

高等学校交流讲义

内 燃 机 增 压

西安交通大学动力机械系内燃机教研组编

只限学校内部使用

TQ3



中国工业出版社

高等学校交流讲义



内 燃 机 增 压

西安交通大学动力机械系内燃机教研组编

中国工业出版社

本書系根据 1959 年制訂的“內燃机增压”課程教学大綱編写而成。

本書內容包括：四冲程柴油机廢气渦輪增压的理論及計算，二冲程柴油机廢气渦輪增压的各种系統及其比較，廢气渦輪高度增压柴油机的各种方案，以及柴油机与廢气渦輪增压器的特性配合和調整方法。此外，还詳細介紹了各种型式廢气渦輪增压器的結構和設計特点至于机械驱动式增压系統，汽油机和煤气机的增压以及复合式發動机，由于实际上应用很少，故書中仅作一般性的介紹。

本書可供高等工業学校內燃机專業作为教材，也可供从事內燃机增压方面工作的科学研究人員及工厂技術人員作参考。

內 燃 机 增 压

西安交通大学动力机械系內燃机教研組編

中国工業出版社出版（北京佟麟閣路丙 10 号）

（北京市書刊出版事業許可証出字第 110 号）

北京市印刷一厂印刷

新华書店科技發行所發行·各地新华書店經售

开本 787×1092 1/16·印張 12 $\frac{1}{2}$ ·字數 264,000

1961 年 10 月北京第一版·1961 年 10 月北京第一次印刷

印數 0001—2,543·定价 (10-6) 1.50 元

統一書号：15165·792（一机-160）

目 次

序言	5
第一章 內燃机增压的一般概念	7
§ 1-1 增压是提高內燃机功率及其经济性的有效方法	7
§ 1-2 內燃机增压系统的分类	9
§ 1-3 汽油机与煤气机的增压	14
§ 1-4 內燃机增压的发展簡史及其現况	17
第二章 四冲程柴油机的废气涡轮增压	19
§ 2-1 废气涡轮增压柴油机的热力循环及其参数	19
§ 2-2 四冲程废气涡轮增压柴油机基本热力参数之間的关系	21
§ 2-3 废气涡轮增压柴油机中废气能量的利用	24
§ 2-4 影响废气能量利用的主要因素	27
§ 2-5 恒压系統增压时涡轮增压器主要参数的决定	30
§ 2-6 变压系統增压时废气涡轮的計算特点	34
§ 2-7 变压系統增压时排气管容积的合理决定	41
§ 2-8 四冲程增压柴油机扫气过程的組織	43
§ 2-9 典型柴油机采用增压的經驗	47
第三章 二冲程柴油机的废气涡轮增压	56
§ 3-1 对二冲程柴油机进行废气涡轮增压的困难	56
§ 3-2 决定二冲程发动机废气涡轮增压系統工作有效性的主要条件	57
§ 3-3 二冲程柴油机废气能量的利用	59
§ 3-4 二冲程柴油机的复合增压系統	65
§ 3-5 船用大功率低速二冲程废气涡轮增压发动机的增压系統	69
§ 3-6 中高速大功率內燃機車和船用二冲程发动机的增压系統	79
第四章 发动机的高度废气涡轮增压	85
§ 4-1 对柴油机进行高度增压的限止	86
§ 4-2 MAN 的高增压方案	91
§ 4-3 低温增压 (米勒系統)	94
§ 4-4 涡轮冷却	98
第五章 涡轮增压器与柴油机的特性配合	104
§ 5-1 二冲程柴油机恒压系統增压时部分負荷特性估算法[1]	104
§ 5-2 四冲程柴油机恒压系統增压时部分負荷特性估算法[6]	113
§ 5-3 涡轮增压器与柴油机联合特性的調整方法	119
第六章 复合式发动机	126
§ 6-1 复合式发动机的構成方案	126
§ 6-2 复合式发动机与其他內燃动力裝置之比較	128
§ 6-3 复合式发动机的功率和效率方程式	130
§ 6-4 复合式发动机主要参数的选择	136
§ 6-5 几台典型复合式发动机介紹	138

第七章 废气涡轮增压器的构造和设计	145
§ 7-1 废气涡轮增压器设计中的基本问题	145
§ 7-2 轴流式废气涡轮增压器的构造	148
§ 7-3 轴流式废气涡轮增压器的设计特点	158
§ 7-4 径流式废气涡轮增压器的构造及设计特点	167
§ 7-5 混流(复流)式废气涡轮增压器	179
§ 7-6 废气涡轮增压器的系列化	181
§ 7-7 废气涡轮增压发动机的进排气管结构及增压器在发动机上的布置	184
§ 7-8 废气涡轮增压器的试验方法	189
§ 7-9 中间冷却器	192

序 言

內燃机进行废气渦輪增压是提高发动机功率、经济性和降低单位馬力金属消耗量的最有效措施之一。因此近年来世界各国都对內燃机增压和增压器的理論和实践方面的問題进行了大量工作,并获得显著的成績。随着我国社会主义建設事业的飞跃发展,国民經济各部門对內燃机动力不断提出了許多新要求,因此对功率較大的柴油机进行增压的改装工作以及新設計各种不同用途的增压柴油机,已成为內燃机生产領域內最重要的工作內容之一。

自 1958 年我国社会主义建設事业大跃进以来,在党的正确领导下,全国各有关工厂,学校和科研机构相繼进行了废气渦輪增压的研究和試驗工作,取得了一定成績。我們教研組为了使教学更好地結合当前的生产实际,并且把內燃机专业領域內的先进科学技术知識迅速地反映到教学中去,以利于提高教学质量,因此在 1958 年底就开始增設这门課程,以后对教学内容又逐年地进行了改进、充实和提高的工作。

