

中国大百科全书

机械工程

II 62
7311
56412: 7
T.2

中国大百科全书

第三卷

第三分册

第三分册





中国大百科全书

中国大百科全书出版社

中国大百科全书

机械工程

II

中国大百科全书出版社

北京·上海

1987.7

中国大百科全书

· 机械工程 ·

Ⅱ

中国大百科全书总编辑委员会《机械工程》编辑委员会

中国大百科全书出版社编辑部编

中国大百科全书出版社出版发行

(总社: 北京安定门内大街东便门1号 分社: 上海古北路650号)

新华书店经销 上海海峰印刷厂印装 上海人民印刷制版厂彩图分色

开本 787×1092 1/16 印张 34 插页 36 字数 1,261,000

1987年7月第一版 1987年7月第一次印刷

ISBN 7—5000—0190—8 / TH·6

精装(乙)国内定价: 18.45元

N

Nawel-Situokesl fangcheng

纳维-斯托克斯方程 (Navier-Stokes equation)

对牛顿流体(见流体力学)微团应用牛顿第二定律所得到的流体运动微分方程,是流体动力学基本方程之一。这一方程是1827年由法国工程师C. L. M. H. 纳维首先提出的,1845年由英国物理学家G. G. 斯托克斯加以完善,简称N-S方程,是粘性不可压缩流体动力学的基础。

具体形式 直角坐标系中,N-S方程的具体形式为

$$\begin{aligned}\frac{Du}{Dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \right] \\ &\quad + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\ \frac{Dv}{Dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \right] \\ &\quad + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ \frac{Dw}{Dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{v} \right) \right] \\ &\quad + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right]\end{aligned}$$

式中 u, v, w 分别为速度 $\mathbf{v}$ 在 x, y, z 方向的分量; X, Y, Z 分别为外部作用于单位质量流体的体积力沿 x, y, z 方向的分量; p 为压力; ρ 为密度; η 为动力粘度; $\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z}$,其中 t 为时间; $\nabla \cdot \mathbf{v} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$ 。

在不可压缩流体(变形率为零,即 ρ 为常数)的流动过程中,温度变化通常不大,可假定 η 为常数,这时N-S方程的形式为

$$\begin{aligned}\frac{Du}{Dt} &= X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \gamma \nabla^2 u \\ \frac{Dv}{Dt} &= Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \gamma \nabla^2 v \\ \frac{Dw}{Dt} &= Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \gamma \nabla^2 w\end{aligned}$$

式中 $\gamma = \frac{\eta}{\rho}$,称为运动粘度; $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ 。

N-S方程的物理意义是:单位质量流体微团的加速度,等于它所受到的体积力、表面上作用的压力与粘性应力之和。

应用 对于极少数非常简单的流动,如圆管、平行板内的层流流动等,N-S方程有解析解。20世纪60年代以来,随着电子计算机和数值计算技术的发展,已用N-S方程求解了许多工程问题,如透平机械叶片通道内的流动等。N-S方程有两种近似求解途径,当雷诺数很大时,N-S

方程简化为边界层方程(见边界层理论);当雷诺数很小时,由N-S方程可建立极慢流动理论,广泛用于轴承润滑、两相流动、渗流等问题。

(朱之焜)

naimogang

耐磨钢 (wear resistant steel) 抵抗磨料磨损的钢。这类钢还没有成为一个完全独立的钢种,其中公认的耐磨钢是高锰钢。也有人将轴承钢、石墨化钢或其他适当的钢作为耐磨钢使用。

高锰钢 高锰钢是抗冲击磨损的典型耐磨钢,1882年英国人R. A. 哈德菲尔德首先制成,故又称哈德菲尔德钢。它含有约1.2%的碳和13%的锰,经1000~1050℃的水中淬火处理后能获得全部的奥氏体组织,因此也称奥氏体高锰钢。它具有很好的韧性和很强的加工硬化倾向,在冲击条件下显示出优越的耐磨性。高锰钢主要用于制作颚式破碎机齿板、挖掘机斗齿和铁路道岔等。

其他耐磨钢 在机械工程中根据使用条件和工艺要求的不同。常选用其他适当的钢种来作为耐磨钢使用。主要的有4类。

① 低合金高强度钢:这类钢的含碳量较低,可焊性好,可通过正火或淬火一回火,达到适当的硬度和一定的抵抗磨料磨损的能力。主要用于制造矿用载重车的翻斗、输矿槽和洗煤设备等。

② 中碳钢和中碳合金钢:这类钢经热处理后具有高的强度和较好的耐磨性,可用于制造犁铧、松土器、推土机上的易磨损零件等。

③ 高碳钢和合金工具钢:这类钢经热处理后可获得高的耐磨性,可用于制造受冲击载荷不大的零件,如耙片、收割机刀片、磨煤机磨辊或球磨机的磨球等。

④ 中铬钢和高铬钢:这类钢中含有铬、耐腐蚀,因此适于制造在水中或在一定腐蚀条件下的耐磨料磨损的易损零件,如泥浆泵和水轮机中的易磨损零件等。

参考书目

林范编:《高锰钢》,冶金工业出版社,北京,1960。

(王琼礼)

nairgang

耐热钢 (heat resistant steel) 在高温下具有足够强度、一定抗氧化性和耐腐蚀性以及长期的组织稳定性的钢。耐热钢包括热强钢和抗氧化钢。

热强钢 在高温下具有足够强度并有一定抗氧化性的钢。热强钢常用于制造汽轮机、燃气轮机的转子和叶片、锅炉过热器、高温下工作的螺栓和弹簧等。常用的热强钢有珠光体热强钢、马氏体热强钢和奥氏体热强钢等。

① 珠光体热强钢:这类热强钢含合金元素少,其总含量一般不超过3~5%。最常用钢为含铬、钼、钒的钢,如15CrMo、12Cr1MoV等。它们的使用温度在600℃以下,价格便宜,工艺性好,广泛用于动力、石油等工业部门作为锅炉用钢及高温管道材料。

② 马氏体热强钢:这类热强钢含合金元素较多,应

用最广的是含铬 13% 的 Cr13 钢。为了提高热强性,一般还加入强化元素钨、钼、钒等,如 1Cr12MoV、1Cr12WMoV 等,它们的抗氧化性和消振性能优于珠光体热强钢,广泛用于制造 600℃ 以下的汽轮机叶片、增压器叶片、阀门、主轴等。另一类是含铬、硅的马氏体热强钢,如 4Cr9Si2、4Cr10Si2Mo 等。加入铬和硅能提高抗氧化性和抗燃烟气体(包括铅化物)腐蚀的性能,主要用来制造发动机排气阀门,也可制造 800℃ 以下受力较小的加热炉构件等。

③ 奥氏体热强钢:含有较多的合金元素,尤其是铬和镍。发展最早的是含铬 18%、含镍 8% 的 18-8 型钢,并在此基础上加入钨、钼、铌、钛等以提高其热强性,从而形成一系列奥氏体热强钢种。这类钢的特点是热强性高,塑性和韧性好,抗氧化性强,在 600~700℃ 范围内使用,常用的 1Cr18Ni9Ti 钢在 700~900℃ 的还有一定的抗氧化性,在 650℃ 以下有足够的热强性,可用来制作过热器管道、热交换器等。又如 4Cr14Ni14W2Mo 钢,在合金元素的综合作用下,它的热强性、抗氧化性均比上述的 4Cr9Si2、4Cr10Si2Mo 等马氏体热强钢为高,可在 650℃ 下长期使用,可制造航空和船舶的内燃机排气阀等。

抗氧化钢 在高温下能保持良好的化学稳定性、能抵抗氧化和介质腐蚀而不起皮的钢,又称耐热不起皮钢。常用的抗氧化钢分为铁素体抗氧化钢和奥氏体抗氧化钢。

① 铁素体抗氧化钢,这类钢的抗氧化性及耐含硫气体腐蚀性能好。因为含铬量高,能在表面形成一层微密的、能有效地阻止继续氧化的氧化膜,但是有晶粒长大变脆的倾向,不宜承受冲击载荷,可作受力不大的炉用构件。常用的钢号有 1Cr13Si3、1Cr13SiAl、1Cr25Ti 等。

② 奥氏体抗氧化钢,这类钢有较高的热强性,好的韧性和抗渗碳性,可在 1100~1200℃ 的温度下使用。常用的钢号有 Cr18Ni25Si2、1Cr25Ni20Si2 等,可用于制造在炉膛内使用高温下受力的构件。在这类钢中加入锰和氮,可扩大和稳定钢中的奥氏体区域,形成镍锰氮钢系,如 3Cr18Mn12Si2N、2Cr20Mn9Ni2Si2N 等。这类钢的抗氧化性虽稍差,但高温强度和抗硫腐蚀性优于一般含铬镍的奥氏体抗氧化钢,可在 900~1000℃ 高温下工作。

参考书目

Л. 柯洛姆比、И. 戈赫曼著,赵忠译:《不锈钢与热强钢》,中国工业出版社,北京,1965。(Л. Коломбье, И. Гохман, *Нержавеющие и жаропрочные стали*, Металлургиздат, Москва, 1958.)

