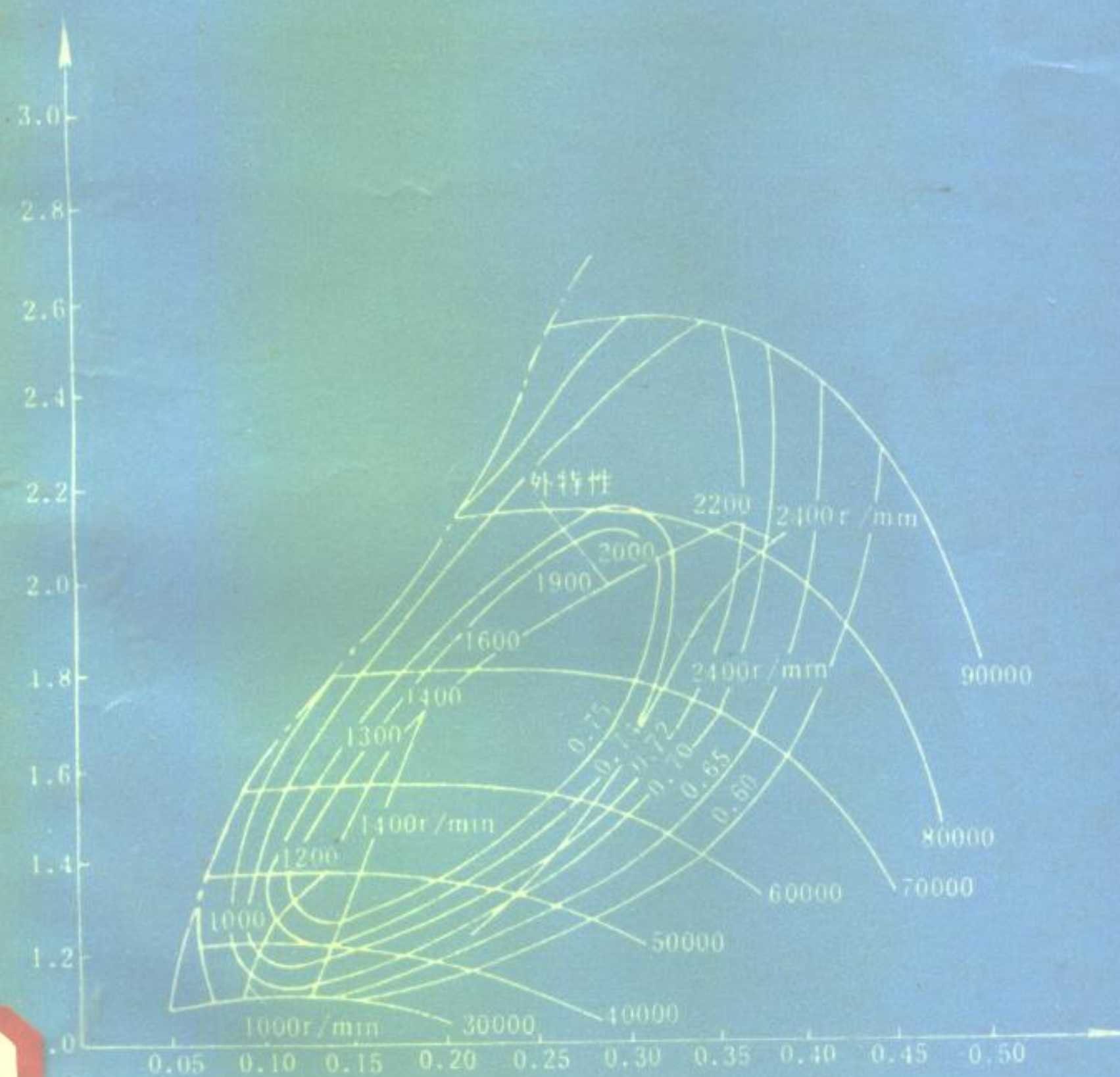


陆家祥 编著

车用内燃机增压



机械工业出版社

TK 40

L 33

2.1.2.56

车用内燃机增压

陆家祥 编著

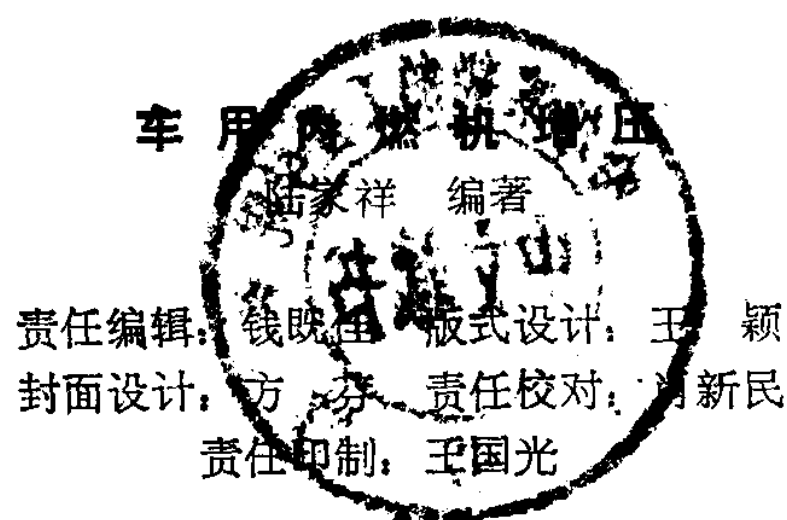


机械工业出版社

(京)新登字 054 号

本书是一本论述车用内燃机增压技术的专著。它较系统地阐述了涡轮增压技术的发展,废气能量的利用,增压系统基本热力参数的确定,增压器与内燃机的特性匹配技术。突出叙述了车用柴油机和车用汽油机的增压匹配技术,同时还介绍了与增压有关的试验方法。

本书可供从事内燃机、尤其是车用内燃机、涡轮增压器的有关工程技术人员及内燃机专业本科生、研究生参考使用。



机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

邮政编码: 100037

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社京丰印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本 787×1092¹/₁₆·印张12³/₄·插页1·字数315千字

1993年12月北京第1版·1993年12月北京第1次印刷

印数 0 001—1 530·定价: 14.50元

ISBN 7-111-03696-4/TK·144

前 言

内燃机采用增压技术可以增加比功率,降低比质量,提高经济性,改善排放,减小噪声。因此,增压是内燃机发展的重要方向之一。早在50年代,大、中功率柴油机基本上采用了涡轮增压技术。近期,车用及中、小功率柴油机增压覆盖面越来越大,车用汽油机的增压技术也在不断研究推广之中。我国增压技术的研究始于50年代后期,30多年来取得了显著的成绩,车用内燃机增压是我国目前主攻的方向之一。

内燃机增压是研究续流的涡轮增压器与断流的内燃机协调工作的一门技术。前者属涡轮机械,后者属往复机械,两者分属不同学科,互相渗透,互相影响。因此,内燃机增压是边缘学科的一项综合技术。尤其车用增压内燃机,状态变量繁多,动态特性互相干扰,增压匹配技术更显复杂。然而,车用发动机在国民经济和国防建设中的地位举足轻重,其动力性、经济性、排放等指标又日益苛求,对车用内燃机的研究应知难而上,时不宜迟。本书的出版,旨在这项技术进步中起推波助澜的作用。

本书的内容包括车用内燃机增压的基本概念、基本理论和匹配技术。第一章叙述基本概念和发展概况。第二章阐述废气能量利用的基本理论。第三章总结了增压系统基本热力参数的确定方法。第四章综合了增压特性匹配技术。第五、六、七章侧重反映了车用柴油机及汽油机增压匹配中的特定技术问题。第八章讨论了增压匹配中特殊的试验方法和数据处理技术。

本书可供从事内燃机、尤其是车用内燃机及涡轮增压器的有关工程技术人员及大专院校有关师生、研究生作参考。本书内容集中反映了作者及山东工业大学的合作者们20多年来增压技术的研究成果和实践经验。在研究过程中,得到了不少高等院校、科研院所和工厂的有关学者、专家、工程技术人员的指导和密切配合。本书引用了国内一些单位的有关技术资料。在编写过程中,得到了罗远荣教授的热情指导。完稿后由山东省交通科学研究所郭源康高级工程师进行了评阅,由罗远荣教授进行了主审,他们都提出了不少宝贵的意见。在此,向全体指导者、合作者和资料编著者一并表示诚挚的谢意。

由于作者水平有限,写作时间仓促,错误和不妥之处在所难免,恳请读者予以批评赐教,以求本书进一步完善。

编著者

主要符号

符号	单位	意 义	符号	单位	意 义
A	m^2	涡轮蜗壳流道截面积	K_E		废气能量利用系数
a_T	m/s	音速	l_o	kg/kg	理论空气量
c_1	m/s	喷嘴出口速度	m	g, kg	质量
c_p	$kJ/(kg \cdot K)$	定压比热容	m_a		空气平均分子量
c_v	$kJ/(kg \cdot K)$	定容比热容	$\dot{m}$	kg/s	质量流率
D	mm	气缸直径	n		多变指数
E	J, kJ	废气最大可用能量	n	r/min	发动机转速
f_o	m^2	喷嘴环出口面积	n_{TK}	r/min	增压器转速
F_D	m^2	活塞面积	P	$W \cdot kW$	功率
f_i	m^2	进气歧管截面积	p_a	MPa	压缩始压
f_t	m^2	涡轮叶轮出口面积	p_b	MPa	排气门打开时刻 气缸压
F_m	m^2	脉冲能量转换器混合管 截面积			力
f_p	m^2	排气歧管截面积	p_o	MPa	压缩终压
f_T	m^2	涡轮当量流道面积	p_e	MPa	平均有效压力
f_{ee}	m^2	排气门瞬时流通面积	p_g	MPa	气缸压力
g_o	$g/(kW \cdot h)$	燃油消耗率	p_i	MPa	平均指示压力
g_m	$g/(kW \cdot h)$	机油消耗率	p_K	MPa	压气机出口压力
G_o	$kg/(\text{循环} \cdot \text{缸})$	每循环、每缸喷入的燃 料量	p_o	MPa	大气压力
G_K	kg/s	压气机空气流量	p_r	MPa	排气管压力
G_o	$kg/(\text{循环} \cdot \text{缸})$	每循环、每缸燃气量	p_T	MPa	涡轮前压力
G'_r	$kg/(\text{循环} \cdot \text{缸})$	经排气门的总流量	p_z	MPa	气缸最高燃烧压力
G_r	$kg/(\text{循环} \cdot \text{缸})$	每循环、每缸残存的 废气量	R	$kJ/(kg \cdot K)$	气体常数
G_s	kg/s	漏泄量	R	BSU	烟度
G_T	kg/s	涡轮废气流量	s	$kJ/(kg \cdot K)$	比熵
G_{φ_1}	$kg/(\text{循环} \cdot \text{缸})$	前半期扫气量	T_a	$^{\circ}C, K$	压缩始温
G_{φ_2}	$kg/(\text{循环} \cdot \text{缸})$	后半期扫气量	t_b, T_b	$^{\circ}C, K$	排气门打开时气体 瞬时 温度
H	J, kJ	总焓	t_o, T_o	$^{\circ}C, K$	压缩终温
H_u	kJ/kg	燃料低热值	t_K, T_K	$^{\circ}C, K$	压气机出口温度
i		气缸数	t'_K, T'_K	$^{\circ}C, K$	中冷器出口温度
k		空气定熵指数	t_o, T_o	$^{\circ}C, K$	大气温度
k_T		燃气定熵指数	t_r, T_r	$^{\circ}C, K$	排气管中废气温度
K_T		脉冲增压焓值修正系数	t_T, T_T	$^{\circ}C, K$	涡轮前废气温度
K_Q		脉冲增压流量修正系数	t_z, T_z	$^{\circ}C, K$	气缸最高燃烧温度
			t_y, T_y	$^{\circ}C, K$	残余废气温度
			u	m/s	轮周速度

