

结构与可靠性

中速大功率长冲程单缸柴油机平衡装置设计

黄 桀

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 详细介绍了某中速大功率长冲程单缸柴油机平衡装置中的平衡轮系平衡块、曲轴平衡重、飞轮的设计方法; 通过 AVL Excite Designer 软件仿真软件, 对单缸机的往复惯性力、离心惯性力的平衡状态进行了分析, 并对单缸机回转不均匀度进行了计算校核。分析表明: 所设计的平衡装置满足设计要求。

关键词: 单缸柴油机; 平衡装置; 平衡重; 飞轮

中图分类号: TK423.3*1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2011)01-0024-05

The Equilibrator Design of the Medium-speed High-power Long-stroke Single-cylinder Diesel Engine

Huang Shen

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai201108)

Abstract: The design methods of the balance wheels and the crankshaft counterweights as well as the flywheel in the equilibrator are described in detail. By using the simulation calculation software of AVL Excite Designer, the balance states of the reciprocating inertia forces and the centrifugal inertia forces of the single cylinder diesel engine are analyzed and the speed irregularity of the diesel engine are calculated and verified. The analysis results show that the equilibrator can satisfy the design requirements.

Keywords: single-cylinder diesel engine; equilibrator; counterweight; flywheel

0 前 言

某型中速大功率长冲程单缸柴油机的研制目的是为中速、高平均有效压力、大功率船用柴油机的研制提供试验平台, 为中型船只的主推进系统的研制提供坚实的技术基础; 为该型柴油机零部件自主研制和可靠性考核提供有效手段。

该型单缸机的总体研制方案是以某型单缸机(以下统称基础机)为基础、以新机型的主要技术规格为目标进行样机的优化设计工作。为了加快研发进度、缩短制造周期, 新机型的活塞、连杆、缸盖决定采用逆向设计技术生产, 而新机型其余零部件利用原单缸柴油机的基础, 借用其底座, 自主

研制新机型的曲轴(包括曲轴平衡重、飞轮)、凸轮轴、机架、平衡装置等, 并按单缸405 kW工作参数, 通过样机工作过程和各系统计算、模拟仿真, 对主要零部件进行强度、可靠性分析及样机性能验证试验。本文针对该型单缸机平衡装置的设计及 AVL Excite Designer 软件在其中的应用进行介绍。

1 单缸机的主要技术规格

所研究的单缸机的主要技术规格如表1所示。

2 单缸机的平衡分析

因为新单缸机的曲柄-连杆机构的运动件总质

量 m_j 和转速 n 与原基础机均有较大不同,故需要对原平衡装置进行重新设计。根据柴油机曲柄-连杆机构的动力分析及该机构各构件处的力作用情况可知,引起单缸机振动的力源主要有往复惯性力 P_j 、离心惯性力 P_c 和倾覆力矩 M_d ,它们组成一个平面力系,而非多平面力系,故单缸机没有惯性力矩的影响。由气体压力及往复惯性力所形成的倾覆力矩 M_d 作用在机体上,一般说来是难以消除的,只能依靠强大的地基,由柴油机的地脚螺钉承受其所引起的振动。所以单缸机的平衡只考虑往复惯性力 P_j 和离心惯性力 P_c 的平衡问题,故需要对单缸机的平衡轮系和曲轴平衡重进行设计。

表 1 单缸机主要技术规格	
型 式	单缸、四冲程、水冷、固定气源增压
气缸直径/mm	280
活塞行程/mm	330
单缸功率/kW	405
额定转速/(r/min)	1 050
最高燃烧压力/MPa	16 ± 0.5
燃油消耗率/(g/kW·h)	205 ± 3%

3 单缸机平衡轮系的设计

3.1 往复惯性力 P_j 的平衡设计

平衡装置的平衡方法是采用正、反转矢量平衡法,把往复惯性力的平衡,转化为两个正、反转矢量的平衡,这样就可以利用平衡离心力的方法来平衡往复惯性力。设每个一次平衡块的质量为 m_1 ,平衡块重心与平衡块回转中心间的距离为 R_1 。则两平衡块质量的离心力在水平方向的投影是等值反向的,自相平衡抵消。而在垂直方向的投影是等值同向的,其合力为 $2m_1R\omega^2\cos\alpha$,其大小与一次往复惯性力相等,其方向应与一次往复惯性力方向相反;二次往复惯性力的平衡原理和方法基本上与一次往复惯性力的相同,其差别是所配置的二次平衡块的回转角速度是曲轴回转角速度的 2 倍,即 2ω 。

