

应用有限元法计算船用齿轮箱体的变形和应力

何如 徐振忠 (哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔摘要〕 本文介绍应用有限元法分析船用齿轮箱体的结构刚度和应力, 建立计算模型并进行了实例计算和结果分析。

关键词 齿轮传动 船用齿轮箱体 有限元法 计算方法

一、前言

提高齿轮承载能力, 减少齿轮箱总体尺寸和重量, 仍然是当今各国齿轮界的研究主攻方向。齿轮的承载能力随着材料、热处理、加工精度和结构上的改进而显著地增强, 例如采用渗碳齿轮后, 传递同样扭矩比调质齿轮箱重量可减小一半左右。这种小型化的趋向, 必然对箱体设计的可靠性提出更高的要求。因此, 对齿轮箱体的设计只运用以往的经验设计方法将不一定能达到满意的结果。八十年代以来国外已经从经验设计发展到以强度、刚度为目标, 应用有限元法对齿轮箱体受力后的静态和动态进行分析研究, 使齿轮箱的总体设计更趋完善、更为科学。

我国工业用齿轮箱的有限元分析已有开展, 但很少。舰船用齿轮箱体的研究刚刚起步, 因为这种箱体往往是多轴输入或多轴输出, 发动机的坐标位置各异, 故箱体常为多剖分面多层板焊接框架结构, 远比一般单一平面的工业用齿轮箱结构复杂得多, 另外, 箱体的支撑形式包括支撑点数量和位置变化的影响, 抗冲击性能、船体变形难以预测, 致使箱体受力变形的动态分析尤为复杂。它的结构理论研究成为高难度课题。本文介绍的研究内容着重阐述某舰船用换向齿轮箱体在静载荷作用下应用有限元法对其结构应力和位移分布所作的计算。

二、齿轮箱的结构设计

该齿轮箱为单对齿啮合, 垂直布置。主动齿轮在下方, 从动齿轮在上方, 均为渗碳齿轮, 体积尺寸较小。由于发动机布置需要, 上、下轴心横向偏移约为 116 mm (见图 1)。

两根齿轮轴各自支承在两端滑动轴瓦上, 轴瓦由上下轴承盖和座用螺栓压紧固定。箱体剖为三层, 每层结合面处用螺栓紧固。轴承座和盖用铸钢件, 主支撑板和加强筋板用优质可焊结构钢板, 它们之间采用焊接联结, 整个箱体形成刚性较好的框架结构。箱体的底面是一个完整的平板, 平板两侧用地脚螺栓通过钢质垫块刚性地固定在基础平面上。

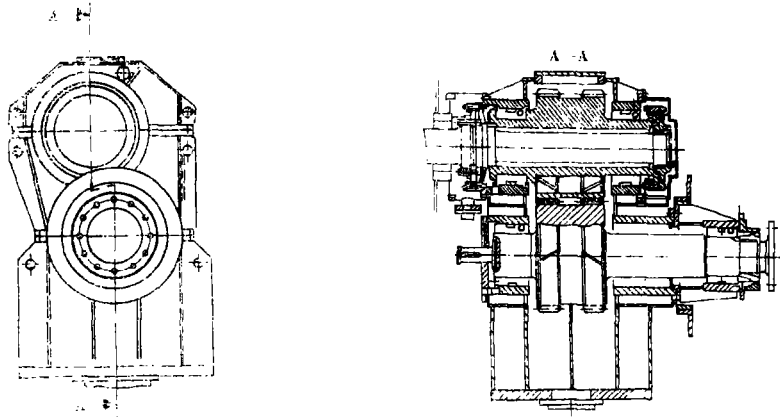


图1 结构示意图

三、有限元计算模型

为了方便计算,减少计算时间,在不影响承载能力和刚度的情况下,对图纸作了如下简化:

1. 忽略所有的螺孔、观察孔和油孔;
2. 地脚螺栓也忽略不计,而以地脚螺栓孔所在单元的节点作为整个箱体的边界约束;
3. 上箱盖和中箱体法兰接触面,中箱体和下箱体法兰接触面分别作为一个整体处理;
4. 把整个箱体作为一体来处理。

计算时,我们选用了SAP5程序中的三维实体单元、板单元和边界单元三种单元,其中板元472个;块元42个;边界元24个,共有514个节点。单元网络剖分图如图2所示。

四、计算原理简述

以任意平板单元来分析应力和位移计算方法:
单元的刚度方程建立了节点力和节点位移的关系,
对于平面应力状态:

$$[\bar{K}^a]^e \{\bar{\delta}^a\}^e = \{\bar{F}^a\}^e \quad (1)$$

对于平面弯曲状态:

$$[\bar{K}^b]^e \{\bar{\delta}^b\}^e = \{\bar{F}^b\}^e \quad (2)$$

式中: $[\bar{K}]^e$ ——局部坐标系中单元刚度矩阵;

