

内燃机的涡轮增压



蒋德明 编著



机械工业出版社



本书系一本论述涡轮增压技术的专著，它比较系统而深入地介绍了当代涡轮增压技术的新发展和新经验。全书共分十二章，分别讨论涡轮增压系统中的能量转换，不定常气流的数值分析方法，柴油机和涡轮增压器的匹配技术，脉冲涡轮增压系统的发展，高增压技术，改善涡轮增压柴油机扭矩特性的方法，增压内燃机的高原工作特性，增压发动机瞬变响应特性的计算等，此外还对汽油机的涡轮增压作了专门介绍。

本书主要供从事内燃机、涡轮增压器设计，制造和研究的工程技术人员以及内燃机专业或相近专业的研究生使用，也可供内燃机专业的高年级本科生参考。

内燃机的涡轮增压

蒋德明 编著

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 23 · 字数 559 千字

1986年10月北京第一版·1986年10月北京第一次印刷

印数 0,001—2,030 · 定价 5.70 元

*

统一书号: 15033·5997

前 言

1915年瑞士工程师别许 (Alfred Büchi) 首先提出涡轮增压柴油机的概念, 1925 年他成功地实现了脉冲涡轮增压, 这是一件对内燃机发展具有深远意义的大事。五十年代以来, 涡轮增压技术在国内外均得到飞跃的发展, 它已成为增加内燃机体积功率, 降低单位功率重量, 降低制造成本的最有效方法。除此之外, 涡轮增压内燃机在燃油消耗率, 噪声以及高原工作性能指标等方面也均可胜过非增压内燃机。目前, 在 75kW 至 36000kW 功率范围内的柴油机均已采用涡轮增压或者具有涡轮增压的变型产品。

由于发动机的用途不同, 当代的涡轮增压技术大体上沿着三个方向发展。

对于中、高速大功率机车、船用四冲程柴油机, 其平均有效压力已从五十年代 $p_e = 10\text{bar}$ 提高到七十年代的 21bar, 但仍然存在继续增长的趋势, 有人预言, 八十年代 $p_e = 30\text{bar}$ 的柴油机将投入市场。对于这类柴油机面临的主要问题是改善涡轮增压柴油机的起动性能, 部分负荷性能和瞬变响应性能, 以及研究在提高增压度的同时, 降低压缩比以保持适当的最高燃烧压力和热负荷的方法, 针对这一要求, 已提出许多增压方案, 今后的问题是要通过实践来决定它们各自应用的场合。

对于车用柴油机 (包括载重汽车、拖拉机、各种工程机械和轿车用柴油机), 它们并不追求达到很高的平均有效压力, 考虑的重点是发动机转速和负荷大幅度变化时发动机和增压器匹配良好, 具有良好的扭矩特性和加速性, 在整个运行范围内烟度、噪声、排放均符合环境保护法规要求, 并具有良好的运行经济性。

汽油机涡轮增压的发展, 对涡轮增压技术的未来可能具有深远的影响, 目前尚无法预言它是否能全面成功, 过高的排气温度和爆震仍然是采用增压的巨大障碍, 目前正为排量 2 升以下的汽油机研制的小型涡轮增压器将采用陶瓷涡轮以及用带有爆震传感器的电子控制装置调节点火定时的技术正在发展, 因此价格和可靠性将成为涡轮增压汽油机能否发展的决定性因素。

本书力图全面反映上述三个方向的发展情况, 以及介绍与此相应的新技术和新经验。

本书的第一章至第五章是讨论涡轮增压技术的一般性问题, 着重讨论涡轮增压系统中的能量转换, 不定常气流的数值计算方法以及涡轮增压器与柴油机的匹配技术。第六章和第七章是集中讨论中、高速四冲程柴油机进一步提高平均有效压力的方法以及各类增压系统的设计方法和运用经验。第八章和第九章主要讨论车用柴油机的涡轮增压问题, 其重点是如何实现良好的扭矩特性和改善增压柴油机的瞬变响应特性 (这对固定电站用柴油机同样是重要的)。第十章是讲述大气条件对发动机性能的影响, 以及研究高原内燃机功率恢复方法, 第十一章是讨论涡轮增压对柴油机有害排放物生成和噪声的影响, 第十二章是讨论汽油机的废气涡轮增压的困难及其解决的途径。

本书是《内燃机原理》(西安交通大学内燃机教研室编, 中国农业机械出版社出版) 和《内燃机增压》(西安交通大学内燃机教研室编, 中国工业出版社出版) 二书中有关内燃机涡轮增压内容的进一步加深和加宽, 上述两书中已述的内容, 本书不再重复, 因此初次接触

内燃机增压技术的读者，最好在阅读本书之前先阅读上述著作，或者阅读《内燃机增压和匹配》（K. 齐纳著，国防工业出版社出版）。此外，本书的第二、三、四章集中介绍了不定常流的数值分析方法及其在内燃机涡轮增压系统中的应用，对不定常流理论比较生疏的读者，请先阅读《可压缩气体的热力学和动力学》下册（A. H. 夏皮罗著，科学出版社出版），或者径自跳过这三章，阅读以后的内容，并不会产生太多的困难。

本书主要供从事内燃机和涡轮增压器设计、制造和研究的工程技术人员以及内燃机专业研究生使用，也可供内燃机专业高年级本科生作参考。

本书引用了国内外许多工厂、研究所和大专院校的试验研究成果，并已列在参考文献之中，作者谨向这些文献资料的著者们表示感谢。此外，本书也比较详细地反映了西安交通大学内燃机教研室25年来，在内燃机增压技术方面的研究成果，作者也十分感谢他的同事们和研究生们的辛勤劳动和愉快的合作。

