

预应力碳纤维缠绕制造重型压机机架的强度分析

冯消冰, 吴任东*, 袁朝龙, 焦玮

(清华大学 机械工程系, 北京 100084)

摘要: 对预应力碳纤维缠绕制造重型压机机架进行了研究, 选用碳纤维(T700SC-12000)和钛合金(TC11)框架作为预应力结构的部件, 把全新的材料应用到了 25 MN 模锻压机机架主要部件的设计中, 进行了碳纤维缠绕机架的结构设计, 依据输入的设计参数, 建立了压机机架的模型, 同时也对 25 MN 模锻压机进行了 A 型变张力缠绕设计, 并对设计之后的结构进行了有限元分析。结果表明, 应用预应力碳纤维缠绕技术极大地提高了预紧力对重型压机的梁和柱的保护, 增加了零件的可靠性, 并降低了大型零部件的制造风险, 预应力碳纤维缠绕制造的重型压机机架强度设计满足要求, 机架在预紧状态下的等效应力为 863.9 MPa, 小于钛合金 TC11 的屈服强度, 而且减重效果明显, 压机机架的质量从 8 022 kg 下降到了 1 950.76 kg, 下降了 75.7%。

关键词: 压机; 预应力; 碳纤维; 变张力缠绕; 强度分析

中图分类号: TB332

文献标志码: A

文章编号: 1000-3851(2017)09-2106-08

Strength analysis of heavy press frame made by prestressed carbon fiber winding

FENG Xiaobing, WU Rendong, YUAN Chaolong, JIAO Wei

(Department of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Heavy press frame made by prestressed carbon fiber winding was studied. Carbon fiber(T700SC-12000) and titanium alloy(TC11) frame were selected as prestressed parts. New materials were applied to main parts of 25 MN die forging press and carbon fiber winding frame structure was designed. Press frame model was established according to the input parameters. Meantime, A variable tension winding was designed for the 25 MN die forging press and the results using the finite element were analyzed. The analysis results show that prestressed carbon fiber winding technology greatly improves the pre-tightening force of the protection of the beam and column of heavy press, and increases the reliability of the parts, reduces the manufacturing risk of large parts. The strength of heavy press frame made by prestressed carbon fiber winding meet the requirements, the Von Mises of the prestressed frame is 863.9 MPa and less than the yield strength of TC11. The mass loss effect is obvious, mass of press frame is decreased from 8 022 kg to 1 950.76 kg, decreased by 75.7%.

Keywords: press; prestressed; carbon fiber; variable tension winding; strength analysis

较为成熟的预应力结构有拉杆预应力结构和钢丝预应力结构。拉杆预应力结构技术较为成熟, 拉杆的材质通常是质量好的锻件。使拉杆产生预紧拉应力的方法通常有以下两种: 第一种是对拉杆进行加热后锁紧, 在其冷却之后就形成了预应力, 此种方法的精度略显不足; 第二种是使用液压装置拉伸

拉杆后再进行锁紧, 使其产生预应力, 此种方法需要制造专门的液压装置来进行配套。

钢丝缠绕预应力结构与拉杆预应力结构的基本原理相似, 预紧件钢丝产生拉应力, 在被预紧件中产生压应力, 在工作载荷下, 钢丝的拉应力增大, 被预紧件的压应力减小。钢丝缠绕预应力结构主要

收稿日期: 2016-09-20; 录用日期: 2016-12-06; 网络出版时间: 2016-12-16 11:42

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1801.TB.20161216.1142.008.html

通讯作者: 吴任东, 博士, 副教授, 硕士生导师, 研究方向为重型锻压装备、快速成形技术等 E-mail: wurd@tsinghua.edu.cn

引用格式: 冯消冰, 吴任东, 袁朝龙, 等. 预应力碳纤维缠绕制造重型压机机架的强度分析[J]. 复合材料学报, 2017, 34(9): 2106-2113.

FENG Xiaobing, WU Rendong, YUAN Chaolong, et al. Strength analysis of heavy press frame made by prestressed carbon fiber winding[J]. Acta Materiae Compositae Sinica, 2017, 34(9): 2106-2113 (in Chinese).

有下面几方面的优势: (1) 预应力钢丝层可以提供非常大的预应力; (2) 解决了非预应力结构的应力集中问题; (3) 提高了结构件的疲劳寿命^[1-2]。

在预紧状态下, 被预紧件受到了预紧件产生的预紧力 P_0 , 使被预紧件处于被压缩的状态, 而在工作状态下, 被预紧件除了受到预紧力 P_0 之外, 还受到了工作载荷 P 的作用, 工作载荷 P 会使被预紧件处于被拉伸的状态, 预紧系数 η 是预紧力 P_0 和工作载荷 P 的比值, 这个比值通常大于 1, 说明了被预紧件无论处于上述哪个状态下, 都是被压缩的, 这样可以提高被预紧件的承载能力和疲劳强度^[3]。

