



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 114993079 A

(43) 申请公布日 2022. 09. 02

(21) 申请号 202210492203.1

G06F 30/17 (2020.01)

(22) 申请日 2022.05.07

(71) 申请人 哈尔滨工业大学

地址 150001 黑龙江省哈尔滨市南岗区西
大直街92号

(72) 发明人 齐宏 余智强 林鹏 于喜奎
吴建泽 任亚涛 何明键 高包海

(74) 专利代理机构 哈尔滨华夏松花江知识产权
代理有限公司 23213

专利代理师 高志光

(51) Int. Cl.

F28D 9/00 (2006.01)

F28F 3/08 (2006.01)

F28F 9/12 (2006.01)

G06F 30/20 (2020.01)

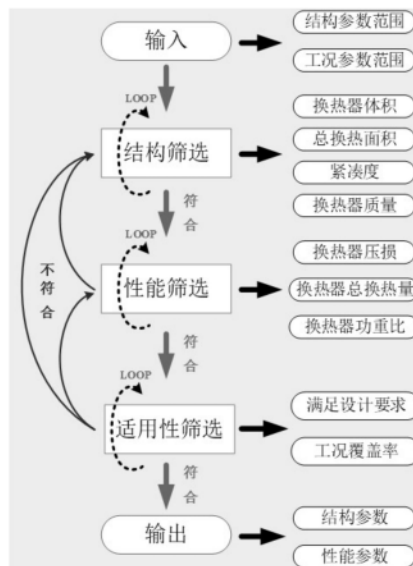
权利要求书4页 说明书11页 附图11页

(54) 发明名称

一种印刷板式微通道换热器的设计方法及微通道换热器

(57) 摘要

一种印刷板式微通道换热器的设计方法及微通道换热器,属于换热器技术领域。为了解决现有的微通道换热器的设计方法没有形成统一的设计流程,对于不同应用场景和换热需求常常采用定制化的设计,经过大量的仿真分析、结构改进从而获得性能相对较好换热器结构,此类换热器的生产工艺复杂、制造成本高,复杂的设计流程往往需要付出很多的试错成本的问题。本发明提供了一种印刷板式微通道换热器的设计方法,并通过此方法设计了一套微通道换热器,适用于不同应用场景和换热需求的换热器的设计,简化了设计流程,避免了定制化的换热器在设计过程中反复选型付出的试错成本,一定程度上提高了设计效率。本发明主要用于微通道换热器的设计与利用换热器换热。



1. 一种适用于印刷板式微通道换热器的设计方法,其特征在于:具体设计步骤如下:

步骤1,结构筛选:基于换热器整体尺寸约束范围和内部通道的尺寸约束范围,针对预设设计换热器进行体积、总换热面积、紧凑度以及换热器质量进行筛选,在几何约束的尺寸范围内采用寻优方法进行循环搜索,将满足上述设立条件的结构作为“有效结构I”输出;

步骤2,性能筛选:基于数学模型,对满足结构要求的“有效结构I”进行传热特性与流动特性的计算,将同时满足结构要求和性能要求的结构作为“有效结构II”输出;

步骤3,适用性筛选:根据换热器实际应用过程中冷、热两侧工质的流量范围、温度范围、压力范围建立一个全工况组合,然后基于传热特性计算模型和流动特性的计算模型对“有效结构II”开展全工况下综合性能的计算;以性能设计要求为筛选条件,建立能够覆盖全部研究范围的不同运行工况参数组合,并逐一进行计算,筛选出在全工况参数组合条件下,综合性能满足设计要求的参数组合数量最多的“有效结构II”作为最终结构。

2. 根据权利要求1所述的一种适用于印刷板式微通道换热器的设计方法,其特征在于:所述步骤2中,“有效结构I”的传热特性通过以下计算获得:

基于Nusselt数获得对流换热系数h,计算过程如下:

$$h_c = \frac{k_{fc} \overline{Nu}_{\sqrt{A},c}}{\sqrt{A}_{h,c}}, \quad h_h = \frac{k_{fh} \overline{Nu}_{\sqrt{A},h}}{\sqrt{A}_{h,h}}$$

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A}} = \left[\overline{Nu}_{\sqrt{A},Lam}^{m_c} + \left(\frac{\psi}{\overline{Nu}_{\sqrt{A},Lam}^2} + \frac{1}{\overline{Nu}_{\sqrt{A},Tur}^2} \right)^{-m_c/2} \right]^{1/m_c}$$

$$\psi = \exp \left[-\frac{(Re_{\sqrt{A},Critical} - Re_{\sqrt{A}})^2}{B^2} \right], \quad 890 < Re_{\sqrt{A},Critical} < 248800, \quad 0.7 < Pr < 78$$

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A},Lam} = \left\{ \left[C_4 \frac{f(Pr)}{\sqrt{L_{th,\sqrt{A}}^*}} \right]^m + \left[C_2 C_3 \left(\frac{f Re_{\sqrt{A}}}{L_{th,\sqrt{A}}^*} \right)^{1/3} \right]^5 + \left[C_1 \left(\frac{f Re_{\sqrt{A}}}{8\sqrt{\pi} \varepsilon^\gamma} \right)^5 \right]^{m/5} \right\}^{1/m}$$

$$m = 2.27 + 1.65 Pr^{1/3}, \quad 0.1 < Pr < \infty, \quad Re_{\sqrt{A}} < 2037$$

$$\overline{Nu}_{\sqrt{A},Tur} = TC \frac{K_{td} \tau_{\sqrt{A},Tur}^* \left(1 - \frac{886}{Re_{\sqrt{A}}} \right) Pr}{1 + \frac{2.495}{\log_{10} \left(\frac{6.115}{Re_{\sqrt{A}}} \right)} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad \tau_{\sqrt{A},Tur}^* = \frac{f Re_{\sqrt{A},Tur}}{2}, \quad K_{td} = 1 + \left(\frac{1.12\sqrt{A}}{L} \right)^{2/3}$$

$$f Re_{\sqrt{A},Tur} = \left[3.6 \log_{10} \left(\frac{6.115}{Re_{\sqrt{A}}} \right) \right]^2 Re_{\sqrt{A}}$$

式中, $\overline{Nu}_{\sqrt{A}}$ 表示以截面积的平方根为特征尺寸的Nusselt数, $Re_{\sqrt{A}}$ 表示以截面积的平方根为特征尺寸的Reynolds数, Pr表示Prandtl数, $C_1 \sim C_4$ 表示关联式系数, m_c 、B和

$Re_{\sqrt{A}, \text{Critical}}$ 分别为16、425和1700; $U_{\sqrt{A}, T}$ 表示无量纲平均壁面剪应力, K_{td} 表示修正系数, TC 表示热修正系数; $L_{th, \sqrt{A}}^*$ 表示以截面面积的平方根为特征尺寸的量纲热长度, ε 表示通道宽高比, γ 表示形状因子; 下标s表示固体侧, f表示流体侧, \sqrt{A} 表示以截面积的平方根为特征尺寸, 下标Lam、Tur分别表示层流;

根据对流换热系数h计算总传热系数UA, 计算过程如下:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_{total,c}} + \frac{a}{k_s A_{wall}} + \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_{total,h}}$$

$$\eta_{o,c} = 1 - \frac{A_{fin,c}}{A_{total,c}} (1 - \eta_{fin,c}), \quad \eta_{o,h} = 1 - \frac{A_{fin,h}}{A_{total,h}} (1 - \eta_{fin,h})$$

式中, η_o 表示翅片组热效率, η_{fin} 为翅片效率; h表示对流换热系数; A表示换热总面积; k表示材料导热系数; a表示通道间格栅厚度; 下标total表示全部, fin表示翅片部分, s表示固体侧, wall表示壁面;

基于对数平均温度获得换热器的总换热量q, 计算过程如下:

$$q = UA \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}, \quad C_{min} = \min(C_c, C_h)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q_c}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{q_h}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c}, \quad C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$$

式中, q表示总换热量; ΔT_{LMTD} 表示对数平均温度; UA表示换热器总传热系数; C为换热工质的热容量; ε 表示换热器效能, NTU表示换热单元; T表示温度; m表示质量流量; c_p 表示定压比热容; C表示热侧换热工质的热容量; 下标h、c分别表示热侧与冷侧, in表示入口侧。

3. 根据权利要求2所述的一种适用于印刷板式微通道换热器的设计方法, 其特征在于: 所述步骤2中, “有效结构I”的流动特性的计算公式如下:

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{core} + \Delta p_{contraction} + \Delta p_{expansion} + \Delta p_{header}$$

$$= \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right) \left[\frac{\rho_{in} \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \left(4f \frac{L}{D_h} + \zeta_{angle} \right) + 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 + K_c) + \frac{\rho_{in} (1 - \sigma^2 - K_c)}{\rho_{out}} + \left(\zeta_{expansion} + \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \zeta_{contraction} \right)}{\rho_{out}} \right]$$

式中, G表示换热器微通道内质量速度; ρ 表示工质密度; L表示通道长度; D_h 表示通道当量直径; ζ_{angle} 表示折管内局部阻力系数; σ 表示芯部自由通流面积和迎风面积之比; K_c 和 K_e 表示收缩段和扩展段几何结构的函数; $\zeta_{expansion}$ 表示局部压力损失系数; $\zeta_{contraction}$ 表示局部压力损失系数。

4. 一种基于权利要求3所述的设计方法设计的适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器, 其特征在于: 包括两片换热盖板(1)、多片冷流换热芯板(2)、多片热流换热芯板(3)、四个连接封头(4)和四个连接法兰(5), 所述的换热盖板(1)、冷流换热芯板(2)和热流换热

芯板(3)的板片形状和尺寸相同,多片冷流换热芯板(2)和多片热流换热芯板(3)纵向交叠排列在两片换热盖板(1)之间并与两片换热盖板(1)形成对流换热板组,所述的对流换热板组包括冷流换热通道与热流换热通道,所述的四个连接封头(4)分别连接在对流换热板组的两对对角处,处于其中一对对角处的两个连接封头(4)分别和冷流换热通道相通,处于另一对对角处的两个连接封头(4)分别与热流换热通道相通,所述的冷流换热通道与热流换热通道对流换热达到换热目的,每个连接封头(4)通过一个连接法兰(5)与相应的管道进行连接。

5. 根据权利要求4所述的一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,其特征在于:所述的冷流换热芯板(2)的上表面布置有多条并排等间距设置的冷流微槽道(2-1)并形成冷流微槽道组,所述的冷流换热芯板(2)上的冷流微槽道组与其相邻的上板片的下表面形成冷流换热通道;所述的冷流换热通道的两端端口分别与冷流换热芯板(2)的两端端部平齐;所述的热流换热芯板(3)的上表面布置有多条并排等间距设置的热流微槽道(3-1)并形成热流微槽道组,所述的热流换热芯板(3)上的热流微槽道组与其相邻的上板片的下表面形成热流换热通道;所述的热流换热通道的两端端口处分别与热流换热芯板(3)的两端端部平齐;所述的冷流换热芯板(2)上的冷流微槽道组与热流换热芯板(3)上的热流微槽道组呈轴对称布置;所述的冷流换热通道和热流换热通道的重叠部分为纺锤形。

6. 根据权利要求5所述的一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,其特征在于:所述的冷流微槽道组和热流微槽道组整体呈Z字形布置,所述的冷流微槽道组和热流微槽道组均包括中间重叠段(9)、两段转折过渡段(10)、两段分流段(8)、一段入口段(11)和一段出口段(12),所述的入口段(11)的工质出口端与其中一段转折过渡段(10)的工质入口端相连通,所述的其中一段转折过渡段(10)的工质出口端与其中一段分流段(8)的工质入口端相连通,所述的其中一段分流段(8)的工质出口端与中间重叠段(9)的工质入口端相连通,所述的中间重叠段(9)的工质出口端与另一段转折过渡段(10)的工质入口端相连通,所述的另一段转折过渡段(10)的工质出口端与另一段分流段(8)的工质入口端相连通,所述的另一段分流段(8)的工质出口端与出口段(12)的工质入口端相连通;所述的每段分流段(8)与中间重叠段(9)之间呈钝角设置;

