

DOI: 10.7652/xjtuxb201905003

考虑进气效应和非线性接触的活塞瞬态应力研究

张俊红^{1,2}, 王静超¹, 徐天舒¹, 李伟东¹, 林杰威¹, 袁一¹, 刘志远¹

(1. 天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 300354, 天津; 2. 天津大学仁爱学院, 301636, 天津)

摘要: 针对经验公式计算活塞顶面传热边界不准确和热应力计算中引入位移约束产生人为应力集中的问题, 采用燃烧模拟和有限元方法构建非线性接触对, 研究活塞瞬态应力。首先, 燃烧模拟仿真得到活塞顶面传热边界条件, 并实现向有限元模型的瞬态映射; 然后, 用非线性接触模拟热和力在构件间的传递, 对比有、无进气冷却效应下的活塞瞬态温度场, 结合测温试验进行温度场验证, 对比有、无非线性接触的活塞热应力场; 最后, 结合机械负荷, 进行在交变热-机械负荷作用下的活塞瞬态应力场分析。计算结果表明: 采用燃烧模拟和有限元方法进行活塞瞬态温度场研究, 能更准确地反映活塞顶面温度在时间上的波动和空间上的不均匀; 非线性接触改善了施加位移约束产生的人为热应力集中问题, 对比排气侧, 活塞进气侧的热应力高出 11.9%; 热机耦合应力不是热应力和机械应力的简单叠加, 且热、机械应力有一定程度的相互抵消。

关键词: 活塞; 进气冷却; 热机耦合; 温度场; 应力场

中图分类号: TK422 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)05-0016-08

Research on the Piston's Transient Stress Considering Intake Effect and Non-Linear Contact

ZHANG Junhong^{1,2}, WANG Jingchao¹, XU Tianshu¹, LI Weidong¹,

LIN Jiewei¹, YUAN Yi¹, LIU Zhiyuan¹

(1. State Key Laboratory of Engine, Tianjin University, Tianjin 300354, China;

2. Tianjin University Ren'ai College, Tianjin 301636, China)

Abstract: Aiming at the inaccurate computation of the heat transfer boundary on piston top surface in empirical formulas and the stress concentration caused by displacement constraints in thermal stress calculation, the combustion simulation and finite element method were used and the nonlinear contact was constructed to study the piston's transient stress. The top surface heat transfer boundary of the piston under intake cooling effect was obtained by the combustion simulation and mapped to the finite element model. The non-linear contact was used to simulate the heat and force transfer between the components, and the temperature fields of the piston were compared under or without intake air cooling effect and verified by temperature tests. The thermal stress fields of the piston with or without nonlinear contact were compared, and the transient stress field analysis was performed under alternating thermal-mechanical loads. The results show that using the combustion simulation and finite element method to study the piston's temperature field can simulate the top surface temperature fluctuations with time and the

收稿日期: 2018-11-11。 作者简介: 张俊红(1962—), 女, 教授; 林杰威(通信作者), 男, 副教授。 基金项目: 内燃机可靠性国家重点实验室开放课题(skler-201713)。

网络出版时间: 2019-03-01

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190228.1445.014.html>

unevenness in space more accurately. The introduction of nonlinear contact can improve the thermal stress concentration caused by displacement constraints. The thermal stress on the intake side of the piston is 11.9% higher than the exhaust side. The coupled stress of the piston is not a simple superposition of thermal stress and mechanical stress, and there is a counteraction between the thermal and mechanical stresses to a certain extent.

Keywords: piston; intake cooling; thermo-mechanical coupling; temperature field; stress field

随着内燃机转速和升功率的不断提高,活塞组的工作环境愈发恶劣,在热负荷和机械负荷同时作用下,活塞产生较大的应力和变形。研究更精确的传热边界条件计算及映射方法,以提高活塞有限元仿真的准确性,对缩短发动机设计周期、提高发动机工作可靠性有重要意义。近年来,国内外对活塞组温度场和热-机械负荷下应力场进行了研究。Hoag等指出进气时冷空气先经过活塞顶进气门侧,对该侧冷却量较大^[1],Floweday等计算了活塞稳态温度场并予以验证^[2],Szmytka等进行了活塞疲劳寿命测试^[3]。张俊红等对活塞组的稳态热机耦合应力和燃烧仿真进行了研究^[4-5],陈霄发现了活塞顶部2 mm厚度内温度波动剧烈^[6],王飞等对含有活塞、销和缸套接触对的活塞组进行了稳态温度场、应力场的研究^[7],Muhammet等实测了有热障涂层的活塞的热应力^[8],李坤颖等发现了随进气温度降低,活塞表面温度、活塞第一环槽的平均温度下降^[9],Lu等对含有螺栓接触对及活塞-活塞销接触对的组合式活塞模型进行了稳态温度场和热应力场分析^[10],庞圣桐研究含有活塞、销、缸套接触对模型的热机耦合应力^[11],余志壮等对活塞横向运动进行了研究^[12]。

