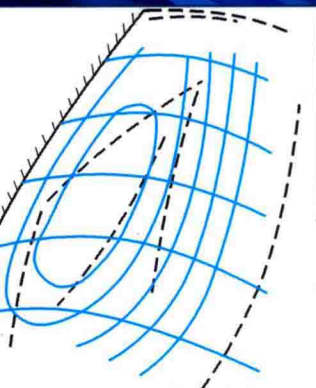


普通高等教育“十三五”规划教材



柴油机涡轮增压技术

第2版

陆家祥 主编



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

普通高等教育“十三五”规划教材

柴油机涡轮增压技术

第2版

主编 陆家祥

参编 刘云岗 李国祥 王桂华

邵莉 王仁人 闫伟

主审 苏万华



机械工业出版社

本书介绍了涡轮增压器、中冷器及增压系统方面的基本构造、工作原理、柴油机增压匹配技术及计算方法,同时介绍了近期出现的新技术、新方法、新系统和新动向。本书还增设了生产部门提高产品性能和质量方面的一些新措施。本书在基本概念、基本理论、基本方法方面阐述清晰,内容丰富。本书可作为普通高等院校动力工程类专业本科生的教材和研究生的参考书,对相关工厂的科研人员也有一定参考作用。

图书在版编目(CIP)数据

柴油机涡轮增压技术/陆家祥主编. —2版. —北京:机械工业出版社, 2018.7

普通高等教育“十三五”规划教材

ISBN 978-7-111-60398-6

I. ①柴… II. ①陆… III. ①柴油机-涡轮增压-高等学校-教材
IV. ①TK421

中国版本图书馆CIP数据核字(2018)第150193号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码100037)

策划编辑:段晓雅 责任编辑:段晓雅 程足芬 刘丽敏

责任校对:郑婕 封面设计:张静

责任印制:孙炜

北京玥实印刷有限公司印刷

2018年8月第2版第1次印刷

184mm×260mm·12.75印张·304千字

标准书号:ISBN 978-7-111-60398-6

定价:35.00元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

服务咨询热线:010-88379833

读者购书热线:010-88379649

网络服务

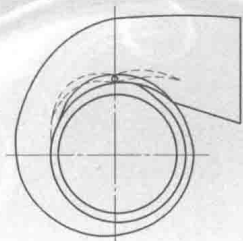
机工官网:www.cmpbook.com

机工官博:weibo.com/cmp1952

教育服务网:www.cmpedu.com

封面无防伪标均为盗版

金书网:www.golden-book.com



序

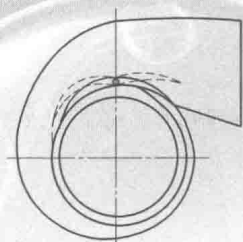
内燃机增压可大幅度提高内燃机的动力性、经济性和排放性能,是先进内燃机不可或缺的重要技术。内燃机增压技术涉及两个方面,一是增压器本身的技术,二是内燃机和增压器的匹配技术,两者各有自己的理论方法和技术问题,相互关联,难以分割,共同形成了内燃机增压这一学科发展领域。

陆家祥教授从20世纪60年代就开始从事内燃机增压的教学和科研工作,是我国早期从事该领域研究的专家之一。他在退休之后仍在进行这方面的研究,从未间断。他学术造诣高深,理论知识雄厚,实践经验丰富。他所领导的山东大学增压学术团队,具有很高的科学研究水平,取得了很多科研成果,为我国内燃机增压技术的发展做出了很大贡献。陆教授曾编写过多本与内燃机增压相关的教材或著作。他曾参编教材《燃气叶轮机》(机械工业出版社,1987)、专著《车用内燃机增压》(机械工业出版社,1993),主编中国内燃机学会科技丛书《柴油机涡轮增压技术》(机械工业出版社,1999)。这些书被许多高校和企业作为教材或参考书使用,对我国内燃机增压理论和技术的教育和普及发挥了重要作用。

在我国,自《柴油机涡轮增压技术》出版以来,近二十年尚无新的内燃机增压方面的教材问世。而在这期间,随着对内燃机性能要求的不断提高,以及自动控制技术和计算机技术的普及和应用,内燃机增压技术的发展很快,涌现出许多新技术和新理论。因此,对第1版进行调整、修改和补充,以满足新时代的需求,是非常有必要的。本书就是为满足这一需求,对第1版进行修订与升级的版本。

第2版在保留第1版内燃机增压技术基本理论体系和设计计算方法的基础上,结合当前的新技术、新理论和新动向进行了修改和补充,论述了增压技术最新的发展现状,特别是在增压系统中的进、排气管和中冷器等关键附件的结构、设计和计算,可变截面增压器、二级增压、相继增压、电辅助涡轮增压等新型增压系统,以及内燃机工作过程模拟计算等技术发展较快领域。为了满足增压器设计和生产的需要,增加了提高增压器效率和可靠性,以及增压器性能试验及其专项试验和检测等方面的内容。本书对增压技术的基本概念、基本理论和技术方法进行了清晰完整的论述,内容丰富,理论体系完整,及时反映了当代的新技术和新动向,可作为高校内燃机增压课程的教材或相关科研人员的参考书。相信本书的出版将为我国内燃机增压技术的发展发挥重要作用。

陆家祥
2018.2.8



前言

《柴油机涡轮增压技术》出版近 20 年来,受到了广大读者的欢迎,在内燃机的生产、科研、教学等方面起到一定的积极作用。这些年来,增压技术在内燃机提高动力性、改善经济性、减少排放量等方面立下了新功,技术本身也有许多新的发展,创造了不少新纪录。编者在教学、科研和生产服务方面也有一些新体会,因此对第 1 版进行修订。