7. 根据权利要求6所述的一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,其特征在于:所述的冷流微槽道组和热流微槽道组中的中间重叠段(9)、两段分流段(8)、一段入口段(11)和一段出口段(12)均为直线型槽道,所述的转折过渡段(10)包括轴对称布置的转折段一(10-1)和转折段二(10-2),所述的转折段一(10-1)的一端端口与中间重叠段(9)的一端端口相通,转折段一(10-1)的另一端端口与转折段二(10-2)的一端端口相通,转折段二(10-2)的另一端端口与分流段(8)的一端端口相通,所述的转折段一(10-1)与转折段二(10-2)的连接点为转折段一(10-1)和转折段二(10-2)的中轴线;所述的转折段一(10-1)的槽道延伸方向与中间重叠段(9)的槽道延伸方向相同,转折段二(10-2)的槽道延伸方向与分流段(8)的槽道延伸方向相同;所述的转折段一(10-1)和转折段二(10-2)均为直线型槽道。

8. 根据权利要求6所述的一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,其特征在于:所述的冷流微槽道组和热流微槽道组中的中间重叠段(9)和两段分流段(8)均为正弦型槽道,所述的入口段(11)和出口段(12)均为直线型槽道;所述的转折过渡段(10)包括轴对

称布置的转折段一(10-1)和转折段二(10-2),所述的转折段一(10-1)的一端端口与中间重叠段(9)的一端端口相通,转折段一(10-1)的另一端端口与转折段二(10-2)的一端端口相通,转折段二(10-2)的另一端端口与分流段(8)的一端端口相通,所述的转折段一(10-1)与转折段二(10-2)的连接点为转折段一(10-1)和转折段二(10-2)的中轴线;所述的转折段一(10-1)的槽道延伸方向与中间重叠段(9)的槽道延伸方向相同,转折段二(10-2)的槽道延伸方向与分流段(8)的槽道延伸方向相同;所述的转折段一(10-1)和转折段二(10-2)均为直线型槽道。

9. 根据权利要求7或8所述的一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,其特征在于:所述的冷流换热芯板(2)和热流换热芯板(3)为轴对称布置的哑铃形换热芯板,所述的哑铃形换热芯板包括长方形板片(6)和两张六边形板片(7),所述的两张六边形板片(7)相对设置在长方形板片(6)的两端,并与长方形板片(6)一体制成;所述的冷流微槽道组和热流微槽道组中的中间重叠段(9)处于长方形板片(6)上,所述的其中一段分流段(8)、其中一段转折过渡段(10)和一段入口段(11)处于其中一张六边形板片(7)上,另一段分流段(8)、另一段转折过渡段(10)和出口段(12)处于另一张六边形板片(7)上。

10. 根据权利要求9所述的一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,其特征在于:所述的连接封头(4)与对流换热板组的连接端为正方形端口,连接封头(4)与连接法兰(5)的连接端为圆形端口,所述的连接封头(4)由圆形端口采用渐扩式过渡至正方形端口;所述的连接封头(4)内壁的四个顶角处均采用倒角设计。

一种印刷板式微通道换热器的设计方法及微通道换热器

技术领域

[0001] 本发明属于换热器技术领域,尤其涉及一种印刷板式微通道换热器的设计方法及微通道换热器。

背景技术

[0002] 印刷板式微通道换热器(PCHE)主要应用于能源动力、化工、电力机械、航空航天等多个领域广泛应用,其具有传热效率高、结构紧凑、适应性强等特点。

[0003] 印刷板式微通道换热器(PCHE),目前是一种高效的、紧凑型新型热交换器。主要换热元件为换热板片,通过化学刻蚀等方法在金属板材上加工出微槽道,将冷侧换热板片与热侧换热板片交叠排列在一起形成多层金属板结构,再通过真空扩散焊接等方式将所有板片组合在一起形成印刷板式微通道换热器(PCHE),冷流体与热流体通过板片进行热量的交换,实现高效换热。

[0004] 印刷板式微通道换热器(PCHE)内部的流动与换热特性受到“微尺度效应”的影响,传统的计算方法变得不再适用,使得适用于常规换热器的设计方法无法用于印刷板式微通道换热器(PCHE)的结构设计。目前,对于印刷板式微通道换热器(PCHE)的设计并没有形成统一的设计流程和设计方法,对于不同应用场景和换热需求常常采用定制化的设计,经过大量的仿真分析、结构改进从而获得性能相对较好换热器结构,此类换热器的生产工艺复杂、制造成本高,复杂的设计流程往往需要付出很多的试错成本。基于此,本发明提出了一种印刷板式微通道换热器(PCHE)结构核芯设计方法,基于此设计方法给出了一种适用于高温高压换热环境的典型印刷板式微通道换热器(PCHE)整体结构和换热板片结构,适用于冷热侧均为液体的换热工质。

发明内容

[0005] 本发明需要解决的技术问题是:现有的微通道换热器的设计方法没有形成统一的设计流程,对于不同应用场景和换热需求常常采用定制化的设计,经过大量的仿真分析、结构改进从而获得性能相对较好换热器结构,此类换热器的生产工艺复杂、制造成本高,复杂的设计流程往往需要付出很多的试错成本;进而提出一种印刷板式微通道换热器的设计方法及微通道换热器。

[0006] 本发明为解决上述技术问题采用的技术方案是:

[0007] 一种适用于印刷板式微通道换热器的设计方法,具体设计步骤如下:

[0008] 步骤1,结构筛选:基于换热器整体尺寸约束范围和内部通道的尺寸约束范围,针对预设计换热器进行体积、总换热面积、紧凑度以及换热器质量进行筛选,在几何约束的尺寸范围内采用寻优方法进行循环搜索,将满足上述设立条件的结构作为“有效结构I”输出;

[0009] 步骤2,性能筛选:基于数学模型,对满足结构要求的“有效结构I”进行传热特性与流动特性的计算,将同时满足结构要求和性能要求的结构作为“有效结构II”输出;

[0010] 步骤3,适用性筛选:根据换热器实际应用过程中冷、热两侧工质的流量范围、温度

范围、压力范围建立一个全工况组合,然后基于传热特性计算模型和流动特性的计算模型对“有效结构Ⅱ”开展全工况下综合性能的计算;以性能设计要求为筛选条件,建立能够覆盖全部研究范围的不同运行工况参数组合,并逐一进行计算,筛选出在全工况参数组合条件下,综合性能满足设计要求的参数组合数量最多的“有效结构Ⅱ”作为最终结构。

[0011] 一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,包括两片换热盖板、多片冷流换热芯板、多片热流换热芯板、四个连接封头和四个连接法兰,所述的换热盖板、冷流换热芯板和热流换热芯板的板片形状和尺寸相同,多片冷流换热芯板和多片热流换热芯板纵向交叠排列在两片换热盖板之间并与两片换热盖板形成对流换热板组,所述的对流换热板组包括冷流换热通道与热流换热通道,所述的四个连接封头分别连接在对流换热板组的两对对角处,处于其中一对对角处的两个连接封头分别和冷流换热通道相通,处于另一对对角处的两个连接封头分别与热流换热通道相通,所述的冷流换热通道与热流换热通道对流换热达到换热目的,每个连接封头通过一个连接法兰与相应的管道进行连接。

[0012] 本发明与现有技术相比产生的有益效果是:

[0013] 1、本发明提供了一种印刷板式微通道换热器的设计方法,适用于不同应用场景和换热需求的换热器的设计,简化了设计流程,避免了定制化的换热器在设计过程中反复选型付出的试错成本,一定程度上提高了设计效率。

[0014] 2、本发明利用印刷板式微通道换热器的设计方法设计了一套微通道换热器,微通道换热器中的冷流换热通道和热流换热通道完全重合部分流道的排布和走向完全一致,部分重合部分的流道排布则出现交错现象,通过此种设置可以增加冷流换热通道和热流换热通道的换热面积,进而在有限的空间范围内增加换热器的换热效率。

[0015] 3、本发明中的微通道换热器,整个冷流微槽道组或者热流微槽道组在槽道的设计过程中仅有两个转折点,可以降低工质在流过转折点的过程中所产生的压损;

[0016] 4、本发明与传统的热交换器相比,其传热效率可以达到93%以上,紧凑度 $< 1500\text{m}^2/\text{m}^3$;适用温度范围为 $-200^\circ\text{C}\sim 800^\circ\text{C}$,最高承受压力超过4MPa;在与传统换热器换热量相同的情况下,印刷板式微通道换热器的体积可以缩小3到5倍,质量轻1到2倍;适用场景复杂,既可以用于气态工质,也可用于液态工质。

附图说明

[0017] 附图作为本申请的一部分,用来提供对本发明的进一步的理解,本发明的示意性实施例及其说明用于解释本发明,但不构成对本发明的不当限定。

[0018] 图1为印刷板式微通道换热器的结构核芯的设计流程示意图;

[0019] 图2为“有效结构I”传热特性计算的结构示意图,其中Hot Side代表冷侧,Fouling Layer代表污垢层,Heat Transfer Surface代表传热面,Cold Side代表热侧;

[0020] 图3为“有效结构I”流动特性计算的结构示意图;

[0021] 图4为基于传热特性的数学模型和流动特性的数学模型计算传热特性与流动特性的流程示意图;

[0022] 图5为印刷板式微通道换热器的轴测图;

[0023] 图6为印刷板式微通道换热器工质流动与换热示意图;

[0024] 图7为印刷板式微通道换热器整体结构爆炸图;

- [0025] 图8为印刷板式微通道换热器装配体结构示意图；
- [0026] 图9为刻有“直线型”冷流微槽道的冷流换热芯板的示意图；
- [0027] 图10为刻有“直线型”热流微槽道的热流换热芯板的示意图；
- [0028] 图11为冷流换热通道与热流换热通道交叉叠加的示意图；
- [0029] 图12为冷流换热通道与热流换热通道纺锤形的交叉重叠部分的示意图；
- [0030] 图13为图9中A处的局部放大图；
- [0031] 图14为图10中B-B处的剖视图；
- [0032] 图15为图14中C处的局部放大图；
- [0033] 图16为“正弦型”冷流微槽道的冷流换热芯板的示意图；
- [0034] 图17为“正弦型”热流微槽道的热流换热芯板的示意图；
- [0035] 图18为图16中D处的局部放大图；
- [0036] 图19为连接封头与连接法兰的三维示意图。
- [0037] 图中：1-换热盖板；2-冷流换热芯板；2-1-冷流微槽道；3-热流换热芯板；3-1-热流微槽道；4-连接封头；5-连接法兰；6-长方形板片；7-六边形板片；8-分流段；9-中间重叠段；10-转折过渡段；10-1-转折段一；10-2-转折段二；11-入口段；12-出口段；13-第一连接部；14-第二连接部。

具体实施方式

[0038] 为使本发明实施例的目的、技术方案和优点更加清楚，下面将结合本发明实施例中的附图，对实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述，以下实施例用于说明本发明，但不用来限制本发明的范围。

[0039] 在本发明的描述中，需要说明的是，术语“上”、“下”、“内”、“外”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系，仅是为了便于描述本发明和简化描述，而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作，因此不能理解为对本发明的限制。

[0040] 在本发明的描述中，需要说明的是，除非另有明确的规定和限定，术语“安装”、“连接”应做广义理解，例如，可以是固定连接，也可以是可拆卸连接，或一体地连接；可以是机械连接，也可以是电连接；可以是直接相连，也可以通过中间媒介间接相连。对于本领域的普通技术人员而言，可以根据具体情况理解上述术语在本发明中的具体含义。

[0041] 参见图1、图2、图3和图4所示，本申请实施例提供一种适用于印刷板式微通道换热器的设计方法，该设计方法核心包含三部分内容，即结构筛选、性能筛选和适用性筛选，具体设计步骤如下：

[0042] 步骤1，结构筛选：基于换热器整体尺寸约束范围和内部通道的尺寸约束范围，针对预设计换热器进行体积、总换热面积、紧凑度以及换热器质量等实际需求进行筛选，在几何约束的尺寸范围内可以采用“穷举法”、“蚁群优化算法”或“遗传算法”等寻优方法进行循环搜索，本实施例采用“穷举法”进行循环搜索，将满足上述设立条件（换热器体积、总换热面积、紧凑度以及换热器质量）的结构作为“有效结构I”输出，若无“有效结构I”输出，原因可能在于输入几何约束与设计需求之间的不平衡导致的，重新调整几何约束；

