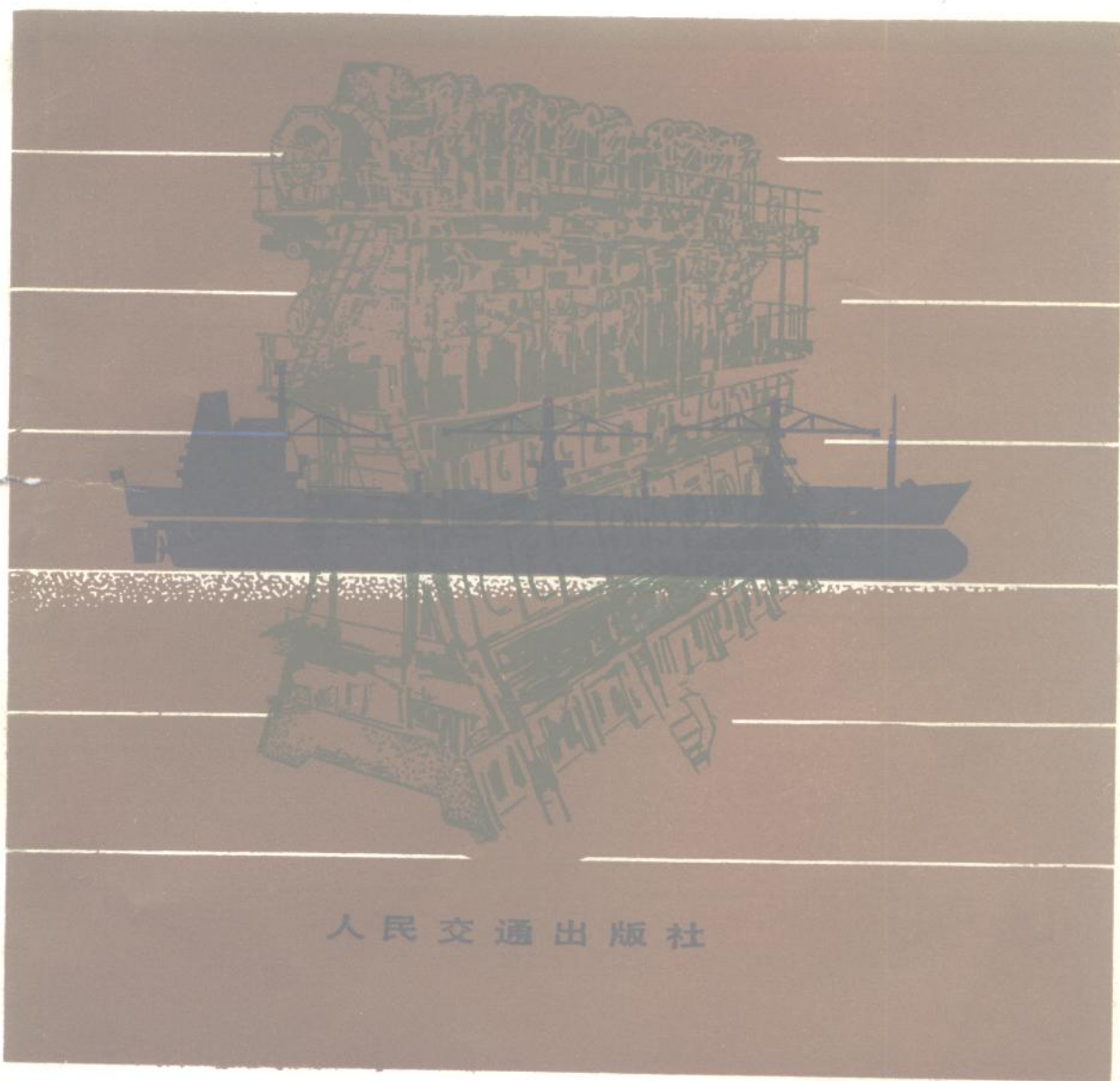


船舶柴油机

下册

大连海运学院内燃机教研组 编



人民交通出版社

U 664.121

D 05

(3) 2

220422

船舶柴油机

下 册

大连海运学院内燃机教研组 编

人 民 交 通 出 版 社

内 容 提 要

本书是在大连海运学院内燃机教研组所编《船舶柴油机》的基础上,参照近期修订的轮机管理专业本课程教学大纲编写的。

本书主要从我国远洋船舶实际出发,着重介绍大型低速二冲程柴油机和大型中速四冲程柴油机的构造、原理、性能和使用管理。内容力求运用有关基础理论知识,结合几种典型柴油机,重点讨论其使用、操作、调整、故障及其处理,并对燃油处理和燃烧,润滑和冷却,增压器、增压系统和增压器的喘振,调速器的性能和调节以及柴油机与螺旋桨的配合等问题作了较为详细的叙述。此外,还对柴油机和轴系的减振问题作了简单介绍。

本书分上、下两册。上册包括柴油机一般介绍、主要机件、喷射与燃烧、热力过程、经济性和主要测量仪表等,下册包括增压、主要系统、特性、操纵、动力学和扭振、主要故障和管理等内容。

本书下册由钱天祉、公维书主编。钱耀鹏、鞠永顺、王永顺参加编写,全宇清主审,牛宝来等审阅部分章节,张朝芳协助制图。

本书主要作为水运院校轮机管理专业教材,也可供远洋和沿海轮机管理人员以及船机修造人员阅读。

船 舶 柴 油 机

下 册

大连海运学院内燃机教研组 编

人民交通出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

人民交通出版社印刷厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张: 18 插页: 2 字数: 446千

1981年6月 第1版

1985年6月 第1版 第2次印刷

印数: 12,001—17,480册 定价: 3.65元

目 录

第六章 增压	1
第一节 废气涡轮增压	2
第二节 废气涡轮增压系统	17
第三节 增压器的喘振及其消除	21
第四节 增压系统的维护管理和故障	30
第七章 燃油系统、润滑系统和冷却系统	36
第一节 燃油的特性和规格	36
第二节 燃油的净化处理	46
第三节 燃油系统及其管理	61
第四节 润滑油的性质	65
第五节 气缸的注油润滑	70
第六节 曲柄箱油	76
第七节 滑油系统	84
第八节 柴油机的冷却	89
第八章 船用柴油机的运转特性	95
第一节 概述	95
第二节 柴油机的速度特性	96
第三节 柴油机的限制特性	100
第四节 柴油机的推进特性	102
第五节 柴油机的负荷特性	106
第六节 柴油机的调速特性	108
第七节 船用柴油机的允许工作范围	109
第八节 柴油机与螺旋桨的配合	110
第九节 各种航行条件下主机的工况	113
第九章 起动、换向和调速	120
第一节 起动装置	120
第二节 换向装置	130
第三节 调速装置	137
第四节 操纵系统和遥控系统	168
第十章 柴油机动力学和轴系的扭转振动	196
第一节 活塞、连杆的运动	196
第二节 曲柄连杆机构的作用力	200
第三节 柴油机的振动与平衡	207
第四节 轴系的扭转振动	219

