

基于有限元法的锅炉放气阀结构分析及流场特性研究

张江涛 陈乃娟
(中国电建集团上海能源装备有限公司 上海 201317)

摘要: 为进一步研究阀门可靠性和使用寿命, 本文基于有限元法模拟锅炉系统中放气阀主要承载零部件在工作状态下的应力应变情况, 同时对公称压力、密封试验压力与壳体试验压力三种不同的情况进行静力仿真, 校核结构强度和密封效果, 并利用 CFD 技术数值分析放气阀内部流场, 获得流道压力、速度云图, 揭示阀门内部的液体流动及涡动状态, 进而对阀门整体设计优化及流道特性性能研究提供了理论依据。

关键词: 放气阀; 有限元法; 应力应变; 压力云图; 速度云图

0 引言

为保证锅炉运行安全, 在锅炉与主蒸汽管路之间设置放气阀, 除了具有调节作用外, 在必要时可将其关闭以起到保护锅炉系统的作用。因此, 在锅炉系统中, 受压件必要位置应设有疏水与放气点。锅炉点火前, 过热器和再热器系统的疏水阀与放气阀必须打开, 以便排除过热器内的空气与积水, 然后再打开排气阀, 使蒸汽在过热器内流动冷却, 防止烧坏过热器管, 不允许向过热器加水冷却。当压力升高后关闭放气阀, 阀门关闭后必须保证零泄露, 虽然设置有多个安全保护装置, 但均离不开放气阀的作用, 通常人们会将放气阀认为是对机组安全及影响生产热效率造成直接影响的阀门产品。

针对锅炉系统展开配套启动放气阀的研究, 不仅具有广阔的市场前景, 还能够弥补燃煤电站阀门市场的激烈竞争所带来的利润下滑。作为锅炉系统中重要的控制部件, 放气阀的可靠性直接影响着整个机组的运行安全。本文根据锅炉放气阀的工作原理和静态工作特性, 建立放气阀的仿真分析模型, 对其整机进行静力学分析、模态分析、流体动力学分析等, 保证放气阀关键部件的结构强度满足相关标准要求, 并确保运行工况下不会发生启闭与密封失效。

1 启动放气阀静力学分析

本文通过三维制图软件 Inventor 建立放气阀几何模型, 包括阀体、阀帽等零件组成, 仿真模型相比较于实际模型需做一定的简化, 如去除倒角; 将简化之后的模型另存为 Para (*.x_t) 文件格式并导入到 ANSYS Workbench 软件中进行仿真分析。对分析模型中各个零部件进行材料的定义, 所使用的材料属性定义为随温度变化的变量, 具体数值参照《机械工程材料性能数据手册》。

利用 ANSYS Workbench 软件进行有限元分析过程中, 网格划分是非常关键的环节, ANSYS Mesh 通过分解并克服的方式, 针对有限元模型上的不同部分可选用不同的网格划分方法。放气阀模型网格划分如图 1 所示。在分析时, 计算的速度和精度很大程度上受网格划分疏密程度的影响。

