

高功率密度柴油机连杆强度分析

赵继维, 李人宪

(西南交通大学机械工程学院, 四川成都 610031)

摘要: 采用仿真分析的方法计算了高功率密度(HPD)柴油机的工作过程, 并以此为基础计算了 HPD 柴油机连杆所受机械负荷, 利用有限元方法分析了连杆受最大载荷时的应力和变形。计算结果表明, 不同转速下 HPD 柴油机的最大压缩载荷比常规功率密度(TPD)柴油机高 0.5 ~ 2 倍以上, 最大拉伸载荷则相差无几; 最大压缩载荷并不出现在标定转速工况; 与常规功率密度柴油机相比, 连杆应力的增加与机械负荷的增加基本呈线性关系。

关键词: 高功率密度柴油机; 连杆; 载荷; 强度

中图分类号: TK432.3⁺2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2010)05-0023-04

Strength Analysis on Connecting Rod of a High Power Density Diesel Engine

Zhao Jiwei, Li Renxian

(School of Mechanical Engineering, Southwest Jiaotong University, Sichuan Chengdu 610031)

Abstract: The working process of a high power density (HPD) diesel engine was analyzed by computational simulation. Based on the analysis, the mechanical load on connecting rod of HPD diesel engine was calculated and the connecting rod stress distribution as well as its deformation under the highest load was analyzed by finite element method. The calculation results show that in varied running speed, the maximum compressive load acting on connecting rod of HPD diesel engine is 0.5 ~ 2 times higher than that of on connecting rod of traditional power density (TPD) diesel engine. The maximum stretching loads on the two engines are similar. The largest maximum compressive load does not occur under rated speed. The raise level of mechanical stress and the raise level of mechanical load acting on connecting rod basically shows a lineal relationship compared with TPD diesel engine.

Keywords: high power density diesel engine; connecting rod; load; strength

1 概述

功率密度是热能动力机械的重要性能指标之一, 特别是在空间尺寸要求严格的车辆上, 采用高功率密度(HPD)的发动机尤为重要。近年来国外推出的高功率密度柴油机已经达到很高的水平, 最具代表性的是德国 MTU 公司的 MT890 系列柴油机^[1~4]。115 mm 缸径的直列 4 缸柴油机单缸功率

为 102.5 kW, 比重量为 1.098 kg/kW, 升功率为 93.2 kW/L; 109 mm 缸径的 V 型 6 缸机单缸功率为 91.7 kW, 比重量为 0.945 kg/kW, 升功率也达 91.7 kW/L。这几乎是商务车用柴油机的 3 倍, 先进轿车柴油机的 2 倍。而这两种柴油机的体积分别只有约 0.45 m³ 和 0.82 m³。在非常紧凑的体积内实现如此高的功率密度, 必然使运动零部件的机械负荷大幅增加。这不仅源于 HPD 柴油机非常高的

最高燃烧压力(MT890 系列柴油机最高燃烧压力达 21 MPa),而且还源于 HPD 柴油机高的标定转速(4 250 r/min)。极高的气体压力和运动部件高速运动产生的惯性力作用在曲柄连杆机构上,按常规设计思想设计的运动部件能否承受这样的机械负荷;运动部件的最大工作应力是多少;应力如何分布;负荷的增加与应力的增加有什么对应关系;常规材料能否满足运动部件的强度要求? 这些问题是高功率密度柴油机结构设计首先须解决的。曲柄连杆机构中连杆作复杂的平面运动,受相当大的交变载荷,工作条件比较恶劣。本文首先利用柴油机工作过程仿真分析的方法,计算 HPD 柴油机的工作过程,得到 HPD 柴油机连杆的机械负荷。然后采用有限元分析方法对高功率密度柴油机连杆强度和刚度进行分析。希望对 HPD 柴油机的研究和设计提供参考。

2 高功率密度柴油机工作过程仿真

由于技术保密,且国内目前还没有相近水平的

柴油机,无法得到实测性能数据。根据 MTU 公司公布的基本参数(如活塞行程、缸径、压缩比、增压比等),参考相同缸径的常规功率密度柴油机结构参数,建立了 HPD 柴油机工作过程一维计算模型。并以 MT890 系列柴油机性能参数为目标,利用 GT-power 仿真软件计算了高功率密度柴油机的工作过程,得到不同转速条件下的示功图。标定工况下原机型主要控制参数与仿真计算结果的对比如表 1 中。升功率、平均有效压力、最高燃烧压力等性能参数的计算值与原机型参数值相差不超过 4%。作为对比,也计算分析了常规功率密度(TPD)水平时柴油机模型在不同转速下的循环过程^[5-9]。2 500 r/min 时两种模型示功图对比差异如图 1 所示;1 000~4 250 r/min 范围内两种柴油机的功率和扭矩变化示于图 2。(注:TPD 柴油机模型高转速范围为扩展仿真计算结果,是为了与 HPD 柴油机按相应转速对比)。