М. Ф. 阿列克森科著,郝应麒、李云盛译:《耐热结构钢及耐热不锈钢的组织 and 性能》,机械工业出版社,北京,1965。

(М. Ф. Алексеев, *Структура и свойства теплоустойчивых конструкционных и нержавеющих сталей*, Оборонгиз, 1962.)

(朱景鹏)

nan/jiagong jinshu caillao de qlexiao

难加工金属材料的切削 (machining of difficult-to-cut metals) 某些高强度或高硬度金属材料切削加工性很差,切削时或者刀具寿命缩短,或者卷

难加工金属材料的特征和改善切削加工性的措施

材料名称和特征	改善切削加工性的措施
不锈钢: ① 强度高、韧性大、高温强度高而导热性差,故切削时塑性变形大,切削力大,切削温度高,使刀具磨损加剧、寿命缩短 ② 由于加工硬化严重,表面层产生残余应力和形成积屑瘤,使表面粗糙度增大,表面层质量差 ③ 切屑的强度和韧性较大,断屑困难	① 宜选用强度高、韧性好、导热性好和粘附性小的 YW 或 YG 类硬质合金刀具,也可用高速钢刀具 ② 刀具前角加大,主偏角减小,并有卷屑槽 ③ 进给量和切削深度不宜太小 ④ 选用润滑、冷却效果好的切削液如硫化油、机械油和乳化液等
钛合金: ① 塑性差,切屑变形较小,剪切角较大,切屑容易卷曲折断为挤裂切屑 ② 导热性很差,刀具前面与切屑的接触面积很小,切削热集中在刀刃附近,故切削温度很高 ③ 在高温下与刀具的亲合力强,表层有很硬的氧化物和氮化物,故刀具易磨损 ④ 弹性模量小,易产生弯曲变形,引起振动	① 宜选用与钛合金亲和力小、导热性好、强度高的钨钴类硬质合金刀具 ② 减小刀具前角以增加刀-屑接触面积 ③ 切削速度不宜太高,以免切削温度过高烧坏刀具 ④ 粗车外皮时,刀尖应深入到氧化皮以下 ⑤ 采用极压乳化液充分冷却以降低切削温度,提高表面层质量和延长刀具寿命
高温合金: ① 塑性变形大,如 GH140 在室温下的延伸率可达 45% ② 高温强度高,塑性变形抗力大,故单位切削力为中碳钢的 2 倍多 ③ 刀具与工件间摩擦强烈而导热性差,故切削温度高(仅次于钛合金) ④ 加工硬化严重,表面硬度约比基体高 50~100% ⑤ 由于以上原因使刀具产生强烈磨损,刀具寿命很短,表面粗糙度增大	① 宜选用加有钨或钼的钨钴类硬质合金如 643M、YG10H、813 和 YGRM 等作为刀具材料;也可用含钴或钼的高速钢 ② 刀具要锋利并有卷屑槽,前角稍小,后角稍大 ③ 选用较低的切削速度,中等的进给量和较大的切削深度 ④ 用硬质合金刀具时选用极压油类切削液;用高速钢刀具时可用乳化液或化学切削液 ⑤ 工艺系统刚度要好,机床应有足够功率
高强度钢: ① 退火状态时切削加工性好;淬火和回火后切削加工性显著恶化 ② 刀-屑接触长度短,刀刃附近应力很大,容易崩刃 ③ 切屑极为强韧,很难折断,淬火和回火后尤其如此	① 宜选用 YT14、YT15、YT05、YW3 等硬质合金或热压 Al_2O_3-TiC 金属陶瓷作刀具 ② 车刀可采用负前角 ③ 切削速度不宜太高;材料强度和硬度越高,速度应越低 ④ 刀具应有合适的断屑台或卷屑槽 ⑤ 加强工艺系统刚度,防止崩刃
高锰钢: ① 硬度不高,但受压或受冲击后严重强化,硬度可提高 1 倍以上,耐磨性极强,切削十分困难 ② 塑性好、韧性大、导热性差,故切削力大、切削温度高,刀具极易磨损 ③ 切屑难以卷曲和折断	① 宜选用含钨或钼的钨钴类硬质合金或热压 Al_2O_3-TiC 金属陶瓷作刀具 ② 刀具应锋利,在保证刀刃强度的条件下,前角尽量加大 ③ 切削速度不宜太高,进给量不宜太小,切削深度应大于硬化层厚度 ④ 采用等离子弧加热切削,可提高效率 7~10 倍,并改善表面质量

屑、断屑困难,或者加工表面质量差,或者这几种现象兼而有之,故这类材料称为难加工金属材料。切削加工中常遇到的难加工金属材料有不锈钢、钛合金、高温合金、高强度钢和高锰钢等。

这类金属材料难于加工的主要原因是:①材料中含有高熔点的合金元素如铁、钛、铬、钴、镍、钒、钨、钼和锰等,它们相互结合,或与氮、硼、碳等元素相结合,形成高硬度的化合物(颗粒),加剧了刀具的磨损;②材料本身的强度(特别是高温强度)和硬度高,韧性大,加工时由于表面塑性变形而产生严重的加工硬化,使切屑强韧,因此切削力很大,切削温度高;③有些难加工材料(如钛合金)的化学活性大,与刀具材料的化学亲和力强,使刀具容易产生粘着磨损和扩散磨损(指在切削区的高温作用下,刀具与工件中的元素互相扩散,使刀具表层组织变化),而加快刀具磨损。

各种难加工材料具有不同的特点,在切削加工时需要采取不同的措施才能有效地改善切削加工性。常用的基本措施是:①提高工艺系统的刚度;②加大机床的功率;③合理选用刀具材料;④合理设计刀具结构和几何参数;⑤选用适当的切削用量;⑥选用适当的切削液和供液方法;⑦采用振动切削、等离子弧加热切削(见切削加工)等新工艺或电火花加工、电解加工等特种加工方法。某些难加工金属材料的特征和改善切削加工性的措施见上页表。

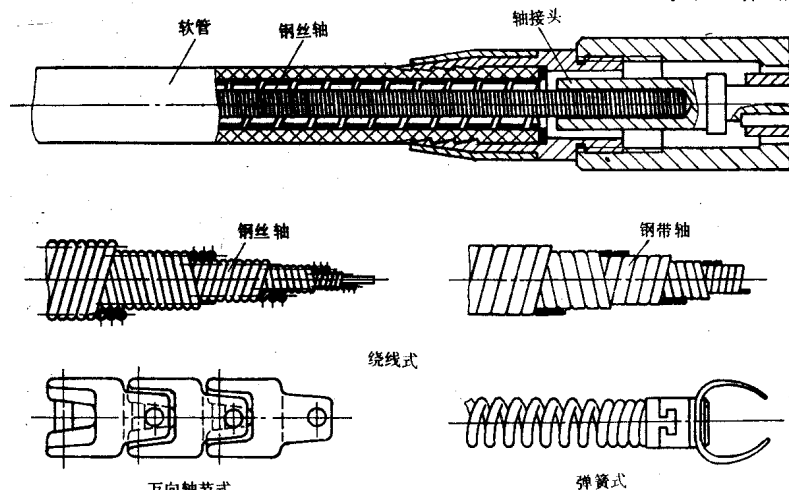
(张幼楨)

naoxingzhou

挠性轴 (flexible shaft) 刚度很小、可自由弯曲的轴(见图),也称软轴。挠性轴用于联接不在同一轴线和不在同一方向或有相对运动的两轴,以传递旋转运动和扭矩。

挠性轴分为绕线式、万向轴节式和弹簧式 3 种。

① 绕线式挠性轴:由钢丝(或钢带)轴、软管和轴接头组成。钢丝轴由 4~10 层高碳钢钢丝缠绕而成,最外层一般为左旋,转矩主要靠这一层承担,轴的转向以能使



挠性轴的类型

此层绕紧为合理(正转);反转时只能承担正转转矩的 15% 左右。如用粗钢丝把外层缠紧,则承受的转矩可提高 70~80%。钢带轴的结构与钢丝轴相似。软管多由成型钢带卷成,主要用来贮存润滑剂和防尘。钢丝轴接头用来联接两轴,软管接头用来联接两轴的支承部分。接头通过焊接联接或螺纹联接方式与轴、管结成一体,有多种接头型式。

② 万向轴节式挠性轴:由许多轴节连成,有球管轴节和柱叉轴节等型式,可适应轴的弯曲,节数越多则挠性越大。

③ 弹簧式挠性轴:为一长圆柱螺旋弹簧,一头装有各种工具,以进行不同的作业,这种轴可不用软管。

挠性轴的优点是安装方便,结构紧凑,可在较长距离内传递运动和动力,移动方便。它多用于高转速和小转矩的传动,例如带动手提式喷砂器和研磨机、汽车转速表,启动某些装置的阀门和开关等。但挠性轴的扭转刚度小,如在方向改变大和转矩波动大时,其从动端转速的不均匀性也大。在一般情况下,挠性轴所能传递的功率不超过 5.5 千瓦;无弯曲时转矩不超过 50 牛·米,转速可达 20 000 转/分。使用时,转速依轴径和工作中弯曲半径而定。使用前须把接头联牢,并定期清洗和润滑。

