

HELIMAK 装置真空室结构设计及应力强度分析*

STRUCTURE DESIGN AND STRESS ANALYSIS FOR THE VACUUM VESSEL OF THE HELIMAK DEVICE

宋云涛** 武松涛

(中国科学院等离子体物理研究所 托卡马克装置设计室, 合肥 230031)

SONG YunTao WU SongTao

(Tokamak Design Division, Institute of Plasam of Physics Chinese Academy of Sciences, Hefei 230031, China)

摘要 HELIMAK 装置真空室作为该装置的重要部件,是等离子体运行的直接场所,在装置运行期间可以为等离子体的运行提供一种超高真空运行环境。对于此类核聚变装置的结构设计,必须考虑运行时的实际工况载荷,进行详细的结构力学分析,使结构设计充分安全可靠。文中首先借用大型有限元分析程序 NASTRAN,对该结构的力学性能进行数值模拟分析,获得了 HELIMAK 真空室的应力云图和位移变形,最大应力强度为 144 MPa,最大位移变形为 1.98 mm。然后在力学分析的基础上对结构进行优化,为该装置的最终研制提供详实的理论依据。

关键词 核聚变装置 真空容器 数值分析

中图分类号 TL631 TH123

Abstract Vacuum vessel is the location for the operation of plasma as one of the key component for the HELIMAK device. It can provide an ultra-high vacuum environment for the plasma operation. It is necessary to consider all the load case under the plasma operation and do some detailed stress analysis during the design of its structure. Firstly a 3D finite element model was performed to analysis the stress distribution and displacement for the vacuum vessel of HELIMAK device employing NASTRAN software. The maximum stress intensity is 144 MPa and maximum displacement is 1.98 mm. And secondly a reliable structure is optimized under the basic of the stress analysis results, which has satisfied the requirement of the physics experiment. All of the numerical simulation results also simultaneously provided a valuable theory basis for the research and development of the device.

Key words Nuclear fusion device; Vacuum vessel; Numerical analysis

Corresponding author: SONG YunTao, E-mail: songyt@ipp.ac.cn, Fax: +86-551-5591310

This is a friendly cooperated project between the Institute of Plasam of Physics, Chinese Academy of Sciences and Texas University of USA "Design and manufacture of the HELIMAK device".

Manuscript received 20031008, in revised form 20040213.

1 引言

HELIMAK 是美国德克萨斯大学核聚变研究中心专门用来研究等离子体湍流的装置^[1]。真空室作为装置的重要部件,是等离子体运行的直接场所。在装置运行期间必须能够为等离子体的运行提供一种超高真空运行环境,它的结构设计和加工工艺都较为复杂,不仅要满足物理设计要求,而且还要达到工程技术上的可行性,结构设计的是否合理将不仅直接影响装置的安全、可靠性,而且也直接关系到装置的物理性能参数,因此在进行结构设计时首先必须考虑物理和工程要求,同时兼顾研制工艺生产的难度,通过一些详尽的力学计算,选取合适的真空室壁厚,优化真空室各窗口及加强筋板的基本结构和尺寸,尽量使真空室的设计

安全可靠、经济适用^[2,3]。

2 HELIMAK 装置真空室的结构

2.1 结构材料选择

真空室是盛装等离子体的容器。在等离子体与真空室器壁之间会发生各种各样的相互作用,产生杂质,如放电后温度升高,使吸附在器壁内表面上结合能较低的水分子、一氧化碳杂质释放出来;在一定的热负荷条件下以及来自等离子体中心的高能粒子轰击下,真空室的内表面和面对等离子体的部件会产生溅射与蒸发,由此产生金属杂质;如果存在鞘层电位,在等离子体和真空室或内部部件之间还会发生电弧现象,也会产生金属杂质;从等离子体核心区扩散到边界层的粒子,有的在器壁表面发生背散

* 20031008 收到初稿,20040213 收到修改稿。中美友好合作项目。

** 宋云涛,男,1973 年 12 月生,安徽安庆人,汉族。中国科学院合肥研究院副研究员,博士后,主要从事核聚变托卡马克装置工程研究,发表论文 20 余篇。

射又返回到等离子体中去,形成杂质返流现象,这些会造成能量损失。另外真空室周围是强磁场环境,为了防止磁场变化而感应产生巨大的涡流,同时由于真空室还会受到大气压作用。所以在选择真空室材料时,必须要求材料无磁、低出气率、低活性、高的强度和刚度^[4]。