表 1 HPD 柴油机工作过程仿真控制参数

参数	MT890 系列 柴油机参数	HPD 柴油机模型仿真 计算参数与结果	TPD 柴油机模型仿真 计算参数与结果
缸径/行程 $D/S/(mm/mm)$	115/107	115/107	115/107
额定转速 $n/(r/min)$	4 250	4 250	2 500
压缩比 ε	11	11	16.5
活塞平均速度 $V_m/(m/s)$	15.4	15.4	10.7
增压比 π_k	5	5	2.4
升功率 $P_L/(kW/L)$	93.2	92.7	28.4
燃油消耗率 $b_e/(g/kWh)$	222	249	
平均有效压力 p_{me}/MPa	2.6	2.62	1.1
最高爆发压力 p_{max}/MPa	21	21.4	14.1
连杆长度 L/mm	—	200	200
连杆总质量 m_c/kg	—	3.86	3.86
连杆质心到小头距离 L_a/mm	—	140	140
活塞组质量 m_p/kg	—	2.25	2.25

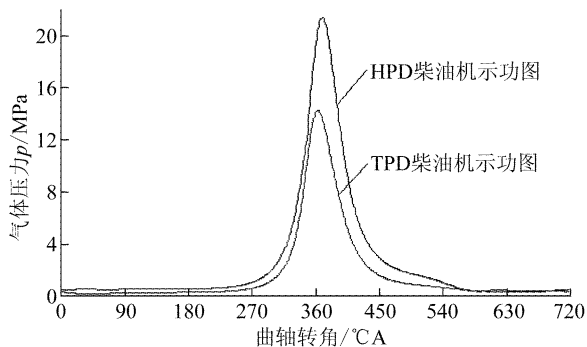


图 1 两种柴油机 2 500 r/min 时示功图

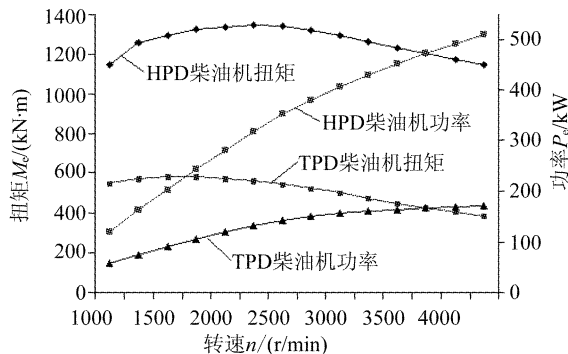


图 2 两种柴油机外特性曲线

3 连杆载荷计算分析

根据示功图数据和曲柄连杆机构惯性质量, 可计算出一个工作循环内连杆所受载荷。2 500 r/min 时连杆大头轴承载荷比较如图 3 所示。

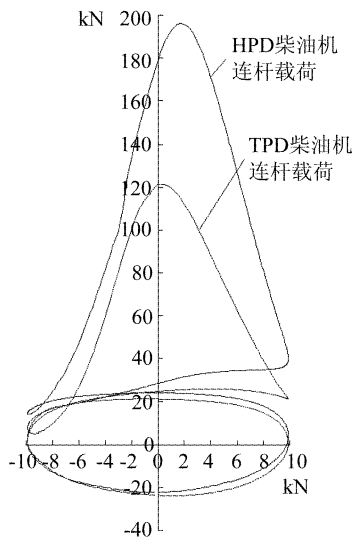


图 3 两种柴油机 2 500 r/min 时连杆载荷对比

分别取各转速下连杆所受压缩载荷最大值和拉伸载荷最大值连成曲线, 如图 4 和图 5 所示。从图中可以看出, 两种柴油机连杆所受最大压缩载荷均在某一转速达到极值 (HPD 柴油机出现在 2 500 r/min 附近, TPD 柴油机出现在 2 000 r/min 附近)。这显然是气体力与惯性力综合作用结果, 且气体力起主要作用。随着转速的加大, 惯性力增加, 可抵消掉较大部分的气体力作用 (连杆受最大压缩载荷工况下惯性力与气体力方向相反)。相同转速下 HPD 柴油机连杆最大压缩载荷相比 TPD 柴油机连杆最大压缩载荷要大 0.5 ~ 2 倍以上, 且随着转速的增大两者差距增大。而两种柴油机连杆的最大拉伸载荷则是随转速的增加而增大, 且两者相差极小。可见连杆最大拉伸载荷中惯性力起主要作用, 气体力的影响微乎其微。

