

國外船用低速柴油機

上海市造船公司國外資料編譯組

上海科學技術情報研究所

TK 42
3.10-

国外船用低速柴油机

上海市造船公司国外资料编译组

*

上海科学技术情报研究所出版
新华书店上海发行所发行
上海科学技术情报研究所印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 1/16 印张: 1.75 字数: 37,000
1973年12月第1版 1973年12月第1次印刷
印数: 1—3,800
代号: 151634·153 定价: 0.30
(只限国内发行)

前 言

遵照伟大领袖毛主席关于“为了反对帝国主义的侵略，我们一定要建立强大的海军。”“洋为中用”的教导，结合当前造船工业发展的需要，我们在上海市造船公司组织领导下，在上海市造船技术情报网各成员单位及上海科学技术情报研究所的支持下，由江南造船厂、沪东造船厂、上海船厂、中华造船厂、东海船厂、上海渔轮厂、新中动力机厂、上海导航仪器厂、六机部第九设计院、上海船舶运输科学研究所、上海船舶设计院、上海渔业机械仪器研究所、六机部第十一研究所等单位的同志组成编译组，在六机部第十一研究所革委会具体领导下，搜集了近几年来国外船舶、动力装置、航海仪器、造船新工艺新设备以及船厂现代化改造方面的一些资料，通过翻译及研究分析，共编写成十三项专题资料供造船战线上的广大工人、干部和技术人员在赶超世界先进水平过程中作参考。目录如下：

- (1) 国外标准型万吨级货船
- (2) 国外船舶自动化
- (3) 国外渔船
- (4) 国外船舶动力装置
- (5) 国外船用大功率中速柴油机
- (6) 国外船用低速柴油机
- (7) 国外渔船用中、低速柴油机
- (8) 国外船舶甲板机械
- (9) 国外船舶导航仪器
- (10) 国外造船设备选辑
- (11) 国外船厂起重运输设备选辑
- (12) 国外船厂现代化改造概况
- (13) 国外电子计算和数控技术在造船中的应用

前面十一项资料均由上海科学技术情报研究所出版。

在资料收集和译校工作中，承中国科学技术情报研究所、中国机械进出口总公司及上海分公司、上海交通大学等单位协助。

由于我们水平有限，在编译过程中会有不少差错，敬希读者批评指正。

上海市造船公司国外资料编译组

一九七三年十月

目 录

一、现状·····	(1)
二、趋势·····	(2)
三、增压器·····	(4)
四、燃油喷射系统·····	(8)
五、燃烧室·····	(12)
六、十字头轴承·····	(17)
七、试验研究工作·····	(21)

一、现 状

近十年来,低速柴油机为满足船舶巨型化、高速化的需要,通过增大缸径、改善性能、提高增压度等途径,单机功率已达到48,000马力(单缸功率达4,000马力)。过去30,000马力以上船舶由汽轮机垄断的局面已被打破,第一台Fiat 1060S型柴油机(40,000马力)将装于253,000吨油船上,快速集装箱船“Elbe”号也采用三台B&W K84FF型低速柴油机作为推进动力。由于低速柴油机具有操纵及传动简单可靠、检修间隔期长、噪音小、寿命长等优点,同时在防止损伤事故及提高单机功率等方面已取得了一系列成就,因此在七十年代中仍将作为船舶的主要推进动力。它的发展具有下列特点。

1. 增大缸径及平均有效压力来提高单机功率

众所周知,输出功率正比于缸径的平方、平均有效压力、转速、气缸数的连乘积。由于低速柴油机的零件较重、惯性大,一般不采用提高转速的方法来提高功率。同时它直接与螺旋桨传动,转速的增加将影响推进效率,故

各制造厂都采用增大缸径及提高平均有效压力来提高单缸功率,B&W公司的低速柴油机缸径和平均有效压力的增长情况如表1所列。目前Fiat的缸径已达1,060毫米,B&W公司的K98GF型柴油机平均有效压力已达11.8公斤/厘米²(表1)。现代低速重型柴油机的强化率($P_e \times C_m$)已达75~80^[16]。但缸径和平均有效压力的增加也受到一些限制,因为增加缸径和平均有效压力后,活塞顶部承受的机械应力也相应提高,势必要增加顶部厚度,而活塞顶部系暴露于高温高压燃烧气体中的,内外温差大,增加厚度会导致顶部烧损事故,缸盖及缸套同样也是如此。因此,目前低速柴油机的重大课题之一,是如何使燃烧室的热应力与机械应力相协调。在解决这个矛盾上,重点在于解决热应力,因为根据燃烧室内零件的损伤事故来看,绝大部分为热应力所引起,其补救措施是控制壁厚,使缸径及平均有效压力增大后,壁厚尽可能不增加,而采取其它办法来提高其承受高机械负荷的能力。例如,RND105柴油机的活塞,主要是加强冷却和增多加强筋的数量来解决机械应力及热应力,其壁厚保持与RD90型柴油机相同^[2]。

表 1 缸径及平均有效压力增长情况^[1]

		67年的最大持续工况	72年的最大持续工况	
		84VT2BF	K98FF	K98GF
输出功率	马力/缸	2,300	3,800	4,100
缸 径	毫米	840	980	980
平均有效压力	公斤/厘米	9.1	11.0	11.8
活 塞 速 度	米/秒	6.84	6.87	6.87

2. 先进的增压技术

先进的增压技术为提高柴油机功率的有效措施。柴油机的发展对增压器提出高增压比和高效率的要求。通过试验,改进压气机

叶轮、涡轮叶片及涡轮壳后,最大增压比可提高到3.5,压气机效率在增压比2.7时可达82%^[7]。据根8RND105在平台上试验证实,平均有效压力超过7公斤/厘米²后,等增压

压方式在耗油率及热负荷方面都比脉冲方式为好,目前等压系统已为瑞士Sulzer、西德MAN、意大利Fiat三公司采用。虽然等压增压在低负荷时空气量不足,但可用鼓风机来弥补,所消耗功率仅全部功率的0.2%^[3]。

