

文章编号 :1007 - 649X(2001)01 - 0033 - 03

# 液压胀合复合管的应力应变分析

王学生<sup>1</sup>, 王亚辉<sup>2</sup>, 李培宁<sup>1</sup>, 王定标<sup>2</sup>

(1. 华东理工大学机械学院, 上海 200237; 2. 郑州工业大学化工学院, 河南 郑州 450002)

**摘 要:** 根据对复合管的基本假设, 分析了复合管液压胀合过程中的受力状态, 采用弹塑性理论, 对复合管内管及外管的应力应变关系进行了讨论, 并利用复合管内外管周向应变的变形协调条件, 得出了液压胀合力  $P_i$  与复合管内管与外管之间的残余接触压力  $P_c^*$  的计算关联式, 根据复合管成形过程中残余接触压力的大小不同, 得出不同条件下液压成形压力  $P_i$  的工作压力范围。

**关键词:** 复合管; 液压成型; 残余接触压力

**中图分类号:** TG 33      **文献标识码:** A

## 0 引言

复合管又称双层管, 是由两种不同的材料制成, 它兼有两种材料的特性, 其机械性能、抗腐蚀及抗磨损性能都显著提高。与单材质管相比较, 可节省材料, 降低成本。因此复合管在石油、化工、核电、轻工和机械工程等行业有广阔的应用前景。

目前加工复合管有双金属挤压、爆炸熔焊、离心铸造及液压成形等方法<sup>[1]</sup>。液压成型法, 胀合力均匀且容易确定, 有其他方法无法比拟的优越性, 因此有巨大的开发价值。其复合原理为: 先将两管套装在一起, 然后对管内加压, 随着管内压力升高, 内层管由弹性变形状态进入塑性变形状态, 并贴紧外管, 当管内压力达到一定值时, 外管发生弹性变形, 两管紧密贴合在一起, 当内管压力卸除后, 如外层管弹性回复大于内层管弹性回复, 则内外管紧密贴合制成双层复合管件, 如图 1 所示。



图 1 复合管结构图

Fig. 1 Construction of clad pipe

## 1 复合管成形的受力分析

### 1.1 基本假设

(1) 由于内层管外壁与外层管内壁之间的间距很小, 内层管在胀合变形过程中塑性变形较小, 可能达到的最大应变落在屈服平台内, 所以假设内层管为理想弹塑性材料模型。

(2) 复合管成形过程中, 成形装置采用两端开式及内部加芯杆结构, 其所受轴向力很小, 故可忽略轴向力的影响, 按平面应力分析。

(3) 在复合管受力分析时, 由于内层管壁厚一般取 2 ~ 3 mm, 且其内径一般为  $\geq 50$  mm, 故假设内层管为薄壁管, 外层管为厚壁管。

### 1.2 复合管成形阶段受力状态

复合管成形过程中的受力状态如图 2 所示。内层管的受力状况如图 2(b) 所示。按塑性理论<sup>[2]</sup> 外壁面的应力状态为

$$\begin{cases} \sigma_{rio} = -P_c, \\ \sigma_{\theta io} = \sigma_{si} - P_c, \\ P_i - P_c = \sigma_{si} \frac{2t}{D_i - 2t}. \end{cases} \quad (1)$$

外层管的受力状况如图 2(c) 所示。当处在弹性状态时, 根据弹性理论, 按受压厚壁筒计算, 其内壁面处的应力状态为

$$\begin{cases} \sigma_{roi} = -P_c, \\ \sigma_{\theta oi} = \frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2} P_c = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} P_c. \end{cases} \quad (2)$$

收稿日期 2000 - 12 - 01; 修订日期 2001 - 01 - 10

基金项目 国家“九五”科技攻关项目(95 - 918 - 02 - 03)

作者简介 王学生(1965 - )男, 山东省临朐市人, 郑州工业大学讲师, 华东理工大学博士研究生, 主要从事压力容器及压力管道技术方面的研究。

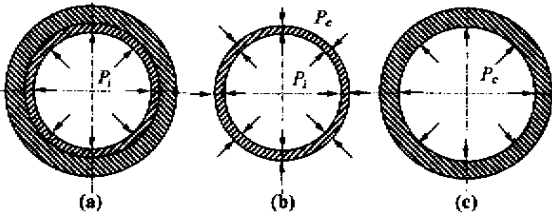


图 2 复合管成形过程中的受力状态

Fig.2 The forcing states of clad pipe during the process of hydro-forming

### 1.3 复合管成形后的受力状态

当管内压力  $P_i$  卸除后,为了保证内外管紧密贴合,内外管之间的贴合力即残余接触应力  $P_c^*$  必须大于零,即外层管弹性回复必须大于内层管的弹性回复,此时受力状态如图 3(b)所示。

