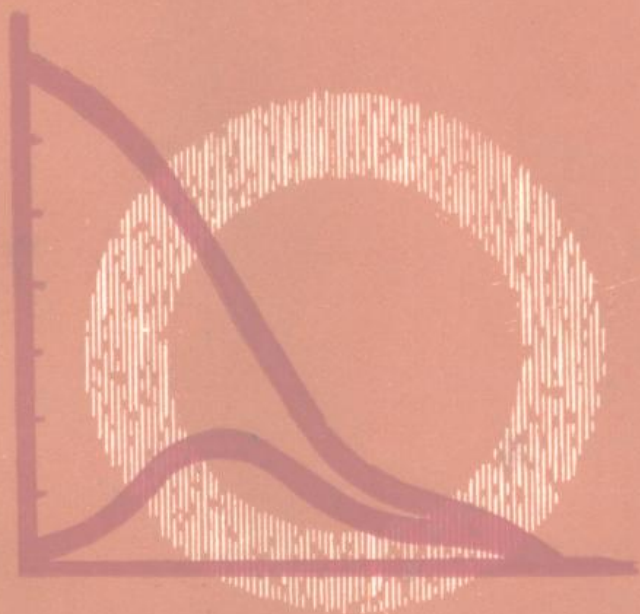


高等学校教学参考书

内燃机增压技术

西南交通大学 沈 权 编



中国铁道出版社

高等学校教学参考书

内燃机增压技术

西南交通大学 沈 权 编
西南交通大学 谈荣望 审

中国铁道出版社

1990年·北京

前 言

在内燃机发展过程中，为了不断地提高技术性能参数，完善其工作性能，采用了一系列有效措施。其中，内燃机增压技术是一个重要方面，它利用内燃机废气能量，以提高内燃机的平均有效压力，增加内燃机的功率和扭矩，降低燃油消耗率，减小噪声和排气污染。因而，改善了内燃机使用的动力性能、经济性能 and 环境保护指标。

在本世纪初，瑞士工程师别许 (Alfred Buchi) 博士提出利用内燃机废气能量的“复合发动机”原理装置，经过逐步试验、修改，形成了涡轮增压器的概念。

在第二次世界大战以来，柴油机涡轮增压技术有了很大进展，使柴油机体积缩小、重量减轻、费用降低，大量配用于安装尺寸受到限制的船舶和内燃机车上的大功率柴油机中，大幅度地提高了它们的工作性能。

随着近代科学技术的高度发展，推动着内燃机发展达到了新的水平。相应地，内燃机增压技术也有了重大的发展。近年来，“节能”方面迫切要求大幅度降低燃料耗量；绝热发动机又采用废气增压系统来利用废气能量。都促使内燃机增压技术迅速发展。

在当前，内燃机增压技术向着高增压比和高响应特性的要求发展，制造了高性能涡轮增压器和产生了新的增压技术。促使内燃机增压技术从大功率内燃机范围，迅速地扩展到中、小功率内燃机，适用于汽车内燃机和工程机械内燃机中。

对于工程机械内燃机增压技术，不仅要求达到高的平均有效压力，以增大内燃机输出功率和降低燃油消耗率。更加需要在内燃机转速和负荷大幅度变化时，增压器都能与内燃机有效匹配，使增压内燃机具有良好的加速性能和足够的“扭矩储备”，在宽广的运行范围内有优越的运转性能，以适应工程机械的工作特性。

本书结合工程机械内燃机增压技术的要求，除了介绍常用的废气涡轮增压技术外，还阐述了其它类型增压技术——惯性增压、气波增压以及汽油机增压。而气波增压技术，既能达到相当的增压度，又有在突加负荷时具有优越的响应特性，能良好地适应工程机械内燃机工作特性。

书中阐明了增压技术基本原理和有关的气体动力学基本理论，并介绍了不同类型增压装置的设计基础和与内燃机工作相配合的内容。

本书适用于高等学校工程机械及起重运输机械专业学生学习，并可为从事工程机械及起重运输机械使用、设计的技术人员学习和参考，也是对在内燃机方面工作的工程技术人员有益的参考书。

本书由西南交通大学内燃机教研室谈荣望教授审定，工程机械教研室倪志镔教授作了审阅。二位教授都提出了宝贵意见，编者对他们谨致热诚的谢意。

由于编者学术水平所限，书中会有疏漏、缺点，敬请广大读者和专家们提出，以备在教学中和修订时补正。

编 者 1988.8.

