



关于柴油机大修期确定的探讨

陆威崙

(MTU 上海办事处, 上海 200030)

摘 要: 通过分析指出, 由于柴油机大修期的确定目前尚无统一的标准, 制造商出于不同的考虑, 有不同的取向, 因此不同品牌柴油机大修期的长短常不具有可比性。对目前确定大修期的诸多考虑因素进行了分析, 特别对 MTU 公司确定大修期的原则进行了介绍: 以故障率曲线为依据, 根据应用组的载荷-时间比例确定大修期; 可根据实际载荷状况进行调整, 并以预防性维修相配合。为进一步探讨合理确定柴油机大修期的工作提供了借鉴。

关键词: 柴油机; 大修期; 故障率曲线

中图分类号: TK428 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2012)01-0037-05

Discussion on Determination of TBO of Diesel Engine

Lu Weilun

(MTU Shanghai Office, Shanghai 200030)

Abstract: It is pointed out that TBO of diesel engines made by different manufacturers can not be compared with each other, because when TBO is determined, there is no identical criteria, and manufacturers often have different considerations due to various reasons. The various factors which need to be considered when determining TBO are analyzed, and the principles MTU uses to determine TBO are introduced in particular. Depending on the failure rate curve, MTU determines TBO of its products as per predetermined engine load-time profile of an application group. TBO also can be adjusted as per actual load profile. On the other hand, to match TBO the preventive maintenance schedule should be strictly followed. These principles are helpful for further exploring the proper way to determine TBO of diesel engine.

Keywords: diesel engine; TBO; failure rate curve

0 引 言

理论上讲, 当发动机经过长期运行出现诸如功率下降、排黑烟等性能降低的症状时就需要进行大修了。大修是对柴油机完全分解并进行全面检修的一种维护作业。通过检查, 有些零件状态良好, 符合继续使用标准, 可以免修; 有些要通过修理才可继续使用; 而状态最差的则必须予以抛弃, 更换新件。确定大修有两种处理方法。一种是事先没有预定的计划, 完全根据发动机的状态临时确定大修的。例如对汽车发动机, 通常在使用中发现发动机

出力降低、爬坡无力、常冒黑烟, 再参考其行驶的里程, 便可安排进行大修。许多情况下它是随同汽车的大修一起进行的。另一种方法则是属于强制预防性的, 即根据某些既定原则对具体发动机规定一个使用的时限, 到了这一时限就须安排大修。坦克、船舶等重要用途的发动机一般都采取这种做法。本文仅对这种情况进行讨论。

两次大修之间的运行间隔时间即为大修期, 经常用英文缩写 TBO (Time between overhaul) 表示。大修期是一项很重要的、指导柴油机使用的性能。也有将大修期称为寿命(作者认为这并不十分妥

当。寿命到了就意味着生命的终结，是不可逆的。然而，到了大修期，经过大修，柴油机却得到了新生，这显然与寿命的概念是不同的。国外有生命周期时间(Life cycle time)的说法，比寿命的说法要贴切些，但作者认为直接称为大修期是最妥当的)。

大修期不仅取决于设计制造水平和材质，还取决与使用状况，存在着许多不可控因素，因此，它不是一个制造商的担保数据。至今为止，在柴油机领域，对大修期的确定还没有一个统一的原则。各制造商出于不同的考虑按各自的标准来规定大修期。柴油机达到某种状态，按某一公司的要求可能要进行大修，而按另一公司的要求则可能认为还无须大修。因此在许多情况下不同公司产品的大修期往往是不可比较的。通过本文的讨论将可以看到，仅通过大修期时间的长短来判定该项性能的优劣，这种观点是不当的。

1 确定大修期时的考虑因素

影响柴油机大修期的因素很多，在确定大修期时作为依据的因素也常有不同。本文仅对设计制造以外的若干影响因素进行探讨。

1.1 应用场合的不同对大修期的影响

在柴油机的运行过程中承受载荷的高低对大修期的影响是最能直接考虑到的。可以想象，同样品质的两台柴油机运行载荷较低的肯定会比运行载荷高的有较长的大修期。然而有些柴油机制造商在对其产品给出大修期的同时却没有给出任何制约条件，对载荷状况也没有任何限定。显然这种大修期数据是不可信的。

由于柴油机使用场合各不相同，工作条件差别很大。目前业界较多的做法是根据用途或某种标准把柴油机分成几个组，然后分别对各组规定出不同的大修期。尽管这种做法目前尚显粗糙，但比无区分地给出一个统一的大修期已经进步许多。

