

涡轮增压与涡轮增压器

朱大鑫 编著



机械工业出版社

(京) 新登字054号

内 容 简 介

本书比较系统、全面论述涡轮增压技术。主要介绍径流式涡轮增压器的结构、性能、可靠性以及增压系统的设计与匹配。最后专门论述车用发动机的涡轮增压以及各种高增压、超高增压系统。

本书主要供从事柴油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的研究生、本科生使用, 也可供有关专业的技术人员和广大师生参考。

涡轮增压与涡轮增压器

朱大鑫 编著

*

责任编辑: 钱既佳 版式设计: 霍永明

封面设计: 肖 晴 责任校对: 熊天荣

责任印制: 路一琳

*

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 $787 \times 1092^{1/16}$ · 印张 $34^{3/4}$ · 插页 2 · 字数 855 千字

1992 年 11 月北京第 1 版 · 1992 年 11 月北京第 1 次印刷

印数 001—820000 · 定价: 31.00 元

*

ISBN 7-111-03133-4/TK·123

前 言

自从本世纪初发明涡轮增压以来,促进了内燃机的发展,改变了内燃机的面貌。特别是自70年代涡轮增压在车用发动机上得到推广以后,更是有了突飞猛进的发展。目前已被世人公认为内燃机技术发展方向之一,并被誉为内燃机发展史上的第二个里程碑,迄今仍保持着方兴未艾的发展势头。

涡轮增压是一项新技术,也是一门新兴的学科。随着增压技术的不断发展,这门学科也在不断的丰富、充实并逐渐形成了一门从理论到实践都比较完善的学科。其中的高性能涡轮增压器和高增压、超高增压系统已成为内燃机领域中的高技术,在国际上引起了人们的高度重视。

当前,国内外有关涡轮增压的专业书籍不算少,但往往有的偏重于发动机,有的偏重于增压器,而这两者是不能分割的。纵观涡轮增压的发展过程就可看出,增压系统的发展有赖于涡轮增压器,同时又反过来促进了增压器的发展。象过去仅局限于研究匹配是远远不够的,必须从系统的角度来考虑,才能实现系统的优化,并创造出新的增压系统来。故从事增压技术工作的专业人员必须同时具备这两方面的知识。本书正是依据这种指导思想来编写的,在内容上侧重于实用,对原理部分只作扼要论述。另外,过去对增压器一般只讲性能,实践证明增压器的结构强度及可靠性也是一个至关重要的问题,特别是对高压比增压器更是一个必须攻克的难关,故书中专门辟出一章论述增压器的可靠性。

自然,要全面掌握本学科还需要各方面的理论知识,如

- 1) 热力学、空气动力学及叶片机原理;
- 2) 叶轮内三元流动的理论;
- 3) 计算排气管和缸内工作过程用的特征线法;
- 4) 计算叶轮强度等用的有限元法。

上述内容书中只简单提及,详细请参考有关专业书籍。

由于笔者经验所限,本书论述的重点是四冲程车用高速柴油机的涡轮增压和径流式涡轮增压器。

本书承蒙北京理工大学车辆工程学院院长秦有方教授和山西车用发动机研究所所长陈继熊高级工程师的推荐。

第四章中压气机叶轮设计和第五章无叶涡轮箱设计举例由董复兴高级工程师撰写。

本书各章由郝健、董复兴、华觉源、邵仰一、周允刚、刘天清、田造启、朱玉侠等高级工程师校阅。

在编写过程中还得到邢燕生高级工程师、任继文、刘长华、王晓萍、袁跃宏、李恒芳、解保林、赵永胜、张晋东、邢卫东等工程师的协助,在此一并致谢。

朱大鑫

主要符号及其单位

符号	意义	单位	符号	意义	单位
a	声速	m/s	p	压力	Pa, kPa, MPa
	喉口最小宽度	mm	p_e	平均有效压力	MPa
A	振幅	mm, μm	$p_{\max}$	最高燃烧压力	MPa
	面积	mm ² , cm ²	p_c	增压压力; 压气机出口压力	MPa, kPa
A/R	无叶涡轮箱特征尺寸	mm	p_s	发动机前进气压力	MPa, kPa
b	宽度	mm	P_r	柏朗特数	
c	气流速度	m/s	Q	热量	J, kJ
CA	曲轴转角	°	q	热流量	J, kJ
c_m	活塞平均速度	m/s	R	气体常数	J/(kg·K)
c_x	流量系数		r	半径	mm, cm
c_p, c_v	定压比热容; 定容比热容	J/(kg·K)	R_B	烟度	
D	气缸直径; 叶轮直径	mm, cm	Re	雷诺数	
DR	扩压度		S	活塞行程	mm, cm
D_v	液力直径	mm, cm		嫡	J/K, kJ/K
d	管子直径	mm, cm	Sh	斯特鲁哈数	
E	能量	J, kJ	SPL	声压级	dB(A)
	弹性模数	GPa	T, t	温度	K
e	偏心距	mm	$T_{\max}$	最高燃烧温度	K
F, f	面积	cm ² , mm ²	t	时间; 节距	s; mm
f	频率	Hz	U	内能	J, kJ
G	质量流量	kg/s		重径积	gmm, gcm
g_c	燃料消耗率	g/(kW·h)	u	速度; 圆周速度	m/s
H, h	焓; 比焓	J, kJ; J/kg, kJ/kg	V	容积; 容积流量	m ³ , cm ³ ; m ³ /s
	海拔高度; 高度	m, cm, mm	V_k	气缸工作容积	L
$\bar{H}$	压头系数		v	比容	m ³ /kg
H_u	燃料低热值	kJ/kg	W	功	J, kJ
i	冲角	°	w	相对速度	m/s
I	转动惯量; 惯性矩	kg·m ²	x	速度比值 $x = u_1/c_1$	
J	增压器的品质系数		z	损失; 叶片数	kJ/kg
K	常数; 安全因数		希腊字母		
L, l	长度	mm, cm, m	α	叶片角; 燃烧过量空气系数	° ;
M	力矩; 扭矩	N·m		传热系数; 功率换算系数	
	马赫数		α_s	总过量空气系数	
m	质量	kg, g	β	气流角; 后弯角	°
N	功率	kW			
n	转速	r/min			

