



Chinese Society for
Internal Combustion Engines

内燃机科技

中国内燃机学会2008年学术年会
暨大功率柴油机分会
六届二次联合学术年会论文集

中国内燃机学会 编

内 燃 机 科 技

中国内燃机学会 2008 年学术年会暨大功率
柴油机分会六届二次联合学术年会论文集

中国内燃机学会 编

哈尔滨工程大学出版社

内容简介

本书是配合中国内燃机学会2008年学术年会暨大功率柴油机分会六届二次联合学术年会的召开,共录用96篇论文,其中84篇为会议交流,12篇为书面交流。作者来自32家单位,其中企业13家35篇,高校17家56篇,院所2家5篇。遵循“自主创新与节能减排”的年会主题,本次论文的内容更多地体现在近年来我国内燃机领域取得的诸多最新研究成果,它对推动柴油机科技事业的创新和发展将是不可估量的。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机科技:中国内燃机学会2008年学术年会暨大功率
柴油机分会六届二次联合学术年会论文集/中国内燃机
学会编. —哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2008.9
ISBN 978-7-81133-316-9

I. 内… II. 中… III. 柴油机-学术会议-文集
IV. TK42-53

中国版本图书馆CIP数据核字(2008)第144139号

出版发行 哈尔滨工程大学出版社
社 址 哈尔滨市南岗区东大直街124号
邮政编码 150001
发行电话 0451-82519328
传 真 0451-82519699
经 销 新华书店
印 刷 哈尔滨工业大学印刷厂
开 本 880mm×1230mm 1/16
印 张 25.75
字 数 758千字
版 次 2008年9月第1版
印 次 2008年9月第1次印刷
定 价 100.00元

<http://press.hrbeu.edu.cn>

E-mail: heupress@hrbeu.edu.cn

论文评审委员会

奚国伟	邬静川	钱巧松
冯明志	楼狄明	任自中
张 有	李晓波	柳贡民
易智强		

前 言

中国内燃机学会 2008 年学术年会暨大功率柴油机分会六届二次联合学术年会,在总会和分会各级领导及广大会员的大力支持、帮助下,于 2008 年 10 月在哈尔滨隆重召开了。

本次年会由中国内燃机学会主办,大功率柴油机分会、哈尔滨工程大学和黑龙江省内燃机学会承办,是中国内燃机界的一次学术盛会。年会共征集论文 99 篇,经过评审委员会的评审,共录用 96 篇。其中 84 篇为会议交流,12 篇为书面交流。作者来自 32 家单位,其中企业 13 家 35 篇,高校 17 家 56 篇,院所 2 家 5 篇。遵循“自主创新与节能减排”的年会主题,本次论文的内容更多地体现在近年来我国内燃机领域取得的诸多最新研究成果,它对推动柴油机科技事业的创新和发展将是不可估量的。

本次论文以科技论文集的方式由哈尔滨工程大学出版社正式公开出版,以体现出这些科研论文的价值,也是对论文作者更多的鼓励。

在此,谨向大力支持本论文集正式出版的各单位、论文作者以及参加征集、评审、编辑和审校工作的同志表示感谢和敬意。

祝愿本次学术年会取得圆满成功!

中国内燃机学会

中国内燃机学会大功率柴油机分会

哈尔滨工程大学

黑龙江省内燃机学会

2008 年 9 月

目 录

CSICE2008 - 001	中高速柴油机凸轮轴优化设计	黄 桑	(1)
CSICE2008 - 002	船舶轴系校中优化的轴承布置	陈椿芳 孙贵学	(4)
CSICE2008 - 003	基于 FPGA 的电控单体泵 控制系统设计	曹 健 姜春宇 金江善 周志勇 王 锋 赵 伟	(7)
CSICE2008 - 004	柴油机噪声诊断的两种试验方法	杨卫东 张 有	(10)
CSICE2008 - 005	国内外柴油机研发动态	吴金源 高 荃	(13)
CSICE2008 - 006	远洋拖网渔船主机燃重油改造	高绪伟 梁杰辉 李宗立 李 军	(18)
CSICE2008 - 007	Z6150 柴油机 1 500 r/min 机型的 开发	刘 毅 刘广生 梁杰辉 陈 山 高绪伟	(21)
CSICE2008 - 008	增压柴油机 EGR 系统在过渡工况下的特性及其控制	崔 毅 邓康耀	(24)
CSICE2008 - 009	天然气发动机技术及其最新发展	刘先锋 张少栋	(27)
CSICE2008 - 010	CW6200ZT - 1 气体发动机的开发与试验研究	吕志进 张 强 张少栋	(32)
CSICE2008 - 011	柴油机汽缸盖渗漏缺陷分析	张 磊 张连俊 徐焕磊 雷其会	(38)
CSICE2008 - 012	A12V190ZL 型柴油机凸轮轴失效分析	迟绍宁	(41)
CSICE2008 - 013	高压柴油发电机组作为热电厂“黑启动” 电源系统应用研究	郝利华 孙 洁 王玉财 王娅萍	(45)
CSICE2008 - 014	柴油机电启动失败的故障树分析	王娅萍 郝利华 王玉财	(47)
CSICE2008 - 015	柴油机燃油喷射系统仿真研究	张翠云 李树生 许传国 张振胜	(50)
CSICE2008 - 016	柴油机故障诊断技术研究	马善伟 刘 赞	(54)
CSICE2008 - 017	电动钻机用柴油发电机组底盘刚度的有限元 分析	王玉财 王娅萍 郝利华	(60)
CSICE2008 - 018	大功率发动机涂装生产线设计	王海渊 纪有君 朱海丽 韩常勇	(64)
CSICE2008 - 019	铬酸铅 - 亚铁滴定法测定铜合金中高含量铅的研究	张红侠 冯钦丽	(68)
CSICE2008 - 020	连杆大头孔精度分析与对策	朱海丽 纪有君 韩常勇 王海渊	(71)
CSICE2008 - 021	汽缸盖气门口下陷分析与研究	张 磊 张连俊	(74)
CSICE2008 - 022	浅析点火系统的调节与使用	贺国栋 聂昌聘 刘丽萍	(76)
CSICE2008 - 023	凸轮轴中频感应淬火工艺技术	张水利 相承志 刘冬日 曹 霞	(79)
CSICE2008 - 024	不同工况下柴油机曲轴动态应力 分析	曾宪友 艾 钢 顾爱中 益 斌 王丽杰	(82)