符号	单位	意 义	符号	单位	意 义
u	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$	比内能	η_{ad}		涡轮绝热效率
v	m^3/kg	比容	η_e		发动机有效效率
V	m^3	容积	η_i		发动机指示效率
V_u	$\text{cm}^3, \text{L}, \text{m}^3$	压缩始点气缸工作容积	η_m		机械效率
V_o	$\text{cm}^3, \text{L}, \text{m}^3$	压缩终点气缸容积	η_u		脉冲校正系数
V_h	$\text{cm}^3, \text{L}, \text{m}^3$	气缸工作容积	η_{TK}		增压器总效率
V_p	L, m^3	排气管容积	η_v		充气效率
V_F	L, m^3	稳压箱工作容积	θ	$^{\circ}\text{CA}$	点火提前角 或 喷油 提前角
W	J, kJ	功	ϑ		流量综合系数
W_{adh}	J, kJ	压气机绝热压缩功	λ		压力升高比
W_{adi}	J, kJ	涡轮膨胀功	μ		流量系数
w	m/s	相对速度	ξ		喷嘴出口速度系数
z		叶片数	π_K		压气机压比
α		喷嘴出口气流角	ρ	kg/m^3	空气密度
α		过量空气系数	ρ		预胀比
α_1		变截面涡轮舌形挡板转角	φ	$^{\circ}\text{CA}$	曲轴转角
β		相对速度气流角	φ_K		扫气系数
β		燃烧后理论摩尔变化系数	φ_m	$(^{\circ})$	进、排气重叠角
γ_r		残余废气系数	τ		压缩始压与膨胀终压之比
ε		压缩比, 部分进气度	τ		冲程数
ξ		涡轮入口速度系数	ϕ		燃空比
η_{adh}		压气机绝热效率	ω	rad/s	角速度

目 录

前言

主要符号

第一章 绪论 1

第一节 增压是内燃机的发展方向 1

第二节 车用内燃机涡轮增压的基本概念 1

第三节 内燃机增压的由来和发展 6

参考文献 10

第二章 废气能量的利用 11

第一节 废气的可用能量及其利用方式 11

第二节 影响脉冲能量利用的因素 13

第三节 脉冲增压进、排气管方案设计 17

第四节 脉冲能量的转换 19

参考文献 25

第三章 增压系统基本热力参数的确定 26

第一节 增压系统主要热力参数的内在联系 26

第二节 增压对内燃机工作过程主要参数的影响 27

第三节 增压系统基本热力参数的解析法 29

第四节 增压系统基本热力参数的计算步骤 38

第五节 增压系统基本热力参数的图解法 42

参考文献 50

第四章 增压特性匹配 51

第一节 离心式压气机特性 51

第二节 压比流量坐标中的内燃机使用特性 53

第三节 联合运行线及其调整 55

参考文献 59

第五章 车用内燃机增压的一般问题 60

第一节 车用内燃机的使用工况及对增压器的要求 60

第二节 增压内燃机的放气调节 62

第三节 后掠式压气机的设计与试验 65

第四节 变截面增压器 70

第五节 车用增压内燃机工作循环变动特性 88

第六节 车用增压内燃机道路特性 95

第七节 增压对车用内燃机排放及噪声的影响 97

参考文献 99

第六章 车用柴油机增压的特殊问题 101

第一节 车用增压柴油机的热负荷及解决途径 101

第二节 车用增压柴油机的机械负荷及解决途径 113

第三节 冒烟限制器 118

第四节 中冷器 126

参考文献 131

第七章 车用汽油机增压的特殊问题 132

第一节 我国车用汽油机增压研究的价值及主要技术障碍 132

第二节 增压器配置方案 134

第三节 致爆因素分析 137

第四节 影响增压汽油机动力性和经济性的因素 141

第五节 增压汽油机抗爆的特殊措施 149

参考文献 167

第八章 增压试验 169

第一节 单缸增压模拟试验 169

第二节 多缸增压模拟试验 172

第三节 压气机性能试验 173

第四节 涡轮性能试验 188

参考文献 198

第一章 绪 论

第一节 增压是内燃机的发展方向

一台性能优良的内燃机应该具有比功率大、比质量小、油耗低、排放污染轻、工作可靠、操作方便、使用寿命长等特点。由内燃机工作过程研究可知,影响内燃机功率大小的因素很多,可用下式表达:

$$N_e \propto (H_u/l_o) i V_h (1/\tau) \eta_v (\eta_i/\alpha) \eta_m n \rho_k \quad (1-1)$$

式中 H_u ——燃料低热值, kJ/kg;
 l_o ——燃烧1kg燃料所需的理论空气量kg/kg;
 i ——气缸数;
 V_h ——气缸工作容积, L;
 η_v ——充气效率;
 η_i ——指示热效率;
 η_m ——机械效率;
 α ——过量空气系数;
 τ ——冲程数, 四冲程 $\tau=4$, 二冲程 $\tau=2$;
 n ——内燃机转速, r/min;
 ρ_k ——进气密度(kg/m³)。

由式(1-1)看出, 提高内燃机功率有下列途径。在结构方面: 扩大气缸直径; 延长活塞行程; 增加气缸数等。在工作过程方面: 采用二冲程工作过程; 提高充气效率; 改善燃烧过程; 提高指示热效率; 适当控制过量空气系数等。在运行方面: 提高内燃机转速等。自从内燃机问世以来, 人们进行了富有成效的研究工作, 取得了令人满意的进展。然而, 上述诸因素中, 有的互相促进, 有的受到制约。提高转速固然可以增加功率, 但必然增大运动件的惯性力, 而且惯性力与转速平方成正比, 这就导致机械应力的增加。随着转速提高的同时, 活塞平均速度增大, 运动件的摩擦损失增加, 这就导致机械效率的降低。增加气缸数, 可以使产品系列化, 但必然使结构复杂化。过多的扩大缸径、增加行程, 会使机器笨重, 对加工、安装、维修都会带来困难。改善换气质量、提高热效率, 对提高发动机功率均有明显效果, 但潜力不大。然而, 用增压来提高充量密度, 不仅可以提高功率几成, 甚至是几倍, 同时还可以改善燃烧过程, 提高经济性, 减少废气中的HC、CO及C粒, 降低噪声。因而, 增压是内燃机发展的重要方向。不少工业先进国家已经把增压机型作为内燃机的基本型, 而自吸式的作为变型。

第二节 车用内燃机涡轮增压的基本概念

一、单级涡轮增压

车用发动机结构不能过分复杂,废气涡轮增压一般只为单级,由一个单级离心式压气机和单级径流式涡轮所组成,如图1-1所示。用以提高充量密度的压气机是由废气涡轮来驱动的。发动机废气在涡轮中膨胀做功,从废弃的热焓中回收了部分能量,用以补偿压气机的耗功。

发动机排气道中安装涡轮会使其背压升高,增加排气行程的耗功。但进气充量压力的升高最终还是改善了扫气质量,残余废气留存更少,同时,泵吸损失变成正功。

压缩后的新鲜充量,由于温度较高,改善了燃料的蒸发,油气混合更为均匀,再加供油规律的合理调整,可改善发动机的指示热效率。

增压技术的进步,使增压器在确保发动机所必需的空气质量下,重量、尺寸可以很小,从而响应性得以明显改善。压气机后掠式叶轮和涡轮混流式叶轮的出现,使增压器总效率大幅度提高。目前,单级涡轮增压器的匹配功率面大大扩展,小至几十千瓦的轿车发动机,大至几千千瓦的内燃机车,均可采用单级涡轮增压。

冒烟限制器、放气阀的采用,可变截面增压技术的出现,使增压柴油机低速贫气和高速增压过量的问题得以妥善解决,单级涡轮增压器与内燃机的匹配技术又上升了一个阶梯。

二、增压中冷与中冷器

随着增压压力的提高,压气机出口气体温度上升,这不仅影响发动机充量的增加,而且使热负荷问题突出起来。将增压空气在进入柴油机之前予以冷却,无疑对增加充量密度、降低热负荷有着明显的效果。这项技术在国外大、中型载重汽车上已普遍采用。

冷却增压空气的换热设备叫中间冷却器,简称中冷器。中冷器中,增压空气和冷却介质隔开,两者可顺流,也可用逆流或叉流。显然逆流和叉流效果更好一些。冷却介质可迎风气流或冷却水。发动机本身的冷却水作为中冷器的冷却介质,固然结构简单、紧凑,但冷却效果不佳。不同的冷却介质、不同的散热面积、不同的相对流速等因素都会直接影响冷却效果。