(郭可谦)

neiranji

内燃机 (internal combustion engine) 燃

料在机器内部燃烧,使放出的热能直接转换为动力的热力发动机,是一种动力机械。广义上的内燃机不仅包括往复式活塞式内燃机、旋转活塞式发动机和自由活塞式发动机,也包括旋转叶轮式的燃气轮机、喷气式发动机等,但通常所说的内燃机是指活塞式内燃机。活塞式内燃机以往复式最为普遍。活塞式内燃机将燃料和空气混合,在其气缸内燃烧,释放出的热能使气缸内产生高温高压的燃气。燃气膨胀推动活塞做功,再通过曲柄连杆机构(见曲柄滑块机构)或其他机构将机械功输出,驱动从动机械工作。活塞式内燃机自 19 世纪 60 年代问世以来,

经过不断改进和发展,已是比较完善的机械。它热效率高、功率和转速范围宽、配套方便、机动性好,所以获得了广泛的应用。全世界各种类型的汽车均以内燃机为动力。海上商船、内河船舶和常规舰艇(见船舶动力装置),以及某些小型飞机都由内燃机来推进。内燃机车约占各类机车的 2/3。拖拉机、农业机械、工程机械、小型移动电站和战车等也都是用内燃机作为动力。世界上内燃机的保有量在动力机械中居首位,它在人类活动中占有非常重要的地位。

简史 活塞式内燃机起源于用火药爆炸获取动力,但因火药燃烧难以

控制而未获成功。1794年,英国人 R. 斯特里特提出从燃料的燃烧中获取动力,并且第一次提出了燃料与空气混合的概念。1833年,英国人 W. L. 赖特提出了直接利用燃烧压力推动活塞做功的设计。

煤气机问世 人们提出过各种各样的内燃机方案,但在 19 世纪中叶以前均未付诸实用。直到 1860 年,法国的 E. 勒努瓦模仿蒸汽机的结构设计制造出第一台实用的煤气机。这是一种无压缩、电点火、使用照明煤气的内燃机。勒努瓦首先在内燃机中采用了弹力活塞环。这台煤气机的热效率为 4% 左右。英国的 W. 巴尼特曾提倡将可燃混合气在点火之前进行压缩。随后又有人著文论述对可燃混合气进行压缩的重要作用,并且指出压缩可以大大提高勒努瓦内燃机的效率。1862 年,法国科学家 A. E. B. de 罗沙对内燃机热力过程进行理论分析之后,提出提高内燃机效率的要求,这就是最早的四冲程工作循环。1876 年,德国发明家 N. A. 奥托运用罗沙的原理,创制成功第一台往复式活塞式、单缸、卧式、3.2 千瓦(4.4 马力)的四冲程内燃机,仍以煤气为燃料,采用火焰点火,转速为 156.7 转/分,运转平稳。在当时,无论是功率还是热效率,它都是最高的。压缩比最初为 2.66,热效率达到 14%。奥托内燃机获得推广,性能也在不断提高。1880 年单机功率达到 11~15 千瓦(15~20 马力),到 1893 年又提高到 150 千瓦(200 马力)。由于压缩比的提高,热效率也随之增高,1886 年热效率为 15.5%,1897 年已高达 20~26%。1881 年,英国工程师 D. 克拉克研制成功第一台二冲程的煤气机,并在巴黎博览会上展出。

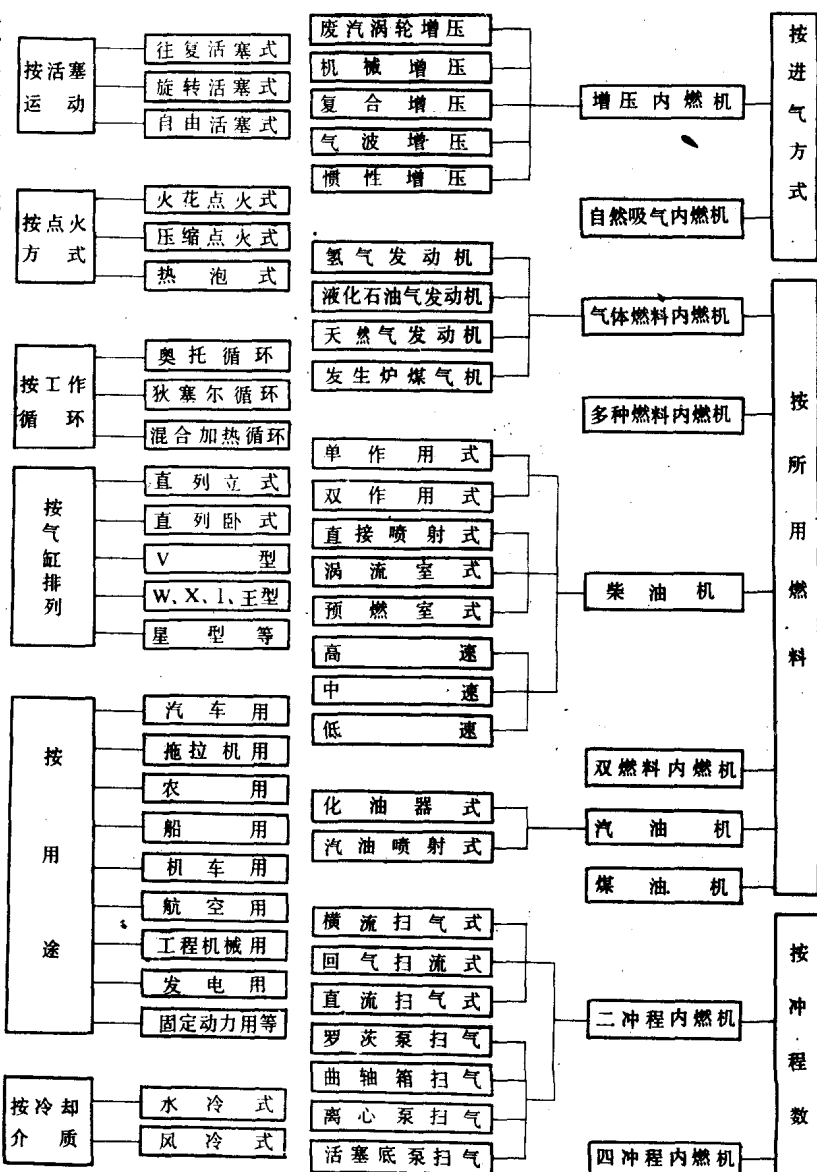
汽油机诞生 随着石油的开发,比煤气易于运输携带的汽油和柴油引起了人们的注意。首先获得试用的是易于挥发的汽油。1883 年,德国的 G. 戴姆勒创制成功第一台立式汽油机,它的特点是轻型和高速。当时其他内燃机的转速不超过 200 转/分,它却一跃而达到 800 转/分。轻型和高速特别适应交通运输机械的要求;1885~1886 年汽油机作为汽车动力运行成功,大大推动了汽车的发展;同时,汽车的发展又促进了汽油机的改进和提高。不久汽油机又用作小船的动力。

柴油机的发明 1892 年,德国工程师 R. 狄塞尔受面粉厂粉尘爆炸的启发,设想将吸入气缸的空气高度压缩,使其温度超过燃料的自燃温度,再

用高压空气将燃料吹入气缸,使之着火燃烧。他首创的压缩点火式内燃机(柴油机)于 1897 年研制成功,为内燃机的发展开拓了新途径。狄塞尔开始力图使内燃机实现卡诺循环,以求获得最高的热效率,但实际上做到的是近似的等压燃烧。其热效率达 26%。压缩点火式内燃机的问世,引起了世界机械业的极大兴趣。压缩点火式内燃机也以发明者而命名为狄塞尔引擎(Diesel engine)。这种内燃机以后大多用柴油为燃料,故又称为柴油机。1898 年,柴油机首先用于固定式发电机组,1903 年用作商船动力,1904 年装于舰艇,1913 年第一台以柴油机为动力的内燃机车制成,1920 年左右始用于汽车和农业机械。

旋转活塞式发动机的产生 早在往复式内燃机诞生以前,人们就曾致力于创造旋转活塞式的内燃机,但均未获成功。直到 1954 年,联邦德国工程师 F. 汪克尔解

表 1 内燃机分类表



决了密封问题后才于1957年研制出旋转活塞式发动机,被称为汪克尔发动机。它具有近似三角形的旋转活塞,在特定型面的气缸内作旋转运动,按奥托循环工作。这种发动机功率高、体积小、振动小、运转平稳、结构简单、维修方便,但由于它燃料经济性较差、低速扭矩低、排气性能不理想,所以还只是在个别型号的轿车上得到采用。

分类 内燃机的类型繁多,它可以按多种方式分类,最主要的是按它所用的燃料(如柴油、汽油等)和工作循环的行程数(四冲程、二冲程)分类,也有按冷却介质、气缸排列分类的,还可按点火方式、进气是否增压来分类。其详细分类见表1。

