

小管径管翅式换热器气压胀接成形机理研究¹⁾

郑智跃 * 蒋占四 *,† 丁泽良 † 杜王芳 **,†† 李 凯 **,†† 陈 雪 *,†,2)

* (桂林电子科技大学机电工程学院, 广西桂林 541004)

† (珠海华星智能技术有限公司, 广东珠海 519000)

** (中国科学院力学研究所微重力重点实验室, 北京 100190)

†† (中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049)

摘要 管翅式换热器是制冷行业中最常用的换热器形式, 其换热管的胀接性能决定了换热器的传热性能。本文提出了管翅式换热器的三维流-固耦合模型, 采用单向流固耦合瞬态数值模拟方法, 对小管径管翅式换热器的流体和固体域的流动和变形特征开展了数值研究。计算结果表明: 根据换热管和翅片的胀接成形要求和胀后管径要求, 气压胀接压力的合理范围为 $P = 12.5 \text{ MPa}$, 与理论公式推导值一致。根据管翅应力随时间变化的规律可知, 换热管接头处应力远大于其屈服极限 66 MPa , 翅片接头处应力刚好略大于其屈服极限 132 MPa , 满足胀接成形要求。胀后的换热管直径随着压力的增加其管径增大, 换热管的径向位移在水平方向较小, 垂直方向较大, 其最大和最小位移差约为 0.03 mm 。探究了管翅间残余接触压力随胀接压力的变化, 残余接触压力随胀接压力的变化可分为三个阶段。结果表明当胀接压力使得翅片内孔发生屈服后, 继续增大胀接压力会导致胀接不完全。最后研究了保压时间的影响, 结果表明保压时间的增加对胀接效果并没有明显影响。相关结果可为工程实际中小管径管翅式换热器气压胀接工艺提供理论指导。

关键词 小管径管翅式换热器, 流固耦合, 气压胀接

中图分类号: TH49, TH131 文献标识码: A doi: 10.6052/0459-1879-22-482

INVESTIGATION ON PNEUMATIC EXPANSION FORMING MECHANISM OF SMALL FIN-TUBE HEAT EXCHANGER¹⁾

Zheng Zhiyue * Jiang Zhansi *,† Ding Zeliang † Du Wangfang **,†† Li Kai **,†† Chen Xue *,†,2)

* (School of Mechanical and Electrical Engineering, Guilin University of Electronic Technology, Guilin 541004, Guangxi, China)

† (Zhuhai Huaxing Intelligent Technology Company, Zhuhai 519000, Guangdong, China)

** (CAS Key Laboratory of Microgravity, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

†† (School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract The fin-tube heat exchanger is common in the refrigeration industry. The expansion forming mechanism of the heat tube is of significant importance for refrigeration equipment, which determines its mechanical property and heat transfer performance. In this paper, a three-dimensional fluid-solid coupling model of the tube-fin heat exchanger is proposed. By using a unidirectional fluid-solid coupling transient method, the flow behaviors and deformation

2022-10-11 收稿, 2022-11-14 录用, 2022-11-15 网络版发表。

1) 国家自然科学基金(12162011), 广西科技厅中央引导地方专项(桂科ZY20198017), 第七届青年人才托举工程项目(2021QNRC001), 珠海市科技局产学研项目(ZH22017001210104PWC) 和珠海市社会发展领域科技计划(ZH22036201210146PWC)资助。

2) 陈雪, 副教授, 主要研究方向: 多相流界面现象与传热传质. E-mail: chenxue@guet.edu.cn

引用格式: 郑智跃, 蒋占四, 丁泽良, 杜王芳, 李凯, 陈雪. 小管径管翅式换热器气压胀接成形机理研究. 力学学报, 2023, 55(2): 554-563

Zheng Zhiyue, Jiang Zhansi, Ding Zeliang, Du Wangfang, Li Kai, Chen Xue. Investigation on pneumatic expansion forming mechanism of small fin-tube heat exchanger. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2023, 55(2): 554-563

characteristics of the fluid and solid domains are numerically studied. Results show that the reasonable range of pneumatic expansion pressure is verified to be $P = 12.5$ MPa, which is consistent with the value derived from the theoretical equations. According to the variations of tube and fin stresses with time, the tube stresses at different fin-tube joints are greater than their yield limit of 66 MPa, and the fin stresses at different fin-tube joints are slightly greater than their yield limit of 132 MPa, which agree with the requirements of expansion forming process. After expansion, the average tube diameter increases with the pressure increases. The radial displacement of the heat exchanger tube is smaller in the horizontal direction and larger in the vertical direction, and the difference between maximum and minimum displacement is about 0.03 mm. The variation of the residual contact pressure with different expansion pressures was investigated, which exhibits three stages. When $P < 11$ MPa, the residual contact pressure increases with the expansion pressure. If $11 < P < 12.5$, the residual contact pressure decreases with the increase of expansion pressure. While $P > 12.5$ MPa, the residual contact pressure stabilizes at 0.7 MPa. The numerical results indicate that when the expansion pressure makes the inner hole of the fin yield, increasing the expansion pressure will lead to incomplete expansion. Finally, the effect of holding time is studied, which shows that changing the holding time has little effect on the expansion quality. The relevant results provide theoretical guidance for the actual engineering of the small fin-tube heat exchanger in the pneumatic expansion process.

Key words small fin-tube heat exchanger, fluid-solid coupling, pneumatic expansion

引言

管翅式换热器是制冷行业中最常用的换热器形式,由换热管与翅片组成,通过胀接成形工艺使换热管与翅片贴合实现换热^[1-2],因此胀接质量决定了换热器的传热性能。目前,较为常用的胀接工艺有机械胀接、液压胀接和气压胀接^[3-5]。机械胀接采用机械胀头挤压换热管内壁使其发生弹塑性变形,内径扩增,使管翅间形成过盈配合^[6]。该方式具有连接紧密的优点,但刚性胀接会导致机械损伤,出现管径不均匀、胀后翅片扭曲歪斜等现象,降低换热器的换热效率^[7]。液压胀接是通过液压工质对换热管内壁进行“加压—保压—卸压”,使管翅间形成过盈配合的一种柔性胀接方式^[8],具有胀接质量高的优点。但由于液压工质与换热器工质不同,因此需反复清洗、烘干管壁,增加生产过程的工艺工序。近期有学者提出一种利用气体高压代替液体进行胀接的新方法——气压胀接^[9],可解决传统液压胀接工艺的劣势,提高生产效率,是目前针对小型化管翅换热器的一种极具应用前景的胀接方式。