$\{\bar{\delta}\}^e$ ——局部坐标系中节点位移向量;

$\{\bar{F}\}^e$ ——局部坐标系中节点力向量。

根据坐标变换原理,可将式(1)、(2)中各量转换成结构的总体坐标中的相应量。

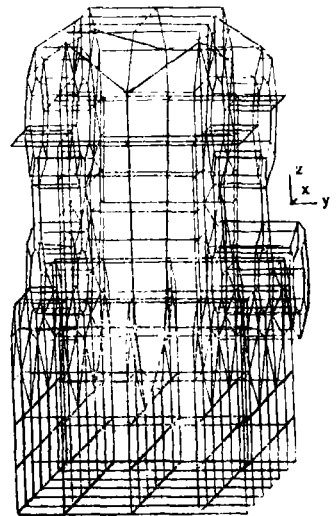


图2 单元网格剖分图
(去节点号)

$$\{\bar{\delta}\}^e = [\lambda]\{\delta\}^e \tag{3}$$

$$\{\bar{F}\}^e = [\lambda]\{F\}^e \tag{4}$$

$$[\bar{K}]^e = [\lambda]^T [\bar{K}]^e [\lambda] \tag{5}$$

式中： $[\lambda]$ ——坐标变换矩阵，它是正交矩阵，

$$[\lambda] = \begin{bmatrix} [\lambda_1] & & & 0 \\ & [\lambda_2] & & \\ & & [\lambda_3] & \\ 0 & & & [\lambda_4] \end{bmatrix} \tag{6}$$

其中子矩阵为：

$$\begin{bmatrix} \lambda_{\bar{x}\bar{x}} & \lambda_{\bar{x}\bar{y}} & \lambda_{\bar{x}\bar{z}} & \vdots & & \\ \lambda_{\bar{y}\bar{x}} & \lambda_{\bar{y}\bar{y}} & \lambda_{\bar{y}\bar{z}} & \vdots & & 0 \\ \lambda_{\bar{z}\bar{x}} & \lambda_{\bar{z}\bar{y}} & \lambda_{\bar{z}\bar{z}} & \vdots & & \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ & & & \lambda_{\bar{x}\bar{x}} & \lambda_{\bar{x}\bar{y}} & \lambda_{\bar{x}\bar{z}} \\ 0 & & & \lambda_{\bar{y}\bar{x}} & \lambda_{\bar{y}\bar{y}} & \lambda_{\bar{y}\bar{z}} \\ & & & \lambda_{\bar{z}\bar{x}} & \lambda_{\bar{z}\bar{y}} & \lambda_{\bar{z}\bar{z}} \end{bmatrix} \tag{7}$$

式中： $\lambda_{\bar{x}\bar{x}}$ ——表示总体坐标 \bar{x} 轴与局部坐标 \bar{x} 轴夹角的余弦。

于是总体坐标系中单元的刚度方程为：

$$[K]_{24 \times 24}^e \{\delta\}_{24 \times 1}^e = \{F\}_{24 \times 1}^e \tag{8}$$

上式中刚度矩阵 $[K]_{24 \times 24}^e$ 已经是把平面应力和平面弯曲状态迭加而成，其中每一个子矩阵为：

$$[K_{st}]_{6 \times 6}^e = \begin{bmatrix} & & & \vdots & 0 & 0 & 0 & \vdots & 0 \\ [K_{st}^a]_{2 \times 1} & & & \vdots & 0 & 0 & 0 & \vdots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & & \vdots & & & & \vdots & 0 \\ 0 & 0 & & \vdots & [K_{st}^b]_{3 \times 3} & & & \vdots & 0 \\ 0 & 0 & & \vdots & & & & \vdots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & & \vdots & 0 & 0 & 0 & \vdots & 0 \end{bmatrix} 6 \times 6$$

对于 n 个单元组成的体系其刚度方程为：

$$[K]\{\delta\} = \{R\} \tag{10}$$

式中： $[K] = \sum_{e=1}^n [K_{i,j}]^e$ ——结构总体刚度矩阵；

$\{R\} = \sum_{e=1}^n \{R_i\}$ ——结构总载荷向量。

求解方程 (10)，即得每个自由度的节点位移。

$$\{\delta\} = [K]^{-1}\{R\}$$

本结构规模： $[K]_{2238 \times 2238}$

即求解2238个线性方程，共得2238个位移。

求膜应力和弯曲应力；

$$\{\bar{\sigma}^a\} = \begin{Bmatrix} \bar{\sigma}_x^a \\ \bar{\sigma}_y^a \\ \bar{\tau}_{xy}^a \end{Bmatrix} = [s_i]\{\delta_i\}^e + [s_j]\{\delta_j\}^e + [s_m]\{\delta_m\}^e + [s_l]\{\delta_l\}^e \quad (11)$$