目 录

第一章 内燃机增压的基本知识.....	1
第一节 内燃机增压的基本概念.....	1
第二节 增压方法.....	2
第二章 气体动力学基础.....	7
第一节 气体动力学基本方程组.....	8
第二节 滞止参数.....	14
第三节 声速及马赫数.....	15
第四节 喷管的纵断面形状与气体状态变化的关系.....	19
第五节 无量纲速度与气体热力参数间的关系.....	21
第六节 小扰动在可压缩流体中的传播.....	25
第七节 一维等熵运动方程组.....	29
第八节 有限振幅波的传播.....	35
第九节 等截面流的正激波.....	44
第三章 惯性增压.....	55
第一节 气体压力波在管内传播的反射现象.....	55
第二节 进气管内的动力效应.....	57
第三节 进气管长度的确定.....	61
第四节 影响进气动力效应的主要因素.....	64
第五节 排气管内的波动效应.....	67
第六节 二冲程内燃机的排气动力效应.....	69
第四章 废气涡轮增压.....	79

第一节	离心式压气机	79
第二节	废气涡轮	96
第三节	废气涡轮增压器的结构	110
第四节	废气涡轮增压器与柴油机的匹配及 调整	120
第五节	废气涡轮增压柴油机	137
第五章	汽油机的废气涡轮增压	147
第一节	汽油机废气涡轮增压的基本型式	149
第二节	汽油机增压的结构要求	154
第三节	废气涡轮增压与汽油机的选配	161
第六章	气波增压	170
第一节	气波增压器的工作原理	172
第二节	气波增压器的热力和气体动力分析	177
第三节	气波增压器的构造	201
第四节	气波增压器的结构参数计算	205
第五节	气波增压器与柴油机的配套工作	211

第一章 内燃机增压的基本知识

第一节 内燃机增压的基本概念

燃料在内燃机的气缸中燃烧，使工质得到热能，工质中的能量经过机构的转换，就输出机械功。内燃机输出机械功的多少，是由在气缸中燃烧的燃料数量和产生的热量被有效利用的程度来决定的。输出的有效功率 P_e 公式为

$$P_e = \frac{p_{em} V_i n}{300 \tau}$$

式中 p_{em} ——平均有效压力；
 V_i ——气缸工作容积；
 i ——气缸数；
 n ——转速；
 τ ——冲程系数，对于二冲程内燃机，其值为1；
 对于四冲程内燃机，其值为2。

分析这一公式，可以知道，要提高内燃机的输出功率，可从以下途径达到：（1）加大气缸的总排量 iV_i ，即改变内燃机的结构参数（缸径 d 、行程 s 、气缸数 i ）；（2）增加内燃机的转速 n ；（3）提高内燃机的平均有效压力 p_{em} 。

要加大气缸的总排量 iV_i ，受到内燃机总体尺寸的限制，存在一定的困难；而要提高内燃机的转速 n ，又受到零部件强度等结构因素和工作过程恶化的限制。实践证明，提高内燃机的平均有效压力 p_{em} 是提高内燃机输出功率的主要方法。而 p_{em} 可用下述公式表示，即

$$p_{em} = 3.845 R \frac{H_u}{L_0} \frac{\rho_k}{\alpha} \phi_c \eta_i \eta_m$$

p_{em} 与进气密度 ρ_k 、充量系数 ϕ_e 、指示热效率 η_i 、机械效率 η_m 等因素有关。实际上提高 ϕ_e 、 η_i 及 η_m 值,所能增加的 p_{em} 值是比较小的。要较大地增加 p_{em} 值,最为有效的措施是提高进入气缸中的空气密度 ρ_k 。

