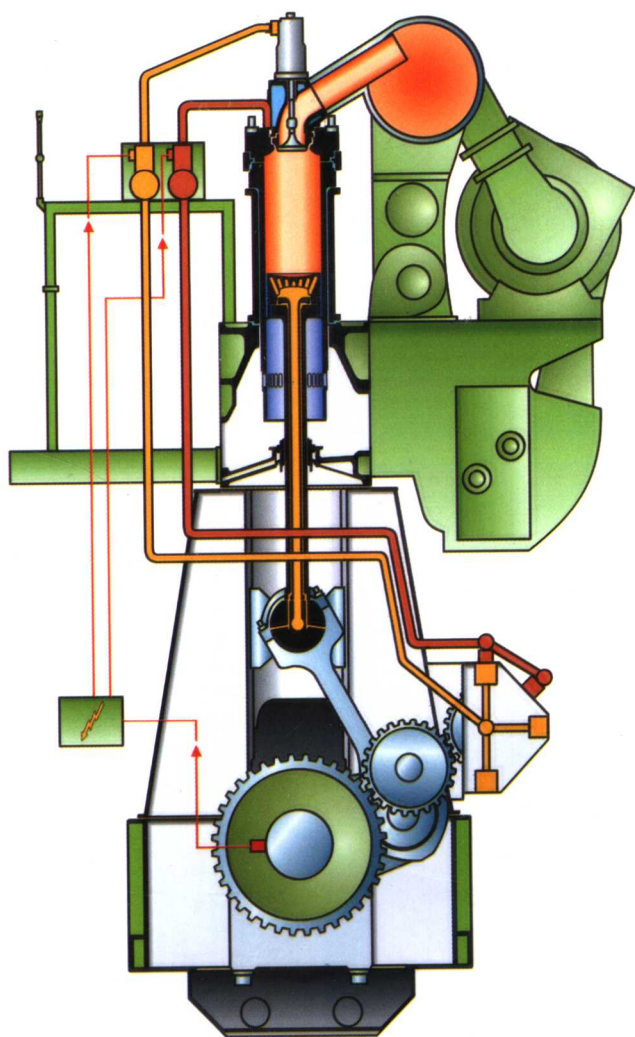


高等学校教材

主 编 孙培廷
副主编 李 斌

主 审 杜荣铭

船舶柴油机



大连海事大学
出版社

高等学校教材

船舶柴油机

主 编 孙培廷

副主编 李 斌

主 审 杜荣铭

大连海事大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

船舶柴油机 / 孙培廷主编. — 大连: 大连海事大学出版社, 2002. 2 (重印 2006. 7)
(高等学校教材)

ISBN 7-5632-1531-X

I. 船… II. 孙… III. 船用柴油机 IV. U664.121

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2001)第 088158 号

大连海事大学出版社出版

地址: 大连市凌海路 1 号 邮编: 116026 电话: 0411-84728394 传真: 0411-84727996

<http://www.dmupress.com> E-mail: cbs@dmupress.com

丹东日报社印刷厂印装

大连海事大学出版社发行

2002 年 2 月第 1 版

2006 年 7 月第 4 次印刷

幅面尺寸: 185 mm × 260 mm 印张: 20.75

字数: 531 千字

印数: 5501 ~ 7500 册

责任编辑: 黎 为

封面设计: 王 艳

定价: 32.00 元

编者的话

本书是根据大连海事大学 1998 年轮机管理专业船舶柴油机教学大纲的要求,同时参考了 1998 年 2 月中华人民共和国海事局下发的“海船船员适任考试和评估大纲”中对主推进动力装置柴油机部分的考试要求以及我校多年来船舶柴油机课程的教学经验编写而成的。近十年来,船舶柴油机发展很快,特别是 2001 年,全电子控制的智能化船用低速柴油机的投入使用,具有划时代的意义。本书以 1996 年以后最新的船舶柴油机资料为基础,选用目前典型的现代船用大型低速二冲程柴油机及中速四冲程柴油机为主要机型,力图反映现代船舶柴油机的发展状况,向学生传授船舶柴油机的最新知识。

本书主要作为轮机专业本科教材,也可供轮机管理人员及相关专业工程技术人员参考。

全书共十一章。第一章由孙培廷、李斌编写;第二、六、八、十章由李斌编写;第三章由段树林编写;第四章由段树林、李斌编写;第五章由黄连中编写;第七章由黄连中、孙培廷编写;第九、十一章由夏治发编写。本书由孙培廷教授主编,李斌副教授副主编,杜荣铭教授主审。

本书在编写过程中,Wärtsilä 公司、MAN B&W 公司、中国石油润滑油公司、ABB 公司、Woodward 公司和中国船级社给予了大力支持,提供了大量电子版、文字版资料,在此谨表谢意。

由于教材内容广泛,时间短促,编者水平有限,不当之处在所难免,恳请读者批评指正。

编者 .

2002 年 1 月

目 录

第一章 柴油机基本知识	1
第一节 柴油机总论	1
第二节 柴油机热力循环和工作原理	9
第三节 柴油机的性能指标和工作参数	17
第二章 柴油机的结构及主要部件	24
第一节 柴油机的总体结构	24
第二节 燃烧室部件	29
第三节 曲柄连杆机构	53
第四节 柴油机的主要固定件	65
第三章 燃油喷射与燃烧	76
第一节 燃油	76
第二节 燃油的喷射和雾化	84
第三节 喷油设备	91
第四节 可燃混合气的形成	109
第五节 燃油的燃烧	114
第六节 柴油机的排气污染与净化	121
第四章 柴油机的换气与增压	127
第一节 柴油机的换气过程及换气质量评定参数	127
第二节 换气机构	132
第三节 废气涡轮增压	140
第四节 废气涡轮增压器与增压系统	146
第五节 增压系统的维护和管理	158
第五章 柴油机系统	162
第一节 燃油系统	162
第二节 低质燃油的使用和降速运行	166
第三节 分油机	169
第四节 润滑系统	175
第五节 气缸润滑	184
第六节 冷却系统	192
第六章 柴油机及推进轴系的振动	199
第一节 活塞、连杆的运动及受力	199
第二节 柴油机的振动与平衡	205
第三节 轴系的扭转振动	214
第四节 轴系扭转振动的减振措施	222

