

空间用液态金属传热式斯特林发电机换热结构研究

刘凯旋¹, 余国瑶², 解家春¹, 赵爱虎¹, 吕 征¹

(1. 中国原子能科学研究院, 北京 102413; 2. 中国科学院 理化技术研究所, 北京 100190)

摘 要: 随着对太空的探索逐渐深入, 核动力电源的优势日益凸显。针对空间核动力电源中的斯特林循环, 本文设计 1 台 10 kW 的空间用液态钠钾传热式斯特林发电机组, 发电机的高温端钠钾换热流道采用直肋式结构, 并对换热结构进行优化研究。首先对斯特林发电机的热力学性能进行计算, 在此基础上开展斯特林发电机组高温端换热器换热性能分析, 得出 72 流道能较好满足换热要求; 然后对换热结构进行应力应变分析, 根据分析结果对换热结构的耐压壳体 and 钠钾流道管壁进行优化研究, 使换热器各部件在工作状态下结构应力均低于材料屈服强度。

关键词: 核动力电源; 斯特林发电机; 液态金属; 换热器; 结构应力

中图分类号: TL 413

文献标志码: A

DOI: 10.19328/j.cnki.2096-8655.2021.02.013

Research on Heat Transfer Structure of Space-Used Stirling Generator with Liquid Metal

LIU Kaixuan¹, YU Guoyao², XIE Jiachun¹, ZHAO Aihu¹, LYU Zheng¹

(1. China Institute of Atomic Energy, Beijing 102413, China; 2. Technical Institute of Physics and Chemistry, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: As space exploration progresses, the advantages of nuclear power sources become increasingly prominent. Aiming at the Stirling cycle in space nuclear power, in this paper, a 10 kW space-used Stirling generator of liquid NaK heat transfer type is designed, in which the high-temperature NaK heat exchanger adopts the straight rib structure, and the heat transfer structure is optimized. First, the thermodynamic properties of the Stirling generator are calculated, and then the heat transfer performance of the high-temperature heat exchanger of the Stirling generator is analyzed, by which it is concluded that 72 flow channels can well meet the heat transfer requirements. Then, the stress and strain of the heat transfer structure are analyzed, and the pressure-resistant shell of the heat transfer structure and the tube wall of the NaK flow channel are optimized, so that the structural stress of each component of the heat exchanger is lower than the material yield strength under the working state.

Key words: nuclear power; Stirling generator; liquid metal; heat exchanger; structural stress

0 引言

随着深空探测技术的发展, 能源动力问题一直制约着航天技术的发展。核能作为航天器的重要能源之一^[1], 与传统能源相比具有功率大、效率高、寿命长且环境承受能力强的优点^[2]。因此, 空间核动力电源是深空探测中的最理想可靠的方案之一。

空间核动力电源主要分为两类: 一类是放射性同位素电源; 另一类是空间核反应堆电源^[3]。放射性同位素电源的功率范围从毫瓦级到百瓦级, 已很难满足航天器对电源功率日益增长的需求。空间核反应堆电源是通过静态转换或动态转换将核反应堆裂变能转换为电能的装置。静态转换包括温

收稿日期: 2020-02-17; 修回日期: 2020-03-09

作者简介: 刘凯旋(1991—), 男, 博士研究生, 主要研究方向为特种核动力。

通信作者: 解家春(1979—), 男, 博士, 主要研究方向为堆设计、空间核动力。

差发电、热离子能量转换、碱金属热电转换、磁流体发电和热光伏转换 5 种,功率都小于 100 kWe。动态转换是将核反应堆热能转化为机械能,通过发电机将机械能转化为电能,主要包括斯特林循环、布雷顿循环和朗肯循环^[4],功率范围从百瓦级到兆瓦级。

美国在空间用斯特林发电机研究方面起步较早,美国国家航空航天局(NASA)的刘易斯研究中心 20 世纪 80 年代研究出 1 台空间用 1 kWe 的自由活塞式斯特林发电机 RE-1000^[5-6],随后 Sunpower 公司研制出 FTB、ASC-0、ASC-1 等型号的空间用斯特林发电机,热效率均可达 30%^[7-9]。1992 年, NASA 为 SP-100 计划开发了 1 套 25 kW 的自由活塞式空间动力演示发电系统,该系统由 2 个 12.5 kW 的斯特林发电机对置组成,在作为双发电机系统运行约 1 500 h 后,该装置被拆卸成两个空间动力研究发电机,并进一步研究^[11]。

