

# 石油用玻璃纤维管管壁优化设计

陈慧能

## 摘 要

针对石油工业用玻璃纤维缠绕管子进行了最佳缠绕角度和管壁厚度的计算,给出了优化计算程序简介和部分优化设计计算的结果及其分析。并得出管壁在轴向/环向应力比为-1时,此类管子可达到最大承载能力。

关键词 玻璃纤维管 缠绕 优化设计 有限元

## 1 引言

近年来玻璃纤维管以其良好的耐腐蚀、抗疲劳性能以及重量轻、流体流动阻力小等特点,倍受工程技术界的青睐。玻璃纤维管在美国已成功的用于油气的生产和储运,并取得了巨大的经济效益。以纤维缠绕法制造的玻璃纤维管,是应用最广泛、最有前途的一种。因而缠绕的工艺参数和性能一直是该研究领域的热点问题。

玻璃纤维缠绕管是复合材料正交各向异性管,管壁材料具有可设计性。相同的材料,绕成相同的厚度,承受相同形式的外载荷的管壁,仅是缠绕的角度不同,其承载能力可相差好几倍。为了最大限度的发挥、利用材料的性能,扬长避短,我们开发了玻璃纤维缠绕管管壁优化设计程序 PMSJ。以便为玻璃纤维管在我国广泛应用打下一个基础,为管材制造和选用提供一个方便可行的手段。

该程序采用有限元素法进行计算。复合材料层合板划分为矩形单元。源程序使用 FORTRAN 语言编写,数据图形利用 Origin 环境形成,并应用 Vb5 环境制作了集成界面。本设计程序得到西安石油管材研究所的肯定,验证后推广使用。

## 2 程序功能

程序名称为“石油用玻璃纤维管管壁优化设计”。因复合材料不同于各向同性的金属材料,不能从所需承受的载荷直接推导出所需要管壁的几何尺寸,而只能是预先知道管子各几何参数,再求出其承载能力,计算过程不可逆。所以我们对管壁的优化设计分两步走。第一步是针对不同的轴/环应力比,求出能获得最大承载能力的最佳缠绕角度;第二步是在最佳铺设方法的基础上,根据管子的使用安装情况确定出满足需求的管壁厚度。

在此程序中我们选用了三种类型的缠绕管子。

---

收稿日期:2001年3月28日

第一种类型:管壁仅以 $\pm\alpha^\circ$ 缠绕成;

第二种类型:管壁有2层 $0^\circ$ ,其余以 $\pm\alpha^\circ$ 缠绕成;

第三种类型:管壁缠绕 $\pm\alpha^\circ$ 各两层,其余为 $0^\circ$ 层。

程序的功能有:

(1) 对任何铺设的复合材料层合板求出其承载能力。

(2) 对任意给定的轴/环应力之比值,求出最大的环向应力值和对应的铺设方向角,即最佳铺设角度及其承载能力。

(3) 对任意给定内压、内径、轴向固定情况(管端固定 $\sigma_z=0$ 和管端自由 $F=0$ )和安全系数的管子,求出最佳壁厚。

(4) 对任意给定的轴/环应力之比值,求出内压、内径和安全系数已知时的最佳壁厚和轴向拉力。

(5) 对任意给定的拉力,求出内径、内压和安全系数已知时的最佳壁厚和轴/环应力之比值。

### 3 理论公式

#### 3.1 基本假设

(1) 复合材料层合板(以下简称 CML)只承受面内应力;

(2) 层合板沿厚度几何对称,其物理性能也对称。各层沿厚度在同一方向上的应变相同,均等于层合板中面上的应变;

(3) 管壁沿长度方向几何参数不变。

#### 3.2 公式推导

##### 3.2.1 单元模式

由基本假设知,管壁几何尺寸不变,性能分布均匀,对管壁任意划分成相同的有限个单元,各单元机械性能是相同的。

我们选取的是矩形单元作为计算分析用的基础单元,因各单元完全相同,为简化计算,我们只要对其中一个单元进行计算分析即可。矩形单元如图 1 所示。

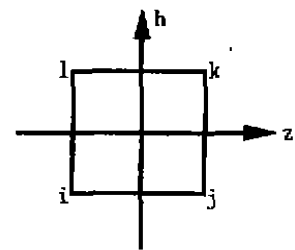


图 1 矩形单元

##### 3.2.2 模量矩阵

由复合材料力学中知道,对处于平面应力状态的单向板正轴有

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_t \\ \epsilon_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_L} & -\frac{\nu}{E_L} & \frac{\nu_{S1}}{E_L} \\ -\frac{\nu}{E_T} & \frac{1}{E_T} & \frac{\nu_{S2}}{E_T} \\ \frac{\nu_{1S}}{G_{LT}} & \frac{\nu_{2S}}{E_{LT}} & \frac{1}{G_{LT}} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \sigma_L \\ \sigma_T \\ \sigma_S \end{Bmatrix} \quad (1)$$

求逆,得  $\{\sigma\} = [D] \cdot \{\epsilon\}$  (2)

$$\text{其中: } D = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} A & B & C \\ & E & F \\ & & G \end{bmatrix};$$

$$A = E_L \left[ 1 - \frac{v_{12}^2}{c} \right];$$

$$B = E_T \left[ \frac{v_{11} v_{12}}{c} + v \right];$$

$$C = -G_{LT} (v v_{12} + v_{11});$$

$$E = E_T \left[ 1 - \frac{v_{11}^2}{b} \right];$$

$$F = -G_{LT} \left[ \frac{v v_{11}}{a} + v_{12} \right];$$

$$G = G_{LT} \left[ 1 - \frac{v^2}{a} \right];$$

$$a = \frac{E_L}{E_T};$$

$$b = \frac{E_L}{G_{LT}};$$

$$c = \frac{E_T}{G_{LT}};$$

$$\Delta = 1 - v v_{11} v_{12} \left[ \frac{1}{b} + \frac{1}{ac} \right] - \frac{v_{11}^2}{b} - \frac{v_{12}^2}{c} - \frac{v^2}{a}$$