3. 运动件磨损小,检修间隔期长

现代高速集装箱船的码头停泊时间短,没有足够的时间来进行检查及修理,因此对运动件的磨损提出苛刻的要求。近年来,各国柴油机制造公司进行了大量的试验研究工作,在改善磨损方面取得显著的效果。例如,日本神户发动机厂制造的UEC型柴油机,主轴承、十字头轴承、曲拐轴承均采用白合金,厚度仅1.5毫米,其使用寿命可达10,000小时^[4];又如Fiat的活塞环寿命为7,000小时,它采用阶梯形截面的新型结构,以减少与缸套的接触面积,并使有良好的润滑条件,但总的机械强度没有降低^[5];Fiat的十字头轴承也可达7,000小时。多年来,十字头轴承是一个薄弱环节,损伤事故频繁,这是因为轴承座的不规则形状使浇铸工艺难以控制,白合金与轴承壳经常产生脱壳现象。通过平台及船上试验,证实薄壁轴承完全可以适用,由于外形规则,浇铸质量较有把握,疲劳强度比过去的结构为高,目前薄壁轴承已采用在K90GF、KSZ105、RND90型柴油机上,这是有发展前途的新结构。

4. 结构简单化

各国柴油机制造厂在提高可靠性的前提下,尽量使柴油机的结构趋向简单,便于拆装。最近发表的K90GF型柴油机,采用数缸连在一起的整体式机架,在链传动中间处分开,这样既可减少拆装工时,还可增加机架的刚性。联结面减少后可减少漏油现象,导板在下部有松动余地,可以适应机架承受爆发压力所产生的变形。K90GF型的气缸盖采用厚板,缸盖冷却孔紧靠燃烧面,冷却效果良好,使喷油器不需冷却油冷却,结构更为简化,缸盖的高度也比K98FF型低。采用

液压顶杆式排气阀,可减少零件数及噪音,排气阀导筒工作情况获得改善后减少了缸盖上部的油污及燃气漏泄,使增压器吸入的空气清洁,因而延长了压气机、空冷器清洗间隔期。曲轴的曲拐减轻孔位置通过计算来确定,省去了平衡块。所有大直径的螺栓采用液压工具拆装,能减轻劳动强度,准确地控制螺栓的预紧力。值得注意的是MET无水冷增压器消除了壳体腐蚀及漏水现象。目前柴油机的结构简单化虽已取得较大的进展,而各厂仍然大力研究,以求进一步简化^[6]。国外目前生产的大缸径低速柴油机如表2所示。

二、趋势

1. 单缸功率

目前船用低速柴油机的单缸功率已达4,000马力,但还是需要继续提高单机功率才能满足目前船舶大型化及高速化的要求。若以增大缸径来提高功率,活塞顶板必然要加厚以应付较高的机械应力,从而,活塞的热应力成为难以解决的问题^[1]。

2. 平均有效压力

平均有效压力,目前已达11.8公斤/厘米²(KGF型),预计提高到13公斤/厘米²,还是有可能的,但是仍有不少试验工作要做^[3,4]。增压技术方面,各增压器制造厂均努力发展更高压比的增压器,以适应柴油机提高平均有效压力的需要,例如MET增压器准备将压比由2.5增高到3.5^[7](扫气压力自1.4公斤/厘米²提高到2.5公斤/厘米²)。

3. 活塞头

燃烧室的受热零件,为适应较高的爆发压力和热负荷,各制造厂正采取各种措施,如Fiat公司,在活塞顶上曾喷镀或搪一层镍铬基体的耐热合金,但这种薄层经不住在燃烧室的高温下的高压,因此又试用另一种导热系数很低的氧化耐热层涂在活塞顶上,企

表 2 国外目前的大缸径低速重型柴油机

制 造 公 司	B&W	Sulzer	M. A. N	Fiat	三菱重工
机 型	K98FF	RND105	KSZ105	1060S	UEC85/180 D
气缸直径 (毫米)	980	1,050	1,050	1,060	850
冲 程 (毫米)	2,000	1,800	1,800	1,900	1,800
单缸功率 (马力)	3,800	4,000	4,000	4,000	3,000
转 速 (转/分)	103	108	106	106	118
平均有效压力 (公斤/厘米 ²)	11.0	10.7	10.9	10.13	11.2
活塞速度 (米/秒)	6.87	6.48	6.36	7.1	7.08
最大爆发压力 (公斤/厘米 ²)	80	82	78	79	85
扫气方式	直 流	回 流	回 流	回 流	直 流
增压方式	脉 冲	等 压	等 压	等 压	脉 冲
辅助风源	起动用电动 鼓风机	串并联活 塞 底泵 (低速用 电动鼓风机)	串并联活 塞 底泵	串联侧置泵	
空 冷 器	有	有	有	有	有
排气温度 (涡轮进口)℃	410	420	425	410	440
缸 心 距 (毫米)	1,900	2,000	1,800	1,900	1,620
比 重 量 (公斤/马力)	39.7	37.0	36.0	41.0	30.0
气 缸 数 (常用)	9	8	8	10	9
外形尺寸 长×宽×高 (米)	22.12×4.92× 13.15	21.35×4.5× 11.68	18.72×5.3× 14.13	24.92×4.48× 12.87	18.27×6.85× 11.58
重 量 (吨)	1,359	1,180	1,150	1,640	810
第一台使用日期	1971年	1968年	1970年	1970年	1970年
资料来源	[1]	[2]	[33]	[24]	[32]

图延长活塞顶的寿命, 现正在试验室中进行热冲击试验和热疲劳试验^[8]。

4. 活塞环

为提高其初跑合性能及耐磨性, 要求在初跑合时, 活塞环与缸套的接触面积较小, 待跑合后, 增大接触面积, 最后达到需要的面积。为此, 环的外圆形状曾采用圆锥形、凸形、阶梯形等进行试验, 虽有一定的效果, 但也发现一些缺点, 有待继续研究。在提高耐磨方面, 在环上镀一层碳化层后, 耐磨效果比镀铬好^[8]。在气缸润滑油上, 国外已解

决了燃烧高硫或低硫重油的抗蚀问题, 但对燃烧石油气 (gas oil) 燃料时, 尚需继续研究^[8]。高性能带来的高热负荷, 目前国外仍然是依靠加强冷却来解决的。采用缸套头部的占孔冷却方法, 已基本上控制了第一道活塞环上死点处的温度。缸套润滑问题, 目前尚未彻底解决, 对高硫或低硫重油的适应性有的公司虽已解决, 但是在海损事故中, 咬缸现象仍然存在, 还需进一步研究。