- CSICE2008 - 025 核级应急柴油发电机组设计 程新和 徐 荣 (86)
- CSICE2008 - 026 双压共轨系统的仿真研究 张静秋 欧阳光耀 唐开元 (89)
- CSICE2008 - 027 船用大功率柴油机活塞环的技术发展 李玉林 陈志忠 (93)
- CSICE2008 - 028 16PA6STC 柴油机配气机构虚拟样机技术研究 许江涛 姚寿广 (97)
- CSICE2008 - 029 620V16 柴油机曲轴平衡性计算 周 枫 肖 民 (101)
- CSICE2008 - 030 涡轮增压柴油机模块化循环模拟技术研究 肖 民 (105)
- CSICE2008 - 031 高性能气阀的工艺试验及其应用 唐美春 (110)
- CSICE2008 - 032 高压共轨柴油机启动控制策略研究 李金华 宋恩哲 (113)
- CSICE2008 - 033 螺纹高速铣削技术与应用 卢建新 李建清 李雄宝 (117)
- CSICE2008 - 034 重型商用车高流量低噪声
冷却风扇的研究 董效彬 袁兆成 卢炳武 王 吉 轧 浩 马家义 (120)
- CSICE2008 - 035 阻燃式柴油机曲轴箱防爆阀的研发 李潘宝 侯晓勤 李建基 (126)
- CSICE2008 - 036 丙烷 - 柴油混合燃料对喷雾和
发动机排放的影响 马志豪 徐 斌 吴 健 黄佐华 李冲霄 (130)
- CSICE2008 - 037 大功率发动机冷却系统仿真分析研究 ... 骆清国 冯建涛 龚正波 桂 勇 (136)
- CSICE2008 - 038 大功率发动机冷却系统的智能控制模拟
试验 骆清国 闫宜鹏 王 军 刘红彬 (141)
- CSICE2008 - 039 单体泵智能驱动模块设计及试验研究 ... 崔 涛 黄 英 刘波澜 周 宁 (145)
- CSICE2008 - 040 内燃机噪声信号的分形特征 廖世勇 金 钊 李海明 朱 海 (150)
- CSICE2008 - 041 单次谐波相位分析法在多缸柴油机故障诊断中的应用 余瑞锋 (155)
- CSICE2008 - 042 基于 MODBUS 协议的柴油机热力参数
监测系统研究 熊龙成 杨建国 余永华 张成伟 (159)
- CSICE2008 - 043 ME - GI 双燃料低速二冲程船用柴油机 马小卫 王 磊 刘 旭 (163)
- CSICE2008 - 044 点火正时对电控稀燃天然气发动机性能的影响 ... 王忠恕 刘忠长 窦慧莉 (168)
- CSICE2008 - 045 基于 VC ++ 的内燃机工作过程数值计算软件的开发 张燕芳 王银燕 (172)
- CSICE2008 - 046 基于灰色理论的相继增压柴油机增压
压力预测 杜剑维 王银燕 冯永明 杨传雷 (177)
- CSICE2008 - 047 利用多次喷射提高共轨柴油机排放性能
的研究 邵利民 徐洪军 常汉宝 孙丰瑞 (181)
- CSICE2008 - 048 乳化柴油对比试验研究 艾冬柏 王 正 王 璐 吴 琦 (185)
- CSICE2008 - 049 推进柴油机的双机并车 王德山 竺华君 苏善旺 (190)
- CSICE2008 - 050 舰用柴油机抗冲击评估研究 高洪滨 欧阳光耀 黄映云 朱石坚 (195)
- CSICE2008 - 051 运行状态下内燃机曲轴角振动模态参数

	识别新方法	华春蓉 闫 兵 董大伟 许明恒 (201)
CSICE2008 - 052	柴油机缸盖振动加速度信号同缸内燃烧 状况相关性分析	纪少波 程 勇 唐 娟 马宗正 (206)
CSICE2008 - 053	基于缸盖振动频域信号重构缸内压力信号 的研究	唐 娟 程 勇 纪少波 (212)
CSICE2008 - 054	摩托车汽油机壁面油膜形成影响规律的分析	马宗正 程 勇 (216)
CSICE2008 - 055	船舶柴油机试车数字化管理系统开发	李 磊 杨建国 郭蕴华 (221)
CSICE2008 - 056	基于 DS - AHP 柴油机状态评估模型的研究	罗自来 常汉宝 刘伯运 (224)
CSICE2008 - 057	采样频率对 A/D 采样拟合法角 振动测量精度的影响	李玉梅 谭 喜 闫 兵 董大伟 华春蓉 (228)
CSICE2008 - 058	甲烷在定容燃烧室内的燃烧 试验研究 ...	张红光 白小磊 梁 虹 金 波 雷 艳 李晋秀 郑东守 (231)
CSICE2008 - 059	CK6E2 型内燃机车冷却系统设计	刘美玉 晏建华 (239)
CSICE2008 - 060	CNG 发动机电控标定系统的开发	刘 野 林 磊 郭林福 张 欣 (243)
CSICE2008 - 061	基于正交试验方法的天然气掺氢发动机 性能研究	许 健 范龙飞 刘建华 张 欣 (247)
CSICE2008 - 062	流激噪声全息识别的逆边界元法探索	崔晓兵 季振林 (251)
CSICE2008 - 063	柴油机曲轴的三维有限元分析	刘鹏飞 李晓波 (257)
CSICE2008 - 064	涡轮增压器用离心压气机喘振试验研究	朱智富 马朝臣 张志强 (261)
CSICE2008 - 065	气波增压器三维流动仿真计算	雷 艳 周大森 张红光 纪常伟 (265)
CSICE2008 - 066	氩气对闭式循环柴油机性能影响的研究	肖昌龙 张新玉 张文平 (269)
CSICE2008 - 067	发动机消声器声学特性的试验研究	徐航手 康钟绪 季振林 (274)
CSICE2008 - 068	三维有限元法预测势流管道和消声器的声学特性	徐贝贝 季振林 (278)
CSICE2008 - 069	等效节点载荷在内燃机动态压力中 的应用	白景潇 张文平 曹贻鹏 李玩幽 (284)
CSICE2008 - 070	排气系统声学特性仿真技术研究	石媛媛 季振林 (289)
CSICE2008 - 071	TBD234V6 共轨柴油机限流器设计	王世明 李 鹏 (293)
CSICE2008 - 072	基于 GT - POWER 的内燃机排气声源阻抗研究	胡志龙 季振林 (297)
CSICE2008 - 073	可变刚度隔振器研究	杨铁军 周卓亮 率志君 刘学广 刘志刚 (302)
CSICE2008 - 074	可变喷嘴涡轮增压器改善柴油机低速性能的 试验研究	郭鹏江 王天灵 高希彦 (307)
CSICE2008 - 075	空气流速对附壁油膜分布影响的试验 研究	程用胜 陆振华 邓康耀 杨延平 (312)