目前国际上核聚变装置真空室材料多采用 1Cr18Ni9Ti、SS-316L、SS-304 等不锈钢材料和钛合金材料。这几种材料性能各有千秋,1Cr18Ni9Ti 属于通用型铬镍奥氏体不锈钢,它具有良好的延展性和韧性以及冲压和拉伸性能,但在焊接过程中会产生 3%~5% 的非奥氏体组织,这样会使材料的导磁率发生变化。作为在强磁场中直接盛装等离子体的真空室的材料,若存在磁性或局部磁性必然会对等离子体的磁场位形产生影响,同时也会对真空室的涡流等产生影响。另外 1Cr18Ni9Ti 的含碳量约为 0.12% > 0.03%,因而会产生晶间腐蚀。SS-304 和 SS-316L 这两种材料都是含碳量小于 0.03% 的奥氏体不锈钢,不会产生晶间腐蚀。因此在综合考虑真空室实际运行载荷工况条件下的受力特点,选取 SS304 无磁不锈钢作为 HELIMAK 真空室的结构材料。

2.2 结构与优化

HELIMAK 真空室的结构设计过程,按照优化计算的步骤可以分成两步,第一步是按照美国德克萨斯大学聚变研究中心对装置的物理实验要求,提出真空室初步结构方案。第二步是在初步设计的基础上,根据相关力学计算结果,与美方共同讨论,并考虑实际物理需要,提出修改之后新的真空室结构。其中第一轮真空室结构设计着重考虑如何满足装置的物理要求,重点优化真空室各部分的壳体厚度,其结构如图 1 所示。它是一个截面为矩形的环体结

构,整个真空室容器是由内侧壁、外侧壁以及上下底板组成。同时为满足物理诊断、抽气等要求,在真空室本体外侧壁上开有 18 个水平窗口,内侧壁上开有 4 个水平窗口,上顶板和下底板上各开有 18 个垂直窗口。真空室整个环体最终是靠两个半环通过法兰密封连成一体的。由于对称性,其具体尺寸为,内侧面厚度为 12 mm,外侧面厚度为 16 mm,上下底板厚度为 30 mm,窗口颈管厚度为 10 mm,窗口法兰厚度为 25 mm。

第二轮结构设计则主要从真空室工程设计角度出发,在一些可能出现应力集中的地方布置一些加强筋板,并重点对真空室加强筋结构进行优化和强度计算。沿真空室大环方向在真空室上下底板上分别均匀布置 16 条加强筋板,如图 2 所示。同时美方根据物理设计要求作出在真空室外侧板上开一个狭长的 4 号窗口的决定,其结构如图 3 所示。由于该窗口过长,对真空室外侧壁的整体连续性破坏比较大,因此在真空室内部靠该狭长窗口附近,布置两条竖直筋板,以达到补强该窗口目的,这种设计方法不仅大大降低了真空室重量,而且使真空室结构更加合理、紧凑。真空室设计要求总漏率不大于 $4 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{L/s}$; 极限压强不大于 $4 \times 10^{-6} \text{ Pa}$ 。

3 HELIMAK 真空室结构有限元分析^[5]

由于真空室的内侧壁和外侧壁上都开有大小不同的窗口,这样一方面由于结构的连续性被破坏,在窗口颈管与真空室本体连接处将产生较大的附加弯曲应力;另一方面由于器壁材料被削弱,会引起应力增加和容器强度的减弱,在局部连接处出现应力集中现象。因此尽量消除或减弱开孔应力集中就成了工程设计中的重中之重。对于 HELIMAK 这样的真空室壳体开孔

