

式 (1-8) 及 (1-9) 中各物理量必需用同一单位制的单位，在工程热力学中通常采用工程制单位，即 p 用 kgf/m^2 ， v 用 m^3/kg ， T 用 $^\circ\text{K}$ ， G 用 kg ， R 用 $\text{kgf}\cdot\text{m}/\text{kg}\cdot^\circ\text{K}$ 。