

某型航空煤油活塞发动机活塞销孔型线对活塞强度的影响

陈志伟¹, 孙玉娟², 徐文珂¹, 王志刚¹, 孟建¹

(1. 山东理工大学交通与车辆工程学院, 淄博 255049; 2. 泰山智能制造产业研究院, 泰安 271000)

摘要: 针对高功重比(输出功率与质量的比值)航空煤油活塞发动机活塞长时间承受高负荷的问题, 构建了活塞的三维有限元模型, 研究了在标定工况下(5 500 r/min, 100%负荷)活塞销孔型线对活塞强度的影响. 研究结果表明, 随着幂函数销孔型线起点向销孔外侧移动, 活塞销座圆角最大应力随幂函数销孔型线的起始点外移先减小后增大, 所有幂函数销孔活塞的销孔最大应力都位于上侧幂函数型线起始点部位, 当型线起点为活塞销与销孔接触长度的0.45倍时, 销孔最大应力达到最小.

关键词: 航空煤油活塞发动机; 销孔型线; 应力

中图分类号: TK461

文献标志码: A

文章编号: 1006-8740(2025)06-0651-08

Influence of Piston Pin Pass Profile on Piston Strength of a Certain Type of Aviation Kerosene Piston Engine

Chen Zhiwei¹, Sun Yujuan², Xu Wenke¹, Wang Zhigang¹, Meng Jian¹

(1. School of Transportation and Vehicle Engineering, Shandong University of Technology, Zibo 255049, China;

2. Taishan Intelligent Manufacturing Industry Research Institute, Taian 271000, China)

Abstract: In order to solve the problem that the piston of aviation kerosene piston engine with high power-to-weight ratio bears high load for a long time, a three-dimensional finite element model of the piston is constructed, and the influence of piston pin hole profile on piston strength under calibration condition (5 500 r/min, 100% load) is studied. The results show that with the starting point of the power function pin hole profile moving to the outside of the pin hole, the maximum stress of the piston pin seat fillet decreases first and then increases. The maximum stress of all power function pin holes is located at the starting point of the power function profile on the upper side. The maximum stress of the pin hole reaches the minimum when the starting point of the profile is 0.45 times the contact length between the piston pin and the pin hole.

Keywords: aviation kerosene piston engine; pin hole profile; stress

航空煤油活塞发动机具有结构易于维护、燃油经济性好、造价便宜及燃油储运安全方便等优势, 在军用领域占有非常重要的地位. 但航空煤油不易挥发和闪点高的特性, 在点燃式航空发动机中易出现爆震现象, 同时航空煤油活塞发动机在标定工况下工作,

两者均导致活塞工作环境恶劣, 必须对活塞本体以及特殊部位强化, 才能满足高强度发动机的可靠性和耐久性需求^[1]. 点燃式航空煤油活塞发动机由于使用运动黏度较大的煤油作为燃料, 因此存在爆震严重的问题.

收稿日期: 2025-02-28.

作者简介: 陈志伟(2000—), 男, 硕士, 1597056676@qq.com.

通信作者: 孟建, 男, 硕士, 副教授, tzwmj@163.com.

许多研究者已经在涂层厚度、裙部型线和活塞销孔对活塞强度的影响进行了研究. Baldissera 等^[2]研究了陶瓷涂层对活塞温度场与应力应变场的影响规律, 研究表明加入陶瓷涂层后活塞顶部温度和变形减小, 活塞顶部的最大应力增加. Cerit^[3]分析了陶瓷涂层厚度对活塞应力的影响, 研究表明厚度在 1 mm 之前法向应力是随着厚度增加而逐渐减小, 涂层厚度超过 1 mm, 活塞顶部应力会随之增加. 陈丽等^[4]通过对国 VI 柴油机活塞裙部型面进行设计研究, 并结合有限元和活塞动力学仿真计算, 得出不同型面设计对活塞裙部侧向力、接触压力、敲击动能和磨损载荷等的影响. 结果表明: 采用叠加幂函数纵向型线结合修正变椭圆的活塞裙部外圆型面使活塞裙部磨损载荷降低了约 47.3%, 对优化裙部磨损效果十分明显. 邵亚松等^[5]对活塞销孔处进行了有限元分析, 通过改变销孔的几何结构来改善应力分布情况, 降低销孔内侧应力集中, 提高活塞的承载能力. 黄祖东等^[6]针对某型钢活塞在性能试验时出现钢活塞销孔与活塞销咬合

现象, 开展钢活塞销孔与活塞销咬合机理分析, 提出钢活塞销孔型线、钢活塞销孔与活塞销冷态配合间隙、钢活塞内腔出油孔结构优化方案.

综上所述, 目前各位学者对活塞的部分结构改进主要集中在活塞头部和裙部, 提升活塞整体强度主要依靠整体材料的改进. 但现有针对活塞销孔型线对活塞强度的影响的研究尚不系统, 因此本文以某款点燃式航空煤油发动机活塞为研究对象, 系统研究活塞销孔型线对活塞强度的影响, 以期对点燃式航空煤油发动机活塞的结构改进提供理论支持.