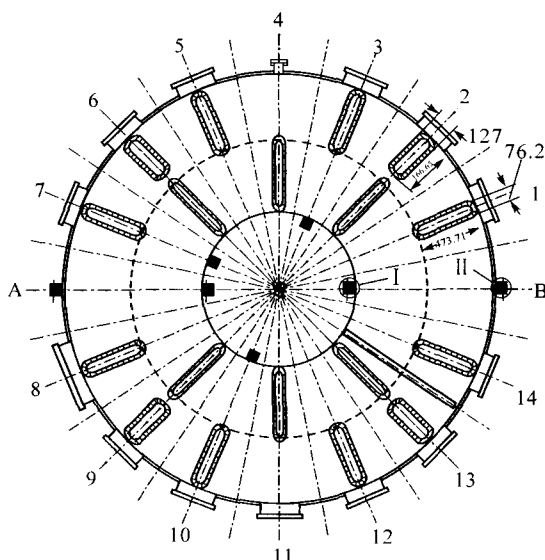


图 1 HELIMAK 真空室第一轮结构设计

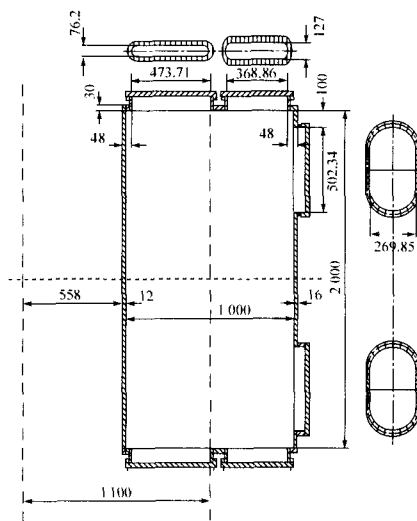


Fig.1 The primary design for the HELIMAK vacuum vessel

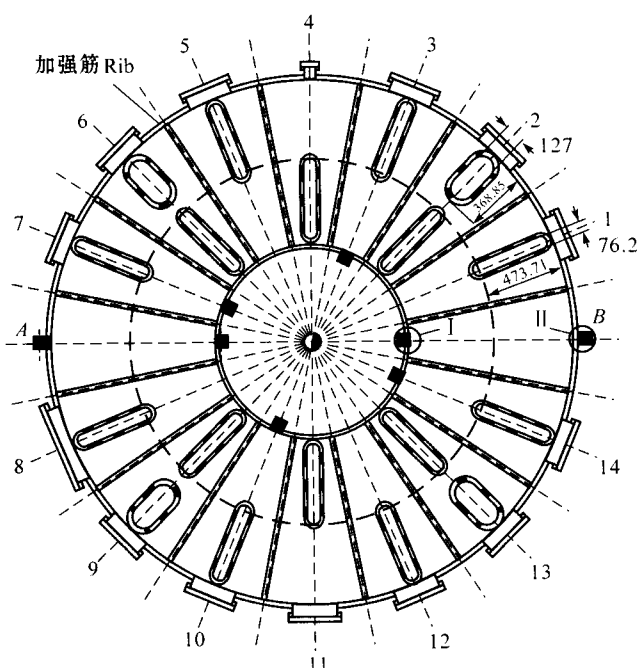


图2 带有16条加强筋板的 HELIMAK 真空室
Fig.2 HELIMAK vacuum vessel with 16 pieces of ribs

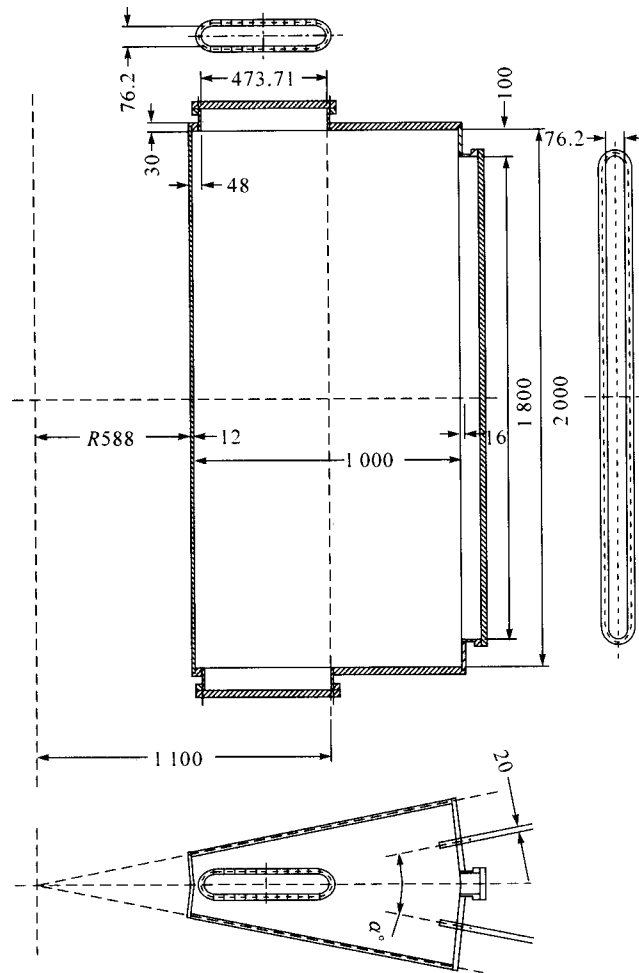


图3 HELIMAK 真空室狭长窗口的结构
Fig.3 Thelong and narrow window for HELIMAK vacuum vessel

定的限制。因此为了获得可靠的工程设计参考数据,借助美国 MSC 公司开发的 NASTRAN 有限元分析程序对真空室的强度进行计算,并通过对计算结果的分析,不断进行结构优化,从而获得结构力学性能数据,为 HELIMAK 真空室的最终设计提供依据。以下是真空室有限元分析的全过程^[6,7]。

