

综述与机型

8V128D 发电用柴油机的研制

练 兵¹, 姜晓东¹, 卢瑞军²

(1. 上海普安柴油机有限公司, 上海 200444; 2. 七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 以车用柴油机 8V128Q 型为基础开发发电用柴油机 8V128D 型。通过采用重新匹配增压器, 调整配气正时, 优化燃油系统, 改进活塞结构和提高主要运动件强度等手段, 使增压器效率得到提高, 燃烧得到改善, 降低了柴油机的机械负荷, 提高了柴油机的强度, 最终达到提升柴油机功率, 降低油耗和排温的目的。台架试验显示: 所开发的 8V128D 型柴油机取得了较好的性能指标和可靠性指标。

关键词: 发电用柴油机; 增压器; 配气相位; 燃烧

中图分类号: TK422 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2014)02-0005-04

Development of 8V128D Generating Diesel Engine

Lian Bing¹, Jiang Xiaodong¹, Lu Ruijun²

(1. Shanghai Puan Diesel Engine Co., Ltd., Shanghai 200444;

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

Abstract: The generating diesel engine 8V128D was developed on the basis of the vehicle diesel engine 8V128Q. Through re-matching of the turbocharger, adjusting valve timing, optimizing the fuel injection system, improving the structure of pistons and the strength of the main moving parts, the turbocharger efficiency was improved, the combustion optimized, the mechanical load reduced and the strength of the engine improved, thus finally achieved the goal of improving power, reducing fuel consumption and exhaust temperature of the diesel engine. Bench test shows that the 8V128D engine achieves better performance and reliability.

Keywords: generating diesel engine; turbocharger; valve timing; combustion

0 引 言

8V128Q 型柴油机原是为重卡设计的, 为了进一步拓宽该机型的用途范围, 适应更多的用户和提高市场竞争力, 决定在车用的基础上开发发电用 8V128D 型柴油机。

1 总体设计

研制 8V128D 型柴油机的基本思想是: 满足用户要求, 在保证柴油机具有比较先进的综合技术性能指标的前提下, 充分考虑产品零部件具有良好的

通用性、工艺继承性和可靠性, 尽可能保持原车用柴油机 8V128Q 的主要结构参数不变; 通过重新匹配增压系统、配气正时、燃油系统, 改进活塞的设计和主要运动件强度等措施改进柴油机的燃烧过程, 提高柴油机功率, 并使柴油机的机械负荷基本维持在原机水平, 使柴油机具有较高的可靠性; 通过柴油机的台架试验进行验证。

1.1 主要技术指标

在分析研究原车用柴油机的结构及性能指标的基础上, 根据市场的需要, 确定了 8V128D 型柴油机的主要技术指标, 见表 1。

收稿日期: 2013-04-23; 修回日期: 2013-07-30

作者简介: 练兵(1974-), 男, 工程师, 主要研究方向为车用柴油机设计和整车配试研究, E-mail: lb5310639@163.com。

表 1 8V128D 型柴油机主要技术指标

型号	8V128Q	8V128D
气缸数	V8	
型式	4 冲程、增压中冷	
缸径/mm	128	
冲程/mm	142	
压缩比	17.4	14.8
发火顺序	1-5-7-2-6-3-4-8	
额定工况	转速/($r \cdot \min^{-1}$)	2 100
	功率/kW	309
	平均有效压力/MPa	1.6
最大扭矩工况	转速/($r \cdot \min^{-1}$)	1 200
	功率/kW	260
	平均有效压力/MPa	1.8
额定工况比油耗/($g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$)		≤ 230
最高燃烧压力/MPa		≤ 18
涡后排温/ $^{\circ}C$		≤ 580
标定工况进气量/($kg \cdot h^{-1}$)		1 050 $\times 2$ *

* 该柴油机共配置 2 个增压器

1.2 主要技术措施

柴油机的设计指标相对原来指标有了很大的变化：额定工况的功率提升，转速下降，平均有效压力提高。柴油机平均有效压力提高会导致柴油机的最高燃烧压力、增压压力等提高，为达到设计指标采取下列技术措施：

- (1) 重新设计匹配增压系统，提高增压器的效率和空气流量；
- (2) 重新设计配气正时，改善进排气性能；
- (3) 重新选配喷油泵、喷油器，满足柴油机的调速、功率提升和燃烧过程组织的需求；
- (4) 适当降低有效压缩比，控制柴油机的机械负荷；
- (5) 根据性能方案决定的载荷，对柴油机的活塞、曲轴、连杆等主要运动件进行改善热负荷和提高强度的设计。

