

性能与排放

# 船用柴油机米勒循环两级增压系统的设计研究

汪齐富<sup>1</sup>, 崔毅<sup>1</sup>, 邓康耀<sup>1</sup>, 王新权<sup>2</sup>, 李翔<sup>2</sup>

(上海交通大学动力机械及工程教育部重点试验室, 上海 200030; 七一一研究所, 上海 201108)

**摘要:** 采用米勒循环结合可调两级增压, 降低某船用柴油机的  $\text{NO}_x$  排放和燃油消耗率。对进气门关正时、扫气重叠期进行了多方案计算, 确定了该机的米勒正时; 建立了可调两级增压系统性能仿真分析模型, 研究了不同增压器大小、旁通调节方案对推进特性各工况性能的影响, 设计了较佳的可调两级增压方案。研究表明: 设计方案可使该机在推进特性下, 综合  $\text{NO}_x$  排放降低 38%, 油耗降低 2.5%。

**关键词:** 船用柴油机; 米勒循环; 二级涡轮增压;  $\text{NO}_x$ ; 燃油消耗率

**中图分类号:** TK423.4<sup>+</sup>3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)02-0026-04

## Design of Miller Cycle and Two Stage Turbocharging System on Marine Diesel

Wang Qifu<sup>1</sup>, Cui Yi<sup>1</sup>, Deng Kangyao<sup>1</sup>, Wang Xinquan<sup>2</sup>, Li Xiang<sup>2</sup>

(1. Key Laboratory for Power Machinery and Engineering of Ministry of Education, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200030;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

**Abstract:** In order to reduce the  $\text{NO}_x$  emission and fuel consumption rate of a turbocharged marine diesel engine, Miller cycle and two stage turbocharging system were adopted. Different IVC and VOD timings were chosen for calculation and analysis, and Miller timing was determined. At the same time, variable two stage turbocharging system model was built. Effects of different sizes of turbochargers and bypass solutions on performance of propeller law have been studied. Finally an optimized variable two stage formula was designed. Results showed that  $\text{NO}_x$  emission was reduced by 38% and fuel efficiency by 2.5%.

**Keywords:** marine diesel engine; Miller cycle; two stage turbocharging system;  $\text{NO}_x$ ; fuel consumption rate

## 0 引言

柴油机因其热效率高、功率范围宽广、运行安全、使用寿命长等优点而广泛地应用于船舶的动力装置。在船用柴油机迅速发展并大量使用的同时, 其排出的废气造成大气的污染也越来越严重。国际海事组织(IMO)排放法规规定, 以 2005 年的 IMO 第一阶段为标准, 要求 2011 年实行 IMO 第二阶段, 将  $\text{NO}_x$  排放降低约 20%; 2016 年实行 IMO 第

三阶段,  $\text{NO}_x$  排放降低 80% 左右。

为了达到排放法规的要求, 国内外相关机构都做了大量研究, 其中较多的方案采用米勒循环。国内七一一研究所在一款中速大功率柴油机上采用米勒循环后,  $\text{NO}_x$  排放降低了 10.5%, 并指出将进排气门定时做一定优化后能够改善燃油经济性<sup>[1]</sup>。国外, 瓦锡兰公司曾在 Wartsila20 型柴油机上采用二级增压并结合强米勒循环的方法后,  $\text{NO}_x$  排放降低了 50%, 同时燃油的消耗也有所改善, 但由于进气流量的限制使得部

收稿日期: 2011-09-11; 修回日期: 2011-10-18

作者简介: 汪齐富(1987-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为柴油机涡轮增压技术, E-mail: holyvitas@163.com。

分负荷性能变差,这时需要借助一些辅助措施才能保证其正常运行<sup>[2]</sup>。MAN公司也在一款32/44 CR二级增压柴油机上采用了米勒循环,在此基础上还通过试验对比了可变涡轮截面、可变气门定时等方案对综合性能的改善作用,在这些技术的作用下,NO<sub>x</sub>排放降低40%的同时功率提升了15%,而且很好地改善了低负荷性能和排烟等问题<sup>[3]</sup>。