预紧件受拉, 被预紧件受压。当被施加工作载荷的时候, 预紧件的拉应力随之增大, 而被预紧件的压应力也相应地变小, 但始终是处于压应力的状态下^[4]。预紧状态的载荷-变形曲线如图 1 所示。可知, 左侧的曲线为预紧件, 受拉应力, 曲线的斜率代表其抗拉刚度, 右侧的曲线为被预紧件, 受压应力, 曲线的斜率代表其抗压刚度。在完全预紧力的时候, 预应力结构处在图中 A 点的状态下。随着工作载荷 P 的逐步施加, 预紧件的拉应力沿着 OA 的方向向上延伸, 被预紧件的压应力沿着 AQ 的方向向下延伸, 当点 B 和点 C 之间的距离, 也就是受拉和受压的载荷差值 $P_1 + P_2 = P$ 的时候, 此时的预紧载荷达到了和工作载荷平衡的位置。

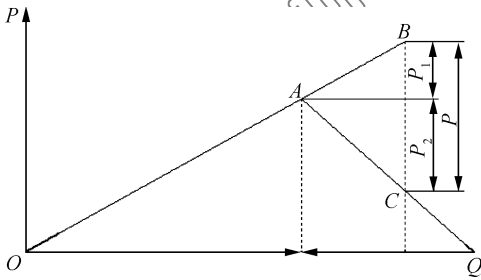


图 1 预应力结构载荷-变形

Fig. 1 Load-deformation diagram of prestressed structure

预应力钢丝的应用还是非常成熟的, 国内外也做了很多预应力的研究工作^[5-6]。预应力原理应用在美国铁路的铺设中, 通过在铁路的混凝土中放置预应力钢丝来达到提高铁路强度和疲劳强度的目的^[7-10]。预应力原理还应用在了桥梁的结构设计中, 应用预应力的混凝土桥梁可以减少自重和降低桥梁产生裂纹的几率。在 2009 年, 美国大约 60% 的混凝土桥梁的桥面使用了预应力技术^[11]。重型

压机的预应力结构中, 最早使用的是粗螺栓和细螺栓的预应力结构, 实践证明, 想要充分发挥材料的潜力, 同时提高结构的可靠性, 应该比螺栓结构更加降低预紧件的截面尺寸, 因而在预应力结构中逐步采用了钢丝作为预紧件。预应力结构中使用钢丝作为预紧件, 极大地提高了预紧力对重型压机的梁和柱的保护, 增加了零件的可靠性, 同时也降低了大型零部件的制造风险。清华大学在 1994 年设计并制造了 400 MN 板料成形压机, 该压机采用了预应力钢丝缠绕结构。在 2007 年, 又设计制造了 360 MN 黑色金属挤压机^[12]。

在国内, 清华大学的袁宵^[13]将预应力碳纤维缠绕技术应用到了制动鼓的研究和制造过程中。碳纤维作为预紧件对制动鼓的外壁施加一定预应力, 使制动鼓处于压应力的状态, 有效地抵抗了在工作状态下的拉应力, 故实现了制动鼓整体结构的加强。而以前的钢丝缠绕技术最大的弊端是其抗蠕变性能和抗高温性能较差, 成为了它在高温场合应用的最大障碍。预应力碳纤维缠绕比较于钢丝缠绕, 有效地克服了上述缺点。在国外, 应用预应力碳纤维缠绕技术的也并不多, Littlefield 等^[14]将此技术应用到了炮管的成型中, 碳纤维作为预紧件, 炮管的钢基体作为被预紧件, 其中有一个重点考虑的地方, 是钢基体和碳纤维层热膨胀系数不匹配, 这会导致间隙的产生, 从而影响碳纤维预应力的施加。解决这个问题主要是通过缠绕的过程中使用热塑性树脂, 同时在设计的张力下进行缠绕。

虽然碳纤维作为预紧件已经开展了相关的研究与应用, 但把预应力碳纤维缠绕技术应用在重型压机结构中还没有相关报道。本论文设计的 25 MN 模锻压机的总质量要求控制在 3 000 kg 以内, 故必须选择超高强度钢或合金材料, 采用预应力结构, 并用碳纤维代替钢丝作为预紧件。

1 碳纤维缠绕预应力机架设计

1.1 参数

工作载荷: $F = 25\text{ MN}$, 系统压力: 35 MPa, 行程: 200 mm, 速度: 工进: 0.3~0.6 mm/s, 快进: 3~5 mm/s。总体性能要求如表 1。

1.2 预紧系数的确定

机架的强度设计首要是确定预紧系数 η , 预紧系数定义为机架的预紧力与额定工作载荷的比值。对于承受中心载荷的单牌坊机架的预紧系数, 最小

表 1 25 MN 压机总体性能要求

Table 1 25 MN press performance requirements

Item	Performance requirement
Structure style	Upright or horizontal type
Rack mass/kg	≤3 000
Boundary dimension(length×width×height)/mm	≤2 500×2 000×2 000
Return force/kN	≤1 000
Maximum liquid pressure/MPa	≤150
Maximum slide stroke/mm	≥200
Slider fast forward speed/(mm·s ⁻¹)	3-5
Slider feed-speed/(mm·s ⁻¹)	0.3-0.6
Slider opening speed/(mm·s ⁻¹)	80-120
Workbench dimension(length×width)/mm	≥500×500
Workbench height from ground (upright)/mm	400-700
Total motor power/kW	≤45
Work environment temperature/℃	-30-80
Relative humidity of work environment/%	≤90