但是,上述研究中存在一些不足。文献[2-8]中采用经验公式计算第三类边界条件,未考虑进气冷却效应、缸内气流运动等,未反映传热边界在空间上的不均匀。由于瞬态非线性有限元计算收敛性稍差,文献[4]中建立活塞销与活塞间的绑定约束和文献[6]中对活塞销孔施加全约束,这容易引入人为应力集中,而文献[2,9-10]建立非线性接触后只进行稳态分析,未体现温度和应力在柴油机工作过程中的变化与波动。

本文采用燃烧仿真得到考虑进气冷却效应的活塞顶面燃气温度,实现传热边界条件向有限元模型的瞬态映射,结合测温实验,对比研究有、无进气冷却条件下活塞温度场仿真结果的准确性。用非线性接触模拟热和力在构件间的传递,对比接触边界和销孔全约束边界下的热应力计算结果的合理性,对比热应力、机械应力、热机耦合应力的动态特性。

1 活塞组温度场研究

1.1 活塞有限元模型

为保证活塞细小几何特征处应力计算的准确性,保留了活塞模型中所有的倒角、倒圆等细节特征。活塞四面体单元数为417 711,节点数为632 923。忽略活塞销边缘倒圆,对活塞销划分四面体网格,单元数为3 273,节点数为5 840。以活塞销孔为接触面,活塞销为目标面,建立活塞有限元模型。

1.2 传热边界条件

活塞顶面的传热边界条件包括对流换热系数和燃气温度,瞬时燃气温度的经验计算公式为^[4,13]

$$T_g = \frac{P_g V}{mR}$$

瞬时对流换热系数的经验计算公式为

$$h_g = 7.8 \sqrt[3]{u_m} \sqrt{P_g T_g}$$

式中: u_m 为活塞平均速度; P_g 为实验测得的气缸瞬时压力; T_g 为气体瞬时温度。每个循环平均对流换热系数和平均温度的计算公式为

$$h_{gm} = \int_0^{720} \frac{h_g}{720} d\theta$$

$$T_{gm} = \frac{\int_0^{720} (h_g T_g / 720) d\theta}{h_{gm}}$$

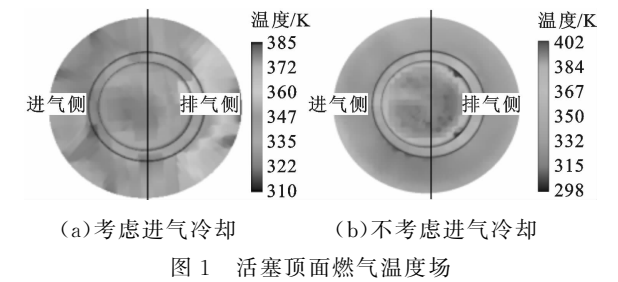
对于距离活塞顶面中心径向距离不同的区域,按经验公式计算的对流换热系数不同,计算公式为

$$h_r = \begin{cases} \frac{2h_m}{1 + e^{0.1N^{1.5}}} e^{0.1(\frac{r}{254})^{1.5}}, & 0 < r < N \\ \frac{2h_m}{1 + e^{0.1N^{1.5}}} e^{0.1(\frac{2N-r}{254})^{1.5}}, & N < r < R \end{cases}$$

式中: R 为活塞半径; N 为与发动机结构有关参数。

经验公式计算所得的传热边界条件无法反映燃气温度和对流换热系数在活塞顶面分布的不均匀,而活塞顶面燃气在进、排气侧的温度明显不同^[1]。本文的进气冷却效应是指新鲜空气进入气缸时对活塞顶面,尤其是顶面进气侧的冷却和气流扰动现象,进行的燃烧仿真可以考虑进气、排气、缸内气流运动、喷油等多种因素对活塞顶面燃气温度和对流换

热系数的影响。建立包括气缸壁、燃烧室和进、排气道等的网格模型,采用燃烧仿真软件 Converge,计算活塞顶面燃气温度及对流换热系数。分别在有、无进气冷却条件下计算得到柴油机一个工作循环内的活塞顶面对流换热边界条件,进气过程中某曲轴转角下的活塞顶面燃气温度场如图 1 所示。



不考虑进气冷却作用的活塞顶面燃气温度场,温度呈圆周对称分布,这种燃气温度和对流换热系数分布形式与传统经验公式一致。而考虑进气冷却的活塞顶面燃气温度场,受进气对缸内气体的冷却作用及缸内气流运动等因素影响,活塞顶面温度场分布呈现出较明显的不对称性,靠近进气门附近的燃气温度明显低于靠近排气门附近的燃气温度,进排气两侧最大温差约 75 K。根据文献[6],除活塞顶面的活塞组各部位的传热边界对活塞温度场计算结果影响较小,根据文献[4,13]中的经验公式,计算除活塞顶面的活塞组各部位第 3 类边界条件,结果如表 1 所示。

1.3 活塞组瞬态温度场及温度场验证

Converge 自带的数据传输模块是燃气温度场在时域上平均值的映射,不能表征温度随时间的波动。将燃烧仿真计算数据从结果文件中输出,编写程序读取各节点坐标和计算值,向有限元模型进行瞬态映射。在考虑进气冷却和不考虑进气冷却的条件下,以活塞稳态温度场为初始条件,分别计算瞬态温度场,得到各曲轴转角下活塞组温度云图如图 2、图 3 所示。