我国斯特林发电机的研究主要集中在太阳能发电^[12-13]、生物质燃烧发电^[12]等方面,在空间用斯特林发电机的研究较少。

本文在调研国内外空间用斯特林研究的基础上,从热声角度出发,设计 1 台适用于空间探测的液态 NaK-78 换热、总电功率 10 kWe、共享膨胀腔的对置式斯特林发电机组,并对高温端换热器换热性能、结构应力、应变进行优化分析,从而提高设计的合理性和可行性。

1 热声学性能计算

为获得斯特林发电机最佳结构参数和运行参数,需借助于中国科学院理化技术研究所基于热声理论的自编程序对整机进行热声学性能计算。根据热声学定性分析,共享膨胀腔的对置式斯特林发电机具有强声学耦合性,其对 2 台单机的结构参数等偏差具有较高的容忍度。因此,下文计算仅考察单机的性能。计算结果见表 1。

当发电机的高低温区分别为 823 K 和 290 K 时,发电机可以 40.92% 的热电效率净输出 5 285 W 电功率,此时的发电机加热量为 12.92 kW。因此,两机对置后的总发电量 > 10 kWe,热电效率大于 20%。计算结果可为外部 NaK-78 换热计算提供边界条件。

表 1 单机热声学性能计算结果

Tab.1 Calculation results of the thermoacoustic performance of single machine

参量	数值
频率/Hz	48.5
高温换热器固壁温度/K	823
水冷器固壁温度/K	290
加热量/kW	12.9
斯特林发电机效率/%	45.27
直线电机效率/%	90.40
净输出电功/W	5 285
热电效率/%	40.92

2 换热器换热性能计算

换热器是斯特林发动机的关键部件之一,对斯特林发电机的性能有很大的影响。在获得热声学性能的基础上开展高温端换热器性能计算,可充分结合热声学计算结果中温度分布、内部气固换热系数和换热量为边界条件,从而优化高温端换热器的外部液固换热结构。适用于 NaK-78 液态金属换热的换热器结构示意图如图 1 所示。

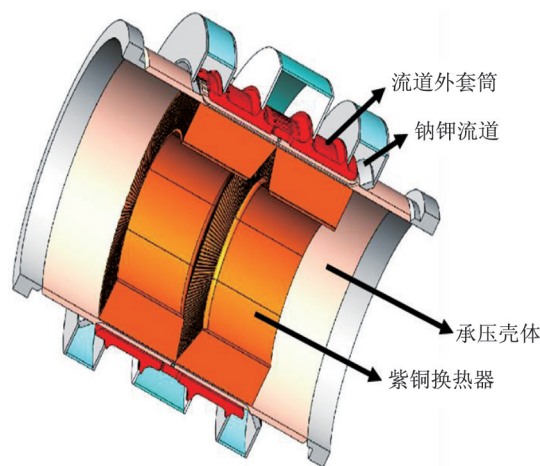


图 1 换热器示意图

Fig.1 Schematic diagram of the heat exchanger

2.1 定性计算

本研究中斯特林高温端换热器 NaK-78 流道采用直肋式换热结构,为方便分析将流道简化,如图 2 所示。图中略去 NaK-78 流道管壁,在稳态情况下,流道管壁散热与肋端传热对传热效果影响较小,因此下文分析中一并略去。考虑到管道与 NaK-78 的相容性,选择 316 不锈钢作为换热流道材料。

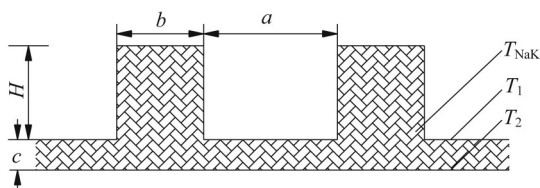


图 2 NaK-78 流道结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of the NaK-78 flow channel structure