随着空调制冷行业技术的不断发展,对空调换热能力的要求日益提升,在胀接工艺的成形质量方面的研究有了很大的进展^[10-12]。国内外学者采用理论、数值和实验等方法,研究了胀接压力、胀管质量、残余接触应力、拉脱力、压脱力等参数对胀接工艺的影响,为胀接工艺在工程领域的应用和推广

提供了技术指导。

在理论研究方面,为了确定气压胀接技术所需的胀接压力,Krips 等^[13]提出了单管等效套筒理论,根据 Mises 屈服准则和 Lame 公式推导了换热器胀接压力的理论值,比 Goodier 等^[14]提出的管板无限大假设下计算得到的胀接压力误差更小。陈刚等^[15]考虑了胀接长度与材料变刚的影响,在胀接压力理论公式中引入了系数 β ,使得计算结果与实验结果更吻合。颜惠庚等^[16-17]基于理想弹塑性理论,提出了计算胀接压力的新方法,推导了残余接触压力和摩擦系数的计算公式,结果表明残余接触压力与胀接压力成正比。早期的研究由于忽略了材料应力-应变特性,导致胀接压力的理论计算与实验测量的值差别较大。王海峰等^[18]考虑材料的强化特性和管板几何尺寸等影响,采用材料幂强化模型计算了各阶段胀接压力和残余接触压力,发现材料应变强化会对胀管残余接触压力有明显影响。Huang 等^[19]采用一般强化模型描述胀接过程的应力-应变特性,分析了材料和间隙的应变硬化效应,与理想弹塑性模型和线性应变硬化模型相比,该模型的计算结果与非线性有限元数值模拟更为接近。但由于参数复杂且难以确定,很难直接运用到工程应用中。基于此,洪瑛等^[20]提出了双线性简化模型,计算得到的胀接压力与一般强化模型的计算结果趋于一致,在工程中应用广泛。

在数值模拟方面,为探究胀接压力对残余接触压力和胀接成形质量的影响,段明德等^[21]建立弹塑性参数化几何模型,采用控制变量法对液压胀接工艺进行可靠性分析,数值结果表明残余等效应力和残余接触应力均与胀接压力呈正相关。Allam等^[22]通过数值与实验方法,探究了残余接触压力与管板摩擦系数之间的关系。邹小清^[23]研究了保压时间与残余接触压力之间的关系,在胀接压力为270 MPa,保压时间为6 s时,胀后残余接触压力最大。Abdulaziz^[24]采用二维轴对称模型模拟了管板间机械-液压混合胀接过程,结果表明混合胀接成形质量比单一胀接质量更好。对于气压胀接工艺,目前国内这方面的研究较少,张泉达等^[25]通过理论公式计算胀接压力范围,选取范围内合适压力模拟了换热器胀接过程,结果表明胀紧度随着胀接压力的增大而增大,与实验结果相吻合。

在实验研究方面,张鹏^[26]采用机械胀接方式对管翅式换热器的换热管进行胀接,通过测量换热器胀后剖面尺寸发现在相邻换热翅片之间依然存有微小间隙,影响换热效率。韩俊杰^[27]通过自主研发的液压胀接装置对9.52 mm空调换热器进行胀接,实验得到了有效胀接压力范围为9.5~10.5 MPa,其中最佳胀接压力为10 MPa。李贤章等^[28]对管径为7 mm的空调换热器开展胀接实验,在胀接压力为11~14 MPa时,试验件的胀接效果较好。姜靖宇等^[29]设计了5 mm小管径液压胀接实验装置,对空调换热器胀后管翅接触状态、变形程度进行观测,发现在胀接压力为16~18 MPa时,换热器的管翅胀接效果良好。

随着我国“碳达峰、碳中和”战略的实施,开发高能效、小体积、低成本的换热器是当前制冷行业的主要研究方向。目前行业中常用的换热器的换热管直径为Φ9.52 mm。据调研,当管径缩减到5 mm,其换热系数可提高10%,制冷液注入量可减少25%,成本可节约50%以上,将极大地提高换热器工作性能和降低生产成本^[30]。由于管径的减小,换热器的胀接工艺变得尤为关键,换热钢管与翅片是否充分接触决定了换热器的工作性能。而传统的机械胀管工艺的极限胀管管径为5 mm,不能满足目前行业内更小管径的技术要求,已成为制约换热器管径进一步变小的核心瓶颈。因此本文针对管径为5 mm的管翅式换热器,提出采用气压胀接方法,实现面向未来

高能效、小体积、少耗材的先进胀接工艺技术的革新。本文将基于气压胀接的理论公式确定胀接压力的取值范围,构建管翅式换热器的三维流-固耦合简化模型,采用单向流固耦合瞬态计算方法,研究了小管径管翅式换热器气压胀接成形机理。分析了胀接压力、管翅应力、胀后管径、残余接触压力和保压时间对胀接成形的影响,给小管径管翅式换热器的气压胀接工艺提供理论指导。

1 气压胀接成形机理

小管径管翅式换热器的气压胀接成形原理,如图1所示。假设换热管和翅片均为塑性变形材料,胀接过程可分为三个阶段。第一阶段:将折弯后换热管的两个进口端固定,利用气压源给换热管加压,高压气体从U型换热管两端口同时进入,换热管管径扩张。第二阶段:随着胀接压力的持续增大,换热管和翅片先后发生形变,间隙消除,翅片内壁发生塑性变形。第三阶段:当胀接压力达到预设值,保压一段时间并泄压,翅片发生不完全回弹,产生残余接触应力,使翅片与换热管外壁紧密胀接。

根据弹塑性理论,气压胀接所需压力可近似采用液压胀接理论公式计算。假设换热管与翅片刚好消除管翅间隙,此时所需压力为最小胀接压力 $P_{i\min}$,其表达式为

$$P_{i\min} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{st} \ln K_t \right) / (1 - 2c) \quad (1)$$

$$c = \frac{1}{K_t^2(1-\mu_t) + 1 + \mu_t + \frac{E_t(K_t^2 - 1)}{E_s(K_s^2 - 1)} [1 - \mu_s + K_s^2(1 + \mu_s)]} \quad (2)$$

其中, σ_{st} 为换热管的屈服强度。 $K_t = r_{to}/r_{ti}$, 为换热管外径 r_{to} 和内径 r_{ti} 之比, $K_s = r_{so}/r_{si}$, 为翅片翻边孔外