基本组成 往复活塞式内燃机的组成部分主要有曲柄连杆机构、机体和气缸盖、配气机构、供油系统、润滑系统、冷却系统、起动装置等。

气缸是一个圆筒形金属机件。密封的气缸是实现工作循环、产生动力的源地(参见彩图插页第72页)。各个装有气缸套的气缸安装在机体里,它的顶端用气缸盖封闭着。活塞在气缸套内可往复运动,并从气缸下部封闭气缸,从而形成容积作规律变化的密封空间。燃料在此空间内燃烧,产生的燃气动力推动活塞运动。活塞的往复运动经过连杆推动曲轴作旋转运动,一般是曲轴从飞轮端将动力输出。由活塞组、连杆组、曲轴和飞轮组成的曲柄连杆机构是内燃机传递动力的主要部分。

活塞组由活塞、活塞环、活塞销等组成。活塞呈圆柱形,上面装有活塞环,借以在活塞往复运动时密闭气缸。上面的几道活塞环称为气环,用来封闭气缸,防止气缸内的气体漏泄,下面的环称为油环,用来将气缸壁上的多余的润滑油刮下,防止润滑油窜入气缸。活塞销呈圆筒形,它穿入活塞上的销孔和连杆小头中,将活塞和连杆联接起来。连杆大头端分成两半,由连杆螺钉联接起来,它与曲轴的曲柄销相连。连杆工作时,连杆小头端随活塞作往复运动,连杆大头端随曲柄销绕曲轴轴线作旋转运动,连杆大小头间的杆身作复杂的摇摆运动。曲轴的作用是将活塞的往复运动转换为旋转运动,并将膨胀行程所作的功通过安装在曲轴后端的飞轮传递出去。飞轮能储存能量,使活塞的其他行程能正常工作,并使曲轴旋转均匀。为了平衡惯性力和减轻内燃机的振动,在曲轴的曲柄上还适当装置平衡质量。

活塞位于距曲轴轴线最远的位置称为上止点;位于距曲轴轴线最近的位置称为下止点。上、下止点之间的距离称为活塞行程。上、下止点之间的气缸容积称为气缸工作容积。

气缸盖中有进气道和排气道,内装进、排气门。新鲜充量(即空气或空气与燃料的可燃混合气)经空气滤清器、进气管、进气道和进气门充入气缸。膨胀后的燃气经排气门、排气道和排气管,最后经排气消声器排入大气。进、排气门的开启和关闭是由凸轮轴上的进、排气凸轮,通过挺柱、推杆、摇臂和气门弹簧等传动件分别加以控制的,这一套机件称为内燃机配气机构。通常由空

气滤清器、进气管、排气管和排气消声器组成进排气系统。

为了向气缸内供入燃料,内燃机均设有供油系统。汽油机通过安装在进气管入口端的化油器将空气与汽油按一定比例(空燃比)混合,然后经进气管供入气缸,由汽油机点火系统控制的电火花定时点燃。柴油机的燃油则通过柴油机喷油系统喷入燃烧室,在高温高压下自行着火燃烧。

内燃机气缸内的燃料燃烧使活塞、气缸套、气缸盖和气门等零件受热,温度升高。为了保证内燃机正常运转,上述零件必须在许可的温度下工作,不致因过热而损坏,所以必须备有冷却系统(见内燃机冷却系统)。

在曲柄连杆机构、配气机构、活塞与气缸套和传动齿轮等相互摩擦的零件之间均供入润滑油进行润滑,以便减小摩擦,降低磨损,冷却净化和防腐,从而保证内燃机正常工作并延长其使用寿命。为此,内燃机设有润滑系统(见内燃机润滑系统)。

内燃机不能从停车状态自行转入运转状态,必须由外力转动曲轴,使之起动力。这种产生外力的装置称为起动力装置。常用的有电起动力、压缩空气起动力、汽油机起动力和人力起动力等方式(见内燃机起动力装置)。

工作循环 内燃机的工作循环由进气、压缩、燃烧和膨胀、排气等过程组成。这些过程中只有膨胀过程是对外作功的过程,其他过程都是为更好地实现作功过程而需要的过程。按实现一个工作循环的行程数,工作循环可分为四冲程和二冲程两类。(参见彩图插页第73页)

四冲程工作循环 在进气、压缩、膨胀和排气四个行程内,即在曲轴旋转两圈内完成一个工作循环。①进气行程:活塞由上止点下行到下止点。此时进气门开启,排气门关闭。流过空气滤清器的空气,或经化油器与汽油混合形成的可燃混合气,经进气管道、进气门进入气缸。②压缩行程:活塞由下止点上行至上止点,此时进、排气门均关闭,气缸内气体受到压缩,压力增高,温度上升。③膨胀行程:在压缩上止点前即喷油或点火,使混合气燃烧,产生高温、高压的燃气推动活塞下行并作功,此时活塞由上止点下行至下止点。④排气行程:在活塞从下止点向上止点运动时推挤气缸内废气经排气门排出。此后再由进气行程开始,进行下一个工作循环。

二冲程工作循环 在两个行程,即曲轴旋转一圈内完成一个工作循环。当活塞在下止点时,进、排气口都开启,新鲜充量由进气口充入气缸,并扫除气缸内的废气,使之从排气口排出。活塞上行,将进、排气口均关闭,气缸内充量开始受到压缩,直至活塞接近上止点时点火或喷油,使气缸内可燃混合气燃烧。气缸内燃气膨胀,推动活塞下行作功。当活塞下行使排气口开启时,废气即由此排出,进气口再开启时新鲜充量充入气缸并清除废气,活塞继续下行至下止点时即完成一个工作循环。当活塞返回上行时即开始下一个工作循环(见二冲程内燃机)。

示功图 整个工作循环中气缸内气体压力随相应于

不同活塞位置时的气缸内容积而变化的关系曲线，其包围的面积可表示整个工作循环中气缸内气体所作的功，故称为示功图。示功图是由示功器测录的。

换气过程和配气相位 内燃机的排气过程和进气过程统称为换气过程。换气的主要作用是尽可能把上一循环的废气排除干净，使本循环供入尽可能多的新鲜充量，以使尽可能多的燃料在气缸内完全燃烧，从而发出更大的功率。换气过程的好坏直接影响内燃机的性能。为此，除了降低进、排气系统的流动阻力外，主要是使进、排气门在最适当的时刻开启和关闭。若用曲轴转角表示进、排气门的开启和关闭的时间，则称之为配气相位，也就是说要选择最合适的配气相位。实际上，四冲程内燃机的进、排气门不是在上、下止点位置时开启和关闭，而是适当地提前开启和延迟关闭。进气门是在上止点前即开启，以保证活塞下行时进气门有较大的开度，这样可在进气过程开始时减小流动阻力，减少吸气所消耗的功，同时也可充入较多的新鲜充量。当活塞在进气行程中运行到下止点时，由于气流惯性，新鲜充量仍可继续充入气缸，故使进气门在下止点后延迟关闭。排气门也在下止点前提前开启，即在膨胀行程后部分即开始排气，这是为了利用气缸内较高的燃气压力使废气自动流出气缸，从而使活塞从下止点向上止点运动时气缸内气体压力低些，以减少活塞将废气排挤出气缸所消耗的功。排气门在上止点后关闭的目的是利用排气流动的惯性，使气缸内的残余废气排除得更干净。因为排气门延迟关闭而进气门提前开启，在上止点附近就有一段时间进、排气门同时开启，这段时间称为气门重叠期，如用曲轴转角表示这重叠期，则称为气门重叠角。在气门重叠期内会有少量新鲜充量充入气缸后即从排气门流出，这种现象称为扫气。

气缸点火次序 对于两缸以上的多缸内燃机来说，虽然各个气缸都按相同的工作循环顺序工作，但在同一时刻每个气缸所进行的工作过程却不相同。各个气缸的同名行程按照气缸数目和排列方式相互隔开一定的曲轴转角。各个气缸同名行程的顺序称为气缸工作顺序。气缸工作顺序常以各缸点火的先后次序表示，故又称之为气缸点火次序，也称为气缸发火次序。

四冲程内燃机在曲轴转两圈(即 720° 曲轴转角)中，每个气缸完成一个工作循环。要使内燃机运转平稳，须使每缸作功行程均匀地分布在 720° 曲轴转角内。 i 个气缸的四冲程内燃机相邻点火的各缸间隔角度 $\theta = 720^\circ / i$ 。如 6 缸内燃机的点火次序可为 1-5-3-6-2-4。二冲程内燃机在曲轴转一圈(即 360° 曲轴转角)中，每个气缸完成一个工作循环，则间隔角度应为 $\theta = 360^\circ / i$ 。

性能参数 内燃机性能主要包括动力性能和经济性能。动力性能是指内燃机发出的功率(扭矩)，表示内燃机在能量转换中量的大小。标志动力性能的参数有扭矩和功率等。经济性能是指发出一定功率时燃料消耗的多少，表示能量转换中质的优劣，标志经济性能的参数有热效率和燃料消耗率。

扭矩 从内燃机曲轴输出的扭矩是指：燃料在气缸内燃烧后燃气膨胀所产生的功，除了克服内燃机内各部分摩擦阻力和驱动本机辅助设备外，用于驱动其他工作机械时由曲轴输出的扭矩。它可用测功器测量。

