

北京科技大学

硕士学位论文

首钢2500立方米高炉无料钟炉顶布料器整体力学性能研究

姓名：秦生

申请学位级别：硕士

专业：机械装备及控制

指导教师：卞致瑞

20070301

摘 要

首钢一号高炉采用无料钟炉顶布料器，布料器处于高炉炉顶，中心环境温度高达 300 摄氏度，该布料器用循环水冷却、氮气密封，以便保持内部温度不高于 50 摄氏度。无料钟炉顶布料器在工作过程中除受机械应力外，还存在由于布料器整体温度不均造成的热应力，有必要对其进行整体力学性能分析，给出整体力学性能评价，提出相关改进建议和方案。

本文建立了布料器齿轮箱箱体三维有限元模型，对齿轮箱箱体进行了静力分析，得出了齿轮箱箱体整体应力与位移分布。研究了箱体局部结构尺寸改变对箱体整体应力分布的影响，提出了新的结构设计方案。建立了上水槽的三维有限元模型，对其进行了温度场分析和机械应力场分析，以及考虑温度影响的热机耦合分析，得出了各种情况下的应力分布状况，并提出改进方案。建立了旋转圆筒三维有限元模型，对其进行了温度场分析、机械应力场分析、热应力分析、热机耦合分析，得出了各种情况下的应力分布状况，同时对旋转圆筒进行了模态分析，得出其固有频率。建立了旋转圆筒与上水槽之间法兰联接的三维有限元模型，对其进行了接触分析，得出整体法兰联接应力分布状况，分析了影响法兰联接的各种因素，并提出了改进措施。

关键词：无料钟炉顶，布料器，有限元法，温度场，应力，应变

The mechanical behavior research on the distributor of the Bell-less ToP of 2500 BF at Shoudu Iron and Steel Co.

Abstract

The distributor of the Bell-less ToP is used in the No.1 BF at Shoudu Iron and Steel Co. It is located on the toP of blast furnace. The environment temperature at the toP of blast furnace could reach 300 °C. The inner temperature of the distributor should be kept below 50 °C. In addition to the mechanical stress , thermal stresses also exist in the main structure of the distributor . In this article the mechanical characteristic of the distributor is analysed and some improved approach is given.

This article Presents the 3D element model and statics analysis of Gear box Special researchs were made about the change of the mechanical behavior of the gear box when some structure parameter was changed. Suggestions were given to optimize the gear box and new design project were provided. 3D element models of flume was built. Temperature and statics fields were analysed. So was the thermo-mechanical coupling field. 3D element models of revolving cylinder was built and temperature field analysis, mechanical field analysis, thermal stress analysis and thermo-mechanical coupling field analysis were made to the revolving cylinder. Further more, mode analysis was also made to the revolving cylinder. Some useful result were gotten. Contact analysis of flank which join flume to revolving cylinder was made. Some improvement methods were provided.

Key Words: bell-less top distributor , FEM, temperature field , stress, strain

独 创 性 说 明

本人郑重声明：所呈交的论文是我个人在导师指导下进行的研究工作及取得研究成果。尽我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得北京科技大学或其他教育机构的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

签名： 秦生 日期： 2007.3.16

关于论文使用授权的说明

本人完全了解北京科技大学有关保留、使用学位论文的规定，即：学校有权保留送交论文的复印件，允许论文被查阅和借阅；学校可以公布论文的全部或部分内容，可以采用影印、缩印或其他复制手段保存论文。

（保密的论文在解密后应遵循此规定）

签名： 秦生 导师签名： 李政瑞 日期： 2007.3.16

引 言

近年来,有限元分析方法的广泛应用为解决复杂的工程分析计算问题提供了更为有效的途径,CAD 技术已在我国机械行业得到普及,工程技术人员在设计开发机械产品时已逐步脱离了传统的手工绘图,解析法计算的手段,更多的采用 CAD 技术,设计新产品。利用有限元技术对产品进行强度及相关性能的分析。以此提高工程与产品质量。在工程实践中,有限元分析软件与 CAD 系统的集成应用使得设计理念与水平都发生了质的飞跃,也给设计带来了很多好处。采用 CAE 技术可以增加设计功能,减少设计成本,缩短产品设计和分析的循环周期,提高产品和工程的可靠性;采用优化设计,还可以降低材料的消耗及成本;在产品制造或工程施工前利用此技术可以预先发现潜在的问题,减少试验实践和经费,进行机械事故分析。目前,CAE 技术在冶金设备设计制造领域已经得到了广泛的应用。

本文采用有限元模拟的方法对首钢一号高炉布料器整体力学性能进行了分析。在此基础上,本文对布料器关键部件提出了相关改进方案,并且对比了改进前后的有限元模拟结果。为布料器的设计及优化提供理论参考和依据。

1 文献综述

1.1 炉顶装料设备的发展概况及特点

钢铁工业发展初期，高炉炉顶是敞开式的，炉料靠人工装入炉内，不但生产不安全，而且装料速度比较慢，生产效率低下。炉顶变为封闭式之后，才有了所谓的“炉顶装料设备”。但是，起初的“炉顶装料设备”仅能把炉料装入炉内，而不能担负起合理布料的任务。其后，随着生产技术的发展，炉顶装料设备不断得到完善。1850 年出现的“巴利式布料装置”，不仅改善了炉顶劳动条件，还能完成简单的装料和布料任务，初步实现了高炉生产的上部调剂。“巴利式布料装置”的结构见图 1.1。

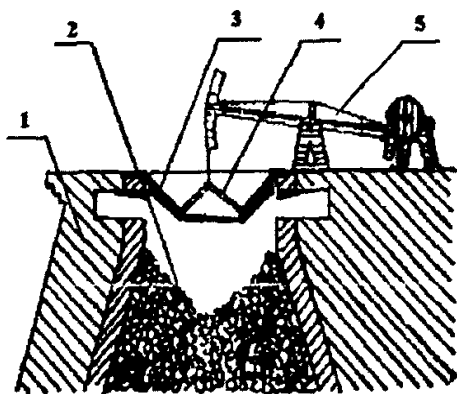


图 1.1 钟式炉顶最初结构——巴利式布料器：1、高炉炉喉；2、炉料；3、固定料斗；4、圆锥形料钟；5、驱动装置

它是由一个固定料斗和一个可以打开的圆锥形料钟组成，属于单钟式。其缺点是装料时仍有大量的煤气泄露，尤其是随着高炉容积的扩大，炉喉和料钟尺寸随之增加之后，煤气外泄现象更加严重。

近几十年来，高炉设备一直向着大型化的趋势发展，同时，各种强化冶炼手段的不断涌现，对高炉炉顶设备也提高了要求，从而促进了高炉炉顶装料设备的发展。

纵观炉顶设备发展的历史，按照目前比较流行的划分方法，炉顶装料设备一般可分为三代：第一代钟式炉顶装料设备；第二代钟阀式炉顶加可调炉喉板；第三代为无料钟炉顶装料设备^{[1][2]}。

1.1.1 钟式炉顶

为了切断煤气外逸，确保安全，人们在料钟的上面增加一个盖子，其开闭与料钟形成反连锁，（料钟开，盖子就关；料钟关，盖子就开），这就是双钟式炉顶的雏形。

在此基础上，20 世纪出现了双钟式炉顶。前苏联设计的细长型的盖涅特布料器，是针对起初的双钟式炉顶偏析严重的问题而设计的，曾流行一时。随后，1907 年在美国马基公司首次设计的马基式布料器，逐渐取代了盖涅特布料器，它可变更入炉料堆尖的位置，使炉料周向较为均匀地分布，早在 20 世纪 40 年代初，就曾被公认为世界上最好的密封煤气和装料设备。当时，曾与之并驾齐驱的还有德国的料罐式布料器，其优点是在从中心加料的同时，料罐可以旋转，但是罐的高度不能过高，只能做成又低又宽的形状，导致周向布料不均，加之生产力低，故很早就遭淘汰了。

二十世纪 40 年代至 70 年代，双钟式炉顶技术逐渐成熟起来，在世界范围内得到了广泛的应用。其装料装置见图 1.2。

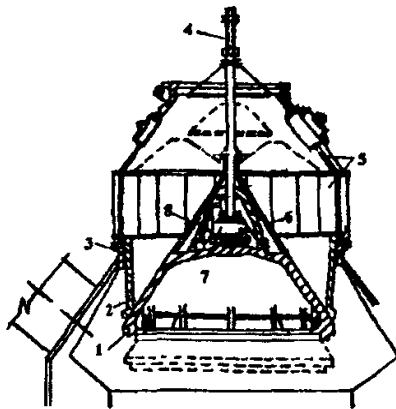


图 1.2 双钟式高炉装料设备 1、大钟；2、大料斗；3、炉顶支圈；4、拉杆；5、煤气封盖；6、保护钟；7、楔形连接键；8、加强钟

为了使布料装置不仅能均匀布料，而且能控制炉内煤气流的分布，以马基式布料^[3]装置为代表的旋转布料器得到了最广泛的推广。马基式旋转布料器基本结构和工作原理如图 1.3。

布料器的密封状况对布料器寿命影响很大，尤其是顶压增高时的密封问题更为突出。对马基式旋转布料器的密封，主要包括水冷密封，如图 1.4，干式油压填料密封如图 1.5。但是这种水封装置结构复杂，体积庞大，难以推广使用。

通过生产实践，双钟式炉顶技术存在明显不足：

(1)布料器传动和固定部分之间的密封效果满足不了生产要求。以前常用的石棉盘根密封不理想，寿命低，更换也不方便，在顶温不高(小于 300°C)和矿粉率低时，情况稍好。若使用热矿时，炉顶温度高，有时达到 700°C 以上，盘根润滑不良，加之有时润滑油被烘干，油嘴被灰尘堵塞，所以设备长期处于干摩擦状态，寿命显著缩短。粉尘较多时，大小钟之间易积灰，使布料器不能正常工作，高温时此种现象更严重。

(2)在高压条件下，大钟寿命短，一般才一年半左右(常压下 3-5 年)，有的仅为几个月。主要原因是大料斗和大料钟接触带密封不好，产生缝隙，带粉尘的高速气流磨损严重

(3) 炉料的体积和粒度分布不均。

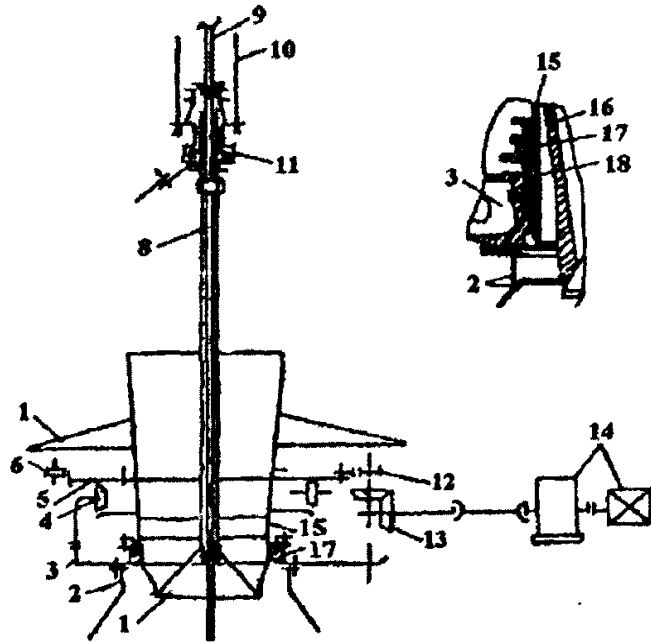


图 1.3 马基式布料器结构示意图 1、小钟；2、煤气封盖上部；3、支撑轮；4、托压轮；5、大齿轮；6、定位轮；7、防尘罩；8、小钟拉杆；9、大钟拉杆；10、小钟吊杆；11、填料密封；12、直齿轮传动；13、锥齿轮传动；14、驱动装置；15、旋转料斗下部外层；16、旋转料斗下部内层；17、干式填料密封；18、填料法兰

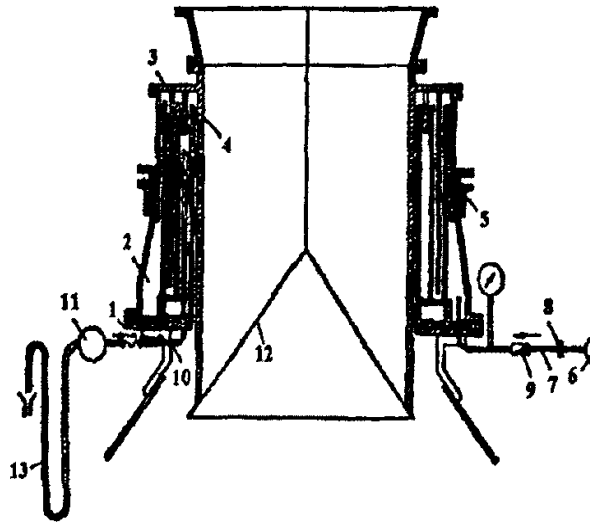


图 1.4 水封旋转布料器示意图 1、虹吸管；2、煤气封盖顶面；3、集水管；4、水箱；5、法兰盖；6、小料斗；7、填料；8、水管；9、引水入水箱的集水管；10、调节旋塞；11、逆止阀；12、小钟；13、排水管

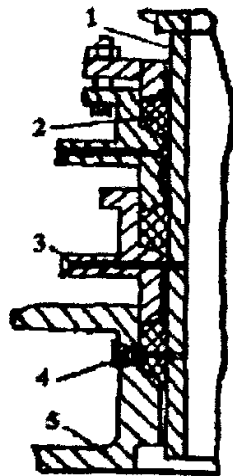


图 1.5 油压填料密封装置 1、旋转漏斗；2、石棉填料；3、填料法兰；4、润滑油管接头；5、布料器底座

为了克服钟式炉顶的各种不足，在双钟式炉顶技术发展的同时，双小钟式，双钟四阀式，三钟式，四钟式，双钟双阀式等等多钟式和钟阀式技术(结构见简图 1.6-1.9)，随之相继出现。

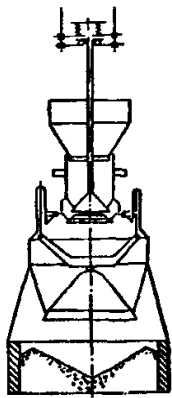


图 1.6 双小钟炉顶结构

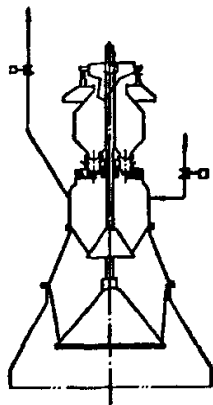


图 1.7 双钟四阀炉顶结构

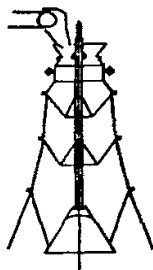


图 1.8 三钟炉顶结构

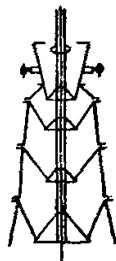


图 1.9 四钟炉顶结构

1.1.2 钟阀式炉顶

钟阀式炉顶，其基本出发点就是用盘式密封阀来完成炉顶装料设备的密封功能，以满足高炉的高压甚至超高压操作。同时，采用了可调炉喉挡料板来解决传统的钟式炉顶径向布料不能满足高炉冶炼要求的问题。

其主要优点有：

- (1)密封性能良好，密封件的维护维修操作方便。
- (2)能够满足高炉径向布料的要求。
- (3)大、小钟之间不必设置均压设备。
- (4)大钟寿命可延长到高炉中修。

也正是由于这些优点，这种装料设备近年来在国内外一些大型高炉上得到了采用。双钟双阀式炉顶装料设备如图 1.10 所示。

尽管钟阀式炉顶装料设备在一定程度上得到了较为普遍的采用，但它仍有一些不足之处，归纳起来主要有：

- (1)炉顶高度太大，其高度不亚于四钟炉顶。
- (2)仍需要庞大笨重的大、小料钟及其料斗。
- (3)建设投资大，其中双钟四阀式炉顶是所有炉顶装料设备中价格最昂贵的一种。

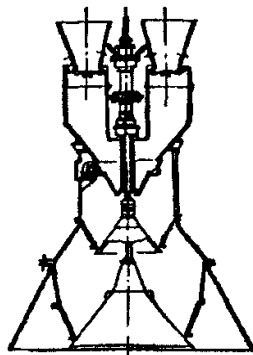


图 1.10 双钟双阀式钟炉顶结构

1.1.3 无料钟炉顶

20 世纪 60 年代后，国内外专家开始从以下几条原则出发，考虑炉顶装料设备的改进。

(1)为了保证高压工作条件并延长炉顶装料设备的寿命，必须进行炉顶设备的有效冷却。

(2)必须从各方面想办法，进一步防止煤气外逸，使之更有效地密封住煤气，减少损失。

(3)它应成为更有效地进行布料调剂的手段，完成复杂的布料任务。

(4)不同部位各司其职，锁料部分不锁气，锁气部分不锁料，旋转部分不密封，密封部分不旋转，增强部件动作的准确性，提高部件寿命，以便实现自动化作业。

在此基础上，1970 年卢森堡威尔斯厂和保罗·伍尔斯(Paul Wurth)公司所发明创造的无料钟布料器，即 PW 式无料钟炉顶设备，是一种能够同时满足上述条件的比较新型的炉顶结构，它克服了马基式布料器的基本缺陷，在技术上是一次大的飞跃。世界上第一套无料钟炉顶设备安装于德国 Hamborg 厂 4 号高炉($1445m^3$)，该高炉于 1972 年一月开炉；1976 年 4 月，德国蒂森钢铁公司的 Schwelgern 厂(施魏尔根厂)1 号炉($4630m^3$)大修时也改成了无料钟炉顶设备，成为世界上第一座有无料钟炉顶设备的大型高炉。将近三十年来，高炉无料钟炉顶在世界各国得到了迅速推广，尤其是特大型高炉使用无料钟

炉顶设备已成为一种趋势。我国的首钢，宝钢，鞍钢，武钢，马钢等钢铁集团新建和扩建的大高炉均采用了无料钟炉顶技术。

无料钟炉顶装料设备有以下优点：

(1)布料手段灵活。无料钟炉顶可以按环形、螺旋形、扇形和定点四种方式进行布料，控制精确，能够实现计算模拟预测炉料分布并通过预选布料程序来达到炉喉煤气分布的最佳状态，从而根据高炉生产中的炉矿变化，将炉料布到炉喉断面的任何区域，最大限度地满足高炉上部调剂的要求，起到稳定炉况，保持高炉顺行，进而延长高炉服役期，提高产量。

(2)设备重量轻，投资省。由于取消了大、小钟及大、小料斗等笨重而又需要精密加工的零件，炉顶结构大大简化。从而减轻了炉顶钢结构，降低了炉顶的总高度，减少了设备的投资，与钟阀式炉顶相比，无料钟炉顶设备的重量仅为钟阀 40%—50%，投资减少到钟阀式炉顶的 50%—60%。

(3)密封性能好。由于密封阀尺寸较小，大大减少了密封面积，提高了密封性能，从而能够适应高炉的长期高压操作，且在密封件的使用寿命以及检修更换作业上也大大优于钟式炉顶。

(4)运转费用低，无料钟炉顶设备的运转费用仅为钟式或阀式的 20%。

(5)维护维修工作量小，时间短。一般维护维修作业均能在高炉例行休风的 8h 内完成。

(6)降低焦比，提高产量。在相同的炉料及操作条件下，可降低焦比 3%，同时相应提高产量 3%—5%。

无料钟炉顶有两种基本形式，并罐式和串罐式。宝钢 2 号，3 号高炉，马钢 2545 m^3 ，鞍钢 11 号高炉等大高炉采用串罐式，串罐式基本结构如图 1.11。

首钢一号(2536 m^3)，二号(1727 m^3)，三号(2536 m^3)，四号(2100 m^3)高炉，武钢新 3 号高炉采用并罐式，并罐式和串罐式除料罐分布方式不同外，下部布料器(布料溜槽齿轮传动箱)，料流节流阀，布料溜槽等设备基本相同。其结构示意图如图 1.12。