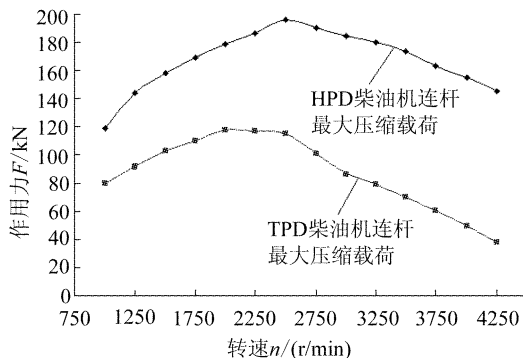


图 4 不同转速下连杆最大压缩载荷

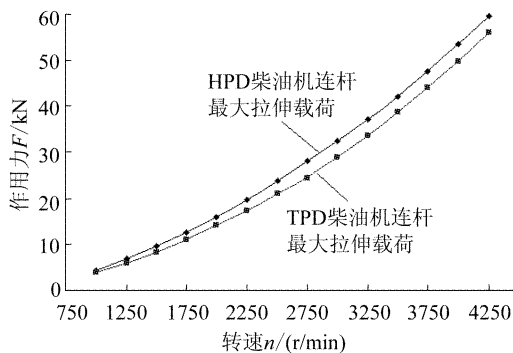


图 5 不同转速下连杆最大拉伸载荷

4 连杆强度分析

4.1 分析模型及其约束条件

获得了连杆所受载荷, 就可利用有限元分析方法对连杆强度和刚度进行分析计算^[10~11]。计算模型中建立了连杆 (体、盖)、活塞销、曲柄销、小头衬套和大头轴瓦的三维几何模型 (连杆各部分尺寸在保证重量不变的前提下, 计算过程中曾多次修正)。修改设计在 CAD 软件 Pro/E 中实施, 改进后的连杆尺寸、质量、质心位置等参数在三维模型上测量获得。有限元计算模型采用 10 节点四面体单元, 共划分有 76 746 个单元, 118 464 个节点, 有限元模型如图 6 所示。

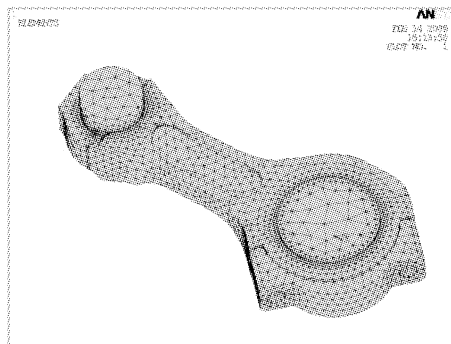


图 6 连杆有限元计算模型

连杆体材料选用 40Cr 调质钢, 强度极限为 $\sigma_b \geq 1\ 000\text{ MPa}$, 屈服极限为 $\sigma_s \geq 800\text{ MPa}$, 弹性模量 $2.10 \times 10^{11}\text{ MPa}$, 泊松比 0.3^[12]; 小头衬套材料采用铅青铜, 弹性模量 $1.1 \times 10^{11}\text{ MPa}$, 泊松比 0.34; 大头轴瓦采用低碳钢背内表面镀高锡铝合金的复合形式, 由于铝合金层厚度极小, 故在分析中简化大头轴瓦材料为低碳钢, 弹性模量 $2.06 \times 10^{11}\text{ MPa}$, 泊松比 0.3。

连杆有限元分析中约束和加载不容易真实模拟, 为使计算与实际情况接近, 采用弹性接触单元, 在活塞销和连杆小头衬套之间以及曲柄销和连杆大头轴瓦之间分别建立接触对, 计算过程中按弹性接触理论寻找接触面积。计算时在活塞销上施加

位移约束,在曲柄销上施加载荷。模型中共建立了 3 454 个接触单元。

连杆大头轴瓦和小头衬套与连杆大、小头孔都有一定安装预紧力,在工作过程中始终是与连杆紧密贴合的,因此衬套与连杆小头孔以及轴瓦与连杆大头孔之间未采用接触算法。连杆螺栓预紧力直接加在螺栓作用面及螺纹孔内壁。