1 模型的建立

1.1 活塞物理模型的建立

简化后的活塞-活塞销-部分连杆装配模型如图 1 所示.

该活塞为铝合金材料, 活塞销采用合金钢材料, 活塞的材料参数如表 1 所示.



图 1 活塞装配模型

Fig.1 Piston assembly model

表 1 材料性能参数

Tab.1 Material performance parameters

部件	杨氏模量/MPa	泊松比	抗拉强度/MPa	导热系数/(W/(m·°C))	密度/(kg/m ³)
活塞	71 000	0.33	310	114 ~ 175	2 770
活塞销	200 000	0.3	460	60.5	7 580

建立连杆小头-活塞销接触对, 及活塞销-活塞接触对, 连杆小头与活塞销, 两接触对均为摩擦接触, 约束活塞销孔下表面轴向自由度、连杆小头杆身自由度及活塞销轴向位移. 在有限元分析中, 定义 Y 轴为活塞轴线方向, 定义 Z 轴为活塞销孔轴线方向, X 轴、Y 轴和 Z 轴相互垂直, 以 Mises 应力作为强度校核标准.

活塞销使用六面体网格, 活塞和连杆均使用四面体非结构网格. 网格的整体平均尺寸为 2 mm, 对活塞销孔、活塞顶面以及活塞内腔的顶部和过渡倒角部分等应力比较大的区域的网格进行加密处理, 活塞模型节点数为 47.0 万, 单元数为 30.9 万. 图 2 为活塞装配模型网格划分图.

1.2 热边界条件

采用 GT-POWER 软件进行模拟仿真得到内腔、活塞环区和裙部的对流换热系数^[7-8]如表 2 所示.

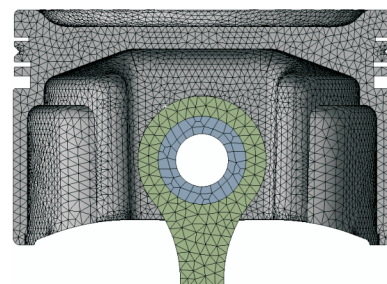


图 2 活塞装配模型网格划分

Fig.2 Piston assembly model meshing diagram

表 2 活塞各部位热边界条件

Tab.2 Material performance parameters

活塞位置	换热系数/ (W/(m ² ·K))	温度/K
火力岸	218	432
一环上	542	420
一环底	109	420
一环下	1 870	420
一环岸	304	420
二环上	1 321	417
二环底	123	417
二环下	1 321	417
二环岸	330	410
油环上	1 035	399
油环底	124	399
油环下	1 035	399
裙部	49	385
销孔	272	365
内腔顶	836	365
内腔下	806	365

1.3 机械边界条件

本文研究航空发动机的运行工况为 5 500 r/min、100% 油门的巡航工况。活塞顶部和火力岸以实际缸内压力施加，活塞第一环槽上下内面按照实际瞬态燃气压力的 75% 施加，第二环槽上下内面按照实际瞬态燃气压力的 25% 施加，第二环槽内面按照实际瞬态燃气压力的 20% 施加^[9-10]。各部位所受燃气压力大小如图 3 所示。图 4 所示为活塞在 5 500 r/min 时一个