三、增压压力、增压比及增压度

压气机出口压力谓增压压力,用 p_K 表示。它与压气机结构、尺寸、转速及效率等因素有关。压气机出口压力 p_K 与进口压力 p_o 之比谓压气机增压比,简称压比,用 π_K 表示,即

$$\pi_K = p_K / p_o$$

用滞止压力表示的谓滞止压比,即

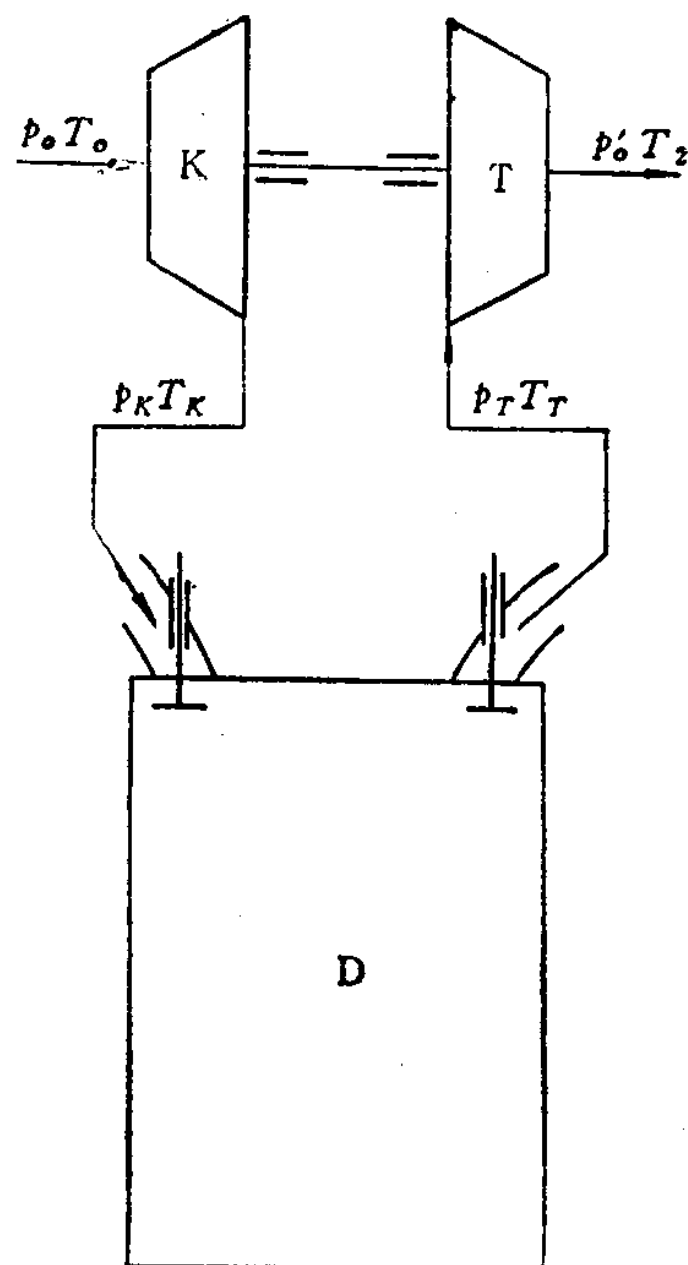


图1-1 车用内燃机涡轮增压系统

K—单级离心式压气机 T—单级径流式涡轮 D—发动机
 p_o, T_o —压气机前气体压力与温度 p_K, T_K —压气机后气体压力与温度
 p_T, T_T —涡轮前废气压力与温度 p'_o, T'_2 —涡轮后废气压力与温度

$$\pi_K^* = p_K^* / p_o^*$$

用静压力表示的谓静压比。

压比是压气机的重要技术指标。

发动机增压后的功率与增压前的功率之比谓增压度。增压度 <1.9 者谓低增压；在 $1.9\sim 2.5$ 之间者谓中增压；在 $2.5\sim 3.5$ 之间者谓高增压；大于 3.5 者谓超高增压。

车用柴油机多为低增压，部分采用中增压；车用汽油机一般采用低增压。

四、车用内燃机其它增压类型的研究

(一) 机械增压

所谓机械增压即压气机由内燃机曲轴通过传动装置直接驱动的增压方式。机械增压装置如图1-2所示。压气机可用离心式、罗茨式及刮片式等结构。机械增压消耗发动机的有效功，但不增加其排气背压。增压压力一般不超过 $0.15\sim 0.17\text{MPa}$ 。过多的提高增压压力，会使驱动功率消耗过大，机械效率明显下降，油耗增加，经济性下降。

在早期航空史上，以活塞式汽油机为动力时，机械增压在补偿部分高空功率损失方面发挥了重要作用。燃气轮机替代航空汽油机后，机械增压也随之消失。陆地及航海的发动机由于涡轮增压具有独特的优势，机械增压几乎没有市场。但涡轮增压在低速、小负荷时，涡轮增压器供气不足，因而，机械增压在轿车发动机上的应用又重新受到关注。

(二) 气波增压

气波增压器是利用气体的压缩波和膨胀波来传递能量的一种增压器。它由一个转子和两个定子组成（见图1-3）。从发动机排出的高压燃气经定子，在转子中对空气进行压缩。空气的压力、温度升高后从另一定子进入发动机气缸。同时，空气对高压燃气产生一个膨胀波，使燃气压力、温度下降，低压燃气从原来定子排入大气。转子由曲轴通过带轮等传动装置驱动，约消耗整机功率的 $1.0\%\sim 1.5\%$ 。

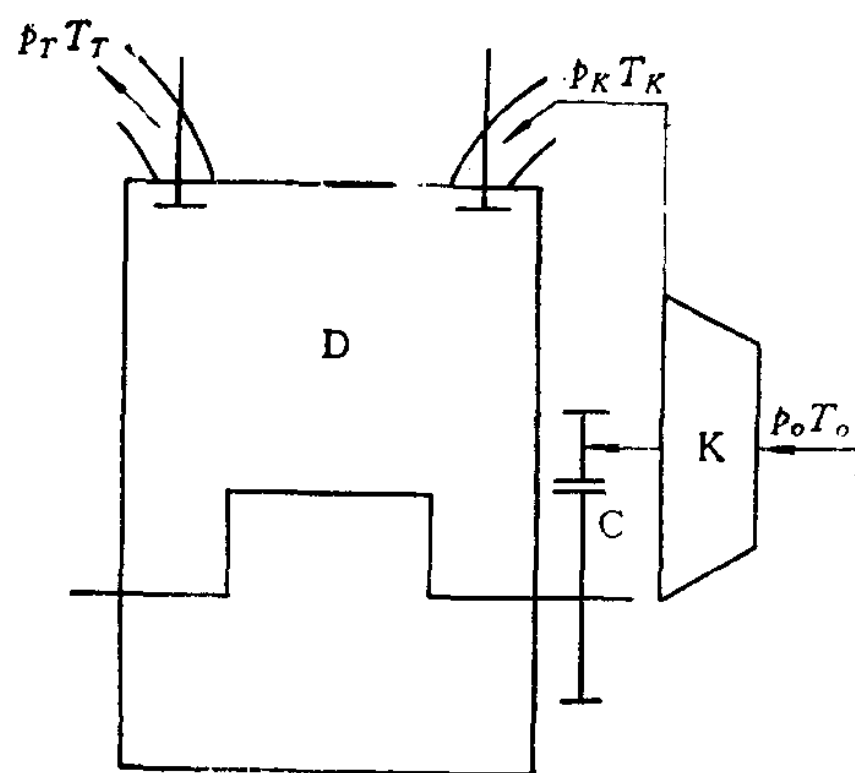


图1-2 机械增压系统示意图

K—压气机 D—发动机 C—传动装置 p_o, T_o —压气机前气体压力、温度 p_K, T_K —压气机后气体压力、温度 p_T, T_T —发动机排气压力、温度

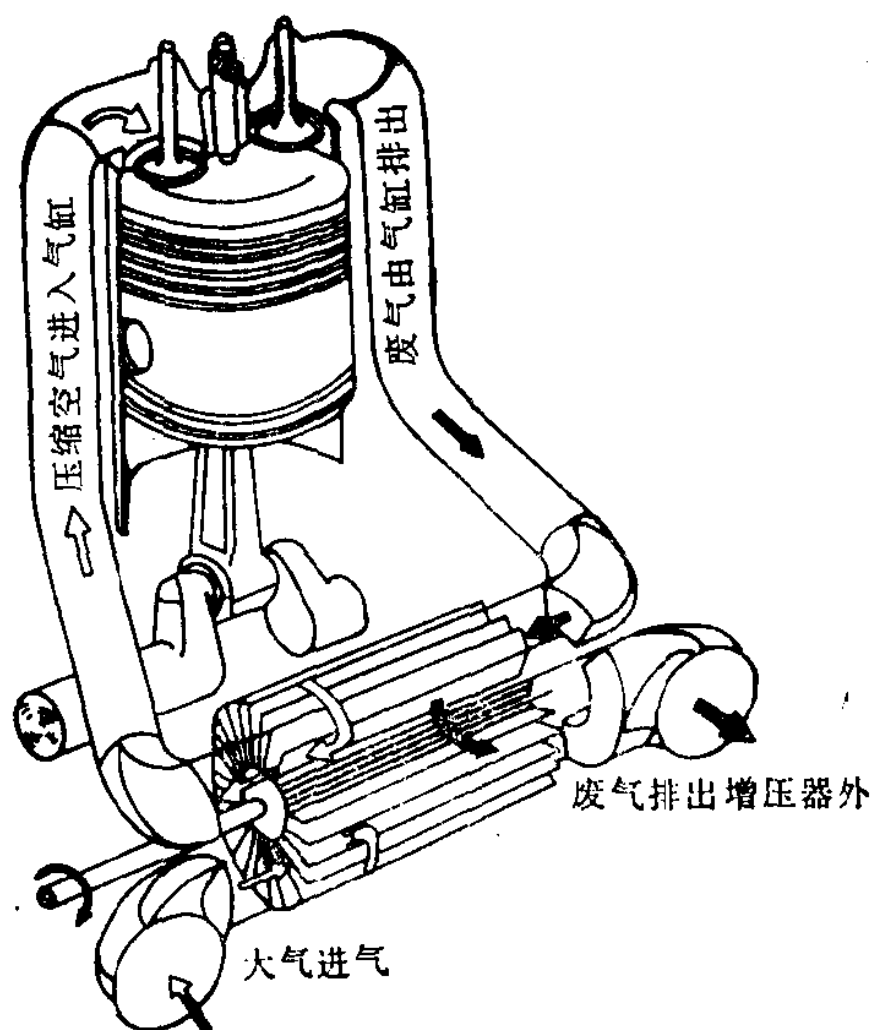


图1-3 气波增压器工作原理图

一台气波增压器和一台涡轮增压器在同一台四冲程六缸柴油机上进行对比试验, 达到同样的增压度, 气波增压器显示出以下一些优点:

- 1) 整个运行工况下, 气波增压的增压压力较高, 尤其在低转速下更为明显, 见图1-4。
- 2) 整个运行工况下, 气波增压的空气密度较高, 见图1-5。
- 3) 低速时, 气波增压有较大的平均有效压力和功率, 见图1-6及图1-7。
- 4) 高速时, 涡轮增压油耗率低; 低速时气波增压有较好的经济性, 见图1-8。

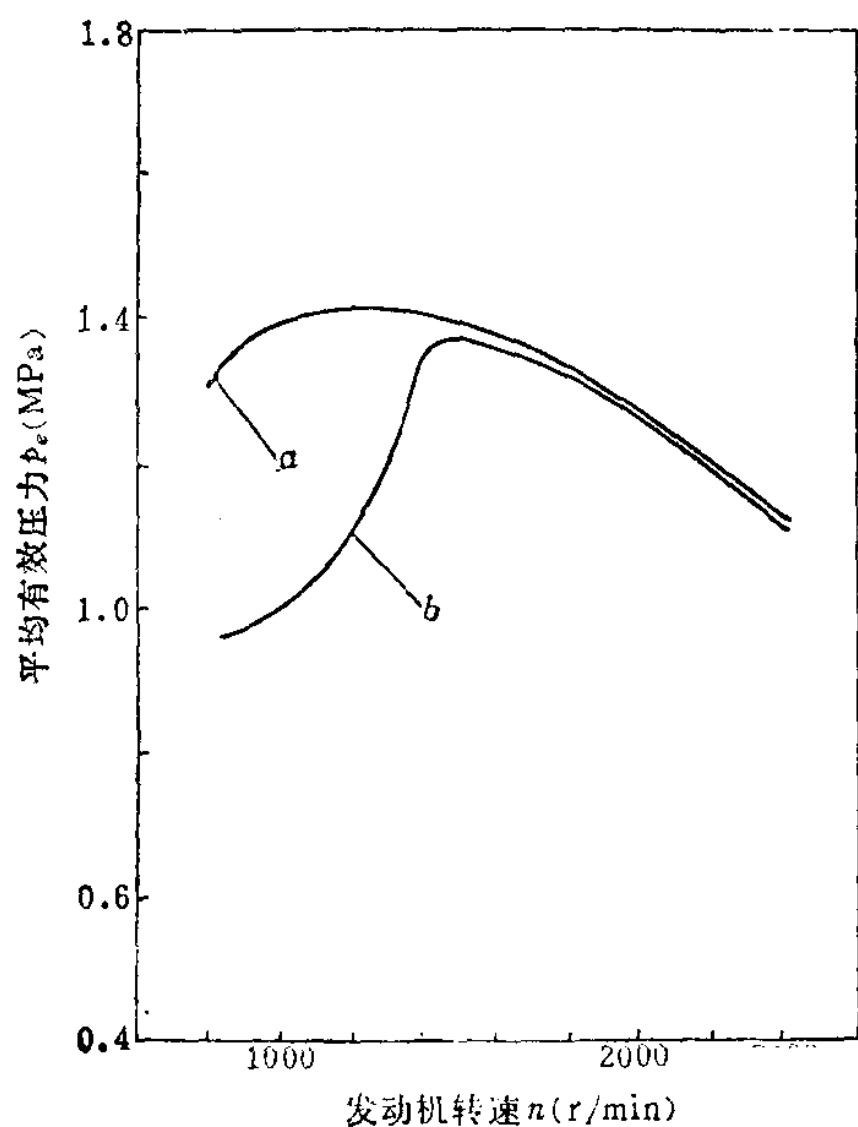


图1-4 增压压力对比
a—气波增压 b—涡轮增压

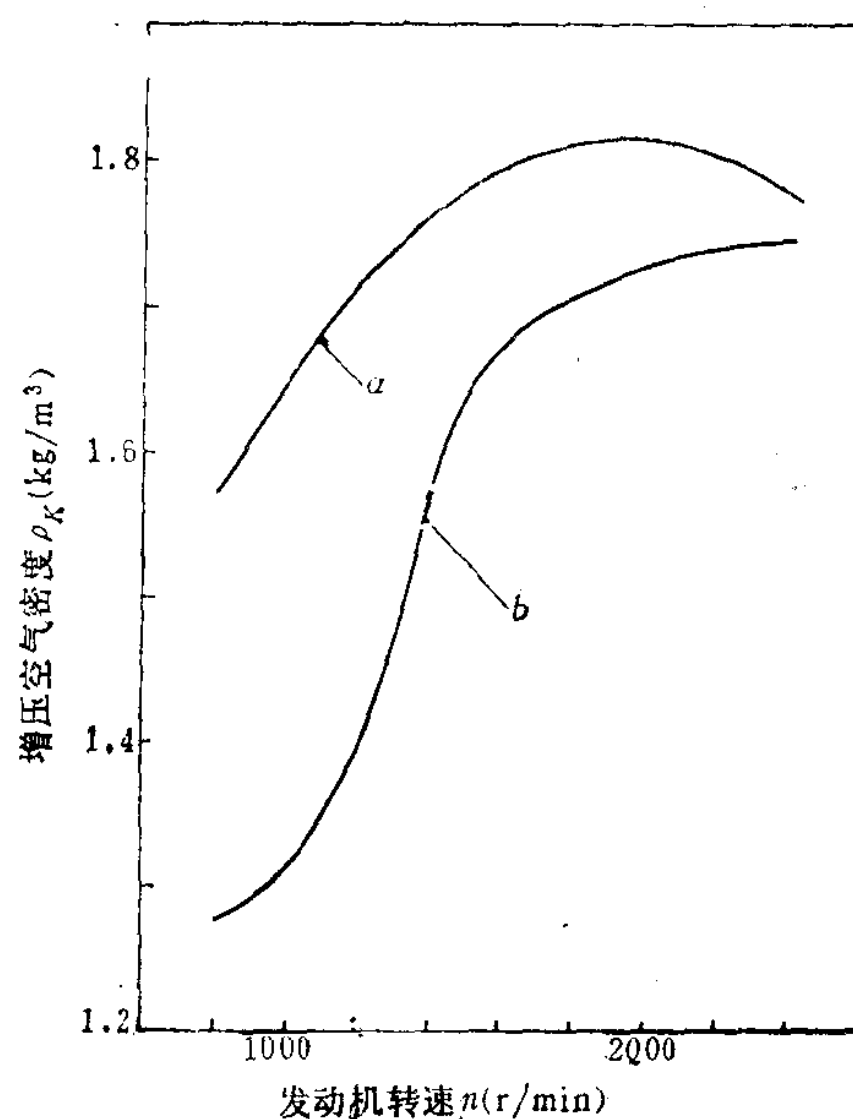


图1-5 增压空气密度对比
a—气波增压 b—涡轮增压

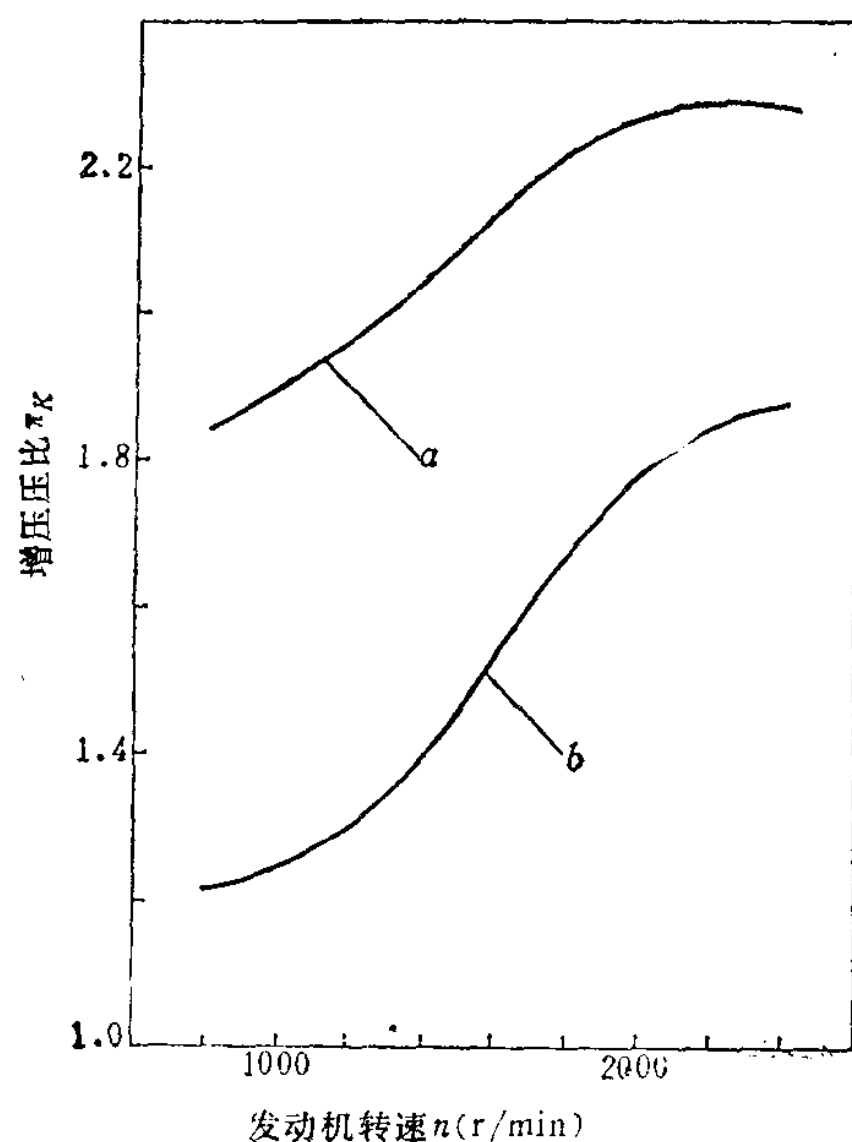


图1-6 平均有效压力对比
a—气波增压 b—涡轮增压

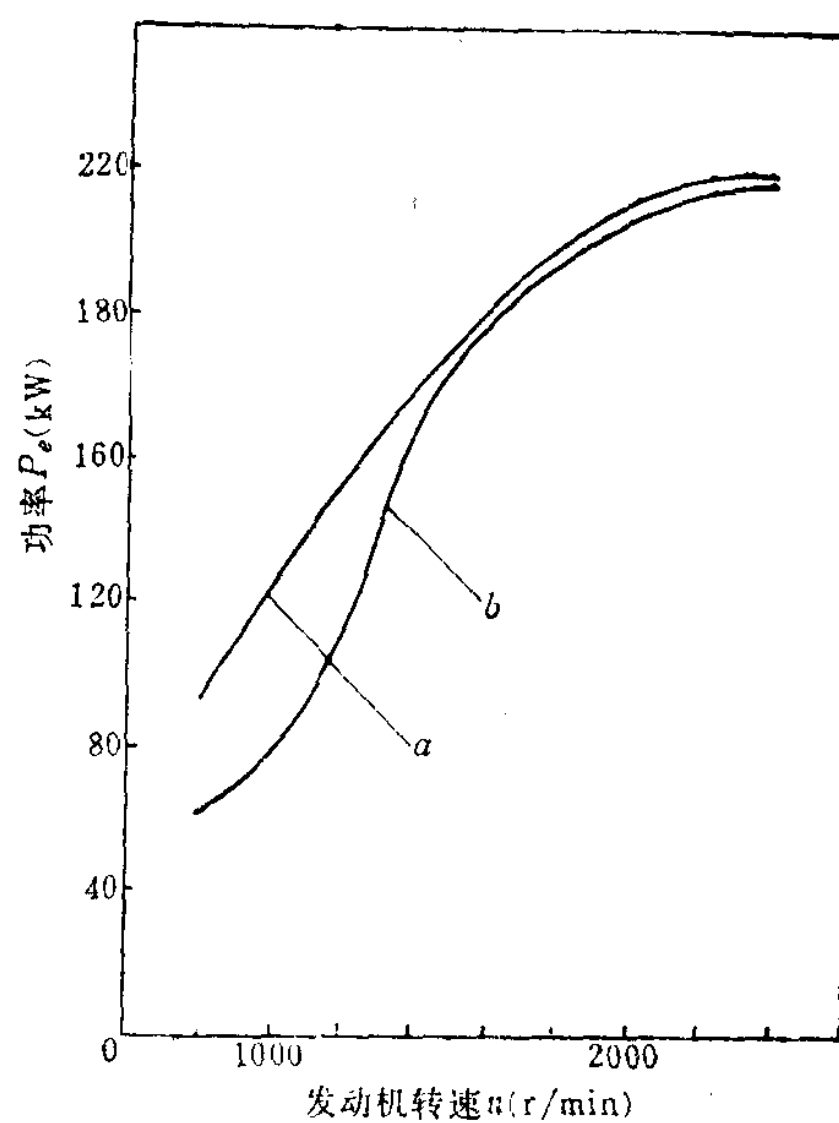


图1-7 功率对比
a—气波增压 b—涡轮增压

5) 在运行转速范围内, 气波增压的排气温度较涡轮增压低。

6) 气波增压的加速性好。图1-9是从发动机650r/min的空转下突然加速到2200r/min时的时间对比。图1-10是从650r/min空转下突然加速到2200r/min全负荷时的增压压力变化对比。