例如，Caterpillar 公司根据对最大功率或标定功率的使用情况把柴油机区分为五个组：无限持续功率、重载功率、最大持续功率、间歇功率和高性能功率^[1]。Cummins 公司也有与此相类似的五个组的划分：持续功率、重载功率、中等持续功率、间冲功率和高输出功率^[2]。实际上每一个组就对应着一种类型的用途。而 MTU 公司在根据用途分成三个或四个应用组的同时，还对每个应用组规定了各种载荷的使用时间比例，这样就把每组柴油机承载的强度比较具体地规定下来了。显然，这种情况

下规定的大修期会有较好的指导意义。

我国自上世纪五、六十年代以来，柴油机制造有明显的行业性。例如，石油工业、渔轮业、坦克工业、舰船工业、农机工业等都有其所属的柴油机房。各厂产品机型单一，用途针对性强，在各自的应用领域载荷条件基本确定，这大概是造成国产柴油机大修期大多缺乏附带制约条件的主要原因。这种长期的习惯造成了对大修期问题认识上的模糊。改革开放以来，企业组织集团化，柴油机企业大多成为综合性用途产品的制造商。一种基本型的不同改型可以适合于载荷状况完全不同的用途。随着引进产品的增多，对大修期的新观念得到越来越多的认识。但这种新观念要广泛地渗入到自主品牌的柴油机产品中仍有很多工作要做。

1.2 关于载荷系数

在讨论柴油机承受的载荷高低时，首先需要对一个广泛使用的术语“载荷系数”进行讨论。柴油机在全部或一段时间中运行时载荷往往是变化的，“载荷系数”是一个以与额定功率的百分比来表示的、在全部或一段运行时间中的相对于时间的平均载荷。

图 1 给出了某柴油机两种不同的运行载荷模式。 P 为用百分比表示的工作载荷与额定功率的比值， T 为相应载荷的工作时间与整个载荷周期(或大修期)的比值，也用百分比表示。容易算出在这两种不同载荷模式下按时间的平均载荷，即载荷系数均为 0.6。其计算式如下：

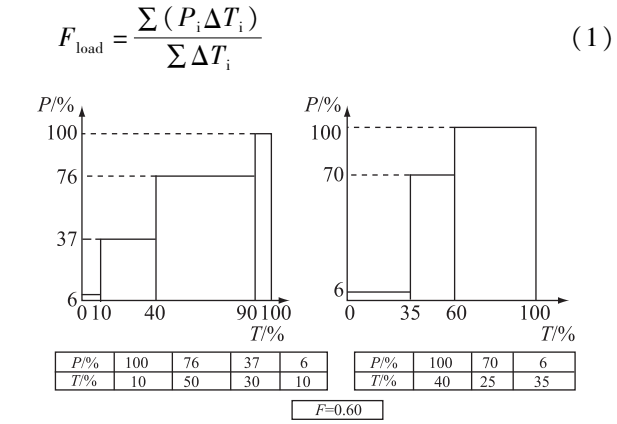


图 1 两种不同载荷状况下的载荷系数

许多柴油机制造商在考虑柴油机的承载强度时都提到了载荷系数，但都又审慎地评论这一系数。这是因为事实上这一系数并不能确切地表征柴油机承载的强弱。一个明显的例子是：一台柴油机以百分之百的载荷工作一小时，再以极低的载荷工作一小时和以百分之五十的载荷工作两小时对柴油机的

影响是明显不同的，但它们却具有相近的载荷系数。图 1 所示两种载荷模式尽管具有相同的载荷系数，发动机的承载强度却是不同的。不同载荷运行对柴油机的影响并不只是载荷的一次方关系。因此载荷系数对确定大修期是没有参考意义的。

1.3 柴油机的故障率曲线

图 2 给出了关于故障率的澡盆曲线，曲线三个阶段的区分对大修期的确定有很重要的意义^[3]。将大修期取在稳定故障区(平台区)和过度磨损区的转折点，即图中按 B_1 故障率确定大修期，应该是不错的做法。因为它既保证了较长的大修期，又保证了在大修期内的低故障率。如某些柴油机公司的做法，为了获得长的大修期，把大修期选在过度磨损区(例如，图示的 B_{50} ，即 50% 故障率处)，这是不恰当的。当然，在有些情况下可能是由于没有这一曲线，在确定大修期时误落入这一区域的。其具体表现就是在经历一段时间的运行后，故障频发，可靠性大大下降。

