

用于冷中子源系统的氦制冷循环方案分析

余锋, 厉彦忠, 王斯民, 蒲亮

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为向冷中子源装置氦系统提供 17.5 K 的低温冷源, 设计了逆布雷顿循环的液氮预冷模式和 4 种膨胀机预冷模式, 并对这 5 种循环模式进行热力分析和 $\square$ 分析, 获得了各循环模式下的主要热力参数并分析比较了各自的热力性质. 结果表明: 带液氮预冷和前置式并联膨胀机预冷 2 种模式的热力性能最好, $\square$ 效率最高; 对于膨胀机预冷循环, 并联模式优于串联模式, 前置式优于后置式. 循环系统 $\square$ 损失部位主要在压缩机、膨胀机和换热器, 减小这 3 部分 $\square$ 损失的途径有以下方面: 改善循环, 减小系统氦的质量流量; 提高压缩机的等温效率、膨胀机的等熵效率; 改善换热器的内部温度、温差、压力分布及物流分配. 本研究为中国先进研究堆冷中子源氦制冷系统的设计提供了数值基础.

关键词: 冷中子源; 逆布雷顿循环; $\square$ 效率; $\square$ 损失; 换热器

中图分类号: TB66 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)03-0316-05

Analysis of Helium Cryogenic Cycle for the Cooling of Cold Neutron Source

Yu Feng, Li Yanzhong, Wang Simin, Pu Liang

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A reverse Brayton cycle with advance refrigeration of liquid nitrogen and four cycles with advance expander refrigeration were designed to provide 17.5 K cold source for H_2 system of cold neutron source (CNS) project. Based on thermodynamic and exergetic computation for the different cycle modes, thermodynamic parameters, exergy loss, exergy efficiency and cycle capability were obtained and analysed respectively. The results show that the capabilities and exergy efficiencies of the cycles with liquid nitrogen and with prepositive parallel connected expander are greater than those of others; for the cycle modes with advance expander refrigeration, parallel connection mode is superior to series connection mode, and prepositive mode is superior to post-positive mode. The main exergy loss of cycle occurs in the compressor, the expander and the exchanger, so there are three ways to improve exergy efficiency of cycle: (1) reducing the mass rate of helium by improving cycle; (2) improving isentropic efficiency of the expander and isothermal efficiency of the compressor; (3) improving distribution of temperature, pressure, temperature difference and refrigerant in the exchanger. These results provide numerical basis of the design of helium cryogenic cooling system of CNS for China advanced research reactor (CARR).

Keywords: cold neutron source (CNS); reverse Brayton cycle; exergy efficiency; exergy loss; exchanger