的预紧系数应该保证机架在承受工作载荷时不要脱开。表明机架的梁柱间刚好脱开的开缝载荷 P_k 如下式：

$$P_k = iP_c(1 + C_0) = (1 + C_0)\eta P$$

式中： P 为机架额定工作载荷； P_c 为预紧力； i 为承受工作载荷的立柱总根数； C_0 为机架单根立柱与其上预紧件层的刚度比， $C_0 = mZC$ ，其中， m 为每层碳纤维丝束的根数， Z 为已缠绕的碳纤维丝束的层数， C 为碳纤维丝束与立柱的抗压刚度比。

由式(1)可知， $\eta > 1(1 + C_0)$ 时， $P_k > P$ ，此时满足不脱开的要求。但由于可能超载，操作时非常难保证严格的中心载荷，而且预紧力也总存在一定的误差。由于这些因素，预紧系数取 $\eta = 1.05 \sim 1.2$ ，影响因素较多时，预紧系数取大值。

对承受中心载荷的多牌坊机架，需要把载荷平均分配到每个牌坊，在每个牌坊均分载荷的前提下，可以按照单牌坊来进行计算。预紧系数较难确定的是承受偏心载荷的多牌坊机架，在偏心载荷之下，最重要的是保证整个机架的刚度，保证在预紧力作用下的组合件在承受工作载荷时不发生错位移动、转动和变形。设立柱的形心应力，即立柱预应力最大值与平均值的比，为 α_4 。则立柱上的预应力最大值如下式：

$$\sigma_{cmax} = \frac{\eta P \alpha_4}{iF_c} \tag{2}$$

式中， F_c 为立柱的截面积。工作载荷 P 所引起的

立柱形心应力：

$$\sigma_{pcp} = \frac{1}{1 + mZC} \times \frac{P}{iF_c} = \alpha_3 \times \frac{P}{iF_c} \tag{3}$$

式中， $\alpha_3 = \frac{1}{1 + mZC}$

承受偏心载荷的多牌坊机架，各个立柱的形心应力不相等，最大的形心应力如下：

$$\sigma_{pcp} \frac{L + e}{L} \frac{L' + e'}{L'} = \sigma_{pcp} \alpha_2 = \frac{\alpha_3 \alpha_2 P}{iF_c} \tag{4}$$

式中： $\alpha_2 = \frac{L + e}{L} \frac{L' + e'}{L'}$ ； L 、 L' 、 e 、 e' 如图 2 所示。

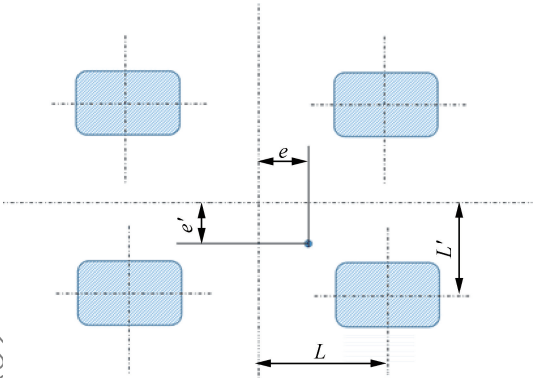


图 2 载荷偏心的位置示意图

Fig. 2 Schematic diagram for position of eccentric loading

作用在立柱上的侧推力还会引起立柱拉应力的增加，设 α_1 为立柱最大拉应力与形心拉应力的比值。即 $\alpha_1 = \sigma_{pmax} / \sigma_{pc}$ ，得

$$\sigma_{pmax} = \sigma_{pc} \alpha_1 = \frac{\alpha_3 \alpha_2 \alpha_1 P}{iF_c} \tag{5}$$

如果假设在机架上，最大预应力的部位也是最大工作应力的部位，则联合式(2)和式(5)，可得

$$\eta = \frac{\alpha_3 \alpha_2 \alpha_1}{\alpha_4} \tag{6}$$

在机架设计中，可以根据式(6)对预紧系数进行估算，待机架尺寸完全确定之后，再对预紧系数进行修正。初步估计 η 时，可取 $\alpha_1 = 1.7 \sim 2.0$ ， α_4 的变化幅度不大，偏于保守时可取 1.3。

1.3 半圆梁的强度设计

预应力机架的梁结构通常有半圆梁、椭圆梁、拱形梁、三角梁^[15]。为了提高梁的强度和刚度，部分设计会考虑采用椭圆梁的设计方案^[16]。但是椭圆梁的加工很不方便，故在通常的结构设计中采用半圆梁的结构形式，半圆梁的平面图形刚好是圆的二分之一，其质量往往也占机架总重的二分之一。

半圆梁是机架中重要的零部件，由于其结构的

特殊性, 用一般的材料力学方法很难精确地计算到各点的应力, 因此通常用有限元法进行计算, 但在有限元计算之前, 仍需要用近似的工程计算方法来确定半圆梁的大概结构和尺寸。根据应力值的大小, 可把半圆梁划分为三个应力区域, 分别是上端的圆弧压应力区域、中间的中央低应力区域、底部的底面拉应力区域, 如图 3 所示。中央低应力区域的下边缘距离半圆梁底部约 $0.2R$, 中央低应力区域的上边缘距离半圆梁的底部约为 $0.55R$ [17]。因此, 如果为了减重, 结构开孔应该开到中央低应力区域 [18-20]。