[0043] 步骤2，性能筛选：基于数学模型，对满足结构要求的“有效结构I”进行传热特性与

流动特性的计算,即对每一个“有效结构I”进行压损和换热量条件的筛选,将同时满足结构要求和性能要求的结构作为“有效结构II”输出;

[0044] “有效结构I”的传热特性通过以下三部分计算获得:

[0045] 对于对流换热系数h的计算,基于对流换热系数h与Nusselt数之间的关系进行求解,采用以截面积的平方根为特征尺寸进行Nusselt数的求解,求解关联式为:

$$[0046] \quad h_c = \frac{k_{f,c} \overline{Nu}_{\sqrt{A},c}}{\sqrt{A}_{h,c}}, \quad h_h = \frac{k_{f,h} \overline{Nu}_{\sqrt{A},h}}{\sqrt{A}_{h,h}}$$

$$[0047] \quad \overline{Nu}_{\sqrt{A}} = \left[\overline{Nu}_{\sqrt{A},Lam}^{m_c} + \left(\frac{\psi}{\overline{Nu}_{\sqrt{A},Lam}^2} + \frac{1}{\overline{Nu}_{\sqrt{A},Tur}^2} \right)^{-m_c/2} \right]^{1/m_c}$$

$$[0048] \quad \psi = \exp \left[-\frac{(Re_{\sqrt{A},Critical} - Re_{\sqrt{A}})^2}{B^2} \right], \quad 890 < Re_{\sqrt{A},Critical} < 248800, \quad 0.7 < Pr < 78$$

$$[0049] \quad \overline{Nu}_{\sqrt{A},Lam} = \left\{ \left[C_4 \frac{f(Pr)}{\sqrt{L_{th,\sqrt{A}}^*}} \right]^m + \left[C_2 C_3 \left(\frac{f Re_{\sqrt{A}}}{L_{th,\sqrt{A}}^*} \right)^{1/3} \right]^5 + \left[C_1 \left(\frac{f Re_{\sqrt{A}}}{8\sqrt{\pi} \varepsilon^\gamma} \right)^5 \right]^{m/5} \right\}^{1/m}$$

$$[0050] \quad m = 2.27 + 1.65 Pr^{1/3}, \quad 0.1 < Pr < \infty, \quad Re_{\sqrt{A}} < 2037$$

$$[0051] \quad \overline{Nu}_{\sqrt{A},Tur} = TC \frac{K_{td} \tau_{\sqrt{A},Tur}^* \left(1 - \frac{886}{Re_{\sqrt{A}}} \right) Pr}{1 + \frac{2.495}{\log_{10} \left(\frac{6.115}{Re_{\sqrt{A}}} \right)} (Pr^{2/3} - 1)}, \quad \tau_{\sqrt{A},Tur}^* = \frac{f Re_{\sqrt{A},Tur}}{2}, \quad K_{td} = 1 + \left(\frac{1.12\sqrt{A}}{L} \right)^{2/3}$$

$$[0052] \quad f Re_{\sqrt{A},Tur} = \left[3.6 \log_{10} \left(\frac{6.115}{Re_{\sqrt{A}}} \right) \right]^{-2} Re_{\sqrt{A}}$$

[0053] 式中, $\overline{Nu}_{\sqrt{A}}$ 表示以截面积的平方根为特征尺寸的Nusselt数, $Re_{\sqrt{A}}$ 表示以截面积的平方根为特征尺寸的Reynolds数, Pr表示Prandtl数, $C_1 \sim C_4$ 表示关联式系数, m_c 、B和 $Re_{\sqrt{A},Critical}$ 分别为16、425和1700; $\tau_{\sqrt{A},T}^*$ 表示无量纲平均壁面剪应力, K_{td} 表示修正系数, TC表示热修正系数; $L_{th,\sqrt{A}}^*$ 表示以截面面积的平方根为特征尺寸的无量纲热长度, ε 表示通道宽高比, γ 表示形状因子。下标s表示固体侧, f表示流体侧, \sqrt{A} 表示以截面积的平方根为特征尺寸, L表示通道长度, m; 下标Lam、Tur分别表示层流(Laminar)与湍流(Turbulence);

[0054] 对于总传热系数UA的计算,鉴于PCHE通道狭小且换热工质清洁度高,可忽略污垢热阻 R_d 的影响,故其主要受到对流热阻和导热热阻的影响,表达式为:

$$[0055] \quad \frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_{o,c} h_c A_{total,c}} + \frac{a}{k_s A_{wall}} + \frac{1}{\eta_{o,h} h_h A_{total,h}}$$

$$[0056] \quad \eta_{o,c} = 1 - \frac{A_{fin,c}}{A_{total,c}} (1 - \eta_{fin,c}), \quad \eta_{o,h} = 1 - \frac{A_{fin,h}}{A_{total,h}} (1 - \eta_{fin,h})$$

[0057] 式中, η_o 表示翅片组热效率, η_{fin} 为翅片效率; h 表示对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; A 表示换热总面积, m^2 ; k 表示材料导热系数, $W/(m \cdot K)$; a 表示通道间格栅厚度, m ; 下标 $total$ 表示全部, fin 表示翅片部分, s 表述固体侧, $wall$ 表示壁面;

[0058] 对于总换热量 q 的计算, 由于 PCHE 多采用逆流式结构进行对流换热, 对于总换热量的计算是基于对数平均温度进行计算, 定义式为:

$$[0059] \quad q = UA \cdot \Delta T_{LMTD}$$

$$[0060] \quad NTU = \frac{UA}{C_{min}}, \quad C_{min} = \min(C_c, C_h)$$

$$[0061] \quad \varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q_c}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{q_h}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})}$$

$$[0062] \quad C_c = \dot{m}_c c_{p,c}, \quad C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$$

[0063] 式中, q 表示总换热量, W ; ΔT_{LMTD} 表示对数平均温度, K ; UA 表示换热器总传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; C 为换热工质的热容量, $W/(s \cdot K)$; ε 表示换热器效能, NTU 表示换热单元; T 表示温度; \dot{m} 表示质量流量, kg/s ; c_p 表示定压比热容, $J/(kg \cdot K)$; C 表示热侧换热工质的热容量; 下标 h, c 分别表示热侧与冷侧, in 表示入口侧。

[0064] 由于换热器的流动特性受换热器核芯中的流动压降 Δp_{core} 、通道入口和出口处的压降 $\Delta p_{contraction}$ 、 $\Delta p_{expansion}$ 与进口和出口流量分配集管中的压降 Δp_{heade} 的影响, 因此, “有效结构 I” 的流动特性通过以下三部分计算获得:

[0065] 对于换热器核芯中的流动压降 Δp_{core} , 换热器核芯中的压力损失主要由三部分组成, 分别为摩擦产生的压力损失 $\Delta p_{friction}$ 、动量率变化产生的压力损失 $\Delta p_{acceleration}$ 和通道折角产生的压力损失 Δp_{angle} , 表达式如下所示:

$$[0066] \quad \begin{aligned} \Delta p_{core} &= \Delta p_{friction} + \Delta p_{angle} + \Delta p_{acceleration} \\ &= \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right) \left[\rho_{in} \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \left(4f \frac{L}{D_h} + \zeta_{angle} \right) + 2 \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \right] \end{aligned}$$

[0067] 式中, D_h 表示通道当量直径, m ; L 表示通道长度, m ; 下标 out 表示出口侧。

[0068] 换热器核芯内摩擦产生的压损 $\Delta p_{friction}$ 同时考虑了表面摩擦和形状阻力效应, 如果流动工质的流动面积变化引起的内部收缩和膨胀所产生的任何额外的损失也需要被纳入换热核芯摩擦损失项, 换热核芯内的摩擦压降由下式给出:

$$[0069] \quad \Delta p_{friction} = 4f \frac{L}{D_h} \rho_{in} \left(\frac{1}{\rho} \right)_m \cdot \left(\frac{G^2}{2\rho_{in}} \right), \quad \left(\frac{1}{\rho} \right)_m = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_{in}} + \frac{1}{\rho_{out}} \right)$$

$$[0070] \quad f_{\sqrt{A}} = \frac{1}{Re_{\sqrt{A}}} \left\{ \left[\frac{3.44}{\sqrt{L_{hy, \sqrt{A}}^*}} \right]^2 + \left[\frac{12}{\sqrt{\tau}(1+\tau) \left[1 - \frac{192\tau}{\pi^5} \tanh\left(\frac{\pi}{2\tau}\right) \right]} \right]^2 \right\}^{1/2}, \quad Re_{\sqrt{A}} \leq 1800$$

[0071] 式中, G 表示换热器微通道内质量速度, kg/s ; τ 表示通道宽高比; ρ 表示工质密度, kg/m^3 ; $L_{hy,\sqrt{A}}^*$ 表示基于截面面积的平方根 \sqrt{A} 的无量纲水动力长度;

[0072] 由于换热核芯内的动量变化产生的压损 $\Delta p_{\text{acceleration}}$ 归因于流体被加热或冷却, 导致换热核芯内的动量率变化或流动加速或减速效应, 正值表示流量加速时的压降, 负值表示流量减速时的压力升高, 由此产生的压降由下式给出:

$$[0073] \quad \Delta p_{\text{acceleration}} = 2 \left(\frac{\rho_{\text{in}}}{\rho_{\text{out}}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{G^2}{2\rho_{\text{in}}} \right)$$

[0074] 流体在经过一个弯曲通道时, 必然会在流体上作用一个向内的径向力, 则外壁面上压力增大, 在内壁面上有压损, 由于流动惯性的存在, 在弯管和折管内侧往往产生流线分离形成的涡流区, 使得局部产生压力损失 Δp_{angle} , 表达式如下:

$$[0075] \quad \Delta p_{\text{angle}} = \zeta_{\text{angle}} \frac{G^2}{2} \left(\frac{1}{\rho} \right)_{\text{in}}$$

$$[0076] \quad \zeta_{\text{angle}} = 0.946 \sin^2 \left(\frac{\phi}{2} \right) + 2.05 \sin^4 \left(\frac{\phi}{2} \right)$$

[0077] 式中, ζ_{angle} 表示折管内局部阻力系数; ϕ 表示通道转折角的角度, $^\circ$;

[0078] 对于通道入口突缩和出口突扩部分的压降 $\Delta p_{\text{contraction}}$ 、 $\Delta p_{\text{expansion}}$, 通道入口段与出口段的压力损失主要是两方面引起, 即: 由于流动截面积变化引起的压力降低, 在不考虑摩擦的情况下, 由于不可逆自由膨胀和动量变化引起的压力损失, 由下式给出:

$$[0079] \quad \Delta p_{\text{contraction}} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{\text{in}}} \right) (1 - \sigma^2 + K_c), \quad \Delta p_{\text{expansion}} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{\text{in}}} \right) \frac{\rho_{\text{in}} (1 - \sigma^2 - K_e)}{\rho_{\text{out}}}$$

[0080] 式中, σ 表示芯部自由通流面积和迎风面积之比, 即孔隙率, 也称收缩比; K_c 和 K_e 表示收缩段和扩展段几何结构的函数;

[0081] 对于进口和出口流量分配中的压降 Δp_{header} , 流量分配以及汇集是通过入口侧与出口侧的封头结构完成, 封头结构中的压力损失是换热器总压降的一部分, 该部分计算属于宏观压力损失计算, 这部分压损表达式为:

$$[0082] \quad \Delta p_{\text{header}} = \Delta p_{\text{header,in}} + \Delta p_{\text{header,out}} = \left(\frac{G^2}{2\rho_{\text{in}}} \right) \left(\zeta_{\text{expansion}} + \frac{\rho_{\text{in}}}{\rho_{\text{out}}} \zeta_{\text{contraction}} \right)$$

$$[0083] \quad \zeta_{\text{expansion}} = \left(c_0 + c_1 \frac{1}{\varepsilon} \right) \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 + 0.3 \exp(-\text{Re}_d \times 10^{-5}), \quad \zeta_{\text{contraction}} = K_{\text{con},1} K_{\text{con},2}$$