3.2 往复惯性力 P_j 的平衡计算

根据上面的设计原理,平衡装置设计的关键在于设计出满足 $m_1R_1 = \frac{m_jR}{2}$ 和 $m_2R_2 = \frac{\lambda m_jR}{8}$ 的一次平衡块和二次平衡块。

由曲轴回转半径 R 和连杆长度 L ,得径长比 $\lambda = 0.25$;而往复运动总质量 $m_j = m_p + m_{ca}$,其中 m_p 是活塞组的质量, m_{ca} 是连杆组小端换算质量。三维实体设计见图 1、图 2。



图 1 活塞组质量 m_p



图 2 连杆组质量 m_c 总成质心
自小端孔中心距离 l_A

根据动力效应相同原则,将连杆质量换算成连杆大端质量和连杆小端质量,其中连杆小端质量 $m_{cb} = m_c - \frac{l_A}{L}m_c$,则一次平衡块的 $m_1R_1 = \frac{m_jR}{2} = 5\,973\text{ (kg}\cdot\text{mm)}$,即得单缸机一次平衡块质量 $m_1 = 78.472\text{ (kg)}$,一次平衡块偏心距 $R_1 = 76.12\text{ (mm)}$;同理二次平衡块的 $m_2R_2 = \frac{\lambda m_jR}{8} = 373.31\text{ (kg}\cdot\text{mm)}$,二次平衡块质量 $m_2 = 26.4\text{ (kg)}$,二次平衡块偏心距 $R_2 = 14.15\text{ (mm)}$ 。一、二次平衡块的材料均选用 45# 钢,具体结构设计见图 3、4。

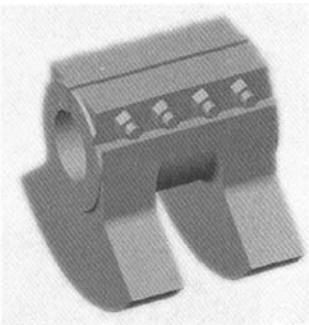


图 3 一次平衡块

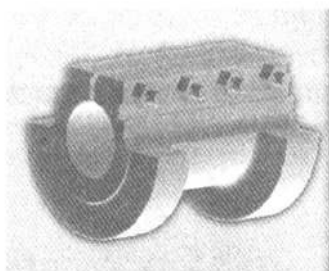


图 4 二次平衡块

在正反转平衡机构中,除了必须满足平衡块同曲轴的回转角速度要求外,还应保证平衡块的安装方位与曲轴有一定的定时关系。即当曲轴处于上止点位置时,一、二次的各自两个平衡块均应垂直向下。平衡装置总体布置和齿轮系的定时装配图如图 5、6 所示。

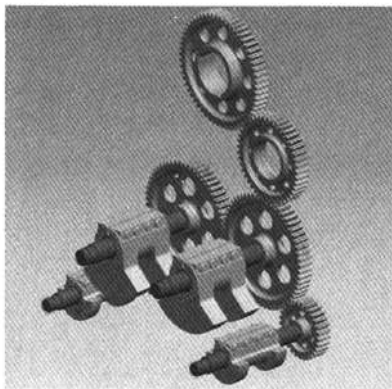


图 5 平衡轮系总体布置图

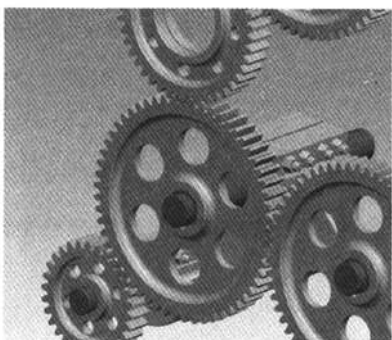


图 6 齿轮系定时装配图

4 单缸机离心惯性力 P_i 的平衡

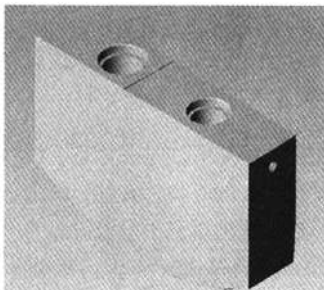
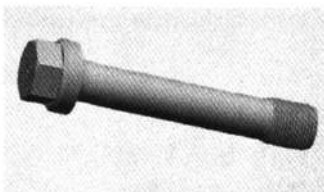
4.1 离心惯性力 P_i 的平衡设计