2 设计改进

2.1 增压器的重新匹配

增压器与柴油机匹配的好坏对柴油机的动力性、经济性和排放有重要的影响。改型后柴油机的运行特性有较大变化，并且柴油机的输出功率也有了很大提升，有必要对增压器进行重新匹配。通过对压气机壳的通道形状、压气机扩压器宽度等结构尺寸进行设计改进和优化计算，重新匹配后的增压器 MAP 见图 1。额定工况的增压比为 2.5，进气质量流量为 1 070 ($kg \cdot h^{-1}$)，满足 1 050 ($kg \cdot h^{-1}$) 的设计要求；柴油机与增压器的联合运行线穿过压气机的高

效率区；低转速工况距离喘振线有足够的裕度^[1]。

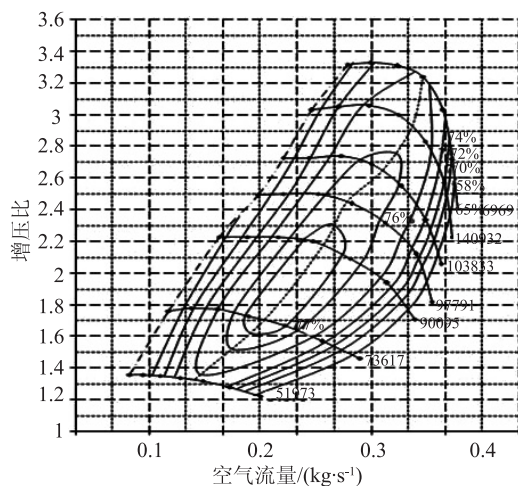


图 1 重新匹配后增压器 MAP

2.2 配气正时的调整

配气正时直接影响发动机进排气性能，对燃烧过程的组织也起着至关重要的作用，因而对发动机动力性、经济性和排放等有重要影响。发动机改为发电用途后，同样转速(1 500 ($r \cdot \min^{-1}$))下功率有了很大提高，相对原机同一个工作循环需要更多的进气和排气，所以进排气持续角应适当增大；排气开启时刻对换气、功率损失影响最大，发动机转速提高，排气损失总体呈现增加趋势，排气提前角应随着转速增加而增大^[2]，本文原机改为发电用途后，转速相对降低，所以排气开启适当推迟；气门重叠角的大小影响缸内残余废气的多少和排温，本文通过加大气门重叠角，加强扫气效果，降低发动机的受热零部件的热负荷，图 2 为改进前后的配气正时。

2.3 燃油喷射系统

柴油机改为发电用途，要求提高稳定调速率和转速波动率精度；同时功率的提高要求喷油泵增大循环供油量和提高喷油器的喷射率，改善柴油机的燃烧过程。对此，采取了下列措施：

- (1) 加大高压油泵的柱塞直径，提高喷油泵的供油速率和每循环供油量，减小供油持续期，以提高喷射率；
- (2) 适当增大高压油管内径，减小喷油压力损失；
- (3) 提高喷油器的喷射率，并重新计算喷油束的贯穿度；
- (4) 将原来喷油泵的机械调速器改为电子调速器，提高喷油泵的稳定调速率的精度，控制转速波动率，改善柴油机的瞬态响应能力。