3.1 有限元分析模型

有限元模型包含有节点和单元,其中最关键的技术是如何进行网格划分。NASTRAN 程序有许多划分网格的方法,如自动网格和映射网格等。在划分 HELIMAK 真空室模型时,形状比较规则的地方采用自动网格划分,所有节点网格的产生都是计算机根据几何模型的特征自行计算获得的,这样所达到的计算精度是足够的,且运算的速度快一点,不容易出错。而在真空室内外壳体与窗口相贯的地方,形状不连续并且出现突变,如果仍然采用自动网格,就无法获得合适的网格,这样只能依靠映射网格,人为地指定真空室与窗口连接处的曲线或曲面上的网格数量及网格大小进行分网。真空室有限元分析模型如图4所示。

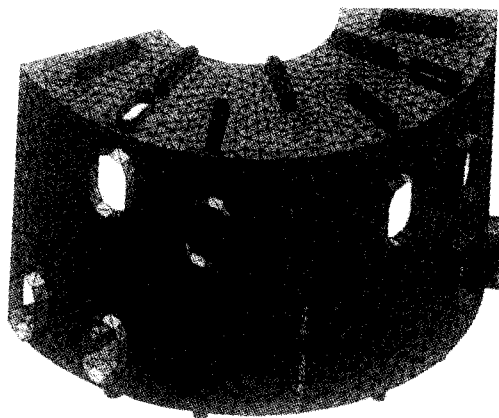


图4 HELIMAK 真空室有限元模型
Fig.4 The finite element model of HELIMAK vacuum vessel

3.2 元素组、材料特性和实参数的定义

元素组是用于规定所使用的元素类型及相关的选择,材料特性是用于规定有限元各节点单元材料的特性参数;实参数是用于规定在图上不能标明的元素几何尺寸(如真空室壳体的厚度等)。由于 HELIMAK 真空室是一种薄壳结构,其壁厚远远小于部件的整体尺寸,因此在有限元分析时没有将其视为一般的三维实体(SOLID)处理,而是采用三角形薄壳单元(SHELL)模型进行分析,这样不仅简化分析计算,而且可以获得更为准确的分析计算结果。真空室所选用的 304 不锈钢的材料特性为,密度 7961 kg/m^3 ,弹性模量 196 GPa ,泊松比 0.29 。

真空室各部分需要通过实参数定义的有真空室壳体厚度、窗口颈管厚度、各条筋板厚度以及窗口法兰厚度。

3.3 载荷工况

结构,由于理论上的复杂性,往往只能依靠模型实验来解决,但模型实验(钢制结构)周期长、代价高,受到一

由于 HELIMAK 装置放电真空室运行时,主要是承受大气压作用,因此在进行有限元分析时真空室上加的载荷是 0.1 MPa 的外压均布载荷。

3.4 边界条件

在真空室半环的两个矩形端面处施加对称约束,只允许其沿径向运动,不允许其沿大环方向运动,同时考虑整个真空室直接与底部强刚性底座全固定连接,因此真空室底部支撑处的约束采用全约束边界。

3.5 有限元分析结果

3.5.1 真空室初始结构有限元分析

根据美方提出的真空室初步结构厚度,首先进行第一轮计算,真空室各部分初始定义实参数如下,内侧面厚度为 12 mm,外侧面厚度为 16 mm,上下底板厚度为 30 mm,窗口颈管厚度为 10 mm,法兰厚度为 25 mm。

从第一轮计算结果可以看出,最大位移出现在上顶板开孔窗口附近,最大应力主要集中在窗口颈管与上顶板相贯处以及内外侧板与上下底板相连处。造成这些地方应力集中的主要原因是,一方面由于真空室上顶板结构连续被破坏,另一方面由于真空室外壳体与上下底板相连处的变形不协调(边界效应)。对于 HELIMAK 真空室这种筒体结构,如果上下底板过厚而内外侧板过薄,在二者相连处容易引起变形不协调;如果上下底板以及内外侧板都过厚,势必又会增加真空

