

# 螺纹管应力分析研究

张勇 董芃 刘曼青 (哈尔滨工业大学)

〔提要〕 本文采用三种不同数学模型对螺纹管应力进行有限元计算分析, 导出了用修正的平面应变模型计算螺纹管外表面最大应力的计算公式。

主题词 螺纹管 应力分析

螺纹管作为高效换热元件在工业锅炉的改型中已广泛使用, 提高了锅炉效率。同时, 螺纹管在换热器中也得到广泛应用。但是, 对壁厚较大的螺纹管进行应力分析计算, 是至今尚未解决的问题。本文采用三种模型, 对两种波型、四种规格的螺纹管借助 SAP5-H 通用程序进行了应力分析计算, 比较了各种模型的计算结果, 同时将计算结果和实验结果进行了比较。最后, 通过实验和对计算结果进行分析, 推导了用修正的平面应变模型计算螺纹管外表面槽底部位最大主应力的计算公式, 并将计算结果和实测结果进行了比较, 表明该式的计算结果和实测值吻合很好, 修正方法是可行的, 从而得到了一个方便、实用的预测螺纹管最大应力的公式。

由于螺纹管主要承受管板变形引起的轴向力和弯曲应力, 因而在我们的应力分析计算中, 所有的载荷均指轴向拉伸载荷。

## 一、力学模型及试件

目前, 螺纹管主要有下面两种结构形式, 如图1、图2示。前者一般壁厚较薄, 后者均较厚(锅炉用厚壁螺纹管)。加工时, 薄壁管件变形较大, 因而其形状多如图1示。

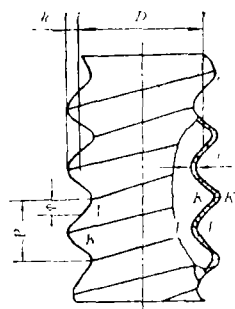


图1 波形螺纹管

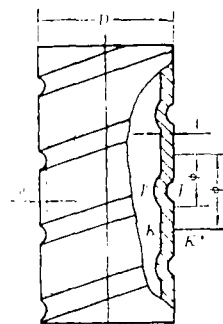


图2 槽形螺纹管

对螺纹管进行分析计算时, 若是如图1所示的薄壁管, 多采用螺旋薄壳有矩模型, 这种模型显然比较符合实际情况<sup>〔1〕</sup>, 而对如图2所示的槽型厚壁管, 用薄壳模型将带来较大的误差, 因而采用轴对称模型及平面应变模型。总的来讲, 目前螺纹管的计算模型主要有以下三种:

- A、轴对称模型
- B、平面应变模型

C、螺旋薄壳有矩模型

为了比较三种模型计算结果的差异和螺旋角对计算结果的影响，我们对表1所示的

螺纹管进行了应力分析计算，计算模型和试件形状如表1所示。

表 1 计算用螺纹管参数 单位: mm

序	类	平均半径	壁厚 $t$	槽深 $e$ (波高) $h$	螺距 $p$	$E$ (MPa)	形 状	计算模型
1*		40.00	1.45	2.391	21.74	70608	波 形	A、B、C
2*		20.00	1.45	2.391	21.74	70608	波 形	
3*		23.75	3.5	2.80	28.0	$19.7 \times 10^4$	槽 形	A、B
4*		23.75	3.5	2.35	21.5	$19.7 \times 10^4$	槽 形	

二、网格划分边界条件

在前述计算模型下，网格划分如图3、图4所示。边界条件如下：

轴对称 (A) } 模型 (图3)  
平面应变 (B)

A端: ( $u$ ——位移分量)  $u_x = u_y = u_z = 0$

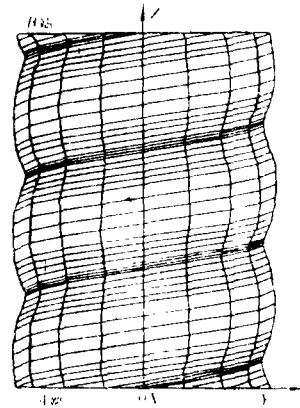
B端:  $u_x = u_y = 0$ ,  $z$ 方向受均布的轴向拉力  $P$ 。