本书共分 7 章,第 1 章在介绍基本概念的同时反映了近期的新动向;第 2~5 章在增压器、中冷器及增压系统方面保留了结构、工作原理、增压匹配与计算方面的基本内容,补充了一些新技术和新计算方法。第 6、7 章增加了生产部门提高产品性能和质量方面的一些新措施。

本书的编写分工为:第 1 章的 1.1 节和 1.2 节由刘云岗教授在第 1 版第 1、2 章的基础上综合而成,1.3 节由陆家祥在第 1 版绪论的基础上做了补充;第 2 章和第 3 章的 3.1~3.4 节由李国祥教授在第 1 版第 2~5 章的基础上做了调整,3.5 节由闫伟教授完成;第 4 章的 4.1.5 节由陆家祥完成,其他由王仁人教授在第 1 版第 6 章的基础上做了调整;第 5 章由王桂华教授增加新内容并整理完成;第 6 章和第 7 章由陆家祥完成。全书由邵莉副教授负责统稿。苏万华院士负责主审,并提出了许多宝贵意见。另外,书中的“虚焊检测技术”由程勇教授及其团队发明,在此表示感谢!

本书涉及面广,而新技术像雨后春笋齐出,主编才疏学浅,错误、不妥和疏漏之处在所难免,恳请读者批评指正。

编者

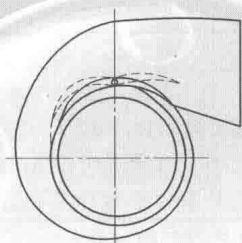
主要符号表

物理量代号及名称	单 位
A ——涡轮蜗壳流通截面积	m^2
BDC——下止点	
c_T ——声速	m/s
b_e ——有效燃油消耗率	$\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$
BSU——滤纸烟度	
c_1 ——喷嘴出口速度	m/s
压气机进口速度	m/s
c_2 ——涡轮出口速度	m/s
压气机出口速度	m/s
c_p ——比定压热容	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
c_v ——比定容热容	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
D ——气缸直径	m
$dx/d\varphi$ ——燃烧率	
$dQ/d\varphi$ ——放热率	
E_c ——排气门前气体的可用能量	kJ
E_T ——涡轮进口气体的可用能量	kJ
f_c ——喷嘴环出口面积	m^2
f_p ——排气管通流面积	m^2
f_T ——涡轮通流面积	m^2
f_{ve} ——排气门开启瞬时面积	m^2
H_u ——燃料低热值	kJ/kg
i ——汽缸数	
l_0 ——化学计量比	kg/kg
L_0 ——化学计量比	kmol/kg
n ——发动机转速	r/min
n_b ——增压器转速	r/min
n_1 ——压缩多变指数	
n_2 ——膨胀多变指数	
p_a ——大气压力	kPa
p_b ——增压压力	kPa, MPa
p_c ——压缩终点压力	kPa, MPa
p_{me} ——平均有效压力	kPa
p_{max} ——最高燃烧压力	MPa
p_{mi} ——平均指示压力	MPa
p_{inj} ——喷油压力	MPa
q_{mb}, q_{vb} ——进气流量	$\text{kg/s}, \text{m}^3/\text{s}$
q_{mT}, q_{vT} ——涡轮流量	$\text{kg/s}, \text{m}^3/\text{s}$
R ——气体常数	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$



(续)

物理量代号及名称	单 位
T_a, t_a ——大气温度	K, °C
T_b, t_b ——压气机出口温度	K, °C
TDC——上止点	
T_r, t_r ——气缸出口排气温度	K, °C
T_T, t_T ——涡轮进口排气温度	K, °C
T_{iq} ——转矩	N · m
v_m ——活塞平均速度	m/s
V_a ——气缸工作容积	m ³
W_{adb} ——定熵压缩功	kJ/kg
W_{adH} ——高压级压气机定熵压缩功	kJ/kg
W_{adL} ——低压级压气机定熵压缩功	kJ/kg
W_H ——高压级压气机实际压缩功	kJ/kg
W_L ——低压级压气机实际压缩功	kJ/kg
x ——燃烧百分比	
α ——空燃比	
ε ——压缩比	
κ ——空气等熵指数	
κ_T ——燃气等熵指数	
η_{adb} ——压气机等熵效率	
η_{adT} ——涡轮等熵效率	
η_{ei} ——有效热效率	
η_E ——排气能量传递效率	
η_{ii} ——指示热效率	
η_{Tb} ——涡轮增压器总效率	
θ_{ij} ——喷油提前角	(°) CA
θ_j ——进气门有效开启角	(°) CA
λ_b ——增压度	
π_b ——增压比	
π_T ——膨胀比	
π_b^* ——滞止压比	
ρ_a ——大气密度	kg/m ³
ρ_b ——增压空气密度, 发动机进气管的空气密度	kg/m ³
δ_b ——中冷度	
τ ——冲程数	
τ_i ——滞燃期	ms
φ ——曲轴转角	(°) CA
ϕ_a ——过量空气系数	
ϕ_{as} ——总过量空气系数	
ϕ_c ——充量系数	
ϕ_r ——残余废气系数	
ϕ_s ——扫气系数	
ϕ_z ——喷油持续角	(°) CA
Ω ——反动度	



