复 合 材 料 学 报　　第 21 卷　第 3 期　6 月　2004 年
ACTA MATERIAE COMPOSITAE SINICA　　Vol. 21　No. 3　June　2004

文章编号: 1000-3851(2004) 03-0096-06

复合材料管接头拉扭作用下胶层应力分析

关志东[1,*]，Yang Chihdar[2]

(1. 北京航空航天大学 飞机设计研究所，北京　100083;
2. Mechanical Engineering Department, Wichita State University, Wichita KS 67260, USA)

摘　要: 发展了一种复合材料胶接管接头在拉伸和扭转载荷作用下胶层内应力分析模型。该模型利用管接头结构中缠绕法成形的管和套管材料、几何形状和所承受载荷的轴对称性，采用一阶层合板理论分析管壁的应力和变形。通过管接头中管、套管和它们之间胶层的位移协调性确定胶层内的应变和应力，从而建立了管接头结构的平衡方程。本模型计算了缠绕角为 54 和 26 管接头胶层内剥离应力、轴向剪切应力和切向剪切应力，计算结果与有限元分析结果相吻合。

关键词: 复合材料管; 胶接接头; 管接头应力分析; 管接头设计
中图分类号: TB330.1　　**文献标识码:** A

ANALYSIS OF THE STRESS IN A COMPOSITE PIPE JOINT UNDER TENSILE AND TORSIONAL LOADS

GUAN Zhidong[1,*], YANG Chihdar[2]

(1. Aircraft Design Institute, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;
2. Mechanical Engineering Department, Wichita State University, Wichita KS 67260, USA)

Abstract: An analytical model was developed using the first-order laminated anisotropic plate theory to determine the stress and strain distributions within a composite pipe joint under combined torsional and tensile loading. Taking advantage of the axisymmetric nature of torsional and tensile loads about the pipe central axis, the equilibrium equations for the three-components joint system consisting of coupling, adhesive and pipe were set up based on the displacement relation. The adhesive peel stress and shear stress were calculated using the models for 54 °and 26 °filament-wound pipes, and good correlations were found when comparing these results with those from finite element models.

Keywords: composite pipe; adhesive-bonded joint; pipe joint stress analysis; pipe joint design

纤维增强复合材料管结构的应用已有数十年的历史。复合材料管具有重量轻、强度高、耐腐蚀、维修容易、使用寿命长等特点。在化学工业上用它来代替钢管、铝管、不锈钢管、塑料管结构输送石油、天然气、各种化工液、汽介质等。目前城市的废水处理系统等也开始大量使用复合材料管结构。由于纤维增强复合材料管结构的优良力学性能，特别是其轻质特点，近年来已作为结构件用于航天飞行器结构设计中。

从结构强度、重量和使用维护角度看，理想的复合材料管结构设计要求尽量减少管的连接接头。但由于生产、运输、安装过程中对管尺寸的限制以及使用中的检查、修理等要求，管接头在管结构中是必不可少的。在管结构的各种连接方式中，采用管和套管胶接连接的管接头是被广泛接受的一种方法。这种连接方式是将两根管通过套管胶接在一起，套管将管结构承受的载荷从一根管传导到另一根管上。复合材料胶接连接力学特性分析模型系统的研究工作可以追溯到 Hart-Smith[1]，此后，Oplinger[2]、Yang[3] 等采用经典板理论进一步完善了理论分析方法。复合材料管的研究已经取得了很大进展[4~9]，这些分析方法对复合材料管胶接接头的研究具有重

收稿日期: 2004-01-12; 收修改稿日期: 2004-03-09
通讯作者: 关志东，副教授，研究方向: 复合材料力学，结构耐久性/损伤容限设计　E-mail: guanzhd@ hotmail.com