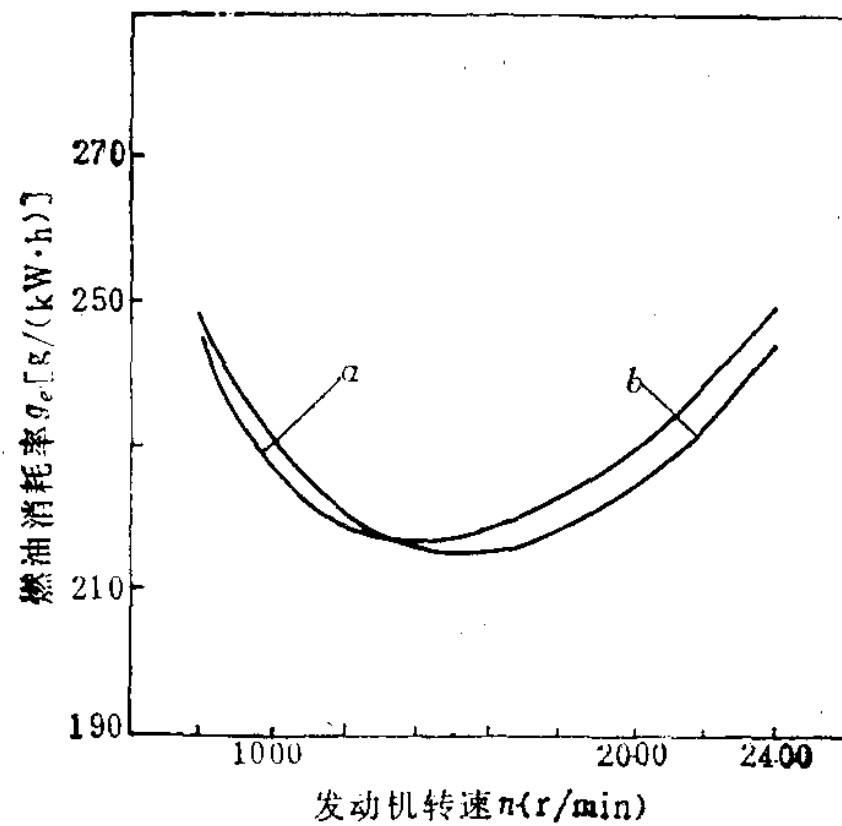


图1-8 经济性对比
a—气波增压 b—涡轮增压

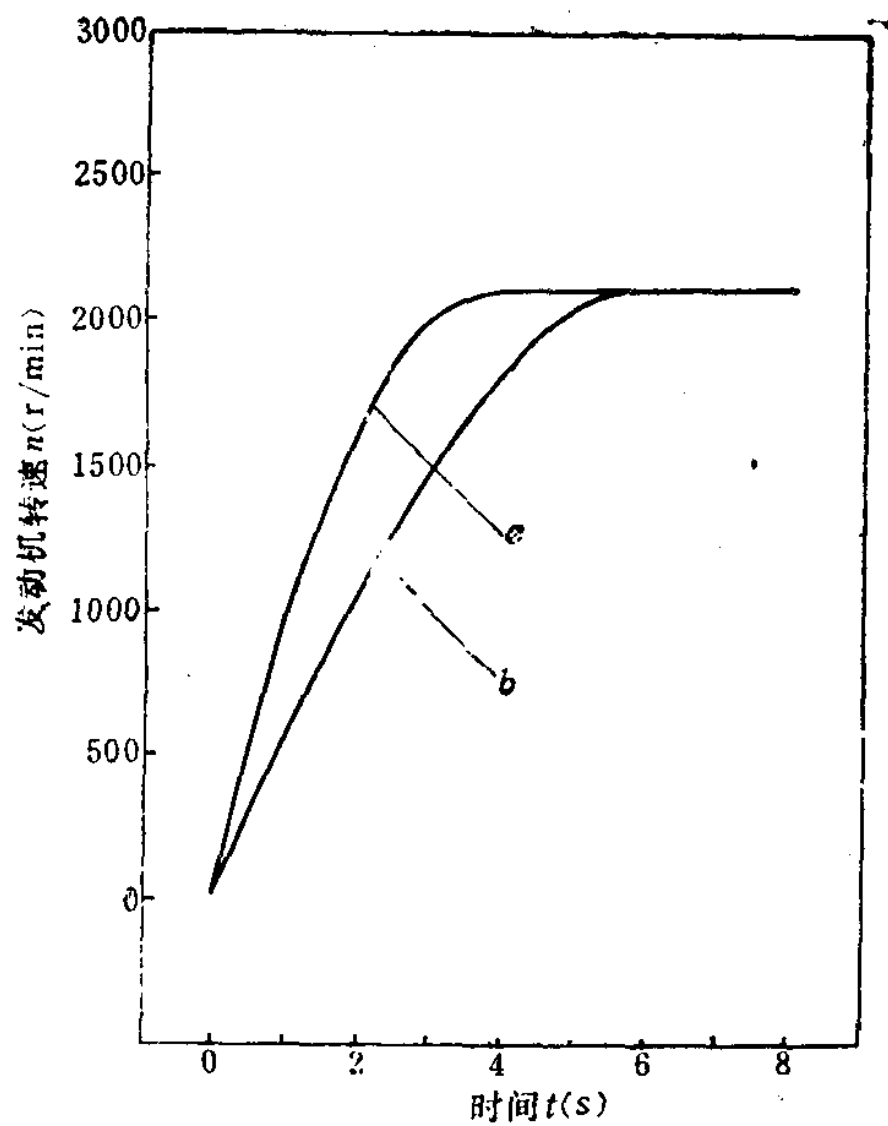


图1-9 达到额定转速时的加速时间对比
a—气波增压 b—涡轮增压

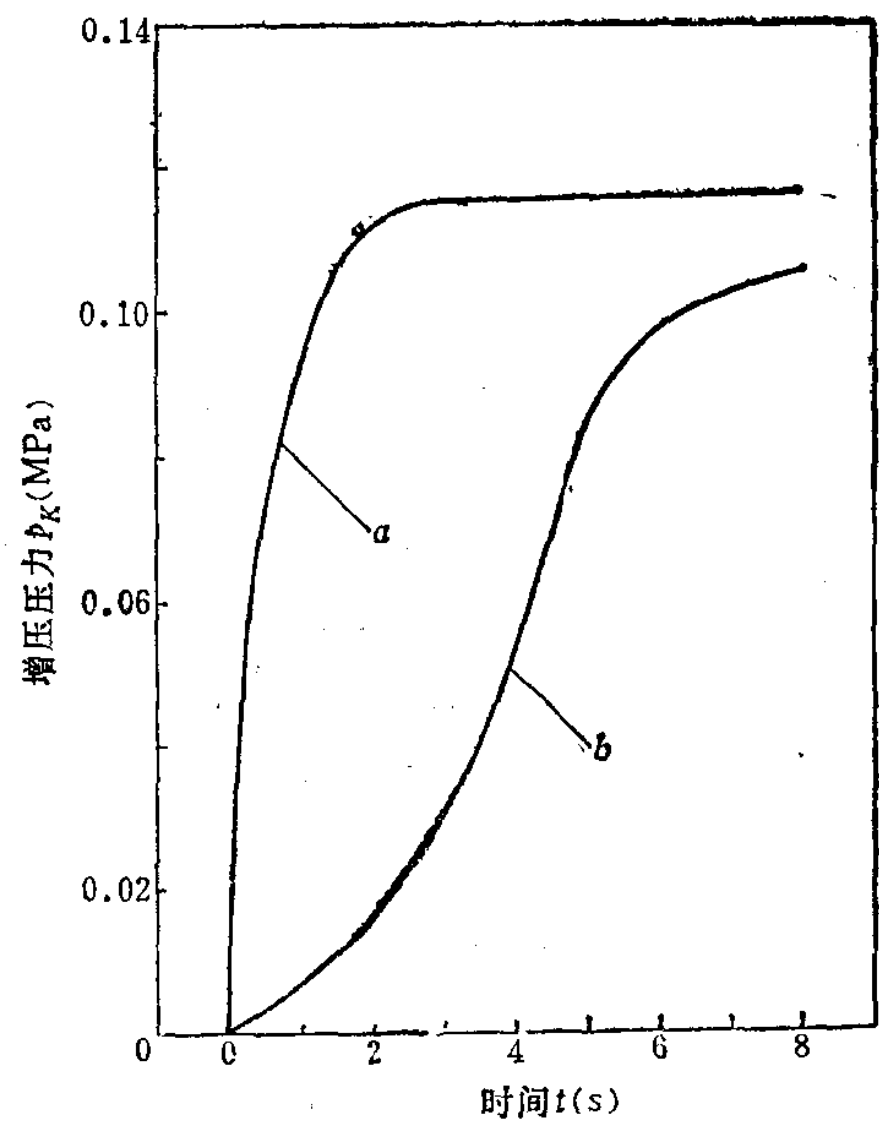


图1-10 达到全负荷时增压压力的加速时间对比
a—气波增压 b—涡轮增压

由此可见, 气波增压较涡轮增压有更佳的低速运行特性及经济性和加速性。而且, 气波增压器结构简单、制造方便, 不需要昂贵的耐热合金。因此, 气波增压技术一直受到重视和研究。1943年, 瑞士BBC公司首次研制成一台气波增压器, $\pi_K=3.0$, 取得了较好的增压效果。

但气波增压器结构尺寸较大, 在发动机上安装位置受到一定限制; 同时其噪声也较大, 这些问题尚待进一步改进和完善。

第三节 内燃机增压的由来和发展

一、国外增压技术的发展

(一) 柴油机增压技术的发展

在煤气机、汽油机、柴油机问世后，戈特利布·达姆勒(Gottlieb Daimler)及鲁道夫·狄塞尔(Rudolf Diesel)等许多发明家考虑过增压这项技术，但都没有成功。

20世纪初期，蒸汽轮机的发展使人们联想到能否用内燃机本身排出的废气来推动涡轮，让涡轮驱动压气机，这样，既不消耗发动机有效功率，又能达到增压的目的。

1905年，瑞士艾尔弗雷德·比希(Alfred Büchi)工程师把一台四冲程柴油机、一台多级涡轮和一台多级轴流式压气机安装在一根轴上，组成一台复合式发动机。压气机出口压力为0.3~0.4MPa，涡轮进口压力为1.6MPa。但由于柴油机背压过高，泵吸损失增加，几乎耗尽了涡轮回收的功。同时，缸内残余废气增加，严重影响了充气效率，结果失败。

1915年，比希提出，使柴油机全负荷下增压压力高于涡轮前的压力，并将进排气门叠开一段时间，增压效果有了明显的改善。

1923年，德国交通部按比希设计的增压器分别装在普罗依森号和汉沙施塔特·丹齐希号两艘客轮的四冲程十缸柴油机上，每台柴油机功率由1287kW提高到1838kW，增加了40%，柴油机平均指示压力提高到1.1MPa。但由于每台柴油机只用一根总排气管，且涡轮增压器效率不高，柴油机进、排气管压力差很小，无法进行扫气，增压效果尚不佳。尽管这样，在航运史上，首次成功地实现了涡轮增压。

1925年，比希获得了脉冲增压的专利。1926年，比希在瑞士机车车辆厂的四冲程、四缸柴油机上进行了试验。次年，又在一台六缸机上进行试验，均获得成功，功率提高了一倍。虽然由一级轴流式脉冲涡轮和二级离心式压气机组成的废气涡轮增压器因体积大，不得不置于离柴油机较远的地面上，但这是脉冲增压的初次实现。此后，在欧洲和其它地区进行了广泛研究，逐步认识到排气支管不但要细，而且要短才能建立脉冲压力波。

1937年，法国牛尔首次把径流式涡轮用于增压器，径流式涡轮的叶轮和轴焊接成一个整体；强度较高，增压器转速得以大幅度提高，从而使涡轮增压器的重量、尺寸大大降低，使废气涡轮增压技术产生了一次飞跃。

50年代初，人们又把浮动轴承应用到增压器中来，浮环的转速为轴的1/3左右，这就有效地降低了轴承副的相对速度，使增压器转速超过了每分钟十万转的大关。一种转速高、体积小、重量轻的废气涡轮增压器问世了，这为车用内燃机增压创造了条件。

随着气体动力学及电算技术的进步以及加工工艺水平的提高，为设计和制造出效率好，转速高、重量轻、惯量小、成本低的增压器打下了基础。目前，具有后弯叶轮的微型增压器已经大量生产。例如，日本日产公司的RHB52型增压器仅3.5kg，压气机效率达79%，可使一台30kW的柴油机功率增加25%。

目前，工业先进国家大、中功率的低、中、高速柴油机几乎全部采用增压技术。大、中型车用柴油机70%以上采用了增压和增压中冷技术。

(二) 汽油机增压技术的发展

汽油机涡轮增压技术的发展，没有象柴油机涡轮增压那么快。早期，只在机械增压方面作

