

千瓦级 2 K 超流氦板翅式换热器初步设计优化

朱柯宇^{1,2}, 常正则¹, 李梅¹, 李少鹏¹, 孙良瑞¹,
桑民敬¹, 叶瑞¹, 周健荣^{1,2}, 潘卫民¹, 葛锐^{1,*}

(1. 中国科学院高能物理研究所, 北京 100049; 2. 中国科学院大学, 北京 100049)

摘要: 本文采用分布参数法对 1 000 W@2 K 低温系统配套的 50 g/s 流量 2 K 换热器进行了设计计算。利用加权系数法提出了换热器综合优化指标, 随后采用遗传算法进行优化, 并根据工程需要从多个侧重点对换热器进行优化, 获得了一系列优化方案, 从中选择了侧重换热效率的方案作为初步设计结果。在该结果的基础上, 进一步采用了 CFD 数值仿真校核, 验证了初步设计结果的准确性。优化后换热器的换热效率为 84.4%, 压降为 222.16 Pa, 体积为 0.022 1 m³。

关键词: 低温系统; 板翅式换热器; 分布参数法; 遗传算法; 数值模拟

中图分类号: TL53

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2022)10-2146-09

doi: 10.7538/yzk.2021.youxian.0803

Preliminary Design Optimization of 2 K Superfluid Helium Plate-fin Heat Exchanger in Kilowatt Scale

ZHU Keyu^{1,2}, CHANG Zhengze¹, LI Mei¹, LI Shaopeng¹, SUN Liangrui¹,
SANG Minjing, YE Rui, ZHOU Jianrong^{1,2}, PAN Weimin¹, GE Rui^{1,*}

(1. Institute of High Energy Physics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China;

2. University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: The 2 K cryogenic system is a key subsystem of the new generation superconducting accelerator, and the 2 K heat exchanger is the key equipment. With the increasing scale of 2 K cryogenic system, the demand for high-flow 2 K heat exchanger becomes more and more urgent, and the current application of the tube and fin type, coil and tube structure of the heat exchanger is gradually replaced by a more efficient and compact plate-fin heat exchanger in high flow conditions, but the plate-fin heat exchanger has more structural parameters, and it is difficult to take into account the heat transfer efficiency, pressure drop and volume size in the design process. In this paper, based on the basic differential equations of heat transfer and pressure drop and the related flow heat transfer correlation equation, the design calculation of a 50 g/s flow rate 2 K heat exchanger supporting a 1 000 W@2 K cryogenic system was carried out using the distributed parameter method. Five parameters affecting the performance of the heat

exchanger were analyzed and the comprehensive optimization index of the heat exchanger was proposed using the weighting coefficient method. Based on the proposed optimization indexes, a genetic algorithm was used to optimize the heat exchanger with multiple foci on high heat transfer efficiency, low pressure drop and small size according to the engineering needs, and a series of optimization solutions were obtained, from which the solution focusing on heat transfer efficiency was selected as the preliminary design result. Based on the parameter of this result, a three-dimensional model of the heat exchanger heat transfer channel was established, and CFD numerical simulation was used for simulation calculation. The simulation results were in good agreement with the design results, verifying the accuracy of the preliminary design results, and the performance of the heat exchanger under different operating conditions was analyzed for this optimization result. The optimization result shows that the heat exchanger is selected with perforated plate type fins to cold-hot-cold (CHC) structure for the arrangement, it has 10 layers of CHC structure, its length is 760 mm, fin height is 4 mm, fin spacing is 7.9 mm, heat transfer efficiency of the heat exchanger is 84.4%, pressure drop is 222.16 Pa, and the volume is 0.022 1 m³. A variety of fin types of heat exchangers will be studied in the future to meet the demand of heat exchanger use.

Key words: cryogenic system; plate-fin heat exchanger; distributed parameter method; genetic algorithm; numerical simulation

2 K 超流氦低温系统是新一代超导加速器的关键子系统,在欧洲核子研究中心(CERN)、日本高能加速器研究机构(KEK)、加速器驱动的次临界系统(ADS)中运行的大型超导加速器均设计建造了 2 K 超流氦低温系统。在 2 K 低温系统中,2 K 超流氦负压换热器(简称 2 K 换热器)是关键设备之一,其功能为在节流阀前将液氦预冷,以提高超流氦低温系统的出液率。以 ADS 的 2 K 超流氦低温系统为例,该系统使用了 Air Liquid 公司的制冷机,其功率为 100 W@2.0 K,能满足运行需求^[1-2],其内部配套有 5 g/s 的 2 K 换热器,换热效率为 83%^[3]。2 K 换热器的设计既需满足高传热效率和低压降的要求,又需综合考虑氦物性的变化、轴向导热、流体分配不均及热泄漏等问题,因此其设计难度比一般换热器高。Gupta 等^[4]设计并优化了 5 g/s 的绕管式 2 K 换热器,分析了相关参数在优化中的作用,并在雷诺数 Re 为 500~1 900 的范围内进行了实验测试,总结了测试工况内的压降规律。Polinski 等^[5]描述了欧洲 X 射线自由电子激光器(XFEL)的垂直测试低温恒温器中换热器的设计,提出了基于热力学第二定律的换热器性能理论模型,并对模型进行了实