施加边界条件时, 根据放气阀的实际安装情况, 将进口端面 and 出口端面加上固定约束, 对进口腔施加进口压力,

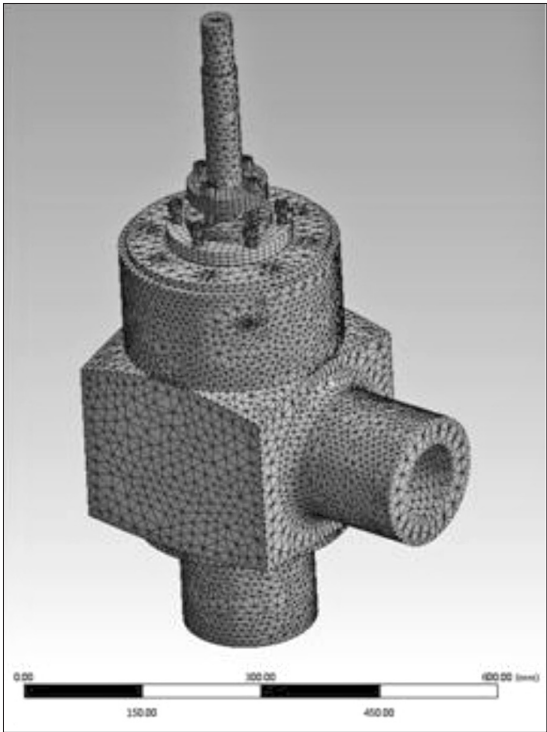


图 1 放气阀模型网格

对出口腔施加出口压力, 对双头螺柱施加一定的预紧力, 施加温度载荷时对流体能接触的部分施加恒温载荷。

1.1 阀体与阀帽应力应变模拟

锅炉系统中放气阀的运行工况时常是高温高压, 因此阀体、阀帽等关键零件的应力应变分析显得尤为重要。对阀体和阀帽等关键零件施加相应的约束和载荷, 计算得到如图 2 所示的应力分析云图、应变分析云图和总变形分析云图。由图可知, 此阀体与阀帽在承受相应载荷时, 结构未发生永久变形, 整体结构性能符合要求。

1.2 公称压力下静力仿真结果

根据放气阀实际工况使用要求, 公称压力下入口腔的压力 $P_{inlet}=PN=10.4\text{MPa}$, 出口腔压力 $P_{outlet}=0.27\text{MPa}$, 该条件下所得的放气阀应力分布如图 3 所示。从左图中的应力分布结果可以看处, 入口腔交汇处有较大的应力, 最大应力 151.28MPa , 该情况下, 放气阀的安全系数 $f=[\sigma]$

