

# 齿轮箱箱体静态分析

柯金和 尤国英

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕应用有限元法对某型水泥磨机主减速齿轮箱箱体的应力和刚度进行了计算。分析了铰支、固支、不同板厚的箱体在自重、支反力、自重与支反力合成三种状态下箱体的强度和刚度对齿轮工作的影响,得出了初步结论。

关键词 齿轮箱箱体 有限元法 静态分析

## 1 前言

以某型中心驱动水泥磨机主减速齿轮箱为研究对象,对其静态和动态作了一些计算工作,动态计算有待进一步整理分析,本文仅对静态计算结果进行分析。研究对象是较典型的两级功率二分支传动装置,传递功率为1000 kW,输入转速为740 r/min,输出转速为17.8 r/min,第一级齿轮为单斜齿,第二级齿轮为人字齿,十二个轴承均为滑动轴承,见图3,箱体为焊接结构,上下箱体用螺栓、销子紧固,轴承盖与轴承座用螺柱、销子紧固,下箱体底板法兰用地脚螺栓、销子紧固。

## 2 模型简介

2.1 箱体的板处理成每个节点为六个自由度的空间壳单元,轴承座与轴承盖处理成三个自由度的三维块单元。总计1055个节点,

空间壳单元598个,三维块单元200个。单元网络剖分图见图1和2。

2.2 各轴承盖与轴承座中分面作为一整体处理。

2.3 上、下箱体中分面作为一个整体处理。

2.4 边界条件

以地脚螺栓处的节点固支;

以地脚螺栓处的节点铰支。

2.5 板厚系数

2.5.1 取实物情况的板厚系数为1。

2.5.2 取各处板厚是实物各处相应板厚的1.25倍时的板厚系数为1.25。

2.5.3 取各处板厚是实物各处相应板厚的0.75倍时的板厚系数为0.75。

为了方便,我们建立了一个如下座标系:以输出端输出轴线正下方立板与底板公共节点为原点,以由输出端向输入端的方向为X轴正方向,以向右的方向(由输出端向输入端看)为Y轴正方向,使X、Y、Z三轴构成右手系,即Z轴正方向垂直向上。

收稿日期 1992-11-02 收修改稿 1992-12-09

本文联系人 柯金和 男 29 助工 214151 无锡市117信箱

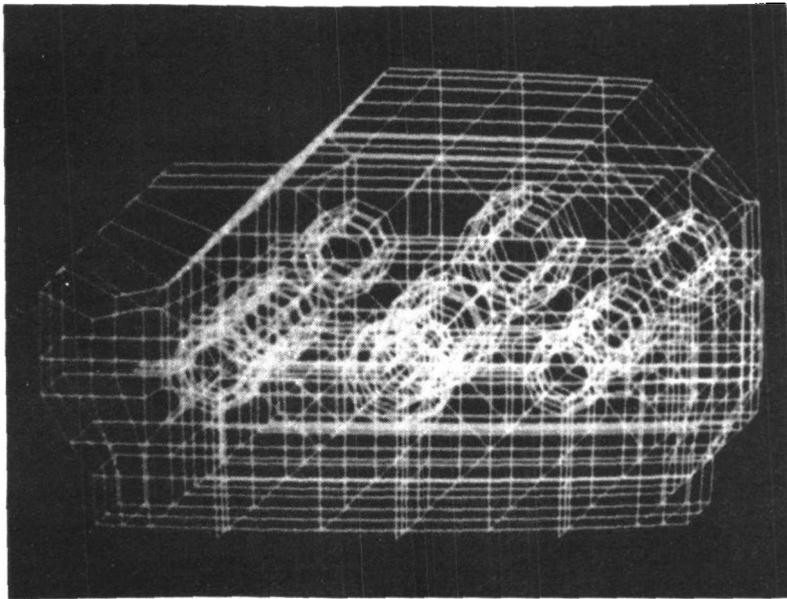


图 1 单元网格剖分轴测图

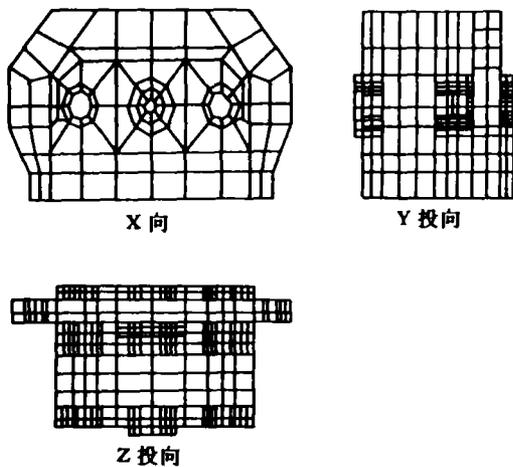


图 2 单元网格剖分投影图

### 3 计算原理简介

SAP84 的空间壳单元允许有轴向拉压变形、轴向扭转变形和具有剪切作用的弯曲变形。三维块单元除节点上可输入集中载荷外,单元内部可输入表面压力、静水压力、重力载荷及热载荷;空间壳单元除节点上可输入集中载荷外,单元内部也可输入温度、势力和离心力载荷。