验验证。Dollekamp^[6]介绍了逆流式换热器的设计,并分析了 METIS 探测器仪器冷却器中不同类型的 2 K 逆流式换热器。Han 等^[3]对 2 K 的 J-T 换热器(汉普逊型)进行了设计优化与加工测试,换热器的换热效率达到 83%,低压侧压降为 76 Pa。王哲等^[7]设计了 1.5 g/s 小流量 2 K 板翅式换热器,并研究了板翅式换热器的轴向导热问题。KUMAR 等^[8]设计了螺旋管式 5 g/s 流量的 2 K 换热器,压降为 123 Pa。

但随 2 K 低温系统的规模不断扩大,5 g/s 流量的 2 K 换热器已不再满足需求。我国科学家提出的大科学装置,如环形正负电子对撞机(CEPC)、正在建设的散裂中子源二期工程(CSNS-II)等项目均设计建造千瓦级及以上的 2 K 低温系统,需要千瓦级 2 K 换热器。此外,国内其他在建的大科学装置同样有千瓦级 2 K 换热器的需求,如上海自由电子激光(SHINE)、加速器驱动嬗变研究装置(CIADS)和强流重离子加速器(HIAF)等,其规模均在 1 kW@2 K 以上。LCLS-II^[9]预计在其低温系统中采用 215 g/s 流量的 2 K 铝板翅式换热器,该换热器是以 300 kPa 的 4.5 K 超临界氦与 3 100 Pa 的 2 K 氦气进行换热,设计要求换热效率大于

90%，低压侧压降小于 500 Pa。除 LCLS-II 外，上述提及的换热器流量均为 5 g/s 及以下，较大流量的换热器报道较少。此外，由于管翅式和盘管式换热器的结构限制，其换热系数能达到的范围为 50~150 W/m²，若在设计大流量换热器时沿用绕管式结构，则换热器的体积会变得巨大^[10]，而板翅式换热器具有换热系数高、结构紧凑的特点，在大流量工况下，板翅式换热器正在逐渐取代原有的管翅式和盘管式换热器。文键等^[11]研究了板翅式换热器的翅片结构对换热和压降的影响；周爱民等^[12]对换热器封头导致的流量分配问题进行了研究和讨论；杨辉著等^[13]利用遗传算法对板翅片结构进行了优化设计；Zhang 等^[14]利用遗传算法对换热器进行了优化设计；张帅^[15]对低温系统中采用的板翅式换热器进行了设计以及单目标和多目标优化，并对优化后的换热器进行加工和实验测试。现有 2 K 换热器多以 5 g/s 流量及以下的小流量换热器为主，对于板翅式换热器的研究也多以空气或空分气体为工质，对于以超临界氦为工质的大流量 2 K 低温板翅式换热器研究仍

较少，本文将针对千瓦级低温系统中的大流量（50 g/s）板翅式换热器进行设计与优化工作。

1 设计与优化

1.1 换热器的设计要求

本文换热器应用于千瓦级 2 K 超流氦低温系统中，其功能如图 1 所示，相关设计指标列于表 1。在以上设计要求的基础上，要求换热器结构紧凑，体积尽可能小。

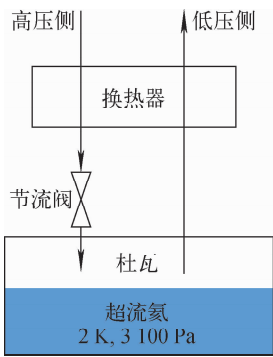


图 1 2 K 换热器功能
Fig. 1 Function of 2 K heat exchanger

表 1 千瓦级 2 K 换热器设计指标
Table 1 Design specification of 2 K heat exchanger

位置	入口温度/K	入口压力/kPa	允许压降/Pa	换热效率	漏率/(Pa·L·s ⁻¹)
低压侧	2.0	3.1	≤500	≥0.83	≤10 ⁻⁴
高压侧	4.5	300	≤3 000	≥0.83	≤10 ⁻⁴

