

大连理工大学

---

硕士学位论文

---

带式烧结机台车车体有限元分析及优化

---

姓名：李鸿顺

---

申请学位级别：硕士

---

专业：机械工程

---

指导教师：孙伟;戴鸽

---

20091201

## 摘 要

带式烧结机是烧结厂主要设备之一。是由许多个台车组成的一个封闭烧结带。在烧结过程中台车在上轨道上进行装料、点火、烧结，在尾部排出烧结矿。台车在倒数第二个风箱处，排气温度达到最高值，在返回下轨道时温度下降。台车在整个工作过程中，承受本身的自重、篦条的重量、烧结矿的重量及抽风负压的作用，又要受到长时间热的反复作用，因此产生很大的热疲劳。台车是很容易损坏的部件。又因台车造价昂贵，数量多，是烧结机最重要的组成部分，它的性能优劣直接影响烧结机的使用。而台车的寿命主要取决于台车体的寿命，因此对烧结台车车体强度的科学计算及进行设计方案的改进具有非常重要的意义。本文就是针对首钢京唐钢铁联合有限公司的烧结台车台车体来展开分析和研究的。

本文在分析烧结机台车体结构与工作原理的基础上，利用三维设计软件 Pro/E 完成烧结机台车体的三维造型，然后建立了符合台车体实际工况的有限元模型，利用 ANSYS 软件对台车体上产生的应力、变形进行了有限元模拟，借助该软件强大的后处理功能，绘制了台车体的应力云图和变形云图。接着对台车体的设计进行改进优化，与原设计进行分析对比，并对设计的经济性进行评价。

**关键词：**烧结机台车；三维设计；有限元分析；ANSYS；优化

## The FEA and optimization design of Sintering Machine Trolley

### Abstract

The belt sintering machine is one of sintering plant main equipment. It's a seal sintering belt which is composed by many trolleys. The trolley carries on in the agglutination process on being on the track feeds, the ignition, the agglutination, discharges the agglomerate in the rear part. When the trolley is in the reciprocal second bellower place, the discharge temperature achieves the maximum, when returns track temperature drop. The trolley in the entire work process, withstands itself dead weight, the grid weight, the agglomerate weight and the convulsion negative pressure function, also must receive the long time hot repeatedly function, therefore has the very big heat to be weary. The trolley is a part which very easy to damage. And further because the trolley construction cost is expensive, quantity are many, is repairs ties machine the most important constituent, its performance fit and unfit quality affect the sintering machine directly the use. But the trolley life mainly is decided by the trolley body life, therefore calculates and carries on the design proposal to the pallet hull strength science the improvement to have the extremely vital significance. This article is aims at Beijing Steel Corporation Beijing Tang Steel and iron Union Limited company the pallet trolley body to launch the analysis and the research.

This article in the analysis agglutination radio station chassis structure and in the principle of work foundation, used three dimensional design software Pro/E to complete the agglutination radio station chassis the three dimensional model, then established has conformed to the trolley body actual operating mode finite element model, used the ANSYS software the stress, the distortion which produced to the trolley body on has carried on the finite element simulation, with the aid of this software formidable post-processing function, has drawn up the trolley body stress cloud chart and the distortion cloud chart. Then makes the improvement to the trolley body design to optimize, carries on the analysis contrast with the original design, and carries on the appraisal to the design efficiency.

**Key Words:** Sintering machine trolley; three dimensional design; Finite element analysis; ANSYS; Optimization

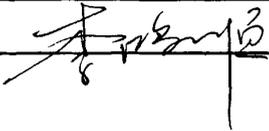
---

## 大连理工大学学位论文独创性声明

作者郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下进行研究工作所取得的成果。尽我所知，除文中已经注明引用内容和致谢的地方外，本论文不包含其他个人或集体已经发表的研究成果，也不包含其他已申请学位或其他用途使用过的成果。与我一同工作的同志对本研究所做的贡献均已在论文中做了明确的说明并表示了谢意。

若有不实之处，本人愿意承担相关法律责任。

学位论文题目：带式烧结机台车车体有限元分析及优化

作者签名： 日期：2009年8月23日

## 大连理工大学学位论文版权使用授权书

本人完全了解学校有关学位论文知识产权的规定，在校攻读学位期间论文工作的知识产权属于大连理工大学，允许论文被查阅和借阅。学校有权保留论文并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印、或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

学位论文题目：带小波神经网络的非线性系统辨识与优化  
作者签名：李红岩 日期：09年12月5日  
导师签名：刘伟 日期：09年12月5日

# 1 引言

## 1.1 课题研究的背景和意义

随着我国经济的发展,对钢铁的需求量越来越大,对铁矿石的需求量日益增多。而各种不同品位的铁矿粉经混合造块后才能用于高炉炼铁,目前主要的造块方法有烧结法和球团法两种。球团法生产需要粒度很细的精矿,并需用气体或液体燃料进行焙烧,原料条件要求比较高。而烧结法对原料的适应性很强,不仅可以用粒度较粗的富矿粉和精矿粉生产烧结矿,同时还可处理工业含铁废弃物,所以烧结法在世界各国都得到了广泛的应用和发展。烧结法是铁矿粉造块生产的主要方法,烧结矿占入炉含铁原料总量的70%—90%<sup>[1]</sup>。

由此可见,在现代钢铁生产过程中,烧结作为给炼铁高炉提供原料的重要环节,有着不可替代的作用,用烧结法生产烧结矿不仅解决了粉矿炼铁问题,同时还改善了含铁原料的冶金性能,使高炉生产指标和经济效益均得到明显提高。

烧结机是烧结工艺中不可缺少的重要设备,日益向大型化、自动化及复杂化发展,这样的关键设备一旦发生故障,往往会给生产带来巨大的影响。常常由于对故障的不当的估计,而使企业蒙受较大的经济损失。为了保证烧结机的正常运转,每年企业都要花费大量的维修费用。烧结机台车(实物照片见图1.1)是烧结机非常重要的部件,工作条件和工作环境都比较差。带式烧结机是由许多块台车组成的一个封闭的烧结带。全部烧结台车的费用占整个烧结机总投资的40%—50%左右。在烧结机的使用中,台车体发生塌腰卡阻,乃至断裂,将会导致生产的突然中断,严重时甚至会引发火灾,从而造成重大经济损失,还有可能导致人员伤亡。所以对烧结机台车体的应力分布情况和设计方案优化的研究是非常有意义的。

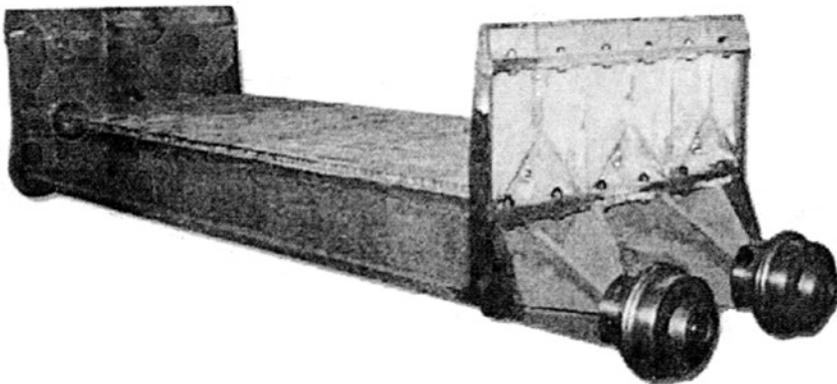


图 1.1 烧结机台车

Fig. 1.1 Sintering machine trolley

## 1.2 烧结机台车体应力研究的现状

尽管烧结机应用很广泛，但是对烧结机台车体的分析与计算一直停留在传统粗略的方法上，在计算台车体强度时将其体简化为简支梁，按平面弯曲和扭转组合变形来计算。具体的方法如下：

### (1) 台车体主梁的机械应力

#### ① 载荷

台车承受的载荷

$$F_t = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

式中：  $F_t$ —台车体承受的载荷 (N)

$F_1$ —台车体由原料重量所加的载荷 (N)

$F_2$ —台车体由负压所加的载荷 (N)

$F_3$ —台车体由篦条重量所加的载荷 (N)

$F_4$ —台车体由隔热垫重量所加的载荷 (N)

其中：  $F_1 = \gamma BLH$

$\gamma$ —原料重度 (N/m<sup>3</sup>)

B—台车宽度 (m)

L—台车长度 (m)

H—料层厚度 (m)

$$F_2 = qBL$$

$q$ —主抽风机额定负压 (N/m<sup>2</sup>)

台车自身重量  $W_t$  (N)

#### ② 弯曲力矩

由  $F_t$  产生的弯曲力矩，受力如 (图 1.2) 所示

$$M_p = \frac{F_t x}{2} \quad (x \leq a)$$

$$M_p = \frac{F_t \left[ (l - 2a)x - (x - a)^2 \right]}{2B} \quad (a < x \leq a + B)$$

式中：  $l$ —台车车轮间的距离 (m)

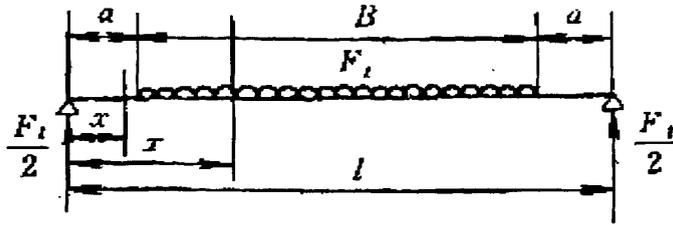


图 1.2 载荷  $F_t$  受力图

Fig.1.2 Diagram of load  $F_t$

由  $W_t$  产生的弯曲力矩，受力如（图 1.3）所示

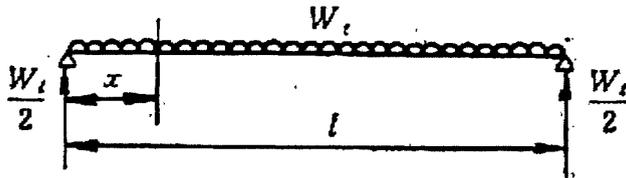


图 1.3 载荷  $W_t$  受力图

Fig.1.3 Diagram of load  $W_t$

$$M_{W_t} = \frac{W_t x(l-x)}{2l}$$

本体中间主梁部 中间主梁部的载荷按  $\frac{F_t + W_t}{3}$  考虑。

$$F_0 = \frac{F_t}{3} ; \quad W_0 = \frac{W_t}{3}$$

$$\text{在 } x = \frac{l}{2} \text{ 处 } \quad M_{F_0_{\max}} = \frac{F_t(l^2 - 4a^2)}{24B}$$

$$M_{W_0_{\max}} = \frac{w_t l}{24}$$

$$M_{(F_0+W_0)_{\max}} = M_{F_0_{\max}} + M_{W_0_{\max}} = \frac{F_t(l^2 - 4a^2)}{24B} + \frac{w_t l}{24}$$

式中力矩单位是  $N \cdot m$ ；力的单位是  $N$ 。

③ 台车体的主梁截面 主梁截面如（图 1.4）所示

重心坐标

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i}$$

式中:  $A_i$ —各部分截面的面积 ( $m^2$ )

$y_i$ —各部分截面的重心至基准线  $x-x$  的距离 (m)

$\bar{y}$ —主梁的重心至基准线  $x-x$  的距离 (m)

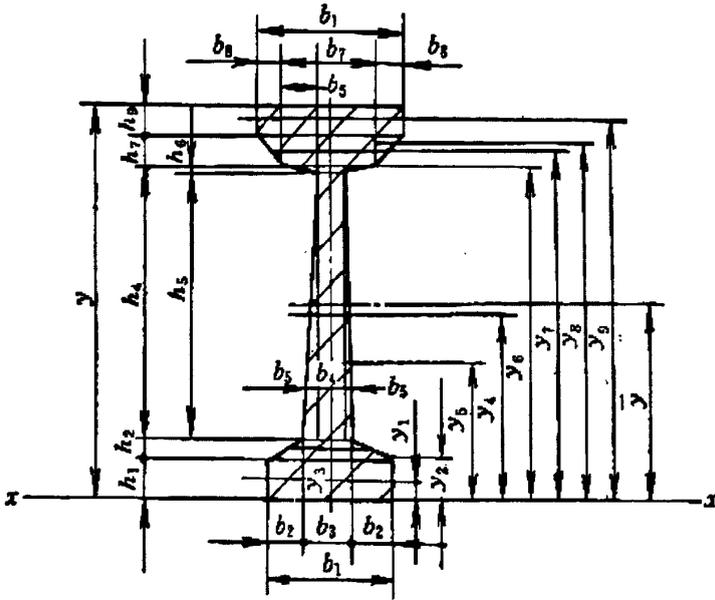


图 1.4 台车体主梁截面图

Fig.1.4 Trolley body king post profile chart

截面惯性矩

$$I = \sum [I_i + A_i (\bar{y} - y_i)^2]$$

截面系数

$$Z_t = \frac{1}{\bar{y}} \quad Z_u = \frac{I}{(\bar{y} - y_i)}$$

式中:  $Z_t$ —拉伸侧的截面系数 ( $cm^3$ )

$Z_u$ —压缩侧的截面系数 ( $cm^3$ )

④主梁的弯曲应力

拉伸侧的弯曲应力 (主梁下面)

$$\sigma_t = \frac{M_{(F_0+w_0)\max}}{Z_t} \quad (\text{N/mm}^2)$$

压缩侧的弯曲应力（主梁上面）

$$\sigma_u = \frac{M_{(F_0+w_0)\max}}{Z_u} \quad (\text{N/mm}^2)$$

(2) 台车主梁的热应力

①主梁温度 主梁温度及温度分布由实际运转的烧结机台车上测得（主梁长度方向及宽度方向的温度认为是一致的），如（图 1.5）所示。

温度分布假定为下式那样的抛物线： $T(y) = ay^2 + by + c$

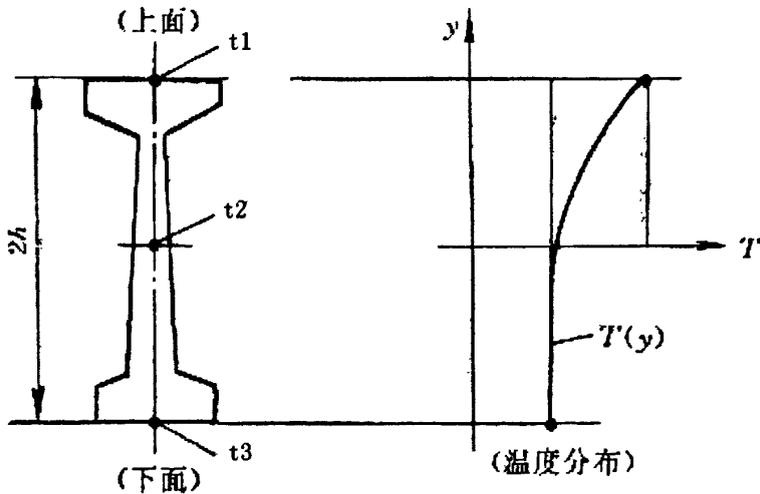


图 1.5 台车体温度分布图

Fig. 1.5 Trolley body Temperature distribution chart

②热应力

$$\sigma_T = -\alpha E T_{(y)} + \int_h^h \frac{\alpha}{AE} T_{(y)} f_{(y)} dy + \int_h^h \frac{\alpha y}{IE} T_{(y)} f_{(y)} dy$$

式中： $\sigma_T$  — 热应力 ( $\text{N/cm}^2$ )

$\alpha$  — 热胀系数 ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )

$E$  — 弹性模量 ( $\text{N/cm}^2$ )

$A$  — 截面面积 ( $\text{cm}^2$ )

$I$  — 截面惯性矩 ( $\text{cm}^4$ )

$h$ —主梁高度的一半 (cm)

$T_{(y)}$ —温度分布曲线

$t_{(y)}$ —法兰及筋的宽度变化曲线 (cm)

(3) 台车体主梁的合成应力  $\sigma$

$$\sigma = \sigma_b + \sigma_T = \left[ -\frac{(\sigma_t + \sigma_u)y}{2h} + \frac{(\sigma_t - \sigma_u)}{2} \right] + \sigma_T$$

这就是烧结机台车应力的传统计算公式。<sup>[1-1]</sup>

显然上述的计算公式比较粗略,因为在计算过程中未考虑台车车体筋板,圆角等因素的影响,且在计算中进行了多处近似计算。

### 1.3 有限元分析方法的现状

#### 1.3.1 有限元法概述

有限元法是一种求解复杂工程结构的非常有效的数值分析方法,它的基本思想是将所研究的工程系统进行离散处理,转化成有限元系统 (Finite Element System),该有限元系统由节点 (Node) 及单元 (Element) 所组合而成。有限元法将一个具有无限个自由度结构的工程系统变换成一个具有有限个自由度的近似结构,这个有限单元系统可以转化成数学模型。完整的有限元模型除了节点、单元外,还包含工程系统本身所具有的边界条件、约束条件、外力负载等。根据有限元数学模型便可对工程系统进行求解,并通过节点、单元表现出来,求解的基本步骤如下<sup>[9] [10]</sup>:

(1) 结构离散化。将某个工程结构离散为由各个单元组成的计算模型,单元间彼此通过节点相连。根据研究对象的不同,有限元法中采用的单元形式也不相同。单元节点的设置、特性、数目等视问题的性质、描述变形形态的需要和计算精度而定。

(2) 分析单元特性,求出各单元的刚度矩阵  $[K]^{(e)}$ 。根据单元的材料性质、形状、尺寸、节点数目、位置及含义等,应用弹性力学中的几何方程和物理方程建立单元节点力和节点位移的关系式,即单元刚度矩阵  $[K]^{(e)}$ 。单元刚度矩阵  $[K]^{(e)}$  是由单元节点位移向量  $\{\Phi\}^{(e)}$  求单元节点力向量的转移矩阵,其关系式为:

$$\{F\}^{(e)} = [K]^{(e)} \{\Phi\}^{(e)} \quad (1.1)$$

(3) 单元组集,求结构的总体刚度矩阵  $[K]$ 。将所有单元刚度矩阵  $[K]^{(e)}$  集成为结构的总体刚度矩阵  $[K]$ ,并写出总体平衡方程。总体刚度矩阵  $[K]$  是由整体节点位移向量  $\{\Phi\}$  求解整体节点力向量  $\{F\}$  的转移矩阵,其关系式即为总体平衡方程,方程如下:

$$\{F\} = [K]\{\Phi\} \quad (1.2)$$

(4) 计算等效节点力。结构离散化后，假设力是通过节点从一个单元传递到另一个单元去的。但是，对于实际的连续体，力是从单元的公共边界传递到另一个单元中去的。因而，这种作用在单元边界上的表面力、体积力或集中力都需要等效地移到节点上去，也就是用等效节点力来代替所有作用在单元上的力。

(5) 引入边界条件，并求解未知节点的位移。节点的边界条件有两种：一种是节点  $n$  沿某个方向的位移为零，另一种是节点  $n$  沿某个方向的位移为一给定值。引入边界条件，求解方程 (1.2) 得到节点位移。可根据方程的具体特点来选择合适的计算方法。

(6) 求各单元内的应力和应变。

使用有限元计算分析方法较其它传统的实验应力分析方法有明显的优越性，其优点在于：

- ① 有限元法能够给出所需要的模型任意部位的应力和位移状态。
- ② 不仅能给出数据结果，还能由计算机自动给出立体图像。
- ③ 一旦实际的物理模型被转化为数学力学模型，就可反复使用同一模型进行各种加载状况的计算，保证了模型的完全相似。
- ④ 同一种计算机程序，还可以用来对多种不同模型进行计算分析。
- ⑤ 由于借助于计算机，使大量的数据处理变得较为容易，不管研究对象的几何形状、材料性质、支持条件等多么复杂，都能进行分析，迅速得出结果。为了验证其分析结果是否正确，有时需要用实验应力分析法，或用已知的基础知识、实际经验加以验证、判断，根据客观依据，总结出符合实际的规律性，使得结果更具有科学性和可信性。

### 1.3.2 有限元法刚度矩阵的建立

进行有限元分析的基本步骤之一就是要找出所剖分单元的刚度矩阵和质量矩阵，一般建立刚度矩阵的方法有直接法、虚功原理法和能量变分原理法。下面用虚功原理法求刚度矩阵。

(1) 位移模式和形状矩阵  $[N]$  (形函数)。对于一个复杂的弹性体，要用某种函数描述整体内任意一点的位移是不可能的。但对离散化后的某个单元，则可将该单元内某一点的位移量近似地写为该点的坐标函数，这个表达式称为该单元的位移模式。要使有限元解收敛，位移模式必须满足以下条件：

- ① 包含刚体位移和常应变 (必要条件)；

② 单元边界上位移是协调的（充分条件）。此外，为提高精度，多项式应由低向高选取，完备到尽可能的阶数，对  $P$  阶完备多项式，误差为  $D^{P+1}f$ 。位移模式可用形状矩阵  $[N]$  与节点位移表示：

$$\Phi(x, y, z) = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [N(x, y, z)] \{\varphi\}^{(e)} \quad (1.3)$$

式中： $\Phi(x, y, z)$ —局部坐标系中单元内任意一点的位移；

$\{\varphi\}^{(e)}$ —单元内节点位移列阵。

$\{\varphi\}^{(e)} = \{ u_1, v_1, w_1 \cdots u_n, v_n, w_n \}$   $n$ —单元内节点总数；

$[N(x, y, z)]$ —形状矩阵，节点位移与单元中任意一点位移转换矩阵。任意一个单元的形状函数应满足下列两个条件：

① 在该单元某一节点  $i$  处， $N_i = 1$ ，而在该单元其余节点处， $N_i = 0$ ；

② 任意一个单元所有节点的形状函数之和等 1。任意一个单元的形状函数应满足以上两条件，表示该单元作刚体运动的情况。

(2) 几何矩阵  $[B]$ （节点位移和单元中应变之间的转换矩阵）。由弹性力学几何方程表示出位移与应变的关系：

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (1.4)$$

利用位移与应变的关系式，将位移模式的表达式 (1.3) 代入几何方程 (1.4) 可得单元内的应变的表达式：

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\Phi\}^{(e)} = [B_1 B_2 \cdots B_n]\{\Phi\}^{(e)} \quad (1.5)$$