近年来, 船用低速柴油机在提高功率、提高性能、改进结构等研究工作上有很大的

进步, 现将经常遇到的几个技术问题陈述于下。

三、增压器

1. 增压比

随着柴油机功率不断地提高, 扫气压力也跟着上升, 如 UEC 柴油机 1963 年的扫气压力为 0.42 公斤/厘米²(表压), 至 1971 年时提高至 1.3 公斤/厘米²(表压)^[7]; B&W K98FF 型柴油机扫气压力已达 1.35 公斤/厘米²(表压)。图 1 为 UEC 型柴油机扫气压力的升高情况。增压比与平均有效压力的关系如图 2 所示^[8]。

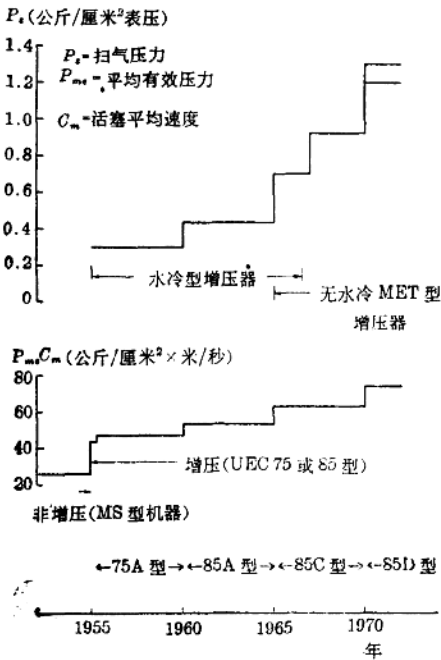


图 1 柴油机强化率与扫气压力的变迁^[7]

压气机的性能: 增压比的提高对压气机的效率有一定的影响, 在增压比提高后, 由于减速流的原因及马赫数的增加, 加上空气压缩再生热的影响, 压气机效率有显著下降趋势^[9]。为了缓和压气机效率的下降, 可以修改压气机内部的部件来弥补。BBC 公司在

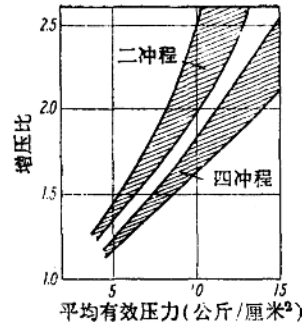


图 2 增压比与平均有效压力之关系

1946 年至 1964 年间, 曾将 630 型增压器的部件改进多次, 例如将带有后掠式压气机叶片的叶轮改为较狭的离心式, 1964 年的 VTR630 空气流量比 1946 年增加了 85%, 压比从 2.5 提高至 3.5, 而增压器的外形没有变动^[10]。MET 增压器也将压气机叶轮自后掠式改为直线放射形来适应高增压比的需要。

在高压比比的压气机性能曲线上, 流量范围是狭窄的, 增压比越高, 这个倾向越强, 所以对于一种增压器, 就不能用同一压气机来满足多种柴油机的不同风量要求^[6]。MET 增压器为了要扩大一种增压器的适用范围, 尽量对压气机部件作较小的改动以改变流量, 在试验的增压器上, 不改变压气机叶轮的外径, 仅变动叶轮的出口宽度、导风轮叶片及扩压器进口的角度, 可使压气机工作点的风量扩大一倍^[7]。

涡轮的性能, 在增压比提高的情况下, 压气机可通过导风轮、叶轮和扩压器等零件的改进, 空气量获得大幅度地增加, 但涡轮已不能胜任。如图 3 中的实线所示, 涡轮相对效率随涡轮压比的增加而快速下降, 因此涡轮也应作相应修改。例如 BBC 公司, 将 VTR630 的气路出口修改设计后, 变为 VTR631 型, 涡轮相对效率获得改善, 如图 3 中虚线所示。MET 增压器为提高废气能量的吸收效率, 增加排气进、出口面积, 减少速度能

量,从而提高增压器效率。该公司又在平台上进行小型空气涡轮的模拟试验,涡轮的气体进口螺旋形修改后,改善了它与喷嘴的配合,涡轮效率有显著提高,如图4所示,它已在MET系列中采用^[7]。涡轮压比高的叶片,相对流入角的变化为30~90°, (在涡轮压比低时变化为30~170°,以采用圆头叶片有利),由于尖头叶片强度比圆头叶片高,在一定的流入角范围内空气动力性能也良好,故采用尖头叶片^[7]。

目前增压器的最大增压比, BBC为3.5, MET为3。

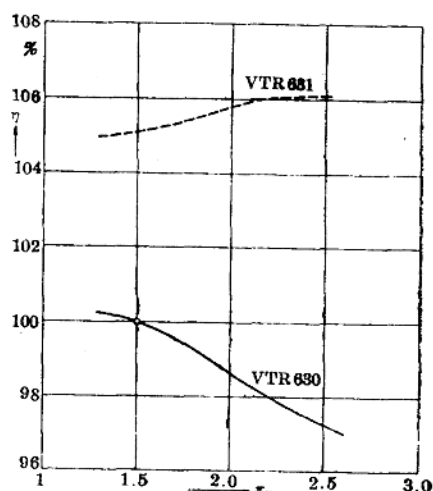


图3 VTR630与VTR631涡轮效率在大流量时的比较 η —涡轮相对效率(进口总压/出口静压); π_T —涡轮压比

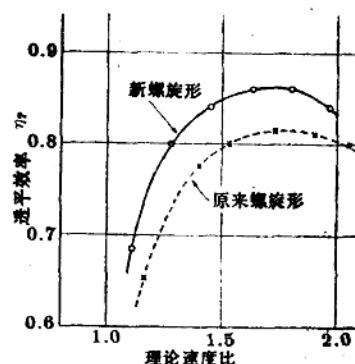


图4 小型空气涡轮的模拟试验结果

2. 增压方式

目前废气涡轮增压柴油机的增压方式有脉冲增压和等压增压两种,目的都为提高排气能量的利用率,在现有低速重型柴油机中,采用等压增压方式者较多,如表3所示。

关于增压方式, Sulzer公司曾在试验台上将缸径680毫米的RD型柴油机进行脉冲和等压的比较试验,当平均有效压力在7公斤/厘米²以下时,两者的空气量、扫气压力和爆发压力相仿,但超过7公斤/厘米²时,等压增压有显著优点,特别是耗油率、空气量及排气温度曲线都较平坦,标志着有较高的超载能力,但热应力略有增加。而脉冲增压在7公斤/厘米²以上时,空气量下降很多,排气温度升高。其原因为:气缸排气能量包括脉冲能量及等压能量,脉冲能量来自排气过程所产生的压力、温度及速度的