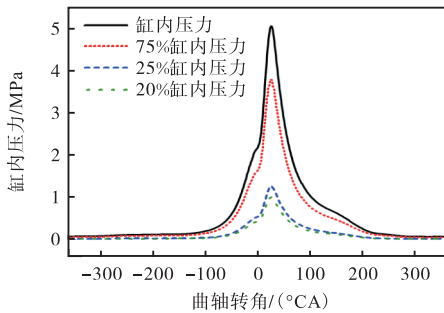


图 3 各部位缸内瞬时燃气压力曲线

Fig.3 Instantaneous gas pressure curve in each part of the cylinder

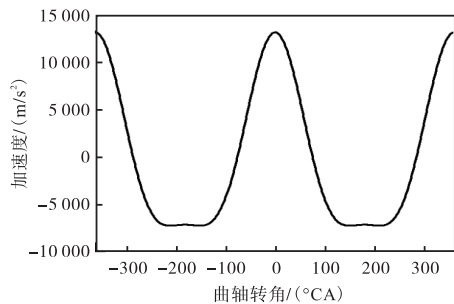


图 4 活塞加速度曲线

Fig.4 Piston acceleration curve

循环周期的加速度曲线。活塞在 5 500 r/min 时一个循环周期的集中侧向力曲线如图 5 所示。

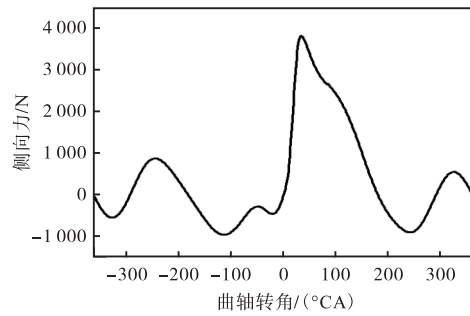
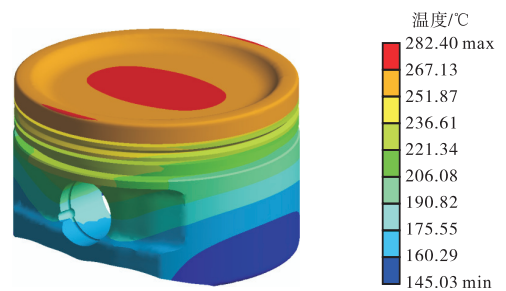


图 5 活塞侧向力曲线

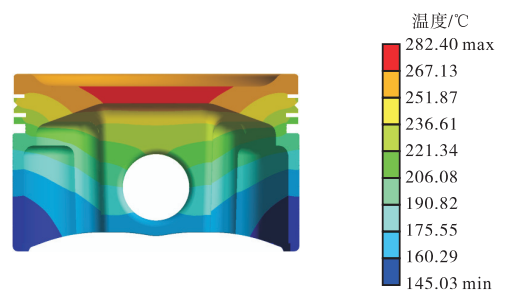
Fig.5 Lateral force curve of piston

1.4 活塞模型有效性验证

使用 ANSYS 模拟活塞稳态温度场分布。活塞稳态温度场分布云图如图 6 所示。



(a) 活塞整体温度场



(b) 活塞 XOY 平切面温度场

图 6 活塞稳态温度场

Fig.6 Steady state temperature field of piston

采用活塞硬度实验对活塞稳态温度场进行修正。在活塞不同位置选取温度测点，温度测点分布如图 7 所示，活塞的换热边界条件通过实验数据进行修正，使得实验温度测点与仿真得出的温度相对误差保持在 8% 以内。如图 8 所示，温度测点的仿真值和实验值的最大误差为 7.2%，整体活塞轴向与活塞顶面径向温度变化吻合，认为活塞换热边界条件可靠，可以作为活塞热分析的边界输入条件。

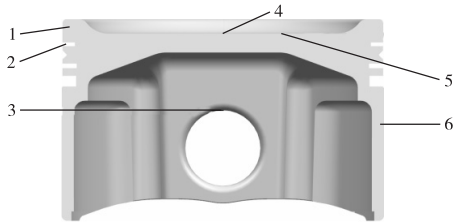


图7 活塞温度测点分布

Fig.7 Distribution of piston temperature measurement points

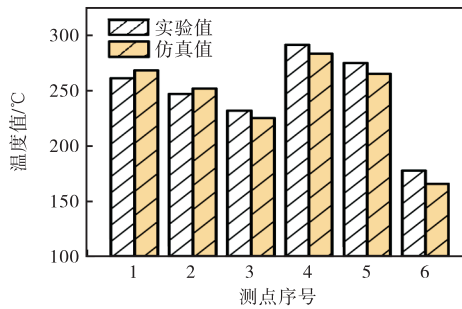


图8 测点仿真温度与实验温度对比

Fig.8 Comparison between simulated temperature and experimental temperature at measuring points

2 销孔型线对活塞强度的影响

2.1 销孔型线改进方案

活塞销 Y 轴弯曲变形云图如图 9 所示. 活塞销孔最大应力是由于在热态时活塞销与销孔上边缘接触不均匀造成的, 因此异形销孔在冷态时的型线设计要保证在高温时活塞销和销孔接触面尽可能均匀. 由于活塞销的变形比较贴合幂函数, 因此本文采用幂函数型线销孔, 可以使得在热态时的销孔型线更加顺滑, 减小活塞销孔的凸点应力. 同时型线需要选择一个合理的起始点, 研究型线起始点不同时, 活塞应力的变化规律, 并选取最佳销孔型线方案.

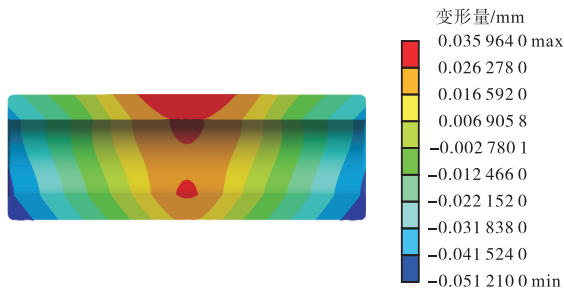


图9 活塞销 Y 轴弯曲变形

Fig.9 Bending deformation diagram of piston pin Y-axis

活塞销和活塞销孔实际接触示意图如图 10 所示, 图中 AB 段为销孔与活塞销的实际接触长度, 设 C 点为幂函数型线的起始点, 以 A 点为起点, 选取

$L_{AC} : L_{AB} = (0.4 \sim 0.6)$ 等不同起始点来确定最佳幂函数型线, 本文选取 $L_{AC} : L_{AB}$ 为 0.4、0.45、0.5、0.55 和 0.6 时的活塞进行计算分析, 下文以 $(0.4 \sim 0.6)AB$ 替代 $L_{AC} : L_{AB} = (0.4 \sim 0.6)$ 描述不同幂函数型线的起始点.