由气体状态方程式 $\rho_k = p_k / RT_k$ 可知,提高进入气缸的空气压力 p_k ,就能增加空气密度 ρ_k ,所以,我们采用增压的方法,来提高进入气缸的空气压力 p_k 。这种增压的方法,一般是采用增压器。内燃机安装了增压器以后,就能大幅度地提高其输出的功率,并且也改善了它的经济性。

第二节 增压方法

采用增压器来实现增压时,按照驱动增压器所用能量来源的不同,基本上可分为三类:(1)机械增压系统;(2)废气涡轮增压系统;(3)复合增压系统。在增压方法上,除了上述的加装增压器来提高进气压力外,还有利用进排气管内的气体动力效应来提高气缸的充气效率的惯性增压系统;和利用进排气的气体压力交换来提高进气压力的气波增压器。下面分别说明这些方法的基本工作情况。

(一) 机械增压系统

增压器由内燃机的曲轴,通过机械传动系统(如齿轮、链条等)直接驱动,称为机械增压系统(图1—1)。

增压器常用罗茨式压气机或离心式压气机。罗茨式压气机的构造见图1—2,在增压压力 p_k 值较小时,它的效率较高(可达80%),见图1—3中曲线2。但当 p_k 值增大时,效率下降快,而且噪声很大。离心式压气机单级压力比可达2.5左右,它的效率高,见图1—3中曲线1,但要求增速传动,并对传动系统的要求很高。

机械增压系统通常作为扫气或低增压用, p_k 值不超过

$(1.6 \sim 1.7) \times 10^5 (\text{Pa})$ ，一般用于小功率的内燃机。

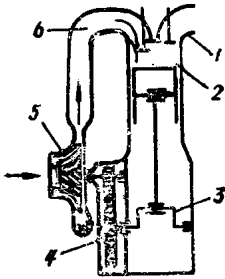


图 1-1 机械增压系统

1——排气管；2——内燃机气缸；
3——曲轴；4——齿轮；5——离心式压气机；6——进气管。

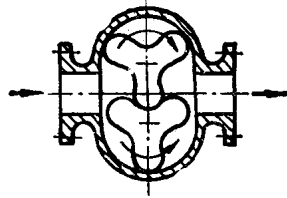


图 1-2 罗茨式压气机

（二）废气涡轮增压系统

离心式压气机由内燃机排出的废气驱动涡轮来带动，称为废气涡轮增压系统（见图 1-4）。这时涡轮增压器用螺栓安装在内燃机上，其间没有机械驱动的联系。由于它的结构简单，工作可靠，在一般不增压内燃机上，作一些简单的改装，功率可提高 30~50%。而涡轮增压器又适宜于专业工厂大批量生产，能保证质量，降低成本。又由于涡轮增压器利用了废气的一部分能量，因而不仅可提高内燃机的功率，还可改善内燃机的燃料经济性。所以，废气涡轮增压器系统在内燃机上得到了广泛的应用。