式中： $\{\varepsilon\}$ —应变矩阵。

(3) 应力矩阵及局部坐标系中的单元刚度矩阵 $[K]^{(e)}$ 。由弹性力学可知应力与应变的关系式：

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (1.6)$$

式中： $\{\sigma\}$ —应力矩阵， $\{\sigma\} = \{\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx}\}^T$

$[D]$ —弹性矩阵，由弹性常数  $E$  和  $\mu$  决定。

$$[D] = \frac{E(1-\mu)}{(1+\mu)(1-2\mu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & \frac{\mu}{1-\mu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\mu}{1-\mu} & \frac{\mu}{1-\mu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\mu}{2(1-\mu)} \end{bmatrix} \quad (1.7)$$

将式 (1.5) 代入式 (1.6) 得：

$$\{\sigma\} = [D][B]\{\Phi\}^{(e)} \quad (1.8)$$

$$[S] = [D][B] \quad (1.9)$$

式中 $[S]$ 为单元的应力矩阵，将(4-8)代入虚功方程经整理后得局部坐标系中力平衡方程：

$$\{f\}^{(e)} = [K]^{(e)}\{\Phi\}^{(e)} \quad (1.10)$$

式中： $\{f\}^{(e)}$ —局部坐标中单元节点力，

$$\{f\}^{(e)} = \{f_{x1} f_{y1} f_{z1} f_{x2} f_{y2} f_{z2} \cdots f_{xn} f_{yn} f_{zn}\}^T$$

$[K]^{(e)}$ —局部坐标系中单元刚度矩阵，

$$[K]^{(e)} = \iiint_V [B]^T [D][B] dV$$

(4) 整体坐标中的单元刚度矩阵 $[K]^{(e)}$ 。为了得到总体刚度矩阵，使用坐标转换矩阵 $[T]$ ，将在局部坐标中得出的单元刚度矩阵 $[k]^{(e)}$ ，转换成在整体坐标系中的单元刚度

矩阵  $[K]^{(e)}$ 。设局部坐标与整体坐标的坐标转换矩阵为  $[T]$ ，则局部坐标系中单元节点位移向量  $\{\Phi\}^{(e)}$  与整体坐标系中单元节点坐标位移向量  $\{\phi\}^{(e)}$  之间的转换关系式为：

$$\{\Phi\}^{(e)} = [T]\{\phi\}^{(e)} \quad (1.11)$$

整体坐标系中的单元刚度矩阵  $[K]^{(e)}$ ：

$$[K]^{(e)} = [T]^T [k]^{(e)} [k]^{(e)} \quad (1.12)$$

(5) 总体刚度矩阵的集成。总体刚度矩阵  $[K]$  是由节点位移求节点力  $[F]$  的转移矩阵，其关系式参见式 (4.2)。写成分块的形式，则为：

$$\begin{Bmatrix} \{F\}_1 \\ \{F\}_2 \\ \vdots \\ \{F\}_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [K]_{11} & [K]_{12} & \cdots & [K]_{1n} \\ [K]_{21} & [K]_{22} & \cdots & [K]_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ [K]_{n1} & [K]_{n2} & \cdots & [K]_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\Phi\}_1 \\ \{\Phi\}_2 \\ \vdots \\ \{\Phi\}_n \end{Bmatrix} \quad (1.13)$$

总体刚度矩阵的特点：对称性、稀疏性、奇异性、分块性及非零元素呈带状分布。

### 1.3.3 有限元软件 ANSYS 概述

ANSYS 软件是由美国的 John Swanson 博士和 Swanson 分析系统公司 (SASI) 开发的，一个具有强大的灵活性、且集设计分析和优化功能于一体的大型通用有限元软件包。该软件包将有限元分析、计算机图形学、可靠性技术及优化技术相结合。它包括结构、热、声学、电磁学、流体学等诸多模块，可广泛用于机械制造、航空航天、石油化工、水电能源、土木建筑、交通运输、电子通讯、生物医学及轻工等领域的科学研究。

ANSYS 作为专业的 CAE 软件，具有强大的求解器和前处理及后处理功能。它包括一个前处理器、一个求解器、两个后处理器和几个辅助求解器等。ANSYS 前处理器用于生成有限元模型，指定随后求解中所需要的选择项；ANSYS 求解器用于施加载荷及边界条件，然后完成求解运算；ANSYS 后处理器用于获取并检查求解结果，以对模型做出评价。ANSYS 在智能网格化分器上，具有卓越的特点。它具有较强的非线性求解能力，且非线性的收敛控制具有智能性；它含有参数化设计语言—APDL，该语言具有参数、数学函数、宏（子过程）、判断分支及循环等高级语言要素，是一个理想的程序循环控制语言。它的前处理和后处理及求解数据库的统一性及不同平台数据库兼容的特点使其非常适合进行高级的优化分析。ANSYS 软件具有很强的硬件平台适应性，它可以在从 PC 机到巨型机的所有硬件平台上运行。ANSYS 有限元程序不仅能够分析已有的结构在各种工况下的工作状况，而且还可以进行特定条件下的合理性设计。用它可以进行结构分析、模态分析、热分析、热-结构耦合分析、磁场分析以及优化分析。此外，ANSYS 可以与许多 CAD

软件共享资源，使用户在 CAE 过程中避免重复建模。该软件在我国得到了广大用户的承认和推崇。

有限元法的计算量庞大，随着计算机技术的发展，有限元法得以发展。一般完整的有限元程序都包含有前置处理、解题程序及后置处理。这三部分的内容如下：

(1) 前置处理：① 输入建立有限元单元模型所需的资料，如对象的几何形状，单元内节点排列次序；② 输入材料特性，如材料的弹性模量、泊松比；③ 选择单元种类，产生单元；④ 确定边界条件；⑤ 确定负载条件，如集中载荷。

(2) 解题程序：① 单元刚度矩阵  $[K]^{(e)}$  的计算；② 系统外力向量  $\{F\}$  的组合；③ 线性代数方程  $\{F\} = [K]\{\phi\}$  的求解；④ 求应力、应变。

(3) 后置处理：将解题部分所得的解答如应力、应变等数据通过图形接口以各种不同的表示方式把等值位移图、等值应力图等显示出来。

ANSYS 分析的基本步骤是：

(1) 根据分析对象性质，在前处理器 (PERP7) 中确定分析类型、采用的单元种类和划分网格方式；

(2) 对于三维分析，建立或导入实体模型，根据计算需要做修补或简化等处理；

(3) 根据实际受力状态及模型内部处理方式确定加载方法，进入求解器 (SOLUTION) 求解；

(4) 求解后，进入后处理器 (POST1 和 POST26) 察看分析结果的各类图表。

## 1.4 虚拟设计技术

### 1.4.1 虚拟设计方法的概念及其在国内外的应用情况

随着经济贸易的全球化，要想在竞争日趋激烈的市场上取胜，必须缩短开发周期，提高产品质量，降低设计与生产的成本，对市场的变化能够作出快速灵活的反应。谁先推出产品，谁就先占有市场。然而，传统的设计与制造方式无法满足这些要求。

在传统的设计与制造过程中，首先是概念设计和方案论证，然后进行产品设计。在设计完成后，为了验证设计，通常要制造样机进行实验，有时这些实验甚至是破坏性的。当通过实验发现缺陷时，又要回头修改设计并再用样机验证。只有通过周而复始的设计—实验—设计过程，产品才能达到所要求的性能。这一过程是冗长的，尤其对于结构复杂的系统。设计周期无法缩短，更不用谈对市场的灵活反应了。样机的单机实际制造增加了成本。在大多数情况下，工程师为了保证产品按时投放市场而中断这一过程，使产品在上市时便有先天不足毛病。在竞争背景下，基于实际样机的设计验证过程严重

地制约了产品质量的提高，成本的降低和对市场的占有。由此便产生了虚拟样机技术。虚拟样机技术（Virtual Prototyping VP）就是在建造第一台物理样机之前，设计师利用计算机技术建立机械系统的数字化模型，进行仿真分析并以图形方式显示该系统在真实工程条件下的各种特性，从而修改并得到最优设计方案的技术。虚拟样机是一种计算机模型，它能够反映实际产品的特性，包括外观、空间关系以及运动学和动力学特性。借助于这项技术设计师可以在计算机上建立机械系统的模型，伴之以三维可视化处理，模拟在真实环境下系统的运动和动力特性，并根据仿真结果精化和优化系统。虚拟样机技术利用虚拟环境在可视化方面的优势以及可交互地探索虚拟物体的功能，对产品进行几何、功能、制造等许多方面交互的建模与分析。它在 CAD 模型的基础上，把虚拟技术与仿真方法相结合，为产品的研发提供了一个全新的设计方法<sup>[23]</sup>。

借助于虚拟样机技术，传统设计过程被逆转了。设计过程先从整机开始，按照“由上至下”的顺序进行。这样可以避免代价昂贵的设计方面的失误。例如，当设计挖掘机时，可以根据用户要求，利用虚拟样机技术确定工作装置的参数，优化设计在早期设计阶段完成。对于早期阶段的虚拟模型的仿真结果可以作为零件设计的参考。例如，动力学或静力学分析的结果可以用来指导零件的强度设计。

现在，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、国防工业及通用机械制造业。所涉及到的产品从庞大的卡车到照相机的快门，从火箭到轮船的锚机。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和时间，并提供了满意的设计方案。

虚拟样机开发是建立在利用计算机完成产品开发过程的基础上的。它以计算机仿真和产品生命周期建模为基础，集计算机图形学、人工智能、并行工程、网络技术、多媒体技术、和虚拟现实技术为一体。在虚拟的条件下，对产品进行构思、设计、制造、测试和分析。它的显著特点之一是利用存储在计算机内部的数字化模型来代替实物模型进行仿真、分析，从而提高产品在时间、质量、成本、服务和环境多目标中的决策水平，达到全局优化和一次性开发成功的目的。

虚拟样机开发是一种全新的研发模式，传统的研发方法从设计到生产是一个串行过程，这种方法存在很多弊端。而虚拟样机技术真正地实现了系统角度的产品优化，它基于并行工程（Concurrent Engineering），使产品在概念设计阶段就可以迅速地分析、比较多种设计方案，确定影响性能的敏感参数，并通过可视化技术设计产品、预测产品在真实工况下的特征以及所具有的响应，直至获得最优工作性能。

虚拟样机开发具有更低的研发成本、更短的研发周期、更高的产品质量。采用虚拟样机设计方法有助于摆脱对物理样机的依赖。通过计算机技术建立产品的数字化模型（即虚拟样机），可以完成无数次物理样机无法进行的虚拟试验（成本和时间条件不允许），从而无需制造及试验物理样机就可以获得最优方案，因此不但减少了物理样机的数量，而且缩短了研发周期，提高了产品质量。虚拟样机技术在一些发达国家，如美国、德国、日本等已得到广泛的应用，应用领域从汽车制造业、工程机械、航空航天业、造船业、机械电子工业、国防工业、通用机械到人机工程学、生物力学、医学以及工程咨询等很多方面。美国航空航天局（NASA）的喷气推进实验室（JPL）就成功地实现了火星探测器“探路号”在火星上软着陆，成为轰动一时的新闻。JPL 的工程师利用虚拟样机技术仿真研究宇宙飞船在不同阶段（进入大气层、减速和着陆）的工作过程。在探测器发射以前，JPL 的工程师运用虚拟样机技术预测到由于制动火箭与火星风的相互作用，探测器很有可能在着陆时滚翻。工程师们针对这个问题修改了技术方案，将灵敏的科学仪器安全送抵火星表面，保证了火星登陆计划的成功。美国波音飞机公司的波音 777 飞机是世界上首架以无图方式研发及制造的飞机，其设计、装配、性能评价及分析就是采用了虚拟样机技术，这不但使研发周期大大缩短、研发成本大大降低，而且确保了最终产品一次性接装成功。对比以往的飞机，波音公司减少了 94% 的花费和 93% 的设计更改。虚拟样机使模具的设计精度提高了十倍，从而使耗费大大降低，同时制造周期减少了 50%。波音—西科斯基飞机公司在设计 RAH-66 直升飞机时，使用了全任务仿真的方法进行设计和验证，花费 4590 小时的仿真测试时间，节省了 11590 小时的飞行测试，节约经费总计六亿七千三百万美元，同时数字式设计使所需人力减到最小，在 CH-53E 型直升机设计过程中，38 名绘图员花费了 6 个月时间绘制飞机外形生产轮廓图，而在 RAH-66 中，一名工程师用一个月就完成了。Cater-Pillar 公司是世界上最大的拖拉机、装载机和工程机械制造商之一。由于制造一台大型设备的物理样机需要数月时间，并且耗资数百万美元，所以，为了提高竞争力，必须大幅度削减产品的设计和制造成本。Cater-pillar 公司采用了虚拟样机技术，从根本上改进设计和试验步骤，实现了快速虚拟试验多种设计方案，从而使产品成本降低，性能却更加优越。同样，作为生产工程机械的著名厂商 John Deere 公司，为了解决工程机械在高速行驶时的蛇行现象及在重载下的自激振动问题，公司的工程师利用虚拟样机技术，不仅找到了原因，而且提出了改进方案，并且在虚拟样机的基础上得到了验证，从而大大提高了产品的高速行驶性能与重载作业性能。

国外虚拟样机相关的软件化过程已经完成，较有影响的有美国机械动力公司（Mechanical Dynamics Inc.）的 ADAMS，德国航天局的 SIMPACK，其它还有 working

Model , Flow 3D , IDEAS , Phoenix , ANSYS , Pamcrash 等等。而在国内, 虚拟样机技术的应用研究则刚刚开始, 目前, 只有一些大学和科研院所在进行这方面的工作。实施这项技术的关键就是如何开发出可信度高的数字化模型(即虚拟样机), 如何等效简化实际工况进行虚拟试验, 并在设计阶段就能完全预测评价产品的各项性能。随着研究工作的不断深入和相关技术的进一步发展, 虚拟样机技术将得到进一步的发展和应用。

#### 1.4.2 虚拟设计方法的关键软硬件工具及设计过程

##### (1) 实体造型 (Solid Modeling) 工具

实体造型在 VPD 中发挥着重要的作用。三维实体使所有设计成员能够在计算机中查看并操纵复杂零部件, 能更准确地交流设计意图, 大大减少由于使用传统二维图在理解产品结构方面造成的时间和人力的浪费。三维系统的使用确保了设计概念的完整性, 创造出更高质量的产品, 并消除开发后期出现的问题。由于用户可以通过三维实体增加对产品的理解, 可使用户参与设计, 使产品的设计更加具有针对性, 这种设计方式在当今高度面向用户需求的市场中极具竞争力。

##### (2) 分析软件

括有限元分析 (FEA) 等软件, 对产品进行应力、变形、振动、热力学等性能的分析。这些分析通常在设计过程的前期进行, 以指导设计决策。这样可以避免在设计后期发现错误而需要重新设计所导致的时间和金钱的浪费。VPD 中使用的分析软件应与 CAD 系统高度集成, 并易于学习和使用。非专业的分析人员也能通过简单的交互命令得到准确可靠的分析结果。目前很多软件厂商还提供虚拟原型 (Virtual Prototyping) 技术, 可以对虚拟产品进行运动学和动力学模拟。这种技术使工程师能够了解产品制造出来以后, 各机构会以怎样的方式工作。虚拟原型技术为在产品制造出来以前对产品进行优化改革提供了重要手段。

##### (3) 快速原型 (Rapid Prototyping , RP) 技术

当需要看产品实物时, 快速原型系统能够快速制做出表示设计方案的原型。目前 RP 系统还很昂贵, 但有很多厂家单独提供此项服务。一个新的发展趋势是 RP 系统的小型化和桌面化, RP 设备成为 CAD 系统的外围设备工作在办公室环境, 工程师可以在需要的时候, 几分钟内制成物理模型。

RP 技术在 VPD 中发挥着重要的作用, 它让设计人员可以检查、校验所设计的零件或小装配体, 与实体造型工具相结合, RP 系统对产品的反复设计、评估、优化更有效率, 从而使产品更加合理和成熟。

#### (4) 产品数据管理/产品信息管理 (PDM/PIM)

PDM/PIM 是 VPD 的关键使能工程, 它使分布在不同地域的设计人员存取所有与设计相关的数据, 跟踪记录何人、何时、对何图进行过何种修改等细节, 以保证设计的完整性。它还根据读写权限保证数据的安全。

PDM/PIM 是工程部门管理大量数据的需要发展起来的, 起初用来管理文件信息, 包括文件的物理位置以及用户对其的读写权限等, 后来用于 CAD 系统中复杂装配体数据的管理, 如装配体和其零部件间的关系等。在 VPD 中, PDM/PIM 把所有与设计相关的人员, 如市场推广、设计、供应商、制造及客户包括在同一信息圈内, 保证所有这些人员及时获得准确的产品信息, 可增强 VPD 的能力, 降低重复工作的可能性, 节约时间和金钱。

目前有许多 C3P (CAD/CAM/CAE/PDM) 系统可以用来实施 VPD 策略, 比较流行的有 PTC 公司的 Pro/Engineer, unigraphics solutions 公司的 UG, SDRC 公司的 I-deal Master series, Dassault 公司的 CATIA 等。这些软件系统大多集成实体建模、特征建模、自由曲面建模等建模方式与分析、装配模拟、仿真加工和快速成型等功能, 并有相应的 PDM / PIM 软件管理协调整个系统。另外, 还有很多专门用来进行机构模拟、加工仿真、机器人离线编程等的软件系统, 如 Tecnomatix 公司的 ROBCAD, DYNAMO, Mechanical Dynamics 公司的 ADAMS, Adept 公司的 Silma 等。有些仿真系统可以与其它 C3P 软件无缝集成, 更加方便用户使用。

#### (5) 虚拟样机开发的过程

虚拟产品开发包含范围太大, 涵盖产品整个生命周期, 虚拟产品设计过程如下:

- ①根据市场需求和用户要求, 在考虑资源、企业合作、组织管理和工作机制的基础上, 借助 CAD 的三维造型技术设计产品模型。
- ②利用 CAD 或 VR 的可视化技术在屏幕上显示出产品模型的外形、色彩和结构。
- ③通过 CAE 和 CAM 技术, 对屏幕上显示的产品模型进行性能分析和机构动态仿真, 以及数控加工模拟和装配模拟。
- ④在确定产品的性能、可加工性和可装配性满足要求后, 对产品模型进行详细设计, 得到数字化产品并利用 CAM 加工出产品实物。
- ⑤将新产品交付给用户或投放市场。

## 1.5 论文研究的目与内容

### 1.5.1 本论文的研究目的

(1) 建立烧结台车各零部件的三维模型, 进行虚拟装配, 对烧结台车的设计结构进行检验。

(2) 应用三维建模软件建立起烧结机台车体的实体模型，并将实体模型导入 ANSYS 软件中。输入材料属性，并向 ANSYS 提供台车体的约束和载荷情况。

(3) 利用有限元分析软件 ANSYS 对烧结机台车体进行三维模拟，研究它的应力、变形的分布规律，对其进行强度校核，为台车体的进一步优化设计提供理论依据。

(4) 运用 ANSYS 的 APDL 语言对台车体主梁进行优化设计，对优化方案的经济性进行评价，对设计上需要进一步完善的内容进行总结。

### 1.5.2 本论文的章节构成

本论文共六章，内容如下：

第一章是绪论部分，论述课题研究的背景及意义，与课题有关的国内外研究现状，并对虚拟设计方法进行了介绍。

第二章 介绍了烧结机台车的结构和工作原理。

第三章 利用三维设计软件 Pro/E 建立烧结台车各零部件三维模型，并对烧结台车进行虚拟装配，对烧结台车的设计结构进行检验。

第四章 利用有限元分析软件 ANSYS 对烧结机台车体进行有限元分析，根据有限元分析所得到的台车体的应力云图和变形云图分析了台车体的应力和变形的分布规律，依据有限元分析的结果台车体的强度进行了校核。

第五章 依据有限元分析的结果对烧结机台车体进行优化和改进。

第六章 全文工作的总结。

## 2 烧结机台车的结构与工作原理

### 2.1 烧结机结构与工作原理

带式烧结机主要由台车、驱动装置、原料及铺底料给料装置、点火装置、风箱、灰尘排出装置、主排气管道及骨架等部分组成。如（图 2.2）所示为带式烧结机外形图。

带式烧结机是由许多个台车组成的一个封闭烧结带。在烧结过程中台车在上轨道上进行装料、点火、烧结，在尾部排出烧结矿。台车在倒数第二个风箱处，排气温度达到最高值，在返回下轨道时温度下降。台车在整个工作过程中，承受本身的自重、篦条的重量、烧结矿的重量及抽风负压的作用，又要受到长时间热的反复作用，因此产生很大的热疲劳。台车是很容易损坏的部件。又因台车造价高，数量多，是烧结机最重要的组成部分，它的性能优劣直接影响烧结机的使用<sup>[1]</sup>。

烧结机的有效烧结面积，是台车的宽度与烧结机吸风段长度（即有效长度）之乘积。通常烧结机的长宽比在 12~20 之间。所以，随着烧结机面积的增大，台车的宽度也相应增加。国内生产过的烧结机台车有用于尾部弯道式的烧结机和链轮式烧结机两种。前者均为小规格的烧结机，而且基本上被淘汰了。目前生产的均为链轮式烧结机用台车，其技术参数见（图 2.1）及（表 2.1）。