1.2 换热器的设计方法

传统的集总参数法是基于两个单相流体热平衡的方法，假设流体稳态、无环境传热、纵向导热忽略不计、整体传热系数及热负荷恒定。由这一系列假设衍生出了对数平均温差法、换热单元数等方法，它们唯一的区别是选择的计算参数不同。总体来说，集总参数法模型适用于单相和传热属性变化不大的流体。本文所讨论的 2 K 换热器，在设计工况下高压侧入口为 300 kPa、4.5 K 的超临界氦，低压侧入口为 3 100 Pa、2 K 的饱和氦气。在此温度区间内，氦工质的物性变化十分剧烈（图 2），因此物性恒定的假设不再适用，而且由于超临界状态的特殊性，使用传统设计方法得到的设计结果会有较大的误差甚至可能会产生错误。因此本文

采用分布参数法对换热器进行设计（图 3），将 1 个换热器整体分割成若干微小的换热单元，对其中每个微小换热单元进行传热和流体计算，不同换热器微元的进出口状态沿着换热长度方向变化，最后得到整个换热器的温度和压力场以指导后续设计。相较而言，分布参数法可较好地表征换热器中每一换热微元的物理特性，体现物性变化对换热器工作的影响，获得更加准确的计算结果。

根据相关设计经验，考虑换热能力、换热器内部压力均布等因素，本文设计的换热器采用两层冷通道夹 1 层热通道的形式（CHC），且冷热通道采用相同高度的翅片（H1=H2）。图 4 为板翅式换热器及翅片结构，冷热流体为逆流换热，翅片选择孔板翅片，其厚度 *t* 为 0.4 mm。

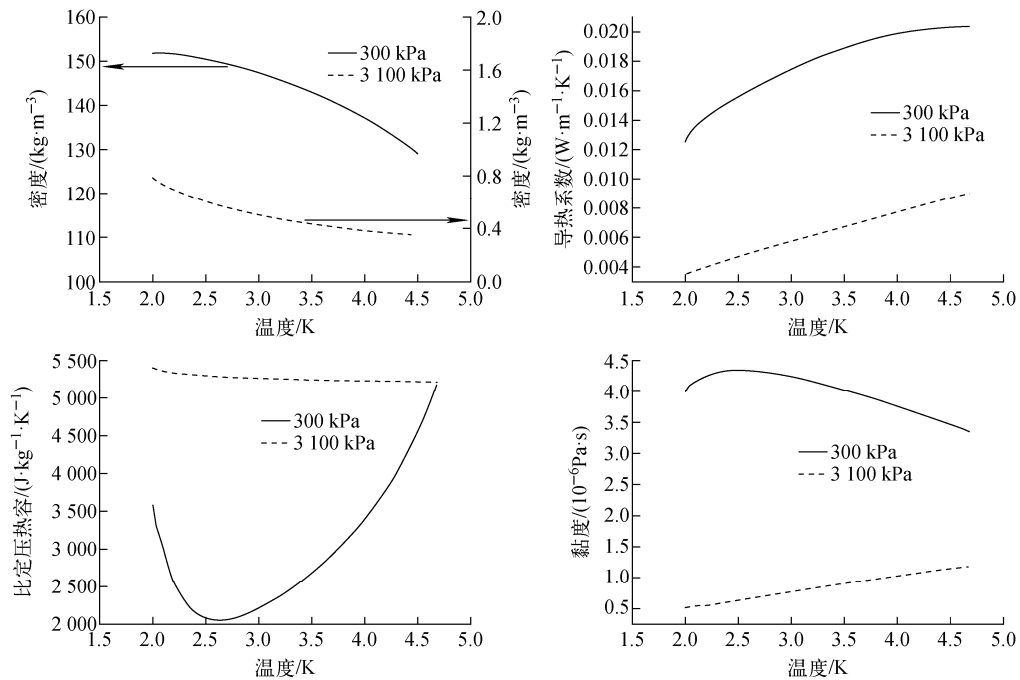


图 2 氦工质的物性变化
Fig. 2 Physical property change of helium

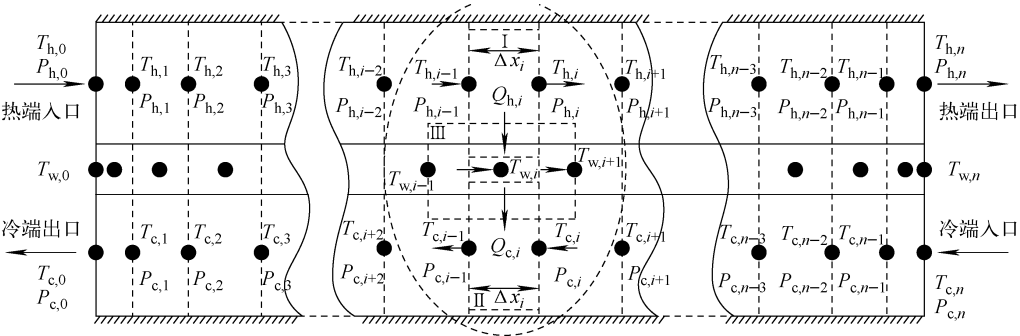
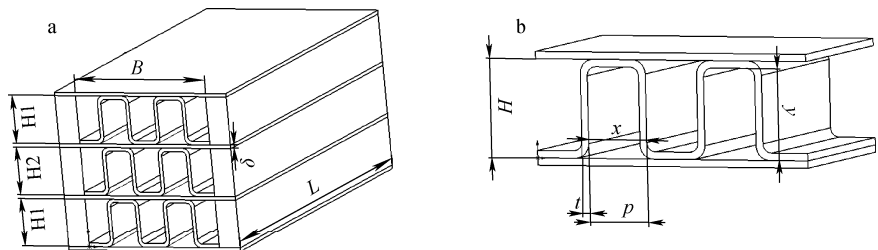