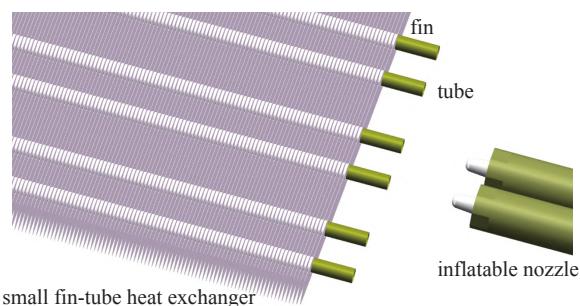


图1 气压胀接成形原理图

Fig. 1 Schematic diagram of pneumatic expansion forming

径 r_{so} 和内径 r_{si} 之比, μ_t 为换热管的泊松比, μ_s 为翅片的泊松比, E_t 和 E_s 分别为换热管和翅片的弹性模量。若翅片孔内表面刚好发生屈服, 此时的胀接压力为最佳胀接压力 P_{isy} , 其表达式为

$$P_{isy} = \frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_{st}\ln K_t + \frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_{ss}\left(1 - \frac{1}{K_s^2}\right) \quad (3)$$

式中, σ_{ss} 为翅片的屈服强度。因此, 数值中施加的胀接压力 P 理论上应在 $P_{imin} < P < P_{isy}$ 范围内。

2 气压胀接数值模拟

2.1 物理模型

由于气压胀接成形过程中 U 型管一侧的管径是工程应用中最容易出现尺寸偏离的部位, 因此计算中取靠近换热器 U 型侧的换热管和翅片进行三维流-固耦合建模, 其简化模型如图 2 所示。换热管总长 24.8 mm, U 端最大半径 12.25 mm, 最小半径 7.25 mm, 换热管内径 2.3 mm, 外径 2.5 mm。设置了三个翅片, 分别位于 A1-A2, B1-B2, C1-C2 截面, 初始间距 1.25 mm, 翅片长 50 mm, 宽 11.6 mm, 厚度 0.1 mm, 翅片翻边长度 1.45 mm, 翅片孔距 19.5 mm, 翅片孔内径 2.55 mm, 外径 2.65 mm。换热管内部工质为空气, 管翅间初始间隙 0.1 mm。

换热器各部分材料的力学性能参数如表 1 所示。

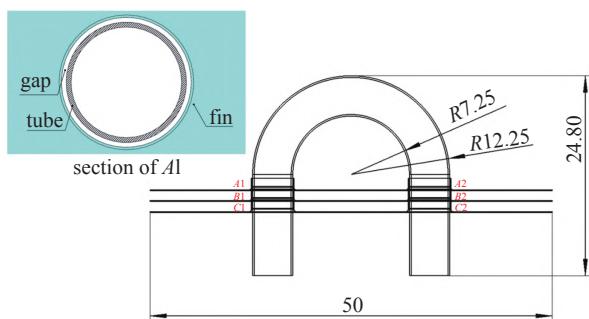


图 2 换热器的数值计算模型

Fig. 2 Numerical model of fin-tube heat exchanger

表 1 换热器的力学性能参数

Table 1 Mechanical properties of heat exchangers

Parts	Density $\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Elastic modulus E/GPa	Poisson's ratio μ	Yield strength σ/MPa
fin	2780	68	0.33	132
tube	8916	127	0.33	66

2.2 控制方程和边界条件

在气压胀接过程由于换热管形变较小, 模型中忽略固体变形对流体运动的影响^[31-33]。采用单向流固耦合瞬态计算模型, 首先计算换热管中流体域的流动, 提取得到作用在固体管壁的力, 将压力代入固体域中计算形变和位移。

在流体域计算中, 假定流体为不可压缩流体, 控制方程如下

$$\nabla \cdot \mathbf{v}_l = 0 \quad (4)$$

$$\rho_l \left(\frac{\partial \mathbf{v}_l}{\partial t} + \mathbf{v}_l \cdot \nabla \mathbf{v}_l \right) = -\nabla p_l + \mu_l \nabla^2 \mathbf{v}_l + \mathbf{F}_l \quad (5)$$

式中, \mathbf{v}_l 为流体运动速度, ρ_l 为流体密度, p_l 是流体压力, μ_l 是流体动力学黏性系数, \mathbf{F}_l 是体积力。

湍流模型选择标准 $k-\epsilon$ 模型。固体域的控制方程为

$$\rho_s \ddot{\mathbf{d}}_s = \nabla \sigma_s + \mathbf{f}_s \quad (6)$$

式中, ρ_s 为固体密度, $\ddot{\mathbf{d}}_s$ 为加速度矢量, σ_s 为柯西应力张量, \mathbf{f}_s 为体积力矢量。

流固耦合交界面处, 流体域和固体域满足守恒方程

$$\left. \begin{array}{l} \tau_l \cdot \mathbf{n}_l = \tau_s \cdot \mathbf{n}_s \\ d_l = d_s \end{array} \right\} \quad (7)$$

式中, τ_l, τ_s 为流体与固体的应力, $\mathbf{n}_l, \mathbf{n}_s$ 为流体与固体的单位方向向量, d_l, d_s 为流体与固体的位移。

边界条件中, 流体域换热管壁面为无滑移边界, 两 U 型端口均为压力进口。施加载荷: 0~0.1 s 胀接压力从 0 MPa 上升至设定的胀接压力 P , 保压 15 s, 而后卸压, 胀接压力在 0.1 s 内下降至 0。固体域中换热管与翅片间的接触方式为 Frictional, 摩擦因子为 0.2, 换热管与翅片孔端面限制 X, Y, Z 方向的移动。初始时流体域换热管内压力为 0, 流体静止速度为 0。固体域初始应力 0, 初始位移为 0。

利用 Solidworks 软件进行三维建模, 导入 ANSYS Workbench 的 Design Modeler 模块抽取换热管流体域。采用 ICEM 绘制六面体结构化网格, 近壁区适当细化(图 3), 共计 162 000 个单元, 166 701 个节点。进而通过 ANSYS Fluent 进行瞬态流场分析。固体域中采用 ANSYS Mesh 绘制六面体结构化网格, 共 26 826 个单元, 125 148 个节点。利用

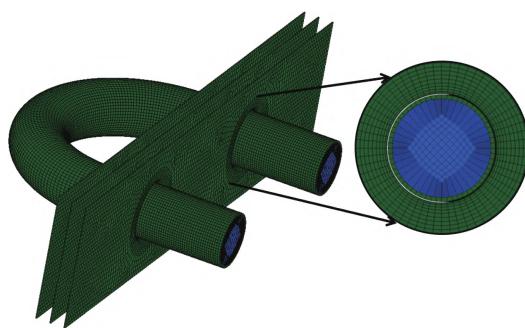


图3 流体与固体域网格划分
Fig. 3 Meshing of fluid and solid domains

Transient Structural 对固体域进行形变和位移的计算。通过 System Couple 对模型进行单向流固耦合迭代计算。压力-速度耦合方程的求解采用 SIMPLE 算法。控制方程中的非定常项采用一阶隐式求解, 对流项采用二阶迎风格式, 扩散项采用 Least Squares Cell Based 格式, 压力离散采用 Standard 算法, 湍流脉动能量和动能耗散率均选用一阶迎风格式。时间步长为 0.001 s, 计算时间为 15.2 s, 所有项残差收敛范围 1.0×10^{-3} 。