对于两种计算条件下的活塞,工作循环内的温度最高值都出现在活塞顶部中心,温度最高值分别为 553、573K,但顶面温度空间分布规律有较大不同。进气冷却效应下的活塞,顶部靠近进气门侧的温度较排气门侧偏低,这是由于进气过程中的新鲜空气使靠近进气门侧的燃气温度有所降低,但进排气侧温度值相差不大,这是由于进气门处对流换热系数偏大,燃气温度受缸内气流运动的影响使其在空间上趋于均匀。不考虑进气冷却作用的活塞顶面

表 1 活塞组其他表面第 3 类传热边界条件

边界区域	环境温度 T_0/K	换热系数 $h/(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$
火力岸	691.15	443.15
第 1 环岸	250	453
第 2 环岸	453	250
冷却腔	373	2 000
第 1 气环槽上侧面	433	1 920
第 1 气环槽中侧面	433	1 920
第 1 气环槽下侧面	433	1 920
第 2 气环槽上侧面	433	1 920
第 2 气环槽中侧面	433	2 000
第 2 气环槽下侧面	433	1 920
油环槽上侧面	403	1 900
油环槽中侧面	403	2 000
油环槽下侧面	403	1 900
活塞裙部	300	373
活塞内腔	400	373
活塞销与连杆配合处	400	373

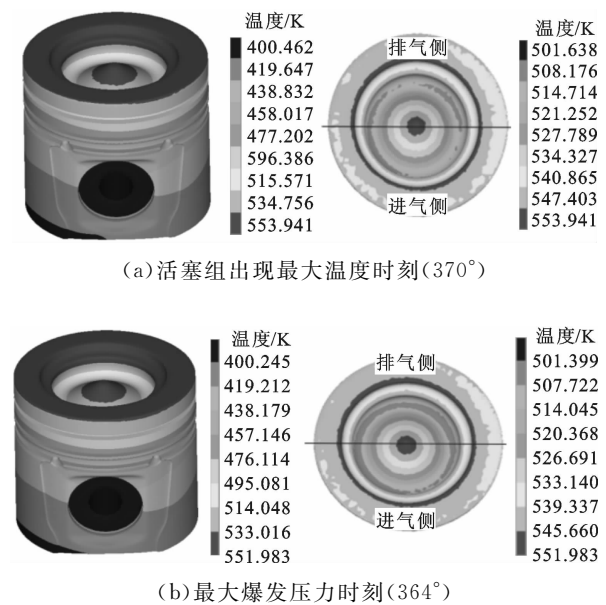
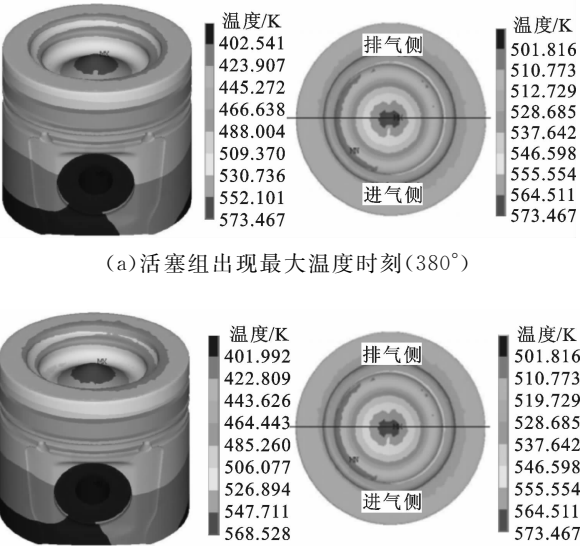


图 2 不考虑进气冷却瞬态温度场

温度场,温度呈圆周对称分布。选取活塞模型上有代表性的节点作为观察点,观察点标记如图 4 所示,输出观察点温度随时间变化的曲线如图 5 所示。

由图 5 可知:与高温燃气接触的活塞观察点温度波动较为剧烈;活塞冷却腔、环槽、裙部主要依靠与活塞顶面的热传导获取热量,温度变化曲线平缓;进气冷却条件下,靠近进气侧观察点 2 的温度低于靠近排气侧观察点 5 的,温度波动较观察点 5 更剧