图 3 分布参数法示意图
Fig. 3 Schematic of distributed parameter method



a——板翅式换热器结构;b——翅片结构

图 4 板翅式换热器及翅片结构

Fig. 4 Plate-fin heat exchanger structure and fin structure

1.3 板翅式换热器的设计计算

假设换热器表面绝热,考虑换热器的轴向导热,网格沿换热器轴向均匀划分,每个网格节

点互相独立不受外界影响,根据上述假设列出换热器的控制方程^[16]。

能量方程为:

$$\int_i^{i+1} d(C_h T_h) - Q_{h,i} = 0 \quad (1)$$

$$\int_i^{i+1} d(C_c T_c) - Q_{c,i} = 0 \quad (2)$$

$$Q_{h,i} - Q_{c,i} - \lambda_{w,i} A S_w \frac{dT_w}{dx} = 0 \quad (3)$$

$$Q_{h,i} = h_{h,i} S_{h,i} \left(\frac{T_{h,i} + T_{h,i+1}}{2} - T_{w,h,i} \right) \quad (4)$$

$$Q_{c,i} = h_{c,i} S_{c,i} \left(T_{w,c,i} - \frac{T_{c,i} + T_{c,i+1}}{2} \right) \quad (5)$$

压力方程为:

$$dp_h = 2G_h^2 \frac{f_h}{\rho_h D_h} dx \quad (6)$$

$$dp_c = 2G_c^2 \frac{f_c}{\rho_c D_c} dx \quad (7)$$

边界条件为:

$$T_{h,0} = T_{h,in} \quad (8)$$

$$p_{h,0} = p_{h,in}$$

$$T_{c,n} = T_{c,in}$$

$$p_{c,n} = p_{c,in} \quad (9)$$

式中: Q 为传热量, J; C 为比定压热容, J/(kg · K); T 为温度, K; p 为压力, Pa; λ 为换热器材料的导热系数, W/(m · K); S 为换热面积, m²; x 为微元长度, m; h 为传热系数; G 为流量通量, kg/(s · m²); f 为摩擦系数; ρ 为工质密度, kg/m³; D 为水力直径, m; 下标 h 表示热流体, c 表示冷流体, w 表示壁面, in 表示入口, 0 表示假设换热器外壁面为绝热边界, i 为微元坐标位置, n 为换热器轴向两端的网格数据。

确定了边界条件后, 根据合理的初场假设, 在温度场上耦合叠加强度场进行迭代计算, 最终获得换热器整体的温度场和压力场, 其相关流动传热参数的计算方法如下^[17]。

换热器的流通截面积 A_c 为:

$$A_c = \frac{xyB}{P} \cdot \text{num} \quad (10)$$

式中: x 、 y 分别为换热器翅片构成的小孔流动通道的宽度和长度; B 为换热器流动通道的宽度; P 为每个翅片的间距; num 为层数。

单位长度板翅式换热器传热面积 A_s 为:

$$A_s = 2(x + y)B/P \quad (11)$$

单位长度压降 Δp 为:

$$\Delta p = (4fG^2)/2\rho D \quad (12)$$

式中: f 为摩擦系数; G 为单位面积的工质流速, kg/(s · m²); D 为换热器的水力直径, m。

$$D = 2xy/(x + y) \quad (13)$$

$$G = m/A_c \quad (14)$$

$$h = Nu\lambda/D \quad (15)$$

式中: h 为对流换热系数, W/(m² · K); λ 为工质的导热系数, W/(m · K); Nu 为努赛尔数, 利用 D-B 公式^[18] 进行计算:

$$Nu = 0.024Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad \text{加热} \quad (16)$$

$$Nu = 0.026Re^{0.8}Pr^{0.3} \quad \text{冷却} \quad (17)$$

$$Re = DG/\mu \quad (18)$$

式中: Pr 为普朗特数; Re 为雷诺数; μ 为工质黏性系数。式(16)、(17)的应用范围为 $2\,500 < Re < 1.24 \times 10^5$, $0.7 \leq Pr \leq 120$ 。