3 模型验证

3.1 网格无关性

换热器经气压胀接成形后换热管的直径是重要的指标。为了验证网格无关性, 选用换热管的径向位移进行分析。表 2 显示了胀接接头 A1 处径向位移随网格数量的变化和相对误差计算结果。从表中可以看出, 随着网格数量增大, 换热管径向位移的变化逐渐减小, 并趋于收敛; 当网格数增加到 18.88 万以上, 继续增加网格数对计算结果影响不大, 其相对误差小于 1%。综合考虑计算效率和精度, 在后续计算的模型中, 最小单元尺寸选为 3.45×10^{-5} m, 网格数选为 188 826 进行数值模拟。

表2 网格无关性分析
Table 2 Grid independent analysis

Minimum unit size/m	Grid number	Radial displacement/mm	Relative error/%
6.27×10^{-5}	112 753	0.104	26.76
4.04×10^{-5}	159 665	0.125	11.97
3.45×10^{-5}	188 826	0.141	0.7
2.30×10^{-5}	289 856	0.142	—

3.2 区域无关性

本文在模型简化中只计算了包含 3 个翅片的换热器模型, 但实际工程应用中翅片数大于 100 片。为了验证模型简化的合理性, 分别计算了包含 1 片、3 片和 5 片翅片模型中换热管的形变量。取相同气压工况下, 管翅接头 A1, B1 和 C1 处的直径平均尺寸, 计算相对误差, 如表 3 所示。计算结果表明, 1 翅片模型因约束度较少, 因此管翅接头位置胀后直径偏大, 换热管其他位置无翅片约束, 因此胀后管径较大。3 翅片模型与 5 翅片模型的计算结果相比, 其相对误差小于 1%。综合考虑计算效率和精度, 选 3 翅片模型作为后续研究模型。

表3 区域无关性分析

Table 3 Regional independent analysis

Number of fins	A1	B1	C1	Average diameter/mm	Relative error/%
1	5.411	5.816	6.054	5.76	10.05
3	5.275	5.159	5.245	5.226	0.15
5	5.281	5.165	5.256	5.234	—

3.3 模拟有效性

为了验证模拟的有效性, 对比了文献中管径为 7 mm 的换热器在胀接压力 $P = 8, 8.5, 8.75$ MPa 下的胀后管径变化情况, 如图 4 所示。文献 [25] 中气压胀接的实验结果表明: 胀后平均管径在 7.2 ~ 7.26 mm 之间, 且胀后管径随着胀接气压增大而增大。图中数值模拟结果也表明具有同样的增长趋势, 胀后平均直径的数值解与实验中测量值的相对误差

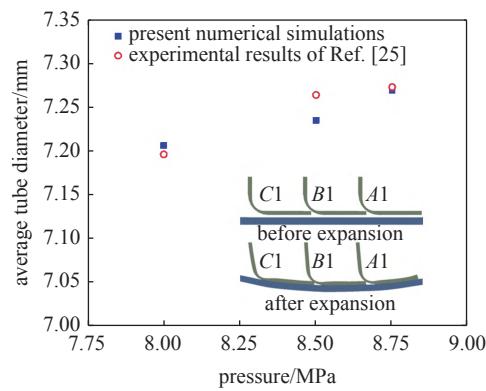


图4 胀接压力 8 ~ 8.75 MPa 下胀后平均管径的数值结果与文献实验结果比较

Fig. 4 Comparison of numerical simulations and experimental results of average tube diameter under expansion pressures from 8 to 8.75 MPa

均小于1%, 证明了采用单向流固耦合瞬态计算模型模拟气压胀接是有效的.

其次, 从图中右下角换热器胀接前后管翅之间的接触情况可知, 换热器在胀接之前, 换热管与翅片之间存有明显间隙, 在完成胀接之后, 换热管与翅片形成过盈配合, 换热管外壁面与翅片孔内壁面紧密贴合. 符合换热器胀接成形工艺要求, 再次验证了数值计算结果的可行性.

4 结果分析与讨论

4.1 胀接压力

根据式(1)~式(3), 将材料属性和换热器尺寸代入, 计算得到胀接压力 P 的理论范围为: 7.7~12.2 MPa. 为了确定数值计算中所施加的胀接压力的大小, 数值计算了胀接压力7 MPa到13 MPa工况下, 换热管和翅片的接头应力. 结果表明: 胀接压力 $P=12.5$ MPa时, 换热管的接头处应力远大于其屈服极限66 MPa, 翅片接头处应力刚好略大于其屈服极限132 MPa, 满足胀接成形要求. 数值结果与理论结果有很好的一致性, 进一步验证数值计算模型的可靠性.

其次, 从胀后管径的要求角度, 确定所需施加的胀接压力大小. 根据制冷行业胀接工艺要求, 5 mm管径管翅式换热管最佳胀后管径应在5.27~5.30 mm之间. 数值分析了胀接压力 $P=12, 12.25, 12.5, 12.75$ 和13 MPa下, 换热管管翅接头在A1, B1, C1三个位置的胀后平均直径, 如图5所示. 从图中可以看出, 随着胀接压力的增加, 管翅接头处的胀后平均管径呈线性增加. 对应胀后管径要求范围, 胀接

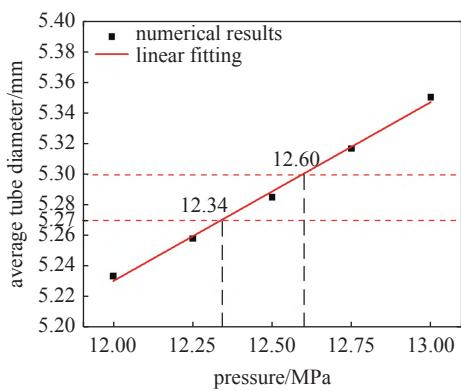


图5 不同胀接气压下6个管翅接头的胀后平均管径

Fig. 5 Average tube diameter of the six fin-tube joints under different pressures

压力在12.34~12.6 MPa之间更为接近行业标准. 因此, 在后续的数值研究中胀接压力选取 $P=12.5$ MPa进行分析.