图中: a 为流道宽度 6 mm; b 为肋基宽度 3.9 mm; c 为承压壳体壁厚 1 mm; H 为肋基高度 4.5 mm; T_{NaK} 为流道内 NaK-78 的平均温度; T_1 为流道内壁温度; T_2 为承压壳体内表面温度。

由图 2 可以看出,NaK-78 换热流道壁面包括两部分:流道侧面和流道底面。由于流道侧面与底面的温度不同,直接取 T_1 作为壁面温度计算会产生较大误差,为解决这一问题,引入肋效率,即肋片表面实际传热量 Q 与假定整个肋片都处于肋根温度时肋片传热量 Q' 的比值,可得

$$\eta = \frac{Q}{Q'} \quad (1)$$

对流换热温差 ΔT , 所需 NaK-78 的质量流量 $\dot{m}$ 为

$$\Delta T = T_{\text{NaK}} - T_1 = \frac{Q}{\eta H A} \quad (2)$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \Delta t} \quad (3)$$

式中: c_p 为 NaK-78 的比热; A 为肋表面积; η 为肋效率; h 为换热系数。

$$A = 2n(H + a/2)L \quad (4)$$

$$\eta = \frac{th[m(H + a/2)]}{m(H + a/2)} \quad (5)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{\text{NaK}} a}} \quad (6)$$

$$h = \frac{Nu d}{\lambda_{\text{NaK}}} \quad (7)$$

$$Nu = 6.1 + 0.025(Pr \cdot Re)^{0.8} \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho_{\text{NaK}} v d}{\mu_{\text{NaK}}} \quad (9)$$

$$d = \frac{2aH}{a + H} \quad (10)$$

式中: n 为流道数; L 为流道长度; λ_{NaK} 、 ρ_{NaK} 、 μ_{NaK} 分别为钠钾流体的热导率、密度、动力黏度; d 为水力直径。

根据热声学性能计算获得的换热量单侧 12.9 kW, 计算得出对流换热温差 ΔT 为 9.2 K, 获得这一换热量则需要 NaK-78 的质量流率为 0.76 kg/s (根据计算所得对流换热温差, 经验公式中未对惯性损失、黏性损失等进行计算, 因此, 计算时应适当增加进出口 NaK-78 温差, 在此次假设 NaK-78 的进出口温差为 20 K)。

由于经验公式在非线性和多维效应引起的损失、空间分布引起的沿程损失、流动不均匀性和换热系数适用性等方面存在较大不足, 上述结果仅能作为定性分析, 量化计算需借助于 CFD 数值计算。

2.2 CFD 数值计算

CFD 数值计算软件为 Fluent 17.0。由于结构的高度非对称性, 采用三维计算以保证计算精度。计算网格量总共为 237 万, 网格质量良好。为简化计算过程, 模型中不包括内部紫铜翅片, 而仅以热声学性能计算中得到的氦气温度分布和换热量作为边界条件。此外, 进出口流道的金属壁面和换热器外侧的保温材料等均以理想绝热壁面代替相应的边界条件。

根据定性计算给出的预估值, 从流道数量、NaK-78 流量、层流化结构三个角度优化换热器结构, 7 个算例见表 2。CFD 计算边界条件如下: 1) NaK 入口温度为 823 K, 质量流率见表 2; 2) 设置流-固、固-流交界面、对称面; 3) 内部氦气侧传热系数为 18 400 W/(m²·K); 4) 其余面设为绝热; 5) 计算采用基于压力求解器的不可压缩模型, 强化边界的 RNG k - ϵ 湍流模型和迎风差分格式。

表 2 CFD 计算算例

Tab.2 CFD calculation examples

算例	流道数/个	层流化结构	质量流率/(kg·s ⁻¹)
1	60	长挡板	1.5
2	64	长挡板	1.5
3	64	短挡板	1.5
4	64	无挡板	1.5
5	64	长挡板	2.0
6	64	长挡板	2.5
7	72	长挡板	1.5