$$\{\bar{M}^b\} = \begin{Bmatrix} \bar{M}_y \\ \bar{M}_x \\ \bar{M}_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \{\sigma\} \cdot z \cdot dz = -\frac{h^3}{12} [D] \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

$$\{\bar{M}^b\} = \sum_{i=1}^4 h^2 [D] ([B])_{z=h/2} \cdot \{\bar{\delta}_i\}_e \quad (13)$$

$$\{\bar{\sigma}^b\} = \frac{12z}{h^3} \{\bar{M}\}^e \quad (14)$$

最后得板之应力:

$$\{\bar{\sigma}\}^e = \begin{Bmatrix} \bar{\sigma}_x \\ \bar{\sigma}_y \\ \bar{\tau}_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{\sigma}_x^a + \bar{\sigma}_x^b \\ \bar{\sigma}_y^a + \bar{\sigma}_y^b \\ \bar{\tau}_{xy}^a + \bar{\tau}_{xy}^b \end{Bmatrix} \quad (15)$$

五、载荷计算

齿轮箱体在运行中承受的静载荷,除箱体本身自重作为单元体积力处理外,它所承受的力主要是支承反力,包括齿轮啮合力,轴瓦和齿轮转子的重量等,这些力都可以复合换算成轴承部位支承反力,计算结果如图3所示,对箱体的作用方向如图4所示

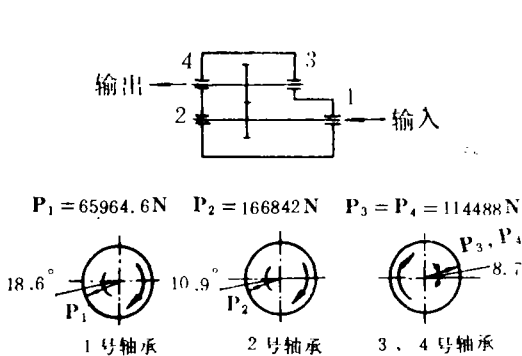


图3 轴承支反力简图

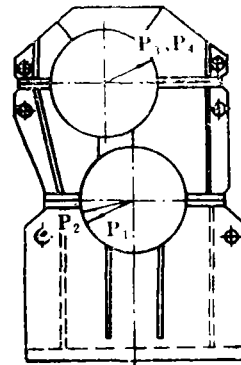


图4 箱体承力方向简图

六、用计算机计算

输入已划分好的节点、单元、边界约束条件及载荷数据,应用 SAP5P 程序进行数检。

将数检通过的数据存放在软盘上,再传输到 M240D 计算机进行总体计算,运算时间为 5900 秒,可将所有节点的位移及所有单元应力全部打印输出。

七、计算结果分析

将输出的结果数据,通过整理,其结果分析如下:

1. 应力分析: 齿轮箱体各单元应力普遍较小,最大值为 10.5 N/mm^2 (在输出端轴承座下端), 都在许用应力 $[\sigma] = 64 \text{ N/mm}^2$ 以下。

2. 刚度分析:

(1) 从 514 个节点位移量的打印结果看出,箱体在与作用力(力偶)方向相一致部位发生微小的整体倾斜约 0.01 mm 左右。

(2) 轴承孔座不同截面之间的变形方向十分一致,几乎不存在扭曲变形,这说明齿轮箱体上轴承孔之间发生的平行移动,其孔座中心移动量沿 x 轴方向上最大差值约为 0.005 mm 。这种移动不影响两轴线之间交叉度的制造精度,对齿轮啮合不会产生不利影响。

3. 从强度和刚度计算结果来看,该齿轮箱体结构设计是合理的,它的支承板,加固肋板布置位置和厚度尺寸不需作调整。

参 考 文 献

- [1] 北京大学力学系固体力学教研室. 线弹性结构微机程序 SAP5P 使用手册, 1987年5月
- [2] 曲圣年. 组合结构有限元分析的罚单元法和主从变量法. 1980年全国计算力学会会议论文集
- [3] 华东水利学院. 弹性力学问题的有限单元法. 水利电力出版社, 1978年10月
- [4] 诸德超, 王寿梅. 结构分析中的有限元素法. 国防工业出版社, 1981年8月

Calculation of Marine Gear Box Deformation and Stresses By Use of Finite Element Method

He Ru, Xu Zhenzhong

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

In this paper a method is presented for the analysis of the structural rigidity and stresses of marine gear boxes by use of the finite element method. A computation model has been established with calculation examples and analysis of calculation results being given.

Key words: gear transmission, marine gear box, finite element method, calculation