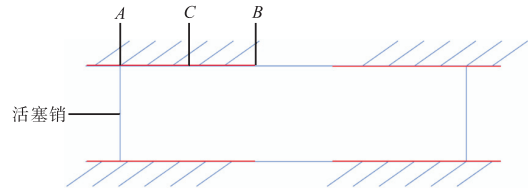


图10 活塞销和活塞销孔接触示意

Fig.10 Contact diagram of piston pin and piston pin hole

如图 10 所示, 当 $L_{AC} : L_{AB} = (0.4 \sim 0.6)$ 时, 以 C 为起点, 提取销孔上边缘与活塞销接触部分的活塞销弯曲变形数据, 在 BC 段平均选取 7 个点, 起始点为 C 点, X 轴为到 C 点的距离, Y 轴的含义为与 C 点相比活塞销变形量的增值, 即定义 C 点坐标为 (0, 0), 最终每个不同起始点的幂函数型线得到一组以 C 为原点的曲线. 图 11 所示为 5 个起始点的数据.

根据不同型线起始点的变形数据可以看出活塞销的变形大致呈幂函数形状, 因此活塞销孔型线设计成幂函数型, 示意图如图 12 所示.

2.2 销孔型线对活塞瞬态耦合应力的影响

活塞承受较大机械负荷和热负荷, 可能导致活塞结构被破坏, 以第四强度理论为校核强度的标准, 结合活塞瞬态温度场分析结果得出热负荷并耦合机械载荷, 计算分析活塞瞬态热-机耦合应力情况.

活塞最大耦合应力的波动曲线如图 13 所示. 最大耦合应力在做功行程最大应力发生突增, 并在压缩上止点后 28°CA 达到最大值. 耦合应力最大值为 99.34 MPa , 出现时刻比最大缸内燃气压力时刻晚 2°CA , 这说明活塞发生应力突增是由燃气爆发压力导致的. 针对活塞瞬态耦合应力变化趋势, 本文选择做功行程 28°CA 时刻进行分析, 做功行程 28°CA 时刻属于活塞最大耦合应力时刻, 此时也是最大缸内爆发压力作用于活塞的时刻.

在 28°CA 时刻活塞销孔和活塞销座达到最大应力值, 因此主要分析 28°CA 时刻幂函数销孔型线起始点对活塞应力的影响.

在 28°CA 时刻原模型与不同幂函数型线起始点模型的活塞耦合应力云图如图 14 和图 15 所示. 由图 14(a) 可知原模型活塞的活塞销孔内侧上边缘处为最大应力处, 在采用幂函数销孔型线后, 活塞最大应力转移到内腔相接过渡圆角主推力侧与活塞销座