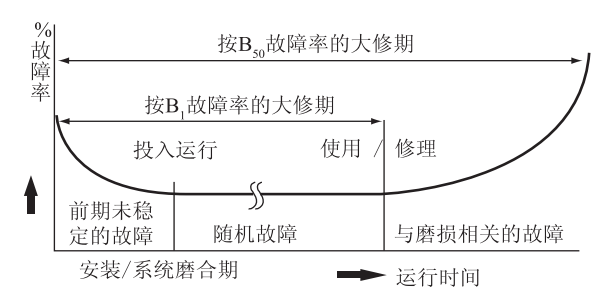


图 2 故障率曲线

然而，这一曲线的获得确实是不易的，它是以大量积累的统计数据为基础的。特别是对于新设计的柴油机更不可能有这些数据，因此借用以往积累的经验就显得特别重要。这也从另一个侧面指出，完全抛弃以往的经验，‘创造’出一种全新的柴油机是一件非常危险的事。

1.4 以曲轴主轴承的寿命为依据

考虑到大修时需要将发动机全部分解，而更换主轴承时也必须拆开机体，有些柴油机就以主轴承的寿命作为大修期的依据。但自上世纪七、八十年代以来，主轴承由于其材质和设计的不断改进，寿命得到了极大的提高。以此来确定大修期，有时会大大增加使用期内的故障率，降低柴油机的可靠性。上世纪八十年代，作者曾参与对原德国 DEU-TZ-MWM 某高速机型大修期确定的讨论，该公司最后决定以曲轴主轴承寿命 24 000 h 作为其大修期。但事实上 24 000 h 的工作周期大大超过了其它许多零件的工作周期，实践证明以这一数据作为大

修期是不妥当的。若干年后，其大修期修改为 12 000 h，仅为原来的一半。

与此相反，MTU 公司 2000M90 柴油机的大修期仅定为 6 000 h，但实践使用却发现，在许多情况下历经两个大修期，其主轴承依然保持完好状态，无须进行任何修理。这也说明其主轴承的寿命至少在 18 000 h 以上，但 MTU 公司是通过不同的考虑来确定大修期的，对此将在下文进行介绍。

1.5 发动机的最大持续功率

允许发动机持续使用的最大功率对大修期有着极大的影响，最大功率的稍许增高会导致大修期的大大缩短。在这方面，德国 MTU 公司积累了丰富的经验。图 3 反映出了 MTU 396 系列某机型柴油机大修期随最大持续功率和载荷状况变化的情况。

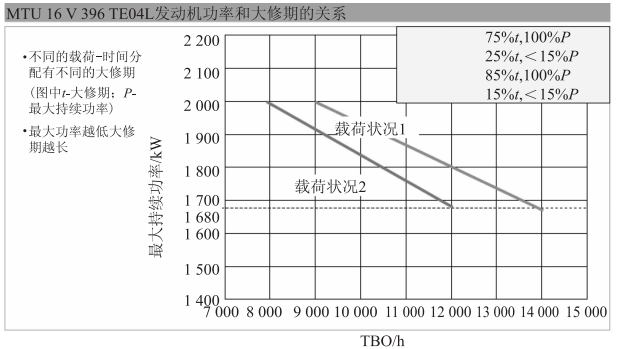


图 3 MTU 发动机最大功率和载荷状况对大修期的影响

图中所示为两种不同客船类型的使用情况。载荷状况 1 的发动机负荷较轻，因此它有较长的大修期，就整体而言，其关系曲线位于载荷状况 2 曲线的右边。而在两种状况下当最大持续功率下降时，大修期都延长。例如对载荷 2 的情况，当最大功率从 2 000 kW 下降到 1 680 kW 时，大修期从 8 000 h 增长到 12 000 h，也即，有了 50% 的延长。根据这一情况，MTU 公司在把相同的基本机型作出不同改型用于不同用途时，通过对标定功率(最大功率)的调整来满足对大修期的不同需求。例如对于 MTU12V2000M × × 发动机，当其作为巡逻艇主机时，最大功率为 1 007 kW/2 300($r \cdot \min^{-1}$)。这时大修期为 6 000 h，这种机型的代号为 12V2000M90。由于巡逻艇通常年使用时间很短，如按每天使用 4 h、每年使用 300 天考虑，则要在五年后大修，这是可以接受的。而对于无限制使用场合，例如航行于内河中的货船，一次出航可能就要几天时间，此时就希望有较长的大修期以获得较长的无大修运行年数，为此就把最大功率限制为 600 kW/1 800($r \cdot \min^{-1}$)，这时大修期为 12 000 h，即延长了一倍，这种机型的代号为 2V2000M60。这种做法在其它品牌的柴油机上也有

