

柴油机锻钢活塞摩擦磨损动力学分析

孙琛媛^{1,2}, 曹国帅^{1,2}, 李彬^{1,2}, 封晓晶^{1,2}, 原文涛^{1,2}

1. 滨州渤海活塞有限公司, 山东 滨州 256602; 2. 山东省先进发动机活塞组件重点实验室(筹), 山东 滨州 256602

摘要:针对某柴油机锻钢活塞第二环岸摩擦磨损问题,在维持活塞刚性不变的约束条件下,设计不同销孔偏置方案及环岸型线方案,使用动力学分析软件仿真研究不同方案活塞第二环岸的最大摆角、敲击动能、接触压力峰值、累积磨损载荷、漏气量和柴油机机油耗。仿真结果表明:当销孔向主推力侧偏置 0.5 mm 并结合第二环岸中凸筒型线时,接触压力和累积磨损载荷最小,且漏气量和机油耗在设计允许范围内。经台架试验验证,该优化方案下的第二环岸磨损量约为 0.027 mm,满足发动机耐久性要求。

关键词:活塞;磨损;有限元分析;动力学分析;型线;销孔偏置

中图分类号:TK422

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2025)03-0050-06

引用格式:孙琛媛,曹国帅,李彬,等. 柴油机锻钢活塞摩擦磨损动力学分析[J]. 内燃机与动力装置,2025,42(3):50-55.

SUN Chenyuan, CAO Guoshuai, LI Bin, et al. Dynamic analysis of friction and wear in forged steel piston for a diesel engine[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2025, 42(3): 50-55.

0 引言

随着环保要求的日益严格,现代内燃机技术正经历重大革新。内燃机的机械效率与热效率持续优化推动关键性能发展,当前先进低排放柴油机的燃烧室峰值压力已突破 25 MPa,升功率更是逼近 100 kW/L^[1-2]。活塞是内燃机动力装置的核心部件,面临的工况条件日趋严苛,周期性热冲击使活塞表面温度升高至 450~500 ℃,动态机械载荷强度持续增加,传统铝硅合金材料已难以满足高强度工况需求,全球发动机制造商正加速推进锻钢结构活塞的研发进程。

传统活塞设计仅依靠单一裙部进行二阶运动导向,存在侧向偏摆角过大、接触面积不足、压力分布不均等问题,易引发活塞弹性变形和密封失效。文献[3-4]中对活塞创新性地采用双导向支撑结构设计,在保留传统裙部导向功能的基础上,将第二环岸优化为中凸筒形几何构型,从而构建稳定的双支点支撑体系。尤其在上、下止点的换向区域有效抑制侧向摆幅,不仅提高了活塞裙部与缸壁的接触稳定性,还显著降低了冲击振动,实现了发动机噪声的优化控制。通过多体动力学仿真与台架试验验证,该创新设计的活塞在保证发动机输出功率的同时显著提高了机械效率和噪声、振动与声振粗糙度(noise vibration harshness, NVH)性能,已成功应用于新一代高效内燃机。

活塞刚度、销孔偏置、第二环岸型面是影响活塞第二环岸磨损的主要因素^[5-6]。刚度显著影响活塞的二阶运动及受力分布;活塞销孔偏置改变活塞力矩平衡状态和二阶运动,进而影响活塞与缸套之间的接触,进一步影响活塞的摩擦磨损、接触压力和噪声等;第二环岸型面与缸套的接触直接影响第二环岸的摩擦磨损。

针对某锻钢活塞第二环岸摩擦磨损问题,在保持活塞结构刚度不变的前提下,本文中提出不同销孔偏置量和环岸型线两种优化策略,仿真分析不同方案活塞在环岸接触压力分布、累计磨损量、机油耗及漏

收稿日期:2025-03-26

第一作者简介:孙琛媛(1986—),女,山东滨州人,工程硕士,高级工程师,主要研究方向为内燃机活塞的设计,E-mail: chenyan. sun@bhpiston.com。