- CSICE2008 - 076 增压柴油机不同增压系统的计算研究 王绍明 崔毅 邓康耀 (317)
- CSICE2008 - 077 柴油机燃用生物柴油的氮氧化物
排放特性 李博 楼狄明 谭丕强 胡志远 张斌 (321)
- CSICE2008 - 078 发动机燃用生物柴油的常规和
非常规排放特性 李博 楼狄明 谭丕强 胡志远 张斌 (327)
- CSICE2008 - 079 基于模糊自适应 PID 的柴油机电子调速控制 费景洲 马修真 (333)
- CSICE2008 - 080 异辛烷热氛围燃烧影响
因素的试验研究 吉丽斌 吕兴才 马骏骏 黄晨 韩东 黄震 (337)
- CSICE2008 - 081 不同类型出油阀对燃油系统影响的仿真研究 丁俊杰 李晓波 王贵新 (344)
- CSICE2008 - 082 柴油机相继涡轮增压系统固定转速切换的试验分析 张哲 邓康耀 (350)
- CSICE2008 - 083 电控泵 - 管 - 嘴燃油系统改进前后仿真
计算分析 王翠萍 李晓波 王贵新 (354)
- CSICE2008 - 084 喷油始点与 EGR 对柴油 HCCI 燃烧粗暴性与不稳定性
的影响 石磊 邓康耀 崔毅 (358)
- CSICE2008 - 085 凸轮轴装配车的设计与应用探讨 万雄伟 毕俊明 陈继荣 (362)
- CSICE2008 - 086 601.08.02A 弯管的加工方法 刘健 张华 王巍巍 李源 (364)
- CSICE2008 - 087 YOCQH1000 型耦合器箱体加工难点
解决方法 刘健 王巍巍 张华 陈恒 (367)
- CSICE2008 - 088 连杆分模面淬火裂纹分析与预防 韩常勇 纪有君 秦孝文 朱海丽 (371)
- CSICE2008 - 089 基于 GT - POWER 的柴油机涡轮增压
系统匹配方法研究 杨守平 张付军 赵长禄 高思远 张金伦 (373)
- CSICE2008 - 090 疏浚工程船对柴油机的要求 侯晓勤 (378)
- CSICE2008 - 091 氦离子化检测器气相色谱法快速检测发动机非常规排放 ... 魏衍举 刘圣华 (381)
- CSICE2008 - 092 迷宫密封技术在 230 柴油机上的应用 张巧亮 霍荣康 高德明 (386)
- CSICE2008 - 093 柴油机电控燃油喷射系统的发展及技术探析 王正严 (389)
- CSICE2008 - 094 柴油机制造中物流管理的信息化 王珂 (393)
- CSICE2008 - 095 柴油机连杆轴承孔加工的新工艺应用 何才田 凌皓敏 (396)
- CSICE2008 - 096 某天然气发动机示功图的测量 邹积军 吕建法 董大伟 闫兵 (398)

中高速柴油机凸轮轴优化设计

黄 桑

(湖南山河智能机械股份有限公司技术中心,长沙 410100)

摘要:在一台中高速 8 缸直列柴油机的凸轮轴优化设计过程中,应用先进的 CAD,CAE 设计方法,对凸轮轴的工作受力状态进行了仿真分析,计算并校核了连接螺栓的强度和凸轮轴的工作可靠性,为提高我国柴油机自主研发、自主制造的水平提供了一条有效的途径。

关键词:柴油机;凸轮轴;优化设计;仿真计算

The optimizing design of camshaft for the medium & high speed diesel engine

Huang shen

(HUNAN SUNWARD INTELLIGENT MACHINERY Co. LTD TECHNOLOGY CENTER,
CHANGSHA 410100)

Abstract: In the process of the optimizing design of camshaft for a medium& high speed, 8_cylinder, L_type of diesel engine, the advanced design methods of CAD&CAE are applied to simulate and analyze the operating state of the camshaft, calculate and verify the intensity of the connecting bolts and the operating reliability of the camshaft so as to provide an effective access for improving the independent-research& development, independent-manufacture level of our diesel engine.

Keyword: Diesel engine, Camshaft, Optimizing design, Simulation& Calculation

引言

在全球飞速发展的柴油机市场,提高自主研发和自主制造能力是企业在日益激烈的竞争中取胜的关键环节。课题中的凸轮轴原为一中高速 8 缸直列、可逆转式柴油机上的进口件,该机型多年来一直依靠引进国外专利技术进行生产,进口件数量较大,成本造价高。为了进一步提高市场竞争力,提高该机型的零部件国产化率,将原进口件改为国内自制件,提高自主制造能力、降低柴油机的生产成本是主要解决途径之一。但是由于凸轮轴长度过长,国内机床的最大装夹长度达不到对凸轮轴进行整轴装夹的要求,因而无法完成凸轮轴的国产化加工。为了解决这一“瓶颈”问题,实现凸轮轴的国产化加工,因此对凸轮轴进行了优化设计,在轴向上将一根整轴分段为两截,使其能

够采用国内的加工设备完成所需的机械加工,同时保证在将这两个分段设计的凸轮轴组合在一起装机后,仍能满足凸轮轴原有的工作可靠性。

1 优化设计方案

根据该机型凸轮轴上进排气凸轮、倒挂轴承位置,确定凸轮轴分段位置在第四缸排气凸轮与倒挂轴承之间。从机械加工的难易程度、加工成本以及安装调试繁简程度等综合因素考虑,确定凸轮轴分段连接方案的方式为在分段凸轮轴的连接端面上,采用若干个周向布置的螺栓进行拧紧连接,依靠螺栓拧紧后在连接端面上产生的摩擦力来传递扭矩。为保证凸轮轴在全长上的同轴度和凸轮片相位精度要求,在两个分段凸轮轴的连接法兰端面上分别设计有定位凹孔和定位凸台,并严格控制两者结合部的尺寸加工精度和形位公