要的借鉴作用。最近, Yang[10] 采用一阶层合板理论将研究工作拓展到拉伸载荷作用下复合材料管胶接接头应力分析中。

拉伸、扭转和弯曲是复合材料管结构最主要的受力形式。本文中在Yang[10]的工作基础上, 建立了在拉伸和扭转联合载荷作用下, 复合材料管接头胶层的应力分布计算模型。该模型采用了各向异性层合板理论分析管和套管的变形, 将管接头区分为非粘接区管、粘接区管和套管等三部分, 并对每一部分分别就各个方向的力和力矩的平衡列出方程, 得到15个二阶线性微分方程。结合适当的边界条件, 求解该平衡方程组后, 可得到管接头中胶层及管和套管内的应力应变。本文中采用数学符号运算软件Maple(Ⅴ)[11]为工具求解微分平衡方程组, 并对文献[10]中的管接头进行了分析, 计算结果与ANSYS软件[12]有限元计算结果相吻合。最后本文还对改变缠绕角的管接头胶层内应力进行了计算和分析。

1 分析模型

当管接头在承受拉伸和扭转载荷时, 管接头的管和套管具有相似的承载和变形模式, 它们可采用相同形式的位移函数来描述变形规律。同样, 由于管和套管有相似的几何形状, 它们的内力表达式也具有相同的形式。因此, 在建立管接头的分析模型时, 本文中将以管为例给出位移函数和内力表达式。只要将这些函数和表达式中的待求函数名作相应修改, 即可适用于套管。

1.1 运动学方程

建立如图1所示坐标系, 其三个轴x、t、z方向分别是管的轴向、管壁切向和管的径向, 坐标原点在管横截面中线上。由于管在x、z方向的变形是轴对称的, t方向的变形相对于管轴是反对称的, 假设管壁横截面的变形满足一阶层合板理论的要求, 则可给出管的位移函数

$$u_p = u_p^0(x) + z\,J_{x,p}(x) \tag{1}$$

$$v_p = v_p^0(x) + z\,J_{t,p}(x) \tag{2}$$

$$w_p = w_p(x) \tag{3}$$

式中: u_p、v_p、w_p 分别是沿坐标轴x、t、z方向的位移; u_p^0、v_p^0 分别是坐标原点处的位移; 转角 $J_{x,p}$、$J_{t,p}$ 分别是在管变形时, 管壁中面法线在xz和tz平面内的平均剪切变形。根据上述位移函数和管的变形特性, 可得到管的应变函数

$$X_{,p} = \frac{\partial u_p}{\partial x} = \frac{du_p^0}{dx} + z\frac{dJ_{x,p}}{dx} \tag{4}$$

$$X_p = \frac{R_p}{R_p + z}\frac{dv_p}{dt} + \frac{1}{R_p + z}w_p = \frac{1}{R_p + z}w_p \tag{5}$$

$$X_{,p} = \frac{\partial w_p}{\partial z} = 0 \tag{6}$$

$$V_{xt,p} = \frac{R_p}{R_p + z}\frac{\partial u_p}{\partial t} + \frac{\partial v_p}{\partial x} = \frac{dv_p^0}{dx} + z\frac{dJ_{t,p}}{dx} \tag{7}$$

$$V_{tz,p} = \frac{\partial v_p}{\partial z} + \frac{R_p}{R_p + z}\frac{\partial w_p}{\partial t} - \frac{1}{R_p + z}v_p = J_t - \frac{1}{R + z}v_p^0 + zJ_{t,p} \tag{8}$$

$$V_{xz,p} = \frac{\partial u_p}{\partial z} + \frac{\partial w_p}{\partial x} = J_{t,p} - \frac{\partial w_p}{\partial x} \tag{9}$$