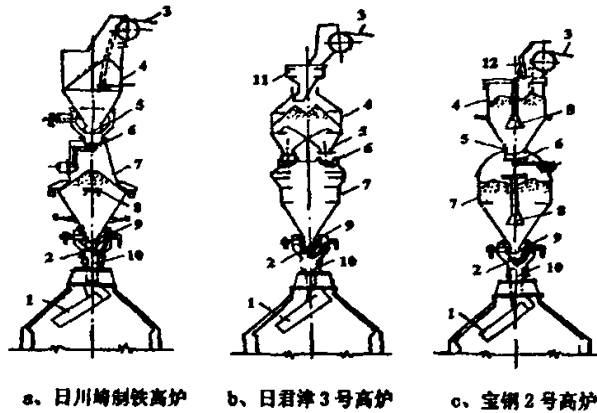


图 1.11 各种串罐式无钟炉顶设备结构简图 1、溜槽；2、下密封阀；3、运输机；4、上料罐；5、原料闸阀和上密封阀；6、上密封7、下料罐；8、导料器；9、料流调节阀；10、中心喉管；11、旋转漏斗；12、可调挡板

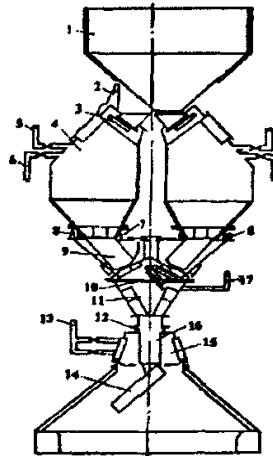


图 1.12 并罐式无钟炉顶设备结构简图 1、固定受料斗；2、翻板装置；3、上密封阀；4、料罐；5、放散管；6、均压管；7、电子秤；8、料流调节阀；9、下密封阀；10、漏斗；11、波纹补偿器；12、溜槽；13、水封、水冷圈；14、溜槽传动气密箱；15、中心喉管；16、蒸汽管

1.2 布料溜槽传动齿轮箱及其技术发展

在无料钟炉顶技术中, 由于以布料溜槽代替了钟式炉顶的大小钟进行布料, 所以作为无料钟炉顶的关键部分, 布料溜槽传动齿轮箱取代了传统意义上的布料器。伴随着无料钟炉顶技术的发展, 布料溜槽传动齿轮箱的设计, 制造和应用技术也不断地改进。

1.2.1 传动系统

目前, PW 公司生产的 PW 型布料溜槽传动齿轮箱在国内得到广泛的推广和使用。PW 公司生产的布料溜槽传动齿轮箱有轻型的和重型两种不同的规格。其传动形式是行星差动减速器传动^[3, 4], 其传动系统示意图 1.15

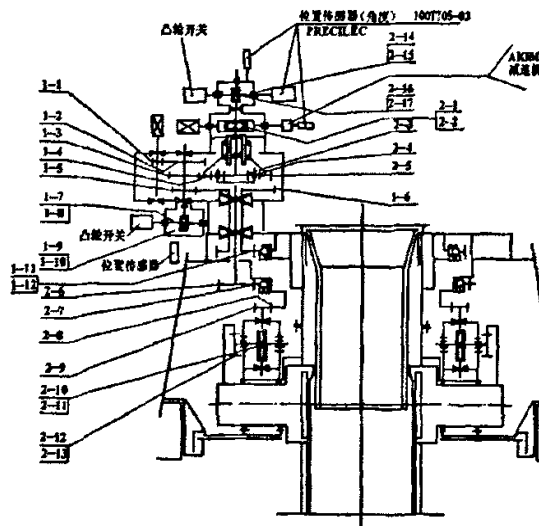


图 1.13 溜槽传动箱示意图

传动系统分两部分, 一部分为行星减速器, 安装在齿轮箱外壳顶部, 另一部分位于齿轮箱内部。布料溜槽的旋转运动由主电机通过减速传动, 使旋转圆筒旋转, 布料溜槽通过耳轴固定在旋转圆筒下部, 因此圆筒旋转时带动布料溜槽一起旋转。主电机通过行星减速器使布料溜槽只旋转而不摆动。布料溜槽的摆动是由副电机通过蜗轮减速器传动的。主电机和副电机同时工作时, 可实现差动, 此时布料溜槽既旋转又摆动。其立体结构参见图 1.14:

布料溜槽旋转及传动系统在国内早已成为成熟的技术。

其同步条件是:

$$\frac{Z_{1-6}}{Z_{1-5}} = \frac{Z_{1-4}}{Z_{1-5}} \cdot \left(1 + \frac{Z_{2-3}}{Z_{2-5}} \right) \quad (1.1)$$

其旋转速比:

$$i_{\text{旋转}} = \frac{Z_{1-2}}{Z_{1-1}} \cdot \frac{Z_{1-6}}{Z_{1-5}} \cdot \frac{Z_{1-12}}{Z_{1-11}} \quad (1.2)$$

其倾动速比:

$$i_{\text{倾动}} = \frac{Z_{2-2}}{Z_{2-1}} \cdot \frac{Z_{2-7}}{Z_{2-6}} \cdot \frac{Z_{2-9}}{Z_{2-8}} \cdot \frac{Z_{2-11}}{Z_{2-10}} \cdot \frac{Z_{2-13}}{Z_{2-12}} \cdot i_{2-3,2-4}^{2-5} \quad (1.3)$$

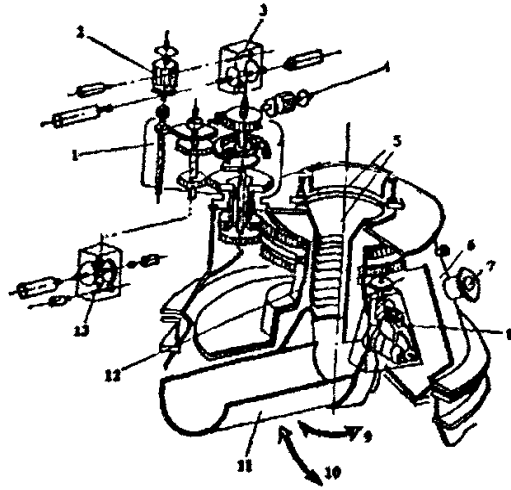


图 1.14 布料溜槽传动齿轮箱传动系统的立体图 1、行星减速箱；2、主电机；3、调角控制减速箱；4、副电机；5、中心喉管；6、外壳；7、冷却气入口；8、调溜槽倾角蜗轮箱；9、溜槽的旋转运动；10、溜槽倾角的调整运动；11、布料溜槽；12、旋转圆筒；13、旋转运动控制减速箱

该系统工作环境恶劣，粉尘多，温度高，为了保护机械设备，在传动齿轮箱的中间设置了一个水冷装置，齿轮箱间采用氮气冷却，压力高于炉内压力(0.01~0.015) MPa.

1.2.2 无料钟炉顶的几种布料方式

(1) 定点布料

炉子截面某个点或某个部位, 发生管道或过吹时, 使用定点布料, 操作时溜槽的 α 角和定点方位由人工手动控制。

(2) 环形布料

类似钟式布料, 环形布料因为能自由选择溜槽顶角, 所以可以在炉喉任意部位做单、双、多重环形。随着溜槽倾角的改变, 可将焦碳和矿石布在距离中心不同的部位上, 借以调整边沿或中心的煤气分布。

(3) 扇形布料

因溜槽可以任意半径和角度向左右旋转(最小角度可达 10°), 当生产偏析或局部崩料时, 可采用此种布料方式。

(4) 螺旋布料

这种布料, 是布料溜槽在作匀速回转运动, 同时, 作径向运动而形成的变径螺旋形炉料分布。其径向运动是布料溜槽由外向里改变倾角而获得的, 摆动速度由慢变快。螺旋布料时, 主、副电动机同时旋转。这种布料方法能把炉料布道炉喉截面的任意部位。根据生产要求不仅可以调整料层的厚度, 而且能获得较为平坦的料面^[3, 5, 6]。

1.2.3 布料器的常见故障

(1) 布料溜槽的常见故障

磨穿是布料溜槽的常见故障。布料溜槽的正常使用寿命是 6-8 个月。磨穿是指溜槽本体、耐磨衬板的严重磨损, 在炉内中心的位置磨出孔洞。它能引起布料失常, 炉况不顺。它的征兆是炉内边缘气流极度发展, 中心气流很弱, 仔细观察炉喉摄影仪有时能显示磨穿部位。

(2) 行星减速机的常见故障

行星减速机的主要故障: (1)减速机零部件的损坏, 导致布料器不能正常工作。如 α 角传动的蜗杆损坏; β 角传动的高速轴支撑轴承由于缺少润滑而损坏。(2)行星减速机的制造安装误差, 导致使用过程中的磨损, 影响正常使用。(3)由于气密箱、行星减速机的密封部分的磨损, 导致带有灰尘的煤气进入箱体, 加剧了零部件的磨损, 特别是轴承的损坏。(4) α 、 β 角电机 ZL_3 联轴器中尼龙柱销的损坏。

(3) 气密箱的故障

①回转轴承的损坏。轴承中的圆柱滚子磨损后，轴承间隙变大，较小的圆柱滚子容易卡夹在其他的圆柱滚子与轴承外圈之间，使大齿轮或双联齿轮不能旋转，造成布料溜槽的 α 、 β 不能正常工作。

②气密箱的迷宫密封间隙过小，在高温煤气的作用下，产生热胀，使转动部分与固定部分干涉，产生较大阻力，引起 β 角电机电流过大，发生跳闸故障。

③布料溜槽的倾动机构中，由于 α 角调整时超限位，造成扇形蜗轮的损坏及蜗杆的轴承损坏，使操作仪表中角度无变化。

④气密箱的冷却是保证气密箱温度正常的措施。冷却水的流量受炉顶压力影响很大，当炉顶压力增大时，冷却水流量变小；炉顶压力低时，冷却水流量变大。当炉顶压力在 $40 \sim 50 \text{ kPa}$ 时，操作屏幕显示的流量为 $1.8 \sim 2 \text{ m}^3/\text{h}$ ，这时假设炉顶压力为 0 ，流量在 $8 \sim 10 \text{ m}^3/\text{h}$ 。因此，炉顶压力波动较大时，冷却水流量不易控制。当气密箱内的冷却水较多时，冷却水就可能从迷宫箱内密封处流进炉内，对炉内的状况产生影响，煤气中的水分加大，干法除尘系统的布袋容易粘结灰尘，透气性变差，长时间布袋会损坏，影响净煤气的质量^[7-11]。

1.3 无料钟炉顶的控制技术应用

无料钟炉顶控制系统中，截料阀、上下密封阀、均压、放散是由液压传动控制，料流调节阀(节流阀)、布料溜槽的回转和倾动是由伺服电机控制。整个无料钟炉顶控制系统由PLC来执行完成^[12,13]。

1.3.1 数据采集功能

PLC检测采集截料阀、上下密封阀、均压、放散等阀门的开关状态信号，并采集炉顶压力、温度等信号。料流调节阀(节流阀)、布料溜槽的回转和倾动的角度由旋转位置编码器检测，并转换成数字信号，传送到PLC，由PLC处理转换为角度值。为提高料流调节阀、溜槽工作的可靠性和精确度，控制系统采用伺服控制系统，可以使角度控制在 0.10° 以内。料流调节阀(扇形阀)、布料溜槽的回转和倾动由PLC给出 $0 \sim 10 \text{ V}$ 电压信号驱动伺服电机来调节其转速。

1.3.2 布料方式控制

采用PLC控制，可实现单环、多环、定点、扇形等多种布料方式，操作人员可在CRT终端上设定布料方式。。布料设定表如下：

环数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
烧 α										
焦 α										

上表可在 CRT 上调出, 操作人员只须利用键盘在表格上输入规定的数值, PLC 就能根据设定值进行周期布料。

单环布料是指在布料过程中, 布料溜槽的倾动角停留在某个溜槽事先选定的某一角度上连续旋转, 直至一罐料全部布完在炉内形成一个环形料带。设定时只需在某一环数上设定烧结和焦碳的角度。多环布料时, 溜槽不停地旋转, 然后开启料流调节阀, 溜槽倾动角在布料过程中按设定的每圈料重量控制, 在一个角度布完设定的圈数后, 改换成下一个设定角度, 直至按设定的环数和圈数布完为止。溜槽倾角最多可以有 10 个位置, 位置间的角度差是不等分的, 主要是保证每圈下料量相近。设定时, 根据需要可以设定相应的环数和圈数。

定点布料是将炉料集中布到炉喉某一固定位置; 扇形布料是将炉料布到炉喉某一扇形区域。

这两种布料方式均供工长处理特殊炉况用。料流调节阀开度控制采用以下方法: 由于排料量在开始和末期较慢, 中间快, 所以要布料均匀就必须在布料过程中, 料流调节阀的开度能够自动变化, 但这样的控制系统比较复杂, 且炉料从溜槽溜下时呈一定的松散状态的料流。因此没有必要追求每个具体环节的精确性, 故只须采取措施, 消除在连续布料中误差的积累。目前高炉操作中, 只在每批料的初始布料点每布完一批料就步进 60° 和把料流调节阀设定到某一开度时设定的布料方式(单环或多环等) 终结时将料排完。设计时, 充分利用了这一点, 能起到很好的效果。

1.3.3 探尺控制

探尺控制分点动检测和连续检测方式, 正常情况下使用前者, 连续检测是当炉顶料罐放料完毕, 密封阀关严后, 料尺放下, 并随料面运动, 当两尺都超过设定料线时, 如果炉顶料罐不具备放料条件, 不提尺; 具备放料条件后, 料尺应立即提起, 双尺至零位处停止, 准备放料, 放料完毕, 重复上述工作。点动检测是当两个料尺均到设定料线后, 提尺到料线零位处等待放料。设有强制提尺, 强制放尺功能。强制提尺是料尺未到设定料线, 可提尺到零位停止, 接着再放下, 继续探测料面; 强制放尺是当两尺超过设

定料线，提料线到零位等待放料时，在下密封阀未打开的情况下可以放尺探测料面，当双尺超过设定料线时，提尺至料线零位等待放料，多在料线过深时使用。探尺控制系统能控制探尺下降和提升。探尺下降过程中，为避免把料线扭乱，实际中采取的方法是放 1 秒，保持 1 秒。当测得料线低于某一设定值时，把料线提到零位，然后炉顶装料设备动作，向炉内装料，同时槽下和上料开始工作。

1.3.4 设备顺序控制

当料线达到某一设定值后，自动提升探尺，开一次均压阀和二次均压阀均压后，开下密封阀，然后装料设备溜槽转动按设定布料形式向炉内布料(包括料流调节阀和下密封阀开启等)，炉料卸完后关闭料流调节阀和下密封阀。开放散阀，使料罐内压力与受料斗内压力平衡，开上密封阀，开截料阀，接受下一批料。上料:按 CRT 终端上设定的料制程序进行配料、放料和送料。槽下上料自动控制子系统具体完成功能与双钟炉顶相同，其具体完成功能(由计算机内部完成) 如下:

- 1) 实现对烧结、焦炭、矿石、灰石和硅石等各种入炉原燃料的自动称量及称量误差的自动补偿。
- 2) 实现烧结仓的指定或循环选仓，完成石灰石仓、硅石仓、矿石仓、烧结备用仓等 14 个仓的选仓功能。
- 3) 可按工艺要求实现入炉原料的混装与分装控制。
- 4) 实现称斗、振动筛、给料器、皮带、翻板的自动控制，完成自动选料、装料、配料任务。
- 5) 通过上位计算机，可灵活设定装料制度、放料料线、布料角度、装料配比及料仓选定。
- 6) 通过上位计算机，实时监视整个高炉上料、放料、备料的工艺过程，对外围设备故障提示报警信息。
- 7) 通过上位计算机，可在线强制部分程序运行参数和某些设备。

1.3.5 监视和报警

在 CRT 上显示工艺流程，主要参数及参数实时和历史趋势;炉料装入受料斗、料罐后随之显示料种、车数、批数、重量;受料斗、料罐中炉料卸空后随之清零。监控画面同时要显示 α 、 γ 角的转速以及 β 角旋转的圈数等重要参数。当出现布料阀门启闭故障时(包括过电流故障、开闭超时和不到位等) 故障报警。

1.3.6 无料钟炉顶研究现状

目前针对无料钟炉顶的研究基本集中在以下几个方面 (1)长寿命溜槽的研制^[14]; (2) 旋转溜槽布料器的冷却、密封和润滑^[15]; (3) 高炉无料钟布料特性研究^[16,29,30]; (4)无料钟炉顶的控制技术^[13]; (5) 高炉布料器齿轮箱回转支承故障诊断^[4]; (6) 基于有限元技术的高炉无料钟炉顶称量系统阀箱问题的分析^[17]; (7) 高炉无料钟布料数学模型的研究^[18,28]。从前人的工作研究中可以看出, 研究人员把大部分工作都放在布料器气密箱的冷却、密封、润滑, 长寿命溜槽的研制, 以及控制技术相关的研究中, 这也足以说明它们的重要性的问题的可研究性。但对布料器整体结构力学性能方面的研究工作做的几乎没有, 原因是在过去计算机水平没有发展到一定程度时, 设计者和研究者对布料器的力学评估与分析只限于经典的理论方面的核算与校核, 由于其中作了很多假设, 导致结果偏粗糙, 甚至会出现错误的现象。为了避免设计的布料器存在强度和使用寿命方面的欠缺, 设计者往往用提高安全系数, 牺牲整机的重量为代价, 这样做未必就有科学性, 从经济的角度也不合算。随着计算机技术和有限元技术的发展, 现有的计算机技术和有限元理论的有机结合可以为我们提供所需要的正确结果。上面提到的已经有人尝试着应用有限元软件对高炉无料钟炉顶称量系统阀箱进行力学分析, 并得到很好的效果。但布料器的整体力学性能有限元分析目前国内还是个空白, 本文认为对布料器的整体力学性能有限元有非常好的现实意义, 能为无料钟炉顶的国产化提供很重要的理论依据。

1.4 应用虚拟样机技术及有限元法研究冶金设备力学行为

1.4.1 冶金设备的特点和进展

冶金设备和普通大型机械相比, 既有共性, 也有因工作条件和使用性能不同形成的自身特点, 冶金设备的主要特点和发展趋势可归纳为: 大型、重载、高速、连续自动化、精密化、恶劣工作条件的改善等。

以上特点就决定了现代冶金工业设备是高投入、高产出、高经济价值的行业。相应的, 要求现代的冶金设备具备很高的自动化程度和可靠性。对大多数设备, 特别是其大型、主要的部件要求永不损坏, 即设备寿命的永久化。为满足所有这些要求, 必须对设备的生产运行的行为有全面了解和掌握应用。而这又大多归结为设备的力学行为的研究^[19]。

1.4.2 冶金设备力学行为的研究目的和面向对象

冶金设备作为一类实用工业设备, 其力学行为研究的目的就是要为生产服务, 面向的对象也就是生产中提出的各种问题。

1. 关于产品、工艺及设备创新设计中重点成套技术的理论研究。
2. 设备事故状态分析和预报。
3. 关于设备基础件的研究开发的相关力学问题研究。

1.4.3 冶金设备力学行为的研究方法及其进展

冶金设备的力学行为大致划分为六种：载荷行为、强度行为、变形行为、动态行为、热行为和随机行为。

冶金设备力学行为的研究方法近年来发生了很大的变化，主要表现在现代力学方法和测试技术手段的应用。

(1) 采用现代力学方法和近代分析手段研究经典力学问题

如在冶金设备的载荷研究上应用现代方法和手段体现在两个方面：

一是利用解析的数学力学方法(变分法、上限解等)和计算机的数值分析技术(有限元、边界元、差分法等)结合，对经典问题深入研究。这方面的工作主要用于理论研究，为解释载荷行为机理提供依据。