目 录

序

前言

主要符号表

第 1 章 概论 1

1.1 名词解释 1

1.2 涡轮增压器 5

1.3 增压技术发展历程与发展现状 31

第 2 章 增压系统热力参数及其调节 ... 45

2.1 排气能量的利用 45

2.2 增压对柴油机工作过程主要参数的影响 55

2.3 增压系统基本热力参数的确定 58

2.4 柴油机与涡轮增压器的匹配 64

第 3 章 中冷技术 73

3.1 中冷技术对增压系统性能的影响 73

3.2 中冷器的冷却方式与结构 74

3.3 中冷器管道内三维温度场测定试验 77

3.4 中冷器估算 92

3.5 中冷技术仿真计算 96

第 4 章 提高平均有效压力及改善低

工况的措施 102

4.1 提高平均有效压力的措施 102

4.2 改善低工况的措施 112

4.3 改善增压柴油机瞬态特性的措施 129

第 5 章 增压柴油机热力过程模拟

计算 134

5.1 概述 134

5.2 工质成分、比热容、等熵指数、
相对分子质量及气体常数 137

5.3 缸内热力过程计算 138

5.4 排气管内的热力过程计算 149

5.5 涡轮增压器与中冷器的计算 152

5.6 常微分方程的数值解法 158

5.7 增压柴油机综合参数计算 159

第 6 章 提高增压器流动效率及工作

可靠性的措施 162

6.1 提高增压器流动效率的措施 162

6.2 提高增压器工作可靠性的措施 167

第 7 章 性能测试技术 174

7.1 压气机性能测试 174

7.2 涡轮性能检测 177

7.3 超速包容性检测 179

7.4 密封性检测 181

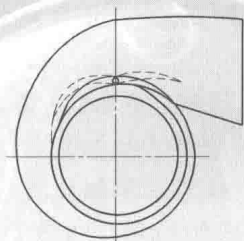
7.5 双组线流量计流量系数的测定 183

7.6 流道面积检测 186

7.7 增压舷外柴油机性能检测 187

7.8 换热器虚焊检测 188

参考文献 191



第 1 章

概 论

1.1 名词解释

1.1.1 反映增压程度方面

1. 增压压力

压气机出口的压力称为增压压力, 用 p_b 表示。它与压气机的结构、尺寸、转速及效率等因素有关。通常 $p_b \leq 0.17\text{MPa}$ 的增压称为低增压; $0.17\text{MPa} < p_b \leq 0.25\text{MPa}$ 的增压称为中增压; $0.25\text{MPa} < p_b \leq 0.35\text{MPa}$ 的增压称为高增压; $p_b > 0.35\text{MPa}$ 的增压称为超高增压。

2. 增压比

压气机出口压力 p_b 与进口压力 p_a 之比称为增压比, 简称为比, 用 π_b 表示。

$$\pi_b = p_b / p_a \quad (1-1)$$

用滞止压力表示的压比称为滞止压比, 即 π_b^* 。用静压力表示的压比称为静压比。

3. 增压度

内燃机增压后功率的增长程度称为增压度。通常有两种表达方式: 一种是用增压后标定功率与增压前标定功率之比, 用 λ_{b1} 表示, 即

$$\lambda_{b1} = P_{eb} / P_e \quad (1-2)$$

另一种是用增压后标定功率 P_{eb} 与增压前标定功率 P_e 之差与增压前标定功率 P_e 之比, 即

$$\lambda_{b2} = (P_{eb} - P_e) / P_e \quad (1-3)$$

式中, P_e 、 P_{eb} 分别为增压前、后内燃机的标定功率。

当增压前后内燃机工作容积不变时, 也可用升功率增长程度表示, 即

$$\lambda_{b3} = (P_{Lb} - P_L) / P_L \quad (1-4)$$

式中, P_L 、 P_{Lb} 分别为增压前、后内燃机的升功率。

因为内燃机平均有效压力是单位气缸工作容积所发出的有效功, 所以当增压前后内燃机工作容积及转速不变时, 也可用平均有效压力增长程度表示, 即



$$\lambda_{b4} = (P_{meb} - P_{me}) / P_{me} \quad (1-5)$$

式中, P_{me} 、 P_{meb} 分别为增压前、后内燃机的平均有效压力。

1.1.2 反映涡轮进口气流压力稳定程度和能量利用程度方面

1. 定压增压

所谓定压增压, 是指各缸排气汇入一根较粗的排气管, 再进入涡轮的增压方式。如图 1-1 所示, 定压增压系统中, 排气管中的压力波动较弱, 最大压力与平均压力之差一般要小于 $0.02 \sim 0.075 \text{ MPa}$, 所以有时又称为恒压增压或等压增压。定压增压主要利用排气的等压能量, 涡轮进口气流参数比较稳定, 涡轮效率较高, 气缸泵气功损失较少。

2. 脉冲增压

所谓脉冲增压是气缸排气通过各自较细的排气歧管分别进入涡轮的增压方式。如图 1-2 所示, 排气歧管也可以由 2~3 个扫气互不干扰的气缸引出的排气短管组成。脉冲增压系统中, 排气压力波较强, 各缸排气对扫气互不干扰, 所以有时又称为变压系统。由于利用了脉冲压力波的能量, 所以较定压增压有更好的增压效果, 适用于低增压场合。但也正是因为涡轮前压力的波动, 影响了涡轮效率。随着增压度的提高, 排气平均压力能增大, 脉冲能量所占份额相对减少, 故高增压场合一般不采用脉冲增压。在脉冲增压中, 若排气歧管设计合理, 可使进、排气门叠开期内处于较低的排气波谷, 有利于扫气。由于排气管总容积较小, 从而改善了柴油机的部分负荷性能和加速性能。

在脉冲增压系统中, 还可以有脉冲转换和多脉冲转换之分:

(1) 脉冲转换系统 在增压系统中, 1 个或 2~3 个排气互不干扰的气缸引出的排气短管组成排气歧管, 直接与涡轮进口相连, 这实质上是简单脉冲转换器, 即脉冲转换系统, 多用于 4、6、8、12 缸发动机, 如图 1-2 所示。