式中, R_p 是管壁中面处半径, 见图1。

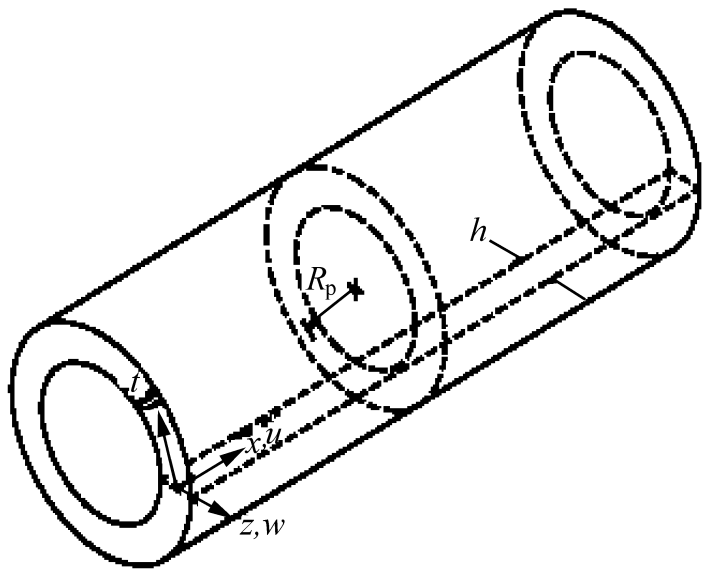

图1 管的坐标系统及尺寸

Fig. 1 Dimensions and coordinate system of the composite pipe

1.2 本构关系

通常, 复合材料管接头的管壁是对称缠绕制成的, 即管壁中纤维的铺设相对管壁中面具有均衡对称特性。在此假设基础上, 可以得到图2所示的管壁单元体上的单位边长上作用的内力和内力矩

$$N_{x,p} = \int_{-h_p/2}^{h_p/2}\frac{R_p + z}{R_p}\left(Q_{11,p}X_{,p} + Q_{12,p}X_p\right)dz \tag{10}$$

$$N_{t,p} = \int_{-h_p/2}^{h_p/2}\left(Q_{12,p}X_{,p} + Q_{22,p}X_p\right)dz \tag{11}$$

$$M_{x,p} = \int_{-h_p/2}^{h_p/2}\frac{(R_p + z)z}{R_p}\left(Q_{11,p}X_{,p} + Q_{12,p}X_p\right)dz \tag{12}$$

$$Q_{xt,p} = \int_{-h_p/2}^{h_p/2}\frac{R_p + z}{R_p}Q_{66,p}V_{xt,p}dz \tag{13}$$

$$Q_{tz,p} = \int_{-h_p/2}^{h_p/2} K Q_{44,p} V_{tz,p} dz \tag{14}$$

$$Q_{xz} = \int_{-h/2}^{h/2} K \frac{R + z}{R} Q_{55} V_{xz,p} dz \tag{15}$$

$$M_{xt,p} = \int_{-h_p/2}^{h_p/2} \frac{(R_p + z)z}{R_p} Q_{66,p} V_{xt,p} dz \tag{16}$$

式中: N_x 是管轴向内力(管横截面中线单位长度上的力); N_t 是切向内力(管壁切线方向单位长度上的力); M_t 是切线方向内力矩(管横截面中线单位长度上的弯矩); Q_{tz}、Q_{xz}和 Q_{xt}分别是管壁单元体横向和面内剪应力合力; M_{xt}是由面内剪切应力产生的扭矩。

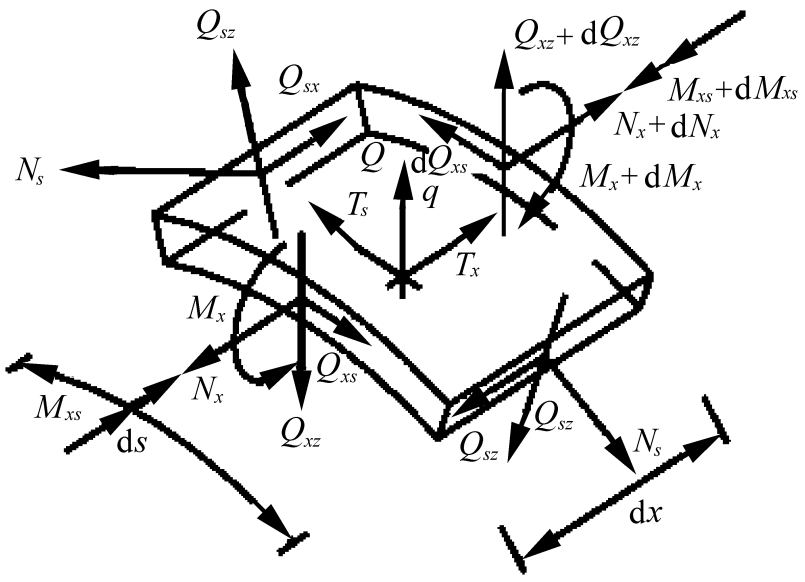

图 2　粘接区管壁单元体及其内力

Fig. 2　Free-body diagram and stress resultants of the pipe in the adhesive area

1.3　平衡方程

对图3所示的管接头, 可以参见图2所示管壁单元体的受力情况, 分别就非粘接区、粘接区管和套管等三部分的单元体各个方向力和力矩列出平衡方程。其中, 粘接区的管和套管之间有胶层, 传递轴向、切向剪切应力和径向正应力。