这份讲义,主要是讲柴油机的废气渦輪增压(包括复合式发动机)及废气渦輪增压器。对汽油机、煤气机以及机械驅動增压等問題,仅介紹一般的概念。本課程的教学时数为 35~40 学时,学生应在学完热力学、传热学、流体力学、压气机和燃气輪机、內燃机原理、內燃机設計等課程以后学习此課。书內用小一号字排印的內容是留供讀者参考的。至于压气机、燃气輪机和中間冷却器的具体計算問題,則不包括在本課程的范围內。

本书第一、二、五章系张滋伟同志編写,第三、四、六、七章系蔣德明同志編写。第三章第四、五节大部分內容系摘自 A. C. 奥尔林著的“二冲程发动机”一书。

虽然这门課程已經先后讲授了三次,但終究还是一門新課,又由于編写者水平有限,不妥之处在所难免,殷切地盼望使用这份讲义的兄弟学校、工厂和科研单位的同志提出宝贵的意見。

西安交通大学內燃机教研組

1961.5.

第一章 內燃机增压的一般概念

§ 1-1 增压是提高內燃机功率及其經濟性的有效方法

在內燃机原理課程中我們已經知道了，采用增压是提高內燃机公升功率的重要方法之一；此外，实现不同程度的增压，可以使同一气缸尺寸的发动机获得不同的功率，这样就扩大了发动机的系列。

增压时公升功率的增加是由于气缸中的充量重量增加的緣故，而充量重量将以 $\eta_v \gamma_k$ 的乘积表示。其中 η_v 是充气效率， γ_k 是空气在增压压力 P_k 、温度 T_k 时的重量密度。在柴油机中，充量重量的增加即使得噴入气缸的燃料也有增加的可能。而在汽化器式发动机中，增压将增加进入气缸燃料和空气混合气的重量。

随着增压压力 P_k 的增加，将减少进气系统中的相对压力损失。图(1-1)是一台直流换气二冲程发动机的实验数据。同样的情况也在四冲程发动机中看到，图(1-2)。从这些图中看到，压缩始点压力 P_a 将比增压压力 P_k 增加得快，因此比值 $\frac{P_a}{P_k}$ 随着 P_k 的增加有少量的上升。

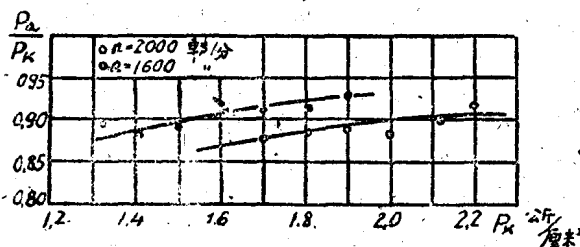


圖 1-1 二冲程直流换气发动机 $\frac{P_a}{P_k}$ 随 P_k 的变化

1— $n=1600$ 轉/分；2— $n=2000$ 轉/分

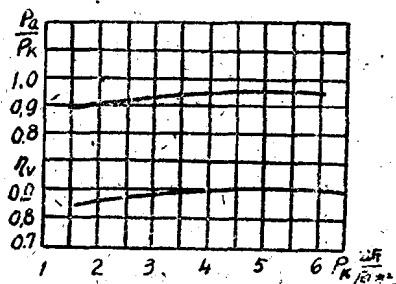


圖 1-2 四冲程发动机轉速不变时 $\frac{P_a}{P_k}$

与 η_v 随 P_k 的变化

此外，在四冲程发动机中，为了減輕活塞組和气閥的热負荷，同时也为了更好的清除燃烧室中的废气，当增压时总是使进排气閥重叠开启的时间比不增压时大得多。由于这种强烈的燃烧室扫气，降低了气缸和活塞的温度和残余废气的数量，从而减少了气缸內充量的加热程度。綜合上述二个原因，所以增加增压压力将使发动机的充量系数有所增加，图(1-2)。

发动机增压后它的指示效率也将改变，至于改变的方向将依赖于增压后工作过程进行的条件。例如当增加增压压力而并不改变每循环的供油量时，过量空气系数 α 将增加。随着 α 的增加，将提高燃烧的强烈度和完善程度，从而促使指示效率的改善，图(1-3)，但是这时并没有有效的利用增压来提高发动机升功率。为了充分的利用增压的效果，

必須随着充量重量的增加也增加每循环的供油量,而保持过量空气系数 α 不变。在这种情况下,增压对指示效率的影响,其性质主要依赖于

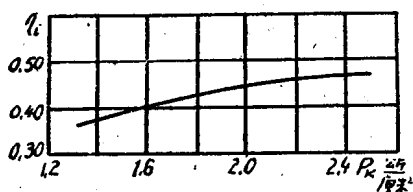


圖 1-3 每循环供油量不变时
 η_i 与 P_k 的关系

供油系统的型式和燃料喷射提前角的数值。

当油泵供应量有足够的储备时,增压后每循环供油量的增加往往用增加供油角度来实现,而保持喷油提前角不变,这种情况特别对已有发动机进行增压时更是如此,采用这种方法将使燃烧过程拉长,并增加燃料在膨胀过程中的复燃,结果将增加