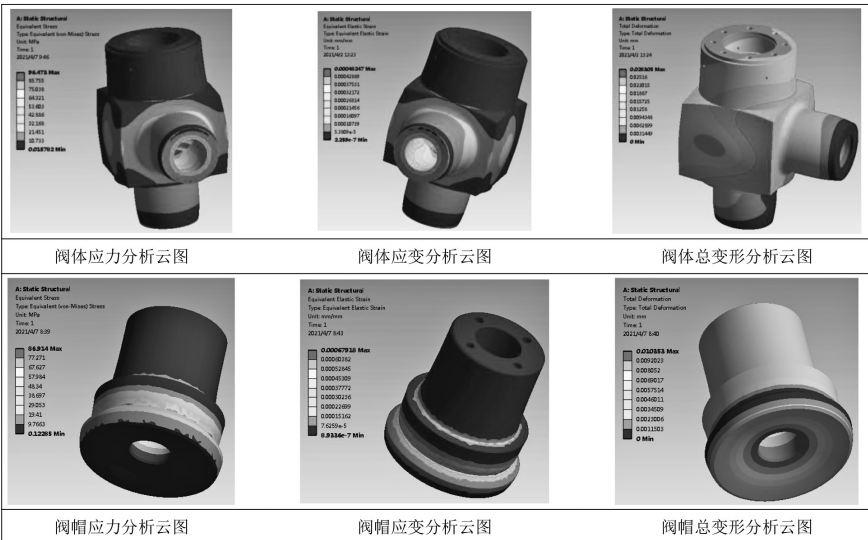


图 2 阀体阀帽应力应变云图

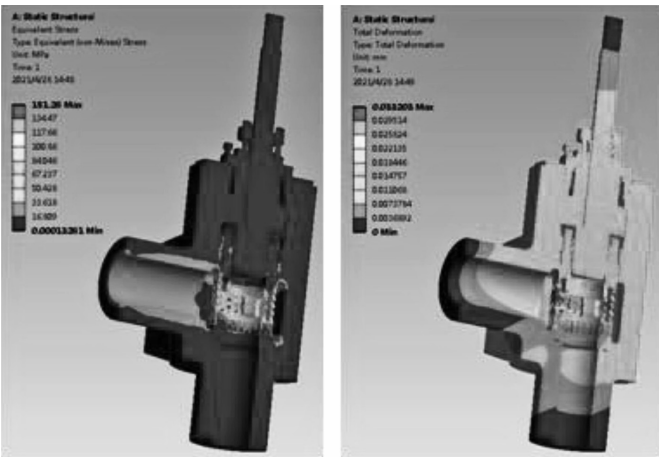


图 3 放气阀公称压力下静力仿真结果

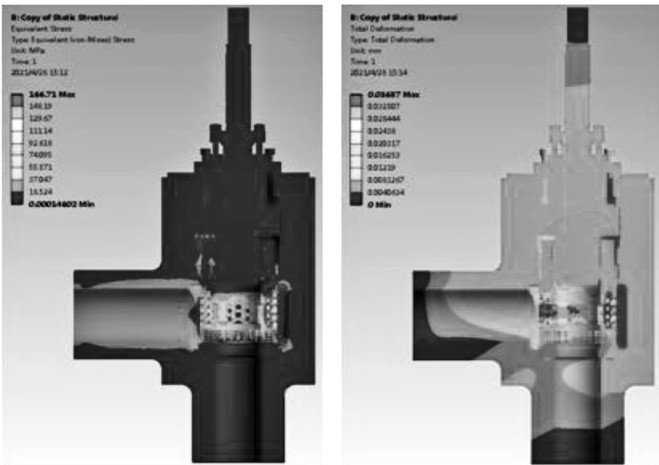


图 4 放气阀密封试验压力下静力仿真结果

$WB/[\sigma]_{\max}=441/151.28=2.92$ 。右图为阀体的整体受力变形图，从图中可以看出密封面部件发生的位移量在数值上很小，其中内外侧在大小相接近，发生位移差距在10~3mm这个量级上，相比较而言外侧差值要略微大于内侧。此外随着螺柱预紧力变大此值越小。

1.3 密封试验压力下静力仿真结果

密封试验压力下（Pinlet=11.44MPa）的静力仿真结果如图 4 所示，同上面最大应力发生在入口腔交汇处，最大应力为 166.71MPa。这时的安全系数为 $f=441/166.71=2.65$ 。从右图可以看出，组成密封面的部件发生的位置量很小，并且两者的位移差在 10-3mm 这个数量级，因此可以说该压力下，从静力分析的角度来看密封面不会发生泄漏。

1.4 壳体压力下静力仿真结果

图 5 为壳体试验压力下（Pinlet=15.6MPa）的仿真结果，左图中的应力分布云图可以表明入口腔处最大应力为 228.43MPa。此时的安全系数 $f=1.93$ 。右图的变形图表明密封面上下元件的位移在 0.03mm 左右，偏差也是在 10-3mm 左右，整体密封情况良好。

2 放气阀模态分析

模态分析是动力学分析的基础内容，主要研究模型的振型及固有频率，工程上进行模态分析主要用于在产品的设计之前可以预先避免可能引起的共振。锅炉系统中放气阀在实际工作过程中，高温水在通过启动放气阀的过程中会使整体发生一定频率的振动，为此需要研究启动放气阀的模态分析结果。

模态分析的边界条件设置如同静力分析，计算放气阀前 6 阶模态，其中前 6 阶固有频率如表所示，模态分析的结果如表所示。

对应的放气阀变形云图如图 6 所示。

从结果可以看到，第一至四阶振动的相应振动位移（4~12mm）较小，第五、六阶振动的相应振动位移（40~50mm）相对较大，这与放气阀整体结构有着很大的关系，这种大变形对于阀杆的正常工作和结构强度时极为不利的。但是另一方面第一阶振动频率 $f_1=365.14\text{Hz}$ （见表），一般来说高于放气阀正常工作的振动频率。从模态分析结果来看，只要实际工作放气阀的振动频率低于 243.4Hz（第一阶振动频率的 2/3），放气阀的振动应该可以满足要求。另外实际工作中可以通过给阀体增加支架，以增加放气阀的第一阶振动频率，使其远离工作振动频率。例如经计算如果用支架固定（刚性固定）住阀盖外圈，这时第一阶振动频率会增加至 986.7Hz，第一阶变形位移会减小至 3.61mm。