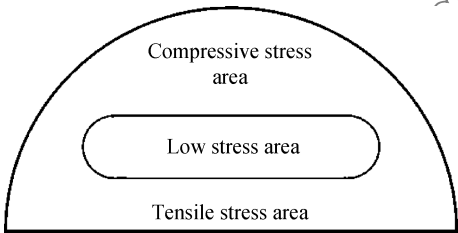


图 3 半圆梁的应力分区示意图

ig. 3 Schematic diagram for stress partition of the semicircle beam

圆弧压应力区域的最大应力点应该在与底面成 45° 的圆弧外周上, 底部拉应力区域的最大应力点应该在立柱内侧与半圆梁的接触处。通常用底部拉应力区域的下边缘中间点的应力值作为半圆梁强度分析的依据, 基于预紧状态下, 该点几乎是半圆梁的最大拉应力点, 当施加工作载荷之后, 拉应力逐步减小, 进而转变为压应力, 在预紧力小的情况下尤为明显, 所以该点的应力具有交变的形状, 是计算疲劳强度重点关注的地方。

预紧状态下, 距半圆梁底面距离为 y 的中央截面应力计算公式如下:

$$\sigma_{bc} = \frac{M(C_2 - C_1 y)}{(C_1 C_3 - C_2^2)(\alpha_0 + \alpha_1^2 y)}$$

(7)

式中: M 为中央截面弯矩; $\alpha_0 = A$, $\alpha_1 = \left[\frac{\pi}{2}R - A\right]/R^2$, R 为半圆梁的半径, A 为机架中心到立柱内侧面的间距; C_1 、 C_2 、 C_3 如下式:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{b}{\sqrt{\alpha_0 \alpha_1}} \operatorname{tg}^{-1} \left[\sqrt{\frac{\alpha_1}{\alpha_0}} R \right] \\ C_2 = \frac{b}{2\alpha_1} \operatorname{tg}^{-1} \left[\sqrt{\frac{\alpha_1}{\alpha_0}} R \right] \\ C_3 = \frac{bR}{\alpha_1} - b \sqrt{\frac{\alpha_0}{\alpha_1^3}} \operatorname{tg}^{-1} \left[\sqrt{\frac{\alpha_1}{\alpha_0}} R \right] \end{cases}$$

(8)

预紧状态下, 中央截面弯矩式:

$$M = P_c L_0 - \int_0^{\frac{\pi}{2}} f_0 \cos \alpha q R b da'$$

(9)

式中: $q = P_c/(Rb')$; L_0 为机架中心到立柱中心的距离; f_0 为中央截面形心至底面的距离; b 为半圆梁的厚度; b' 半圆梁上缠绕预紧件的槽底的宽度。

1.4 立柱的强度设计

立柱的设计是机架设计的关键, 先确定立柱的尺寸, 再确定机架的尺寸, 然后进行强度校核、刚度校核以及稳定性校核。立柱的截面初步计算可按下式进行:

$$F_c = \frac{1.3\gamma P}{i[\sigma]}$$

(10)

式中, $[\sigma]$ 为其许用应力。

机架的内框宽度为 $2A$, 高度为 $2L$, 设 $\nu = L/A$, ν 越大, 机架的长度越大, 宽度越小, 即所谓的长机架。 ν 越小, 机架的长度越小, 宽度越大, 即所谓的短机架。设立柱的宽厚比 $K_d = W/b$, 合理地选取 K_d 值, 可以使立柱的弯曲应力和挠度都限制在小的范围之内。

对于 ν 较大的机架, 随着 K_d 的增加, 其挠度大幅度地下降, 而弯曲应力只是很少地增加, 所以对于长机架主要矛盾是降低挠度, 故 K_d 应该取较大值。对于 ν 较小的机架, 随着 K_d 的减小, 其弯曲应力大幅度地下降, 而挠度只是很少地增加, 所以对于短机架主要矛盾是降低弯曲应力, 故 K_d 应该取较小值。 K_d 的建议值在 $0.4 \sim 1.0$ 之间。当 $\nu > 3$ 时, 机架为长机架, K_d 取大值, 当 $\nu \leq 3$ 时, 机架为短机架, K_d 取小值。

1.5 建模

半圆梁结构的材料一般选用 ZG35, 其抗拉强度和屈服强度分别为 500 MPa 和 270 MPa, 机身质量达 8 022 kg。本论文中的梁材料选用 TC11, 立柱的材料同样选用 TC11, 其抗拉强度和屈服强度分别为 1 110 MPa 和 1 014 MPa。机架的材料选型及重量统计如表 2 所示。TC11 材料机身质量为 1 950.76 kg, 相较于 ZG35, 下降了 75.7%。

表 2 机架材料选型与质量统计

Table 2 Material and mass of rack

Parts	Material mark	Mass/kg
Upper semicircle beam	TC11	649.66
Upright column	TC11	466.42
Lower semicircle beam	TC11	656.32
Carbon fiber layer	T700-12000	178.36
Total		1950.76