4.2 计算分析结果

计算得到各转速下连杆在一个工作循环内受最大压缩载荷和最大拉伸载荷时的应力和变形。2 500 r/min 时 HPD 柴油机连杆受最大压缩载荷的应力分布如图 7 所示;受最大拉伸载荷的应力分布如图 8 所示。不同转速下连杆最大应力部位应力值在表 2 内列出。2 500 r/min 时压缩载荷最大等效应力(第四强度理论)约为 360 MPa(此时为 HPD 柴油机连杆所受最大载荷),以 40Gr 调制钢屈服极限为基准的安全系数为 2.22,应力强度应可以满足要求。TPD 柴油机连杆等效应力值与 HPD 柴油机连杆等效应力值相比,相同转速下最大拉伸应力值相差不多;而最大压缩应力值相差十分明显。通过与图 4 中连杆最大压缩载荷值对比分析,可以发现连杆各转速下等效应力值的变化与载荷的变化基本上呈线性关系。不同转速下连杆长度变化量及大小

头径向变形量在表 3、表 4 中列出,各转速下最大变形量都在合理范围。

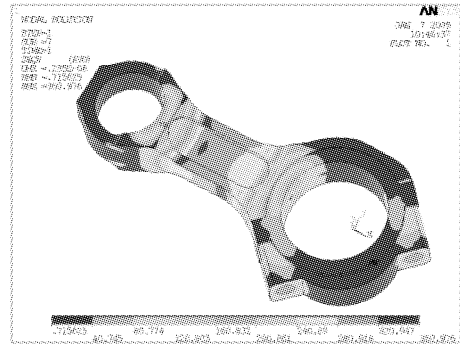


图 7 HPD 连杆 2 500 r/min 压缩应力分布

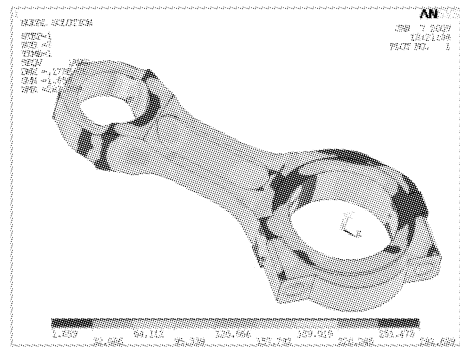


图 8 HPD 连杆 4 250 r/min 拉伸应力分布

表 2 不同转速下连杆最大等效应力值 单位: MPa

转速/(r/min)	HPD 柴油机连杆			TPD 柴油机连杆		
	压缩载荷应力值	拉伸载荷应力值		压缩载荷应力值	拉伸载荷应力值	
	杆身中部	连杆大头	小头内侧	杆身中部	连杆大头	小头内侧
1 500	239.099	207.393	32.108	192.278	147.234	33.573
2 500	360.976	206.687	92.649	223.359	147.842	96.273
3 500	319.682	209.739	191.58	150.817	150.932	188.775
4 250	267.592	212.978	282.699	150.455	169.23	273.88

表 3 不同转速下连杆长度变化量 单位: mm

转速/(r/min)	HPD 柴油机连杆		TPD 柴油机连杆	
	拉伸载荷长度变化量	压缩载荷长度变化量	拉伸载荷长度变化量	压缩载荷长度变化量
1 500	0.022	0.195	0.021	0.129
2 500	0.056	0.235	0.058	0.147
3 500	0.114	0.211	0.115	0.096
4 250	0.173	0.180	0.170	0.091

表 4 不同转速下连杆大小头径向变形量 单位: mm

转速/(r/min)	HPD 柴油机连杆		TPD 柴油机连杆	
	大头径向最大变形量	小头径向最大变形量	大头径向最大变形量	小头径向最大变形量
1 500	0.006 4	0.006 0	0.002 1	0.004 1
2 500	0.011 7	0.021 7	0.011 2	0.027 6
3 500	0.024 8	0.044 3	0.030 2	0.045 6
4 250	0.043 0	0.067 3	0.041 0	0.054 3

(下转第 52 页)

机油滤清器堵塞、机油泵不泵油、轴承间隙过大等。

按照从简到繁的原则,对润滑系统进行检查。首先基于该机组机油已用了很长一段时间,按照要求重新更换了 CF-15W/40 型的康明斯专用机油,试机,运行 1 h 左右,机组再次自动停机,故障依旧。停机后检查机油的黏度和机器上是否有机油泄漏,经检查,机油黏度合格、机器上也无泄漏机油。是机油泵出了问题,还是机油压力显示问题导致的误报警?