(2) 多脉冲转换系统 在增压系统中, 1 个或 2 个排气互不干扰的气缸引出的排气短管, 后接渐缩喷管。各喷管均经过共同的混合稳压管与涡轮进口相连, 这就是多脉冲转换系统, 如图 1-3 所示。多脉冲转换系统几乎无反射, 适用于 5 缸以上的任何缸数的柴油机, 尤其在 7、10、14 缸的柴油机上应用较多。

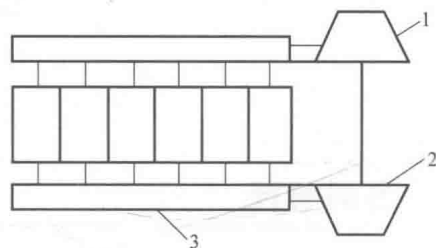


图 1-1 定压增压系统示意图

1—压气机 2—涡轮 3—排气管

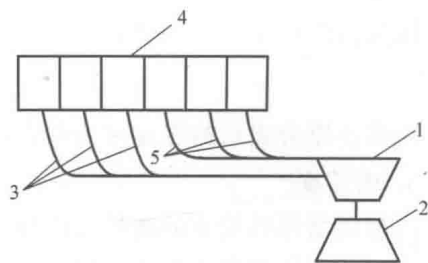


图 1-2 脉冲转换系统示意图

1—涡轮 2—压气机 3—1、2、3 缸排气歧管
4—发动机 5—4、5、6 缸排气歧管

1.1.3 反映增压器级数多少方面

1. 单级涡轮增压

由一个压气机和一个涡轮组成的增压器进行增压的方式称为单级增压, 广泛应用于汽



车、火车、工程机械、发电和船舶运输等动力装置中。

2. 二级涡轮增压

空气经两台串联的涡轮增压器压缩后进入发动机，这类增压系统称为二级涡轮增压，如图 1-4 所示。二级涡轮增压系统有两种形式：

- 1) 二级离心式压气机串联并且各自自由排气涡轮驱动，每级压气机后都有中冷器。
- 2) 二级串联的压气机叶轮与二级串联的涡轮叶轮装在同一轴上，第一级压气机后无中冷器。

1.1.4 反映驱动压机能量形式方面

1. 惯性增压

在发动机进气管内，利用气体流动的惯性和可压缩性所产生的惯性效应和波动效应来改善充气效果，这种增压方式称为惯性增压。在进气过程中，进气管的气流速度增加，压力下降。当进气门逐渐关小时，流速下降，压力有所升高。当活塞过了下止点，进气门延迟关闭，仍可继续进气，不致出现气流倒灌，这样就利用了惯性效应增加气缸充量。在进气过程中，压力间歇而周期性地升降，从而出现的压力波又以当地声速传播，并在进气门和进气管之间往复反射，产生了波动效应。若进气管长度得当，这种反射波和下一个压力波重合，就会使振幅加大，波动效应增强。如果在进气门打开时恰好波峰到达，则进气密度增加，这样就利用了波动效应增加气缸充量。惯性增压与进气管长度有密切关系，可用下式计算

$$L = \frac{\theta_j c_T}{12nm} \quad (1-6)$$

式中， L 为进气管长度 (m)； θ_j 为进气门有效开启角 ($^{\circ}$) CA； c_T 为当地声速 (m/s)； n 为发动机转速 (r/min)； m 为整数系数，可取 2、3、4。

采用惯性增压时，由于进气管较长，实际应用中受到总体布置的限制，故很少应用。目前已向谐振增压发展。

2. 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，如图 1-5 所示。从发动机排出的高压燃气流经燃气定子，在转子中对空气进行压缩。被压缩的空气压力、温度升高后，从另一定子进入气缸。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。低压燃气从原来的定子排入大气。转子由发动机曲轴

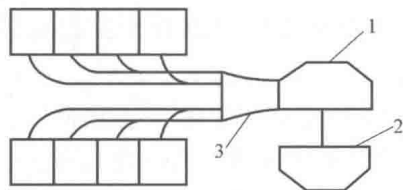


图 1-3 多脉冲转换系统示意图

1—涡轮 2—压气机 3—混合稳压管

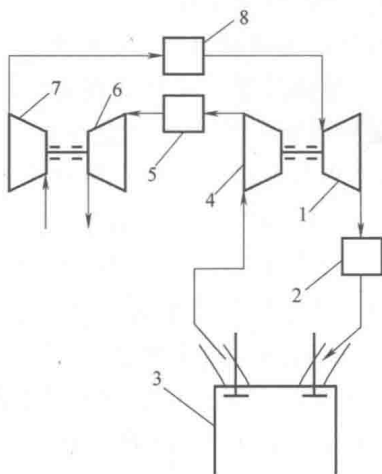


图 1-4 二级涡轮增压系统示意图

1—高压级压气机 2—高压级压气机后的中冷器 3—发动机 4—高压级涡轮
5—排气稳压箱 6—低压级涡轮 7—低压级压气机 8—低压级压气机后的中冷器

通过传动装置驱动，消耗整机有效功率的 1.0%~1.5%。

气波增压器与涡轮增压器比较有以下一些优点：

- 1) 结构简单，材料要求低。
- 2) 低工况有较高的增压压力，因而低工况性能比涡轮增压器好。
- 3) 由于气体直接接触，加速性好。
- 4) 由于转子中排气和空气直接接触，有 2%~4% 的排气回到发动机中，对降低 NO_x 有利。
- 5) 工况变动范围大，适应性好。