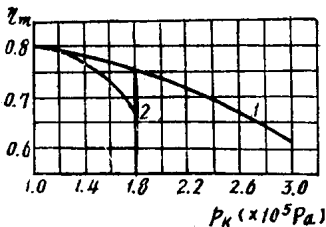


图 1-8 内燃机机械效率 η_m 与增压压力 p_k 的关系

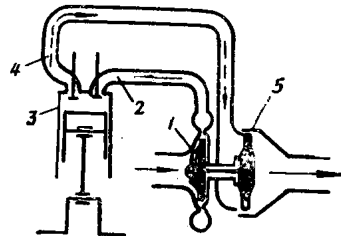


图 1-4 废气涡轮增压系统

1——离心式压气机；2——进气管；
3——内燃机气缸；4——排气管；5——废气涡轮。

(三) 复合增压系统

有些内燃机,除了采用废气涡轮增压器外,还装有机械增压器,这种增压系统,称为复合增压系统,见图1—5。有些大型二冲程柴油机,为了保证在起动和低转速低负荷时仍有必需的扫气压力,需要采用复合增压系统。复合增压系统有二种基本型式:一种是串联增压系统(图1—5a),内燃机 E 的废气通过废气涡轮 T ,带动离心式压气机 K_1 ,使空气压力提高,然后送入机械增压器 K_2 再增压至 p_k ,最后进入内燃机;另一种是并联增压系统(图1—5b),内燃机 E 的废气带动废气涡轮增压器 K_1 使空气增压至 p_k 后进入内燃机,而机械增压器 K_2 也将空气增压,也进入内燃机。

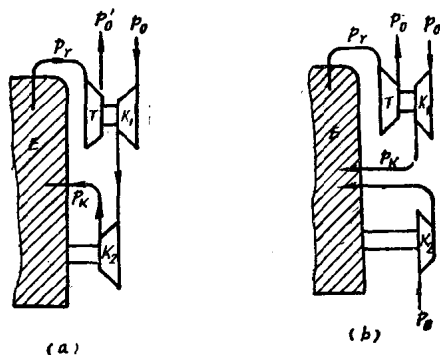


图1—5 复合增压系统

E ——内燃机, T ——废气涡轮, K ——离心式压气机。

(四) 惯性增压系统

内燃机工作时,进排气过程是按照一定的规律、间歇而又周期地进行的。这样,在进气和排气管内的气体会产生一定的动力效应——气体的惯性效应和波动效应。人们就利用这种动力效应,来改善内燃机的换气过程和提高气缸的充气效率。

这种增压方法，如图 1—6 所示，只需要适当地加长进气管，再加一个稳压箱（在空气滤清器与进气管之间），不要专门的增压设备和改变内燃机本身的结构尺寸。因此，易于在原机上安装实现。

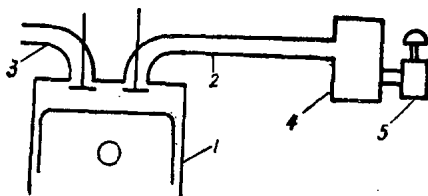


图 1—6 惯性增压系统

1——内燃机气缸；2——进气管；3——排气管；
4——稳压箱；5——空气滤清器。

这种措施，常用于小型高速柴油机上，尤其适宜于单缸且转速变化范围不大的柴油机。例如在195型、2105型、290型等柴油机上采用，作为拖拉机、抽水机、发电机及小型船舶的动力装置。一般可增加功率10~20%，降低燃油耗10%左右，降低了排气温度，改善了排气烟色。

在功率较大的内燃机上，由于惯性增压系统结构庞大，技术调整困难，因此较少采用。在汽油机上，由于化油器的关系，进气阻力较大，进气管布置困难，因而其应用也受到限制。

（五）气波增压系统

将高压废气直接与低压空气接触，而又不相互混合的情况下，利用气波（压缩波和膨胀波）原理，高压废气的能量通过压力波传递给低压空气，使之压缩，压力升高。这种能量转换器称为气波增压器。

气波增压系统（图 1—7）是由气波增压器 7、进气管 2、排气管 3、空气进口、废气出口以及传动机构等部件组

成。气波增压器中有一个转速不太高的、内有几十道简单槽形的转子6，转子由传动机构4带动，增压器的二端装有空气定子5及废气定子8。

由于气波增压器具有结构简单、制造方便、工作性能好等优点。已在运输车辆及工程机械的动力装置中小型柴油机上采用。但是，气波增压器在工作时噪声大、重量及体积也都大，有待进一步改善。