第五节 轴系的纵向振动与消减	226
第七章 柴油机特性及选型	233
第一节 概述	233
第二节 柴油机特性	234
第三节 柴油机的选型区域和使用范围	242
第八章 柴油机的调速装置	248
第一节 柴油机的调速	248
第二节 调速器的结构和工作原理	252
第三节 调速器的调整和管理	260
第四节 电子调速器	265
第九章 起动、换向和操纵系统	271
第一节 起动装置	271
第二节 换向装置	280
第三节 柴油机的操纵系统	283
第十章 示功图测录与分析	290
第一节 示功图的测录	290
第二节 示功图的分析 and 计算	298
第十一章 柴油机运转管理与应急处理	306
第一节 备车与机动操纵	306
第二节 运转中的管理与完车	308
第三节 封缸运行	311
第四节 停增压器运转	314
第五节 拉缸	315
第六节 敲缸	317
第七节 扫气箱着火	318
第八节 曲轴箱爆炸	320
第九节 烟囱冒火	321
第十节 连杆螺栓断裂	322
第十一节 紧急刹车	324

第一章 柴油机基本知识

第一节 柴油机总论

一、柴油机及其在船舶动力装置中的地位

1. 柴油机与动力机械

机械设备通常可分为动力机械和工作机械两大类。动力机械是将其他形式的能量,如热能、电能、风能等转化为机械能,而工作机械则是利用机械能来完成所需的工作。把热能转换成机械能的动力机械称之为热机。热机是最重要的动力机械,蒸汽机、蒸汽轮机以及柴油机、汽油机等都是较典型的热机。

热机在工作过程中需要完成两次能量转化过程。第一次能量转化过程是将燃料的化学能通过燃烧转化为热能,第二次能量转化过程是将热能通过工质膨胀转化为机械能。如果两次能量转化过程是在同一机械设备的内部完成的,则称之为内燃机。汽油机、柴油机以及燃气轮机都属于内燃机。由于在内燃机中,两次能量转换均发生在气缸内部,从能量转换观点,此类机械能量损失小,具有较高的热效率。另外,在尺寸和重量等方面也具有明显优势(例如,燃气轮机在热机中的单位重量功率最大)。如果两次能量转化过程分别在两个不同的机械设备内部完成,则称之为外燃机。在该类机械中,化学能转变成热能的过程(燃烧)发生在锅炉中,热能转变成机械能发生在汽缸内部。此种机械由于热能需经某中间工质(水蒸气)传递,必然存在热损失,所以它的热效率不高,整个动力装置也十分笨重。内燃机在与外燃机竞争中已经取得明显的领先地位。

动力机械的运动机构基本上有两种运动形式,一种为往复式,一种为回转式。在往复式发动机中,工质的膨胀作功是通过活塞的往复运动实现的;而回转式发动机则是利用高速流动的工质在工作叶轮内膨胀,推动叶轮转动而工作的。往复式发动机是间歇工作的,其工质的最高温度较高,而回转式发动机是连续工作的,由于受材料热强度的限制,其工质的最高温度不能太高,这就限制了其热效率的进一步提高。

柴油机和汽油机同属往复式内燃机,但又都具有各自的工作特点。汽油机使用挥发性好的汽油作燃料,采用外部混合法(汽油与空气在气缸外部进气管中的汽化器内进行混合)形成可燃混合气。其燃烧为电点火式(电火花塞点火)。这种工作特点使汽油机不能采用高压压缩比,因而限制了汽油机的经济性不能大幅度提高,而且也不允许作为船用发动机使用(汽油的火灾危险性大)。但它广泛应用于运输车辆。柴油机使用挥发性较差的柴油或劣质燃料油做燃料。采用内部混合法(燃油与空气的混合发生在气缸内部)形成可燃混合气;缸内燃烧采用压缩式(靠缸内空气压缩形成的高温自行发火)。这种工作特点使柴油机在热机领域内具有最高的热效率,在船用发动机中,柴油机已经取得了绝对统治地位。

2. 柴油机的主要优缺点

通常,柴油机具有以下突出优点:

(1) 经济性好,有效热效率可达 50% 以上,可使用价廉的重油,燃油费用低。

(2) 功率范围宽广,单机功率为 0.6 ~ 68 000 kW,适用的领域广。

(3) 尺寸小,重量轻,有利于船舶机舱的布置。

(4) 机动性好,起动方便,加速性能好,有较宽的转速和负荷调节范围并可直接反转,能适应船舶航行的各种工况要求。

(5) 可靠性高,寿命长,维修方便。

同时,柴油机也具有以下缺点:

(1) 存在机身振动、轴系扭转振动和噪声大。

(2) 某些部件的工作条件恶劣,承受高温、高压并具有冲击性负荷。

3. 柴油机的基本结构参数

(1) 上止点(TDC) 活塞在气缸中运动的最上端位置,也就是活塞离曲轴中心线最远的位置。

(2) 下止点(BDC) 活塞在气缸中运动的最下端位置,也就是活塞离曲轴中心线最近的位置。

(3) 行程(S) 指活塞从上止点移动到下止点间的直线距离。它等于曲轴曲柄半径 R 的两倍($S = 2R$)。活塞移动一个行程,相当于曲轴转动 180°CA (曲轴转角)。