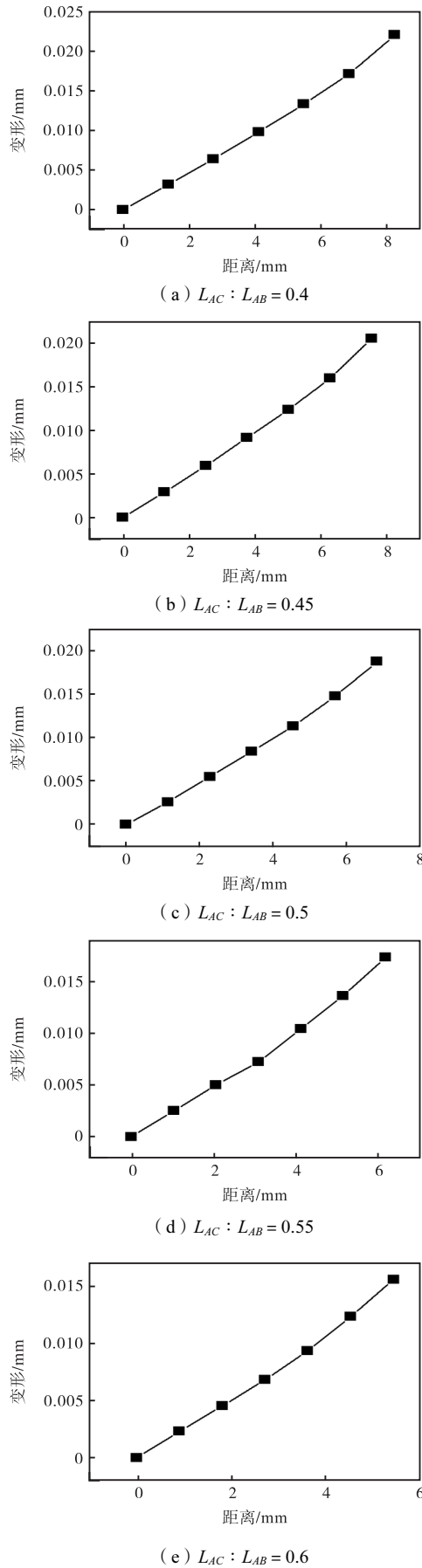


图 11 不同型线起始点变形数据

Fig.11 Deformation data of different profile starting points

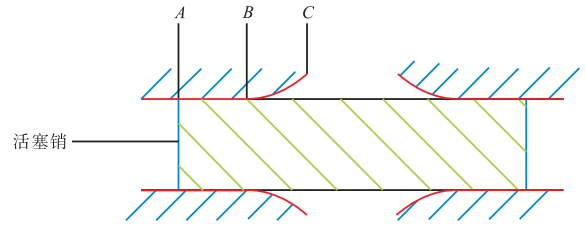


图 12 幂函数型活塞销孔型线示意

Fig.12 Power function piston pin hole profile diagram

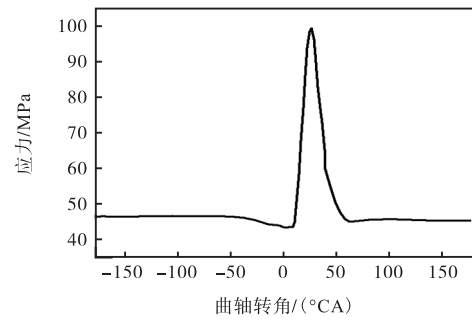


图 13 活塞最大耦合应力曲线

Fig.13 Maximum coupling stress curve of piston

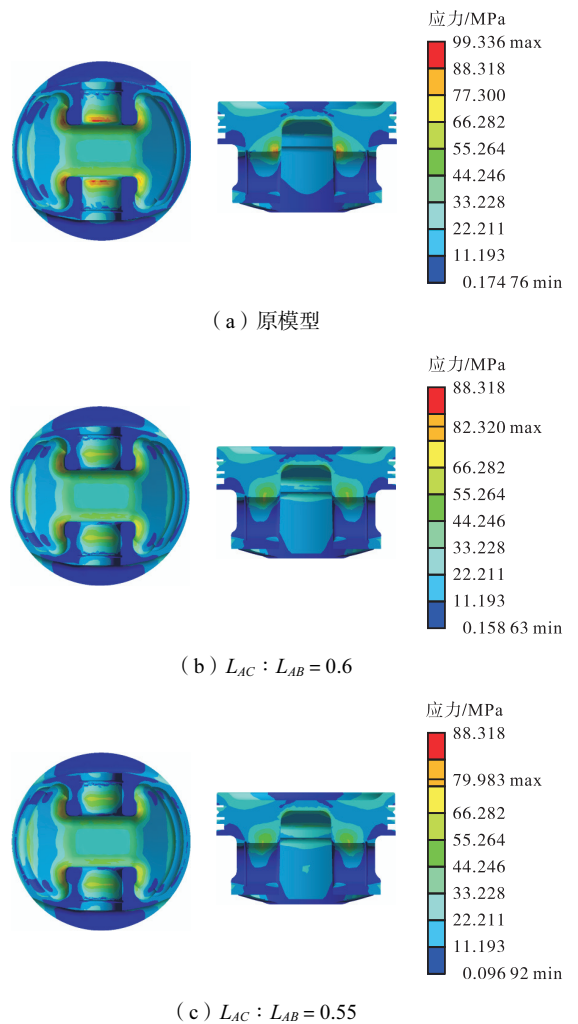


图 14 初始模型、 $0.6L_{AB}$ 和 $0.55L_{AB}$ 起点型线活塞应力云图
Fig.14 Stress nephogram of original model, $0.6L_{AB}$ and $0.55L_{AB}$ starting point profile piston