所有算例的流场特征都非常相近, 无重大差异。以算例 7 为例, 流场和温度场的分布分别如图 3 和图 4 所示, 入口的切向运动保证了入口横截面上

温度的均匀性,密集的轴向流道槽和偏心圆的管道布置基本保证了 NaK-78 在各个槽中流动的均匀性,而随着和内部氦气的换热,温度沿轴向不断降低,直至最后沿径向流出换热器。图 4 中能清晰地观察到切向入口方式仍会造成不均匀性,靠近入口端的区域温度仅有 810 K 左右,较同一横截面的最高温相差近 10 K,这主要由流通面积的突变所致。分析中尝试使用挡板结构来平滑流动,但收效甚微。因此,优化措施是平滑入口流道面积,实现渐变式流动。具体计算结果见表 3。

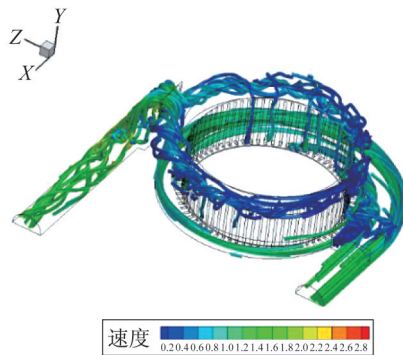


图 3 流场分布

Fig.3 Flow field distribution

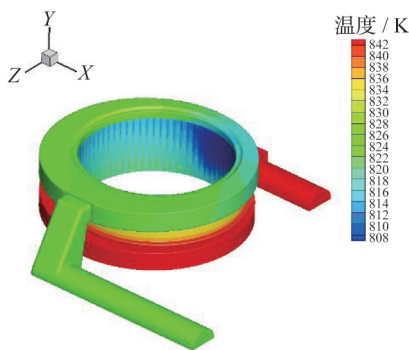


图 4 温度场分布

Fig.4 Temperature field distribution

表 3 CFD 计算结果

Tab.3 CFD calculation results

算例	换热量/ kW	压降/kPa	内壁面最低温/K	内壁面最高温/K
1	9.46	2.32	805.8	819.3
2	9.59	2.25	805.5	819.2
3	9.45	2.19	804.4	819.2
4	9.44	2.33	804.4	819.3
5	10.33	4.01	806.1	819.5
6	10.85	5.36	806.6	819.7
7	11.52	2.19	806.1	821.6

从表 3 中可以看出,流道数越多则换热面积越大,换热量也越高,72 流道较 64 流道换热量增加 2.06 kW;流量越大,换热量也越高,这和换热系数的增加有关,但受限于雷诺数与速度的幂次方关系,换热系数并非线性增长;而挡板则对改善换热的效果并不明显,采用长挡板的换热量较无挡板的结构仅提高 0.15 kW。

相比于定性计算结果,计算流体动力学(CFD)计算结果偏小,主要是 CFD 计算中包含了惯性损失、黏性损失、热漏损失、多维效应和非线性引起的损失。综合 7 个算例的计算结果,同时考虑到实际系统的损失更多,又因 72 流道已满足换热要求,且流道数增加势必会增加换热结构的复杂程度,从而提高结构的不稳定性,因此选择 72 个流道作为最终方案,并修改入口处的低速区以实现平滑流动。

3 结构应力校核

承压壳体设置为 1 mm 厚,以尽量减少壁上的温差从而提高传热效果。而 1 mm 厚的不锈钢不足以支撑压力和热诱导载荷。因此,设置不锈钢肋和外部钢筋,提高结构强度。为了验证其有效性,开展高温端换热器的结构应力应变分析。

结构应力计算基于的高温端换热器结构,如图 5 所示。根据 CFD 计算的换热量结果,结构应力校核将直接针对 72 个流道结构展开。计算中采用的基本边界条件为:1) 氦气压力 5.5 MPa;2) 内部紫铜换热器温度 550 °C;3) NaK-78 流道温度 570 °C;4) NaK-78 侧的压力 1 MPa;5) 焊接法兰面温度 100 °C。