采用。

1.6 燃烧的燃油总量

有些发动机规定当燃烧的燃油总量达到一定量时就要进行大修。事实上燃烧的燃油总量不仅是工作时间的反映，同时也是工作载荷高低的反映。一般而言，在同样的时间内功率越高，燃用的燃油就越多(考虑燃油消耗特性的变化，可能会稍有例外)，对大修期的影响就越大。当然，如果定量地分析，所反映的影响在程度上是否恰当尚需进行探讨。

某知名柴油机公司根据使用情况把柴油机分为 A、B、C、D、E 五个组，在对其每种机型的大修期规定出燃烧的总油量的同时，还给出了使用小时数，两者以先达到的为准。这样，就存在了两个标准。为验证这两个标准的对应程度，作者以其按“C”标定功率(最大持续功率)运行的某机型作为例子进行了比较。该机型给出的大修期为 15 000 h，或燃用了 757 082L 燃油。

作者以 MTU 发动机用于巡逻艇类船舶的 1DS 应用组的载荷-时间分配状况，对该机型燃油消耗量进行了计算。该 MTU 应用组的载荷-时间分配如下：在一个大修期内以 100% 载荷运行时间为 10%；以 70% 载荷运行时间为 70%；其余 20% 的时间则以 10% 以下的载荷运行。

计算表明该型机如按 MTU 的 1DS 应用组载荷状况运行，则不足 5 000 h 就达到了其按燃油消耗量所要求的大修期。而事实上，其“C 标定功率”的发动机载荷状况可能比 MTU 的 1DS 组还要繁重些，即，达到规定的总燃油消耗量所需的时间可能还要短些。由此表明，15 000 h 的大修期所对应的只能是一种载荷状况非常低的运行状态，实际上与“C”功率所规定的使用场合是不相一致的。

在确定大修期时，不同的柴油机制造商对各种因素的认识是不同的，对大修期的确定也有着不同的取向。

例如，由于大修期不是担保数据，有些制造商为追求广告效应，大修期就规定得过长。前已述及，有些发动机大修期选在图 2 故障率曲线 B_1 点的右方，有的甚至落到故障率为 50% 的 B_{50} 处。而军事用途的柴油机在确定大修期时又采取了极其审慎的态度。上世纪六十年代前苏联的做法就是这方面的典型，为了获得高的使用可靠性，其坦克、舰艇发动机的大修期都规定得特别短，当然，其中也存在设计、制造水平及材质方面的原因。例如，其中型坦克发动机的大修期只有 300 h。由于我国的坦克工业基本上移植于前苏联，所以这种做法也带

给我国深远的影响。事实上我国科技人员早就发现，该型发动机降低功率的民用型在我国石油工业领域使用，运行了一万多小时后，仍然具有良好的性能。这表明其大修期方面可能还有着巨大的潜能。因此，在确定大修期时，要遵循科学合理的原则是很重要的。在这方面，MTU 公司的做法是值得借鉴的。

2 MTU 发动机大修期确定的原则

MTU 发动机的大修期是通过以下几个因素的全盘考虑而确定的。

(1) 首先，如前所述，MTU 公司把故障率曲线上的转折点 B_1 作为时间长度的依据。这就保证了在柴油机的使用过程中仅有相当于故障率曲线中平台高度的故障率。这一平台高度和长度取决于发动机的设计、制造水平和零件的材质，对 MTU 发动机而言，平台高度为 1%。

(2) 把柴油机按不同用途分组，每组规定了明确的载荷-时间分配模式，然后规定出不同的大修期。这就保证了在对柴油机的大修期进行评定时有相近的载荷标准，给定的大修期值更有指导性。

(3) 根据具体用途其载荷-时间分配情况可能会和该应用组给定的标准载荷状况有出入，在这种情况下如果用户能提供具体载荷模式，MTU 公司可以进行具体分析计算，对大修期进行调整。也就是说，大修期与发动机承载的情况有严格的对应关系。而发动机上装有数据记录仪，能记录发动机自初始动车以来的整个工作历程。MTU 维修工程师能通过手提终端提取记录数据，经公司技术部门分析后判断柴油机潜在的能力。

(4) 预防性维护保养制度是达到既定大修期的重要保证。MTU 柴油机在规定大修期的同时，还规定了大修期内在各个时间段所应做的维护保养作业。这些作业是强制性的，是保证柴油机在大修期内正常工作所必须的。脱离这一套规定，大修期就成了无源之水。作为例子，下面给出 MTU12V2000M92 的维修计划表(表 1)。