[D]即为单层正轴的模量矩阵。对层合板把[D]矩阵依次按照铺设的方向旋转,按照厚度的比例正则比,转换到单元坐标方向,即可得到板元的模量矩阵。

### 3.2.3 单元应力

由于应力与管壁几何尺寸相关,而铺设角度和壁厚是待定参数,所以我们采取预先给定轴/环向应力比,即预先给定外载荷模式

$$PJP = \sigma_x / \sigma_h \quad (3)$$

式中:PJP——为轴/环向应力比;

$\sigma_x$ ——为管子的轴向应力;

$\sigma_h$ ——为管子的环向应力。

PJP给定后,预先给定一个较小的环向应力值 $\sigma_h$ ,用(3)式可得到轴向应力:

$$\sigma_x = PJP \cdot \sigma_h \quad (4)$$

### 3.2.4 载荷调整及承载能力计算

用蔡-吴张量准则对所给定的轴、环向应力值比较判断,确定强度比R,求出所给定板元的承载能力。具体计算过程如下。

#### 3.2.4.1 任一铺层的强度比

蔡-吴张量准则是针对具体铺层使用的。在已知单向板各正轴方向强度值后,用所计算的正轴应力代入其表达式中,求得应力水平。强度比定义式为  $R = \sigma_{(a)} / \sigma_a, i = 1, 2, S$ , 分别为  $0^\circ, 90^\circ$  方向和剪切项。把强度比定义式代入蔡-吴张量准则中,得到的表达式为:

$$\left[ \frac{\sigma_1^2}{XX} + \frac{\sigma_2^2}{YY} + \frac{\sigma_s^2}{S^2} - \sqrt{\frac{1}{XXYY}} \sigma_1 \sigma_2 \right] R^2 + \left[ \frac{X' - X}{XX} \sigma_1 + \frac{Y' - Y}{YY} \sigma_2 \right] R - 1 = 0 \quad (5)$$

式中:  $X, X', Y, Y', S$  ——分别为单向板强度性能值,由原始数据中输入;

$\sigma_a(a), \sigma_b(a), \sigma_s(a)$  ——分别为当前层的应力值;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_s$  ——为所计算层的正轴应力,可通过计算获得。

计算过程为,当单元应力给定时,由基本假设知沿厚度方向应变是相同的,求出单元的应变。单元应变与各层应变是相同的,由此可求出各层的单元坐标方向的应力,利用铺设角度转换矩阵转换到正轴方向,即是该层的  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_s$ 。

利用式(5)求得  $R$ 。  $R > 1$  时,当前应力处于安全范围内,  $R = 1$  时是破坏边界,  $R < 1$  时无实际意义。对所有层求出  $R$ , 选出其中最小的  $R_{min}$ , 当  $R_{min} \leq 1$  时,应令  $R \leq 1$  的铺层厚度为零,重新计算板元的模量和各层应力,继续求出  $R$  并比较判断,当  $R_{min} > 1$  时,应重新调整所加外载。当单元厚度为零时或某方向层厚度为零时,认为单元破坏,此时的载荷即为单元承载能力。

### 3.2.4.2 载荷调整及最大承载

图2为载荷调整示意图。当求出  $R_{min} > 1$  时的  $R_{min}$  后对所加的外载荷放大  $R_{min}$  倍,即

$$\begin{aligned} \sigma_x(i+1) &= R_{min} \cdot \sigma_x(i) \\ \sigma_h(i+1) &= R_{min} \cdot \sigma_h(i) \end{aligned} \quad (6)$$

就可一次调到发生第一层破坏(FPF)时的载荷。 $i$  为循环次数,以此载荷作为下一轮计算的当前值重新计算并判断  $R$ , 直到整个板破坏。最终得到的载荷就是该板的最大承载。

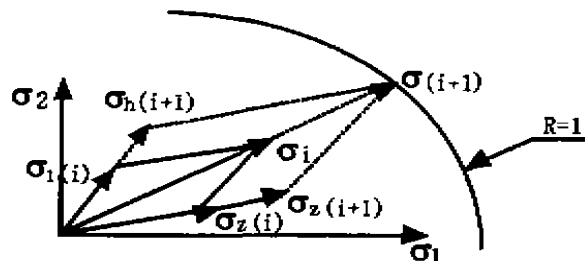


图2 载荷调整示意图

### 3.2.5 最佳角度

对任意一个给定的轴/环应力比,针对不同的厚度,我们用3.2.4的计算过程对缠绕角度从小到大( $4^\circ \sim 86^\circ$ )的所有板元分别求出其承载能力如图3所示。

