

基于 PandaX-20T 超高纯氙除氫低温精馏塔大冷量回收节流制冷系统换热器的 COMSOL 模拟

姚舜禹¹, 王舟²

1. 巴黎卓越工程师学院, 上海交通大学, 上海, 中国。
2. 李政道研究所, 上海交通大学, 上海, 中国。

摘要

本文以 PandaX-20T 超高纯氙除氫低温精馏塔大冷量回收节流制冷系统中的盘管式换热器为研究对象, 旨在解决液氙冷箱和再沸器在实际工况中的流阻问题。在 PandaX-20T 超高纯氙除氫低温精馏塔大冷量回收节流制冷系统的验证实验中我们发现, 单路盘管换热器流阻较大, 导致压缩机前后压差偏离设计工况, 并随着循环流量的上升触发压缩机停机保护。因此, 我们提出了四路并联式和两路并联式的异形弯管换热器, 分别应用于再沸器和液氙冷箱。此设计不仅能有效降低管路中的流阻, 还可以避免再沸器中液膜及液氙冷箱中气泡形成热阻对换热的影响。本研究基于 COMSOL 软件对异形弯管换热器进行模拟, 这些模拟结果将为有限空间内盘管式换热器的改进优化提供重要数据和参考, 为相关工程实践提供指导。

关键词: 管路流阻, 换热器设计

1. 简介

在工程领域, 特别是在气液相变和热交换技术方面, 热交换器的设计对系统性能至关重要。本研究以 PandaX-20 T 超高纯氙除氫低温精馏塔大冷量回收节流制冷系统换热器设计为背景, 旨在解决液氙冷箱和再沸器流阻过大的现象。节流制冷的循环系统如图 1 所示, 在液氙冷箱内, R14 液体以温度 168.08 K, 压力 4 bar 的工况下流入, 相变后 R14 气体以温度 176 K, 压力 4 bar 的工况下流出; 在再沸器内, R14 气体以温度 210 K, 压力 15 bar 的工况下流入, 相变后 R14 液体以温度 180 K, 压力 15 bar 的工况下流出。然而, 在有限的空间内, 传统的盘管换热器流阻较大, 同时在相变换热过程中易产生液膜和气泡, 从而影响了换热效率。为了克

服这一问题, 本研究提出了一种异形弯管换热器的设计方案, 旨在提高空间利用率, 降低流阻并避免液膜和气泡的形成。

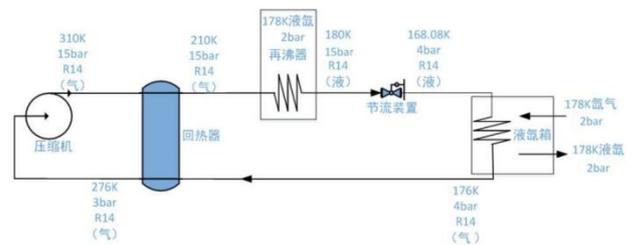


图 1.R14 节流制冷循环图

大冷量回收系统使用 R14 作为冷媒, 在液氙冷箱内为保证气氙液化需提供 22 KW 冷量, 管道选择规格型号为 $\phi 25.4 \times 1.65$ 的不锈钢管, 经理论计算管长为 62 m。同理, 在再沸器内为保证液氙气化, 大冷量回收系统需提供 20.6 KW

热量，管道选择规格型号为 $\phi 19.1 \times 1.5$ 的不锈钢管，经理论计算管长为 170 m。若采用单根盘管换热，再沸器盘管流阻可达 1.95 MPa，液氙冷箱盘管流阻可达 0.47 MPa，且盘管螺距仅为 2 mm 左右。