由于本书涉及的面较广，作者才疏学浅，挂一漏万，其中存在的问题一定很多，谨请使用本书的大专院校师生，以及具有丰富实践经验的工厂、研究机构的同志们多多赐教，以便早日改正缺点错误，使本书进一步完善起来。

主要符号的意义和单位

符号	单位	意义	符号	单位	意义
a	m/s	声速		$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	熵; 比熵
a_a	m/s	等熵变化至参考压力	S	mm, cm	活塞冲程
$A/F, F/A$		空燃比; 燃空比	t	s, min	时间
bdc, idc		下止点; 上止点	T	K	绝对温度
C	m/s	气流速度	T_{max}	K	气缸最高温度
CA	°	曲轴转角	u	m/s	速度, 圆周速度
C_p, C_v	J/kg·K, kJ/kg·K	定压比热; 定容比热	$u; U$	J/kg, kJ/kg;	比内能; 内能
C_m	m/s	活塞平均速度	J, kJ		容积; 容积流率
ϵ_{yc}		循环	$V, \dot{V}$	$\text{m}^3; \text{m}^3/\text{s}$	比容
D	mm, cm, m	气缸直径	v	m^3/kg	压缩容积
d	mm, cm, m	管子直径	V_c	cm^3, l	工作容积
E	J, kJ	能量	V_k	$\text{cm}^3, \text{l}, \text{m}^3$	功
EO, EC		排气门开; 排气门关	W	J, kJ	相对速度
F, f	$\text{mm}^2, \text{cm}^2, \text{m}^2$	面积	W	m/s	
F_z	$\text{mm}^2, \text{cm}^2, \text{m}^2$	活塞面积, 气缸面积	希腊字母		
ξ_c	g/kW·h	燃料消耗率	$\alpha; \alpha_z$		燃烧过量空气系数;
H, h	J, kJ;		$\beta; \lambda$		总过量空气系数
	J/kg, kJ/kg	焓; 比焓	γ		黎曼变量
H_u	kJ/kg	燃料低热值	Γ	$\text{kg/kW} \cdot \text{h}$	残余废气系数
i		气缸数	ϵ		空气消耗率
IO, IC		进气门开; 进气门关	η_o		压缩比
J		虚数单位	η_m		容积效率
$k = c_p/c_v$		比热比	η_m		发动机机械效率
L, l	mm, cm, m	长度	η_m		涡轮增压器的机械效
$m, \dot{m}$	kg; kg/s	质量; 质量流率	η_{TK}		率
M	kN·m, N·m	力矩, 转矩			涡轮增压器的综合效
m_{fo}	g, kg	循环供油量	θ	°CA	率
m_f	g, kg	任一时刻进入气缸的			点火(或喷油)提前
		燃油量	μ		角
M_f	kg/h	小时供油量	π		流量系数
n, N	rpm, rps	转速	ρ	kg/m^3	压力比
n		多变指数	τ		密度
N	W, kW	功率	φ	°CA	冲程数
P	bar, Pa, MPa, kPa	压力	φ_K		曲轴转角
	(1bar=10 ⁵ Pa, 下同)				过量扫气空气系数或
P_e	bar	平均有效压力	φ_o	%	给气比
P_{max}	bar	气缸最高燃烧压力	φ_{OP}	°CA	相对大气湿度
Q_w	J, kJ	传热量	φ_s		气门重叠角
R	J/kg·K,		ω	rad/s	扫气系数
	kJ/kg·K	气体常数	下角标:		角速度
R_h		波许烟度值	A		发动机试验时的外界大气状态
S, s	J/K, kJ/K;		a		气缸压缩始点
	J/kg·K,		ad		等熵的

符号	单 位	意 义	符号	单 位	意 义
b		气缸释压点 (排气门始开点)	O		滞止状态或标准大气状态
B		二冲程发动机的排气带	out		出去
c		气缸压缩终点	$P(P)$		管子
e		有效参数或排气	R		参考的或涡轮转子的
eq		当量的, 折合的	r		排气支管内状态或代替大气状态
f		燃料	s		进气管 (或扫气室) 内状态; 进气; 空气
g		燃气	T		涡轮机
i		指示参数	th		理论的
in		进入	z		气缸内的
K		压气机	1		进口截面上
m		平均值	2		出口截面上
max		最大值	在讨论对象单一的场所, 略去表示压气机、涡轮机、 气缸和管子的下角标 K , T , z 和 P , 以及略去表示燃气 和空气的下角标 s 和 a 。		
min		最小值			
N		喷嘴			