从中选最大的环向应力值,此最大环向应力值对应的铺设角度即为该轴/环应力比对应的最佳铺设角度。图4为极限应力及对应最佳角度图。

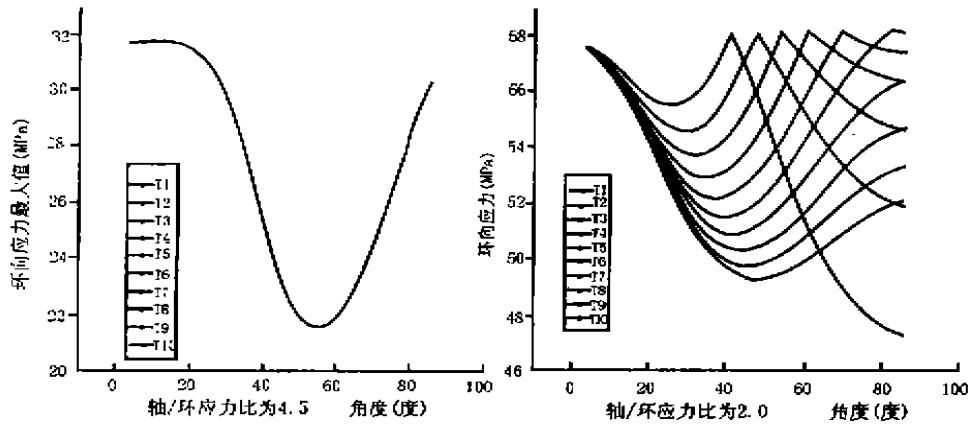


图3 最佳角度筛选图

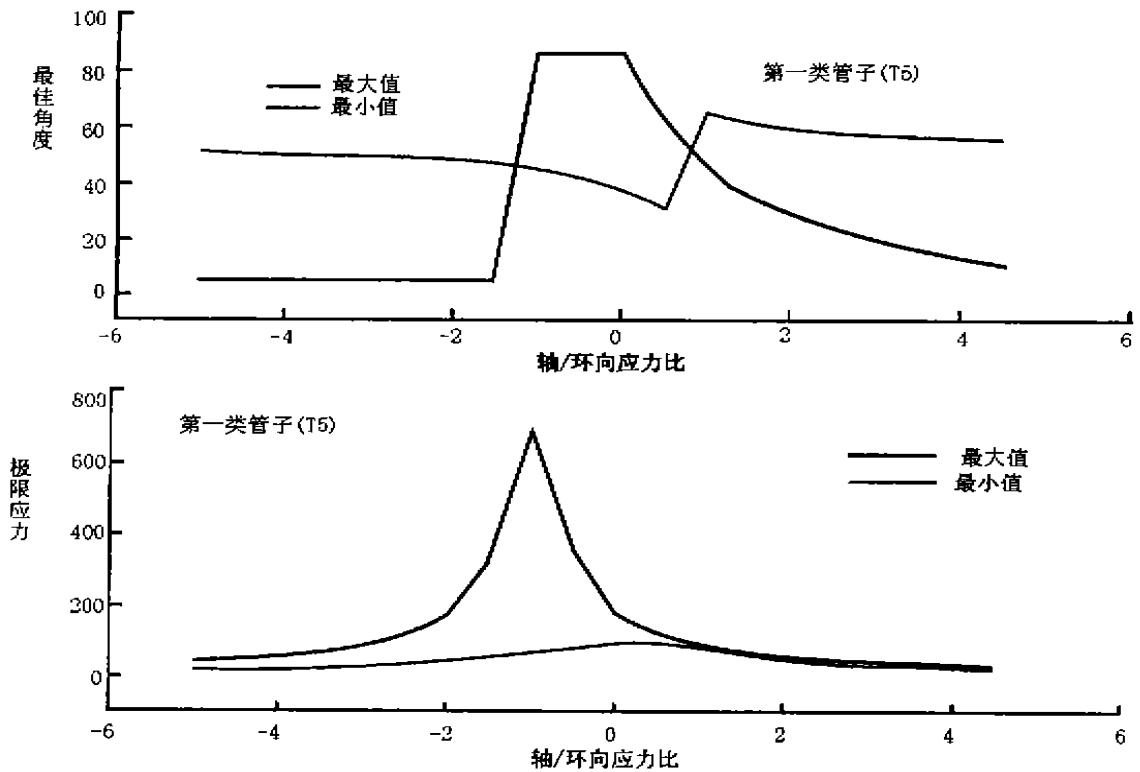


图4 极限应力及对应最佳角度图

### 3.2.6 管壁厚度

由前面的计算分析,我们只能得到已知轴/环应力比、壁厚时的最佳铺设角度和对应的最大环向应力值。而轴、环向应力是与内径、内压、壁厚相关的量,下面通过对管壁进行受力分析,才能得到这几个因素的相互关系。

### 3.2.6.1 应力分析

设管壁的内半径为  $r$ , 壁厚为  $t$ , 内压为  $p$ , 管壁受力图如下。

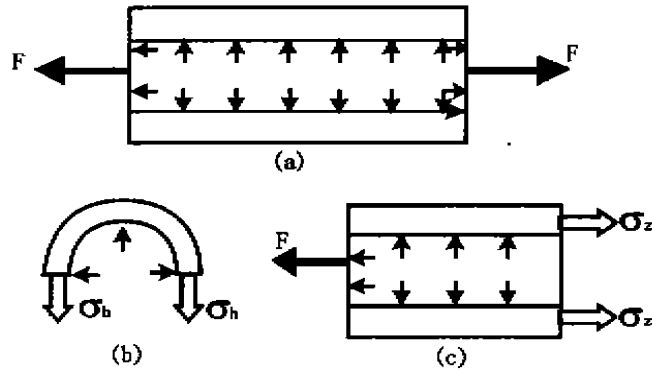


图 5 管壁受力图

由图 5(b)得

$$\begin{aligned}
 P \times 2 \times r &= \sigma_h \times 2 \times t \\
 \sigma_h &= (r/t) \times P \text{ 或} \\
 t &= (r/\sigma_h) \times P
 \end{aligned} \tag{7}$$