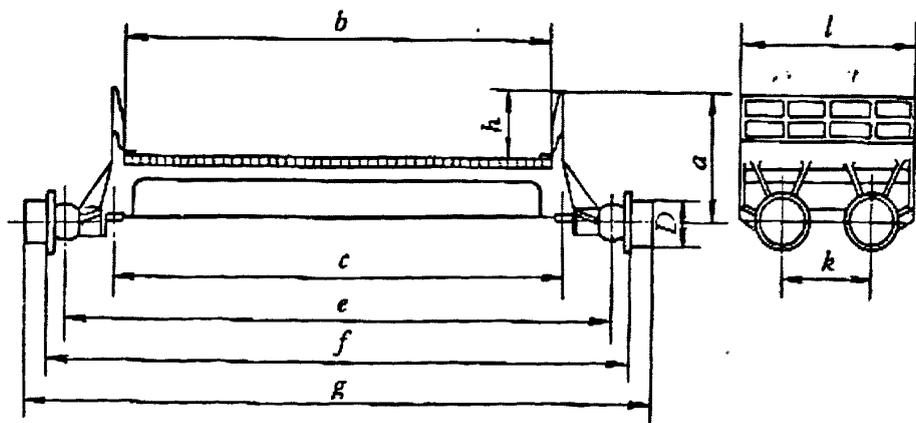


图 2.1 链轮式烧结机台车

Fig.2.1 Chain wheel type sintering machine trolley

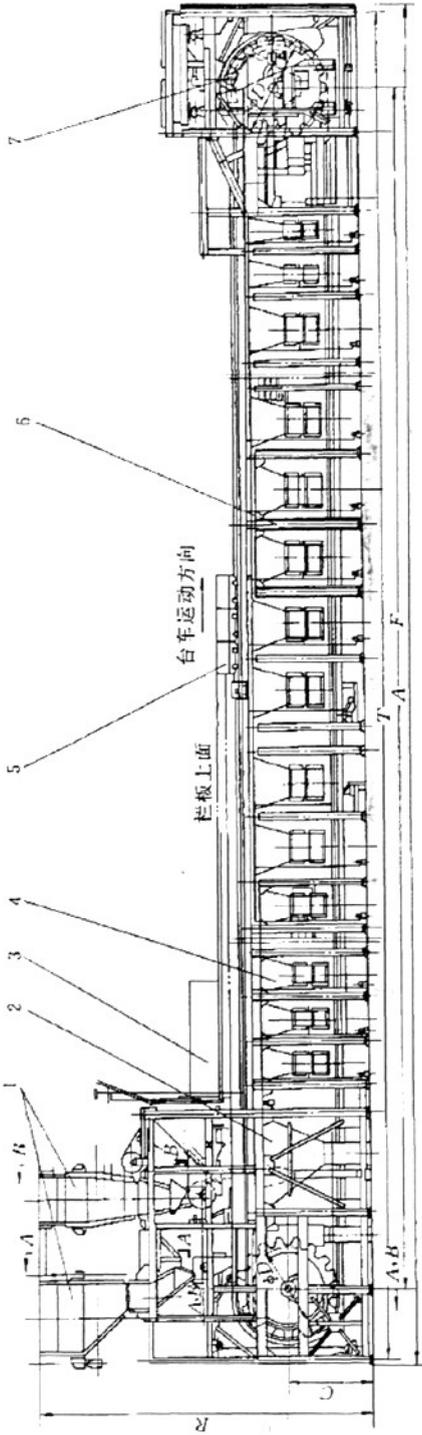


图 2.2 带式烧结机外形图

FIG. 2.2 Belt sintering machine outline drawing

- 1—原料及铺底料给料装置 2—灰尘排出装置 3—点火装置 4—风箱
- 5—台车 6—传动装置 7—驱动装置 8—主排气管道 (图中未示出)

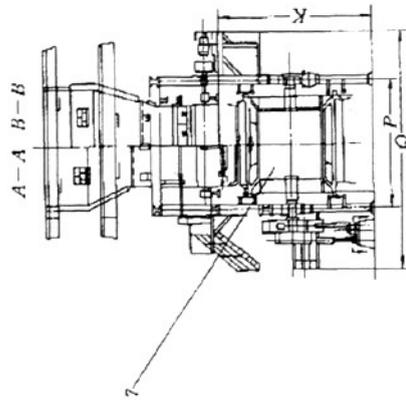


表 2.1 国内烧结合车技术参数  
Tab.2.1 Domestic pallet technical parameter

参数名称	各相关参数数据						
台车规格 / m	1.5×1	2×1	2.5×1	3×1	3.5×1.5	4×1.5	5×1.5
有效宽度 b / mm	1502	2020	2500	3000	3500	4000	5000
车体长度 l / mm	1000	1000	1000	1000	1500	1500	1500
料层厚度 h / mm	252	307	300	500	500	500	600
台车高度 a / mm	480	555	640		900	760	1 110
密封板中心距 c / mm	1450	2005	2600	3140	3660	4160	5190
车轮直径 D / mm	200	240	240	240	320	320	360
卡轮直径 d / mm			Φ170	Φ170	Φ250	Φ250	Φ250
卡轮中心距 e / mm			3180	3180	4340	4840	5950
轮缘间距 (轨距) f / mm	1940	2484	3402	3770	4660	5072	6268
轮距 k / mm	510	510	510	510	760	760	760
台车总宽 g / mm			3653		4904	5340	5618
车体材料	QT450 - 10	QT45 - 10	QT450 - 10				
台车总重 / t	1.49	2.27	2.59	3.9	5.9	7.2	9.38

## 2.2 烧结合车结构与现状

台车主要由台车体、卡轮、车轮、车轴、密封装置、栏板、隔热垫、篦条及篦条压块等组成，其结构如（图 2.3）所示。

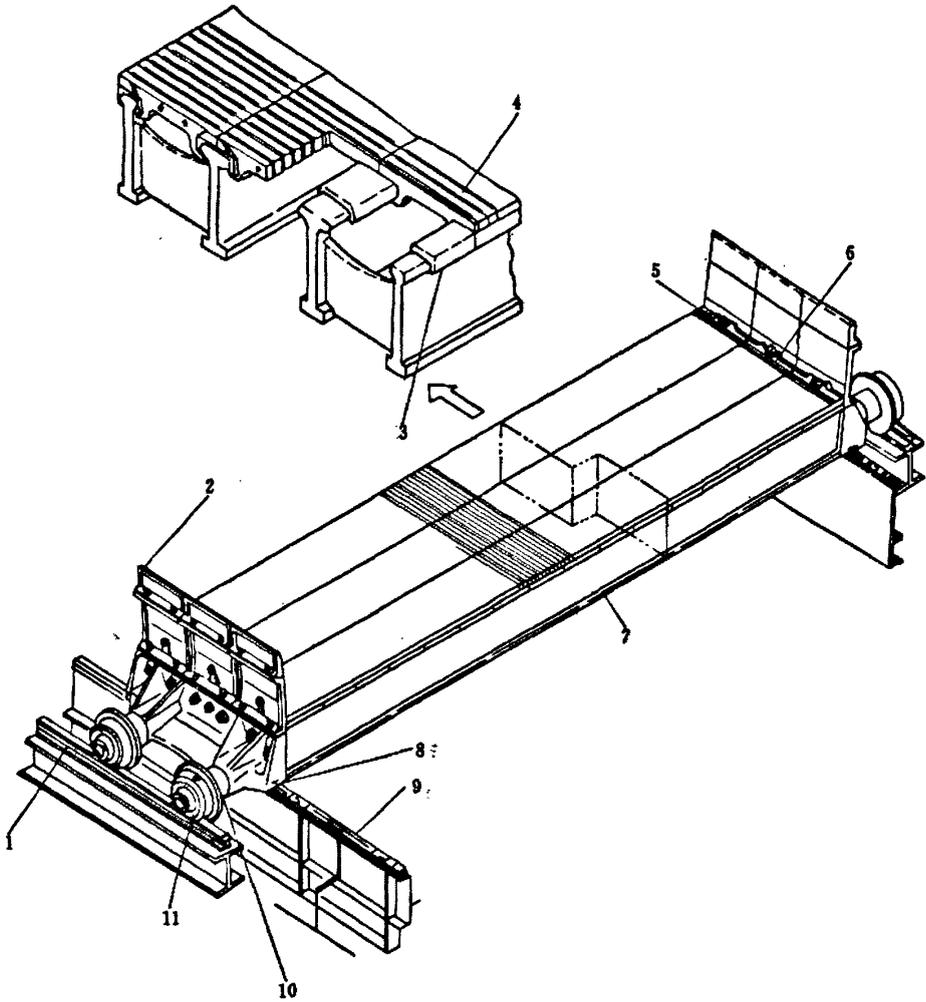


图 2.3 台车

Fig. 2.3 Sintering machine trolley

- 1—车轮走行轨道 2—栏板 3—隔热垫 4—中间蓖条 5—篦条压块 6—两端篦条  
7—台车体 8—密封装置 9—固定滑道 10—卡轮 11—车轮

台车的寿命主要取决于台车体的寿命。台车体损坏的主要原因是由于热循环变化及与燃烧物接触而引起的裂纹和变形。此外，高温气体对台车体的上部有强烈的烧损及气流冲刷作用。因此在选择台车体材料时，应充分考虑上述情况，材料应具有足够的机械强度、耐磨性，又要有耐高温、抗热疲劳性能。

台车体材料一般采用铸钢和球墨铸铁。日本的烧结机台车是采用球墨铸铁材料制造，使用效果十分理想。我国制造的台车材料亦选用了球墨铸铁。

台车体有两体装配式、三体装配式和整体结构的三种形式。如（图 2.4）所示。

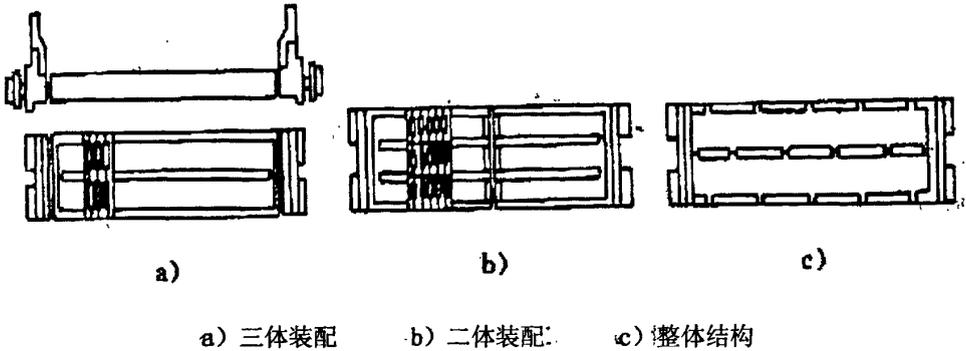


图 2.4 台车形式

Fig.2.4 Trolley form.

大型烧结机台车宽度在 3.5m 以上的，大都采用三体装配结构。这种结构的台车，把温度较低的两端和温度较高的中部分开，用螺栓联接。这种结构铸造容易，便于维护及更换中间体。该设计方案是 1979 年，上海宝山钢铁公司引进了日本国日立造船株式会社制造的 450m<sup>2</sup> 鲁奇式带式烧结机时引进的烧结机的设计制造技术。此后在大型烧结机台车体的设计上基本没有什么改进，一直沿用至今。本文所涉及的首钢京唐钢铁联合有限公司的 550m<sup>2</sup> 烧结机台车，就是采用三体装配式结构。中间本体与两端台车本体使用两组共 14 个高强螺栓连接起来。

### 2.3 本章小结

本章对烧结机的结构及工作原理进行了简要介绍，并在此基础上对烧结机台车的结构形式进行了说明。而且在资料查阅过程中发现，国内自上海宝山钢铁公司引进日本的烧结机以来，一直以此为蓝本进行设计，基本没有什么改进，一直沿用至今。进而说明了对烧结机台车进行优化设计的必要性。

### 3 烧结机台车的三维建模及虚拟装配

用三维设计软件对机械产品进行虚拟设计,符合工程师的思维习惯,且具有二维 CAD 无可比拟的优点,运用三维设计软件的直观性以及形体相互转化、干涉检查、运动仿真等功能,可减少设计差错率,节约产品开发成本,提高设计效率,并为机械动态分析和有限元分析做好前期的实体造型工作。三维设计软件具有全参数化、全相关性的特点,使用三维建模设计快速,修改方便,是冶金机械技术创新和产品设计的有效辅助工具,对于各个设计部分协调、配合、设计数据的管理和使用等,具有重要的实际意义。

#### 3.1 三维建模软件平台的选用

这里选用 Pro/E 软件平台来对烧结机台车进行虚拟设计。Pro/ENGINEER 自 1988 年问世以来,十几年间已成为全世界及中国地区最普及的 3D CAD/CAM 系统。Pro/ENGINEER 在今日俨然成为世界 3D CAD/CAM 系统的标准软件,广泛应用于电子、机械、模具、工业设计、航天、家电、玩具等行业。Pro/ENGINEER 可谓是个全方位的 3D 产品开发软件,它支持同步设计,可让使用者同时完成工业设计、机械设计、功能模拟、加工制造、缩短产品开发的时间与流程。

Pro/ENGINEER 主要的功能是进行参数化的造型设计,提供的功能包括造型设计、曲面设计、建立工程图、零件组合、简单的有限元分析、模具设计、电路设计、装配零件设计、加工制造、逆向工程等等<sup>[6]</sup>。

Pro/ENGINEER 的四个主要特性为:

##### (1) 3D 实体模型 (Solid model)

3D 实体模型除了可以将用户的设计思想以最真实的模型在计算机上表现出来之外,借助于系统参数 (System Parameters),用户还可随时计算出产品的体积、面积、重心、重量、惯性大小等,以了解产品的真实性,并补足传统面结构、线结构 (Wireframe) 的不足。用户在产品的设计过程中,可以随时掌握以上重点,设计物理参数,并减少许多人为计算时间。

##### (2) 单一数据库 (single database)

Pro/ENGINEER 可随时由 3D 实体模型产生 2D 工程图,而且自动标示工程图尺寸。不论在 3D 还是 2D 图形上作尺寸修正,其相关的 2D 图形或 3D 实体模型均自动修改,同时组合、制造等相关设计也会自动修改,这样可确保数据的正确性,并避免反复修正的

耗时性。由于采用单一数据库，提供了所谓双向关连性的功能，这种功能也正符合了现代产业中所谓的同步工程 (Concurrent engineering) 思想。

### (3) 以特征作为设计的单位 (Feature based design)

初次使用 Pro/ENGINEE 的用户肯定会对特征 (Feature) 感到亲切，Pro/ENGINEER 可以让设计者以最自然的思考方式从事设计工作，如孔 (Hole)、开槽 (slot)、做成圆角 (Round) 等均被视为零件设计的基本特征，除了充分掌握设计思想之外，还在设计过程中导入实际的制造思想；也正因为以特征作为设计的单元，因此可随时对特征做合理、不违反几何顺序的调整 (Reorder)、插入 (Insert)、删除 (Delete)、重新定义 (Redefine) 等修正动作。

### (4) 参数式设计 (Parametric design)

配合单一数据库，所有设计过程中所使用的尺寸 (参数) 都存在于数据库中，修改 CAD 模型及工程图不再是一件难事，设计者只需更改 3D 零件 (Part) 的尺寸，则 2D 程图 (Drawing)、3D 组合 (Assembly)、模具 (Mold) 等就会依照尺寸的修改做出几何形状的变化，以达到设计修改工作的一致性，避免发生由于人为改图而出现疏漏，且减少许多人为改图的时间和精力消耗。也正因为有参数式的设计，用户才可以运用强大的数学运算方式，建立各尺寸参数间的关系式 (Relation.)，使得模型可自动计算出应有的外型，减少尺寸逐一修改的繁琐费时，并减少错误发生。

## 3.2 三维模型设计的思路和方法

三维模型设计，是以三维零件、部件结构为基础的三维图形设计。通过三维模型设计，可以构成产品的设计过程、加工原理、动画以及性能评价与分析为一体的体系结构。三维图形设计不仅具有美学特点和个性特点，而且与产品加工方式有关。

三维虚拟图形要求能反应机械产品的外观、空间关系、运动学等方面的特性和原理，用户应能从不同的角度、以不同的比例观察虚拟模型，还能够通过操纵模型对产品的功能进行定性的评价。

烧结机台车的三维实体模型的设计是利用基于特征的三维绘图软件 Pro/E 来实现的，其设计过程如 (图 3.1) 所示。

在 Pro/E 中，对于结构、形状复杂的产品模型进行建模的思路是将整个产品分解为多个特征，通过特征之间的布尔运算逐步得到完整的产品模型，其中，往往将整个产品中最主要或最大的部分视为基本特征，首先完成它的造型，其它部分作为添加特征，以搭积木的方法，在基体特征的基础上，通过添加、去除和交的布尔运算最终得到整个模型。三维实体特征建立的基本思路如 (图 3.2) 所示：

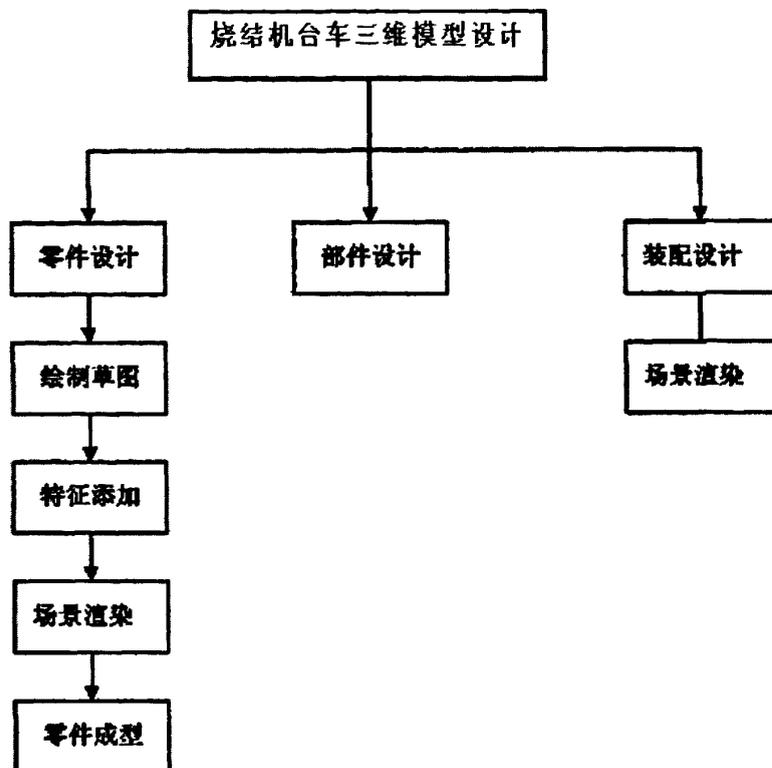


图 3.1 烧结机台车三维模型设计过程

Fig.3.1 Sintering machine trolley three-dimensional model design process

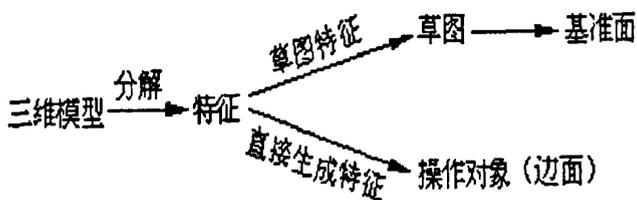


图 3.2 三维实体特征建立过程图

Fig.3.2 Three dimensional entity characteristic establishment process chart

实际三维建模则是一个逆向的过程。首先是选择基准面，然后绘制草图，或直接选取操作对象（边、面），再生成特征，最后由多个特征生成模型。

### 3.3 典型零件造型

在 Pro/E 软件中对零件进行造型, 零件是以特征的形式来表达的, 如拉伸凸台, 挖孔, 倒角等。在零件造型设计中, 可分为“至下而上”和“至上而下”两大方式, “至下而上”是先有零件, 然后把它们按要求组装起来, 形成装配体; “至上而下”是在一定装配体的基础上, 添加新(生成)的零件。以上两种造型方式在实际运用中往往配合使用。对“至下而上”设计方式, Pro/E 软件中主要用以下 4 种特征生成方式对相关零件进行造型: 拉伸凸台 / 拉伸切除; 旋转凸台 / 旋转切除; 扫描凸台 / 扫描切除; 倒角 / 倒圆角。其中前 3 类特征的生成须在草图绘制完毕后进行, 第 4 类特征须在前 3 类特征生成后进行。

烧结机台车主要由下述零部件组成: 台车体、卡轮、车轮、车轴、密封装置、栏板、隔热垫、篦条及篦条压块等。其中以台车体、台车头、栏板等较为典型, 下面介绍台车体的造型过程。

台车体的结构比较简单, 主要通过“拉伸”工具来进行三维造型。最终生成的车梁、筋板等的三维模型, 再通过“旋转”, “阵列”和“复制”等工具进行三维造型, 最后形成台车体的三维模型如(图 3.3)所示。

