

船用柴油机运行磨合试验研究

黄锦川¹, 景国辉²

(1. 七一一研究所, 上海 201108; 2. 海军驻七一一研究所军事代表室, 上海 201108)

摘要: 对船用柴油机磨合试验的机理和特点进行了分析, 提出了运行磨合的时间比例以及“限工况使用”的概念, 并以曲轴箱压力值为主要因素来确定运行磨合的效果, 为船用柴油机运行磨合的管理提供参考。

关键词: 船用柴油机; 运行磨合试验; 磨合时间

中图分类号: TK427 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)06-0009-06

Running-in Experimental Research of Marine Diesel Engine

Huang Jinchuan¹, Jing Guohui²

(1. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108;

2. Naval Deputy Office of Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: The mechanism and features of running-in experiments of marine diesel engine are studied. The time ratio of running-in and the concept of “operation condition limit application” are pointed out. The pressure value of crankcase is taken as the main factors to determine the running-in effect, which offers references for running-in of marine diesel engine.

Keywords: marine diesel engine; running-in experiment; running-in time

1 引言

柴油机的磨合试验是为了改善柴油机主要零部件摩擦副(缸套、活塞、活塞环; 主轴颈、主轴承; 连杆、活塞销; 凸轮、挺杆; 内传动齿轮等)表面的形貌及其接触状态。柴油机的摩擦损失功率约为指示功率的 10% ~ 15%, 其中最大的一项是活塞、活塞环与缸套之间的摩擦损失, 约占总摩擦损失的 55% ~ 65%^[1]。因此可认为磨合试验主要在研究活塞环与缸套之间的摩擦。

船用柴油机的磨合分为台架磨合和运行磨合。台架磨合是在柴油机出厂之前, 按照试验程序在工厂的台架上进行的整机试验; 而运行磨合则是在柴油机交付后进行的限工况使用。由于管理体制的因素, 柴油机制造厂对运行磨合的要求往往无法落实。

本文强调对船用柴油机的运行磨合进行管理, 提出运行磨合的时间按气缸壁平顶珩磨值结合漏气速率予以制定, 并在运行期限使用柴油机的工况。

2 运行磨合试验的提出

按船用柴油机的特点, 一般可选取的最小磨合期约是 4 ~ 6 h, 负荷从 25%、50% 逐步加到 75% 不等。此时的磨合试验实际处于初始阶段, 并伴随着柴油机的调整等, 需要严格的管控。不论是哪种柴油机, 完全磨合必须是柴油机投入使用后经过短期的运行才能达到。

2.1 曲轴箱压力的形成机理

由于活塞环有开口间隙, 所以总会有一部分高温气体通过活塞环泄漏到曲轴箱中并通过呼吸器排出, 这就是曲轴箱压力。

收稿日期: 2010-06-15; 修回日期: 2010-07-27

作者简介: 黄锦川(1969-), 男, 工程师, 主要研究方向为柴油机研发与制造, E-mail: huangjincuan@yahoo.com.cn。

活塞气环以一定的弹力 P_0 与气缸壁压紧, 形成第一密封面, 使气体不易通过环周与气缸之间的空间。由于节流产生压差, 造成径向、轴向的不平衡压力 P_R 、 P_A , 其中轴向压力 P_A 把环压向环槽侧面, 形成第二密封面, 而径向压力 P_R 则大大加强了第一密封面。由环本身的弹力造成对缸壁的压力并不是很大, 但只要有很小的弹力存在, 第一密封面一旦建立, 被密封的气体就会自行帮助密封, 而且被密封的气体压力越高, 附加的密封力也越大。这时, 漏气的唯一通道就是环系的开口间隙, 由二道气环组成的迷宫式通道将使气缸中的燃气压力 P 经过节流后迅速降低, 正常情况下, 其比例大致为: $P_1 = 0.86P$; $P_2 = 0.69P$ 。所以, 正常的漏气量只有吸气量的很少一部分 ($<10\%$)。