作者简介:黄桑(1973—),男,硕士研究生;研究方向:柴油机新产品前瞻性预研及产品性能与工作可靠性的提高。

差要求,同时在两段凸轮轴的结合端面上还设计有一保证凸轮相位的定位销孔。

2 凸轮轴优化设计

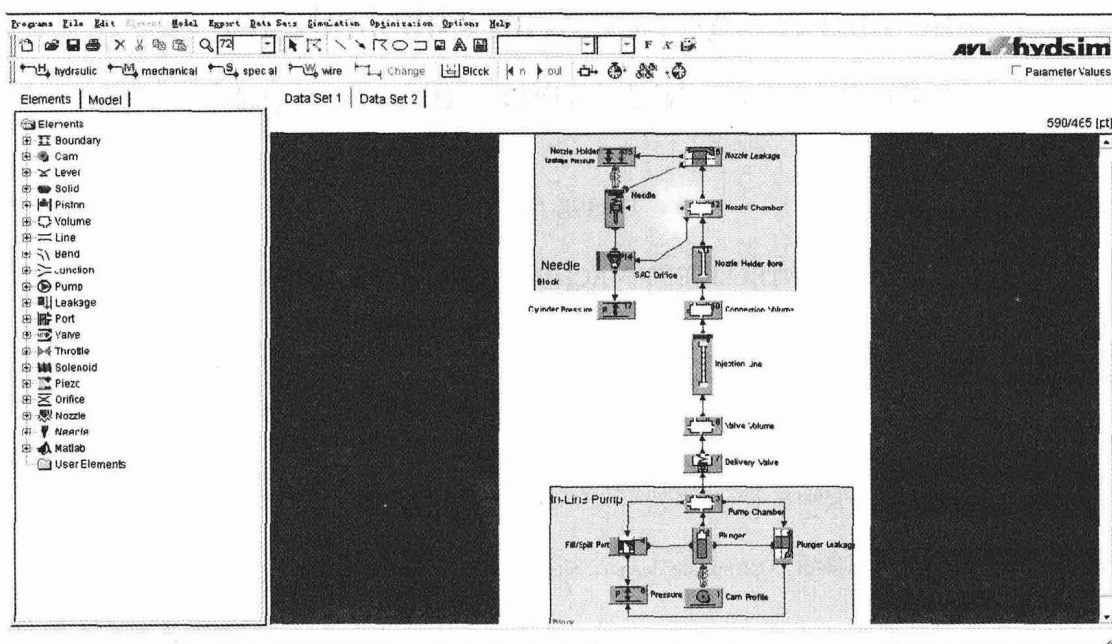
2.1 优化设计的基本思路

首先根据内燃机仿真计算软件和相关计算公式计算出凸轮轴的扭矩,求出分段处的载荷力,这个载荷力跟传递它的摩擦力大小相等、方向相反。然后根据 12 个 M16 的螺栓分担的摩擦力算出螺栓所需的预紧力,再考虑摩擦传力的安全系数,求出螺栓的拧紧力矩。这个拧紧力矩要是小

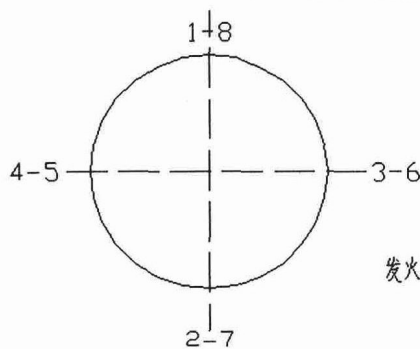
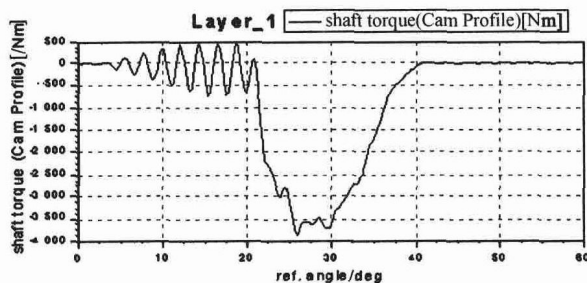
于该直径螺栓规定的拧紧力矩,则按照规定力矩拧紧的螺栓就能保证端面传递扭矩所需的摩擦力。同时根据第四强度理论校核单个螺栓的强度。

2.2 喷油泵对凸轮轴产生的扭矩 M_n

应用 AVL 燃油喷射系统仿真软件 Hydsim 计算,获得第四缸喷油泵对凸轮轴产生的扭矩 $M_n = 3\,857\text{ N} \cdot \text{m}$,根据各缸燃油凸轮工作的相位关系,其余缸燃油泵此时产生的扭矩叠加很小,不作考虑。



计算输出的结果见下图:



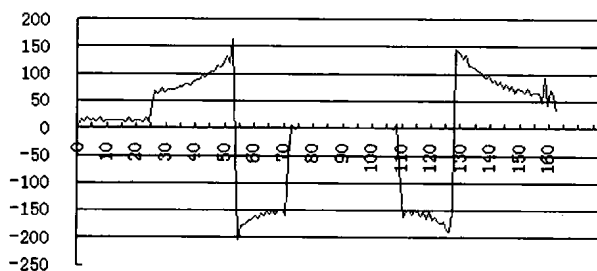
发火顺序: 1-5-7-3

2.3 作用于进排气阀凸轮上的力矩 M_n'

8 缸直列柴油机曲柄排列及发火顺序如下所示,曲柄 5,6,7,8 分别相差相位 90° 。当 5,6,7,8 缸中任何一个汽缸处于上死点附近喷油做功时,做功缸使凸轮轴承受很大扭矩,而此时其余三个汽缸中有两个汽缸曲柄均处于水平位置,进排气阀不动作,其作用在凸轮轴上的力通过凸轮轴中心,力臂为零,对凸轮轴不产生扭矩;另外一个汽

缸曲柄处于下死点位置附近,其或处于排气阀正在打开状态,或处于进气结束,即将压缩状态。此缸状态若为后者,则进气阀挺柱已处于下行阶段,其在凸轮轴上产生的扭矩与做功缸因喷油在凸轮轴上产生的扭矩方向相反,且远远小于做功缸因喷油在凸轮轴上产生的扭矩。为安全起见,可不考虑该扭矩对做功缸因喷油在凸轮轴上产生的扭矩的削弱作用。若此缸状态为前者,即排气阀处

