

沪东造船厂科学技术协会

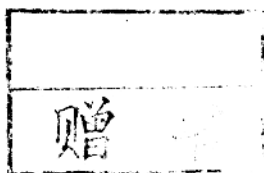
第八届年会论文选辑

一九九四年六月

沪东造船厂
PDG

目 录

- 1、评双底双壳型油轮的稳性计算.....沈同熹 曹之腾 (1)
- 2、E390V柴油机高增压器的优化匹配.....吴熙曾 (8)
- 3、天津经济技术开发区自备(柴油机)电厂开发.....臧惠芬 周忠贤 马逢贺 (14)
- 4、旅行售货员问题优化算法及软件——广义K重交换法.....施嘉屏 (22)
- 5、消化吸收引进设备和技术搞好呋喃树脂砂生产线技术改造.....
.....黄加龙 徐顺堂 龚建中 唐国良 (30)
- 6、试论当前企业统计改革的方向.....唐汇泽 (37)
- 7、高效焊接技术的开发推广应用.....忻鼎乾 (43)
- 8、推行定额达标、促进机制转换、提高装机效益.....吴于湘 胡根宝 (49)
- 9、为提高工人技术素质,扎扎实实开展技工培训考核.....曹怀仁等 (52)
- 10、柴油机零件加工过程价值分析.....陈福明 (55)
- 11、把握改革时机推行岗位技能工资制.....殷先海 (61)
- 12、对拖力测试仪器的配置及衰减器的更正.....陶根生 (64)
- 13、沪东造船厂1982—1991年在册职工死亡原因分析.....史述映 刘越岷 (67)
- 附录
- 1、沪东造船厂'93优秀论文目录..... (72)
- 2、沪东造船厂'93一般论文目录..... (74)



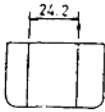
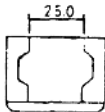
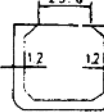
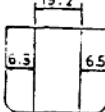
评双底双壳型油轮的稳性计算

沈同熹 曹之腾

一、前言

在世界各国对油轮海损而造成的污染愈来愈重视的情况下, MARPOL 73/78 条款 13F 生效了。该新的条款规定今后新建的油轮必须为双底双壳型, 而对于那些仅仅只具有单底和两道纵舱壁的传统型油轮, 在限定时间内均要淘汰。随着新条款 13F 的生效, 可以预料双底双壳油轮必将得到进一步的发展, 并将最终替代以往的传统型油轮。由于双底双壳型油轮在整个货油舱区设置双层底, 因而其所载货油的重心高度相对较高。且因该类型油轮的货油舱宽度较宽, 货油舱的自由液面修正量较大, 所以该类型油轮的稳性裕度要比以往传统型油轮小得多(详见表一)。

表一 初稳性高度对比表

				
B	32.2	32.2	32.2	32.2
D	16.5	18.2	19.6	19.6
KG	9.87	10.15	11.29	10.25
GM	4.08	4.00	2.07	2.92
GG.	2.19	2.19	1.78	1.03
GM.	1.89	1.81	0.29	1.89
Δ	44900	78975	82113	81266

迄今为止在世界各国已建成的为数不多的双底双壳型油轮中, 已有多艘船舶在装卸货油或航行过程中, 发生固有小角度横倾的现象。出现固有小角度横倾现象, 它客观地反映了船舶初稳性高度是负值的事实。然而, 在这些船舶的初稳性计算中, 所反应的初稳性高度值却均是正值, 且远远大于国际公约和规则所要求的 0.15 米。这些现象的出现, 引起了人们高度的重视, 在意识到稳性问题是双底双壳型油轮设计的关键的同时, 对现行的稳性计算法的精确性和国际公约规则中所推荐的稳性衡准标准提出了怀疑。认为必须探讨现行稳性计算法是

否适用于双底双壳型油轮。

二、双底双壳型油轮稳性计算中必须注意的问题

1、关于满载货油舱计入自由液面修正问题

由于货油有膨胀的特性，因而满载货油舱不可能整个舱容100%装满货油，一般仅装至整个舱容的98%，货油舱顶部必然存在着空间，因而也必然存在着自由液面的影响。根据我国海船稳性规范和有关国际公约规则的规定，必须计入满载油舱自由液面对稳性的修正。

2、必须计入各液舱内残存液体的自由液面修正

由于装卸货油过程中，会出现因装卸货时间限制或船舶浮态原因，而未能按要求将应抽空的液舱内的液体全部排完。这样，在众多的液舱内会残存大量液体，这些液舱内液体的自由液面修正值是必须计入的。现举一例说明：某船在某航行状态时实测的各压载舱和其它舱室内残存液体的状况见表二。

表二 液舱内残存液体的自由液面修正表

舱 名	液位高度(公分)	自由液面修正值(吨·米)
No.1压载水舱(左)	45	4596
No.1压载水舱(右)	7	1301
No.2压载水舱(左)	8	3844
No.2压载水舱(右)	8	3844
No.3压载水舱(左)	14	4586
No.3压载水舱(右)	14	4586
No.4压载水舱(左)	28	6724
No.4压载水舱(右)	16	5241
No.5压载水舱(左)	6	1896
No.5压载水舱(右)	10	3160
艏 尖 舱	30	44
机 泵 舱	90	4920
		总计：44742

因各舱内残存液体的自由液面修正值总计为44742吨·米，对初稳性高度的修正值总计为0.92米。而在船舶配载的稳性计算中却认为上述各液舱应是全部排空的。这样，如果在配载性计算时算出的初稳性高度小于0.92米，那么船舶实际的初稳性高度即为负值，就会发生存在固有小角度横倾现象。

