

新研制的 NT12V138Z_L DM 型发电用柴油机

刘德才, 马剑雄

(南通柴油机股份有限公司, 江苏南通 226006)

摘要: 介绍了 NT12V138Z_L DM 型发电用柴油机的研制目标: 强化程度更高、输出功率更大; 根据研制目标, 有针对性地进行了主要零部件的设计改进。样机台架试验及批量用户使用结果表明: 新研制的 NT12V138Z_L DM 柴油机各项性能达到了预定目标, 使用经济性好, 且运行可靠。

关键词: 发电用柴油机; 零部件; 设计

中图分类号: TK422⁺.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)04-0025-04

The New-developed NT12V138Z_L DM Generating Diesel Engine

Liu Decai, Ma Jianxiong

(Nantong Diesel Engine Co., Ltd., Jiangsu Nantong 226006)

Abstract: The development target of NT12V138Z_L DM generating diesel engine is to get higher intensity and bigger power output. According to these targets, the design of some main components was improved. Prototype bench test and the products application results from customers show that the performance indexes of the new-developed diesel engine have reached the preset target, and the engine is economic and reliable in operation.

Keywords: generating diesel engine; components; design

0 前言

南通柴油机股份有限公司为提高柴油机的输出功率、降低燃油消耗率, 曾先后以 12V135AZD 型柴油机为基础, 开发了 135 缸径 155 行程、135 缸径 158 行程以及 138 缸径 158 行程的多种 V 型 12 缸增压与增压中冷机型。使柴油机的 12 h 输出功率从 441 kW/1 500 r/min 提高到 507 kW/1 500 r/min 与 550 kW/1 500 r/min, 并批量生产投放市场。为进一步提升产品的市场竞争力, 再次提高柴油机的输出功率, 公司又从 2006 年开始设计强化程度更高、输出功率更大的 NT12V138Z_L DM 型增压中冷柴油机, 并于 2009 年完成样机试制和试验。到目前为止, 已提供了五百多台给用户配套使用, 运行情况良好。

1 NT12V138Z_L DM 柴油机研制目标与主要结构参数

NT12V138Z_L DM 柴油机的研制目标如下:

(1) 提高平均有效压力至 1.785 MPa 和 1.964 MPa, 使 12 h 功率达到 660 kW/1 500 r/min, 1 h 功率达到 726 kW/1 500 r/min。

(2) 在 12 h 功率工况下, 燃油消耗率不高于 210 g/(kW·h);

(3) 机油消耗率不大于 1.5 g/(kW·h);

(4) 在 12 h 功率工况下, 排气烟度(FSU)不大于 2;

(5) 柴油机排放符合 GB20891-2007《非道路移动机械用柴油机排气污染物排放限值》(第 II 阶段)要求;

收稿日期: 2010-12-01

作者简介: 刘德才(1937-), 男, 研究员, 主要研究方向为柴油机设计与制造, E-mail: majianxiong13@126.com。

- (6) 柴油机最高燃烧压力不高于 14 MPa;
- (7) 提高调速精度, 使稳态调速率达到 $\leq 2\%$;
- (8) 提高运转可靠性和耐久性。

NT12V138Z_LDM 柴油机的主要结构参数见表 1。

表 1 NT12V138Z_LDM 柴油机的主要结构参数

型式	V 型四冲程直喷式增压空—空中冷
缸数	12
缸径/mm	138
行程/mm	165
排量/L	29.6
压缩比	16:1

2 设计改进措施

NT12V138Z_LDM 柴油机设计改进措施有以下几点:

- (1) 行程缸径比从 1.145 增大到 1.196, 活塞行程加长到 165 mm;
- (2) 改进缸盖垫片设计, 提高燃气密封的可靠性和耐久性;
- (3) 改进机体设计, 以满足活塞行程加大的需要, 并提高机体的强度和刚度;
- (4) 重新设计曲轴, 在增大曲柄半径的同时, 提高承受机械负荷的能力;
- (5) 改进活塞连杆组各有关零件设计, 采用振荡冷却活塞, 提高活塞销、连杆及连杆轴瓦的承载能力;
- (6) 改进机油泵设计, 增大流量并提高工作可靠性和耐久性;
- (7) 提高燃油喷射压力, 将燃油喷射泵的泵端压力提高到 130 MPa;
- (8) 提高增压器的压比, 提升增压压力, 增大进气量;
- (9) 加大散热水箱与空—空中冷器的散热面积;
- (10) 采用电子调速器, 提高调速精度。

3 主要零部件的设计改进

(1) 机体

机体是该机能否实现研制目标的一个最关键的零部件。图 1 是其横剖面图。与原机体相比, 加大了主轴承座孔的直径与壁厚以及主轴承座隔板的厚度。在重新布置隔板上的加强筋的同时, 还将隔板上两个直径 40 mm 的通气孔外移, 避开了主轴承座的高应力区。缩短了冷却水腔的高度, 以期降低缸套壁的振动并减少传给冷却水的热量。将冷却水腔的外壁设计成近似圆筒形并基本与向下延长了的

缸盖螺栓孔搭子中心重合, 提高了支撑刚度, 有利于减少缸套变形。改进了凸轮轴轴承座的设计, 以适应柴油机行程加大的运转要求。为使各缸冷却均匀, 增大了两侧面布水道的截面积。在每列气缸体的两侧, 均增设了加强筋。并适当增大了曲轴箱的宽度。安装气缸盖的顶板为同一厚度, 取消了原设计的一些局部减薄的区域。供喷油冷却活塞的副油道, 前后贯通整个机体, 位于 V 形夹角的内侧面。机体材料由 HT250 改为 HT300。所有这些设计改进使机体的强度和刚度大大提高。

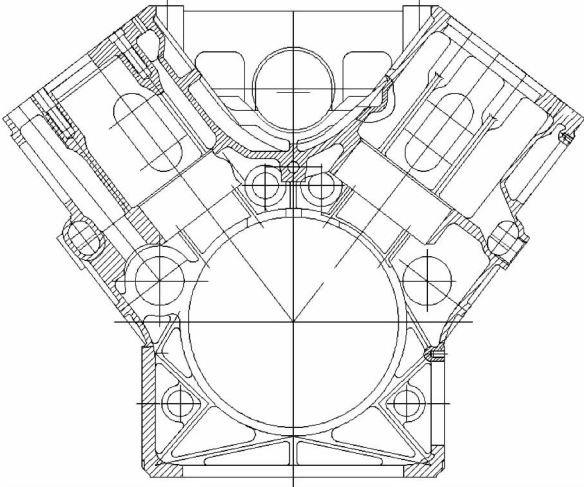


图 1 机体

(2) 缸盖垫片

由于柴油机的平均有效压力提高, 最高燃烧压力也随之升高, 为确保燃气密封, 对原有的缸垫进行了设计改进, 在提高燃气密封性能的同时也提高其耐久性。图 2 为改进前后的缸垫在缸孔部位安装状况的剖面图。

图 2a 为原设计的缸盖垫片。设计要求为: 在被缸盖压紧后的工作状态下, 缸孔周边的厚度 T 为 1.2 mm, 该尺寸实际上也就是此部位各层钢板厚度的总和。可见在压紧后的工作状态下, 二冲筋板的圆弧冲筋是被压平的, 起燃气密封作用的正是也仅仅是这圆弧冲筋及其两侧夹板形成的密封带。隔热环的厚度为 1 mm, 在工作状态下, 其两侧有 0.2 mm 的间隙, 在没有产生积炭前, 高压燃气是直接作用在缸垫本体上的。

