[开关设备]

GIS、GIL结构有限元仿真技术准确性研究

文/西安西电开关电气有限公司　杨　勇　王洪川　郭　政

在GIS、GIL结构有限元仿真中，只有结合工程经验及学科专业知识对模型简化、材料参数、边界条件、网格划分、求解收敛性、评定标准和结果判断等因素合理分析和设置，才能保证结构有限元仿真技术的准确性，为GIS、GIL产品设计和研发提供可靠的仿真依据。

随着气体绝缘封闭开关设备（GIS）、气体绝缘金属封闭输电线路（GIL）性能参数不断提高、结构不断优化，要求设备厂家对GIS、GIL的设计和研发周期更短，结构可靠性更高。有限元仿真技术相比其他技术，耗时短、费用低且可操作性强，并能够准确预测新结构能否顺利通过某设定参数考核，有效降低了型式试验失败的风险。有限元仿真分析的准确性决定了结构是否具有合理性、经济性和可靠性。

本文通过使用有限元软件Workbench对GIS和GIL的关键零件隔离开关壳体进行强度有限元仿真，通过对模型简化、材料参数、边界条件、网格划分、求解收敛性、评定标准和结果判断等多方面的研究，并结合壳体水压试验数据，介绍了影响结构有限元仿真准确性的几个关键因素，为GIS、GIL结构有限元仿真提供参考，同时为GIS、GIL产品的设计和研发提供可靠的仿真依据。

隔离开关壳体强度有限元仿真要求

隔离开关壳体是GIS、GIL产品的关键零件之一，强度分析是其结构设计的前提。根据隔离开关壳体的使用条件，运用Workbench软件对其在破坏试验压力下的受力状况进行分析，为该零件结构设计提供理论依据。隔离开关壳体三维模型如图1所示。

图1　隔离开关壳体三维模型

1．计算参数

根据设计要求，隔离开关壳体内SF_6气体额定压力0.6 MPa，设计压力0.8 MPa，例行水压试验压力1.6 MPa，破坏试验压力4.0 MPa。本计算以破坏试验压力为载荷条件。

2．材料参数

隔离开关壳体材料为铸铝合金ZL101H－T6，强度有限元仿真所需材料相关参数如表1所示。

表1　材料的弹性模量和泊松比

材料弹性模量 E/MPa	泊松比 μ	屈服强度 $\sigma p_{0.2}$/MPa	抗拉强度 R_m/MPa	许用应力 S_m
70 000	0.34	–	168.75	75

影响结构有限元仿真准确性因素

1．模型简化

有限元模型必须与分析目的、计算机性能匹配，并不是模型计算越精确准确度越高。模型越

精确就意味着模型越复杂，进而要求软件进行更加复杂的矩阵化简求解。这样一来模型的误差虽然减小，计算误差反而增大，导致最终得不到合适的结果。在建立和简化有限元模型时，尽量采用简单的模型，无须保留实物模型的所有细节特征，对于结构分析，常用做法是：去掉关键位置的小孔和槽，用圆孔代替螺纹孔，用直角代替圆角及倒角，如果保留实物模型的诸多细节特征，会导致有限元仿真分析效率过低。

按照上述简化原则对隔离开关壳体进行简化，简化后隔离开关壳体的有限元分析模型如图2所示。

图2　隔离开关壳体简化模型

2．材料参数及网格划分

有限元结构仿真中，材料参数需严格参照材料真实的应力应变曲线进行设置，通常金属材料的真实应力应变曲线如图3所示，金属材料在受力后会经历弹性阶段*ob*、屈服阶段*bc*、强化阶段*ce*和局部颈缩断裂阶段*ef*。若金属材料具有明显的塑性变形即屈服阶段，在结构有限元仿真材料属性设置时，必须按照弹塑性分析原则，设置材料的弹性模量、泊松比、屈服强度和剪切模量等，通过双线性等向或多线性等向应力应变曲线来模拟实际金属材料应力应变曲线，如图4所示。