单缸机的不平衡离心惯性力 P_i 是由单位曲柄不平

衡质量及连杆大端回转质量的总和 m_i 在半径 R 处以曲轴角速度 ω 旋转时产生的。对于不平衡离心惯性力 P_i 的平衡通常是在曲臂上同离心力相反方向配置一对质量相同的平衡重 m_{BW} , 并使该质量所产生的离心力恰好与 P_i 相等, 即可达到平衡的目的。

4.2 离心惯性力的平衡计算

设每块平衡重的质量为 m_{BW} , 材料选用 45# 钢, 它的重心到曲轴回转中心线的回转半径为 R_{BW} , 则平衡重设计的关键在于设计出满足 $m_{BW} R_{BW} = \frac{m_i R}{2}$ 的平衡重。由上节内容已求得连杆大端质量 m_{cb} , 而回转运动总质量 $m_i = m_{cb} + m_k$, 其中 m_k 是曲拐质量, 三维设计见图 7、图 8、图 9。

图 7 曲拐质量 m_k 图 8 平衡重质量 m_{BW} 图 9 平衡重螺栓质量 m_{BWB}

将设计的平衡重、平衡重螺栓以及连杆大端转换质量等零件组装到曲轴上, 计算出的重心坐标: $X = 164.36$; $Y = -0.00$; $Z = -0.04$ 。具体计算可参见图 10。



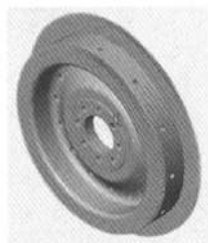
图10 单缸机离心惯性力平衡设计仿真校验

5 单缸机回转不均匀度及飞轮转动惯量的确定

单缸机的回转不均匀度 δ 表征了柴油机回转的稳定程度,即曲轴各瞬时的回转角速度随着总切向力的周期性变化而变化的程度。根据内燃机设计手册查得回转不均匀度 δ 的要求参见表2。

柴油机的使用场合	所要求的 δ 范围
主机-直接带动螺旋桨	1/20 ~ 1/40
主机-电力传动螺旋桨	1/50 ~ 1/100

单缸机的回转不均匀度 δ 要达到上述技术要求,则单缸机应具有适当的当量转动惯量。在曲轴-连杆机构的回转件的转动惯量 I_2 和机构的往复件的当量转动惯量 I_3 均已确定的情况下,可以通过调整飞轮的转动惯量 I_1 来满足回转不均匀度 δ 的要求。单缸机飞轮是在原基础机飞轮的基础上改制的,飞轮补充加工后与齿圈相装配,以满足单缸机起动方式采用起动马达起动的要求。具体结构设计见图11和图12所示。

图11 原基础机飞轮 $I_0 = 370.081 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$ 图12 现单缸机飞轮 $I_1 = 422.422 \text{ (kg} \cdot \text{m}^2)$

曲轴实际上是一个弹性系统,它在不均匀扭矩的周期性作用下,会引起扭转振动,而内燃机的回转不均匀度 δ 及飞轮转动惯量 I_1 与扭转振动有着直接的关系,因此,将内燃机的回转不均匀度及飞轮转动惯量的计算与曲轴扭振计算、曲轴强度校核放在一起,采用三维建模软件UG和奥地利AVL公司的柴油机仿真分析软件BOOST和Excite Designer进行计算校核。

首先应用UG三维设计软件得到曲轴轴系各相关零部件的质量、惯量、刚度等动力结构参数,其中曲轴的扭转刚度和圆角应力集中系数等可通过FEA有限元结构分析计算求出,具体如图13~16。