二是将特定问题的各种主要影响因素形成较为简单的模型，利用在线计算机控制系统根据实测数据进行实时控制，其追求的是在线反应速度。

(2) 充分利用国内外的大型系统软件并开发自身的软件

ANSYS、I-DEAS、ABQUS、MSC.PATRAN、MSC.NASTRAN、MSC.MARC 都是世界上很强的有限元软件，这些软件应用到各种工程领域，如：航天，军工，冶金，化工，纺织，印刷业等等。除此之外，医疗卫生，环保等行业也应用十分普遍。冶金行业应用有限元软件主要用来进行结构分析和热分析，例如：轧机机架的力学分析，轧辊的力学分析，转炉的力学分析，冷拔过程中力学分析^[31]，转炉内部温度场分析，连铸坯的热机耦合分析等等。

(3) 系统仿真技术的发展和应用

由于冶金设备的大型笨重，许多力学行为无法采用实物试验的方法预先获得。所以系统仿真技术在冶金设备的力学行为研究上得到了广泛的应用。仿真技术以计算机为基础，根据系统实验的目的建立系统模型，并在不同条件下对模型进行动态运行的一门综合性技术，如对五机架冷轧机振动系统的仿真，吸收了过程控制的数学模型和大量实测参数，根据轧制理论及振动理论建立综合模型，并在多功能系统仿真软件环境下运行求解，取得了明显的效果。

(4) 先进测试技术的进展和实际应用

先进测试技术是冶金设备自动控制和实物行为参数测试基础，受到各方面的重视。国内在引进一些国外设备和软件的同时，也开发出高水平的传感器和测试分析软件。我国设备诊断工程，正在吸收高新技术成果，向综合化、智能化、网络化发展。单体设备运行性能及力学参数测试也得到了普遍应用，这对掌握和分析设备的力学行为提供了方便的条件。

1.4.4 虚拟样机技术

虚拟样机技术(Virtual Prototype Technology 简称 VPT)是数字化时代在工业设计领域中最重要的高新技术之一^[20]，涉及多体系统动力学，计算方法和软件工程等学科。它利用软件建立机械系统的三维实体模型和力学模型，分析和评估系统的性能，从而为物理样机的设计和制造提供参数依据。

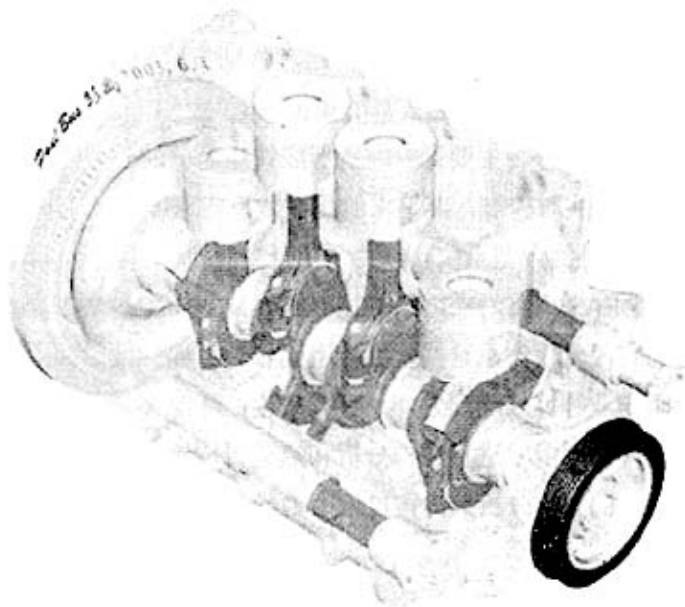


图 1.15 发动机的仿真模型

虚拟样机技术已经广泛地应用在各个领域里：汽车制造业、工程机械、航天航空业、通用机械制造业甚至国防工业。所涉及到的产品从庞大的卡车到照相机的快门，天上的火箭到轮船的锚机。在各个领域里，针对各种产品，虚拟样机技术都为用户节省了开支，节约了时间，并提供了满意的设计方案。图 1.15 是发动机的仿真模型。

我国冶金机械传统的设计是根据经验和以往设计实例，设计人员在图纸上设计所需的产品，产品生产人员再按照图纸设计进行工艺准备，做出样机，然后进行各种工况下的功能试验、可靠性试验和寿命试验。如果出现问题或不满足预定设计要求的情况，就要修改设计，然后再从头开始。这样，一方面把产品从开始设计到正式投放市场的周期拉得很长，从而痛失良机，二是增加了开发成本，甚至丧失了市场。随着计算机技术的发展和性能的不断提高，使产品设计应用虚拟样机制造技术成为可能。虚拟样机制造技术将产品研制工作中的方案选择、技术设计、部件装配、结构分析和性能优化放在计算机虚拟环境下进行，充分利用先进的计算机软硬件技术，提高产品的性能，缩短产品的设计周期。应用该技术可以在产品设计阶段预测产品质量，使产品在投入生产之前进行优化以提高产品质量，从而缩短产品开发周期，进而降低开发成本，提高市场竞争力。

虚拟样机制造技术在冶金机械设计过程中的应用过程可表示如图 1.16 所示。虚拟制造技术在冶金机械设计中的应用可以分为以下四个环节，即实体造型、强度分析、动力学分析、疲劳分析。四个环节环环相套，互相依托^[21]。

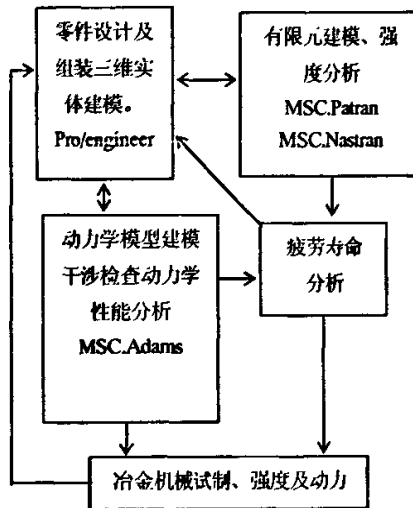


图 1.16 虚拟样机制造技术在冶金机械设计过程中的应用流程

布料器是一个体型大，结构复杂，加工难度大的一种冶金设备，这些特点决定了其设计完成后所做的物理样机数量不能很多，有时也就只做一台到两台进行各种参数测试，如果测试中发现存在一些不正常甚至整机不能正常运行的情况，那么就有必要反过来重新修改设计参数，再做出物理样机进行测试。这种工作重复过多会带来很多问题，诸如：设备成本增加、开发周期延长、延误整个生产系统的正常运行造成经济损失等

等。虚拟样机技术可以很好的解决这个难题，进而降低设备开发成本，缩短开发周期，降低经济损失等等。

1.4.5 ANSYS 软件介绍

本文所采用的 ANSYS 软件是美国 ANSYS 公司研制的大型通用有限元分析(FEA)软件。能够进行包括结构、热、声、流体、电磁场等学科的研究。在核工业、铁道、石油化工、航空航天、机械制造、能源、汽车交通、国防军工、电子、土木工程、造船、生物医学、轻工、地矿、水利、日用家电等领域有着广泛的应用。在世界各地的各行各业，ANSYS 获得了广泛应用，并取得了成功。多年来，它一直在有限元分析(FEA)软件排名中名列第一，它是第一个通过 ISO9001 质量认证的分析设计类软件，也是通过美国机械工程师协会(ASME)和美国核安全局(NQA)及近 20 种专业技术协会认证的标准分析软件，在国内第一个通过了中国压力容器标准化技术委员会认证并在国务院 17 个部委推广使用。ANSYS 软件主要包括前处理器、分析模块和后处理模块及几个辅助处理器（如设计优化器）。前处理模块提供强大的实体建模及网格划分工具、参数设置功能和 CAD 软件的无缝集成能力。软件提供了 100 种以上的单元类型，用来模拟工程中的各种结构和材料。在几何建模上，ANSYS 不仅具有依次生成点、线、面和体的自底向上建模方式，还具有通过调用几何体素和采用布尔运算而生成几何模型的自顶向下的建模方式。进行网格化分时，ANSYS 主要有自由网格化分和映射网格化分两种方式。针对不同的几何问题，ANSYS 还有拖拉生成网格、层网格化分、局部细化等方法。此外 ANSYS 开发了与著名的 CAD 软件（如 Unigraphics、SolidEdge、SolidWorks、Pro/Engineer、I-DEAS、和 AutoCAD 等）的数据接口，实现了双向数据交换，从而实现了 ANSYS 与这些软件的无缝集成。用户可以利用 CAD 软件完成几何建模后，直接将数据传送到 ANSYS 中进行后续操作，及时调整设计方案，有效地提高效率。分析计算模块包括结构分析(可进行线性分析、非线性分析和高度非线性分析)、流体动力学分析、电磁场分析、声场分析、压电分析以及多物理场的耦合分析，可模拟多种物理介质的相互作用，具有灵敏度分析及优化分析能力。在 ANSYS 中，包括位移、力、温度在内的任何载荷均可以直接施加在任意几何实体或者有限元实体上，载荷可以是具体数值，也可以是与时间有关的任意函数。求解时有多种求解器可供选择，例如采用直接求解法、适用于大多数模型的波前求解器（FRONTAL）；采用迭代求解法并适用于分析结构的谐波响应、多物理场等问题雅可比共轭梯度法（JCG）；采用模态特征值求解法、适用于求解大规模对称矩阵特征值问题的子空间迭代法（Subspace）；采用直接求解法、针对流体力学求解的三对角矩阵法。ANSYS 优异的

求解能力突出地表现在对高精度非线性问题求解和强大的耦合场求解上。后处理模块包括两个部分，通用后处理模块和时间历程处理模块。通用后处理模块可以很容易获得求解过程的计算结果，并对其进行显示。这些结果包括位移、温度、应力、应变、速度及热流等，输出形式可以有图形显示和数据列表两种。图形显示包括彩色等值线显示、梯度显示、矢量显示、粒子流迹显示、立体切片显示、透明及半透明显示(可看到结构内部)等。时间后处理模块用于检查一个时间段或子步历程中的结果，如节点位移、应力或支反力。这些结果可以通过绘制曲线或列表来看。绘制一个或多个变量随频率的或其它量变化的曲线，有助于形象化地表示分析结果^[31, 32]。

另外，它还可以进行曲线的代数运算。此外，ANSYS 为了扩大自己的市场份额，满足用户的需求，在软件的功能、易用性等方面花费了大量的投资。然而的用户的要求毕竟千差万别，只有给用户一个开放的环境，允许用户根据自己的实际情况对软件进行扩充，才能从根本上满足用户的需求。这个开放的环境能够允许用户自定义单元特性、用户自定义材料本构（结构本构、热本构、流体本构）、用户自定义流场边界条件、用户自定义结构断裂判据和裂纹扩展规律等。并且 ANSYS 的二次开发环境还可以满足不同类型用户的需求。ANSYS 的基本特点可以概括为：强大的前处理能力、强大的加载求解能力和强大的后处理能力。还有良好的开放性使得用户能够在 ANSYS 系统上下进行二次开发和扩展新的功能。

1.4.6 静力学分析的基本概念及流程

静力学分析是计算在固定不变载荷作用下的结构的位移、应力、应变及反力等的大小，即讨论结构受到外力后的变形、应力和应变，以便对结构的强度、刚度进行校核，保证结构既安全、正常工作，又符合经济性的要求。静力分析主要从静力学（静力平衡条件）、几何学（位移协调条件）、物理学（胡克定理）三个方面对结构进行分析。无论处理什么问题，用有限元法进行结构静力分析的基本方程可以表示为：

$$[K]\{D\} = \{P\} \quad (3.1)$$

式中， $[K]$ —经过约束处理的结构整体刚度矩阵； $\{D\}$ —待求解的整体位移向量； $\{P\}$ —与待求解整体位移向量对应的载荷向量。静力分析的基本流程如图 4-1 所示。其中：（1）单元分析的主要任务是建立单元节点力与节点位移之间的关系，得到反映它们之间关系的矩阵—单元刚度矩阵；（2）整体分析的任务是根据节点的静力平衡条件和位移协调条件建立反映各单元和整体结构之间联系的矩阵—整体刚度矩阵；（3）约

束处理是引入边界条件，对整体分析形成的整体刚度矩阵进行处理，得到经过约束处理的整体刚度矩阵 $[K]$ 与载荷向量 $\{P\}$ ；（4）静力分析方程求解是对方程 $[K]\{D\}=\{P\}$ 进行求解运算，得到全部节点的位移；（5）单元节点力、内力或应力计算的主要任务是根据节点位移求出单元节点力、内力和应力；（6）计算结果后处理的主要任务是对计算结果进行可视化处理。

2 课题来源和意义

2.1 课题来源

本课题资料来源于首钢设计院自行设计的国内 $2500m^3$ 高炉, 此高炉设计采用目前世界上最先进的 *PW* 式无料钟炉顶技术。布料器是无料钟炉顶中最关键的一部分, 其正常的运转是保证整个高炉正常生产运作的关键因素。本文的研究对象是首钢设计院自行设计 $2500m^3$ 高炉无料钟炉顶布料器。

2.2 课题目的

由于冶金行业对设备的可靠性和安全性的有着特殊要求, 无料钟炉顶布料器的设计安全性能验证需要作大量的有科学依据的分析工作, 保证其服役期能够达到设计中规定的一代炉龄, 本课题的目的是基于有限元方法针对上述的实际情况对首钢自行设计的 $2500m^3$ 高炉无料钟炉顶布料器做整体的力学性能分析和可靠性评估, 进而验证其设计的正确性和在实际生产中的可行性, 为布料器的物理样机的生产提供重要的理论依据。同时试图找出以往应用在其它中小型高炉上的 *PW* 式无料钟炉顶布料器在生产过程中所出现的相关故障的机理, 进而为首钢正在设计的 $5000m^3$ 高炉无料钟炉顶布料器中进行提供设计参考, 使其克服或减轻发生在中小型高炉生产中布料器发生的故障, 提高其可靠性。

2.3 课题意义

本文在国内首次把有限元方法应用到无料钟炉顶布料器的分析设计当中, 从而对无料钟炉顶布料器的机械应力分布规律、应力水平进行研究和分析。通过上述的分析可以提高布料器设计的可靠性, 缩短从设计到生产的开发周期, 节省设计开发成本。例如: 布料器在从设计到投产中间要做出物理样机进行各方面的性能指标参数测试, 确定一切合乎要求后才做出生产中实际的设备, 但由于布料器本身结构复杂, 体型大, 重量大, 物理样机制作费用高, 不能多次重复性进行改进, 所以在设计阶段提高设计结构参数的准确性是很有必要的。计算机模拟技术可以很好的解决此问题, 它可以短时间内完成设计、分析、修改等工作, 可重复性强, 可以反复比较不同方案, 使设计参数达到一定的优化, 大大提高了物理样机成功率, 节省了资金, 提高了效率。

3 齿轮箱箱体静力学性能分析

3.1 齿轮箱箱体的有限元计算

3.1.1 有限元模型的建立

三维实体模型的建立：齿轮箱箱体是无料钟炉顶布料器的关键部件之一，位于布料器整机的外层，其结构如图 3.1 所示，箱体通过法兰与高炉炉体相连接，由钢板焊接而成，几何结构特征多，建立其有限元分析模型时要做适当的简化，去除对其结构力学特性分析影响小的几何特征，例如：小螺栓孔，电机支架，冷却水管通孔等。建立特征复杂的模型在 ANSYS 有限元软件中有一定难度，即便建模成功也要花费大量时间，而且模型要做很大的简化，本文通过 Pro/Engineer 三维软件建立齿轮箱箱体模型，通过 ANSYS 与 Pro/Engineer 的接口导入 ANSYS 环境下得到进行齿轮箱箱体有限元网格划分，载荷施加，静力分析等操作。图 3.2 即通过接口导入到 ANSYS 环境下的齿轮箱箱体的三维模型。

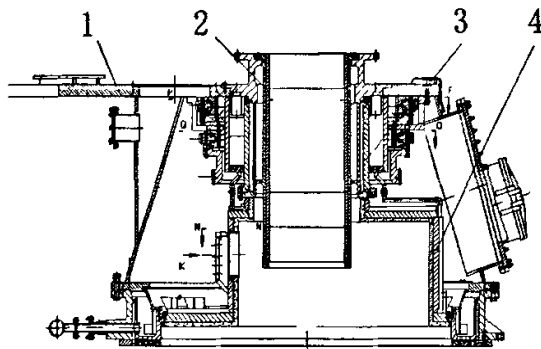


图 3.1 无料钟炉顶布料器(1) 齿轮箱箱体(2)中心喉管(3)上水槽(4)旋转圆筒

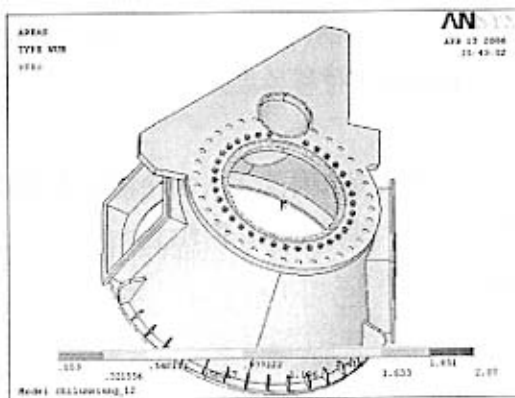


图 3.2 ANSYS 环境下齿轮箱箱体三维模型

网格划分：齿轮箱箱体结构复杂、不规则，进行网格划分时，本文采用自由网格划分方法，单元类型为 Solid187，材料的弹性模量取 $2.06 \times 10^{11} \text{Pa}$ ，泊松比为 0.28，密度为 $7.9 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ，齿轮箱箱体网格划分模型如图 3.3 所示。

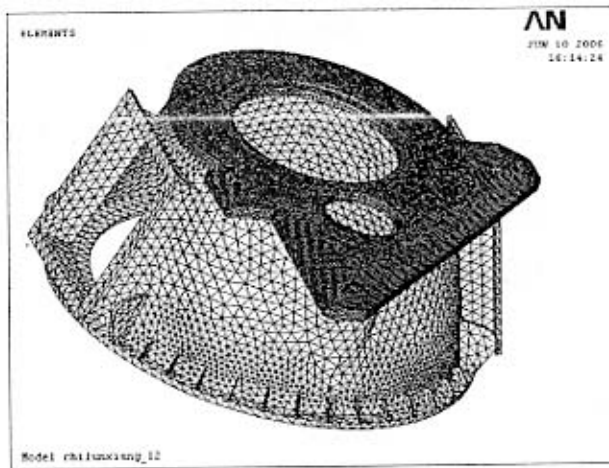


图 3.3 齿轮箱箱体有限元网格划分模型

3.1.2 边界条件

(1) 位移边界条件

齿轮箱箱体位于高炉顶部，处于静止状态，通过法兰与高炉炉体联接，环境温度接近常温。箱体内的所有固定或者运动的构件均通过螺栓联接到箱体上盖（齿轮箱箱体顶

部)，由齿轮箱箱体承受布料器其他构件的重量。因此，有限元计算时，选择静力计算类型，对齿轮箱底部法兰面施加零位移约束。

(2) 载荷边界条件

齿轮箱箱体的承载部位主要是箱体上盖（齿轮箱箱体顶部，见图 3.4），箱体上盖通过螺栓组承受箱体内部所有构件的重量，构件主要包括：上水槽、旋转圆筒、布料溜槽、炉料等，载荷施加位置如图 3.4 所示。

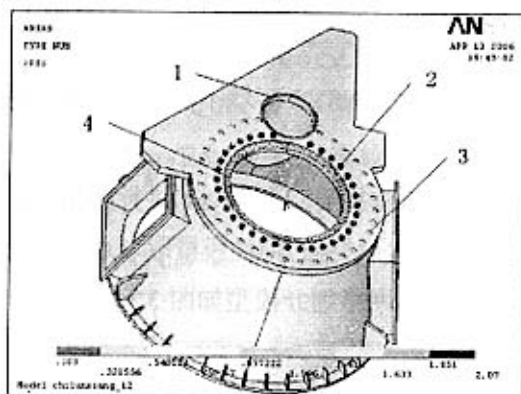


图 3.4 齿轮箱箱体载荷施加位置分布图

根据首钢提供的图纸，得出各构件的重量，算出边界条件数值，图 3.4 中 2 指示的螺栓组处载荷大小计算的过程如下：

$$F_i = M_{i1} \cdot g$$

$$M_{i1} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + 1.4m_6 \quad (\text{式 3.2})$$