(a)活塞组出现最大温度时刻(380°)
(b)最大爆发压力时刻(364°)
图 3 考虑进气冷却瞬态温度场

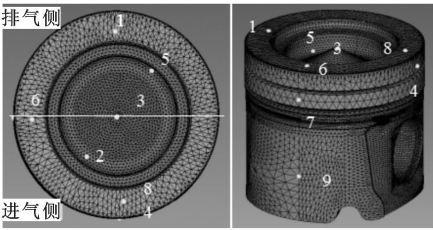
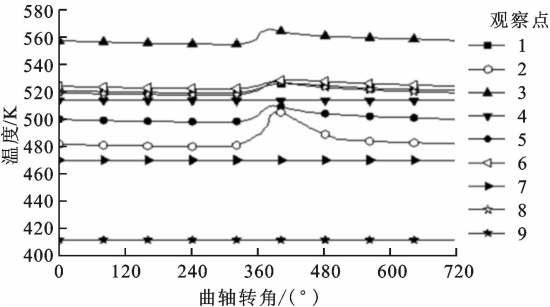
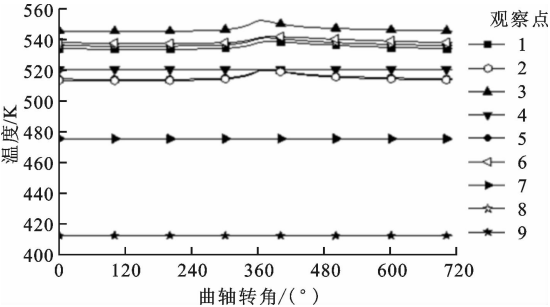


图 4 观察点位置



(a)考虑进气冷却



(b)不考虑进气冷却

图 5 观察点温度波动曲线

对比如图 6 所示。

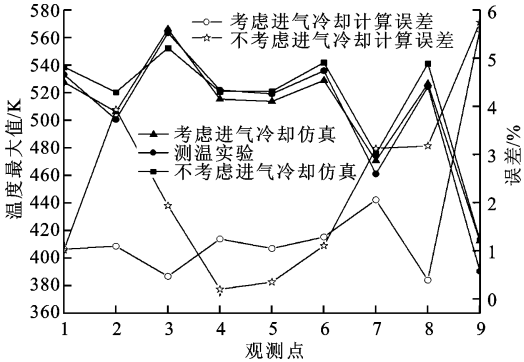


图 6 实验值与仿真值对比

两种仿真方案各观察点的误差均在 6% 以内,但考虑进气冷却的温度场仿真结果在空间上的分布规律比不考虑进气冷却的更加准确。观察点 5 和观察点 2 分别位于燃烧室凹坑的排气侧和进气侧,该处的温度分布受进气效应影响较大,考虑进气冷却的仿真结果与实验值较为相符,观察点 5 的温度高于观察点 2 的,而在不考虑进气冷却的仿真结果中,观察点 5 和观察点 2 的温度几乎相等。类似地,观察点 1 和点 8 分别位于活塞顶面边缘的排气侧和进气侧,考虑进气冷却的仿真结果与实验值较为相符,观察点 1 的温度高于观察点 8 的,而在不考虑进气冷却的仿真结果中,观察点 1 的温度略高于观察点 8 的。这说明考虑进气冷却进行活塞顶面燃气温度场计算,并将其瞬态映射到有限元模型上,与经验公式和稳态温度场计算相比,能更准确反映活塞温度在时间上的波动和空间上的不均匀性。

2 活塞热应力场研究

2.1 边界条件及有限元模型建立

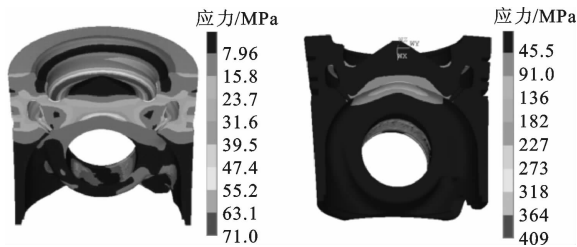
将热单元转换为结构单元,为避免后续施加机械载荷时产生刚体位移,应对活塞施加合理的位移边界条件。构建活塞-活塞销接触对,实现构件接触面上的不连续约束,即两接触表面接触时采用接触约束,两接触面由于存在小间隙分开时,约束解除,最大程度地模拟活塞销和活塞间的热传导及摩擦、滑动现象。约束销孔内表面下半部 90° 范围内节点的周向自由度和活塞销与连杆接触表面的所有结构自由度,将无活塞销、约束活塞销孔内表面 6 个自由度的约束条件作为对照。由于活塞和活塞销为塑性材料,且各单元体处于复杂应力状态,本文选用形状改变比能理论,以 Mises 应力作为计算指标。