3、必须提供一本装卸货操作手册

由于双底双壳型油轮的稳性裕度远达不到以往传统型油轮那么大,因而它不可以像以往传统型油轮那样任意地装卸货油和排加压载水,否则会发生因众多货油舱和压载水舱半载状态而引起固有小角度横倾现象。因此必须要有一本指导性的操作手册来指导船方该按怎样的程序装卸货油和排加压载水,以保证在整个装卸货过程中不会因操作不当而引起稳性发生问题。

三、现行稳性计算法

1、精确计算法

该计算方法完全按照船舶静力学的原理来计算船舶的初稳性、大倾角稳性和破舱稳性。该方法计算出的船舶稳性是真实地反映了船舶的实际的稳性状态,其计算要则如下:

船舶初稳性计算:精确计入98%满载舱、部分装载舱及舱内有残存液体的各液舱的实际液位高度,在船舶正浮状态时,自由液面惯性矩所引起的对初稳性高度的修正值。

船舶大倾角稳性计算:精确计入98%满载舱、部分装载舱及舱内有残存液体的各液舱的实际液位高度,在船舶不同横倾状态时,移动力矩所引起的对复原力臂GZ的修正值。

计算船舶破损后的初稳性:精确计入各未破损的98%满载舱、部分装载舱及舱内有残存液体高度,在船舶因破损而引起的某横倾角状态下,自由液面惯性矩对初稳性高度的修正值。

计算船舶破损后的大倾角稳性时:除了精确计入各未破损液舱内实际液位高度,在船舶不同横倾时,移动力矩所引起的对复原力臂GN的修正值外,还得考虑船舶破损的舱室已不再是船舶的一部分,因而必须重新计算出一组船舶扣除破损舱部分后的新的稳性交叉曲线。

该计算方法的计算结果是精确的,但计算过程较烦琐,即使用电子计算机计算,该计算的程序也是较复杂的。目前世界上只有少数的计算机程序如LR的seasafe是用该原理计算的,而大多数计算机程序还未能做到按精确的静力学原理来计算。如按精确的静力学计算原理,用手工计算稳性,则工作量极大,其中尤以破舱稳性计算,是很难想像能在短期内完成的。

2、国际公约规则推荐的假定性计算法

该计算方法是按照现行的国际公约规则所推荐的一种近似的假定性计算方法。它虽有近似性和假定性,然而实用性强,迄今为止一直用于各类船舶的稳性计算,且为各国船级社所认可。该计算方法的要则如下:

船舶初稳性计算:

满载液货舱按装载至98%舱容、液面在横倾5°时的自由液面惯性矩计算其自由液面修正值;

部分装载的液舱,均按装载至50%舱容的自由液面惯性矩计算其自由液面修正值。

在船舶大倾角稳性计算时:

稳性复原力臂曲线可以按下列公式来计算:

$$GZ = KN - KG \sin \theta - \frac{\sum p}{\Delta} \times \sin \theta$$

式中:KN形状稳性力臂;

$KG \sin \theta$ 重量力臂;

$\sum i p$ 98%满载舱和部分装载舱的各液舱自由液面惯性矩的总和;

Δ 船舶排水量。

其中符合下列条件的液舱可以不计入其自由液面对复原力臂曲线 GZ 的修正;

$M_{30} < 0.01 \Delta \min$ 。

式中: M_{30} 横倾 30° 时液舱内液体的移动力矩;

$\Delta \min$ 船舶空载到港的排水量。

在船舶破舱稳性计算时, 各液舱内自由液面修正值的计算方法, 与完整稳性计算中初稳性和大倾角稳性的方法完全一致。

四、评现行稳性算法

采用静力学原理的精确计算方法, 其计算结果是精确的, 能确切地反映船舶稳性的实际

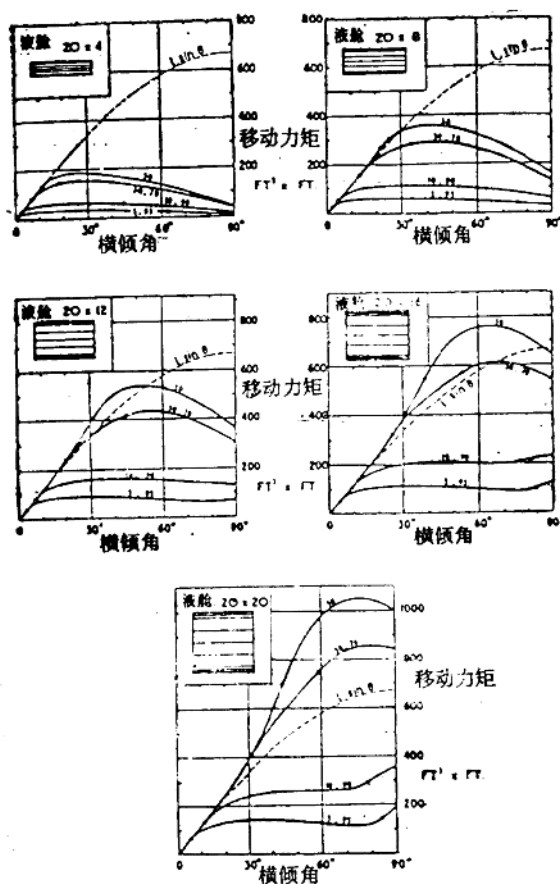


图 一

状态，便于正确地判断船舶稳性是否符合要求。然而采用该方法计算时，由于计算烦琐工作量大，如果完全靠人工手算而不用电子计算机计算的话，则不大可能迅速计算出结论。在实际应用中特别是在船舶营运中，为了能迅速判断破舱稳性是否符合要求，对于破损后的初稳性计算，往往还是采用国际公约规则所推荐的假定性方法来估算。这样，就会发生对同一个98%满载舱，在完整稳性的初稳性和破舱稳性的初稳性高度计算中，得出二种完全不同的自由液面修正值。即在完整稳性计算时按其液面正浮状态计入自由液面修正值，而在破舱稳性计算时按其液面在横倾角5°时计入自由液面修正值，这就会产生混淆，在使用上引起麻烦。