由于  $P_c^*$  作用,内外管处于弹性结合状态,此时内层管外壁处的应力状态为

$$\begin{cases} \sigma_{rio}^* = -P_c^* \\ \sigma_{\theta io}^* = -\frac{D_i}{2t}P_c^* \end{cases} \quad (3)$$

外层管内壁处的应力状态如图 3(c)所示,即

$$\begin{cases} \sigma_{rio}^* = -P_c^* \\ \sigma_{\theta io}^* = \frac{D_o^2 + D_i^2}{D_o^2 - D_i^2}P_c^* = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1}P_c^* \end{cases} \quad (4)$$

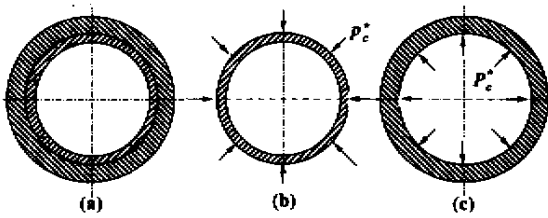


图 3 复合管成形后的受力状态

Fig.3 The forcing state of clad pipe after the process of hydro-forming

## 2 复合管成形液压力的确定

### 2.1 成形液压力 $P_i$ 与残余接触压力的关系式

(1)在复合管成形过程阶段,内层管同时受到内压力  $P_i$  及外层管的作用力  $P_c$  的作用.根据广义虎克定律,内层管外壁的周向应变为

$$\epsilon_{\theta io} = \frac{1}{E}(\sigma_{\theta io} - \mu_i \sigma_{rio}), \quad (5)$$

将式(1)代入式(5)得

$$\epsilon_{\theta io} = \frac{1}{E_i}[\sigma_{si} - (1 - \mu_i)P_c]. \quad (6)$$

外层管在内层管  $P_c$  作用下,其内壁处周向应变为

万方数据

$$\epsilon_{\theta io} = \frac{1}{E_o}(\sigma_{\theta oi} - \mu_o \sigma_{roi}). \quad (7)$$

将式(2)代入式(7)得

$$\epsilon_{\theta io} = \frac{1}{E_o}\left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o\right)P_c. \quad (8)$$

(2)复合管成形后卸除内压力  $P_i$ ,由于内层管与外层管之间存在着残余接触压力  $P_c^*$ ,内层管与外层管之间处于弹性结合状态,此时内层管外壁由残余接触压力  $P_c^*$  产生的周向应变为

$$\epsilon_{\theta io}^* = \frac{1}{E_i}(\sigma_{\theta io}^* - \mu_i \sigma_{rio}^*), \quad (9)$$

将式(3)代入式(9)得

$$\epsilon_{\theta io}^* = -\frac{1}{E_i}\left(\frac{D_i}{2t} - \mu_i\right)P_c^*. \quad (10)$$

外层管内壁由残余接触压力  $P_c^*$  产生的周向应变为

$$\epsilon_{\theta oi}^* = \frac{1}{E_o}(\sigma_{\theta oi}^* - \mu_o \sigma_{roi}^*), \quad (11)$$

将式(4)代入式(11)得

$$\epsilon_{\theta oi}^* = \frac{1}{E_o}\left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o\right)P_c^*. \quad (12)$$

根据变形协调条件

$$\epsilon_{\theta oi} - \epsilon_{\theta oi}^* = \epsilon_{\theta io} - \epsilon_{\theta io}^*, \quad (13)$$

将式(1)(6)(8)(10)(12)整理,得成形液压力  $P_i$  与残余接触压力  $P_c^*$  的关系式

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{si}}{E_i} + \frac{1}{E_i}\left(\frac{D_i}{2t} - \mu_i\right)P_c^* + \frac{1}{E_o}\left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o\right)P_c^* \\ = \left[\frac{1}{E_o}\left(\frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o\right) + \frac{1}{E_i}(1 - \mu_i)\right] \\ \left(P_i - \sigma_{si}\frac{2t}{D_i - 2t}\right), \end{aligned} \quad (14)$$

此式为成形液压力  $P_i$  与残余接触压力的计算关系式。

### 2.2 液压力 $P_i$ 的工作范围确定

(1)为使内层管不产生反向塑性变形,按受外压薄壳及强度理论<sup>[3]</sup>,必须满足下列条件

$$|\sigma_{\theta io}^*| \leq \sigma_{si} \text{ 或 } |\sigma_{\theta io}^*| \leq B = \frac{2}{3}E_i A, \quad (15)$$

$$\text{并定义 } \begin{cases} \sigma_{si} = [\sigma_{si}] \\ B = 2[\sigma_{si}] \end{cases}$$