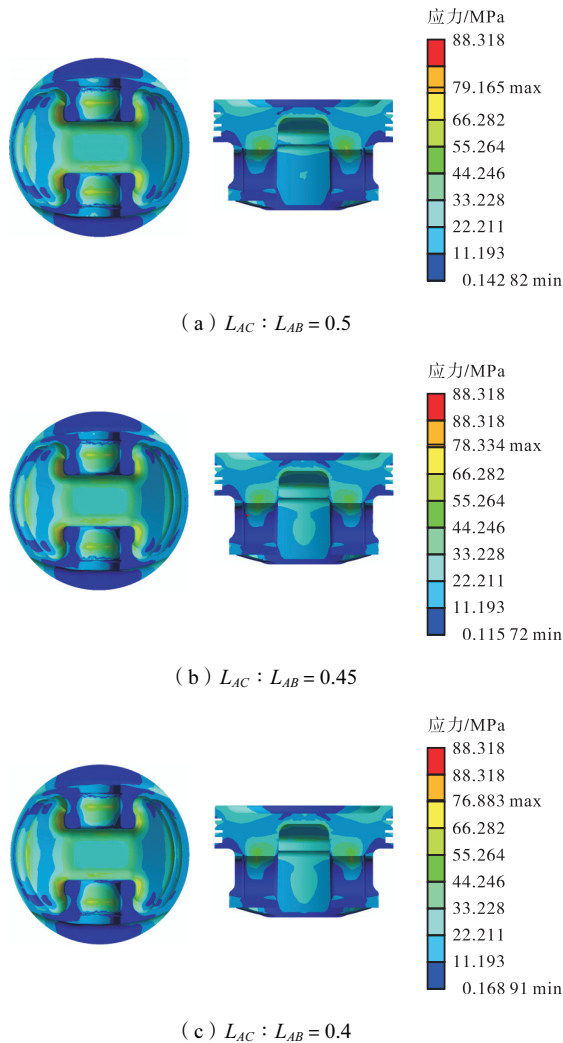


图 15 $0.5L_{AB}$ 、 $0.45L_{AB}$ 和 $0.4L_{AB}$ 型线起点活塞应力云图
Fig.15 Stress nephogram of piston at the starting point of $0.5L_{AB}$, $0.45L_{AB}$ and $0.4L_{AB}$ profile

处,并且活塞的最大应力随着型线起点由 $0.6L_{AB}$ 变为 $0.4L_{AB}$ 逐渐降低. 型线起点 $0.4L_{AB}$ 相比于原模型, 内腔与活塞销座相接处最大应力从 93.54 MPa 降至 76.88 MPa , 降幅 17.9% . 型线起点 $0.4L_{AB}$ 相对应销座次推力侧过渡圆角最大应力为 64.48 MPa , 相对于原模型的 85.05 MPa , 下降 24.19% .

这表明随着幂函数型线起点的外移, 活塞销孔上侧与活塞销接触更加均匀, 因此销座所受压力更加均匀, 最终使得过渡圆角的最大应力处的应力集中现象得到显著改善.

原模型活塞销孔最大应力位于内部边缘上侧, 随着幂函数型线起始点外移, 销孔最大应力先减小再增大, 在幂函数型线起点 $0.45L_{AB}$ 达到最小值 59.97 MPa , 相比于原模型的 99.34 MPa 下降 39.63% , 型线起点为 $0.4L_{AB}$ 的销孔比型线起点为 $0.45L_{AB}$ 的销孔最大应力上升 0.82 MPa , 为 60.79 MPa .

由于幂函数销孔型线使得活塞销变形与销孔内部更加贴合, 边缘位置不再与活塞销剧烈挤压, 使得销孔与活塞销的上侧接触更加均匀, 因此最大应力大幅度降低, 在销座截面深度方向的应力分布更加合理. 型线起点为 $0.4L_{AB}$ 时由于起始点过于靠近外侧销孔应力开始增大, 活塞销孔过大幅度的上扬导致活塞销与销孔的贴合程度逐步下降, 因此起始点凸点应力反而增加. 因此在 28° CA 时刻最优幂函数型线起始点为 $0.45L_{AB}$.

为使活塞销孔在结构改变后的应力分布的表征更精确, 在 28° CA 时刻, 在活塞销孔顶部选取路径从 A 到 B , A 点距离设置为 0 , B 点为销孔外侧与活塞销的接触边缘, 图 16(a) 所示为路径示意图.

如图 16(b) 所示, 原模型活塞销孔轴向应力分布极不均匀, 位于销孔顶部内侧边缘应力为 94.64 MPa , 应力随向外缘移动逐渐减小, 并且活塞销与销孔接触的应力在最后 2 mm 时保持相对稳定, 最小应力为 18.63 MPa .

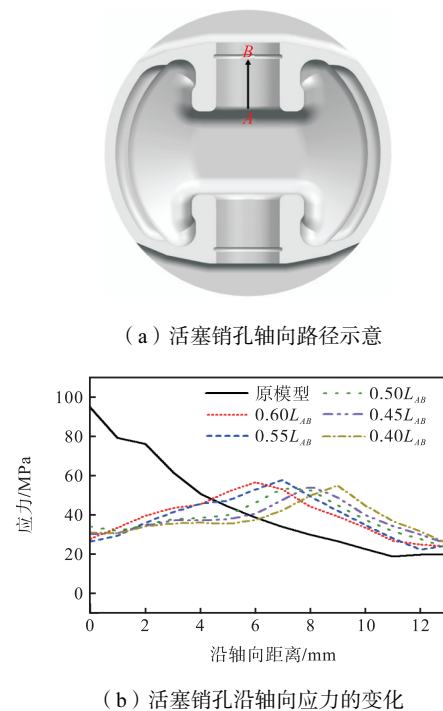


图 16 28° CA 原模型与不同型线起始点销孔路径应力走势曲线
Fig.16 Stress trend diagram of pinhole path at the starting point of 28° CA original model and different profile