符号	意义	单位	符号	意义	单位
β, λ	黎曼变量		u	切向	
Γ	空气消耗率; 部分进气度	$\text{kg}/(\text{kW} \cdot \text{h})$	x, y, z	坐标分量	
γ	残余废气系数		i, j, k	对 x, y, z 坐标的 单位分量	
Δ, δ	间隙位移; 厚度	mm	a	气缸压缩始点, 进气	
Δ	差值		ad	绝热, 等熵	
δ	后期膨胀比		b	叶片	
ε	压缩比; 应变		c	压气机	
η	效率、绝热度		cc	气缸压缩终点	
η_c	压气机效率		d	扩压器、设计计算的	
η_T	涡轮效率		E	能量	
η_m	机械效率		e	有效参数	
η_{TC}	涡轮增压器总效率		eq	当量的	
η_s	扫气效率		cor	折合的	
η_v	容积效率		cr	临界的	
θ	角度; 转角	$^\circ, ^\circ\text{CA}$	f	燃料	
λ	增压度; 压力升高比		g	燃气	
μ	功率系数; 滑移因子		h	高压	
	流量系数; 动力粘度		i	指示参数	
ζ, ξ, ν	摩擦系数; 阻力系数; 损失系数		l	低压	
π	压比; 膨胀比; 圆周 率		m	平均值; 机械的; 子午方向; 扭矩	
ρ	密度	kg/m^3	$\max$	最大值	
	反动度; 初期膨胀比		$\min$	最小值	
σ	应力; 总压恢复系数	MPa	opt	最佳值	
τ	行程数; 收缩系数; 阻塞系数; 切应力	MPa	n, N	喷嘴	
φ	曲轴转角; 气门重叠角 $^\circ\text{CA}$ 扫气系数; 喷嘴速度系数 无因次参数; 相对湿度		o	试验时外界大气状态、 原始的	
ψ	叶轮速度系数		P	泵吸功	
Ω, ω	角速度	rad/s	r	排气管内; 叶轮; 规定 条件	
上角标			S	进气管内; 扫气的; 比; 等熵的	
$*$	气流滞止参数		T, t	涡轮	
n	多变指数		TC	涡轮增压器	
k	等熵指数		th	理论的	
$-$	相对值		u	轮周	
下角标			v	容积的	
a	轴向		w	水	
r	径向		x	任意条件	
			z	气缸内的	

目 录

前言	
主要符号及其单位	
第一章 发动机增压概论	1
第一节 发动机增压的目的和作用	1
第二节 发动机增压方式	2
第三节 涡轮增压发展概况	8
参考文献	13
第二章 发动机排气能量的利用	14
第一节 排气能量利用概述	14
第二节 排气系统的两种基本型式	21
第三节 脉冲转换系统	29
第四节 多脉冲及 MPC 系统	35
第五节 排气系统的选择和比较	47
参考文献	50
第三章 涡轮增压器的结构及系列化	52
第一节 涡轮增压器的总体布置及结构演变	52
第二节 轴承及润滑	63
第三节 密封、冷却及隔热	76
第四节 主要零件的材料及工艺	82
第五节 增压器系列及系列化	91
参考文献	111
第四章 离心式压气机	113
第一节 概述	113
第二节 叶轮	117
第三节 叶轮内流动的新认识	139
第四节 扩压器	145
第五节 蜗壳	153
第六节 压气机的喘振与堵塞	158
第七节 压气机特性和热力计算	166
参考文献	177
第五章 径流式涡轮	179
第一节 概述	179
第二节 径流式涡轮的工作原理	182
第三节 径流式涡轮设计参数的选择	193
第四节 导向装置和排气扩散器	202
第五节 涡轮叶轮	219
第六节 径流式涡轮特性	229
第七节 径流式涡轮的热力计算	237
参考文献	248
第六章 涡轮增压器的可靠性	251
第一节 转子的临界转速与动平衡	251
第二节 转子振动与油膜振荡	261
第三节 叶轮强度计算与测试	277
第四节 涡轮叶片振动的研究	292
第五节 叶轮疲劳强度的研究	305
第六节 叶轮超速破坏试验	312
参考文献	319
第七章 增压器与发动机的联合工作	321
第一节 增压参数的确定	321
第二节 发动机特性	328
第三节 涡轮增压器与发动机的匹配	336
第四节 匹配的调整	345
第五节 发动机与增压器的匹配计算	350
参考文献	358
第八章 增压系统的设计及匹配	360
第一节 增压系统及性能优化	360
第二节 进排气系统	365
第三节 燃烧系统	371
第四节 中冷及中冷器	379
第五节 增压柴油机的改装及匹配调整	390
第六节 涡轮增压器的 CAD	398
参考文献	400
第九章 车用发动机的涡轮增压	401
第一节 扭矩特性	401
第二节 加速性	411
第三节 对环境条件的适应性	420
第四节 涡轮增压器的调节	431
第五节 特种车辆发动机的涡轮增压	448
第六节 噪声和排放	451
参考文献	455
第十章 各种高增压及超高增压系统	457
第一节 高增压的基本问题	457
第二节 低压缩比高增压系统	466
第三节 两级增压系统	478
第四节 Hyperbar 增压系统	486
第五节 停缸、充量转换及顺序增压系统	498
第六节 可变几何参数的增压系统	511
第七节 米勒循环及其它高增压系统	523
第八节 绝热涡轮复合发动机与低散热发动机	529
参考文献	547

第一章 发动机增压概论

第一节 发动机增压的目的和作用

现代各种动力装置对动力性能的要求越来越高,因此就要求发动机不断提高其强化程度。说明发动机强化程度的主要动力指标是升功率 N_L ,可用下式表示:

$$N_L = \frac{p_e n}{\tau} \quad (1-1)$$

式中 p_e ——平均有效压力;

n ——发动机额定转速, r/s;

τ ——发动机冲程系数。

在一定的冲程系数 τ 时,升功率可用两种方式提高,即提高平均有效压力 p_e 或提高额定转速 n 。

提高转速 n 的幅度是不大的,因它受到燃烧恶化、容积效率和机械效率的急剧降低、使用可靠性降低、工作寿命减短以及发动机振动和噪声加大等原因的限制。一般中型高速柴油机的转速不超过3000r/min,相应的活塞平均速度 c_m 为12~13m/s;汽油机的转速一般也不超过6000r/min。如纵观近20年来的发动机发展进程就不难发现,从降低油耗和提高可靠性出发,发动机转速均略有降低的趋势。

提高升功率的第二个途径就是提高平均有效压力 p_e 。所幸的是, p_e 提高时发动机机械负荷及热负荷并不成比例增加,因此允许 p_e 作大幅度提高,甚至可成倍增长。