有效功率 内燃机在单位时间内所输出的有效功称为有效功率，又称输出功率。在某工况下，用测功器测得内燃机扭矩 M_e (牛·米)、用转速计测得内燃机转速 n (转/分)后，可用下式求出有效功率

$$P = \frac{M_e \cdot n}{9550}$$

内燃机铭牌上标明的功率称为标定功率，或称为额定功率。与标定功率相当的转速称为标定转速，或额定转速。

有效热效率 转换成内燃机有效功的热量与所消耗燃料热量的比值。如果知道所用燃料的低热值 H_u (千焦/千克)，并测得内燃机的有效功率 P (千瓦)和每小时燃料消耗量 G_b (千克/时)，则可按下式求得有效热效率

$$\eta_e = \frac{3.6 \times 10^3}{G_b H_u} P$$

内燃机有效热效率越高，表示燃料的热量利用得越好，内燃机的燃料经济性越好。

燃料消耗率 内燃机为输出每 1 千瓦有效功率而在 1 小时内所消耗的燃料，称为燃料消耗率 g_e 。对外作功相同的内燃机所消耗的燃料越少，即燃料消耗率越低，则表明内燃机的燃料经济性越好。

燃料消耗率用下式计算

$$g_e = \frac{3.6 \times 10^3}{\eta_e H_u}$$

或

$$g_e = \frac{G_b \times 10^3}{P}$$

现代内燃机的有效热效率和燃料消耗率在表 2 所列范围之内。

表 2 内燃机的有效热效率和燃料消耗率

类 型	有效热效率 η_e	燃 料 消 耗 率 g_e (克/(千瓦·时))
高速柴油机	0.4~0.3	215~285
中速柴油机	0.43~0.36	195~245
低速柴油机	0.46~0.38	190~225
汽 油 机	0.30~0.20	270~410

平均有效压力 内燃机在一个循环中单位气缸容积所发出的有效功。它反映内燃机单位气缸工作容积输出扭矩的大小。平均有效压力 p_e 是内燃机强化程度的重要标志，并且经常用来表示内燃机的动力性能。其计算公式如下

$$p_e = \frac{300 \tau P}{V_h i n}$$

式中 τ 为冲程数，四冲程内燃机 $\tau = 4$ ，二冲程内燃机 $\tau = 2$ ； V_h 为一个气缸的工作容积(升)； i 为内燃机的气缸数目。

现代各类型内燃机的平均有效压力 p_e 一般在表 3 所列范围内。

表 3 内燃机的平均有效压力

类 型	平均有效压力 p_e (兆帕)	类 型	平均有效压力 p_e (兆帕)
四冲程汽油机	0.65~1.20	增压四冲程柴油机	0.8~2.2
二冲程汽油机	0.3~0.65	非增压二冲程柴油机	0.45~0.86
非增压四冲程柴油机	0.35~0.9	增压二冲程柴油机	0.75~1.6

升功率(P_e) 相当于每 1 升气缸工作容积所发出的有效功率,可用下式求算

$$P_e = \frac{P}{iV_h}$$

P_e 大,则表明内燃机的强化程度高,所以它也是评价内燃机动力性能时常用的参数。

内燃机特性 内燃机按给定条件稳定运转时,其主要性能参数(功率、燃料消耗率等)与工作状态的主要参数(转速、负荷)之间的变化规律称为内燃机特性。它常用曲线表示,称为内燃机特性曲线(见图)。它可用来评定内燃机在不同运转条件下的动力性能和经济性能。内燃机的主要特性有负荷特性、速度特性、调速特性、推进特性和万有特性。

负荷特性 在转速不变时,主要性能参数(燃料消耗率 g_e 、燃料消耗量 G_b 和排气温度 t_r 等)随负荷(用平均有效压力 p_e 或有效功率 P 表示)而变化的规律。它可用来评定在固定转速下工作的内燃机在不同负荷下运转的经济性。

速度特性 将内燃机的油量调节机构(如汽油机的节气门,柴油机喷油泵的齿条或拉杆)固定在某一位置上时,内燃机扭矩 M_e 、功率 P 、燃料消耗率 g_e 等主要性能参数随转速而变化的规律。油量调节机构固定在标定功率位置时测得的速度特性称为全负荷速度特性,或称外特性。

扭矩随转速变化的曲线形状,可以说明内燃机动力性能对外界负荷变化的适应能力,通常用扭矩储备系数 μ_m 表示

$$\mu_m = \frac{\text{外特性曲线上最大扭矩值}}{\text{外特性曲线上标定工况时的扭矩值}} \\ = \frac{M_{e\max}}{M_e}$$

μ_m 值对工程机械、货运汽车和拖拉机用内燃机很有意义。因为这类内燃机工作时经常遇到短期超负荷的情况,要求内燃机在降低转速时发出更大的扭矩,以克服短期过载,避免内燃机熄火或频繁换挡。

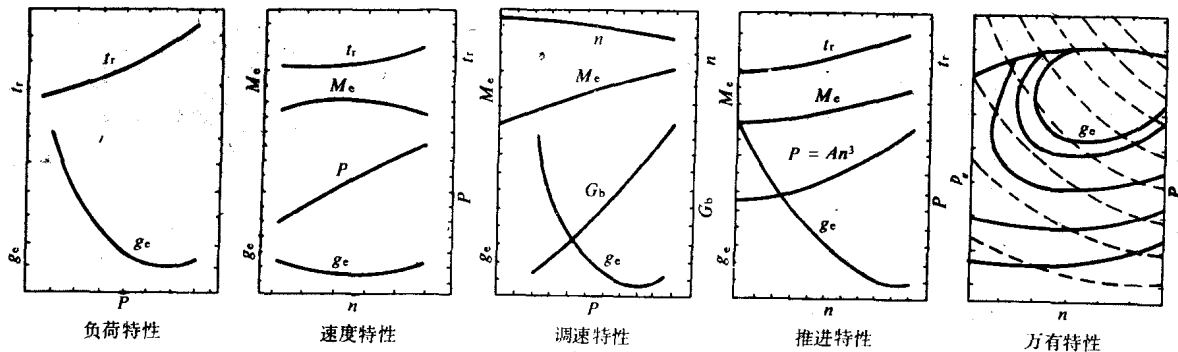
调速特性 将调速手柄固定在某一位置时,由调速器自动控制油量调节机构的变化情况下,有效功率和扭矩与转速相应变化的规律。它主要用来考核所用调速器的性能是否符合内燃机的使用要求。

推进特性 在船用柴油机按螺旋桨特性 $P = An^3$ (A 为常数)工作时,各种性能参数随转速变化的规律。它用来评定驱动螺旋桨的船用内燃机的性能,以及匹配螺旋桨和确定船舶的经济航速。

万有特性 表明内燃机各主要性能参数之间相互关系的综合特性。它是以转速 n 为横坐标,以平均有效压力 p_e 和功率 P 为纵坐标,并在坐标场中绘出若干条等燃料消耗率 g_e 曲线和等功率 P 曲线所构成的曲线族。它可以表示各种转速、各种负荷状况下的燃料经济性,对全面评定内燃机性能,特别是经常在变转速、变负荷下工作的车用内燃机性能有重要意义。

发展趋势 与其他热力发动机相比,往复式内燃机热效率高(柴油机热效率为 0.40~0.46,汽油机为 0.30,汽轮机为 0.35,蒸汽机为 0.09~0.16,燃气轮机为 0.30),功率范围大(0.6~40 000 千瓦),转速范围宽(90~6 000 转/分,甚至达 10 000 转/分),配套方便,成本较低,已成为现代动力机械中的重要组成部分,并且仍在不断地发展。内燃机的发展趋势是:

- ① 改进燃烧过程,提高机械效率,减少散热损失,降低燃料消耗率;
- ② 开发和利用非石油制品燃料,扩大燃料资源;
- ③ 减少排气中有害成分,降低噪声(见内燃机噪声)和振动,减轻对环境的污染(见内燃机排污);
- ④ 采用高增压技术(见内燃机增压),进一步强化内燃机,提高单机功率;



内燃机特性曲线

- ⑤ 研制复合式发动机、绝热式涡轮复合式发动机；
- ⑥ 采用微处理机控制内燃机，使之在最佳工况下运转。加强结构强度的研究，以提高工作可靠性和寿命（见内燃机寿命），不断创制新型内燃机。

参考书目

西安交通大学内燃机教研室编：《内燃机原理》，中国农业机械出版社，北京，1981。
长尾不二夫著，冯中、万欣等译校：《内燃机原理与柴油机设计》，机械工业出版社，北京，1984。（长尾不二夫：《内燃機関講義》第3次改著，養賢堂，東京，1977。）

（武善谋 蒋德明）

neiranji donglixue

内燃机动力学 (engine dynamics) 研究内燃机运转中的力学现象的科学。其主要任务是研究分析内燃机运转时各主要零件的运动规律及其受力情况，用以作为内燃机零件设计、计算的依据。它还研究这些力对内燃机动力装置的影响及其消减方法。内燃机动力学的主要内容为曲柄连杆机构运动学、曲柄连杆机构动力学和内燃机平衡分析等。

曲柄连杆机构运动学 研究曲柄、连杆，尤其是活塞的运动规律。活塞作周期性往复运动时的位移 x 、速度 v 和加速度 a 可用下述各式近似求算

$$x = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$
$$v = r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$
$$a = r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