表 1 HELIMAK 装置真空室壁厚有限元分析结果

Tab.1 Finite element analysis for the thickness of the HELIMAK vacuum vessel

	厚度/mm Thickness	最大应力/MPa Maximum stress	最大位移/mm Maximum displacement
内侧面 Inner wall	12	117	1.34
外侧面 Outer well	12		
上下底面 Top and bottom wall	30		
内侧面 Inner wall	12	234	2.96
外侧面 Outer well	12		
上下底面 Top and bottom wall	20		
内侧面 Inner wall	10	256	3.29
外侧面 Outer well	10		
上下底面 Top and bottom wall	20		
内侧面 Inner wall	10	125	1.45
外侧面 Outer well	30		
上下底面 Top and bottom wall	10		
内侧面 Inner wall	8	133	1.57
外侧面 Outer well	8		
上下底面 Top and bottom wall	30		

室造价。为此在考虑 SS304 不锈钢板材标准规格的同时,通过有限元分析获得合适的真空室各壳层厚度就显得十分必要。有限元分析的原则是既要满足真空室上下底板以及内外侧板开孔后的强度要求,又要尽量减小内外侧壁与上下底板的边界效应。具体的真空室壳层厚度计算结果如表 1 所示。

从真空室壳层厚度有限元结果可以看出,HELIMAK 真空室外侧板由于开孔窗口数目比较多,结构的整体连续性破坏严重,因此在选材时外侧板厚度要比内侧板厚。上下底板如果不用加强筋,根据计算结果其厚度至少选 30 mm 以上,但是上下底板如果太厚又势必会给真空室的焊接研制带来困难,因此建议在上下底板上均匀布置一些筋板,在不影响整个真空室强度的条件下,可以达到减少上下底板厚度的目的。

3.5.2 真空室修改后的结构有限元分析^[8]

在第一轮有限元分析基础上,与美方共同商讨,提出 HELIMAK 真空室各部分的壳层厚度,如表 2 所示。并确定在真空室的上、下底板上各均匀布置 16 条筋板。

表 2 HELIMAK 真空室壳体厚度

Tab.2 Thickness of the HELIMAK vacuum vessel mm

筋板厚度 Ribs	20
内侧面厚度 Inner wall	8
外侧面厚度 Outer wall	12
上下底板厚度 Top and bottom wall	20
颈管厚度 Ports	8
法兰面厚度 Flange	25

(1) 狭长窗口颈管壁厚的选取

首先对真空室狭长窗口颈管的壁厚进行力学分析计算,希望通过适当增厚颈管厚度来降低狭长窗口附近的应力集中,具体结果如表 3 所示。

表 3 HELIMAK 真空室狭长窗口颈管壁厚的优化

Tab.3 Choose of the thickness for the narrow port of HELIMAK vacuum vessel

厚度 Thickness/mm	最大应力 Maximum stress/MPa
8	224
10	211
15	179
16	157
17	146
18	137
20	137

但从以上狭长窗口颈管厚度的计算结果可以看出,通过适当增加窗口颈管壁厚的办法降低真空室上的最大应力,效果不是十分明显。只有当狭长窗口颈

管厚度达到 18 mm 时才有可能使狭长窗口附近的应力降到真空室材料的许用应力范围以内。另外考虑到真空室窗口颈管长度非常小,无论是在窗口颈管周围采用加强筋结构还是采用开孔补强,由于受空间限制,在工艺上都很难实现,因此下一步优化计算的重点是对该窗口附近的两条筋板进行位置、深度和厚度的优化。

(2) 狭长窗口颈管两边的筋板夹角的选取

由于狭长窗口的存在,真空室整体结构在该处连续性破坏较为严重,在外载荷大气压作用下,真空室筒体在此处的变形最大,引起较大的附加弯矩,从而造成该处的应力集中。因此必须从结构的角度,添加筋板以加大真空室的整体结构刚度,减小狭长窗口附近的变形,避免应力集中现象的发生。筋板的位置和尺寸如图 3 所示。通过多次试设计和有限元分析,得知狭长窗口附近两条筋板中线的夹角大小直接影响真空室窗口附近的最大应力。表 4 给出几种角度及其对应的真空室最大应力和最大变形。

表 4 筋板中心线夹角计算结果

Tab.4 Finite element analyses results of the angle for the centerline of the rib

筋板中心线夹角 Distribution angle/(°)	9	7.5	6.5	5
真空室最大应力 Maximum stress/MPa	186	175	160	138
真空室最大变形 Maximum displacement/mm	3.21	2.56	2.29	1.9