米勒循环结合二级增压对降低NO<sub>x</sub>排放以及改善油耗有着较大的潜力,然而高增压柴油机部分转速运行时存在着增压压力不足、排温高、冒黑烟等缺点,标定工况时增压压力越高,部分转速时面对的增压不足问题越突出<sup>[4]</sup>。与此同时,由于燃烧室的初始温度较低,造成较为严重的着火延迟,使得燃烧非常迅速,燃烧温度和排气温度急剧增加,NO<sub>x</sub>排放较高且废气能量损失大<sup>[5]</sup>。

本文的工作是针对某型号高增压船用柴油机,对其进排气门正时以及气门重叠期进行多方案计算,并对二级涡轮增压系统进行优化匹配和调节方案研究,有效地降低了原机的NO<sub>x</sub>排放和油耗。

## 1 计算模型及建模标定

在研究过程中,主要通过GT-power建立模型并进行计算,结合运算结果进行理论分析从而最终确定优化方案。为保证模型的正确性和可靠性,必须先对模型进行标定和校核。

原机为一台单级涡轮高增压柴油机。用GT-power对原机建模并通过标定工况点的试验数据进行校核验证。模拟结果各主要参数都与试验数据接近,其中模拟计算与试验的示功图对比如图1。

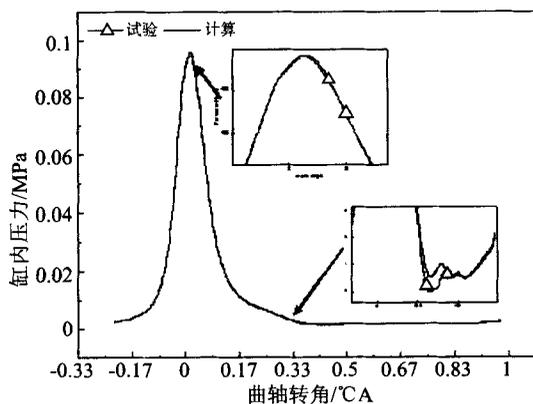


图1 计算与试验示功图

在进行下一步的二级增压建模标定时,仅对新增加的一套涡轮增压系统进行修改,管路部分借鉴相似机型的管道参数即可;涡轮增压器部分,通过修改涡轮和压气机的流量来进行模拟计算。

## 2 可调两级增压的系统设计

为了确定船用柴油机米勒循环可调两级增压系统方案,需要研究的内容有:拟采用的调节方法和手段、正时方案、高低压级涡轮增压器的选择、调节控制策略等。首先根据设计目标的NO<sub>x</sub>排放和油耗率,运用仿真模型计算最佳的气门正时,然后根据设计点进行涡轮增压器的匹配,使设计点的经济性最优排放最小。

在上述工作的基础上,对各工况点进行计算,确定低负荷工况的进排气旁通策略和高负荷工况的涡轮旁通策略;同时对系统的设计方案进行经济性和排放性能评价。若设计结果不满足指标要求,则对系统参数进行调整,并重复上述设计过程。

### 2.1 米勒定时的方案设计

这款机型优化的主要目的是降低NO<sub>x</sub>排放和油耗,优化气门定时采用的是提前关闭进气门的米勒循环方案。在选择米勒正时方案的过程中,按照以下步骤进行:

(1) 列举 $6 \times 5 = 30$ 种不同定时方案。分别取6种进气门关闭角(IVC)和5种气门重叠角(VOD),这样一共需要计算30种方案。气门模型中,其它参数均保持不变。相对于原机来说,进气门关闭角分别提前95、85、75、65、55、45 °CA,气门重叠角相对于原机分别增大为-80、-60、-40、-20、0 °CA五种方案。

(2) 根据原机单级涡轮增压的试验数据,设计简单涡轮增压器模型。设定涡轮增压器效率和原机相同的情况下,通过调节涡轮的当量面积,使上述30种方案中的燃烧空燃比和原机相同。