目 录

第一章 涡轮增压系统中的能量转换.....	1
§ 1-1 概述	1
§ 1-2 排气的最大可用能量	3
§ 1-3 排气压力波中包含的可用能量和排气能量传递效率的计算.....	6
§ 1-4 提高排气能量传递效率的措施	13
§ 1-5 涡轮增压器的综合效率和涡轮增压系统的有效性指标	17
参考文献	20
第二章 特征线方法的理论基础.....	22
§ 2-1 等截面管道中一维不定常等熵气流的特征线解法	22
§ 2-2 一维不定常非等熵气流的基本方程	31
§ 2-3 一维非等熵气流的特征线方程和适定性条件	37
§ 2-4 特征方程的数值解法和稳定性准则	42
§ 2-5 简化的特征线法	55
参考文献	58
第三章 涡轮增压系统中不定常流的数值分析.....	59
§ 3-1 边界条件概述	59
§ 3-2 求取边界条件的试验方法	61
§ 3-3 换气过程中发动机气缸内状态的计算	67
§ 3-4 气缸端气流流经排气门的边界条件的数值解法	73
§ 3-5 气缸端排气门(或排气口)边界条件的另一形式及其数值解法	81
§ 3-6 管道截面突变的边界条件	88
§ 3-7 燃气涡轮机的边界条件	93
§ 3-8 进气门边界条件的改进	94
§ 3-9 多支管接头边界条件的简化算法	105
§ 3-10 T形管接头边界条件的数值计算	110
§ 3-11 涡轮增压柴油机排气压力波的计算	117
参考文献	119
第四章 不定常气流作用下的涡轮增压器特性	120
§ 4-1 离心式压气机的不定常气流特性	120
§ 4-2 涡轮机的不定常气流特性	134
参考文献	141
第五章 涡轮增压器与柴油机的匹配技术	142
§ 5-1 简化匹配算法	143
§ 5-2 四冲程涡轮增压柴油机的循环模拟计算	152
§ 5-3 循环模拟法在配机计算和其它方面的应用	167
§ 5-4 四冲程柴油机和涡轮增压器匹配运行点的图解法	176
§ 5-5 低速大功率二冲程柴油机循环模拟计算中的特殊问题	180
参考文献	190
第六章 脉冲涡轮增压系统的发展	192
§ 6-1 脉冲变换系统	193

§ 6-2 四脉冲系统	202
§ 6-3 多脉冲系统	202
§ 6-4 MPC 增压系统	204
§ 6-5 各类增压系统的性能比较和分析	209
参考文献	211
第七章 实现涡轮高增压的其它方法	213
§ 7-1 低压缩比高增压系统	214
§ 7-2 低温高增压系统	219
§ 7-3 补燃增压系统	226
§ 7-4 气缸充量转换系统和相继涡轮增压系统	232
§ 7-5 定压涡轮高增压系统	237
§ 7-6 两级涡轮增压系统	243
参考文献	250
第八章 涡轮增压柴油机扭矩特性的改善	252
§ 8-1 概述	252
§ 8-2 可变几何参数增压器	256
§ 8-3 涡轮增压器的放气调节	263
§ 8-4 复合增压系统	264
§ 8-5 气波增压器	275
参考文献	284
第九章 涡轮增压柴油机的瞬变响应特性	286
§ 9-1 涡轮增压柴油机在瞬变条件下的运行情况	286
§ 9-2 瞬变响应特性的模拟计算	288
§ 9-3 影响涡轮增压柴油机瞬变特性的主要因素	293
§ 9-4 改善涡轮增压柴油机瞬变响应性能的方法	296
参考文献	298
第十章 涡轮增压柴油机的高原工作性能	299
§ 10-1 大气条件对涡轮增压柴油机性能的影响	300
§ 10-2 不同大气条件下的内燃机功率修正标准	306
§ 10-3 离心式压气机的高原特性	311
§ 10-4 涡轮增压柴油机的高原特性预测	315
§ 10-5 高原涡轮增压系统的调节方法	322
参考文献	328
第十一章 涡轮增压柴油机的有害排放物和噪声	329
§ 11-1 柴油机中有害排放物的生成	329
§ 11-2 涡轮增压对柴油机有害排放物生成的影响	335
§ 11-3 涡轮增压对柴油机噪声的影响	339
参考文献	343
第十二章 汽油机的涡轮增压	344
§ 12-1 汽油机增压的困难及其解决途径	346
§ 12-2 涡轮增压汽油机的特点	352
参考文献	357

第一章 涡轮增压系统中的能量转换

§ 1-1 概 述

在内燃机中，燃料所供给能量的 20~45% 是由排气带走的，对于非增压柴油机和汽油机可取上述百分比范围的低限值，对高增压柴油机可取高限值，例如一台平均有效压力为 18bar 的高增压中速四冲程柴油机，燃料中将近 47% 的能量传给活塞做功，约 10% 的能量通过气缸壁散失掉，约 43% 的能量随排气流出气缸。涡轮增压系统的作用就是在于利用这部分排气能量，使它转换成为压缩空气的有效功以增加内燃机的充气量，图 1-1 表示脉冲涡轮增压系统中理论能量转换过程的示意图，它把能量转换过程表示为四个特征能量：

1. 排气最大可用能量 E_z ：排气门打开后气缸中燃气含有的能量不可能完全用来做功，实际上只有当排气等熵膨胀到大气压力时（因为不采用特殊措施，不可能膨胀到低于大气压力）所释放出来的能量才有可能转换成为有用功，把排气中的这部分能量称为排气最大可用能量，它约占排气总能量的 60% 左右，在物理意义上就是指涡轮机有可能从排气中取得并用来做功的最大能量。