对于空间壳单元,应力—位移矩阵如下:

$$\sigma = STU + \sigma_0$$

$$ST = EB$$

对于三维块单元,应力—应变关系如下:

$$\begin{matrix} e^{11} \\ e^{22} \\ e^{33} \\ \gamma^{12} \\ \gamma^{13} \\ \gamma^{23} \end{matrix} = \begin{bmatrix} 1/E^{11} & -\mu^{12}/E^{22} & -\mu^{13}/E^{33} & 0 & 0 & 0 \\ -\mu^{21}/E^{11} & 1/E^{22} & -\mu^{23}/E^{33} & 0 & 0 & 0 \\ -\mu^{31}/E^{11} & -\mu^{32}/E^{22} & 1/E^{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G^{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G^{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G^{23} \end{bmatrix} \times \begin{matrix} \sigma^{11} \\ \sigma^{22} \\ \sigma^{33} \\ \tau^{12} \\ \tau^{13} \\ \tau^{23} \end{matrix} + [\Delta Td_1 \quad \Delta Td_2 \quad \Delta Td_3 \quad 0 \quad 0 \quad 0]$$

### 4 载荷情况

4.1 第一种载荷:箱体本身的自重,由程序自动计算。

4.2 第二种载荷:支反力

支反力包括齿轮啮合力、齿轮和轴瓦的重力,输入联轴节(齿形联轴节)的一半重力、输出联轴节(膜片联轴节)的一半重力以及水泥磨机热膨胀产生的轴向推力。这里考虑了单斜齿啮合产生的轴向力  $F_x$  对轴承径向力产生的影响(  $\pm \frac{F_x \cdot d}{2L}$ , 正负号视  $F_x$  方向而定,  $d$  为齿轮分度圆直径,  $L$  为轴承跨距)。12个轴承编号见图3,各轴承支反力计算结果见表1。轴向力  $F_x$  均匀地输入到轴承座、盖端面上各节点,径向力  $F_{vz}$  按抛物面输入到轴承座、盖内孔有关节点。

4.3 第三种载荷:支反力与箱体自重的合力,由程序自动组合第一种与第二种载荷而得。

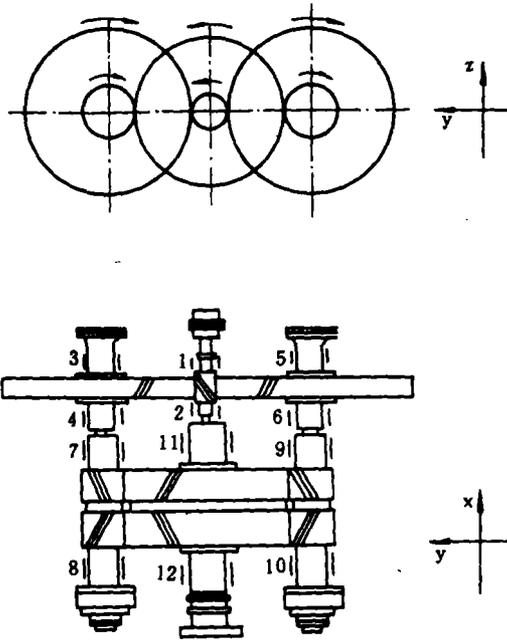


图3 轴承编号

表 1 轴承支反力

轴 承 号 力(N)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$F_x$	12 466	0	0	-6 233	0	-6 233	0	0	0	0	9800	0
$F_y$	0	0	-2 538	19 698	2 538	-19 698	51 479	51 479	-51 479	-51 479	0	0
$F_z$	-2 999	-1 921	-42 816	-42 816	3 920	3 920	116 365	116 365	-129 193	-129 193	-42 532	-65 072
$F_{yz}$	2 999	1 921	42 885	47 131	4 670	20 080	127 243	127 243	139 072	139 072	42 532	65 072
$\theta^*$	90°	90°	93.4°	65.3°	-57°	-168.7°	-66.1°	-66.1°	111.7°	111.7°	90°	90°