于正在打开状态,从配气定时可知,当做功缸刚开始喷油时,另一缸排气阀已打开,曲轴转角为 62° ,从下面的曲柄转角与加速度的关系曲线上可看到,其加速度已为负值,即意味着滚轮、挺柱等从动件的惯性力为垂直向上,在凸轮轴上产生扭矩的力为该惯性力与一直向下的弹簧力的合力。为安全起见,可不考虑惯性力对弹簧力的削弱作用。



所以,对于该排气阀来说,只考虑弹簧力的作用是安全的。

内弹簧刚度: 1.91 kg/mm

外弹簧刚度: 2.93 kg/mm

弹簧作用在凸轮轴上的最大力为:

$$2 \times [1.91 \times (28 + 29) + 2.93 \times (28 + 32)] \times 9.8 = 5580 \text{ N}$$

为安全起见,力臂取最大值(基圆半径 + 升程 = $95 + 28 = 123 \text{ mm}$)。

则力矩为:

$$Mn' = 5580 \times 0.123 = 686 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.4 作用在凸轮轴上的合力矩 ΣMn

正常情况下,进排气阀和燃油泵对凸轮轴同时产生最大的扭矩并不是在同一时刻,计算时从可靠性方面考虑,就取它们的最大扭矩之和进行计算,则

$$\Sigma Mn = Mn + Mn' = 3857 + 686 = 4543 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2.5 分段处连接螺栓强度校核

根据扭矩公式 $\Sigma Mn = P \times L$

式中 ΣMn ——凸轮轴承受的扭矩($\text{N} \cdot \text{m}$);

P ——凸轮轴的扭转力(N);

L ——凸轮轴的扭转力臂(mm)。

$$\text{则 } P = \Sigma Mn / L = 4543 / 0.0625 = 72688 \text{ N}$$

本方案传扭方式是依靠端面摩擦力扭矩的,要满足扭矩的传递,须满足 $P \leq P_{\text{摩擦}}$ 。在该方案中,连接法兰处采用 12 个 $M16 \times 60$, 10.9 级高强度螺栓紧固。而要保证紧固件接合面不发生滑移,螺栓的预紧力须满足 $P_{\text{预紧}} \geq k_f Q / fzm$ 。

式中 k_f ——考虑摩擦传力的可靠性系数,在此取 1.3;

Q ——扭转力(N);

f ——摩擦系数,在此取 $f = 0.15$;

z ——螺栓数目, $z = 12$;

m ——接合面数, $m = 1$ 。

通过受力分析,取 $P = P_{\text{摩擦}} = 72688 \text{ N}$,然后被平分到 12 个螺栓,则

$$P_{\text{平均摩擦}} = 6057.3 \text{ N}$$

$$P_{\text{预紧}} = P_{\text{平均摩擦}} / f = 6057.3 / 0.15 = 40382.2 \text{ N}$$

考虑摩擦传力的可靠性系数,则

$$P_{\text{预紧}}' = 40382.2 \times 1.3 = 52496.9 \text{ N}$$

根据螺栓拧紧力矩近似计算公式 $M \approx 0.2 P_{\text{预紧}}' \times d$ 计算(式中 $P_{\text{预紧}}$ 力, d 螺纹大径)。

$$M \approx 0.2 P_{\text{预紧}}' \times d = 0.2 \times 52496.9 \times 0.016 = 167.99 \text{ N} \cdot \text{m}$$

所以该螺栓拧紧力矩只要 $\geq 167.99 \text{ N} \cdot \text{m}$ 就能满足分段连接扭矩传递的强度要求。参照螺栓拧紧力矩规定 $M16 \times 60$ 高强度 10.9 级螺栓拧紧力矩可到 $270 \text{ N} \cdot \text{m}$,说明了本方案是可行的。

螺栓为塑性材料,按照第四强度理论建立的强度条件

$$\sigma_{\text{组合}} = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{0.5} = [\sigma^2 + 3 \times (0.5\sigma)^2]^{0.5} \approx 1.3\sigma \leq [\sigma]$$

$$\text{即 } \sigma_{\text{组合}} = 1.3 F_0 / (\pi d_1^2 / 4) \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\text{组合}} = 1.3 \times 40382 / 0.7854 \times 14.376^2 = 323.42 \text{ MPa}$$

因为 10.9 级螺栓材料的 $[\sigma]$ 为 $1020 \sim 1240 \text{ MPa}$,所以螺栓的强度满足可靠性要求。

3 结束语

目前,优化设计的凸轮轴已装机运行 3 年多,工作状态运行良好,未出现异常故障。通过优化设计的凸轮轴,加工容易、调整方便,既满足了原凸轮轴的整体加工精度要求,保证了其工作可靠性,又可采用国内加工设备进行加工,实现了国产化的要求,大大降低了产品成本。实践证明,此次凸轮轴的优化设计是成功的,并为今后柴油机产品的凸轮轴优化设计提供了一条切实可行的方法和途径。

参考文献

- [1] 刘永长. 内燃机原理[M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1992.
- [2] 张绍甫, 徐锦康. 机械零件[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [3] AVL 公司. Hydsim 用户手册[M]. 上海: AVL 公司, 2004.
- [4] 周龙保. 内燃机学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.

船舶轴系校中优化的轴承布置

陈椿芳 孙贵学

(大连船用柴油机厂)

摘要:本文介绍了船舶推进轴系轴承间距对轴系校中的影响以及优化的轴承布置在轴系校中的实际使用情况。

关键词:轴系校中;轴承间距;轴承布置

与船用主机直接连接并由若干轴承支撑的推进轴系可以被视为是一个超静定系统。仔细地调整这些轴承的偏移以便在每个轴承上得到合理的静态负荷是船舶轴系校中的一项基本工作。

在船舶营运过程中,船舶动力装置要经受因装载状况、温度分布、海浪冲击等变化引起的弹性船体弯曲变形的影响,同时,推进轴系亦将随着弹性船体的弯曲变形而产生变化。由于推进轴系的直径已被推进功率及振动方面的一些因素所确定,在一般情况下是不能缩减的。因此,其适应船体弯曲变形的能力就需要由优化的轴承间距来提供。