(4) 缸径(D) 气缸的内径。

(5) 气缸余隙容积(压缩室容积, V_c) 活塞在气缸内上止点时,活塞顶上的全部空间(活塞顶、气缸盖底面与气缸套表面之间所包围的空间)容积,如图 1-1 所示。

(6) 余隙高度(顶隙) 上止点时活塞最高顶面与气缸盖底平面之垂直距离。

(7) 气缸工作容积(V_i) 活塞在气缸中从上止点移动到下止点时所扫过的容积,见图 1-1。显然

$$V_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \quad (1-1)$$

(8) 气缸总容积(V_a) 活塞在气缸内位于下止点时,活塞顶以上的气缸全部容积,亦称气缸最大容积,见图 1-1。显然

$$V_a = V_i + V_c \quad (1-2)$$

(9) 压缩比(ϵ) 气缸总容积与压缩室容积之比值,亦称几何压缩比。即

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_i + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_i}{V_c} \quad (1-3)$$

压缩比表示缸内工质压缩程度。柴油机压缩比约为 12 ~ 22。

4. 柴油机在船舶动力装置中的地位

柴油机由于在各种动力机械中热效率最高,功率范围宽广,起动迅速,维修方便,运行安全,使用寿命长,因而得到了广泛的应用,特别是在运输船舶上,柴油机作为主机和副机更是占有统治地位。

根据 1998 年世界各国造船统计,1998 年世界各国造船总数为 1 080 艘,总功率 12 090 702 kW,其中柴油机船为 1 078 艘,主机总功率 12 058 386 kW。低速二冲程柴油主机装

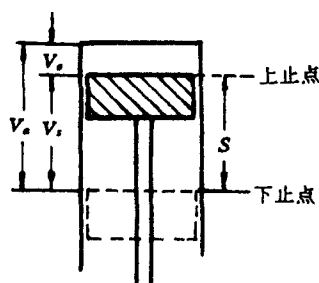


图 1-1 气缸容积

船数为 762 艘(占造船总数的 70.6%),功率 9 477 693 kW(占总功率的 78.4%),中速四冲程柴油主机装船数为 316 艘(占造船总数的 29.3%),总功率 2 580 693 kW(占总功率的 21.3%)。日本船级社 1999 年登记的新造船为 281 艘,总功率为 2 389 851 kW,其中柴油机主机驱动的有 278 艘(占造船总数的 98.9%),功率为 2 330 851 kW(占总功率的 97.5%)。

二、柴油机的类型

根据用途不同,对柴油机的要求也不同,因而柴油机的类型很多。通常有以下几种分类方法:

1. 四冲程柴油机和二冲程柴油机

按工作循环可分为四冲程柴油机和二冲程柴油机两类。柴油机的一个工作循环包括进气、压缩、燃烧、膨胀、排气 5 个过程,四冲程柴油机是曲轴转两转,也就是活塞运动四个行程完成一个工作循环,而二冲程柴油机是曲轴转一转,也就是活塞运动两个行程完成一个工作循环。

2. 增压柴油机和非增压柴油机

在柴油机中,我们把用增加进气压力来提高功率的方法称为柴油机的增压。增压柴油机和非增压柴油机的主要区别在于进气压力不同,非增压柴油机是在大气压力下进气的,而增压柴油机则是在较高的压力下进气的。

为了实现柴油机的增压,必须在柴油机上装设一台压气泵,若压气泵由柴油机带动则称为机械增压。如果把废气的能量充分利用起来,将柴油机排出的废气送入涡轮机中,使涡轮机高速回转来带动一离心式压气机工作,从而提高进入柴油机的空气压力以实现增压,我们称这种增压方式为废气涡轮增压。使用废气涡轮增压器既可使柴油机的功率增加,又可提高柴油机的经济性。

3. 低速、中速和高速柴油机

柴油机的速度可以用曲轴转速 n (r/min) 或活塞平均速度 v_m (m/s) 表示。活塞的平均速度为

$$v_m = \frac{Sn}{30} \quad (\text{m/s})$$

按此指标分类一般为:

低速柴油机 $n \leq 300$ r/min

$v_m < 6$ m/s

中速柴油机 $300 < n \leq 1\,000$ r/min

$v_m = 6 \sim 9$ m/s

高速柴油机 $n > 1\,000$ r/min

$v_m > 9$ m/s

4. 筒形活塞式柴油机和十字头式柴油机

图 1-2(a) 为筒形活塞式柴油机的示意图,它的活塞通过活塞销直接与连杆相连。这种结构的优点是结构简单、紧凑、轻便,发动机高度小。它的缺点是由于运动时有侧推力,活塞与气缸之间的磨损较大。中高速柴油机一般都采用此结构。

图 1-2(b) 所示为十字头式柴油机。它的活塞设有活塞杆,通过十字头与连杆相连接,并在气缸下部设隔板将气缸与曲轴箱隔开。十字头式柴油机工作可靠,寿命长。它的缺点是重