☆  $\theta$  为  $F_{yz}$  与 Y 轴正方向之夹角,逆时针方向为正,顺时针方向为负。

### 5 计算及计算结果

原始数据输入完毕后,在 386 机上应用 SAP84 程序进行计算。将计算结果统计、整理,得到了各种情况各方向最大挠度及各轴承孔形心的挠度(见表 2 及表 3)。第一种载荷作用时和第二种载荷作用时的诸结果未列入表内。

表 2 第三种载荷作用时最大挠度

最大挠度( $\mu\text{m}$ )	板厚系数 1*		板厚系数 1		板厚系数 1.25		板厚系数 0.75	
	节点号	挠度	节点号	挠度	节点号	挠度	节点号	挠度
Max. U (X)	768	119	768	119	768	84	768	186
Max. U (Y)	900	-47	900	-47	900	-34	900	-72
Max. U (Z)	1 011	-521	1 011	-521	1 011	-358	1 011	-835
Max. R (X)	1 011	8	1 011	8	1 011	5.9	1 011	14
Max. U (Y)	1 020	8	1 020	8	1 020	5.6	1 020	13
Max. R (Z)	770	-1	770	-1.7	770	-1.3	770	-2.7

\* 为固支,其余均为铰支。

表3 第三种载荷作用时轴承孔形心挠度, 单位  $\mu\text{m}$ 

轴承号	板厚系数 1*			板厚系数 1			板厚系数 1.25			板厚系数 0.75		
	X方向	Y方向	Z方向	X方向	Y方向	Z方向	X方向	Y方向	Z方向	X方向	Y方向	Z方向
1	33.4	0.25	-1.5	32.5	-1.7	-7.23	27.5	-1.3	-5.88	42.3	-2.52	-9.4
2	-1.92	-3.2	-8.13	-1.6	-6.0	-8.1	-1.38	-2.4	-6.9	-3.1	-4.3	-10.1
3	38.9	-1.3	-10.8	42.3	-1.5	-11.1	32.7	-1.1	-8.9	54.6	-2.3	-14
4	-2.7	3.7	5.7	-1.4	3.6	5.7	-1.4	3.9	5.2	-2.3	4.4	7.6
5	12.8	-0.05	-1.6	14.1	-1.9	-1.6	11.3	-1.4	-1.4	17.1	-2.5	-2.1
6	-1.4	-8.11	-18.9	-1.3	-7.9	-19.1	-1.2	-6.6	-13.9	-1.5	-10.5	-26.5
7	-2.7	3.7	5.7	-1.4	3.6	5.7	-1.4	3.9	5.2	-2.3	4.4	7.6
8	1.9	3.9	11.4	2.1	3.7	11.6	1.3	3.4	9.4	6.1	4.2	15.4
9	-1.4	-8.1	-18.9	-1.3	-7.9	-19.1	-1.2	-6.6	-13.9	-1.5	-10.5	-26.5
10	-3.7	-8.5	-17.4	-3.3	-8.1	-18	-4.1	-6.7	-14.8	-4.5	-11.5	-23.3
11	-1.9	-3.2	-8.1	-1.6	-6	-8.1	-1.3	-2.4	-6.9	-3.1	-4.3	-10.1
12	7.3	-1.3	-9.4	-0.2	-3	-9.5	-0.5	-2.3	-7.9	-0.5	-4.2	-12.3

\* 为固支,其余均为铰支。

## 6 计算结果分析

### 6.1 应力分析

该型齿轮箱箱体各单元应力普遍较小,最大仅为  $1.97 \text{ N/mm}^2$ ,远在许用应力以下,说明强度裕量很大。

### 6.2 刚度分析

6.2.1 该型齿轮箱箱体各个方向的最大静挠度都发生在上箱体中,并不影响齿轮正常工作。上箱体出现最大静挠度主要是由箱体自重引起的。固支和铰支的最大静挠度相差不大。随着板厚的改变,静挠度值改变较明

显,但最大静挠度的位置基本不发生变化,说明最大静挠度的位置是由结构决定的。

6.2.2 该型齿轮箱箱体在支反力作用下沿轴向发生较小的扭曲变形。

6.2.3 该型齿轮箱箱体各轴承孔形心挠度主要是由支反力引起的。固支板厚系数为1时,轴承1孔形心的轴向挠度为33.4  $\mu\text{m}$ ;即使板厚系数为0.75时,轴承1孔形心的轴向挠度为42.3  $\mu\text{m}$ ,不会影响输入联轴节(齿形联轴节)工作。轴承12孔形心的轴向挠度在所讨论的几种情况下最大仅为7.4  $\mu\text{m}$ ,不影响输出联轴节(膜片联轴节)工作。将各轴承孔形心径向(即Y、Z轴方向)的挠度换算到中心线上,第一级以轴承1和轴承2的中心线为基准,第二级以轴承11和轴承12的中心线为基准,然后将各中心线的相对挠度折合到相应的齿宽长度上去。我们发现第二级中心线的径向挠度最大。经过分析第二级中心线的最大径向挠度有如下影响:固支板厚系数为1时,使得齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 分别增加21.6%、19.9%,使得第二级大齿轮的安全系数 $S_H$ 、 $S_F$ 分别减少9.3%、16.7%。