隔离开关壳体材料ZL101H－T6无明显屈服点，在应力到达抗拉强度*e*点前材料无明显塑性变形，应力应变曲线可等效为线性曲线，在Workbench中仅设置弹性模量和泊松比来模拟ZL－101H材料的力学性能。

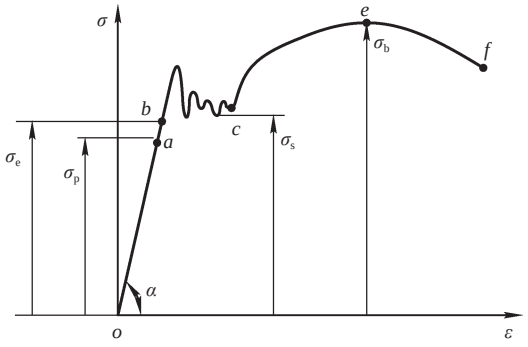


图3　金属材料应力应变曲线

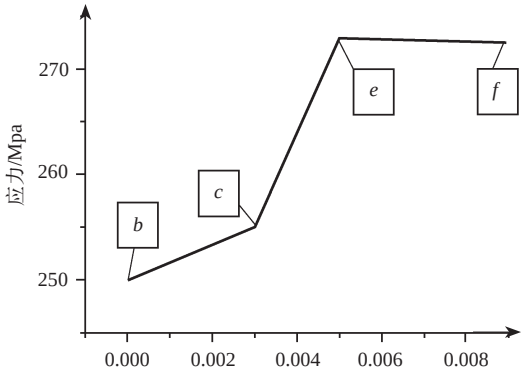


图4　多线性等向应力应变曲线

网格划分是保证有限元仿真准确度的关键因素，网格划分密度越高，仿真结果越精确，计算时间越长。网格划分的原则是平衡网格密度和有限元计算时间的关系，将关注部位的网格划分紧密，将不关注部位的网格密度划分稀疏，这样设置既能保证结构关键部位的计算准确性，又能够节约模型整体计算时间。

对隔离开关壳体大平面处以及法兰处采用细密网格划分，对其他非关注部位采用较为稀疏的网格划分，划分后的网格模型如图5所示。

图5　隔离开关壳体网格划分

3．边界条件

有限元分析时，必须按照实际工况的边界条件，且满足有限元平衡方程，才能求解得到正确的结果。通常主流有限元软件中提供了多种边界条件类型用于实现实际中各种载荷工况。

由经典力学理论可知，物体动力学通用方程为

$$[M]\{\ddot{x}\}+[C]\{\dot{x}\}+[K]\{x\}=\{F(t)\} \quad (1)$$

式中，[*M*]是质量矩阵；[*C*]是阻尼矩阵；[*K*]是刚度矩阵；{*x*}是位移矢量；{*F*}是力矢量。

在线性静力学分析中，与时间和阻尼相关的选项被忽略，于是上式得到以下静力学方程

$$[K]\{x\}=\{F\} \quad (2)$$

按照以上公式，边界条件仅考虑隔离开关壳体受到的内压作用，计算载荷取破坏水压4.0 MPa，同时采用固定约束边界条件约束三工位

隔离开关壳体一侧法兰盖板，如图6所示。

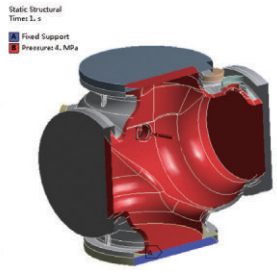


图6　隔离开关壳体约束及其载荷

4．求解收敛性

结构有限元仿真中，仿真结果必须收敛。需要进行收敛性判断，通常方法为增加网格密度后再次求解，若随着网格密度增加，求解结果的变化率＜5%，可认为有限元仿真结果收敛，可用于评定。