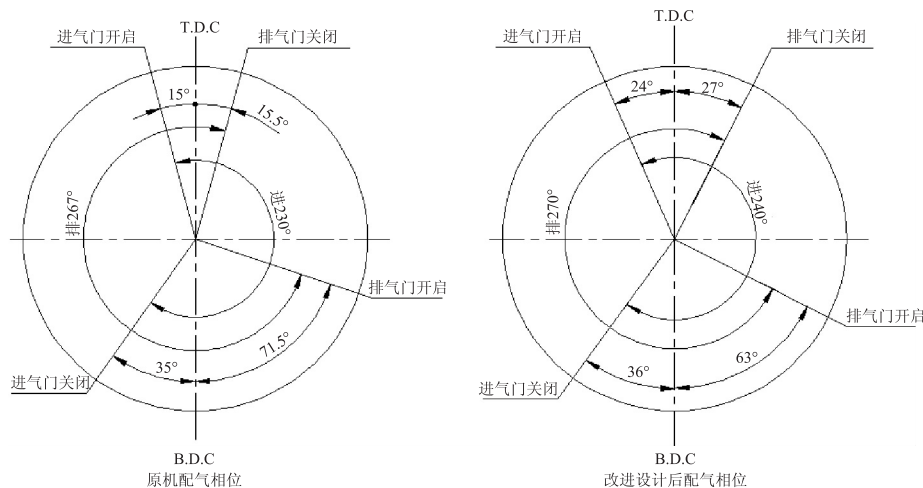


图2 改进设计前后配气相位对比

2.4 活塞的优化设计

2.4.1 活塞的结构改进

8V128D 活塞结构主要进行以下方面的改进。

(1) 通过增加活塞的燃烧室容积, 将原机的压缩比由 17.4 降至 14.8, 以保证柴油机功率提高后, 最高燃烧压力接近于原机设计水平^[3];

(2) 活塞销直径由原机的 $\phi 46$ 增大至 $\phi 50$, 以提高活塞销的抗弯变形能力;

(3) 活塞头部铸出冷却油腔, 改善活塞头部的冷却, 降低活塞头部的热负荷。

2.4.2 活塞 CAE 计算与分析

(1) 活塞温度场分析

根据新的活塞热边界条件对活塞各表面施加热载荷进行活塞温度场计算, 图 3 为活塞温度场分布云图。改进设计后的活塞温度, 最高点在燃烧室边沿气门之间的部位, 温度为 365°C 左右, 第二环槽底部温度为 230°C 左右。

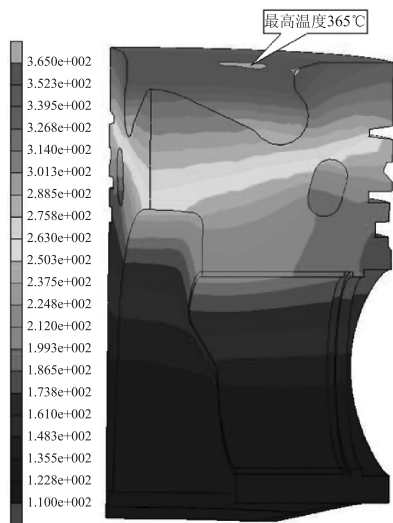


图3 活塞温度场分布云图

(2) 活塞热应力分析

热机耦合工况下活塞同时承受热负荷和机械负荷, 将活塞温度场计算结果作为载荷施加, 活塞的机械载荷取最大燃烧压力工况, 最高燃烧压力为 18 MPa, 施加于整个活塞顶面; 在火力岸按 75% 燃气压力施加; 第一环岸和第二道环槽按 25% 燃气压力施加。在最大燃烧压力和热负荷共同作用下, 8V128D 活塞销座应力云图见图 4, 活塞销座的最大应力出现在销孔上方的内边缘处, 为 160 MPa, 在活塞材料的抗拉强度(205°C , 186 MPa)以下。图 5 为活塞顶及燃烧室位置应力场分布图, 活塞顶面的最大应力为 50 MPa, 燃烧室底部为 60 MPa, 而活塞顶面的最高温度为 365°C , 此温度下材料抗拉强度大于 70 MPa, 因此活塞应力在活塞材料的高温抗拉强度以下。