F_i —箱体上盖内圈螺栓沉头孔所受力总和。

m_1 —上水槽质量(kg)

m_2 —旋转圆筒质量(kg)

m_3 —旋转支撑 II 质量(kg)

m_4 —溜槽质量(kg)

m_5 —减速机质量(kg)

m_6 —溜槽中炉料质量(kg)

$$g = 9.8N \cdot m/s^2$$

其它部位施加的载荷大小计算过程与图 3.4 中 2 处载荷大小计算过程基本相同，此处不在赘述。

3.2 结果分析及对比

有限元分析计算得到齿轮箱箱体的应力、应变分布云图如图 3.5 与图 3.6 所示。齿轮箱箱体最大等效应力为 18.262 MPa，最大结点位移 0.190mm。正常生产条件下，齿轮箱箱体的强度和刚度完全符合要求，安全系数较大。

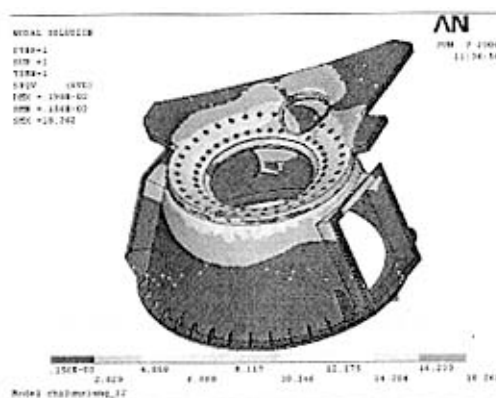


图 3.5 齿轮箱箱体应力云图

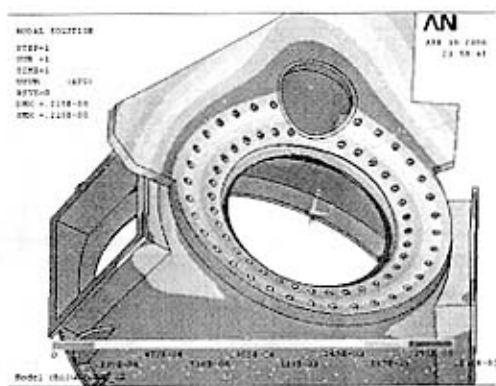


图 3.6 齿轮箱箱体应变云图

从应力、应变云图可以看出，齿轮箱箱体整体应力较小，安全系数非常大，考虑到降低齿轮箱箱体整体重量，减轻无料钟炉顶布料器对高炉炉壳的负荷，本文在不改变齿

轮箱箱体整体结构设计方案的前提下,对其局部参数进行了改动。在满足强度、刚度的要求下,减小齿轮箱箱体上盖的钢板厚度大小,从原始的 100mm,降低至 90mm、80mm。并分别对两种改进方案进行有限元计算,得出两种方案的应力、应变云图,两种方案的最大等效应力及最大结点位移见表 3.1。

表 3.1 改进方案与原方案的对比

	厚度值(mm)	最大等效应力(MPa)	最大结点位移(mm)
原方案	100	18.262	0.190
方案一	90	20.438	0.307
方案二	80	22.776	0.356

根据表中数据做出厚度应力曲线一(图 3.7)与厚度位移曲线二(图 3.8)。从曲线图中可以看出,降低箱体上盖厚度,对齿轮箱箱体最大应力值的大小及其分布位置没有明显的影响。从而可以看出适当降低齿轮箱箱体上盖厚度可以达到降低设备整体重量而不影响其整体强度、刚度的效果,从而为降低无料钟炉顶布料器的整体重量,减轻对高炉炉体的负载,节省材料起到一定的作用。

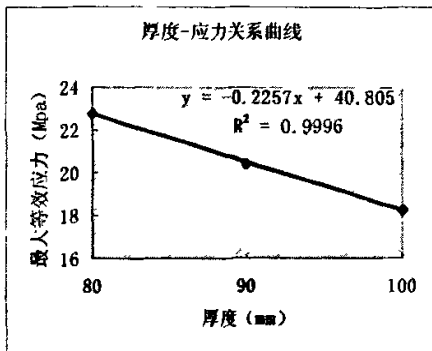


图 3.7 曲线一

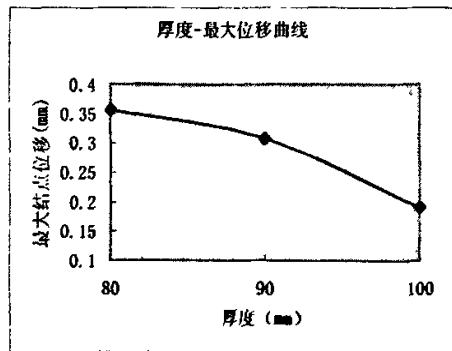


图 3.8 曲线二

布料器工作过程中,由于电机输出轴驱动上水槽、旋转圆筒造成的旋转支撑的轴承(止推轴承)长期受偏载,导致旋转支撑的轴承寿命一定程度上的缩短,甚至导致布料器因轴承失效而不能正常运转,高炉的正常生产受到影响,直接造成巨大经济损失。本

文经研究分析,提出改造齿轮箱箱体结构的方案。方案详细内容如下:原设计方案如图 3.9 所示,布料器只由一个行星减速机通过电机驱动,将周向运动传递给上水槽、旋转圆筒及溜槽,此种设计方案客观上造成了偏载效果。如在原有的行星减速机对称位置上增加一个同样大小的行星减速器,如图 3.10 所示,这样可以消除由于齿轮啮合传动造成的偏载旋转支撑轴承偏载。结构上只需在齿轮箱箱体上部开设同样直径的圆孔即可。如此设计可在一定程度上延长布料器内部旋转支撑轴承的使用寿命。降低生产过程中的事故发生率。

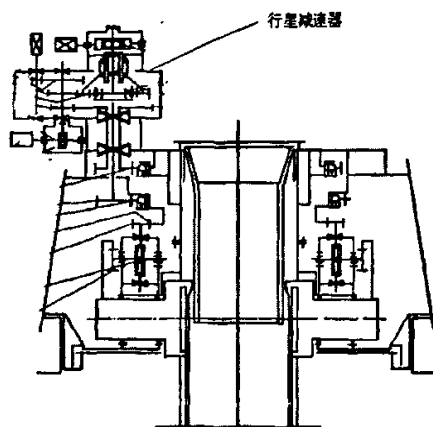


图 3.9 原设计方案 (行星减速机只有一个)

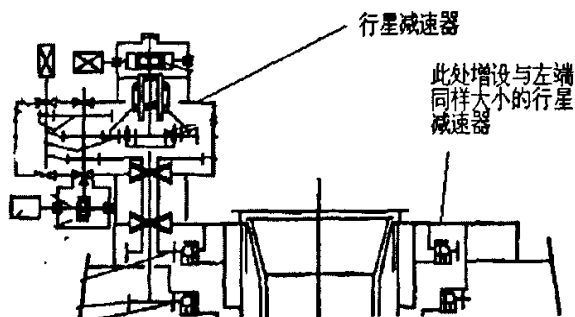


图 3.10 新设计方案 (行星减速机有对称两个)

3.3 小结

本章对布料器的齿轮箱箱体做了有限元静力学分析, 齿轮箱箱体最大等效应力为 18.262 MPa, 最大结点位移 0.190mm。正常生产条件下, 齿轮箱箱体的强度和刚度完全符合要求, 安全系数较大。本文在不改变齿轮箱箱体整体结构设计方案的前提下, 对其局部参数进行了修改。在满足强度、刚度的要求下, 减小了齿轮箱箱体上盖的钢板厚度。提出了齿轮箱箱体结构设计改进方案, 有效地解决了由于结构设计特点而带来的旋转支撑轴承长期受偏载的问题, 提高了轴承使用寿命。

4 上水槽力学性能分析

上水槽是钢板焊接结构，是齿轮箱箱体与旋转圆筒联接中的关键构件，同时上水槽将电机旋转输出轴的周向运动传递给旋转圆筒及溜槽。除结构上的功能外，上水槽另外一个重要的功能则是其内部容装布料器冷却用水，为布料器内部保持平稳的低温状态提供保障。上水槽的结构呈套筒状，其顶部与底部均焊接联接法兰，工作过程中低速旋转，中心喉管穿过上水槽内部，中心喉管处于高炉炉顶高温环境中，温度通过中心喉管传递到旋转圆筒，造成上水槽整体温度分布不均。

4.1 上水槽机械应力分析

由于上水槽结构对称，模型相对比较简单，因而在进行有限元力学分析时不再利用 Pro/engineer 软件进行三维实体建模，而是直接应用有限元 ANSYS 软件的自身建模功能建立上水槽的 1/18 模型，建出的模型通过对称映射得到上水槽的整体的三维实体模型，如图 4.1 所示。

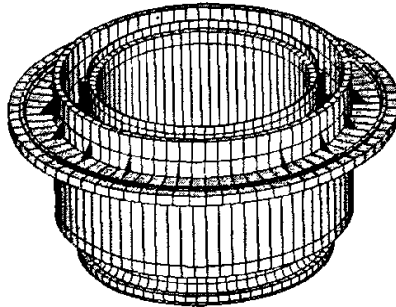


图 4.1 上水槽的整体三维实体模型

上水槽采用映射网格划分方法，单元采用六面体单元，此种划分方法和划分单元的选择有利于提高计算的准确度。材料的弹性模量取 $2.06 \times 10^{11} \text{Pa}$ ，泊松比为 0.28，密度为 $7.9 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ，图 4.2 即上水槽 1/18 模型的网格划分。

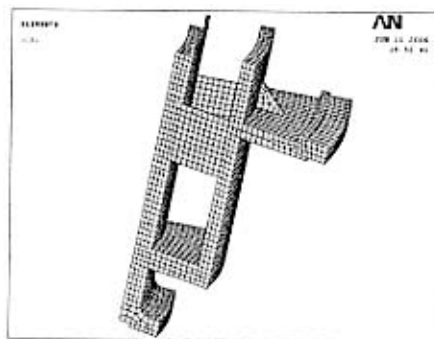


图 4.2 上水槽 1/18 模型的网格划分

上水槽在工作过程中低速旋转，在有限元计算过程中将其视为静止状态进行静力分析。对 1/18 模型进行机械应力分析时，不考虑温度的影响，即去除温度边界条件，对其单纯施加位移边界条件和静力载荷边界条件。同时考虑到此模型是对称简化的模型，要对其特定位置施加对称边界条件。静力载荷大小的计算如下：

$$F_s = M_s \cdot g \quad (\text{式 4.1})$$

$$M_s = m_2 + m_4 + m_5 + 1.4m_6$$

F_s —箱体上盖内圈螺栓沉头孔所受力总和。

m_2 —旋转圆筒质量(kg)

m_4 —溜槽质量(kg)

m_5 —减速机质量(kg)

m_6 —溜槽中炉料质量(kg)

$$g = 9.8 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{s}^2$$

通过计算得出上水槽 1/18 模型应力分布云图如图 4.3 所示，从图中可以看出，上在不考虑温度影响的情况下上水槽的最大应力达到 12.4MPa，整体应力水平较低。整个上水槽有限元模型应力较大的区域主要集中在连接上水槽内外圆筒的肋板。这说明在不考虑温度影响下，上水槽的整体应力处于非常低的状态，安全系数很高。

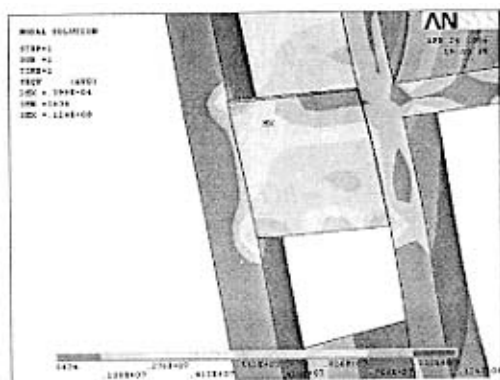


图 4.3 上水槽应力云图

4.2 上水槽温度场分析

4.2.1 温度场有限元分析方法主要原理及内容

4.2.1.1 传热基本方程

通常各种复杂的传热问题按其物理本质都可以分为三种基本形式，即传导、对流和辐射。传导又称导热，是指物体内部温度不均或者温度不同的物体相互接触时，由于物体内部微观粒子、分子或原子直接交换能量，实现由高温向低温处的热量转移过程。对流是依靠流体的流动，将热量由高温处传递到低温处的现象。对流和传导都需要传热介质才能进行。辐射则是依靠物体表面发射电磁波传递热量的过程，它无需中间介质^[33-34]。

传热过程中不仅有能量的转移，而且还伴随着能量形式的改变。在传热问题中，遵循导热微分方程。在一般三维热传递过程中，稳态温度场的场变量 $T(x, y, z)$ 在直角坐标中应满足如下微分方程^[35-38]：

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) + Q = 0 \quad (\text{在 } \Omega \text{ 内}) \quad (4.2)$$

边界条件是：

$$T = \bar{T}(\Gamma) \quad (\Gamma, \text{边界上}) \quad (4.3)$$

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z = q(\Gamma) \quad (\text{在 } \Gamma_2 \text{ 边界上}) \quad (4.4)$$

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z = h(T_a - T) \quad (\text{在 } \Gamma_3 \text{ 边界上}) \quad (4.5)$$

式中 ρ ：材料密度， kg/m^3 ；

k_x 、 k_y 、 k_z ：分别是材料沿 x 、 y 、 z 方向的热传导系数， $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ；

$Q = Q(x, y, z)$ ：物体内部的热源密度， W/kg ；

n_x 、 n_y 、 n_z ：分别是边界法线的方向余弦；

$\bar{T}(\Gamma)$ ： Γ_1 边界上的给定温度， K ；

$q(\Gamma)$ ： Γ_2 边界上的给定热流量， W/m^2 ；

h ：换热系数， $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ；

$T_a = T_a(\Gamma)$ ：在自然对流条件下， T_a 是外界环境温度；在强迫对流条件下， T_a 是边界层的绝热壁温度。

边界应满足： $\Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 = \Gamma$

其中， Γ 是 Ω 域的全部边界。

微分方程式 4.1 描述的是微元体热量平衡方程。式中第一、第二和第三项是由 x, y, z 方向传入微元体的热量；最后一项是微元体内源产生的热量。微分方程描述的是：传入微元体的热量以及微元体内热源产生的热量相平衡。

求解导热问题，实质上归结为对导热微分方程的求解。为了得到微分方程的唯一解，必须附加边界条件。导热问题常见边界条件可以归纳为三类：式 4.2 是边界 Γ_1 上给定温度值 $\bar{T}(\Gamma)$ ，称为第一类边界条件，它是强制边界条件；式 4.3 是边界 Γ_2 上的热流量 $q(\Gamma)$ 称为第二类边界条件，当 $q = 0$ 时就是绝热边界条件；式 4.4 在 Γ_3 边界上给定换热条件，称为第三类边界条件。第二和第三类边界条件为自然边界条件。

4.2.1.2 计算稳态温度场的有限元方法

温度场问题一般分为两种情况来研究，即稳态温度场和瞬态温度场问题。稳态温度场问题与时间无关，而瞬态温度场随时间变化而变化。由于布料器是在炉顶温度相对稳

定的情况下工作的，所以旋转圆筒温度场的求解是一个稳态温度场求解问题。瞬态热传导过程有限元分析的详细内容在此略去，这里仅讨论稳态温度场求解方法。

求解稳态温度场问题的求解方法分为：解析法和数值法。因解析法能处理的工况有限，故一般多采用数值法（有限元法）。

将结构离散后，总体泛函等于所有单元的泛函之和，即

$$\Pi(T) = \sum_e \Pi^e \quad (4.6)$$

单元泛函为

$$\begin{aligned} \Pi^e = \int_{\Omega^e} & \left\{ \frac{1}{2} \left[\lambda_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] - QT \right\} d\Omega \\ & + \int_{\Gamma_1} qT d\Gamma + \int_{\Gamma_2} \beta(T^2/2 - T_c T) d\Gamma \end{aligned} \quad (4.7)$$

单元内温度可用形函数表示为

$$T = [N_1 \quad \dots \quad N_m] \begin{Bmatrix} T_1 \\ \vdots \\ T_m \end{Bmatrix} = NT^e \quad (4.8)$$

其中， m 为单元的节点数； T^e 为单元节点温度向量。根据变分原理

$$\delta \Pi = \sum_e \delta T^{eT} \frac{\partial \Pi^e}{\partial T^e} = 0 \quad (4.9)$$

其中，

$$\frac{\partial \Pi^e}{\partial T^e} = \left[\frac{\partial \Pi^e}{\partial T_1} \quad \frac{\partial \Pi^e}{\partial T_2} \quad \dots \quad \frac{\partial \Pi^e}{\partial T_m} \right]^T = K_T^e T^e - P_T^e \quad (4.10)$$

$$P_r^e = \int_{\Omega} Q N^T d\Omega - \int_{\Gamma_1} q N^T d\Gamma + \int_{\Gamma_2} \beta T_c N^T d\Gamma \quad (4.11)$$

$$K_r^e = K_1^e + K_2^e \quad (4.12)$$

这里, P_r^e 相当于等效节点载荷向量, K_r^e 相当于结构计算中的单元刚度矩阵。

其中 K_1^e 的元素为

$$k_{ij} = \int_{\Omega} \left[\lambda_x \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \lambda_y \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} + \lambda_z \frac{\partial N_i}{\partial z} \frac{\partial N_j}{\partial z} \right] d\Omega \quad (4.13)$$

而 K_2^e 与下述项有关

$$\frac{\partial}{\partial T_i} \int_{\Gamma_2} \frac{\beta T^2}{2} d\Gamma = \int_{\Gamma_2} \beta T \frac{\partial T}{\partial T_i} d\Gamma = \int \beta N_i N T' d\Gamma \quad (4.14)$$

或

$$\frac{\partial}{\partial T^e} \int_{\Gamma_2} \frac{\beta T^2}{2} d\Gamma = \int_{\Gamma_2} \beta N^T N T' d\Gamma = K_2^e T^e \quad (4.15)$$

其中

$$K_2^e = \int_{\Gamma_2} \beta N^T N T' d\Gamma \quad (4.16)$$

将式 4.9 代入式 4.8 并进行单元集成, 可得

$$\delta \Pi = \sum_e (\delta T^{eT} K_r^e T^e - \delta T^{eT} P_r^e) = \delta T^T (K_r T - P^T) = 0 \quad (4.17)$$

注意到变分 δT 的任意性,有

$$K_T T = P_T \quad (4.18)$$

其中, T 为整体节点温度向量; K_T 和 P_T 分别由单元的 K_T^e 和 P_T^e 集合而成, 集成方式与刚度矩阵及载荷向量的集成方式完全相同^[53-56]。

4.2.2 上水槽温度场分析

4.2.2.1 中心喉管处的温度场分析

1 热辐射基础理论

热辐射是一种重要的热量传递基本方式, 热辐射传递热量的机理与热传导、热对流有根本不同。热传导和热对流传热量分别是由组成物质的微观粒子的热运动和物体的宏观运动来进行的, 而热辐射传递热量靠的是电磁波的运动。

黑体 当一束热射线投到物体表面上时, 辐射能全部被吸收, 这种物体称为绝对黑体, 简称黑体。

普朗克定律 普朗克用量子理论证明了黑体光谱辐射力 $E_{b\lambda}$ 和黑体自身温度 T 及热射线波长 λ 的函数关系为

$$E_{b\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5 [\exp(c_2/\lambda T) - 1]} \quad (4.19)$$

式中: c_1 ——第一辐射常数, $c_1 = 3.742 \times 10^{-16} W \cdot m^2$;

c_2 ——第二辐射常数, $c_2 = 1.439 \times 10^{-2} m \cdot K$ 。

斯蒂芬-玻耳兹曼定律 在一定温度下单位面积上, 单位时间内发射出各种波长的辐射能量的总和, 称为该温度下的辐射力, 用 E 表示, 因此, 黑体的辐射力 E_b 应为

$$E_b = \int_0^\infty E_{b\lambda} d\lambda = \int_0^\infty \frac{c_1}{\lambda^5 [\exp(c_2/\lambda T) - 1]} d\lambda \quad (4.20)$$