气波增压器有以下一些缺点：

- 1) 整体质量、尺寸比涡轮增压器大，安装位置受到限制。
- 2) 进气和排气的阻力对性能很敏感，故进气滤清、排气背压要严格控制。
- 3) 燃气与空气直接接触，由于受传热影响，使气波增压器效率低，全负荷时燃油消耗率高。
- 4) 气波增压器本身是一个噪声源，使整机噪声增加。

气波增压器设想很早，经半个世纪的努力，才达到实用阶段。20 世纪 70 年代以来，瑞士 Brown Boveri（布朗·波维利）公司拟定了 CX 系列型谱，空气体积流量为 $0.075 \sim 0.3 \text{ m}^3/\text{s}$ ，压比为 2~3，可供 75~315kW 的柴油机增压用。气波增压器由于燃油消耗率偏高、噪声偏大而限制了其应用，但在拖拉机、工程机械和载货汽车方面有应用前景。

3. 机械增压

所谓机械增压，是指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 1-6 所示。压气机可用离心式、罗茨式及刮片式等结构，目前较多采用的是螺杆式、罗茨式和汪克尔式等形式。机械增压的特点是：不增加发动机背压，但消耗其有效功率，总体布置有一定局限性。增压压力一般不超过 0.15~0.17MPa。过多地提高增压压力，会使驱动压气机耗功过大，机械效率明显下降，经济性恶化。

4. 涡轮增压

利用内燃机排气在涡轮内膨胀回收的机械功，驱动压气机压缩空气提高内燃机进气密度，称为涡轮增压。

5. 复合增压

所谓复合增压，是指增压系统中既采用涡轮增压，又采用机械增压的增压方式。复合增压一般可分串联式、并联式及机械传动式三种形式。

(1) 串联式 在串联式复合增压系统中，空气先由排气涡轮增压，再经机械增压，然

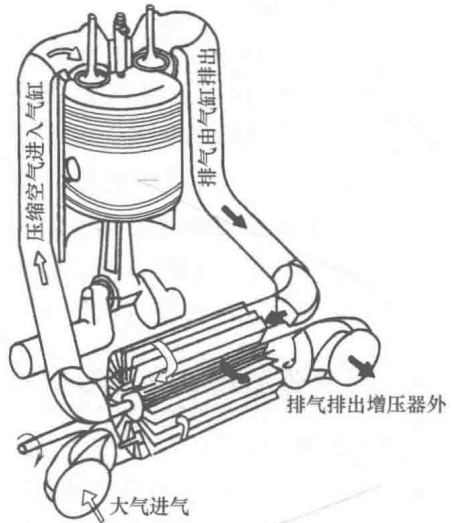


图 1-5 气波增压器工作原理示意图

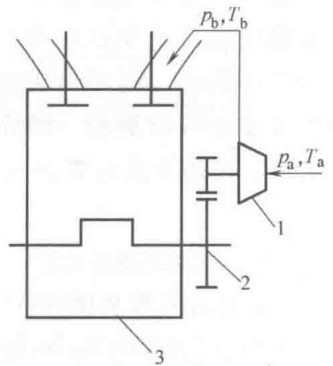


图 1-6 机械增压装置

1—压气机 2—传动装置 3—发动机

后进入柴油机，如图 1-7 所示。由于第二级是机械增压，可以保证在低转速和小负荷时发动机仍有必要的增压扫气压力。这种系统早期在低速二冲程柴油机上有所应用。目前，美国 AVCR-1360 坦克柴油机及 12V230 船用二冲程柴油机上仍用了这种增压方式。

(2) 并联式 在并联式复合增压系统中，空气分别由排气涡轮增压器及机械增压器同时压缩，然后进入柴油机，如图 1-8 所示。并联增压中的机械增压，主要用来补充排气涡轮增压器低工况供应不足的空气量。在二冲程低速柴油机中，一般用电动机来带动机械增压器。

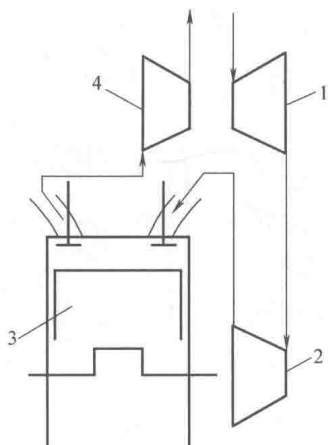


图 1-7 串联式复合增压系统

1—第一级压气机 2—第二级压气机
3—发动机 4—排气涡轮

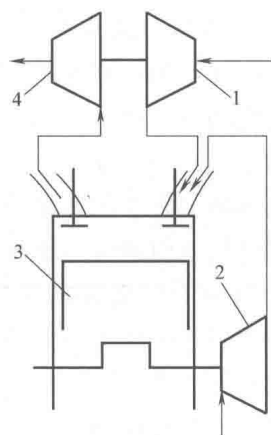


图 1-8 并联式复合增压系统

1—第一级压气机 2—第二级压气机
3—发动机 4—排气涡轮

(3) 机械传动式 在机械传动式复合增压系统中，发动机的曲轴与排气涡轮的轴用齿轮等连接，如图 1-9 所示。当涡轮功率小于压气机所需功率时，由发动机补充能量；两者功率相等时，机械传动脱开，使发动机机械效率提高；当涡轮功率大于压气机功率时，涡轮多余的功率与发动机功率一并输给负载。