平均有效压力 p_e 可表示如下:

$$p_e = \frac{H_u}{\alpha L_0} \eta_i \eta_m \eta_v \rho_c, \text{ Pa} \quad (1-2)$$

式中 H_u ——燃料低热值;

α ——过量空气系数;

L_0 ——燃烧1kg燃料所需理论空气量;

η_i ——发动机指示效率;

η_m ——发动机机械效率;

η_v ——发动机容积效率;

ρ_c ——气缸中的充气密度。

式中,燃料低热值 H_u 及燃烧1kg燃料所需理论空气量 L_0 均是常数,故上式又可表示为

$$p_e \propto \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_m \eta_v \rho_c \quad (1-3)$$

对于一般非增压四冲程高速柴油机来说,

$\eta_i = 0.43 \sim 0.50$; $\eta_m = 0.78 \sim 0.85$; $\eta_v = 0.80 \sim 0.90$ 。

以上三个效率的提高是很有限的。至于过量空气系数的范围为 $\alpha = 1.2 \sim 1.7$ (额定负荷

时),非增压柴油机的强化就是主要靠减小 α 来实现的。但过分减小 α 会导致发动机热应力提高,燃烧过程恶化,冷却系带走的热量增加,还会使发动机的指示效率下降。而且一般认为 α 减小的最低极限是1.1。因此,非增压发动机强化的极限是 $p_c = 0.8 \sim 0.9 \text{ MPa}$ 。可见唯一能大幅度提高 p_c 的办法是提高在气缸中的充气密度 ρ_c 。

所谓增压,就是借助于装在发动机上的专用的增压装置,预先压缩进入气缸的空气,以提高进入气缸中的充气密度。增压的作用是十分明显的,在气缸容积一定的情况下,充气密度越大,新鲜空气的绝对量越大,就可以喷入较多的燃料进行燃烧,发动机就能发出更大的功率。

增压后发动机功率的增长程度常以增压度 λ 表示,其定义是增压后的发动机功率与不增压时发动机功率之比,也即增压前后额定工况下平均有效压力之比:

$$\lambda = \frac{N_c}{N_{c0}} = \frac{p_c}{p_{c0}} \approx \frac{\rho_c}{\rho_0} \quad (1-4)$$

式中 ρ_c ——增压后的空气密度;

ρ_0 ——增压前的空气密度。

关于增压程度的划分目前尚无统一的规定,但通常以增压压力 p_c 来划分。一般划分的范围为

低增压	$p_c < 0.18 \text{ MPa}$	($p_c = 0.8 \sim 1.0 \text{ MPa}$)
中增压	$p_c = 0.18 \sim 0.25 \text{ MPa}$	($p_c = 0.9 \sim 1.5 \text{ MPa}$)
高增压	$p_c = 0.25 \sim 0.35 \text{ MPa}$	($p_c = 1.4 \sim 2.2 \text{ MPa}$)
超高增压	$p_c > 0.35 \text{ MPa}$	($p_c > 2.0 \text{ MPa}$)

从式(1-4)可以看出,增压度的大小取决于充气密度的提高程度,而 $\rho_c = p_c / RT_c$,故充气密度的提高,除了提高进气压力以外,也可采用降低进气温度的办法。国外也确有过通过深冷的途径来实现增压的尝试,这自然只有在特殊场合才能考虑,因它需要有一套庞大又昂贵的深冷装置。

另一方面如前所述,增压的目的是通过提高进入气缸的空气密度以增加充气量,但是空气在增压装置中经过压缩后温度上升会使空气密度减小,也即空气密度比的上升小于压比的上升,从而影响了增压效果的发挥。

显然,为了增强增压效果,特别是在高增压的情况下就得采用进气冷却措施,也即通常所谓的中冷。中冷除了可提高充气密度以外,还可相应降低排气温度,并对降低发动机热负荷也是有利的。随着发动机不断向高增压方向发展,增压中冷发动机的比例在逐步提高。

第二节 发动机增压方式

发动机增压按其增压方式可分为四大类:

- 1) 不用专门增压装置的增压,其中又可分为惯性增压、动力增压、谐波增压等几种;
- 2) 机械增压,即利用机械传动的增压器进行增压,差速增压是其中的一种特殊型式;
- 3) 利用发动机废气能量驱动增压器,分废气涡轮增压和气波增压两种;
- 4) 复合增压,同时采用两种型式的增压。

上述这些增压方式分别简述如下。

要说明的是不用专门增压装置的几种增压方式，增压作用很小，但在某些场合可作为辅助形式予以利用，故这里就不专门介绍了，有关谐波增压将在第九章中予以叙述。

一、机械增压

如图1-1所示，它是由发动机曲轴经过增速机构带动压气机工作。

机械增压早期较多采用离心式压气机，近来发展了各种转子式、叶片式增压器，如图1-2所示。

在图1-2中所列四种机械增压器，以螺杆泵效率最高，这是因为它是属于内部压缩的缘故，且相同条件下其外形尺寸和重量也是最小；螺旋式泵占第二位。

机械增压时一般 p_c 不超过0.17MPa，否则压气机消耗功率过大，使整机的机械效率下降，导致燃油消耗率 g_c 增加过多。例如，12V 150发动机机械增压时 $p_c = 0.17\text{MPa}$ ，压气机消耗功率达81~90kW。一般机械增压后， g_c 要增加3%~5%。

机械增压的优点在于发动机的加速性优于涡轮增压，且发动机的泵气损失小，这是由于机械增压时排气背压远远低于涡轮增压之故。

在增压发展历史上，早期多采用机械增压，后来被新发展起来的涡轮增压取代。而近来在一些小轿车的汽油机上又重新被启用，这是因为汽油机转速范围越来越宽，涡轮增压器与其匹配存在一定困难，再加上小轿车对加速性的要求也越来越高，涡轮增压器已难于胜任，这是新形势下提出的新要求。同时，技术的发展又提供了可能性，因小汽油机转速高达4000~6000r/min，而新发展的机械增压器转速也只有10000r/min左右，故只需要传动

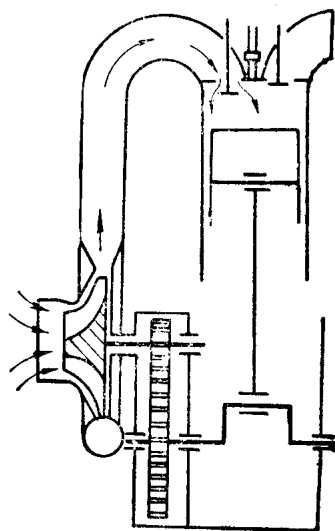


图1-1 机械增压工作简图

	螺杆式		罗茨式	汪克尔式	螺旋式
理论排量 (cm ³)	270.8		1420	1150	—
最高转速 (r/min)	38500		8000	11000	—
重量 (kg)	2.3	5.0	11.9	12.0	7.0
电磁离合器	装	不装	装	不装	不装
转子几何形状					