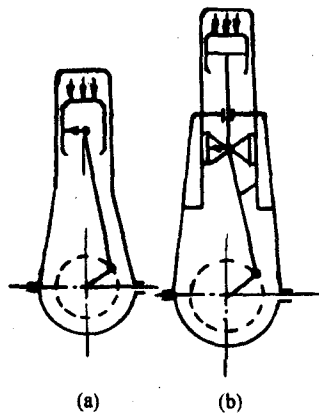


图 1-2 筒形活塞式和十字头式柴油机简图

量和高度增大,结构复杂。大型低速二冲程柴油机都采用这种结构。

5. 直列式和 V 形柴油机

船用柴油机通常均为多缸机。这样可以增大柴油机单机功率,同时可满足船舶机动性、可靠性的要求。

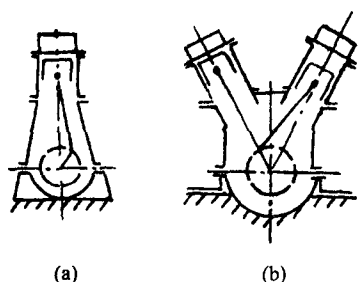


图 1-3 直列式和 V 形柴油机简图

多缸柴油机的气缸排列可以有直列式、V 形、W 形等。船用柴油机均为直列式与 V 形两种。具有两个或两个以上直立气缸,并呈一列布置的柴油机称直列式柴油机,如图 1-3(a)所示。直列式柴油机的气缸数因曲轴刚度和安装上的限制一般不超过 12 缸。当缸数超过 12 缸时通常采用 V 形柴油机,如图 1-3(b)所示。它具有两个或两列气缸,其中心线夹角呈 V 形,并共用一根曲轴输出功率。V 形机的气缸数可达 18 甚至 24,气缸夹角通常为 90° 、 60° 或 45° 。V 形机具有较高的单机功率和较小的比重量(柴油机净重量与标定功率的比值),在中、高速柴油机中用得较多。

6. 右旋和左旋柴油机

观察者由柴油机功率输出端向自由端看,正车时按顺时针方向旋转的柴油机称右旋(转)柴油机;观察者由柴油机功率输出端向自由端看,正车时按逆时针方向旋转的柴油机称左旋柴油机。

某些船舶的推进装置(如客船)采用双机双桨推进装置。在这种船舶上,由船尾向船首看,布置在机舱右舷的柴油机为右旋柴油机,亦称右机;布置在机舱左舷的柴油机为左旋柴油机,亦称左机。在这种动力装置中,为便于操纵管理,右机的操纵侧即凸轮轴侧布置在柴油机左侧(即内侧),而排气侧布置在右侧;左机的操纵侧在柴油机的右侧(即内侧)。单台布置的船舶主柴油机通常均为右旋柴油机。

7. 可逆转和不可逆转柴油机

可由操纵机构改变自身转向的柴油机称为可逆转柴油机。曲轴仅能按同一方向旋转的柴油机称为不可逆转柴油机。

在船舶上凡直接带动定螺距螺旋桨的柴油机均为可逆转柴油机;凡带有倒顺车离合器、倒顺车齿轮箱或可变螺距螺旋桨的柴油机以及船舶发电柴油机均为不可逆转柴油机。

三、船舶柴油机提高经济性的主要措施

现代船用大型低速柴油机近二十多年在提高经济性方面取得的成效超过了过去几十年。各种节能措施相继出现并日趋完善。这些措施主要有:

1. 采用定压涡轮增压系统和高效率废气涡轮增压器

在高增压柴油机上采用定压涡轮增压系统代替脉冲涡轮增压系统是现代柴油机一大显著特点,同时也有利于提高增压器的效率。新型涡轮增压器的发展和使用,使增压器效率由 20 世纪 60 年代的 50%~60% 提高至 60%~76%,由此显著降低了柴油机燃油消耗率。

2. 增大行程缸径比 S/D

增大行程缸径比 S/D 的主要目的是在保持活塞平均速度 v_m 不变的情况下,大幅度降低柴油机转速,以提高螺旋桨效率,从而提高动力装置的总效率。这是自石油危机以来提高柴油机动力装置经济性的重要措施。因此自 20 世纪 70 年代末期开始, S/D 的增大速度很快,并逐

步开发了低速柴油机的长行程和超长行程柴油机系列。 S/D 的增加,也使柴油机本身的经济性有所提高。目前,MAN B&W 公司的 SMC-C 系列柴油机的 S/D 值已达 4.0,而 Wärtsilä 瑞士公司的 Sulzer RTA-T 系列柴油机的 S/D 值甚至已达到了 4.17。然而,增大 S/D 使柴油机结构复杂,造价增加,因而 S/D 的增加是有限度的。

3. 提高最高燃烧压力 p_i 与平均有效压力 p_e 之比 p_i/p_e

由柴油机的理论循环研究与实践证实,提高 p_i/p_e 可显著降低燃油消耗率。研究指出,当 p_i/p_e 从 7.8 提高到 12,油耗率可下降约 12 g/kW·h。因而,现代船用柴油机均采用这种措施降低油耗率。但是,大幅度提高 p_i 是十分困难的,它受到了柴油机负荷的限制,必须同时采取相应措施保证柴油机的可靠性。因而从 20 世纪 60 年代到 20 世纪 70 年代中期,船用柴油机的 p_i 虽然逐步增加,但增加幅度不大(在近 20 年内 p_i 仅提高约 2.5 MPa)。从 20 世纪 70 年代中期到 20 世纪 80 年代中期,柴油机的 p_i 值有了大幅度增长,增加约 5 MPa。目前有些柴油机的 p_i 已达 15 MPa(如 Sulzer RTA 机),甚至 18 MPa。在保持 p_i 不变时降低 p_e 值同样可降低油耗率,这也是目前广泛采用的节能措施。降低 p_e 就是柴油机降功率使用,如保持标定转速而选用较低(如 80%)的 p_e ,或在使用较低转速(如 80%)时选用较低的 p_e 等。

4. 增大压缩比 ϵ

在增压柴油机上尤其是高增压柴油机上,为了限制 p_i ,保证柴油机有足够的机械强度,过去常用的措施是降低柴油机的压缩比,但由此也降低了经济性。显然,这种措施已不符合现代柴油机的发展需求。现代船用低速柴油机为了提高经济性,根据理论循环的结论仍然采用了适当增大压缩比的措施,把压缩比由 10 左右提高到 16~19 之间。