隔离开关壳体属于低压压力容器，按照第四强度理论对其进行强度计算评定，在内压作用下隔离开关壳体的等效应力云图如图7所示。

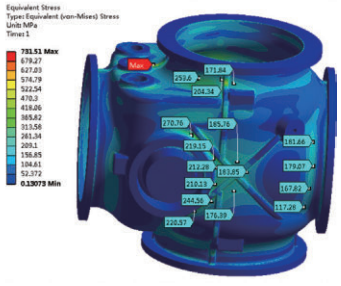


图7　等效应力云图

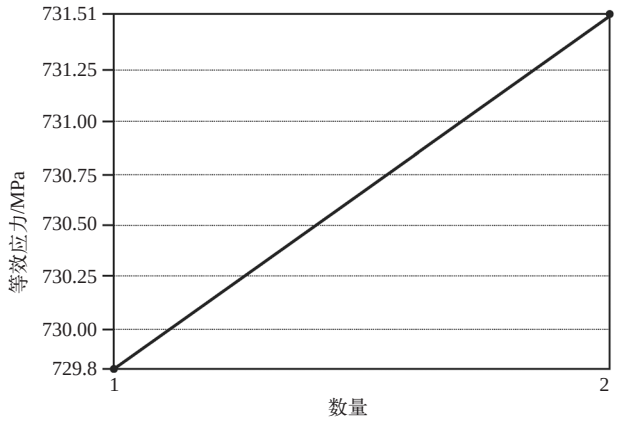
为保证计算结果收敛，需进行收敛性判断，细化隔离开关壳体网格，当节点数量从3 320 801增长到4 534 305后，隔离开关壳体最大应力（Equivalent Stress）由729.8 MPa增长为731.51 MPa，变化率仅为0.23%，低于5%，收敛曲线如图8所示，该计算结果收敛且精确，可以用于结构强度评定。

5．评定标准

结构有限元仿真结果的评定必须按照相应的行业标准或设计规范执行，正确的评定标准是有限元仿真结果的可靠性依据。

按照第四强度理论对壳体应力进行分析时，分析结果为Equivalent Stress应力，其理论计算公式如下，这一理论认为形状改变比能达到单向应力状态下的极限值，材料就要发生屈服破坏。

$$\sqrt{\frac{1}{2}\left[(\delta_1-\delta_2)^2+(\delta_2-\delta_3)^2+(\delta_3-\delta_2)^2\right]}\leqslant[\delta] \quad (3)$$



	等效应力/MPa	变化率(%)	数量点数	要素
1	729.8	–	3 320 801	2 206 201
2	731.51	0.23446	4 534 305	3 085 686

图8　应力收敛曲线

式中，δ_1是第一主应力；δ_2是第二主应力；δ_3是第三主应力；[δ]是许用应力。

由图7得知，隔离开关壳体在破坏水压试验压力下的最大Equivalent Stress应力值出现在壳体接口处（图7Max点）的大平面与圆柱面的过渡圆角处，最大Equivalent Stress应力值（σ_{max}）为731.51 MPa，该处也是壳体的应力集中处，应力集中系数较大；壳体主体大部分区域的Equivalent Stress应力值均大于壳体材料ZL101H－T6的抗拉强度R_m＝168.75 MPa。

JB4732《钢制压力容器－分析设计标准》以及ASME《Boiler and Pressure Vessel Code》Section VIII－2标准的“分析设计法”将应力分为一次总体薄膜应力、一次弯曲应力、局部薄膜应力、二次应力和峰值应力。这种方法进行了详细的应力分类以及标准判定，使设计更加可靠。

采用Workbench的应力线性化工具，取图7隔离开关壳体主部位平均应力较大处位置（见图9），沿壁厚建立路径并采用应力线性化工具对其进行应力划分，应力结果如图10所示。