表3 扫气和增压方式

	B&W	Sulzer	MAN	Fiat	UEC
型 号	K98FF	RND105	KSZ 105	1060S	85/180 D
扫气方式	直 流	回 流	回 流	回 流	直 流
增压方式	脉 冲	等 压	等 压	等 压	脉 冲
增压器型号	VTR 900	VTR 750	VTR 750	VTR 750	MET900
扫气压力 公斤/厘米 ² (表压)	1.35	1.30	1.0	1.32	1.30

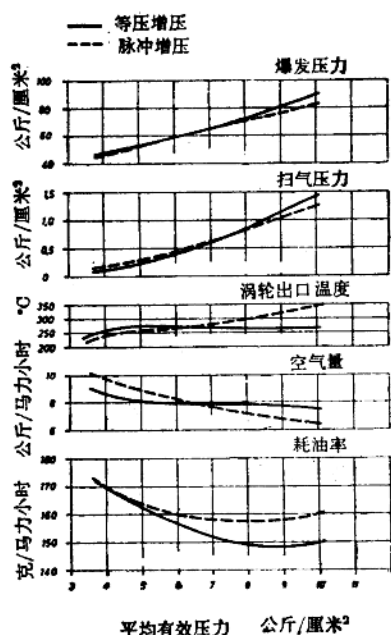


图 5 脉冲增压与等压增压方式的比较

峰波。在部份载荷时它起主要作用，但由于脉冲特性，在进入涡轮前有一定的损失，效率降低，而等压增压能保证其全部能量进入涡轮。在高平均有效压力和高增压情况下，以等压能量为主，脉冲能量的比例很小，可以完全放弃，作为骚动而消失于大型排气管中，等压能量在涡轮中是以最佳效率进行工作。由图 5 可见，当平均有效压力为 10 公斤/厘米²时，等压涡轮的输出功率比脉冲大 20%。同时耗油率减少 10 克/马力-小时，它不仅由于有较多的过量空气，更由于高的扫气压力使爆发压力升高。况且在等压增压时，气缸排气通畅，因排气管中没有象脉冲增压那样的压力峰波，因此排气口的打开可以迟一点，可获得较长的膨胀行程，更可增大活塞下部的容积，它所吸收的能量被减少。这二者都在任何工况下为减少耗油率而提供有利条件。在利用活塞下部作为扫气时，等压增压的 RND 比脉冲增压的 RD 更为有利，在低负荷工作亦不致冒黑烟。但为了改善低负荷性能和无烟加速性能，RND 仍配置了一

台功率很小的电动鼓风机。8RND105 柴油机的电动鼓风机为 55 瓩，仅占柴油机输出功率的 0.2%，况且当负荷超过 1/4 时，扫气压力达到某一预定值，通过自动装置，使电动鼓风机停止工作^[3]。

3. 结构上的一些改进

(1) 采用滚动轴承 随着增压器的大型化，轴承的负荷也增大，在航行时经常发生轴承烧损事故。BBC 公司采用外置轴承结构以便于拆装检查，同时在大于 VTR500 型的增压器上采用滚动轴承以代替平轴承，在增压比为 2.4 情况下运转 6,000~8,000 小时，仅有 1.4% 的台数发生轴承故障。滚动轴承由转子带动的齿轮油泵进行润滑。这种装置对于轴承座的加工精度可低一些，当滑油短暂中断时亦不致烧坏。最近在 VTR900 型增压器上又设置轴承减震器，轴承外面用许多薄钢片围绕，弹性地固定于壳体上，薄钢片上设有孔，使油流集钢片之间，薄钢片的布置使它们有微量的移动，因而钢片对油的挤压形成阻尼，这样的减震阻尼结构可使轴承在偶而受到冲击或轴心不正时，仍能正常工作^[11]。

(2) 推力轴承 增压比提高后，推力轴承上承受的推力也增加很多。BBC 公司在试验时测得的推力如图 6 所示，在同样的涡轮速度比 (u/c_0) 下，增压比自 1.5 提高到 3.9 时，推力自 50 公斤增至 500 公斤以上^[12]。VTR500 型以上的增压器采用止推滚动轴承，使结构更为简单。

在设计高增压比 MET 增压器时，将推力面积增加 80% 以满足推力需要。同时减少叶片的反动度、增大叶片流出角、减少环形通道面积后，据说，可减少 30% 推力。在设计 MET 增压器时已考虑到涡轮的轴向推力与压气叶轮的作用力相反，可相互抵消一部份推力，以减少推力轴承承受的载荷，推力轴承结构采用斜面合金形式，能提高耐磨性^[7]。

(3) 无水冷却体 低速柴油机使用劣质重油作燃料后，排气中硫酸含量增加，引起

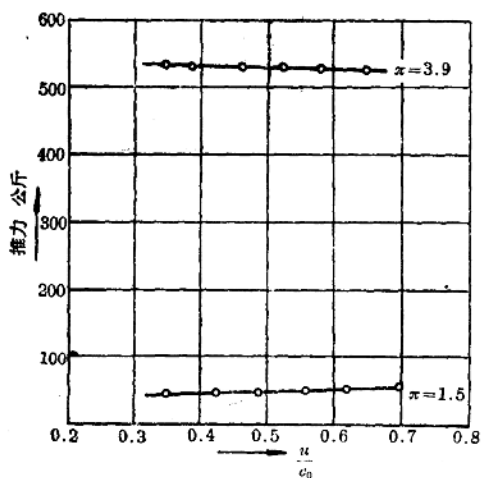


图 6 VTR 250型的轴承推力
(f_1 静叶最小截面/ f_2 动叶截面 = 0.7)