依据选用的材料及前面的计算结果,预应力碳纤维缠绕机架模型如图4所示。

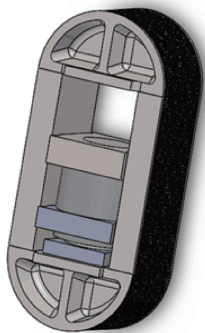


图4 预应力碳纤维缠绕机架模型

Fig. 4 Prestressed rack of carbon fiber winding

2 预应力碳纤维缠绕设计

碳纤维选日本东丽 T700SC-12000, 拉伸强度为 4 900 MPa, 拉伸模量为 230 GPa, 伸长率 $\delta \geq 2.1$, 细度为 800 g/km, 密度 $\rho = 1\ 800\text{ kg/m}^3$ 。故 T700SC-12000 碳纤维丝束的截面积如下:

$$f = \frac{0.8}{1\ 000 \times 1\ 800} = 0.444\text{ mm}^2 \quad (11)$$

2.1 变张力缠绕设计

为了使碳纤维丝束层的强度达到等强度设计, 充分发挥碳纤维丝束的强度潜力, 应采用变张力缠绕方式。碳纤维丝束的合成应力 σ 由预应力 σ_g 和工作载荷引起的应力 σ_p 叠加而成, 即 $\sigma = \sigma_g + \sigma_p$, σ_p 与缠绕方式无关, 仅与机架几何尺寸、载荷大小等有关。

预紧系数 $\eta = 1.2$ 。机架由两根立柱组成, 则一根立柱上的预紧力如下:

$$P_c = \frac{1}{2} \eta P = 15\text{ MN} \quad (12)$$

每层碳纤维丝束的根数 $m = 283.5/1.8 = 157.5 \approx 158$ 根, 其中立柱上用于缠绕碳纤维的槽的宽度为 283.5 mm, 每束碳纤维按 1.8 mm 宽度铺放。

$$C = \frac{E_w f}{E_c F_c} = 2.023 \times 10^{-5} \quad (13)$$

式中: E_w 和 f 分别为碳纤维丝束的弹性模量和截面积; E_c 和 F_c 分别为立柱的弹性模量和截面积。

设机架采用 A 型变张力缠绕, 即不考虑工作应力内外层的不均匀性, 总层数由下式确定:

$$Z_0 = \frac{4P_c}{m(-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC_1})} \quad (\text{取正值})$$

式中: $A = 2f = 0.888\text{ mm}^2$

$$B = 2CP_c - 2[\sigma]'f + CP = -752.15\text{ N}$$

$$C_1 = -2[\sigma]'P_c C = -1274490 \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right)^2$$

则总层数:

$$Z_0 = \frac{4P_c}{m(-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC_1})} = 126.21 \approx 126 \quad (14)$$

碳纤维丝束最内层半径 $R_1 = 540\text{ mm}$, 碳纤维丝束最外层半径 $R_2 = R_1 + \delta Z_0 = 570.88\text{ mm}$, 其中, δ 为碳纤维丝束的每层厚度。

$R_2/R_1 = 1.057$, $2L/R_1 = 2.78$, 由文献[3]图 6-12 得: $\zeta_1 = 1.013$, $\zeta_2 = 0.986$ 。

$\zeta_1 - \zeta_2 = 0.027 < 5\%$, 故机架确定采用 A 型变张力缠绕, 即考虑工作应力之平均值的变张力缠绕。

碳纤维最大应力为其许用应力 $[\sigma]'$, 考虑到加载的困难, 故碳纤维的许用应力取值偏小:

$$\sigma_{\max} = [\sigma] = 2\ 100\text{ MPa}$$

碳纤维预应力平均值:

$$\sigma_{\text{gcp}} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC_1}}{2A} = 1\ 694.18\text{ MPa} \quad (15)$$

碳纤维工作应力的平均值:

$$\sigma_{\text{pcp}} = [\sigma]' - \sigma_{\text{gcp}} = 405.82\text{ MPa} \quad (16)$$

2.2 缠绕初应力计算

缠绕过程中, 已缠绕碳纤维丝束的拉应力不断下降, 全部缠绕完毕后, 碳纤维丝束上实际存在的应力称为碳纤维丝束的预应力, 每一层缠绕时的初应力 σ_0 计算是缠绕设计中的重要一环。由于 σ_g 为常数, 由式 $\sigma_0 = \sigma_g \times \frac{1+mZ_0C}{1+mZC}$ 可计算 σ_0 的分布曲线, 式中, $\sigma_g = \sigma_{\text{gcp}} = 1\ 694.18\text{ MPa}$, $m = 158$, $C = 2.023 \times 10^{-5}$, $Z_0 = 126$, $Z = 1, 2, 3, \dots, 126$, 即

$$\begin{aligned} \sigma_0 &= \sigma_g \frac{1+mZ_0C}{1+mZC} \\ &= 1694.18 \frac{1.402739}{1+0.003196Z} \end{aligned} \quad (17)$$