图 2b 为改进设计后的缸盖垫片。设计要求改为: 在被缸盖压紧后的工作状态下, 缸孔周边的厚度为 1.3 mm, 也就是上夹板、两片冲筋板及燃气密封环材料厚度的总和。在柴油机运行时, 此部位形成第一道燃气密封带。由图可见, 此时冲筋还有 0.15 mm 的高度, 仍然保持着良好的弹性。直径为

Φ163 的半圆弧形冲筋，形成了第二道燃气密封带，由圆弧形冲筋被压缩产生的弹力形成。该冲筋在被压缩后的工作状态下，还有 0.175 mm 的高度，同样在柴油机运行过程中保持着良好的弹性。该垫片取消了原设计所设的隔热环，而以加大直径的缸套顶面凸缘予以取代，其高度增大到 1.2 mm，与缸盖底面仅留有 0.1 mm 的间隙，能减弱高压燃气对缸垫的作用。综上所述，改进设计的缸垫能更有效地密封高压燃气，并能长时间保持冲筋的弹性，从而延长其使用寿命。

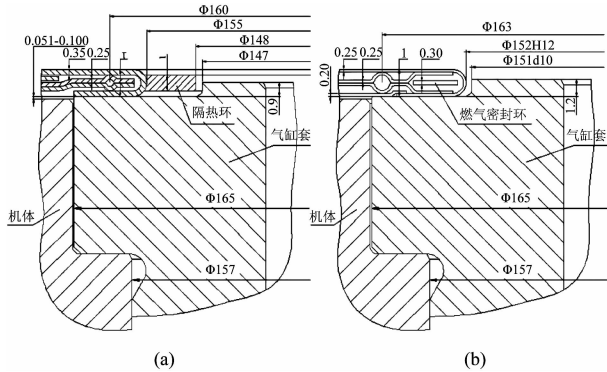


图 2 缸垫在缸孔部位安装状况剖面图

(3) 曲轴

曲轴仍然采用组合式曲轴，由曲拐、前轴、曲轴法兰、主轴承—短圆柱滚子轴承以及各连接件组成。

曲拐的曲柄半径增大到 82.5 mm，连杆轴颈的直径增大到 100 mm，宽度增大到 95 mm，表面进行氮化处理并抛光。为提高各曲拐间以及曲拐与前轴、曲拐与曲轴法兰的连接可靠性，将曲拐两端面上的连接孔增加到十二个。如图 3a 所示。在连杆轴颈部位为两个螺孔 K，与相邻曲拐、前轴及曲轴法兰的连接用连接螺钉直接旋入此螺孔。前轴和曲轴法兰上与曲拐相匹配的连接孔也为十二个，曲轴法兰上飞轮螺栓孔也增加到十二个，能可靠地传输更大的输出功率，见图 3b。曲拐、前轴、曲轴法兰的材料均为 QT—900—2 球墨铸铁。

主轴承的宽度增大到 38 mm，与之相应的曲拐、前轴及曲轴法兰的主轴颈宽度为 19 mm。

由于 V 型 12 缸机的曲轴第三节和第四节曲拐的连杆轴颈中心线是处在同一直线上，因此，在第三节和第四节曲拐相结合的面上，位于连杆轴颈部位的二螺孔正好相对，就无法用螺栓连接，因此在第三节与第四节曲拐的结合处，仅能用十个螺栓连接，而以适当加大贯穿第三节和第四节曲拐的连接螺柱的扭紧力矩予以补偿。

(4) 活塞、连杆与活塞销

图 4 为活塞的剖面图。活塞的压缩高度降为 97.7 mm。第一道气环槽高位布置，尽可能减少有害容积；为提高其耐磨性，设有镶圈。顶部在燃烧室与环槽之间设有环形冷却油腔，进油口和出油口的端面均延伸至活塞销孔中心线以下，以减少顶部的应力集中。燃烧室为缩口“ω”型，可形成较强的挤压涡流，有利于油气混合，同时也有利于降低压力升高率，使最高燃烧压力不至过高。顶面进行阳极氧化处理。活塞销孔直径增大到 54 mm，与之相应的活塞销直径也增大到 54 mm。连杆在保持大小头孔中心距不变的前提下，增大了杆身“工”字形的截面积；小头衬套孔直径增大到 60 mm，并适当增加了壁厚；大头孔直径增大到 106 mm，宽度增大到 47.5 mm，所以连杆轴瓦也作了相应设计改进，把宽度增大到 44 mm，材料为钢背铜铅合金。