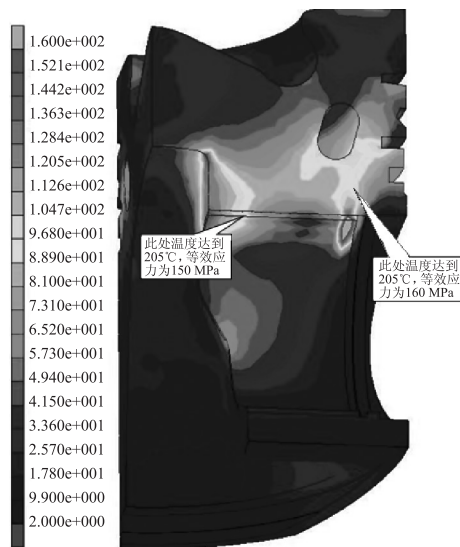


图4 活塞销孔应力场分布云图

改进设计后活塞关键部位应力见表 2, 位置分布见图 6。

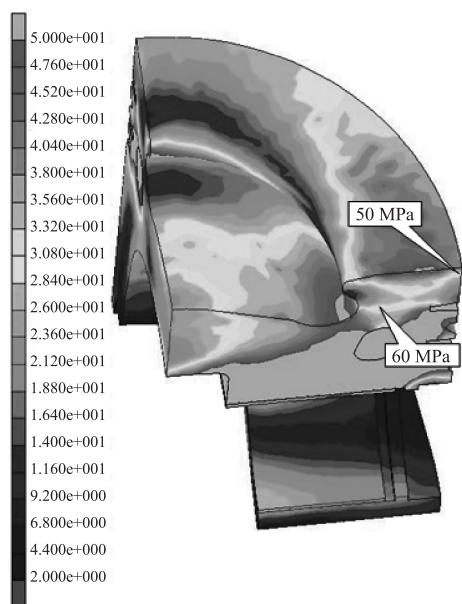


图 5 活塞顶部及燃烧室位置应力场分布云图

表 2 改进设计后活塞关键部位应力

名称	应力极限/MPa	计算应力/MPa
活塞顶面 (A)	66	50
燃烧室底部 (B)	110	60
销孔内侧 (C)	186	150
销孔外侧 (D)	186	160

活塞关键部位最大应力均小于该处材料的热强度, 因此该活塞满足设计要求。

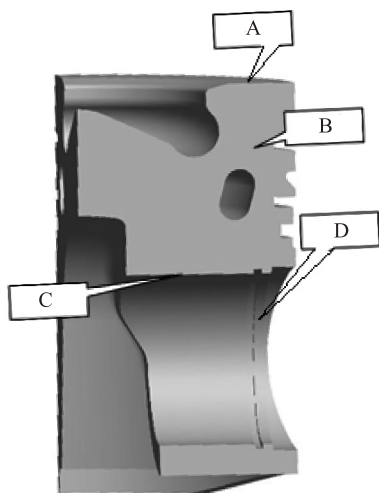


图 6 活塞关键应力分布

2.5 主要运动件的设计改进

由于柴油机的强化程度提高, 为了提高柴油机的可靠性, 对主要运动件的强度以及轴瓦也进行了设计改进:

(1) 加大曲柄销直径 2 mm, 增加轴颈的重叠度, 提高曲轴的抗弯能力, 经计算, 曲轴安全系数达到 1.5 以上;

(2) 连杆小头直径增加 4 mm, 提高连杆的强度;

(3) 主轴瓦、连杆瓦的材料改用钢背铜铅合金, 提高轴瓦的承载能力。

3 样机试验

3.1 性能试验

柴油机改进设计后进行了台架试验, 试验主要按负荷特性进行, 试验结果如图 7 所示。从试验结果可以看出, 额定工况下的燃油消耗率为 $225 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$, 涡后排温 513°C , 最低燃油消耗率为 $211 \text{ (g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1})$ 。改进后柴油机的动力性和经济性达到了设计要求。

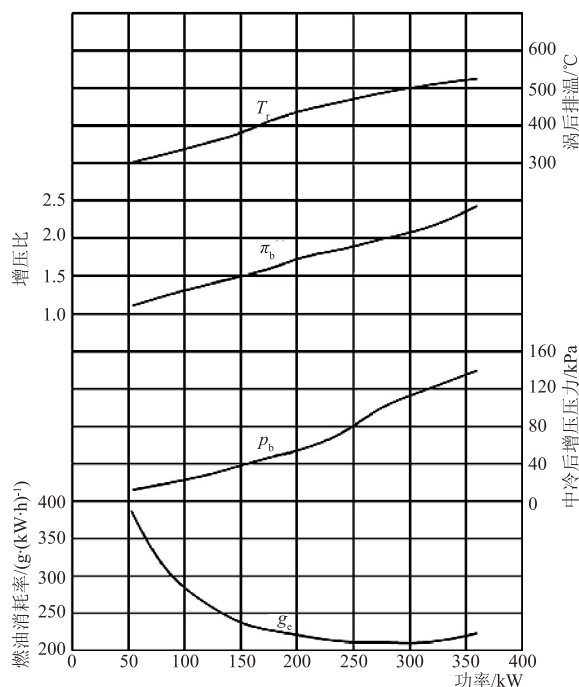


图 7 8V128D 柴油机改进后性能曲线

3.2 可靠性试验

改进设计后的柴油机按 $360 \text{ kW}/1500 \text{ (r} \cdot \text{min}^{-1})$ 的额定工况进行了 200 h 考核试验, 试验表明: 柴油机的性能指标比较稳定, 主要零部件(曲轴、活塞、缸套和气门等零件)的磨损量都在合理范围内。