4.2 管翅应力

在换热器的气压胀接成形过程中, 换热管与铝箔翅片将会先后发生弹性变形和塑性变形. 为了分析换热器管翅间的应力变化, 分别给出了换热管和翅片的应力随时间的变化及其应力分布规律.

图6给出了胀接压力为12.5 MPa时, 不同管翅接头处换热管应力随时间的变化规律. 可以看出, 在加压过程中, 换热管胀接处应力随着外部压力升高而升高, 在 $t=0.1$ s后, 由于胀接气压达到预设值, 换热管应力达到峰值. 在保压过程中, 换热管胀接头应力经微小波动后趋于平稳并保持不变. 在卸压过程, 换热管应力快速下降, 随后出现应力回升现象, 原因是翅片仅发生轻微塑性变形, 卸载后回弹量大于换热管的回弹量, 从而形成过盈配合, 给换热管外壁再次施加了胀紧力, 使应力回升. 此外, 不同胀接接头A1, B1, C1处的换热管应力分为102.2 MPa, 89 MPa和96.9 MPa, 远大于其屈服极限66 MPa, 说明换热管接头处已经发生完全的塑性变形, 与理论分析结果相符.

图6中的云图显示了在 $t=15$ s时换热管的应力分布. 结果表明: 换热管应力分布均匀且对称, 在管翅接头位置形成了清晰胀痕, 胀接效果良好. 换热管U端位置应力最大为223.78 MPa, 因此在换热管的胀接工艺中, 应重点考虑换热管弯曲接头处所受的应力, 避免应力集中.

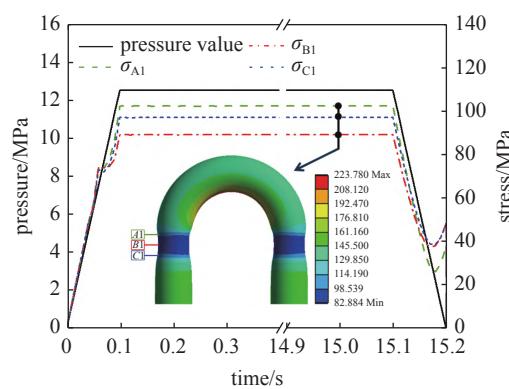


图6 $P=12.5$ MPa时, 不同管翅接头处换热管应力随时间的变化规律. 云图显示 $t=15$ s时, 换热管的应力分布

Fig. 6 Variations of tube stresses with time at different fin-tube joints under $P=12.5$ MPa. The colormap shows the stress distribution of heat exchange tube at $t=15$ s

图7给出了胀接压力为12.5 MPa时,不同管翅接头处翅片的应力随时间的变化规律。在加压过程中, $t=0.05$ s内翅片并没有应力表现,说明此时管翅尚未接触。当管翅接触之后,翅片内孔内壁面应力迅速增加至峰值,刚好略大于其屈服极限132 MPa,在这个过程中翅片孔仅发生轻微塑性变形。在保压过程中,翅片应力经微小波动后趋于平稳并保持不变。在卸压过程,翅片应力呈线性下降至73 MPa。此外,不同胀接接头A1, B1, C1处的翅片应力变化规律基本相同,说明在胀接过程中翅片受力较为均匀,胀接成形效果较为良好。

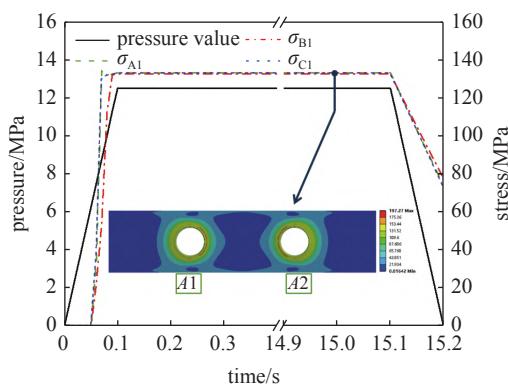


图7 $P=12.5$ MPa时,不同管翅接头处翅片的应力随时间的变化规律。云图显示 $t=15$ s时,A1-A2截面翅片的应力分布

Fig. 7 Variations of fin stresses with time at different fin-tube joints under $P=12.5$ MPa. The colormap shows the stress distribution of heat exchange fin of A1-A2 cross-section at $t=15$ s

图7中的云图显示了 $t=15$ s时,A1-A2截面翅片的应力分布。从图中可知,翅片左右两端应力分布对称,胀接成形效果较好。应力主要集中在翅片孔附近,最大值在换热管与翅片接触的领口位置,为197.27 MPa,其他区域应力表现较小。因此在实际胀接工艺过程中,应重点考虑翅片孔领口位置所受的应力,避免应力集中。

4.3 胀后管径

换热管胀后径向位移的均匀性是评判换热器胀接效果是否良好的重要标准。图8给出了换热管A1截面在不同胀接压力下的径向位移,沿换热管周向方向每隔30°取点进行统计。在胀接压力为12~13 MPa,换热管A1截面的径向位移在水平方向较小,垂直方向最大,呈对称分布,这是因为在水平方向上的翅片宽度远大于垂直方向的翅片宽度。当胀接压力为12.5 MPa时,其最大径向位移与最小径向位移差值小于0.03 mm。其次,随着胀接压力的增大,

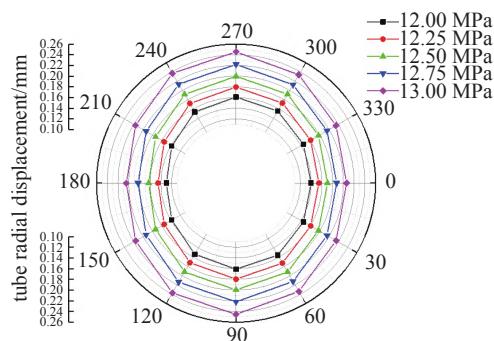


图8 换热管A1截面在不同胀接气压下沿圆周方向的胀后径向位移

Fig. 8 Radial displacement of heat exchanger tube at cross-section of A1 along circumferential direction under different pressures