2.2 活塞组稳态热应力场

将考虑进气冷却效应计算得到的温度场映射到

烈。通过热电偶测温实验进行温度场实验验证,两种计算条件下的仿真温度最大值与实测温度最大值

活塞组结构有限元模型上,计算活塞组热应力如图7所示。



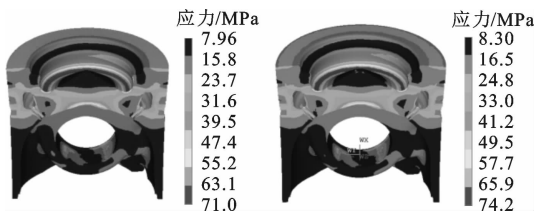
(a)非线性接触位移边界 (b)销孔全约束位移边界

图7 活塞组稳态热应力场

文献[8]实测了有热障涂层活塞的瞬态热应力,对于不同厚度的涂层,活塞最大热应力为60~150 MPa,文献[14]实测了无涂层活塞瞬态热应力,对于冷启动和急加速工况,活塞最大热应力为40~150 MPa,活塞头部的热应力较其他部位大。由图7可知,在销孔全约束位移边界条件下,热应力最大值为409 MPa,出现在活塞销孔内部,这是由于对销孔施加全约束引入了人为的应力集中,导致计算结果不合理。非线性接触位移边界条件下,活塞的稳态热应力最大值为71 MPa,出现在燃烧室底部的冷却油腔附近,这是由于活塞头部冷却腔附近冷热交替剧烈。此外,活塞顶面底部圆弧处散热不佳,活塞销孔下半部受位移约束,热膨胀受阻,这两区域的热应力也较大,说明设置非线性接触边界条件能避免活塞产生刚体位移,又极大减弱人为的应力集中现象。

2.3 活塞组瞬态热应力场

以稳态热应力场为初始条件,加载3个循环后活塞热应力场达到相对稳定状态,提取最后一个循环的计算结果如图8所示。



(a)最大热应力时刻(388°) (b)最大爆发压力时刻(364°)

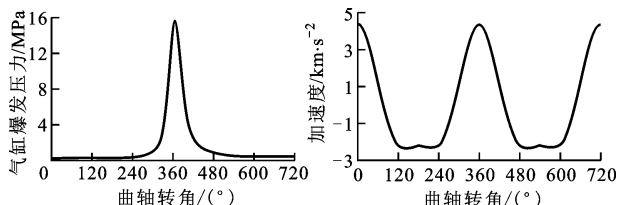
图8 活塞组瞬态热应力场

活塞组在柴油机一个工作循环内的最大热应力值为83 MPa,出现在388°。活塞瞬态热应力场在空间上的分布与稳态热应力场保持一致,最大热应力曲线有明显上升趋势的时间点及峰值点出现时刻比最大温度曲线要滞后。

3 活塞机械应力场研究

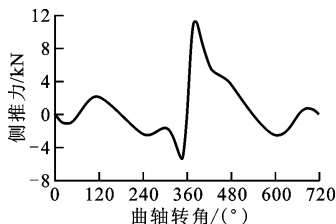
3.1 边界条件及有限元模型建立

根据曲柄连杆机构动力学,计算柴油机一个工作循环中活塞所受的机械负荷^[15],气缸爆发压力、活塞加速度和侧推力随时间变化曲线如图9所示。



(a)气缸爆发压力曲线

(b)加速度曲线



(c)侧推力曲线

图9 活塞所受的机械载荷曲线

以对有限元模型整体施加加速度的方式加载惯性力^[14],根据气缸爆发压力在活塞顶部及环岸区的分布形式,以面载荷形式均匀施加气缸爆发压力。经验公式认为油膜压力在活塞裙部的分布规律为轴向抛物线分布、周向余弦分布,该内燃机活塞承压角为90°,如图10所示。内燃机工作过程中,每一时刻活塞裙部只有一面与缸套接触,在活塞有限元模型上以划分节点组形式区分主次推力面。

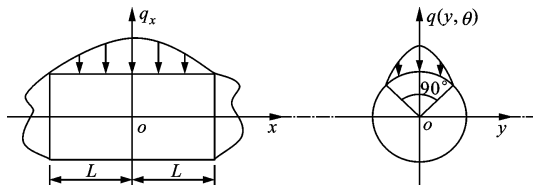


图10 侧推力轴向抛物线、周向余弦分布

计算得侧推力大小为 Q_A ,则侧推力的压力分布函数为

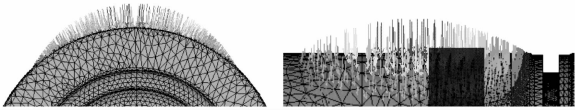
$$q(x, \theta) = \frac{3Q_A}{2RL} \left(1 - \frac{x^2}{L^2}\right) \cos 2\theta$$