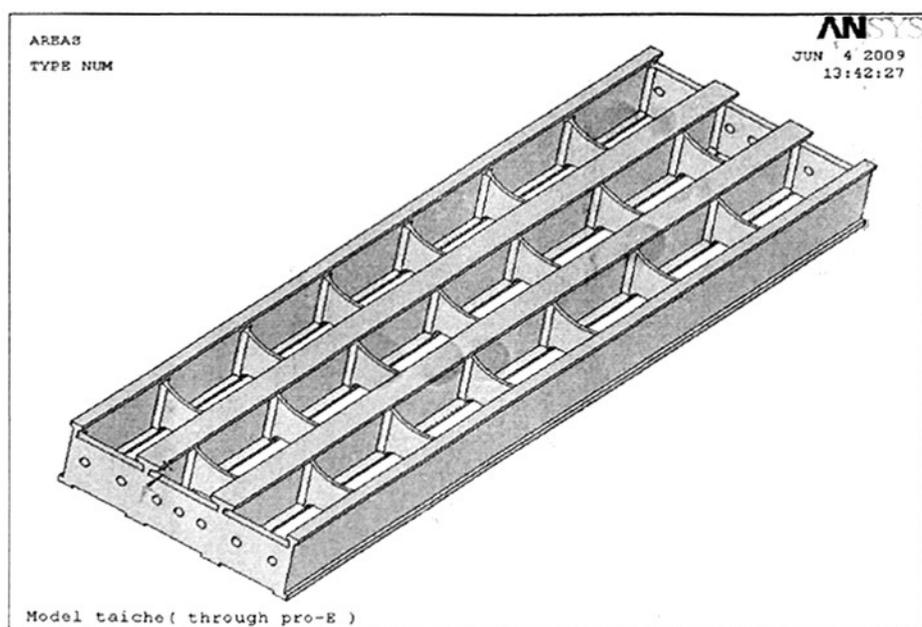


图 3.3 烧结机台车三维模型

Fig.3.3 Sintering machine trolley three-dimensional model

### 3.4 烧结机台车的虚拟装配

装配设计包括部件装配设计和总体装配设计。在 Pro/E 软件中,当部分零件已经造型设计完成后,即可利用计算机进行虚拟装配。不论是采用“自顶向下”还是采用“自底向上”的方法进行设计, Pro/E 都能以其易用的操作,大幅度提高设计效率。同时,在装配过程中进行动态装配干涉检查,初步评价设计是否合理,一旦发生装配干涉或公差配合,可在特征树的编辑功能下进行修改,避免实际装配阶段因零件的设计错误而需要从新设计,也可利用虚拟样机的装配关系指导实际装配工作。最后,对总装配图进行渲染,包括阴影、纹理、透明、高光、漫反射、选择材料等。

虚拟装配与真实机器的装配过程基本相同,真实装配时要将所有装配的零部件运到装配现场,然后根据要求将其零部件装配好。虚拟装配与真实装配所不同的是,真实装配用焊接或螺栓连接方式来实现装配,虚拟装配也一样要将所装配的零部件都调入到一个装配体文件中,在三维设计软件平台上,各零部件之间的装配关系通过装配约束来确定。装配是以零件外形特征(点、线、面)的几何约束关系进行的,主要约束关系有:平行、重合、距离、相切、同轴等方式。在装配中,软件会对所指定零件之间的几何约束关系自动建立关联,当约束过定义时,软件会显示出错误提示信息,当约束不完全时,运动仿真不可靠,以上两方面在装配时应尽可能避免。设计者可以建立和修改指定产品配置、几何形状、装配关系、零部件颜色和其它属性。然后以设计要求的面或线为基准进行装配。利用零件(部件)的平移、旋转、重合(共面、共线、共点)、同轴、垂直、平行、相切、距离、夹角等装配约束关系,通过对零件之间添加装配约束使设计好的所有零部件装配在一起。进行台车体、车轮、车轴等装配时,首先进入装配界面,把台车体、车轮、车轴等调入到装配文件中,然后将台车体固定,最后根据台车体与车轮、车轴之间的相对位置关系及连接关系进行装配。烧结机台车的三维装配情况见图 3.4。

在装配过程中或装配完成后,使用干涉检查工具对装配体进行干涉检查,检验结果无干涉现象,检验设计结果的合理性。由此可以看出,运用三维绘图软件,烧结机台车的设计与制造过程可以从单一的平面图转变成可视化的三维动态图形,从而使得 CAD 形象化、可视化、更接近生产实际,它可以直观地检查产品工作过程中相对运动及干涉原因,缩短了产品设计制造周期,可达到高效、快速、敏捷和一次试制成功的目的,有效地降低了设计制造成本。

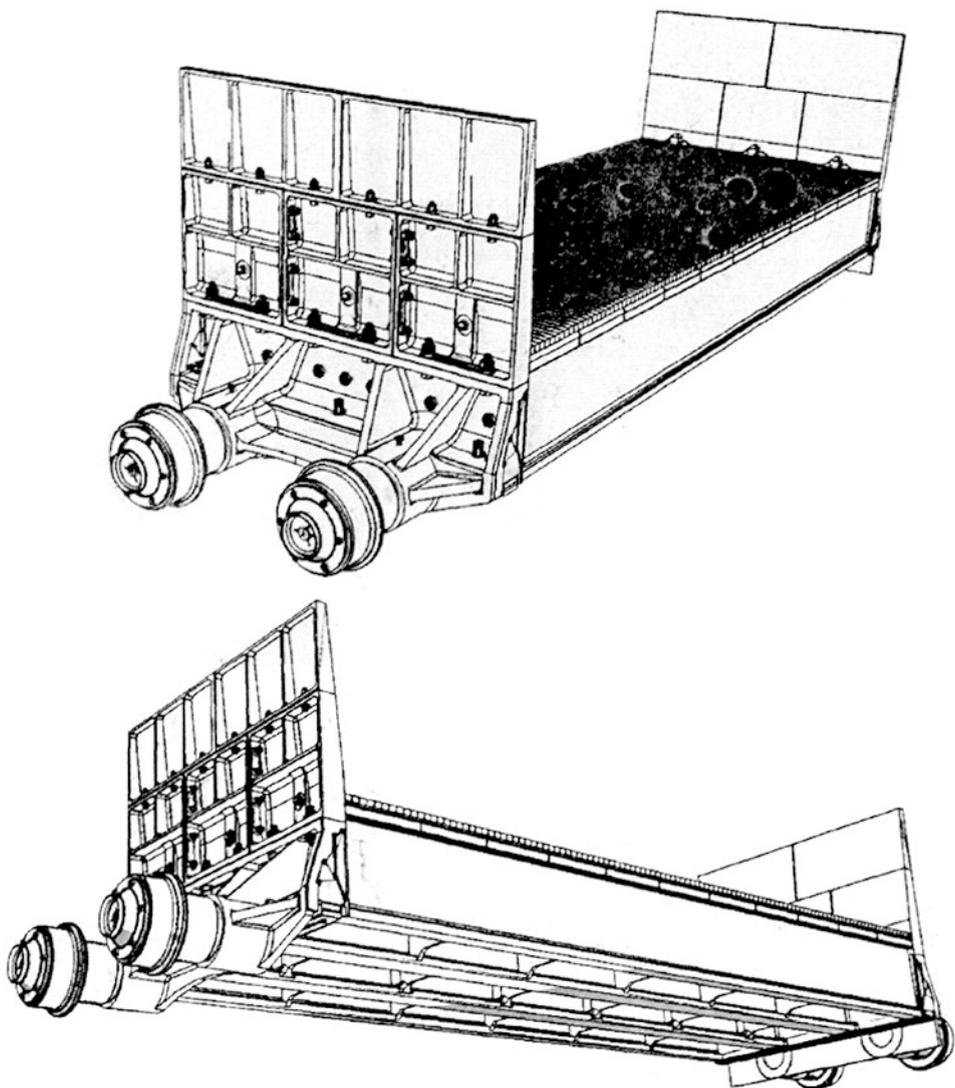


图 3.4 烧结机台车三维装配图

Fig.3.4 Sintering machine trolley three dimensional assembly drawing

### 3.5 本章小结

利用 Pro/E 三维设计软件完成烧结机台车主要零件的三维造型、部件的虚拟装配、整机的虚拟装配、进行了干涉检查并检验设计结果的合理性。

## 4 烧结机台车体的有限元分析

我国对于带式烧结机台车台车体的设计及强度校核一般是依靠传统的经验和方法，即依靠经典的材料力学、弹性力学、结构力学等的经验公式。传统的经验分析设计方法，具有简单易行的优点，目前在我国的冶金设备设计计算中仍起一定的作用。同时，该方法也有明显的不足，由于经验设计带有相当的盲目性，每次对台车体的设计改进都不会有明显的突破；而且设计周期长，使得台车体的更新换代的速度比较慢，不能与现代化商品生产竞争相适应。该方法也不能对台车体结构的应力分布及刚度分布进行定量分析。因此设计中不可避免的造成台车体各部分强度分配不合理的现象。这样使得整个台车的设计成本提高，而且某些部位强度不足，容易引起事故；某些部位强度又过于富余，提高了生产制造成本，造成浪费。由于经验分析设计方法以上的不足，迫切要求一种合理降低台车体自重又能与市场竞争相适应的新的设计方法，来提高经济效益，提升产品档次。而运用有限元法结合参数化建模，恰恰能够实现对台车体的整体刚度和应力分析。

### 4.1 台车体有限元模型的建立

ANSYS 程序提供了四种生成模型的方法<sup>[4]</sup>：

(1) 直接建模这种建模方法是在 ANSYS 显示窗口直接创建节点和单元，模型中没有实体出现。采用直接建模的方法，不能用自适应网格划分。令使优化设计变得不方便，而且改进网格划分十分困难（诸如面网格细化，Smart sizing 等工具均不能使用），另外在建模过程中需要用户留意网格划分的每一个细节，更容易出错。

(2) 实体建模实体建模是先创建由关键点、线段、面和体构成的几何模型，然后利用 ANSYS 网格划分工具对其进行网格划分，生成节点和单元，最终建立有限元模型。对于庞大或复杂的模型，特别是对三维实体模型更合适。而且便于使用 ANSYS 程序的优化设计功能，并且在分析过程中便于改变单元类型，不受分析模型的限制。

(3) 从 CAD 系统中导入实体模型

ANSYS 程序为不同的软件提供了导入导出接口，利用这些接口，用户可以将 CAD 系统建立的实体模型以一定的格式导入 ANSYS 进行分析。导入的模型有时候需要进行修补和简化才能满足使用要求。

(4) 从 CAD 系统中导入有限元模型

该方法利用 CAD 系统在网格划分方面的优势，预先将实体模型划分为有限元模型，然后通过一定的格式导入到 ANSYS 中。导入到 ANSYS 中的有限元模型在使用之前一般需

要经过检验和修正。

由于在第二章中已经用 Pro/E 软件创建了烧结台车的三维实体模型，所以这里采用第三种方法来生成烧结机台车车体的有限元模型。烧结机台车车体在 X 轴、Y 轴方向为对称形状，而且在烧结过程中，台车上所受的机械负荷也是双轴对称的，台车体的温度，即热负荷也是呈双轴对称分布。这样，由机械负荷和热负荷共同作用而引起的台车体内产生的应力也呈双轴对称分布。因此在研究台车强度时，进行模型简化处理，只需取台车体的四分之一来建立有限元模型。如图 4.1 所示。

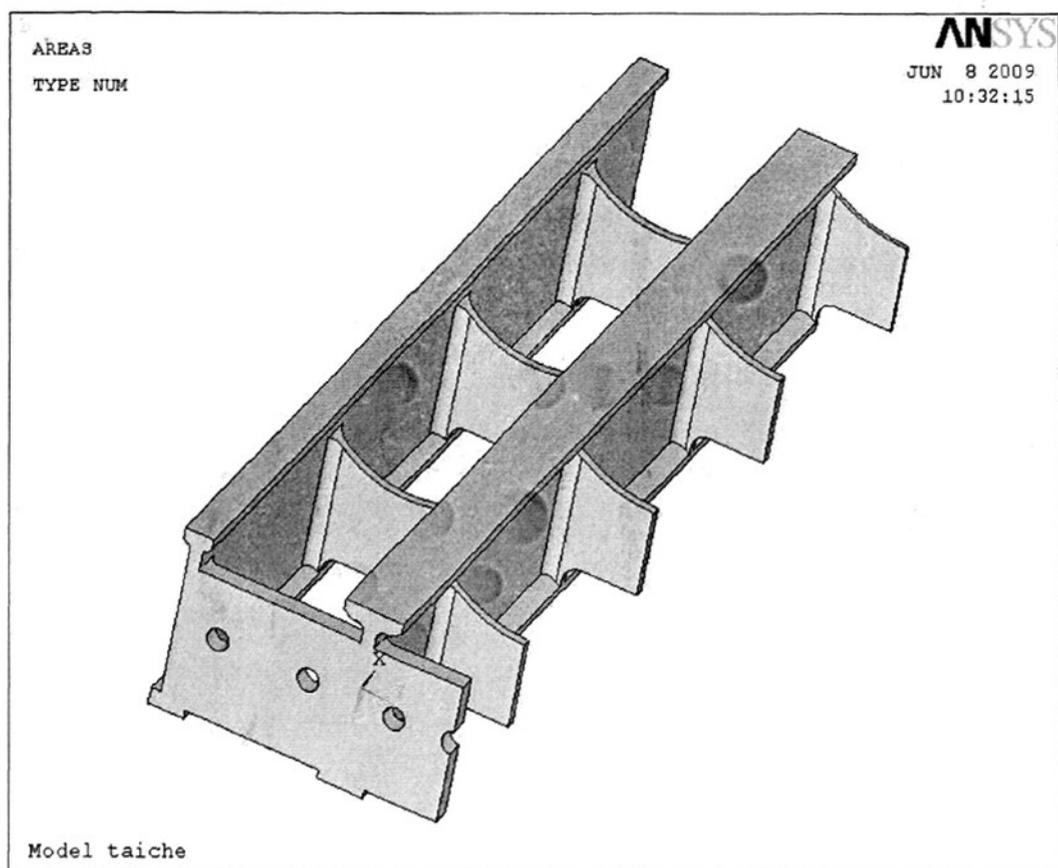


图 4.1 烧结机台车体 ANSYS 分析简化模型

Fig.4.1 ANSYS analysis simplification model of sintering machine trolley

台车的材料为特制球墨铸铁，材料特性如表 4.1 所示：

表 4.1 特制球墨铸铁材料特性表

Tab. 4.1 Handtailor modular cast iron materials behavior table

弹性模量 (Pa)	泊松比	密度 (Kg/m <sup>3</sup> )	线膨胀系数	热传导系数 (w/m · °C)
1.48e+11	0.3	7380	1.22e-5	39.2

## 4.2 模型单元的确定及说明

烧结机台车体是体结构，有限元建模时宜采用实体单元。只有网格划分得非常细，才能获得较高的分析精度。所以这里选用 ANSYS 提供的 Solid95 单元，它是一种高精度的 3 维 20 节点等参数单元。Solid95 曲面边界能够较好地逼近结构的曲面边界，且高次插值函数可更高精度地逼近复杂场函数，特别适应结构形状不规则、应力分布或变形复杂的情形。Solid95 有相容的位移形状，适用于曲线边界的建模。每个节点有沿节点坐标系  $x, y, z$  方向平动的 3 个自由度。Solid95 单元有塑性、蠕变、应力强化、大变形和大应变功能。对 20 节点的实体块单元是以二次函数作为位移模式，在边界棱上呈二次变化，满足协调条件（充分条件），并包含了常数项，必要条件也得到满足，因而保证了收敛性。

## 4.3 烧结机台车体网格划分及约束分析

有限元网格的划分采用 ANSYS 提供的网格划分工具（Meshing tool）来进行。这里使用了网格划分工具中的智能划分功能，单元划分精度等级为 6，同时在长度方向上进行了线上长度为 0.03m 的单元细化。模型单元采用 6 面 20 节点的 Solid95 三维实体单元。其单元数为 264120，节点数为 405962，如图 4.2 所示。

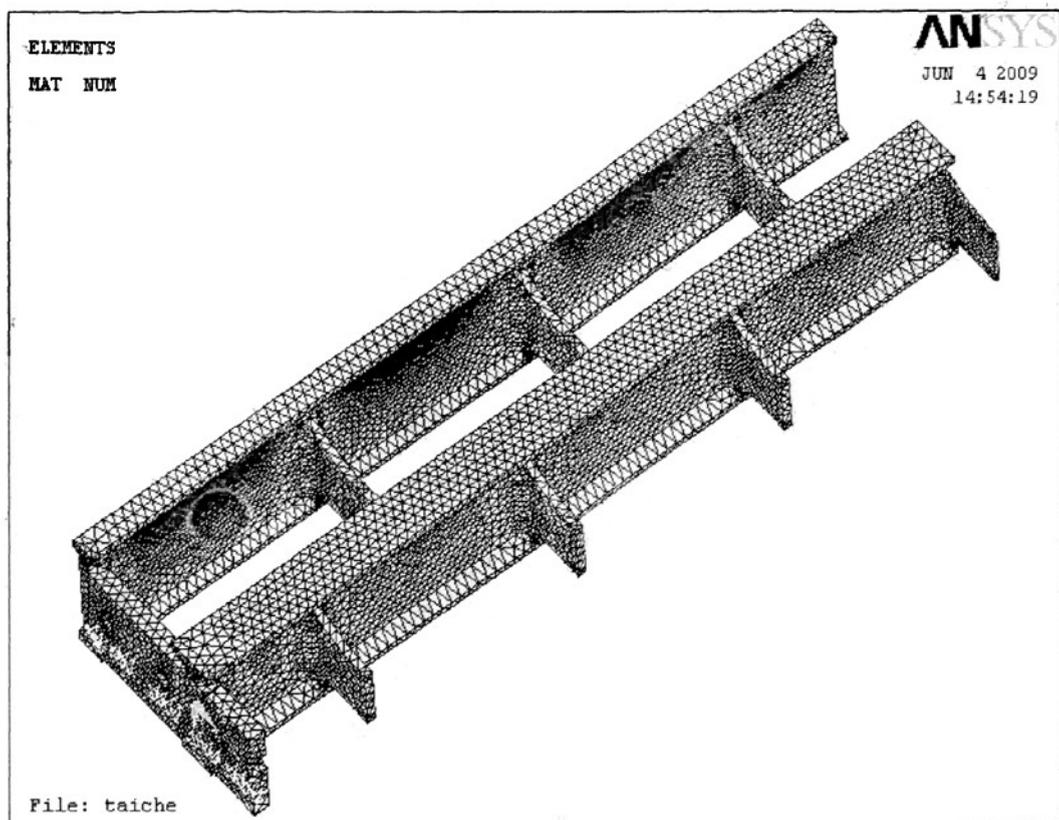


图 4.2 烧结机台车体有限元模型图

Fig.4.2 finite element modeled of sintering machine trolley

由于对称性，在笛卡尔坐标系中，加如下约束：

(1) 在各剖分面上施加对称约束；

(2) 在台车体下平面与左端面相交处的节点上施加竖直方向（Z 轴方向）的位移约束，令  $U_Z=0$ ，对于施加约束节点的位置，注意考虑既要符合台车实际工作状况，又要注意避免不真实的应力集中的产生。

#### 4.4 烧结机台车体的载荷分析

(1) 台车承受的载荷

$$F_t = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

式中：  $F_t$ —台车体承受的载荷（N）

$F_1$ —台车体由原料重量所加的载荷（N）

$F_2$ —台车体由负压所加的载荷 (N)

$F_3$ —台车体由篦条重量所加的载荷 (N)

$F_4$ —台车体由隔热垫重量所加的载荷 (N)

其中:  $F_1 = \gamma BLH$

$\gamma$ —原料重度 (N/m<sup>3</sup>)

B—台车宽度 (m)

L—台车长度 (m)

H—料层厚度 (m)

$F_2 = qBL$

$q$ —主抽风机额定负压 (N/m<sup>2</sup>)

(2) 台车体自身重量  $W_i$  (N)

通过计算, 最后求得台车体边梁所受的压力 144455Pa, 中央梁为所受的压力 137971Pa。

(3) 台车体温度载荷分布

台车在高温状态下工作, 其各组成部分又存在着较大的温差, 因此, 台车结构中会产生很大的热应力, 研究热应力的大小, 首先应知道台车体内部各点的温度。即应先分析台车的温度。

通过台车工作时对台车主梁实测证明, 台车体主梁温度在高度方向呈抛物线分布, 横向温度基本一致。其温度分布曲线为:

$$T(z) = az^2 + bz + c$$

将实测台车体上部温度 ( $t_1=242^\circ\text{C}$ )、中部温度 ( $t_2=200^\circ\text{C}$ ) 和下部温度 ( $t_3=185^\circ\text{C}$ ) 分别代入上式, 求出台车主梁的温度分布曲线为  $T(z) = 336.022z^2 - 143.817z + 200$ , 得到台车主梁有限元模型的温度分布如图 4.3、图 4.4 所示:

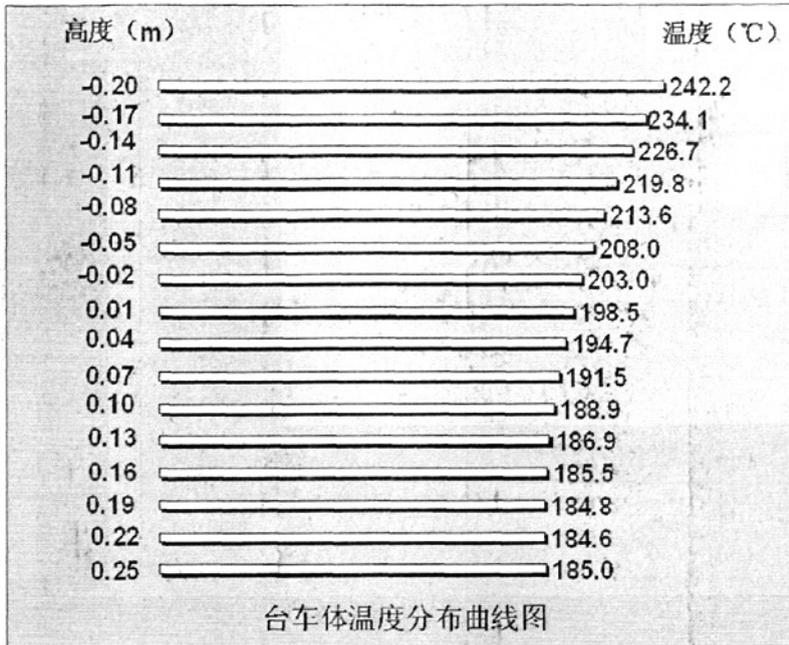


图 4.3 台车体温度分布曲线图

Fig.4.3 Trolley body temperature distributed diagram of curves

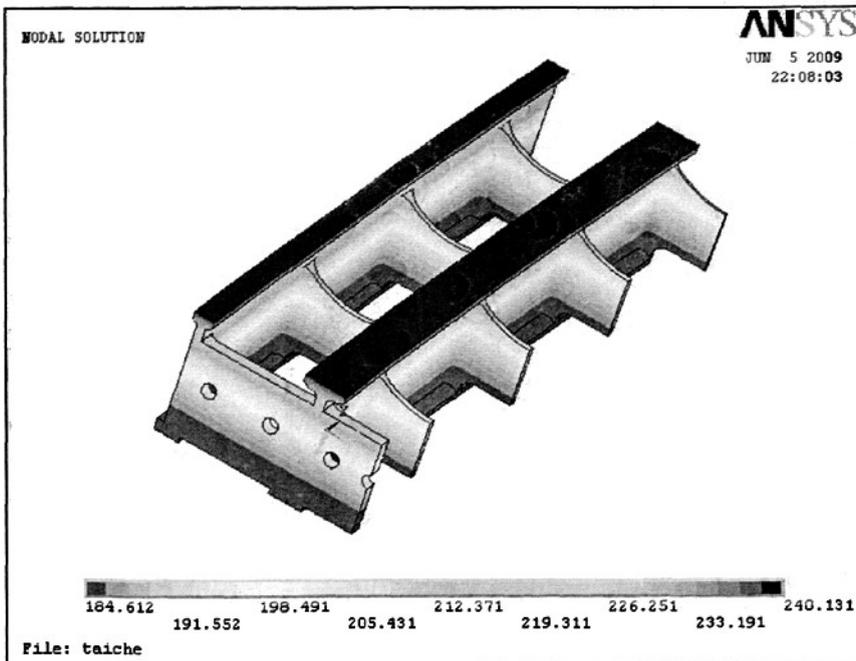


图 4.4 台车体温度分布云图

Fig.4.4 Trolley body temperature distributed cloud chart

## 4.5 台车体应力计算

### (1) 台车体机械应力计算

将机械载荷及位移约束施加到有限元模型中进行静力学分析计算，得到台车体的变形图和应力图如下所示：

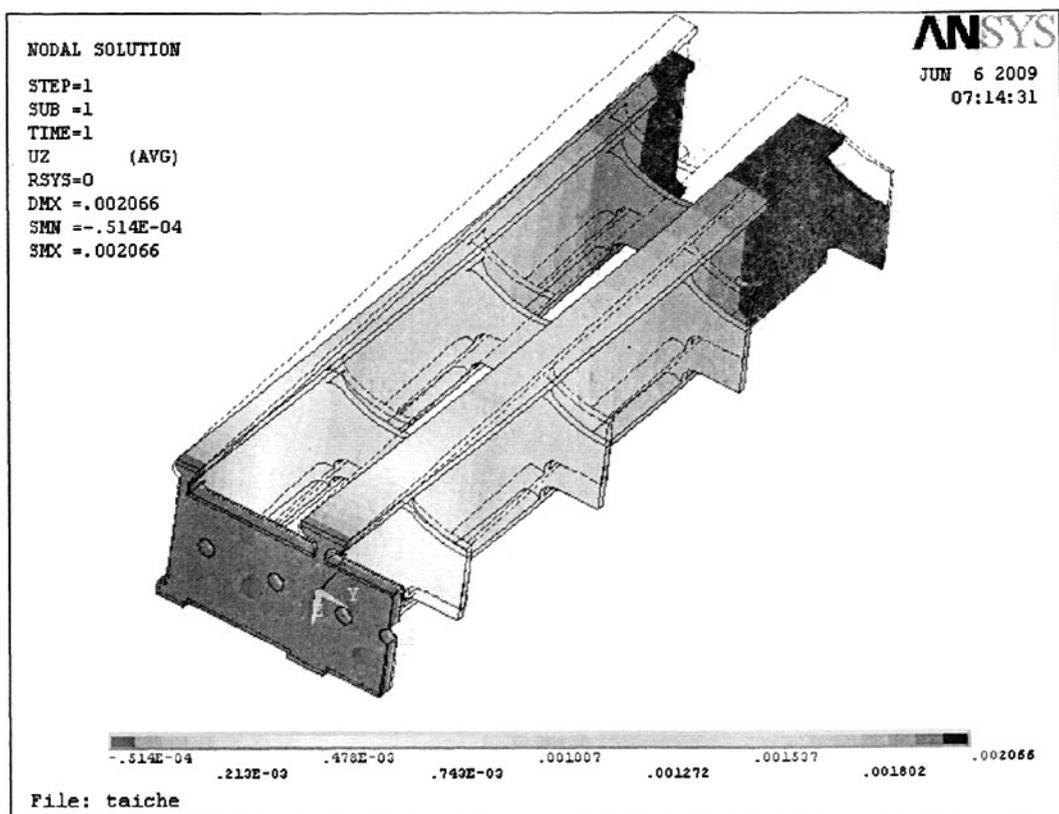


图 4.5 台车体机械载荷变形云图

Fig.4.5 Trolley body mechanical load distortion cloud chart

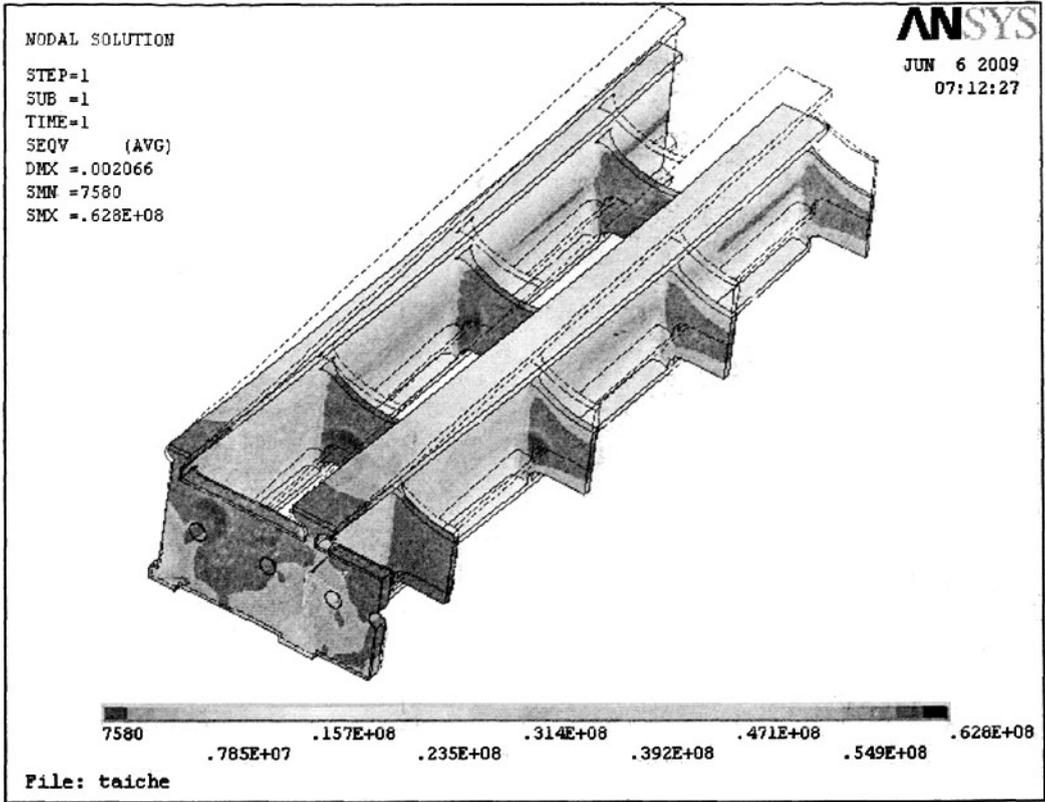


图 4.6 台车体机械载荷应力云图

Fig.4.6 Trolley body mechanical load stress cloud chart

在有限元计算所绘制的图中，实线为变形后所示图样，虚线为变形前所示图样，这样便于比较。从图 4.5 及图 4.6 中可以看出，由于台车所承受的机械载荷主要是由抽风负压、物料及台车自重等引起的向下的均布压力，使台车发生了向下的弯曲变形，台车中间位置变形最大，最大值为 2.066mm。最大的应力发生在台车与端板连接的根部，最大应力值为 62.8MPa。

## (2) 台车体热应力计算

将热分析中得到的台车温度分布结果作为载荷施加到台车体的所有节点上。通过有限元计算，得到台车体的热应力和热变形云图如下所示：

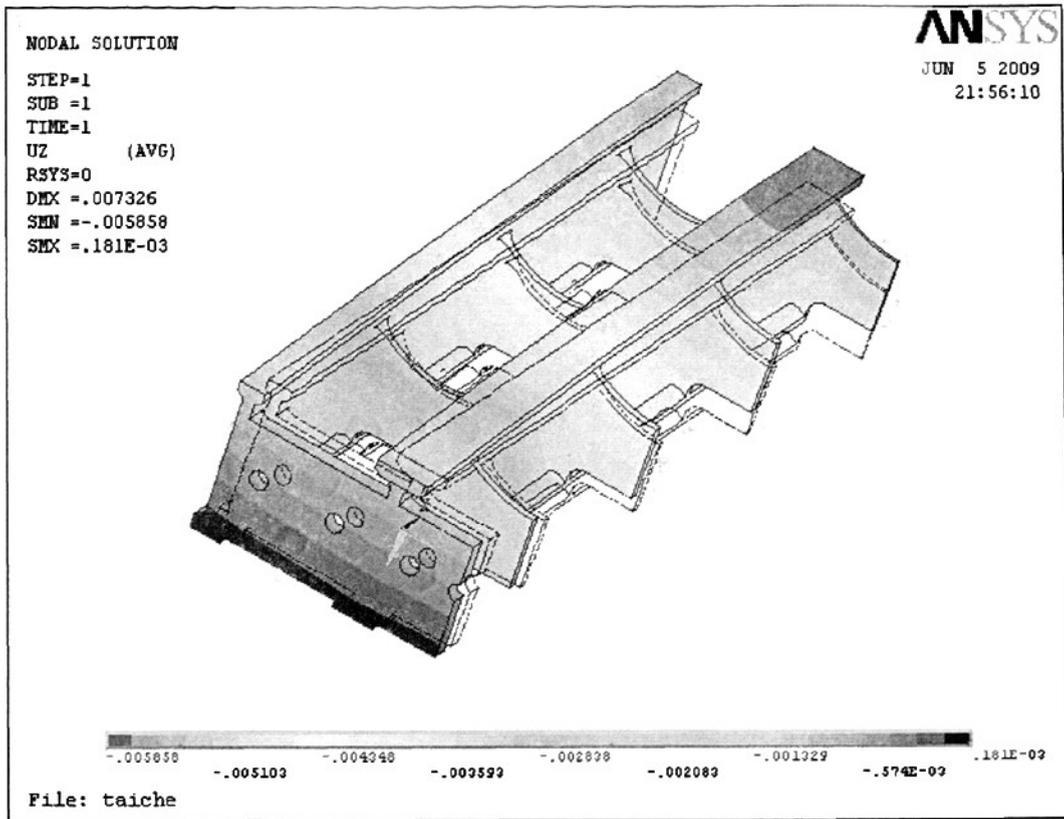


图 4.7 台车体热变形云图

Fig.4.7 Trolley body heat distortion cloud chart

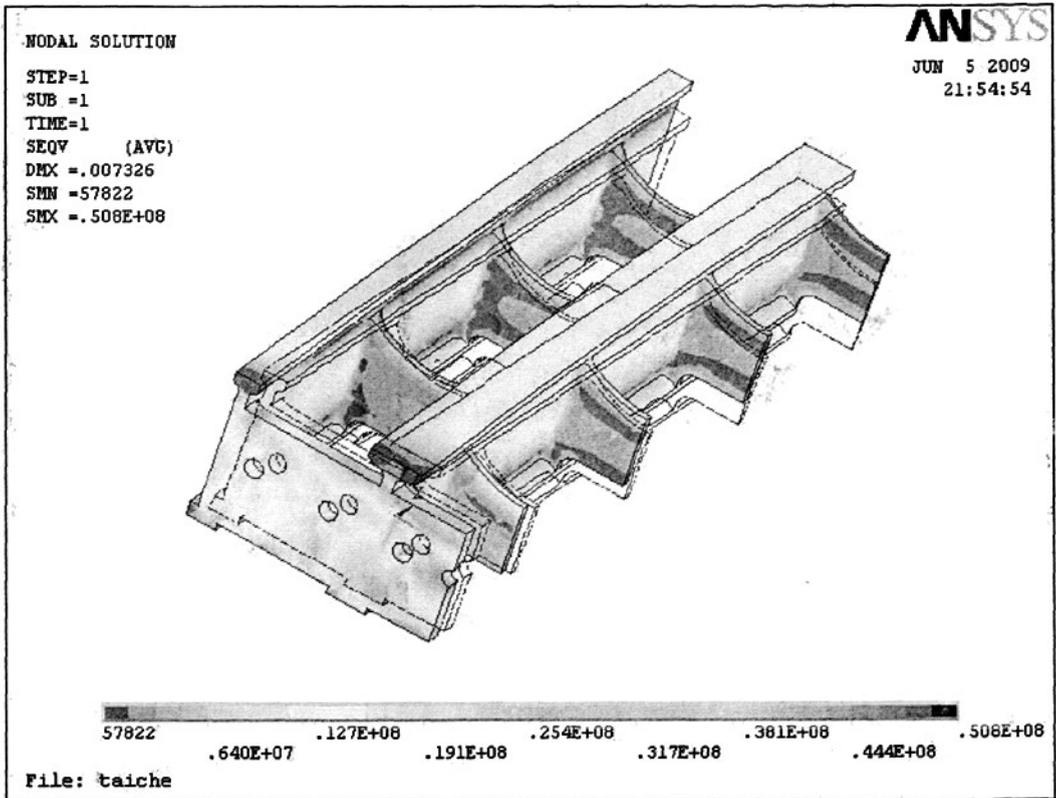


图 4.8 台车体热应力云图

Fig.4.8 Trolley body heat stress cloud chart

由上图可以看出，当热载荷作用时，由于主梁上部温度高，而下部的温度低，使主梁产生了向上的挠曲变形，最大变形出现在台车中部，变形值为 5.858mm。最大热应力值为 50.8MPa。

### (3) 台车综合应力强度分析

物料烧结过程中，台车体是在机械载荷和热载荷共同作用下工作的，综合热应力和机械应力才能反映应力分布的真实情况。综合应力分析的边界条件由前面所述的机械载荷、位移约束和由温度场分析结果转化而来的温度载荷组成。其分析结果如下图所示：

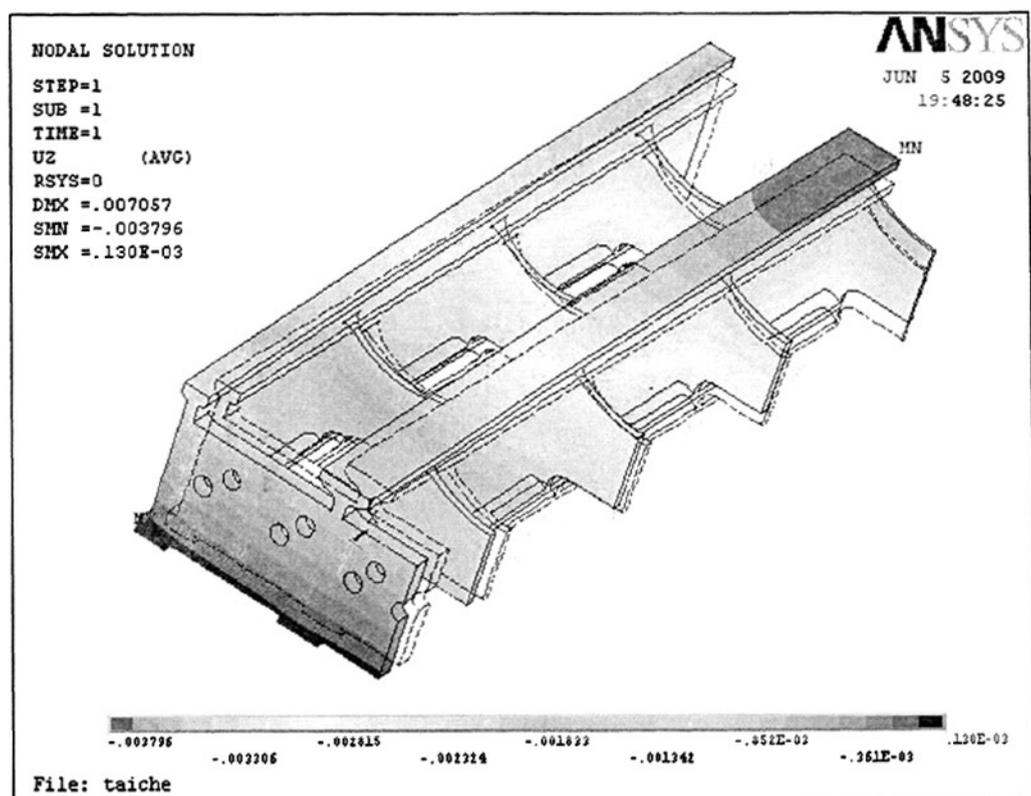


图 4.9 台车体综合变形云图

Fig.4.9 Trolley body synthesis distortion cloud chart

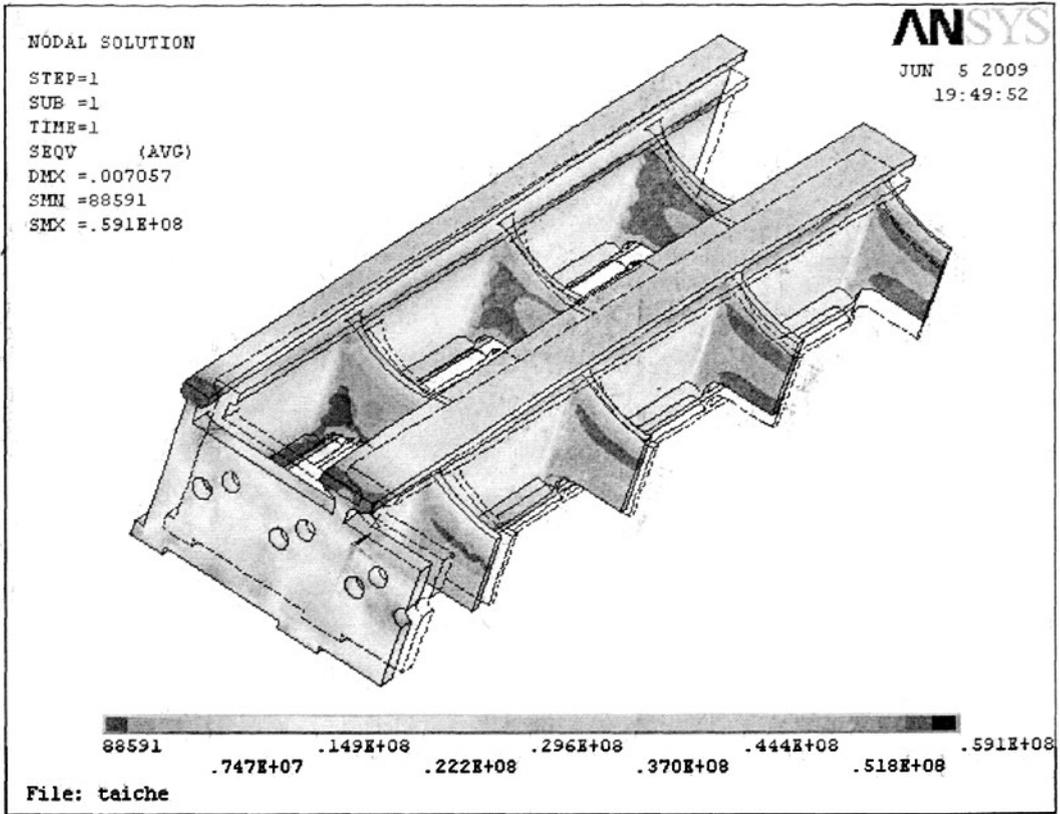


图 4.10 台车体综合应力云图

Fig.4.10 Trolley body synthesis stress cloud chart

由图 4.9 可以看出，在热载荷和机械载荷的联合作用下，台车的变形仍然是向上的挠曲变形，这说明热变形是台车体的主要变形，机械载荷引起的变形很小，最大变形值为上挠 3.796mm，台车综合应力集中部位仍然出现在主梁与端板连接的根部，最大应力值为 59.1MPa，说明各载荷对台车应力分布影响较大。由于载荷间的相互影响，台车端部的应力值比机械载荷和热载荷单独作用的情况下有所变化。以上对台车体进行了三种载荷工况下的应力分析，由于完整的计算结果较多，未列入，现只将应力较大，较危险处的单元应力列于表 4.2 中，表中所示为台车受热受载时部分节点的 Von Mises 应力。

表 4.2 部分最大应力按节点列表 (单位: Pa)  
 Tab.4.2 Part biggest stress according to node tabulation (Unit:Pa)

节点号	最大等效应力 SEQV	第一主应力 $S_1$	第二主应力 $S_2$	第三主应力 $S_3$
4158	0.46340E+08	-0.39162E+07	-0.13169E+08	-0.54112E+08
6551	0.30296E+08	-13130	-0.34441E+06	-0.30473E+08
7731	0.34489E+08	16779	-0.12855E+06	-0.34545E+08
7888	0.41684E+08	-43817	-0.16789E+06	-0.41790E+08
8037	0.40430E+08	-33785	-0.19028E+06	-0.40541E+08
8093	0.43729E+08	-31555	-0.17104E+06	-0.43830E+08
32930	0.51212E+08	-0.99019E+08	-0.11023E+09	-0.15491E+09
67998	0.37390E+08	-73692	-0.16840E+06	-0.37511E+08