$$E_z = \int (h_z - h_A) dm_z = \int \Delta h_z dm_z$$

式中 m_z ——气缸内的燃气质量。

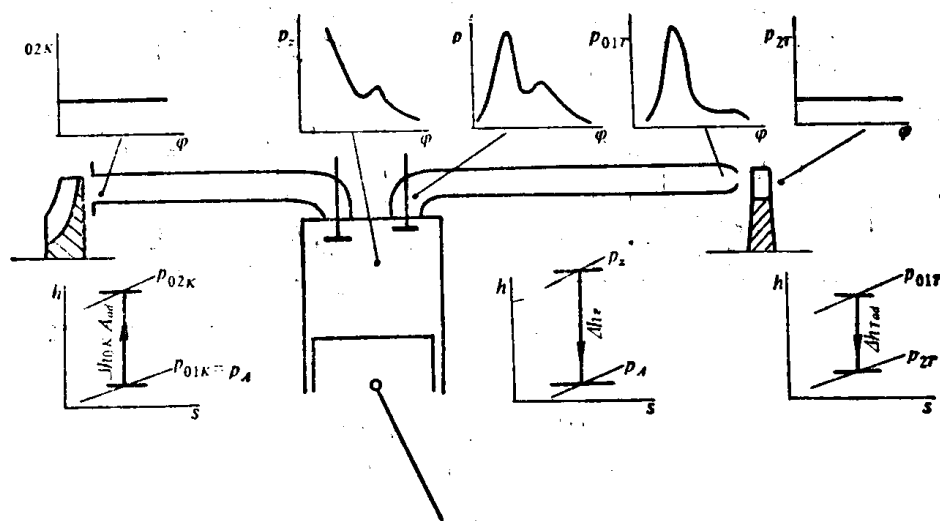


图1-1 涡轮增压系统中的理论能量转换

$p_z(\varphi)$ —排气门开启至进气门关闭期间气缸内压力的变化曲线 $p_r(\varphi)$ —排气管入口处的排气压力变化曲线 $p_{01T}(\varphi)$ —涡轮前的压力变化曲线 $p_{2T}(\varphi)$ —涡轮后的压力（理想情况）
 $p_{02K}(\varphi)$ —压气机后的压力（理想情况）

2. 排气管进口处排气压力波 $p_r = f(\varphi)$ 中包含的能量：可用燃气在一理想涡轮机 (η_r 100%) 中等熵膨胀到大气压力所作出的最大功来表示。

3. 涡轮机前排气压力波中包含的能量：按照定义可以写为：

$$E_r = \int \Delta h_{r_{ad}} \dot{m}_r d\tau$$

式中 $\dot{m}_r$ ——流经涡轮机的燃气质量流率。

4. 离心式压气机等熵压缩空气至增压压力 p_{02K} 所需的理论压缩功

$$E_K = \int \Delta h_{0K_{ad}} \dot{m}_K d\tau$$

式中 $\dot{m}_K$ ——流经压气机的空气质量流率。

从上述特征能量值出发，可以定义：

1. 排气能量传递效率 η_e

$$\eta_e = \frac{E_r}{E_z} \quad (1-1)$$

排气压力波中包含的能量 E_r 显然与涡轮前排气压力波的形状有关，它主要受到涡轮机的流通截面积、排气门开启规律、排气歧管直径、长度、分枝情况等等的影响，因此， η_e 的大小代表了从发动机排气门开始一直到涡轮喷嘴组这一段排气系统设计的良好程度，它对脉冲涡轮增压系统的工作是否良好，具有很重要的意义。

2. 涡轮增压器的综合效率 η_{TK}

涡轮机的等熵效率定义为： $\eta_r = \frac{\text{实际膨胀功}}{\text{等熵膨胀功}}$

按不同的定义方法可以分为（图 1-2 a）

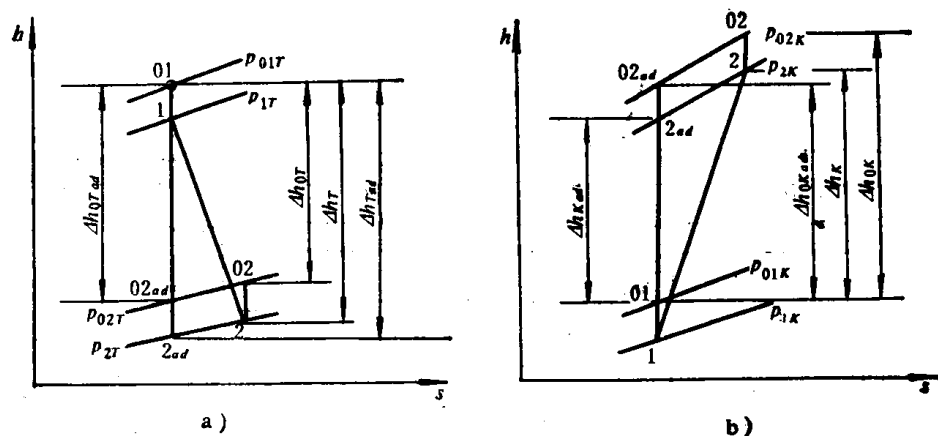


图 1-2 涡轮机和压气机效率的定义

a) 涡轮机 b) 压气机

涡轮机的绝热效率 $\eta_{rad} = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2ad}} = \frac{\Delta h_r}{\Delta h_{rad}}$

涡轮机的有效效率（又名总—静效率 total to static）

$$\eta_{rts} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{2ad}} = \frac{\Delta h_{0r}}{\Delta h_{rad}}$$

涡轮机的总—总效率（total to total）

$$\eta_{rtt} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{02ad}} = \frac{\Delta h_{0r}}{\Delta h_{0rad}}$$

对废气涡轮增压器而言, 由于涡轮机的出口流速较大, $C_2^2/2$ 不可忽略, 因此这三个等熵效率在数值上有差异, 一般有 η_{itr} 和 η_{rad} 的值比较接近, 以及有 η_{itr} 和 η_{rad} 大于 η_{ris} 的结果, 本书下面所记的 η_r , 除特别说明者外, 均指总—静效率 (或有效效率) η_{ris} 。

$$\text{涡轮机的膨胀比 } \pi_r = \frac{p_{2r}}{p_{01r}}$$

压气机的等熵效率定义为: $\eta_s = \frac{\text{等熵压缩功}}{\text{实际压缩功}}$

按不同的定义方法, 也可以分为 (图 1-2 b):