从上表可以看出,筋板中心线的夹角越大,狭长窗口附近壳体的变形越大,应力值也越大,因此工程计算时,在不影响等离子体物理实验设备正常工作的前提下,尽量使筋板靠近狭长窗口并使其夹角为 5°。

(3) 筋板深度和厚度的优化

根据多次试计算,得知狭长窗口附近两条筋板的深度和厚度对真空室本体应力影响较大。表 5 给出详细的计算结果(筋板中心线夹角为 5°)。

从表 5 可以看出,如果筋板的厚度取 20mm,深

表 5 筋板深度和厚度的有限元分析结果

Tab.5 The finite element analysis results for the depth and thickness of ribs

筋板深度 Height of ribs/mm	50	70	90	90	90
筋板厚度 Thickness of ribs/mm	20	25	20	25	30
真空室最大应力 Maximum stress/MPa	196	162	144	138	134
真空室最大变形 Maximum displacement/mm	3.21	2.56	1.98	1.9	1.86

度达到 90 mm,就能满足真空室本体结构强度的要求。

(4) 应力云图

依照以上各结构尺寸的优化结果,取中心线夹角 5°,窗口颈管厚度 20 mm,深度 90 mm,真空室壳体厚度如表 2 所示。得到最终的真空室有限元分析应力和位移分布云图,如图 5 和图 6 所示。

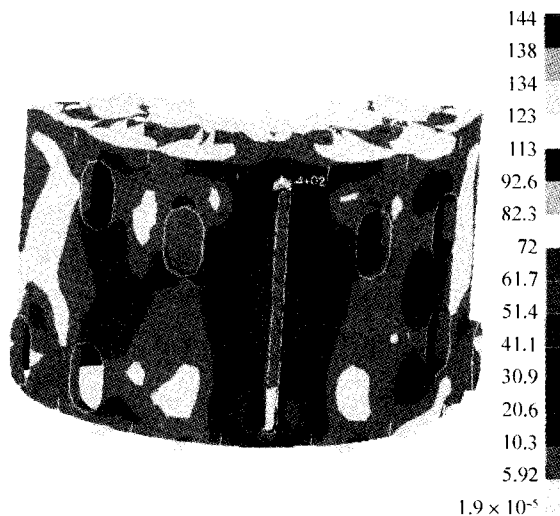


图 5 有限元计算结果(应力云图)(单位:MPa)

Fig.5 The finite element analysis result (stress) (Unit:MPa)

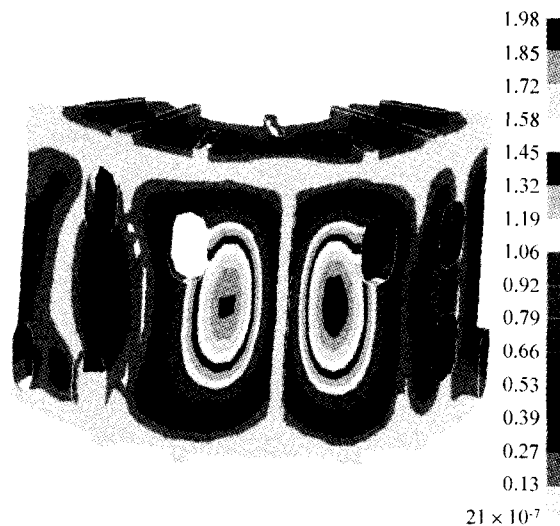


图 6 有限元计算结果(位移云图)(单位:mm)

Fig.6 The finite element result (displacement) (Unit:mm)

(5) 各种厚度的上下底板与内外侧板连接处的应力集中

HELIMAK 真空室由于内外侧板以及上下底板的厚度互不相同,各处的刚度也就不一样。这样很容易在内外侧板与上下底板相连处造成变形不一致,内外侧板很容易受附加弯矩作用,产生弯曲应力。为了深入了解真空室上下底板与内外侧板相连处边界效应引起的应力集中情况,分别计算不同厚度的上下底板与真空室内外侧板相连由边界效应引起的的应力集中,结果见表 6。

表 6 不同厚度的上下底板由于边界效应引起的应力集中

Tab.6 Stress concentrations due to confine effect under the different thickness for the top and bottom plate

上下底板厚度 Thickness of top and bottom wall/mm	应力集中值 Stress concentration/MPa
8	140.7
10	94.7
12	58.5
20	87.5
30	78.4