排气通道腐蚀,壳体破损,漏水严重。日本三菱重工在1967年开始全部生产无水冷 MET 增压器,完全解决了涡轮壳体腐蚀和漏水问题。冷却取消后,结构趋向简单。MET 增压器仍采用推力面为白合金的平轴承,但将压气机端的轴承移至涡轮和压气机之间,即将内外支点改为内置轴承结构,这样使两轴承间的跨距缩短,便于提高机加工的准确性。涡轮进气壳体放在内侧而排气壳体放在外侧后,排气通道宽敞,从而减少排气损失,使涡轮效率提高。涡轮与压气机之间设一长的中间壳体,减少热传导,使涡轮气体不再影响压气机效率,对热膨胀及热应力都有利,中间壳体只与压气机壳体联接,与涡轮壳体没有联接,允许自由膨胀,况且轴承壳不与涡轮壳体接触后,温度较低,可防止滑油恶化。中间壳体系中间水平分面,并沿其轴向开有手孔以便于检查和维修^[7]。

(4) 增压器的清洗装置 压气机叶轮及扩压器的油污会直接影响压气机的效率,大功率二冲程低速柴油机每马力小时需要 6.5 m^3 空气量,而机舱中每立方米的空气约含有 5 毫克的灰粒,故发动机每日吸入的灰粒达 7.8 公斤,空气过滤器仅能滤去大粒子,

带有油质的灰粒粘在压气叶轮和扩压器上,使压气机效率降低^[11]。由于燃烧气体中的残渣或气缸油中灰份堆积在涡轮叶片和喷嘴上,影响涡轮的效率,甚至引起转子不平衡,不能维持正常运转。Sulzer 公司在 8RD68 柴油机上试验证明,由于增压器污秽后,增压器效率自 60% 降低至 54%,涡轮排气温度自 320°C 上升到 376°C ,空气燃料比自 46 降至 39,即降低 15%,这样使耗油率增大,柴油机的热负荷增加^[13]。MET71 型增压器装于船上试用时,曾由于大量污垢而引起增压器喘振^[7],因此国外大型增压器上都设有清洗装置(图 7)^[14]。

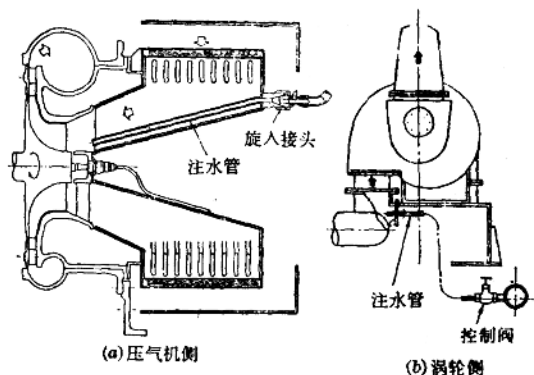


图 7 增压器清洗装置图

表 4 为 8UET39/65C 型柴油机在船上使用时,压气机清洗前后柴油机性能的比较,涡轮进口温度可降低 28°C ,效果显著^[14]。

增压器的清洗可在船上进行。各增压器制造厂均规定了清洗增压器的操作规程。表 5 及表 6 是三菱重工对于 MET 增压器的清洗转速和时间的规定。

(5) 空气冷却器清洗装置 空气冷却器污损后,冷却能力降低,通风阻力增加,燃烧室温度上升,必须进行定期清洗,图 8 为 B&W 公司推荐的三种清洗办法^[15]。

1) 药水沸洗——将药水放入空气冷却器内后,通入蒸汽清洗。2) 循环淋洗——将药水用泵浦循环淋洗空气冷却器。3) 管

表 4 压气机清洗前后柴油机性能比较

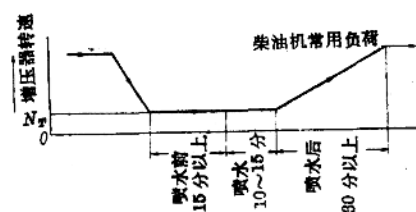
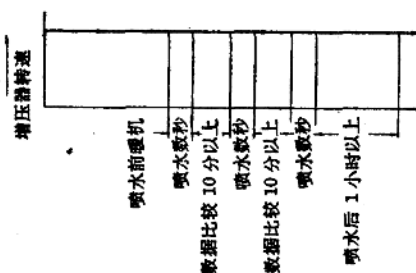
项 目	单 位	压气机清洗前	压气机清洗后	相 差
主 机 转 速	转/分	251.5	250	
增压器转速	转/分	13,450	13,500	
扫 气 压 力	公斤/厘米 ²	0.52	0.55	+0.03
扫 气 温 度	℃	42	41	
气缸出口排气温度	℃	352	330	-22
涡轮进口排气温度	℃	432	404	-28

表 5 压气机清洗时的转速和清洗时间^[14]

MET 型	90	71	56	45	35
增压器转速 N_B (转/分)	4,500~6,000	5,500~8,000	7,000~10,000	8,500~12,500	11,000~16,000
注 水 量 (公升/分)	3.0	2.0	1.2	0.8	0.5

表 6 涡轮清洗时增压器的转速及清洗时间^[14]

MET 型	90	71	56	45	35
增压器转速 N_T (转/分)	1,000~2,000	1,500~2,500	2,000~3,000	2,500~4,000	3,000~5,000
注 水 量 (公升/分)	16~24	10~15	6.2~9.3	4.0~6.0	2.5~3.8