式中 α 为曲轴转角； ω 为曲轴旋转角速度； r 为曲柄半径； λ 为曲柄半径 r 与连杆长度 l 之比，即

$$\lambda = r/l$$

曲柄作回转运动，连杆作复杂的平面运动。连杆的运动往往被简化分解为随活塞组的往复运动和随同曲柄的旋转运动。

曲柄连杆机构动力学 研究分析曲柄连杆机构（见曲柄滑块机构）在运动中力的生成、传递和输出。作用在曲柄连杆机构上的力有曲柄连杆机构运动时产生的往复惯性力和离心惯性力，以及内燃机气缸内的气体压力。

往复惯性力

$$F_j = -m_j \cdot a = -m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$
$$= -m_j r \omega^2 \cos \alpha - m_j r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$$
$$= F_{jI} + F_{jII}$$

式中 m_j 为曲柄连杆机构中作往复运动的部件的质量，它包括活塞组（活塞、活塞环和活塞销等）的质量 m_A 和连杆换算在小头中心部分的质量 m_{LA} 。

$$m_{LA} = m_L \frac{l_B}{l}$$

m_L 为连杆质量； l_B 为连杆重心至连杆大头中心的距离。

往复惯性力是由若干简谐力组成的，但在工程计算中取一级往复惯性力 F_{jI} 与二级往复惯性力 F_{jII} 之和。

离心惯性力 用 F_r 表示，

$$F_r = m_r r \omega^2$$

式中 m_r 为曲柄连杆机构作旋转运动的不平衡质量，它包括曲柄销的质量和换算到曲柄销中心的曲柄不平衡质量、连杆换算在大头中心部分的质量 m_{LB} 。

$$m_{LB} = m_L \frac{l_A}{l}$$

l_A 为连杆重心至连杆小头中心的距离。

气体压力 用 F_G 表示，可从内燃机示功图中直接得到。

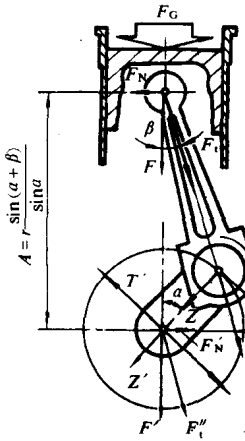


图1 作用在曲柄连杆机构上的力及其传递

气体压力向下推动活塞，经活塞销、连杆、曲柄销、主轴颈传递给主轴承，它与向上推气缸盖的力恰好大小相等、方向相反，在机体内达到平衡，并不传到机外。

作用在曲柄连杆机构上的力及其传递 往复惯性力 F_j 和气体压力 F_G 的合力 $F = F_j + F_G$ 传递给活塞销（图1），分解为垂直于气缸壁的侧压力 $F_N = F \tan \beta$ 和沿着连杆轴线的力 $F_t = F / \cos \beta$ 。 F_t 传递到曲柄销，分解为沿着曲柄方向的径向力 $Z = F \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$ 和垂直于曲柄的切向力 $T = F \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$ 。切向力相对于曲轴轴线构成内燃机的输出力矩

$$M = T \cdot r = \frac{F \cdot r \cdot \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$$

F_t 传到主轴颈，分解为沿气缸轴线方向的力 $F' = F$ 和垂直于气缸轴线的力 $F'_N = -F_N$ 。 F'_N 与 F_N 大小相等、方向相反，它构成内燃机输出力矩的反转矩

$$M' = -F'_N \cdot A = -F_N \cdot r \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = -M$$

与输出力矩 M 同时存在。反转矩 M' 通过机体传到机外。

内燃机平衡分析

若内燃机在稳定工况下传给机架的力和力矩的大小、方向不变，则这样的内燃机称为平衡的内燃机。单缸机不平衡的力和力矩有往复惯性力 $F_j = F_{jI} + F_{jII}$ 、离心惯性力 F_r 和反转矩 M' 。这些力和力矩周期性地变化并作用在机架上，激起振动，影响机器附近人员的舒适，也影响

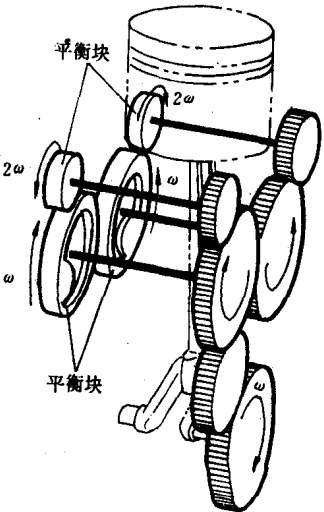


图2 兰彻斯特平衡机构

多缸内燃机的平衡

型式	缸数	曲柄布置	离心惯性力 F_c	一级往复惯性力 F_{I1}	二级往复惯性力 F_{I2}	回转惯性力矩 M_r	一级往复惯性力矩 M_{I1}	二级往复惯性力矩 M_{I2}
直	1		X	X	X	O	O	O
	2		X	X	X	O	O	O
	3		O	O	O	X	X	X
	4		O	O	X	O	O	O
列	5		O	O	O	X	X	X
	6		O	O	O	O	O	O
	6 (120°)		O	O	O	X	X	X
	8 (90°)		O	O	X	O	O	O
V	8 (90°)		O	O	O	X	X	O
	12 (60°)		O	O	O	O	O	O
	12 (180°)		O	O	O	O	O	O

注：图上点划线为气缸轴线
轴线括号中数字为V型夹角

结构的可靠性和机器的经济性。

单缸机的平衡措施 对于离心惯性力，只要在曲柄的对侧加置适当的平衡块，使离心力与机器的离心惯性力相等即可达到平衡的目的。对于往复惯性力，采用上述简单平衡块只能使不平衡的力转移到与气缸轴线相垂直的平面，达不到平衡的目的。但人耐受水平方向振动的能力优于垂直方向振动的能力，所以在实际生产中往往采用这种简单平衡块法。对于要求高的机器，常采用兰彻斯特平衡机构(图2)。它是采用一对大小相等、旋转方向相反的平衡块，若其转速与曲轴转速相等，而相位差 180° ，则可使其离心惯性力在气缸轴线方向的分力恰好与机器的一级往复惯性力相平衡；与气缸轴线相垂直平面上的分力自相抵消。若再加一对转速为曲轴转速两倍的平衡块，即可平衡机器的二级往复惯性力。

多缸内燃机的平衡分析 多缸机平衡分析可用空间力系的方法处理，其平衡情况如下表所示。表中“O”表示已平衡；“X”表示不平衡。

多缸机的平衡措施 简单平衡块和兰彻斯特平衡机构对多缸机的平衡作用，与对单缸机的作用相同。若使兰彻斯特平衡机构的平衡轴两端平衡块相位差 180° ，即可用以平衡往复惯性力矩。

(林大渊)

neiranji lengque xitong

内燃机冷却系统 (cooling system of internal combustion engine) 用吸热介质冷却高温零件，以保持内燃机在最佳温度状况下工作的装置。在内燃机中，由于气缸套、气缸盖、活塞和气门等机件直接与高温燃气接触受到强烈的加热，机件温度很高。这不仅会导致机件强度降低，而且可能产生很大的热应力，使机件损坏。高温还会破坏气缸壁上的润滑油膜，使润滑油氧化变质，以致活塞、活塞环和气缸套严重磨损、咬伤或粘着。此外，过高的温度还会使进入气缸的空气密度降低，引起爆震、早燃等不正常燃烧。为了保证内燃机正常、可靠的运转，必须通过冷却系统对这些高温机件冷却。内燃机工作时，燃料燃烧所放出的热量有 $20\sim 35\%$ 是由冷却系统散走的。采用水作为冷却介质的称为水冷式冷却系统，采用空气作为冷却介质的称为风冷式冷却系统。

水冷系统 它使高温机件的热量先传给水，然后再将热量散掉。水冷系统由节温器、散热器、风扇、水泵和水套等组成(图1)。在气缸盖和机件中铸有存水的水套，以便使水接近受热机件。一般采用结构紧凑、输水量大的离心水泵(见离心泵)，由曲轴通过皮带驱动水泵。冷却水经水泵供入水套并从气缸壁和气缸盖吸收热量后流入散热器的上水箱内。在散热器的上下水箱间排列有许多用金属材料制成的扁平直管，管的周围装有许多薄的散热片。风扇安装在水泵皮带轮上，风扇扇动空气以高速从散热片间流过散热器。散热器上水箱内的热水在流过散热器的扁平管内流往下水箱时，将热