图1-2 近期发展的几种机械增压器

比为2左右的皮带传动即可，而不象传统的离心式压气机要用传动比大于10的复杂的增速齿轮箱。另外，小发动机的增压度不高，一般 $p_s \leq 0.17\text{MPa}$ ，这又正是机械增压器适用的范围。

为了克服机械增压发动机低负荷时油耗过高的缺点，近来出现在皮带传动中加入电磁离合器，在发动机低负荷时可切断电磁离合器；或采用增压空气旁通系统等使发动机在低负荷时如同非增压发动机一样工作。

机械增压在二冲程发动机上得到广泛应用，在四冲程发动机上，除了上述用在小轿车用汽油机上以外，还可用在一些特殊用途的发动机上（如潜艇发动机）。

二、差速增压

差速增压是机械增压的一种特殊型式，此时，发动机通过差速装置驱动压气机，其传动速比不是固定不变的，而是随着发动机转速降低而增大，可得到甚高的扭矩系数（ $K \geq 2$ ），具有等功率特性。

差速增压由于结构复杂，只有在特殊场合下才采用。

三、气波增压

气波增压器（又称Comprex增压器）是利用气体的压缩波和膨胀波来传递能量的一种新型能量交换器。它是本世纪50年代开始发展起来的一项新技术，瑞士BBC公司已拟定了气波增压器的系列型谱以供73.5~316kW柴油机增压用，增压比为2~3。气波增压器开始先用于拖拉机、卡车和工程机械上，近来已逐渐推广至小轿车柴油机上。

气波增压的工作原理见图1-3。

在气波增压器的带有等截面长方形沟槽的转子中，柴油机排出的高压、高温燃气与低压、低温的新鲜空气直接接触，前者对后者产生一压力波，对新鲜空气进行压缩，并通过空气排气口输入发动机气缸。同时，低压空气对高压燃气产生一膨胀波，使燃气压力、温度下降后从排气口排出。

初期，转子由发动机藉皮带传动，转速一般为6000~10000r/min，由于转子是交替地接触燃气与空气，而空气温度远低于燃气温度，因此转子材料不必使用昂贵的耐热合金。

与涡轮增压器相比，气波增压器有如下优点：

- 1) 结构简单，加工方便，对材料要求低。
- 2) 气波增压的发动机扭矩特性比涡轮增压要好。如图1-4所示，气波增压发动机的扭矩系数可高达1.7左右，特别是在低速区，比涡轮增压有明显的扭矩升高，即使在额定转速的50%处，仍可发出90%的最大扭矩。这是由于气波增压器在低速时仍有较高的增压压力之故。气波增压的这一特点，特别适合拖拉机和工程机械的需要。

3) 加速性能好。气波增压器是一种能量转换器，靠压力波传递能量，故惯性很小。试验表明，其响应时间约为0.8~1s，而涡轮增压器需要3s左右，如图1-5所示。

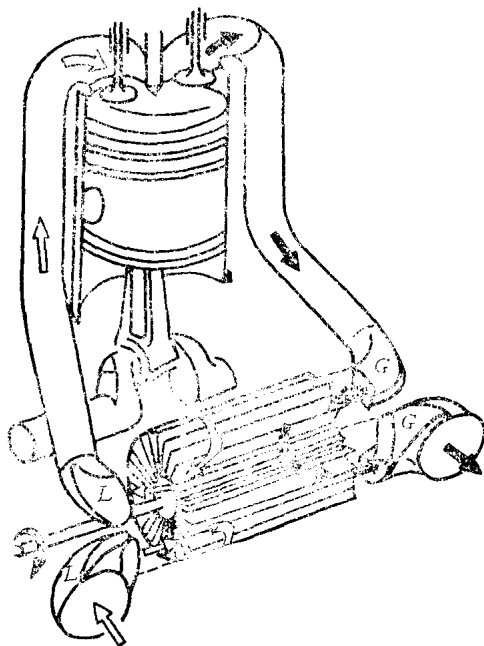


图1-3 气波增压的工作原理图

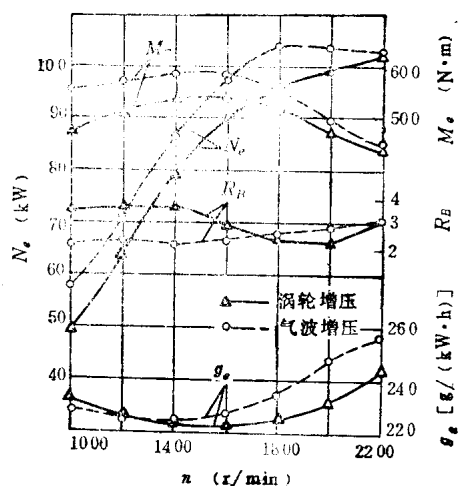


图1-4 装有废气涡轮增压器和气波增压器发动机的性能比较

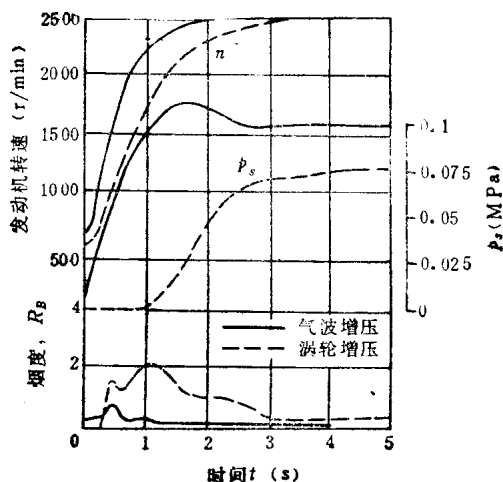


图1-5 110kW直喷式卡车柴油机突加负荷时响应能力的比较

4) 工况变动范围大。不象涡轮增压器那样有喘振、堵塞、超速和超温等的限制。

气波增压器的主要缺点为:

1) 重量和尺寸都比涡轮增压器大。

2) 一般要由曲轴驱动, 需消耗功率, 且安装位置受限制。

3) 由于燃气和空气直接接触时传热的影响, 气波增压器的综合效率比较低, 故全负荷时的油耗率较高。

4) 气波增压器利用不定常气流工作, 故噪声较大。

气波增压器的最新发展是取消皮带传动而变成所谓自由运转的浮动气波增压器。

在气波增压器的运转过程中, 人们发现它一旦运转起来后即使取消皮带传动, 转子照样能继续转动。如将设计稍作变动, 如图 1-6 所示, 只要将燃气进气道 3 和空气进气道 2 设计成倾斜, 也即进气速度有一个圆周分量, 就足以推动转子旋转。

此种浮动气波增压器的优点是十分明显的。

1) 由于取消皮带传动, 故燃油经济性得到改善。

2) 气波增压器的转速范围可比皮带传动时减小约一半, 这使气波增压器设计简化并可保持在高效率区工作。

3) 在奔驰OM602A发动机上对比试验表明, 气波增压器浮动后与皮带传动时相比, 发动机低速下 p_{ci} 、 p_{cr} 和扭矩等均有所增加, 烟度及增压空气温度均有所减小。

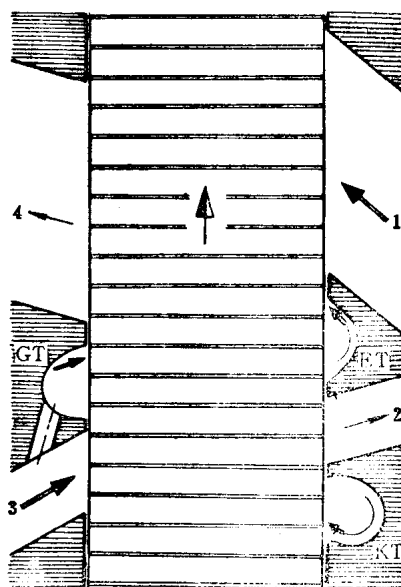


图1-6 浮动气波增压器工作原理

4) 取消皮带传动后, 增压器布置的灵活性增加, 且仍能保持良好的加速性。

取消皮带传动带来的问题是起动变得困难, 解决办法是设置专用的起动阀, 其作用是发动机起动时使增压器不起作用, 也可考虑在增压器转子轮毂上装一专用起动电机。

气波增压器的另一个发展趋势是采用陶瓷转子以降低转子转动惯量, 从而更有利于加速性能的改善和减轻增压器重量, 但陶瓷转子的强度及可靠性尚待进一步改善。

四、涡轮增压

利用发动机排出废气的能量驱动涡轮, 再由涡轮带动离心式压气机的方案称为废气涡轮增压或简称涡轮增压。

图 1-7 表示涡轮增压的工作原理图。涡轮和压气机安装在一根轴上, 构成一个单独的部件, 如图中上部所示, 称为涡轮增压器。

涡轮增压器与发动机只有气体管路连接而无机传动, 因此这种增压方式比机械增压结构简单, 且不需要消耗功率。

与其它增压方式相比, 涡轮增压具有下列优点:

1) 在发动机重量及体积增加很少的情况下, 发动机不需作重大改变, 即很易提高功率 20%~50%。由于不象机械增压时压比受到限制, 故近来高增压的趋势越来越明显。高增压时功率提高甚至可大于 100%。

2) 涡轮增压由于回收了一部分废气能量, 故增压后发动机经济性也会有明显的提高。一般由于废气能量的回收能提高经济性 3%~4%, 再加上相对地减小了机械损失及散热损失, 提高了发动机机械效率和热效率, 使发动机涡轮增压后油耗率 g_e 可降低 5%~10%。

3) 涡轮增压发动机对海拔高度变化有较高的适应能力, 在高原地区工作时比不增压发动机功率下降要少得多, 故涡轮增压除了用来提高发动机功率外, 还常用作高原发动机恢复功率用, 详见第九章。

4) 涡轮增压后排气噪声相对减小, 排气烟度及排气中有害成分也减少, 故对减少污染是有利的。

其缺点为:

1) 虽然迄今涡轮增压发动机的加速性已接近不增压或机械增压发动机, 但仍然要差些, 详见第九章。

2) 与机械增压相比, 涡轮增压时热负荷问题较严重。

3) 对大气温度及排气背压比较敏感, 特别是后者, 故经常在高排气背压下工作的场合就不宜采用涡轮增压。

至于涡轮增压发动机的扭矩特性问题曾是长时间争论的问题。在增压技术发展初期, 由于涡轮增压器效率低, 确实在一段时期内发动机涡轮增压后发生扭矩特性变坏的情况, 它曾成为车用发动机涡轮增压发展的严重障碍。但自 70 年代以来, 由于涡轮增压器效率的提高和匹配技术的改进, 情况已大为改观, 可以说涡轮增压发动机的扭矩特性已和不增压或机械增压发动机相当, 详见第九章。

在特种车辆上究竟采用机械增压还是涡轮增压曾是一个长期争论的问题。60 年代我们在

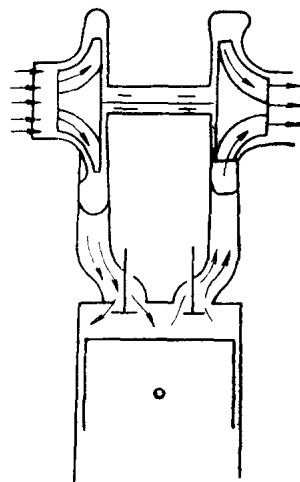


图 1-7 涡轮增压工作原理图

12V150发动机上搞过机械增压,从1973年起在同一台发动机上又进行涡轮增压的研究工作,该机已定型投产。所以我们在经历了长时间的实践后才统一了认识,肯定了涡轮增压的方向。

图1-8是12V150发动机机械增压与涡轮增压性能的比较。由图可见,机械增压的优点是排气温度低(装排气管后情况有较大变化),热负荷较低,加速性也会好些。缺点是油耗率太高。而涡轮增压的油耗率要低得多,在台架试验时加速性要比原机多2~3s,但装车后由于储备功率大,故整车加速性未见变坏,扭矩特性与机械增压相同。

在增压技术发展初期,由于涡轮增压器结构尚不完全可靠,效率也较低,故有些国家采用机械增压是可以理解的。但随着涡轮增压技术日趋成熟,必然会过渡到涡轮增压上来,这已被一些国家的演变情况所证实,且随着发动机强化程度的提高,机械增压要消耗功率,故压比受到一定的限制,也只有涡轮增压才能满足要求。