群调换——拆下整个空气冷却器的管群，换新的备件，缩短停泊时间。

四、燃油喷射系统

燃油喷射系统直接影响柴油机的性能，

稍有失常，便引起燃烧不良，功率下降，排温异常，因此喷射系统必须始终处在最佳工作状态。根据喷射率与喷射压力平方根成正比的关系，一般对于喷射压力在时间方面有

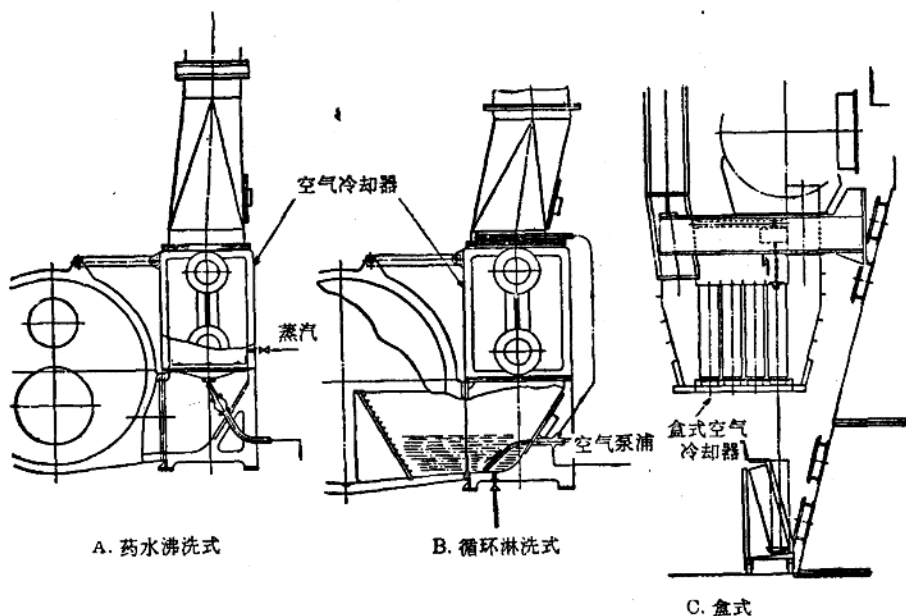


图 8 空气冷却器的清洗

下列要求^[17]：

- (1) 喷射压力要快速升高；
- (2) 高喷射压力在一个短时间内完成喷射，压力应大至能使油料雾化并使油料较均匀地分布在整個燃烧室内。
- (3) 喷射后，喷射压力能急速下降，而無滴漏现象，喷油应结束得如此之早，使最后喷入的燃油油滴有足够的机会与氧结合。

Sulzer公司考虑到大缸径柴油机的实际需要，每次燃油喷射时，它以750公斤/厘米²的压力，将一瓶(大于100立方厘米)的燃油，在1/30秒时间内用雾化办法将燃烧面积扩大到约40平方米。这需要在1/30秒内提供750公斤-米净功，即最高输入功率(Peak input)约300 马力。一般喷油泵由螺旋槽控制油量(如B&WKFF波许型)，但Sulzer公司RND型柴油机采用阀式喷油泵，由进油阀控制油量，由回油阀控制断油(图9)。8RND105型柴油机在平台上的比较试验证明，双重控制供油始点不变的喷油泵调节方法最好，即进油阀与调速器没有联系，在曲拐同一位置上始

终保持关闭，回油阀断油时间由调速器控制。采用供油始点不变可使RND柴油机功率能提高很多而没有承受过大的爆发压力。虽然这种阀式喷油泵成本较贵，但具有较高且几乎不变的容积效率，调整容易，空载时机器平衡良好，寿命也较长等优点。RND系列的凸轮也作了一些修改，经过比较性试验，得出一种新线型的“C”号凸轮。从图10可见，喷油器前的喷射压力几乎不变，柱塞开始上升时速度极快，喷油压力急剧上升，进行最短促的喷射，以获得均匀的雾化，当针阀一打开，柱塞上升即缓慢，喷油压力上升也缓慢。平均有效压力提高，而喷油泵的最高压力较低，在全负荷情况下，喷射压力自820公斤/厘米²降至740公斤/厘米²，而爆发压力保持不变，油耗及燃烧情况也良好。在低负荷情况下，即使在柱塞速度最大的范围内，喷射也能有良好的雾化，耗油率也低。在低负荷范围内，等压增压系统供给的空气量较脉冲为少，但油耗低，这是喷射系统改进的结果^[17]。

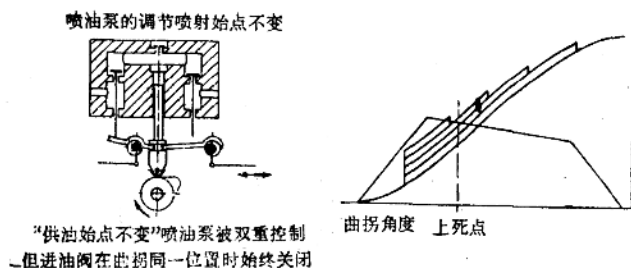


图 9 喷油泵调节方法

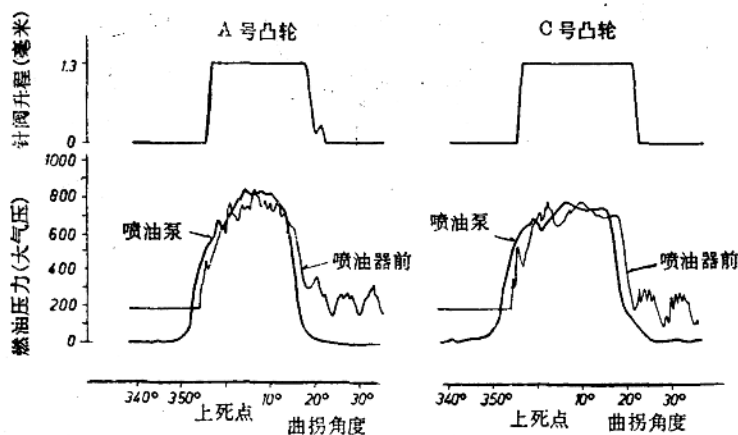


图 10 两种不同喷油泵凸轮的特性

RND 型柴油机的喷油器仍采用水冷方式, 由于缸径增大, 平均有效压力提高后, 每一循环所喷射的燃油量为 100 立方厘米, 而喷油嘴圆锥体上喷孔的排列至多 10 个, 同时为了适应燃烧室的形状, 在喷油嘴上排列两列不同角度的喷孔。原来喷油嘴系用压紧螺母固定于喷油器体上, 现尺寸放大后改为螺栓固定^[2]。

高功率易产生空蚀, 在阀式喷油泵内, 在进油阀关闭前一瞬间, 燃油由柱塞(直径达 72 毫米)推回, 而达到相当高的速度, 在进油阀关闭后又呈减速状态, 从而产生空蚀。回油阀的打开也产生同样的情况, 高度压缩的燃油经半开的阀门膨胀而达到高速, 若没有相应的措施也会引起空蚀, 空蚀现象会腐蚀阀式喷油泵的阀及弹簧。预防空蚀的一般措施为选择抗蚀性好的材料, 或在表面增加抗