换热管周向不同位置的胀后径向管径均有增加。在水平轴上,位移值从0.13 mm增加至0.21 mm。在垂直轴上,位移值从0.16 mm增加至0.25 mm。

图9给出了胀接压力在12~13 MPa下,换热管6个接头位置管径的平均值。从图中可以看出,换热管U型两侧胀后管径差异较小,这表明胀接后换热管U型两侧变形量较为均匀,符合生产工艺要求。A1和A2处,胀后平均管径在不同胀接压力下从5.29 mm变化到5.44 mm;B1和B2处,胀后平均管径在不同胀接压力下为5.17~5.26 mm;C1和C2处,胀后平均管径在5.25~5.35 mm之间。其次,胀后平均管径 $A1 > B1 > C1$,这是因为A1处靠近U端,由于两端进气,气流对冲使压力变大,因此形变最大。对于B1位置,前后都有翅片限制换热管的径向位移,因此形变最小。C1位置靠近进气口,受压力影响较大且受翅片限制较小,因此形变量较大。

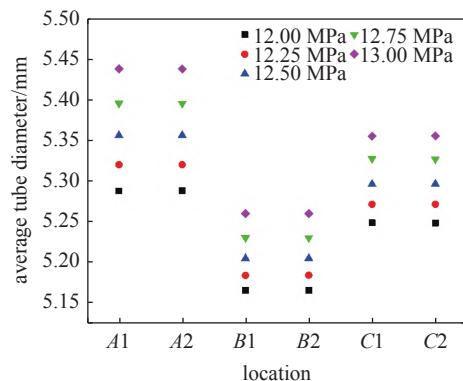


图9 不同胀接压力下不同换热管接头位置的胀后平均管径

Fig. 9 Average tube diameter of each heat exchanger tube joints under different pressures

4.4 残余接触压力

在胀管工艺中,残余接触压力是衡量换热器胀

接质量和可靠性的重要参数, 残余接触压力的大小决定了胀接部位的强度与胀紧特性。图 10 给出了管翅胀后残余接触压力随胀接压力的变化。从图中可以发现, 第一阶段当胀接压力 $P < 11 \text{ MPa}$, 翅片仅发生弹性形变, 翅片孔内壁面应力小于其屈服极限, 由于胀接后弹性恢复大, 管翅残余接触压力会随着胀接压力增大而增大。第二阶段当胀接压力使得翅片内孔应力靠近其屈服极限时, 即 $11 \text{ MPa} < P < 12.5 \text{ MPa}$, 由于屈服极限附近的弹性恢复量减小, 因此管翅残余接触压力随胀接压力增大而减小。第三阶段当翅片发生屈服后, 即 $P > 12.5 \text{ MPa}$, 由于屈服后回弹量较小, 使得管翅间残余接触压力缓慢减少, 最终稳定在 0.7 MPa 附近。虽然提高胀接压力可以获得更大的胀后管径, 但过大的胀接压力反而会使得残余接触压力变小, 导致胀接不完全。

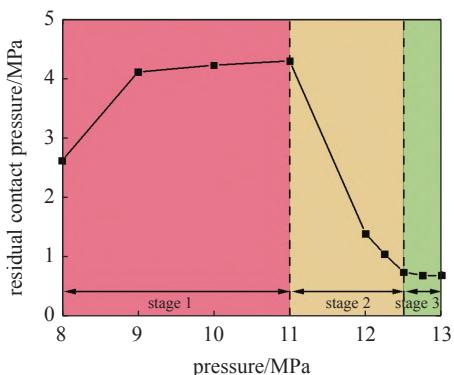


图 10 残余接触压力随胀接压力的变化

Fig. 10 Variation of the residual contact pressure with different expansion pressures

4.5 保压时间

在换热器胀接工艺中, 保压时间的选取尤为关键, 可有效提升胀接工艺的效率, 缩短胀接工艺周期。图 11 给出了胀接压力为 12 MPa , 保压时间分别为 $t = 1, 5, 10$ 和 15 s 时, 换热管 $A1$ 截面的径向位移。从图 11 中可以发现, 在数值模拟中改变保压时间对换热管胀后径向位移影响较小, 说明胀接过程在很短的时间就可以完成并达到稳定, 长时间的保压时间对胀接效果并没有太大提升。因此在数值模拟中可以缩短保压时间从而缩短计算周期, 提高计算效率。

图 12 给出了胀接压力在 12 MPa 下, 保压时间 $t = 1, 5, 10$ 和 15 s 时, 换热管 $A1$ 处保压时的换热管应力和管翅胀后残余接触压力。从图中可以发现, 在数值模拟中当胀接压力保持不变, 改变保压时间,

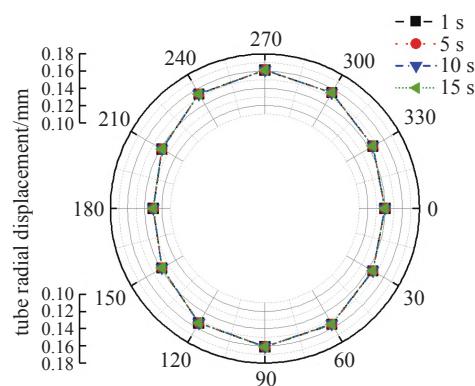
图 11 换热管 $A1$ 截面在不同保压时间下的胀后径向位移

Fig. 11 Radial displacement of heat exchanger tube at cross-section of $A1$ under different holding time

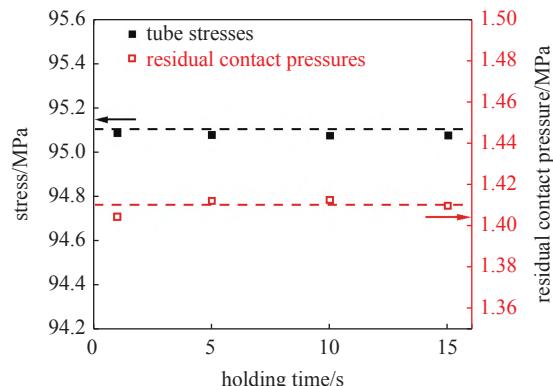
图 12 不同保压时间下 $A1$ 截面的换热管应力和残余接触压力

Fig. 12 Variations of tube stresses and residual contact pressure with different holding times at cross-section of $A1$

$A1$ 处保压过程中换热管应力约为 95.1 MPa , 管翅残余接触压力约为 1.41 MPa , 基本保持不变。同样说明了仅改变保压时间, 对胀接效果并没有明显影响。

5 结论

随着我国“碳达峰、碳中和”战略的实施, 开发高能效、小体积、低成本的换热器是当前制冷行业的主要研究方向。管翅式换热器是制冷行业中常用的换热器形式, 其换热管的胀接性能决定了换热器的传热性能。目前行业中常用的换热器的换热管直径为 $\Phi 9.52 \text{ mm}$, 采用机械胀接工艺, 容易造成两器翅片间距不一、内螺纹损伤、钢管收缩等质量问题。且机械胀管工艺的极限胀管管径为 5 mm 不能满足目前行业内更小管径的技术要求, 已成为制约换热器管径进一步变小的核心瓶颈。本课题针对管径为 5 mm 的管翅式换热器, 提出采用气压胀接工艺, 实现面向未来高能效、小体积、少耗材的先进

胀接工艺技术的革新.