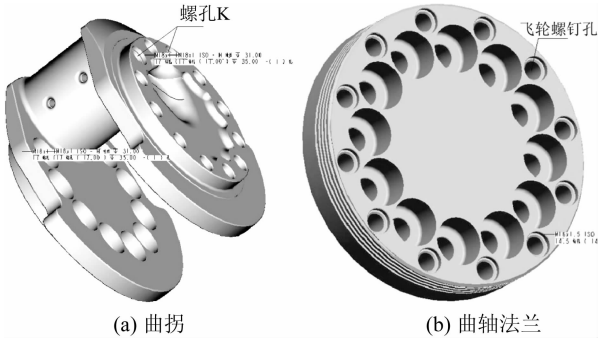


图 3

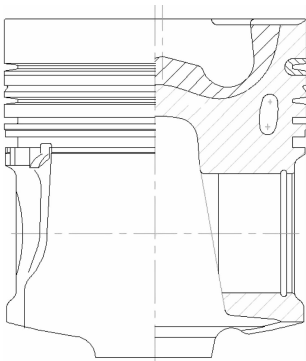


图 4 活塞剖面图

(5) 喷油泵

为在燃烧过程良好的前提下获得更高平均有效压力，必须提高喷油泵供油速率和泵端压力，为此选用了 Pz 型喷油泵。其柱塞直径 13 mm，升程 15 mm，在循环供油量为 92ml/200 次时，泵端压力 130 MPa。

(6) 增压器

选用上海特博科技有限公司生产的 HT3B 型增

压器。增压器最高转速为 70 000 r/min，增压压比为 2.2。

(7) 调速器

以往 135 系列 V 型柴油机一般都采用机械离心式调速器，调速精度不高。对于增压型机，由于喷油泵循环供油量增大，油泵齿条的位移量也增大，导致柴油机最高空转稳定转速升高，达到 5% 的调速率都较困难。本机设计要求有较高的调速精度，为此选用了上海孚创动力电器有限公司生产的 A20002-W 型电子调速器。

(8) 散热水箱与空一空中冷器

散热水箱与空一空中冷器合并设计成一总成。柴油机采用吹风式风扇。空一空中冷器布置在对着风扇的一侧。冷却空气先冷却空一空中冷器，然后再冷却散热水箱。散热水箱的散热面积为 360 m²。空一空中冷器能确保柴油机在标准环境条件下超负荷运行时，中冷后的进气温度不超过 50 ℃，压力降不大于 20 kPa。

(9) 机油泵

为增大机油泵的流量并提高其工作可靠性和耐久性，重新设计了机油泵，其结构见图 5。与过去所用机油泵相比，在结构布置上的最大区别是：机油泵泵体布置在传动齿轮侧，能更好地承受运转中产生的侧向力；泵盖布置在后端，且内表面经磨削加工，可以与也经磨削加工的泵油齿轮端面匹配，承受传动斜齿轮运转中产生的轴向推力；泵的传动齿轮和泵油齿轮与轴的配合均为过盈配合，用热套法装配。泵油齿轮的模数为 4.5，齿数为 9，齿宽为 70 mm，中心距为 43.76 mm。主动轴和从动轴的直径均为 20 mm。泵油齿轮和传动齿轮的材料均为 40Cr，进行调制处理并表面氮化。整个泵的零件种类和数量少，结构紧凑。