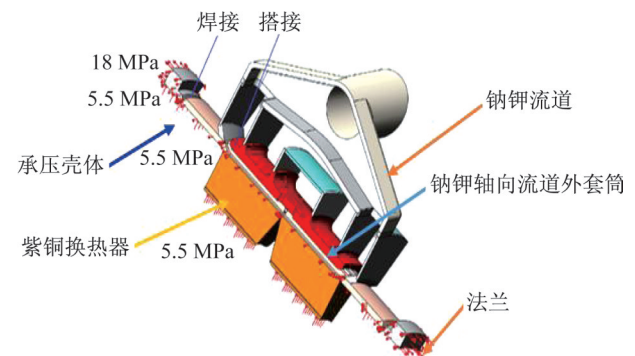


图 5 计算模型和边界条件示意图

Fig.5 Schematic diagram of the calculation model and boundary conditions

计算中采用的材料的物性参数见表 4。其中,

Inconel625为如图5所示(氦气侧)承压壳体B与低温侧法兰(图中最右侧的法兰,未标注)的焊接材料。

表 4 换热器材料

Tab.4 Heat exchanger material

部件名称	材料
部件 A	紫铜
部件 B、C、D	ss316
部件 E	Inconel718

高温端换热器为轴对称结构(钠钾流道除外),采用局部建模并设置相应的边界条件。因平面对称关系,仅计算图5中计算模型的一半,计算模型中共有4个压力边界条件,即:P1)系统内氦气的平均压力为5.5 MPa;P2)系统内氦气的平均压力为5.5 MPa;P3)系统内氦气的平均压力为等效压力18 MPa;P4)系统内氦气的平均压力为5.5 MPa。

3.1 应变分布

A、B、C、D、E共5个部件处的应变云图分别如图6~图10所示。由于NaK-78管道处未设置固定条件,因此,在压力和温度的作用下,该处的变形量最大约2.46 mm。考虑到实际中的约束条件,这一变形可以忽略。高温端换热器核心部件的变形均在1.3 mm以内,且绝大部分的变形均小于1 mm。由于紫铜换热器侧并不涉及与其他部件的密封等要求,其内侧0.8 mm以内的变形不会对性能造成影响;而承压壳体侧的变形尽管均值大于1 mm,但实际系统中该处装有回热器结构,因此,其实际变形量将远小于该数值,所以其影响较小。