气量等关键性能指标上的差异,筛选综合性能最优的拓扑构型方案,并进行台架试验验证,为活塞设计提供理论参考。

1 活塞设计方案

某直列、6缸、四冲程、增压中冷柴油机的主要技术参数如表1所示。

表1 发动机主要技术参数

缸径/mm	行程/mm	额定功率/kW	额定转速/($r \cdot \min^{-1}$)	最大扭矩/($N \cdot m$)	最大扭矩转速/($r \cdot \min^{-1}$)	设计爆发压力/MPa
130	160	350	1 900	2 200	1 600	23

在往复式内燃机活塞系统中,活塞第二环岸承担着双重功能:1)作为第一道气环的力学支撑结构;2)与缸套构成动态配合副,与活塞环组件协同实现密封作用。研究表明,当第二环岸直径为允许范围内的最大值时,可有效降低漏气通道的截面积,从而显著抑制燃气泄漏^[7]。在确保发动机综合性能指标的前提下,优先将第二环岸直径最大化。为达成气密性目标,在活塞运动换向阶段允许第二环岸外缘与缸孔内壁发生可控的瞬态接触。

根据活塞设计标准,设计第二环岸高度为6 mm,径向椭圆设计采用椭圆度为0.15 mm的标准椭圆,为了减小漏气量,径向直径采用最大化设计,环岸径向收缩量为0.22 mm,即方案1;为区别环岸径向收缩量,设计了方案2,环岸径向收缩量为0.25 mm,其余参数与方案1相同。

第二环岸型线设计直接影响环岸型面与缸套的接触,环岸径向收缩量如表2所示,环岸轮廓曲线如图1所示。定义活塞销孔偏向次推力侧为正偏置、偏向主推力侧为负偏置。在保持活塞刚性不变的约束条件下,活塞销孔偏置 S 分别为-0.5、0、+0.5、+1.0 mm,裙部和第二环岸形线为中凸筒形,活塞结构如图2所示。

表2 活塞第二环岸径向收缩量

距离活塞底部距离 h/mm	第二环岸径向收缩量/mm		距离活塞底部距离 h/mm	第二环岸径向收缩量/mm	
	方案1	方案2		方案1	方案2
85	0.34	0.37	81	0.22	0.25
84	0.29	0.32	80	0.22	0.25
83	0.26	0.29	79	0.23	0.26
82	0.24	0.27			

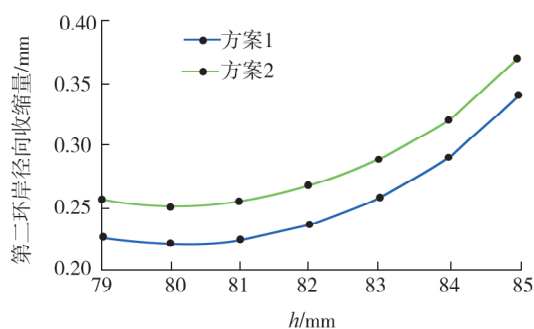


图1 活塞第二环岸轮廓曲线

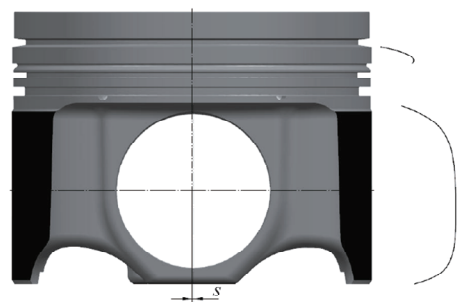


图2 活塞结构

2 活塞销孔偏置方案分析

2.1 活塞有限元分析

采用三维设计软件 UG 建立活塞组(含活塞、连杆及活塞销)的实体几何模型,通过数据接口将模型导入有限元分析软件 ANSYS 进行数值仿真^[8-11]。基于 ANSYS 软件的网格划分模块,针对活塞组的几何特性进行离散化处理:首先,根据活塞几何对称性选取其二分之一模型进行计算分析,在保证计算精度的前提下忽略有限元模型中的微小特征;其次,在温度梯度显著区域实施局部网格加密策略,其中活塞与连杆采用二阶四面体 10 节点单元、活塞销则选用二阶六面体 20 节点单元进行网格划分,建立的活塞组有限元网格模型如图 3 所示,通过该模型计算获得的活塞温度场分布如图 4 所示。