图13 半拐扭矩加载

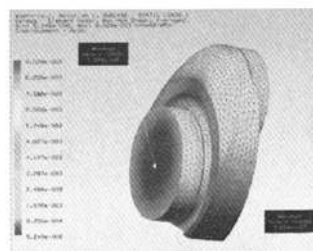


图14 扭转应力图



图15 半拐弯矩加载

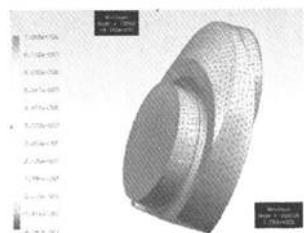


图16 弯曲应力图

再通过柴油机性能仿真软件 BOOST 进行缸内工作过程的仿真计算, 得到柴油机缸内压力曲线(图 17)等性能参数。

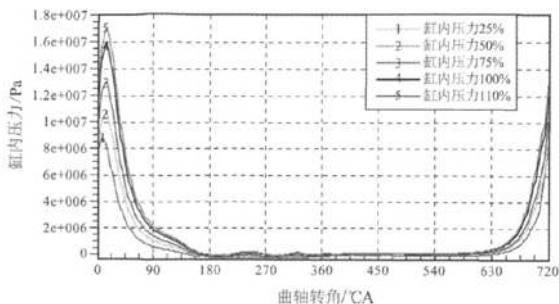


图 17 BOOST 计算结果-缸内压力曲线

随后将各结构、性能参数输入 Excite Designer (图 18) 中, 进行扭振计算, 求出回转不均匀度(图 19), 同时校核单缸机曲轴的强度(图 20、21)。



图 18 单缸机 Excite Designer 仿真建模

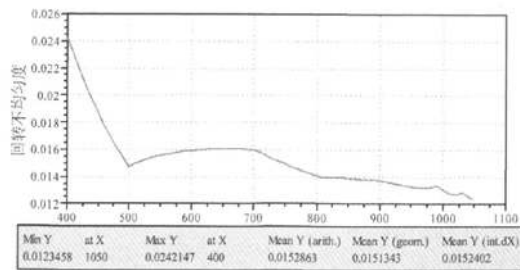


图 19 扭振计算结果-回转不均匀度值

由上面的计算结果可知, 单缸机的回转不均匀度 $\delta = 0.015$ 满足上表 2 中 δ 的要求; 而曲轴的材料选用 34CrNiMo6 并采用全纤维锻造法, 经计算曲柄销圆角安全系数 $Q_1 = 1.65$, 主轴颈圆角安全系数 $Q_2 = 1.69$, 根据《船舶柴油机设计》中安全系数 $Q \geq 1.15$ 的许用判据, 这两者均满足安