3 放气阀内流场模拟

本文分析的锅炉系统中放气阀流道分为四部分：进口段、芯包、导流罩和出口段，其中芯包由两种不同类型的迷宫片叠加组成，共 5 片。

放气阀流道模型的网格划分情况按照计算结果不再随网格的加密而改变的密度，通过对其流道模型网格划分，

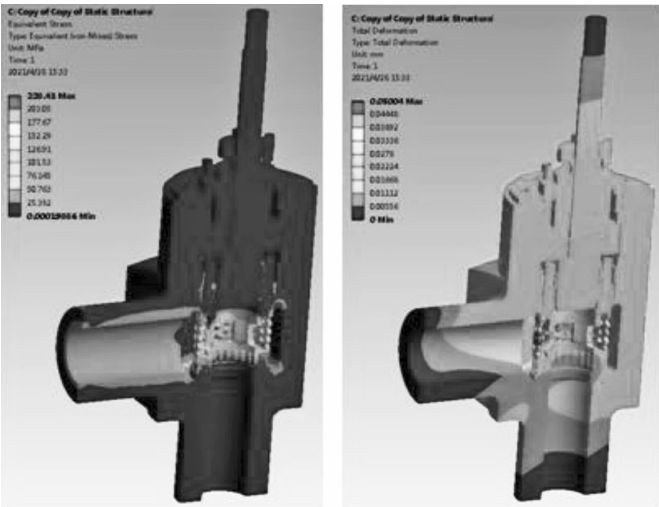


图 5 放气阀壳体试验压力下静力仿真结果

将几何实体模型离散成有限元模型。在阀门全开的状态下，对阀门内流体进行模拟可以更直观的分析流体的流动情况。迷宫片芯包以及导流罩结构复杂，因此在模拟阀门内流场的过程中将芯包和导流罩结构设置成多孔介质，通过分析计算得到如图 8 所示的流道整体压力云图。由图可知，流体主要从迷宫片芯包以及导流罩进入中心腔体，由于流道收窄，在其开孔附近压降变化明显，且易形成涡流。

通过仿真分析得到的中心截面速度矢量云图 8 可以看出，流体通过迷宫片芯包流道和导流罩开孔进入中心腔体，由于流道收窄，对应流速增加较为明显，且流体沿最短路径进入出口流道。

表 放气阀各阶模态频率

	频率 (Hz)	位移 (mm)	位移形式
第一阶振动	365.14	4.931	绕进口中心线 (y 轴) 扭转
第二阶振动	854.66	9.072	绕 x 轴扭转
第三阶振动	1204	11.432	绕 y 轴扭转
第四阶振动	1458	9.256	绕阀杆方向 (z 轴) 上下运动
第五阶振动	1587.9	41.59	绕 y 轴扭转
第六阶振动	1612.4	49.229	绕 x 轴扭转

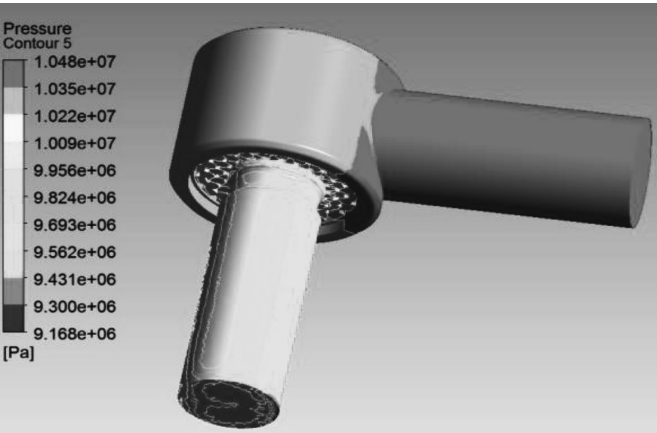


图 7 流道整体压力云图

4 结语

本文基于有限元法对锅炉系统中放气阀进行了静力学分析、模态分析与流体动力学分析，分析结果表明：(1) 放气阀整体一阶固有频率为 365.14 Hz，具有足够刚度；(2)



图 6 放气阀变形云图

(下转第 14 页)

车内配备带智能降噪处理的前后对讲机，医务人员和司机可实时沟通，根据病人病情对病人进行快速转运。

(6) 照明

车身外部两侧安装有蓝色爆闪和白色照明的一体式灯，可满足驻车的紧急照明要求；车内部灯光全部采用 LED，节能环保，扶手上设有小夜灯，温馨可靠；配备盏圆形照明灯和一组环形照明灯，并加装 2 盏针对病人区输液和局部抢救用的射灯，能满足行车过程中监护需求；车身尾部安装一只可调节度外射灯，满足夜晚担架上车照明功能。

(7) 线束布线

本款救护车车内主要有直流电源线、交流电源线、音视频线和控制信号线四种线缆。控制信号线采用屏蔽线；视频监控采用高清摄像机，所有音视频线采用超五类网线和 VGA 视频线，具备较高的抗干扰能力。

(8) 接地

本款救护车采用多点接地的方式，尽可能减小地线上的压降，避免因共阻抗传导耦合导致 EMC 问题。车载医疗设备、音视频监控系统、警灯警报器分开接地，车载医疗设备通过辅助（附加）电池接地，音视频监控系统通过点烟器接地，警灯警报器通过底盘蓄电池接地。

2.6 设计计算

(1) 计算目的

为确保整车性能，在对整车设备进行合理的布置，注意前后轴的轴核分配比例，左右两侧的重量平衡变化，同时通过概算确保前后轴轴核在原底盘厂家规定的范围内，保证改装后整车性能不会下降。