积分后该写成

$$E_b = C_b \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad W/m^2 \quad (4.21)$$

式中 C_b ——黑体的辐射系数，其值为 $5.675 W/(m^2 \cdot K^4)$

式 4.20 表明黑体的单色辐射力与绝对温度的四次方成正比，称为辐射四次方定律，也叫斯蒂芬—玻耳兹曼定律。

基尔霍夫定律 物体的辐射和吸收是物体同一性质的两种形式。基尔霍夫定律揭示了灰体的吸收率和黑度之间的关系。

用数学表达式可表示为

$$\alpha = \varepsilon \quad (4.22)$$

此公式可描述为：在热平衡条件下，任意灰体对黑体辐射能的吸收比等与同温度下该灰体的黑度。凡吸收比大的物质，其辐射率也大。

角系数 物体辐射热交换量，与辐射面的形状、大小和相对位置有关。任意放置的两个均匀辐射面，其面积为 A_1 和 A_2 ，由 A_1 直接辐射到 A_2 上的辐射能 Q_{12} 与 A_1 面上辐射出去的总辐射能 Q_1 之比，称为 A_1 及 A_2 的角系数，用 φ_{12} 表示。

$$\varphi_{12} = \frac{Q_{12}}{Q_1} \quad (4.23)$$

角系数只决定于两个换热表面的形状、大小以及两者之间的相互位置、距离等几何因素，而与它们的温度、黑度无关^[39,40]。

中心喉管的结构如图 4.5 中心喉管内侧处于高炉炉顶高温环境中，可以认为中心喉管内侧温度和炉顶环境温度相同。此处的换热方式主要是以热辐射为主，故而忽略其它换热方式的影响，建立如图 4.6 所示的有限元模型。

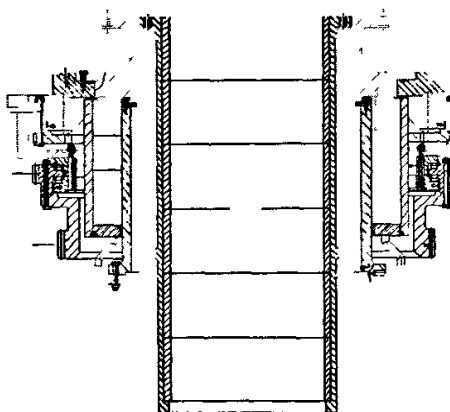


图 4.5 中心喉管处的结构图



图 4.6 中心喉管有限元模型

4.2.2.2 模型物性参数的确定

耐火浇注料为高铝质的耐火材料，其中高铝骨料占 70%（ Al_2O_3 的含量大于 68%），高铝细粉占 15%（ Al_2O_3 的含量大于 80%），铝酸钙水泥占 15%。根据文献 [41~44]，取耐火浇注料的导热系数为 $1.5W/m.k$ ，热膨胀系数为 6.0×10^{-6} ，密度为 $2000kg/m^3$ ，比热容为 $900J/kg \cdot ^\circ C$ ，弹性模量为 $0.94 \times 10^5 MPa$ ，泊松比为 0.2。

钢板的材质为 Q235，取钢的导热系数为 $52W/m.K$ ，线形膨胀系数为 1.3×10^{-5} ，弹性模量为 206GPa，泊松比为 0.28。

4.2.2.3 模型的热辐射分析

辐射是一种常见的非线性换热方式。能量传递与辐射物体间的介质无关。物体表面间的辐射遵循斯蒂芬—玻耳兹曼定律。ANSYS 可以进行热辐射分析，包括：

点对点的辐射—利用 Link31 单元，模拟两点和多节点之间的辐射；

点对面的辐射—利用表面效应单元 Surf151 (2D)，Surf152 (3D)，模拟点对面的辐射传热；

面对面的辐射——一种方法是利用 AUX12 辐射矩阵方法，模拟面对面的热辐射问题，另一种是 Rodiosity (辐射功率密度求解器) 方法，模拟面对面的辐射问题^[45]。

中心喉管处的模型采用面对面的辐射模型。近似认为图 4.6 模型中各面的辐射率为 1。在图 4.6 所示的模型上加载边界条件，进行计算。

其中，中心喉管内壁温度取最高值 300℃，上水槽壁面上的边界条件取对流边界条件，其计算过程如下：

计算中需要用到的数据见表 4.1。

表 4.1 计算上水槽对流换热系数用到的数据

冷却水流速(m/s)	当量直径(m)	水槽高度(m)	水槽截面面积(m ²)
0.004	0.26	0.41	0.1651

水的定性温度取冷却水的平均温度 40℃，取水的物性参数为：

$$\lambda = 0.635 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}), \text{Pr}_f = 4.31, \nu = 0.659 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

则上水槽的当量直径按下式计算

$$d_e = \frac{4A_c}{P} \quad (4.24)$$

水在上水槽内流动的 R_e 为

$$R_e = \frac{\omega d_e}{\nu} = \frac{0.004 \text{ m} \times 0.26 \text{ m}}{0.659 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 1578 < 2300$$

所以为层流流动，采用以下特征数关联式计算对流换热系数。

$$Nu_f = 1.86 \left(Re_f Pr_f \frac{d}{l} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (4.25)$$

方程允许使用范围: $Re_f \leq 2300$, $Pr_f = 0.5 \sim 17000$, $\frac{\eta_f}{\eta_w} = 0.044 \sim 9.8$,

$$Re_f Pr_f \frac{d}{l} > 10.$$

忽略式 4.24 中最后一项的影响, 计算后再进行修正。通过计算得 $Nu_f = 30.3$, 则对流传热系数 $h = 74 W / (m^2 \cdot K)$ 得模型外表面温度为 $67.188^\circ C$, 进行修正后取对流传热系数 $h = 79 W / (m^2 \cdot K)$ 。

加载边界条件重新进行计算, 得模型外表面温度为 $65.47^\circ C$ 。其温度场如图 4.7 所示。

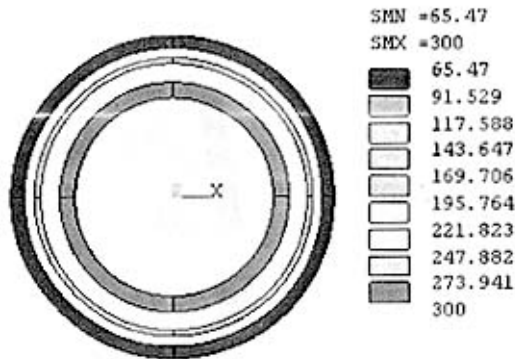


图 4.7 中心喉管处的温度场

以此温度为已知条件进行上水槽的温度场分析。

上水槽结构对称, 采用其结构的 1/18 进行网格划分和模型加载, 采用 Solid70 号热单元, 上水槽的材质为 Q235, 取其导热系数为 $52 W / (m \cdot K)$, 线形膨胀系数为 1.3×10^{-5} , 弹性模量为 $206 GPa$, 泊松比为 0.28 , 图 4.8 是上水槽 1/18 有限元分析模型。

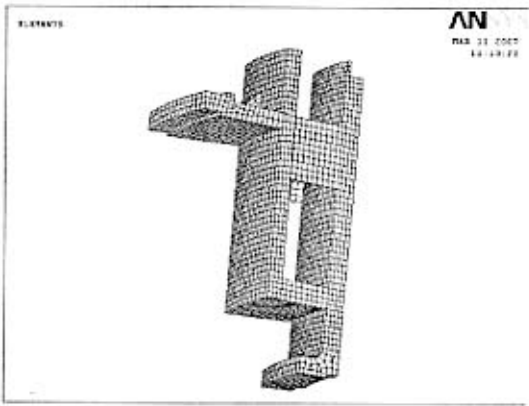


图 4.8 上水槽整体 1/18 有限元模型

对模型施加边界条件，设置相关参数，经 ANSYS 模拟得到上水槽 1/18 有限元模型的温度场分布云图如图 4.9 所示，得到的温度场可做为下一步进行热机耦合计算的边界条件。

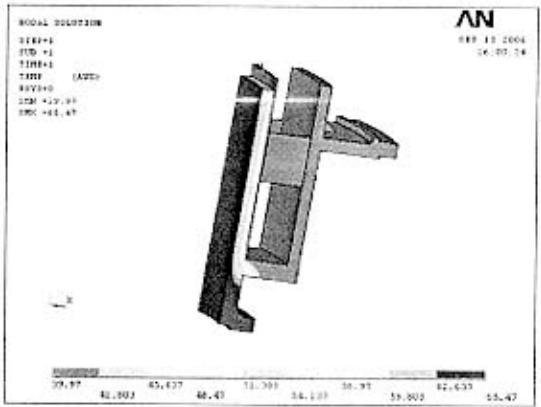


图 4.9 上水槽温度场分布

4.3 上水槽热机耦合分析

4.3.1 耦合场分析主要原理

耦合场分析是指考虑两个或多个工程物理场之间的相互作用的分析。例如热变形分析。考虑热和结构的相互作用，求解由于温度引起的结构变形。又如压电分析，考虑结

构和电场的相互作用，求解由于唯一造成的电压变化。其他常见的耦合场分析还有热-电耦合分析、热-磁耦合分析和流体-结构耦合分析等。

耦合场分析的过程依赖于所涉及的物理场，所有的耦合场分析方法分为两类：顺序耦合和直接耦合。

顺序耦合分析是以特定的顺序求解单个物理场的耦合分析方法，将前一个分析的结果作为后续分析的边界条件施加，所以也称之为间接耦合分析。该分析方法主要应用于物理场之间单向的耦合关系，典型应用如热变形耦合分析。热分析中的温度响应影响结构的变形，而结构的变形对温度响应的影响较小，可以忽略不计。该分析方法通常也应用于物理量间的相互作用非线性程度不是很高的情况。由于每个物理场分析相对独立求解，因而效率更高、更灵活。

直接耦合分析是通过使用包含多个物理场自由度的耦合单元，多个物理场的自由度同时进行计算，利用一个分析就可以直接求得结果。该方法适用于多个物理场各自的响应互相依赖的情况。如果当耦合场的相互作用是高度非线性的，使用直接耦合分析优势较为明显，通过适用耦合单元经一次分析即可得到结果，由于直接耦合分析节点上自由度将增多，因而形成的单元矩阵和载荷向量将越复杂，求解的方程组规模也就越庞大，耗费的计算机资源也就相应越多

间接耦合分析在 ANSYS 中又可以通过两条途径实现：物理环境方法和手工方法。物理环境方法是以单独的数据库文件在多个物理场中使用，通过适用多个物理环境文件来表示每个场的特性。而手工方法是建立和存储多个数据库，每次研究一种场，每个场的数据都存储在各自的数据库中。

4.3.2 上水槽热机耦合分析主要内容

前面两节分别对上水槽的 1/18 有限元模型进行了机械应力分析与温度场分析，得到了在不考虑温度影响下上水槽应力分布状态以及上水槽温度场分布状况。从温度场的分布状态分析得，上水槽的整体温度分布梯度较大，因而产生热载荷。本结将研究在机械载荷与热载荷共同作用下，上水槽的力学性能。

上水槽热机耦合分析的有限元模型延续使用温度场分析的有限元模型，各种参数值及边界条件保持不变，再次对其进行温度场分析，保存温度场分析结果文件，作为进一步分析的边界条件。

温度场分析完毕后，返回前处理阶段，将有限元模型的热单元类型转化为结构单元类型，设置参与机械应力计算材料的弹性模量及泊松比，设置添材料的热膨胀系数。

定义热机耦合计算的载荷边界条件及位移边界条件，施加方法和施加部位与纯机械应力场分析计算的边界条件及大小相同。进行热机耦合计算前，关键的一步就是读入先前计算的上水槽的温度场分析结果，并定义参考温度，选则参与应力计算的材料，开始求解。

4.3.3 结果分析及改进措施

计算结果如图 4.10 所示，从图中可以看出，本次分析得到的最大应力及位置与纯机械应力分析得到的最大应力及位置发生很大变化，最大应力达 305MPa，大于材料的屈服极限。此处出现最大应力有两方面原因：一是此处建模时未建立圆角，导致局部应力集中（此处建模时由于圆角大小参数未给定，只能略去圆角特征）；二是上水槽设计特点决定此处可能是最大的受力点。从整体看上水槽热机耦合得出的整体应力水平不是很高，只是上面提到的最大应力点处应力水平偏高，甚至高于材料屈服应力，但此区域范围很小。

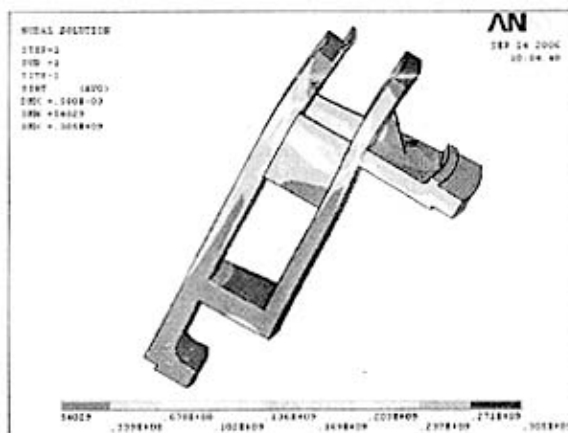


图 4.10 热机耦合分析应力结果

为降低上水槽的最大应力，消除局部应力超出材料屈服极限的情况，提出两种改进方案：（一）将连接上水槽内外壁之间的肋板上移，或者保持原来位置不变，将其沿上水槽中心线位置方向向上增高一定距离，以改善受力分布情况，降低上水槽最大应力。消除局部应力大于材料屈服极限的情况。（二）如图 4.11，在图中 A 处设置一定厚度的绝热层，将由中心喉管处传导过来的温度值降低至与上水槽内部冷却水温度基本相

同，这样可以保证上水槽整体温度分布的均匀性，基本接近冷却水温度，消除由温度梯度存在而产生的热应力，将上水槽的整体水平降低至不考虑温度影响时的应力水平。

本文对方案二进行了验证，在中心喉管支撑（即 A 处）设置厚度为 5mm 的耐火材料，导热系数取 1.5，建立了有限元模型，如图 4.12。根据之前分析得到的中心喉管热辐射分析结果设置耐火材料及钢板的边界条件，分析得到改进方案温度场分布结果如图 4.13 所示，从图中可以看出，经过设置一定厚度的耐火材料，中心喉管支撑的外壁温度由之前的 160 度降为 100 度，降温效果明显，有效地降低上水槽内壁面所处的环境温度。如耐火材料的厚度设置得当，导热系数选取合理，温度会接近理想值，使得上水槽的环境温度基本接近其内部冷却水温度值。

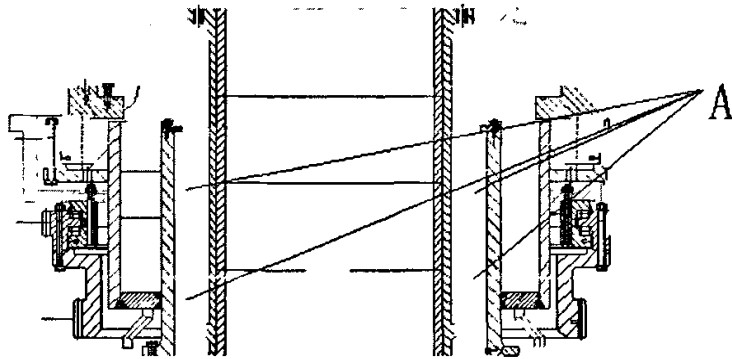


图 4.11 上水槽改进方案二示意图

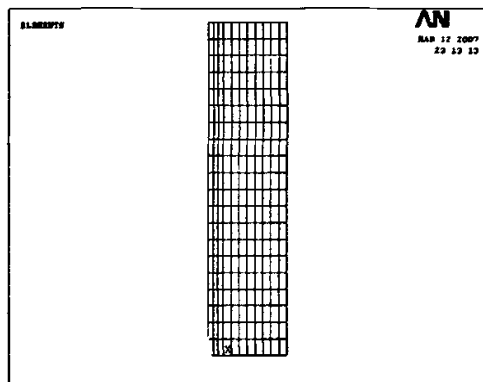


图 4.12 上水槽改进方案二有限元模型

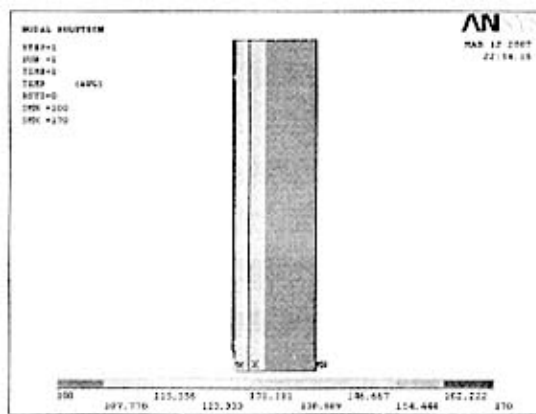


图 4.13 方案二分析结果

4.4 小结

本节对布料器上水槽进行了有限元静力分析、温度场分析、热机耦合分析。静力分析结果表明，在不考虑温度影响的情况下上水槽的最大应力达 12.4MPa，整体应力水平较低，上水槽有限元模型应力较大的区域主要集中在连接上水槽内外圆筒的肋板区域。温度场分析结果为热机耦合分析提供温度边界条件。热机耦合分析得到的最大应力及位置与纯机械应力分析得到的最大应力大小及位置发生很大变化，最大应力达 305MPa，大于材料的屈服极限。考虑到建模过程中未考虑圆角特征，造成应力集中现象，实际最大应力值应比模拟计算得到的要小，但整体看来仍偏大。本文提出两种改进方案对其进行结构改进，达到降低上水槽整体应力水平的效果，为其优化设计提供理论依据。

5 旋转圆筒力学性能分析

5.1 旋转圆筒工作条件

旋转圆筒是无料钟炉顶布料器的关键构件，是由钢板焊接而成的结构，工作过程中低速（8 r/min）周期转动。旋转圆筒之上安装两个齿轮箱及悬挂整个布料器的溜槽，其底部直接与高炉炉体高温区域相接，旋转圆筒与齿轮箱箱体不同，齿轮箱箱体分析模型的材料属性只许单独设置成钢板属性，而旋转圆筒主体结构是由钢板焊接而成，除此之外，为使无料钟炉顶布料器内部温度达到保证设备能够正常运行的低温状态，在旋转圆筒上表面还布置了冷却水管及导料，同时在其靠近炉体高温区域侧加上了绝热层，所以建立旋转圆筒分析模型时将同时建立以上所述材料的模型，并设置其属性。另外，高炉生产过程中由高炉料罐下落的炉料经中心喉管，撞击到溜槽之上，对溜槽及整个旋转圆筒组件造成冲击。

5.2 旋转圆筒机械应力分析

5.2.1 模型建立与网格划分

旋转圆筒的模型特征相对比较简单，但通过 ANSYS 建模还是比较复杂的，所以本节仍应用 Pro/engineer 建模。旋转圆筒的平面图如图 5.1 所示，旋转圆筒也是对称结构，取其四分之一进行建模，模型导入 ANSYS 得到如图 5.2 所示的旋转圆筒 1/4 三维实体模型。经过在 ANSYS 中的处理，将旋转圆筒分割成若干个形状简单的模型，选用六面体单元类型，采用人工映射的方法对其进行网格划分，得到的旋转圆筒的有限元模型的网格划分质量非常好，经过对称得到完整的旋转圆筒有限元网格划分情况，如图 5.3 所示，