压气机的总—静 (total to static) 效率

$$\eta_{Kts} = \frac{h_{2ad} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{\Delta h_{Kad}}{\Delta h_{0K}}$$

压气机的总—总 (total to total) 效率

$$\eta_{Ktt} = \frac{h_{02ad} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} = \frac{\Delta h_{0Kad}}{\Delta h_{0K}}$$

$$\text{压气机的绝热效率 } \eta_{kad} = \frac{h_{2ad} - h_{01}}{h_2 - h_{01}} = \frac{\Delta h_{Kad}}{\Delta h_K}$$

由于压气机出口流速较小, η_{Kts} , η_{Ktt} , η_{kad} 的值相差甚小, 不必进行严格区分, 并均记为 η_K

$$\text{压气机的升压比 } \pi_K = \frac{p_{02K}}{p_{01K}} = \frac{p_{2K}}{p_A}$$

定义涡轮增压器的综合效率 η_{rk} 为:

$$\eta_{rk} = \eta_r \eta_K \eta'_m = \frac{E_K}{E_r} \quad (1-2)$$

式中 η'_m ——涡轮增压器的机械效率。

3. 涡轮增压系统的有效性指标 K

$$K = \eta_s \eta_{rk} = \frac{E_K}{E_s} \quad (1-3)$$

本章讨论的重点是①给出排气能量传递效率 η_s 和增压器综合效率 η_{rk} 的计算方法, 特别是用实测的气缸低压示功图、排气压力波图来计算 η_s 和 η_{rk} 的方法, 以此作为评判增压系统设计是否良好和寻找薄弱环节的方法。②分析和介绍在涡轮增压系统中减少排气可用能量损失和提高能量转换有效性的措施。

§ 1-2 排气的最大可用能量

一、四冲程内燃机排气的最大可用能量

对四冲程内燃机而言, 排气的最大可用能量 E_s 应是由气缸排气拥有能量 I、活塞对排气作功 II 以及扫气空气可用能量 III 三部分组成 (图 1-3), 暂且不计及扫气过程的影响, 运用热力学第一定律于排气过程, 可求出每循环排气的最大可用能量 E_s 的值

$$\begin{aligned} (m_g + m_r)u_b - m_r u_r + W_p &= m_g(u_s + p_A v_s) + E_s \\ \text{得 } E_s &= (m_g + m_r)(u_b - u_s) - m_r(u_r - u_s) - m_g p_A v_s + W_p \end{aligned} \quad (1-4)$$

式中 m_g ——发动机每循环排出气缸的燃气质量 (kg/cycle);
 m_r ——每循环排气终了残留在气缸内的燃气质量 (kg/cycle);
 W_r ——活塞在排气过程中所作之
 功 (J);

p 、 v 、 u ——压力 (N/m²)、比容 (m³/kg) 和比内能 (J/kg)。

此能量 E_s 在 $p-V$ 图上如影线面积所示 (图 1-3), 由于增压四冲程内燃机有强烈的扫气过程存在, 故可认为 $m_r = 0$, 因此式 (1-4) 可简化为:

$$E_s = m_g(u_b - u_s) - m_g p_A v_b + W_r$$

$$= \text{面积 I} + \text{II} = \text{面积 } b56b$$

$$- \text{面积 } b976b + \text{面积 } 798rr'67$$

面积 $b56b$ 表示排气门始开点 b 处所拥有的能量 E_1 , 由图可知:

$$E_1 = m_g \frac{k}{k-1} RT_b \left[1 - \left(\frac{p_A}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - V_b(p_b - p_A)$$

把 $V_b = \frac{m_g RT_b}{p_b}$ 代入可得

$$E_1 = m_g RT_b \left[\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_A}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_A}{p_b} \right] = p_b V_b K_1 \quad (1-5)$$

式 (1-5) 中的 $K_1 = \frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_A}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_A}{p_b}$ 称为发动机排气拥有能量常数,

K_1 值随 p_b/p_A 的变化关系如图 1-4。

面积 $b976b$ 和面积 $798rr'67$ 分别表示先期排气阶段燃气对活塞所作之正功, 和强制排气阶段燃气对活塞所作之负功 (在上止点以后尚有一小部分正功), 令之为 E_2 , 此值可从实测的气缸低压示功图求得

$$E_2 = W_r$$

在测录的气缸低压示功图为 $p-\varphi$ 图时, 令活塞的位移 S 从上止点算起, 可得以下关系

$$S = R \left[1 - \cos\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2\varphi + \dots \right]$$

式中 R ——曲柄半径;

φ ——曲轴转角;

$$\lambda = \frac{R}{L};$$

L ——连杆长度。

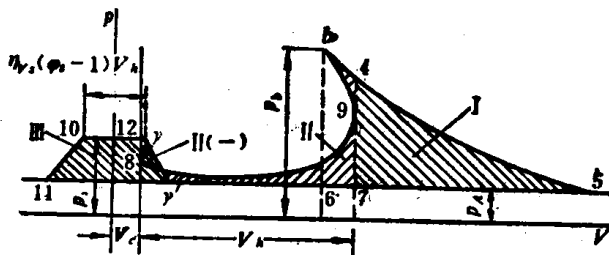


图1-3 四冲程内燃机排气的最大可用能量

p —压力 V —气缸总容积 V_b —气缸工作容积 V_s —气缸压缩容积
 p_s —进气管压力 p_A —大气压力 η_{v_s} —相应进气管条件的容积效率 φ_s —扫气系数