些研究,直至第二次世界大战时期,航空事业的发展,迫切要求补偿飞机发动机高空功率损失,才开始研究涡轮增压技术。由于当时生产水平不高,增压器较笨重,效率低等原因,汽油机涡轮增压没有能实现。以后,在赛车发动机上,涡轮增压技术的研究却引起了人们的重视。1952年,在美国印第安纳州的赛车会上,安装涡轮增压器的赛车创造了220km/h的车速,获得了第一名。经过十余年的研究,赛车汽油机的涡轮增压技术日趋成熟,自1969年以后,相当长的时间内,赛车会上的冠军几乎均为涡轮增压汽油车所取得。

普通车用汽油机的涡轮增压技术,1958年美国艾里萨奇公司首先开始研究,并于1963年在排量为5392mL的“雷鸟”车上安装了涡轮增压器,性能良好。同年,通用公司奥兹莫比尔分公司生产了一批F-85Jetfier型涡轮增压汽油机的小轿车,排量为3524mL。1966年通用公司雪佛兰分公司生产了一批汽油机小轿车。但是,当时由于汽油机增压后热负荷很大,爆震倾向加剧,防爆措施不得力,控制机构不简便等原因,汽油机增压汽车一度停产,甚至对汽油机增压技术能否推广应用也引起一些争议。

70年代初,世界能源危机加剧,排放污染问题严重,如何节约燃料消耗量及净化废气成了急待解决的问题。因此,人们又重视对汽油机增压技术的研究。同时,电子技术的高速发展,也为爆震控制装置的妥善解决创造了条件。据不完全统计,1973年后已有8家公司批量生产增压汽油机小轿车,并投入国际市场。1977年,通用公司别克分公司首先大量生产V-6型涡轮增压汽油机,配用双腔化油器,功率可增加43%;配用四腔化油器,功率增加52%。次年,别克分公司年产增压汽油机超过5.5万台。80年代中期,通用公司生产的全部小轿车中,增压的占30%。近几年中,日本为达到日益苛求的排放指标,十分注意对车用汽油机涡轮增压技术的研究,增压车用汽油机的产品不断涌现,为车用汽油机增压开辟了新篇章。

二、我国增压技术的发展和现状

1958年以来,我国有关科研所、工厂和高等院校仿制和自行设计废气涡轮增压器,先后在6135、6160、6350型柴油机上进行增压试验,提高功率40%~50%,降低油耗率6%~8%。¹1960年首次自行设计制造了1470kW的二冲程低速船用增压柴油机,填补了我国增压技术的空白。

在径流式废气涡轮增压器方面,从1958到1960年间,研制成10种型号,分别与13种型号的柴油机上进行配套试验。在此基础上,有6DJ、10ZJ、12DJ、14DJ等4种型号的径流式增压器,经过改进提高,投入小批生产。60年代,由于解决了制造工艺上的技术难关,增压器日趋小型化,并注意到一台增压器多配,以满足不同发动机的需要。到1974年,我国共研制成适合低、中、高增压度的径流涡轮增压器17种,其中批量生产的就有7种。图1-11为济南柴油机厂设计生产的20GJ型涡轮增压器。配这种增压器的190系列柴油机,在国内油田钻井动力中独占鳌头,还广泛用于固定发电、工程机械及特种船舶等领域,并远销国外。

近些年来,车用发动机增压技术有较大的发展。后掠式压气机叶轮的研制成功,为车用内燃机增压打开了更好的前景。无锡动力机厂30多年来生产的涡轮增压器广泛用于船舶、发电、拖拉机、工程机械及汽车动力上,功率覆盖面从50~2200kW。表1-1为该厂生产的涡轮增压器的主要技术规格。近些年,无锡动力机厂从英国Holset公司引进了H系列生产专利权,使产品质量指标更上一层楼。图1-12为H₂A型涡轮增压器的外形照片。这台11kg重的增压器可满足90~200kW发动机增压配套的需要。

凤城汽车增压器厂是我国汽车工业生产废气涡轮增压器的专业厂,已有十多年的生产历

史,现生产多种规格型号增压器(见表1-2),并引进美国康明斯公司专利,为康明斯N系列和K系列发动机配套生产增压器。该厂还为国产和进口汽车、工程机械、发电机组配备生产各种增压器,配机功率覆盖面为70~750kW。图1-13为凤城汽车增压器厂生产的GJ80A型增压器与我国引进的斯太尔WD615·67型发动机匹配的联合运行线。