摩擦系数 f 采用达西公式^[18] 进行计算:

$$f = 0.316Re^{-0.25} \quad 4\,000 < Re < 2 \times 10^4 \quad (19)$$

$$f = 0.184Re^{-0.2} \quad Re \geq 2 \times 10^4 \quad (20)$$

换热器翅片效率 η 为:

$$\eta = \tanh(\omega b)/\omega b \quad (21)$$

$$\omega = (2h/\lambda_{fin} \lambda t)^{0.5} \quad (22)$$

式中: b 为板翅式换热器翅片的定型尺寸, 对于本文中的冷热通道采用相同翅片的 CHC 板翅式换热器, $b = H$; ω 为翅片系数; λ_{fin} 为翅片的导热系数, W/(m · K); t 为翅片厚度, m。

1.4 板翅式换热器的优化设计

在对换热器提出优化指标时需综合考虑换热和阻力特性, 基于这一原则, 有多种综合性能评价指标^[19]。大流量 2 K 换热器位于低温系统的常温泵或冷压机之前, 过大的压降会导致常温泵或冷压机工作负荷过大, 影响系统运行, 因此该换热器对于压降要求十分严苛, 其在允许的压降范围内有更强的换热能力十分重要。因此本文选择 $Nu/f^{1/2}$ 作为综合性能评价指标, 其数值可判断在相同压降条件下换热能力的增加是否大于阻力的增加, 与此同时, 综合考虑压降、换热效率和换热器体积等因素, 构建综合评价指标函数。

综合评价指标函数 $\text{Fit}(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)$ 为:

$$\text{Fit}(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) =$$

$$k_1 \frac{Nu}{f^{1/2}} - k_2 V - k_3 R_t - k_4 P_c + k_5 \eta_{\text{eff}} \quad (23)$$

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{H_{h,i} - H_{h,o}}{H_{h,i} - H_i^*} \quad (24)$$

式中: $k_1 \sim k_5$ 为每项对应的权重系数; V 为无量

纲体积; R_i 为纵横比,即换热器最大边尺寸和最小边尺寸的比值; P_c 为换热器低压侧(低温侧)的无量纲压降; η_{eff} 为换热器效率; H_i^* 为冷流体入口温度下的热流体焓值; $H_{h,i}$ 和 $H_{h,o}$ 分别为热流体在入口和出口的焓值。

1) 优化方法

由于需要优化的参数较多,本文将采用遗传算法进行优化。根据换热器的设计方法,选择翅高 h 、翅间距 p 、长度 L 、层数 num 和宽度 B 作为优化参数,对应每个参数设置种群大小为 40,种群总数为 40×5 ,最大遗传代数为 150,设置交叉概率为 0.8,变异概率为 0.01。5 个参数的搜索范围列于表 2。

表 2 参数的搜索范围
Table 2 Parameter search range

参数	范围
翅高,mm	1~10
翅间距,mm	1~10
热通道层数	1~30
通道宽度,mm	200~800
总长度,m	0.1~2

在工程应用中,换热器的应用场景十分丰富,针对于不同的应用场合,调整综合评价函数中每项对应的权重系数 k_i ,得到不同侧重点的适应度函数,并将其作为目标函数进行优化,得到 1 组适合应用于不同条件下的换热器优化结果。

表 4 换热器优化结果
Table 4 Heat exchanger optimization result

方案	长度/m	层数	翅高/mm	宽度/mm	间距/mm	压降/Pa	换热效率/%	体积/m ³
原设计	0.700	10+20	5	250	4	141.96	80.4	0.028 4
方案 1	0.760	10+20	4	240	7.9	222.16	84.4	0.022 1
方案 2	0.970	8+16	7.6	253	10	116.83	81.5	0.036 5
方案 3	0.425	13+26	7.1	350	2.5	182.35	81.1	0.016 8
方案 4	0.570	9+18	3.7	366	5.1	159.46	82.9	0.023 1

方案 1 的换热效率为 84.4%,比原设计提高了 4%,压降为 222.16 Pa,比原设计提高了 80.2 Pa,但仍在允许范围内,体积降低了 22%;方案 2 的压降为 116.83 Pa,降低了 25 Pa,换热效率提高 1.1%,但体积比较庞大,为 0.036 5 m³,比原设计提高了 42.6%;方案 3 尽可能地减小

2) 优化结果

本文给出 4 组权重系数进行优化,具体的权重系数选取列于表 3。优化代际图如图 5 所示。

表 3 权重系数的选取
Table 3 Selection of weighting coefficient

方案	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5
方案 1(侧重换热)	2.5	0.4	0.15	0.9	1.5
方案 2(侧重压降)	2.5	0.4	0.15	1.5	1.1
方案 3(侧重体积)	2.5	1.2	0.15	0.9	1.1
方案 4(兼顾体积和纵横比)	2.5	1.1	0.6	0.9	1.1