船舶轴系校中的经验给出:过短的轴承间距将导致较低的轴承静态负荷并提高静态负荷的变化率,而过长的轴承间距可能引起横向(回旋)振动。

现在,某些船级社的船舶检验规范中已要求或建议采用长间距轴承布置的轴系校中。例如德国劳氏船级社(GL)就提供了以下公式(1)作为最大允许轴承间距的指导性数值,该公式适用于在与低速二冲程柴油机直接连接的船舶推进轴系上通常采用的滑油润滑式白合金轴承。

$$L_{\text{MAX}} = 450 \cdot (d_{\text{shaft}})^{1/2} \quad (1)$$

L_{MAX} [mm]: 轴承之间最大允许距离

d_{shaft} [mm]: 中间轴直径

如果对于某一指定的船舶轴系需要较大间距的轴承布置,则有必要通过计算来检查轴系可能经受到的回旋振动和轴向振动的危险性,而扭转振动因其只依赖于中间轴和螺旋桨轴的直径与长度,一般与轴承的布置是无关的。

在用 GL 的指导性公式(1)来布置中间轴承的位置时,NSD 建议至少要提供从上述公式(1)中计算得到的 70% 的指导值,例如:

轴径	GL 指导公式(1)	NSD 推荐的中间轴承距离
400 mm	$\approx 9 \text{ m}$	最低 6.5 m
600 mm	$\approx 11 \text{ m}$	最低 8 m
800 mm	$\approx 12.5 \text{ m}$	最低 9 m

以上较大的轴承间距值限制了集中在主机后部区域的各种影响的不利作用效果,主要表现在:

- (1) 推力轴承反作用力影响中间轴的弯曲;
- (2) 主机后部双层底的弹性弯曲大大高于机座的弹性弯曲;
- (3) 发动机主轴承相对于轴系轴承的温度升高;
- (4) 发动机油底壳与其后部双层底油箱之间的温度差。

对于大多数商用船舶而言,短轴系及发动机艏部布置是非常通用的,其螺旋桨轴与中间轴的总长度一般在 12 米到 25 米。在这种设计的船舶上,除艏轴管后轴承外再辅之以另一个轴承即完全可以满足轴系校中的要求。具体可以分为以下两种情况:

- (1) 取消艏轴管前轴承并将中间轴承布置在中间轴的后端;
- (2) 取消中间轴承。

对于为数众多的通用货船、集装箱船、散货和油船,采用上述轴承布置的轴系校中已经取得了良好的经验。但有两点需要注意:

- (1) 取消艏轴管前轴承有可能使艏轴管前轴承的密封出现一些问题,不过这一问题在工艺上是完全可以解决的;

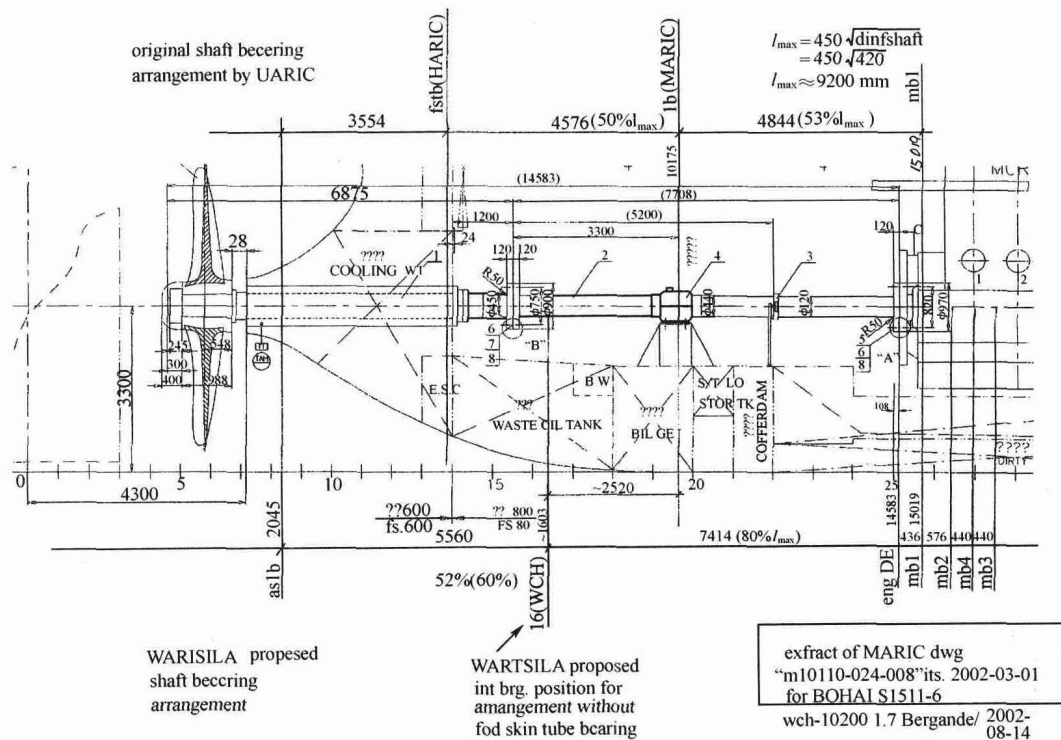
- (2) 取消中间轴承将不利于主机最后两道主轴承负荷与曲臂差的调整,但也仅仅是调整过程略微复杂些而已。

以下所示为某一条装配有 6RT_{flex} 50 主机的 49 000 吨油轮轴系布置简图。为满足轴系校中的需要,取消了艏轴管前轴承并将中间轴承向艏

部移动 2 400 mm。

从该简图中列出的计算公式及计算数据可以很清楚地看出采取这种设计修改的根据。便于

比较,还同时列出了上述目标船原设计轴系校中(冷态)的计算结果以及改进设计后的计算结果。



EnDyn v2.03 - Shafting analysis

11 Mar 2008 22:27:33

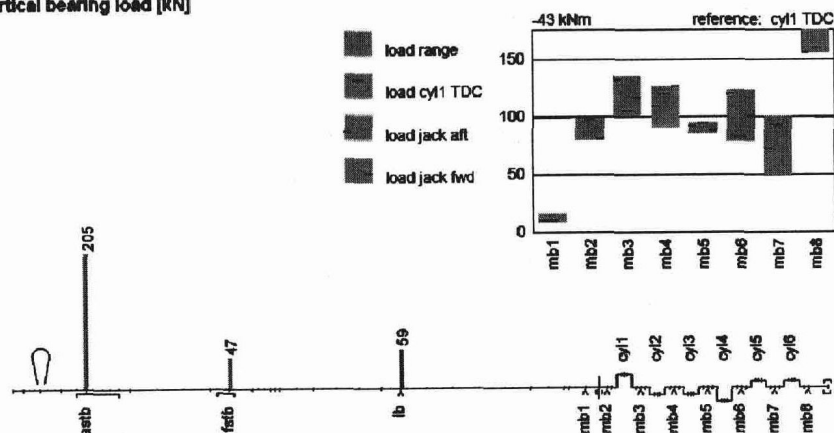
6RT-flex50 - CMC9 9720 kW / 124.0 rpm

cold engine - stopped

49000dwt tankers - NANJING JINLING Shipyard - hull JLZ0605 09-12

<WCHprop01r0>: WCH proposal for optimised main bearing load distribution

Vertical bearing load [kN]