2.2 气缸壁的平顶珩磨

柴油机磨合期的长短取决于相关零件的加工方法。若缸套、活塞、活塞环为磨削加工的, 其磨合期就要比研磨加工的磨合期要长。与现代柴油机磨合有最直接关系的是气缸壁平顶珩磨工艺。此外, 气缸套由此产生的储油性能、滑油消耗、滑动面的承压面积也都与平顶珩磨工艺及相应的磨合有关。如 MAN L16/24 柴油机气缸套的珩磨加工: 珩磨网纹角度 $60^\circ \pm 5^\circ$, $R_{\max} = 12 \sim 16$, $R_z = 6 \sim 10$ ($R_a = 1.3 \sim 1.6$)。珩磨后缸套的抗拉强度由 275 MPa 提高到 310 MPa; 提高了工作面的珩磨要求, T_p ($4 \mu\text{m}$) 值由 15% 提高到 50%。

网纹参数 T_p 由三部分组成, 分别是峰高度 R_{pk} 、核心粗糙深度 R_k 和谷高度 R_{vk} 。其中, 峰高度 R_{pk} 是指粗糙度核心轮廓上方的轮廓峰的平均高度。见图 1 所示。当柴油机开始运行时, 气缸套表面轮廓顶部的这一部分将很快被磨掉, 其高度的降低将影响气缸套进入正常工作状态的磨合时间及实际磨损量^[6]。

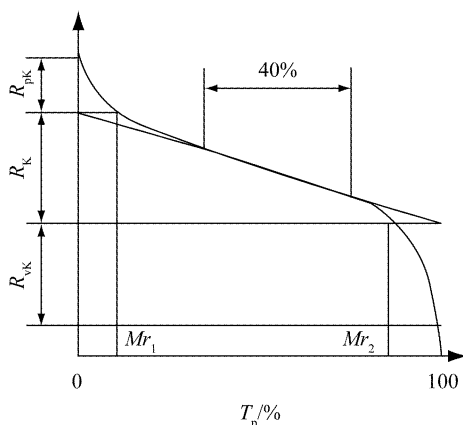


图 1 轮廓支承长度率曲线 T_p 参数

2.3 运行磨合试验要求的提出

柴油机在工厂进行台架磨合试验, 通常对油液进行光谱分析(测试元素成分和含量)和铁谱分析(测试磨粒尺寸和数量)。台架磨合结束后拆检柴油机, 对各主要摩擦副件作表面粗糙度和扫描电镜分析, 将所获得的各种信息整合后得出结论。柴油机在台架磨合过程中各摩擦副磨损较为严重, 各摩擦副表面也未能形成良好的形貌, 并没有达到预期的磨合效果^[2]。

以油液分析为主, 表面形貌分析、柴油机性能参数分析为辅的综合分析方法, 形成了一种台架磨合质量评价方法, 这种方法在柴油机台架磨合研究的应用是可行有效的; 但对交付后运行磨合的试验、磨合质量的评价却无法采用这种方法^[2]。

船用柴油机对交付后运行磨合没有十分明确的规定。有的在使用操作说明书中的磨合规范内容中提出: ‘发动机在制造厂的试验台已经磨合, 因此使用现场不必再磨合’^[3]。这样的规定对发电机组, 或者带有可变距螺旋桨的动力装置来说尚可理解, 这是由于柴油机转速等于常数, 负载的调整不取决于转速的原因; 而对于带有定距螺旋桨的动力装置来说, 柴油机转速为变数, 负载的调整取决于转速, 运行的条件是相当差的。

近几年, 动力装置在成套试验(陆上联调)、系泊航行试验等早期的运行中, 柴油机拉缸事故屡有发生。为保险起见只能延长柴油机台架磨合时间, 如某型推进用柴油机台架磨合试验时间高达 24 h, 其中 100% 以上负荷/转速达 7 h; 而且磨合试验结束还伴随着拆检, 复装后重复磨合等工作, 反而带来了故障隐患。所以, 柴油机交付后需要控制的运行磨合受到了重视, 成为船用柴油机磨合试验的重要内容之一。