螺旋薄壳有矩模型 (C) (图4) :

A端: ( $Q$ ——位移的转动分量,  $u$ ——位移分量)

$$u_x = u_y = u_z = Q_x = Q_y = Q_z = 0$$

B端:  $u_x = u_y = Q_x = Q_y = Q_z = 0$ ,  $z$ 方向受均布的轴向拉力  $P$ 。



单元: 990 节点: 990

图 4

三、计算结果

在前述边界条件和载荷下，应用静力分析有限元通用程序 SAP5-H，采用四类二维元和六类板壳元对表1中的试件进行有限元分析计算，计算结果整理成无量纲形式 ( $\sigma/\Omega b$ ) 如图5所示。这里  $\Omega$  的物理意义如下：

$$\Omega = E / [(1 - \mu^2)p]$$

$b$ 是螺纹管一个螺距的伸长量。

对有限元计算结果进行分析，可得到如下结论，即在螺纹管的  $J$ 点附近区域，有：

- ①  $\sigma_{max} > \sigma_{max} > \sigma_{max}$ ;  $\sigma_{min} > \sigma_{min}$   
(平) (轴) (薄) (薄) (轴)
- ②  $J$ 点有  $\sigma_{max}/\Omega b = \text{Constant}$
- ③ 螺旋角的存在，使  $\sigma_{max}$ 值降低， $\sigma_{min}$ 值增加。