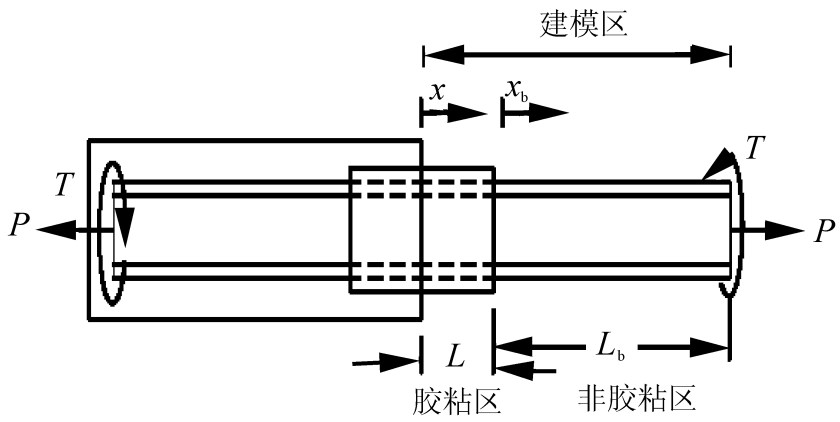

图 3　管接头建模分区

Fig. 3　Modeled regions of the joint system

(1) x 方向力平衡:

$$\frac{dN_{x,bp}}{dx} = 0 \tag{17}$$

$$\frac{dN_{x,p}}{dx} = \frac{R_{o,p}}{R_p} f_{xz} \tag{18}$$

$$\frac{dN_{x,c}}{dx} = -\frac{R_{i,c}}{R_c} f_{xz} \tag{19}$$

(2) t 方向力平衡:

$$\frac{dQ_{xt,bp}}{dx} = -\frac{Q_{tz,bp}}{R_{bp}} \tag{20}$$

$$\frac{dQ_{xt,p}}{dx} = \frac{R_{o,p}}{R_p} f_{tz} - \frac{Q_{tz,p}}{R_p} \tag{21}$$

$$\frac{dQ_{xt,c}}{dx} = -\frac{R_{i,c}}{R_c} f_{tz} - \frac{Q_{tz,c}}{R_c} \tag{22}$$

(3) z 方向力平衡:

$$\frac{dQ_{xz,bp}}{dx} = \frac{N_{t,bp}}{R_{bp}} \tag{23}$$

$$\frac{dQ_{xz,p}}{dx} = -\frac{R_{o,p}}{R_p} e_z + \frac{N_{s,p}}{R_p} \tag{24}$$

$$\frac{dQ_{xz,c}}{dx} = \frac{R_{i,c}}{R_c} e_z + \frac{N_{s,c}}{R_c} \tag{25}$$

(4) x 方向力矩平衡:

$$\frac{dM_{x,bp}}{dx} = Q_{xz,bp} \tag{26}$$

$$\frac{dM_{x,p}}{dx} = Q_{xz,p} + \frac{h_p R_{o,p}}{2R_p} f_{xz} \tag{27}$$

$$\frac{dM_{x,c}}{dx} = Q_{xz,c} + \frac{h_c R_{i,c}}{2R_c} f_{xz} \tag{28}$$

(5) t 方向力矩平衡:

$$\frac{dM_{xt,bp}}{dx} = Q_{xt,bp} \tag{29}$$

$$\frac{dM_{xt,p}}{dx} = Q_{xs,p} + \frac{h_p R_{o,p}}{2R_p} f_{tz} \tag{30}$$

$$\frac{dM_{xt,c}}{dx} = Q_{xs,c} + \frac{h_c R_{i,c}}{2R_c} f_{tz} \tag{31}$$

式中: $N_{x,bp}$等各内力的第二个下标 bp、p、c 分别代表该内力作用于管的非粘接区、粘接区管和套管单元体上; $R_{i,p}$、$R_{o,p}$、$R_{i,c}$、$R_{o,c}$中第一个下标 i 和 o 代表管的内、外半径; R_c 是套管壁中面半经。