随着销孔型线的改进, $(0.4 \sim 0.6)L_{AB}$ 型线起始点活塞销孔顶部内侧的应力下降至 $26.47 \sim 33.76\text{ MPa}$ 范围内, 应力随着轴向距离而增大, 在各自幂函数销孔型线起始点处达到最大, 应力范围介于 $53.42 \sim 57.65\text{ MPa}$, 在达到峰值后随轴向距离的增大而不断

减小。在幂函数销孔型线起始点为 $0.45L_{AB}$ 时活塞顶部最大应力与最小应力差值最小，差值为 29.50 MPa，相比于原模型的差值下降 61.19%。因此最优幂函数型线起始点为 $L_{AC} : L_{AB} = 0.45$ 。

不同幂函数型线的活塞销孔在 28°CA 时刻最大应力点的耦合应力与各轴分应力变化曲线如图 17 所示。如图 17(a) 所示，不同幂函数型线起始点与原模型耦合应力趋势基本一致。各种幂函数型线销孔模型在压缩行程的应力值一直低于原模型，此差值会随起始点靠近销孔外侧而增大；最大应力都位于 28°CA 时刻，幂函数型线销孔的最大应力的峰值远小于原模型应力峰值。幂函数型线销孔应力幅值小于原模型，有利于活塞销孔寿命的延长。

如图 17(b) ~ (d) 所示，各种幂函数型线起始点

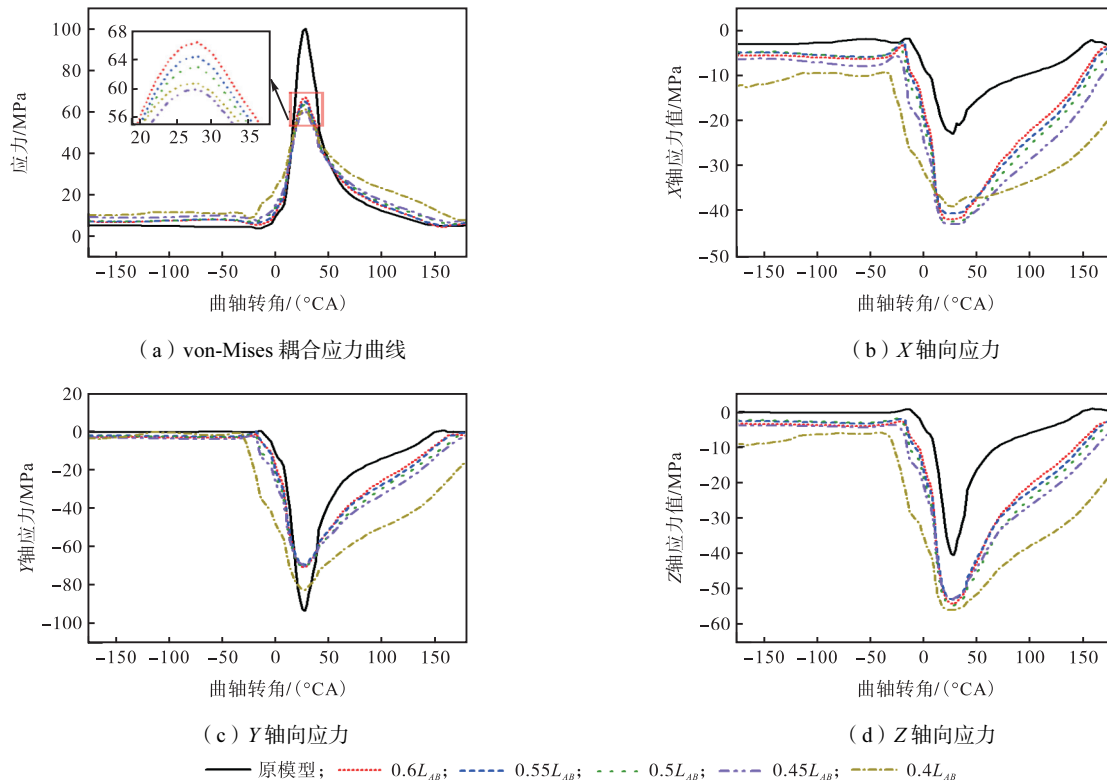


图 17 28°CA 时刻不同型线销孔最大应力点应力曲线

Fig.17 Stress curve of maximum stress point of pin hole with different profile at 28°CA

3 结论

(1) 幂函数型线起始点太靠前会导致销孔顶部轴向应力增长过快，而太靠后会导致顶部轴向应力下降过快，活塞顶部最大应力与最小应力差值在幂函数型线起始点为 $0.45L_{AB}$ 最小，为 29.50 MPa，与原模型相比下降 61.19%。