(3) 对模拟结果进行对比分析。根据计算得到NO<sub>x</sub>和油耗随IVC和VOD变化的MAP图(如图2所示),初步确定几组IVC和VOD。

由模拟结果可知,总体而言,NO<sub>x</sub>排放基本由IVC决定,而进气门关闭角和气门重叠期对油耗的影响都比较大。图2表明,最佳油耗在IVC相对原机提前75 °CA和85 °CA之间,VOD相对原机增大-60 °CA和-50 °CA之间。初步选定以IVC(80 °CA/85 °CA)、VOD(-55 °CA/-50 °CA)所组合的四种方案。

(4) 对比上述四种方案的涡轮当量面积的变化率。选择出几组NO<sub>x</sub>排放达标和油耗较小的方案后,再比较这几组涡轮当量面积的变化率,如果变化率过大,则该方案可能无法实现。对选定的几组方案进行模拟计算,涡轮当量面积的变化率如表1。

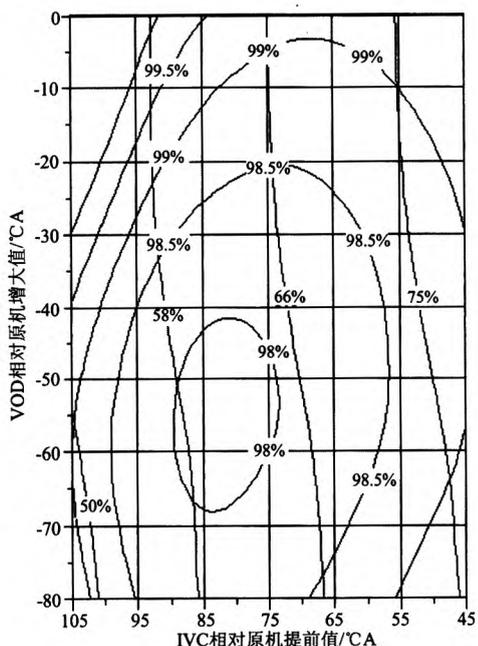


图 2 NO<sub>x</sub> 排放和油耗率(原机标定点为标准 100%)与正时的关系

表 1 四种方案的涡轮当量面积变化率

方案 IVC/VOD/°CA	80/-55	80/-50	85/-55	85/-50
当量面积变化率	0.183	0.152	0.217	0.158

到此,已基本可以确定正时方案,上述四种方案的 NO<sub>x</sub> 和油耗相差很小,因而选择涡轮当量面积变化率最小的一组方案,即对原机而言 IVC 提前 80 °CA、VOD 增大 -50 °CA。

### 2.2 涡轮增压器的方案设计

在初步确定米勒正时后,需要选择高压级和低压级涡轮增压器,这里可以基于 GT 建立详细的可调两级增压系统模型来对性能进行分析。在原机涡轮增压器图谱基础上,调整压气机和涡轮流量大小,使整机全工况性能最优。在详细模型中,将涡轮增压器的当量面积与原机型中涡轮增压器的当量面积之比定为相似流量比,在最后确定相似流量比值后便可确定涡轮增压器的大小型号。

涡轮增压器的选择除满足排放要求和经济性最好外,还必须满足在各种工况下,涡轮增压器没有发生喘振、超速,并尽量运行在高效率区域。

二级涡轮增压系统中大小涡轮相似流量比的确定可以按照以下步骤进行:

(1) 根据理论的最优压比分配,可以确定高低压级压气机的相似流量比和压比。根据涡轮和压气机的能量关系以及流量关系可以确定高低压级涡轮流通面积,这样就基本确定了涡轮增压器参数的初始值<sup>[6]</sup>。

(2) 根据涡轮增压器参数的初始值,对几组方

案进行详细计算分析。取三组可行的匹配方案进行模拟计算,高压级/低压级相似流量比分别为 0.6/1.3、0.65/0.92 和 0.7/0.82。模拟计算的结果如图 3 所示,综合 NO<sub>x</sub> 和油耗可初步确定高压级/低压级相似流量比为 0.65/0.92 时最优。