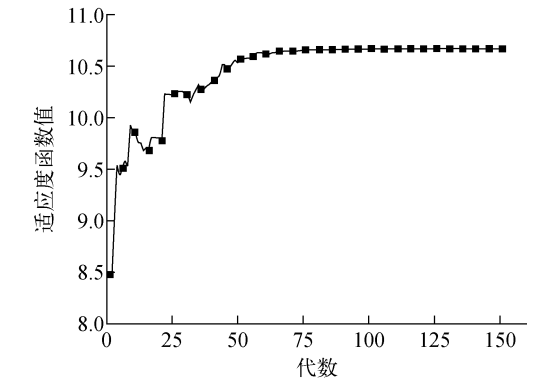


图 5 优化代际图

Fig. 5 Optimizing intergenerational chart

经过多次 150 代的迭代计算,获得了多组优化结果,与原始设计结果进行比较,结果列于表 4。

换热器体积,使得其能安装在狭小空间内,其换热效率为 81.1%,压降为 182.35 Pa,而体积仅有 0.016 8 m³,比原设计降低了 40.8%,但其形状趋近于正方体,与常见的换热器形状相比,其结构形式不太合理;方案 4 是在使体积小的同时保证其合理的纵横比,其换热效率为

82.9%，压降为 159.46 Pa。综合 4 个优化方案，从实际应用出发，考虑到千瓦级的 2 K 低温系统规模比较庞大，对于空间体积的要求不太严格，而 2 K 换热器的换热效率对低温系统出液率影响很大，因此在压降允许的范围内应当首先提高其换热效率，因此选择方案 1 作为千瓦级 2 K 超流氦换热器的初步设计方案。

应用文献[7]中的方法简单设计了 50 g/s 流量的汉普逊型换热器，并与方案 1 中的板翅式换热器进行对比，结果表明，同为 50 g/s 流量的换热器，汉普逊型换热器的体积比板翅式换热器至少增大 8 倍。这说明板翅式换热器具有紧凑的特点，在大流量的应用场景下，板翅式换热器的换热效率更高，且更加紧凑。编程计算程序在一般 PC 中计算时间仅需 0.682 s，运行优化计算时间为 813.2 s，计算时间较短，易获得计算或优化结果。

2 仿真计算验证

2.1 模型与网格

在经过设计和优化计算后，为验证准则关系式编程计算的准确性及优化结果的可信性，根据设计优化结果，对 2 K 换热器进行三维建模，并使用 Fluent 软件在设计工况下对换热器进行数值仿真计算。本文板翅式换热器的换热基本单元为板翅翅片，翅片通道的特征尺寸为毫米级，为了使得模拟计算时能捕捉通道尺寸，需将网格大小同样设为毫米级，而换热器整体的三维尺寸量级均为分米量级，两者相差较大。在构建整体换热器模型的网格时选择毫米级的网格会使得网格数量极为庞大，同时进行数值模拟计算时需很高的计算机算力。因此采用模拟换热器部分特征结构的方法，以部分翅片结构的换热性能来代替整体换热器的换热性能，以此近似推知换热器整体的特性。

选取 3 层板翅组成 CHC 结构，建立不同长度(700、750、800 mm)的板翅式换热器特征结构模型，为便于设定入口条件，加入出、入口延长段。采用非结构化网格对模型计算域进行离散，并进行网格无关解检验，取网格总数分别为 170 万、260 万、460 万、900 万、1 450 万、2 100 万，最终确定网格总数为 900 万，图 6 为换热器特征结构模型。在 900 万网格的条件

下，在计算用服务器上进行模拟计算，使用 40 核 2 650 CPU 进行并行计算，每个算例需要约 2.5 h 进行计算。由此可见以部分代替整体的方法以及编程设计可以极大缩短计算时间，这是十分必要的。



图 6 换热器特征结构模型
Fig. 6 Characteristic structure of heat exchanger

2.2 边界条件设定

换热器流动工质设定为⁴He，固体材料设定为 Al6061，并按照相应的压力及工作温度区间编写 UDF 设定变物性条件。冷热入口均设为压力入口，分别为 3 100 Pa 和 0.3 MPa，温度分别为 2 K 和 4.5 K。出口同样设为压力出口，通过调节出口背压，令稳定后的高压侧质量流量为 0.242 g/s，低压侧质量流量为 0.121 g/s。固体域和流体域之间的面设为 Interface 耦合面。由于流体经过翅片时的扰动较剧烈，在近壁处流体速度不再按对数律分布，湍流脉动动能也在发生强烈的衰减，分子黏性作用愈加显著。因此，工程中广泛使用的标准 $k-\epsilon$ 模型不再适用，根据文献[20]，在仿真计算过程中采用 $k-\omega$ 模型，该模型可较好地体现板翅式换热器中工质的流动特性，有较高的计算精度。