蚀薄涂层, 这仅是延长零件寿命, 未能根除其空蚀现象。另一普遍的办法是在燃油喷射系统中加一缓冲器, 由弹簧作用着带有节流小孔的活塞, 可免除速度及压力的突变, 并能吸收冲击波。但缓冲器若设计或安装不妥会失效, 因活塞有漏泄损失, 特别在用锅炉油时不方便, 可用其它相似的零件代替, (橡皮, 钢质波纹管), 但都不完全可靠^[17]。

RND 型柴油机利用“随阀升程而变化的节流效果”, 采用特殊型式的进油阀, 在阀瓣上带有节流环, 阀盘的端面上有凸肩如图 11 所示。当阀开足(大升程)时, 环及凸肩都不影响进油, 但在进油阀关闭前几度, 即阀微开(小升程)时, 产生节流, 消除了向回流管传递的动能。燃油经减速后流向进油管, 由于流速很慢, 自己就不产生固有的空蚀现象。但这速度会产生相当压力, 阀座下面的绝对

压力会增大且防止空蚀。节流产生的效应与阀的缓慢关闭相似，在燃油管内产生平滑地减速作用，虽然如此，RND105型柴油机在平台试验时发现这能量仍然较大，为增加安全起见，进油管系仍旧增设缓冲器^[17]。

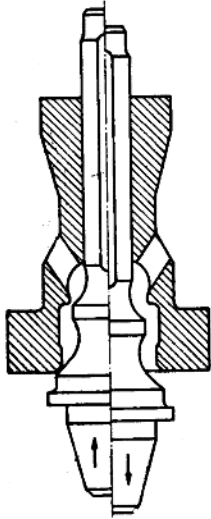


图 11 RND柴油机喷油泵的新型油阀

回油阀的损坏情况相似，但原因不同。喷油泵的喷射由于回油阀的打开而中止，是时燃油中每平方厘米有数百公斤的压力，在回油系统中产生压力波和速度波，并使燃油柱在回油阀附近分开。于是与进油阀一样回油阀中的回油产生空蚀腐蚀。RND型柴油机也采取相似的预防措施，即采用具有倾泻(Cascade)效果的多节流小孔。每个小孔尺寸的选择，使前面的压力大至足以防止在其前小孔处的空蚀，同时使一个小孔有足够大的尺寸而不使该孔产生空蚀。进入低压系统的能量波低得不会引起空蚀。这种措施经平台试验证明是有效的^[17]。

B&WK90GF型柴油机喷油泵有较大的改进，均匀地加热喷油泵的柱塞和导筒，因而可以减少过去在轻柴油改用重油或重油改为轻柴油时柱塞咬住的危险，喷油泵的调节齿条从习惯的中间位置移至下部底板处

(图12)，可防止污物落入喷油泵，柴油机在运转时喷油泵的柱塞可由自动气压装置吊起或放下。喷油泵至喷油器的高压油管外面有保护套管，当高压油管断裂时套管内压力升高，分配器的薄膜促使气压装置作用于喷油泵柱塞，气缸停止进油后排气温度降低，温度传感器发出报警讯号^[18]。

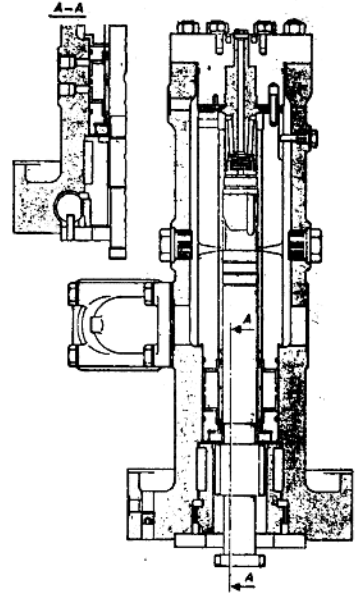


图 12 K90GF型柴油机喷油泵剖面图

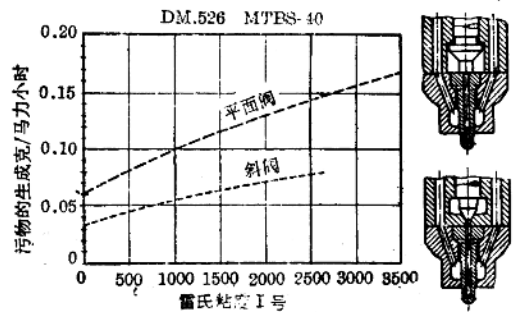


图 13 斜阀与平面阀燃烧产生物的比较

B&W公司在喷油器上，将针阀平面阀改为斜阀，通过实验证明这种结构可减少漏泄，不但燃烧室活塞顶及排气管的清洁情况得以改善，而且扫气箱的污染也能减少，从

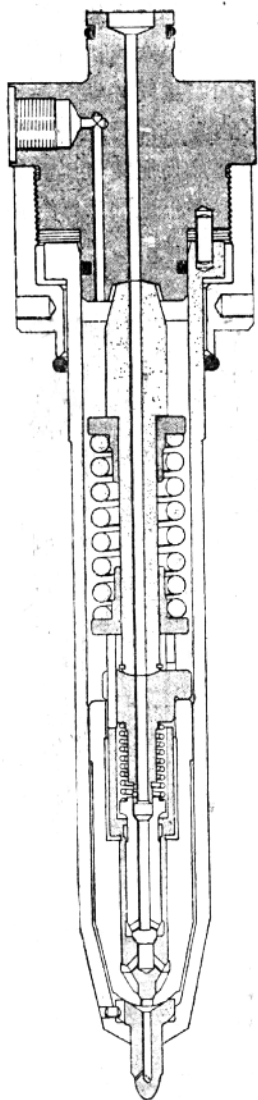


图 14 B&WK90GF 柴油机喷油器

而防止火警事故(图 13)^[19]。K90GF 型柴油机喷油器(图14)的高压燃油通过阀的中心孔经过心轴到喷嘴,心轴上带有透气滑动面(Vent slide),当阀关闭时燃油流过阀作缓慢循环,因此配合零件的温度与工作状况相接近,可减少咬住的危险,且可以省略放气塞。由于喷油泵、高压油管及喷油器内有燃油循环,柴油机在港内起动或运转时完全可