排入冷却水和被废气带走的热损失,因此指示热效率的数值将降低。

实验指出,循环经济性将随着增压压力 P_k 的增加而降低,当增压压力提高到 $P_k=2$ 公斤/厘米² 以前指示效率的降低是很小的,当进一步提高 P_k 而保持 α 不变时,循环经济性将显著的恶化。因此在正确组织增压发动机的工作过程时,必须选择适当的供油系统和喷油提前角,这就是适当增加柱塞直径以求减少供油角度和适当改变油泵凸轮的外形。

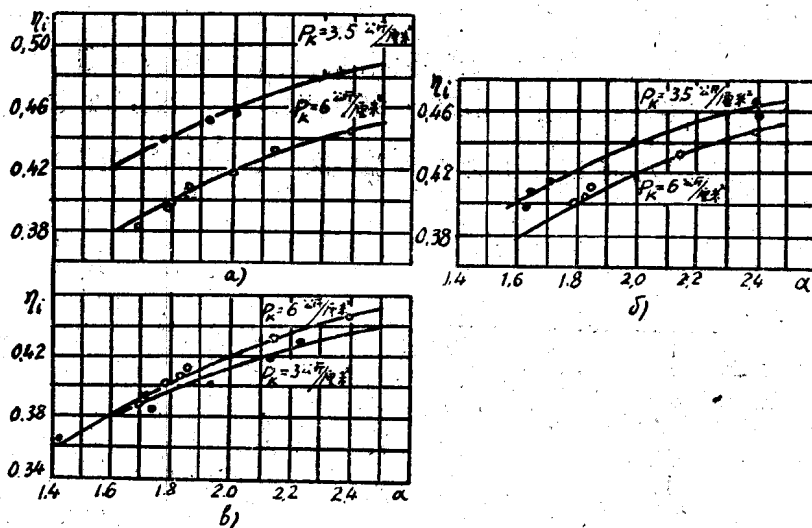


圖 1-4 发动机指示效率 η_i 依赖于过量空气系数 α 和增压压力 P_k 的关系

正确选择喷油提前角,可以部分地免除由于增加供油角度而引起的经济性下降,选择喷油提前角的原则是应该保持燃烧时的压力升高度 λ 不变。当然减少供油角度将显著地提高循环经济性。图(1-4)表示指示效率 η_i 随 α 和 P_k 而变化的曲线。实验是在四冲程统一式燃烧室柴油机上改变供油规律时测得的,图(1-4a)表示保持原有供油系统并且喷油提前角不变的情况。图(1-4b)表示喷油提前角随 P_k 的增加而增加以保持 λ 不变的情况。图(1-4c)则表示供油角度和 λ 均不变的情况。分析这些曲线可以看到:例如当 $\alpha=1.8$, P_k 从 3.5 增加到 6 公斤/厘米² 时,第一种情况 η_i 降低约 4.2%,第二种情况则下降 2%,而第三种情况则反而提高 0.5%。这就证明了当发动机增压时必须正确选择供油系统和喷油提前角的必要性。

增压后由于作用在运动零件上的压力增加了,因而摩擦功也将有所增加。例如某一实验性柴油机,当 P_k 从 1.5 增加到 6 公斤/厘米² 时,摩擦功约增加 7~8%。当 P_k 甚低时,

摩擦功的增加是微乎其微的。

消耗于泵吸冲程的功也将随着增压压力 P_K 的增加而增加,例如上述发动机,当 P_K 自 1.5 增加到 6 公斤/厘米² 时,泵吸冲程消耗的功增加了三倍。这是由于排出废气所需的功比吸入空气所作的功增加得快的缘故;因此当增压压力提高时,增加排气阀通道截面及改变配气相角是适宜的。必须指出,增压时泵吸冲程的功是可以由不增压时的负功变为正功的。

增压发动机的平均指示压力 P_{ik} 当 α 不变时可以近似地由下式决定:

$$P_{ik} = P_{i0} \left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}}$$

式中 P_{i0} ——未增压时发动机的平均指示压力;

n ——空气在增压器中的多变压缩指数。

如果增压后的 P_{ik} 值已定,则可用上式来估计所需的增压压力,作为选择增压器型式之用。

§ 1-2 内燃机增压系统的分类

所谓内燃机增压系统,即是实现增压所需增加的所有附件。按照增压所需能量来源的不同,可以分成机械驱动式增压、废气涡轮增压、复合式增压等几种。

1. 机械驱动式增压系统

在机械驱动式增压系统中,增压器是由内燃机直接驱动的,图(1-5);因此它将消耗部分内燃机的有效功率,驱动的方式可以用齿轮、链条,也可以用其他传动方式,增压器可以用转子-齿轮式、转子-滑片式。也可以用离心式或轴流式。

增压的有效性很大程度上决定于增压器的效率。消耗于驱动增压器的功率,当增压压力已知时决定于下式:

$$N_K = \frac{RT_0}{75\eta_K} \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{K}} - 1 \right] G_B \text{ [馬力]}$$

式中 η_K ——增压器效率;

k ——空气的绝热指数;

G_B ——空气流量[公斤/秒]。

从上式中看到,驱动增压器所消耗的功率。

当空气流量一定时,决定于增压比 $\frac{P_K}{P_0}$ 及增压器效率。各种型式增压器的效率大致处于下列范围:

转子-齿轮式

活塞式

离心式

0.53~0.67

0.55~0.78

0.67~0.80

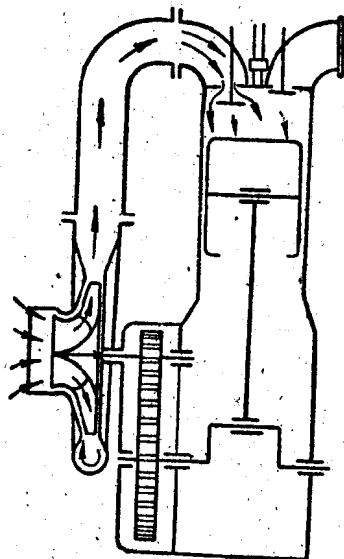


圖 1-5 机械驱动式增压系统简图

图(1-6)表示某一运输式增压柴油机相对公升功率与 p_k 之间的关系。曲线1系采用离心式增压器增压,曲线2则是罗茨式增压器。当用离心式增压器增压时,在 p_k 达到2.8公斤/厘米²以前,发动机功率是一直增加的;而以罗茨式增压器工作时, p_k 到达1.5~1.55公斤/厘米²后,发动机功率就开始下降了。这是由于增压器后空气温度对充量密度的影响增加得比增压压力为快。这时一方面消耗于增压器的功率增加了,另一方面反而恶化了充气。

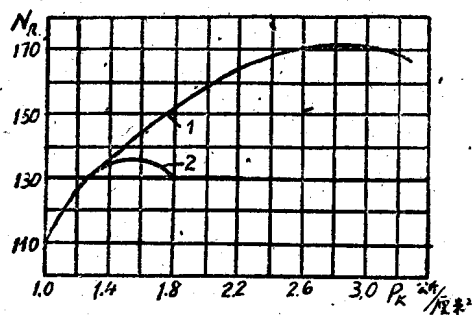


图 1-6 增压压力 p_k 对柴油机升功率 N_n 的影响

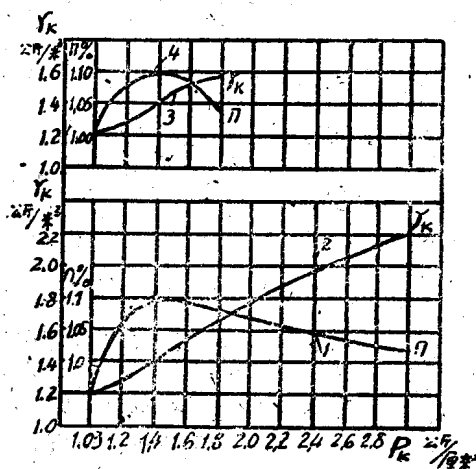


图 1-7 增压器后空气密度和它的相对改变依赖于 p_k 的关系

增压器后空气温度的增加及充气的减少导致空气密度相对增量趋于减少,图(1-7)给出了空气比重 γ_k 和它的相对变化值 π (%)随 p_k 的变化。曲线1、2是离心式增压器的情况,曲线3、4是罗茨式增压器的情况,比重相对增量 π 是相对某一 p_k 间隔,其前后 γ_k 的比值,比较1、4曲线就可以明白为什么离心式增压器后空气密度增量减少得较快的结论了。由此发动机的公升功率,在使用罗茨式增压器时下降得比离心式增压器为早。

机械驱动增压时增压压力的选择,不仅要考虑公升功率的数值,并且要考虑发动机工作的经济性。许多研究工作指出:带有罗茨式增压器的发动机一般是在 $p_k=1.14\sim 1.35$ 公斤/厘米²时达到最大经济性。发动机经济性恶化的原因是由于 p_k 增加时发动机机械效率下降的缘故,图(1-8)表示同一发动机采用离心式增压器(曲线1)和罗茨式增压器(曲线2)时机械效率 η_m 随 p_k 的变化,曲线指出,当增压压力较高时采用离心式增压器比较有效,但是究竟采用那一种增压器型式,还要考虑发动机工作的特点。

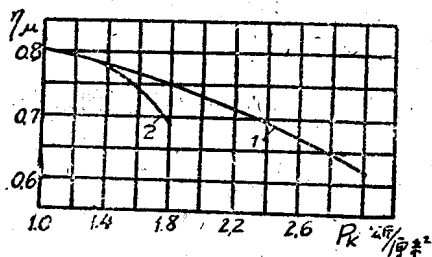


图 1-8 发动机机械效率 η_m 与增压压力 p_k 的关系

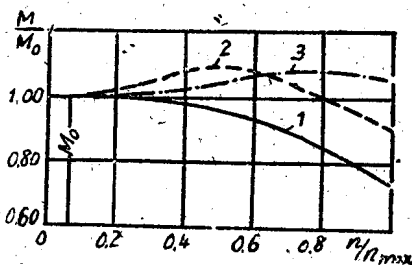


图 1-9 发动机相对扭矩与相对转速的关系

例如在选择汽车用发动机的增压器时,必须考虑增压以后发动机的特性,图(1-9)表示相对扭矩与相对转速之间的关系,其中 M_0 是发动机最低稳定转速全负荷时的扭矩,曲线1是未增压发动机的扭矩变化,曲线2是带有容积式增压器的,曲线3是带有离心式增压器的。图中看到,罗茨增压发动机的适应性比离心式好。这是由于压力 P_k 随转速变化的特性所决定。图(1-10)表示这两种增压器压力 P_k 随转速变化的特性。曲线1是离心式的,曲线2是罗茨式的。

在二冲程柴油机中为了保证起动所需空气压力,故采用罗茨式的较多。在某些大型十字头式柴油机中,则常利用活塞下部空间作为压缩机之用。

2. 废气涡轮增压系统

废气涡轮增压是最有效的增压方法。增压器将由以柴油机废气工作的涡轮所驱动,而与柴油机本身无任何机械连接,图(1-11)。这时涡轮与增压器常常装在一个总成中,并称之为“涡轮增压器”。