第五节	扭转振动的减振和测量.....	229
第十一章	主要部件的故障及其处理.....	236
第一节	活塞、气缸和气缸盖的故障及其处理.....	236
第二节	柴油机的拉缸及其应急处理.....	249
第三节	曲轴和轴承的故障及其应急处理.....	253
第四节	轴系的故障和检修.....	258
第十二章	船舶柴油机的维护和管理.....	266
第一节	日常维护检修.....	266
第二节	备车和机动操纵.....	273
第三节	运转中的管理.....	275
第四节	运转中常见的故障及其消除方法.....	281

外

第六章 增压

由公式(4-2)和(4-51)可以看出,增压是提高柴油机功率的主要途径。所谓增压,正如前面所说,就是设法提高柴油机的进气压力,使进入柴油机气缸的空气密度增加,从而可以增加喷入气缸的燃油量,以提高平均有效压力 p_e 和柴油机功率 N_e 。

根据驱动增压器所用的能量不同,增压可以分为三种方式:机械增压,即增压器由柴油机直接驱动的增压方式;废气涡轮增压,即利用柴油机排出的废气来吹动涡轮,从而带动压气机向气缸供气的增压方式;复合增压,即机械增压和废气涡轮增压的复合方式,在这种增压方式中除了废气涡轮增压器外,同时还应用机械驱动式增压器。例如,在活塞下部空间形成增压泵,与废气涡轮增压器串联或并联工作。

目前,船舶柴油机广泛地采用废气涡轮增压。这种增压由于利用的是柴油机的废气,因此除了能大幅度地增加柴油机的功率外,尚可提高其经济性。

按照增压压力 p_k 的高低,增压可分为低、中、高三级:低增压 $p_k < 1.7$ 千克力/厘米²(约0.17兆帕),中增压 $p_k = 1.7 \sim 2.5$ 千克力/厘米²(约0.17~0.25兆帕),高增压 $p_k > 2.5$ 千克力/厘米²。近年来又出现了所谓“超高增压”,一般认为,增压压力超过4千克力/厘米²时称为“超高增压”。

船舶大型低速二冲程柴油机目前实际应用的增压压力 p_k 已达到2.8~3.0千克力/厘米²,平均有效压力 p_e 最高达到13.4千克力/厘米²左右。因此,不久前低速二冲程柴油机的单缸功率和单机功率提高很快,最大单缸功率已达4000马力(约2940千瓦),单机(9~12缸)功率已达36000~48000马力。

至于近年来得到迅速发展的缸径为500~600毫米的大型中速柴油机,则增压压力 p_k 已达2.5~3.5千克力/厘米²,而平均有效压力 p_e 达到26千克力/厘米²。

如上所述,增压能使柴油机提高功率,同时还能达到降低发动机单位马力重量和尺寸、节约原材料以及改善经济性的目的。但是,增压也给柴油机带来一些问题。随着平均有效压力的提高,发动机的机械负荷和热负荷都将增大。一般来说,发动机的机械负荷和热负荷都是随平均有效压力成正比地增加的。柴油机的增压压力就是在不断解决上述矛盾的过程中越来越提高的。

柴油机的增压压力到了3.0~3.5千克力/厘米²之后,如能解决最高燃烧压力和气缸热负荷的问题,增压压力还可以进一步提高,形成所谓超高增压的柴油机。

在采用超高增压时,废气涡轮增压器往往是由两级涡轮和两级压气机串联起来组成的。图6-1所示为两级涡轮增压系统的简图。这种增压方式,对每个增压器来说不需要太高的压比,而且两个增压器中又可设置中冷器以提高第二级(高压)增压器的效率。但这种增压系统毕竟要设置两个增压器和两个冷却器,又要布置较多的空气和废气管道,因而结构比较复杂。

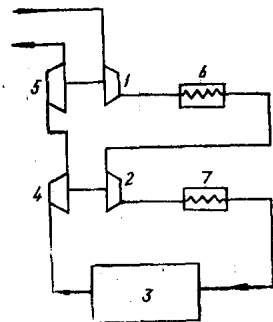


图6-1 两级涡轮增压系统简图
1-第一级离心压气机; 2-第二级离心压气机; 3-柴油机; 4-第一级涡轮; 5-第二级涡轮; 6、7-空气冷却器

第一节 废气涡轮增压

一、废气能量分析

从柴油机的热平衡可以看出, 燃油所发出的热量约有30~37%被排出的废气带走, 这部分热量与柴油机有用功所相当的热量相近, 因此研究废气能量的利用是一项十分重要的工作。如前所述, 在废气涡轮增压式柴油机中可以利用废气来驱动涡轮增压器, 从而使废气的一部分能量得到利用。如图6-2所示, 由于柴油机结构的限制, 气缸内的气体不可能完全膨胀到环境压力 p_0 , 而只能膨胀到 p_b 后就开始排气, 因而损失掉由 p_b 膨胀到 p_0 所相当的能量 E'_1 , 如图6-2中面积 abf 所示, 不能为柴油机所利用。但这部分能量可以设法在废气涡轮中进一步膨胀作功而得到利用。这部分能量的大小, 与气缸开始排气时气体的温度 T_b 和压力比 $\frac{p_b}{p_0}$ 有关, T_b 、 $\frac{p_b}{p_0}$ 大, 则 E'_1 也大。

值得注意的是, 在废气涡轮增压柴油机中, 由于废气涡轮的存在, 柴油机气缸后的压力不是大气压力 p_0 , 而是涡轮前的压力(也就是排气管的压力) p_T 。因此, 当柴油机采用废气涡轮增压时, 有可能在废气涡轮中利用的废气能量包括两部分: 一部分是从气缸内排出的气体由压力 p_b 降到涡轮前压力 p_T 的膨胀能 E_1 (相当于面积 $a'b'f'$), 另一部分是气体在涡轮内由压力 p_T 降低到涡轮后压力 p_0 的膨胀能 E_2 (相当于面积 $g'f'fg$)。能量 E_1 和 E_2 各在可用总能量 $E_1 + E_2$ 中所占的百分数, 随着 p_T 的不同而不同。 p_T 越低, 则 E_1 所占的比例越大; 相反, p_T 越高, 则 E_2 越大。

还应注意, 废气可用能量中也包括着因扫气而进入排气管的空气能量, 但要扣除散热等损失。

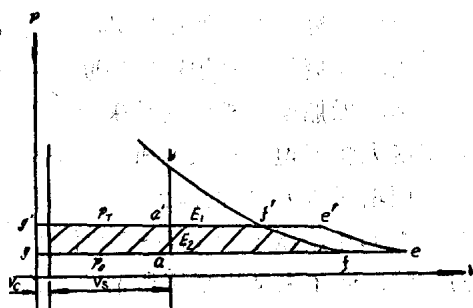


图6-2 废气涡轮中废气能量的利用

二、废气能量在涡轮增压器中的利用, 等压涡轮增压和脉冲涡轮增压

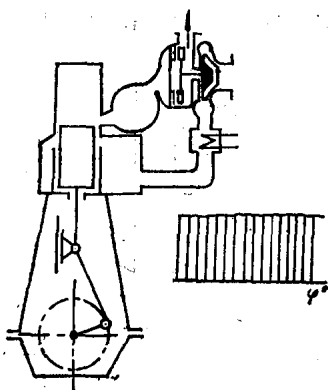


图6-3 等压涡轮增压

等压涡轮增压柴油机结构上的特点是所有各缸的排气管都接到一根排气总管上, 而后再将废气引入涡轮。排气总管的容积足够大, 以致各缸排气进入总管时只引起微小的压力波动, 如图6-3所示。正因为进入涡轮时气体的压力保持不变, 因此这种增压方式称为等压涡轮增压, 或称定压涡轮增压。这时在涡轮中利用的能量主要是由压力 p_T 膨胀到压力 p_0 (实际上, 由于废气锅炉、烟囱等阻力, 膨胀最终压力为 p'_0 , $p'_0 > p_0$) 的能量 E_2 , 而且在柴油机稳定工作时 p_T 和 p_0 都是不变的, 所以这部分能量也叫等压能或定压能。在这种系统中, 涡轮工作稳定, 效率较高。