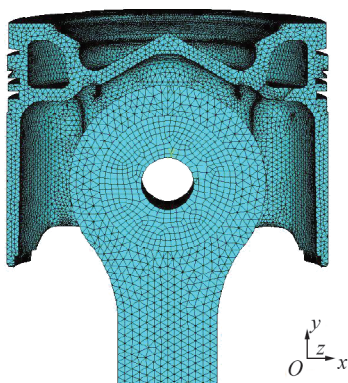


图 3 活塞组网格模型

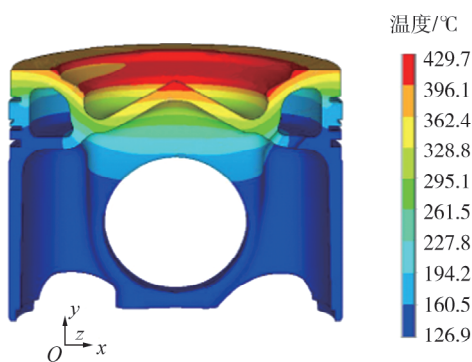


图 4 活塞温度场分布

2.2 活塞动力学分析

基于活塞动力学分析的研究需求,其主要边界条件可归纳为:由有限元分析得到的活塞温度场分布及热变形、连杆结构参数、活塞销力学参数,以及发动机在曲轴转角为 $-90^{\circ} \sim 630^{\circ}$ 时的缸内气体压力等关键运行参数^[12],其中,缸内气体压力曲线如图 5 所示。将上述参数输入仿真软件 Pisdyn 并进行仿真计算,获得活塞二次运动摆角与径向位移、敲击能量特征曲线、节点压力分布、摩擦平均有效压力、气体泄漏量及机油消耗率等关键性能指标。计算流程严格遵循能量守恒方程与多体动力学耦合求解方法,能够有效表征活塞组件在热-机耦合作用下的动态响应特性。

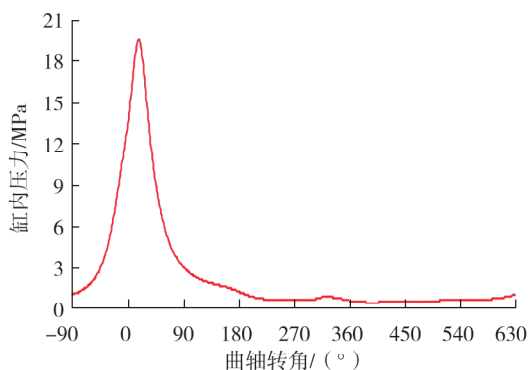


图 5 缸内压力曲线图

在方案 1 基础上将销孔偏置 S 分别设计为 -0.5 、 0 、 $+0.5$ 、 $+1.0$ mm,采用动力学分析软件 Pisdyn 对不同活塞销孔偏置方案进行系统仿真分析,对比分析 4 种不同销孔偏置方案对活塞二阶运动特性、敲击动能、节点压力分布、摩擦平均有效压力、机油消耗率及漏气量等关键性能参数的影响规律,探究不同偏置量对活塞系统动力学特性的作用机理,为活塞设计提供理论依据和数据支撑。

2.2.1 活塞敲击动能

活塞敲击动能是活塞组件与缸套间动态相互作用过程中产生的机械能量,是评估内燃机运行过程中机械冲击、NVH 特性及缸套空蚀现象的关键参数,具有重要的工程应用价值。研究表明,为优化发动机运行稳定性并延长关键摩擦副的使用寿命,该动能参数的瞬态峰值及其在工作循环内的累积能量需控制在最低水平^[13]。

不同活塞销孔偏置方案下仿真得到的活塞敲击动能曲线如图6所示。由图6可知: S 分别为 -0.5 、 0 、 $+0.5$ 、 $+1.0$ mm时的最大敲击动能分别为2.2、4.7、10.7、14.0 mJ。