$Z = 1, 2, 3, \dots, 126$ 。

变张力碳纤维缠绕的每层初始应力如表 3 所示, 本设计为变张力缠绕, 由内层向外层, 张力逐层递减, 以便更充分地发挥碳纤维的强度潜力。缠绕 1 至 41 层时的初应力会大于 2.1 节所述的碳纤维丝束的许用应力, 随着 126 层全部缠绕完毕, 各层碳纤维丝束的预应力会小于许用应力。

表 3 变张力碳纤维缠绕每层初始应力汇总表

Table 3 Initial tension of each carbon fiber layer for variable tension winding

No.	Tension/MPa	No.	Tension/MPa	No.	Tension/MPa	No.	Tension/MPa
1	2368.92	33	2149.76	65	1967.72	97	1814.10
2	2361.40	34	2143.56	66	1962.53	98	1809.68
3	2353.92	35	2137.40	67	1957.36	99	1805.29
4	2346.49	36	2131.28	68	1952.22	100	1800.92
5	2339.11	37	2125.18	69	1947.11	101	1796.57
6	2331.78	38	2119.13	70	1942.02	102	1792.24
7	2324.49	39	2113.11	71	1936.96	103	1787.93
8	2317.25	40	2107.12	72	1931.93	104	1783.64
9	2310.05	41	2101.16	73	1926.93	105	1779.37
10	2302.89	42	2095.24	74	1921.94	106	1775.12
11	2295.78	43	2089.35	75	1916.99	107	1770.90
12	2288.72	44	2083.50	76	1912.06	108	1766.69
13	2281.69	45	2077.68	77	1907.16	109	1762.50
14	2274.71	46	2071.89	78	1902.28	110	1758.33
15	2267.78	47	2066.13	79	1897.42	111	1754.18
16	2260.88	48	2060.41	80	1892.59	112	1750.06
17	2254.03	49	2054.72	81	1887.79	113	1745.95
18	2247.21	50	2049.05	82	1883.01	114	1741.86
19	2240.44	51	2043.42	83	1878.25	115	1737.79
20	2233.71	52	2037.82	84	1873.52	116	1733.73
21	2227.02	53	2032.25	85	1868.81	117	1729.70
22	2220.37	54	2026.71	86	1864.13	118	1725.69
23	2213.76	55	2021.20	87	1859.46	119	1721.69
24	2207.19	56	2015.73	88	1854.83	120	1717.71
25	2200.66	57	2010.28	89	1850.21	121	1713.76
26	2194.17	58	2004.86	90	1845.62	122	1709.81
27	2187.71	59	1999.47	91	1841.05	123	1705.89
28	2181.29	60	1994.10	92	1836.50	124	1701.99
29	2174.91	61	1988.77	93	1831.98	125	1698.10
30	2168.57	62	1983.46	94	1827.48	126	1694.23
31	2162.26	63	1978.19	95	1822.99		
32	2155.99	64	1972.94	96	1818.54		

2.3 缠绕工艺制度

预应力碳纤维缠绕机架可以采用先缠绕后固化的工艺制度。预浸过的碳纤维经由缠绕装置按照一定的缠绕规律，层层缠绕到被预紧件机架之上，缠绕成型完毕之后，将机架整体置于加热设备之中，或者出于简便考虑，可使用远红外加热设备对机架实施外部加热，最终达到固化的目的^[21-22]。

另外一种成型工艺是分层固化，即多次缠绕多次固化。具体的流程，先缠绕一定厚度的层数，就开始固化已缠绕的碳纤维层，在固化完成之后，继续进行下一个厚度层的缠绕，然后再固化，如此反复进行缠绕-固化的步骤，直至所有的碳纤维层缠绕完毕，并固化完毕。分层固化有以下的优点^[23]：(1)分层固化可以减少环向应力的峰值，因

为每一个分层可以理解成碳纤维缠绕到已有的薄壳之上又形成了一个新的薄壳，每层碳纤维的张力按计算的变张力缠绕中的数值来施加，相当于多个不同张力值的薄壳进行叠加，这样可以有效地减少环向应力的峰值。(2)分层固化可以提高碳纤维的初应力，通过计算好的各层应力值，还可以充分发挥预紧件碳纤维在强度方面的优势。(3)分层固化可以预防碳纤维的褶皱和松弛，由于及时的固化，固定了已经缠绕好的碳纤维的位置，还可以防止在接下来的缠绕中受到上一层树脂流动的影响。(4)分层固化可以保证树脂分布的均匀性，使得每一个固化层的树脂含量均匀，从而提高预紧件碳纤维层的成型质量。