经过几十年的实践考验,近来涡轮增压已发展成为一种主要的增压方式,尤其是在缸数 $i \geq 4$ 、功率在30kW以上的四冲程柴油机上得到了广泛的应用。

五、复合增压

同时采用机械增压及涡轮增压称之为复合增压。它又可分为串联和并联两种,如图1-9所示。在串联时一般第一级为涡轮增压,第二级为机械增压,此时兼有两者的优点。并联时,由于是同时供气,两个增压器的尺寸可以减小。

复合增压的结构复杂,因此在应用上受到一定限制,一般只用在二冲程柴油机和一些特殊的场合。与四冲程柴油机相比,在二冲程机上采用纯涡轮增压有较大的困难,这是因为二冲程机的气缸扫气是完全依靠新鲜空气来驱除废气,这就要求在任何工况下 $p_s > p_T$,加上二冲程机排温较低,故只有在涡轮增压器效率很高的情况下才能实现。

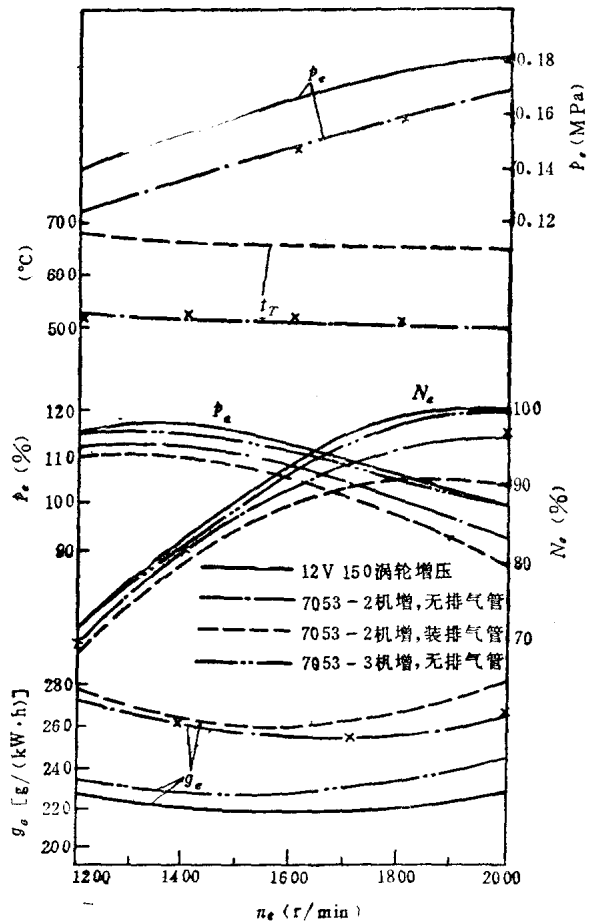


图1-8 涡轮增压与机械增压的比较

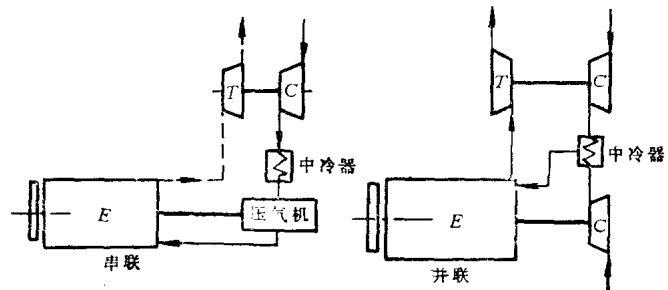


图1-9 复合增压发动机方案

总的来说,在众多的增压方式中,涡轮增压已成为一种主要的、占统治地位的增压方式,而气波增压和机械增压可作为涡轮增压的重要补充;谐波增压等不用专门增压装置的增压方式可作为辅助方式予以应用。至于差速增压和复合增压,只有在一些特殊场合才予以考虑。

这里顺便指出,随着技术的发展,还会创造出新的增压方式来。例如,有人尝试在发动机进气管前装设分子筛装置(或称富氧膜),只允许空气中的氧气进入气缸,而将氮气隔离掉,这样产生的效果与增压作用相似。另外,也可将一些增压方式混合使用,除了将在第九章中所述谐波增压与涡轮增压组成的复合增压外,最近也出现在涡轮增压的同时,利用排气冲击波能量来提高柴油机效率和充量的设想。

这种设想的原理在于柴油机的排气口打开时要释放出贮藏着能量的超声波,这种能量总是大于气缸内较低膨胀比情况下燃气的能量,尤其是在低压缩比发动机上更为明显,所以可利用此种气波能量改善发动机的效率和充量,同时可减小发动机的噪声。

图1-10是此种设想的工作原理图。可见,虽然其工作原理与Comprex气波增压相似,但它却不需要专门的增压装置,而是直接采用发动机的排气冲击波去压缩同一气缸或另一气缸的进气空气,并提高它的压力。所用装置仅是一个联接进气管和排气管的传输管。通过

该传输管,排气冲击波可加速通过发动机进气口空气的流动,从而提高发动机的充量。另外,由于回收了排气压力波中的能量,限制了声音的传播,可使噪声减少,详见文献[8]。

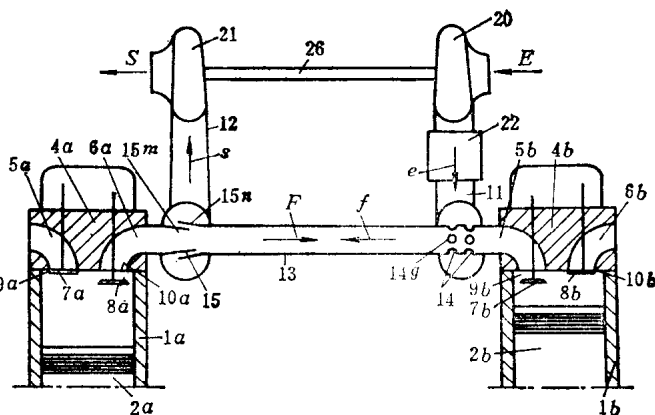


图1-10 排气冲击波能量的利用〔8〕

1a、1b—气缸 2a、2b—活塞 4a、4b—气缸盖 5a、5b—进气管
6a、6b—排气管 7a、7b—进气门 8a、8b—排气门 9a、9b—进气口
10a、10b—排气口 11—进气歧管 12—排气歧管 13—传输管
14—进气通道 14g—通孔 15—排气通道 15m—锥形筒
15n—收敛管 20—增压器 21—涡轮 22—中冷器 26—增压器连接轴
E、e—进气方向 F、f—冲击波方向 S、s—排气方向