3.3 起动试验

考虑到改变压缩比可能会影响发动机的起动性^[4], 按照国家标准 GB/T1147 规定的环境温度和起动时间进行了柴油机起动试验。在环境温度为 0°C 时, 三次起动都顺利成功。

(下转第 30 页)

(2) 三维实体模型法计算得到的固有频率和临界转速偏大, 并且图 1 中的 1 倍频率线与三阶正向涡动线接近平行, 即得不到三阶临界转速的解, 其原因是由于三维实体模型采用自由网格划分法划分网格, 导致转子系统模型的刚度偏大;

(3) 前两阶临界转速差别较小, 可以确定利用这两种计算方法来对涡轮增压器转子系统进行模态分析和临界转速计算都是可行的。

4 临界转速与滑动轴承油膜刚度之间的关系

采用一维梁单元模型计算方法, 更改滑动轴承油膜的刚性系数, 设置为 $10\,000 \sim 1 \times 10^{13} (\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$, 计算出前三阶临界转速随刚性系数变化, 如图 4 所示。

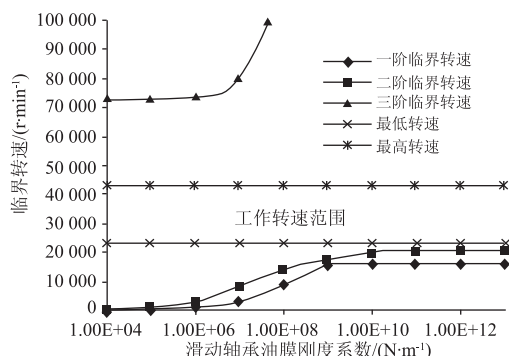


图 4 临界转速与轴承刚度之间的关系

由图 4 可以看出, 转子系统的临界转速随着滑动轴承油膜刚度的增加而增加, 在刚度达到一定值时, 也就是可以把滑动轴承油膜支撑看作硬支撑时, 临界转速将保持不变。由于涡轮增压器是在一定转速范围内运转的, 而滑动轴承油膜的刚度会随

着转子系统转速的改变而改变, 所以在计算时应确保轴承刚度在一定范围内, 涡轮增压器的工作转速内没有包含临界转速, 以保证涡轮增压器不会发生共振。

5 结 论

(1) 由一维梁单元法和三维实体模型法对涡轮增压器转子系统进行模态分析, 得到的频率相近, 振型相同。三维实体模型法计算得到的临界转速偏大, 是由于其建模方法导致其刚度偏大的原因所致, 但计算结果在可接受范围内, 这两种计算方法对于涡轮增压器的模态分析和临界转速计算都是可行的。

(2) 涡轮增压器临界转速随着滑动轴承油膜的刚度增加而增加, 当轴承的刚度达到一定值时, 临界转速将保持不变。由于滑动轴承油膜的刚度会随着涡轮增压器的转速变化而变化, 所以应保证在滑动轴承油膜刚度的一定变化范围内, 涡轮增压器的临界转速避开其工作转速。

参考文献

- [1] Wen Jeng Chen. Rotordynamics and bearing design of turbocharge[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 29: 77-89.
- [2] R. 伽西, H. 菲茨耐. 转子动力学导论[M]. 周仁睦. 北京: 机械工业出版社, 1986.
- [3] 吴攀. 柴油机涡轮增压器转子动力学特性研究[D]. 长春: 吉林大学, 2012.
- [4] 叶佳伟. 涡轮增压器的外置式轴承和内置式轴承[J]. 国内外燃机, 1982(1): 32-42.

(上接第 8 页)

4 总 结

8V128D 柴油机在车用柴油机基础上通过采取重新匹配增压系统, 优化配气正时和燃油系统, 活塞改进设计和提高运动件强度等措施提高功率, 改型成发电用途。改进后发动机在功率、燃油经济性、排温和可靠性等方面均达到了预期效果, 为该柴油机今后的进一步发展奠定了良好的基础。

参考文献

- [1] 刘云岗. R6160ZC 柴油机增压系统设计改进[J]. 船舶工程, 2006(4).
- [2] 杨棣. 配气正时对柴油机性能影响的数值研究[J]. 车辆与动力技术, 2008(2).
- [3] 柴油机增压. 英国里卡多公司内燃机咨询会资料汇编[R]. 上海内燃机研究所, 1986: 757.
- [4] 张探军. 压缩比和提前角对柴油机低温启动性影响的试验研究[A]. 中国内燃机学会[C]. 北京: 科学普及出版社, 2012.