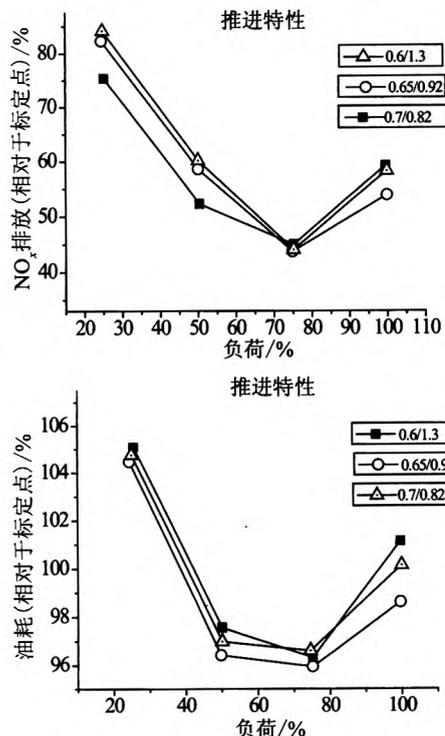


图 3 三种方案 NO<sub>x</sub> 排放和油耗(相对于标定点)

(3) 在初步确定的最佳相似流量比附近,进一步进行多方案列举寻优。在高压级/低压级相似流量比为 0.65/0.92 的方案附近列举多组方案进行模拟计算,当相邻取值的 NO<sub>x</sub> 和油耗相差很小时,便可认为已经取得最优值。

事实上,高压级、低压级的涡轮和压气机各自最优的相似流量比并不相同,这里只需要进一步用列举法,在已经确定的方案邻近取值范围内继续模拟计算。经过多组方案的模拟计算和对比,可以得到表 2 所示的结果。

表 2 四组方案的 NO<sub>x</sub> 和油耗

高压级压气机相似流量	0.64	0.65	0.65	0.66
低压级压气机相似流量	0.94	0.95	0.9	0.95
高压级涡轮相似流量	0.7	0.75	0.76	0.77
低压级涡轮相似流量	1.1	1.2	1.17	1.1
NO <sub>x</sub> 降低/%	31.78	32.57	38	39.2
油耗降低/%	2.44	2.46	2.5	2.42

在 NO<sub>x</sub> 排放均满足要求的前提下,油耗最低的是第三组方案: NO<sub>x</sub> 降低了 38%,同时油耗最大降低了 2.5%。

由此,大小涡轮和压气机的相似流量比均已确

定。由于相似流量比是相对于原机涡轮增压器而言的，所以依据原机的涡轮和压气机型号便可以确定出上述对应相似流量比下的涡轮和压气机。

### 2.3 全工况性能及控制策略

在上面的设计中已经确定了米勒正时和涡轮增压器参数，当不采取任何调控手段时，涡轮增压器在部分负荷时将出现问题，其模拟计算的匹配情况如下图4。

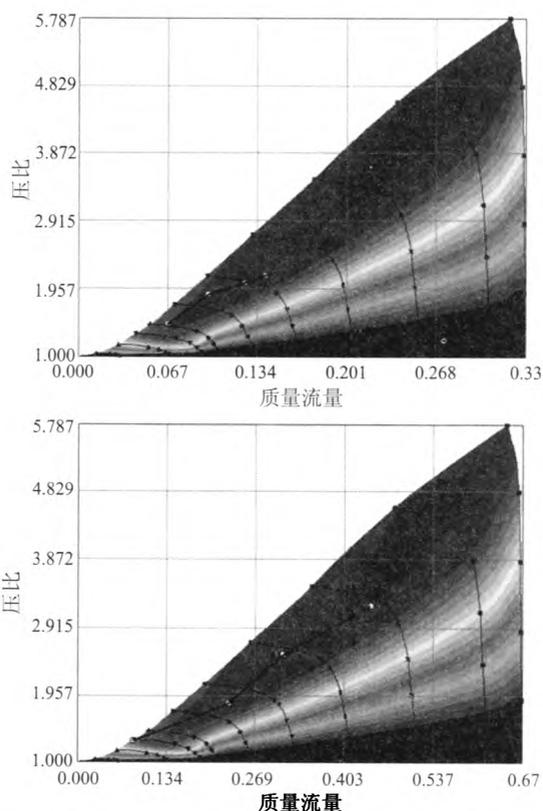


图4 高压级压气机(上)和低压级压气机(下)