(2) 计算结果

根据该款 JSV5030XJHZA6 型救护车的设计计算（详见

附件《配重计算书》结果可知：

①改装后总质量(2600kg)小于原车最大总质量(3100kg)，前后轴的负载（前 / 后：1250 kg/1350kg）均小于额定值（前 / 后：1550kg/1550kg）。

②改装后整车左右载荷（左 / 右：1310 kg /1290 kg）小于额定值（1550kg）。

③从荷载来看，以满载最大 6 人为标准，汽车满载总荷载率为 96.45%，欠载在 3.5% 左右，前后载荷分别为 96.76%，96.63%，分配是比较均匀的，不存在超载或不平衡，左右轮的载荷基本一致，相差仅为 2.86%，满足原车平衡要求。

通过概算，前后轴轴核在原底盘厂家规定的范围内，改装后整车性能不会下降，保证了救护车的稳定性、动力性和安全性。

3 结语

综上所述，随着科学技术水平的不断提升，极大推动了国内救护车行业的发展水平。本款救护车的成功研制有效解决了具有救护车信息管理系统的监护型救护车的现实应用，让救护车以最佳性能、病员在转运到救治以最快、最佳的方案进行治疗，提高急救的效率和成功率。满足客户个性化、多样化的使用需求，在应对自然灾害和突发事件救援重伤人员现场救治、转移监护方面发挥着重要作用。

参考文献：

- [1] 陈若然，顾德强. 浅谈急救车辆的使用安全与管理 [J]. 江苏卫生事业管理, 2016(5):128-129.
- [2] 周桂宇，张桐. 基于自适应蚁群算法在急救车辆调度上的应用 [J]. 软件工程, 2016(4):25-26,21.
- [3] 赵丽君. 急救中心救护车医疗设备使用与管理问题及对策 [J]. 护理学报, 2011, 18 (8) : 32-34.

(上接第 11 页)

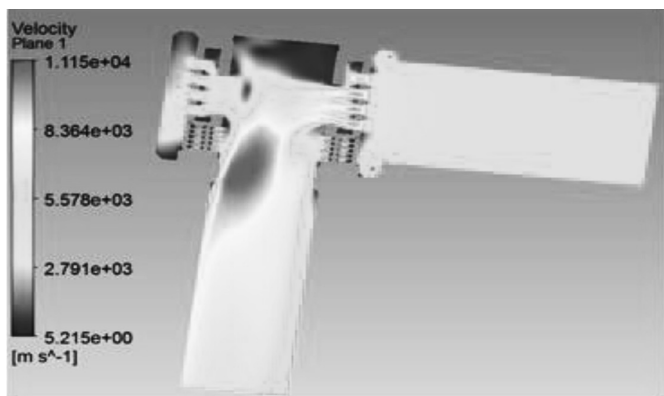


图 8 中心截面速度矢量云图

对公称压力、密封试验压力与壳体试验压力三种不同的情况进行静力仿真，整体密封效果良好，结构强度满足设计要求；(3) 对阀门内部流场进行数值模拟，获得流道压力、速度云图，进而分析出阀门内部的液体流动及涡动状态，对阀门整体设计优化及仿真研究分析流道特性性能打下必

要基础。

参考文献：

- [1] 宁新宇，刘忠轩，孙拴柱，江叶峰. 1000 MW 超超临界塔式锅炉过热器、再热器管壁壁温超温分析与试验研究 [J]. 锅炉技术, 2019, 50(04):29-33.
- [2] 周军. 9FA 燃气蒸汽联合循环发电机组防喘放气阀检修维护故障分析及处理 [J]. 机电信息, 2021(14):12-13.
- [3] 崔晓宁. 1000MW 超超临界二次再热机组锅炉调温及总体性能研究 [D]. 华中科技大学, 2019.
- [4] 唐东伟. 某多级笼式调节阀抗蚀仿真分析及寿命预测 [D]. 哈尔滨工程大学, 2017.
- [5] 付青林. 阀门可靠性技术研究现状和展望 [J]. 中国新技术新产品, 2013(03):134.
- [6] 王宏宇. 蒸汽管路及阀门应力特性仿真及数值模拟研究 [D]. 哈尔滨工程大学, 2015.
- [7] 刘畅. 某型调节阀动态流场仿真及优化分析 [D]. 中国运载火箭技术研究院, 2019.