冷中子源是研究堆中子散射实验的重要组成部分, 它主要为中子束提供 17.5 K 的低温冷源以慢化中子. 冷中子源装置由慢化中子的氦循环和冷却氦

所需的氦制冷逆布雷顿循环组成. 氦制冷逆布雷顿循环主要有基本循环模式、液氮预冷循环模式及带膨胀机预冷循环模式等. 法国的 ORPHEE 堆^[1]、日

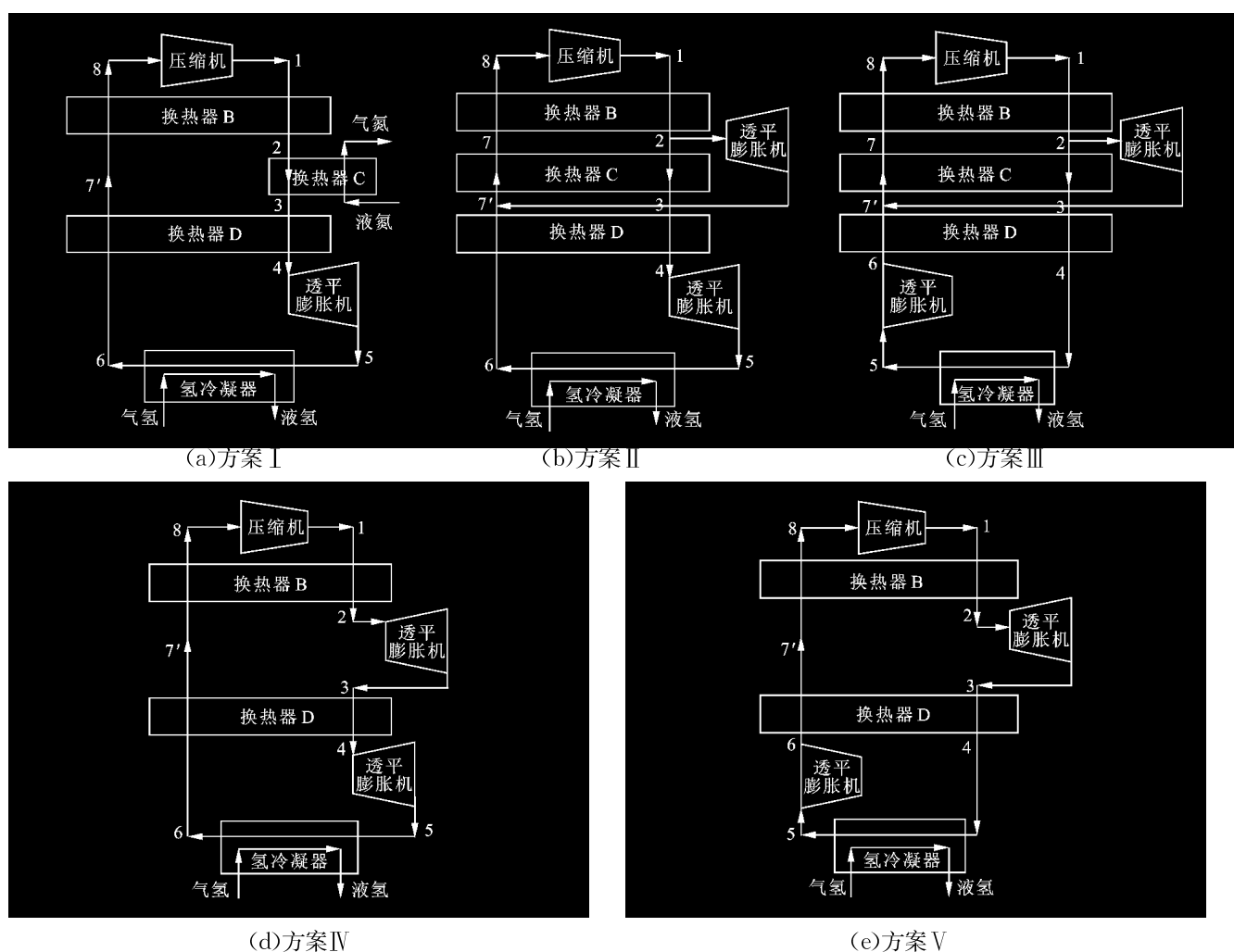
本的 JRR-3M 堆^[2]采用的是基本循环模式. 在 KM6 大型空间环境模拟器中采用的是液氮预冷循环模式^[3]. 日本 KUR^[4]冷中子源则采用了后置式串联膨胀机预冷循环模式. 本研究主要从节能的角度考虑, 为冷中子源氦制冷设计了 5 种循环模式, 即液氮预冷模式、前置式并联膨胀机预冷模式、后置式并联膨胀机预冷模式、前置式串联膨胀机预冷模式、后置式串联膨胀机预冷模式. 利用能量守恒原理及有效能思想, 对不同循环模式进行热力计算和 $\square$ 分析, 获得各个循环模式下的主要热力参数和循环的热力性能, 并通过对各部件 $\square$ 损失和循环 $\square$ 效率的分析比较, 为循环的优化、流程效率的提高提供理论依据以及改进措施, 从而为中国先进研究堆冷中子源氦制冷循环方案的选取、设计提供依据.

1 冷中子源氦制冷 5 种循环模式

冷中子源氦制冷逆布雷顿循环主要由螺杆式压缩机、板翅式换热器、透平膨胀机、氢冷凝器等组成.