(2) 从 28°CA 时刻活塞顶部轴向应力的走势进行分析，最优幂函数型线起始点为 $0.45L_{AB}$ 。幂函数

模型相较于原模型，最大应力点在 X 轴和 Z 轴的压应力均有明显增加，X 轴方向上， $0.45L_{AB}$ 幂函数型线起始点时压应力增值最大，与原模型相比增加 19.90 MPa；在 Z 轴方向， $0.4L_{AB}$ 幂函数型线起始点时压应力增值最大，与原模型相比增加了 15.41 MPa。幂函数型线销孔模型与原模型相比 Y 轴压应力下降明显，幂函数型线起始点为 $0.45L_{AB}$ 时 Y 轴压应力与原模型相比下降约 23.98 MPa。这表明幂函数型线使活塞销与活塞销孔的接触更加契合，降低了 Y 轴应力。当幂函数型线起始点为 $0.4L_{AB}$ 时，Y 轴最大应力点与其他起始点相比反向增加，这表示 $0.4L_{AB}$ 幂函数型线起始点时，活塞销与活塞销孔的贴合度相比 $0.45L_{AB}$ 幂函数型线时有下降。因此最优幂函数型线起始点为 $0.45L_{AB}$ 。

型线销孔模型与初始模型相比 Y 轴压应力下降明显，幂函数型线起始点为 $(0.6 \sim 0.45)L_{AB}$ 时，Y 轴压应力降幅度基本一致，这表明幂函数型线使活塞销与活塞销孔接触更加贴合，各方向应力比较均匀，降低了 Y 轴的应力。

(3) 当幂函数型线起始点为 $0.4L_{AB}$ 时，最大应力点 Y 轴压应力与其他幂函数型线起始点模型相比反向增加，X 轴压应力略有减小，这表示幂函数型线起始点为 $0.4L_{AB}$ 时，活塞销和活塞销孔的贴合程度与幂函数型线起始点为 $0.45L_{AB}$ 时相比有所下降。综上所述

述,最优幂函数型线起始点为 $0.45L_{AB}$.

参考文献:

- [1] 林风华, 石小明, 刘世英. 商用车发动机活塞的发展趋势[J]. 内燃机与动力装置, 2021, 38(6): 76-80.
Lin Fenghua, Shi Xiaoming, Liu Shiyong. Development trend of piston for commercial vehicle engine[J]. *Internal Combustion Engine & Powerplant*, 2021, 38(6): 76-80(in Chinese).
- [2] Baldissera P, Delprete C. Finite element thermo-structural methodology for investigating diesel engine pistons with thermal barrier coating[J]. *SAE International Journal of Engines*, 2019, 12(1): 69-78.
- [3] Cerit M. Thermo mechanical analysis of a partially ceramic coated piston used in an SI engine[J]. *Surface & Coatings Technology*, 2011, 205(11): 3499-3505.
- [4] 陈 丽, 李剑光, 赵文斌, 等. 基于摩擦磨损的柴油机活塞裙部型面设计[J]. 车用发动机, 2018(4): 27-32.
Chen Li, Li Jianguang, Zhao Wenbin, et al. Design of diesel piston skirt profile based on friction and wear[J]. *Vehicle Engine*, 2018(4): 27-32(in Chinese).
- [5] 邵亚松, 孙俊花, 马 辉. 发动机活塞销孔受力分析及改善[J]. 内燃机与配件, 2023(16): 33-35.
Shao Yasong, Sun Junhua, Ma Hui. Force analysis and improvement of engine piston pin hole[J]. *Internal Combustion Engine & Parts*, 2023(16): 33-35(in Chinese).
- [6] 黄祖东, 赵 喆, 谭清雅, 等. 某型钢活塞销孔与活塞销咬合机理分析和结构优化[J]. 柴油机, 2022, 44(3): 51-54, 60.
Huang Zudong, Zhao Zhe, Tan Qingya, et al. Mechanism analysis and structural optimization of engagement between steel piston pin hole and piston pin [J]. *Diesel Engine*, 2022, 44(3): 51-54, 60(in Chinese).
- [7] Gamma Technologies. *GT-Power User'S Manual*[Z]. Version 7.3, Westmont, IL, USA, 2006.
- [8] Pearson R J, Bassett M D, Batten P, et al. Two dimensional simulation of wave propagation in a three-pipe junction[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, 122(4): 549-555.
- [9] 高艳菲. 超轻钛合金活塞整体结构设计研究[D]. 北京: 北京理工大学机械与车辆学院, 2016.
Gao Yanfei. The Structure Design Study of Titanium Alloy Lightweight Piston[D]. Beijing: School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, 2016(in Chinese).
- [10] 刘 佳. 船用柴油机活塞失效分析与结构优化[D]. 镇江: 江苏大学机械工程学院, 2018.
Liu Jia. Study on Marine Diesel Piston Failure Analysis and Its Structural Optimization[D]. Zhenjiang: School of Mechanical Engineering, Jiangsu University, 2018(in Chinese).