5. 采用可变喷油定时(VIT)机构

把提高 p_i 作为节能措施时,更要重视提高柴油机部分负荷下的 p_i 值。因为:其一,现代船用柴油机的实际使用功率通常均小于标定功率;其二,柴油机在部分负荷运转时 p_i 随负荷的减小而降低。如果在部分负荷时能使 p_i 值保持其标定值,结果是 p_i 与 p_e 的比值 p_i/p_e 变大,则燃油消耗率减少。VIT 机构可在柴油机负荷变化时自动调整其喷油提前角,保证在部分负荷(通常为 80%~100%负荷)时柴油机的 p_i 基本不变,而在 50%~80%负荷范围内也有较高的 p_i 值(与无 VIT 机构比较)。

6. 降低摩擦损失功提高机械效率 η_m

柴油机的摩擦损失约占机械损失的 40%,因而降低摩擦损失是提高 η_m 的主要途径。现代船用低速柴油机采用短裙和超短裙活塞、减少活塞环数量(如由 5 道减为 4 道)及改善活塞环的工作条件等措施降低摩擦损失,提高机械效率。

7. 轴带发电机(PTO)

在主柴油机正常运转期间(通常要求主机转速 > 70% 标定转速),通过专设的恒速传动装置驱动发电机,可发出满足船舶航行所需要的电力。在主机转速变动或波动时通过恒速传动装置可保证发电机转速恒定,或可通过变频装置保证发出的电压与频率不变。采用轴带发电机在航行期间可停止柴油发电机运转。此装置并不直接降低柴油机油耗率,但提高船舶动力装置的经济性。这种装置的优点主要有:可使用油耗率较低的主柴油机供应电力,可节省柴油发电机运转时的滑油消耗,减少柴油发电机的数量与维修费用。

8. 柴油机废热再利用

柴油机的废气和冷却介质带走了燃料总发热量中 50% 左右的热量。充分利用这一部分废热的能量,对提高整个动力装置的经济性有重要意义。如利用废气涡轮增压机组、废气锅炉发电机等。目前这方面的问题仍在研究与探索之中。

9. 改进喷射与燃烧技术

在高增压柴油机中缩短喷射持续期,改善雾化质量提高燃烧效率是柴油机的重大研究课题之一。为此,发展了高喷油压力(达 100 ~ 140 MPa)、高喷油率,以缩短喷射持续期的喷射系统,并采取优化喷射系统结构措施提高雾化质量,提高燃烧效率。目前,智能化的电子控制喷射柴油机已开始装船应用。具体机型为 Sulzer RT-flex 58T-B。

四、船舶柴油机的发展及当前使用情况和技术水平

1. 船舶柴油机的发展

任何一门科学技术的发展,总是与社会生产力的需要和当时科学的发展水平相适应的。18 世纪初,英国资本主义生产力的发展促进了 1776 年瓦特蒸汽机的发展,并由此开始了工业革命,推动了生产力的发展。随着生产力的发展,这种热机由于热效率低以及过于笨重而又不适应社会生产力的发展,对新型动力机械的需求增加。1876 年,德国人奥托(N. A. Otto)第一次提出了四冲程循环(即进气、压缩、膨胀、排气)原理,并发明了电点火的四冲程煤气机。该煤气机运转平稳,热效率可高达 14%,在当时曾得到普遍使用。之后,在 1880 年一些工程师,如英国的 D. Clerk 和 J. Robson,以及德国人 K. Benz 等成功地开发了二冲程内燃机。

1892 年德国工程师 Rudolf Diesel 申请了压缩发火内燃机专利,并于 1897 年在 MAN 公司制成第一台实际使用的柴油机(压燃式、空气喷射、定压燃烧),因可采用较大的压缩比,其效率比煤气机有显著提高。1904 年柴油机首次用于船舶推进装置(29.4 kW, 260 r/min)。从此在船舶领域里开始了与蒸汽推进装置的竞争局面。在此后 40 多年中,柴油机在自身逐步完善中有了很大发展,如 1927 年在柴油机上正式使用了由 R. Bosch 发明的喷油泵(回油孔式)一喷油器喷射系统,代替了原需用 7 MPa 压缩空气喷油的空气喷射系统,实现了混合燃烧。1905 年,瑞士人 Alfred Buechi 提出了涡轮增压的设想,1926 年 MAN 公司制造了第一台船用废气涡轮增压柴油机,当时由于增压器制造水平的限制,此项技术未能迅速推广。但总的来看在与蒸汽推进装置竞争中无突破性进展,在船舶使用中,蒸汽推进装置仍占据领先地位。

从第二次世界大战到 20 世纪 50 年代中后期,由于社会生产力的迅速发展,对船舶推进装置提出了新的要求。柴油机在此期间完成了大缸径、焊接结构、废气涡轮增压以及使用劣质燃油等四项重大技术成果,并逐步发展了船用低速柴油机系列。此期间在国外大致有八种船用低速柴油机型号(由八大船用柴油机制造厂生产)。在这些技术成就中,废气涡轮增压技术在船用二冲程柴油机上的成功使用是船用低速柴油机发展中的重要里程碑。国外称这一时期是船用低速柴油机的第一次飞跃,其技术特征是废气涡轮增压技术的普及。至此,在与蒸汽动力装置的竞争中柴油机逐渐取得了领先地位。

从 20 世纪 60 年代到 70 年代船用低速柴油机进入了黄金时代,它在船舶动力装置中取得了明显的压倒优势。各船用柴油机厂之间开始进行调整、合并、淘汰。柴油机技术趋于完善。此期间的船用低速柴油机的性能参数大致范围为缸径 $D = 600 \sim 1\,050$ mm,行程 $S = 1\,000 \sim 1\,800$ mm,单缸有效功率达 3 000 kW(单机组达 36 000 kW),油耗率约为 0.21 kg/kW·h(有效热效率 $\eta_e = 40\%$)。此期间内船用低速柴油机发展的特点按顺序大致为增大机组功率,提高可