1.4　胶层内应力

胶层内应力是管接头中套管和被连接管在受载后相对运动造成的。对于承受拉(压)和扭转载荷的管接头而言, 被连接管和套管之间在 x、t 方向的错动是通过胶层内剪切应力 f_{xz}、f_{tz}来制约的, 它们之间的径向错动是通过 e_z 限制的。这三个应力将影响到管和套管的平衡, 并出现在管和套管的平衡方程中。

对于本文中研究的胶层较薄的管接头, 可以假设胶层内应力沿厚度方向是均匀分布的, 因而得到如下应力表达式

$$f_{xz} = \frac{G}{Z}\left(u_p^0 - u_c^0 + \frac{h_p}{2}J_{x,p} + \frac{h_c}{2}J_{x,c}\right) - \frac{G}{2}\left(\frac{dw_p}{dx} + \frac{dw_c}{dx}\right) \tag{32}$$

$$f_{tz} = \frac{G}{Z}\left(v_p^0 - v_c^0 + \frac{h_p}{2}J_{s,p} + \frac{h_c}{2}J_{t,c}\right) \tag{33}$$

$$e_z = \frac{E}{Z}(w_c - w_p) \tag{34}$$

式中: h_p、h_c 分别是管和套管管壁厚度; Z 是胶层厚度; E、G 分别是胶层材料的杨氏模量和剪切模量。要说明的是, 式(32)等号右边第二项是管和套管弯曲变形对胶层剪应力 f_{xz} 的贡献, 但由于管接头拉(压)和扭转的变形特点, 管和套管在环向无剪切变形, 剪应力 f_{tz} 表达式中没有与此项对应的项。另外, 胶层中还有其他应力 f_{xt}、e_x、e_t 等, 它们在管接头中相对较小, 且对管和套管间的传力没有影响。

1.5 边界条件

将式(32)～式(34)代入式(17)～式(31)中, 可以得到由 15 个二阶线性微分方程组成的方程组, 对该方程组的求解需 30 个边界条件。首先, 在管接头中央两管对接处管的端面是自由面, 因此, 该端面上的轴向、切向内力, 以及弯矩、扭矩为零

$$N_{x,p}\big|_{x=0} = 0 \tag{35}$$

$$M_{x,p}\big|_{x=0} = 0 \tag{36}$$

$$Q_{xz,p}\big|_{x=0} = 0 \tag{37}$$

$$Q_{xt,p}\big|_{x=0} = 0 \tag{38}$$

$$M_{xt,p}\big|_{x=0} = 0 \tag{39}$$

将坐标原点取在管接头中央管的对接面处, 则有

$$u_c^0\big|_{x=0} = 0 \tag{40}$$

$$v_c^0\big|_{x=0} = 0 \tag{41}$$

由于管接头结构和受载情况相对于管接头中央横截面的对称性, 可知

$$\left.\frac{dw_c}{dx}\right|_{x=0} = 0 \tag{42}$$

$$J_{t,c}\big|_{x=0} = 0 \tag{43}$$

$$Q_{x,c}\big|_{x=0} = 0 \tag{44}$$

管接头套管中央截面合力应与作用于管上的拉力和扭矩相平衡, 即

$$N_{x,c}\big|_{x=0} = \frac{P}{2\pi R_c} \tag{45}$$

$$Q_{xt,c}\big|_{x=0} = \frac{T}{2\pi R_c^2} \tag{46}$$

套管的端面是自由面, 该端面上的合力为零

$$N_{x,c}\big|_{x=L} = 0 \tag{47}$$

$$M_{x,c}\big|_{x=L} = 0 \tag{48}$$

$$Q_{xz,c}\big|_{x=L} = 0 \tag{49}$$

$$Q_{xt,c}\big|_{x=L} = 0 \tag{50}$$

$$M_{xt,c}\big|_{x=L} = 0 \tag{51}$$

由管的粘接区和非粘接区位移的连续性, 可得

$$u_p^0\big|_{x=L} = u_{bp}^0\big|_{x_b=0} \tag{52}$$

$$v_p^0\big|_{x=L} = v_{bp}^0\big|_{x_b=0} \tag{53}$$

$$J_{x,p}\big|_{x=L} = J_{x,bp}\big|_{x_b=0} \tag{54}$$

$$J_{s,p}\big|_{x=L} = J_{s,bp}\big|_{x_b=0} \tag{55}$$

$$w_p\big|_{x=L} = w_{bp}\big|_{x_b=0} \tag{56}$$

$$\left.\frac{du_p^0}{dx}\right|_{x=L} = \left.\frac{du_{bp}^0}{dx_b}\right|_{x_b=0} \tag{57}$$