前两种增压方式在二冲程柴油机上应用较多，日本 10ZF 坦克发动机上也采用了此方案。俄罗斯成批生产的轻型快艇的 7 列星形结构 ЧН16/17 型高速柴油机，其涡轮增压器由柴油机曲轴传动，增压系统保证了柴油机按近似二次方螺旋桨特性线工作时，有较好的加速性、较高的动力稳定性与经济性。柴油机全功率时的增压压力 $p_b = 0.23 \sim 0.24 \text{ MPa}$ 。

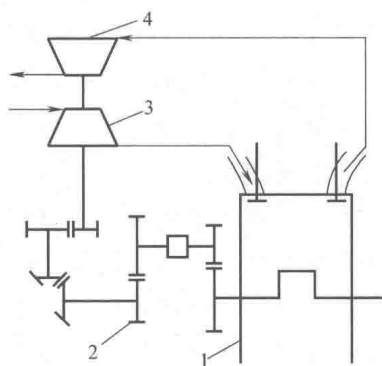


图 1-9 机械传动式复合增压系统

1—发动机 2—传动装置
3—压气机 4—排气涡轮

1.2 涡轮增压器

涡轮增压器由压气机、涡轮及轴承三部分组成。从结构上分析，又可分转子及壳体两部分。转子由压气机叶轮、涡轮叶轮及轴承组成。壳体由压气机壳、涡轮壳及中间



壳组成。压气机可分轴流式和离心式两类，活塞式内燃机用的增压器，其压气机一般均为离心式。中小型内燃机用的增压器，其涡轮均为径流式，大型内燃机用的增压器其涡轮为轴流式。轴流式压气机和轴流式涡轮结构相似，工作机理相反。离心式压气机和径流式涡轮其结构相似，工作机理相反，本节重点讨论离心式压气机和轴流式涡轮。

1.2.1 离心式压气机

1. 离心式压气机的结构

离心式压气机的结构如图 1-10 所示，由进气道、叶轮、扩压器和压气机蜗壳等部件组成。

(1) 进气道 进气道的作用是将外界空气导向压气机叶轮。为降低流动损失，其通道为渐缩形。进气道可分为轴向进气道和径向进气道两种基本形式。轴向进气道如图 1-10 所示，气流沿转子轴向不转弯进入压气机，其结构简单、流动损失小。中、小型涡轮增压器多采用这种结构。径向进气道的气流开始是沿径向进入进气道，然后转为轴向进入压气机叶轮，其流动损失较大。一般仅在轴承外置的大型涡轮增压器或空气滤清器等装置的空间布置受限时，才采用这种形式。

(2) 压气机叶轮 压气机叶轮是压气机中唯一对空气做功的部件，它将涡轮提供的机械能转变为空气的压力能和动能。压气机叶轮分为导风轮和工作叶轮两部分，中、小型涡轮增压器两者做成一体，大型涡轮增压器则是将两者装配在一起。

导风轮是叶轮入口的轴向部分，叶片入口向旋转方向前倾，直径越大处前倾越多，其作用是使气流以尽量小的撞击进入叶轮。

导风轮的结构及通道如图 1-11 所示。根据叶轮轮盘的结构形式，压气机叶轮可分为开式、半开式、闭式、星形等形式，如图 1-12 所示。开式叶轮没有轮盘，流动损失大，叶轮效率低，且叶片刚性差，易振动。闭式叶轮既有轮盘又有轮盖，流道封闭，流动损失小，叶轮效率高；但结构复杂，制造困难，且由于有轮盖，在叶轮高速旋转时离心力大，强度差。以上两种叶轮在涡轮增压器上都很少采用。半开式叶轮只有轮盘，没有轮盖，其性能介于开式和闭式之间。但其结构较简单，制造方便，且强度和刚度都较高，在涡轮增压器中应用广泛。星形叶轮是在半开式叶轮的轮盘边缘叶片之间挖去一块，减轻了叶轮的质量，从而减小了叶轮应力，并保持一定的刚度，因此能承受很高的转速，多在小型涡轮增压器中应用。

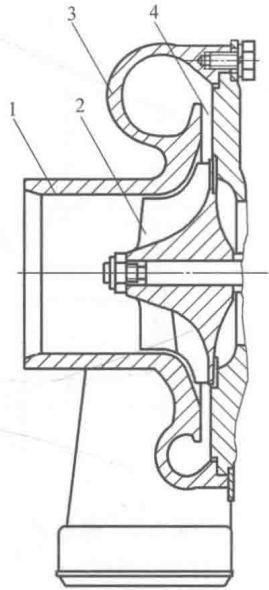


图 1-10 离心式压气机的结构

1—进气道 2—压气机叶轮
3—压气机蜗壳 4—扩压器



图 1-11 导风轮的结构及通道

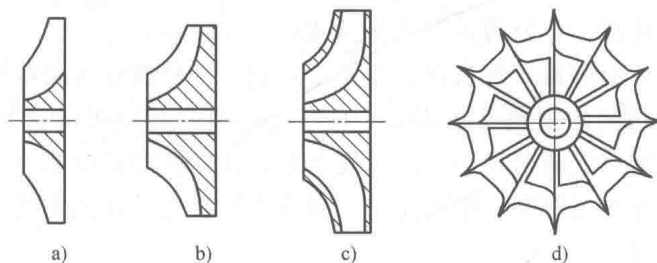


图 1-12 压气机叶轮的结构形式

a) 开式 b) 半开式 c) 闭式 d) 星形

按叶片的长短，压气机叶轮还可分为全长叶片叶轮和长短叶片叶轮。全长叶片叶轮进口流动损失小，效率高，但对于小直径叶轮，进口处气流阻塞较为严重。因此，小型涡轮增压器中多采用长短叶片叶轮，如图 1-13 所示。