由单元数据列表得到最大的应力出现在第 32930 个节点, 应力值为 51.2Mpa, 小于台车体的屈服强度 300MPa, 其强度储备很大, 因此存在进一步优化的潜力。由应力云图可以看出, 虽然台车结构满足强度要求, 但局部应力集中比较明显, 各部位安全系数差异较大。因台车长期处于冷热循环作用, 台车体会产生交变热应力, 在交变热应力的长期作用下, 在台车表面产生疲劳裂纹, 这种裂纹位于台车体应力集中部位时, 经过一定循环次数后, 裂纹就会以较高的速率扩展而使台车断裂, 这也是引起台车失效的最主要原因。由于应力集中系数是疲劳破坏的主要因素之一, 故在后面对台车进行结构优化的工作中, 把台车体产生应力集中截面的应力集中系数也作为其中的约束条件, 尽量将其降低, 从而降低台车的疲劳破坏, 延长其使用寿命。

#### 4.6 本章小结

本章将 Pro/E 中建立的带式烧结机台车车体的三维模型导入到有限元分析软件 ANSYS 中, 根据台车体的实际工作状况, 为其施加了恰当的约束和载荷。选择了合理的网格单元对实体模型进行了划分。利用有限元软件 ANSYS 对台车体进行了有限元分析, 得到了应力和变形分布情况。并根据有限元分析的结果对台车体的强度进行了校核。强度分析的结果表明其强度储备很大, 因此存在进一步优化的潜力, 这也为下一章的优化设计工作打下基础。

## 5 台车体的结构优化设计及其分析

最优设计方案、最优化的结构、以最低的成本获取最好的性能，是设计师一直追求的目标。所谓优化设计就是借助最优化数值计算方法和计算机技术求取工程问题的最优设计方案。机械优化设计就是在给定的载荷或环境条件下，在机械产品的形态、几何尺寸关系或其它因素的限制（约束）范围内，以机械系统的功能、强度和经济性等为优化对象，选取设计变量，建立目标函数和约束条件，并使目标函数获得最优值的一种设计方法。利用 CAE 的基本手段—有限元法与优化技术并将二者有机地结合起来，在对结构进行工程分析得到可行性设计方案的基础上，再对其进行进一步优化设计，即从结构形状优化到设计参数的优化选择，通过这一过程可以实现提高零部件的刚度、满足技术指标及结构轻量化的目的<sup>[3]</sup>。

ANSYS 作为一款经典实用有效的有限元分析软件，不可能解决客户的所有问题，因为许多问题是非常个性化的，为此 ANSYS 软件的设计者给使用者留有足够的开发空间，并且提供了有效的开发手段。ANSYS 除了提供菜单操作方式外，还提供了命令流操作方式，此外，还提供了一种脚本语言 APDL，让使用者可根据实际需要，自己编程，交由 ANSYS 执行。本章就将在第四章对烧结机台车体有限元分析的基础上，利用 ANSYS 软件所提供的 APDL 语言对其结构进行优化设计。

### 5.1 ANSYS 优化原理与优化方法

#### 5.1.1 优化设计的数学模型

优化模型包括三个方面，设计变量、目标函数和约束条件。选取设计变量，建立目标函数，给定约束条件后，便可构造优化设计的数学模型。任何一个最优化问题均可归结为如下描述：在满足给定约束条件下，选取适当的设计变量  $X$ ，使其目标函数  $F(X)$  达到最优值（最大或最小值）。其数学表达式为<sup>[2] [25]</sup>：

设有  $n$  个设计变量  $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T$ ，其中  $X \in R^n$ ，在满足约束条件

$$g_u(X) \leq 0 \quad u=1,2,3,\dots,p$$

$$h_v(X) \leq 0 \quad v=1,2,3,\dots,q$$

的条件下，求目标函数  $F(X)$  的最优解。即

$$\begin{aligned} & \min F(X) && X \in R^n && (5.1) \\ \text{s. t. } & g_u(X) \leq 0 && u=1,2,3,\dots,p \\ & h_v(X) \leq 0 && v=1,2,3,\dots,q \end{aligned}$$

在优化设计的数学模型中,若  $F(X)$ 、 $g_u(X)$ 和  $h_v(X)$ 都是设计变量  $X$  的线性函数,则这种优化问题属于数学规划法中的线性规划问题;若它们不全是  $X$  的线性函数,则属于数学规划法中的非线性问题。当式(5.1)中的  $p=q=0$  时,称为无约束优化问题,否则称为约束优化问题。

### 5.1.2 ANSYS 的优化原理

基于有限元基础上的结构尺寸优化设计是建立在数学规划论和计算机程序设计的基础上,其性能约束、目标函数与设计变量之间的关系是建立在弹性力学、弹塑性力学和有限元基本理论的基础上的复杂函数关系。

对于大型复杂结构的有限元模型来说,要得出目标函数及约束函数的解析表达式非常困难,有时甚至是不可能的。然而,为了将有限元法与优化方法结合起来,必须给出目标函数和约束函数的显函数表达式。为此,可以采用曲线拟合的方法,人为地形成目标函数及约束函数的近似函数表达式。在 ANSYS 软件中,目标函数与约束函数均采用复杂的二次方程式形式的拟合曲面方程。即

$$H = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n b_{ij} x_i x_j \quad (5.2)$$

对于目标函数和约束函数采用加权最小二乘法,通过加权最小二乘误差来确定系数  $a_i$  和  $b_{ij}$ 。即

$$E^2 = \sum_{j=1}^{n_d} W^{(j)} (h^{(j)} - H^{(j)})^2 \quad (5.3)$$

式中  $n_d$  — 设计变量的组数

$W^{(j)}$  — 与第  $j$  组设计变量有关的权重

$h^{(j)}$  — 由有限元法算出的第  $j$  组设计变量对应的  $h$  值

$H^{(j)}$  — 由近似法算出的第  $j$  组设计变量对应的  $H$  值

根据最小二乘原理,求  $E^2$  的极小值,得正则方程组:

$$\begin{cases} \frac{\partial S}{\partial a_i} = 0 \\ \frac{\partial S}{\partial b_{ij}} = 0 \end{cases} \quad (5-4)$$

解该方程组,可得  $a_i$ 、 $b_{ij}$ ,由此可得拟合形式的目标函数及约束函数。然后,利用各种优化方法,通过优化迭代,便可得出目标函数的极值。

### 5.1.3 ANSYS 的优化方法

优化过程都是一系列的分析—评价—修改的循环过程，该循环过程是指对初级设计参数进行分析，并把分析结果用特定设计准则（或设计要求）进行评估，然后修改设计。重复该过程直到所有设计准则都得到满足或迭代循环次数达到用户给定的数目。ANSYS 提供了两种优化算法以适应不同的优化问题：子问题逼近是先进的零阶方法，可以适应于多数的工程问题；一阶方法因为基于设计灵敏度分析更适合于高精度求解。

工程优化设计问题一般为约束优化问题，零阶方法采用罚函数法 (SUMT)，将约束的优化问题转化为非约束问题进行求解。零阶方法只用到目标函数和约束函数自身的值，而不用它们的偏导数。目标函数和约束函数是通过最小二乘法拟合曲线（或拟合曲面）来表示的。在以后的每一循环过程中，不断提高前一次拟合曲线的精度。

一阶方法也是通过对目标函数添加罚函数，将约束优化问题转化为非约束优化问题。但该方法使用目标函数和约束函数的一阶偏导数。根据所选择的无约束优化方法的不同，在设计空间生成搜索方向。在每一次迭代中，是用梯度计算（最大斜度法或共扼方向法）来确定搜索方向的。因此，每次迭代都有一系列的子迭代（包括搜索方向和计算梯度）组成。由于一阶方法用到函数的导数值，所以要求函数有较好的性态。然而有些函数是不好求导的，此时只能采用零阶方法。

### 5.1.4 ANSYS 的优化步骤

应用 ANSYS 程序进行优化设计，通常包括以下几个步骤，这些步骤根据用户所选用的优化方法不同而有所不同。

(1) 建立优化模型；

(2) 生成循环所用的分析文件，该文件必须包括整个分析的过程，而且必须满足以下条件：参数化建立模型 (PREP7)；求解 (SOLUTION)；提取并指定约束变量（状态变量）和目标函数 (POST1/POST26)；

(3) 在 ANSYS 数据库里建立与分析文件中变量所对应的参数。这一步骤是标准的做法，但不是必须的 (BEGINH 或 OPT)；

(4) 进入 OPT，指定分析文件 (OPT)；

(5) 声明优化变量；

(6) 选择优化工具或优化方法；

(7) 指定优化循环控制方式；

(8) 进行优化分析，并且在优化过程结束后查看设计序列结果 (OPT) 和后处理结果 (POST1/POST26)。

ANSYS 的优化过程如图 4.1 所示。

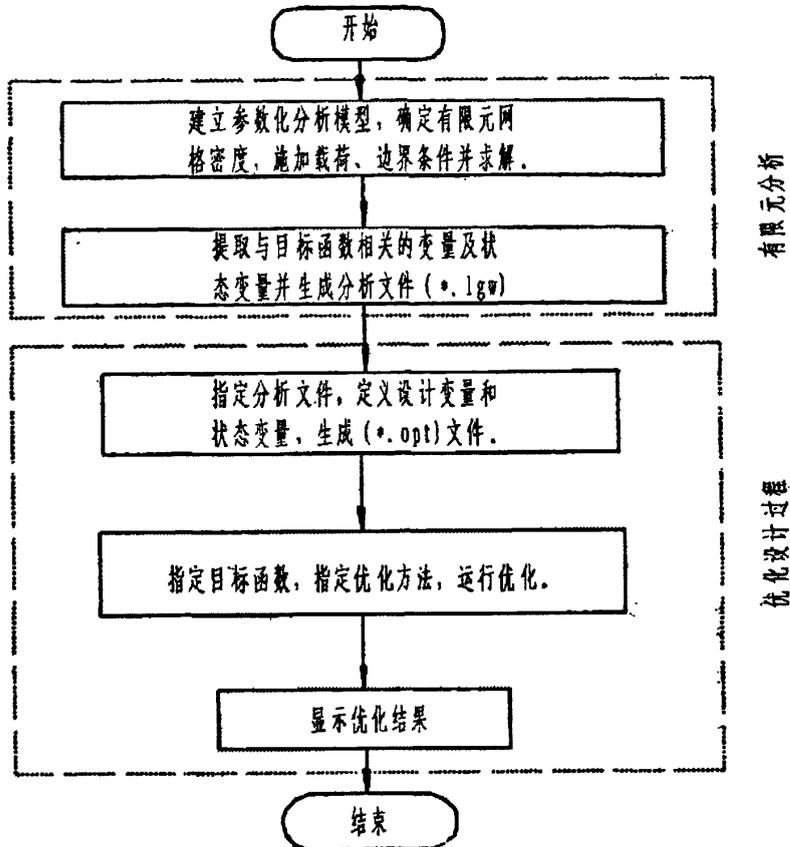


图 5.1 ANSYS 的优化过程  
Fig.5.1 ANSYS optimization process

在 ANSYS 优化过程中, 优化的参数是可以控制的, 即优化过程中, 可以随时定义新的设计变量或删除已有的设计变量; 可以更改设计变量、约束函数的界限、收敛精度以及目标函数的收敛精度; 甚至可以随时更换目标函数, 操作非常方便。只要不删除原有的数据库, 就可以接着原来的数据库继续进行下去。用户如果退出了 ANSYS, 则下一次还可以恢复 (RESUME) 原来的数据库。ANSYS 程序可以把最好的结果数据库保存下来, 以备查询。

### 5.1.5 ANSYS 参数化设计语言 APDL

进行有限元分析的标准过程是：定义模型及其载荷，求解和解释结果，假如求解结果表明有必要修改设计，那么就须改变模型的几何形状并重复上述步骤，特别当结构模型比较复杂或修改较多时这个过程可能很繁琐和费时。

APDL 指 ANSYS 参数化设计语言 (ANSYS Parametric Design Language)，它为用户提供了自动完成上述循环的功能也就是说程序的输入可以设定为根据指定的函数、变量以及选出的分析标准做决定。APDL 语言允许复杂的数据输入使用户实际上对任何设计分析或分析属性有控制权，例如尺寸、材料、载荷、约束位置和网格密度等。APDL 扩展了传统有限元分析范围之外的能力，并扩充了更高级运算包括灵敏度研究、零件参数化建模、设计修改及设计优化。

参数化设计语言 (APDL) 是由类似于 FORTRAN77 的程序设计语言，它由 1000 多条 ANSYS 命令流组成，其中程序设计语言具有参数、数组表达式、函数、流程控制 (循环与分支)、重复执行命令、缩写、宏以及用户程序功能。

APDL 所能实现的功能次于 UPF 而强于 UIDL，这是由于三者具体侧重点不同造成的：UIDL 主要控制 GUI 界面的各类二次开发方法，涉及的分析部分就要少一些，APDL 可以称其为和分析部分频繁打交道的一组小型工具，功能强大。UPF 能完成最复杂的二次开发工作，比如说构建新单元，复杂数据库交互，外围命令定制等，但 UPF 在很多情况下也借助了 APDL 命令来完全实现其功能。同样我们也能在 UIDL 中前嵌入 APDL 命令，来构建比较复杂的 GUI 二次开发工作。

APDL 它是一种解释性语言，是用来自动完成某些功能或建模的一种脚本语言它包含了三个方面的内容：(1) 工具条 (2) 参量 (3) 宏。

APDL 语言是 ANSYS 高级应用的基础，它扩展了 ANSYS 在传统有限元分析范围之外的能力，并扩充了更高级运算。APDL 语言包含许多特性，诸如命令的复制、参数、函数、if-then-else 分支、do 循环、宏以及标量、矢量和矩阵的操作等。使用这些特性，用户可以创建一个控制方案，使程序在特定的应用范围内发挥最大效率。

## 5.2 烧结机台车体的优化过程

### 5.2.1 设计变量的选择

设计变量是影响设计质量或设计结果的可变参数。设计变量的数量反映了优化问题的规模。一般来说，设计变量的数量越多，可供选择的方案越多，设计越灵活，但难度越大，求解亦越复杂。而设计变量的数量越少，优化就越简单。因此，选择设计变量时

必须谨慎，应对影响设计指标的所有参数进行分析、比较，从中选择对设计确有显著影响且能直接控制的独立参数作为设计变量，其它参数则作常量处理。

根据台车主梁的结构和受力情况，选取台车体的高度，截面宽度，以及圆角半径等几何参数作为台车体结构优化设计的设计变量，如图 5.2 所示：

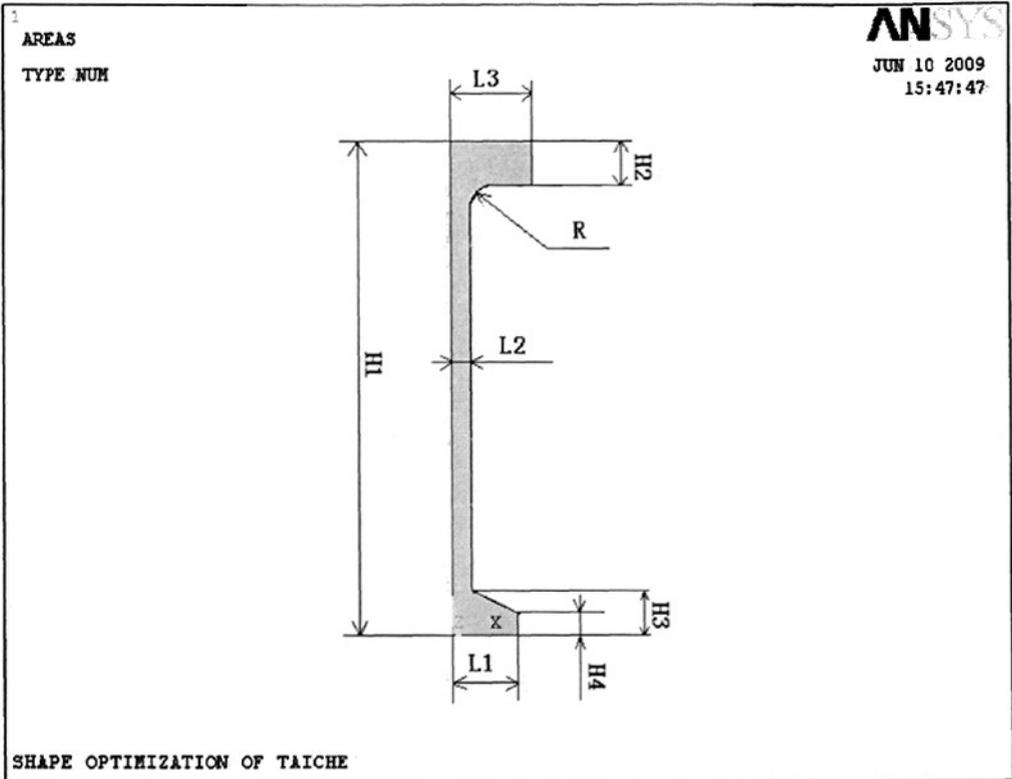


图 5.2 台车体优化设计变量

Fig.5.2 The trolley body optimization design variable

$$X = [X_1, X_2, X_3, X_4, X_5, X_6, X_7, X_8] = [H_1, H_2, H_3, H_4, L_1, L_2, L_3, R] \quad (5.5)$$

式中

$H_1$ —梁高尺寸

$H_2$ —横梁上面厚度尺寸

$H_3$ —横梁下表面最厚处尺寸

$H_4$ —横梁下表面最薄处尺寸

$L_1$ —横梁下表面宽度尺寸

$L_2$ —横梁立筋宽度尺寸

$L_3$ —横梁上表面宽度尺寸

$R$ —横梁上表面与立筋间圆角尺寸

### 5.2.2 目标函数的建立

目标函数是以设计变量来表示设计所要追求的某种性能指标的解析表达式，是设计变量的标量函数。在优化设计中，目标函数是用于评价设计方案的优劣的函数，所以亦称为评价函数。在机械设计中，目标函数主要由设计准则来建立。在烧结机台车体的优化设计中，这种准则可以是运动和动力的性质，可以是强度、刚度、重量、效率、承载能力等。在台车体的优化设计中，根据实际情况，可以选择不同的目标函数，如下所示：

(1) 以台车体重量为最小作为目标函数，在满足强度和刚度的条件下追求台车体的重量最轻；

(2) 需要保证台车体的刚度，而刚度可以用变形来表示，其主要指标为垂直于承载面的变形。因此，可用台车体垂直方向变形量最小为目标函数；

(3) 在优化过程中，可以顺序地采用不同的目标函数进行优化。例如，第一步采用重量最轻作为目标函数，以强度和垂直方向变形量作为约束函数，优化出材料最省的台车体几何尺寸。但此时，台车体的垂直方向变形量只能满足使用要求，并不一定满足垂直方向变形量最小。第二步，在前一步优化后的数据库的基础上，修改目标函数和约束函数，改为以垂直方向变形量最小为目标函数，以优化后的台车体重量作为约束条件，求在该重量条件下的垂直方向变形量最小。即获得材料的合理分布时的各尺寸值。

(4) 采用多目标函数，如台车体的垂直方向变形量与重量等，但必须采用加权组合的方式使其成为统一的目标函数后，才能在 ANSYS 中进行优化。本文以烧结机台车体的重量最小作为目标函数，其表达式为：

$$\min f(x) = WT = \sum_{e=1}^n \rho_e v_e \quad (5.6)$$

式中  $WT$  为台车主梁的质量， $\rho_e$  为单元的密度， $v_e$  为单元的体积。

### 5.2.3 约束条件的确定

在优化设计中，对设计变量取值时的限制条件称为约束条件。约束条件分为性态约束和边界约束。

#### (1) 性态约束

性态约束又称为性能约束。是根据结构的某种性能或设计要求而建立的约束条件。台车体的性能约束主要考虑应满足结构的强度、刚度及重量的要求。

①强度约束：烧结机台车体采用了球墨铸铁制成。这种材质的台车除有较好的力学性能、抗热性能之外，其延伸率较小，变形小，对台车塌腰现象特别是在台车长度方向的变形小，故对台车运动啮合影响较小。这种材质是较理想的。常温下球墨铸铁的机械性能，如下表所示：

表 5.1 球墨铸铁的机械性能  
Tab.5.1 Modular cast iron mechanical property

机械性能			弹性模量	泊松比
$\sigma_b$ (Pa)	$\sigma_{0.2}$ (Pa)	$\delta$	E (Pa)	$\mu$
4.5e8	3.0e8	7%	1.48e11	0.3

对于轧钢件和锻钢件，一般取安全系数为 1.5—2.5，铸钢件取 1.8—2.8，若对于失效后引起重大事故的零部件，许用安全系数应加大 1.2—1.5 倍。台车的屈服应力为 300MPa，由于台车体的工况是在冷热循环情况下连续工作，容易产生疲劳，为了确保安全，这里取安全系数为  $2.5 \times 1.3 = 3.25$ 。许用应力为  $[\sigma_{-1}] = \sigma_{0.2} / n = 92\text{MPa}$ 。对结构进行有限元分析后，得到应力最大的节点，以这个节点作为应力控制点，取应力约束条件为：

$$\frac{\sigma_{i\max}}{[\sigma_{-1}]} - 1 \leq 0 \quad (i=1, 2) \quad (5.7)$$

②刚度约束：为使台车体在垂直方向上不产生过大的变形，以保证台车的自由运动，应以台车体横梁垂直方向最大位移为约束条件，其约束条件表达为：

$$\frac{\delta_{i\max}}{[\delta]} - 1 \leq 0 \quad (i=1, 2) \quad (5.8)$$

式中  $\delta_{i\max}$  为台车主梁允许的最大垂直方向向弯曲变形值，这里取 5mm。

③应力集中系数约束：应力的局部增高称为应力集中，它产生在物体形状变化的地方，如缺口、孔洞、沟槽、螺纹、截面骤变或刚性约束等。在这些地方可能发生疲劳裂纹，也可能使脆性材料的零件发生静载断裂。在这些产生应力集中的地方，应力的最大值与几何形状，加载荷的方式及其它影响应力分布的条件有关。由于生产技术的巨大进步，对机器的强度和使用寿命要求越来越高，促进对机器强度的深入研究，绝大多数的机械零件，都是在变载荷下工作，这些零部件，由应力集中引起的疲劳破坏是主要的破