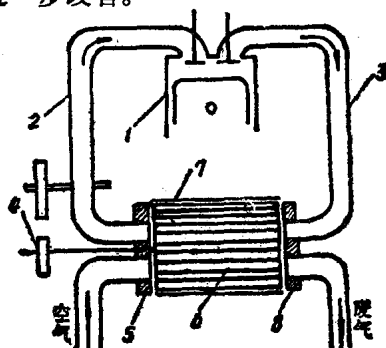


图 1—7 气波增压系统

- 1——内燃机气缸；2——进气管；3——排气管；
4——传动机构；5——空气定子；6——转子；
7——气波增压器；8——废气定子。

第二章 气体动力学基础

气体动力学是研究气体质点在运动过程中显著地改变自己的密度时的运动规律，即在研究气体运动规律中要考虑流体的可压缩性。气体动力学一般包括高速空气动力学及气体波动力学。我们在研究内燃机的增压时，要涉及进排气及增压设备中气流的运动，因此需对气体动力学的内容有一定的了解。

研究气体在通道或管道中的流动，一般认为通道和管道的横截面积 A 沿管道轴线 x 方向是变化的， $A = A(x)$ ，在每个横截面上的流动参数都是均匀的，如压力 p 、密度 ρ 、垂直横截面的速度 u 等等都是均匀的，而且，它们也都是沿着管道轴线 x 方向变化的，即 $p = p(x)$ 、 $\rho = \rho(x)$ 、 $u = u(x)$ 。称这种流动为一维流动（见图 2—1）。如果有些横截面上的流动状态不均匀，在要求并不严格的条件下，可近似地看成一维流动来分析；或者选取适当的平均值，当成一维流动来处理。如果管道内的流动，状态是稳定的，即不随时间 t 改变的称为定常的流动；假若这些状态的量是随着时间 t 改变的，即是时间 t 的函数，就称为不定常的流动。



图 2—1 流管中的一维流动

第一节 气体动力学基本方程组

气体运动与一切客观事物一样，也有其内在规律。这些规律就是由大量实践和实验中归纳出来的质量守恒定律、能量守恒定律、动量定理、热力学定律等理论，这些理论在气体动力学中的表达形式，形成了一组为气体运动所遵循的基本方程——气体动力学基本方程组。

在推导气体动力学基本方程组时，有以下几点假设：

- (1) 将气体看成是理想的，忽略粘性力的影响；
- (2) 将过程看成是绝热的，忽略热传导的影响；
- (3) 在高速气流中，重力的作用比惯性力小得多，忽略重力的作用；

(4) 将气体当作完全气体（在热力学中称为理想气体）。

下面对气体动力学基本方程进行推导。

(一) 连续方程

如果管道流动是定常的，根据质量守恒定律，有

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 \quad (2-1)$$

这是通用的连续方程。如果流动的状态在每个横截面上都是均匀的，则方程可以写为

$$\rho u A = \text{常数} \quad (2-2)$$

它可沿管道连续地应用。将式 2-2 微分

$$\frac{d}{dx} (\rho u A) = 0 \quad (2-3)$$

即为微分形式的定常流动的连续方程。

如果是不定常流动，如图 2-2。截面①和②之间包含的流体质量为 $\rho A \Delta x$ ，并以速率为 $\frac{\partial}{\partial t} (\rho A \Delta x)$ 而增加。因此，增加率必等于流经截面①的流量减去流经截面②的流

量，即等于净流入量

$$\rho u A - \rho u A - \frac{\partial}{\partial x}(\rho u A) \Delta x = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A \Delta x)$$

得

$$-\frac{\partial}{\partial x}(\rho u A) \Delta x = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A \Delta x)$$

Δx 与时间无关，将其消去得

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u A) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho A) = 0 \quad (2-4)$$