运行磨合带来的最大问题是, 在成套试验或装船运行时按专用规范要求而必须进行的 100% 和 110% 负荷工况。如果遇到以下方面可能情况要好些: 一是螺旋桨在机桨匹配设计时按惯例为柴油机留有 8% ~ 12% 的功率储备; 二是在运行试验时进行 100% 和 110% 负荷工况的时间比较节制, 并非屡次试验; 三是在试验时有柴油机厂专业人员保驾护航, 除按规定的速率加速外, 还利用工厂台架试验的数据进行对比检查并进行控制。然而, 事实上往往做不到上述三点, 那么就极有可能在 100% 和 110% 负荷工况时出现拉缸故障。

3 运行磨合试验的验证

柴油机台架磨合试验的评价依据是定性分析和

随机拆检。而运行磨合试验则不具备这种条件，不可能用拆检来判定运行磨合是否达到预期效果，即便是使用内窥成像技术也有局限性。由于对拉缸故障的判断和处理没有直观有效的提示，无法实现预警。

对于船用柴油机来说，一般都装有呼吸器管，并由此将曲轴箱与大气相通。因此，测量由于活塞环漏气引起的曲轴箱压力变化是检查柴油机气缸活塞副技术状态的有效方法。曲轴箱压力升高成为活塞环状态变坏甚至气缸活塞副磨损的预警信号。

3.1 活塞环漏气通道数学模型^[7]

通过每道活塞环开口的流量 Q (kg/min) 即为泄漏的气体流量。活塞环漏气通道由开口连接的环腔组成，如图 2 所示。

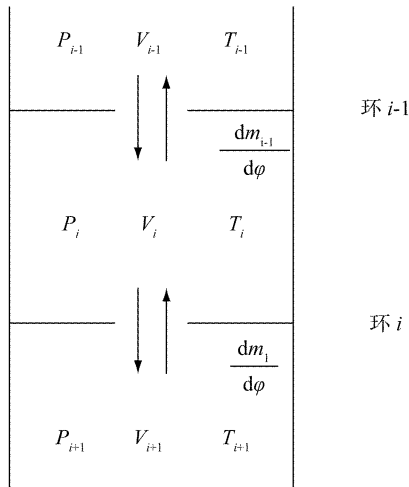


图 2 活塞环漏气通道示意图

设气体的流动为一维等熵绝热流动，对于第 i 道环，即 $P_i > P_{i+1}$ 时的流量为：

$$\frac{dm}{dt} = \varphi A_i P_i \sqrt{\frac{2}{R_i T_i}} \Psi$$

若 $\frac{P_{i+1}}{P_i} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$,

$$\text{则 } \Psi = \sqrt{\frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{P_{i+1}}{P_i}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_{i+1}}{P_i}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

若 $\frac{P_{i+1}}{P_i} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ ，则 $\Psi = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{k}{k+1}}$

式中：环 i 的气体泄漏面积 $A_i = cg$ ，其中 c 为活塞间隙； g 为环开口间隙； φ 为流量系数。

对于每一个环腔，由理想气体状态方程得环腔内的气体压力：

$$P_i = \frac{m_i R_i T_i}{V_i}$$

式中： m_i 为环腔内气体质量； R_i 为气体常数； T_i 为气体温度（取气缸套的平均温度）； V_i 为环腔容积。

活塞环漏气量 Q 指发动机在工作过程中，从曲

轴箱通风管中逃逸出的气体流量。漏气率 f (%) 指漏气量与同时的几何吸气量之比：

$$f = \frac{Q}{2\rho Vn/\tau} = \frac{Q_{\text{cyc_lk}}}{Q_{\text{cyc_in}}}$$

式中： V 为气缸总排量； ρ 为进气密度； τ 为冲程数； n 为发动机转数； $Q_{\text{cyc_lk}}$ 为每缸每循环的漏气量，有 $Q = 2nZQ_{\text{cyc_lk}}/\tau$ ； Z 为发动机气缸数； $Q_{\text{cyc_in}}$ 为每缸每循环的进气量。