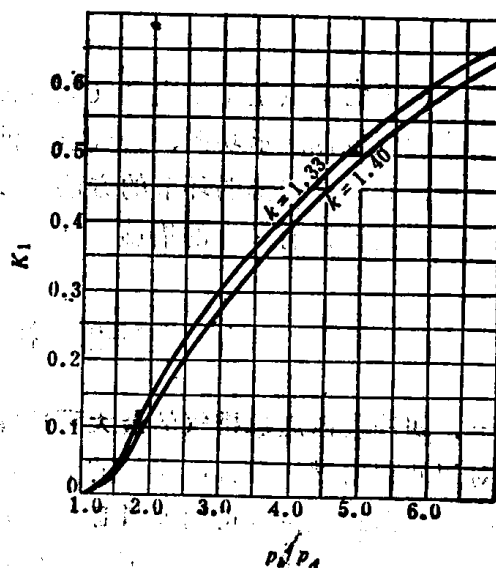


图1-4 K_1 值和 p_b/p_A 的关系曲线

因此

$$E_2 = \int_{V_b}^{V_r} p dV = \frac{1}{2} V_h \int p \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) d\varphi \quad (1-6)$$

由于发动机每循环扫气过程进行所增加的排气可用能量可以用扫气期间流入气缸空气的作功能力表示, 如图 1-3 上面积Ⅲ, 即面积 10-12-γ'-11-10 表示, 为计算方便起见, 此面积可用下式表示

$$E_3 \approx \Delta m_s \frac{k}{k-1} RT_s \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-7)$$

式中 Δm_s ——每循环扫气空气量 (kg/cycle)。

由于应用式 (1-7) 计算扫气过程可用能量所引起与面积Ⅲ之间的误差, 按试验结果复算, 它对总排气可用能量值 E_s 减小的影响, 不大于 0.2%。

每循环扫气空气量 Δm_s 可用以下方法求出。

设扫气系数 φ_s 是指气缸每循环充气空气量 m_a 和流经发动机的每循环总空气量 m_s 之比, 即 $\varphi_s = \frac{m_a}{m_s}$, 其中 $m_s = m_o + \Delta m_s$,

而

$$m_a = \frac{p_o V_o}{RT_o(1+\gamma)}$$

式中 γ ——残余废气系数, 对增压四冲程柴油机 $\gamma \approx 0$ 。

在测试条件受到限制的条件下, 发动机压缩始点气缸充量的温度 T_o 可用下式求出

$$T_o = (T_s + \Delta T) \left(\frac{p_o}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

进气过程中充量温度升高值 ΔT , 根据试验资料表明, 在发动机按速度特性运行时大致保持不变, 在按负荷特性运行时, 随负荷增大, ΔT 大致按直线规律上升, 变化在 5~30°C 的范围内。

此外, 气缸的容积效率 $\eta_{vs} = \frac{m_a}{m'_s}$, $m'_s = \frac{p_s V_h}{RT_s}$

故

$$\eta_{vs} = \frac{p_o V_o T_s}{p_s V_h T_o (1+\gamma)}$$

由此可得

$$\Delta m_s = (\varphi_s - 1) m_o = (\varphi_s - 1) \eta_{vs} \frac{p_s V_h}{RT_s}$$

把上式代入式 (1-7), 可得

$$E_3 = (\varphi_s - 1) \eta_{vs} p_s V_h \left[1 - \left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (1-8)$$

由此可得四冲程发动机每循环的排气最大可用能量为

$$E_s = E_1 + E_2 + E_3 \quad (1-9)$$

二、二冲程内燃机排气的最大可用能量

二冲程内燃机排气的最大可用能量用图 1-5 表示, 它与四冲程发动机不同之处在于扫气过程的能量 E_3 几乎占 E_s 的一半, 而 E_2 值却很小。

排气门始开点 b 处排气所拥有的能量为面积 I，即面积 $b65b$

$$E_1 = m_g RT_b \left[\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_a}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_a}{p_b} \right]$$

在换气期间（排气门在 b 点开至 a 点扫气口关）活塞做功为面积 II，即面积 $78a97$ 减去面积 $b976b$

$$E_2 = W_p = \int_{V_b}^{V_a} p dV$$

扫气期间扫气空气所作之功为面积 III，即面积 $a-8-6-11-10-a$

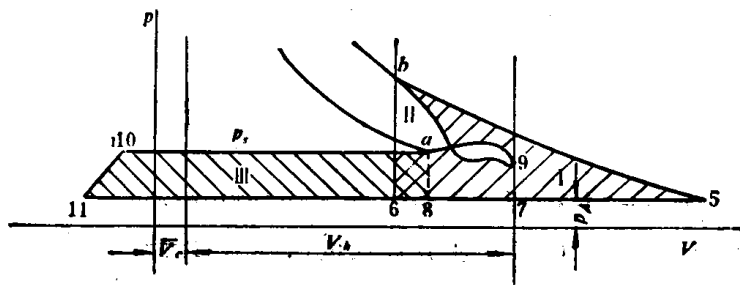


图1-5 直流换气二冲程发动机排气的最大可用能量

图上符号意义同图1-3

$$E_3 = \frac{k}{k-1} RT_s \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \varphi_s m_g$$

因此，二冲程发动机每循环排气的最大可用能量为

$$E_z = E_1 + E_2 + E_3$$

§ 1-3 排气压力波中包含的可用能量和排气能量传递效率的计算

一、排气压力波中包含的可用能量

如前所述，排气压力波中包含的能量定义为燃气在一个理想的涡轮机中 ($\eta_r = 100\%$) 进行等熵膨胀所能作出的最大功。设气流流经涡轮机满足准稳定流动的条件，根据定义，可知此最大功的值为

$$W_r = \int \frac{C_{th}^2}{2} dm_g \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1-10)$$