(10) 喷油冷却活塞喷嘴

喷油冷却活塞的喷嘴，其外观见图 6，安装在机体 V 形夹角下方的副油道上。每个喷嘴部件上有两个喷嘴，分别向左右两列的相邻活塞喷油，用两个兼起角度定位作用的进油接头螺钉固定。在接头螺钉内设有限压阀，只有当副油道内的油压达到设定值时，喷嘴才会喷油。从而确保柴油机在低速运行时仍有较高的机油压力。

4 样机试制与试验

第一台样机于 2009 年完成装配，随即进行了样机台架性能试验。负荷特性试验结果列于表 2。图 8 为负荷特性曲线图。

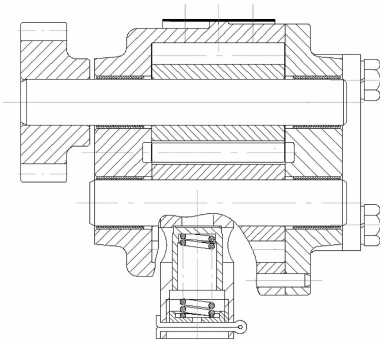


图 5 机油泵剖面图



图 6 喷嘴

表 2 负荷特性试验结果

输出 功率 /kW	排气 温度/℃		进气 温度/℃		增压 压力/kPa		出水 温度 /℃	机油 压力 /MPa	燃油 消耗率 /g/(kW·h)
	涡轮 进口	涡轮 出口	中冷 前	中冷 后	中冷 前	中冷 后			
726	578	409	205	27	220	201	75	0.37	205
660	520	370	181	24	204	186	74	0.42	201
627	502	362	178	23	196	179	73	0.40	200
594	480	346	165	22	180	163	73	0.43	199
528	451	330	150	19	156	141	72	0.44	199
495	440	325	142	19	146	132	72	0.45	200
429	420	316	125	17	124	111	72	0.48	202
396	407	311	117	15	113	102	72	0.49	203
297	373	297	93	15	81	71	71	0.52	211
232	343	279	77	15	61	53	70	0.54	220
164	294	250	63	14	43	36	69	0.56	236

由表 2 可见，柴油机的动力、经济指标均达到了设计目标。从负荷特性曲线看，柴油机在低负荷下运转时，燃油消耗率较高，这是由于采用了刚性联接的风扇的结果，柴油机在部分负荷运转时，风扇的转速与全负荷运转时相同，所消耗的功率也就是在全负荷运转时所消耗的功率，因而与全负荷运转时相比，风扇消耗的功率所占比例较大，使柴油机的有效输出功率所占比例较小，导致柴油机的燃油消耗率升高。但当柴油机的负荷达到 50% 以上时，燃油消耗率均降至 210 g/(kW·h) 以下，而且燃油消耗率曲线较为平坦，使用经济性良好。实测柴油机 12 h 功率工况时的排气烟度(FSU)为 1.2，机油消耗率为 0.8 g/(kW·h)。

(下转第 43 页)

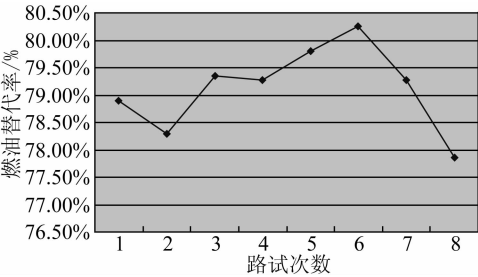


图 7 潍柴双燃料发动机燃油替代率

由图 7 可以看出，8 次的燃油替代率都达到了 77% 以上，并且平均燃油替代率达到了 79%。也就是说，在双燃料模式下，百公里只需要用到在纯柴油模式下 21% 的柴油，其他的燃料都用天然气来代替。

4.2 双燃料车辆百公里经济性

百公里经济性，可直接反应出在双燃料模式下，百公里可节省的费用。按照目前市场每升柴油 7.27 元，每方天然气 3.5 元计算，则得到 8 次路试的百公里经济性如图 8。