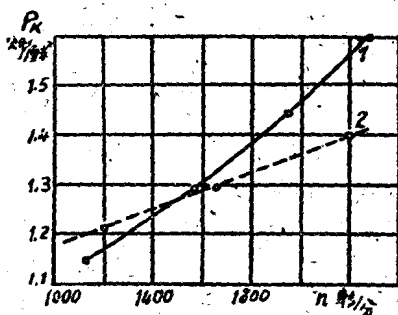


图 1-10 增压压力 P_k 与发动机转速的关系

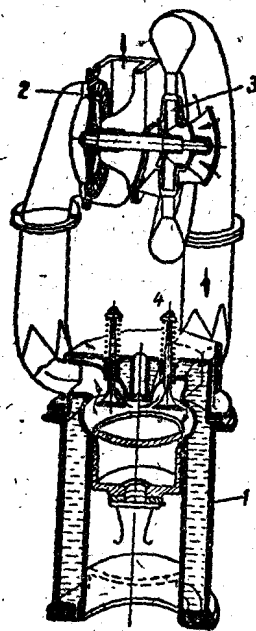


图 1-11 废气涡轮增压发动机简图

废气涡轮增压与机械驱动增压相比较具有下列优点:

(1) 当发动机指示功率相等时,废气涡轮增压发动机的有效功率较高,高出的数值等于驱动增压器所需的功率与涡轮增压时泵吸冲程损失所增加的功率的差值。

这个差值即使以最好的驱动增压器的效率和现有涡轮增压器最低的效率来计算,还具有相当大的数值。例如选用驱动增压器为轴流式, $\eta_k=0.83$;而涡轮增压器的效率 $\eta_{TK}=0.45$;这时有有效功率还相差4~5%,计算是对低度增压进行的,($P_0=7\sim 8$ 公斤/厘米²)当增压程度增加时,这个差值还将增加。

(2) 由于涡轮增压器的转轴与柴油机曲轴没有任何机械连接,因此整个柴油机的结构将特别简单,采用驱动式增压除了必须装置复杂的变速器外,为了使柴油机的性能不致恶化,常常还必须装置弹性联轴节或液力联轴节。

至于功率突然提高时,涡轮增压柴油机工作是否会恶化的问题,由于目前已能制造惯性非常小的转子,它能很快的提高转速。经验证明,当发动机突然增加载荷时排气并不冒烟。

此外, 裝置渦輪增壓器后一般均不需另裝排氣消音器, 這樣就可減小整個裝置的重量和尺寸。

(3) 廢氣渦輪增壓四沖程柴油機的特性比驅動式增壓好, 當發動機以外特性運轉時, 渦輪增壓的 p_k 曲線較為平坦, 圖(1-12); 因此它的工作條件較好, 例如: 過量空氣系數 α 較大, 油耗量也就較低, 當柴油機以載荷特性工作時, 載荷愈小則渦輪增壓與驅動增壓油耗量的差值愈大, 圖(1-13)。這是由於當轉速恒定時, 驅動增壓器所消耗的功率並不改變的緣故。

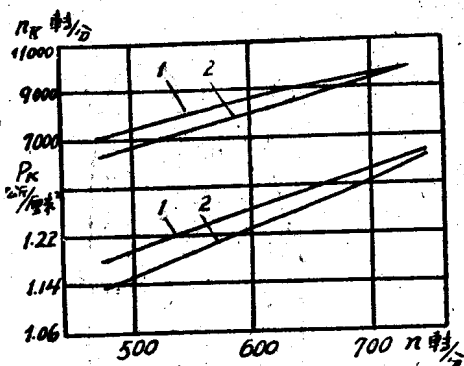


圖 1-12 增壓壓力, 增壓器轉速, 透平效率沿柴油機外特性的變化
1—渦輪增壓; 2—機械驅動增壓

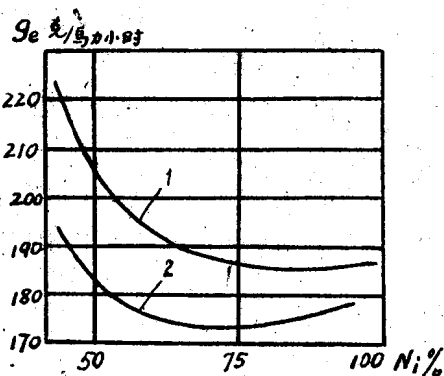


圖 1-13 單位油耗量沿柴油機外特性的變化
1—驅動離心增壓器; 2—渦輪增壓

由於上述原因, 廢氣渦輪增壓近年來已獲得飛躍的發展。

3. 複合式增壓系統

在某些發動機中, 除了應用渦輪增壓器外, 同時還應用機械驅動式增壓器。這種增壓系統就稱為複合式增壓系統。例如某些二沖程發動機, 為了保證起動及低轉速低負荷時必要的掃氣壓力, 就必須採用複合式增壓系統。又如某些排氣背壓較高的柴油機, 要得到較高的增壓壓力也不得不附加驅動增壓器。

複合式增壓系統有二種基本型式, 圖(1-14)。第一種是所謂“串聯”的增壓系統。圖(1-14 a)。空氣先經過渦輪增壓器壓縮后再送入驅動增壓器作第二次壓縮。由於經過二級壓縮, 因而它的增壓壓力較高。