式中 C_{th} ——相应于等熵焓降为 Δh_{rad} 时的涡轮喷嘴出口的理论速度 (m/s)，即

$$C_{th} = \sqrt{2\Delta h_{rad}}$$

式中 Δh_{rad} ——涡轮机级中的焓降，

m_g ——流经涡轮机的燃气质量 (kg)。

涡轮增压器的涡轮部分，一般是由喷嘴环和工作轮两大部分组成，但在研究它对排气压力波的影响时，为简化起见，均把涡轮简化为一个当量喷嘴，当量喷嘴的出口截面积 f_{req} 可以从工作轮能量方程式和涡轮机的流量连续方程式求出〔1〕，〔2〕。

$$f_{req} = \mu_r K_s \sqrt{\frac{(f_N f_R)^2}{\left(\frac{f_N \rho_2}{\rho_1} \right)^2 + f_N^2}} \quad (1-11)$$

$$K_s = \sqrt{1 + \left(\frac{C_r}{C_{th}} \right)^2 + \left(\frac{W_{r,r}}{C_{th}} \right)^2 - \left(\frac{u_{r1}}{C_{th}} \right)^2 + \left(\frac{u_2}{C_{th}} \right)^2}$$

式中 f_N 、 f_R ——一个喷嘴组和相应工作轮的出口截面积，

ρ_1 、 ρ_2 ——工作轮前、后的燃气密度，

C_r 、 W_{1R} ——喷嘴前的气流速度和工作轮进口处的相对气流速度，

μ_r ——涡轮机的流量系数。

对于轴流式涡轮机，根据试验数据 $K_s = 0.90 \sim 0.96$ (级的膨胀比高的取上限)， $\rho_2/\rho_1 = 0.78 \sim 0.92$ (级的膨胀比高的取下限)。对径流式涡轮机 $K_s = \sqrt{(0.90 \sim 0.96)^2 - \Delta \left(\frac{u}{C_{th}} \right)^2}$ ，

式中 $\Delta \left(\frac{u}{C_{th}} \right)^2 = \left(\frac{u_1}{C_{th}} \right)^2 - \left(\frac{u_2}{C_{th}} \right)^2$

对于轴流式涡轮 $u_1 = u_2$ ，若不计喷嘴入口气流速度的影响，即 $C_r = 0$ ，则式 (1-11) 可简化为

$$f_{req} = \mu_r \frac{f_N f_R}{\sqrt{f_N^2 + \left(f_R \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^2}} \sqrt{1 + \frac{W_{1R}}{2\Delta h_{rad}}}$$

若再忽略其它因素的影响，上式还可进一步简化为

$$f_{req} = \mu_r \frac{f_N f_R}{\sqrt{f_N^2 + f_R^2}}$$

此时涡轮机的当量喷嘴截面积 f_{req} 相当于喷嘴出口截面积与工作轮出口截面积的串联当量值。

当量喷嘴出口截面积 f_{req} 取值是否正确，可运用连续性方程式予以校核，具体方法在后面提到。

对于增压度不很高的四冲程涡轮增压柴油机，燃气通过喷嘴组的流动，几乎全部属于亚临界流动，因此

$$C_{th} = \sqrt{C_r^2 + 2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \quad (1-12)$$

由连续性方程式

$$\dot{m}_g = f_p C_r \frac{p_1}{RT_1} = f_{req} C_{th} \frac{p_2}{RT_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{k-1}{k}}$$

即，

$$C_r = \frac{f_{req}}{f_p} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} C_{th} \quad (1-13)$$

式中 p_1 、 T_1 、 C_r ——涡轮前燃气的压力、温度和流速，

f_p ——排气管截面积。

把式 (1-13) 代入式 (1-12) 可得

$$C_{th} = \frac{\sqrt{2 \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(p_2/p_1 \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}{\sqrt{1 - \left(\frac{f_{req}}{f_p} \right)^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}} \quad (1-14)$$

把式 (1-14)、(1-12) 代入式 (1-10)

$$dW_r = \frac{C_{th}^3}{2} f_{req} \frac{p_2}{RT_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{k-1}{k}} dt$$

$$= f_p p_2 a_2 \frac{k}{2} \psi \left\{ \frac{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{1 - \psi^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}} \right\}^{\frac{3}{2}} dt = f_p p_2 a_2 K_2 dt$$

式中 $\psi = \frac{f_{req}}{f_p} = \frac{\text{相应于一个喷嘴组的涡轮当量截面积}}{\text{排气管截面积}}$

$$K_2 = \frac{k}{2} \psi \left\{ \frac{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{1 - \psi^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}} \right\}^{\frac{3}{2}} = f \left(\psi, \frac{p_1}{p_2}, k \right)$$

称为发动机排气压力波的能量系数

a_2 ——排气基准声速, $a_2 = a_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{2k}}$, 在近

似考虑时, 可以取 $a_2 = a_{1m} \left(\frac{p_2}{p_{1m}} \right)^{\frac{k-1}{2k}}$,

其中 p_{1m} 和 a_{1m} 分别排气管中测得的平均压力和平均声速。在图 1-6 上绘出了 12V180ZL 柴油机排气压力波的能量系数曲线。

整个压力波中包含的排气能量为

$$W_r = \int dW_r = f_p a_2 p_2 \int_0^{2\pi/i} K_2 \frac{d\varphi}{6n} \quad (1-15)$$