3.2 工作过程的运算

用容积法对 12PA6 柴油机建立工作过程数学模型，其中，燃烧放热率采用双韦伯曲线模拟，机械损失压力采用 Chen - Flynn 公式，气缸周壁传热采用 Woschni 公式，结合漏气模型中的微分方程，联立求解可得到各容积内的热力参数（转速、功率、扭矩等）随曲轴转角或时间的变化规律（以上各模型方程均用 Fortran 语言编写和求解，模型中的参数用稳态试验数据进行了校标）。以下是试验得到的结果。

3.2.1 转速对漏气量的影响

仿真条件为柴油机在 50% 负荷下，环腔容积 $8.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ ，气环泄漏面积 $2.68 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ ，个数 2 时，观察到柴油机转速对漏气量的影响，如表 1 所示。

表 1 柴油机转速对漏气量的影响

转速 / (r/min)	每缸每循环漏气量/g	每缸每循环进气量/g	漏气率 /%
600	0.454 282	47.883 6	0.95
700	0.382 583	47.953 5	0.8
800	0.328 769	47.349 6	0.69
900	0.291 924	47.501 9	0.61
1 000	0.231 066	39.493 7	0.59

试验结果是，漏气量随气环数量、环腔容积和柴油机转速这三个参数的增大而减小；漏气率随着柴油机转速的增大而减小。

3.2.2 负荷对漏气量的影响

仿真条件为柴油机在额定转速下，负荷为 50%、75%、100% 时，柴油机负荷对漏气量的影响，如表 2 所示。

表 2 柴油机负荷对漏气量的影响

负荷 /%	每缸每循环漏气量/g	每缸每循环进气量/g	漏气率 /%
50	0.231 066	39.493 7	0.59
75	0.332 002	58.105 4	0.57
100	0.491 328	83.548 6	0.59

试验结果是,漏气量随漏气面积和柴油机负荷这两个参数的增大而增大;漏气率基本不变。

3.3 柴油机的漏气量试验

活塞环密封系统的结构型式和燃烧状况是影响漏气量的内在因素,表现在不同工况下的漏气量变化。通过漏气量试验,并根据各工况的试验数据整理,绘制成漏气量的万有特性图(图3)并进行相关的分析^[4]。

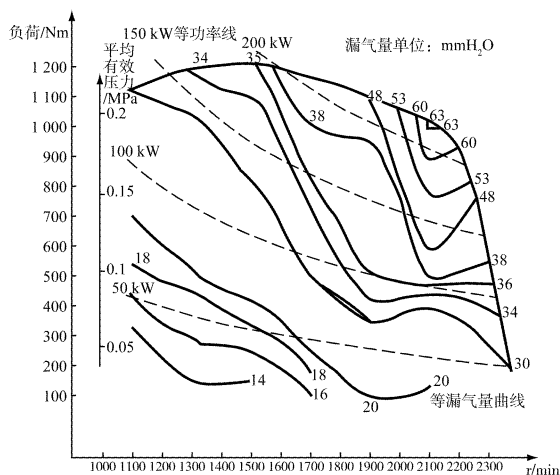


图3 M11型柴油机漏气量的万有特性曲线图

3.3.1 燃烧对泄漏漏气体的影响

泄漏气体中的氧气含量很高,由此得知燃烧刚开始,活塞位于上始点附近,此时气缸中压力最高。大部分的泄漏发生在上始点附近,一方面是由于在上始点附近活塞运动方向改变,活塞环浮起,第二密封面失效导致漏气通道增大;另一方面是由于上始点附近气缸压力最大。通常后者起的作用更大。

由于上始点附近的压力对漏气量影响较大,因此,凡影响发动机燃烧时刻、最高燃烧压力的因素均会对漏气量产生影响。例如,燃油喷得过早则压缩后期气缸压力加大,活塞环较长时间密封高压气体,漏气量加大;若燃油喷得过迟,压缩后期压力较低,活塞处于高压下的时间较短,漏气量减小。