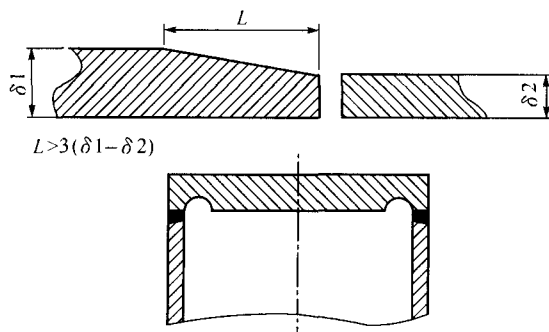


图 7 真空室上下底板与内外壳层之间的连接

Fig.7 The structure design for the connecting of the top and bottom plate with the inner and outer shells

从上表可以看出, HELIMAK 真空室在上下底板与外侧板相连处的应力集中主要是由于它们之间的变形不协调引起的。因此建议在进行结构设计时,从减小边缘应力出发,尽量减少上下底板与内外侧板之间的刚度差,即尽可能减小两连接件在均匀外压作用下的变形不协调量。另外根据我国现行机械标准规定,当两板厚度差大于薄板厚度的 30% 或 5 mm (薄板厚度大于 10 mm) 时,宜采用图 7 所示的削薄过渡,同时在上下底板上开一圆槽,这样不仅减小了两连接件在连接处的刚度差,改善应力分布,而且将角焊缝改成对接焊缝,改善焊接条件,进而提高焊接质量。

4 HELIMAK 装置真空室结构应力评定^[9]

由于目前国际上尚未就核聚变装置超高真空压力容器制定相应的标准和规范,因此对于 HELIMAK 真空室应力的分类及评定只能参考国际上的一些资料和相关标准进行,其中最主要是参照美国机械工程师学会制定的锅炉及压力容器规范,即 ASME VIII—1。它是世界上最早、相对最为成熟的权威性压力容器规范,并且应用范围相当广泛,国际上大多数核动力装置设备都是按照该规范设计制造的。HELIMAK 装置真空室材料的许用设计应力 S_m (147 MPa) 按照以下规则得出

$$S_m = \min(2S_y/3, S_u/3)$$

S_y 和 S_u 分别为材料 (304 不锈钢) 的屈服强度 (220 MPa) 和抗拉强度 (515 MPa)。

4.1 真空室的结构应力分类

根据弹性力学和板壳力学的理论,参照 ASME VIII—2 规范,可知引起 HELIMAK 真空室强度破坏的主要应力分成 3 种:

(1) 一次应力 结构在外载荷作用下直接产生的正应力或剪应力,这类应力的特征是不具有自限性,满足外载和内力的静力平衡条件。具体又可分为三种

一次总体薄膜应力 (P_m) 真空室壳体上由大气压力直接引起的沿真空室壳体厚度方向均匀分布的薄膜应力。

一次局部薄膜应力 (P_l) 结构局部不连续处由大气压力直接引起的沿真空室壳体厚度方向均匀分布的薄膜应力。如真空室壳体与窗口颈管相连的地方由于窗口端面的位移受到限制而引起的应力属于局部薄膜应力。

一次弯曲应力 (P_b) 由大气压力直接引起的沿真空室壳体厚度方向线性分布,内外表面大小相等、方向相反,器壁中间为中性面,它存在于真空室壳体与窗口颈管相连的地方。

(2) 二次应力 这类应力不是为了满足与外力的平衡,而是为了满足变形协调条件所引起的应力,其基本特点是具有自限性,当二次应力达到屈服强度时,只引起局部区域屈服,其他部分仍处于弹性状态。如真空室壳体与窗口颈管相贯的地方,由边缘剪力或边缘弯矩在真空室壳体上产生的弯曲应力都属于二次应力。

(3) 峰值应力 它是附加在一次加二次应力之上的应力增量,此增量源于结构局部不连续或局部热应力影响。其基本特征是局部性和自限性,它是疲劳裂纹产生的根源或者是可能断裂的原因,危害程度较低,不会引起结构任何明显变形而使整个断面失效。如窗口附近的一些应力集中点。