从匹配点可以看出，所有点均匹配在高效率区，但是低压级压气机在25%负荷匹配点位于喘振边界，低工况运行时会有问题。解决这一问题有两种方法：使高工况匹配在最高效率区，低工况时采用进排气旁通；使低工况不喘振，高工况时采用高压级旁通。有时，需要同时采用这两种调节方法才能保证高工况和低工况都运行良好，如MAN公司在对32/44 CR型柴油机进行可调方案的研究时就同时采用这两种方案<sup>[3]</sup>。

高压涡轮旁通采用较小的高压级涡轮增压器，低工况时效率较高且不易喘振，这种方案能有效改善低负荷时增压压力不足、涡轮增压器喘振等问题，而且瞬态响应好，但由于高工况时放气使得高负荷时的热效率有所降低。

进排气旁通采用的涡轮增压器相对于高压涡轮旁通采用的涡轮增压器要大，这样能够保证高工况

时高效率运行且不需要放气。在低工况时由于流量较小，将进排气旁通阀打开，新鲜空气经压气机后直接进入高压级涡轮，增大增压器流量，可避免喘振。

由图4可知，主要问题是低压级25%工况时可能喘振，因此重点解决这个问题即可。综合考虑动态性能和经济性能，可选则进排气旁通方案。

在25%工况时，通过模拟计算，可得到进排气旁通阀旁通量对燃烧过量空气系数和涡轮前排气温度的影响，如表3所示(涡轮前温度以不旁通时为标准作为参考)。对应的具体匹配运行情况如图5所示。

表3 进排气旁通量对发动机的影响

旁通阀旁通量	0%	19.7%	28.2%	32.6%
燃烧过量空气系数	1.78	1.85	1.89	1.87
涡轮前排温变化/℃	0(标准)	-103.2	-149.7	-169.5

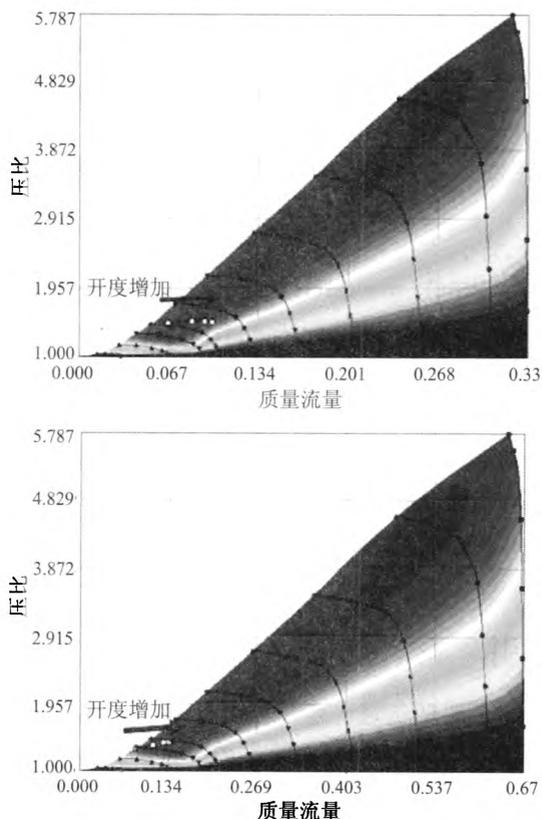


图5 进排气旁通量对高压级(上)、低压级(下)匹配点的影响

由上述图表可知，旁通阀旁通量的变化对25%负荷处燃烧过量空气系数和涡轮前排气温度影响较大；更重要的是能明显改善低压级涡轮增压器在低负荷时发生喘振的现象。由表3和图5可确定旁通阀的旁通量为28.2%，此时增压器运行在高效率区且燃烧空燃比最大。

(下转第53页)

中心距将发生变化,为此重新设计了机油泵支架,保证其正确地啮合。

## 5 试验验证

首先将机油泵在油泵试验台上进行了多种转速的试验,验证其流量与转速的关系,试验结果见表1。由此可见,机油泵流量与转速成正比。

表1 机油泵试验台试验数据

转速 /(r·min <sup>-1</sup> )	机油温度 /°C	机油压力 /kPa	流量/(L·min <sup>-1</sup> )		
			1 <sup>#</sup> 泵	2 <sup>#</sup> 泵	3 <sup>#</sup> 泵
1 355	75	785	148	147	150
1 680	75	785	182	180	184
2 032	75	785	225	222	228