第三节 涡轮增压发展概况

一、涡轮增压的发展历史

废气涡轮增压的设想首先由瑞士人波希(Alfred J. Büchi)在1905年提出,当时获得了德国和美国的专利。1911年波希在单缸机上首次完成涡轮增压的台架试验。

本世纪20年代,涡轮增压首先在船用发动机上得到实际应用,例如MAN公司于1925年在船上进行了海上试验,并得到成功。1925年,波希又提出了脉冲增压的设想。到40年代,涡轮增压在船用和陆用大型发动机上得到了大量推广使用。

涡轮增压器用于车辆发动机较其他领域要晚得多,这主要因为发展性能好、结构可靠、成本低的小型径流式涡轮增压器遇到了较大的困难。欧洲一些国家最早生产小型增压器。如德国埃贝施帕赫尔(Eberspächer)公司在1947年就开始生产车用径流式涡轮增压器。其次

是美国,如施韦策(Schweitzer)公司从1955年开始生产小型涡轮增压器。

车用发动机的涡轮增压和小型涡轮增压器的生产虽然在40年代末就开始了,但初期发展较为缓慢,这与车用发动机在涡轮增压过程中遇到的困难是分不开的。一直到60年代,国外车用发动机的涡轮增压才开始大量推广,特别自70年代末期,汽油机涡轮增压得到突破后,涡轮增压才得到突飞猛进的发展,甚至可以认为车辆已进入涡轮增压化的时代,小型涡轮增压器的生产达到了空前的规模和水平。据统计,1988年,世界小型涡轮增压器的生产量超过了300万台。

几十年的发展历史有力地表明涡轮增压是提高发动机功率和改善经济性的最有效的措施,也是发动机强化的必然途径,它已成为当前内燃机发展的重要方向。

二、涡轮增压技术发展的现状

车用发动机增压技术的发展是和小型径流式涡轮增压器的发展是紧密相关的,从小型涡轮增压器的发展及水平就可看到车用发动机增压技术的发展和水平。

自小型涡轮增压器出现30多年来,不但生产规模达到了可观的程度,而且由于大量的研究工作和使用实践以及工艺水平的迅速提高,在性能上也达到了较高的水平。

目前普遍使用的涡轮增压器转速范围均为60000~120000r/min左右,最高的如三菱重工生产的TD-02涡轮增压器转速已达260000r/min。增压器的最高压比一般可达3~3.5,个别的如法国小型涡轮公司生产的TCS14型增压器的压比接近于5,它用于低压增压的超高增压发动机。在成批生产的涡轮增压器中,已公开发表的最小叶轮直径仅为34mm,最小重量仅为2kg,它可用于排量为150mL的7.4kW小型发动机的增压。叶轮直径140mm以下的增压器,压气机最高效率可达 $\eta_c = 0.78 \sim 0.80$,增压器总效率可达 $\eta_{TC} = 0.55 \sim 0.60$,增压器的使用期限一般可达10~15万km,即约3000~5000h,有的甚至超过50万km。

增压发动机在高速四冲程柴油机领域内平均有效压力最高可达 $p_e = 3.14\text{MPa}$,最低油耗率在绝热发动机上可达 $163\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,在车用发动机上实际达到的较好水平是 $p_e = 1.37 \sim 1.76\text{MPa}$, $g_e = 197 \sim 210\text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$,柴油机发展的预测见图1-11。

我国发展涡轮增压技术起步不算太晚,

自50年代末期开始研制小型涡轮增压器以来,发展到今天,径流式涡轮增压器的型号包括正在研制的在内已有十多个品种;叶轮直径最小为60mm,最高压比已达3.0~3.3,最高转速已达140000r/min。在发动机机型方面,国内已先后发展了120、125、130、135、150、160及165等系列柴油机的增压机型,其中有的已发展了增压中冷机型。对缸径较小的95、100、102、105、110等系列也正在逐步研制增压机型。总之,我国车用发动机的增压技术经过近30多年的努力已有了一定的基础。

三、涡轮增压的发展方向

涡轮增压目前正在向两个方向发展:一是向小功率及汽油机方向发展;另一是向高增压

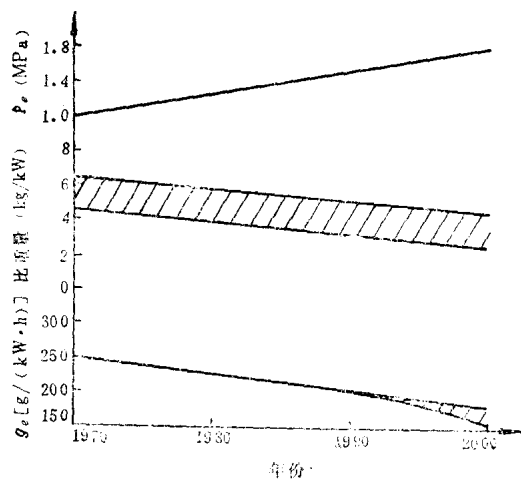


图1-11 柴油机发展的预测 (Millar)

和超高增压方向发展。

1. 向小功率及汽油机方向发展

在早期,涡轮增压首先在大功率发动机上得到应用,以后逐渐向小功率发动机推广。由于涡轮增压器属于叶片机件,^①随着叶轮直径的减小,叶片机件的效率是下降的,但随着空气动力学研究的深入,人们已逐步解决了在小叶轮直径下仍能保持较高效率的问题,这才有了向小功率发动机推广的可能性。在不久以前,即在60年代,当时还认为只有缸数 $i \geq 4$ 、功率大于70~100kW的发动机进行增压才是合理的,曾几何时,现在排量为1L左右、功率为30kW左右的小轿车发动机进行增压已是很平常的事了,甚至排量为150mL的7kW左右的摩托车发动机也可采用增压。

如果说迄今为止柴油机增压已相当成熟,则汽油机增压还是70年代末期以后才开始得到实际应用。究其原因,汽油机增压存在以下困难和问题:

- 1) 汽油机的增压度受到爆震的限制,增压压力不能太高,效果不及柴油机明显。
- 2) 汽油机的燃烧过量空气系数小,工作温度比柴油机高,由于膨胀比小,故排气温度要比柴油机高得多,因此汽油机燃烧系统零件和涡轮的热负荷都很高。
- 3) 车用汽油机的运行范围宽广,工况变化频繁,对涡轮增压器与汽油机的匹配特性要求高。