$$\left.\frac{dv_p^0}{dx}\right|_{x=L} = \left.\frac{dv_{bp}^0}{dx_b}\right|_{x_b=0} \tag{58}$$

$$\left.\frac{dJ_{x,p}^0}{dx}\right|_{x=L} = \left.\frac{dJ_{x,bp}}{dx_b}\right|_{x_b=0} \tag{59}$$

$$\left.\frac{dJ_{t,p}^0}{dx}\right|_{x=L} = \left.\frac{dJ_{t,bp}}{dx_b}\right|_{x_b=0} \tag{60}$$

$$\left.\frac{dw_p}{dx}\right|_{x=L} = \left.\frac{dw_{bp}}{dx_b}\right|_{x_b=0} \tag{61}$$

最后, 在管端面上可以令

$$M_{x,bp}\big|_{x_b=L_b} = 0 \tag{62}$$

$$Q_{x,bp}\big|_{x_b=L_b} = 0 \tag{63}$$

$$M_{xs,bp}\big|_{x_b=L_b} = 0 \tag{64}$$

2 算例和讨论

设有一管接头[4], 其管和套管均以 54 缠绕角缠绕制成。管和套管材料为 E-Glass/ Derakane 470, 材料常数为 E_{xx} = 25.2 GPa、E_{yy} = 7.5 GPa、G_{xy} = 24 GPa、ν_{xy} = 0.32。管与套管间胶层材料常数为 E = 0.96 GPa、G = 0.34 GPa, 胶层厚度 Z = 0.127 mm。管和套管的剪切修正系数 k = 5/6[4]。管的内径是 101.6 mm, 管和套管的厚度均为 5.08 mm, 管接头胶接区长度 2L = 152.4 mm, 管的长度 L_b = 25.4 mm。管端承受的拉力为 25.0 kN, 扭矩为 0.9 kNm。

图 4 分别给出了由本文模型计算得到的管接头胶层内剥离应力、轴向剪切应力和切向剪切应力分布。为了验证计算结果的正确性, 本文中应用 ANSYS 有限元分析程序建立了上述管接头的有限元模型, 并将计算得到的胶层内相应应力分布分别叠加到图 4 中。对比这两组结果, 可见本文中提出的理论分析模型计算结果与有限元分析结果相吻合。

从本文中的计算结果也可以看出, 胶层内应力分布是不均匀的。在管接头胶接区的两端, 胶层的剥离应力和轴向及切向剪切应力都存在较严重的应力集中现象。这种应力集中现象的产生与管接头的几何尺寸(管径、粘接区长度等)、管和套管的材料及纤维缠绕角度、胶层材料及胶层厚度等有关。图 5 给出了将本算例管接头中管和套管缠绕角度改为 26 °时胶层内剥离应力、轴向和切向剪切应力的分布。对比图 4(a)、4(b)、4(c) 可见, 将管接头的缠绕角减小后, 管接头胶层中剥离应力和轴向剪切应力的应力集中程度减弱, 而切向剪切应力的应力集中程度进一步加强。产生这种现象的原因是缠绕角为 54 °的管接头, 管和套管轴向刚度较大, 它们之间在传递轴向载荷时参与段较短, 因而相对于缠绕角为 26 °的管接头, 其胶层内轴向剪切应力和与之相关联的剥离应力在管和套管的端头具有较大的数值, 但在切向方向, 54 °缠绕角的管接头刚度较 26 °缠绕角管接头弱, 因此 26 °缠绕角管接头胶层内切向剪切应力最大值相对增大。表 1 给出了本算例缠绕角分别为 54 °和 26 °时管接头胶层内各应力最大值。