由柴油机换气过程可知, 排气口(阀)刚打开时, 气缸内的气体压力为 p_b , 排气管内的

压力为 p_r 。废气在 $p_b - p_r$ 的压差作用下进行自由排气，并在排气口(阀)处进行膨胀，压力降低而速度增加。在自由排气初期的超临界状态下，气流速度可以达到该状态下的音速。后来，由于气缸内压力的降低，排出的废气速度也随之下降。这样的气流进入容积足够大的排气总管内，其压力降低到排气总管内的压力，其速度则由于气流间相互碰撞、摩擦和涡流而逐渐消失。在此过程中气体的动能一小部分转化为热能，使气体的温度略有升高。图6-2中的线段 $f'e'$ 即表示气体由于这种加热而在等压下增大的容积，面积 $f'e'ef$ 相应地表示气体因此而增加的能量。由以上所述可知，在等压涡轮增压系统中，相当于面积 $a'b'f'$ 的能量 E_1 没有直接在涡轮中得到利用。虽然这部分能量在上述过程中转化为相当于面积 $f'e'ef$ 的能量，可以被涡轮利用，但它比 E_1 小得多。其它部分的能量损失在排气口(阀)的节流上。在超临界的情况下，除节流损失外，还有气体流入排气总管时所产生的不可逆膨胀损失。

脉冲涡轮增压柴油机结构上的特点是各气缸直接通过自己的排气管而与废气涡轮相连，中间没有排气总管，如图6-4所示。实际上往往是把全机的所有气缸分为若干组，每组设一个废气涡轮。同一组中的各气缸通过自己的排气管与该组的废气涡轮相连。排气管短而细，以减小其容积。由于排气管容积相当小，因此排气口(阀)开启后，排气管中的压力 p_r 由于废气的冲入而迅速提高，在排气管中形成所谓的脉冲压力波。由于进入涡轮的废气压力和速度都是变化的，所以这种增压方式称为脉冲涡轮增压，或称变压涡轮增压。这时在涡轮中除了利用定压能 E_2 以外，还利用了能量 E_1 的相当大一部分。这部分能量是由脉动的压力和速度来标志的，所以称为脉冲能量，它既包含有脉冲势能，也包含有脉冲动能。由图6-4可以看出，在排气的最初阶段气缸内压力 p 与排气管压力 p_r 间的压差很大，因此造成很大的节流损失。但由于排气管压力很快上升，节流损失就很快减少(为了减少节流损失，必须使排气口或阀开启尽可能快些)。同时，由于排气管截面较细，排气管中气流速度也较高，因而部分气流的动能也可以在涡轮中加以利用。所以脉冲涡轮增压相对于等压涡轮增压，废气的可用能量增加。在设计良好的情况下，大约可以多利用 E_1 能量的40~50%。

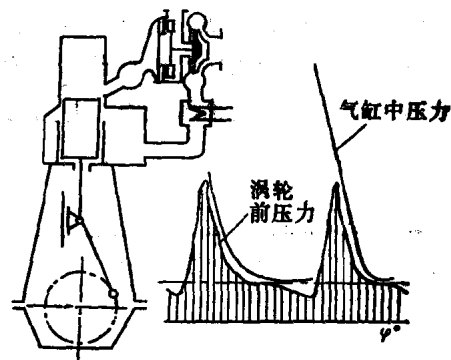


图6-4 脉冲涡轮增压

在脉冲涡轮增压系统中，如果也象等压涡轮增压系统中那样将各缸废气排入一个共同的排气管中，那就会产生扫、排气互相干扰。尤其是当某一缸进行扫气而相邻各缸正好排气时，排气压力波就会传到扫气缸的排气口处，使该缸排气背压升高，从而严重影响该缸扫气的正常进行。为此，必须对各缸排气管进行合理分组。分组的原则是同一组各缸的扫、排气时间相互不重叠(或重叠较少)。排气管分组是脉冲增压所必须采取的措施。在等压增压中，由于排气管很大，各缸废气排入总管时不会产生脉冲压力波，相互之间不会发生干扰，所以无需分组。

根据上述分组原则，可以得出一组中的最多气缸数。在二冲程柴油机中，曲轴每转 360° 各缸完成一个工作循环，扫、排气延续时间可近似认为 120° 曲柄转角。因此，为使一个循环内同一组各缸的扫、排气不致重叠，必须保证同一组各缸的排气间隔(即发火间隔)为 120° 曲柄转角，这样，同一组的最多允许缸数 $i = \frac{360^\circ}{120^\circ} = 3$ 。在四冲程柴油机中，曲轴每转 720°

完成一个工作循环, 排气延续时间约为 240° 曲柄转角。因此, 同一组的最多允许缸数: $n = \frac{720^\circ}{240^\circ} = 3$ 。

由此可见, 无论是二冲程柴油机还是四冲程柴油机, 每组最多只能有三个气缸。若多于三个缸, 排气就会重叠而产生干扰。若少于三个缸, 固然不会发生干扰, 但由于废气不能连续供给, 因而涡轮工作不稳定。

如某轮主机为二冲程六缸柴油机, 发火顺序为1—6—2—4—3—5, 每缸排气延续时间为 120° , 各缸发火间隔为

$$\frac{360^\circ}{6} = 60^\circ。根据这些特点, 按上述原则分组就得到$$

1—2—3缸为一组, 4—5—6缸为另一组, 如图6-5所示。

在四冲程柴油机中, 为使结构和布置紧凑起见, 往往只采用一台脉冲涡轮增压器, 并采用多组排气管和多进口的布置方法。表6-1中列出三个实例, 以供参考。

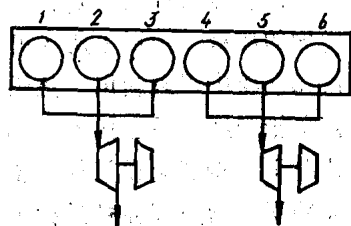


图6-5 排气管的分组

表6-1

缸数	发 火 顺 序	排气管的分组与涡轮连接方法
5	1—2—4—5—3	
6	1—5—3—6—2—4	
8	1—6—2—4—8—3—7—5 1—5—7—3—8—4—2—6 1—3—2—5—8—6—7—4	