由图 5(c)得

$$\begin{aligned}
 F + \pi r^2 P &= \sigma_z \pi [(r + t)^2 - r^2] \\
 \sigma_z &= \frac{F + \pi r^2 P}{\pi (2rt + t^2)}
 \end{aligned} \tag{8}$$

合并(7),(8)两式得

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_h} = \frac{\frac{F}{\pi r^2 P} + 1}{2 + \frac{t}{r}} \tag{9}$$

式中： $F$ ——为管端所受外力，拉力为正，压力为负， $F$ 为零时是管端部自由，不固定。

$F = -\pi r^2 P$  时管端固定，不能自由伸长，此时  $\sigma_z$  为零，即轴/环应力比为零。

实际选用管材时，内径  $2r$ ，内压  $p$  和管子固定状况是已知的， $F$  可以计算出，作为已知条件给出。(7),(8),(9)三个公式只有两个是相互独立的，即可从两个公式中求得三个未知量  $\sigma_z$ 、 $\sigma_h$ 、 $t$ 。为此我们从两个方向对壁厚进行计算。

### 3.2.6.2 轴/环应力比给定时求出壁厚和外力

在计算中参阅国内外资料，我们选取的内径系列为(单位毫米)

国内组 50.8, 63.5, 76.2, 101.6, 152.4, 203.2, 254.0, 304.8, 355.6, 406.4;

国外组 36.6, 49.3, 59.9, 74.7, 99.8, 120.4, 150.9, 196.6。

额定内压系列为(单位 MPa):

3.45, 5.52, 6.90, 8.62, 10.3, 13.8, 17.2, 20.7, 24.1, 27.6。

轴/环应力比给定后,在 3.2.5 节的结果中,找出最佳的铺设角度对应的最大环向应力值,除以安全系数,即

$$\sigma_h = \sigma_{h_{max}} / AQK \quad (10)$$

式中: AQK —— 为安全系数。

求出使用的极限应力值,代入(7)式,求解出管子所需的厚度。此时厚度为理论值,是实际不能实现的厚度,应挂靠到相邻较大的单层厚度整数倍的壁厚上。这时的壁厚即为所求的壁厚。用挂靠后的壁厚计算出新的轴/环应力比,与 3.2.5 节的结果比较对应的最大环向应力值,如果结果偏于保守,即可确认该壁厚可用。我们的计算结果显示该方法完全可用。与此同时,用(8)式的转换形式求出轴向拉力值 F。此为求出壁厚值的第一个方向。第二个方向如下。

#### 3.2.6.3 给定 F 时,求出壁厚和轴/环应力比

此法选定的内径系列和额定内压系列与 3.2.6.2 节相同。当 F 已知,任给一个壁厚,即可用(8)式求出轴向应力,用(7)式求出环向应力,用(9)式求出对应的轴/环应力比。此时求出的轴向应力和环向应力乘以安全系数才可作为极限应力使用。如果该极限应力比对应的最大环向应力值(3.2.5 节结果)小,即确认壁厚可用,同时拣拾出对应的最佳铺设方向角。如果该极限应力比对应的最大环向应力值(3.2.5 节结果)大,此壁厚不可用,应选取其它可用的厚度参数或另选管子材料。

为了在给出管子壁厚时不是盲目的,应先参阅 3.2.5 节和 3.2.6.2 节的结果。求出壁厚的两个方向可以互相验证对方结果。在计算中,用一种方法求出结果后,代入另一种方法计算,反复几次,即可得到满意的结果。

## 4 计算结果及分析

### 4.1 不同类型的管子最佳角度筛选

在计算过程中,考虑到在接近 0°或 90°角缠绕时工艺上的限制,我们选用的缠绕角度为 4°到 86°之间。

由计算结果可知当轴/环向应力比一定时,对第一种类型的管子,即以  $\pm\alpha$  角度缠绕管子,随着缠绕角度的变化,其极限环向承载能力不随厚度变化,如图 3 中的左图所示。对第二种类型的管子,即以 2 层 0°,其余为  $\pm\alpha$  角度缠绕的管子,随着缠绕角度的变化,其极限环向承载能力随厚度变化。对第三种类型的管子,即以多层 0°,2 层  $\pm\alpha$  角度缠绕的管子,随着缠绕角度的变化,其极限环向承载能力随厚度变化,且分散程度较大,如图 3 中的右图所示。

### 4.2 最佳角度筛选图说明

我们选用轴/环向应力比为 0.0,即轴向固定,轴向应力为零,第二种类型缠绕的管子的最佳角度筛选图为例来说明。

横轴为管子缠绕角度,从 4°到 86°变化,纵轴为对应于每个角度的最大环向应力值, T1 至 T10 代表壁厚从  $\pm\alpha$  各两层至 20mm 厚的管壁。在此需要说明的是,因缠绕管壁是层压复合材料中的一种,必须以对板子中面的 Z 轴(0°)方向对称铺设,才能在浸渍、铺设、加压、高温固