当换热器流阻较大时，压缩机进出口压差较大，从而导致管路中 R14 质量流量减少，换热量降低。同时，当盘管间距较小时，流体的流动特性会受到显著影响，从而导致液膜的形成。这种液膜会增加热阻，降低热传导效率，并可能导致局部过热，从而影响设备的安全性和稳定性。另一方面，气泡的形成同样会显著影响热交换效率。基于这些问题，本研究提出了异形弯管换热器的设计方案，以提高空间利用率，降低流阻并减小液膜和气泡对于换热器换热效率的影响。

为了验证设计方案的可行性，本研究将基于 COMSOL 软件对异形弯管换热器进行模拟。这些模拟结果对大冷量回收系统的功能实现和改进优化有重要意义。通过这些研究成果，我们期望能为换热器的设计和应用提供新的思路和方案。同时，本研究还将对有限空间内盘管式换热器的设计提供重要的数据和参考，为相关领域的工程应用提供有益的指导。

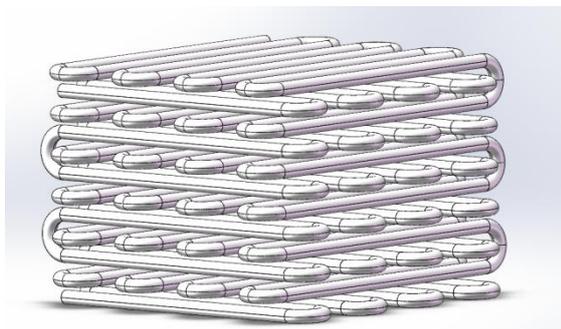


图 2.液氙冷箱内 R14 换热管路

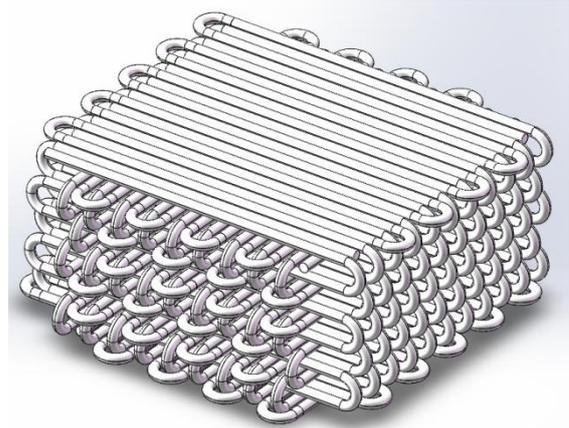


图 3.再沸器内 R14 换热管路

2.再沸器与液氙冷箱流阻理论计算

2.1 再沸器管路流阻计算：

当再沸器采用一路串联时，查询物性参数可知，R14 气体在温度 210 K，压力 15 bar 的情况下：

动力粘度 $\mu=1.4 \times 10^{-5}$ Pa·s；

密度 $\rho=95.1$ kg/m³；

流量 $Q=113.6$ L/min；

管径 $D=16$ mm

管道长度 $L=170$ m

因此，R14 流速 $v=9.4$ m/s

运动粘滞系数：

$$v = \mu / \rho = 1.5 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (1)$$

局部阻力系数：

$$\lambda = K_1 K_2 \frac{0.0121}{d^{0.26}} \quad (2)$$

其中， K_1 为 1.15， K_2 为 1.18

压降：

$$P_{mi} = \frac{\lambda}{4R_s} \frac{\rho v^2}{2} l = R_m l \quad (3)$$

其中 $R_s = D/4 = 4$ mm；R14 流速 $v=9.4$ m/s

；管道当量长度 l 为 176.5 m

理论计算出压降为 1.94 MPa。

当再沸器采用四路并联时，R14 质量流量及管道长度变为 1/4，带入数据后算出压降仅为 0.03 MPa。

2.2 液氩冷箱管路流阻计算：

当液氩冷箱采用一路串联时，查询物性参数可知，R14 气体在温度 168.08 K，压力 4 bar 的工况下：

动力粘度 $\mu=1 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ ；

密度 $\rho=27.9 \text{ kg/m}^3$ ；

流量 $Q=386.9 \text{ L/min}$ ；

管径 $D=22 \text{ mm}$

管道长度 $L=62 \text{ m}$

因此，R14 流速 $v=17 \text{ m/s}$

运动粘滞系数：

$$\nu = \mu / \rho = 3.7 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (4)$$