當必須降低增壓壓力時, 可旁通一部分廢氣直接送入大氣, 或者把驅動增壓器設法脫開。

第二種是所謂“並聯”的增壓系統。圖(1-14 b)。空氣平行的通過渦輪增壓器和驅動增壓器送入發動機。由於每只增壓器只通過一部分空氣, 因此他們的尺寸較小。

上面兩種型式的複合式增壓系統由於它們只能保證發動機高速高載和低速低載時必要的空氣壓力, 因此只適用於船用發動機。

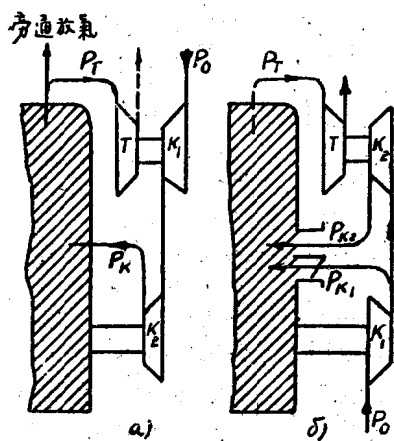


圖 1-14 複合式增壓系統簡圖

作为上述两种型式的变型,就有第三种所谓“串并联”的增压系统,图(1-146)。在发动机起动和低载荷时,空气从两只增压器并行的进入发动机。当载荷增加到涡轮增压器后的空气压力超过驱动增压器后的空气压力时,自动阀门就关闭,空气先进入驱动增压器再经过涡轮增压器串联进气,从而产生较高的增压压力。这种方案可以应用于陆上运输式发动机。关于这些都要在第三章中详细加以讨论。

还有许多其他的复合式增压系统,实质上都是上述两种基本型式的变型。

4. 惯性增压与速度增压

惯性增压是利用进气管中空气的惯性作用以达到增压目的。为了提高惯性增压的有效性,进气凸轮的外形是按下列原则设计的:在前半个吸气冲程中,进气阀开启的通道截面很小,图(1-15);因此在气缸中形成了 $0.3 \sim 0.4$ 公斤/厘米²的真空。当活塞走过一半冲程后,气阀很快的开启,空气以很高的速度(达200米/秒)冲入气缸。在动压头的作用下,进气終了时气缸中的压力可达 $1.15 \sim 1.20$ 公斤/厘米²。

各种型式四冲程柴油机上所进行的试验说明:在不增加油耗量的条件下,可增加公升功率25~30%。但是要实现惯性增压,进气管必须做得很长(5米以上),这并不是在所有情况下都能实现的。此外惯性增压的有效性将随发动机转速增加而降低。由于这些缺点这种增压方法没有得到广泛的应用。

在飞机和赛跑汽车的发动机中,可以应用速度增压。为了获得速度增压,发动机的进气管必须迎着气流方向,并做成扩压器的形状,以保证气流在最小流动损失情况下,使气流速度平滑的降低而压力则逐渐提高。

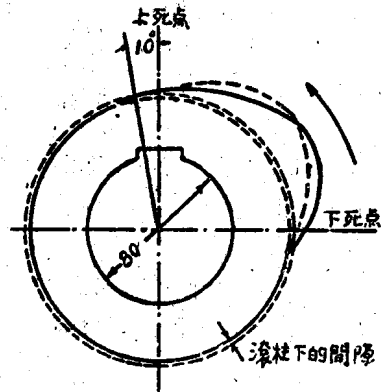


图 1-15 惯性增压发动机的凸轮外形

当气流速度达到400公里/小时以上时,可以得到较大的增压。当速度较小时,增压效果并不显著,因为这时流动损失将超过气流所拥有的动能。

5. 利用排气动力脉冲而产生的增压作用

当气缸中排气孔或排气阀打开时,废气就在排气孔处发生膨胀而涌入排气系中,从而形成了压力波。当压力波前进到一个突然扩大的管腔或是到了排气管末端时,它能反射回来形成一个负压力波或真空波。这个负压力波可以帮助气缸扫气,它不但可以将一部分废气从气缸中抽取到排气系中来,并且由于进气孔处压力差的增大,还能诱导新鲜空气进入气缸,这样就得到了增压作用。如果调谐得好,采用这种方法可以使发动机功率增加30%左右。这种方法用于等速发动机的效果较好,当用于变速发动机时,只在某一速度范围内有效果,而在其他转速时会有不好的影响。

6. 气波增压器

气波增压器也是利用内燃机废气能量达到增压目的的一种设备。它与废气涡轮增压器不同之点在于:它是利用高压废气与低压空气直接接触以实现能量的转换而达到增压的目的。在气波增压器中,靠单一的旋转部件同时实现废气的膨胀和空气的压缩,因此结构上比涡轮增压器简单得多。

气波增压器的结构包括定子与转子。定子上有数个气孔分别与排气管和进气管相通。转子上有一定数目的管道。当转子由发动机带动而旋转时,在一定时刻管道与定子上的气孔联通或关闭。它的工作原理可以用其中一根管道的工作循环为例加以说明。

图(1-16)是沿转子管道圆周剖分面展开的示意图。开始时假定空气系在环境压力下进入管道中,而这时全部孔口均关闭着。随着转子的旋转,孔A被打开,高压废气进入管道形成压力波。于是管道中的空气受压缩而向前移动至B。此时孔B打开,高压空气就进入发动机的进气系中。随后孔A就关闭了。