本文采用数值模拟方法对小管径管翅式换热器的流体和固体域的流动和变形特征进行了研究. 构建换热器的三维流-固耦合简化模型, 采用单向流固耦合瞬态计算, 将换热管中流体域作用在固体管壁的力代入固体域中计算形变和位移, 得到胀接压力、管翅应力、胀后管径、残余接触压力和保压时间对胀接成形的影响. 数值结果表明: 根据换热管和翅片的胀接成形和胀后管径要求, 验证了胀接压力的最优值为 $P = 12.5 \text{ MPa}$, 与理论公式推导结论一致. 根据管翅应力随时间变化的规律可知, 换热管接头处应力远大于其屈服极限 66 MPa , 翅片接头处应力刚好略大于其屈服极限 132 MPa , 满足胀接成形要求. 换热管胀后管径随着胀接压力的增加而增大, 换热管的径向位移在水平方向较小, 垂直方向较大, 其最大和最小位移差约为 0.03 mm . 随后探究了管翅间残余接触压力随胀接压力的变化, 残余接触压力随胀接压力的变化可分为三个阶段. 当 $P < 11 \text{ MPa}$, 残余接触压力随着胀接压力增大而增大; 当 $11 \text{ MPa} < P < 12.5 \text{ MPa}$, 残余接触压力随胀接压力增大而减小; 当 $P > 12.5 \text{ MPa}$, 残余接触压力稳定在 0.7 MPa . 说明当胀接压力使得翅片内孔发生屈服后, 继续增大胀接压力会导致胀接不完全. 最后研究了保压时间的影响, 结果表明保压时间的增加对胀接效果并没有明显影响.

本文相关结论揭示了小管径管翅式换热器气压胀接的成形机理, 相关结果可为小管径管翅式换热器气压胀接工艺提供理论指导和技术支持.

参 考 文 献

- 蒋祥荣, 李凯, 李大永等. 含支撑板结构的管-翅式换热器胀接工艺仿真. 塑性工程学报, 2015, 22(4): 93-98 (Jiang Xiangrong, Li Kai, Li Dayong, et al. Finite element analysis of expand-joint forming of fin-tube heat exchanger with support planes. *Journal of Plasticity Engineering*, 2015, 22(4): 93-98 (in Chinese))
- 王相兵, 张响, 陈辉等. 胀接成形工艺对管翅式换热器结构性能的影响. 塑性工程学报, 2016, 23(4): 61-68 (Wang Xiangbing, Zhang Xiang, Chen Hui, et al. Effects of expand joint forming on structure performance of fin-tube heat exchanger. *Journal of Plasticity Engineering*, 2016, 23(4): 61-68 (in Chinese))
- Akisanya AR, Khan FU, Deans WF, et al. Cold hydraulic expansion of oil well tubulars. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2011, 88(11-12): 465-472
- 陈景爱, 李东涛, 袁耀刚等. 管壳式换热器机械胀接可靠性评价方法研究. 日用电器, 2022, 65(1): 84-88 (Chen Jingai, Li Dongtao, Yuan Yaogang, et al. Study on reliability evaluation method for mechanical expansion connection of shell and tube heat exchanger. *Electrical Appliances*, 2022, 65(1): 84-88 (in Chinese))
- Han HM, Yang LF, Jiang JY, et al. Experimental investigations of expansion strength of hydraulic expansion joints interconnecting tube and fins heat exchanger. *Metals*, 2022, 12(4): 641
- 王立辉, 李伟. 管子管板机械胀接工艺改进. 压力容器, 2019, 36(10): 67-70 (Wang Lihui, Li Wei. Improvement of tube-to-tube-sheet mechanical expansion process. *Pressure Vessel*, 2019, 36(10): 67-70 (in Chinese))
- 朱波. 小管径 φ5 管翅式换热器穿片、胀管、焊接工艺难题及解决方法. 家电科技, 2017, 37(11): 86-88 (Zhu Bo. The problem and solution about the craft of wear piece, expanding tube and welding on large fin heat exchanger in φ5 heat exchanger. *Journal of Appliance Science and Technology*, 2017, 37(11): 86-88 (in Chinese))
- 刁兵兵, 周骥平, 曹进等. 液压胀接技术在管翅式油冷却器生产中的应用研究. 机械设计与制造工程, 2016, 45(8): 91-94 (Diao Bingbing, Zhou Jiping, Cao Jin, et al. Application research on the hydraulic expansion technology in the production of tube fin oil cooler. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2016, 45(8): 91-94 (in Chinese))
- 刘雪涛, 宋忠义, 杨庆勇等. 管翅式换热器气压胀接铜管与密封圈拉脱力研究. 机床与液压, 2022, 50(17): 71-76 (Liu Xuetao, Song Zhongyi, Yang Qingyong, et al. Research on pull-off force of air-expanded copper tube and sealing ring in tube-fin heat exchanger. *Machine Tool & Hydraulics*, 2022, 50(17): 71-76 (in Chinese))
- 杨标. 管壳式热交换器机械胀接工艺设计. 制冷与空调, 2021, 21(3): 46-48 (Yang Biao. Design of mechanical expansion process for shell and tube heat exchanger. *Refrigeration and Air-Conditioning*, 2021, 21(3): 46-48 (in Chinese))
- 贾甲, 李灵, 钟志锋等. 管翅式换热器胀接参数对换热器性能的影响. 低温与超导, 2018, 46(3): 64-68 (Jia Jia, Li Jiong, Zhong Zhifeng, et al. Effect of expanding parameter on the performance of fin and tube heat exchanger. *Cryogenics & Superconductivity*, 2018, 46(3): 64-68 (in Chinese))
- 夏琴香, 李志伟, 龙晓斌等. 空调翅片胀接过程翘曲变形及相关参数研究. 华南理工大学学报(自然科学版), 2016, 44(2): 33-39 (Xia Qinxiang, Li Zhiwei, Long Xiaobin, et al. Investigation into warpage deformation and corresponding parameters in expanding-jointing process of air conditioner fin. *Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition)*, 2016, 44(2): 33-39 (in Chinese))
- Krips H, Podhorsky M. Hydraulic expansion — A new procedure for fastening tubes. *VGB Kraftwerkstechnik*, 1976, 56(7): 456-464
- Goodier JN, Sehoessow GJ. The holding power and hydraulic tightness of expanded tube joints: analysis of the stress and deformation. *Trans. ASME*, 1943, 65(5): 489-496
- 陈刚, 李伟, 王秀丽. 用于管板连接的液压胀管的研究与应用. 氯碱工业, 2001, 37(3): 40-45 (Chen Gang, Li Wei, Wang Xiuli. Study and application of hydraulic expansion tube for the joint of tube-plate. *Chlor-Alkali Industry*, 2001, 37(3): 40-45 (in Chinese))
- 颜惠庚, 张炳生, 葛乐通等. 换热器的液压胀管研究(一) — 胀接压力的确定. 压力容器, 1996, 13(2): 126-130 (Yan Huigeng, Zhang Bingsheng, Ge Letong, et al. Research on hydraulically expanding of heat exchangers (1) — determination of the expanding pressure. *Pressure Vessel*, 1996, 13(2): 126-130 (in Chinese))
- 颜惠庚, 张炳生, 葛乐通等. 换热器的液压胀接研究(二) — 残余接触压力与摩擦系数. 压力容器, 1996, 13(2): 39-43 (Yan Huigeng, Zhang Bingsheng, Ge Letong, et al. Research on hydraulically expanding of heat exchangers (2) — residual contact pressure and friction coefficient. *Pressure Vessel*, 1996, 13(2): 39-43 (in Chinese))