[0084] 式中, $\zeta_{\text{expansion}}$ 表示局部压力损失系数, $\zeta_{\text{contraction}}$ 表示局部压力损失系数; $K_{\text{con},1}$ 、 $K_{\text{con},2}$ 与封头渐缩相关的系数, 是 θ 与 F_2/F_1 的函数; F_1 、 F_2 分别为封头结构圆形端和矩形端的截面积 ($F_1 < F_2$); $c_0 = \lambda l/D_h$, λ 表示达西摩擦系数, D_h 为封头构型的特征尺寸; c_1 是 $1/D_0$ 的函数, l 是封头的长度, D_0 为运输通道圆管的直径, m 。

[0085] 综上, “有效结构I”流动特性的数学模型计算关联式如下:

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{\text{total}} &= \Delta p_{\text{core}} + \Delta p_{\text{contraction}} + \Delta p_{\text{expansion}} + \Delta p_{\text{header}} \\
 [0086] \quad &= \left(\frac{G^2}{2\rho_{\text{in}}} \right) \left[\frac{\rho_{\text{in}} \left(\frac{1}{\rho} \right)_{\text{m}} \left(4f \frac{L}{D_{\text{h}}} + \zeta_{\text{angle}} \right) + 2 \left(\frac{\rho_{\text{in}}}{\rho_{\text{out}}} - 1 \right) + (1 - \sigma^2 + K_{\text{c}}) +}{\rho_{\text{out}}} + \left(\zeta_{\text{expansion}} + \frac{\rho_{\text{in}}}{\rho_{\text{out}}} \zeta_{\text{contraction}} \right) \right]
 \end{aligned}$$

[0087] 步骤3,适用性筛选:根据换热器实际应用过程中冷、热两侧工质的流量范围、温度范围、压力范围建立一个全工况组合,然后基于上述计算模型对“有效结构Ⅱ”开展全工况下综合性能的计算;以性能设计要求为筛选条件,建立能够覆盖全部研究范围的不同运行工况参数组合,并逐一进行计算。筛选出在全工况参数组合条件下,综合性能满足设计要求的参数组合数量最多的“有效结构Ⅱ”作为最终结构。

[0088] 经过上述三步筛选,有两种情况:第一种,理论上可以得到“有效结构Ⅱ”的结构参数集,包含一个或多个满足条件的换热器结构,然后根据实际需要筛选出最合适的结构;第二种,在筛选过程中没有一个结构满足筛选条件,就需要返回到上一步筛选或最开始的机构部分,重新审视所定义的结构范围、工况条件、筛选要求等是否不合理,重新设置再进行筛选计算。

[0089] 参见图5至图19所示,本申请实施例提供一种适用于高压热环境的印刷板式微通道换热器,包括两片换热盖板1、多片冷流换热芯板2、多片热流换热芯板3、四个连接封头4和四个连接法兰5,所述的换热盖板1、冷流换热芯板2和热流换热芯板3的板片形状和尺寸相同,多片冷流换热芯板2和多片热流换热芯板3纵向交叠排列在两片换热盖板1之间并与两片换热盖板1形成对流换热板组,所述的对流换热板组包括冷流换热通道与热流换热通道,所述的四个连接封头4分别连接在对流换热板组的两对对角处,处于其中一对对角处的两个连接封头4分别和冷流换热通道相通,处于另一对对角处的两个连接封头4分别与热流换热通道相通,所述的冷流换热通道与热流换热通道对流换热达到换热目的,每个连接封头4通过一个连接法兰5与相应的管道进行连接。

[0090] 本实施方式中,所述的换热盖板1为两块相对较厚的金属板片,与冷流换热芯板2和热流换热芯板3两侧所预留出的连接部的宽度基本保持一致,换热盖板1的厚度会随着运行压力的增加而增加,一般地,印刷板式微通道换热器的设计压力为4MPa时,换热盖板1的厚度约为12mm。将换热盖板1布置在冷流换热芯板2和热流换热芯板3共同组成的换热核芯的上面和下面,目的是为印刷板式微通道换热器PCHE的换热核芯提供强度支撑,实现印刷板式微通道换热器在一定压力环境下工作的稳定性和强度,因此本申请中的印刷板式微通道换热器(PCHE)可以应用到高压对流换热环境中,实现了紧凑型的设计,有效改善了换热器的应用环境,同时实现了高效换热目的。

[0091] 本实施方式中,如图5至图8所示,所述的连接封头4和连接法兰5分为两组,其中一组连接封头4和连接法兰5对应冷流换热通道,用于冷流换热通道分别与低温工质的进入管道和输出管道的连接,另一组连接封头4和连接法兰5对应热流换热通道,用于热流换热通道分别与高温工质的进入管道和输出管道的连接;由于每组中的两个连接封头4和连接法兰5采用斜对角的方式进行设置,两组连接封头4和连接法兰5采用交叉式设置,因此冷流换热通道中的低温工质与热流换热通道中的高温工质在流动的过程中产生重叠并实现换热

目的。同时连接封头4还实现了换热工质进入换热通道中的流量均匀分配的目的。如图3所示,低温工质(或高温工质)从换热器的一个连接封头4的入口处进入,穿过冷流换热通道(或热流换热通道)并从对角处的另一个连接封头中流出,高温工质(或低温工质)从换热器的一个连接封头4的入口处进入,穿过热流换热通道(或冷流换热通道) 并从对角处的另一个连接封头中流出,在中间的对流换热板组中实现热量的交换,通过图 3可以看出该换热器内部流动为准逆流对流换热,换热完成之后,换热工质从各自的出口流出。采用逆流换热的方式,这样有利于提高换热的总换热量,并且实现了换热器整体温度分布的均衡性。

[0092] 本实施方式中,所述的冷流换热芯板2和热流换热芯板3可以采用交替的形式进行设计,保证换热的均匀度和效率;也可以根据工况改变冷流换热芯板2和热流换热芯板3上下交叠的数量,如果热流换热通道换热需求强烈,而冷流换热通道带走热量能力不足时,可以将间隔的冷流换热芯板数量增加至两片或三片;反之,可以增加热流换热芯板的数量。

[0093] 本实施方式中,相邻的两个换热芯板之间通过真空扩散焊的方式进行连接,而连接封头4的上端通过焊接的方式连接在处于上方的换热盖板1上,连接封头4的下端通过焊接的方式连接在处于下方的换热盖板1上,连接封头4的两侧通过焊接的方式连接在形成冷流换热通道或热流换热通道的相叠加的换热芯板的两端端面上;

[0094] 本实施方式中,本发明提供了一种安全可靠的适用于高压换热环境的印刷板式微通道换热器(PCHE),以便于在印刷板式微通道换热器(PCHE)的设计过程中提供一种可用的结构类型,以解决印刷板式微通道换热器(PCHE)设计未成体系化的问题,一定程度上简化了设计流程,同时避免了在设计过程中反复选型付出的试错成本,一定程度上提高了设计效率。

[0095] 在一种可能的实施方案中,所述的冷流换热芯板2的上表面布置有多条并排等间距设置的冷流微槽道2-1并形成冷流微槽道组,所述的冷流换热芯板2上的冷流微槽道组与其相邻的上板片的下表面形成冷流换热通道;所述的冷流换热通道的两端端口分别与冷流换热芯板2的两端端部平齐;所述的热流换热芯板3的上表面布置有多条并排等间距设置的热流微槽道3-1并形成热流微槽道组,所述的热流换热芯板3上的热流微槽道组与其相邻的上板片的下表面形成热流换热通道;所述的热流换热通道的两端端口处分别与热流换热芯板3的两端端部平齐;所述的冷流换热芯板2上的冷流微槽道组与热流换热芯板3上的热流微槽道组呈轴对称布置;所述的冷流换热通道和热流换热通道的重叠部分为纺锤形。

[0096] 本实施方式中,如图11和图12所示,冷流换热通道和热流换热通道完全重合部分流道的排布和走向完全一致,部分重合部分的流道排布则出现交错现象,通过此种设置可以增加冷流换热通道和热流换热通道的换热面积,进而在有限的空间范围内增加换热器的换热效率。

[0097] 在一种可能的实施方案中,所述的冷流微槽道组和热流微槽道组整体呈Z字形布置,所述的冷流微槽道组和热流微槽道组均包括中间重叠段9、两段转折过渡段10、两段分流段8、一段入口段11和一段出口段12,所述的入口段11的工质出口端与其中一段转折过渡段10的工质入口端相连通,所述的其中一段转折过渡段10的工质出口端与其中一段分流段8的工质入口端相连通,所述的其中一段分流段8的工质出口端与中间重叠段9的工质入口端相连通,所述的中间重叠段9的工质出口端与另一段转折过渡段10的工质入口端相连通,所述的另一段转折过渡段10的工质出口端与另一段分流段8的工质入口端相连通,所述的

另一段分流段8的工质出口端与出口段12的工质入口端相连通;所述的每段分流段8与中间重叠段9之间呈钝角设置。

[0098] 本实施方式中,所述的冷流微槽道组和热流微槽道组采用多段设置形式,一方面是为了保证冷流换热通道与热流换热通道与各自工质的管道的连接;另一方面是为了保证低温工质与高温工质在换热过程中形成准逆流对流换热,提交换热效率。

[0099] 在一种可能的实施方案中,如图9和图10所示,所述的冷流微槽道组和热流微槽道组中的中间重叠段9、两段分流段8、一段入口段11和一段出口段12均为直线型槽道,所述的转折过渡段10包括轴对称布置的转折段一10-1和转折段二10-2,所述的转折段一 10-1的一端端口与中间重叠段9的一端端口相通,转折段一10-1的另一端端口与转折段二10-2的一端端口相通,转折段二10-2的另一端端口与分流段8的一端端口相通,所述的转折段一10-1与转折段二10-2的连接点为转折段一10-1和转折段二10-2的中轴线;所述的转折段一10-1的槽道延伸方向与中间重叠段9的槽道延伸方向相同,转折段二10-2 的槽道延伸方向与分流段8的槽道延伸方向相同;所述的转折段一10-1和转折段二10-2 均为直线型槽道。

[0100] 本实施方式中,如图9和图10所示,所述的中间重叠段9与两端的分流段8之间分别仅有一个转折点,也就是整个冷流微槽道组或者热流微槽道组在槽道的设计过程中仅有两个转折点,可以降低工质在流过转折点的过程中所产生的压损。

[0101] 在一种可能的实施方案中,如图16和图17所示,所述的冷流微槽道组和热流微槽道组中的中间重叠段9和两段分流段8均为正弦型槽道,所述的入口段11和出口段12均为直线型槽道,所述的转折过渡段10包括轴对称布置的转折段一10-1和转折段二10-2,所述的转折段一10-1的一端端口与中间重叠段9的一端端口相通,转折段一10-1的另一端端口与转折段二10-2的一端端口相通,转折段二10-2的另一端端口与分流段8的一端端口相通,所述的转折段一10-1与转折段二10-2的连接点为转折段一10-1和转折段二10-2 的中轴线;所述的转折段一10-1的槽道延伸方向与中间重叠段9的槽道延伸方向相同,转折段二10-2的槽道延伸方向与分流段8的槽道延伸方向相同;所述的转折段一10-1和转折段二10-2均为直线型槽道。

[0102] 本实施方式中,所述的入口段11和出口段12设置为直线型槽道的目的在于保证换热工质能够顺利流入通道,不至于出现回流、漩涡等现象增大压损;所述的转折段一10-1和转折段二10-2设置为直线型槽道,其目的主要在于保证上下两侧换热板重合部分的流道能够充分对应,避免出现交错现象影响换热特性,其次在一定程度上降低通道折角处的加工难度。

[0103] 如图16和图17所示,微槽道径向发展呈波浪形结构,使得换热共和制在流动过程中出现局部扰动,破坏流动边界层与热边界层的发展,从而促进换热提高换热器的换热特性,此外相比直流道波浪形流道可显著增大换热面积、提升换热器紧凑度,实现强化换热。