化后,不发生扭曲和内应力最小。

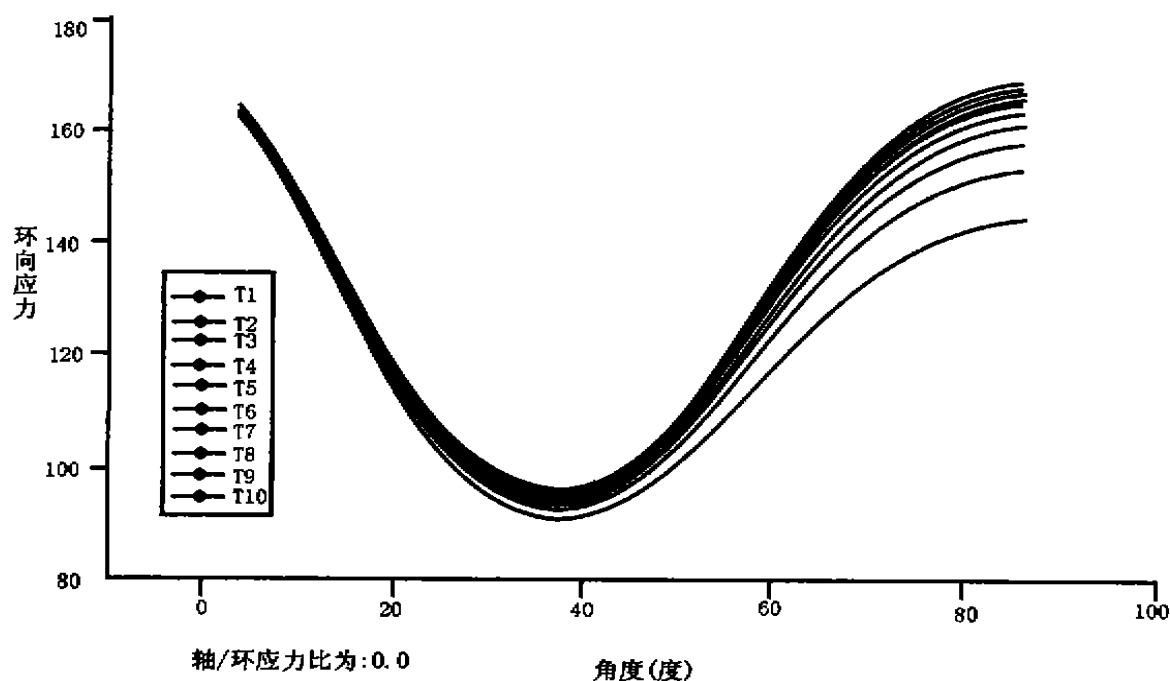


图6 轴/环向应力比为0.0,第二类缠绕管的最佳角度筛选图

以T5为例。T5在此次计算中为10.11mm。当 $\pm\alpha < 5^\circ$ 或 $\pm\alpha > 79^\circ$ 时,最大环向应力值大于160MPa。而当 $35^\circ < \pm\alpha < 40^\circ$ 时,最大环向应力值小于95MPa。也就是说,相同承载形式,相同壁厚的管子,仅仅只是铺设角度的不同,其最大环向承载能力可相差 $160/95 \approx 1.68$ 倍。

此项功能是管壁优化设计过程的核心。以最佳角度缠绕的管子可以提供油气高压输送时足够的强度裕度,再加上材料本身的抗腐蚀性和耐疲劳性,使玻璃钢管有更广泛的应用前景。

#### 4.3 各种轴/环应力比时的最佳角度筛选图

图7给出不同轴/环向应力比时的最佳角度筛选图。因此类图形一次计算可做出60个,在此只列出PJP为-1、0的两种6个图。

图中PJP为轴/环向应力比,Sh为环向应力,AG为角度。

(1)为第一类铺设,(2)为第二类铺设,(3)为第三类铺设。

由图形可以看到,当轴/环向应力比一定时,最大环向应力值相差无几,以第一类类型的管子为最大。即选用以 $\pm\alpha$ 缠绕,无 $0^\circ$ 层的管子较好。对轴/环向应力比之绝对值较大者更是如此。