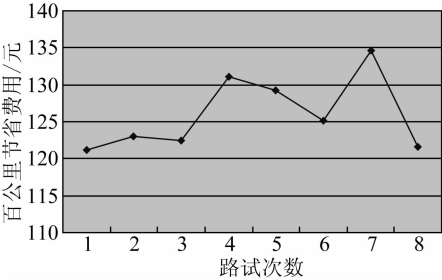


图 8 潍柴双燃料发动机百公里经济性

可以看出，8 次路试的百公里经济性都在 120 元以上，平均百公里节省费用为 128 元。

(上接第 18 页)

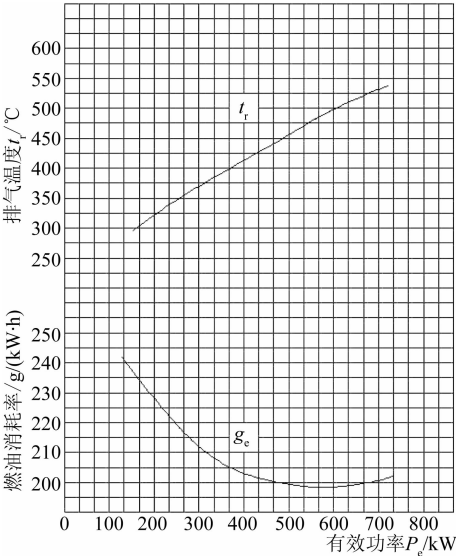


图 8 负荷特性曲线图

5 结 论

(1) 无论何种形式的电控柴油机，其引燃油量和喷气量的标定值直接决定着双燃料发动机的动力性、百公里耗油量以及百公里经济性，标定要采取现场标定与台架标定相结合的方法。

(2) 泵喷嘴和单体泵电控柴油机不存在预喷和后喷，而高压共轨电控柴油机则存在，这就要求控制策略，尤其是断油控制策略根据实际喷油形式而定，这样可以达到更好的燃油替代率。

(3) 引燃油量的确定可以采用 MAP 查表法也可以采用比例计算法，目前国内大部分还是以查表法为主，路试证明，采用比例计算法弥补了自主开发 ECU 补偿策略不足的缺点，会得到更好的动力性与燃料替代率。

参考文献

[1] 吴基安. 新能源汽车知识读本[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2009.

[2] 刘立, 吴光耀. 柴油/天然气双燃料发动机的研究[J]. 中国科技论文在线, 2010(7): 50-54.

[3] 边耀璋. 汽车新能源技术[M]. 北京: 人民交通出版社, 2003.

[4] 林在梨, 杨学杰. 世界能源状况及车用天然气发动机技术发展[J]. 柴油机, 2005, 27(4): 5-10.

[5] 梁昱, 周立迎. 双燃料发动机技术研究综述[J]. 贵阳学院报(自然科学版), 2008(8): 30-32.

[6] 宋福昌. 新编汽车电控柴油机故障检修[M]. 北京: 科学技术文献出版社, 2008.

5 结束语

NT12V138Z_LDM 型发电用柴油机是在保持企业现有加工装备基本不变的条件下进行生产而设计的，仍然采用原有的每缸两气门的气缸盖，1 h 功率工况的平均有效压力已达 1.964 MPa，与原有机型相比，应当说是提升了一大步，而且用户使用表明：运行可靠。遗憾的是，由于外部配套件市场供应的限制，如喷油器的喷嘴偶件没有选择的余地，不能通过较充分的优化配套试验后，再进行配套件选型；加之企业本身的测试条件限制，无法进行全面的性能测试，并进行优化开发。可以预见，如果能对柴油机燃油喷射系统与燃烧室的结构形状及增压器匹配作进一步的性能开发，柴油机的性能还会有所提高。