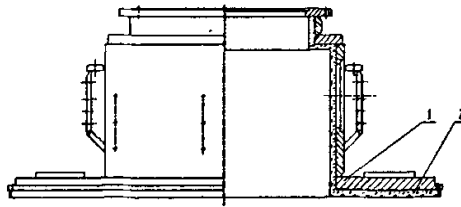


图 5.1 旋转圆筒正面视图

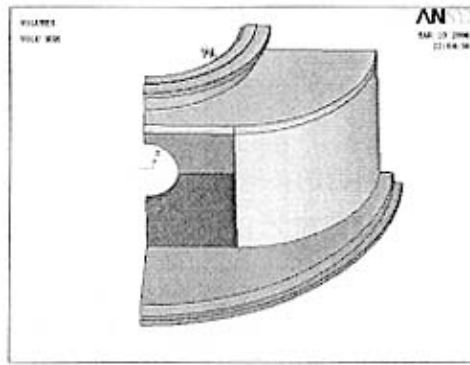


图 5.2 旋转圆筒 1/4 三维实体模型

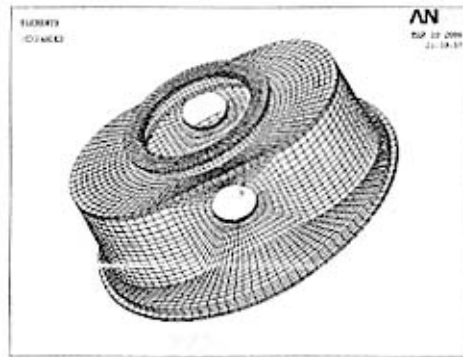


图 5.3 旋转圆筒整体模型的网格划分

5.2.2 材料属性及模型边界条件

旋转圆筒的基本材料为钢板，钢板的材质为 Q235，弹性模量为 206GPa，泊松比为 0.28，屈服极限为 235MPa。本节计算不考虑温度对旋转圆筒的力学性能的影响，只研究在单纯机械外载情况下，旋转圆筒的应力状态。同时由于旋转圆筒工作过程中始终处于低速旋转状态（8 r/min），所以可以忽略惯性力对其的影响，有限元计算时选择分析方法为静力分析方法。静力分析的边界条件分别为：位移边界条件；载荷边界条件。分析对象还是取旋转圆筒的 1/4 模型，在两个对称面上加上对称边界条件，全约束旋转圆筒与上水槽连接的法兰面，设定其位移为 0。旋转圆筒所受的载荷主要是来自固定其上的布料器溜槽系统，加上自身的重量。布料器溜槽系统主要包括溜槽、两个减速机、溜槽中的炉料以及其它配件，将它们所有的重量核算一起并除四，得到的数值以外载力的方式施加在旋转圆筒与溜槽系统发生力传递的部位，作为静力计算的边界条件。考虑到炉

料从高处掉入溜槽中会产生冲击，所以在计算外载力时将布料器溜槽中的炉料重量乘以动载系数。

5.2.3 结果分析

经过计算，得到旋转圆筒 1/4 模型的机械应力结果，图 5.4 为旋转圆筒的应力云图，从图中可以看出，在不考虑温度影响的情况下，旋转圆筒的最大应力为 64.1MPa，最小应力 114570Pa。图 5.5 为旋转圆筒的应变云图，最大节点位移 1.172E-3mm。旋转圆筒在不考虑温度影响的情况下，得出的最大应力远远小于 235 MPa，安全系数较大。

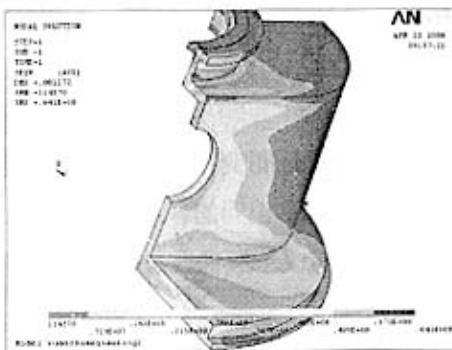


图 5.4 旋转圆筒的应力云图

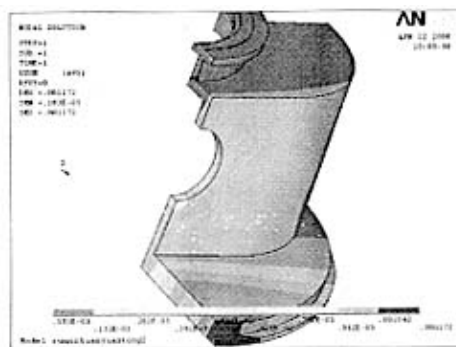


图 5.5 旋转圆筒的应变云图

5.3 旋转圆筒热应力分析

5.3.1 旋转圆筒的温度场分析

5.3.1.1 温度场分析的理论基础

1 温度场

在某一瞬时，物体内部各点的温度分布称为温度场。一般情况下，温度是空间坐标 (x, y, z) 和时间 τ 的函数，即

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (5.1)$$

温度场分为两大类：温度场随时间变化的非稳态温度场和温度场不随时间变化的稳态温度场。在同一瞬时，物体内部温度相同的各点所连接的面称为等温面。不同的等温面与同一平面相交，则在此平面上构成一族曲线，称为等温线^[46-48]。

2 温度梯度

已知物体内部温度为 t 、 Δt 的两个不同温度的等温面，根据等温面的性质，热量不会沿等温面传递，只发生在不同的等温面之间。从等温面的某一点出发，沿不同的路径到达另一等温面时，单位距离的温度变化具有不同的数值，以该点法线方向的温度变化最显著。

沿等温面法线方向上的温度增量 Δt 与法向距离 Δn 比值的极限称为温度梯度，用符号 $\text{grad } t$ 表示，则

$$\text{grad } t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta t}{\Delta n} \mathbf{n} = \frac{\partial t}{\partial n} \mathbf{n} \quad (5.2)$$

式中， $\frac{\partial t}{\partial n}$ 表示温度在 n 方向上的导数， $\mathbf{n}$ 表示等温面法向的单位矢量。

温度梯度在空间三个坐标轴上的分量等于其相应的偏导数，即有

$$\text{grad } t = \frac{\partial t}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial t}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial t}{\partial z} \mathbf{k} \quad (5.3)$$

式中, i 、 j 、 k 分别表示三个坐标轴上的单位矢量。

温度梯度是一个矢量, 它的方向总是朝着温度增加的方向。

3 热流量与热流密度

温度场中, 单位时间内, 经由某一给定面积传递的热量称热流量, 记为 Φ , 单位为 W 。在单位时间内通过单位面积的热量称为热流密度, 记为 q , 单位 W/m^2 。

热流密度和温度梯度位于等温面的同一法线上。规定沿温度降低的方向为正, 热流方向与温度梯度方向相反。

4 傅立叶定律

无数试验和实践证明: 物体中发生导热现象时, 热流密度和温度梯度之间有如下关系:

$$q = -\lambda \text{grad } t = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} n \quad W/m^2 \quad (5.4)$$

该关系称为傅立叶定律, 可表述为: 热流密度与该时刻同一处的温度梯度成正比, 而方向与温度梯度的方向相反。

傅立叶定律对稳态导热与非稳态导热过程均适用, 对于单一的一维稳态导热可直接积分上式求解热流密度, 而在一般情况下, 必须首先确定温度场的函数式, 然后求解温度梯度 $\text{grad } t$, 最后才能求得热流密度。

5 导热系数

导热系数的定义式为

$$\lambda = \frac{q}{-\text{grad } t} \quad W/(m \cdot K) \quad (5.5)$$

λ 表征物质导热能力的大小, 数值上等于每单位温度梯度通过单位面积所传递的热量。

导热系数不仅随物质而异, 即使同一物质 (特别是保温材料), 导热系数还与物质结构、密度、含湿量和温度等有关。实验证明: 大多数材料的导热系数与温度的关系, 在温度范围不大的情况下, 可近似地认为是直线关系, 即

$$\lambda = \lambda_0(1 + bt) \quad (5.6)$$

式中 λ_0 、 b 均为定值。

此外，有些物质的各项结构不同，因而在各个方向上导热系数有较大的差异。这种材料称为各项异性材料。

6 对流换热

对流换热是流动的流体与固体壁面直接接触，当两者温度不同时相互间所发生的热传递过程。它既具有流体分子间微观导热作用，又具有流体宏观位移的热对流作用，所以对流传热过程必然受到导热规律和流体流动规律的双重支配。

对流换热的基本计算公式为

$$\begin{aligned} \Phi &= hA(t_f - t_w) & W \\ q &= h(t_f - t_w) & W/m^2 \\ h &= \frac{q}{\Delta t} & W/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (5.7)$$

式中， h 为对流换热表面传热系数，是表征对流换热强度的量，数值上等于流体和壁面之间的温差为 1°C 时，每单位时间单位壁面的对流换热量。表面传热系数的大小与对流换热过程中的诸多因素有关，其中主要的有以下几个方面：

流动产生的原因。按引起流动产生的原因可以分为自然对流和强制对流两大类。自然对流是由于流体冷、热各部分密度不同而引起的；如果流动是由于水泵、风机或其它压差造成的，则称为强制对流换热。

流体的流动状态。流体的流动存在着两种不同的流态，即层流和湍流。在其它条件相同时湍流换热的强度要比层流大。

流体的物理性质。影响对流换热过程的流体物性主要是导热系数、比热容、密度及粘度。导热系数大的流体贴壁层层流的导热热阻小，换热就强。比热容和密度大的流体体积热容量大，即载热能力大，增强了流体与壁面之间的热交换。此外，粘度大的流体流动边界层厚对换热不利。在分析物性参数对换热的影响时，应注意诸物性的综合效果。

换热表面的几何尺寸、形状和位置。在对流换热时，流体沿着壁面流动，所以壁面的几何尺寸和位置对流体的流动有很大的影响，从而也影响对流换热的强弱。

综上所述,影响表面传热系数的因素很多,可表示成如下的函数形式。

$$h = f(u, t_w, t_f, \lambda, c_p, \rho, \nu, l, \dots) \quad (5.8)$$

7 导热微分方程

导热微分方程是描述物体内部温度分布的微分方程式,其建立的理论依据是能量守恒定理和傅里叶定律。按照能量守恒定律,微元体的热平衡方程式可以表示为:

$$\begin{aligned} & \text{导入微元体的总热流量} - \text{导出微元体的总热流量} = \\ & \text{微元体内能的增量} - \text{微元体内热源生成的热量} \end{aligned} \quad (5.9)$$

导入及导出微元体的总热流量可以从傅里叶定律推出,首先先将任意方向的热流量分解成为 x 、 y 、 z 三个坐标轴方向的分量,根据傅里叶定律,通过 $x = x$ 、 $y = y$ 、 $z = z$ 三个表面导入微元体的热量与通过 $x = x + dx$ 、 $y = y + dy$ 、 $z = z + dz$ 三个表面导出微元体的热流量分别表示为

$$\left. \begin{aligned} \Phi_x &= -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} dydz \\ \Phi_y &= -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} dxdz \\ \Phi_z &= -\lambda \frac{\partial T}{\partial z} dxdy \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{x+dx} &= -\lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx \right) dydz \\ \Phi_{y+dy} &= -\lambda \frac{\partial}{\partial y} \left(T + \frac{\partial T}{\partial y} dy \right) dxdz \\ \Phi_{z+dz} &= -\lambda \frac{\partial}{\partial z} \left(T + \frac{\partial T}{\partial z} dz \right) dxdy \end{aligned} \right\} \quad (5.11)$$

$$\text{微元体内能的增量} = \rho c \frac{\partial T}{\partial t} dxdydz \quad (5.12)$$

设单位时间、单位体积内热源生成的热量为 q_v ，则

$$\text{微元体内热源的生热} = q_v dx dy dz \quad (5.13)$$

将式 5.10~5.13 代入式 5.9，可获得导热微分方程式的一般形式，即

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{q_v}{\rho c} \quad (5.14)$$

而在稳态、无内热源的条件下，导热微分方程就简化为

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (5.15)$$

8 对流换热的微分方程组

单位面积上的内摩擦力为粘滞剪应力。由牛顿粘性定律得知，粘滞剪应力决定了速度场，而温度场与流体的速度分布密切相关。为求温度场必须先求解速度场，速度场由流体运动微分方程求得。已知速度场，则由传热微分方程解得温度场。上述两个方程加上连续性微分方程，总称为对流换热微分方程组，它们与定解条件构成了描述对流换热的完整的数学模型。

下面讨论的是直角坐标系下的对流换热问题，并且假定流体为不可压缩的牛顿流体、流体的热物性视为常量、流体内无热源。所以包含六个未知量，即对流换热系数、直角坐标系中的速度分量 u_x 、 u_y 、 u_z 、温度 T 和压强 P 。取出一边长分别为 dx 、 dy 、 dz 的微元控制体作为研究对象。

1) 连续性微分方程。

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (5.16)$$

2) 动量微分方程。在直角坐标系下的动量微分方程为

$$\left. \begin{aligned} X - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u_x &= \frac{du_x}{dt} \\ Y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 u_y &= \frac{du_y}{dt} \\ Z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 u_z &= \frac{du_z}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (5.17)$$

3) 能量微分方程。

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho c} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (5.18)$$

5.3.1.2 有限元模型的建立

由于旋转圆筒在结构上是对称的，如图 5.3 所示，考虑到模型比较大，为便于计算本节选择旋转圆筒的一部分进行分析，本文只建立了如图 5.6 的旋转圆筒温度场分析的四分之一有限元模型。旋转圆筒内部冷却水关分部如图 5.7 所示。

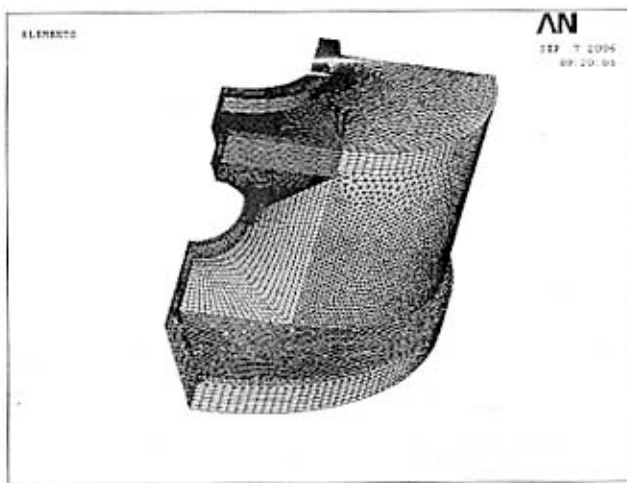


图 5.6 旋转圆筒温度场分析有限元模型

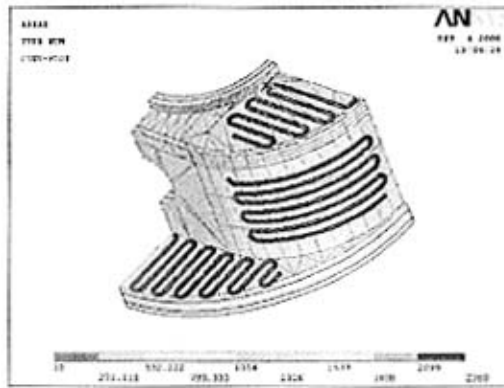


图 5.7 旋转圆筒内部冷却水管布置图

5.3.1.3 材料物性参数和边界条件

根据第二章中的数据，取耐火浇注料的导热系数为 $1.5W/(m \cdot K)$ ，热膨胀系数为 6.0×10^{-6} ，密度为 $2000kg/m^3$ ，比热容为 $900J/kg \cdot ^\circ C$ ，弹性模量为 $0.94 \times 105MPa$ ，泊松比为 $0.2^{[57,58]}$ 。

钢板的材质为 Q235，取钢的导热系数为 $52W/m.K$ ，线形膨胀系数为 1.3×10^{-5} ，弹性模量为 $206GPa$ ，泊松比为 0.28 。

捣料的导热系数取 $10W/m.K$ 。

施加边界条件，然后进行稳态温度场计算^[49]。

5.3.1.4 温度场的计算结果

经过计算得出如图 5.7 所示的温度场云图。从图 5.8 中可以看出：有冷却水的管的地方旋转圆筒的表面温度相对比较低，接近冷却水的平均温度；没有冷却水管的地方，旋转圆筒的表面温度相对比较高。降低旋转圆筒没有冷却水管地方的表面温度是改善布料器内冷却环境的主要措施。

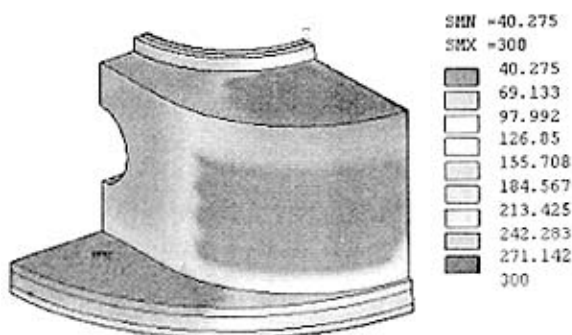


图 5.8 旋转圆筒的温度场云图

5.3.2 旋转圆筒的热应力场分析

本节将在旋转圆筒温度场有限元分析的基础上进一步对旋转圆筒进行热应力有限元分析。

5.3.2.1 热应力有限元分析理论

当物体各部分温度发生变化时，物体将由于热变形而产生热应变^[50]：

$$\varepsilon = \alpha(T - T_0) \quad (5.19)$$

式中 ε ：热变形而产生的热应变；

α ：材料的线膨胀系数 ($1/^\circ\text{C}$)；

T ：弹性体内任一点现时的温度值 ($^\circ\text{C}$)；

T_0 ：初始温度值 ($^\circ\text{C}$)。

当物体各部分的热变形不受约束时，则物体上有变形而不产生应力，但若物体由于约束或各部分温度变化不均匀热变形不能自由进行时，则在物体内产生应力。物体由于温度变化而引起的应力称为热应力或温度应力，当弹性体的温度场 T 已经求得时，就可以进一步求出弹性体各部分的热应力。

物体由于热膨胀只产生线应变，剪切应变为零。这种由于热变形产生的应变可以看作是物体的初应变。计算热应力时，只需算出热变形引起的初应变 ε_0 ，求得相应的初应变引起的等效节点载荷 P_0 （简称温度载荷），再按通常求解应力一样解得由于热变形引起的节点位移 a ，然后可以由 a 求得热应力 σ 。也可将热变形引起的等效节点载荷与其它载荷项合在一起，求得包括热应力在内的综合应力。计算应力时应包括初应变项：

$$\sigma = D(\varepsilon - \varepsilon_0) \quad (5.20)$$

其中 ε_0 为温度变化引起的温度应变，它现在是作为初应变出现在应力应变关系式中，对于三维问题是：

$$\varepsilon_0 = \alpha(T - T_0)[1 \ 1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (5.21)$$

求解热应力的最小位能原理的泛函表达式如下：

$$\Pi_p(u) = \int_V \left(\frac{1}{2} \varepsilon^T D \varepsilon - \varepsilon^T D \varepsilon_0 - u^T f \right) dV - \int_{\Gamma_c} u^T \bar{T} d\Gamma \quad (5.22)$$

将求解域 V 进行有限元离散，从 $\delta \Pi_p = 0$ ，可得到有限元求解方程：

$$Ka = P \quad (5.23)$$

与不包含温度应变的有限元求解方程相区别的是载荷向量中包含由温度应变引起的温度载荷。即：

$$P = P_f + P_T + P_{\varepsilon_0} \quad (5.24)$$

式中 P_f, P_T ：为体积载荷和表面载荷引起的载荷项；

P_{ε_0} ：温度应变引起的载荷项：

$$P_{\varepsilon_0} = \sum_i \int_{V_i} B^T D \varepsilon_0 dV \quad (5.25)$$

从以上各式可见, 结构热应力问题 and 无热载荷的应力分析问题相比, 除增加一项以初应变形式出现的温度载荷 P_0 以外, 则是完全相同的。稳态温度应力计算在温度场分析后进行^[53-59]。

5.3.2.2 旋转圆筒热应力有限元分析的方法及步骤

分析旋转圆筒的应力变形需按以下几步进行:

1) 模型的转化。将上节的旋转圆筒温度场有限元模型直接转化为结构分析模型并设置材料性能参数, 然后将旋转圆筒中主要承载部分从前面的旋转圆筒分析模型中单独抽出来进行热应力分析, 这样可以节省计算时间;

2) 温度载荷的施加。在上节分析旋转圆筒温度场的基础上利用 ANSYS 有限元分析的多物理场耦合功能, 把热分析得到的数据转换到结构分析模型之中, 即将温度结果作为载荷直接加在热应力分析模型上;