采用国际公约规则推荐的假定性计算方法，虽是一种近似的估算方法，但使用方便。即使

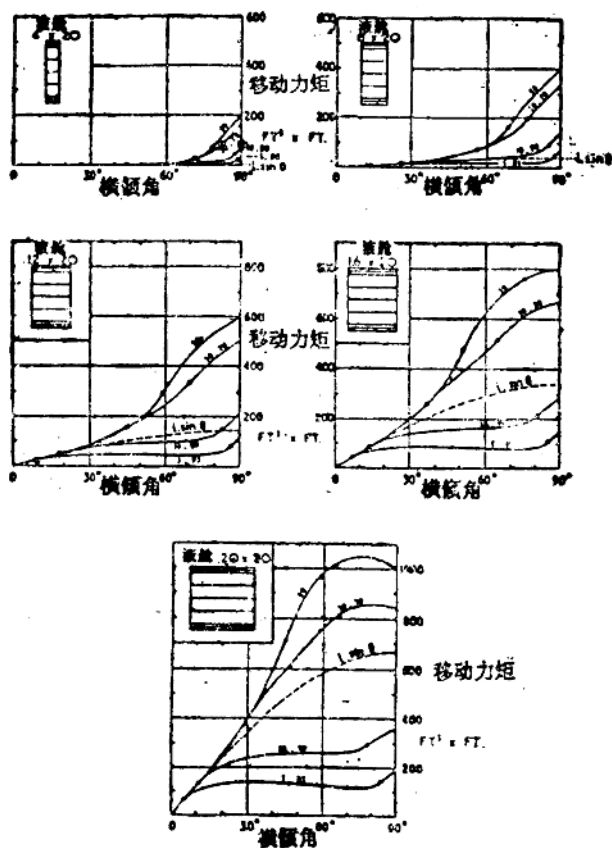


图 二

用人工手算也能很快算出结果。该方法既符合现行的国际公约和规则，而且获得各国船级社的认可。然而，应该注意到由于在完整稳性的初稳性计算中，对于98%满载液舱是按其液面横倾5°时计入自由液面修正值，这和实际情况不符。同样一个液货舱在98%满载时，横倾5°和正浮时的自由液面惯性矩是有差距的，该差距取决于液货舱的横剖面形状，一般来说正浮时的自由液面惯性矩约为横倾5°时的2—3倍。因而用假定性计算法算出的初稳性高度，就要比船

船实际的初稳性高度要大得多。对于以往传统型油轮来说，因其稳性裕度较大，所以采用该方法计算不会引起稳性出较大问题。但是对于双底双壳型油轮，因其稳性裕度较小，在采用该方法计算出的初稳性可能仍能满足规范要求，但船舶实际的初稳性高度有可能并不满足要求，船舶也许已不能处在正浮状态了，这就会对判断船舶初稳性是否符合要求引起麻烦，这点务必引起重视。

对于稳复原力臂曲线GZ，二种计算方法的差异见图一至图三。

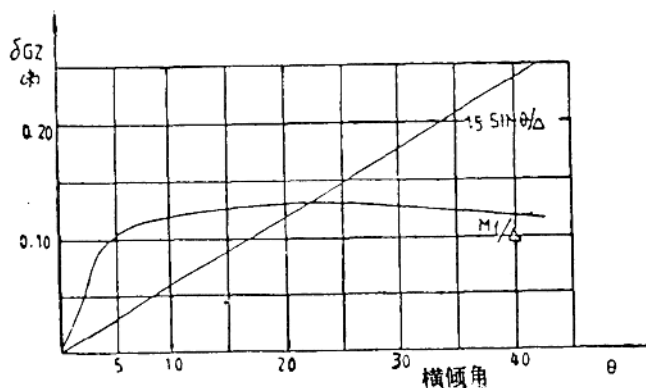


图 三

i_5 : 满载液舱装载至98%舱容时，液面在横倾角5°时的自由液面惯性矩。

M_f : 满载液舱装载至98%舱容时液面在不同横倾角的移动力矩。

由图可见，对于部分装载的液舱，二种计算方法的差异与液舱的装载率和舱的尺度比及横倾角有关，一般来说假定性方法计算的自由液面修正值较大。对于98%满载舱，在横倾角稍大一点时，假定性方法计算的自由液面修正值亦较大。

由于不论是传统型油轮还是双底双壳油轮，其稳性复原力臂曲线GZ的富裕度是较大的，因而采用假定性方法是无妨的。

在破舱稳性计算中，由于对各液舱自由液面修正是采用与完整稳性中初稳性和大倾角稳性相同的计算方法，因而就能很快判断其是否符合要求。

总之，精确性计算方法其计算结果是精确地反映了船舶稳性实际状况，尤其是在初稳性计算上更为合理，然而破舱稳性因计算烦琐会带来不少麻烦。假定性算法计算方便且有一定的精确度，它既符合现行国际公约和规则要求，又为各国船级社所认可。因而精确性计算法和假定性算法是目前并存的二种性算法。