另外,对采用化油器的汽油机还存在一个增压器的布置方式问题,即增压器可布置在化油器之后,称为后置方案;增压器也可布置在化油器之前,称为前置方案;二者均有各自的问题。例如在增压器后置情况下,当化油器节气门关小时使压气机在负压条件下工作,为此增压器必须采用特殊的密封措施,以防止增压器中润滑油被吸到压气机一端来。在增压器前置情况下,化油器就处于压力状态,故化油器必须密封,以防止汽油和混合气泄漏。总之,两个方案各有其问题,但比较起来一般还是倾向于后置方案。

经过攻关,在国外上述问题已得到较为妥善的解决,采取的措施有:

- 1) 对增压空气进行中冷是抑制爆震发生的一个重要措施,采用中冷后可基本保持原来压缩比,从而保证较好的经济性。目前已研制成功爆震传感器,借助它就可根据燃料辛烷值和发动机运行工况,自动调节点火提前角。也有尝试用进气喷水的办法来抑制爆震和降低排气温度。
- 2) 为了实现汽油机与增压器在宽广转速范围内的良好匹配,一般采用涡轮前旁通放气的调节方案,也即自发动机某一转速开始,保持增压压力基本不变。
- 3) 专门设计高耐热性的涡轮增压器,涡轮前最高温度可允许到950℃甚至更高,在压气机端设置特殊的密封装置(详见第三章)。

在美国、西欧一些国家更多的是采用汽油喷射式汽油机,这种发动机更易与增压器实现良好匹配和采用电控。如Bosch公司自1983年起就研制了一种爆震与增压压力联合控制系统(Motronic System),图1-12即为该系统的简图。

采用该系统后,可以保证在不发生爆震情况下选取最佳点火提前角;在保证所需扭矩情况下提供合适的增压压力并得到最小排气背压、最小节流损失和最低增压空气温度,从而能保证各种工况下发动机获得最佳性能。

国内从60年代起不少单位相继开展了汽油机增压的研究,并取得了一定的成绩,但尚未有正式产品问世,因此重要的是迅速将科研成果商品化,跟上世界技术发展潮流,为国民经

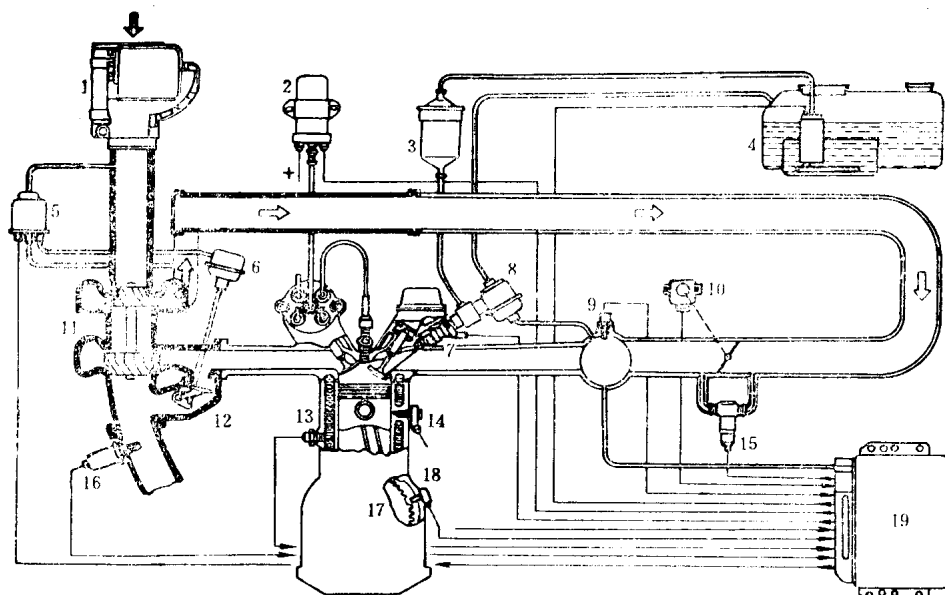


图1-12 汽油机爆震与增压压力联合控制系统

- 1—空气流量计 2—点火线圈 3—燃油滤 4—电动燃油泵 5—电磁阀 6—放气阀执行器 7—喷油器 8—压力调节器 9—温度传感器 10—风门位置传感器 11—涡轮增压器 12—放气阀 13—温度传感器 14—爆震传感器 15—怠速传感器 16— λ 传感器 17—分度轮 18—感应式传感器 19—电控装置

济建设发挥应有的作用。

在发展汽油机增压的同时，气体发动机的增压研究也取得了相当的进展^[20]，高比功率的转子发动机也采用了涡轮增压，如图1-13所示。可以说，涡轮增压已进入全面开花结果的时代。

2. 向高增压和超高增压方向发展

如果说上述向小功率及汽油机方向发展是属于面上的推广，则向高增压和超高增压方向发展是属于水平的提高，也即增压度的提高标志着增压技术水平的提高。

近年来，在普通涡轮增压系统的基础上，世界各国竞相发展各种新的高增压和超高增压系统，取得的进展是十分惊人的，这充分说明了增压系统发展的无比强大的生命力。目前这种发展势头还很猛，其前景是很宽广，沿着这个趋势发展下去可能将导致发动机领域内又一次革命。应该承认，这是内燃机领域内的一项高技术，一旦在高增压和超高增压系统方面取得突破就会带动整个增压技术水平的提高。我们应当密切注视这项新技术的发展，并结合我国的实际情况，创造出适合我国特点的新的增压和超高增压系统。

高增压和超高增压系统的标志一般是：压比 $\pi_c \geq 3.5$ ，平均有效压力 $p_e \geq 2.0 \text{ MPa}$ 。显

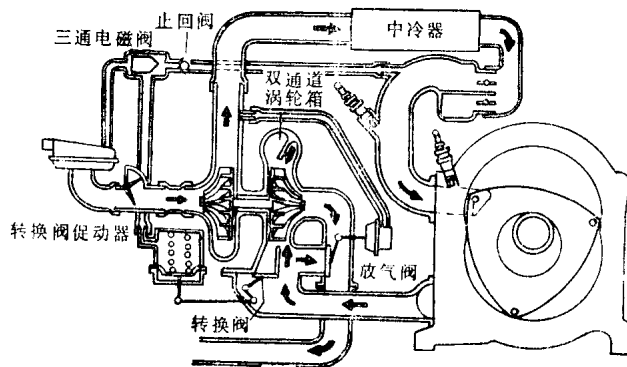


图1-13 13B转子发动机涡轮增压系统