2.3 计算结果与分析

不同长度的板翅换热单元的模拟结果如图 7 所示，表 5 为换热器仿真结果与编程计算结果的对比。可看出，编程计算结果与仿真结果吻合较好，后续计算均以编程计算结果为准。

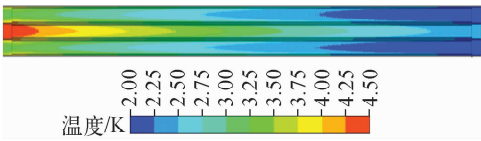


图 7 板翅换热单元的 CFD 模拟结果
Fig. 7 CFD simulation result for plate-fin heat exchange unit

以方案 1 为基准,研究改变单一参数对换热器性能的影响,具体结果如图 8 所示。可看出,随翅高的增大,换热器的换热效率和压降均降低,这是由于工质的流通面积增大,流速降低,相应的换热系数和摩擦系数均随之降低;随流道宽度的增大,换热器的压降不断降低,换热效率不断增大,是因为流道宽度增大,换热器的换热面积增大,进而提高了换热效率,但换热器体积也会随之增大;换热器长度的增加则同时提高了压降和换热效率,但在均衡考虑体积和

几何因数及压降限制后,在保证换热效率的条件下,换热器长度不应过长。

表 5 换热器仿真结果与编程计算结果对比

Table 5 CFD result and programming calculation result				
孔板 长度/mm	冷出口温度/K		热出口温度/K	
	仿真	编程计算	仿真	编程计算
600	3.04	3.12	2.47	2.27
700	3.07	3.12	2.31	2.21
800	3.09	3.19	2.23	2.17

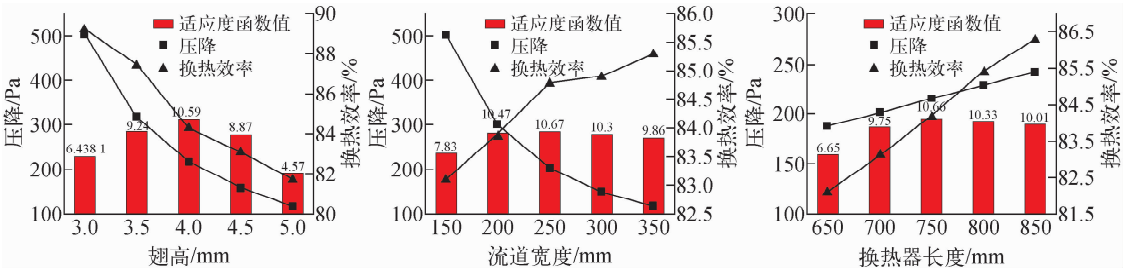


图 8 翅高、流道宽度、换热器长度对换热器性能的影响

Fig. 8 Effect of fin height, flow path width, and heat exchanger length on heat exchanger performance

考虑到实际运行过程中,换热器可能工作于各种工况下,因此对该换热器在各种不同流量条件下的性能进行计算,结果如图 9 所示。可看出,在本文的参数范围内,换热器在不同工况下换热效率变化不大,仅浮动 2% 左右,而压降随流量的增大而增大。但由于实际运行时情况更加复杂,加上偏离设计工况时会导致换热器流量分配不均匀这一问题更加凸显,因此不建议在偏离标准工况过大的情况下运行。

3 结论

本文利用分布参数法,对应用于千瓦级 2 K 超流氦低温系统中的大流量 2 K 负压板翅式换热器(50 g/s)进行了设计,利用加权系数法,提出了能综合考虑多种性能指标的复合指标,采用遗传算法对换热器结构进行了优化。选取 4 个不同设计侧重点的复合指标进行了计算,分析了不同工况参数下的换热器性能,选择侧重换热效率的复合指标及其最终优化结果作为初步设计结果,标准工况下换热效率为 84.4%,最大压降为 222.16 Pa。此外,在该设计结果的基础上,进一步采用商业 CFD 软件进行了校核,验证了初步设计结果的准确性。最后,将板翅式换热器的设计结果与同等换热效率和同等流量条件下的汉普逊型换热器设计结果进行了对比,其体积仅为汉普逊型换热器的 1/8,证明了板翅式结构在未来千瓦级 2 K 低温系统中的显著优势。本文针对千瓦级 2 K 板翅式换热器(50 g/s)的设计优化方法,为未来大科学工程项目中千瓦级 2 K 低温系统内的换热器提供了设计参考。