靠性,提高经济性。

20 世纪 70 年代的两次能源危机诱发了世界范围内的能源危机。石油产品价格大幅度上涨使船舶柴油机的燃油费用支出一跃占总营运成本的 40% ~ 50%。由此,改变了人们长期以来的传统观念,降低柴油机的燃油支出费用、提高柴油机经济性已成为第一要求。20 世纪 70 年代末到 80 年代,各类节能型柴油机大量出现,机型更新周期大大缩短(甚至仅为 2 年 ~ 3 年),各类柴油机均采用多种节能措施降低油耗率,努力提高柴油机的有效热效率;同时,由于供给船用柴油机的燃油质量日益低劣,使得船用柴油机在使用劣质燃油的技术上又有了新的发展。目前,现代船用低速柴油机的油耗率已降低到 0.155 ~ 0.160 kg/kW·h,有效热效率可高达 55%。国外把这一时期船用柴油机的发展称为第二次飞跃。其主要技术特征是节能技术的普及。随着柴油机节能技术的发展,柴油机的可靠性(在规定的使用期间按规定的负荷运转,不因故障而停车或降功率使用的能力)也有了长足的发展。各种先进技术(如材料、加工、结构等)的运用大大提高了船用柴油机的可靠性。当前,现代船用低速柴油机的吊缸周期已从 20 世纪 60 年代的 5 000 ~ 6 000 h 提高到 8 000 ~ 12 000 h,甚至高达 20 000 h。现代船用柴油机发展中的第三个特点是控制与操纵自动化,即对船用柴油机及其附属设备进行自动控制及自动监视。20 世纪 60 年代初曾进行在控制室内对主机集中控制与集中监视,20 世纪 70 年代电子技术开始在柴油机上使用。20 世纪 80 年代柴油机的电子控制技术已有了很大发展,除可监视柴油机的运行工况外,还可保持柴油机各运行参数的最佳值,以求得柴油机功率、燃油消耗率和其他有关性能的最佳平衡,并由此发展了对柴油机的故障诊断、未来趋势预报等技术,把柴油机的管理技术提高到一个崭新的水平。2000 年, Wärtsilä 瑞士公司成功地推出了全电子控制的智能型柴油机,并开始装船使用。

在船用低速二冲程柴油机发展的同时,大功率四冲程中速柴油机自 20 世纪 50 年代开始也得到了稳步发展,至今已经历了四代机型。它的最大优点是重量轻、尺寸小,可选用最佳的螺旋桨转速。在工作可靠性、使用寿命、经济性及对劣质燃油的适应性方面均有明显改进,基本上达到与低速机相近的水平。近年建造的 2 000 总吨以上船舶中,使用中速机做主机者占 25% 左右。

一般对船用主机来讲,经济性、可靠性和使用寿命是第一位的,重量和尺寸是第二位的。据此,低速二冲程柴油机因其效率高、功率大、工作可靠、寿命长、可燃用劣质油以及转速低(通常为 100 r/min 左右,最低可达 56 r/min)等优点适于作船舶主机使用。大功率四冲程中速柴油机因其尺寸与重量小较适于作滚装船和集装箱船的主机。船舶发电柴油机因其发电机要求功率不大、转速较高以及结构简单,因而均采用中、高速四冲程筒形活塞式柴油机。

经过近几十年尤其是近十多年的发展,现代船用柴油机已经发展到一个较高的技术水平。今后,随着生产力的发展,将会对船用柴油机提出更高的要求,船舶柴油机也将继续发展改进。当前,柴油机的发展可以概括为:以节能为中心,充分兼顾到排放与可靠性的要求,全面提高柴油机性能。根据此发展目标,今后的研究趋势大致为:

提高经济性的研究,包括燃烧、增压、低摩擦、低磨损等的研究;

降低柴油机排放的研究,排放是现代柴油机面临的严重挑战,随着对船舶柴油机排放的限制,使得经济性的提高更加困难,这也是船舶柴油机发展中的新课题;

提高可靠性与耐久性的研究;

电子控制技术的研究;

代用燃料的研究。

2. 船舶柴油机当前使用情况和水平

(1) 船用低速柴油机当前使用情况和水平

船用低速柴油机目前主要由 MAN B&W、Wärtsilä 瑞士公司和日本三菱三家公司生产,据 1998 年世界各国造船造机结果统计,MAN B&W 公司占市场份额的 64.54%,Wärtsilä 瑞士公司占市场份额的 27.6%,日本三菱不足 8%。MAN B&W 和 Wärtsilä 瑞士公司近年主要机型的工作参数如表 1-1 所示。

表 1-1 船用低速柴油机的主要参数

机型	RTA48T	RTA58T	RTA68T	S46MC-C	S50MC-C	S60MC-C
缸径(mm)	480	580	680	460	500	600
行程(mm)	2 000	2 416	2 720	1 932	2 000	2 400
行程缸径比 S/D	4.17	4.17	4.0	4.2	4.0	4.0
转速(r/min)	124	103	92	129	127	105
活塞平均速度(m/s)	8.3	8.3	8.3	8.3	8.5	8.4
平均有效压力(bar)	18.2	18.2	18.2	19	19	19
最高燃烧压力(MPa)	14.2	14.2	14.2	14.5	15.0	
单缸功率(kW)	1 360	2 000	2 750	1 310	1 580	2 255
燃油消耗率(g/kW·h)	171	170	169	174	171	170

从上述参数可以看出,目前新型船用低速柴油机的 S/D 值已达到 4.0 以上,活塞平均速度在 8.3~8.5 m/s 左右,平均有效压力高达 19.0 bar,最高燃烧压力在 14.0 MPa 以上,而燃油消耗率则下降到 169 g/kW·h,其动力性和经济性已经达到了相当高的水平。