2.2.2 活塞第二环岸节点压力

通过活塞动力学仿真分析可知,4种销孔偏置活塞运动平稳、火力岸没有与缸套发生接触,动力学分析结果如表3所示。由表3结合动力学分析过程可知:1) $S = -0.5$ mm(销孔向主推力侧偏置)、曲轴转角为 446° 时,最大节点压力为5.0 MPa; $S=0$ 、曲轴转角为 12° 时,最大节点压力为5.8 MPa; $S=+0.5$ mm、曲轴转角为 6° 时,最大节点压力为13.0 MPa; $S=+1.0$ mm、曲轴转角为 8° 时,最大节点压力为23.5 MPa。2)销孔向主推力侧偏置0.5 mm时,活塞最大敲击动能、最大节点压力、机油耗最小,随着偏置向次推力侧移动,上述各参数有逐渐增大的趋势。3)销孔向主推力侧偏置0.5 mm时,活塞的最大摆角、摩擦平均有效压力和漏气量最大,随着销孔偏置向次推力侧偏移,各参数有减小的趋势,但变化不明显。综合考虑活塞运动学性能, $S=-0.5$ mm销孔偏置方案可以明显降低活塞敲击动能和节点压力。

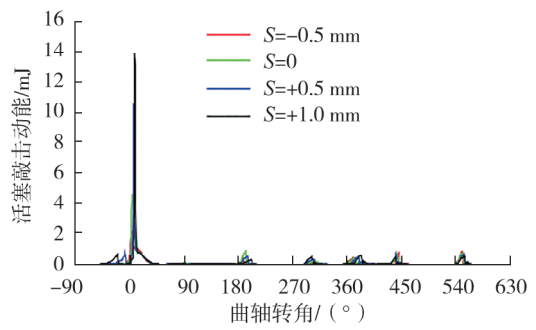


图6 不同活塞销孔偏置方案时的活塞敲击动能

表3 动力学分析结果

S/mm	最大摆角/ ($^\circ$)	最大敲击 动能/mJ	最大节点 压力/MPa	摩擦平均 有效压力/MPa	漏气量/ ($\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$)	机油耗/ [$\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$]
-0.5	0.08	2.2	5.0	0.823	54.1	0.132 0
0	0.06	4.7	5.8	0.822	53.6	0.132 2
+0.5	0.05	10.7	13.0	0.820	53.4	0.132 3
+1.0	0.05	14.0	23.5	0.817	53.3	0.132 4

3 活塞第二环岸型线方案分析

应用活塞组件动力学分析软件对 $S=-0.5$ mm时,方案1、2的活塞在缸套中的运行状态、敲击及接触情况进行模拟分析计算,分析活塞第二环岸型线对活塞动力学性能的影响。

3.1 活塞第二环岸接触压力

$S=-0.5$ mm,应用方案1、2的活塞第二环岸接触压力分布如图7所示。由图7可知:活塞第二环岸最大接触压力出现在次推力侧的偏前侧, $S=-0.5$ mm,方案1最大接触压力为26.9 MPa,方案2最大接触压力为24.0 MPa。

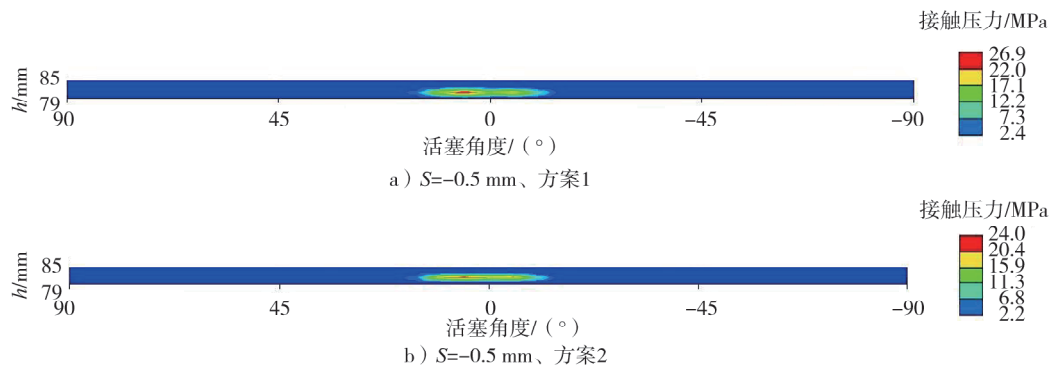


图7 活塞第二环岸接触压力分布

3.2 活塞第二环岸累计磨损载荷

$S=-0.5\text{ mm}$,应用方案 1、2 的活塞第二环岸累积磨损载荷分布如图 8 所示。由图 8 可知:活塞第二环岸最大累积磨损载荷出现在次推力侧偏前侧位置,方案 1 的活塞第二环岸最大累积磨损载荷为 500 kW/m^2 ,方案 2 最大累积磨损载荷为 440 kW/m^2 。