坏形式。在构件截面急剧变化的部位将出现应力集中，工程上常用应力集中系数来表示应力增高的程度。在应力集中处，最大应力值  $\sigma_{\max}$  与基准应力  $\sigma_n$  之比  $K_t$  被定义为理论应力集中系数（简称应力集中系数），表示如下：

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n}; K_t = \frac{\tau_{\max}}{\tau_n} \quad (5.9)$$

式中的  $\sigma_{\max}$  和  $\tau_{\max}$  表示构件在载荷作用下客观存在的最大应力，可根据弹性力学的理论或有限元法计算得到，也可根据光弹性实验或其它实验力学分析方法测定。 $\sigma_n$  和  $\tau_n$  称为基准应力或名义应力，它是人为规定的应力比的基准，并且其取值方式也不是唯一的。它是对于特殊的应用载荷和净横截面情况下，不受应力集中影响时计算得到的，这是假定应力分布横穿获得均匀几何尺寸的横截面。因台车长期处于冷热循环作用，台车体会产生交变热应力，在交变热应力的长期作用下，在台车表面产生疲劳裂纹，这种裂纹位于台车体应力集中部位时，经过一定循环次数后，裂纹就会以较高的速率扩展而使台车断裂，这也是引起台车失效的最主要原因。由于应力集中系数是疲劳破坏的主要因素之一，故在后面对台车进行结构优化的工作中，把台车体产生应力集中截面的应力集中系数也作为其中的约束条件，尽量将其降低，从而降低台车的疲劳破坏，延长其使用寿命。对结构进行有限元分析后得到应力最大的节点，以这个节点最大应力与其所在横截面的名义应力的比值作为应力集中系数控制点，取应力约束条件为：

$$1 \leq k_i \leq c_i \quad (c=1, 2) \quad (5.10)$$

其中  $k_i = \frac{\sigma_{i\max}}{\sigma_n}$ ， $\sigma_{i\max}$  为台车体节点最大应力， $\sigma_n$  为台车体产生应力集中截面的平均应力。针对应力集中系数的上限  $c$ ，为了在优化过程中能够将主梁的应力集中系数有所降低，取值应低于初始强度计算结果中的应力集中系数，这里取  $c_1=3.3$ ， $c_2=2$ 。约束  $\sigma_{i\max}$  及  $k_i$  需要考虑考虑工况 1 机械载荷单独作用及工况 2 下机械载荷和温度载荷联合作用两种情况。

## (2) 边界约束

边界约束又称为区域约束或辅助约束，用于限制某个设计变量变化范围或某组变量之间的相对关系。通常表示成如下形式：

$$X_{i\min} \leq X_i \leq X_{i\max} \quad (i=1, 2, \dots) \quad (5.11)$$

对于台车体横梁的每一设计变量其取值范围为：

$$X_{i\min} \leq H_1 \leq X_{i\max}$$

$$X_{i\min} \leq H_2 \leq X_{i\max}$$

$$X_{i\min} \leq H_3 \leq X_{i\max}$$

$$X_{i\min} \leq H_4 \leq X_{i\max}$$

$$X_{i\min} \leq L_1 \leq X_{i\max}$$

$$X_{i\min} \leq L_2 \leq X_{i\max}$$

$$X_{i\min} \leq L_3 \leq X_{i\max}$$

$$X_{i\min} \leq R \leq X_{i\max}$$

#### 5.2.4 台车体优化设计的数学模型

综合上述分析结果，在进行台车体结构优化设计之前，首先要建立正确和合理的优化模型。结构优化模型包括三个方面：即设计变量目标函数和约束条件。台车体主梁结构优化的目标是在保证台车体强度、刚度及应力集中系数的基础上减轻其重量。得出台车体优化数学模型为：

$$\min F(X) = WT \quad (5.12)$$

$$\text{式中 } X = [H_1, H_2, H_3, H_4, L_1, L_2, L_3, R]$$

约束条件：s. t.

$$\frac{\sigma_{i\max}}{[\sigma_{-1}]} - 1 \leq 0 \quad (i=1, 2)$$

$$\frac{\delta_{i\max}}{[\delta]} - 1 \leq 0 \quad (i=1, 2)$$

$$1 \leq k_i \leq c_i$$

$$X_{i\min} \leq X_i \leq X_{i\max}$$

#### 5.2.5 优化方法的选取及优化结果

##### (1) 优化方法的选取

烧结机台车为大型复杂零件，单元和节点的数目多，而且在圆角处应力梯度变化大，其目标函数和约束函数的导数都不易求得，为保证优化过程的顺利进行，本文采用零阶方法进行优化求解。并在优化前对分析对象进行进一步简化，仅对中央横梁进行分析，因为其结构和所受载荷沿 X 轴和 Y 轴方向对称，所以只对中央横梁沿对称面剖取的四分之一进行分析即可。如图 5.3 所示：

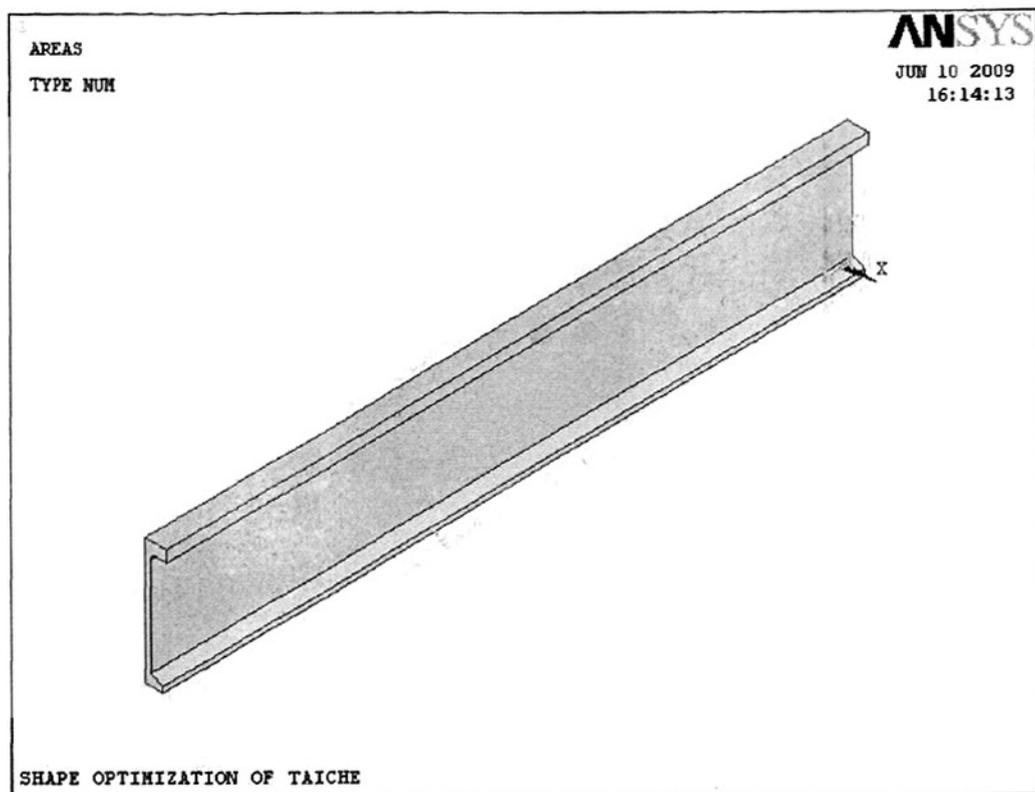


图 5.3 台车体优化设计三维模型

Fig.5.3 The trolley body optimization design three-dimensional model

## (2) 优化结果

优化前后，台车体横梁的应力值、位移值分别用应力云图和变形云图表示，如图 5.4 一图 5.7 所示。优化过程中，台车体横梁的应力、变形、应力集中系数、质量等数据如表 5.2 所示。

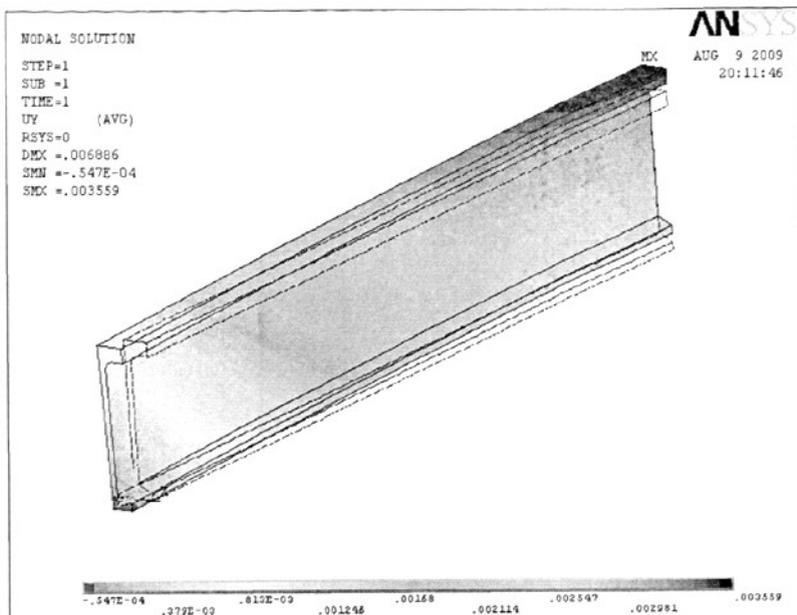


图 5.4 优化前台车体横梁的位移值

Fig.5.4 The trolley body crossbeam displacement value before optimization

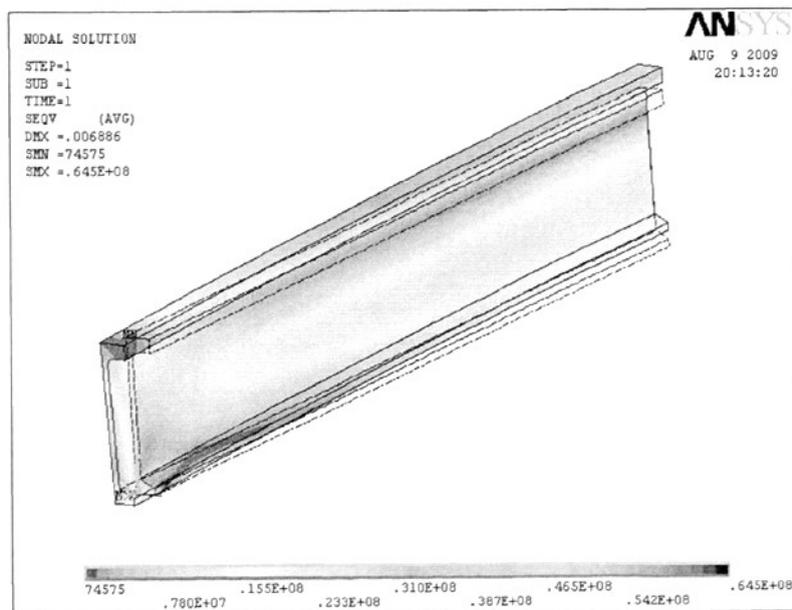


图 5.5 优化前台车体横梁的应力值

Fig.5.5 The trolley body crossbeam stress value before optimization

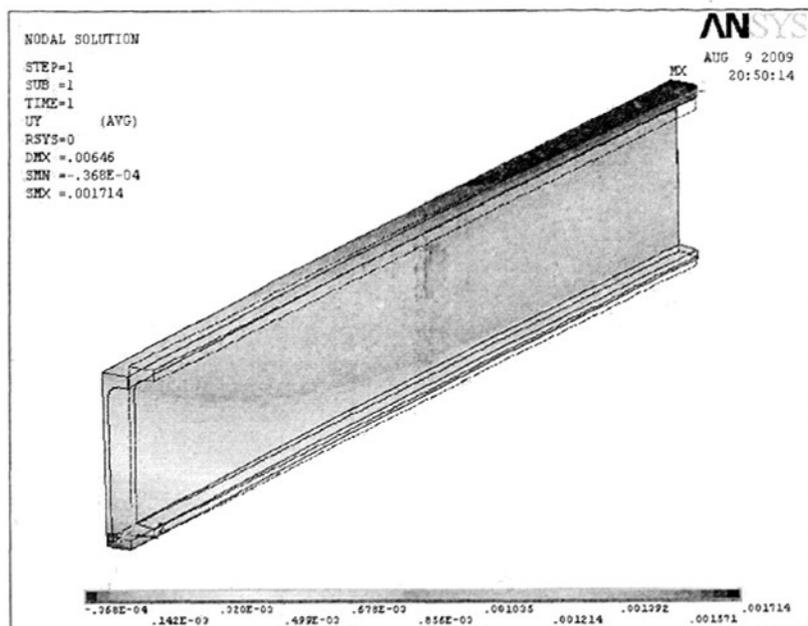


图 5.6 优化后台车体横梁的位移值

Fig.5.6 The trolley body crossbeam displacement value after optimization

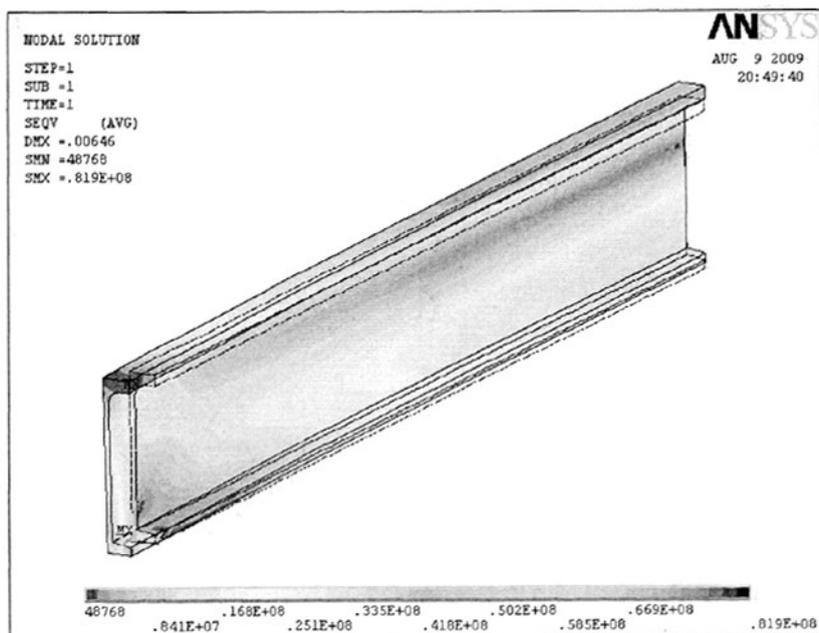


图 5.7 优化后台车体横梁的应力值

Fig.5.7 The trolley body crossbeam stress value after optimization

表 5.2 台车体优化过程中各参数变化汇总表

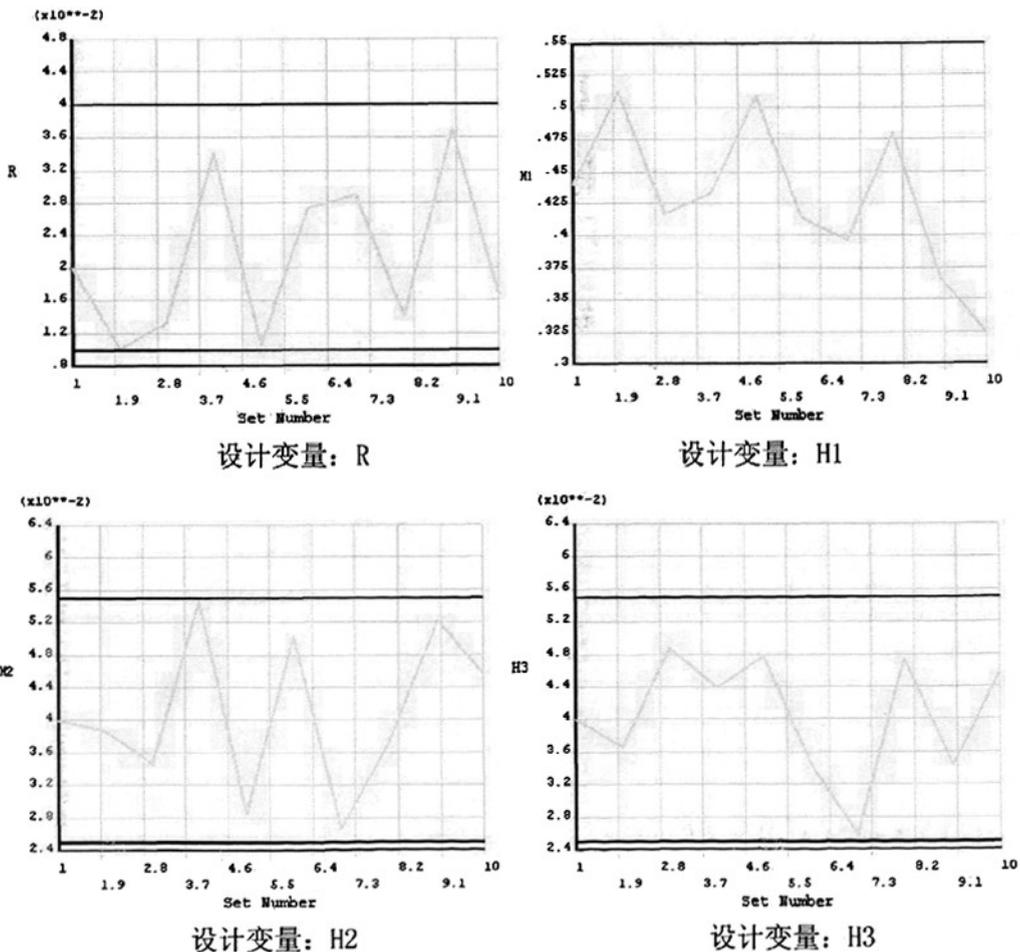
Tab.5.2 The trolley body optimization in the process various parameters change list

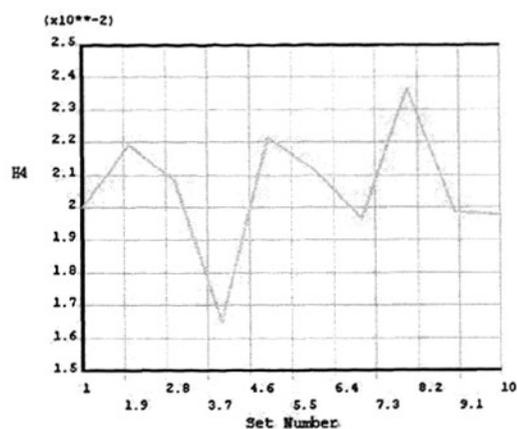
参数名称	优化过程中各次迭代参数变化情况				
	SET 1 (FEASIBLE)	SET 2 (INFEASIBLE)	SET 3 (FEASIBLE)	SET 4 (FEASIBLE)	SET 5 (INFEASIBLE)
DEFL (SV)	0. 35594E-02	0. 53869E-02	0. 27274E-02	0. 35629E-02	0. 50666E-02
SMAX (SV)	0. 65536E+08	0. 17560E+09	0. 85790E+08	0. 63010E+08	0. 17578E+09
K (SV)	2. 9689	3. 8534	1. 1420	1. 65030	1. 6119
H1 (DV)	0. 44000	0. 51179	0. 41727	0. 43244	0. 50911
H2 (DV)	0. 40000E-01	0. 38716E-01	0. 34609E-01	0. 54684E-01	0. 28547E-01
H3 (DV)	0. 40000E-01	0. 36640E-01	0. 48782E-01	0. 43950E-01	0. 47768E-01
H4 (DV)	0. 20000E-01	0. 21924E-01	0. 20821E-01	0. 16509E-01	0. 22136E-01
L1 (DV)	0. 60000E-01	0. 60751E-01	0. 63903E-01	0. 65441E-01	0. 61816E-01
L2 (DV)	0. 18000E-01	0. 81957E-01	0. 13700E-01	0. 74551E-01	0. 13634E-01
L3 (DV)	0. 75000E-01	0. 10100E-01	0. 71946E-01	0. 34127E-01	0. 72356E-01
R (DV)	0. 20000E-01	0. 19179E-01	0. 13373E-01	0. 18546E-01	0. 10659E-01
MASS(OBJ)	218. 80	255. 55	180. 37	241. 62	195. 76
	SET 6 (FEASIBLE)	*SET 7* (FEASIBLE)	SET 8 (INFEASIBLE)	SET 9 (INFEASIBLE)	SET 10 (INFEASIBLE)
DEFL (SV)	0. 30869E-02	0. 17141E-02	0. 46231E-02	0. 12108E-02	0. 14515E-02
SMAX (SV)	0. 74937E+08	0. 82012E+08	0. 10097E+09	0. 10805E+09	0. 68132E+08
K (SV)	1. 53332	1. 37443	1. 55136	1. 47487	1. 26740
H1 (DV)	0. 41329	0. 39588	0. 47932	0. 36653	0. 32418
H2 (DV)	0. 50288E-01	0. 26788E-01	0. 36964E-01	0. 52212E-01	0. 45722E-01
H3 (DV)	0. 34542E-01	0. 25674E-01	0. 47457E-01	0. 34369E-01	0. 45649E-01
H4 (DV)	0. 21142E-01	0. 19656E-01	0. 23646E-01	0. 19855E-01	0. 19758E-01
L1 (DV)	0. 65504E-01	0. 60954E-01	0. 50240E-01	0. 64098E-01	0. 67097E-01
L2 (DV)	0. 20074E-01	0. 13358E-01	0. 19252E-01	0. 18027E-01	0. 13189E-01
L3 (DV)	0. 66935E-01	0. 65981E-01	0. 75037E-01	0. 78863E-01	0. 71991E-01
R (DV)	0. 27380E-01	0. 28974E-01	0. 14172E-01	0. 37025E-01	0. 16700E-01
MASS(OBJ)	228. 90	150. 79	235. 72	214. 66	166. 52