侧推力节点载荷分布如图11所示。

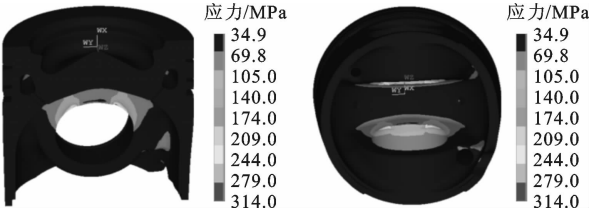
3.2 活塞机械应力场计算结果分析

柴油机一个工作循环内的活塞机械应力分布如图12所示。

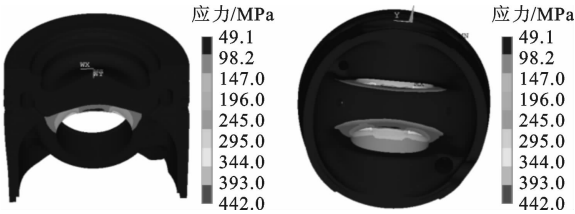
由图12可知:活塞机械应力危险点主要出现在



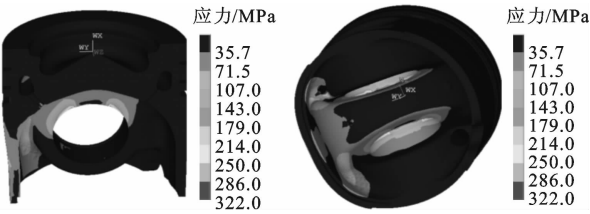
(a)周向载荷分布 (b)轴向载荷分布
图 11 侧推力载荷分布



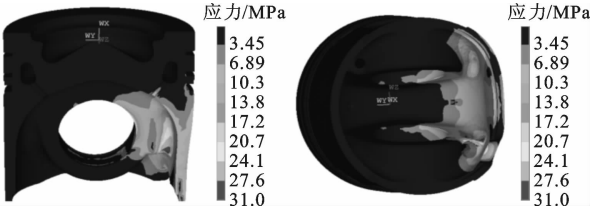
(a)最大爆发压力时刻(364°)



(b)最大机械应力时刻(372°)



(c)最大侧推力时刻(384°)



(d)排气过程中某时刻(600°)

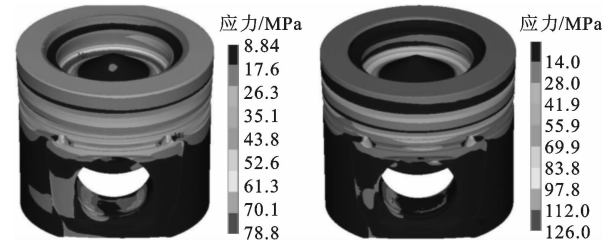
图 12 活塞机械应力场

活塞销孔上半部、主次推力面小圆弧处和主次推力面上回油孔附近;发动机一个工作循环中,活塞最大机械应力为 441 MPa,出现在 372°;活塞接近压缩上止点时,受往复惯性力和气缸爆发压力影响,活塞销孔上半部的机械应力较大;进气、压缩、排气冲程中,气缸爆发压力较小,侧推力对活塞机械应力分布占主导地位,活塞裙部刚度低,变形较大,圆弧连接处和回油孔受到挤压,活塞机械危险点出现在主次推力面的小圆弧和回油孔附近,主推力面处的危险点应力高于次推力面处的危险点应力。由发动机的工

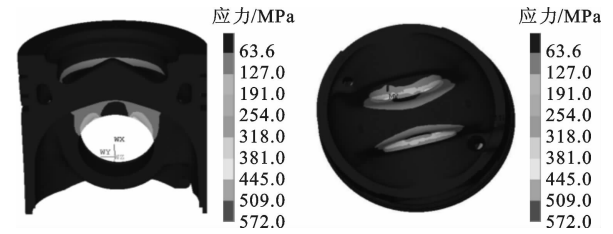
作特点,做功冲程中,压缩上止点附近的气缸爆发压力和正侧推力都较大,活塞裙部的主推力侧较次推力侧受力大,进气、压缩、排气冲程中,气缸爆发压力小,而侧推力有波动,活塞裙部的主、次推力面间歇性出现应力危险点。本节仿真活塞应力场在时间域和空间域的分布与活塞实际工作特点相符,文献[4, 17]中进行了稳态工况(即最大气缸爆发压力时刻)机械应力计算,此刻的危险点出现在活塞销孔上方,与本文得到的应力云图一致,说明了仿真结果的合理性。

4 活塞热-机械应力场研究

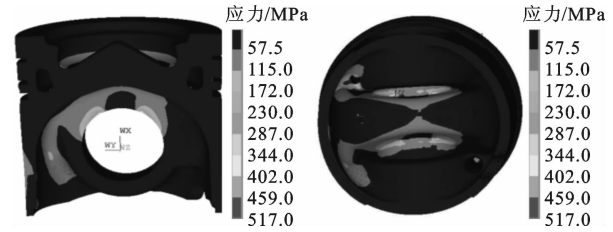
计算得各曲轴转角下的热-机械耦合应力云图和活塞热机械耦合应力最大值在一个工作循环内的变化曲线,如图 13、图 14 所示。



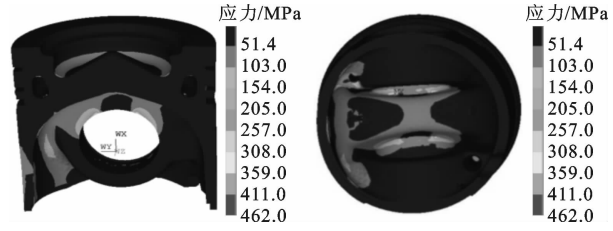
(a)排气上止点(0°) (b)进气过程中某时刻(40°)



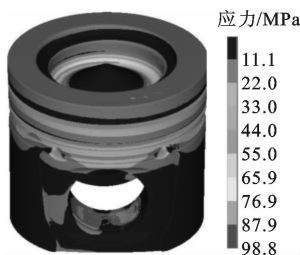
(c)最大爆发压力时刻(364°)