三、废气涡轮增压器

1. 离心式压气机的基本工作原理

涡轮增压器中的压气机一般都采用单级离心式压气机。离心式压气机的简图如图6-6上图所示, 它是由进气道、工作轮(也称叶轮)、扩压器和排气蜗壳所组成。图6-6下图为空气参数沿流道变化的情况, 1-1、……4-4分别为上述各部件对应的截面。当压气机工作时, 外界空气经过进气道沿轴向进入压气机叶轮, 并随叶轮作高速回转, 因而产生离心力, 使空气受到压缩, 同时沿着通道向叶轮的外边缘加速流动。当空气到达叶轮外边缘出口时, 压力从 p_1 增加到 p_2 , 气流速度从 C_1 增加到 C_2 。空气在工作轮中的压缩及其速度的增加是需要消耗能量的, 这部分能量相当于驱动工作轮所消耗的机械功。在扩压器中, 由于流道的逐渐扩大, 使空气的动能进一步转换为压力能, 压力从 p_2 增至 p_3 , 速度由 C_2 降低到 C_3 。排气蜗壳的通道也是渐扩的, 因而空气流过它时继续将动能转变为压力能。

空气在压气机叶轮槽道中的流动情况，可以用工作轮的进口和出口速度三角形来进一步说明。如图 6-7 所示，空气沿轴向进入工作轮进口，其速度为 C_1 ，工作轮进口的平均半径为 r_1 ，其圆周速度为 u_1 ，因此空气进入工作轮时的相对速度为 W_1 ，如 b) 图所示，由进口速度三角形求得。在叶轮的出口处，空气流出叶轮的相对速度为 W_2 ，该处的圆周速度为 u_2 ，因此空气流出叶轮时的实际速度 C_2 亦可由出口速度三角形求得，如图 6-7 c) 所示。

如果流过压气机的空气流量为已知，用 G_k 千克/秒来表示，则按动量矩定理导出的欧拉方程式可以求得驱动工作轮所需要的力矩，即

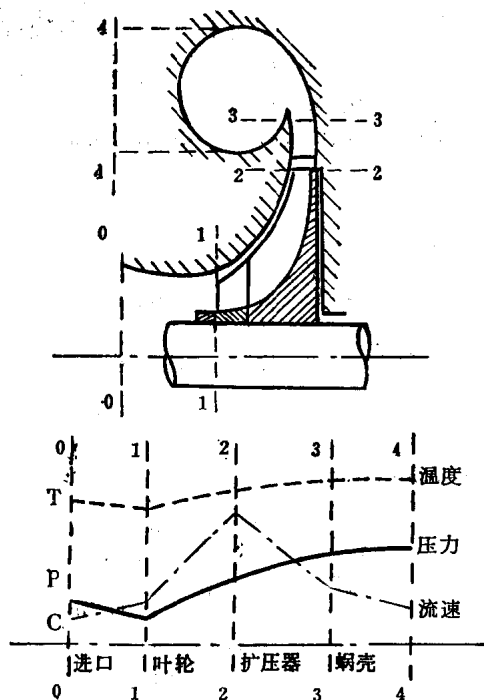


图6-6 离心式压气机简图

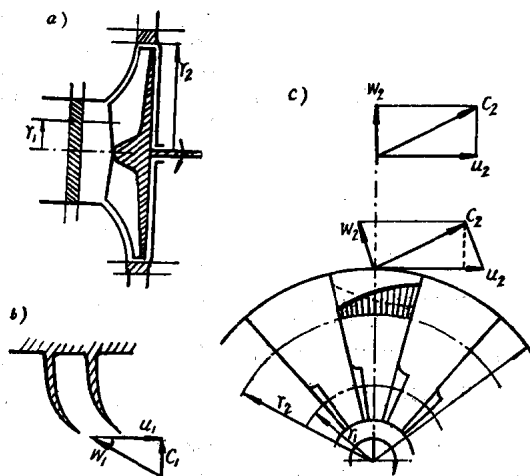


图6-7 离心式压气机工作轮中的能量转换

$$M - M_r = \frac{G_k}{g} (C_{2u} r_2 - C_{1u} r_1) \quad (6-1)$$

式中： M —— 驱动工作轮的力矩；

M_r —— 阻力矩，指工作轮表面与壳体中空气之间的摩擦力矩和轴承摩擦力矩等。

由此可以得到转动压气机工作轮所需的功率为

$$N_k = \frac{M\omega}{75} = \frac{G_k}{75g} (C_{2u} u_2 - C_{1u} u_1) + \frac{M_r \omega}{75} \quad (6-2)$$

压气机中的损失应该包括：空气流过通道时的流动损失，它与流速大小和流道阻力等因素有关；叶轮轮盘的摩擦鼓风损失，它随着空气流量的加大而增加；轴承的摩擦损失；空气进入工作轮和扩压器时的撞击损失。通常，在标定工况下气流是无撞击地进入工作轮和扩压器的，但在非标定工况下，只要空气进入工作轮和扩压器时的方向与叶片的实际方向不符，就会产生撞击损失，偏离越大，损失也越大。这种情况将强烈地影响压气机的性能。

图6-8和图6-9为空气在工作轮叶片前缘和扩压器叶片前缘的流动情况。在图 a) 的情况下，气流方向与设计相符，因而气流进入叶片时没有撞击；在图 b) 的情况下，由于空气流量大于设计流量，致使在工作叶片的凸面上和扩压器叶片的凹面上产生撞击，并在它们各自的反面形成涡流。但这种涡流不致扩展，相反，由于叶片（对工作轮）和气流（对扩压器）的向前旋转，因此气流仍然压回叶片；在图 c) 的情况下，由于空气流量小于设计流量，致使

工作叶片的凹面和扩压器叶片的凸面产生撞击, 形成气流脱离和涡流。这种撞击和涡流将随流量的减少而加剧, 造成气流从叶片上的强烈分离, 影响压气机的稳定工作。

上述这些损失, 导致压气机的

压比 $\frac{p_1}{p_0}$ 随气体流量的变化如图

6-10所示。

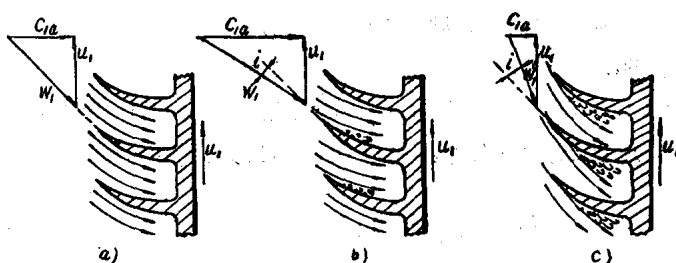


图6-8 空气在工作轮叶片前缘附近的流动情况
a)设计情况; b)大于设计流量; c)小于设计流量

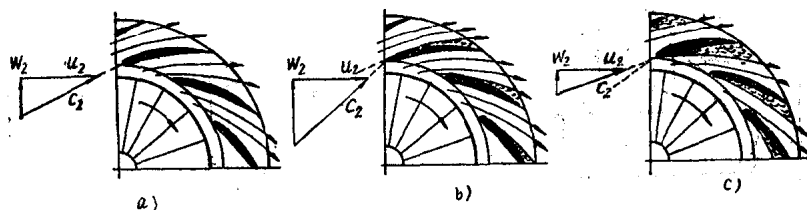


图6-9 空气在扩压器叶片前缘附近的流动情况
a)设计情况; b)大于设计流量; c)小于设计流量

2. 单级轴流式涡轮的基本工作原理

图6-11所示为单级轴流式涡轮的结构简图。它的基本元件是喷嘴环和装在轮盘上的工作叶片圈, 两者合在一起称为涡轮的一个级。喷嘴环的通道截面从进口到出口呈收缩的形状,