将两个机油泵装在改进后的机油泵支架上,配以25齿的传动齿轮,在燃气机上进行了整机试验。机油泵提速后的燃气机主油道压力得到显著提高,见表2。

## 6 小结

经过装机试验,燃气机主油道油压达到了设计

要求,在600~800 kPa。先后将提速后的机油泵装机数十台,经用户一年多的使用,历经两个夏季,没有出现机油压力低的问题。实践证明:通过提高机油泵的转速来提高流量,从而保证燃气机的机油压力是可行的。

表2 机油泵提速前后燃气机主油道压力对比

时间 /min	燃气机功 率/kW	机油温度 /°C	主油道压力/kPa	
			机油泵提速前	机油泵提速后
30	150	47	542	750
30	300	56	520	732
30	450	62	492	713
120	600	77	460	672

通过该问题的解决,得到启示:为了零部件的通用性,在借用一些零部件的同时,一定要注意使用环境(转速、温度、功率)的改变对它的影响。

### 参考文献

- [1] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京 中国农业机械出版社,1981.

(上接第29页)

通过以上对可调二级涡轮增压系统的设计优化,相对于原机而言,综合NO<sub>x</sub>排放降低了38%,综合油耗降低了2.5%,各工况点的优化程度及变化趋势如图6所示。

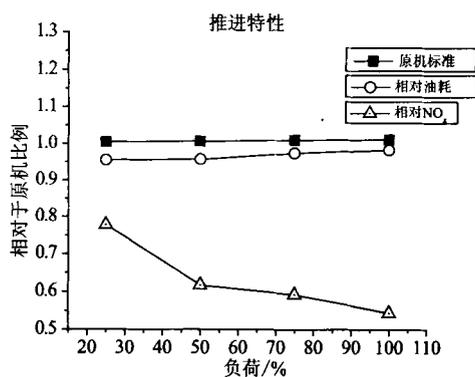


图6 各工况点NO<sub>x</sub>和油耗的变化趋势

## 3 总结

为了降低某船用柴油机的NO<sub>x</sub>排放和油耗,本文主要针对米勒定的进气门关闭角和气门重叠期、涡轮增压器的大小匹配以及增压系统的调控等三个方面进行设计优化,计算结果表明模拟计算达到较好的效果。

通过对二级增压米勒循环系统的设计和优化,最终确定的系统方案为:

(1) 进气门相对于原机提前80 °C A 关闭,气门重叠期相对原机增大-50 °C A;

(2) 高压级压气机和涡轮的相似流量比分别为0.65和0.76;低压级压气机和涡轮的相似流量比为0.9和1.17;

(3) 仅在25%负荷时采用进排气旁通方案,旁通量为28.2%。

经过上述设计及优化后,相对于原机来说,综合NO<sub>x</sub>排放降低了38%,综合油耗降低了2.5%。

### 参考文献

- [1] 李翔,任自中,王新权,等. 中速大功率柴油机应用米勒循环的仿真与试验研究[J]. 柴油机,2010,32(2):21-24.
- [2] Federico MILLO, Politecnico di Torino, MARCO GIANGLIO, et al. Combining dual stage turbocharging with extreme Miller timings to achieve NO<sub>x</sub> emissions reductions in marine diesel engines[C]. CIMAC 2010-210.
- [3] Georg Tinschmann, Peter Holand, Hannes Benetschik, et al. Potential of two-stage turbocharging on MAN Diesel's 32/44 CR[J], MTZ, 2008, 69(10).
- [4] Christer Wik, 刘景宝. 利用二级增压降低 Wartsila 四冲程中速柴油机排放[J]. 国外内燃机车, 2009(4): 12-20.
- [5] Meier E. Part-load operation of very high turbocharged four-stroke marine diesel engines[C]. CIMAC, Proceedings of the 15th International Congress on Combustion Engines, Paris, FR; 1983.
- [6] 顾宏中. 涡轮增压柴油机热力过程模拟计算[M]. 上海:上海交通大学出版社,1985.