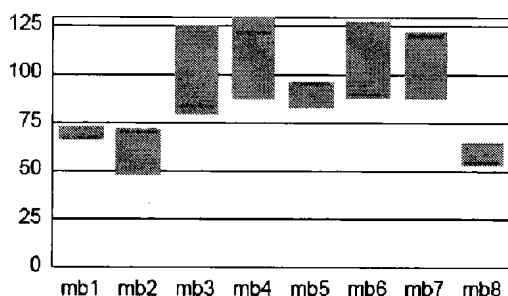
node	x [m]	y_off [mm]	z_off [mm]	Fy [kN]	min	max	Fz [kN]	My [kNm]	Mz [kNm]
mb8	20.875	-4.29	0	160	156	177	5		
mb7	19.995	-4.17	0	93	50	100	-0		
mb6	19.115	-4.05	0	82	79	123	-3		
mb5	18.235	-3.93	0	95	86	96	-4		
mb4	17.355	-3.81	0	120	90	127	-1		
mb3	16.475	-3.69	0	106	101	136	1		
mb2	15.595	-3.58	0	98	81	99	2		
mb1	15.019	-3.50	0	10	9	17	0		
lb	10.175	-1.49	0	59	59	60	0		
fslb	5.675	0	0	47			0	-0	5
aslb	1.921	0	0	205			-0	-0	-27

static nonlinear bearing characteristic



EnDyn v2.02_ic - Shafting analysis

31 Mar 2008 09:12:13

6RT-flex50 - CMC 9720 kW / 124.0 rpm**cold engine - no load**49,000 dwt Tanker - Bo Hai Industry Co., Ltd - hull BH515-1/2/3/4/5/6
alignment & bending**Main bearing load [kN]****Bearing load (cyl1 TDC)**

node	y_off [mm]	z_off [mm]	Fy [kN]	min	max	Fz [kN]	Mz [kNm]
mb8	0.50	0	54	53	65	4	
mb7	0.42	0	120	88	122		
mb6	0.35	0	90	88	128	-3	
mb5	0.27	0	96	83	96	-4	
mb4	0.20	0	121	87	129		
mb3	0.12	0	83	79	125		
mb2	0.05	0	70	48	72	1	
mb1	0	0	67	67	73	1	
i_bear	0	0	70	70	71		
aft_bush	0	0	225				-65

Crank deflection [1/100 mm]

node	v_defl	h_defl
cyl6	5.0	0.1
cyl5	-0.5	-0.1
cyl4	2.9	0.3
cyl3	3.0	-0.0
cyl2	-2.0	0.1
cyl1	1.4	1.1

v_defl = TDC - BDC, h_defl = EXS - FPS

WNSD 对轴系校中时主机最后三个主轴承的负荷限制要求为:

(1) $mb1 < mb2 \leq mb3$ 即:最后一道主轴承的负荷小于倒数第二道主轴承的负荷,倒数第二道主轴承的负荷小于等于倒数第三道主轴承的负荷;

(2) 轴系静态校中时,对于 RT_flex 50 主机,最后一道主轴承的最小负荷为 20 kN,倒数第二道主轴承的负荷在 70 ~ 170 kN 之间,倒数第三道主轴承的最小负荷为 20 kN。

通过对比可以得出以下结论:

(1) 原设计轴系校中计算结果给出艉管后轴承、艉管前轴承、中间轴承、主机最后三个主轴承的负荷依次为:205 kN, 47 kN, 59 kN, 10 kN, 96 kN 和 106 kN。满足 WNSD 的第一个限制要求,但不满足 WNSD 的第二个限制要求。如提高最后一道主轴承的负荷使其大于 20 kN,则中间轴承的负荷可能过小。

(2) 改进设计后的轴系校中计算结果给出艉管后轴承、中间轴承、主机最后三个主轴承的负荷依次为:225 kN, 70 kN, 67 kN, 70 kN 和 83 kN。同时满足 WNSD 的两个限制要求,并且负荷分配更加合理。

基于 FPGA 的电控单体泵控制系统设计

曹 健 姜春宇 金江善 周志勇 王 锋 赵 伟

(七一一研究所,上海 200090)

摘要:电控单体泵系统是一种能够自由灵活调整喷油量和喷油正时,具有高喷射压力的燃油喷射系统,在中、重型柴油机上极具应用前景。本文介绍了电控单体泵柴油喷射系统的结构和原理,提出了基于 FPGA 的电控单体泵控制系统,并对控制系统的组成及功能进行了阐述。

关键词:电控单体泵;柴油机;控制系统;FPGA

Design of Electronic Unit Pump Control System Based on FPGA

Cao Jian Jiang Chunyu Jin Jiangshan Zhou Zhiyong
Wang Feng Zhao wei

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 200090)

Abstract: Electronic unit pump system is a fuel injection system with high injection pressure which can be applied to control fuel quantity and timing of injecting flexibly. The EUP fuel injection system has prospective application in medium or heavy diesel engines. The structure and principle of electronic unit pump system is introduced in this paper. The introduction of electricity control system constitutes based on FPGA and its function are proceeded.