3) 施加其它边界条件, 进行旋转圆筒热应力及变形的求解。

5.3.2.3 旋转圆筒热应力分析的有限元模型

1 有限元模型的转化

热应力有限元分析模型由温度场分析模型直接转化而来, 因此实体模型是相同的, 有限元网格划分情况亦相同, 不同的是旋转圆筒单元类型由热实体单元 SOLID70 转化为结构实体单元 SOLID45。由于捣料和隔热保温材料对应力的影响比较小, 所以在热应力分析模型中删除捣料层和隔热保温材料层, 以节省计算时间。

2 材料特性的设置

旋转圆筒热应力有限元分析所需输入的材料特性参数主要有热膨胀系数、弹性模量和泊松比等。由于旋转圆筒内的温度相差不是很大, 所以近似的认为各参数均为恒定值, 其中, 耐火浇注料的弹性模量取 94GPa , 泊松比取 0.2 , 密度取 $2000\text{kg}/\text{m}^3$, 比热容取 $900\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 导热系数取 $1.5\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 线膨胀系数取 $6.0\times 10^{-6}/\text{K}$; 钢板的弹性模量取 206GPa , 泊松比取 0.28 , 导热系数取 $52\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, 密度取 $7800\text{kg}/\text{m}^3$, 比热容取 $480\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, 线膨胀系数取 $1.3\times 10^{-5}/\text{K}$ ^[51,52]。

3 边界条件及载荷的施加

与旋转圆筒温度场有限元分析相比, 热应力有限元分析的载荷施加过程相对比较简单, 在旋转圆筒与上水槽连接的部位施加全位移约束以及两个对称面上施加对称约束, 同时对旋转圆筒施加由上节温度场分析计算得到的温度载荷。

5.3.2.4 热应力有限元分析的结果

经过计算，得出旋转圆筒热应力分布情况，如图 5.9 所示，最大热应力达到 230MPa，可是最大应力发生位置在几何形状突变区，故而不考虑其。主要参照其总体应力范围，旋转圆筒的整体高应力分布在 53.4~180MPa 区间，整体应力偏高。相对单纯考虑机械应力而不考虑温度的情况下得到的应力要高出很多，这也说明旋转圆筒的设计分析过程中，不仅要考虑机械应力，更要把热应力充分考虑进去，这样才能保证设计的旋转圆筒安全可靠。

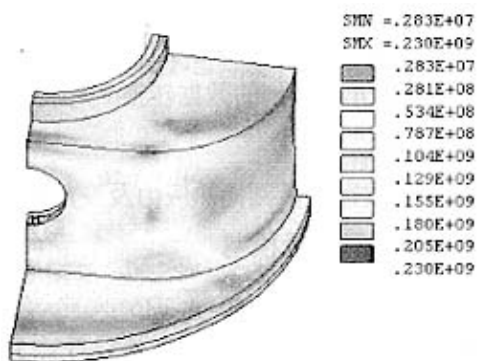


图 5.9 旋转圆筒热应力分布云图

5.4 旋转圆筒热机耦合有限元分析及结果

前面两节分别分析了旋转圆筒在单独考虑机械载荷和单独考虑温载荷的情况下，旋转圆筒的机械应力和热应力结果。由于所要分析的旋转圆筒是在高温下工作的设备，旋转圆筒上表面和下表面的温差很大，因此有必要对其在机械载荷和热载荷共同作用下产生的应力进行详细分析。

旋转圆筒热机耦合分析的步骤与上水槽热机耦合分析基本相同，首先要对旋转圆筒的 1/4 模型进行温度场分析，本次热机耦合分析的温度场分析与上一节的温度场分析条件完全相同，可以直接采用上一节温度场分析的结果。温度场分析完毕后，回到前处理阶段，将有限元模型的热单元类型转化为结构单元类型，重新定义参与机械应力计算材料的弹性模量及泊松比，并设置材料的热膨胀系数。接下来要定义机械应力计算的载荷边界及位移边界条件，施加方法和部位与纯机械应力计算章节中的边界条件相同。在进行热机耦合计算前，关键的一步就是将先前计算的旋转圆筒的温度场读入，并定义参考温度，选中参与应力计算的材料，开始求解。

计算结果如图 5.9 所示,从图中可以看出,最大等效应力值为 264MPa,超过了 Q235 钢的屈服极限,热机耦合分析得到的最大等效应力发生的位置与热应力分析得到的最大等效应力的位置基本相同,这里同样忽略其作用。相比较单纯的机械应力场分析,热机耦合分析得到的旋转圆筒整体应力平均水平明显变大,达到 83~205MPa 之间,从理论上讲更接近真实应力水平。

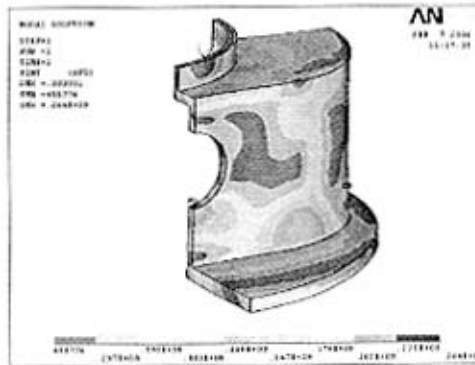


图 5.10 旋转圆筒热机耦合分析等效应力图

5.5 旋转圆筒模态分析

5.5.1 模态分析概述

模态分析用于确定设计结构或机器部件的振动特性,即结构的固有频率和振型,给出模态参与系数。它们是承受动态载荷结构设计中的重要参数,也是其他动力学分析问题的起点,例如瞬态动力学分析、谐响应分析和谱分析,其中模态分析也是进行谱分析、模态叠加法谐响应分析或瞬态动力学分析所必需的前期分析过程。

动力学的典型应用包括:允许设计避免谐振或以指定频率振动;设计如何对不同类型动力载荷的响应,有助于对其他动力学分析计算的求解控制。

ANSYS 的模态分析可以对有预应力的结构进行预应力模态分析。对循环对称结构可以充分利用其循环对称特性,只选取它的一个特征扇形区来进行循环对称模态分析,并且还可以考虑预应力的效果。前者如旋转的涡轮叶片等的模态分析,后者如旋转的带有叶片的叶轮结构的模态分析。ANSYS 的模态分析是线性分析。

5.5.2 旋转圆筒模态分析步骤及内容

如图 5.11 所示, 无料钟炉顶布料器结构设计中, 由旋转圆筒悬挂布料溜槽, 工作过程中溜槽受来自料罐的炉料时时刻刻的冲击, 冲击的频率没有固定大小, 属随机频率, 为了避免炉料下落造成的冲击频率与旋转圆筒的固有频率相近或者相等, 由此而发生旋转圆筒的激烈振动, 长时间的激烈振动轻则造成法兰联接的失效, 螺栓断裂, 重则破坏旋转支撑轴承, 造成布料器停止转动, 无法正常布料, 高炉停产, 造成经济损失。

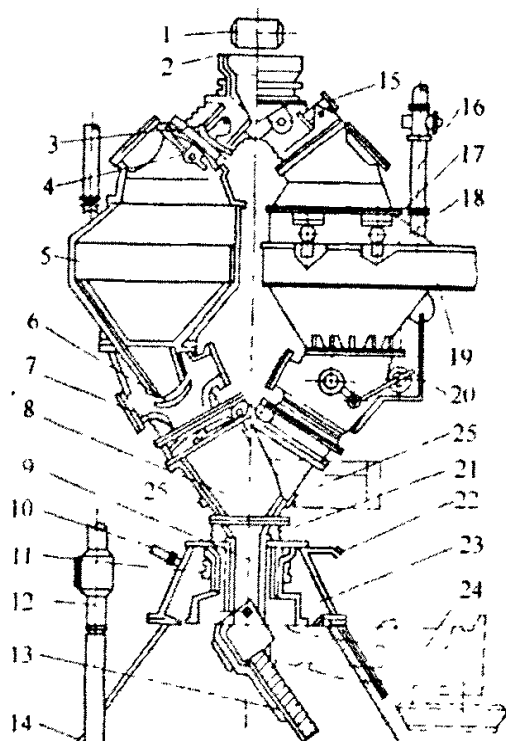


图 5.11 无料钟炉顶布料器炉顶位置图

旋转圆筒的固有频率分析过程中, 去除耐火材料, 捣料等非主体部分, 主要对旋转圆筒钢结构进行有限元固有频率分析, 计算出其前 8 阶固有频率。

旋转圆筒的模态分析属于有预应力的模态分析, 前处理阶段, 对旋转圆筒法兰面施加 Z 方向的零位移约束, 如图 5.12 中 B 所指示的位置。由于旋转圆筒两侧固定大小相同减速器, 通过减速器与溜槽相联接, 本文将减速器与溜槽的重量对旋转圆筒的影响简

化为预应力，施加在图 5.12 中 C 所指的位置，对其进行模态分析。模态分析前首先对旋转圆筒进行静力分析，此项工作已在本章第一节中完成。

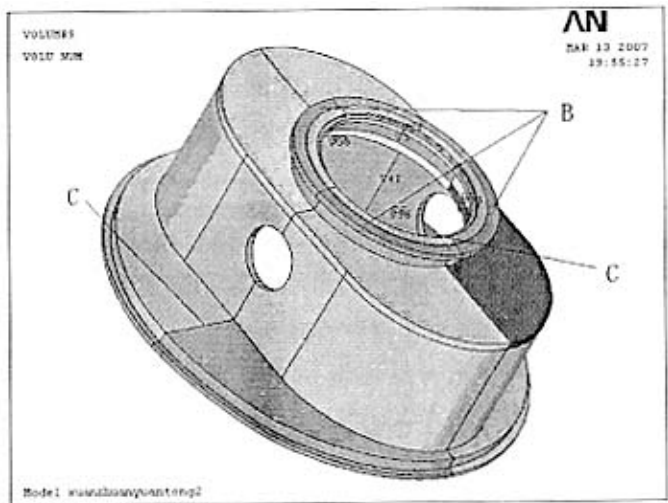


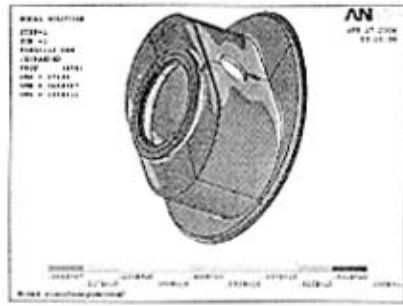
图 5.12 模态分析前处理示意图

静力分析完成后，进行模态分析，预应力模态分析与自由模态分析不同，在分析前要打开预应力效应选项（PSTRES,ON），设定计算 8 阶固有频率和振型，通过分析得到旋转圆筒预应力模态分析前 8 阶固有频率，如表 5.1。

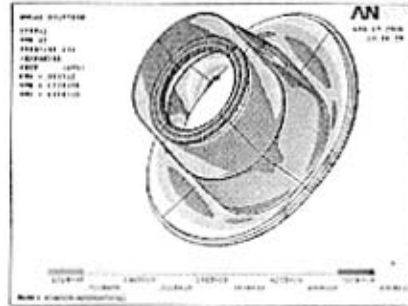
表 5.1 旋转圆筒预应力模态分析前 8 阶固有频率

阶数	频率（Hz）
一 阶	112.09
二 阶	148.23
三 阶	165.83
四 阶	485.83
五 阶	509.28
六 阶	593.25
七 阶	646.52
八 阶	800.08

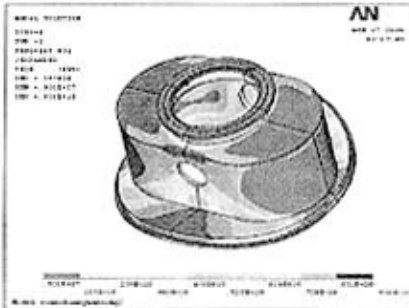
每阶频率所对应的振型如图 5.13 所示



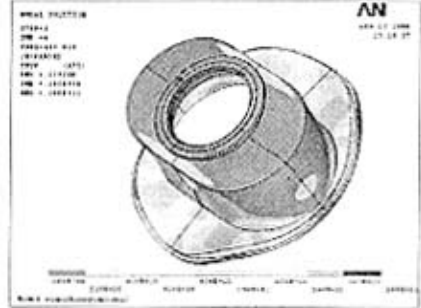
第一阶振型



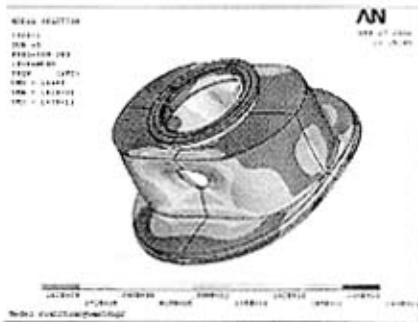
第二阶振型



第三阶振型



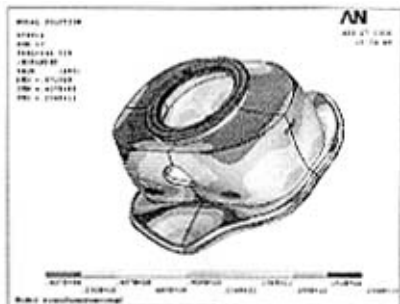
第四阶振型



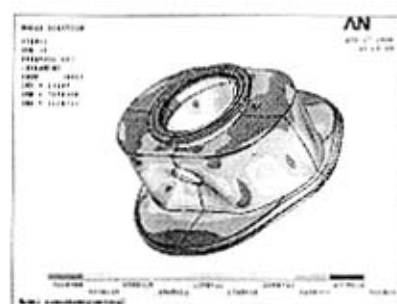
第五阶振型



第六阶振型



第七阶振型



第八阶振型

图 5.13 旋转圆筒前 8 阶频率对应的振型

5.6 小结

本节对布料器旋转圆筒进行了有限元静力分析、温度场分析、热应力分析、热机耦合分析。静力分析结果表明,在不考虑温度影响的情况下旋转圆筒的最大应力达 64.1MPa,整体应力水平较低。对旋转圆筒进行温度场分析是一个难点,本文参考相关文献,经过计算得出温度场分析所需的温度边界条件,准确地得到旋转圆筒在工作过程中的温度场分布情况,为下一步热应力分析及热机耦合分析提供温度边界条件。旋转圆筒热应力分析得到最大热应力达到 230MPa,接近材料的屈服极限,但考虑最大应力发生的位置处于分析模型的几何突变区,实际最大应力应较之小一些,旋转圆筒的整体热应力水平分布在 53.4~180MPa 区间。热机耦合分析考虑到旋转圆筒既受机械载荷又受热载荷,分析的结果更接近旋转圆筒工作过程中的真实应力值,最大等效应力值为 264MPa。从以上的分析我们可以得出:在纯机械应力场分析时,旋转圆筒无论从整体应力水平,还是从最大等效应力角度看,都要远小于考虑温度影响后得出的热应力分析结果及热机耦合分析得到的结果!这说明,旋转圆筒在设计时主要考虑的因素应是温度对旋转圆筒总体力学性能的影响。如果很好地布置耐火材料及保温层,解决旋转圆筒内外表面的温差造成的温度梯度以及冷却水管的合理布置等问题,进而降低旋转圆筒主体 Q235 钢结构的热应力,设计时就可以减小旋转圆筒的各部位钢板的厚度值,降低其重量。旋转圆筒重量的降低有两方面优点:一是较小旋转支撑的负载,延长其适用寿命。二是降低由于旋转圆筒旋转而带来的能耗。对旋转圆筒进行了模态分析,得出旋转圆筒前 8 阶固有频率,为布料器设计中避免发生共振现象,提供了理论参考数据

6 法兰接触分析

6.1 接触分析有限元方法介绍

接触问题是一种高度非线性行为，需要较大的计算资源，为了进行实为有效的计算，理解问题的特性和建立合理的模型是很重要的。

接触问题存在两个较大的难点：其一，在你求解问题之前，你不知道接触区域，表面之间是接触或分开是未知的，突然变化的，这随载荷、材料、边界条件和其它因素而定；其二，大多的接触问题需要计算摩擦，有几种摩擦和模型供你挑选，它们都是非线性的，摩擦使问题的收敛性变得困难。

接触问题分为两种基本类型：刚体—柔体的接触，半柔体—柔体的接触，在刚体—柔体的接触问题中，接触面的一个或多个被当作刚体，（与它接触的变形体相比，有大得多的刚度），一般情况下，一种软材料和一种硬材料接触时，问题可以被假定为刚体—柔体的接触，许多金属成形问题归为此类接触，另一类，柔体—柔体的接触，是一种更普遍的类型，在这种情况下，两个接触体都是变形体（有近似的刚度）。

ANSYS 支持三种接触方式：点—点，点—面，平面—面，每种接触方式使用的接触单元适用于某类问题。

为了给接触问题建模，首先必须认识到模型中的哪些部分可能会相互接触，如果相互作用的其中之一是一点，模型的对立应组元是一个结点。如果相互作用的其中之一是一个面，模型的对立组元是单元，例如梁单元，壳单元或实体单元，有限元模型通过指定的接触单元来识别可能的接触配对，接触单元是覆盖在分析模型接触面之上的一层单元，至于 ANSYS 使用的接触单元和使用它们的过程，下面分类详述。

1 点—点接触单元

点—点接触单元主要用于模拟点—点的接触行为，为了使用点—点的接触单元，你需要预先知道接触位置，这类接触问题只能适用于接触面之间有较小相对滑动的情况（即使在几何非线性情况下）

如果两个面上的结点一一对应，相对滑动又以忽略不计，两个面挠度（转动）保持小量，那么可以用点—点的接触单元来求解面—面的接触问题，过盈装配问题是一个用点—点的接触单元来模拟面—面的接触问题的典型例子。

2 点—面接触单元

点—面接触单元主要用于给点—面的接触行为建模，例如两根梁的相互接触。

如果通过一组结点来定义接触面，生成多个单元，那么可以通过点一面的接触单元来模拟面一面的接触问题，面即可以是刚性体也可以是柔性体，这类接触问题的一个典型例子是插头到插座里。

使用这类接触单元，不需要预先知道确切的接触位置，接触面之间也不需要保持一致的网格，并且允许有大的变形和大的相对滑动。

Contact48 和 Contact49 都是点一面的接触单元，Contact26 用来模拟柔性点—刚性面的接触，对有不连续的刚性面的问题，不推荐采用 Contact26 因为可能导致接触的丢失，在这种情况下，Contact48 通过使用伪单元算法能提供较好的建模能力。

3 面一面的接触单元

ANSYS 支持刚体—柔体的面一面的接触单元，刚性面被当作“目标”面，分别用 Target169 和 Target170 来模拟 2—D 和 3—D 的“目标”面，柔性体的表面被当作“接触”面，用 Contal171, Contal172, Contal173, Contal174 来模拟。一个目标单元和一个接触单元叫作一个“接触对”程序通过一个共享的实常号来识别“接触对”，为了建立一个“接触对”给目标单元和接触单元指定相同的实常的号。

与点一面接触单元相比，面一面接触单元有好几项优点：支持低阶和高阶单元，支持有大滑动和摩擦的大变形，协调刚度阵计算，单元提法不对称刚度阵 的选项。提供工程目的采用的更好的接触结果，例如法向压力和摩擦应力。没有刚体表面形状的限制，刚体表面的光滑性不是必须允许有自然的或网格离散引起的表面不连续。与点一面接触单元比，需要较多的接触单元，因而造成需要较小的磁盘空间和 CPU 时间。允许多种建模控制，例如：绑定接触、渐变初始渗透、目标面自动移动到补始接触、平移接触面（老虎梁和单元的厚度）。支持死活单元，使用这些单元，能模拟直线（面）和曲线（面），通常用简单的几何形状例如圆、抛物线、球、圆锥、圆柱来模拟曲面，更复杂的刚体形状能使用特殊的前处理技巧来建模。

6.2 无料钟炉顶布料器进行接触分析的必要性

首先，无料钟炉顶布料器的结构和工作方式决定其进行周期圆周旋转，长时间承受来自料罐中炉料的冲击，这样对其内部主要构件之间的稳定联接稳固性提出更高的要求，承担联接作用的结构主要是法兰，如果法兰联接失效，特别是联接旋转圆筒与上水槽之间的法兰，构件之间就会出现间隙，生产过程中如未能及时发现解决，将会导致布料器内部震动加剧，破坏旋转支撑轴承，最终设备无法运行，生产不得不停止，造成巨大经济损失。