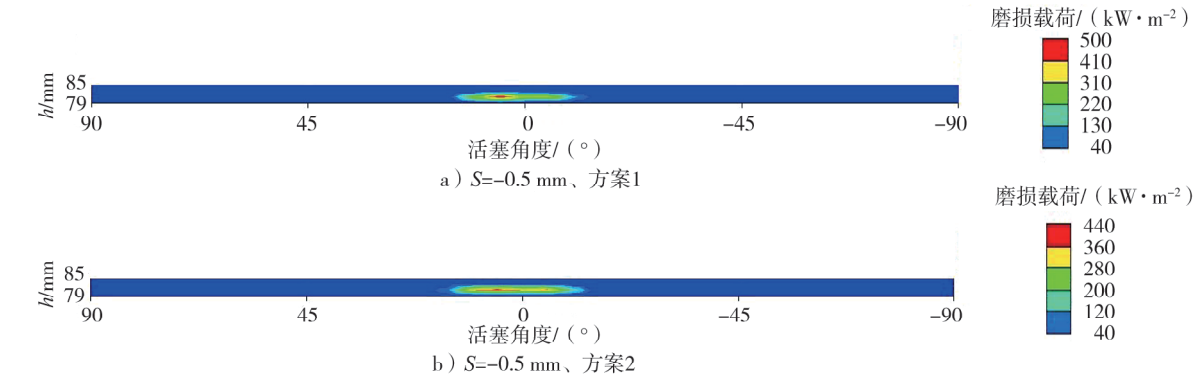


图 8 活塞第二环岸累积磨损载荷

$S=-0.5\text{ mm}$,应用方案 1、2 的活塞动力学分析结果如表 4 所示。由表 4 结合动力学分析过程可知: 1) 方案 1、2 活塞运动平稳、头部没有与缸套发生接触;方案 1 活塞最大摆角为 0.08° ,出现在燃烧上止点后曲轴转角 7.8° ,方案 2 最大摆角为 0.08° ,出现在燃烧上止点后曲轴转角 4.8° ,此时活塞头部摆向次推力侧,裙部摆向主推力侧,两种方案活塞摆角没有明显变化。2) 两种方案活塞的敲击动能均约为 2.2 mJ ,也没有明显变化。3) 两种方案下发动机漏气量和机油耗均没有明显变化,但是方案 2 活塞的第二环岸最大接触压力和累积磨损载荷明显减小。

表 4 $S=-0.5\text{ mm}$ 时方案 1、2 的活塞动力学分析结果

方案	最大摆角/ ($^\circ$)	最大敲击动能/ mJ	最大接触压力/ MPa	累积磨损载荷/ ($\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$)	漏气量/ ($\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$)	机油耗/ [$\text{g}\cdot(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$]
1	0.08	2.2	26.9	500	54.1	0.132 0
2	0.08	2.2	24.0	440	54.3	0.131 8

销孔向主推力侧偏置 0.5 mm 时,方案 1、2 活塞的最大摆角在合理的范围内且均未超过 0.15° ,方案 2 的最大接触压力相比方案 1 降低 11%,累积磨损载荷降低 12%,基于以上分析得出最优方案为销孔向主推力侧偏置 0.5 mm 和型线方案 2。

3.3 试验验证

锻钢活塞设计方案采用活塞销孔向主推力侧偏置 0.5 mm ,并在活塞裙部及第二环岸区域实施了中凸筒状轮廓的结构设计。基于该设计方案的活塞装机进行台架试验,试验后的活塞关键部位状态如图 9 所示。由图 9 可知:活塞裙部与销孔等关键配合部位呈现出良好的接触状态,未发现典型异常磨损形貌或裂纹扩展特征;活塞第二环岸表面未检测到显著磨损痕迹,火力岸区域存在微量积碳沉积。综合评估表明:该活塞结构满足发动机运行工况下的可靠性要求,顺利通过试验验证。