3.3.2 漏气量与转速的关系

由图3知,在相同的负荷下,在转速小于1900 r/min时,柴油机漏气量与负荷成正比,即负荷越大,漏气量越大;在转速大于1900 r/min时,漏气量与转速的关系不按正比关系:在1900 r/min时,当负荷小于500 Nm时,等漏气量曲线有较为明显的下凹;在转速为2100 r/min时,当负荷大于500 Nm(即 $p_e > 0.1$ MPa)时,等漏气量曲线有明显的下凹。这基本上是由活塞环的惯性造成的。当转速

达到1900 r/min时,由于转速较高并活塞环的惯性力比较大,能克服一定的气体压力而浮起,第二密封面瞬间失效,漏气量加大;转速达到2100 r/min时,环的惯性力进一步加大,能克服更大的气缸压力而浮起,漏气量更大。考虑到目前我们使用的船用柴油机转速基本都在1850 r/min以下,所以这里不采用大于1900 r/min的试验结果。

3.3.3 漏气量与负荷的关系

从图3看出,在相同转速下,负荷越大,则漏气量越大。从漏气量的泄漏机理来看,转速不变时,负荷增加则缸内压力加大;在活塞环开口间隙变化不大的前提下,漏气量逐步加大。

3.3.4 按外特性运转时漏气量的变化

柴油机按外特性运转时,在柴油机的工作转速范围内,即当转速小于2100 r/min时,转速越高,则漏气量越大,漏气量与转速几乎成正比;当转速大于2100 r/min时,转速提高,则发动机扭矩迅速下降,漏气量也随之下降。

3.4 试验效果

通过曲轴箱漏气量的模拟计算证实,漏气量对柴油机转速和负荷的敏感度都较强。即按螺旋桨特性运行的柴油机的漏气量随转速的增大而减少;按负荷特性运行的柴油机的漏气量随负荷的增大而增大。可以通过监视和测量活塞环漏气量(曲轴箱压力)来控制磨合试验,特别是运行磨合的时间和质量;甚至还可以利用曲轴箱压力的变化速率来对柴油机实施安全保护。

4 根据漏气量确定运行磨合时间

4.1 柴油机曲轴箱压力的测量

柴油机在台架试验时一般都有曲轴箱压力的测量装置,但往往都是“U”型玻璃管按“mmH₂O”单位测量,但这种装置不适合装船使用。目前已有船用的曲轴箱压力测量装置,可在船上安装使用。该装置的系统响应时间快,检测到曲轴箱压力达到设定值50 ms后即报警并控制动作;能准确记录反馈柴油机曲轴箱的压力变化,及时为判断处理提供准确依据;可对曲轴箱压力进行实时监控,当曲轴箱压力超过0.55 kPa时报警,并采取降低功率等措施维持运行,避免故障扩大^[4];当曲轴箱压力达到600 Pa时,装置驱动内部继电器导通一组常开触点,送出停机信号,驱动动作使柴油机停机。

4.2 运行磨合时间的确定

结合气缸套的磨损规律,通过简化磨损过程的

解析模型，建立了活塞环漏气通道模型和方程，并通过试验进一步证实：漏气量、漏气率随着柴油机转速的增大而减小；漏气量随柴油机负荷的增大而增大，而漏气率基本不变。这就是说，当磨合完成，泄漏量处于理想状态，此时漏气率基本趋于稳定，可认为磨合试验完成。

结合许可证引进技术数据库的相关规定来解释其理由。表 3、4 列出 TBD604B 型柴油机的磨合规范。

表 3 定距桨动力装置的磨合规范

磨合时间/min	发动机转速/(额定转速的%)
60	35
30	45
60	55
15	35
45	70
15	55
45	80
15	65
45	90
15	70
45	95