- geng, Zhang Bingsheng, Ge Letong, et al. Research on hydraulically expanding of heat exchangers (2) — the residual contact pressure and friction coefficient. *Pressure Vessel*, 1996, 13(2): 39-43 (in Chinese))
- 18 王海峰, 桑芝富. 幕强化材料的液压胀管残余接触压力理论解. 石油机械, 2007, 35(11): 24-28 (Wang Haifeng, Sang Zhifu. Theoretical solution of residual contact pressure for hydraulic expansion of power-reinforced materials. *China Petroleum Machinery*, 2007, 35(11): 24-28 (in Chinese))
- 19 Huang XP, Xie T. Modeling hydraulically expanded tube-to-tubeshell joint based on general stress-strain curves of tube and tube-sheet materials. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2011, 133(3): 031205
- 20 洪瑛, 王学生, 陈琴珠等. 液压胀管理论计算中材料模型的双线性简化. 机械设计与研究, 2018, 34(1): 199-202 (Hong Ying, Wang Xuesheng, Chen qinzhu, et al. Bilinear simplification of material model in theoretical calculation of hydraulic expansion. *Machine Design & Research*, 2018, 34(1): 199-202 (in Chinese))
- 21 段明德, 盛青志, 张壮雅等. 换热管与管板胀接顺序对换热器胀接质量的影响. 机械设计与制造, 2021, 59(9): 255-260 (Duan Mingde, Sheng Qingzhi, Zhang Zhuangya, et al. Influence of expansion order of heat exchanger tube and tube plate on expansion joint quality of heat exchanger. *Machinery Design & Manufacture*, 2021, 59(9): 255-260 (in Chinese))
- 22 Allam M, Bazergui A. Axial strength of tube-to-tubesheet joints: finite element and experimental evaluations. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2002, 124(1): 22
- 23 邹小清. 蒸汽发生器管子管板液压胀保压时间数值模拟. 压力容器, 2010, 27(9): 26-30 (Zou Xiaoqing. Numerical simulation of pressure maintain of hydraulically expanded tube-to-tubesheet joints in steam generator. *Pressure Vessel*, 2010, 27(9): 26-30 (in Chinese))
- 24 Alaboodi AS. Finite element study of the hybrid expansion of tube-to-tubesheet joints. *Thin-Walled Structures*, 2019, 137: 347-352
- 25 张泉达, 郎利辉, 吴磊. 铜管与翅片气压胀接工艺研究. 压力容器, 2015, 32(9): 11-18 (Zhang Quanda, Lang Lihui, Wu Lei. Research on gas pressure expanding of copper pipe and radiator-fin. *Pressure Vessel*, 2015, 32(9): 11-18 (in Chinese))
- 26 张鹏. 空调管翅式换热器成形工艺的仿真研究. [硕士论文]. 上海: 上海交通大学, 2008 (Zhang Peng. Research on simulation of air-conditioning fin-tube heat exchanger forming. [Master Thesis]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2008 (in Chinese))
- 27 韩俊杰. 液压胀接技术在空调换热管和翅片胀接上的应用. [硕士论文]. 桂林: 桂林电子科技大学, 2019 (Han Junjie. Application of hydraulic expansion technology in air conditioning heat exchange tube and fin exchange. [Master Thesis]. Guilin: Guilin University of Electronic Technology, 2019 (in Chinese))
- 28 李贤章, 杨连发, 陈占斌等. 基于硬密封方式的空调换热器液压胀接实验装置的设计与开发. 机械设计与研究, 2021, 37(3): 191-197 (Li Xianzhang, Yang Lianfa, Chen Zhanbin, et al. Design and development on hydraulic expansion device of air-conditioner's heat exchanger based on hard-seal. *Machine Design and Research*, 2021, 37(3): 191-197 (in Chinese))
- 29 姜靖宇, 杨连发, 李贤章等. 小管径换热管与翅片液压胀接试验装置的设计与开发. 机械设计与研, 2020, 36(3): 195-203 (Jiang Jingyu, Yang Lianfa, Li Xianzhang, et al. Design and development on hydraulic expansion device of small diameter copper tube and fin in air heat exchangers. *Machine Design and Research*, 2020, 36(3): 195-203 (in Chinese))
- 30 丁国良, 吴国明, 刘挺. 制冷空调换热器的研究进展(一) — 小管径翅片管换热器. 家电科技, 2019, 39(4): 40-45 (Ding Guoliang, Wu Guoming, Liu Ting. Development of heat exchanger for refrigeration and air-conditioning (1) — fin and tube heat exchangers using small diameter tubes. *Journal of Appliance Science and Technology*, 2019, 39(4): 40-45 (in Chinese))
- 31 Gu X, Wang G, Zhang QX, et al. Fluid-structure interaction analysis of heat exchanger with torsional flow in the shell side. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2022, 36(1): 479-489
- 32 Huang PW, Cao F, Rao WF. Numerical simulation and experimental verification of the front air intake system of heavy trucks based on fluid-solid coupling and discrete phase models. *Alexandria Engineering Journal*, 2022, 61(12): 11993-12003
- 33 Yang KG, Gao DL. Numerical simulation of hydraulic fracturing process with consideration of fluid–solid interaction in shale rock. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2022, 102: 104580