以烧重油。K90GF 型柴油机的缸盖厚度相对其直径而言是很小的,因此喷油器也是短而轻,它装于钻于实心的孔内,可避免漏水现象。缸盖的冷却条件好,喷油器与缸盖有较好的接触,喷油器不需冷却,使结构更加简化^[18]。

MANKSZ 型柴油机采用并列双柱塞喷油泵(图15)。柱塞上带有控制油量的螺旋槽,两个柱塞由一个凸轮传动,油泵导筒与滚轮由浮动轴承联接,使滚轮在凸轮上很少滑动。双柱塞喷油泵各有高压油管与喷油器联接。通过调油机构的控制,当负荷小于30%时,仅有一个柱塞泵工作,另一柱塞泵油管上带有止回阀,当负荷大于30%时,两个柱塞泵同时工作。这种设计与一个柱塞泵相比较,可减少喷油泵与喷油器

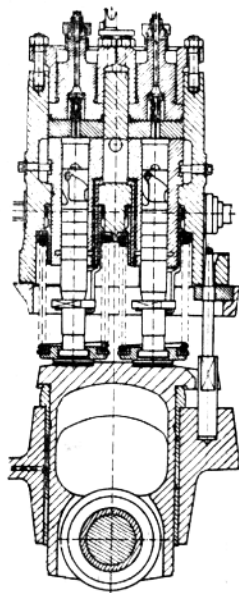


图 15 并列双柱塞喷油泵

之间的容积,在低负荷及低转速时,燃油雾化情况良好,油量也容易控制^[20]。

KSZ型柴油机喷油器的针阀导筒由具有良好滑动性能的淬火钢制成。喷油嘴由防蚀好、导热系数高的材料制造。喷油器的冷却截面较大,有足够的冷却,为了防止温度低于露点而产生腐蚀,采用隔热防蚀材料制造的绝热衬套^[21]。

五、燃烧室

低速柴油机的参数不断提高,平均有效压力已达到11.8公斤/厘米²,缸径已超

过一米，燃烧室受到的爆发压力及热负荷都比过去大，加上机器在起动和停车时温度突变所产生的应力，容易引起燃烧室损伤，如缸盖底板裂纹、活塞顶部烧伤、活塞环槽发裂、活塞环过度磨损等。因此各公司在各方面进行过大量的试验研究工作，它们通过电子计算机对燃烧室进行计算，并进行模拟试验和实机试验，采取了不少的改进措施，主要有以下几点：

1. 加强缸套上部的冷却

为了防止活塞环过度磨损及折断，必须使缸套保持良好的润滑条件，使第一道活塞环上死点处的缸套温度尽可能地低。为此，各新机型均加强缸套上部的冷却。例如，Sulzer 公司将 RND 105 型柴油机缸套的上部凸肩壁加厚，这部份厚壁按一定角度占许多冷却孔，冷却水在冷却孔中流通，而使缸套摩擦面的温度降低。经测量，在同样功率下缸套最高温度比无冷却孔的 RD 型低 60℃（由 290℃ 降低至 230℃），第一道活塞环上死点处的温度降低 50℃（自 200℃ 降至 150℃）^[2,2]。

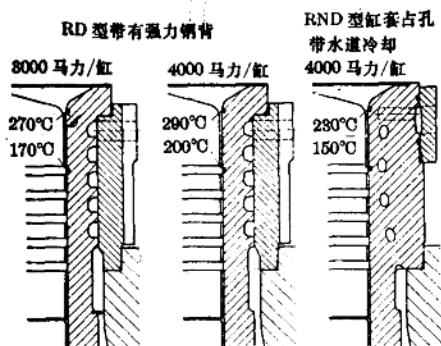


图 16 8RND105 型采用不同缸套时的温度特性测量

B&W KFF 柴油机为了要降低缸套上部温度，于凸肩处也钻有冷却水孔，同时将缸套上平面（高度）降低，当燃料在气缸内发生最大爆发时，其高温气体由活塞顶及缸盖底板来屏蔽，使它不与缸套上部直接接触（图 17）^[10]。

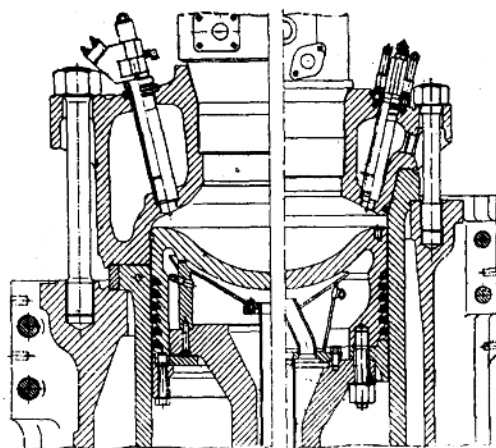


图 17 K98FF 型与 84VT2BF 型燃烧室之比较

MAN KSZ 型柴油机为加强缸套上部的冷却，它不采用加大缸套上部壁厚的办法，而是在上部凸肩外面镶一钢质加强环（图 18）。在环与缸套之间设计有冷却水通道。缸套背部增设筋以增加散热面积，工作时机械应力由加强环承担，减少高温区的总应力^[2,1]。

2. 活塞结构的改进

B&W KFF 型柴油机的活塞顶由铝铜制成，它通过一个支承环与活塞杆联接。环的平均直径是活塞直径的 3/4，燃烧压力由支承环来承受，所以活塞顶的厚度允许稍薄，与 VT2BF 型的厚度相仿。同时改进了活塞的冷却和燃油喷射位置，使活塞顶的温度能保持在 460℃ 左右^[10]。

新机型 B&W K90GF 型的活塞顶部厚度有足够的裕量允许耗损至 25 毫米，这样，在正常的工作情况下，寿命可长达 5~6 年。活塞顶部及活塞环槽下表面镀有硬铬，第一道环槽背部温度仅 105℃，能保持较好的工作条件^[10]。

RD90 型柴油机活塞经常发生顶圆上角烧损，或由于反复作用的机械应力和热应力，使活塞背部筋的根部和水平方向发生疲劳损伤，活塞环槽的根部也曾发生过裂纹。日本