将式(15)代入式(6)得

$$P_c^* \leq \frac{2t}{D_i}[\sigma_{si}]. \quad (16)$$

因此,内外管之间残余接触压力  $P_c^*$  的取值范围应满足下列条件

$$0 \leq P_c^* \leq \frac{2t}{D_i}[\sigma_{si}], \quad (17)$$

由式(17)代入式(14)并令

$$\frac{1}{A} = \frac{1}{E_i} \left( \frac{D_i}{2t} - \mu_i \right) + \frac{1}{E_o} \left( \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right),$$

$$\frac{1}{B} = \left[ \frac{1}{E_o} \left( \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} + \mu_o \right) + \frac{1}{E_i} (1 - \mu_i) \right],$$

得

$$\left( \frac{B}{E_i} + \frac{2t}{D_i - 2t} \right) [\sigma_{si}] \leq P_i \leq +$$

$$\left( \frac{B}{E_i} + \frac{2t}{D_i - 2t} \frac{2Bt}{AD_i} \right) [\sigma_{si}]. \quad (18)$$

上式按式(15)两种情况计算,确定  $P_i$  的最小范围.

(2)在复合管成形过程中,为使外层管不产生任何塑性变形,根据 Tresca 屈服准则,需满足

$$\sigma_{\theta oi} - \sigma_{roi} \leq \sigma_{so}. \quad (19)$$

由式(1)(2)(19)得

$$P_i \leq \frac{K^2 - 1}{2K^2} \sigma_{so} + \sigma_{si} \frac{2t}{D_i - 2t}. \quad (20)$$

(3)在复合管成形过程中,允许外层管产生塑性变形,根据 Tresca 屈服准则,此时最大液压内压力为

$$P_i \leq \sigma_{so} \ln K + \sigma_{si} \frac{2t}{D_i 2t}. \quad (21)$$

### 3 结论

(1)根据弹塑性理论,分析了复合管成形过程中的受力状况,得出了液压成形液压力  $P_i$  与复合管残余接触压力  $P_c^*$  的计算表达式.

(2)根据复合管成形过程中残余接触压力的大小不同,得出不同条件下液压成形液压力  $P_i$  的工作压力范围.

### 符号说明:

$E_i, E_o$ —内层管、外层管材料的弹性模量,MPa;  
 $\sigma_{si}, \sigma_{so}$ —内层管、外层管材料的屈服极限应力,MPa;  
 $\mu_i, \mu_o$ —内层管、外层管材料的泊松比;  
 $D_i, D_o$ —外层管内、外直径,mm;  
 $t$ —内层管的壁厚,mm;  
 $\sigma_{rio}, \sigma_{\theta io}$ —内层管外壁的径向应力和周向应力,MPa;  
 $\sigma_{roi}, \sigma_{\theta oi}$ —外层管内壁的径向应力和周向应力,MPa;  
 $\varepsilon_{\theta io}, \varepsilon_{\theta oi}$ —内层管外壁、外层管内壁的周向应变;  
 $P_i$ —液压胀形压力,MPa;  
 $P_c$ —复合管成形过程中内层管与外层管的接触压力,MPa;  
 $P_c^*$ —复合管成形后内层管与外层管之间的残余接触压力,MPa;  
 $K = D_o/D_i$ —系数;  
 $A$ —系数;  
 $B$ —系数.

### 参考文献:

- [1] CHEN W C, PETERSEN C W. Corrosion performance of welded CRA-lined pipes for flowlines[J]. SPE Production Engineering, 1992(4): 375-378.
- [2] 王仲仁,苑世剑,胡连喜.弹性与塑性力学基础[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1997.
- [3] GB 150-1998,钢制压力容器[S].

## Analysis of Stress and Strain for Clad Pipe Manufactured by Hydraulic Expansion

WANG Xue-sheng<sup>1</sup>, WANG Ya-hui<sup>2</sup>, LI Pei-ning<sup>1</sup>, WANG Ding-biao<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Engineering, East China University of Science & Technology, Shanghai 200237, China; 2. College of Chemical Engineering, Zhengzhou University of Technology, Zhengzhou 450002, China)

**Abstract:** In this paper, according to the basic supposition, the load state of the clad pipe is analyzed during the process of the hydro-forming. With the elasticity-plasticity theory the stress and strain for the inner and outer pipe of clad pipe is discussed. By using the distortion matching condition the calculating formulas related hydro-forming pressure to the residual contact pressure between inner pipe and outer pipe are derived. And according to the varying value of the residual contact pressure, the varying range of hydro-forming pressure is given.

**Key words:** clad pipe; hydro-forming; residual contact pressure