图 9 试验后活塞

4 结论

1) 研究对比动力学分析结果发现,当活塞销孔向主推力侧偏置 0.5 mm ,并配合活塞裙部及第二环岸

的中凸筒形结构设计时,第二环岸磨损量最小。

2)在满足现代发动机设计对可靠性、燃油经济性及摩擦学性能的复合需求背景下,采用仿真模拟分析技术路线可以降低研发成本与周期。在保证活塞结构刚度的约束条件下,通过分析不同销孔偏置量与型线方案对摩擦磨损特性的影响规律,最终筛选出综合性能最优的设计方案。研究过程中同步开展发动机台架试验,通过实测数据与仿真结果的对比分析,验证了仿真分析的可靠性。

参考文献:

- [1] 邓立君,王志明,刘永启. 结构参数对闭式内冷油腔填充率的影响[J]. 中南大学学报(自然科学版),2017,48(8): 2224-2230.
- [2] 刘世英,田小青,潘风敏. 发动机活塞销孔座机械疲劳机理的研究[J]. 汽车工程,2014,36(1):57-60.
- [3] 石小明. 高强度柴油机锻钢活塞设计[D]. 济南:山东大学,2017.
- [4] 孟栋栋. 天然气发动机钢活塞设计与开发[D]. 济南:山东大学,2020.
- [5] 章健,刘世英,李辉,等. 活塞结构刚度对动力学性能影响的研究[J]. 内燃机工程,2017,38(2):84-90.
- [6] 熊培友. 销孔偏置对活塞二阶运动及发动机性能的影响研究[D]. 淄博:山东理工大学,2015.
- [7] 孙琛媛,刘召伟,李倩,等. 活塞组漏气量超标原因分析及优化[J]. 内燃机与动力装置,2020,37(1):79-84.
- [8] 张俊青,李猛猛,赵旭东,等. 基于有限元方法的柴油机锻钢活塞热分析[J]. 内燃机与动力装置,2018,35(2):77-81.
- [9] 许春光,王根全,景国玺,等. 基于柴油机考核工况的活塞高周疲劳寿命预测[J]. 车用发动机,2017(5):44-50.
- [10] 何盼攀,刘建敏,王普凯,等. 基于瞬态分析的柴油机活塞疲劳寿命预测[J]. 车用发动机,2017(5):57-63.
- [11] 刘猛. 柴油机活塞温度场和应力场的有限元分析[D]. 大连:大连理工大学,2017.
- [12] 邓立君,陈丽,穆振仟,等. 柴油机活塞销孔润滑特性的数值和试验研究[J]. 车用发动机,2023(3):8-16.
- [13] 孙琛媛,刘召伟,宋树峰,等. 基于动力学分析的柴油机铝活塞摩擦磨损优化[J]. 内燃机与动力装置,2020,37(3): 41-46.

Dynamic analysis of friction and wear in forged steel piston for a diesel engine

SUN Chenyuan^{1,2}, CAO Guoshuai^{1,2}, LI Bin^{1,2}, FENG Xiaojing^{1,2}, YUAN Wentao^{1,2}

1. Binzhou Bohai Piston Co., Ltd., Binzhou 256602, China;

2. Shandong Provincial Key Laboratory of Advanced Engine Piston Components (Under Preparation), Binzhou 256602, China

Abstract: To address the friction and wear issues of the second land of a forged steel piston in a diesel engine, various pin bore offset solutions, and second land profile solutions are designed under the constraint of maintaining piston rigidity. Dynamic analysis software is used to simulate and study the maximum tilt angle, impact kinetic energy, peak contact pressure, cumulative wear load, blow-by, and oil consumption for different solutions. The simulation results indicate that a 0.5 mm pin bore offset toward the major thrust side, combined with a convex cylindrical profile for the second land, the contact pressure and cumulative wear load are minimized, while keeping blow-by gas and oil consumption within design tolerances. Bench tests verify that the wear of the second land under this optimized solution is approximately 0.027 mm, which meets the engine's durability requirements.

Keywords: piston; wear; finite element analysis; dynamic analysis; profile; pin bore offset

(责任编辑:刘丽君)