局部阻力系数：

$$\lambda = K_1 K_2 \frac{0.0121}{d^{0.26}} \quad (5)$$

压降：

$$P_{mi} = \frac{\lambda}{4R_s} \frac{\rho v^2}{2} l = R_m l \quad (6)$$

其中 $R_s = D/4 = 5.5 \text{ mm}$ ；R14 流速 $v=17 \text{ m/s}$ ；管道当量长度 l 为 66.7 m

理论计算出压降为 0.47 MPa。

当液氩冷箱采用两路并联时，R14 质量流量及管道长度变为 1/2，带入数据后算出压降仅为 0.06 MPa。

由理论计算可以看出，将再沸器和液氩冷箱的换热管路分别改为四路并联及两路并联后，流阻大幅下降，由此证明并联对于减小流阻的积极作用。

3.COMSOL 仿真的使用

本研究旨在研究再沸器和液氩冷箱中的异形弯管换热器流阻。

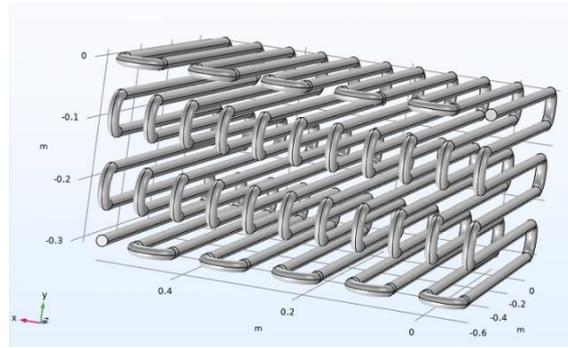


图 4.再沸器几何模型

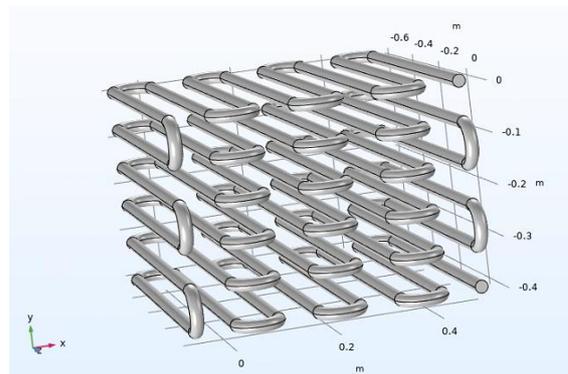


图 5.液氩冷箱几何模型

模型中流体采用 R14 制冷剂，单路质量流率为 0.18 kg/s，再沸器四路并联后质量流率为 0.045 kg/s，液氩冷箱两路并联后质量流率为 0.09 kg/s。再沸器入口处 R14 流体温度为 210 K，压力为 15 bar；液氩冷箱入口处 R14 流体温度为 168.08 K，压力为 4 bar；为简化模型，将管壁温度恒定在 178 K 以模拟管路外部温度为 178 K 的氩气。

因 Comsol 自带材料库中没有 R14 制冷剂材料，我们由 NIST 查询了 R14 的物性参数，自定义 R14 材料。

属性	变量	值	单位	属性组
<input checked="" type="checkbox"/> 动力黏度	mu	muv(T)	Pa·s	基本
<input checked="" type="checkbox"/> 恒压热容	Cp	Cpv(T)	J/(kg·K)	基本
<input checked="" type="checkbox"/> 密度	rho	rhov(T)	kg/m ³	基本
<input checked="" type="checkbox"/> 导热系数	k_iso ; ki...	kv(T)	W/(m·K)	基本
比热率	gamma	gammav(T)	1	基本