该机型大修期为 6 000 h，但在一个大修期内，各个维修阶段所做的维修作业都是很简单的。主要是对各种滤器的保养、更换工作；一些机上附件的维护工作。在整个大修期内无需把机器打开，甚至无需拆开气缸盖；也无需拆检、更换主要零部件。与此相比较，有些品牌的柴油机虽然规定的大修期要长得多，但在大修期内进行的维护作业要复杂得多，并且时常有更换零件的需要。

表 1 MTU 2000M92 发动机的维修计划

项目	使用 年限	工作小时 (h)																			
		每天	250	500	750	1 000	1 250	1 500	1 750	2 000	2 250	2 500	2 750	3 000	3 250	3 500	3 750	4 000	4 250	4 500	4 750
燃油处理系统	1																				
燃油处理系统	2																				
发动机机油滤清器	2																				
发动机运行	—	×																			
曲轴箱呼吸器	—		×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
曲轴箱呼吸器	—			×		×		×		×		×		×		×		×		×	×
离心式机油滤清器	—			×		×		×		×		×		×		×		×		×	×
燃油滤清器	—			×		×		×		×		×		×		×		×		×	×
气阀传动装置	—					×				×				×				×			×
传动皮带	2									×								×			×
空滤器	3									×								×			×
喷油嘴	—																				×
燃烧室	—																				×
零件维护	—																				×
气缸盖	—																				×
扩大范围的零件维护	18																				×

大修期不过长就使得柴油机始终保持一种“年轻状态”，而在大修以后柴油机的性能也可以完全得到恢复。有些柴油机在大修期内故障频发，零件经常需要维修、更换，而在大修后柴油机性能又会有所下降，过长的大修期或许就是其原因之所在。

3 结束语

柴油机大修期的确定是一个很复杂的问题，它牵涉到许多因素。用什么标准作为大修的准绳在当前还没有一致的做法。目前，不同的制造商基于不同的考虑，对各自的产品规定了大修期，因此在许多情况下这些大修期数值不具有可比性。大修期不

是一个孤立的数值，不能简单地据此确定性能的优劣，在许多情况下，大修期定得过短或过长都是不妥当的。进一步对各种影响因素进行探讨，确定出一种相对合理的确定大修期的做法是一项有意义的工作。

参考文献

[1] Marine Engine Selection Guide [R]. Caterpillar Marine Power System, October, 2007.

[2] 康明斯. 船用产品指南, C07R01 [R].

[3] Carsten Kuhn. Maintenance concepts for rail application [R]. MTU Report No. 1. 1996.

(上接第 36 页)

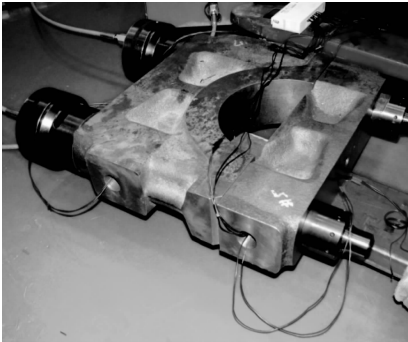


图 5 测试现场

表 2 试验结果

编号	初始值	120 MPa 应变	最终应变	回弹应变	回弹 百分比
1	0	0.003 82	0.003 48	0.000 34	8.9%
2	0	0.003 37	0.003 01	0.000 36	10.7%
3	0	0.003 45	0.003 11	0.000 34	9.8%
4	0	0.003 39	0.003 07	0.000 32	9.4%
11	0	0.003 35	0.002 97	0.000 38	11.3%
12	0	0.003 3	0.002 93	0.000 37	11.2%
13	0	0.003 31	0.002 97	0.000 34	10.3%

分比 = 回弹应变/120 MPa 应变

从表 2 中可以看出,卸掉液压拉伸器载荷后应变值有一定程度的下降,所有测点的回弹百分比均在 10% 左右,表明本次试验螺柱的预紧力回弹量约为预紧力设计值的 10% 左右,即实际的预紧力只有设计值的 90% 左右。

4 结 论

通过有限元分析模拟液压拉伸器拧紧螺母过程得到的螺柱预紧力回弹量为预紧力设计值的 7.5%;通过试验测量螺柱杆身应变的变化,得到螺柱预紧力回弹量约为预紧力设计值的 10% 左右。计算和实测都证明了采用液压拉伸器拧紧螺母的方法存在不可忽视的回弹现象。由于回弹量比较大,在确定预紧油压时,应考虑螺柱回弹的因素,使螺柱预紧力更准确。

参考文献

[1] 芦晶. 应用全桥法测量 O 型密封环的螺栓预紧力[J]. 一重技术, 2008.

[2] 蔺海荣. 材料力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.

注:最终应变为卸掉液压拉伸器拉力后的应变,回弹百