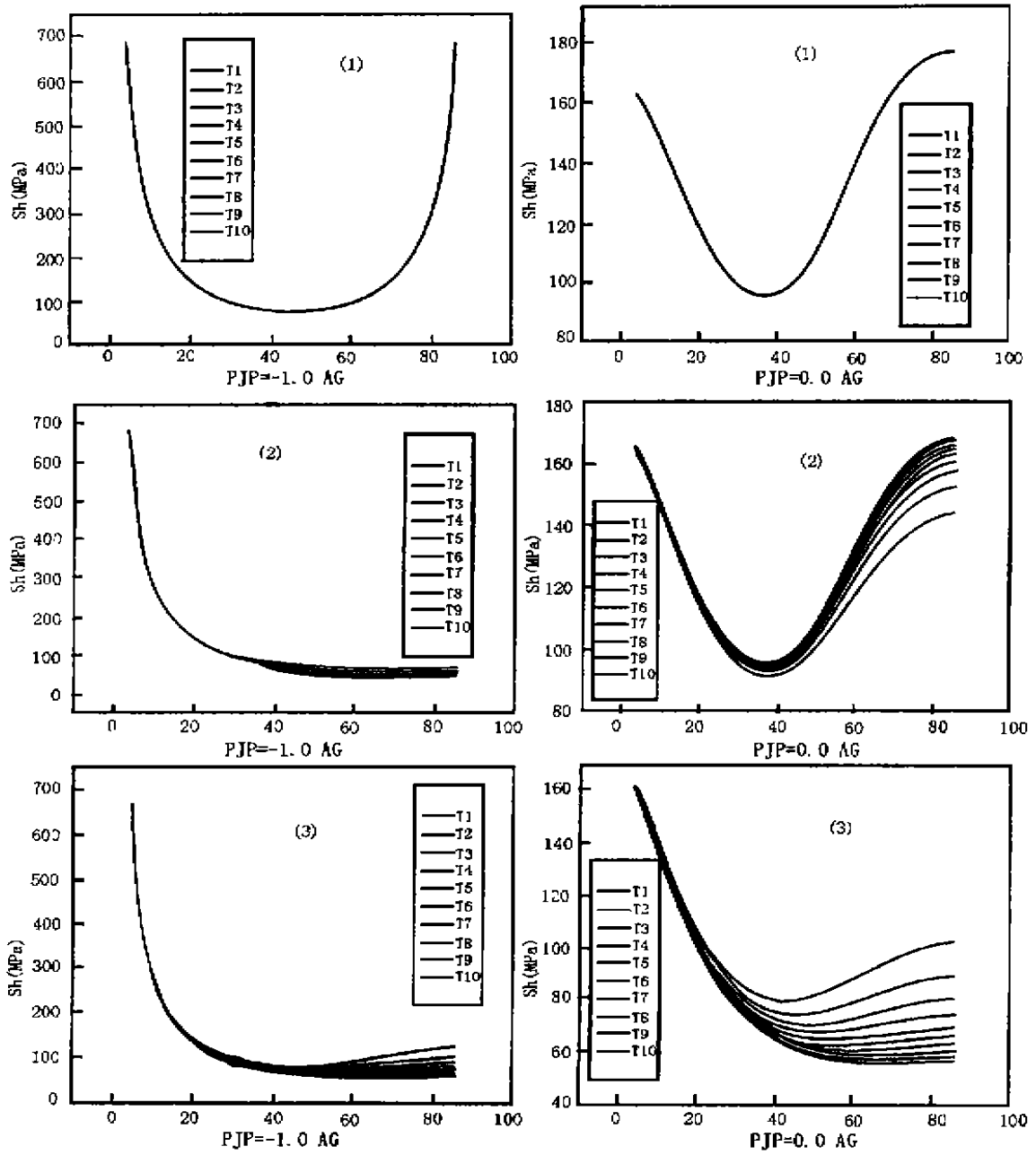


图7 最佳角度筛选图

从计算结果图形中可以看出当轴/环向应力比为-1时,管子的环向承载能力最大可达670MPa,而其它轴/环向应力比大于1或小于-3的管子其最大环向承载能力不足于

100MPa。由此可以得出,在管子固定时,最好使管子处于轴向受压状态,使轴向压应力与环向应力相同,具体值可以由 PMSJ 程序求得。这样可以极大地提高管子的承载能力。