氦气在压缩机中获得压力能, 通过压缩机内润滑油及压缩机出口的水冷却系统释放掉压缩过程中的能量耗散热, 经过换热器与回流的低温低压气体实现回热, 达到较低温度后进入膨胀机, 经过喷嘴将气体的压力能转化为流动动能, 驱动膨胀机转子高速运转向外输出机械能, 从而使氦气的压力和温度降低, 获得 17.5 K 低温低压氦气. 低温低压氦气在氢冷凝器中将气氢液化, 液化后的氢在冷包中被用来慢化中子.

图 1 给出了 5 种逆布雷顿循环方案示意图. 方案 I 是液氮预冷模式, 在循环热端增加一个液氮槽用于预冷氦气. 方案 II 为前置式并联膨胀机模式, 就是在回路换热器 B、D 间并联一个预冷膨胀机, 从主流中旁通一股氦气进入该膨胀机中进行膨胀制冷, 产生的冷量用于预冷来流氦气. 同时, 在氢冷凝器前联接制冷膨胀机, 氦气在其内部膨胀制冷, 所获冷量用于氢气液化. 方案 III 为后置式并联膨胀机循环模式, 它与流程 II 惟一不同的是把制冷膨胀机放置在



1~8, 7': 状态点

图 1 不同循环模式的流程简图

氢冷凝器之后. 方案Ⅳ为前置式串联膨胀机循环模式, 在回路换热器 B、D 间串联一个预冷膨胀机, 氦气从换热器 B 中出来后, 直接进入该膨胀机中进行膨胀制冷, 降低其本身温度. 同时, 在氢冷凝器前联接制冷膨胀机, 氦气在其内部膨胀制冷, 所获得的冷量用于液化氢气. 方案Ⅴ为后置式串联膨胀机循环模式, 其与方案Ⅳ惟一不同的是将制冷膨胀机放在氢冷凝器之后.

2 循环过程的热力分析和㊀分析

冷中子源氦制冷系统㊀分析主要是以图 1 所示的几种循环模式为基础. 系统制冷量 Q_s 为 5 000 W, 压缩机进口温度 T_8 为 308 K, 换热器热端温差为 5 K, 氢冷凝器进口温度为 17.5 K, 低温换热器、氢冷凝器由于温度分布不同, 跑冷损失 q 在 1~2 kJ/kg 之间, 压缩机进口压力 p_1 为 0.2 MPa, 透平膨胀机绝热效率 η_s 为 0.68, 螺杆式压缩机等温效率 η_T 为 0.6.

2.1 循环总能耗和制冷系数

单位质量工质压缩时所耗功量

$$W_m = RT_8 \ln(p_8/p_1)$$

式中: p_8 为出口压力.

压缩机压缩介质所耗的实际功量

$$W_r = W_m/\eta_T$$

系统总能耗

$$W_s = W_r m$$

氢所获得的冷量

$$Q_{H_2} = m_{H_2} (h_{H_2, in} - h_{H_2, out})$$

式中: m 为系统的氦质量流量; h 为焓.

制冷系数

$$\varepsilon = Q_s/W_s$$

2.2 循环过程㊀分析^[5-6]

根据稳定流动系统的㊀平衡方程式有

$$\sum \int_{\Omega} \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \delta Q = \sum_{out} E_i - \sum_{in} E_i + W_A + E_l \quad (1)$$

式中: $\int_{\Omega} \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) \delta Q$ 表示系统从热源中所吸收的净热量㊀; $\sum_{out} E_i - \sum_{in} E_i$ 表示系统㊀减少量; W_A 表示系统输出的有用功; E_l 表示系统由于过程不可逆性造成的㊀损失.