五、稳性裕度

在考虑船舶稳性裕度时必须注意下列一些情况，

船舶在实际装载时不可能完全符合装载手册中的各种配载方案，经常会出现该装至满舱的却并未装满98%的情况，该打空的压载水舱因装卸货时间限制或因船舶浮态未能达到足够

的纵倾而无法排空，其中尤其是众多压载水舱内残存的压载水的影响，这些因素都会导致船舶初稳性的急剧下降。

在船舶装卸货过程中是一边排或加压载水，一边装卸油的，在这排加压载水和装卸油过程中，大多数压载水舱和货油舱都是部分装载状态，可以想象在装卸过程中稳性常会出现比装载手册中最终状态要差的情况。

考虑到双底双壳型油轮在布置和使用上的特点和实践经验的总结，我们建议：双底双壳油轮的初稳性高度的计算中，除了应考虑98%满载舱和部分装载舱的自由液面修正外，还得考虑双层底压载水舱残存水的自由液面修正值作为其稳性的裕度。

如果采用精确的静力学原理方法来计算时，应至少计入全船一半双层底压载水舱的最大的自由液面修正值。

如果采用国际公约和规则所推荐的假定性方法来计算时，应计入全船双层底载水舱的最大的自由液面修正值。

参考文献

- 1、1986年中华人民共和国船舶检验局海船稳性规范。
- 2、1973年国际防止船舶造成污染公约及其1978年议定书。
- 3、1973国际载重线公约1988年议定书。
- 4、沈同熹、杨承高，油轮的液舱自由液面修正，《上海造船》，1993(3)。
- 5、Robb "Theory of Naval Architecture"

E390V柴油机高效增压器的优化匹配

吴熙曾

【摘要】 本文以E390V柴油机不断配用高效增压器的过程,叙述了当增压器效率提高后柴油机的有关参数如:压缩比、扫气正时、排气正时、排气凸轮张角、燃烧持续角以及增压压力等应如何变化,从定性到定量作了较全面的分析和计算,并在柴油机上作了验证。由此归纳出二冲程中速柴油机当增压器效率提高后,在不增加机械负荷和热负荷的前提下,柴油机性能优化改进工作的方法。

一、E390V柴油机增压器匹配工作的概况

E390V系列柴油机是我国自行研制的二冲程大功率中速柴油机,先后批量制造并投入使用的有12缸(12E390V)和18缸(18E390V)等系列,在我国海军舰船动力中占有十分重要的地位。该机从开始研制至今已二十多年,最近几年来,沪东造船厂在有关部门支持下,在该型柴油机上不断更换新型高效增压器,并对增压器效率提高后柴油机如何与之相适应做了大量的理论分析、计算和实际配试工作,使柴油机的性能有了较大的提高。

1.1 柴油机技术参数

E390V柴油机为可逆转脉冲增压二冲程中速柴油机,主要技术参数如下:

气缸直径	390mm	燃油消耗率(包括机带泵)	211~215g/(kW×h)
活塞行程	470mm	增压压力	0.26MPa
转 速	480r/min	空气消耗率	10kg/(kW×h)
最大持续功率	441kW/缸	增压器进口废气温度	<450°C
最大功率(四小时)	490kW/缸		

1.2 E390V柴油机增压器匹配的历史和现状

最初的E390V柴油机均采用自行设计的增压器,如GZ380、GZ680等型号。自八十年代初期,BBC公司的VTR系列增压器进入我国以后逐步改配VTR系列的增压器。BBC公司的产品有适用范围广,结构可靠,维护保养便利等优点。但早期的增压器效率并不太高。自行研制的GZ380、GZ680等增压器其效率相当并略高于VTR...1系列的水平。因此E390V柴油机尤其是12缸系列直到85年以前主要采用GZ380增压器,但因为它的轴承是采用外部供油的的形式,最初采用滑动轴承,后来改为滚动轴承,必须附带有外部润滑的一套系统,管理、维护工作量大,客观上也影响了其使用的可靠性,因此逐步被VTR增压器所取代。

自80年起在18E390V机上首先配用了二台VTR501增压器,同时在12E390V机上配用了二台VTR401增压器。12E390V机因VTR401的性能不及GZ380,因此根据不同的需要,这二种型式的匹配均有生产。而18E390V机上因VTR501增压器效率较高,并且一台柴油机上配二台VTR501增压器比原先配六台GZ380增压器其布置和结构要简单得多,可靠性和维护保养的便利性大为提高,所以完全取代了GZ380增压器。

自84年5月BBC公司推出了VTR...4A系列增压器,将增压器效率提高了一大步。在12缸机上配用了VTR354A增压器和18缸机上配用VTR454A增压器先后都取得了良好的效果。增压器实际配机效率从VTR...1系列的0.60提高到了VTR...4A系列的0.65(因是脉冲增压,涡轮叶片上有拉筋,所以其效率不象通常所介绍的可达0.67以上)。使油耗大约降低7g/(kW×h)。排温大约降低20°C。经过上述反复不断地改进提高,目前这二种系列的机型因其结构紧凑,经济性和可靠性都较好,取得了用户的信赖,得到了广泛的应用。

1.3 增压器匹配的原则和手段

早期的匹配工作主要是以经验和试验为主,那时的计算机模拟工作过程计算,尚在起步阶段,其可信度和准确度都还不理想。仅用作定性分析,精确的定量工作还有一定的困难。就是BLC公司在诸多的配机中也主要是采用图表和经验公式,并在相当程度上依赖于试验调整。因此当一台新机型匹配时总备有不少供试验调换用的喷嘴和扩压器。