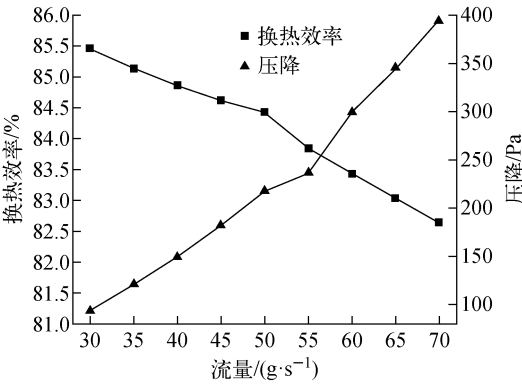


图 9 不同工况下换热器的性能

Fig. 9 Performance of heat exchanger under different operating conditions

参考文献:

- [1] GE R, SUN L, XU M, et al. 2 K superfluid helium cryogenic vertical test system for superconducting cavity of ADS Injector I[J]. Radiation Detection Technology and Methods, 2020, 4(2): 1-8.
- [2] GE Rui, LI Shaopeng, HAN Ruixiong, et al. ADS injector-I 2 K superfluid helium cryogenic system[J]. Nuclear Science and Techniques, 2020, 31(4): 81-94.
- [3] HAN Ruixiong, ZOU Zhengping, GE Rui, et al. Design optimization, construction and testing of 2 K Joule-Thomson heat exchanger for a superfluid helium cryogenic system[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 180: 115774.
- [4] GUPTA P K, KUSH P K, TIWARI A, et al. Design and optimization of coil finned-tube heat exchangers for cryogenic applications[J]. Cryogenics, 2007, 47(5-6): 322-332.
- [5] POLINSKI J, CHOROWSKI M, DUDA P, et al. Design and commissioning of vertical test cryostats for XFEL superconducting cavities measurements[C]// AIP Conference Proceedings. [S. l.]: [s. n.], 2014.
- [6] DOLLEKAMP E. Counterflow heat exchanger design for the E-ELT METIS instrument cooler [D]. Netherlands: University of Twente, 2014.
- [7] 王哲, 厉彦忠, 李正宇, 等. 液氦/超流氦制冷系统负压换热器仿真及优化设计[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(8): 143-150.
WANG Zhe, LI Yanzhong, LI Zhengyu, et al. Simulation and optimization for sub-atmospheric heat exchanger of liquid helium/superfluid helium refrigeration system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(8): 143-150(in Chinese).
- [8] KUMAR A, NAKAI H, NAKANISHI K, et al. Experimental and numerical investigation of 2 K heat exchanger for superfluid helium cryogenic systems at KEK[J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 755(1): 012061.
- [9] ALESANDRO D A, KALUZNY J, KLEBANER A. Thermodynamic analyses of the LCLS-II cryogenic distribution system[J]. IEEE Transactions on Applied Superconductivity, 2016, 99: 1-1.
- [10] PACIO J C, DORAO C A. A review on heat exchanger thermal hydraulic models for cryogenic applications[J]. Cryogenics, 2011, 51(7): 366-379.
- [11] 文键, 李科, 刘育策, 等. 利用流固耦合分析的板翅式换热器锯齿型翅片多目标优化[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(2): 130-135.
WEN Jian, LI Ke, LIU Yuce, et al. Multi-objective optimization of serrated fin in plate-fin heat exchanger by fluid structure interaction[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(2): 130-135(in Chinese).
- [12] 周爱民, 赵俊涛, 姜勇, 等. 不同封头结构对板翅式换热器换热性能的影响[J]. 石油化工设备, 2008, 37(6): 14-17.
ZHOU Aimin, ZHAO Juntao, JIANG Yong, et al. Performance of heat transfer in fin-plate heat exchangers under different header configuration [J]. Petro-Chemical Equipment, 2008, 37(6): 14-17(in Chinese).
- [13] 杨辉著, 文键, 童欣, 等. 板翅式换热器锯齿型翅片参数的遗传算法优化研究[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(12): 90-96.
YANG Huizhu, WEN Jian, TONG Xin, et al. Optimization design for offset fin in plate heat exchanger with genetic algorithm[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(12): 90-96 (in Chinese).
- [14] ZHANG L N, YANG C X, WANG A L. Optimum design of plate-fin heat exchanger with genetic algorithm[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(4): 530-535.
- [15] 张帅. He II 系统负压换热器实验及优化理论研究[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2020.
- [16] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.
- [17] 史美中, 王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京: 东南大学出版社, 2014.
- [18] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006.
- [19] 何雅玲, 陶文铨, 王煜, 等. 换热设备综合评价指标的研究进展[C]. 西安: 中国工程热物理学会, 2011.
- [20] ABID R. Evaluation of two-equation turbulence models for predicting transitional flows[J]. International Journal of Engineering Science, 1993, 31(6): 831-840.