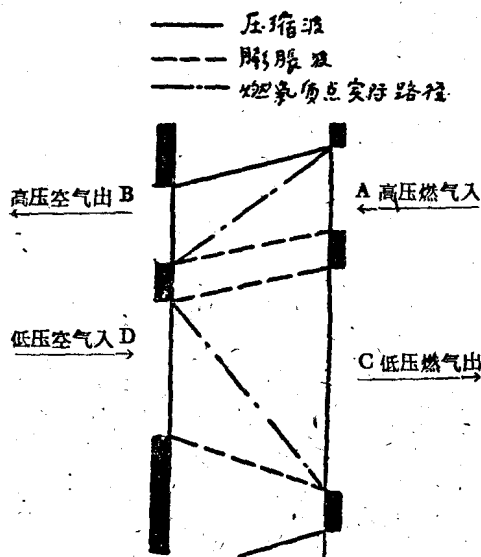
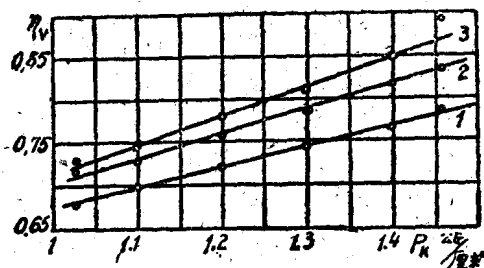


圖 1-16 氣波增压器的工作原理簡圖

圖 1-17 3HC-120 發動機 η_v 與 P_k 的關係
1—2400 轉/分；2—2000 轉/分；3—1600 轉/分

此后在管道中發生廢氣的膨脹，同時已壓縮的空氣全部進入進氣系，孔 B 關閉，接着孔 C 打開，因此時管道中的壓力仍高於外界壓力，所以產生第二次膨脹波，使廢氣加速排除，並使管內產生部分真空。此后孔 D 打開吸入新鮮空氣。當管道內充滿空氣后，孔 D 及 C 均關閉。此后即重復這一循環。

目前的研究工作說明這種增压方式已应用到四冲程柴油机上。由于它的結構簡單，因此很可能有發展前途。

§ 1-3 汽油机与煤气机的增压

1. 汽油机

汽化器式发动机与压燃式发动机一样，随着增压压力的提高，充量系数也增加了，图(1-17)。由于充量系数和充量密度都增加了，因此发动机的馬力也将增加。

增加增压压力将增加压缩和燃烧終了时混合气的温度和压力，因此使发动机更倾向于爆震。为此必須应用质量高的燃料，改变混合气的成分和点火提前角。此外增压后混合气的冷却和降低压缩比也是有效的措施。

增压后允許采用的压缩比可以用下列經驗公式估計：

$$\varepsilon_k = \frac{\varepsilon_0}{\sqrt{P_k}}$$

式中 ε_0 是不增压時允許的最大压缩比， ε_k 是在增压压力 P_k 下工作时允許的最大压缩比。

随着增压压力和充量密度的提高，使发动机可以用較稀的混合气工作。例如在 3HC-120 汽油机上进行的試驗，当 $n=1600$ 轉/分， P_k 从 1.033 增加到 1.233 公斤/厘米² 时，最經濟的混合气成分是 α 从 1.085 增加到 1.245。同样达到最大功率的混合气成分也比不增压时稀。

汽化器式发动机中应用增压是比較少的，只有在特殊情况下(例如高原上应用的汽車)才采用增压。这时常常使增压器做成与发动机可以脫开的，只有当功率須要很大时才接上增压器。

汽化器式发动机增压比压燃式发动机要困难些。主要的原因除了爆燃外，还有热负荷较大以及进气系统和燃料系统的設計較复杂。

汽化器式发动机增压时，增压器可以放在汽化器之前，也可以放在汽化器之后，圖(1-18)。

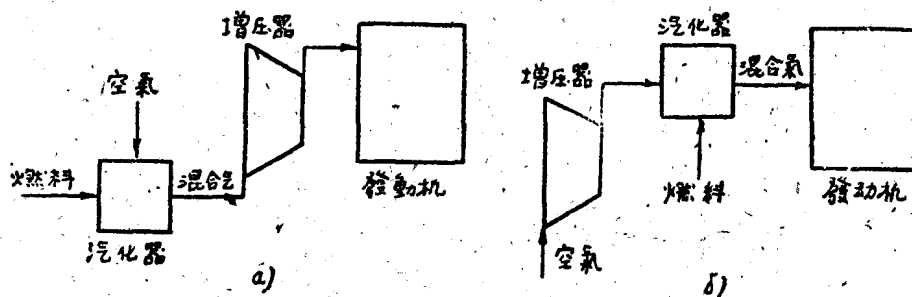


圖 1-18 汽化器式增压发动机进气系统的方案圖

如果增压器放在汽化器之后（圖 1-18 a），燃料和空气先在汽化器中混合雾化，然后在增压器中压缩。采用这种方案的优点首先是混合气在增压器中压缩改善了燃料与空气的混合。其次，当混合气进行压缩时，燃料继续汽化使温度下降，这就减少了压缩所耗费的功。

但是这种方案也有它的缺点。首先是气缸回火时容易损坏增压器。气缸回火主要是在起动、低负荷、或以稀混合气工作时发生，特别当气阀重叠角较大时更为严重。因此在某些发动机中，增压器出口处装有特殊的网格，以阻止进气管中的火焰回流，但是这将使进气阻力增加。

其次，在发动机低负荷时，汽化不良的燃料将在增压器中分化。重馏份将沉淀在增压器的壁上，而进入气缸的仅是较轻的馏份。但当转速增加时，已沉淀的重馏份将和空气一起卷入气缸，这时混合气就过浓并破坏发动机的正常工作。因此在汽化器不得不装在增压器之前的星形发动机上，必须装置一个可以从增压器分出已沉淀燃料的阀门。