综合以上几个方面的考虑，预应力碳纤维缠绕的工艺制度定为分层缠绕与固化。

3 有限元分析

半圆梁的有限元模型如图 5 所示。半圆梁预紧状态下的第一主应力分布图如图 6 所示，可以看出其最大应力为 417.8 MPa。

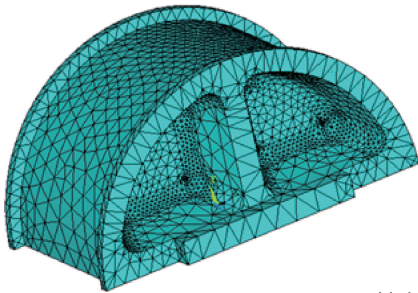


图 5 半圆梁的有限元模型

Fig. 5 Finite element model of semicircle beam

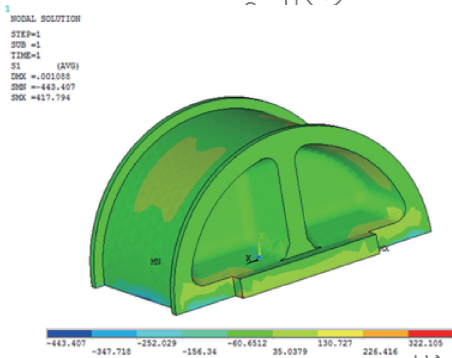


图 6 预紧状态下半圆梁的第一主应力

Fig. 6 First principal stress of semicircle beam in the condition of pre-tightening force

对立柱进行有限元分析，立柱的有限元模型如图 7 所示。立柱预紧状态下的等效应力分布如图 8 所示，可以看出其最大应力为 763.7 MPa。

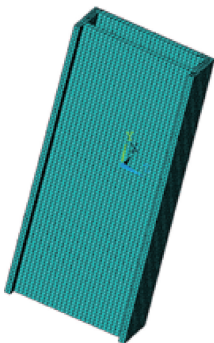


图 7 立柱的有限元模型

Fig. 7 Finite element model of upright column

预应力碳纤维缠绕机架有限元模型如图 9 所示。机架预紧状态下的等效应力分布如图 10 所示，可以看出其最大应力为 863.9 MPa。

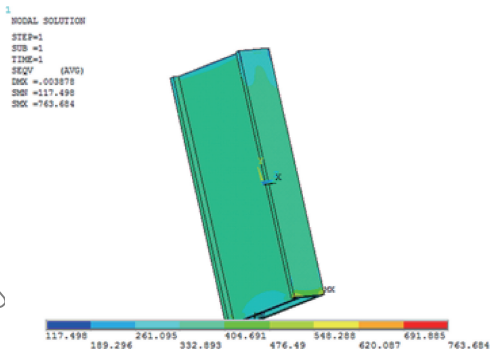


图 8 立柱在预紧状态下的等效应力

Fig. 8 Von Mises of upright column in the condition of pre-tightening force

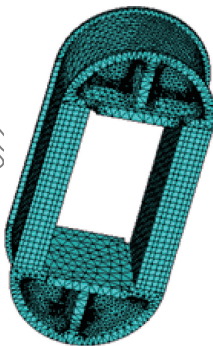


图 9 预应力碳纤维缠绕机架有限元模型

Fig. 9 Finite element model of the prestressed frame

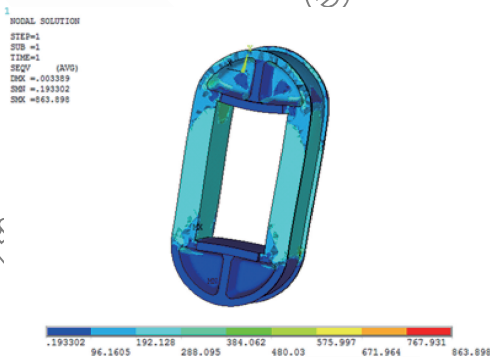


图 10 预应力碳纤维缠绕机架等效应力

Fig. 10 Von Mises of the prestressed frame

4 结 论

- (1) 使用碳纤维代替钢丝作为预紧件材料，使用钛合金框架代替铸钢作为被预紧件，全新的材料应用到了 25 MN 模锻压机机架的设计中。减重效果比较明显，机架的质量从 8 022 kg 下降到了 1 950.76 kg，下降了 75.7%。
- (2) 进行了变张力缠绕的设计，压机机架采用 A 型变张力缠绕，不考虑工作应力内外层的不均匀

性,计算了缠绕碳纤维的总层数及每层碳纤维缠绕的初应力,并针对缠绕设计的结果,制定了合理的缠绕工艺制度。最后对设计的模型进行了有限元分析。分析结果表明,预应力碳纤维缠绕压机机架的强度设计满足设计要求。机架在预紧状态下的最大应力为 863.9 MPa,相比较于 TC11 的屈服强度 1 014 MPa,安全裕度不是很大,但通过之后结合刚度与稳定性、及疲劳寿命的结构优化,还有较大的潜力可以挖掘。

参考文献:

- [1] 郭春华. 组合式机架用立柱、机架液压预紧装置[J]. 重型机械, 1987(12): 9-11.
GUO C H. Combined type frame with columns, frame hydraulic pre-tightening device[J]. Heavy Machinery, 1987(12): 9-11 (in Chinese).
- [2] 陈延杭. 锻造液压机立柱螺母的预紧[J]. 重型机械, 1978(5): 68-72.
CHEN Y H. Forging hydraulic press column nuts preloaded[J]. Heavy Machinery, 1978(5): 68-72 (in Chinese).
- [3] 颜永年, 俞新陆. 机械设计中的预应力结构[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.
YAN Y N, YU X L. The prestressed structure of mechanical design[M]. Beijing: China Machine Press, 1989 (in Chinese).
- [4] 杨辉. 80 MN 预应力钢丝缠绕自由锻液压压机机架设计与初步试验[D]. 北京: 清华大学, 2011.
YANG H. Design and preliminary test of 80 MN pre-stressed steel wire wound free forging hydraulic press frame[D]. Beijing: Tsinghua University, 2011 (in Chinese).
- [5] HAYNES M, JOHN W, BECK B T. Prestressing steel reinforcement wire bond index number[C]// Proceedings of the 2013 Joint Rail Conference. Knoxville: The American Society of Mechanical Engineers, 2013: V001T01A006.
- [6] HAYNES M, JOHN W, PETERMAN J. Prestressing steel reinforcement wire measurement protocol[C]// Proceedings of the 2014 Joint Rail Conference. Colorado: The American Society of Mechanical Engineers, 2014: V001T01A021.
- [7] ARNOLD L, PETERMAN J, BODAPATI B. Development of a standard bond test for indented prestressing wires[C]// Proceedings of the 2013 Joint Rail Conference. Knoxville: The American Society of Mechanical Engineers, 2013: V001T01A009.
- [8] BECK B T, PETERMAN J, WU J. Experimental investigation of the influence of surface contaminants on the transfer length of smooth and indented prestressing reinforcements used in the manufacture of concrete railroad ties[C]// Proceedings of the 2015 Joint Rail Conference. California: The American Society of Mechanical Engineers, 2015: V001T01A029.
- [9] CSENGE V, WOLF E, DERSCH S. Exploratio of alternatives for prestressed concrete monoblock crosstie design based on flexural capacity[C]// Proceedings of the 2015 Joint Rail Conference. California: The American Society of Mechanical Engineers, 2015: V001T01A015.
- [10] CATELLA N D, MAYVILLE R A. The effect of higher prestress on concrete railroad tie behavior[C]// Proceedings of the 2015 Joint Rail Conference. California: The American Society of Mechanical Engineers, 2015: V001T01A037.
- [11] ZHONG H, YANG M J. Effect of prestress on bridge-vehicle interactions[C]// Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Houston: The American Society of Mechanical Engineers, 2015: V009T12A038.
- [12] 张浩然. 250/60 MN 单牌坊双缠绕式钢管挤压机的研究[D]. 北京: 清华大学, 2009.
ZHANG H R. Research on 250/60 MN steel tube extrusion press with single frame & double wrapping structure[D]. Beijing: Tsinghua University, 2009 (in Chinese).
- [13] 袁宵. 预应力碳纤维缠绕制动鼓的研究[D]. 北京: 清华大学, 2012.
YUAN X. Research on the prestressed carbon fiber wound brake drum[D]. Beijing: Tsinghua University, 2012 (in Chinese).
- [14] LITTLEFIELD A G, HYLAND E J. 120 mm prestressed carbon fiber/thermoplastic overwrapped gun tubes[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2012, 134(4): 041008.
- [15] 林智琳, 韩俊明, 张磊, 等. 预应力钢丝缠绕机架内凹型梁的研究[J]. 锻压装备与制造技术, 2009, 44(5): 56-60.
LIN Z L, HAN J M, ZHANG L, et al. Study on the concave-shaped semicircular beam of pre-stressed steel wire-wound frame[J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2009, 44(5): 56-60 (in Chinese).
- [16] 孙彩丽. 20 MN 快锻液压机设计及整体工作性能分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2007.
SUN C L. Design and whole work performance analysis of 20 MN quick forging hydronic press[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2007 (in Chinese).
- [17] 冯邦恒, 曹起骧, 叶绍英, 等. 用光电扫描的云纹法测量缠绕压机的接触力[J]. 锻压机械, 1981(06): 24-34+9.
FENG B C, CAO Q X, YE S Y, et al. Measuring the contact force of the winding press by the moire method with photoelectric scanning[J]. Metal Forming Machinery, 1981(06): 24-34+9 (in Chinese).
- [18] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
CHENG D X. Machinerys handbook[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2002 (in Chinese).
- [19] 徐灏. 机械设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
XU H. Machinerys handbook[M]. Beijing: China Machine Press, 1991 (in Chinese).
- [20] 俞新陆. 液压机的设计与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
YU X L. Design and application of hydraulic press[M]. Beijing: China Machine Press, 2006 (in Chinese).
- [21] 苏峰, 于柏峰, 贺晶, 等. 纤维缠绕设备的创新和发展[J]. 纤维复合材料, 2008, 25(1): 49-51.
SU F, YU B F, HE J. Innovation and development of filament winding equipment[J]. Fiber Composites, 2008, 25(1): 49-51 (in Chinese).
- [22] 李默宇, 梁胜彪, 孟庆云, 等. 碳纤维湿法缠绕用高模量高韧性环氧树脂基体[J]. 玻璃钢/复合材料, 2009(2): 72-77.
LI M Y, LIANG S B, MENG Q Y. Toughness epoxy resin with high modulus for carbon fiber wet filament winding[J]. Fiber Reinforced Plastics/Composites, 2009(2): 72-77 (in Chinese).
- [23] 刘丹. 复合材料壳体热芯缠绕张力制度设计[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2013.
LIU D. Tension design of heated-mandrel winding for composite shell[D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2013 (in Chinese).