图 6.定义材料

在 COMSOL 软件中进行模拟时，物理场采用“非等温流动”。

3.1 再沸器参数设置:

选择“层流”模拟流体在管道内的流动情况。层流中设置:

参考压力设为 15 bar;

壁条件为无滑移;

入口设置质量流率为 0.045 kg/s;

出口设置静压力为 0。

选择“流体传热”模拟流体与管壁的换热情况。流体传热中设置:

参考温度设为 210 K;

初始值设为 210 K;

流入设为 210 K;

管壁温度设定为 178 K。

3.2 液氦冷箱参数设置:

选择“层流”模拟流体在管道内的流动情况。层流中设置:

参考压力设为 4 bar;

壁条件为无滑移;

入口设置质量流率为 0.09 kg/s;

出口设置静压力为 0。

选择“流体传热”模拟流体与管壁的换热情况。流体传热中设置:

参考温度设为 168.08 K;

初始值设为 168.08 K;

流入设为 168.08 K;

管壁温度设定为 178 K。

在求解器选择上, 选择分离求解器, 使用“AMG, 流体流动变量 (spf)”及“AMG, 传热变量 (ht)”, 求解器选择“GMRES”

4. 仿真结果讨论

本研究旨在研究再沸器和液氦冷箱中的异形弯管换热器流阻。从图 7 中可以看出, 经计算, 最终得出再沸器流阻为 7×10^3 Pa。

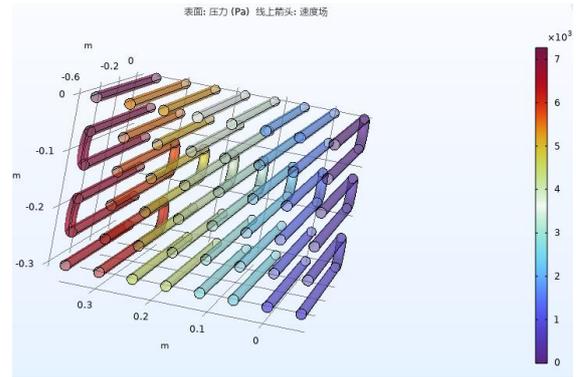


图 7.再沸器压力

从图 8 中可以看出, 经计算, 最终得出液氦冷箱流阻为 4.5×10^4 Pa。

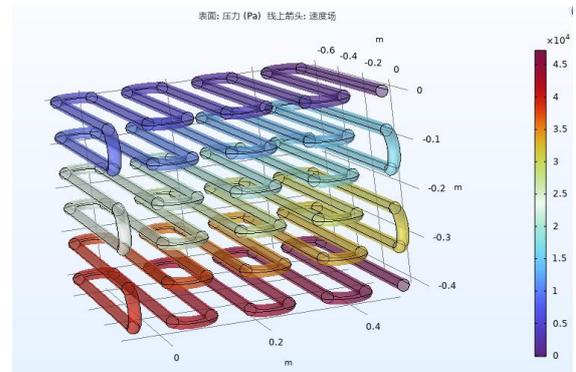


图 8.液氦冷箱压力

从结果中可以看出, 相比于单路式换热器, 将再沸器和液氦冷箱的换热管路分别改为四路并联及两路并联可以极大降低流阻。

5. 结论

通过结果讨论, 证明了将再沸器和液氦冷箱的换热管路分别改为四路并联及两路并联后对于流阻下降的积极作用。证明了异形弯管换热器相比于传统盘管式换热器的优势。在实际工程中, 异形弯管换热器不仅解决了流阻过大导致大流量情况下压缩机停机保护的问题, 还避免了换热器表面液膜和气泡的形成, 提高了换热器的换热效率。

本研究将为大冷量回收系统的功能实现和改进优化提供重要数据和参考。通过这些研究

成果，我们期望能为换热器的设计和应用提供思路 and 方案，为工程实践提供指导与支持。

致谢

感谢 Comsol 技术支持对本研究提供的建议与指导。