[0104] 本实施方式中,所述的冷流微槽道2-1和热流微槽道3-1也可以呈“Z”型设置。

[0105] 在一种可能的实施方案中,所述的冷流换热芯板2和热流换热芯板3为轴对称布置的哑铃形换热芯板,所述的哑铃形换热芯板包括长方形板片6和两张六边形板片7,所述的两张六边形板片7相对设置在长方形板片6的两端,并与长方形板片6一体制成;

[0106] 所述的冷流微槽道组和热流微槽道组中的中间重叠段9处于长方形板片6上,所述的其中一段分流段8、其中一段转折过渡段10和一段入口段11处于其中一张六边形板片7

上,另一段分流段8、另一段转折过渡段10和出口段12处于另一张六边形板片7上。

[0107] 本实施方式中,所述的冷流换热芯板2和热流换热芯板3设置成哑铃形结构的换热芯板,这样设计的好处一方面在于更好的安装、焊接四个封头结构,另一方面是保证换热器冷侧与热侧流道保持布置相似性,不仅可以使两侧工质在流动时局部压损基本一致,即有相似的流动特性,还可以尽可能地增大冷热流道的重合部位,进而促进换热特性。

[0108] 在一种可能的实施方案中,所述的冷流微槽道组的两侧与冷流换热芯板2的两侧之间留有第一连接部13,所述的冷流换热芯板2通过第一连接部13与其上方相邻的板片之间通过真空扩散焊连接在一起;所述的热流微槽道组的两侧与热流换热芯板3的两侧之间留有第二连接部14,所述的热流换热芯板3通过第二连接部14与其上方相邻的板片之间通过真空扩散焊连接在一起。

[0109] 本实施方式中,所述的第一连接部13和第二连接部14的宽度与换热盖板的厚度相一致,保证了相邻的两片换热芯板之间的耐高压能力。

[0110] 本实施方式中,所述的芯板之间通过真空扩散焊进行连接,焊缝很小,能够使焊接件的强度更高。

[0111] 在一种可能的实施方案中,所述的冷流换热芯板2和热流换热芯板3均为金属板片,板片的厚度为0.4mm~1.0mm;所述的冷流微槽道2-1或热流微槽道3-1是通过化学刻蚀的方法在金属板片上刻蚀出的截面为半圆形的微槽道。

[0112] 本实施方式中,如图15所示,所述的冷流换热芯板2和热流换热芯板3厚度的选取是根据现有加工技术形成的标准厚度的金属薄板而定的,对于加工微通道的金属板片的一般厚度为0.4mm、0.6mm、0.8mm、1.0mm,在选好的板片上,通过化学刻蚀的方法在金属板上刻蚀出微槽道;由于加工过程采用化学刻蚀的方法,该方法只能控制加工出的微槽道的深度,难以控制加工过程中产生微槽道的横截面的形状,鉴于化学刻蚀的加工特点,通过化学反应加工出的微槽道截面形状大多呈现出接近半圆形的椭圆形结构,为方便设计多采用椭圆形结构替代。

[0113] 在一种可能的实施方案中,所述的连接封头4与对流换热板组的连接端为正方形端口,连接封头4与连接法兰5的连接端为圆形端口,所述的连接封头4由圆形端口采用渐扩式过渡至正方形端口;所述的连接封头4内壁的四个顶角处均采用倒角设计。

[0114] 本实施方式中,如图19所示,所述的连接封头4为一体式渐扩式结构,连接封头4的两侧端口截面形状有一定差别,与连接法兰5的连接部分的端口截面呈圆形,与微通道换热中间结构连接部分的端口截面形状呈正方形,连接封头4为圆形端口结构逐渐顺滑过渡为正方形端口;由于在印刷板式微通道换热器(PCHE)的设计过程中,对流换热板组的端口部分一般都设计成截面为正方形的端口,因此为了配合对流换热板组的端口形状,连接封头4与对流换热板组的连接端口也设计为正方形端口,而圆形截面通道在输运流体时产生的压力损失较少,是一种优选结构,而圆形截面与正方形截面存在相似性,因此将连接封头4与连接法兰5的连接端口设计为圆形,并且将连接封头4的圆形端口较为光滑的过渡至正方形端口,既能够做到流量的分配,同时产生较少的压力损失。

[0115] 本实施方式中,所述的连接法兰5根据实际的需求选用标准的连接法兰,对于高压热环境常采用带颈对焊法兰(MN型),在选取时,连接法兰5的通径尽可能地接近并略小于对流换热板组的正方形连接端口的通径,这样有利于使连接封头4的渐扩角角度达到最小,以

一定程度上可以缩短连接封头4的长度,降低工质流过连接封头4所产生的压力损失。

[0116] 本实施方式中,所述的连接封头4内壁的四个顶角采用倒角设计,可以减小压损。

[0117] 本发明与传统的热交换器相比,其传热效率可以达到93%以上,紧凑度 $\leq 1500 \text{ m}^2/\text{m}^3$;适用温度范围为 $-200^\circ\text{C} \sim 800^\circ\text{C}$,最高承受压力超过4MPa;在与传统换热器换热量相同的情况下,印刷板式微通道换热器的体积可以缩小3到5倍,质量轻1到2倍;适用场景复杂,既可以用于气态工质,也可用于液态工质。

[0118] 虽然在本文中参照了特定的实施方式来描述本发明,但是应该理解的是,这些实施例仅仅是本发明的原理和应用的示例。因此应该理解的是,可以对示例性的实施例进行许多修改,并且可以设计出其他的布置,只要不偏离所附权利要求所限定的本发明的精神和范围。应该理解的是,可以通过不同于原始权利要求所描述的方式来结合不同的从属权利要求和本文中所述的特征。还可以理解的是,结合单独实施例所描述的特征可以使用在其他所述实施例中。