本文欲通过有限元模拟方法对无料钟炉顶布料器中的旋转圆筒与上水槽之间的法兰联接的力学特性进行模拟, 得出结果进行分析, 提出改进方法。

接触分析相对静力分析比较复杂, 涉及到接触类型的确认, 接触单元, 目标单元的选取, 法兰的接触分析更有其特殊之处, 其研究难点在于:

- (1) 法兰接头中存在材料和结构等多种非线性;
- (2) 必须考虑接头各元件间的相互作用, 把接头当成一个系统来分析;
- (3) 接头的强度和紧密性也不能割裂开来分析。

ANSYS 强大的非线性分析功能使得法兰整体分析成为可能, 本章通过 APDL 建立了法兰接头的参数化三维有限元模型, 并对上水槽与旋转圆筒之间的法兰作了强度分析。

6.3 法兰接触分析有限元模型的建立

上水槽与旋转圆筒之间的法兰接触分析模型形状比较规则、简单, 采用命令流的形式建立三维有限元模型。由于法兰接触模型对称, 为减少接触分析计算空间及计算机存储空间, 取其 1/32 模型作为分析对象。由于本章主要研究上水槽与旋转圆筒之间的法兰连接在正常工作中的整体力学特性, 其中包括法兰面在工作过程中能否保持紧密贴合以及螺栓在一定预紧力下的应力与法兰接触面的应力状态及其自身的应力水平。为便于建模, 建立螺栓模型时去除其螺纹特征。法兰接触分析模型如图 6.1 所示, 其 1/32 模型如图 6.2 所示, 分析计算时根据此模型计算。

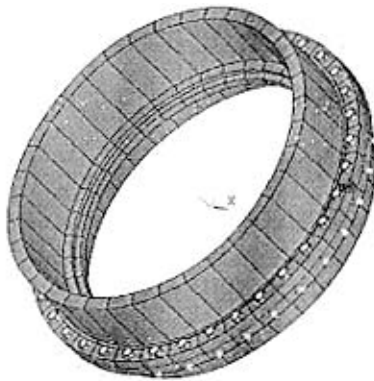


图 6.1 法兰接触分析的整体模型

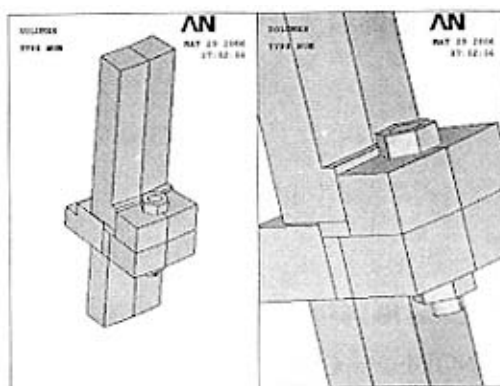


图 6.2 1/32 法兰接触分析三维模型

此次法兰分析采用编制命令流的形式，相关参数设定如下：

部分命令流如下：

```

/SOLU
ALLS
LSCLEAR, ALL
ANTYPE, 0
AUTOTS, 0
NSUBST, 25, 100, 1
OUTRES, ALL, ALL
EQLV, PCG, 1E-8
TIME, 15
CSYS, 1
ASEL, S, LOC, Y, -5
DA, ALL, SYMM
ALLS
ASEL, S, LOC, Y, 5
DA, ALL, SYMM
ALLS
SLOAD, 1, 9, LOCK, DISP, YUJIN_MM, 1, 2
CMSEL, S, SHANG
NSLV, R, 1
    
```

```
NSEL, R, LOC, Z, 300
D, ALL, ALL
ALLS
SBCTRAN
LSWRITE, 1
LSWRITE, 2
NSEL, S, LOC, Z, -110
*GET, NLOAD, NODE, , COUNT
F, ALL, FZ, -F_EXT/NLOAD/36
ALLS
LSWRITE, 3
LSSOLVE, 1, 3, 1
/POST
SET, LAST
PLNSOL, S, EQV, 0, 1
.
```

6.4 材料特性、网格划分及边界条件

法兰接头中各原件的材料均假设为线弹性材料，性能参数见表 6-1

表 6-1 各元件材料属性

构件名称	材料牌号	弹性模量 (GPa)	泊松比	屈服极限 (MPa)
法兰	16Mn	210	0.3	450
螺栓	40MnB	210	0.3	765
螺母	40Mn	210	0.3	765
其他	Q235	206	0.28	235

在本模型中共选用了三种单元^[31,32]：

(1)螺母、螺栓、上下法兰环和分别与法兰环相连的筒体及封头都选用单元 SOLID45，但各元件的单元有其不同的材料特性。

(2)上下法兰之间的接触以及螺母和上下法兰环之间的接触采用面一面接触单元 TARGE170 和 CONTA174 来描述。接触面间相对滑动摩擦系数取为 0.3，对于螺母与螺栓间的摩擦副问题在本课题中不做考虑。

(3)螺栓预紧情况的模拟采用螺栓预紧单元 PRETS179^[32]。

有限元模型的网格划分结果如图 6.3 所示

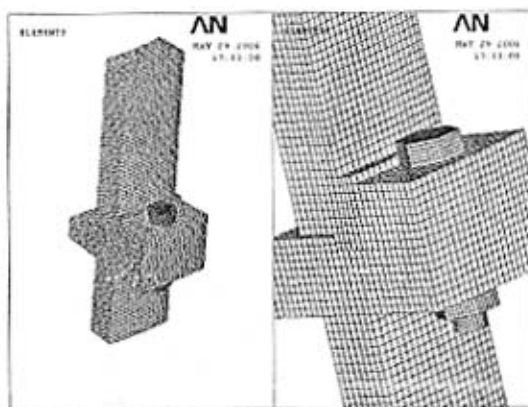


图 6.3 法兰接触分析网格划分模型

在边界条件处理上，由于法兰接头在结构、载荷和约束上都具有轴对称特性，因此，在有限元模型的两个对称面上施加对称约束，约束这两个面上的节点的周向位移，同时为了限制模型的整体刚体位移，在上法兰（与上水槽连接的法兰）组件的筒体顶部施加 Z 方向上的零位移约束。

上水槽与旋转圆筒之间法兰联接的接触分析有预紧工况和下法兰底面沿轴向的负压力载荷工况。预紧工况时，对法兰接头施加螺栓预紧力，采用 ANSYS 中提供的螺栓预紧单元 PRETS179 对螺栓施加指定的预紧载荷，大小为 16000N。下法兰底面沿轴向的负压力载荷大小为旋转圆筒组件与布料器溜槽重量之和。

6.5 结果分析与讨论

图 6.4、6.5 显示了法兰接头在螺栓预紧力为 16000N 时施加外载荷后的变形与应力强度分布情况。图中最大应力处在螺栓帽与螺栓杆连接区，达到 1062MPa，超过了螺栓材料的屈服应力，此处产生最大应力的原因在于此处的几何形状突变造成应力集中，本文处于便于建模角度考虑，未能在建模过程中体现各个几何形状突变区的圆角，如果将圆角考虑进去，最大应力将会有所降低。理论上不会出现螺栓根部断裂的情况。螺栓整体平均应力大小基本在 450MPa 左右，远远低于螺栓材料的屈服应力，安全系数较大。通过后处理分析得到上水槽与旋转圆筒之间的法兰在正常工作过程中可靠性很高，上下法兰面能够紧密贴合。

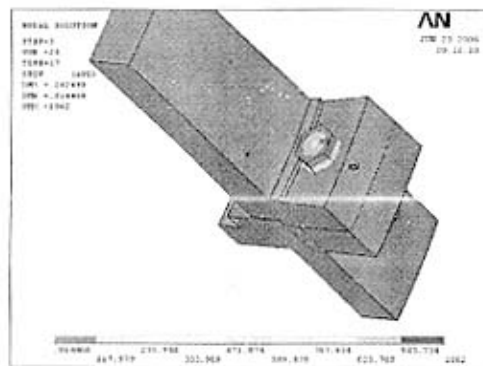


图 6.4 法兰接触分析等效应力图

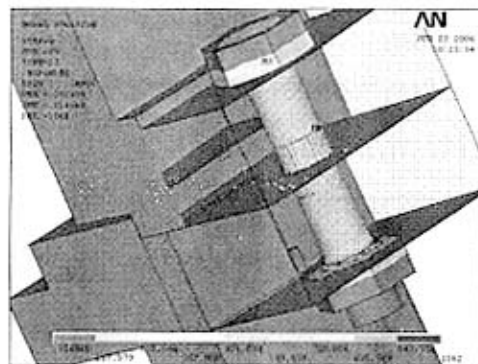


图 6.5 法兰接触分析等效应力局部图

6.6 小结

本节主要对联接上水槽与旋转圆筒之间的法兰进行了有限元接触分析，分析结果表明上水槽与旋转圆筒之间的法兰联接是可靠的，本次研究为无料钟炉顶布料器法兰联接设计及校验提供了很好的方法和途径。

结 论

本文通过有限元软件 ANSYS 首次对首钢 2500 立方米高炉无料钟炉顶布料器整体力学性能进行分析,建立了无料钟炉顶布料器的齿轮箱箱体、上水槽、旋转圆筒及旋转圆筒与上水槽之间的法兰联接三维模型,设置各种边界条件,经模拟计算,得出如下结论:

1) 齿轮箱箱体有限元静力分析结果表明,从应力、应变角度看,齿轮箱箱体平均应力水平较低,应变分布也有相同规律;本文对其局部结构参数做了改进,结果表明,在降低局部几何厚度值时,齿轮箱箱体的整体应力水平没有大的增加,在保证足够强度水平时,通过降低箱体钢板厚度值,可以降低箱体整体重量,为降低布料器对高炉炉体的负载起到一定的作用。提出的齿轮箱箱体新的结构设计方案,解决了布料器工作过程中存在的偏载问题,对延长布料器的使用寿命周期有一定的作用。

2) 上水槽的机械应力场分析结果表明,在不考虑温度影响的情况下,上水槽的整体应力水平及应变水平处在较低的水平,最大应力不超过 20MPa,有很大的安全裕度。工作过程中上水槽与中心喉管相邻,出现温度分布不均现象,通过对其进行热机耦合分析得出:考虑温度情况下整体应力水平增加,尤其是最大应力值增加幅度大。为降低整体应力水平及局部最大应力值,本文建议一是改动上水槽的肋板的位置,将其向上水槽上端移动一定距离,肋板位置更加合理,整体应力水平会有所下降。二是在中心喉管支撑内壁设置保温层,经计算效果明显,能够较好地解决由于中心喉管热辐射造成布料器内部温度升高的问题,

3) 旋转圆筒的应力分析是本文中的难点,也是布料器整体力学性能分析最重要的一部分。旋转圆筒的纯机械应力场分析得出的结果表明,整体机械应力水平较低,安全系数较大。旋转圆筒的热机耦合分析结果显示,考虑温度因素后整体应力水平大大提高,这表明旋转圆筒的应力水平的主要影响因素在于温度场分布情况。所以,合理布置旋转圆筒的隔热层及冷却水管的分布,降低旋转圆筒的温度梯度,进而降低其整体应力水平,在保证旋转圆筒有足够的强度和刚度的情况下降低其钢板厚度值,达到降低旋转圆筒自身重量,降低布料器生产运行成本的目的。对旋转圆筒进行了模态分析,得出旋转圆筒前 8 阶固有频率,为布料器设计中避免发生共振现象,提供了理论参考数据

4) 通过有限元接触分析,对上水槽与旋转圆筒之间的法兰联结的力学性能进行了评价。为布料器设计过程中法兰联接效果的评价提出了新的方法。

参考文献

- [1] 张国辉. 高炉无料钟炉顶水冷布料溜槽传动齿轮箱研究: 硕士学位论文. 沈阳: 东北大学, 2002
- [2] 中国冶金设备总公司. 现代大型高炉设备及制造技术. 北京: 冶金工业出版社, 1996. 116. ISBN 7-5024-1774-5
- [3] 冶金工业部重庆钢铁设计研究院. 炼铁机械设备设计. 北京: 冶金工业出版社, 1985
- [4] 谢江华. 高炉布料器齿轮箱回转支承故障诊断. 湖北工学院学报, 2004
- [5] 张勤刚. 武钢 2 号高炉无料钟炉顶布料模式的优化. 炼铁, 2001
- [6] 经文波. 无料钟高炉布料特性研究. 江西冶金, 2005
- [7] 高立新. 大型齿轮箱回转支撑故障诊断. 北京工业大学学报, 2005
- [8] 高月平. 高炉炉顶布料器的故障及维修. 江苏冶金, 2003
- [9] 戴敦效. 高炉无料钟炉顶溜槽的修复. 机械工程材料, 1997
- [10] 洪伟. 马钢 2500m³ 高炉布料器溜槽磨漏的判断. 炼铁, 2002
- [11] 温元泉. 韶钢 3 号高炉布料溜槽故障分析与处理. 炼铁, 2002
- [12] 陈主成. PLC 和变频器在高炉无料钟自动布料系统中的应用. 冶金动力, 2004
- [13] 周旭朋. 无料钟炉顶的控制技术应用. 河南冶金, 2004
- [14] 任廷志. 无钟溜槽结构参数对高炉布料的影响. 钢铁, 2004
- [15] 付丽华. 旋转溜槽布料器的冷却、密封和润滑. 密封与润滑, 2005
- [16] 熊良勇. 无料钟炉顶布料实践及分析. 钢铁, 2004
- [17] 许倩. 高炉无料钟炉顶称量系统阀箱问题的分析和研究: 硕士论文. 北京: 北京科技大学, 2002
- [18] 经文波. 无料钟高炉布料数学模型研究. 控制理论应用, 2002
- [19] 邹家祥. 冶金机械的力学行为. 北京: 科学出版社, 1996
- [20] 张保峰. 基于 VPT 技术的 2302R-100 自行电站传动系动力学仿真的实现策略. 汽车科技, 2004
- [21] 吴彦. 虚拟样机技术在采煤机械设计中的应用. 2002 年 MSC.software 中国用户论文集
- [22] 马东. 重卡车身悬置梁的动强度分析. 2002 年 MSC.software 中国用户论文集
- [23] 马爱军. Patran 和 Nastran 有限元分析专业教程. 北京: 清华大学出版社, 2005

- [24] 魏建华. 基于 MSC/PATRAN 的汽车轮胎温度场分析的关键技术研究. 硕士论文, 2002
- [25] 隋允康. MSC.Natran 有限元动力分析与优化设计使用教程. 北京: 科学出版社, 2004
- [26] 郑建荣. ADAMS—虚拟样机技术入门与提高. 北京: 机械工业出版社, 2002
- [27] 王国强. 虚拟样机技术及其在 ADAMS 上的实践. 陕西: 西北工业大学出版社, 2002
- [28] Radhakrishnan, V.R Mathematical model for Predictive control of the bell-less top charging system of a blast furnace Journal of Process Control 2001
- [29] Bochka.V.V Materials flow from bell-less top hoppers Fuel and energy abstracts 1995
- [30] Mori.K .Method for charging center coke in Bell-less top blast furnace Fuel and energy abstracts 2002
- [31] 余伟伟. ANSYS 在机械与化工设备中的应用. 北京: 中国水利水电出版社, 2005
- [32] 周宁. ANSYS 在机械工程应用实例. 北京: 中国水利水电出版社, 2005
- [33] 周筠清. 传热学. 北京: 冶金工业出版社, 1992
- [34] 杨世铭. 传热学. 第 2 版, 北京: 高等教育出版社, 1987, 10
- [35] 王瑁成. 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法. 第 2 版, 北京: 清华大学出版社, 1997, 3
- [36] 孔祥谦. 热应力有限单元法分析. 上海: 上海交通大学出版社, 1999, 10
- [37] 王国强. 实用工程数值模拟技术及其在 ANSYS 上的应用. 陕西: 西北工业大学出版社, 1999, 8
- [38] 魏军, 张士敏等. 钢冷却壁的温度场计算. 钢铁研究学报, 1995, 7: 1~4
- [39] 吉泽升. 传输原理. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2002, 12: 136~138
- [40] 张奕. 传热学. 南京: 东南大学出版社, 2004, 2: 105~122
- [41] 陈家祥. 连续铸钢手册. 北京: 冶金工业出版社, 1991: 987
- [42] 钱之荣, 范广举. 耐火材料实用手册. 北京: 冶金工业出版社, 1992: 22~28
- [43] 姜建华. 无机非金属材料工艺原理. 北京: 化学工业出版社, 2005, 1: 124~132
- [44] 胡宝玉. 特种耐火材料实用技术手册. 北京: 冶金工业出版社, 2004: 81、115
- [45] 小飒工作室. 最新经典 ANSYS 及 Workbench 教程. 北京: 电力工业出版社, 2004, 6: 501~505

- [46] 张建章. 我厂机窑窑罩的隔热保温措施. 四川水泥, 1995: 30
- [47] 薛守义. 有限单元法. 北京: 中国建材出版社, 2005, 2: 197~198
- [48] 陈黉, 吴味隆. 热工学-3 版. 北京: 高等教育出版社, 2004, 11: 118~120
- [49] 刘志刚, 高炉无料钟炉顶布料器的冷却分析. 冶金设备, 2005, 6: 60~64
- [50] 王瑁成. 有限单元法. 北京: 清华大学出版社, 2003: 461
- [51] 李春胜. 钢铁材料手册. 江西: 江西科学技术出版社, 2004, 7: 36~38
- [52] 毛谦德, 李振清. 袖珍机械设计手册. 北京: 机械工业出版社, 1994: 20-23
- [53] Zheng Muqiao, Cui Yufu, Sun Fengchun. Analysis of Static Temperature Field of Vehicle's Solid Rubber Tire. Journal of Beijing Institute of Technology, 1998 (7) : 135~140
- [54] J.R.Zabadal , M.T.M.B.Vilhena , S.Q.Bogada Leite . Heat transfer Process simulation by finite differences for online control ladle furnaces . Ironmaking and Steelmaking, 2004, 31 (3) : 227~234
- [55] Junji Yoshida, Masato Abe, M.ASCE, Yozo Fujino, M.ASCE, Hiroshi Watanabe . Three-Dimensional Finite-Element Analysis of High Damping Rubber Bearings. Journal of Engineering Mechanics, 2004, 130 (5) : 607~620
- [56] C.H.Moon, S.M.Hwang. Analysis of flow, heat transfer, solidification, and inclusion removal in continuous slab caster by finite element method. Ironmaking and Steelmaking, .2003, (1) : 48~56
- [57] Zone-ching lin, chang-cheng chen. Temperature field analysis of IC molding Process based on three dimension finite element model. Heat and Mass transfer, 2004, 40: 477~485
- [58] Bai Hao, Cang DQ, Zong YB. Experimental study on heat transfer characteristic of blast furnace copper stove. J.Uni. Sci. and Technology, Beijing, 2002, 9 (4) : 258~259

在学研究成果

一、 在学期间所获的奖励

2005~2006 年，获“院级优秀团员”称号；

二、 在学期间发表的论文

秦生，卞致瑞，苏维，马连军. 高炉无料钟炉顶布料器应力分析. 机电产品开发与
创新，已录用

致 谢

我是在导师卞致瑞教授的悉心指导下完成本文的研究工作的。卞老师在我的研究生求学期间对我的学业有莫大帮助和影响。卞老师治学严谨，一丝不苟，兢兢业业，严格要求我们从事课题研究。除在学习导师给我帮助外，在生活中我能深刻体会到导师对我们的关心和帮助，他教导我们如何做好学问的同时做好一个人，教导我们如何面对即将到来的种种挑战。在这即将离开学校之即，我为导师送上我深切的祝福，祝您身体健康！万事如意！

同时我也要感谢实验室里的所有同学们，在我平时的课题研究过程中他们给予了我莫大的支持和帮助。在此向他们致以诚挚的谢意。

感谢首钢设计院的苏维工程师对我的论文工作的支持。还要感谢所有关心我、支持我、帮助过我的老师和同学们。

2007 年 3 月于北京科技大学