根据式(1), 对循环㊀分析如下:

压缩机㊀损失

$$E_{l,c} = m(E_l - E_8) \left(\frac{1}{\eta_T} - 1\right)$$

膨胀机㊀损失

$$E_{l,e} = m(E_{in} - E_{out})$$

换热器㊀损失

$$E_{l,h} = m(E_{hot,out} + E_{cold,out}) - m(E_{hot,in} + E_{cold,in})$$

氢冷凝器㊀损失

$$E_{l,q} = (mE_{He,out} + m_{H_2}E_{H_2,out}) - (mE_{He,in} + m_{H_2}E_{H_2,in})$$

循环获得的收益㊀(即氢气获得的冷量㊀)为

$$E_g = m_{H_2} \times (E_{H_2,out} - E_{H_2,in})$$

循环系统㊀效率

$$\eta_{ex} = E_g/W_s$$

3 计算结果及分析

3.1 冷中子源氦制冷循环流程分析

本研究设计的冷中子源氦制冷循环都是带有预冷模式的, 预冷量的确定对于循环改善和制冷系数的提高有重要意义. 一方面, 预冷量过大, 会使换热器进口温差过小或出现负温差, 从而导致换热器冷流体换热不能有效进行. 另一方面, 预冷量过小, 就达不到应有的预冷效果, 对改善循环、提高制冷系数不利. 根据计算, 对于方案Ⅰ液氮预冷, 最佳预冷液氮流量为 11.48 g·s⁻¹; 对于方案Ⅱ、方案Ⅲ并联膨胀机预冷, 膨胀预冷量与总流量的最佳比值为 9.7%; 对于方案Ⅳ、方案Ⅴ串联膨胀机预冷, 最佳中间压力 p_3 为 1.52 MPa.

3.2 循环系统总能耗

从表 1 可以看出, 为获得 17.5 K 温度下的 5 kW 冷量, 各个循环模式消耗的总能量相差很大, 方案Ⅰ消耗的能量最小, 其值为 288.8 kW, 方案Ⅴ消耗的能量最大, 其值为 401.75 kW. 方案Ⅴ消耗的能量是方案Ⅰ的 1.39 倍. 方案Ⅱ消耗的能量比方案Ⅰ稍高.

表 1 各循环模式的热力参数表

热力参数	方案Ⅰ	方案Ⅱ	方案Ⅲ	方案Ⅳ	方案Ⅴ
循环总能耗/kW	288.80	294.72	398.96	313.42	401.75
氢气所获冷量/kW	4.84	4.84	4.78	4.81	4.75
系统氦质量流量/g·s ⁻¹	108.4	120.1	162.5	127.7	163.8
氢质量流量/g·s ⁻¹	11.46	11.46	11.32	11.39	11.26
制冷系数ε/%	1.73	1.70	1.25	1.60	1.24

注: 循环方案Ⅰ中所需液氮流量为 11.48 g·s⁻¹, 液氮所耗能量为 22.73 kW^[7].

由计算结果可知, 为获得 17.5 K 温度下的 5 kW 冷量, 在同样压缩机压比条件下, 前置式膨胀机循环模式都比后置式膨胀机循环模式所消耗的能量

少,这主要是因为前置式膨胀机循环模式避免了流程中的换热器工作在极低温的环境下,并保证了其上有合理的温差分布,从而减少了换热器内冷热流体换热以及换热器与外界环境换热跑冷的不可逆损失,节约了系统能耗。如表2所示,同是并联模式,方案Ⅱ中主换热器D的低温侧温度分别为26.2、29 K,最大温差为2.8 K,而方案Ⅲ中主换热器D的低温侧温度分别为13.5、17.5 K,最大温差为4 K。同是串联模式,方案Ⅳ中主换热器D的低温侧温度分别为24.9、27.5 K,最大温差为2.6 K,而方案Ⅴ中主换热器D的低温侧温度分别为14.0、17.5 K,最大温差为3.5 K。另外,无论是前置式还是后置式方案,并联膨胀机预冷模式都比串联膨胀机预冷模式所消耗的能量少。这是因为并联膨胀机模式预冷部分的氦直接通过高温换热器返回,而没有通过低温换热器和制冷膨胀机,使得低温换热器冷热流体换