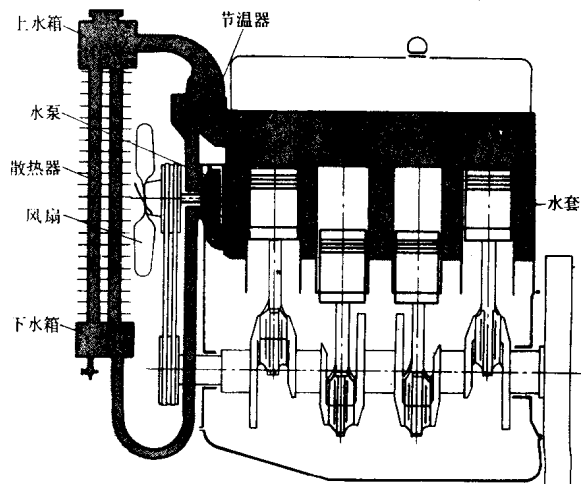


图1 水冷系统

量传给空气而得到冷却。这种用泵强迫冷却水循环的系统称为强制冷却系统。还有一种不用泵的自然对流冷却系统。

内燃机工作时转速和负荷经常变化。按高负荷设计冷却系统的内燃机，在低负荷运转时散至冷却水的热量减少，所以冷却系统的散热能力也应相应减小，因此需要对冷却系统散热能力进行调节。调节的方法是用百叶窗改变通过散热器的空气量，或者在风扇传动中装入硅油式或磁电式离合器，由一个感温器控制。当温度升高时，离合器逐步接合，带动风扇使流经散热器的空气量增加；反之，空气量减少。用可调风扇会使结构复杂，但可减少消耗于冷却系统的功率，节约燃料。另一种方法是改变流经散热器的冷却水循环流量，以调节冷却强度。在缸盖出水口处安装的节温器一般有折叠式和肋式两种。节温器波纹筒内装有挥发液。当水温在 80℃ 左右时，挥发液的蒸气压力增大使波纹筒膨胀，推动阀杆将主阀门打开，此时副阀门关闭，从气缸盖水套中流出的冷却水全部流入散热器进行冷却；在水温低于 70℃ 时主阀门关闭，副阀门打开，此时冷却水从气缸盖水套流出，全部经副阀门流入水泵，再被水泵压入机体进行循环，冷却水不再流入散热器中冷却。这样，水温度很快升到正常运转温度 80~90℃。

风冷系统 使高温机件的热量直接散入空气中的冷却系统。风冷系统由风扇、导风罩、挡风板和散热片组成（图 2）。气缸盖和气缸外表面都设有散热片，以增加散热

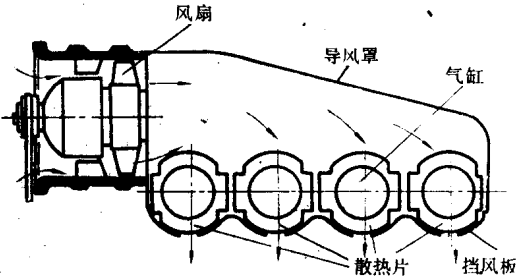


图 2 风冷系统

面积。风扇将空气经导风罩、挡风板吹过气缸盖和气缸。空气流经散热片时将气缸盖和气缸的热量带走。导风罩和挡风板的作用是更有效地利用空气流，并使各缸冷却均匀。

风冷系统直接用空气冷却，因此比水冷系统结构简单。它不用水作冷却介质，所以不会发生漏水、冻结和沸腾等故障。因此，在严寒或酷热天气、缺水或沙漠地带使用风冷系统非常方便，但它不如水冷系统冷却均匀、可靠，且噪声较大，因此风冷系统在内燃机中的应用不如水冷系统普遍。

（孙大立）

nei ran ji pai wu

内燃机排污 (exhaust emission of internal combustion engine) 内燃机排气中的有害成分。

长久以来，内燃机排放物中的污染物未曾引起人们重视。1943 年，美国发生了洛杉矶烟雾事件，第一次显现出汽车内燃机排放的烃（即碳氢化合物）所造成污染的严重性。70 年代以来，由于汽车保有量的急剧增加，在一些国家内汽车内燃机排污已构成公害，引起世人的极大关注，不少国家相继制订了控制汽车和内燃机排污的标准和法规。

内燃机排放的污染物 主要的污染物是一氧化碳 (CO)、碳氢化合物 (烃类) 和氮氧化物 (NO_x) (其中 99% 为 NO，其次是 NO₂)。此外，尚有二氧化硫 (SO₂)、醛类 (RCHO)、3,4-苯并芘等有害气体和铅尘、烟尘等颗粒物。一定数量的烃类和氮氧化物在静风、逆温等特定条件下，经强烈的阳光照射会产生二次污染物——光化学氧化剂，形成光化学烟雾（即洛杉矶烟雾）。其主要成分是臭氧 O₃（约占总重 90%）以及过氧乙酰基硝酸酯 (PAN)、醛类、有机氮化物 (RONO₂) 和烟雾剂（气溶胶）等。

污染物的危害 CO 与血红蛋白的亲合力为氧的 300 倍，NO 与血红蛋白的亲合力比 CO 还强。CO 和 NO 被人吸入后将分别形成碳氧血红蛋白和亚硝基血红蛋白，从而削弱血红蛋白向组织输送氧的能力。人体缺氧后，中枢神经受损，引起机能障碍以至死亡，高浓度的 NO₂ 对肺功能的损害较明显。烃类对人体健康的影响不明显，但它与 NO_x 却是发生光化学烟雾的两种主要成分。光化学烟雾具有很强的氧化能力，对人、畜、植物和某些人造材料都有危害，遇有 SO₂ 时还将生成硫酸雾，酸蚀一切可蚀物，危害则更大。3,4-苯并芘是一种高致癌物质。直径小于 1 微米的颗粒物（称为飘尘 SPM）可长久地飘浮于大气中，成为 3,4-苯并芘等有害物质进入人体的载体，因此飘尘具有潜在的危害性。城市大气中的铅主要来自汽车排气，其中 1 微米以下的铅尘可直接被人吸入，大一些的铅颗粒则沉积于水和土壤中，又会间接地被人摄入。人体内积存少量铅对健康尚不显示影响，城市居民的尿和尿中一般都可查到铅。但是血（含）铅过多时将出现红血球异常，影响血色素合成；尿（含）铅过多时则引起肝功能障碍。

内燃机排气管排出的废气是污染物的主要排放源。此外，曲轴箱的通风和燃油箱、化油器的蒸发也会有一些烃类和少量 CO 及 NO_x 逸出（表 1）。

表 1 各种污染物的组成

排 放 源	污染物相对排放量 (占该污染物总排放量的百分数)		
	CO	NO _x	烃类
排气管的排气	98~99	98~99	55~65
曲轴箱的通风	1~2	1~2	25
燃油箱、化油器的蒸发	0	0	10~20

内燃机排气中各污染物的浓度 表 2 为柴油机与汽油机排气污染浓度的比较。汽油机的 CO 和烃类排放较

柴油机严重,柴油机的颗粒物(黑烟)排放则比汽油机严重。因此,汽油机和柴油机净化的侧重点不同。内燃机各运转工况时的排气流量不同,排气中各污染物的浓度也不同,其变化趋势如表3。因此,不同用途的内燃机因运转工况的组成不同,总的运转排污量各有差异。内燃机的净化工作应根据使用中运转工况的组成规律,集中解决各主要运转工况时的排污,以保证内燃机在配套使用中总的运转排污量为最低。

表2 内燃机排气中各污染物的浓度

污 染 物	柴 油 机	汽 油 机
CO	小于0.1%	小于10%
烃类	小于300 ppm	小于1000 ppm
NO _x	1000~4000 ppm	2000~4000 ppm
颗粒物	0.5g/m ³	0.01g/m ³

表3 内燃机排气与运转工况的关系

运转工况	排 放 浓 度 (%或ppm)	排气流量 (l/h)
怠速	CO、烃类高,NO低	低
加速 (不同加速度)	CO、烃类、NO均很高	高
等速 (不同转速)	CO、烃类低,NO在较高转速时较高	在较高转速时较高
减速 (不同减速度)	CO、烃类(特别是烃类)高,NO _x 低	低

各运转工况下排污的多少,主要取决于燃烧过程和排气管内的化学反应。改善燃烧过程以减少排污被称为机内净化,包括燃烧室的设计,以及进排气系统、供油系统和点火系统的改进。60年代以来,广为发展的汽油机分层燃烧过程和柴油机废气涡轮增压(见内燃机增压)燃烧过程,可以在减少CO和烃类的同时达到节油的目的。当采用机内净化仍不足以符合排放法规要求时,则在排气管内附加催化反应器或电子喷射催化反应器、热反应器和废气再循环(EGR)等装置,将废气氧化、还原处理后排出,一般称之为尾气处理或机外净化。但尾气处理会使内燃机动力性和经济性恶化,并且需要增加成本和维护保养费用,而铂催化反应器还要求使用高级无铅汽油,因此尾气处理仅作为弥补机内净化之不足。对电子计算机控制供油的研究,可能实现历来供油装置所不能进行的精确调整,使内燃机排污量降至最低,其结构还将大大简化。

现代内燃机均已普遍装置曲轴箱强制通风系统(PCV)和燃料蒸发控制

系统(ELCD),基本上抑制了曲轴箱通风和燃油箱、化油器内蒸发的逸散。

参考书目

潘德生、韩纳英著,陆孝宽、陆坤元、范宝国译:《发动机的有害排放物及其控制》,机械工业出版社,北京,1980。(D. J. Patterson, N. A. Henein, *Emission From Combustion Engines and Their Control*, Ann Arbor Science Publ. Inc., Ann Arbor, Michigan, 1972.)