#### 4.4 极限环向应力及对应最佳角度图

图 8 和图 9 给出了轴/环向应力比从 -5 至 4.5 之间的最大环向应力和极小环向应力值及其所对应的最佳铺设角度。

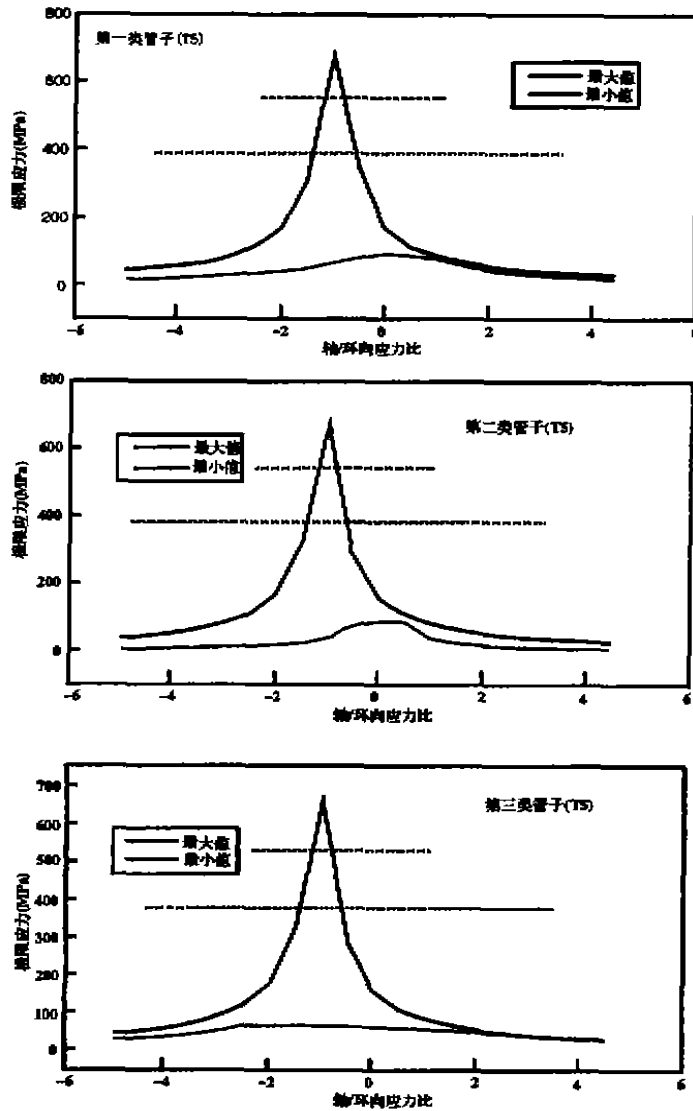


图 8 极限环向应力图

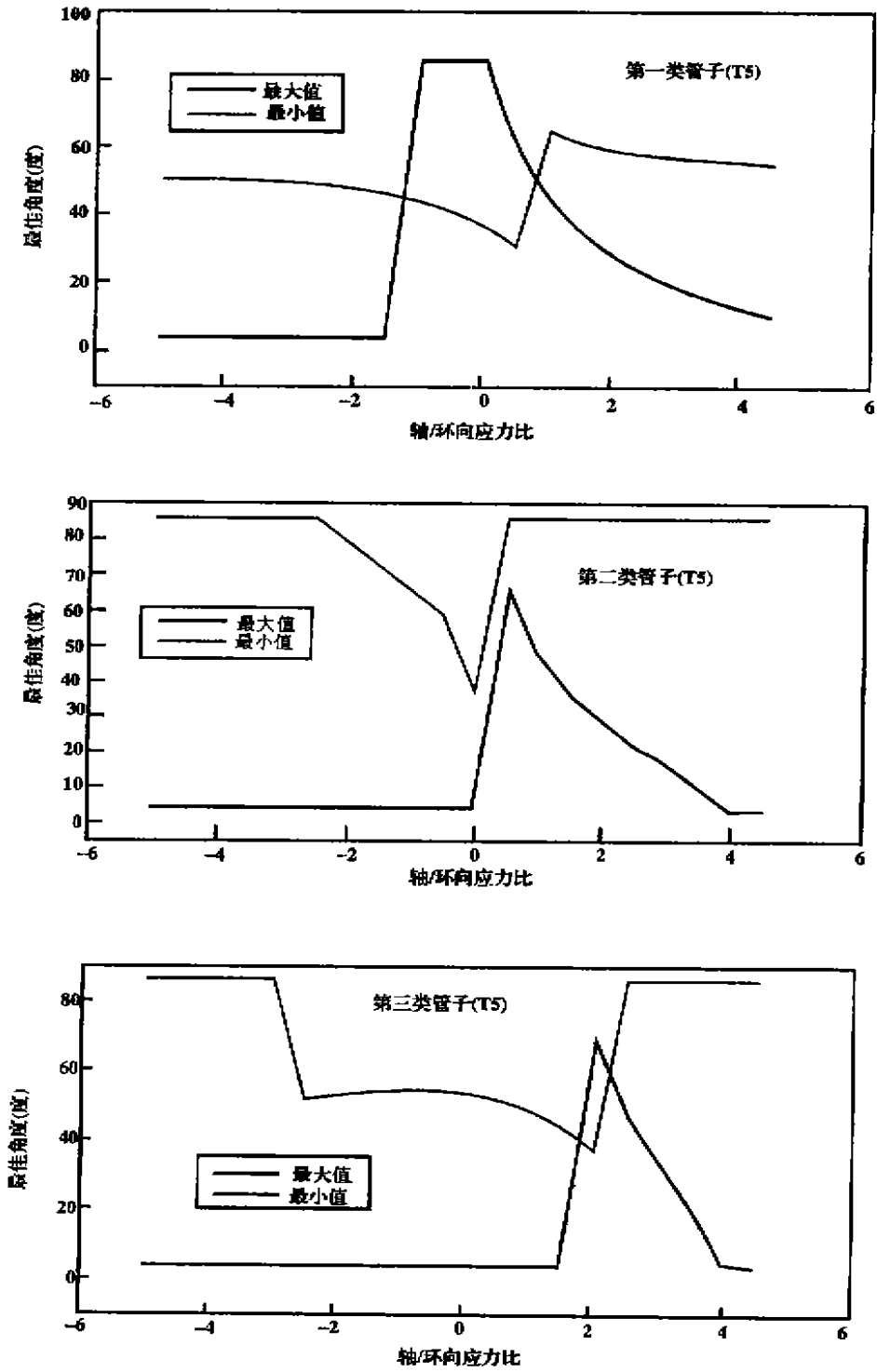


图9 极限环向应力对应的最佳角度图

从图 8 中可以更加明了地看到,当轴/环向应力比为 -1 时极限环向应力达到最大值。

图 8 中的虚线标出的是 HIJ<sup>#</sup> 钢的屈服应力值位置,点划线标出的是 N80<sup>#</sup> 钢的屈服应力值位置。由此可以看到,当轴/环向应力比接近 -1 时,玻璃钢管静强度比钢管好,而其疲劳强度和耐腐蚀性远优于钢管,实际使用时如能创造轴/环向应力比为 -1 这样的载荷条件完全可以以玻璃钢管代替钢管使用。

对于不能实现轴/环向应力比接近 -1 载荷条件的应用场合,可以选用钢芯管。即钢管内壁涂耐腐蚀树脂或防腐蚀涂料,外壁缠绕两层浸渍过树脂的玻璃纤维预浸料,然后高温固化成型,接头连接部位不覆盖树脂和玻璃钢,仍然使用钢螺纹。此种钢芯管不光具有很高的静强度,还能耐腐蚀、抗疲劳,避免了单纯玻璃钢管的接头连接性能不理想的缺陷,比如反复上卸扣后强度和密封性能难以保持等。同时也避免了单纯玻璃钢管内部充以高压使用时,因纤维与树脂分布不均匀等工艺因素造成的筛漏等问题。

#### 4.5 最佳厚度及所需轴向力

表 1 列出了轴/环向应力比为 -1,安全系数为 3 时,用 PMSJ 程序计算得到的最佳厚度及所需施加的轴向力。表中组号为第一类管子。

表 1 最佳厚度及轴向力  
(轴/环应力比为 -1 安全系数为 3)