热的不可逆损失和制冷膨胀机内的不可逆损失比串联膨胀机模式的不可逆损失小,因此对于同样的制冷量,并联模式消耗的总能量小于串联模式。

总的看来,方案Ⅰ、方案Ⅱ消耗的能量少,制冷系数高,系统节能效果突出。

3.3 系统流程□效率对比

□效率反映的是有效能的利用程度,是评价各种热力过程完善程度的统一和重要指标。□效率越高,循环有效能的利用程度和过程完善程度也越高。从表3可以看出,方案Ⅰ的□效率最大,达到20.5%,方案Ⅴ的□效率最小,其值为14.5%。对于膨胀机预冷模式,前置式方案Ⅱ、方案Ⅳ的□效率分别高于后置式方案Ⅲ、方案Ⅴ。并联方案Ⅱ、方案Ⅲ的□效率分别高于串联方案Ⅳ、方案Ⅴ。在膨胀机预冷模式中,前置式并联模式方案Ⅱ的□效率最高,达到20.1%。

表2 各循环模式换热器的温度、冷热温差分布

部件		方案Ⅰ			方案Ⅱ			方案Ⅲ			方案Ⅳ			方案Ⅴ		
		T_L	T_H	ΔT	T_L	T_H	ΔT	T_L	T_H	ΔT	T_L	T_H	ΔT	T_L	T_H	ΔT
换热器B	高温端	308	313	5	308	313	5	308	313	5	308	313	5	308	313	5
	低温端	78.6	84.0	5.4	116.1	121.3	5.2	116.1	121.3	5.2	78.6	84.0	5.4	78.6	84.0	5.4
换热器C	高温端	78.6	80.0	1.4	116.1	121.3	5.2	116.1	121.3	5.2	78.6	80.0	1.4	78.6	80.0	1.4
	低温端	26.2	29.0	2.8	78.6	80.0	1.4	78.6	80.0	1.4	24.9	27.5	2.6	14.0	17.5	3.5
换热器D	高温端				78.6	80.0	1.4	78.6	80.0	1.4						
	低温端				26.2	29.0	2.8	13.5	17.5	4.0						

注: T_L 为冷侧温度; T_H 为热侧温度; ΔT 为冷热温差。

表3 各循环模式□分析参数表

物理量	方案Ⅰ	方案Ⅱ	方案Ⅲ	方案Ⅳ	方案Ⅴ
$\eta_{ex}/\%$	20.50	20.10	14.70	18.82	14.52
E_p/kW	288.80	294.70	398.96	395.30	401.75
$E_g(\text{绝对值})/\text{kW}$	59.40	59.30	58.65	59.00	58.32
$E_l(\text{绝对值})/\text{kW}$	229.40	235.40	340.31	336.30	343.43
$E_l(\text{相对值})/\%$	79.50	79.90	85.30	81.18	85.48
$E_{l,e}(\text{绝对值})/\text{kW}$	68.36	79.70	108.38	81.40	107.04
$E_{l,e}(\text{相对值})/\%$	23.67	27.00	27.17	26.28	26.64
单位质量对应的□损失/ $\text{kW} \cdot \text{kg}^{-1}$	0.63	0.66	0.67	0.65	0.65
$E_{l,c}(\text{绝对值})/\text{kW}$	99.25	116.90	158.22	124.37	159.05
$E_{l,c}(\text{相对值})/\%$	34.37	39.70	39.66	39.68	39.59
单位质量对应的□损失/ $\text{kW} \cdot \text{kg}^{-1}$	0.92	0.97	0.97	0.98	0.97
$E_{l,h}(\text{绝对值})/\text{kW}$	26.00	25.70	59.97	31.20	62.02
$E_{l,h}(\text{相对值})/\%$	9.00	8.70	15.03	9.93	15.44
单位质量对应的□损失/ $\text{kW} \cdot \text{kg}^{-1}$	0.24	0.21	0.40	0.24	0.38
$E_{l,q}(\text{绝对值})/\text{kW}$	13.13	13.13	13.74	16.55	15.32
$E_{l,q}(\text{相对值})/\%$	4.50	4.46	3.44	5.28	3.81
单位质量对应的□损失/ $\text{kW} \cdot \text{kg}^{-1}$	0.12	0.11	0.08	0.13	0.09