这就是不定常流动的连续方程。

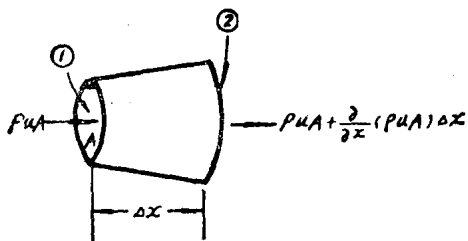


图 2-2 通过微元管段的流动

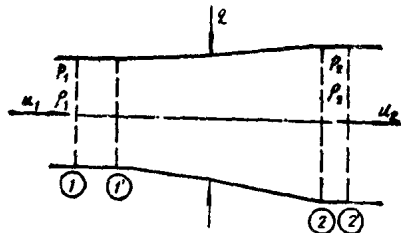


图 2-3 管道中的流体系统

(二) 能量方程

在管道中截取一段由截面①至截面②之间的流体作为流体流动中的“系统”(见图 2-3)，以此来分析该“系统”的能量关系，建立能量方程。

经过 Δt 时间以后, 该“系统”的流体移动到截面1'至截面2'之间的区域内, 此时给“系统”加入热量 q 。根据能量守恒定律, “系统”中的能量变化为:

加入热量 q + 对系统所作的功 = 系统能量的增加

流体在流动中对系统所作的功 (以单位质量计) 为 $p_1 v_1 - p_2 v_2$, 此处的 v_1 、 v_2 分别为截面①、截面②上的比容 (单位质量的容积)。若系统中有做功机械, 则对系统所作的功中还应计入外功 w 。但在此管道中并没有做功机械, 故可略去此项, 因此

对“系统”所作的功 = $p_1 v_1 - p_2 v_2$

“系统”中流体的能量包含有流体的内能 e , 和运动的动能 $\frac{1}{2}u^2$ (都是以单位质量计算), 所以单位质量的能量为 $e + \frac{1}{2}u^2$ 。(“系统”中流体在位移中位能变化甚小, 故略去此项)。比较“系统”在位移前后的能量变化, “系统”能量的净变化为

$$\text{能量的增量} = (e_2 + \frac{1}{2}u_2^2) - (e_1 + \frac{1}{2}u_1^2)$$

此处的 e_1 、 e_2 分别为截面①、截面②上的内能。因此, 对于定常流动的能量方程为

$$q + p_1 v_1 - p_2 v_2 = (e_2 + \frac{1}{2}u_2^2) - (e_1 + \frac{1}{2}u_1^2)$$

引入焓 h 以简化上式, $h = e + pv$ 得

$$q = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}u_2^2 - \frac{1}{2}u_1^2 \quad (2-5)$$

此处的 h_1 、 h_2 分别为截面①、截面②上的焓。

由上述可知, q 是从管壁外加给“系统”的热量, 当流体在管道中流动是绝热过程时, 则 $q = 0$, 就可得到绝热的能量方程

$$h_2 + \frac{1}{2}u_2^2 = h_1 + \frac{1}{2}u_1^2 \quad (2-6)$$

式(2-5)和式(2-6)建立了流动的二个平衡状态①和②之间流动参数的关系。假若在截面①和②之间的区域内存在传热或其它非平衡状态,而截面①和②本身是处于平衡状态,则这二个关系式仍可适用。

如果整个流动都处于平衡状态,则能量平衡方程在各处都适用,可写成

$$h + \frac{1}{2}u^2 = \text{常数} \quad (2-7)$$

以适用于每一个截面。将上式微分得

$$dh + udu = 0 \quad (2-8)$$

由于流体是完全气体,焓 h 只与温度 T 有关,上式可写成

$$C_p dT + udu = 0 \quad (2-9)$$

而 C_p 是常数,于是

$$C_p T + \frac{1}{2}u^2 = \text{常数} \quad (2-10)$$

(三) 欧拉方程

将牛顿第二定律(力=质量×加速度)应用于运动流体,以单位质量来推导,所得到的方程,即为欧拉方程。

先确定流体质点在管道中流动其状态不断变化时的加速度。流体质点的加速度是其速度对时间的变化率,它由两种效应引起:由速度梯度引起的速度变化率 $u \frac{\partial u}{\partial x}$ 和由于流动不定常而引起的速度变化率 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 。流体质点速度 u 沿着管道轴线 x 变化,在流动方向的速度梯度为 $\frac{\partial u}{\partial x}$,由速度梯度引起了速度变化率 $u \frac{\partial u}{\partial x}$,流体质点流动是不定常的,在某个