(d)最大侧推力时刻(384°)



(e)最大热应力时刻(388°)



(f) 排气过程中某时刻(680°)

图 13 热-机械耦合应力场

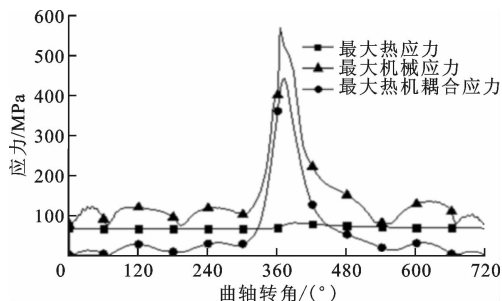


图 14 最大热机械耦合应力曲线

在 364° 时活塞最大热机械耦合应力为 572 MPa, 气缸爆发压力和侧推力未到达峰值点附近时, 热负荷对活塞热机械耦合应力场影响较大, Mises 应力的极值出现在燃烧室凹坑附近的冷却油腔处, 设置位移约束的活塞销孔下部 Mises 应力也较大。由于热应力是一种高频力, 波动范围较小, 进气、压缩、排气冲程中的热机械耦合应力分布比较稳定, 应力最大值波动不明显。当气缸爆发压力到达峰值点附近, Mises 应力的峰值出现在活塞销孔上半部边缘, 随后侧推力也到达峰值点附近, 活塞 Mises 应力较大值出现在活塞销孔上半部及主推力面附近的油孔边缘。机械应力的特点是波动大, 燃烧上止点附近, 机械负荷骤然上升, 导致做功冲程中活塞热机械耦合最大值波动剧烈。文献[9, 18]中, 活塞稳态热机械耦合应力约为 500~650 MPa, 说明本文仿真结果的合理性。为研究活塞上各点应力动态特性, 选取活塞模型上有代表性的节点作为观察点标记如图 15 所示, 输出观察点应力随时间变化的曲线如图 16 所示。

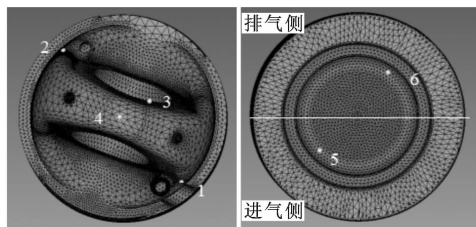
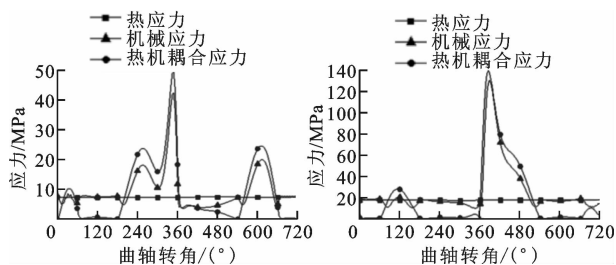
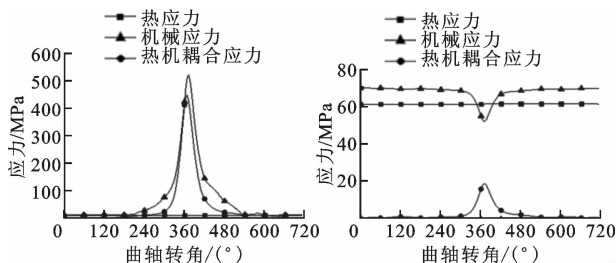


图 15 应力观察点位置



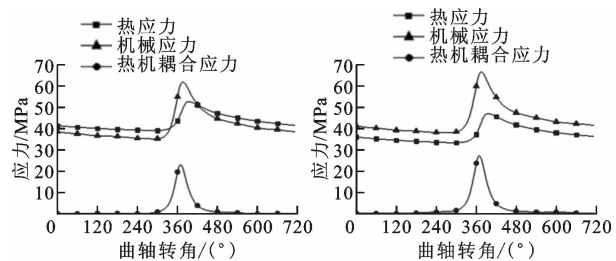
(a) 观察点 1

(b) 观察点 2



(c) 观察点 3

(d) 观察点 4



(e) 观察点 5

(f) 观察点 6

图 16 观察点应力波动曲线

由图 16 可知: 位于次推力面的观察点 1、主推力面的观察点 2 和销孔上半部的观察点 3, 承受机械负荷, 所在位置刚度低, 主要靠热传导获取热量, 热应力的数值大小及波动程度远小于机械应力, 机械应力占影响热机械耦合应力大小的主导地位; 位于活塞头部底端圆弧处的观察点 4, 所在位置温度高而波动平缓, 机械应力和热应力数值相差不大; 位于活塞顶面进气侧的观察点 5 和活塞顶面排气侧的观察点 6, 受波动剧烈的高温燃气影响, 热应力波动较明显; 受进气冷却效应影响, 位于进气侧的观察点 5, 冷热温差较排气侧的观察点 6 大, 热应力高出 11.91%; 热机械耦合应力不是热应力和机械应力的简单叠加, 热、机械应力有一定程度的抵消。