根据叶片沿径向的弯曲形式，压气机叶轮又可分为前弯叶片叶轮、后弯叶片叶轮、径向叶片叶轮和后掠式叶轮等，如图 1-14 所示。前弯叶片叶轮的叶片沿径向向旋转方向弯曲。这种叶轮对空气的做功能力最大，但其做功主要是增加了空气的动能，对压力能却提高较少，这就要求空气的动能更多地要在扩压器和蜗壳中转化为压力能。因为扩压器和蜗壳的效率比叶轮低，因此压气机效率低，涡轮增压器中不采用这种叶轮。径向叶片叶轮的叶片沿径向分布，不弯曲。这种叶轮的压气机效率比前弯叶片的高，比后弯叶片的低。由于其强度和刚度最好，能承受较高的圆周速度，从而在增压比较低的涡轮增压器中得到较多的应用。后弯叶片叶轮的叶片沿逆旋转方向弯曲。虽然它的做功能力小，但空气压力的提高大部分是在叶轮中完成的。这种叶轮由于压气机效率高，应用也较多。前倾后弯式叶轮（也称后掠式叶轮），其叶片沿径向向后弯的同时还向旋转方向前倾。这种叶轮不仅压气机效率高，而且高效率范围广，近年来在车用柴油机涡轮增压器上受到了重视和广泛应用。

(3) 扩压器 扩压器的作用是将压气机叶轮出口高速空气的动能转变为压力能。扩压器的效率是动能实际转化为压力能和没有任何流

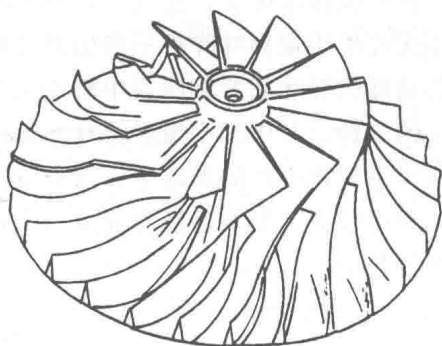


图 1-13 长短叶片叶轮

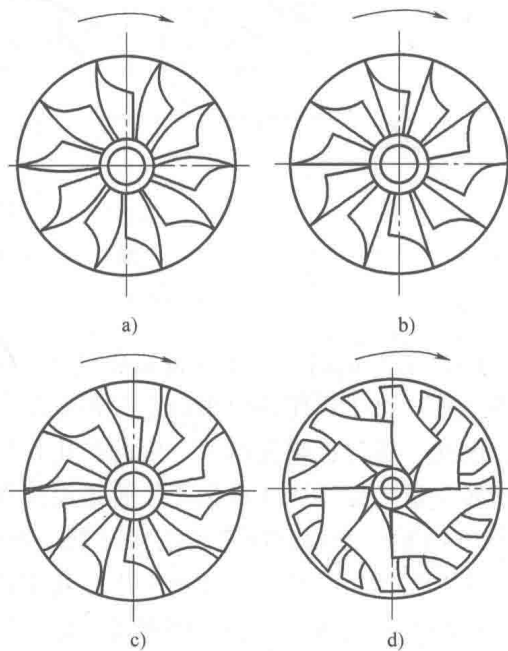


图 1-14 压气机叶轮叶片的形式

a) 前弯叶片叶轮 b) 径向叶片叶轮
c) 后弯叶片叶轮 d) 后掠式叶轮



动损失的定熵过程动能转化为压力能的转化量之比, 扩压器效率对压气机效率有重要的影响。按扩压器中有无叶片, 可分为无叶扩压器和叶片扩压器。

无叶扩压器是一环形通道。气流在扩压器中近似沿对数螺旋线的轨迹流动, 即气流流动迹线在任意直径处与切向的夹角基本不变。由于这一特点, 气流的流动路线长, 流动损失大, 效率低, 扩压器出口流通面积小, 抗压能力低, 在同样的扩压能力下, 扩压器出口直径较大。但无叶扩压器流量范围宽, 结构简单, 制造方便, 在经常处于变工况运行的小型涡轮增压器上得到广泛应用。

叶片扩压器是在环形通道上加上若干导向叶片, 使气流沿叶片通道流动。由于气流的流动路线短, 流动损失小, 故效率高。且叶片构造角沿径向增大, 使气流的流通面积迅速增大, 因此扩压能力大, 尺寸小。但当流量偏离设计工况, 叶片入口气流角不等于叶片构造角时, 将产生撞击损失, 使效率急剧下降。在工况范围变化不大的大、中型涡轮增压器上, 常采用无叶扩压器和叶片扩压器的组合形式。气流先经过无叶扩压器, 再进入叶片扩压器, 气流的动能主要在叶片扩压器中转变为压力能。叶片扩压器叶片的形式较多, 图 1-15 列出了常用的三种。其中, 平板形叶片和圆弧形叶片两种扩压器制造简单, 但性能较差, 在增压比较低、系列化生产的涡轮增压器中应用较多; 机翼形叶片扩压器流动损失最小, 压气机工况性能相对较好, 但制造较为复杂, 多在增压比要求较高的涡轮增压器中采用, 近年来有应用增多的趋势。