Key Words: electronic unit pump, diesel, control System, FPGA

1 引言

随着石油资源的紧缺和人们环境意识的增强,提高柴油机燃油经济性以满足日益严格的排放限制成为各种用途柴油机发展的主要方向,越来越多的柴油机开始装载多参数柔性可控的燃油系统,如共轨系统、电控分配泵、电控单体泵等。其中电控单体泵燃油系统可以获得较佳的喷油正时和较高的喷射压力,从而降低柴油机油耗和低工况烟度,提高低工况稳定性,进而提高柴油机的综合性能,同时具有结构简单、成本低、维护性好、可靠性高的优点,而且对原有柴油机结构改变少,可以在原有机型的基础上进行改进,降低升级成本。

2 电控单体泵系统概述

典型电控单体泵系统包括(如图1):燃油供

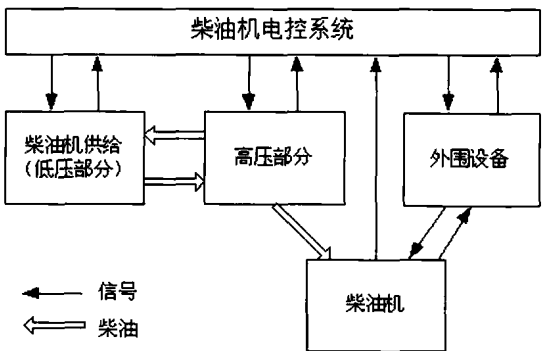


图1 电控单体泵系统框图
给部分(低压部分)、高压部分、柴油机电控系统(传感器、电控单元和执行器等)、外围设备(废气涡轮增压器和废气再循环等)。

以 Bosch 电控单体泵系统为例,系统包括低压油泵、低压管路、电子控制单元、凸轮驱动机构、高压油泵—高压油管—喷油器。高压油泵由两位

作者简介:曹健(1981—),男,助理工程师;研究方向:电控电气系。

两通电磁阀控制,通过打开/关断柱塞腔与低压进回油管路使得供油的始点与终点可以灵活控制,同时为了安全性考虑,燃油只能通过控制阀进入柱塞腔,这样可以避免在控制阀卡住的情况下过量进油,并且消除了有害的冲击。系统工作原理如图 2 所示。

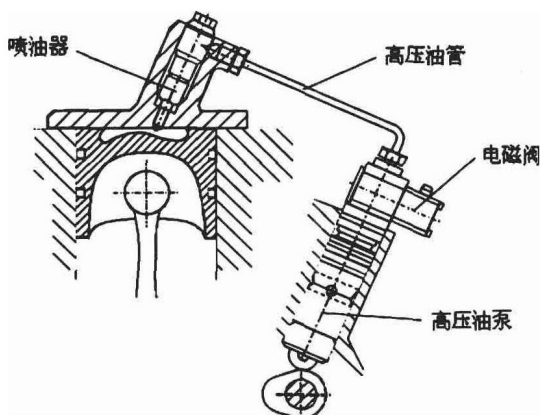


图2 电控单体泵示意图

工作过程可分为以下几个阶段：(1) 充油过程。当柱塞下移时，喷射系统内部压力将低于低压油路的压力，此时低压系统燃油将通过柱塞套上的进油口进入高压喷射系统。(2) 旁通过程。当柱塞上升时，柱塞腔压力上升，只要电磁阀处于断电状态，此时柱塞腔中压力与进油压力大体相同，燃油通过回油通路回到燃油箱。(3) 喷射过程。在柱塞供油行程中，当电控系统根据所采集到的各传感器信号，在某一个特定的时刻发出喷油控制脉冲，通过驱动电路使电磁铁上电，回油通道被关闭，柱塞腔形成一封闭容积，随着柱塞上升，封闭容积中的燃油被压缩，压力迅速上升，当嘴端压力高于喷嘴开启压力时，针阀开启，燃油喷入汽缸内。(4) 卸荷过程。当控制脉冲中止时，电磁铁断电，回油通路接通，燃油经回油通路溢出，高压燃油经阀口向低压系统泄流，高压油路压力下降，当降至针阀开启压力时，喷油结束。

3 基于 FPGA 的控制系统

3.1 控制系统总体构成

控制系统示意图如图 3 所示。考虑到控制器设计的多方案性和复杂性，而 FPGA 在开发阶段具有安全、方便、可随时修改设计等不可替代的优点，并且电子系统中采用 FPGA 可以极大地提升硬件系统设计的灵活性、可靠性，以及提高硬件开发的效率。本项目在电控单体泵的控制系统中

采用 FPGA——Spartan-3 系列芯片作为控制芯片。

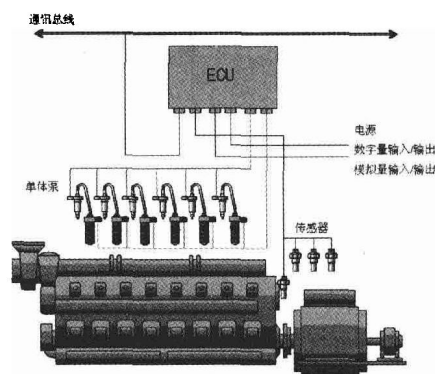


图3 控制系统示意图

3.2 控制系统硬件设计

硬件设计以 Spartan-3E 器件构建的 Sop 系统为核心，集合外围信号处理电路。如频率信号输入处理电路处理来自转速传感器、相位传感器或外部脉冲发生器件的信号，主要功能是对外部脉冲信号进行整形隔离后送往控制内部；模拟量输入处理电路对模拟传感器的输入信号进行放大、整形处理后进行 A/D 转换，模拟量输出处理电路经隔离后输出的数字信号，对数字信号进行 D/A 变换后，进行模拟量输出驱动外部电路；数字（开关）量输入处理电路对外部开关、触点或数字信号进行整形隔离后送往控制芯片内部；通信电路有两类电路构成，即 CAN 总线和 RS485；电磁阀驱动电路包括电磁阀高、低端驱动电路和电磁阀驱动电源电路等。

硬件系统原理图如图 4 所示。

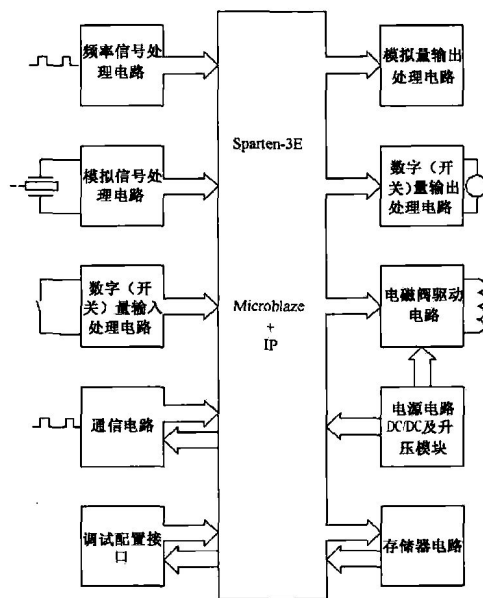


图4 控制系统硬件框图