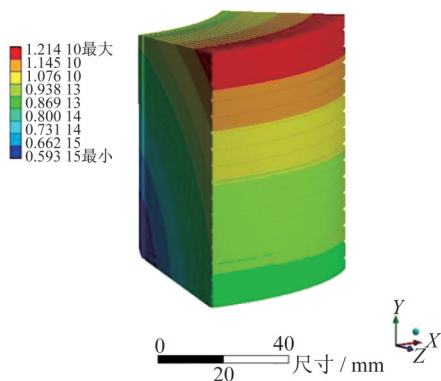


图 6 紫铜换热器应变图

Fig.6 Strain diagram of the copper heat exchanger

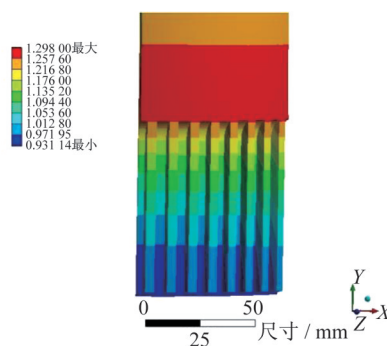


图 7 承压壳体应变图

Fig.7 Strain diagram of the pressure shell

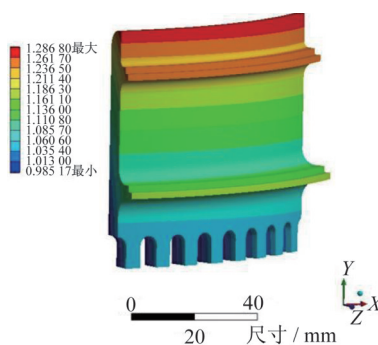


图 8 钠钾轴向流道外套筒应变图

Fig.8 Strain diagram of the outer sleeve of the NaK axial flow channel

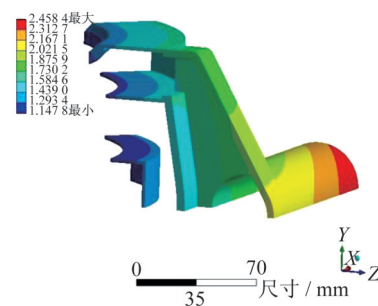


图 9 钠钾流道应变图

Fig.9 Strain diagram of the NaK flow channel

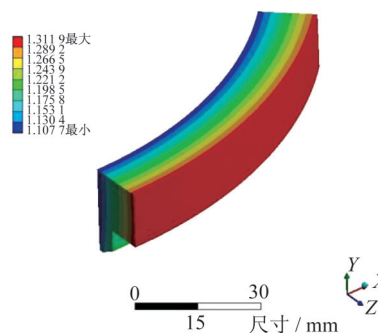


图 10 法兰应变图

Fig.10 Flange strain diagram

3.2 应力分布

各部件处的应力分布图分别如图 11~图 15 所示。由图可以看出,除了法兰外,其余部件的应力在 150 MPa 以内,均未超过抗拉强度。其中,紫铜换热器的最大应力为 36.73 MPa,超过屈服强度,未超抗拉强度,所以其工作性能不受影响。承压壳体的最大应力为 127.19 MPa,略微超过屈服强度,为保证足够的安全余量,将承压壳体的壁厚从 1 mm 增至 1.2 mm,可使该应力降至屈服强度以下。钠钾轴向流道外套筒的最大应力为 85.8 MPa,未超过屈服强度。钠钾流道的最大应力为 141.12 MPa,已超过其屈服强度,但未超过抗拉强度。法兰的最大应力为 364.36 MPa,未超过其屈服强度。

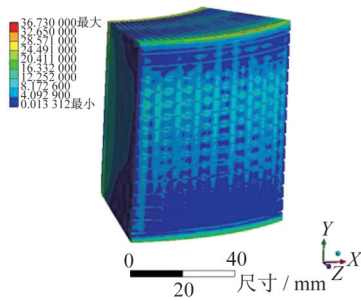


图 11 紫铜换热器应力分布图

Fig.11 Stress distribution of the copper heat exchanger

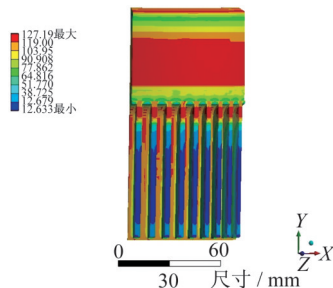


图 12 承压壳体应力分布图

Fig.12 Stress distribution of the pressure shell

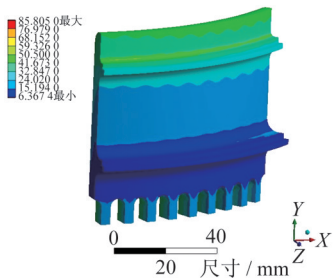


图 13 钠钾轴向流道外套筒应力图

Fig.13 Stress diagram of the outer sleeve of the NaK axial flow channels

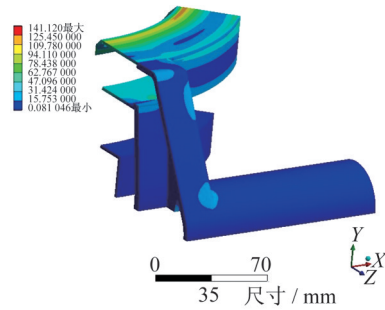


图 14 钠钾流道应力分布图

Fig.14 Stress distribution of NaK flowchannels

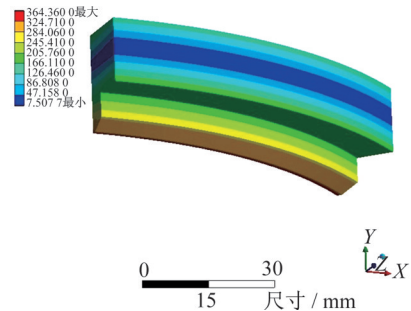


图 15 法兰应力分布图

Fig.15 Flange stress distribution

计算中使用的线性膨胀系数高于零件的实际膨胀系数,同时计算中的压力和温度边界条件相比实验仍留有一定余量,因此,斯特林发电机本体的安全性可以充分得到保障。由于钠钾流道的安全性要求远高于斯特林发电机本体,因此,对于钠钾流道的安全性需要进一步计算确认。钠钾流道的原管壁厚为 2 mm,计算得到的最大应力为 141.12 MPa,超出许用应力 117 MPa 较多。因此,本设计将流道管壁厚度增加至 3 mm,并重新进行完整管道的耐压计算,计算边界条件与前面计算相同。增加管道壁厚之后的钠钾流道的应变云图和应力云图分别如图 16 和图 17 所示。