航空工业部黎明发动机制造公司增压器厂十多年来已为我国汽车工业研制生产了6种车用增压器,图1-14为增压器的流量图。表1-3是增压器的主要技术规格。

轴流式涡轮增压器始研于1958年,主要用于船舶、机车等大型柴油机。据不完全统计,至今已有21种不同型号的轴流式增压器。这类增压器的压比从1.3~3.0,流量从0.80~13.8kg/s,可满足330~18400kW柴油机的低、中、高增压度的需要。我国新中动力机厂、资阳机车车辆厂、江津增压器厂、无锡动力机厂、天津机车车辆厂等均生产轴流式涡轮增压器。

在增压器计算机辅助设计(CAD)、叶型三元流动计算、涡轮性能试验台研制及车用发动机增压匹配等高难度技术开发方面,上海内燃机研究所、711所、大同70所、大连热力机车研究所以及上海交大、西安交大、复旦大

学、北京理工大学、华中理工大学、山东工业大学、安徽工学院等科研机关、高等院校进行了大量的工作,并取得了重大进展,不少领域已列于世界先进之林。

目前,我国大、中功率柴油机基本采用了增压技术,小功率柴油机及车用汽油机的

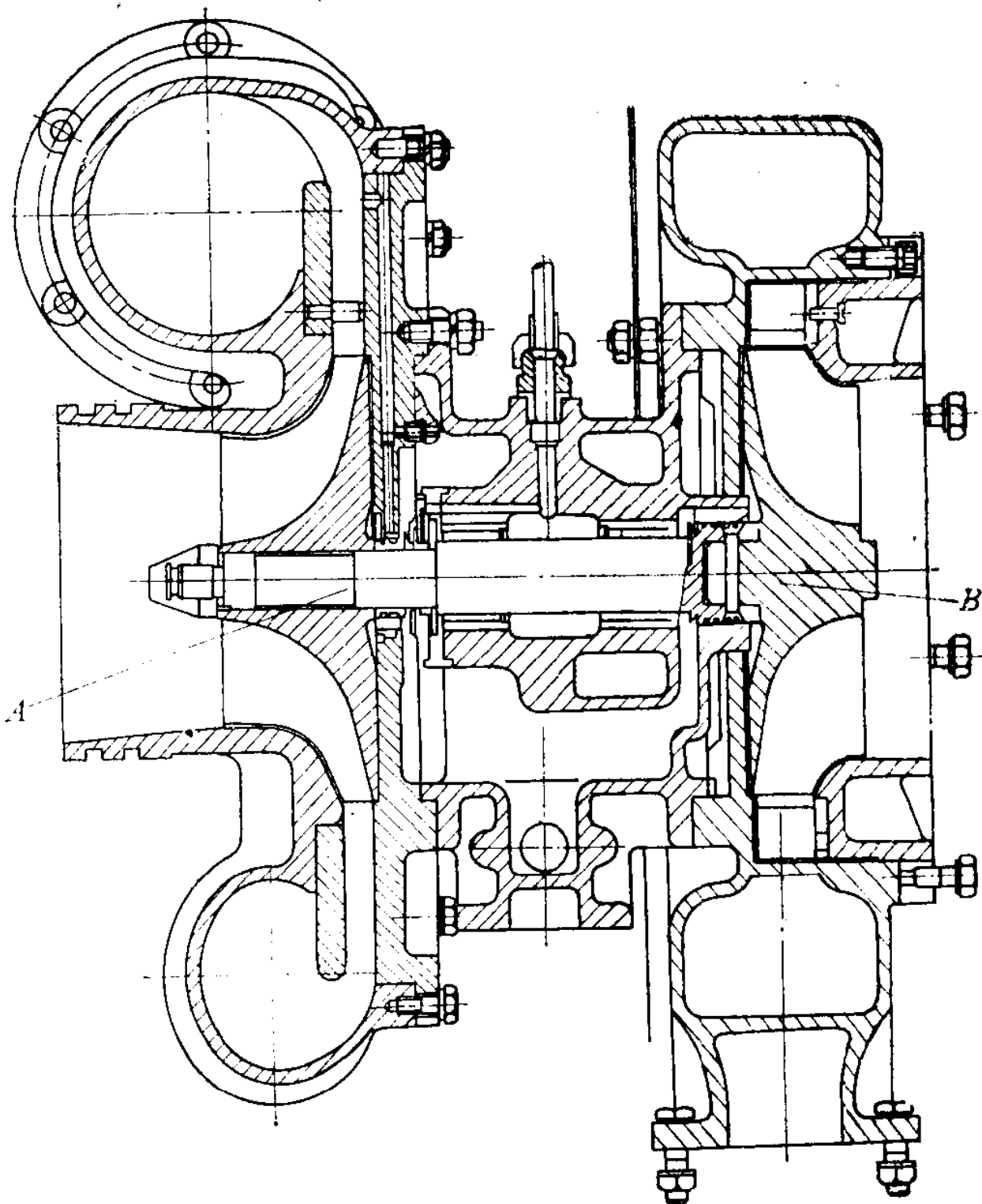


图1-11 20GJ型增压器剖面图

A—压气机 B—涡轮

表1-1 无锡动力机厂生产的涡轮增压器主要技术规格

型号	压气机 轮径 (mm)	压比	流量范围 (kg/s)	最高转速 (r/min) $\times 10^4$	最高允许 温度 ($^{\circ}\text{C}$)	增压后适用 功率范围 (kW)	型号	压气机 轮径 (mm)	压比	流量范围 (kg/s)	最高转速 (r/min) $\times 10^4$	最高允许 温度 ($^{\circ}\text{C}$)	增压后适用 功率范围 (kW)
65J	$\phi 65$	2.00	0.09~0.22	11.00	650~700	50~103	200J	$\phi 200$	2.00	0.72~1.74	3.50	620	440~800
70J	$\phi 70$	2.00	0.10~0.30	9.00	650~700	50~150	261P	$\phi 261$	3.00	1.40~3.30	3.20	700	735~1550
80J	$\phi 80$	2.00	0.13~0.31	8.80	650~700	70~150	320P	$\phi 320$	3.00	2.00~4.90	2.50	700	1030~2200
95J	$\phi 95$	2.00	0.13~0.49	7.30	650~700	70~260	10ZJ	$\phi 110$	1.55	0.26	5.00	620	140
110J	$\phi 110$	2.00	0.26~0.62	6.40	650~700	150~300	35ZP	$\phi 280$	1.50	1.28	2.05	620	670