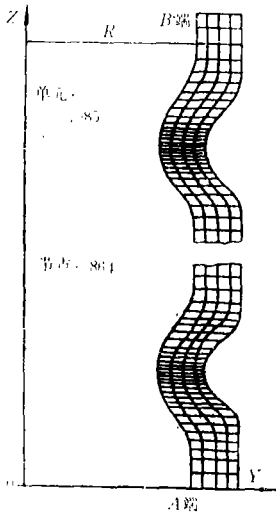


图 3

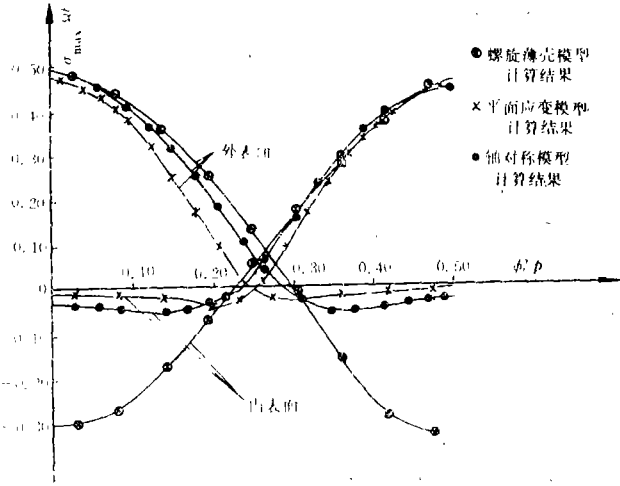


图5 1°螺纹管内外表面最大应力分布

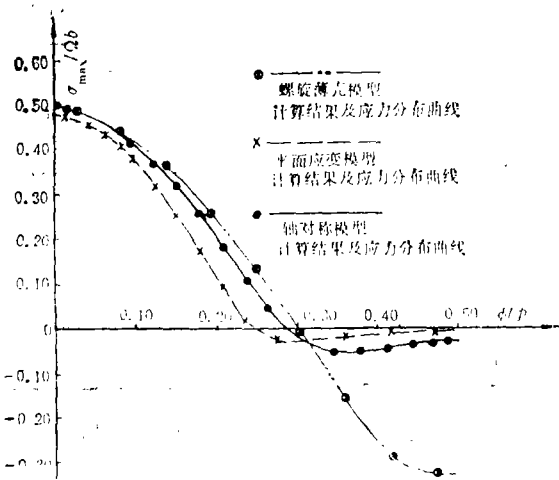


图6 2°螺纹管外表最大应力分布

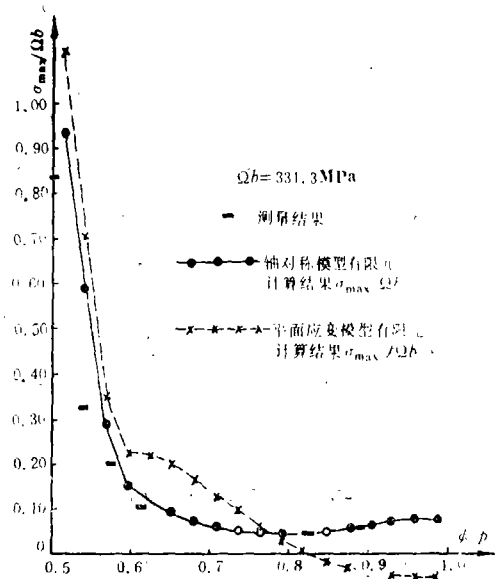


图7 3°管计算结果与测量结果比较

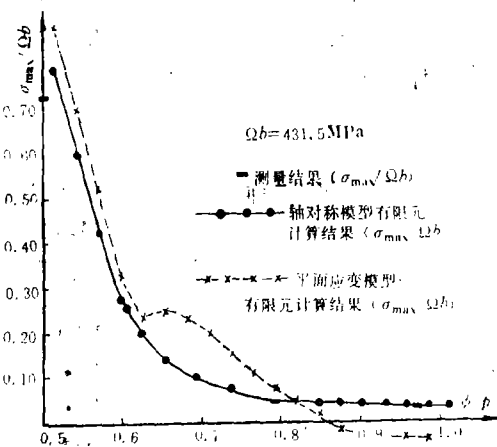


图8 4°管计算结果与测量结果比较

#### 四、修正的平面应变模型

通过对螺纹管平面应变模型进行理论推导计算,求得槽深 $a$ ,螺距为 $p$ ,壁厚为 $t$ 的螺纹管平面应变模型的刚度比计算公式:

$$\begin{aligned} \text{刚度比 } k &= \frac{\text{螺纹管刚度}}{\text{原光管刚度}} \\ &= \frac{p}{p + \left(\frac{\pi}{2} - 2\right)e + \frac{6\pi}{t^2}e^3} \quad (1) \end{aligned}$$

计算螺纹管最大应力的平面应变模型公式为:

$$\sigma_{max} = \left(1 + \frac{6e}{t}\right) \sigma_{平均} \quad (2)$$

用上述公式来计算螺纹管槽底部位的最大主应力时, 由于没有考虑螺旋角, 壁面曲率的影响, 因而必然带来较大的误差, 因此, 必须对式(2)进行修正。这种修正方法是基于这样的认识: 应力和变形的线性关系。修正公式为:

$$\sigma'_{max} = \sigma_{max} b' / b = \sigma_{max} k / k_{测} \quad (3)$$

式中,  $\sigma_{max}$  是按平面应变模型计算的最大应力,  $\sigma'_{max}$  是螺纹管外表面槽底的实际最大应

力,  $b', k_{测}$  分别是实测得到的螺纹管一个螺距伸长量及刚度比,  $b, k$  则是按平面应变模型计算的螺纹管一个螺距的伸长量及刚度比。

实际上, 这种修正是一种模型修正。由于在 J 点, 由有限元计算结果知, 对何种模型, 均有

$$\sigma_{max} / \Omega b = \text{Constant} \text{ 成立}$$

$$\therefore \sigma'_{max} / \Omega b' = \sigma_{max} / \Omega b = \text{Constant}$$

$$\sigma'_{max} = \frac{\sigma_{max} b'}{b}$$

此式与(3)具有同样的形式。表2表明, 模型修正是可行的。

表2 螺纹管最大应力点的  $\sigma_{max}$  计算与修正值 (MPa)