表 4 带有可变距桨、发电机组的动力装置的磨合规范

磨合时间/min	发动机转速/(额定转速的%)	发动机负荷/(额定负荷的%)
60	30 ~ 50	5
30	50	5 ~ 10
60	100	20
15	30 ~ 50	5
45	100	30 ~ 40
15	100	25
45	100	50 ~ 60
15	100	20 ~ 30
45	100	80 ~ 90
15	100	30 ~ 40
45	100	80 ~ 90

从表 3、4 中可以看出，负载工况规定得十分明确，运转时间也已很具体，这是台架磨合试验的规定。这型通用性柴油机的磨合表上没有出现额定的负荷和最大的负荷，换言之，表中已考虑到把额定负荷和最大负荷的运行留到了使用阶段。因为交付使用的环境条件要比工厂台架的差，所以，在额定负荷和最大负荷的使用前的确需要运行磨合试验。具体可参照执行：对于 TBD604B/620 型柴油

机，新机的曲轴箱压力规定为 0.32 kPa；带有可变距桨、发电机组和相类似的动力装置的柴油机的报警值为 0.6 kPa；带有定距桨和类似的主推进动力装置的柴油机的报警值为 0.9 kPa；柴油机曲轴箱压力达到 1.2 kPa 时必须停机。具体操作时，制定运行磨合的时间约为 50 ~ 70 h，此间最大转速限制在 90% 额定转速，最大负荷控制在 20% ~ 90% 额定负荷范围。据统计船用柴油机气缸套每 1 000 h 的磨损量约为 $1 \sim 3 \mu\text{m}^{[1]}$ ，但无法对该值连续地进行监视和测量，唯一可行的是控制活塞环漏气量。

柴油机磨合新工艺提出按比例分期磨合的概念，在分析台架磨合和运行磨合的相互关联因素后，其磨合试验的总时间原则上可按气缸套的 T_p 值制定，对经过气缸壁平顶珩磨处理的柴油机，原则上大于 85% 负载的工况不得多于 5 min，两次工况的时间间隔大于 20 min。柴油机运行磨合期的效果达到与否应参考曲轴箱压力的监控值以及变化速率。

在工厂的台架试验时间减少约 20%，强调运行磨合期的管理。即在柴油机交付后的一定时间段内必须限制工况使用。

再来讨论前述的那台台架磨合试验时间高达 24 h(甚至有约三分之一是额定工况)的柴油机，建议将磨合时间减至 1/3，且随着气缸套珩磨工艺的实施，该值还可以优化；将其余 2/3 时间的 2 ~ 3 倍制定为运行磨合试验，除避免额定/最大功率的使用外，就是监视和测量曲轴箱的压力值是否达到事先的规定。

4.3 运行磨合时的其它注意事项

在运行磨合时还要注意制定其它监测点并进行严格监视。因为监测点不完善也容易引起拉缸，例如机油变质引起的烧瓦等。

(1) 压力监测。不同转速时，气缸压缩压力随活塞环磨损的变化见图 4。测试柴油机的压缩压力，如压缩压力低于规定值，原则上要全部更换活塞环。

(2) 冷却喷嘴状态监测。在柴油机运行中，一旦活塞喷油冷却不能正常建立，将立即导致严重的拉缸故障。通过循环供油，喷嘴在弯制和焊接时的残余应力释放，可能会擦伤活塞。