本文中应用加拿大 Waterloo 公司的数学符号运算软件 Maple(Ⅴ) 为工具, 采用 Laplace 变换法对本文模型中的微分平衡方程组进行求解。

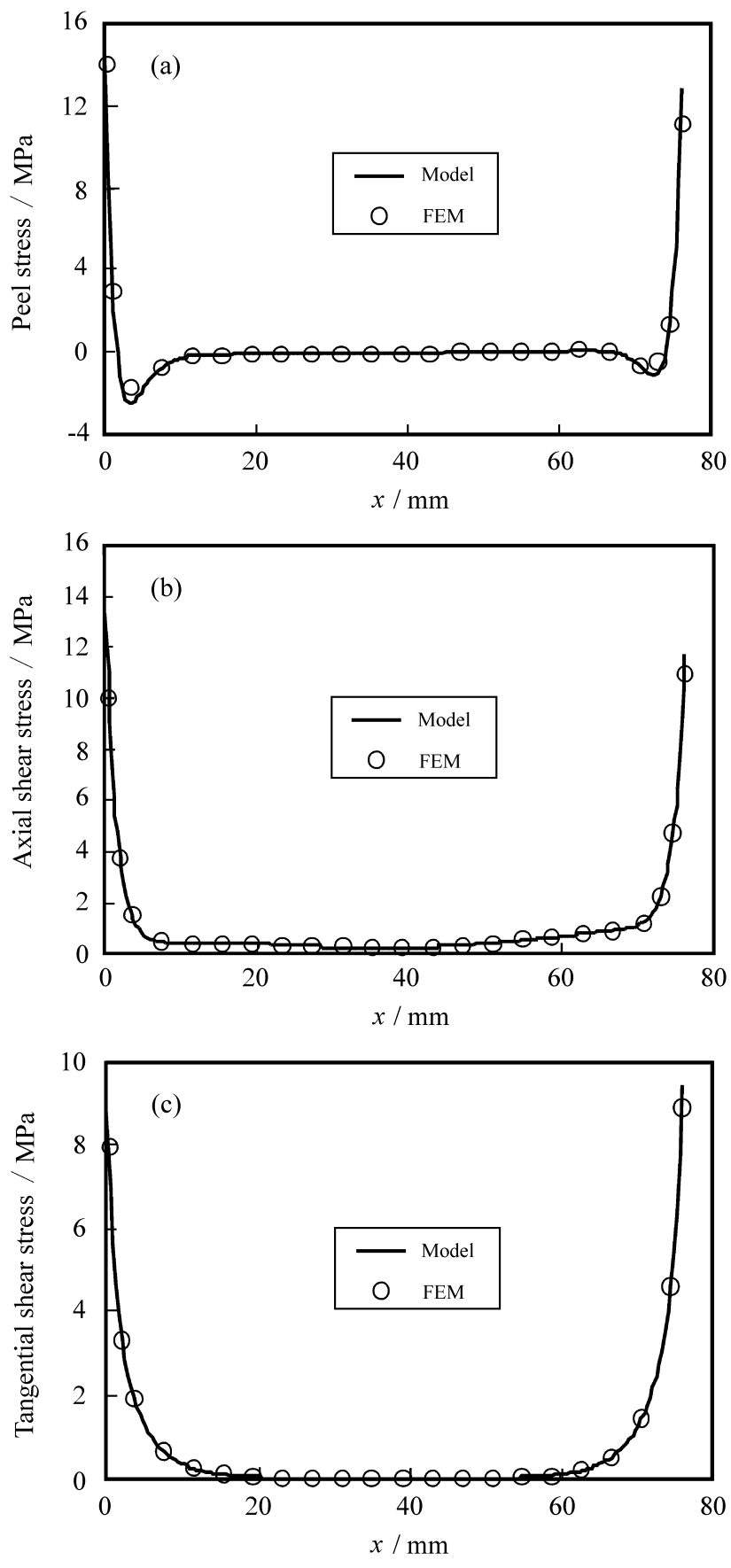

图 4　54 °缠绕角管接头胶层内应力分布

Fig. 4　Adhesive stresses distributions in the 54 °filament-wound pipe

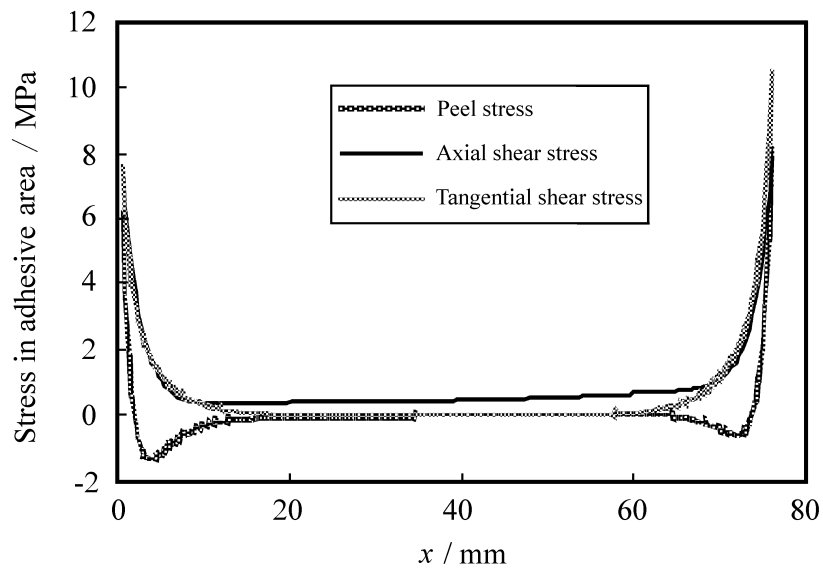

图 5　26 °缠绕角管接头胶层内剥离应力和轴向、切向剪切应力分布

Fig. 5　Adhesive stresses distributions in the 26 °filament-wound pipe

表 1　管接头胶层内各应力分量最大值比较

Table 1　Comparison of the maximum adhesive stresses in the pipe joints

Filament-wound pipe	Peel stress /MPa	Axial shear stress/ MPa	Tangential shear stress/ MPa
54 °	14.4	13.3	9.45
26 °	9.74	9.14	10.5

3 结束语

对于本文算例,应用一般配置微机对管接头进行应力分析的计算时间仅为数拾秒钟。相对于有限元分析中的建模、计算及后处理而言,有较高的计算效率。在实际的管接头结构设计中,有很多管接头设计参数要确定、调整和优化,以降低管接头胶层内应力集中,提高管接头的强度,采用本模型将提高这些参数的分析效率。本模型具有一定应用价值。

参考文献:

[1] Hart-Smith L J. Analysis and design of advanced composite bonded joints[R]. NASA Langley Report CR- 2218. Douglas Aircraft Co, 1974.

[2] Oplinger D W. Effects of adherend deflections in single lap joints[J]. International Journal of Solids and Structures, 1994, 31: 2565- 2587.

[3] Yang C, Pang S S, Zhao Y. Stress-strain analysis of single-lap composite joints under tension[J]. Journal of Engineering Materials and Technology, 1996, 118(2): 247- 255.