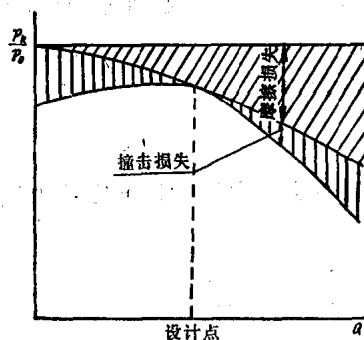


图6-10 压气机特性的说明

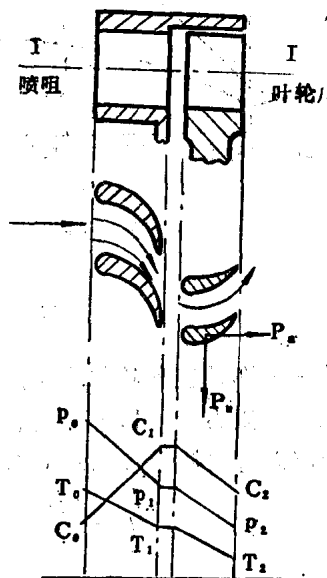


图6-11 单级轴流式涡轮结构简图

它的作用是使燃气压力 p_0 降到 p_1 , 速度从 C_0 增加到 C_1 , 温度从 T_0 下降到 T_1 。因此, 喷嘴是将气体的部分压力能转变为动能的元件。工作叶片的通道一般也是收缩型的, 燃气流过叶片时继续膨胀, 压力和温度继续降低而速度增加, 但因它输出机械功而最终流出叶片时的绝对速度 C_2 小于 C_1 。由于气流的冲动作用和反动作用, 使叶片凹面上压力提高, 而凸面上的压力则降低。作用在叶片表面上的压力的合力, 形成了带动工作轮旋转的力矩。

气体在涡轮级内的流动情况, 也可以用工作叶片进、出口速度三角形来表示。如图6-12所示, 废气流出喷嘴环时的速度为 C_1 , $C_1 = \varphi C_{1ad}$, 其中 φ 为考虑摩擦等因数的速度系数, C_{1ad} 是不考虑损失时的理想速度。废气流出喷嘴环时的方向为 α_1 角。由于工作叶片圈正以

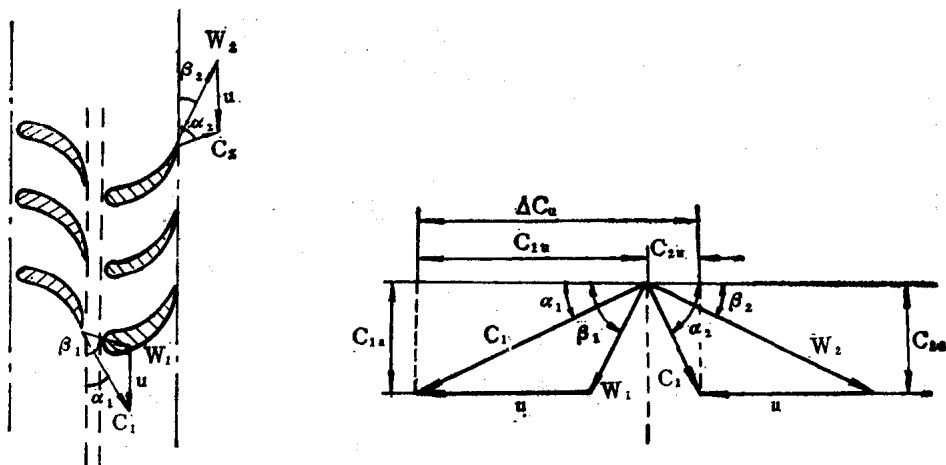


图6-12 叶轮进、出口速度三角形

圆周速度 u 在运动，所以气体进入叶片时的相对速度 W_1 及其方向 β_1 角可由叶轮进口速度三角形求得。工作叶片出口的相对速度为 W_2 ， $W_2 = \psi W_{2ad}$ ，其中 ψ 为考虑摩擦等因数的速度系数， W_{2ad} 是考虑了气体在叶片槽道中继续膨胀后的理想速度。气体流出工作叶片时的方向为 β_2 角。由于同样的原因，气体流出工作叶片时的绝对速度 C_2 及其方向 α_2 角可由出口速度三角形求得。气体经过膨胀做功以后， C_2 大大地小于 C_1 ，其减小的程度取决于 $\frac{u}{C_1}$ 的数值。

涡轮所作的轮周功也可以用欧拉方程式写为

$$L_u = \frac{G_T}{g} u (C_{1u} - C_{2u}) \quad (6-3)$$

式中： G_T ——流过涡轮的废气量。

涡轮轴上输出的功，除了轮周功中已考虑的损失外，还应去掉如下损失：叶轮的摩擦鼓风损失，在涡轮不是全进气的情况下，这项损失很大；漏气损失；叶片进口的撞击损失。涡轮在设计情况下工作时，废气进入叶片的方向与叶片的进口角是一致的，气流不会产生撞击。但如果涡轮在偏离设计的情况下工作，则气流进入叶片时就会产生撞击。偏离越大，损失也越大。

3. 废气涡轮增压器典型结构

废气涡轮增压器的结构型式繁多，大型低速柴油主机的增压器与柴油辅机的增压器相比，结构各不相同。下面介绍几个典型。

1) GZ 750A 废气涡轮增压器

GZ 750 A 型废气涡轮增压器装在6 ESDZ 75/160 B 型柴油机主机上，它由右边的单级轴流式废气涡轮和左边的单级离心式压气机组成，如图6-13所示。它在标定工况下工作时，空气流量为13千克/秒，增压压力为2.2千克/厘米²，转速为8250转/分，涡轮进口温度达450°C。废气涡轮叶轮和压气机叶轮装在同一根轴上，构成废气涡轮增压器的转子，由两端的滑动轴承17和28支持。柴油机的废气由涡轮进气壳14引入，流经涡轮喷嘴环13、叶片12和导流器10后由排气壳9的上方排出。新鲜空气则由消音器1吸入，流经空气进气壳2、压气机叶轮24和23以及扩压器6后由排气蜗壳3和4的下方排出。