采用第二个方案是将增压器放在汽化器之前（圖 1-18 b）。它的优点是汽化器与气缸较近，能保证发动机有较好的灵敏性。同时空气在增压器中压缩后温度升高，有利于汽化器中燃料的汽化；此外增压器受回火的影响较少。但是这种方案也有它的缺点：例如一般在增压器后均装好几个汽化器，它的工作同步问题是比較复杂的。此外汽化器将在压力下工作，必须注意它的密封问题。

随着 P_k 的增加，若把增压器放在汽化器之后就会增加通过汽化器的空气容积，因此汽化器的尺寸将增加。汽化器尺寸增加有一定限度，超过这一限度汽化质量将显著恶化。而采用汽油直接喷射可以消除这一缺点。例如梅尔林（Мерлин）发动机用汽油直接喷射到增压器叶轮内的方法进行增压。采用驱动增压器当 P_k 达到 3.56 公斤/厘米² 时，馬力增加到 2.36 倍。平均有效压力高达 28.4 公斤/厘米²，机械效率为 0.73。这部发动机采用冷却水箱使混合气中间冷却。为了增加燃烧室换气以达到冷却气缸的目的，气門重叠角采用了 140° 以上。

2. 煤气机

增压是增加煤气机馬力最实际的方法之一。如果不增压时煤气机的 $p_e = 4 \sim 5.5$ 公斤/厘米²，则增压后可达到 $8 \sim 11$ 公斤/厘米²。

使用发生爐煤气的发动机增压也有两种不同的方案，图(1-19)。

第一种方案(图 1-19 a) 增压器 3 装在混合器 2 和进气管 4 之間。煤气爐 1 仍在真空中工作。由于气体流量的增加，流过煤气爐的气流速度将較大，因而爐子的阻力就較大。为了减小阻力，就必须增加爐子的尺寸。此外，煤气中的灰粒及焦油均将通过增压器，从而增加增压器的磨損。因此在这种方案中，不宜用容积式增压器而只能用离心式增压器。

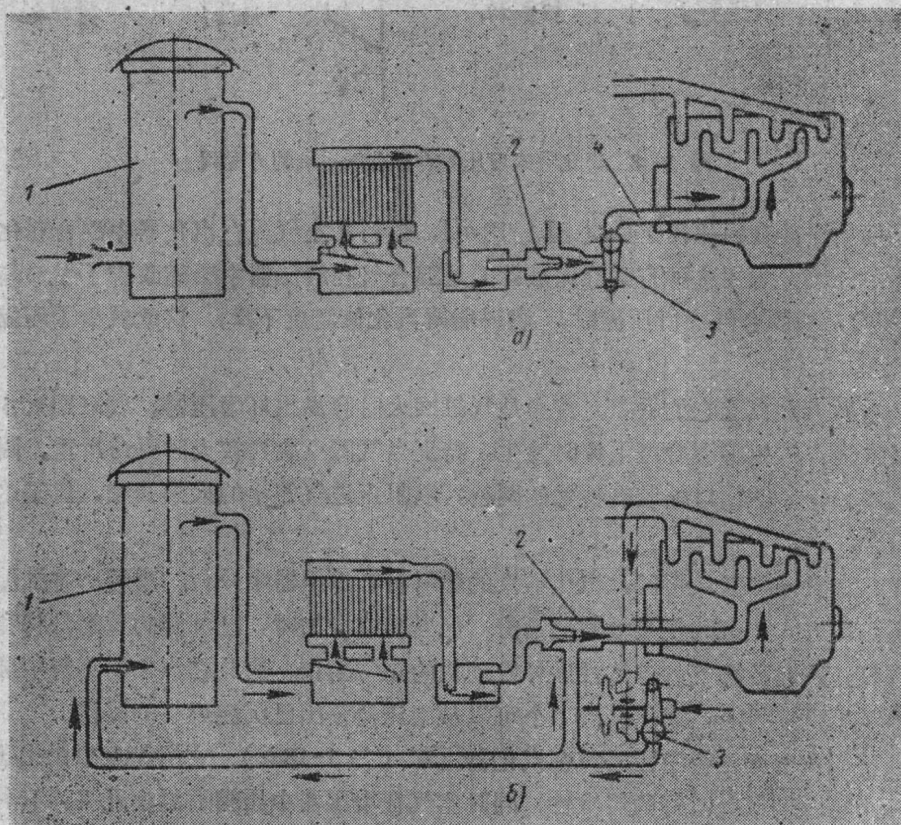


圖 1-19 煤气机增压的方案圖

第二种方案(图 1-19 b) 增压器 3 同时把空气压入煤气爐 1 和混合器 2。这时增压器中吸入的是純空气，同时煤气爐中的气流速度也很少改变，但是整个装置必須很好的密封。

以增压压力 $p_k = 1.6$ 公斤/厘米² 为例，采用驱动容积式增压器可提高功率 28%，采用驱动离心式增压器可提高 52%，而采用废气渦輪增压器可提高 76%。

在 Д-50 发动机上进行試驗的結果表明：当发动机以柴油煤气工作，采用废气渦輪增压 ($p_k = 1.32$ 公斤/厘米²)，它的馬力与不增压的柴油机相等。这时渦輪前废气温度 640°C ，最高燃烧压力 58 公斤/厘米²。空气經增压器压缩后，借助于空气分配器分成二股，一股