5 结 论

本文基于燃烧仿真和有限元方法, 对比验证有、无进气冷却两种条件下活塞温度场, 研究接触边界和销孔全约束边界下的热应力计算合理性, 对比分析活塞热应力、机械应力、热机械耦合应力特性。得出

如下结论。

(1)考虑进气冷却效应的活塞,顶部靠近进气门侧的温度较排气门侧偏低,不考虑进气冷却作用的活塞顶面温度场,温度呈圆周对称分布。根据测温实验,结合燃烧仿真和有限元方法的活塞瞬态温度场计算方法,能更准确地反映活塞温度在时间上的波动和空间上的不均匀。

(2)设置非线性接触边界条件能避免活塞产生刚体位移,又极大减弱人为的热应力集中现象。机械机械应力危险点主要在活塞销孔上半部、主推力面的小圆弧和回油孔附近,主推力面处的危险点应力高于次推力面处的危险点应力。

(3)热机耦合应力危险点主要在活塞主、次推力面和销孔上半部,这些部位的热应力数值大小及波动程度远小于机械应力,机械应力占影响热机耦合应力大小的主导地位。活塞头部底端圆弧处的机械应力和热应力相差不大,活塞顶面的热应力波动较明显。进气侧较排气侧的冷热温差大,观察点的热应力高出11.9%。热、机械应力有一定程度的相互抵消,进一步说明了在活塞有限元仿真中考虑进气冷却效应和进行热机耦合应力计算的必要性。

参考文献:

- [1] HOAG K. Vehicular engine design [M]. New York, USA: Wien Springer Verlag, 2007: 160-161.
- [2] FLOWEDAY G. Thermo-mechanical fatigue damage and failure of modern high performance diesel pistons [J]. Engineering Failure Analysis, 2011, 18(7): 1664-1674.
- [3] SZMYTKA F. Thermal fatigue analysis of automotive diesel piston: experimental procedure and numerical protocol [J]. International Journal of Fatigue, 2015, 73: 48-57.
- [4] 张俊红,何振鹏. 柴油机活塞热负荷和机械负荷耦合研究 [J]. 内燃机学报, 2011, 29(1): 78-83.
ZHANG Junhong, HE Zhenpeng. Coupled thermal and mechanical load analysis in diesel engine piston [J]. Journal of Internal Combustion Engine, 2011, 29(1): 78-83.
- [5] 陈霄. 船用柴油机活塞瞬态温度场与应力场三维有限元分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013: 43-45.
- [6] 王飞. 航空活塞发动机典型零件的热-固耦合强度有限元分析 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013: 30-44.
- [7] MUHAMMET C. Temperature and thermal stress analyses of a ceramic-coated aluminum alloy piston used in a diesel engine [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2014, 77: 11-18.
- [8] 李坤颖,肖兵. 进气温度对柴油-天然气双燃料发动机活塞温度及热变形的影响 [J]. 内燃机工程, 2015, 36(5): 115-121.
LI Kunying, XIAO Bing. Influence of intake temperature on piston temperature and thermal deformation of diesel-natural gas dual fuel engine [J]. Internal Combustion Engine Engineering, 2015, 36(5): 115-121.
- [9] LU Yaohui. Analysis of thermal temperature fields and thermal stress under steady temperature field of diesel engine piston [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 113(25): 796-812.
- [10] 庞圣桐. 温度试验与热力耦合仿真对活塞结构的优化 [J]. 机械设计与制造, 2018, 8: 166-169.
PANG Shengtong. Optimization of piston structure by temperature test and thermal coupling simulation [J]. Machinery Design & Manufacture, 2018, 8: 166-169.
- [11] 余志壮,董光能,谢友柏. 内燃机增压与扩缸对活塞横向运动影响的数值分析 [J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(3): 300-307.
YU Zhizhuang, DONG Guangneng, XIE Youbai. Numerical analysis of the effect of engine compression and expansion on the lateral motion of piston [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(3): 300-307.
- [12] 张俊红,戴胡伟. 流固耦合作用下航空发动机燃烧室热疲劳研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(5): 149-156.
ZHANG Junhong, DAI Huwei. Study on thermal fatigue of aeroengine combustion chamber under fluid-solid coupling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(5): 149-156.
- [13] 王毅,杨靖,邓帮林,等. 试验与仿真相结合的发动机活塞热负荷分析 [J]. 湖南大学学报, 2014, 41(8): 23-29.
WANG Yi, YANG Jing, DENG Banglin, et al. Analysis of engine piston thermal load based on experiment and simulation [J]. Journal of Hunan University, 2014, 41(8): 23-29.
- [14] 雷基林,王东方,邓晰文,等. 稳定和过渡工况下柴油机活塞顶面瞬态热负荷变化规律 [J]. 农业工程学报, 2018, 34(21): 65-73.
LEI Jilin, WANG Dongfang, DENG Xiwen, et al. The variation of transient thermal load on the top surface of diesel engine piston under steady and transient conditions [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2018, 34(21): 65-73.

(下转第122页)