管号	1°		2°		3°		4°	
	计算值	修正值	计算值	修正值	计算值	修正值	计算值	修正值
模型A	420.2	437.5	497.5	490.7	289.7	287.4	340.5	329.7
模型C	308.5	327.8	408.7	396.2				
模型B	560.5		1128.4		359.2		383.8	
误差 (相对)	A-B	3.9%	A-B	1.4%	A-B	0.7%	A-B	3.1%
	C-B	5.8%	C-B	3.0%				

### 五、与测量结果的比较

为了验证前述修正方法的可行性及计算模型的合理性, 我们对图2所示的锅炉常用的槽形螺纹管进行了应力测量。试件尺寸如表1中编号3°、4°所示, 测量结果和有限元计算结果的比较如图7, 图8所示。显然, 轴对称模型的计算结果和实际测量结果吻合较好, 特别是在螺纹管外表面的平直部分。在槽底部位, 实测值低于轴对称模型及平面应变模型的计算结果, 这主要是因为:

(1) 测量的应力是槽底一个区域的平均应力而不是峰值应力

(2) 计算模型没有考虑螺旋角的影响, 而这种影响恰恰使最大应力值降低

#### (3) 测量误差

在表3中, 我们将测量的槽底最大应力和修正的平面应变模型及平面应变模型的计算结果进行了对比, 表明, 按修正的平面应变模型计算最大应力公式来预测螺纹管槽底最大应力是可行的。

表3 测量结果与平面应变计算结果的比较 (MPa)

管号	4°	3°
平面应变	384.4	337.0
修正的平面应变	320.6	274.4
测量值	311.6	274.5
相对误差	2.9%	0.04%

## 六 结 论

1. 螺纹管外表面槽底部位应力值最大, 其值大约是光管平均应力的4—5倍。随槽深增加, 应力集中愈严重。

2. 轴对称模型简化计算槽型螺纹管是可行的, 在平直部位, 计算结果和实测值吻合较好, 槽底部位计算应力用于设计时是偏于安全的

3. 可以用修正的平面应变模型计算公式

$$\sigma'_{max} = \sigma_{max} k / k_{测}$$

计算螺纹管槽底部位的最大应力, 其值和实测符合较好。

## 参 考 文 献

- [1] 吉田章. 轴力を受けぬらせん状波付管の应力. 日本机械学会论文集, 32—235 (昭41—3), 418
- [2] 竹田茂男等. スパイラル管の歪度. ボイテ研究, 114号
- [3] Sepetoški W. K. A Digital Computer program for the General Axially Symmetric Thick-shell problem. Journal of Applied Mechanics, 1962, (12):655
- [4] 钱伟长, 郑恩梁. 轴对称圆环壳的复变量方程和轴对称细环壳的一般解. 清华大学科学报告, 1980年
- [5] 陈铁云, 陈伯真著. 弹性薄壳力学. 华中工学院出版社, 1980年
- [6] 龙驭球著. 有限元法概论, 人民教育出版社, 1981年
- [7] Holand I, Bell K. Finite Element Methods in Stress Analysis, 1972

# An Analysis on Stresses in Spirally Corrugated Tubes

Zhang Yong, Dong Peng, Liu Manqing  
(Harbin Institute of Technology)

## Abstract

Stresses in spirally corrugated tubes are analysed through finite-element calculations using three different mathematic models. A formula for calculating the maximum stress on the outer surface of a spirally corrugated tube using a corrected plane-strain model is derived.

**Key Words:** screwtube, stress analysis

热烈 欢迎 来稿