半径 (mm)	额定内压 (MPa)	厚度 (mm)	轴向拉力 F (N)	环向应力 $\sigma_h$ (MPa)	轴向应力 $\sigma_a$ (MPa)	$\sigma_a/\sigma_h$	最佳角度 ( $\pm \alpha^\circ$ )	组号
18.30	3.45	3.112	-.1094E+05	.2029E+02	-.1884E+02	-0.93	86	1
24.65	3.45	3.112	-.1986E+05	.2733E+02	-.2590E+02	-0.95	86	1
29.95	3.45	3.112	-.2931E+05	.3320E+02	-.3180E+02	-0.96	86	1
37.35	3.45	3.112	-.4559E+05	.4141E+02	-.4005E+02	-0.97	86	1
49.90	3.45	3.112	-.8137E+05	.5532E+02	-.5405E+02	-0.98	86	1
60.20	3.45	3.112	-.1184E+06	.6674E+02	-.6555E+02	-0.98	86	1
75.45	3.45	3.112	-.1860E+06	.8364E+02	-.8257E+02	-0.98	86	1
98.30	3.45	3.112	-.3158E+06	.1090E+03	-.1081E+03	-0.99	86	1
18.30	8.62	3.112	-.2755E+05	.5069E+02	-.4760E+02	-0.94	86	1
24.65	8.62	3.112	-.4998E+05	.6828E+02	-.6544E+02	-0.96	86	1
29.95	8.62	3.112	-.7379E+05	.8296E+02	-.8035E+02	-0.97	86	1
37.35	8.62	3.112	-.1148E+06	.1035E+03	-.1012E+03	-0.98	86	1
49.90	8.62	3.112	-.2048E+06	.1382E+03	-.1366E+03	-0.99	86	1
60.20	8.62	3.112	-.2981E+06	.1667E+03	-.1656E+03	-0.99	86	1
75.45	8.62	3.112	-.4683E+06	.2090E+03	-.2086E+03	-1.00	86	1
98.30	8.62	4.668	-.7949E+06	.1815E+03	-.1807E+03	-1.00	86	1
18.30	20.7	3.112	-.6731E+05	.1217E+03	-.1173E+03	-0.96	86	1
24.65	20.7	3.112	-.1221E+06	.1640E+03	-.1612E+03	-0.98	86	1
29.95	20.7	3.112	-.1803E+06	.1992E+03	-.1980E+03	-0.99	86	1
37.35	20.7	4.668	-.2804E+06	.1656E+03	-.1629E+03	-0.98	86	1
49.90	20.7	4.668	-.5004E+06	.2213E+03	-.2210E+03	-1.00	86	1
60.20	20.7	6.224	-.7284E+06	.2002E+03	-.1990E+03	-0.99	86	1
75.45	20.7	7.780	-.1144E+07	.2007E+03	-.1995E+03	-0.99	86	1
98.30	20.7	9.336	-.1942E+07	.2180E+03	-.2175E+03	-1.00	86	1

#### 4.6 结论

当轴/环向应力比一定时,对第一种类型的管子,即以 $\pm\alpha$ 角度缠绕的管子,随着缠绕角度的变化,其极限环向承载能力不随厚度变化。相同承载形式,相同壁厚的管子,仅仅只是铺设角度的不同,其最大环向承载能力可相差几倍。此项功能是管壁优化设计过程的核心。以最佳角度缠绕的管子可以提供油气高压输送时足够的强度裕度,再加上材料本身的抗腐蚀性和耐疲劳性,使玻璃钢管有更广泛的应用前景。从计算结果图形中可以看出当轴/环向应力比为 $-1$ 时,管子的环向承载能力最大可达 $670\text{MPa}$ ,而其它轴/环向应力比大于 $1$ 或小于 $-3$ 的管子其最大环向承载能力不足于 $100\text{MPa}$ 。在管子固定时,最好使管子处于轴向受压状态,使轴向压应力与环向应力相同,具体值可以由 PMSJ 程序求得。这样可以极大地提高管子承载能力。

当轴/环向应力比接近 $-1$ 时,玻璃钢管静强度比钢管好,而其疲劳强度和耐腐蚀性远优于钢管,实际使用时如能创造轴/环向应力比为 $-1$ 这样的载荷条件完全可以以玻璃钢管代替钢管使用。对于不能实现轴/环向应力比接近 $-1$ 载荷条件的应用场合,可以选用钢芯管。即钢管内壁涂耐腐蚀树脂或防腐蚀涂料,外壁缠绕两层浸渍过树脂的玻璃纤维预浸料,然后高温固化成型,接头连接部位不覆盖树脂和玻璃钢,仍然使用钢螺纹。此种钢芯管不光具有很高的静强度,还能耐腐蚀、抗疲劳,避免了单纯玻璃钢管的接头连接性能不理想的缺陷,比如反复上卸扣后强度和密封性能难以保持等。同时也避免了单纯玻璃钢管内部充以高压使用时,因纤维与树脂分布不均匀等工艺因素造成的筛漏等问题。

#### 参考文献

- 1 刘方龙. 复合材料力学. 北京航空学院, 1985
- 2 玻璃钢管的检测评价、失效分析及生产应用研究. 中国石油天然气集团公司石油管材研究所, 1998
- 3 G. Hosseim Arian, Physical and Chemical Performances of Fiberglass Tubulars in Super Critical Application of  $\text{CO}_2$ , Fiber Glass Systems Inc. "Star"
- 4 中国石油天然气总公司. 高压玻璃钢管设计准则. 1998
- 5 中国石油天然气总公司. 低压玻璃钢管设计准则. 1998
- 6 陈慧能. 复合材料层压板湿热影响评估通用计算程序. 中国航空工业总公司第 623 研究所. 1997
- 7 (97)管检字第 053 号. 美国史密斯玻璃钢制品公司 76mm(3 in)IJ 输送管评价试验报告. 西安管材所质量检测中心, 1997
- 8 (97)管检字第 105 号. 美国史密斯玻璃钢制品公司 73mm(27/8 in)玻璃钢油管评价试验报告. 西安管材所质量检测中心, 1997

(下转第 37 页)