(苗 斌)

neiranji peiqi jigou

内燃机配气机构 (valve mechanism of internal combustion engine)

控制内燃机进气和排气的机构。内燃机在完成一个工作循环以后,为了持续地工作必须将膨胀作功后的废气排出气缸,并及时地吸入新鲜充量(空气或可燃混合气)。配气机构按内燃机各缸工作顺序,适时地开启和关闭进、排气门或进、排气口(见二冲程内燃机),以保证充分换气。

布置形式 配气机构按气门在内燃机上布置的方式可分为侧置气门式和顶置气门式两类(图1)。

① 侧置气门式:结构简单,但进、排气阻力大,燃烧室难以设计得紧凑,抗爆性和高速性都差,燃料消耗率又高,故现代内燃机很少采用,只在强化程度低的汽油机上还有采用的。

② 顶置气门式:由于燃烧室紧凑,进、排气阻力小,可以增多内燃机的新鲜充量和提高汽油机的压缩比,内燃机的动力性能和经济性能都优于侧置气门式,在柴油机和汽油机中得到广泛应用。顶置气门式配气机构又可分为下置凸轮轴和顶置凸轮轴两种。后者的凸轮轴置于气缸盖上,凸轮直接或通过摇臂开启气门,由于没有挺柱和推杆,惯性力、振动和变形都较小,改善了内燃机的高速性能,在高速、高性能的内燃机上获得更多的应用。

主要构件及其作用 配气机构通常由气门组、摇臂、

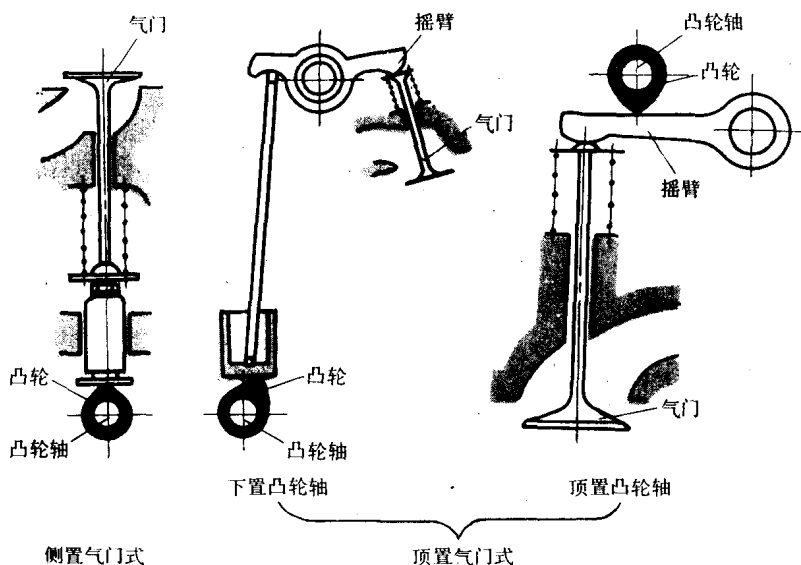


图1 配气机构的布置形式

挺柱、推杆、凸轮轴及其传动机构组成。图2为下置凸轮轴的顶置气门式配气机构，这种型式应用最广。它由气门组、摇臂、推杆、挺柱和凸轮轴组成。

① 气门组：由气门、气门座、气门弹簧、气门弹簧座、锁片和气门导管组成。气门头部的锥面与气门座的内锥面紧密贴合，以保证密封。气门头部与气缸内的燃气直接接触。高温的燃气排出时流经排气门，可使排气门温度高达 $600\sim 900^{\circ}\text{C}$ 。进气门温度约为 $300\sim 400^{\circ}\text{C}$ 。因此要求气门材料耐热、耐磨和耐腐蚀。通常排气门采用耐热合金钢，进气门采用普通合金钢。气门座可以在气缸盖上或机体上直接镗出，但考虑到它在高温下工作，磨损严重，所以通常用耐热合金钢或合金铸铁制成单独的环形气门座圈，压入气缸盖或机体，以便于磨损后更换气门座。气门导管的作用是引导气门上下移动，并使气门头部锥面与气门座紧密贴合。气门导管通常用铸铁或粉末冶金制成，压入气缸盖或机体。气门弹簧用来保证气门关闭时能使气门头部锥面与气门座贴紧。

② 摇臂：它的作用是改变由推杆所传推力的方向，以开启气门。摇臂常用钢材模锻或球墨铸铁制成。

③ 推杆：一般用空心钢管制成，两端焊有球状或凹坑状的端头。

④ 挺柱：挺柱的作用是将凸轮的推力传给推杆或气门。

⑤ 凸轮轴：通过其上的各进、排气凸轮，分别控制相应气缸的进、排气门，使之按配气相位适时开启。凸轮轴

材料一般采用碳钢，也有采用合金铸铁或球墨铸铁的。

配气机构的传动 凸轮轴是由内燃机的曲轴驱动的，两者间的传动机构根据凸轮轴在内燃机上的布置来决定。下置凸轮轴通过齿轮由曲轴驱动，顶置凸轮轴则用链条或轴由曲轴驱动。采用无声链或齿形带传动可使传动基本无声。

凸轮轴由曲轴驱动旋转时，凸轮轴上的凸轮推动挺柱、推杆作往复运动。推杆的上顶端顶推摇臂的一端，使摇臂绕摇臂轴摇摆，则摇臂另一端即下推气门，使气门开启，同时也压缩气门弹簧。当气门需要关闭时，受凸轮驱动的摇臂不再压住气门杆端，气门弹簧伸张而关闭气门。

为了使气门在工作中能够紧密关闭，在气门杆端与摇臂端或凸轮之间留有间隙（称为气门间隙），当气门及其传动机构等受热伸长时不致使气门与气门座关闭不严。气门间隙在使用中常需要检查调整。

（饶寿人）

neiranji qidong zhuangzhi

内燃机起动装置 (starting device of internal combustion engine)

使内燃机由静止过渡到自行运转所需的装置。内燃机本身不能自行起动，必须靠外力旋转曲轴，直到曲轴达到内燃机气缸开始着火所需的转速以后，内燃机才能由自己发出的功维持稳定运转。起动装置除供给起动能量的动力源外，有时还包括使内燃机易于转动和着火的辅助装置。

起动力源 起动力按起动能量的提供方式分为人力起动、电动机起动、汽油机起动和压缩空气起动。

人力起动 常用的有手动和脚踏等方法。人力起动是由人直接转动曲轴，或通过简单的机构间接转动曲轴，使内燃机起动。人力起动机构简单，不受环境条件影响，但能量小，劳动强度大，一般只适用于小型内燃机（ $15\sim 22$ 千瓦以下）或作为备用方法。

电动机起动 由电动机轴上的起动齿轮与飞轮上的齿圈啮合，使电动机带动曲轴转动，从而起动内燃机。起动的始末是由操纵机构和离合机构控制起动齿轮与飞轮齿圈的啮合和脱开。电动机起动又分为3种情况。①起动电动机起动：一般采用串激直流电动机，大多用于汽车、拖拉机、小型船舶和小型发电站的内燃机起动。②起动发电机起动：起动时用串激直流电动机，由外电源供电，起动后转换成并激发电机，向外输出电流，大多用于电传动内燃机车、船用高速柴油机和某些小型汽油机。③电动惯性起动器起动：将电动机与惯性储能装置联合使用。电动机起动通常以蓄电池为电源，特点是体积小，起动迅速，操作方便并可遥控，但在低温时因蓄电池容量减小而起动困难。

汽油机起动 适用于工程机械和大、中型拖拉机用高速柴油机。起动装置由起动汽油机（功率为被起动柴油机功率的20%）和传动机构（离合机构、分离机构和减速机构等）组成。起动汽油机先由人力或电动机起动，然后再由起动汽油机的起动齿轮带动柴油机飞轮上的齿圈

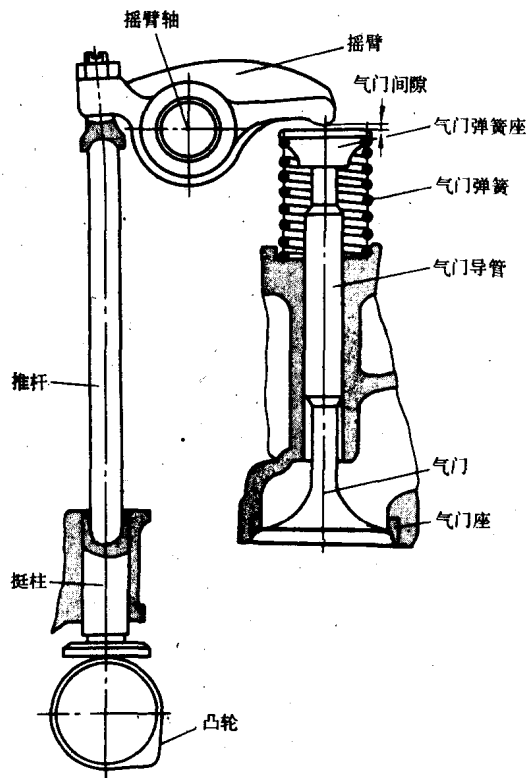


图2 下置凸轮轴的顶置气门式配气机构