增压匹配技术正在大力攻关，相信内燃增压技术，尤其是车用内燃机增压技术必将和其它领域的先进技术一样，在不远的将来将全面开花结果。

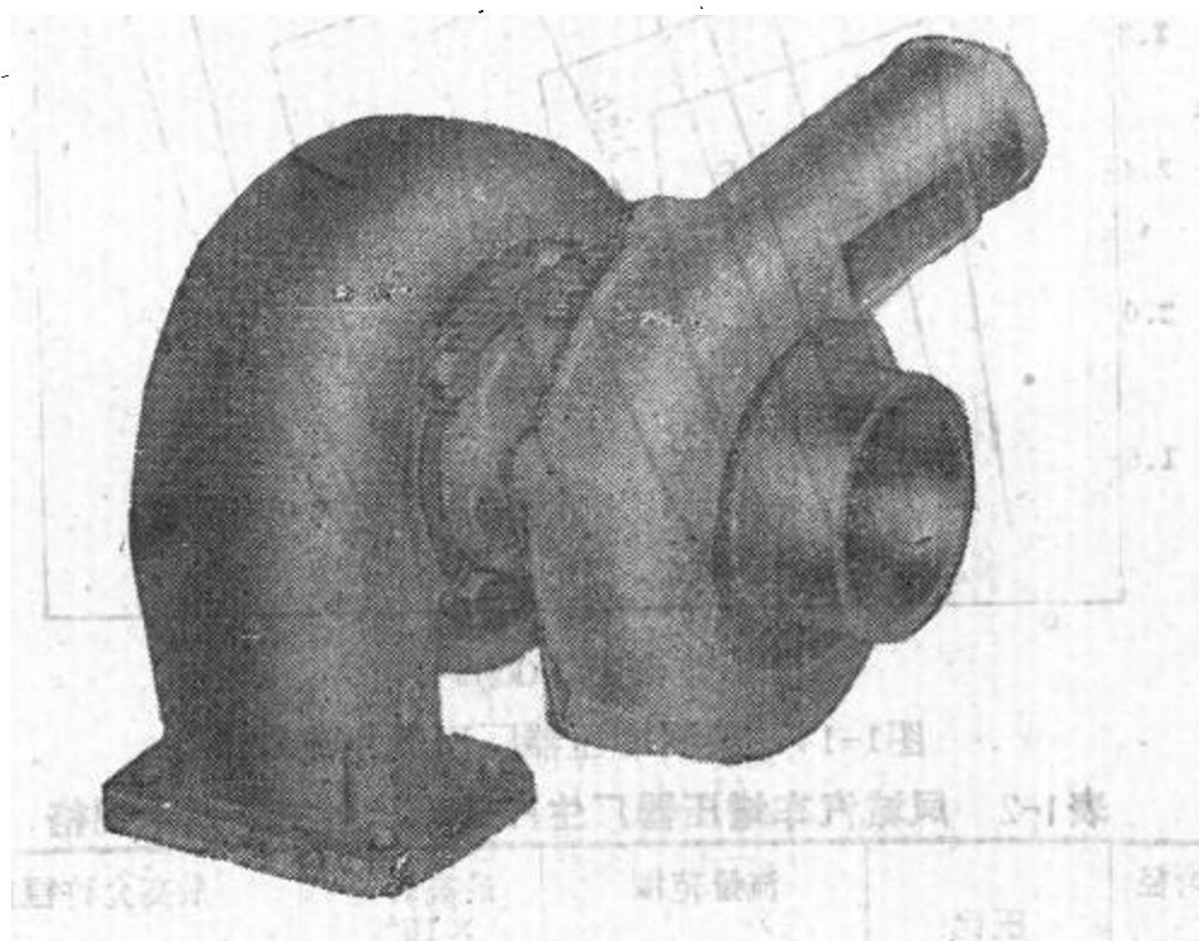


图1-12 H₂A涡轮增压器

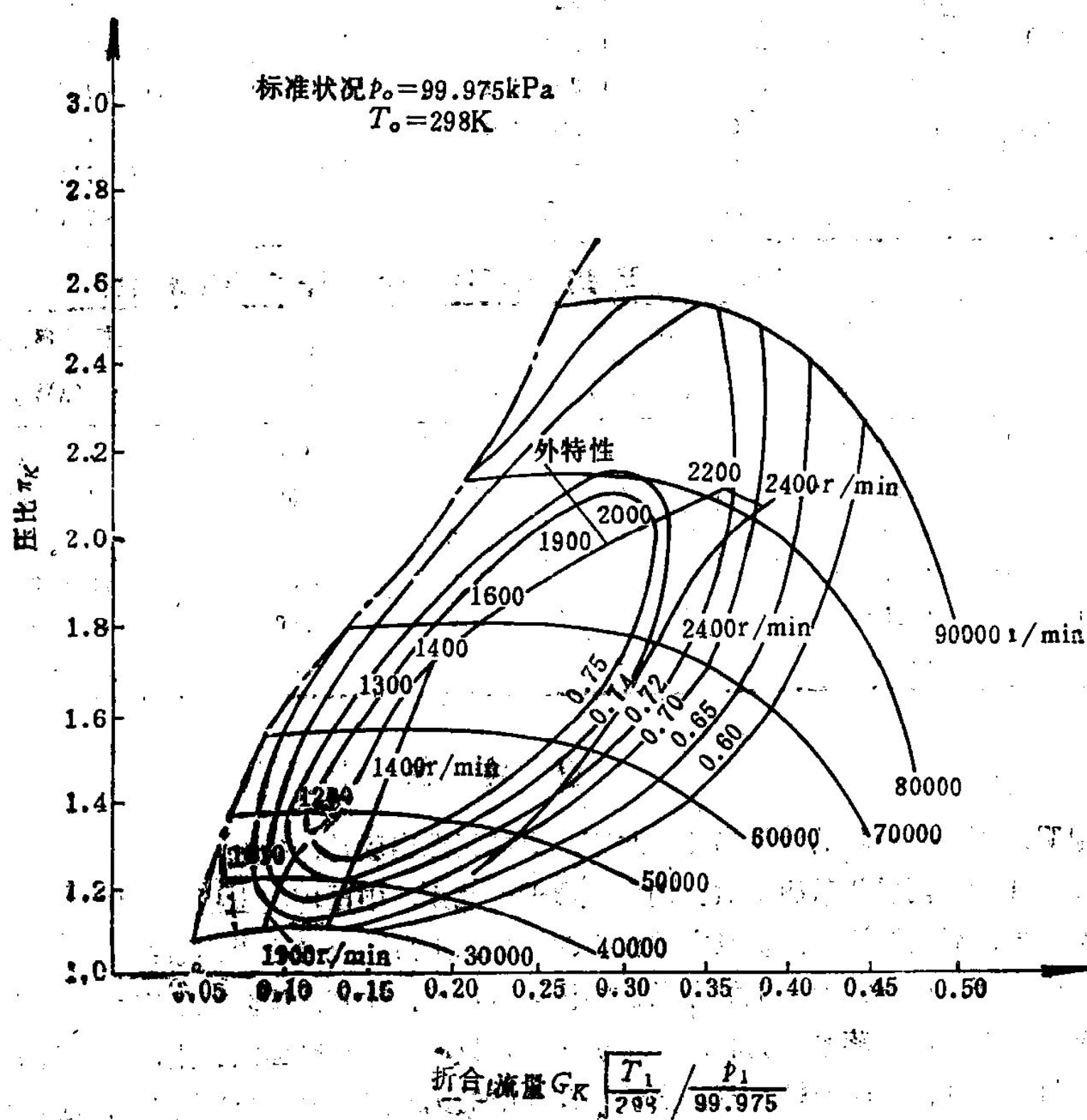


图1-13 斯太尔WD615-67型柴油机与GJ80A型增压器联合运行线

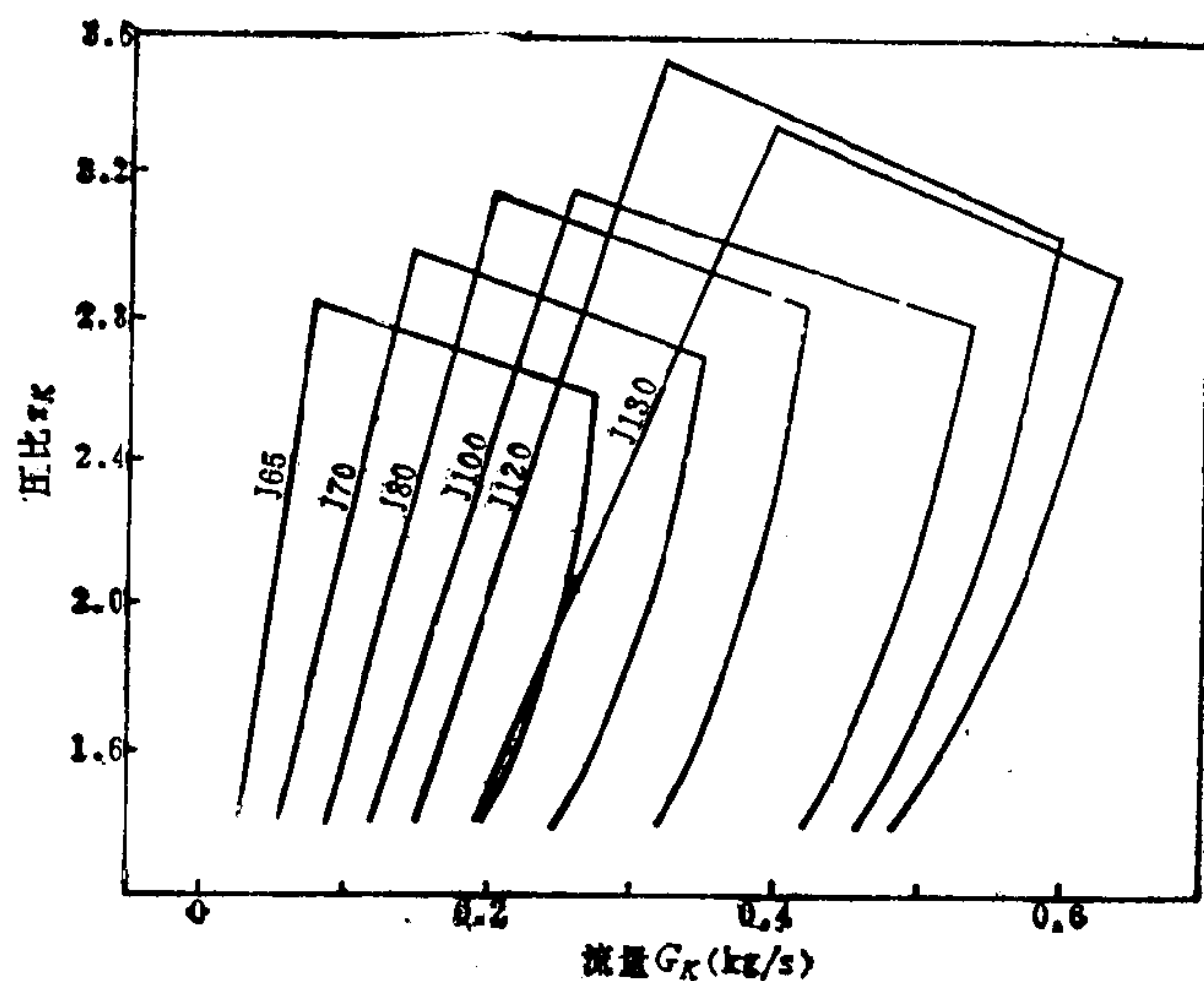


图1-14 黎明增压器厂压气机流量图

表1-2 凤城汽车增压器厂生产的增压器主要技术规格

型号	压气机轮径 (mm)	压比	流量范围 (kg/s)	最高转速 $\times 10^4$ (r/min)	最高允许温度 ($^{\circ}\text{C}$)	增压后适用的 功率范围 (kW)
GJ70	70	2.0	0.07~0.25	12.0	700~750	60~150
GJ75	75	2.0	0.12~0.30	10.0	700~750	70~185
GJ80(K28)	80	2.5	0.15~0.35	10.0	700~750	130~220
GJ95	95	3.0	0.20~0.43	9.0	700~750	165~235
GJ115(T46)	115	3.0	0.22~0.65	8.1	700~750	175~265
GJ120	120	2.0	0.28~0.70	7.2	700~750	220~280
GJ130	130	3.0	0.31~0.75	6.5	700~750	260~450

表1-3 黎明增压器厂生产的增压器主要技术规格

型号	流量范围 (kg/s)	最高转速 $\times 10^4$ (r/min)	压比	最高允许 温度 ($^{\circ}\text{C}$)	配机功率范围 (kW)	相当国外同类 产品型号
J65	0.05~0.25	13	2.9	850	45~125	H _{1B}
J70	0.10~0.30	13	3.0	850	60~150	T _{0.4B}
J80	0.13~0.40	10	3.2	850	150~220	H _{2B}
J100	0.17~0.50	9	3.2	850	165~300	4LGK
J120	0.20~0.53	8	3.6	750	185~350	T46
J130	0.25~0.60	7	3.4	750	220~405	ST50 VT50

参 考 文 献

- 1 蒋德明编著. 内燃机的涡轮增压. 北京: 机械工业出版社, 1986
- 2 西安交通大学内燃机教研室编. 内燃机原理. 北京: 中国农机出版社, 1981
- 3 顾宏中著. 涡轮增压柴油机热力过程模拟计算. 上海: 交通大学出版社, 1985
- 4 李燕生编著. 径流式涡轮机械导风轮的设计与加工. 北京: 国防工业出版社, 1982
- 5 忻孝康、朱士灿、蒋锦良编著. 叶轮机械三元流动与准正交面法. 上海: 复旦大学出版社, 1988
- 6 蒋德明、张雄伟、李桂蟾. 气波增压器设计中的基本热力-气体动力问题. 西安交通大学学报. 1963, 第1期
- 7 [德]K·齐纳著. 内燃机增压与匹配——理论、设计及实例. 北京: 国防工业出版社, 1982