(3) 铁谱监测。如果用户有使用铁谱监测的条件，可结合进行铁谱监测。

(4) 冷机起动的监测。每次起动的磨损相当于柴油机正常工作 3 ~ 8 h 的磨损，因此要严格控制

冷机起动的次数,并严密监视其磨损量(检查滑油滤器)。

(5)机油温度监测。若装有 POCT 装置,可通过测量曲轴旋转时连杆大端瓦处飞溅机油的温度来监测连杆大端的温度。

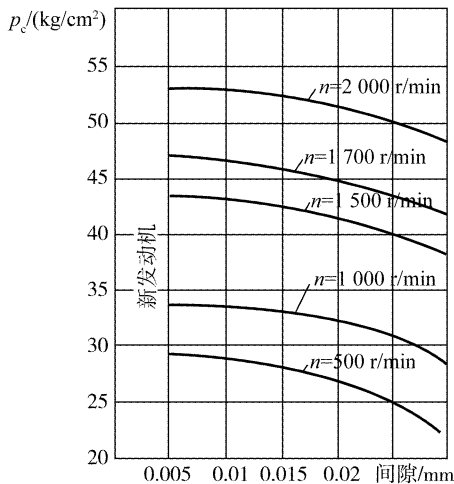


图 4 不同转速时压缩压力随活塞环气缸套磨损的变化

5 小 结

规范船用柴油机磨合试验工艺,除能使柴油机台架磨合质量得到充分保证和提高,还约束了运行磨合,优化了产供之间的矛盾,对提高柴油机可靠性,降低制造成本,节约能源有重大意义。

根据缸套的磨损规律,分析出柴油机台架磨合和运行磨合的相互关联比例,利用建立数学模型、

模拟计算和试验,找出了活塞环漏气的特性以及产生故障的特征信号,提出分期磨合的比例值,并制定出运行磨合的原则。

对经过气缸壁平顶珩磨处理的柴油机,其磨合效果的评估原则上可按 T_p 值制定,磨合试验总时间的减少主要体现在工厂台架试验时间可减少约 20%。

对船用柴油机提出运行磨合期的要求。在柴油机交付后的一定时间段内,必须限制工况使用,原则上谨慎使用大于 90% 负载的工况。对船用柴油机运行磨合期的效果达到与否应参考曲轴箱压力的监控值以及变化速率。

参考文献

- [1] 中国人民解放军海军工程学院. 船用柴油机使用管理的理论基础[R]. 1980.
- [2] 许俊等. 多技术综合分析方法在柴油机台架磨合研究中的应用[J]. 柴油机, 2006, 28(6).
- [3] 河南柴油机厂. TBD604B 系列发动机使用操作说明书[R]. 1998.
- [4] 关荣. 发动机曲轴箱压力分析[J]. 重庆科技, 1998(1).
- [5] 张成. 柴油机曲轴箱压力智能监测装置的研制[J]. 内燃机车, 2006(4).
- [6] 郭俊平等. 气缸套平台行磨网纹参数 t_p 的解析及评定[J]. 柴油机设计与制造, 2008(8).
- [7] 洪国球. 柴油机活塞环漏气仿真研究[J]. 海军装备, 2009(10).

(上接第 8 页)

于扩散燃烧,燃烧效果好及做功能力强^[3]。而进气挡板开启状态下柴油机的平均压力较低,这是因为缸内湍流流场强度小,初期高温区范围小,燃烧不集中、不充分,不能提高燃油的利用率,所以燃烧效果差,经济性能势必不能达到预期效果。由此可知,强烈的湍流运动能促进油气混合气的形成,从而有利于改善燃烧质量。

6 结 论

(1)TBD620 柴油机由于采用了双进气道可控涡流系统,在低负荷时通过关闭进气挡板,空气在缸内形成较强烈的进气涡流,缸内气体的旋流和滚流强度较大,缸内混合气形成较好。

(2)进气挡板的关闭导致气道的流动损失变

大,进气充量变小。

(3)进气挡板关闭时,能有效地缩短燃油滞燃期,扩大燃烧初期缸内的燃烧区域,有利于扩散燃烧,燃烧效果好,做功能力强。

参考文献

- [1] 许俊峰,李玉峰,李丽莉,等. 高速 4 气门直喷柴油机可变进气涡流的研究[J]. 内燃机学报, 2001, 19(5): 400 - 404.
- [2] 杜巍. 双进气道柴油机可调进气涡流形成机理及应用研究[D]. 北京:北京理工大学机械与车辆工程学院, 2006.
- [3] 赵长禄,周磊等. 通过进气道优化改进柴油机的性能[J]. 内燃机学报, 2003, 21(4).