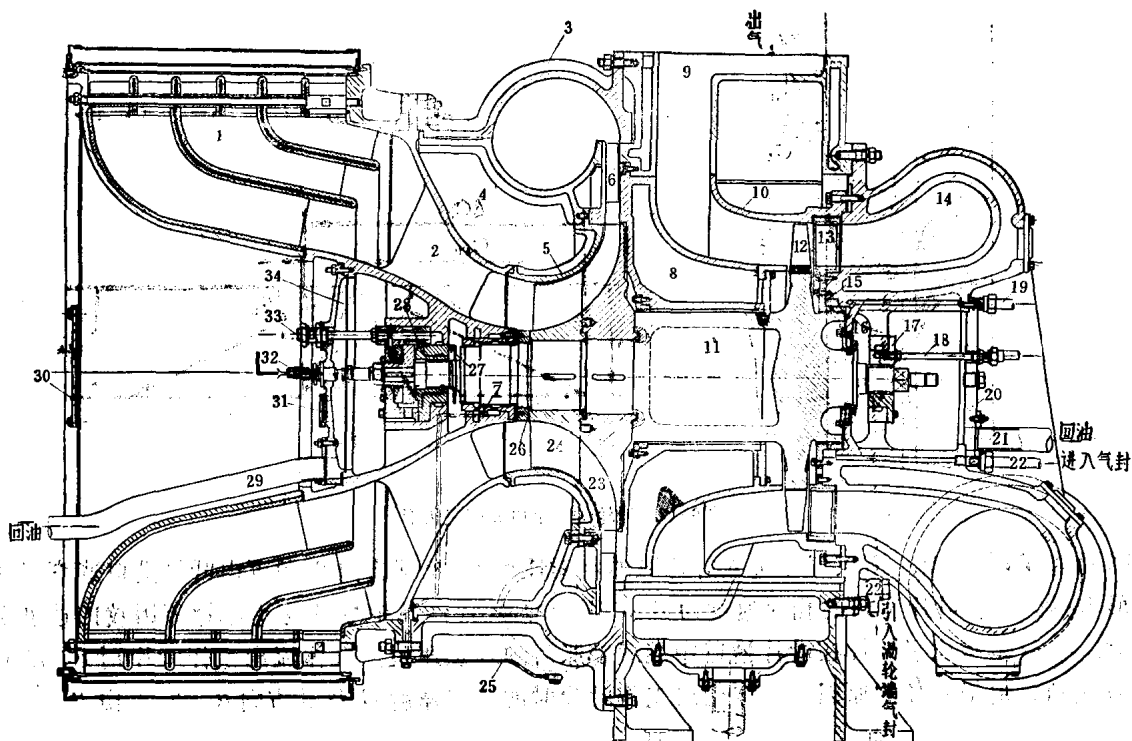


图6-13 GZ750A 废气涡轮增压器

1-消音滤清器；2-空气进气壳；3、4-压气机蜗壳；5-叶轮外罩；6-叶片扩压器；7、15-气封；8-隔热墙；9-涡轮排气壳；10-导流器；11-转子轴；12-叶片；13-喷咀环；14-涡轮进气壳；16、27-油封；17、28-轴承；18、33-进油管；19-放气管；20、34-盖板；21、29-回油管；22、25-气封引气管；23-工作轮；24-导风轮；26-螺母；30-真空计；31-观察窗；32-转速表

(1) 废气涡轮

废气涡轮由进气壳14、喷咀环13、叶片12和叶轮、导流器10、隔热墙8和排气壳9组成。

进气壳14的作用是把废气送至喷咀环13。为了使流道符合气体动力特性，进气道做成蜗牛壳的形状。进气壳体用螺栓装在排气壳上。排气壳9是一个简单的环形壳体，其上部的废气出口与烟囱相连，下部装着支座。由于废气温度很高（标定工况时的进气温度可达 450°C ），进气壳和排气壳由合金铸铁铸造，用水冷却。冷却水均自下方引入，由上方引出。隔热墙8装在排气壳上，它把废气涡轮增压器分隔成废气涡轮和压气机两个独立的工作空间，同时构成废气排出的导流通道内壁。为了防止废气加热压气机的叶轮和扩压器，隔热墙内部空腔中填充着绝热材料石棉。

喷咀环的结构如图6-14所示，它由喷咀叶片1、喷咀环体2和外环3组成。喷咀叶片1由耐热合金钢精密铸造而成。在铸造喷咀环体时，喷咀叶片是按图6-14 B-B剖面所示的圆周方向和位置浇铸在喷咀环体中的。为了防止喷咀环因受热扭曲变形，喷咀外环铣了许多道槽口，安装时只将内圈固定在进气壳上，以便外圈能沿径向和周向自由膨胀。

涡轮叶轮由轮盘和装在轮缘的叶片12组成，如图6-13所示。轮盘与转子的右段轴一起锻出，然后与转子左段轴焊接在一起，轴的材料为耐热合金钢。轴的中段做得粗大中空，以增加刚性和减轻重量。轮盘右侧的两段粗大轴段为气封和油封轴段。露在右端支持轴承17外面的轴段用来安装刹车装置。当增压器在运转中发生故障时，拆下右端盖，装上刹车装置，刹住转子，使主机在无增压器的情况下继续运转。轮盘边缘制有固定叶片用的轴向纵树状槽口

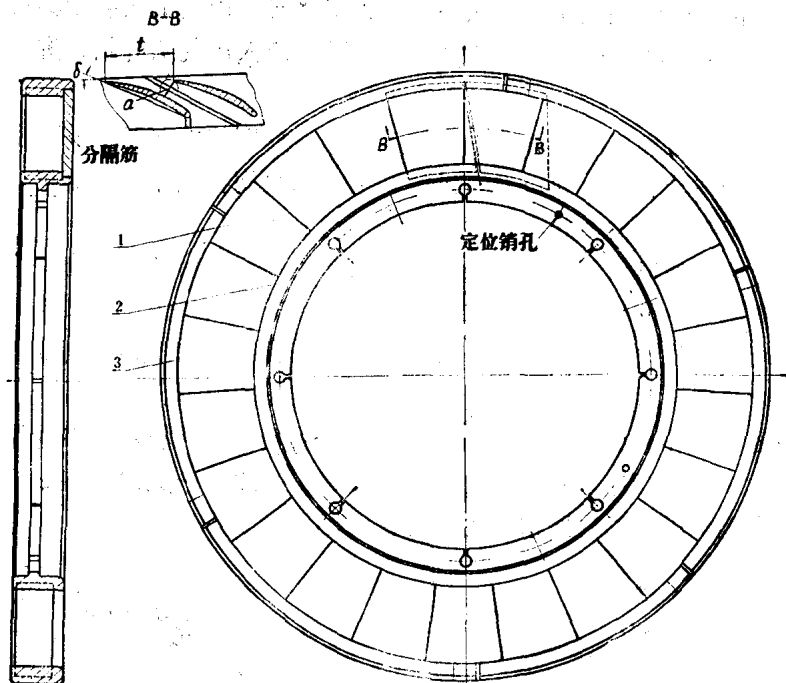


图6-14 GZ750A 增压器喷嘴环
1-喷嘴叶片；2-喷嘴环体；3-外环

(见叶片的根部结构)。

叶片的结构如图6-15所示，它有三个部分，即叶根、叶身和叶顶。叶根呈枞树形或圆柱形，轴向安装在叶轮边缘的槽口中。叶身为叶片的工作部分，其形状由气体流动情况决定，它沿着高度逐渐扭转。这是因为废气通过喷嘴进入叶轮时，气流参数如压力和速度（大小和方向）等均沿叶片的高度而变化，为了减少气流流过叶片时的能量损失，要求叶片的形状与气流参数沿叶片高度的变化相适应，以提高涡轮的效率。叶片由耐热合金钢锻造，经机械加工或电解切削成型。