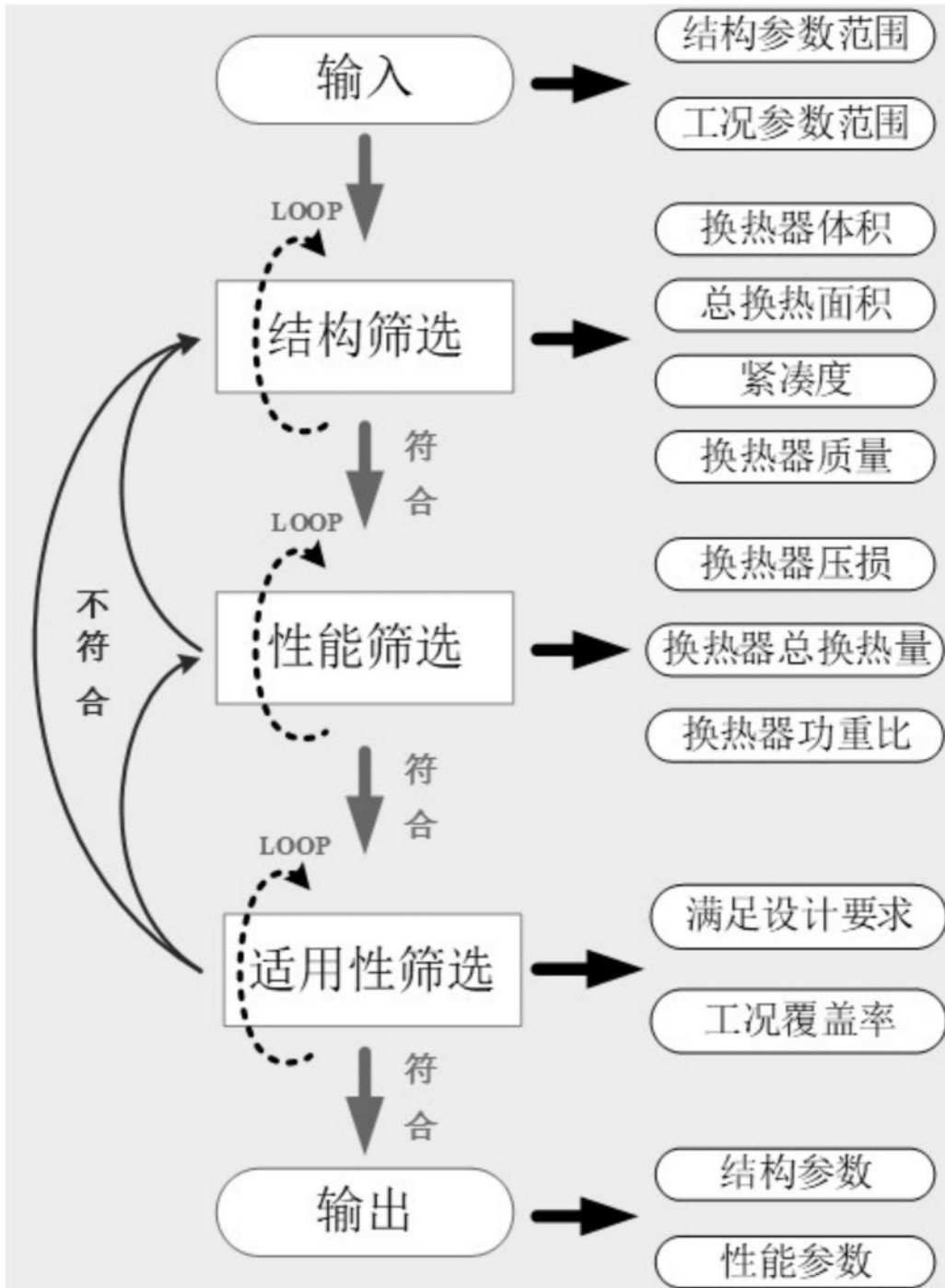


图1

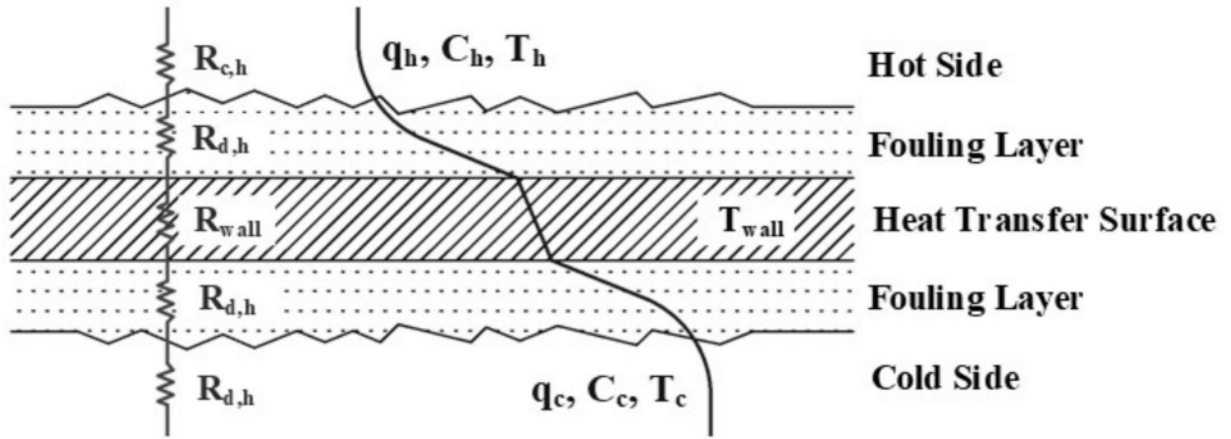


图2

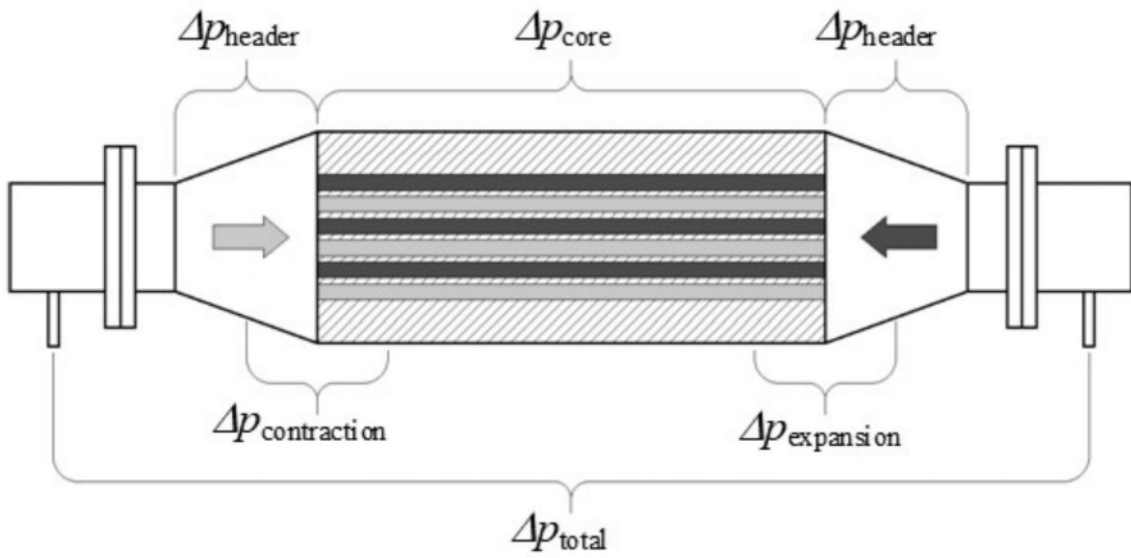


图3

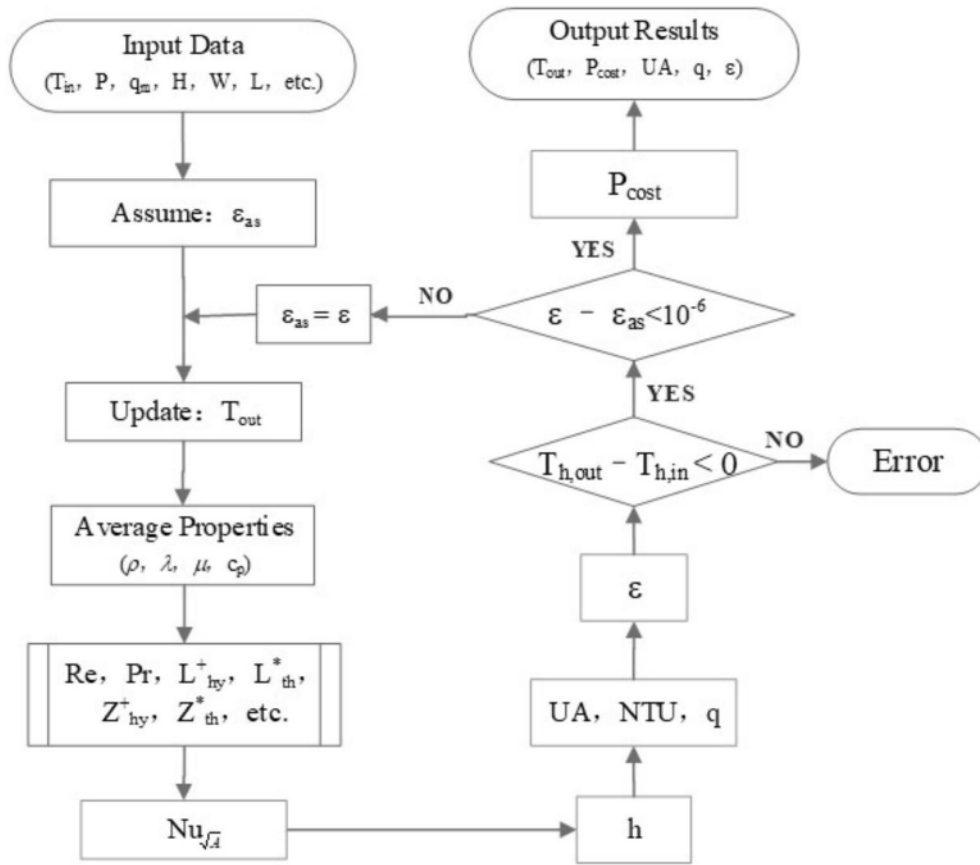


图4

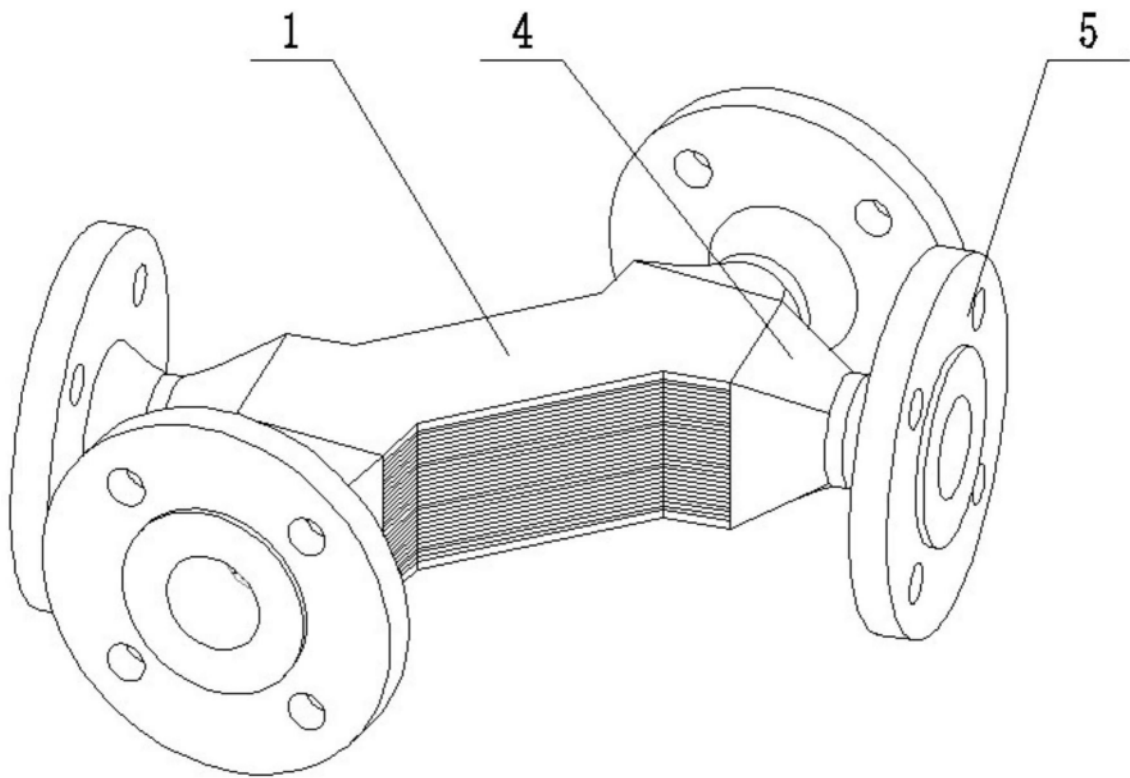


图5

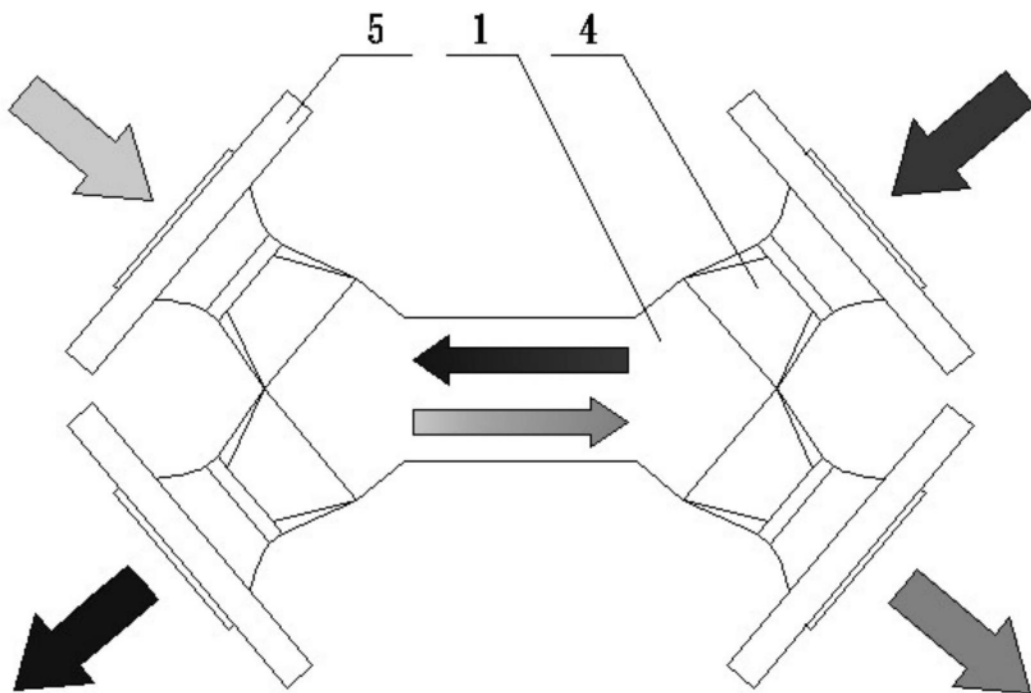


图6