全系数 Q 的要求, 故单缸机飞轮和曲轴的设计是合理的。

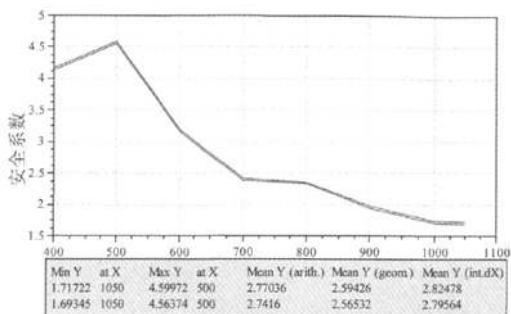


图 20 主轴颈圆角安全系数

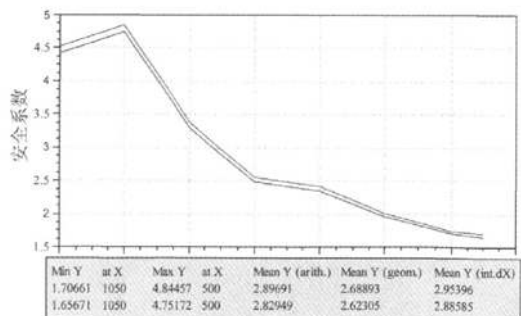


图 21 曲柄销圆角安全系数

表6 曲轴断裂样本中曲轴材料对曲轴断裂的影响因素及项次

夹杂物	化学元素 不符标准	疏松、缩 孔和气孔	球铁 质量	偏析	锻造毛坯原 始组织不良	过烧	缺陷	项次
13	7	6	4	3	2	2	1	38

2.4.1 夹杂物影响

曲轴断裂样本中，材料中的夹杂物对曲轴断裂的影响项次达13，在已发现的55项影响因素中占第4位。

从一些曲轴沿晶界开裂的开裂面能谱检测中发现，晶界上存在明显的杂质元素偏聚和严重的非金属夹杂物及异金属夹杂物，破坏了基体组织的连续性，降低了金属间的结合力。在外力作用下，夹杂物和母材的变形能力不同引起塑性变形不一致，致使夹杂物沿最大主应力方向与基体界面分离，使这些区域存在一定的应力集中，成为潜在的微裂纹源^[6]。曲轴的过渡圆角处含有杂质时，应力集中叠加效应更加明显。因此，需要在加工前对毛坯设置相应的检验项目。

2.4.2 化学元素对曲轴断裂的影响

研究证明，金属材料的力学性能与材料的化学成分有关。对一断裂的球铁曲轴的检验分析发现，其脆性断裂与材料的组织有关，90%的珠光体与网状碳化物使材料有很大的脆性，受外力作用时容易脆断，而网状碳化物的形成与材料的成分和冷却工艺不合理有关。首先，成分中Mn含量偏高，增加了向珠光体转变的倾向，Mn元素在凝固冷却时除融入奥氏体中，更易形成碳化物聚集在共晶团的晶界处，最终形成晶间碳化物。并且球铁中Si含量偏低，Cu、Mn等促进珠光体成分较多时，铸件在共析转变时，过饱和的奥氏体冷却不当时也会使碳化物呈网状、半网状沿晶界析出，这些晶界之间的碳化物使铸态球铁韧性下降，脆性增加^[7]。

3 结束语

(1) 包括曲轴在内的零部件的生命期质量目标的实现是包含曲轴的发动机和其他产品生命期质量目标实现的基础。

(2) 曲轴生命期质量受多阶段多因素影响，为保证曲轴生命期质量目标的实现，需要建立和利用曲轴失效影响因素集。

(3) 逐步完善曲轴及同类零件断裂影响因素集，籍以修改和补充相关文献，并引导机械工程师建立具体而不仅是抽象的零部件和整机生命期质量概念。

参考文献

[1] 佚名. 291 型柴油机曲轴动、静态应力测量[J]. 拖拉机, 1979(2).

[2] 白雪寒. 16V240 型柴油机曲轴断裂原因分析及对策[J]. 机车车辆工艺, 1996(2): 45 - 46.

[3] 程绍桐、王致钊、程淑颖. 某四缸柴油机曲轴断裂失效分析及改进[J]. 柴油机配件, 2009(5): 26 - 29.

[4] 万智波. 6M50 型活塞式压缩机曲轴的开裂原因及改进[J]. 化工装备技术, 2005(5): 64 - 66.

[5] 陈丽凤. 156F 汽油机曲轴断裂分析[J]. 冶金丛刊, 2002(1): 22 - 24.

[6] 董世运、石常亮、徐滨士, 等. 重型汽车发动机曲轴断裂分析[J]. 失效分析与预防, 2009(3): 138 - 142.

[7] 张征义、徐敏权. 厚大球铁曲轴断裂原因分析[J]. 铸造设备与工艺, 2009(5): 24 - 25.

(上接第28页)

7 结 语

综上所述，通过 AVL 的 Excite Designer 软件的应用，经过计算、比较、分析，单缸机平衡轮系、曲轴平衡重的设计能够消除由一次往复惯性力、二次往复惯性力和离心惯性力引起的振动，保证单缸机的平稳正常运行。通过飞轮转动惯量的配置，使单缸机的回转不均匀度达到了规定的要求。

参考文献

[1] 陈大荣. 船舶柴油机设计[M]. 北京: 国防工业出版社,

1995.

[2] 刘永长. 柴油机原理[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1992.

[3] 张绍甫、徐锦康. 机械零件[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.

[4] AVL 公司. Excite Designer 用户手册[R]. 2004.

[5] 顾宏中. 涡轮增压柴油机性能研究[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2005.

[6] 曾攀. 有限元分析及应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.