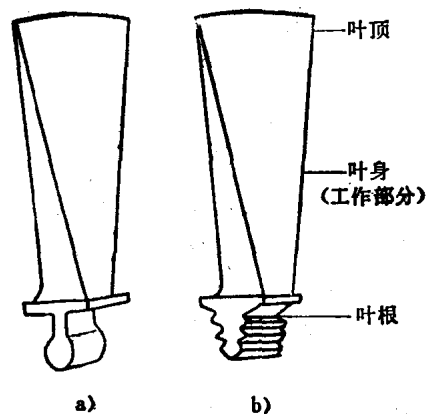


图6-15 涡轮叶片

a) 圆柱形叶根；b) 枞树形叶根

废气在通过叶片间的流道时除产生使叶轮旋转的力 P_u 外，还产生轴向推力 P_a ，见图6-11。力 P_a 使转轴发生轴向（向压气机侧）窜动，因此必须装设推力轴承。

导流器10的作用是使工作叶片后的气流通道直径逐渐增大，以便气体流动平顺，减少流动损失，增大级内的压力降，提高废气涡轮的效率。

(2) 离心式压气机

如图6-13所示，压气机是由消音器1、空气进气壳2、叶轮24和23、扩压器6以及排气蜗壳3、4等组成。

消音器起着滤清、消音和导流的作用。它由金属滤网、底座、导风环、消音器盖以及消

音环等组成，由定位管和螺栓组装在一起。为了消音，内壁上均敷设消音材料（羊毛毡）。进气壳2内部制成图示的进气道，以便空气能平顺地流入压气机叶轮。进气壳还被用作压气机端轴承的基座。

压气机叶轮分为导风轮24和工作轮23两部分，分别装在转子轴的相应轴段上，与轴紧配合连接。工作轮与转子轴之间以及导风轮与工作轮之间由四个销钉定位。压气机叶轮用螺母26轴向固定，螺母的螺纹与转子转向反扣，以防松动。

压气机叶轮的外形如图6-16所示。导风轮1用铸铝精密铸造。为了适应气流进入叶轮的相对流动方向，叶轮前缘朝旋转方向扭曲，以减少进口的气体流动损失。工作轮2为半开式，其叶片为直叶，沿径向布置在底侧圆盘上。工作轮用锻铝铣削加工制成。装配时，导风轮与工作轮的叶片应该对齐，叶轮叶片之间即形成气流的通道。

叶片扩压器的外形如图6-17所示。它由一金属圆环形平板和许多叶片组成，叶片和金属圆环平板铸成一体，叶片之间即形成气流的通道。叶片环一般比圆环形平板圈窄一些，无叶片环形段同样起扩压作用，通常称为无叶扩压器。

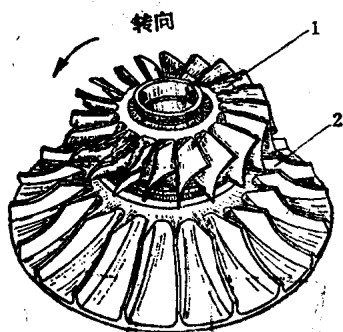


图6-16 半开式叶轮
1-导风轮，2-工作轮

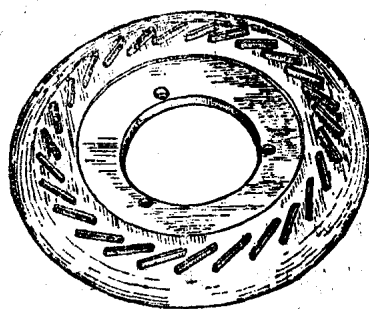


图6-17 叶片扩压器

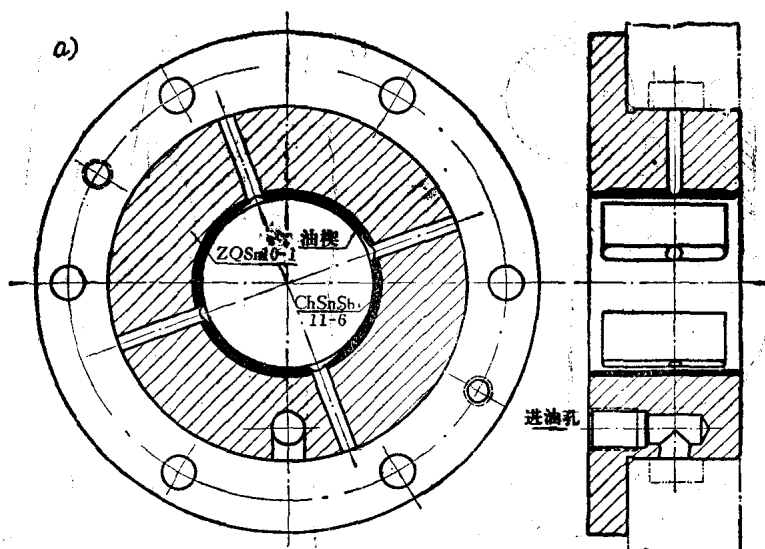
压气机的排气壳3（见图6-13）呈蜗牛壳状，其气流通道截面由小到大。它一方面收集从叶片扩压器流出的空气，一方面继续起着扩压作用。空气从蜗壳排出后经空气冷却器进入柴油机的扫气箱。

叶轮左侧的转子轴依次为油气封轴段、支持轴段和转速表接头轴。

(3) 轴承

GZ 750 A 增压器采用滑动轴承，如图6-13所示。涡轮端轴承17为一支持轴承，装在涡轮进气壳14中，用以承受径向负荷。轴颈在轴承孔内能作一定的轴向位移，以便允许转子热膨胀。压气机端轴承28是一个支持-止推轴承。如前所述，由于涡轮叶轮右侧的压力大于左侧，转子上作用着一个自右向左的轴向推力。在压气机端，由于叶轮出口的空气漏至叶轮右侧，也是右侧压力大于左侧。支持-止推轴承装在进气道2中，承受转子的径向负荷和轴向负荷，并起着转子轴向定位的作用。两端轴承的润滑均采用外部供油的方式，通过进油管接头18和33将滑油引入轴承17和28中。

图6-18a)所示为涡轮端支持轴承，是一个四油楔支持滑动轴承。图6-18b)所示为压气机端支持-止推轴承。4为转子的径向支承面，轴向推力由主推力面通过推力块2传给轴承座，另设副推力面，以备传递反向推力。推力盘4用平键装在转子轴上，并用六角螺母3固定，再用止动垫圈6防松。