(2) 船用中速柴油机当前使用情况和水平

船用中速柴油机目前虽然生产厂家较多,但主要集中于几家公司,据 1998 年世界各国造船造机结果统计,Wärtsilä 公司占市场份额的 40%,MAN B&W 公司占市场份额的 22.4%,Mak 占市场份额的 11.2%,其余公司占 26.4%。Wärtsilä 和 MAN B&W 公司近年主要机型的工作参数如表 1-2 所示。

表 1-2 船用中速柴油机的主要参数

机型	MAN B&W L27/38	WÄRTSILÄ L32	WÄRTSILÄ L64
缸径(mm)	270	320	640
行程(mm)	380	400	900
行程缸径比 S/D	1.4:1	1.25:1	1.4:1
压缩比	16.5:1	16.0:1	
活塞平均速度(m/s)	10.1	10.0	9.8
平均有效压力(bar)	23.5	23.3	25.5
最高燃烧压力(MPa)	20	19	20
燃油消耗率(g/kW·h)	185.3	182	171
燃油喷射压力(MPa)	160	200	
使用燃油质量(cSt/50℃)	700	730	730
功率范围(kW)	2 040~3 060	2 700~8 280	10 050~18 090

第二节 柴油机热力循环和工作原理

柴油机的基本工作原理是采用压缩发火方式使燃料在缸内燃烧,以高温高压的燃气做工质在气缸中膨胀推动活塞往复运动,并通过活塞—连杆—曲柄机构将往复运动转变为曲轴的回转运动,从而带动工作机械。

根据柴油机的上述工作特点,燃油在柴油机气缸中燃烧作功必须通过进气、压缩、燃烧、膨胀与排气五个过程。包括进气、压缩、混合气形成、着火、燃烧与放热、膨胀做功和排气等在内的全部热力循环过程,称为柴油机工作过程;包括进气、压缩、膨胀和排气等过程的周而复始的循环叫做工作循环。在柴油机中可用活塞的两个行程或四个行程完成一个工作循环的,相应称为二冲程或四冲程柴油机。

一、柴油机理论循环和实际循环

1. 柴油机的理论循环

在柴油机的实际循环中,燃料的化学能转变为机械功的过程是十分复杂的。例如,在整个循环中工质的质和量不断变化,整个过程是不可逆的。在能量转变中还存在着机械摩擦、泵气、散热及燃烧不完全等一系列不可避免的损失,使确切地描述其实际热力过程变得十分困难。

为了能利用工程热力学的基本理论与公式进行研究,就应根据柴油机实际适当简化和抽象化。这种基于工程热力学的基本理论把实际过程加以抽象和简化,将其概括成由几个基本热力过程所组成的循环叫做理论循环或理想循环。

通过研究这些理论循环可以:

(1) 用简单的公式说明循环中各基本热力参数的关系,以明确提高理论循环热效率和平均有效压力的有效途径;

(2) 确定循环热效率的理论极限,以判断柴油机循环的完善程度;

(3) 有利于比较各种热力循环的经济性和动力性。

柴油机的理论循环基本上为混合加热循环(Sabathe 循环),如图 1-4 所示。在定容(2—3)与定压(3—4)过程中加入热量 Q_1 ($Q'_1 + Q''_1 = Q_1$)。

由工程热力学可知,理论循环示功图所包围的面积 1—2—3—4—5—1 即为一个循环所做的理论功 W_{th} 。该理论循环的热效率 η_i 的计算公式为

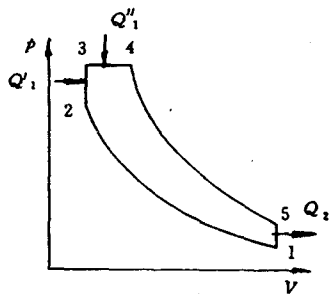


图 1-4 柴油机的理论循环

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\epsilon^{k-1} [(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (1-4)$$

式中:

ϵ ——压缩比, $\epsilon = V_a/V_c$;

λ ——压力升高比, $\lambda = p_3/p_2$;

ρ ——初期膨胀比, $\rho = V_4/V_3$;

k ——工质绝热指数。

由式(1-4)可知,混合加热循环的理论热效率 η_t 随压缩比 ϵ 、压力升高比 λ 和绝热指数 k 的增加而提高,随初期膨胀比 ρ 的减小而提高。为了使柴油机的工作循环进行更加完善,现代高增压柴油机有向定压加热循环发展的趋势。

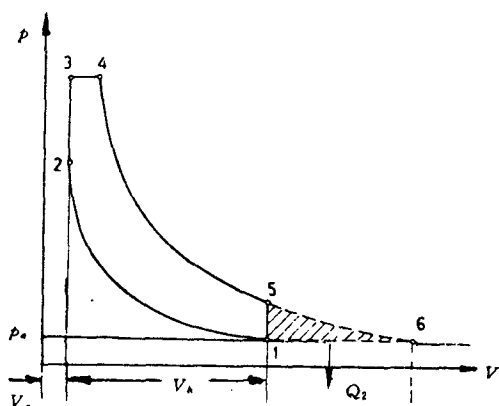


图 1-5 继续膨胀混合加热循环

气缸内膨胀 4-5, 燃气涡轮内膨胀 5-6。

2. 柴油机实际循环

柴油机的实际循环存在着许多不可避免的损失,使它不可能达到理论循环的热效率 η_t 。工质是实际混合气,以燃烧加热和排气放热,并计及各种热力损失的实际工作循环称为实际循环。为了改善实际循环,减少与理论循环指标上的差距,应分析两种循环之间的差异和引起各项损失的原因。一般地说,两者之间的差异如下:

(1) 工质的影响

理论循环中的工质是理想气体,而实际循环中的工质是空气和燃烧产物。工质成分的变化、工质比热容的变化、工质的高温分解以及工质分子数的变化会使燃烧阶段的压力、温度增加减少,使实际循环的热效率和作功能力下降。