4.2 真空室的结构应力评定

不同类别的应力对真空室的破坏程度不同,为了更加真实、客观地评定目前真空室结构的可靠性,参考 ASME 标准中给出的对各种应力强度的限制条件,对 HELIMAK 真空室的各种应力值予以评定。通过对真空室进行详细的有限元分析,从综合工况的应力分析值可以看出真空室上的最大应力主要出现在窗口颈管与真空室壳体相贯的地方以及上下底板与真空室内外壳层连接处。由于这些地方属于焊接区,并且受整个装置的总装要求限制,可拆性和可换性都比较差,一旦装置投入运行,就希望它不会出现任何故障情况。该处的应力主要是由大气压作用引起的一次总体薄膜应力强度 P_m 以及真空室壳体结构不连续引起的局部薄膜应力和弯曲应力计为 $P_l + P_b$ 。表 7 给出 HELIMAK 真空室各个薄弱处的应力强度值和评定结果。

表 7 真空室最薄弱处的应力强度值的评定
(304 不锈钢材料 $[\sigma] = 147 \text{ MPa}$)

Tab.7 Assess for the stress intensity of the best weakness area on the vacuum vessel(The allowable stress intensity for the 304 stainless steel $[\sigma] = 147 \text{ MPa}$)

应力类型 Type of stress	最大应力位置 Location of maximum stress	窗口颈管与真空室壳体相贯的地方 Interaction between the port and vacuum vessel
一次总体薄膜应力 P_m/MPa General primary membrane stress intensity P_m/MPa		122 MPa $\leq [\sigma]$
局部薄膜应力和弯曲应力之和 $(P_L + P_b)/\text{MPa}$ Total of the local membrane stress and primary bending stress $(P_L + P_b)/\text{MPa}$		144 MPa $\leq 1.5[\sigma]$
评定结果 Assessment result		安全 Safety

5 结论

以上通过采用有限元分析方法,分析真空室在等离子体运行时的应力分布和变形值,并且对真空室壳体厚度、窗口颈管厚度以及加强筋位置、厚度和深度进行结构力学计算,获得了相关的工程设计参考数据,并借助 ASME 核压力容器评定标准对 HELIMAK 真空室在各种危险工况下的应力情况进行分类和评定,认为当前的设计是安全可靠的,并且提出真空室的上下底板与内外壳层的连接方式。HELIMAK 装置真空室在大气压作用下,产生的最大应力为 144 MPa,出现在真空室壳体与垂直窗口颈管相贯的地方,最大位移为 1.98 mm,出现在真空室外侧壁上狭长窗口附近。

References

- 1 Wu S T, Mao X Q, Du S J, et al. Engineering design of the HELIMAK device. Fusion Engineering and Design, 2002, 63:59 ~ 64.
- 2 Ioki K, Johnson G, Shimizu K, et al. Design of the ITER vacuum vessel. Fusion Engineering and Design, 1995, 27(0):39 ~ 51.
- 3 Gay J M, Marbach G, Gulden W. Response of ITER to loss of vacuum accidents. Fusion Engineering and Design, 1998, 42 (1):89 ~ 93.
- 4 ZHU ShiYao. Theory of nuclear fusion. Hefei: University of Science and Technology of China Press, 1990 (In Chinese) (朱士尧. 核聚变原理. 合肥:中国科学技术大学出版社, 1990).
- 5 WANG XuCheng, SHAO Ming. Basis theory and numerical methods for finite element methods. Beijing: Tsinghua University Press, 1988 (In Chinese) (王勖成, 邵敏. 有限单元法基本原理与数值方法. 北京:清华大学出版社, 1988).
- 6 SONG YunTao, YAO DaMao, WU SongTao. Numerical simulation and experimental research for the vacuum vessel support system of the HT-7U superconducting Tokamak. Journal of Mechanical Strength, 2003, 25(4): 408 ~ 412 (In Chinese) (宋云涛, 姚达毛, 武松涛. HT-7U 真空室支撑结构的数值模拟与实验研究. 机械强度, 2003, 25(4):408 ~ 412).
- 7 Song Y T, Yao D M, Wu S T, et al. Temperature field and thermal stress analysis of HT-7U vacuum vessel. Plasma Science and Technology, 2000, 2 (5): 443 ~ 448.
- 8 SONG YunTao, YAO DaMao, WU SongTao, et al. Numerical structure analysis for the vacuum vessel of HT-7U superconducting Tokamak device. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(7):68 ~ 73 (In Chinese) (宋云涛, 姚达毛, 武松涛, 等. HT-7U 超导托卡马克装置真空室结构数值分析. 机械工程学报, 2003, 39(7):68 ~ 73).
- 9 American Society of Mechanical Engineers, Boiler and Pressure Vessel Committee. ASME boiler and pressure vessel code. Section III, Rules for construction of nuclear vessels. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1983.