E_p : 投入□

3.4 系统流程 $\square$ 损失对比

图2是不同循环的各部件 $\square$ 损失对比图,图3是单位质量氦流量对应的各部件 $\square$ 损失对比图(图中数据见表3)。从图2可以看出,系统 $\square$ 损失的主要部件是压缩机、膨胀机和换热器,而压缩机和膨胀机两部分 $\square$ 损失占了系统总 $\square$ 损失的65%以上,减小这两部分 $\square$ 损失对提高循环系统的 $\square$ 效率有重要意义。由图2还可以看出,各个循环模式下压缩机、膨胀机的 $\square$ 损失变化很大。从图3可以看出,单位质量氦流量对应的压缩机、膨胀机 $\square$ 损失变化很小,这说明压缩机、膨胀机 $\square$ 损失的变化主要是由各循环中氦的质量流量不同导致的。因此,减小压缩机、膨胀机 $\square$ 损失的方法除了改善循环以减小系统氦的质量流量外,还可以减小单位质量流量下压缩机、膨胀机的 $\square$ 损失。减小单位质量流量下压缩机 $\square$ 损失的途径是提高压缩机的等温效率,因为压缩机等温效率越高,出口氦气与环境温差越小,传热造成的 $\square$ 损失也就越小。由于膨胀机的 $\square$ 损失包括内部 $\square$ 损失 Π 和对外做的未回收功两部分,所以减小单位质量流量膨胀机 $\square$ 损失的途径是:①尽量回收膨胀机输出功;②提高膨胀机的绝热效率。分析发现,膨胀机内部不可逆过程所造成的 $\square$ 损失约占膨胀机总 $\square$ 损失的94%,而这个内部 $\square$ 损失正比于膨胀前后的熵增($\Pi = T_0 \Delta S$)。因此,要降低膨胀机的 $\square$ 损失就应尽量减少膨胀前后的熵增,即提高膨胀机的绝热效率。绝热效率提高可使内部 $\square$ 损失得以降低,出口温度也相应下降,即制冷量增加,制冷温度降低。这样,制冷系统所提供的冷量 $\square$ 增加,则系统 $\square$ 效率也得以提高。

从图2、图3可以看出,不同循环换热器的总 $\square$ 损失和单位质量流量的换热器 $\square$ 损失变化都很大。这是因为对于不同的循环模式,换热器内部温度、温差分布不同,换热器跑冷及换热器内部冷热流体换热所造成的不可逆损失不同,从而使单位质量流量的换热器 $\square$ 损失也不同。另一方面,各循环模式由于流程布置不同,获得同样制冷量所需的系统氦质量流量不同,从而使换热器总的 $\square$ 损失变化很大。另外,换热器 $\square$ 损失还与换热器内部物流分布紧密相关。文献[8-9]表明,物流分配的不合理会使得换热器的有效能降低30%以上。