配机时主要遵循的是称之为四大原则的做法,即满足:(1)增压压力(2)空气量(3)增压器效率(4)合适的喘振裕度。

实际配机调整时,上述四原则往往是通过调换增压器的喷嘴和扩压器来实现。

随着增压器效率的大幅度提高,便带来了一个新的问题,即如何利用这部分能量。最初增压器效率提高不大,只需简单地把排气凸轮退后一点,使气体留在气缸中多做些功,一般总可收到一些效果。如18E390V在配VTR501增压器后就曾把排气凸轮开启的时间从下止点前88°退后到84°,收到了一些效果。但是当增压器效率进一步提高后,就不能再继续这样做了。因为如果排气退得过晚以后,当扫气口开启时因气缸内压力来不及释放,会在扫气口处产生燃气的倒流,并且如果仍然沿用原来的排气凸轮会引起较大的后排气,如果倒车的差动角不加以改变的话,倒车的正时也会偏离得较多,这就带来了一系列的问题。事实上从VTR...1系列到VTR...4A系列的增压器其效率提高可达4%以上。随着柴油机平均有效压力和增压压力的不断提高,如何利用这部分能量,有许多种做法,最流行的是采用等压增压和动力透平。但E390V是一台特殊用途的柴油机,它大部分的工作时间是在较低的负荷下运行,同时要求其结构紧凑,因此等压增压和动力透平都行不通,必须寻找其他途径。我们对柴油机的某些结构参数:如压缩比、扫气正时、排气正时、排气凸轮张角等并结合燃油系统可能优化的结果,以及增压器的配机状况对诸如燃烧始点、燃烧持续角、压力升高比、空气量、增压压力等参数综合考虑。其中与柴油机几何尺寸有关的结构参数往往不能通过试验来进行大量的比较和选择,这样既不经济,实际上也不可能。我们采用计算机工作过程模拟计算,优选出方案,确定压缩比、扫气正时、排气凸轮张角及增压器的叶轮尺寸等不易作变化的参数,并大致确定排气正时、燃烧始点、增压压力等参数,在作配机时仅需对排气正时、燃油正时作少量的调整,必要时更换一下增压器的喷嘴或扩压器,即可达到比较满意的结果。当然对增压器配机的要求仍然是满足上面所提到的四大原则,但这时由于变化的东西多了,牵连因素也要复杂得多,但是处理得好能收到比较显著的效果。我们在12E390V配VTR354A和18E390V配VTR454A时就是这样做的。

二、计算机模拟计算在柴油机参数选择中的应用

从85年起我们先在12E390V机配VTR354A增压器上用CLMAC程序对柴油机主要性能参

数进行了进一步的优化。首先我们对以前的配机实测数据进行校核计算,使计算结果与之吻合,在此基础上,围绕增压器效率提高这个总前提,就如何才能达到更高的热效率,通过对柴油机的各主要参数的调整进行分析和计算。

85年的计算,尚在CIMAC程序应用之初,并且VTR...4A系列的增压器问世不久,在E390V机上也是首次配用,无论是计算还是柴油机的数据都积累得不多,所以计算的 范围较小,考虑的因素也较少。而在88年进行的18E390V机配VTR454A 增压器的方案选择时,就前进了一大步,一方面有12E390V机匹配试验和实际使用的数据,同时对计算机工作过程模拟计算方法的掌握也深入得多了。在18E390V的参数选择中,基本上采取了全方位的 计算,即把柴油机中考虑要变化的主要参数相互之间的影响进行了较大范围的计算,从中找出最佳的参数组合。其中对于一些在计算中无法反映的因素,如提高柴油机压缩比后会对燃烧室形状、容积所带来的影响等作了具体的分析,同时考虑机器的实际可能进行选择。

2.1 参数优化问题的探讨

参数优化的前提是:(1)使柴油机高压循环向等压方向靠拢;(2)控制气耗量,由于增压器效率提高,空气量会相应增加,如将其控制在原先的数值水平,油耗将下降;(3)考虑热负荷水平;(4)在计算方案中,机械负荷不提高,即 P_{max} 不提高。

2.1.1 几何压缩比 ϵ 的选择

压缩比 ϵ 对柴油机性能的影响较大,我们在 Γ_{max} 、 P_s 及燃烧放热率等其它参数不变的情况下,计算了 ϵ 变化对柴油机性能的影响(见图1)。从图中我们可以清楚地看到在一定范围内随着 ϵ 的提高,油耗 g_e 呈下降趋势,在 $\epsilon = 15 \sim 16$ 之间达最低点之后又复上升。我们又进一步进行扩大范围计算,即变化 Γ_{max} 值,得到等 Γ_{max} 的油耗线(见图2),我们发现柴油机存在着一个使油耗达到较佳值的 Γ_{max}/P_{comp} 区间,在该区间内柴油机能够取得 较低的油耗值。文献[2]记载了法国热机学会在FC柴油机上也作过了类似的考虑。向另一方向展开,即变化燃烧持续角得到等 ϕ_z 的油耗线(见图3),从中我们得到另一个规律,即当 ϕ_z 减短后,低油耗区间向 P_{max}/P_{comp} 小的方向移动,这样就为我们选取参数时提供了便利。