(4) 油、气密封

废气涡轮增压器中，为了防止燃气、空气和滑油的漏泄，都设置有气封、油封装置。

在废气涡轮端，转子与涡轮进气壳之间有间隙，为了防止废气通过间隙进入轴承箱污染滑油以及滑油通过间隙漏入涡轮污染叶片和浪费滑油，设置气封15和油封16。气封15是一种迷宫式密封装置，如图6-19a所示。气封环内圆被车削成锯齿形的圆环，气封环中间引入一股由压气机来的增压空气，此空气通过引气管22(见图6-13)进入气封15，左面顶住燃气漏入轴承，右面阻止滑油进入涡轮。油封16装在轴承17和气封15之间，如图6-13所示。油封的结构如图6-19 b)所示，转子轴3上开有两条环槽，槽内各装一根开口圆环(与活塞环相似)。工作时，圆环依靠其弹性与涡轮进气壳相接触，挡住滑油进入涡轮。为了减少圆环侧压力，在油封和气封之间留有空间，借助于放气孔将压力气体引出，使圆环两侧压力尽可能达到平衡，从而减少圆环的磨损。

在压气机端，为了防止滑油被吸入压气机污染叶轮、扩压器、蜗壳等通流部分机件以及浪费滑油，在轴承28和导风轮24之间的压气机进气道2上装有油封27和气封7。气封的内圆左端车成右旋螺纹，其余部分内孔则车成多道锯齿形圆环，中间部分开有引气孔，引入一股增压空气，阻止滑油吸入压气机。

在压气机工作轮23和隔热墙8之间存在着一一定的间隙，工作轮出口的增压空气将会由此漏入涡轮排气壳，这不仅会降低压气机效率，而且会增加转子上的轴向推力，因此在此处有

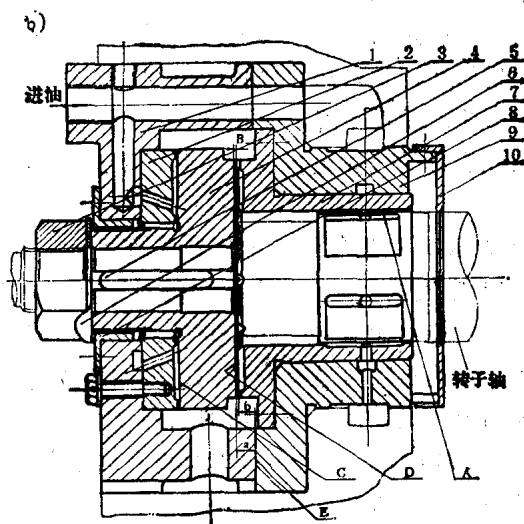


图6-18 滑动轴承

1-轴承外压套；2-推力块；3-六角螺母；4-推力盘；5-平键；6-止动垫圈；7-压气机端轴承；8-油封圈；9-轴承座；10-档油环；A-四油楔支承面；B-轴向间隙；C-主推力面；D-副推力面

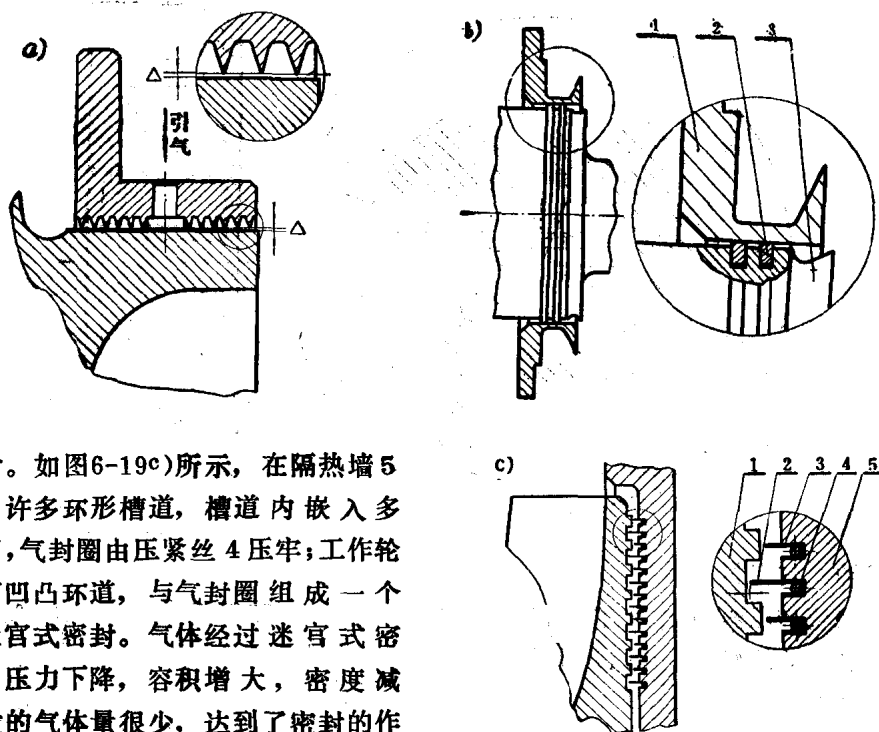


图6-19 油、气密封

必要设置气封。如图6-19c)所示,在隔热墙5的端面上车出许多环形槽道,槽道内嵌入多道长短气密封圈,气密封圈由压紧丝4压牢;工作轮1的端面车有凹凸环道,与气密封圈组成一个通道曲折的迷宫式密封。气体经过迷宫式密封多次节流,压力下降,容积增大,密度减小,因此流过的气体量很少,达到了密封的作用。

2) VTR 系列废气涡轮增压器的特点

VTR 废气涡轮增压器包括老的系列(“0”系列)九个型号和新的系列(“1”系列)八个型号,能够满足300~50000马力范围内的柴油机配机需要,各相邻型号之间的流量重叠度很大,最高压比可达2.9~3.4,因而增压器具有很大的适应性。近年来,为了适应提高增压比的需要,又设计了一种新的系列(“4”系列),全系列压比为2.0~4.5,空气排量($\pi_k = 4.5$ 时)为2.3~30.05米³/秒。这个系列的增压器将与SULZER RLA型和PC4型等增压度较高的柴油机匹配。

VTR 废气涡轮增压器采用外置式轴承,其主要组成部分有转子和四个壳体(涡轮进、排气壳,压气机进、排气壳)等。图6-20所示为其立体剖视图。这种结构型式虽较笨重且尺度较大,但转子轴颈可以做得较细,为柔性转子,其一阶和二阶临界转速分别为最高允许转速的35%和65%。轴颈的线速度较小,轴承的寿命较长。压气机和涡轮端轴承的润滑使用油池式的自带甩油盘或齿轮油泵供油,在较大型的涡轮上也有用外部供油的。图6-21为自带齿轮油泵供油的轴承剖面图。这种轴承的润滑方式对整个柴油机润滑系统的简化和维护保养十分有利。这种结构对零部件的布置和拆装也比较方便。

除160~250型号只有滚动轴承外,其它型号都备有滚动或滑动两种轴承以供选用。轴承座上装有弹性减振装置,它是由一组带有钻孔的钢片组成,滑油可以在钢片间形成油膜,产生阻尼作用,因此能够吸收转子可能出现的振动,有助于延长轴承的寿命,并使涡轮增压器运转平稳。

铸铁制成的涡轮进、排气壳体均是双层的,中间用水冷却。在壳体以及与柴油机连接的所有管道都不用拆卸的情况下,整个转子可水平向地从压气机端抽出进行检查和清洗。增压器装有清洗设备,可以在运行过程中对通流部分进行清洗。