检查机油压力,由于该机组机油压力检测是利用压力传感器将机油压力转换为电阻输出给仪表和电控系统,为此给柴油机安装上直通式机油压力表,开机运行机组。在机组整个运行阶段,密切监视机油压力。运行大约 1 h 时,机组再次自动停机,观察外接的压力表指示发现油压正常,至此可以断定机器油压没有问题,问题应该是出在油压传感器。换上新的压力传感器,开机运行,机器运行 2h 后未出现上述的自动停机现象,故障排除。

在机器运行 1 h 左右时,传感器出现问题,可

(上接第 26 页)

5 结 论

根据柴油机工作过程仿真计算和连杆有限元分析计算结果,可得出如下结论:

(1) 通过柴油机工作过程一维仿真分析获得了不同转速下高功率密度柴油机和常规功率密度柴油机示功图,并以此为基础计算分析了两种柴油机连杆最大拉伸载荷与最大压缩载荷随转速的变化规律。计算结果表明,连杆所受最大压缩载荷并不发生于标定转速,而是发生于低于标定转速的某一转速下。这是由于连杆受最大压缩载荷时气体力与惯性力方向相反,最大转速时惯性力较大而抵消了部分气体作用力。连杆所受最大拉伸载荷则主要是由于惯性力的影响,其值随柴油机转速的升高而增大。

(2) 相同转速条件下 HPD 柴油机连杆最大压缩载荷比 TPD 柴油机连杆最大压缩载荷高约 0.5 ~ 2 倍以上,且随着转速的提高两者差距加大;两者的最大拉伸载荷则相差无几。

(3) 有限元分析表明,尽管 HPD 柴油机连杆所受最大载荷是 TPD 柴油机连杆所受最大载荷的 2 倍,但只要结构设计合理,采用传统结构形式的连杆,其最大应力值及最大变形值仍可以满足连杆强度和刚度的设计要求。

能是由于机器运行后油温升高,在高温时,传感器内部参数发生了变化,出现了误报警;机器冷却下来后,传感器又恢复正常,因此才出现冷机时工作正常、热机后自动停机的故障。

4 结束语

以上两例故障系传感器的安装间隙不对或传感器本身出现故障,导致了电控部分不能得到正确的机组运行参数,而使柴油机不能正常起动或出现自动停机。现代化的柴油机随着自动化程度的提高,柴油机上安装的传感器越来越多,在机组出现各种故障时,除了认真检查柴油机的各大系统之外,一定不能忽视对各种传感器的检查。

参考文献

- [1] 李铁军. 柴油机电控技术实用教程[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- [2] 宋福昌. 电控柴油机维修技术[M]. 北京:电子工业出版社,2008.

参考文献

- [1] 张玉申. 高功率密度柴油机及其关键技术[J]. 车用发动机,2004(3):5-11.
- [2] 张卫正,原彦鹏,郭良平,等. 高功率密度柴油机设计问题的仿真[J]. 兵工学报,2006(5):775-778.
- [3] 任惠民,任继文,吴建. 现代军车动力的经典——890 系列柴油机[J]. 车用发动机,2006(5):1-6.
- [4] 张永锋,骆清国,马向平,等. 几种高功率密度装甲车辆发动机的发展现状[J]. 车辆与动力技术,2006(3):60-64.
- [5] 周龙保. 内燃机学[M]. 北京:机械工业出版社,2005.
- [6] 朱访君,吴坚. 内燃机工作过程数值计算及其优化[M]. 北京:国防工业出版社,1997.
- [7] 王延生,黄佑生. 车辆发动机废气涡轮增压[M]. 北京:国防工业出版社,1984.
- [8] 陆家祥. 柴油机涡轮增压技术[M]. 北京:机械工业出版社,1986.
- [9] 荣现志. 国外柴油机的超高增压方式和装置[M]. 北京:北京理工大学出版社,1989.
- [10] 凌道盛,徐兴. 非线性有限元及程序[M]. 浙江:浙江大学出版社,2002.
- [11] 李人宪. 有限元法基础[M]. 北京:国防工业出版社,2002.
- [12] 史美堂. 金属材料及热处理[M]. 上海:上海科学技术出版社,1993.