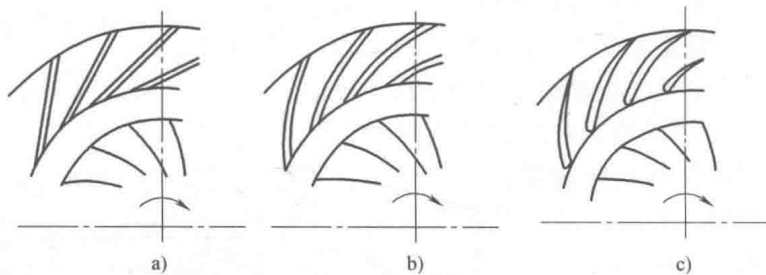


图 1-15 叶片扩压器叶片的形式

a) 平板形叶片 b) 圆弧形叶片 c) 机翼形叶片

(4) 压气机蜗壳 压气机蜗壳的作用是收集从扩压器出来的空气, 将其引导到发动机的进气管。由于扩压器出来的空气仍有较大的速度, 在蜗壳中还将进一步把动能转化为压力能, 因此, 压气机蜗壳也有一定的扩压作用。蜗壳效率是动能转化为压力能的实际转化量和定熵转化量之比。压气机蜗壳按流道沿圆周变化与否, 可分为变截面蜗壳和等截面蜗壳, 如图 1-16 所示。变截面蜗壳的截面面积沿周向越接近出口越大, 符合越接近出口收集的空气越多这一规律。因此, 流动损失小, 效率较高。变截面蜗壳的最大优点是外形尺寸小, 对涡轮增压器小型化非常有利, 因而被广泛应用。等截面蜗壳的流道截面沿周向是不变的, 截面面积按压气机的最大流量确定。其流动损失大, 效率低, 故用得较少。

蜗壳截面的形状有梨形、圆形、梯形和扇形等几种形式, 如图 1-17 所示。根据发动机的需要, 蜗壳可有单个或多个出口, 如图 1-18 所示。

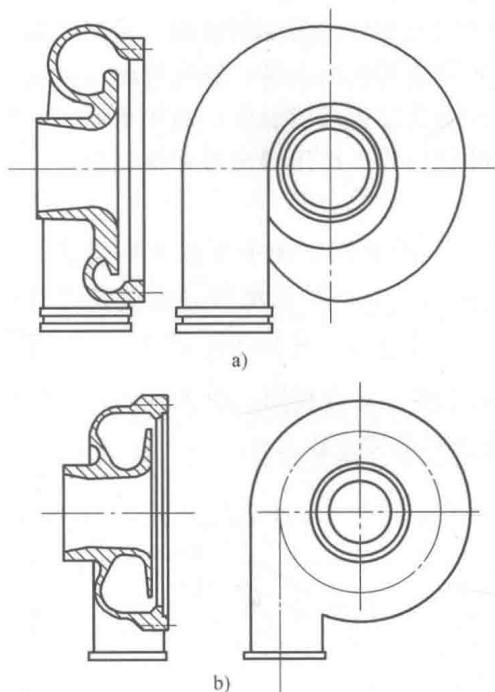


图 1-16 离心式压气机蜗壳

a) 变截面蜗壳 b) 等截面蜗壳

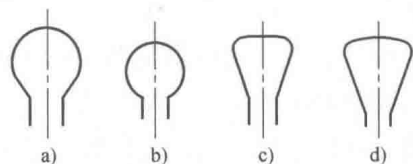


图 1-17 压气机蜗壳的截面形状

a) 梨形 b) 圆形 c) 梯形 d) 扇形

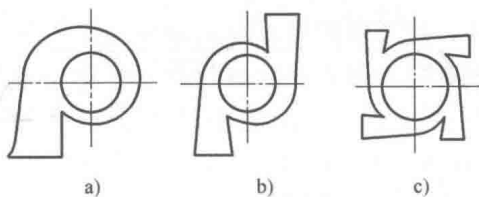


图 1-18 压气机蜗壳出口形式

a) 单出口 b) 双出口 c) 四个出口

2. 离心式压气机工作原理

(1) 压气机中空气状态的变化 空气流经压气通道时, 压力 p 、速度 c 和温度 T 的变化趋势如图 1-19 所示。

在进气道入口, 空气从环境状态进入, 压力、速度、温度分别为 p_a 、 c_a 、 T_a 。由于进气道是渐缩形的通道, 少部分压力能转化为动能。因此, 在进气道中, 空气的压力略有降低, 速度略有升高。由于压力降低, 温度随之降低。在进气道出口, 亦即叶轮入口, 空气的压力、速度、温度分别为 p_1 、 c_1 、 T_1 。在压气机叶轮中, 叶轮对空气做了功, 使空气的压力、温度和速度都升高。在叶轮出口, 亦即扩压器入口, 空气的压力、速度、温度分别为 p_2 、 c_2 、 T_2 。在扩压器中, 由于扩压器的流通面积渐扩, 使气体的部分动能转化为压力能。因此, 空气的速度降低, 压力升高, 温度也随压力而升高。在扩压器出口, 亦即蜗壳的入口, 空气的压力、速度、温度分别为 p_3 、 c_3 、 T_3 。在压气机蜗壳中, 仍有部分动能进一步转化为压力能, 使空气的速度进一步降低, 压力和温度升高, 在蜗壳出口, 亦即整个压气机出口, 空气的压力、速度、温度分别为 p_b 、

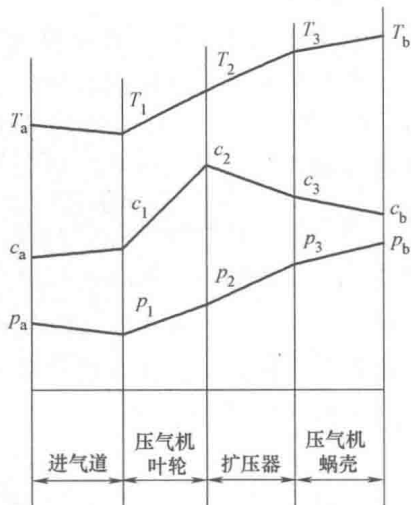


图 1-19 压气机通道中气体状态的变化