然而实际选取时我们不应忽视 ϵ 提高后对其它参数的影响,特别是对燃烧室的形状,由于

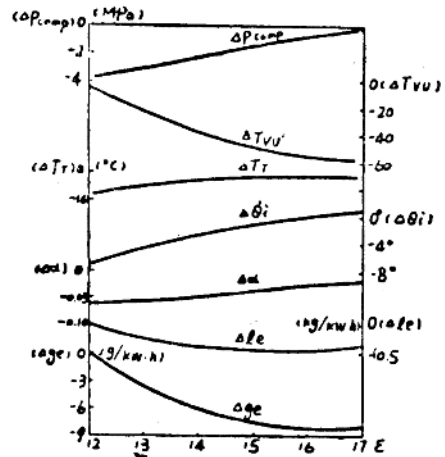


图1. 压缩比变化对性能的影响

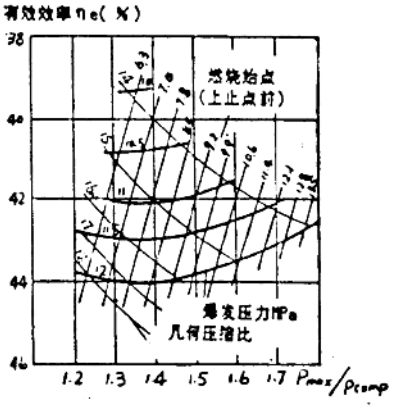


图2. P_{max}/P_c 和其他参数的关系

E390V机冲程较短, 压缩比过高会产生燃烧室形状太扁的问题, 对燃烧的组织不利, 故在实际选用时我们将 ϵ 从原来的12.63提高到14.26, 并认为在燃烧喷射系统不做大的改动的前提下, 该 ϵ 值已达极限, 试验结果也证明了我们的看法。

2.1.2 排气正时的选择

排气正时也是对整机性能影响较大的参数, 我们以柴油机的主要性能参数以及扫气口打开时不产生明显倒流及燃烧过量空气系数不至过低为前提, 对于这个问题我们分两部分来叙述, 即将开启与关闭分开来讨论。

2.1.2.1 排气阀开启角度的选择

随着增压器效率的不断提高, 增压器能量有过剩的趋势, 将排气阀开启角延迟, 可利用这部分能量使柴油机直接对外做功。但是如果排气阀开启角退得太迟, 会出现缸内燃气倒流, 影响扫气进而影响整机性能, 这种情况在燃烧持续期较长的机中尤为严重。从图4中可以看到随着排气阀开启角的后退, 油耗呈下降趋势, 但到了一定数值后, 由于倒流及过量空气系数降低, 油耗下降趋缓, 其排温及受热零件的热负荷大幅度提高。解决的方法有几条: 一是选用速度高的排气凸轮, 其二是提高扫气压力, 其三是在可能的情况下适当减小扫气正时。在配VTR354A增压器的实际试验时我们将排气开启角由原来的 84° 退至 76° 扫气正时从 48° 减至 45° 。

2.1.2.2 排气阀关闭角度的选取

在排气阀关闭角度的选择上, 二冲程低速柴油机的做法是尽可能地后退, 这样可以将压缩线压低以求得油耗的降低, 并获得显著的效果。究其原因主要是因为目前这类机型具有较高的冲程缸径比, 有可能将几何压缩比取得很高, 从而在排气阀关闭很迟的情况下, 仍能保持较高的 ϵ 值, 而对于E390V这样的机型, 延迟排气虽然会使总气耗上升、排温下降, 但由于后排气较多, 过量空气系数 α 下降, 影响到燃烧的完善, 油耗反而上升, 烟度变差, 并使受热零件的温度大幅度提高(见图5)。这就是E390V柴油机与目前先进的长冲程低速机明显

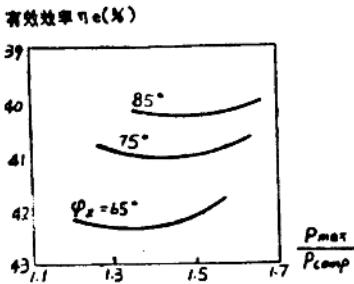


图3. P_{max}/P_{comp} 和燃烧持续角的关系

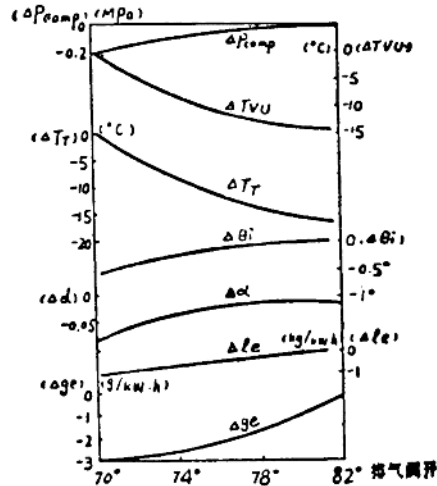


图4. 排气阀开启角度对性能的影响

的不同点。在12E390V配VTR354A时由于没有改变排气凸轮，后退排气正时后，后排气相应增大，在18E390V配VTR454A时我们把排气凸轮的张角从144°减小到138°获得了良好的效果。

2.1.3 燃烧持续角对主要性能指标的影响

从图6的计算结果上我们可以看到，缩短燃烧持续期可以使油耗值有较大幅度地下降，这是由于 P_{max} 为恒定时，缩短 ϕ_z 之后必将燃油正时退后，使工作循环靠拢等压循环，可以降低油耗。目前的E390V机继续