(2) 气缸壁的传热损失

在实际循环中,柴油机的工质与缸壁之间始终存在着热量交换,并非绝热过程。例如,在压缩过程初期,气缸壁温度较高使空气被加热;而在后期,由于气体温度超过了缸壁温度,便发生从气体到缸壁的热量传递。因此,实际压缩终点压力低于绝热压缩终点压力。在膨胀初期由于后燃现象以及原在高温时已分解的燃烧产物的重新复合反应,使缸内工质为加热膨胀;在膨胀后期,由于后燃结束及复合反应的减弱使工质为散热膨胀。膨胀终点缸内压力高于绝热膨胀压力。

(3) 换气损失

理论循环中是混合加热和定容放热,无需进行工质的替换。而实际循环必须排出废气和吸入新鲜空气。在排气过程中,为了减少排气消耗的功,其排气阀总是提前开启,让废气在下止点前某点就开始逸出,由此减少了一部分有用功,称为膨胀损失功。另外,实际循环的进气过程与排气过程均消耗轴功,称为泵气功。膨胀损失功与泵气功之和即为实际循环的换气损失。

(4) 燃烧损失

上述理论循环中,工质只绝热膨胀到 5 点,然后定容放热(相当于排入大气),由此必然损失部分排气能量。若使工质由 p_2 一直膨胀到进气压力 p_a ,即在 5 点以后继续绝热膨胀到 6 点(如图 1-5 所示),然后定压放热 $Q_2(6-1)$,这种循环称为继续膨胀混合加热循环。显然,此种循环比上述循环更完善。此循环即为涡轮增压柴油机理论循环(相当于柴油机与燃气轮机联合工作),称为修正阿特金森(Atkinson)循环。在柴油机气缸内如实现此种循环,气缸必须做得很长。采用柴油机与燃气涡轮联合工作可合理解决此问题:

燃烧损失是指后燃和不完全燃烧所引起的损失。

在理论循环中,全部热量是由高温热源吸入热量 Q_1 ,无燃烧过程。但在实际循环中是由燃油的燃烧得到的,必然存在部分燃油在膨胀中仍继续燃烧的后燃现象。另外由于空气不足,或混合物形成不良造成的不完全燃烧,使燃料的热值未充分利用,则促使燃烧膨胀线的位置下移,产生不完全燃烧损失。

(5) 泄漏损失

气阀处的泄漏可以完全防止,但活塞环处的泄漏却无法避免。不过在良好的磨合状态下,其泄漏量约为气缸内工质总重的 0.2%。通常,漏气损失可并入热交换损失中。

(6) 其他损失

如工质的滑动损失以及活塞运动速度与燃烧速度不相配合而偏离定容、定压加热过程的时间损失等。

在上述各项损失中,工质影响是不可避免的。对实际循环损失影响较大的还有传热损失、换气损失和燃烧损失。由于上述各项损失的存在,使实际循环的热效率明显下降。如一台非增压四冲程柴油机的压缩比 $\epsilon = 13$,过量空气系数 $\alpha = 2$,最高燃烧压力 $p_c = 5 \text{ MPa}$,其理论循环热效率 $\eta_t = 61\%$,而实际循环热效率降低到 45%,仅为理论循环热效率的 74%。

二、四冲程柴油机工作原理

图 1-6 中所示的四个简图分别表示四个活塞行程的进行情况以及活塞、曲轴、气阀等部件的有关动作位置。

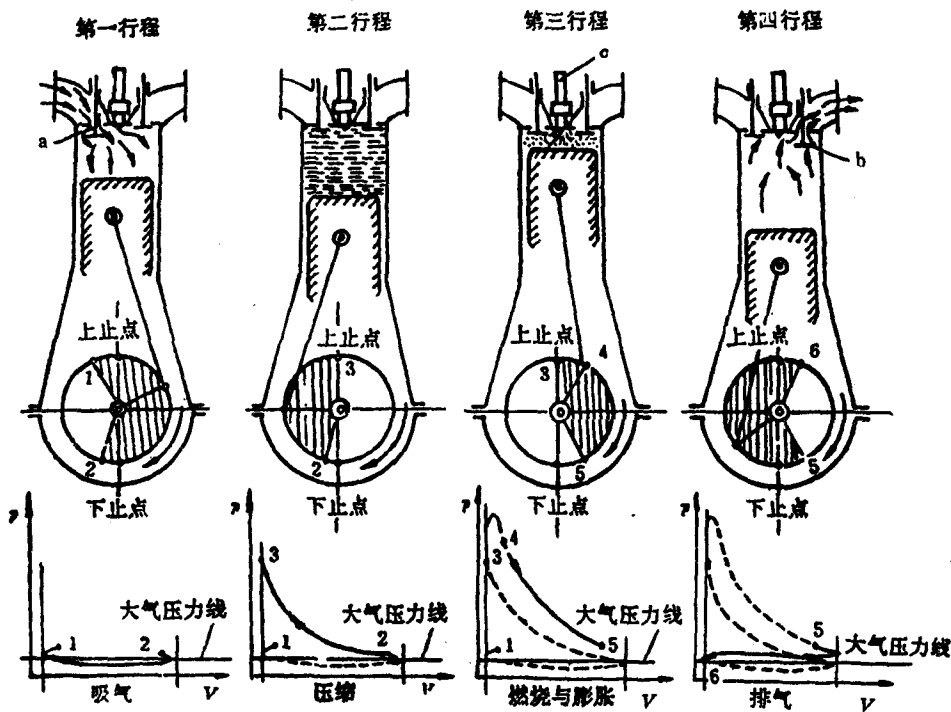


图 1-6 四冲程柴油机工作原理