4 结 论

(1)对于本研究为冷中子源氦系统设计的5种逆布雷顿循环,液氮预冷和前置式并联膨胀机预冷

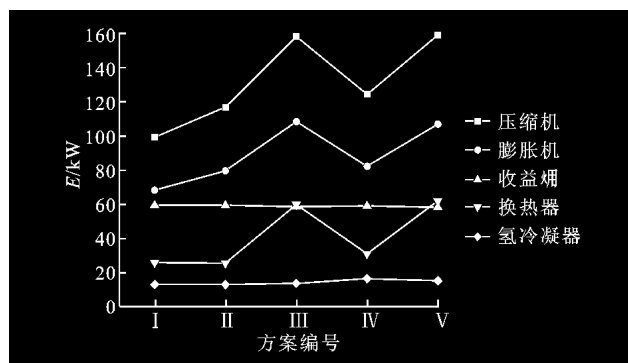


图2 循环各部件总的 $\square$ 损失对比

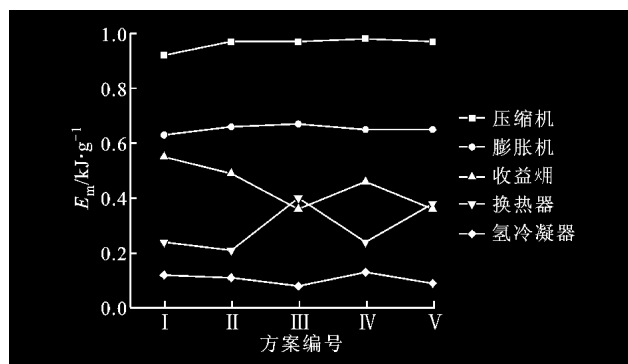


图3 单位质量氦流量对应的各部件 $\square$ 损失对比

两种模式的性能最好, $\square$ 效率最高。在各循环中, $\square$ 损失主要发生在压缩机、膨胀机和换热器中,但从单位质量制冷剂流量对应的各部件 $\square$ 损失分析可知,压缩机、膨胀机 $\square$ 损失变化不大,换热器 $\square$ 损失变化很大。

(2)从系统的热力性能和 $\square$ 效率分析可知,对于膨胀机预冷模式,无论并联流程还是串联流程,前置式模式优于后置式模式,无论是前置式还是后置式流程,并联模式优于串联模式。

(3)提高压缩机的等温效率、膨胀机的等熵效率和改善换热器内部温度、温差、压力分布及物流分配,对提高系统 $\square$ 效率有重要意义。

参考文献:

- [1] Farnoux B, Maziere M. New cold neutron source of the ORRHEE reactor[C]//Proceedings of the 5th Asian Symposium on Research Reactors. Taejon, Korea: KAERI, 1996:599-609.
- [2] Kumai T, Suzuki M, Kakefuda K. The cold neutron facility of the JRR3M. Technical Report, JAERI-M92-028[R]. Japan: Japan Atomic Energy Research Institute, 1992:559-566.
- [3] 孙来燕, 李洪勋, 蔡朝恩, 等. 大型空间环境模拟设备的气氦制冷系统[J]. 低温工程, 1999(3):249-252.
Sun Laiyan, Li Hongxun, Cai Chaoen, et al. Refrigeration system of helium in super simulation device of space environment[J]. Cryogenics, 1999(3):249-252.

- [4] Kawai T. Safe utilization of CNS and research status in cold neutron physics at KUR [C]// Proceedings of the 5th Asian Symposium on Research Reactors. Taejeon, Korea: KAERI, 1996:627-644.
- [5] 赵冠春,钱立伦. □分析及其应用[M]. 北京:高等教育出版社,1995:34-44.
- [6] Wang Qiang, Li Yan Zhong, Wang Jin. Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source[J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24(4):539-548.
- [7] 陈则韶,程文龙,胡□,等. 一种利用 LNG 冷能的空气分离装置新流程[J]. 工程热物理学报, 2004, 25(6):913-916.
Chen Zeshao, Cheng Wenlong, Hu Peng. A new air separation system by using cold energy of LNG[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25(6): 913-916.
- [8] 焦安军,厉彦忠,张瑞,等. 物流分配的不均匀性对紧凑式换热器效能的影响[J]. 西安交通大学学报, 2001, 35(3):265-269.
Jiao Anjun, Li Yanzhong, Zhang Rui, et al. Study on the effects of flow nonuniformity on performance of compact heat exchanger [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(3):265-269.
- [9] 巫江虹,陈长青,侯喜胜,等. 板翅式换热器两相分配特性及实验研究[J]. 西安交通大学学报, 1995, 29(11):117-126.
Wu Jianghong, Chen Changqing, Hou Xisheng, et al. Analysis of two-phase flow distribution in plate fin heat exchangers and experimental research [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1995, 29(11):117-126.

(编辑 王焕雪)