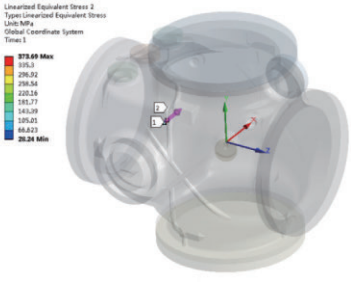


图9　隔离开关壳体主部位平均应力较大处应力线性化路径

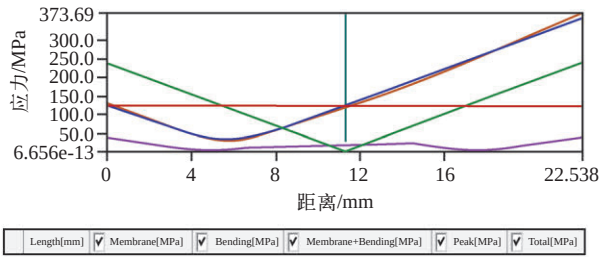


图10　隔离开关壳体主部位平均应力较大处曲线应力线性化结果沿路径曲线

从图10得知，三工位隔离开关壳体一次局部薄膜应力S_{II}=122.95 MPa，一次局部薄膜应力加一次弯曲应力强度S_{III}=360.43 MPa，一次加二次应力强度S_{IV}=373.69 MPa。

判定结果如表2所示，隔离开关壳体主部位平均应力较大处的各类应力均超过相应许用应力。

表2　壳体主部位平均应力较大处结构应力强度校核结果(K=1)

位置	许用应力	应力强度	计算值/MPa	许用值/MPa	校核结果
壳体平均应力较大处	S_m=75 Mpa	S_{II}	122.95	$1.5KS_m$=112.5	未通过
		S_{IV}	360.43	$1.5KS_m$=112.5	
		S_{IV}	373.69	$3.0S_m$=225	

6．有限元仿真结果分析

结合隔离开关壳体有限元仿真结果以及压力容器标准可以得到以下结论。

1）隔离开关壳体正面大平面处（图11A区域）大部分薄膜应力超过标准许用应力，且作用面积较大，此处往往是薄弱部位，将会成为水压试验破坏的发生位置。根据圆筒薄膜应力经验公式（2）、式（3）可知设计中加厚此处壳体厚度或加强此处筋板强度可减小薄膜应力。

环向薄膜应力为

$$\sigma_\theta = \frac{pD}{2\delta} \tag{4}$$

轴向薄膜应力为

$$\sigma_m = \frac{pD}{4\delta} \tag{5}$$

式中，p是内部压力；D是工称直径；δ是容器壁厚。

2）隔离开关壳体最大应力点（图11B区域）处受到上侧翻边壳体与左侧翻边壳体变形共同作用，产生了严重的应力集中。根据圣维南原理，该处应力集中严重、作用面积小，对壳体整体影响较小，通常不作为静强度考核点，可增大加强筋的过渡圆角，减小应力集中效应。

3）隔离开关壳体翻边处（图11C区域）二次弯曲应力较大。由于二次弯曲应力具有自限性，一旦壳体翻边处发生塑性变形二次应力立即减小或消失，应主要考虑减小此处薄膜应力，设计中增加翻边处壁厚或加增加筋板强度以减小此处薄膜应力。

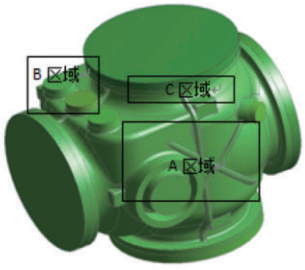


图11　隔离开关壳体危险部位

GIS隔离开关壳体水压试验

为验证隔离开关壳体结构有限元仿真结果，对五组隔离开关壳体进行了水压试验，按照标准，例行水压为1.6 MPa，破坏试验压力为4.0 MPa。

表3　破坏水压值

壳体序号	破坏试验压力/MPa	实际破坏压力/MPa
1	4.0	3.2
2		2.9
3		3.4
4		3.4
5		3.2

图12　五组隔离开关壳体水压试压断裂图

五组隔离开关壳体样品水压试验均未达到破坏水压4.0 Mpa而产生破裂，各组隔离开关壳体破裂时水压如表3所示，破裂形态如图12所示，水压试验中壳体破裂的位置与有限元分析危险位置基本相符，都出现在壳体正面加强筋处即图11A区域。水压试验验证了隔离开关壳体结构有限元仿真结果与试验结果相符。EA

（收稿日期：2020.03.16）
（编辑：朱金凤）