式中 i ——表示同一根排气管所连接的气缸数。

通过涡轮机的流量可由式 (1-12) 求出

$$m_r = m_g = \int_0^{2\pi/i} k \frac{p_2}{a_2} \psi f_p \frac{1}{6n} \left\{ \frac{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{1 - \psi^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}} \right\}^{\frac{1}{2}} d\varphi$$

$$\text{令 } K_3 = k \psi \left\{ \frac{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{1 - \psi^2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}} \right\}^{\frac{1}{2}} \text{ 并称之为通过涡轮机的流量系数。}$$

由此可得

$$m_r = \frac{p_2}{a_2} \psi f_p \frac{1}{6n} \int_0^{2\pi/i} K_3 d\varphi \quad (1-16)$$

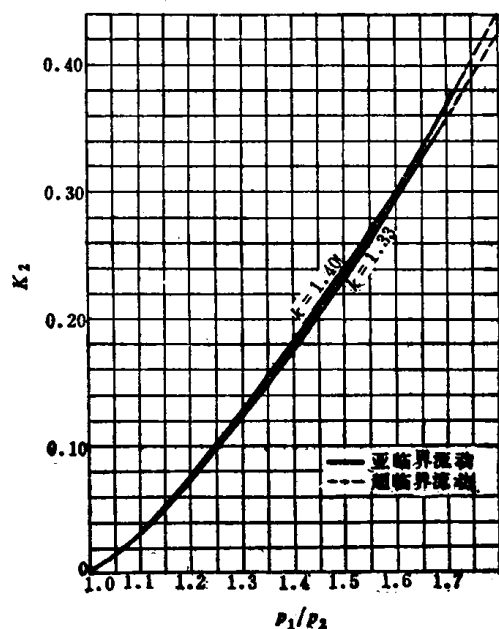


图1-6 12V180ZL 柴油机排气压力波的能量系数曲线

按式 (1-16) 所示之连续性方程式可以校核所采用的 f_{req} 是否恰当。在图 1-7 上给出 12V180ZL 柴油机的流量系数曲线。

在增压度较高时, 会遇到喷嘴出口为超声速的情况, 该时的代替喷嘴为拉伐尔形, 设其最小截面积为 f_{min} , 喉部的气流速度 $u_t = a_t$, 同时由能量方程式

$$a_1^2 + \frac{k-1}{2} C_r^2 = a_t^2 + \frac{k-1}{2} u_t^2 = \frac{k+1}{2} a_t^2 \quad (1-17)$$

通过涡轮机的流量连续方程式为

$$\frac{dm_r}{dt} = \dot{m}_r = f_{min} \rho_t u_t = f_{min} \rho_t a_t \quad (1-18)$$

该时涡轮机可能作出的最大功, 可以从能量方程式求

$$dW_r = \dot{m}_r \left(h_1 + \frac{C_r^2}{2} - h_2 \right) dt$$

把式 (1-17)、(1-18) 代入上式, 并引用 $k = \frac{k}{k-1} RT$ 的关系, 可以求出

$$\begin{aligned} dW_r &= f_{min} \rho_t a_t \left[\frac{k}{k-1} RT_1 + \frac{C_r^2}{2} - \frac{k}{k-1} RT_2 \right] dt \\ &= f_{min} \rho_t a_t \left[\frac{a_t^2}{k-1} + \frac{C_r^2}{2} - \frac{a_2^2}{k-1} \right] dt \\ &= f_{min} \rho_t a_t \left[\frac{a_t^2}{k-1} + \left(\frac{k+1}{2} a_t^2 - a_1^2 \right) \frac{1}{k-1} - \frac{a_2^2}{k-1} \right] dt \\ &= \frac{1}{2} f_{min} \rho_t a_t \frac{1}{k-1} \frac{k p_1}{\rho_1} \left[(k+1) \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] dt \\ &= \frac{1}{2} \frac{k}{k-1} f_{min} \frac{\rho_t}{\rho_1} \frac{a_t}{a_1} \frac{a_1}{a_2} a_2 \frac{p_1}{p_2} p_2 \left[(k+1) \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] dt \\ &= \frac{1}{2} \frac{k}{k-1} \psi f_r a_2 p_2 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{3k-1}{2k}} \left(\frac{p_t}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{2k}} \cdot \left[(k+1) \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] dt \\ &= p_2 a_2 f_r K'_2 dt \end{aligned} \quad (1-19)$$

式中 $\psi = f_{min}/f_r$

p_t 、 a_t 、 ρ_t ——拉伐尔喷嘴喉部气体的压力、声速和密度。

$$K'_2 = \frac{1}{2} \psi \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{3k-1}{2k}} \left(\frac{p_t}{p_2} \right)^{\frac{k+1}{2k}} \left[(k+1) \left(\frac{p_t}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ 称为}$$

超声速阶段排气压力波的能量系数

此外, 在式 (1-19) 中 $\frac{p_t}{p_1}$ 由连续方程式

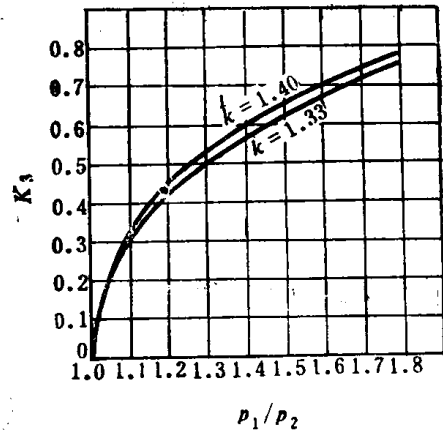


图1-7 12V180ZL柴油机的通过涡轮的排气流量系数曲线