## 7 初步结论

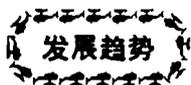
通过静态分析,我们认为该型齿轮箱箱体的强度和刚度有足够裕度,从优化设计上考虑,箱体各处板厚可以减小25%,这样仍能满足强度和刚度要求,所带来的好处是重量可减轻4吨左右,按原来钢板价格可节省1.4万元人民币。

徐振忠、张信平、叶兆谷同志对本文写作提供过帮助和指导,杜尚林同志对支反力计算等作过校对工作,在此一并表示深切地感谢。

## 参 考 文 献

- 1 袁明武等. SAP84 结构分析通用程序. 北京大学, 1992. 9
- 2 何如, 徐振忠. 应用有限元计算船用齿轮箱体的变形和应力. 热能动力工程, 1990, 5(4)
- 3 唐定国等. 齿轮技术现状、发展趋势浅析和振兴我国齿轮工业对策的建议. 齿轮, 1988, 12(1)
- 4 (美国)D. Dudley. 是工程师还是数学家. 王太辰等译. 齿轮, 1990, 14(2)
- 5 盛惠渝等. 燃气轮机箱体底座结构分析. 热能动力工程, 1988, 3(1)

(李乡复 编辑)



发展趋势

## IGCC 验证装置

据“Gas Turbine World”1992年11—12月号报导, Siemens/KWU公司和Babcock & Wilcox Espanola公司合伙将在西班牙马德里市以南的Puertollano建立一个320 MW的整体煤气化燃蒸联合循环(IGCC)验证装置。

该验证装置将试验使用欧洲产的各种煤。此项计划的拨款约为8500万美元。

该装置将是一个单轴联合循环装置,以煤为燃料

时,其额定输出功率为320 MW,效率高于45%。

Siemens/KWU公司将供应一台额定功率为200 MW的V94.3型燃气轮机和一台120 MW的凝汽式汽轮发电机。

该IGCC使用由Krupp/Koppers和Siemens研制的“Prenflo”气化技术。该装置计划将于1996年投运。

(学奥 供稿)

*pitting corrosion, fatigue strength, testing*

**(206) Static Analysis of a Gear Box Case Body** ..... Ke Jinhe ,You Guoying (*Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute*)

By the use of a finite element method the authors have calculated the stress and rigidity of a main reduction gear box case body for a certain type of cement mill. Under the three conditions, namely, sole weight, support reaction, combination of sole weight and support reaction, an analysis is made of the effect of case body strength and rigidity on the gear operation when the case body is of a hinged support, of a fixed support and also of different plate thickness. preliminary conclusions are given in this paper. **Key words:** *gear box case body, finite element method, static analysis*

**(212) Several Tentative Ideas Concerning the Automation of a Navel Vessel Electrical Power System** ..... Sun Shifeng, et al (*Harbin Marine Boiler & Turbine Ressearch Institute*)

Taking into account the actual conditions of a naval vessel and the state-of-the-art automatic control technology, the authors have come up with several tentative ideas for the realization of automatic control of an electrical power system for a naval vessel. **Key words:** *microcomputer, integrated distribution control, electric generator, patallel installation*

**(216) The Implementation of an Intellectualized Regulating Valve with the Help of a Single-chip Device Digital Regulator** ..... Li Pingkang, Liu Tuo (*Beijing Electrical Engineering Technical School*)

An analysis is made of the traditional regulating valve characteristics and the problems detected during its use. Based on the realization of servoamplifier functions by way of a software the authors proposed a method for the determination of valve working flow rate characteristics by means of system parameter identification. By utilizing the above-cited characteristics an intellectualized regulating valve can be realized. This paper also describes the hardware implementation and software function of the above approach. **Key words:** *single-chip device digital regulator, system parameter identification, implementation of an intellectualized regulating valve*

Edited and Published by Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute and Editorial Staff of this Journal	Cable: 6511, Harbin, China Post Code Number 150036 ISSN1001-2060 Periodical Registration: CN23-1176/TK
Printer: Printing House of Harbin Institute of Technology	Distributed by China International Book Trading Corporation,
Address: P. O. Box 77, Harbin China	P. O. Box 399, Beijing, China