图 16 钠钾流道的应变图(改进后)

Fig.16 Strain diagram of the NaK flow channel (improved)

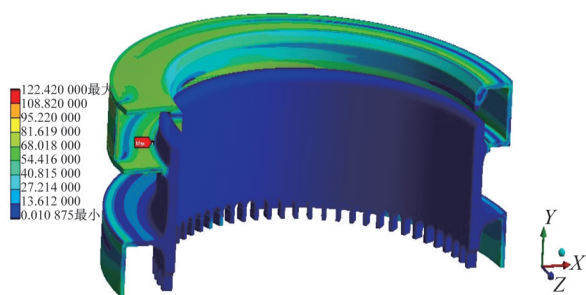


图 17 钠钾流道的应力图(改进后)

Fig.17 Stress distribution of the NaK flow channels (improved)

管壁厚度从 2 mm 增加至 3 mm 后,钠钾流道的最大应力从 141.12 MPa 降至 122.42 MPa,且集中在管道出口段的内侧较小区域,其余部分的应力均在 100 MPa 以内。而应变则同样集中于管道出口段的内侧,最大应变达到了 0.92 mm,需严格注意该侧的焊接强度。

4 结束语

本文设计了一台适用于空间探测的 10 kW 级 NaK-78 传热式的共享膨胀腔的对置式斯特林发电机组,计算在 853 K 高温热源下,可获得 10 570 W 的输出电功,热电转换效率为 40.92%。运用 Fluent 对换热器进行换热计算,72 个流道可满足换热要求;还利用 ANSYS 对换热结构进行结构应力、应变校核,各部件应变均满足要求;换热器大部分核心部件的应力均未超过抗拉强度,而耐压壳体厚度从 1 mm 增加至 1.2 mm,钠钾流道管壁厚度由 2 mm 增加至 3 mm 后,均可使结构应力降至屈服强度以下。

参考文献

[1] 杨继材,柯国土,郑剑平,等.空间核电源中的热电转换[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2017.

- [2] 葛攀和,郭键,高剑,等.星表核反应堆电源系统热工概念设计[J].载人航天,2017(6):784-789.
- [3] 张昊春,程献伟,余红星,等.空间核能液态金属朗肯循环的热力学性能分析[J].工程热物理学报,2018,39(2):12-18.
- [4] 何宇豪,孟涛,卢瑞博,等.空间核反应堆电源研究进展[J].上海航天,2019,36(6):126-133.
- [5] SLABY J G. Overview of NASA lewis research center free-piston stirling engine activities [R]. NASA TM-83649, 1984.
- [6] SCHREIBER J. Testing and performance characteristics of a 1-kW free piston Stirling engine [R]. NASA-TM-82999, 1983.
- [7] WONG W A, WOOD J G, WILSON K. Advanced stirling convertor (ASC)-from technology development to future product [C]//Proceedings of Space Technology and Applications International Forum. Reston, USA: AIAA, 2008: 215282.
- [8] WOOD J G, WILSON K, BUFFALINO A. et al. Continued development of the advanced stirling convertor (ASC)[C]//Proceedings of 5th International Energy Conversion Engineering Conference. Reston, USA: AIAA, 2007:215021.
- [9] WOOD J G, CARROLL C, PENSWICK L B, Advanced 80 Wstirling converter development progress [C]//Proceedings of Space Technology and Applications International Forum. New York, USA: American Institute of Physics, 2005:688-697.
- [10] BRANDHORST H W, CHAPMAN P A. New 5 kW free-piston Stirling space convertor developments [J]. Acta Astronautica, 2008, 63(1):342-347.
- [11] 杨巧玲,包广清,张海平.太阳能斯特林直线发电机控制策略研究[J].中国设备工程,2019(21):226-227.
- [12] 刘浩.基于太阳能利用的斯特林发动机研究初步[D].成都:电子科技大学,2014.
- [13] 季伟,孙郁,张武.斯特林型家用热电联产装置研究概述[J].节能,2016,35(11):65-70.