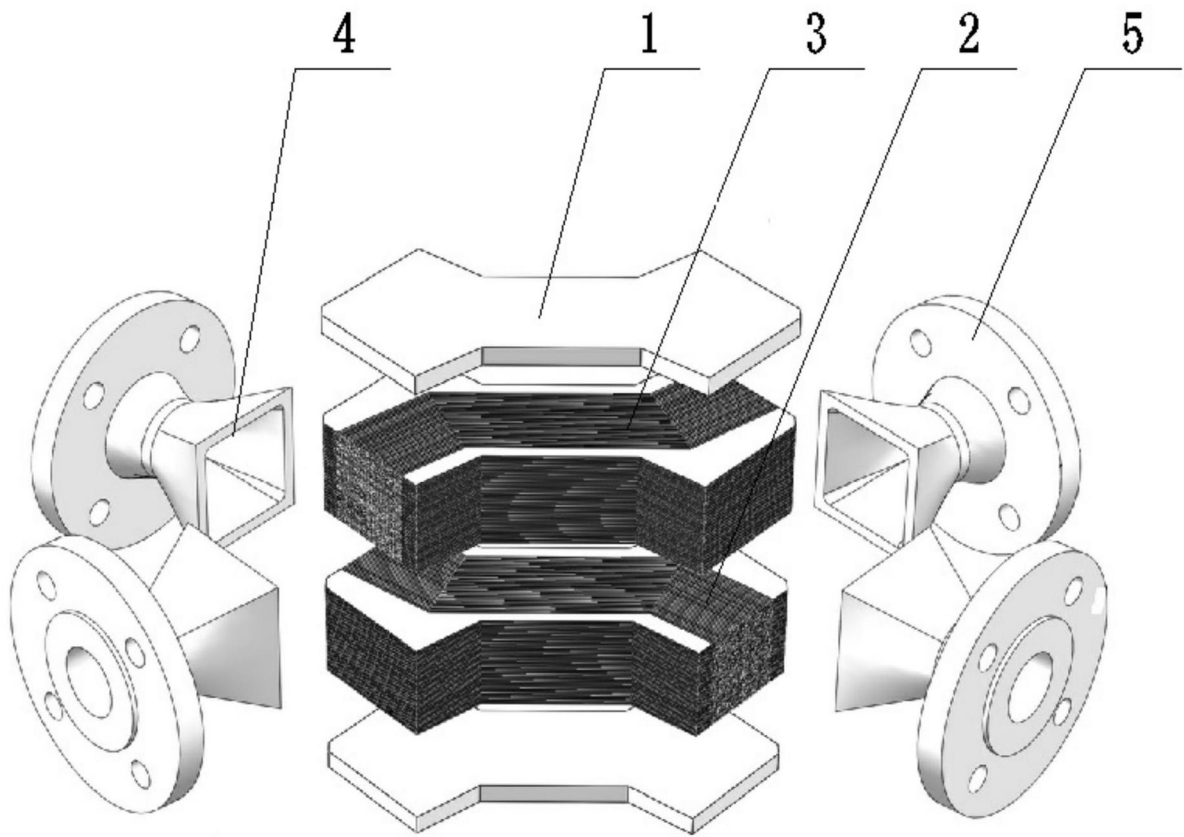


图7

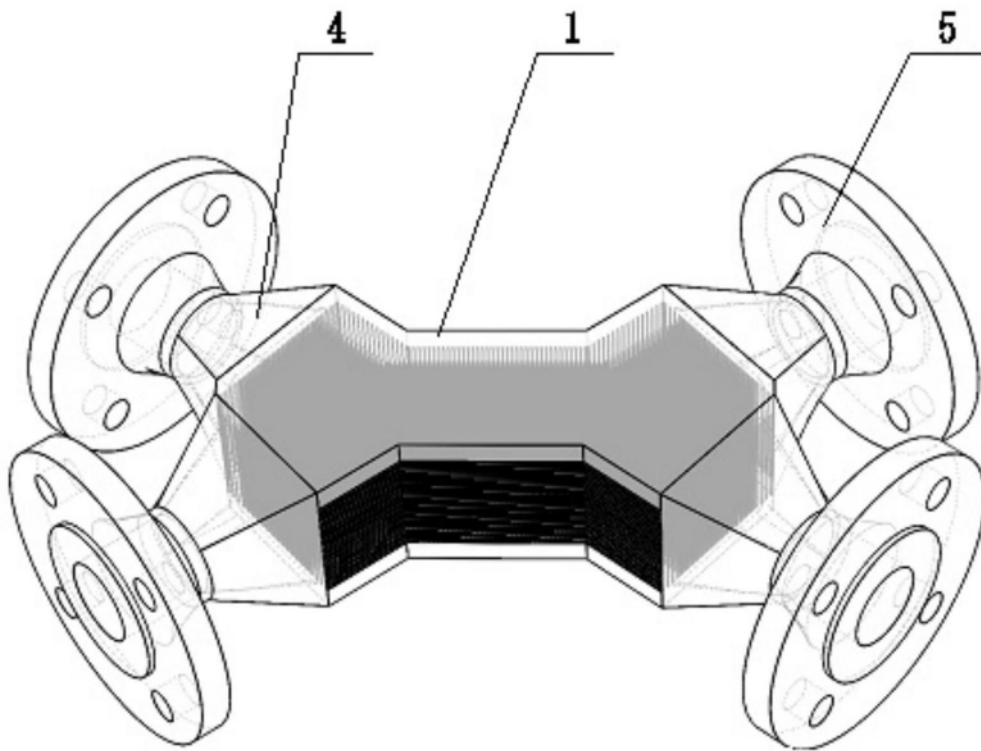


图8

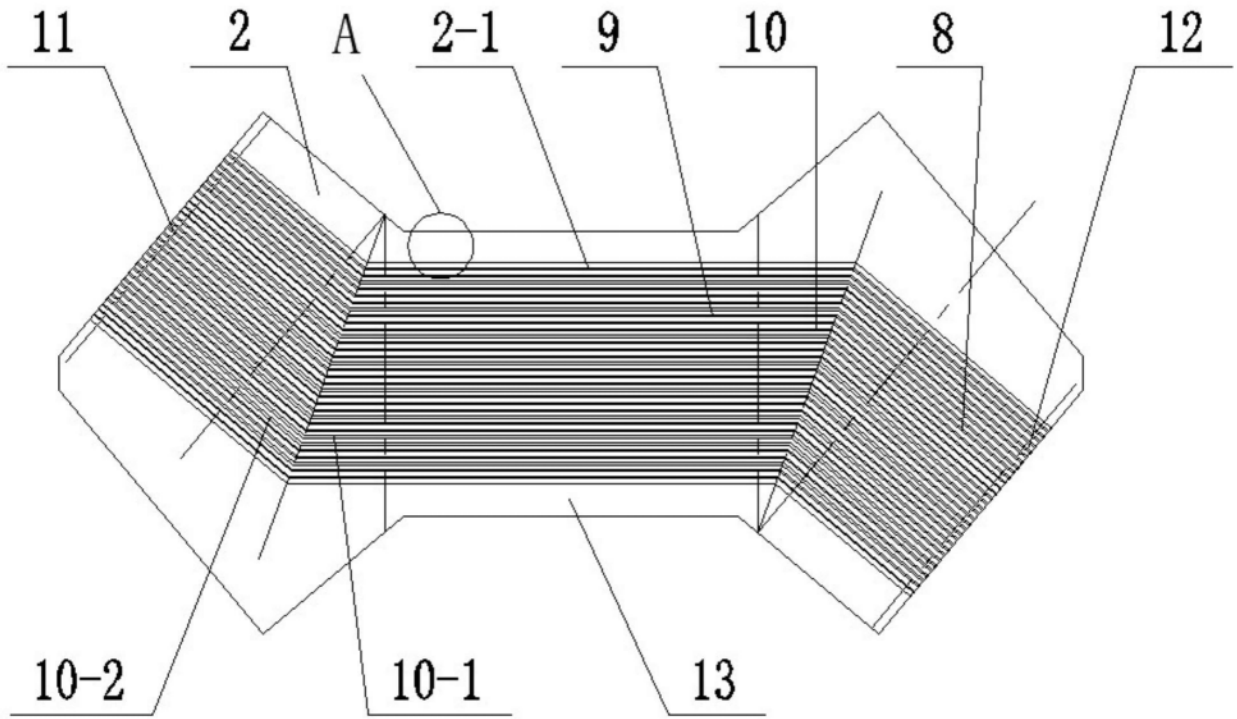


图9

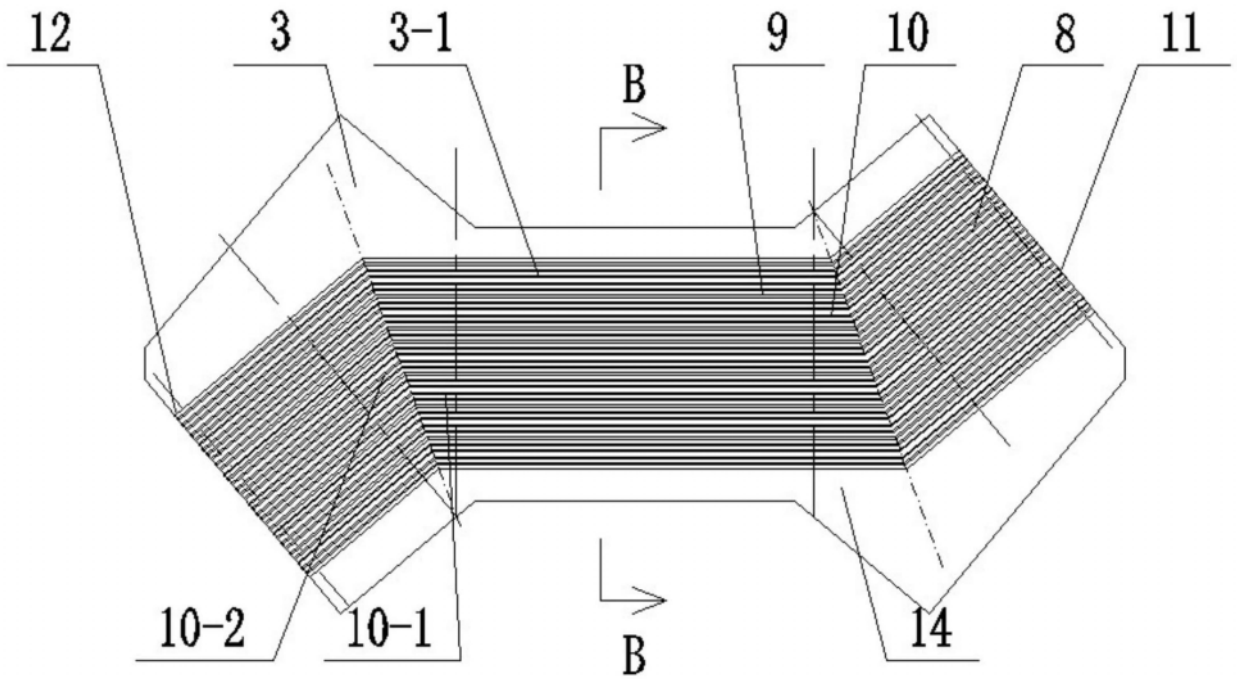


图10

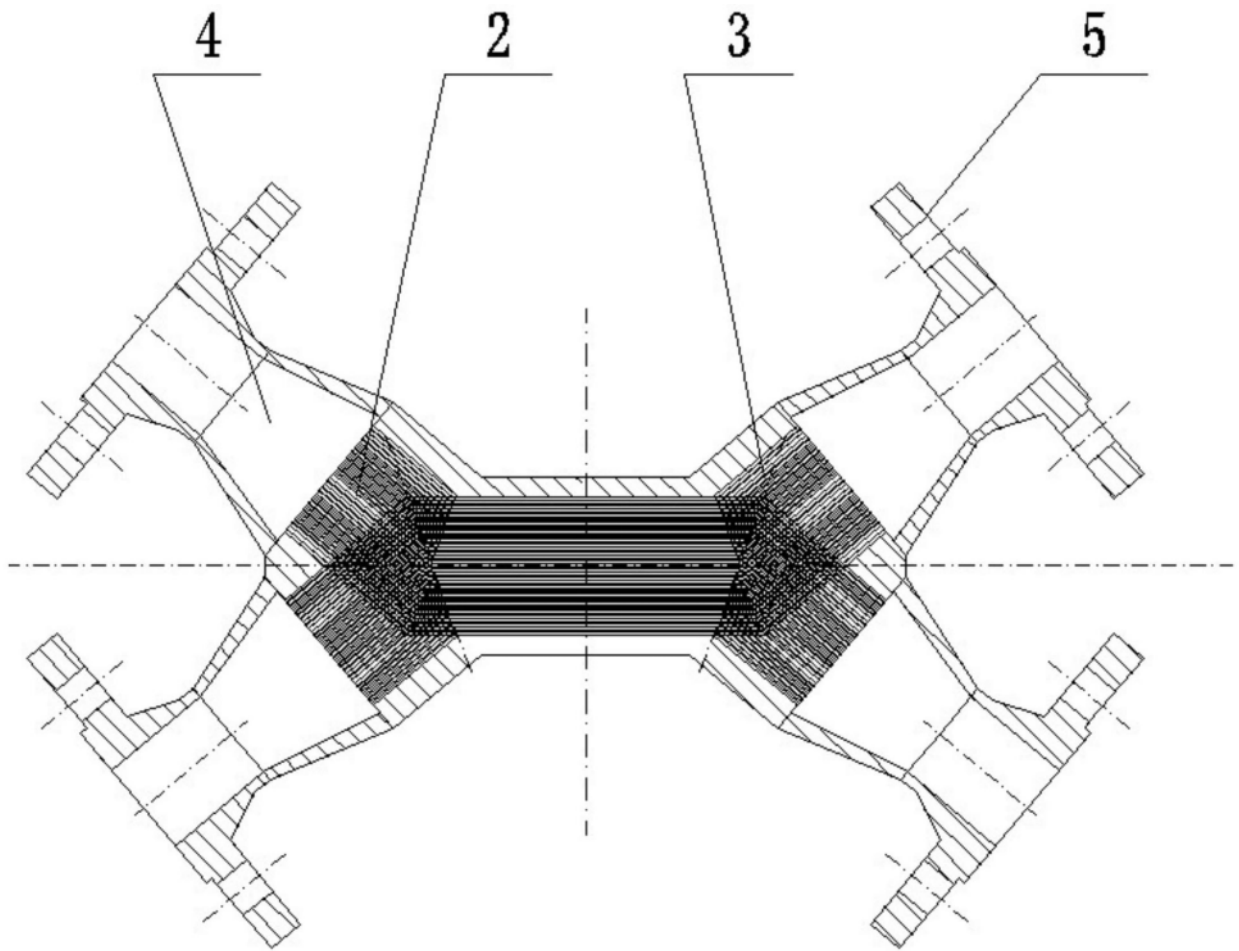


图11

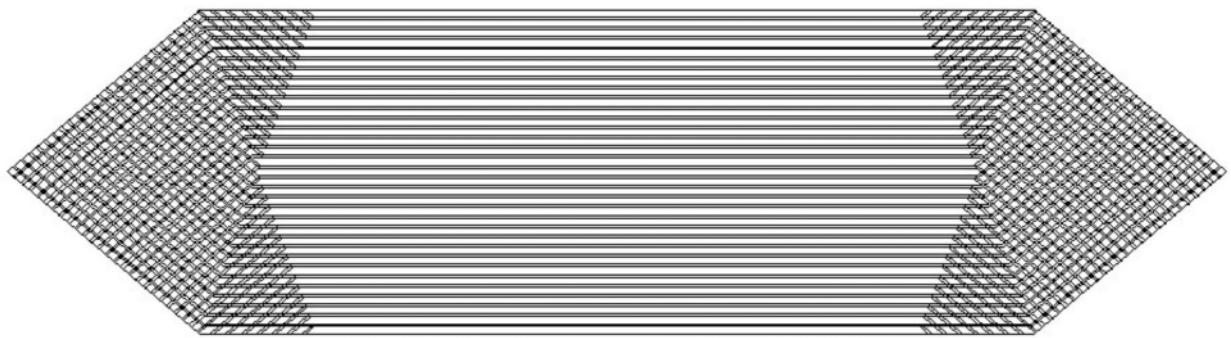


图12

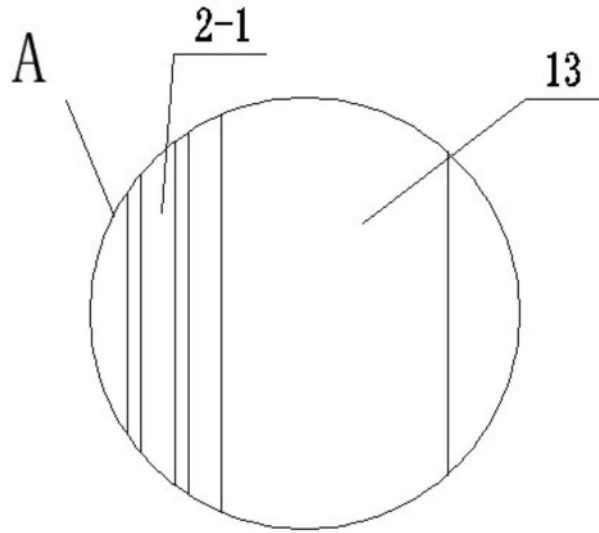