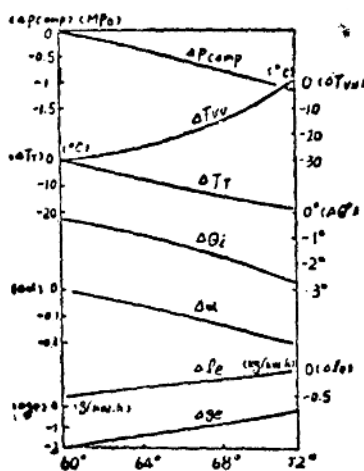


图5. 排气阀关闭角度对性能的影响

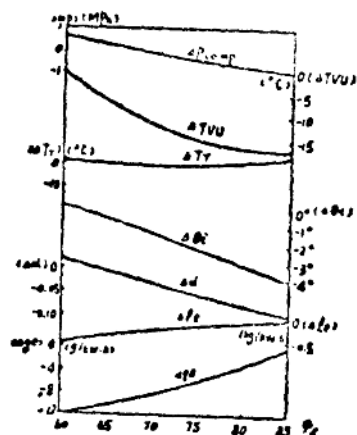


图6. 燃烧持续角对性能的影响

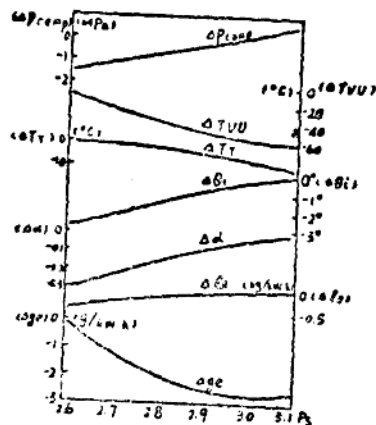


图7. 增压压力对性能的影响 (10°kPa)

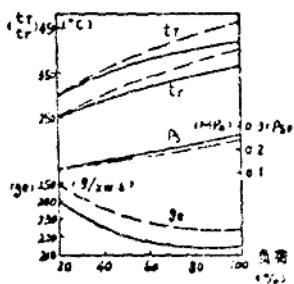


图8. 12E390V配VTR354A和VTR401性能对比
—VTR354A—VTR401

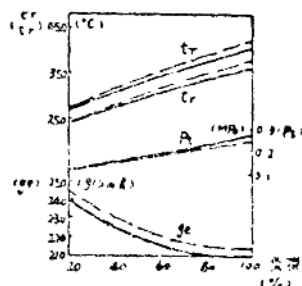


图9. 16E390V配VTR454A和VTR501性能对比
—VTR454A—VTR501

改进耗油系统元件进而缩短燃烧持续期仍将是进一步改善性能的有效手段。

2.1.4 增压压力对性能参数的影响

图7为 P_s 对其它参数的影响曲线, P_s 与其它参数关系比较密切, 对性能影响较大, 而且在柴油机试验时, 其它参数已基本确定, 只有 P_s 可通过更换增压器通流元件调整。我们在 P_s 的优化计算中, 主要考虑以下几个方面: (1) P_s 对燃烧过量空气系数 α 的影响; (2) P_s 对燃气倒流的影响; (3) P_s 对具有合适的 $J_{\max}/J_{\text{comp}}$ 值进而有较佳油耗的影响; (4) P_s 对受热零件热负荷的影响; (5) P_s 对增压器耗功的影响, 进而对油耗和排温的影响。

三、参数选择结果和实际配机效果

主要参数见下表:

参 数	单 位	12E390V 配 GZ380	18E390V 配 VTR501	12E390V 配 VTR354A	18E390V 配 VTR454A
几何压缩比	—	12.63	12.63	14.26	14.26
扫气正时(下止点前/后)	°	48/48	48/48	45/45	45/45
排气正时(下止点前/后)	°	88/56	84/60	76/68	76/62
增压压力	MPa	0.240	0.240	0.260	0.265
空气消耗率	kg/(kW×h)	10.2	10.2	9.9	9.9
增压器进口燃气温度	°C	460	440	440	435
燃油消耗率	g/(kW×h)	223	218	215	211

上表反映了增压器演变及柴油机结构参数变化后性能逐步改善的过程。12E390V机上还配过VTR401增压器, 该增压器效率不如GZ380, 在柴油机几何参数相同时油耗和排温均要高一些, 因此这种匹配的柴油机只造过少数几台, 用于特殊场合。12E390V配VTR401和配VTR354A的性能曲线见图8。18E390V配VTR501和VTR454A增压器的性能曲线见图9。二者之对比可见性能改进是十分明显的, 其来之于增压器效率提高, 并由此为基础对柴油机结构参数加以变化。配机时均一次成功, 主要得益于工作过程模拟计算的精度比之以前大为提高, 并且可使各参数之间的相互影响关系分析得比较透彻。

四、结论

二冲程中速柴油机当增压器效率提高后, 在不增加机械负荷和热负荷的前提下, 对柴油机性能的优化改进工作可以从以下诸方面着手:

- (1) 提高柴油机压缩比
- (2) 推迟排气开启角度
- (3) 减小排气凸轮作用角
- (4) 减小扫气正时
- (5) 缩短燃烧持续期, 及选择合适的 $P_{\max}/P_{\text{comp}}$ 值
- (6) 提高增压压力
- (7) 选择合适的空气耗量 (下转第21页)

天津经济技术开发区自备 (油柴机)电厂的开发

臧惠芬 周忠贤 马逢贺

天津经济技术开发区热电公司(柴油机)自备电厂是沪东造船厂新开发的重大工程项目。该工程总装机容量为 $4 \times 9500\text{kW}$, 分二期进行。第一期工程为二套 9500kW 的机组和全部的土建工程, 第二期工程亦是二套 9500kW 的机组。该工程由天津经济技术开发区总公司与沪东造船厂于1986年12月27日正式签署成套设备总承包合同, 土建、消防、通讯、照明及供排水等由开发区总公司自行负责。经过各方努力, 于89年底完成机组性能调试验收, 90年进行了柴油试运行, 91年上半年又进行了重油试营运, 至今双机累计各运行了8000小时, 运行情况良好。

沪东造船厂作为成套设备总承包单位, 负责天津开发区自备电厂的设计、制造和配套, 现场安装和调试等工作。现就天津开发区自备电厂设计和调试等情况分述如下:

1 电厂的总体设计

1.1 厂区布置和占地面积

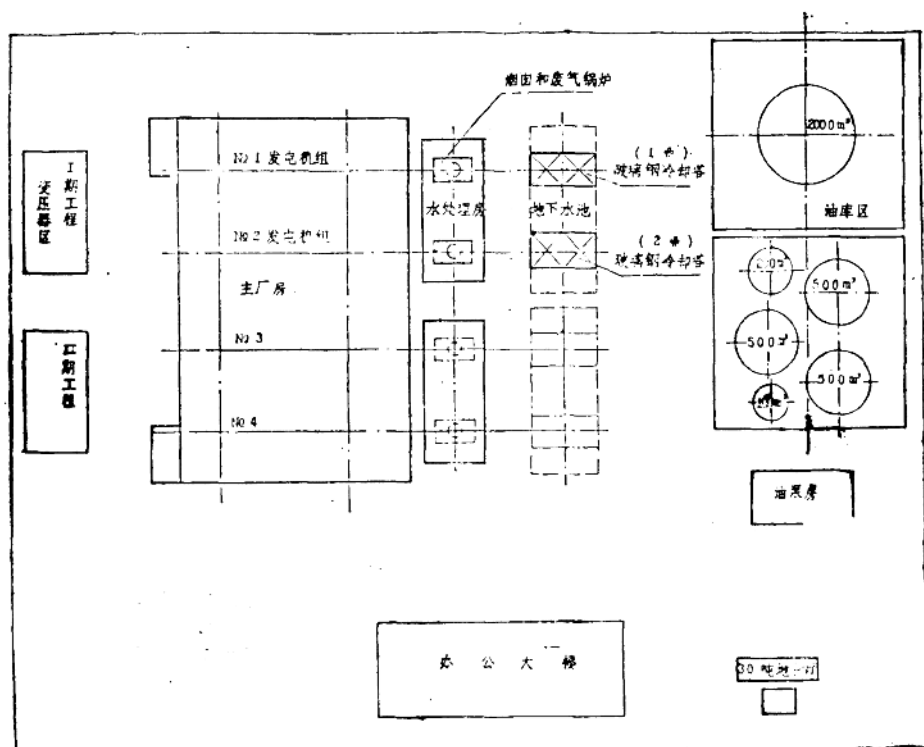


图1 厂区总布置图

按合同要求,为减少基建投资,我们考虑了一个面积为 $132\text{m} \times 105\text{m}$ 的厂区总布置图(见附图1)。

1.2 主厂房发电机组安装形式

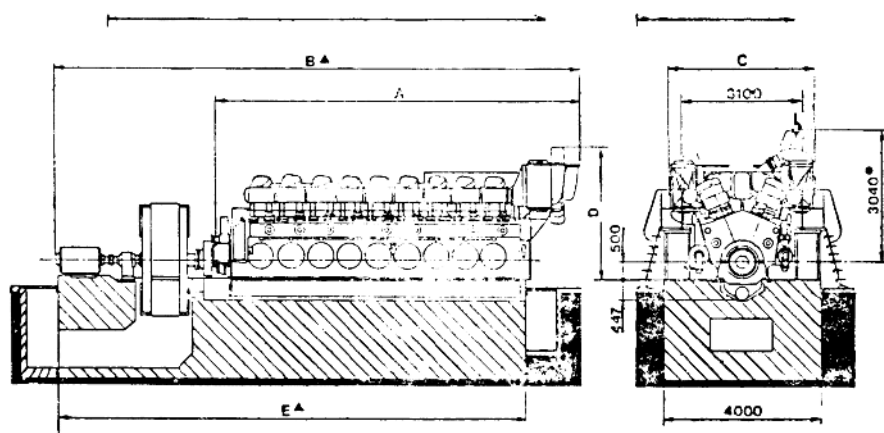


图2 发电机组低台位布置图

主厂房发电机组安装布置一般有二种形式,一种为高台位,另一种为低台位。由于天津经济技术开发区自备电厂地址是原塘沽盐场的淤积地,地质条件差,地基允许耐压力低,又加上天津地区是属于地震活动频繁的区域,针对这些情况,确定电厂的发电机组采用低台位形式。

而主厂房结构及形式与开发区领导及土建设计单位(水利电力部天津勘测设计院)几经反复多次协调后,采用地上部分为轻型结构,地下的承重基础采用钢筋混凝土的箱形基础。针对箱形基础的特点,我们在总体设计时就要求土建设计人员将箱形基础建成地下室的形式,将大量的辅机设备及其管道系统布置到地下室中,节约了土地和厂房面积,降低了土建成本。

同样,烟囱和废气锅炉,因体积大重量重,其基础也是一个很大的水泥浮箱,为了充分利用空间,我们就将水处理设备和燃油锅炉,放入这些空间。

1.3 地下蓄水池

考虑天津地区冬天天气严寒,低温水系统中的玻璃钢冷却塔塔底的储水盘运行中不允许积水,以免停车后冻裂,所以设计时考虑采用一个 500m^3 的地下蓄水池,作为2套机组的低温水水源。而且,此池还兼消防水的水源。这样,可以节约大量的土建费用,减少土地的占用。

1.4 柴油机室外进气

针对天津地区冬天寒冷这一点,为确保厂房保暖,柴油机进气采用通过室外进气室进气。

2、柴油发电机组

柴油机和发电机为刚性连接。发电机组的主柴油机选用本厂生产的18PC2—6/2柴油机。该机是船舶总公司购自法国热机协会(S.E.M.T)的专利产品。该柴油机功率大,燃油消耗率低,在额定转速 500r/min (50HZ),单缸功率550kW时,燃油耗量仅为 $186\text{g/kW}\cdot\text{h}$ 。并且可以燃用7000秒(雷氏I号 100°F)的劣质燃油,降低运行成本。发动机工作稳定可靠,噪声低,振动小,所以被大量应用于船舶和电站。