### 5.3 台车体结构优化设计结果分析

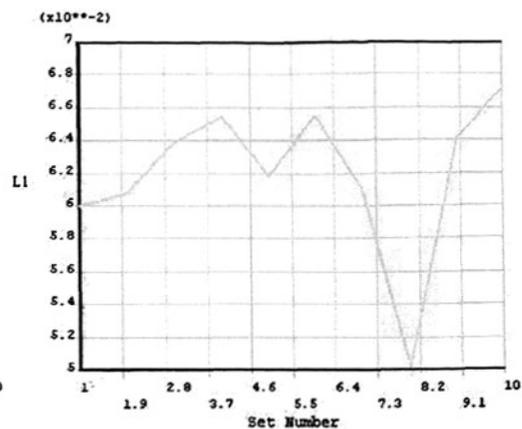
采用ANSYS中零阶方法,根据有限元分析和初始方案,建立了台车体的结构优化分析文件和优化控制文件,并输入到ANSYS中进行优化分析,经过10次循环迭代,其间存在一些不可行解,排除不可行解后,共有5次迭代产生了可行性解,在第7次迭代中取得最优值。

各自变量随迭代过程的变化情况曲线如图5.8所示。结合表5.2可以看出,自变量 H1、H2、H3、L2通过优化计算尺寸有了大幅度降低, H4、L1、L3尺寸基本没有变化,这是由于其初始尺寸及其结构特点决定的。R优化后,其半径比初始值增加了9mm,因为截面聚变会增大台车结构的局部应力集中,所以考虑降低台车应力集中系数约束条件的限制,通过结构优化计算适当增大了过渡圆角的尺寸。

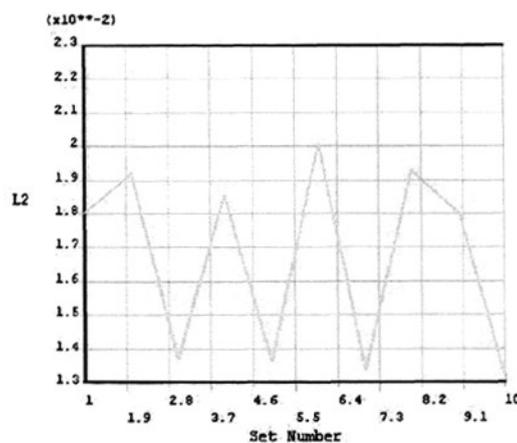




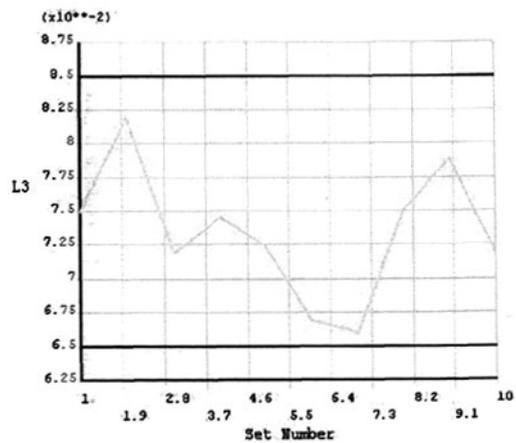
设计变量: H4



设计变量: L1



设计变量: L2



设计变量: L3

图 5.8 各自变量变化情况曲线图

Fig.5.8 Variable change situation diagram of curves

图 5.9 给出了最大等效应力 SMAX、Y 向上最大位移 DEFL、应力集中系数 K 以及目标函数质量 MASS 随迭代过程的变化曲线。

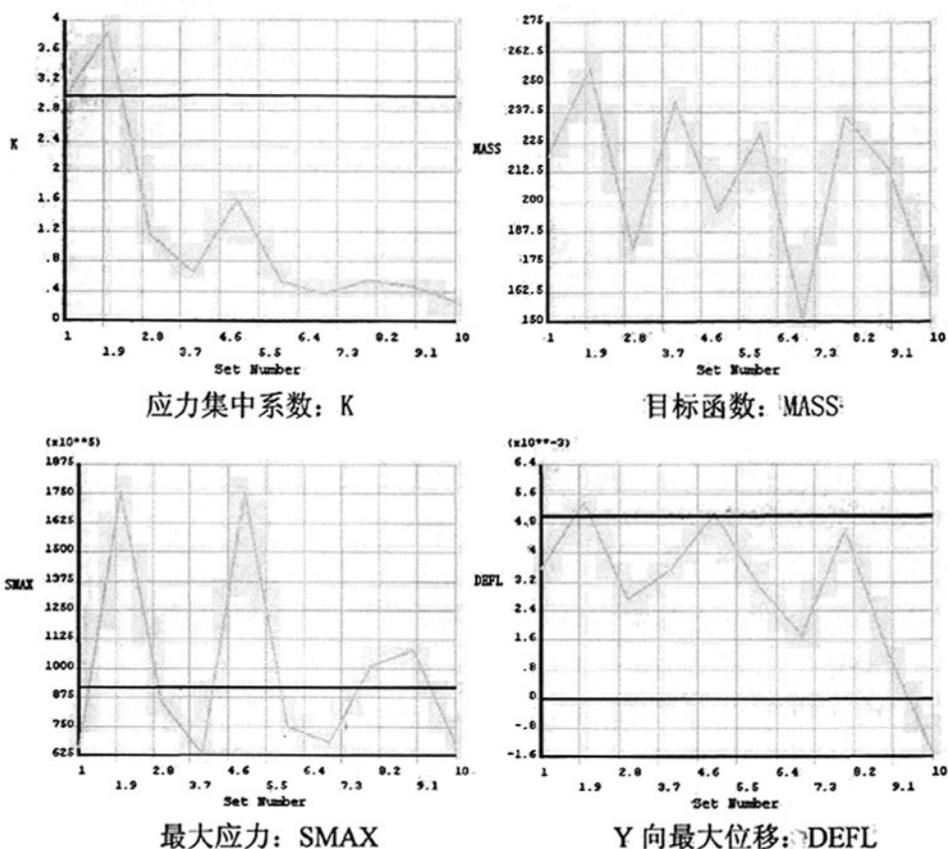
图 5.9<sup>\*</sup> 状态变量和目标函数迭代过程

Fig.5.9 State variable and objective function iterative process

经过 10 次的迭代过程最终得到台车体的最优化结果。比较初始方案，最优化方案无论从体积和性能上都有了明显的改善。它满足所有各约束条件。由此得到一组比较适用的设计变量，如表 5.3 所示。

表 5.3 初始设计与最优设计对比表

Tab.5.3 Reference design and most superior design reference table

设计变量	H1(m)	H2(m)	H3(m)	H4(m)	L1(m)	L2(m)	L3(m)	R(m)
初始设计	0.440	0.040	0.040	0.020	0.060	0.018	0.075	0.020
最优设计	0.396	0.027	0.026	0.020	0.061	0.013	0.066	0.029

对应表 5.3 所列出的两组数据，列出控制函数和目标函数值如下：

初始方案：质量：218.8Kg

机械载荷与热载荷联合作用下最大等效应力：65.5MPa

机械载荷与热载荷联合作用下垂直方向最大位移：3.56mm

机械载荷与热载荷联合作用下应力集中系数：2.97

优化方案：质量：150.8Kg

机械载荷与热载荷联合作用下最大等效应力：82.0MPa

机械载荷与热载荷联合作用下垂直方向最大位移：1.71mm

机械载荷与热载荷联合作用下应力集中系数：1.37

比较以上数据可以得出，相对于初始方案，优化后的设计方案中台车体主梁重量从218.80Kg降到150.79Kg，减少了31.08%。由于有限元优化模型只是研究了台车主梁的1/4，一台台车共有2根中间梁和2根侧梁，则整个台车减少的重量约为900Kg。500m<sup>2</sup>带式烧结机是由160台台车组成的密闭烧结带，则整个烧结机减重可达144吨。应力集中系数从2.96降到了1.37，最大应力值为82MN，均在许用范围之内，尤其是应力集中系数，优化的结果非常好。而且台车体在垂直方向位移的减小有利于降低台车的漏风率，这对提高铁矿的烧结效果，降低能耗是非常有利的。

综上所述，对于台车体主梁而言，在设计过程中仅仅考虑静强度极限是不够的，因为在交变热应力的长期作用下，在台车表面会产生疲劳裂纹，这种裂纹位于台车体应力集中部位时，经过一定循环次数后，经常产生疲劳破坏。一旦疲劳失效，可能会造成严重的事故，因此，在台车主梁的优化过程中考虑应力集中系数的约束是必要的，可以得到即满足静强度要求又满足疲劳强度要求的优化设计方案，在降低台车体重量的同时，有效提高了台车体主梁的抗疲劳强度，从而延长了台车体使用寿命，节约了材料，大大降低了生产成本。优化结果令人满意，优化方案合理可行，具有较高的实用价值，为台车体的设计提供了有益的参考。

#### 5.4 本章小结

本章介绍了ANSYS优化设计的方法和基本原理，建立了烧结机台车优化设计的数学模型。利用APDL语言编写了台车体的优化设计程序，对台车体进行了优化设计。并对优化设计的结果进行分析，对优化设计的经济性进行了评价。在分析中还发现对于台车体主梁而言，相对于传统设计方法，在设计过程中仅仅考虑静强度极限是不够的，在交变热应力的长期作用下，在台车表面应力集中部位会产生疲劳裂纹，所以在台车主梁的优化过程中考虑应力集中系数的约束是必要的。

## 6 总结与展望

### 6.1 总结

本文在分析烧结机台车结构及工作原理的基础上,对烧结机台车体进行了三维设计,对其进行了基于 ANSYS 软件的有限元分析,依据有限元分析的结果对原设计进行了优化改进。

作者所做的主要工作如下:

(1)利用 Pro/E 三维设计软件完成烧结混料机装置主要零件的三维造型、虚拟装配并进行了动态干涉检查,结果表明设计合理。

(2)烧结机台车体应力计算一直是非常棘手的问题,尤其是需要计算任意点应力时。本文采用有限元方法对烧结机台车体应力进行数值模拟,模拟结果详细地反映了烧结机台车工作过程中台车体上各点的应力、变形等信息。

(3)在烧结机台车体的应力和变形的基础上,对台车体的进行了优化设计。设计结果具有很高的经济型,在烧结机台车的设计实践中,有着非常重要的参考价值。

(4)虚拟设计、有限元分析与优化设计相结合是较完善的设计思路,不仅可以对新建或改造烧结机台车体进行设计研究,而且适用于其它机械零件。

### 6.2 展望

由于水平和时间所限,本论文在以下几个方面未能做更深的研究。根据未来的应用趋势与发展前景,待解决的问题有:

①在进行有限元分析的过程中,对于抽风风机的作用力,由于其复杂性而无法得到精确值,在处理上进行了简化,因此,在这一方面仍有待进一步的研究。

②本文只是对烧结机台车体作了有限元分析,在台车装配后整体分析即的整体结构优化设计方面有待更深入的研究。

③在对烧结机台车体进行有限元分析时,忽略了一些次要因素,如材料的工作环境温度下的机械性能、环境因素、腐蚀因素等。这样虽然可以得到满足要求的精度,但更精确的结果就要考虑全面影响因素。使设计更趋于科学合理。

④受到多方面条件的限制,本课题在对台车体进行有限元优化设计时,只取了中间梁进行了结构优化,没有考虑横筋和端板的作用,在以后的工作中可以尝试建立整个烧结机台车体的参数化有限元模型进行优化设计,当然这具有一定的难度,其具体的实施办法还需要进一步的研究和探讨。

## 参 考 文 献

- [1] 汪用澎. 大型烧结设备[M]. 北京:机械工业出版社, 1997.
- [2] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社, 1998.
- [3] 刘涛, 杨凤鹏. 精通 ANSYS[M]. 北京:清华大学出版社, 2002.
- [4] 王庆五, 左昉等. ANSYS10.0 机械设计高级应用及实例[M]. 北京:机械工业出版社, 2006.
- [5] 王富耻, 张朝辉. ANSYS10.0 有限元分析理论与工程应用[M]. 北京:电子工业出版社, 2006.
- [6] 郝立剑, 翟峰, 张云杰. Pro/ENGINEER Wildfire 机械零件设计专业教程[M]. 北京:清华大学出版社, 2004.
- [7] 成大先等. 机械设计手册[S]. 北京:化学工业出版社, 2004.
- [8] 赵兵等. 重型机械标准[S]. 北京:中国标准出版社, 1998.
- [9] 赵经文, 王宏钰. 结构有限元分析[M]. 北京:科学出版社, 2007.
- [10] 丁耀武. 线弹性结构静动态有限元法[M]. 沈阳:东北工学院出版社, 1990.
- [11] 施吉林, 张宏伟, 金光日. 计算机科学技术[M]. 北京:高等教育出版社, 2005.
- [12] 王会刚, 刘炳新等. 带式烧结机台车有限元分析[J]. 烧结球团, 2008(2):16-18.
- [13] 任学平, 王秉林等. 渣灌复合应力的有限元分析[J]. 包头钢铁学院学报, 2006(6):175-177.
- [14] 王从今. 烧结机台车温度的测量[J]. 烧结球团, 1987(4):53-55.
- [15] 李文金. 耐热耐磨球铁烧结台车的使用效果[J]. 烧结球团, 1991(4):12-13.
- [16] 周恒湘, 张进, 高安阳. 360m<sup>2</sup> 烧结台车中间体的铸造工艺设计及生产实践[J]. 烧铸造技术, 2007(9):1163-1165.
- [17] 郭成璧, 何雪宏, 周玮生. 金属高温疲劳强度的损伤力学评价[J]. 大连理工大学学报, 1990(4):456-463.
- [18] 刘振伟. 烧结球团台车国产化研究[J]. 鞍钢技术, 2000(11):1-5.
- [19] 温玉春, 胡志勇等. Pro/E 和 ANSYS 模型数据转换的研究[J]. 机械制造与自动化, 2007(5):50-53.
- [20] 王惠愚. 球铁的高温机械性能[J]. 铸造, 1988(5):43-44.
- [21] 李玉明, 阎世勇等. 验证增加台车宽度效果的实验室研究[J]. 烧结球团, 1988(6):22-24.
- [22] 沈开祥. 宝钢 450m<sup>2</sup> 烧结机的安装与调整[J]. 重型机械, 1989(2):59-63.
- [23] 叶绍松. 烧结混料机的有限元分析与剩余寿命研究[D]. 湖北武汉:武汉大学, 2006.
- [24] 李威. 鞍钢新型带式烧结机参数优化设计[D]. 辽宁鞍山:辽宁科技大学, 2007.
- [25] 姚云英. 轧机机架的有限元优化设计[D]. 甘肃兰州:兰州理工大学, 2006.
- [26] 冯治国. 机械 CAD 系统的参数化设计[D]. 贵州贵阳:贵州大学, 2005.
- [27] Kowalski, W. influence of sinter composition on sintering rate and physical quality of sinter[J]. Proceeding-Ironmaking Conference. 1997. 415-425

## 附录 A 台车体主梁的 APDL 优化程序

```
FINISH
/CLEAR
/FILNAME,TRY
!
H1=0.44
H2=0.04
H3=0.04
H4=0.02
L1=0.06
L2=0.018
L3=0.075
R=0.02
!
/PREP7
ET,1,SOLID95
MP,EX,1,1.48E11
MP,PRXY,1,0.3
MP,DENS,1,7380
MP,ALPX,1,1.22E-5
MP,KXX,1,39.2
K,1,0,0,0
K,2,0,H1,0
K,3,L3,H1,0
K,4,L3,H1-H2,0
K,5,L2+R,H1-H2,0
K,6,L2,H1-H2-R,0
K,7,L2,H3,0
K,8,L1,H4,0
K,9,L1,0,0
K,10,L2+R,H1-H2-R
!
LSTR,1,2
LSTR,2,3
LSTR,3,4
```

```

LSTR,4,5
LARC,5,6,10,R
LSTR,6,7
LSTR,7,8
LSTR,8,9
LSTR,9,1
A,1,2,3,4,5,6,7,8,9
VOFFST,1,AREA,2.5
!*
HPTCREATE,AREA,11,0,COORD,0.02,0,-0.02,
HPTCREATE,AREA,11,0,COORD,0.04,0,-0.02,
!
SMRT,OFF
ESIZE,0.02,0,
MSHAPE,1,3D
MSHKEY,0
!*
CM,_Y,VOLU
VSEL,, , ,      1
CM,_Y1,VOLU
CHKMSH,'VOLU'
CMSEL,S,_Y
!*
VMESH,_Y1
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
!*
FINISH
!
/SOLU
Dk,20,UY,0
Dk,21,UY,0
DA,2,SYMM
    
```

```

DA,3,SYMM
!
SFA,4,1,PRES,139771
!
ACEL,0,9.8067,0
!
*DEL,_FNCNAME
*DEL,_FNCMTID
*DEL,_FNCCSYS
*SET,_FNCNAME,'temp2'
*SET,_FNCCSYS,0
!/INPUT,temp2.func,,,1
*DIM,%_FNCNAME%,TABLE,6,10,1,,,,%_FNCCSYS%
!
! Begin of equation: 342.1053*{Y}^2-25.5263*{Y}+185
*SET,%_FNCNAME%(0,0,1), 0.0, -999
*SET,%_FNCNAME%(2,0,1), 0.0
*SET,%_FNCNAME%(3,0,1), 0.0
*SET,%_FNCNAME%(4,0,1), 0.0
*SET,%_FNCNAME%(5,0,1), 0.0
*SET,%_FNCNAME%(6,0,1), 0.0
*SET,%_FNCNAME%(0,1,1), 1.0, -1, 0, 2, 0, 0, 3
*SET,%_FNCNAME%(0,2,1), 0.0, -2, 0, 1, 3, 17, -1
*SET,%_FNCNAME%(0,3,1), 0, -1, 0, 342.1053, 0, 0, -2
*SET,%_FNCNAME%(0,4,1), 0.0, -3, 0, 1, -1, 3, -2
*SET,%_FNCNAME%(0,5,1), 0.0, -1, 0, 25.5263, 0, 0, 3
*SET,%_FNCNAME%(0,6,1), 0.0, -2, 0, 1, -1, 3, 3
*SET,%_FNCNAME%(0,7,1), 0.0, -1, 0, 1, -3, 2, -2
*SET,%_FNCNAME%(0,8,1), 0.0, -2, 0, 185, 0, 0, -1
*SET,%_FNCNAME%(0,9,1), 0.0, -3, 0, 1, -1, 1, -2
*SET,%_FNCNAME%(0,10,1), 0.0, 99, 0, 1, -3, 0, 0
! End of equation: 342.1053*{Y}^2-25.5263*{Y}+185
!-->
FLST,2,49354,1,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-49354

```

```

!*
BF,P51X,TEMP,%TEMP2%
SOLVE
FINISH
!
/POST1
NSORT,S,EQV
*GET,SMAX,SORT,,MAX
NSORT,U,Y,,1
*GET,DEFL,SORT,,MAX
!
ETABLE,EVOL,VOLU
SSUM
*GET,VTOT,SSUM,,ITEM,EVOL
!
NSEL,S,LOC,Z,0,0
!*
*GET,NMAX,NODE,,NUM,MAX
*DO,I,1,NMAX,1
*GET,SI,NODE,I,S,EQV
*SET,TOSTR,SI+TOSTR
*ENDDO
*SET,K,NMAX*SMAX/TOSTR
!
*SET,MASS,7580*VTOT
FINISH
!
/OPT
OPCLR
FINI
/CLEAR,NOSTART
/INPUT,TRY
/OPT
OPANL,'TRY',''
!

```

```
OPVA,H1,DV,0.30,0.55,0.002
OPVA,H2,DV,0.025,0.055,0.001
OPVA,H3,DV,0.025,0.055,0.001
OPVA,H4,DV,0.015,0.025,0.001
OPVA,L1,DV,0.05,0.07,0.001
OPVA,L2,DV,0.013,0.023,0.001
OPVA,L3,DV,0.065,0.085,0.001
OPVA,R,DV,0.01,0.04,0.001
OPVA,DEFL,SV,0.000,0.005,0.0005
OPVA,SMAX,SV,,9.2E7,5E5
OPVA,K,SV,,3.0,0.1
!
OPVA,MASS,OBJ,,5
!
OPDATA,,,
OPLOOP,PREP,PROC,ALL
OPPRNT,ON
OPKEEP,ON
!
OPTYPE,SUBP
OPSUBP,40
OPEXE
!
```

## 致 谢

本论文是在孙伟教授悉心的指导下完成的。在论文写作中，孙老师给予了我最直接、最关键的指点和帮助，使我克服了研究过程中遇到的很多困难。可以说我工程硕士论文写作阶段得以顺利进行和导师的悉心指导是分不开的。孙老师治学严谨、学识渊博、对学生平易近人、对事业的执着和高度的责任感使我受益匪浅。在此，谨向孙老师表示崇高的敬意和衷心的感谢！同时感谢戴鸽老师及董荣梅博士在课题研究过程中给予我的帮助和指导。在此表示最诚挚的谢意！还要感谢所有关心帮助过我的老师、同事和朋友。他们的关心和帮助以及与诸位同学的学习和相互切磋，使我在课题完成过程中得到了不少有益的启示。最后感谢我的公司领导和同事，是他们给了我这次难得的进修机会，他们的关心和支持始终是我前进的动力，使我能够有信心和勇气面对困难、顺利完成工程硕士的学业。