图13

B-B

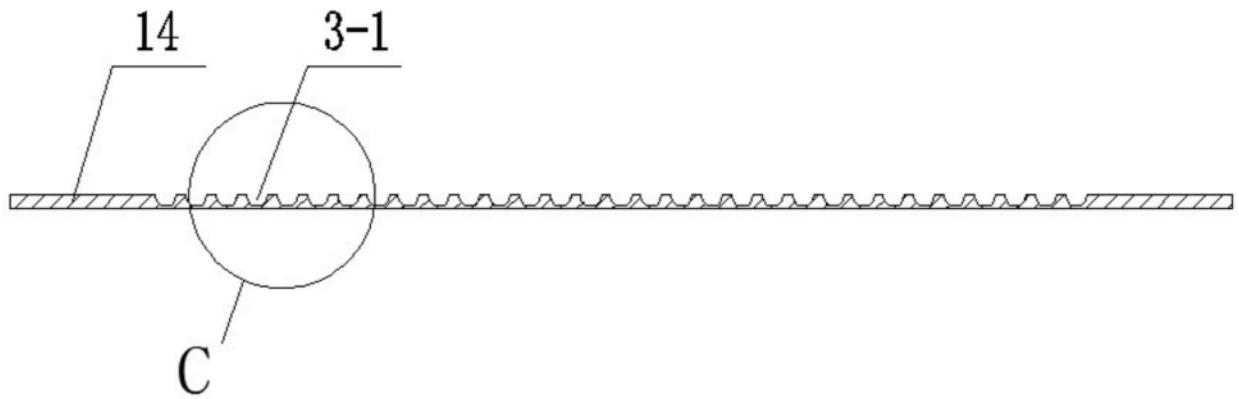


图14

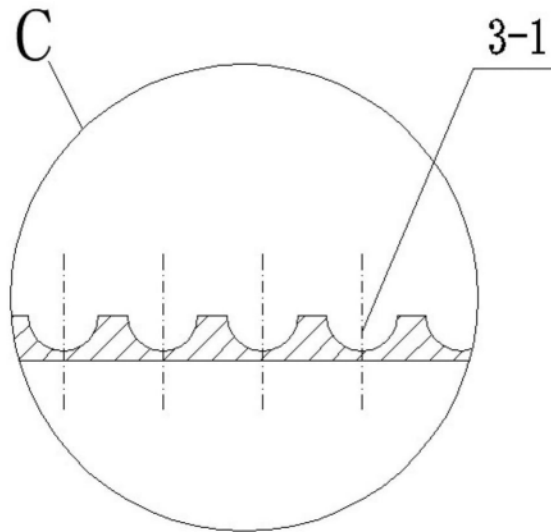


图15

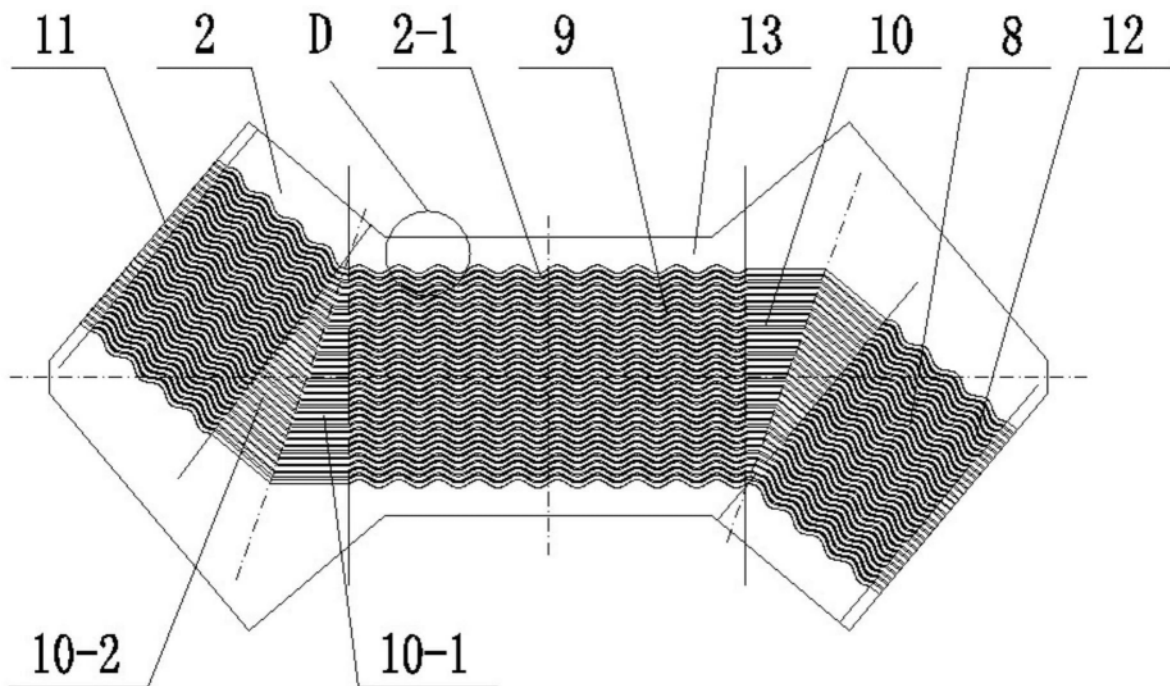


图16

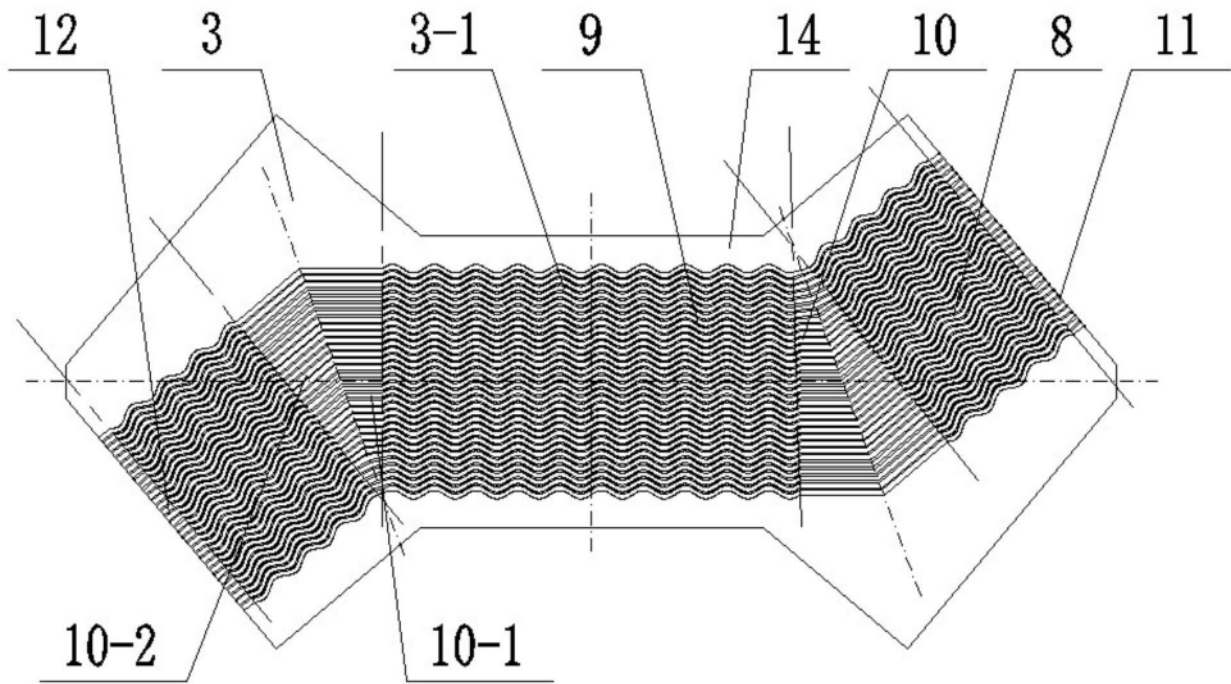


图17

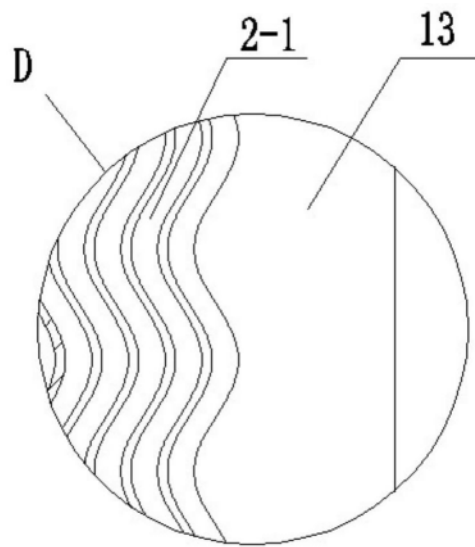


图18

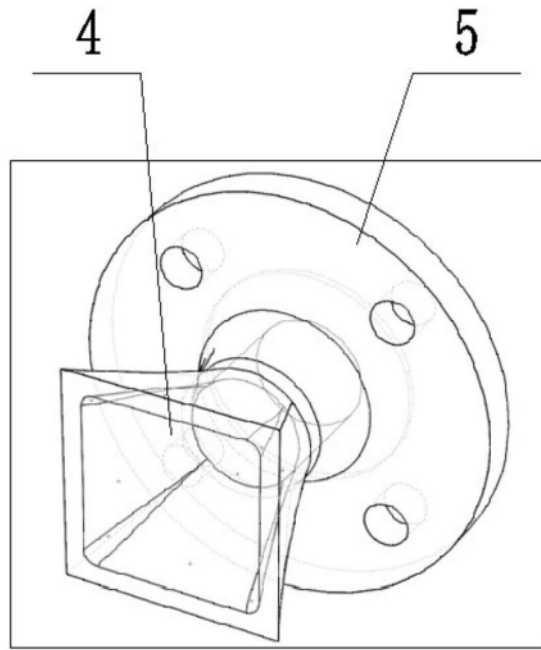


图19