[4] Stubblefield M A, Yang C, Pang S S, et al. Development of heat-activated joining technology for composite-to-composite pipe using prepreg fabric[J]. Polymer Engineering and Science, 1998, 38(1): 143- 149.

[5] Yang C, Pang S S, Zhao Y. Buckling analysis of thick-walled composite pipe under external pressure[J]. Journal of Composite Materials, 1997, 31(4): 409- 426.

[6] Huille A, Yang C, Pang S S. Buckling analysis of thick-walled composite pipe under torsion[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1997, 119(1): 111- 121.

[7] Zhao Y, Pang S S. Stress-strain and failure analyses of composite pipe under torsion[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 1995, 117(2): 273- 278.

[8] Hashim S A, Cowling M J, Lafferty S. Integrity of bonded joints in large composite pipes[J]. International Journal of Adhesion and Adhesive, 1998, 18(6): 421- 429.

[9] 王春香,付云忠,杨汝清,等. 纤维缠绕过程中的张力分析[J]. 复合材料学报, 2002, 19(6): 120- 123.

[10] Yang C. Design and analysis of composite pipe joints under tensile loading[J]. Journal of Composite Materials, 2000, 34(4): 332- 349.

[11] 刘 辉, 李 海. Maple 符号处理及应用[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.

[12] 庄 茁. ABAQUS/Standard 有限元软件入门指南[M]. 北京: 清华大学出版社, 1998.

责任编辑: 苏 志