

高温和超高温气冷堆动力转换方案研究

曲新鹤, 杨小勇, 王捷*

(清华大学核能与新能源技术研究院, 先进核能技术协同创新中心, 先进反应堆工程与安全教育部重点实验室, 北京 100084)

摘要: 动力转换单元是高温和超高温气冷堆的重要组成部分。本文对高温和超高温气冷堆的动力转换单元进行研究。从4个关键参数(反应堆出口温度、反应堆入口温度、压缩比和主蒸汽参数)入手, 对5个循环方案进行比较分析。综合考虑各种工程因素, 上位循环为简单氦气透平循环、下位循环为有再热的蒸汽轮机循环的联合循环方案是具有竞争力的, 其中下位循环在高温气冷堆范围是亚临界参数循环, 在超高温气冷堆范围是超临界参数循环。联合循环可实现高温和超高温气冷堆热量的高效率转化, 且反应堆入口温度在反应堆压力壳材料允许的范围, 具有足够的安全性。

关键词: 高温气冷堆; 超高温气冷堆; 动力转换单元; 透平直接循环; 联合循环

中图分类号: TL334

文献标志码: A

文章编号: 1000-6931(2019)11-2148-09

doi: 10.7538/yzk.2018.youxian.0835

Study on Power Conversion Unit of HTGR and VHTR

QU Xinhe, YANG Xiaoyong, WANG Jie*

(Institute of Nuclear and New Energy Technology, Collaborative Innovation Center of Advanced Nuclear Energy Technology, Key Laboratory of Advanced Reactor Engineering and Safety of Ministry of Education, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: Power conversion unit is an important part of high and very high temperature gas-cooled reactors (HTGR and VHTR). The power conversion unit coupled with either HTGR or VHTR was studied in this paper. Based on four key parameters (reactor outlet temperature, reactor inlet temperature, compressor pressure ratio and main steam parameters), five cycle strategies were compared. Considering several engineering limits, the combined cycle with topping closed Brayton cycle and bottoming reheat Rankine cycle is more competitive. Its bottoming cycle should be subcritical in range of HTGR, and in range of VHTR the bottoming cycle should be supercritical. Combined cycle can efficiently convert heat of HTGR and VHTR, and its reactor inlet temperature is within the allowable range of the material of reactor pressure vessel, which has sufficient safety.

Key words: high temperature gas-cooled reactor; very high temperature gas-cooled reactor; power conversion unit; turbine direct cycle; combined cycle

收稿日期: 2018-11-18; 修回日期: 2019-02-22

基金项目: 863 计划资助项目(2005AA511010); 国家科技重大专项资助项目(ZX069)

作者简介: 曲新鹤(1988—), 女, 黑龙江鹤岗人, 助理研究员, 核能科学与技术专业

* 通信作者: 王捷, E-mail: wjinet@mail.tsinghua.edu.cn

网络出版时间: 2019-03-25; 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/11.2044.TL.20190322.1415.008.html>

超高温气冷堆是第4代核能系统的6个反应堆堆型之一。在反应堆技术方面,凭借着从模块式高温气冷堆继承的固有安全性和工程实践经验,一旦突破材料方面的限制,超高温气冷堆有望成为最先实现的第4代反应堆系统。先进的动力转换单元是其中的一个重要部分,对于提高能源利用率,增加其竞争力至关重要。在高温气冷堆向超高温气冷堆发展的过程中,反应堆出口温度逐渐提高,而动力转换方案的选取是和反应堆出口温度密切相关的。目前,高温和超高温气冷堆动力转换单元的方案主要包括:蒸汽循环、透平直接循环和联合循环。

蒸汽循环是两回路的循环,冷却剂将堆芯产生的热量带入到中间换热器(IHX),并传递给二回路的给水。给水被加热产生蒸汽,推动汽轮机做功,将热能转换为机械能,转轴带动发电机,进一步将机械能转换为电能。联邦德国设计的AVR^[1]是第1座蒸汽循环高温气冷堆,氦气的堆芯出口温度被控制在770~950℃范围内,二回路可产生7.2 MPa、505℃的过热蒸汽。美国设计的高温气冷实验堆Peach Bottom^[2]的氦气堆芯出口温度约为700℃,在蒸汽发生器中被冷却到约340℃后回到堆芯,可产生10.2 MPa、538℃的过热蒸汽。在高温气冷实验堆的基础上,美国和联邦德国分别建造了高温气冷示范堆Fort St. Vrain^[3]和钍高温气冷堆THTR-300^[4]。

在三哩岛和切尔诺贝利核事故后,美国提出了先进堆型发展计划,使得模块化高温气冷堆成为高温气冷堆的主要发展方向。最早的模块化高温气冷堆是西门子发展的80 MW HTR-Module^[5],其堆芯延续了AVR的设计,反应堆压力壳和蒸汽发生器采用“肩并肩”的设计。美国于1985年推出了模块式高温气冷堆(MHTGR)^[6]的参考设计,它与HTR-Module类似,也采用“肩并肩”的设计,堆芯方面延续圣·弗

伦堡的技术发展方向。中国和日本也相继开展了模块化高温气冷堆的研究工作:10 MW的HTR-10^[7]和30 MW的HTTR^[8]。中国在HTR-10经验和成果的基础上正在建设250 MW×2的模块化高温气冷堆示范电站HTR-PM^[9-10]。

各国在蒸汽循环高温气冷堆的基础上积累了实验和工程经验,纷纷开展透平直接循环的模块化高温气冷堆研究,主要有南非的PBMR计划^[11]、美国和俄罗斯合作的GT-MHR计划^[12]、日本的GTHRT300计划^[13]和中国的HTR-10GT计划^[14-15]。目前透平直接循环方案中普遍采用回热循环,即透平排气不直接进入预冷器,而是先进入回热器预热压气机出口的低温氦气,提高氦气在反应堆内的平均吸热温度,提高循环效率。但回热循环在提高循环效率的同时也使得反应堆入口温度较高,受到反应堆压力壳材料的限制。

联合循环是两回路或三回路的循环方案,可实现对高温气冷堆高温热源的梯级利用,氦气透平循环可充分利用反应堆能量的质,蒸汽循环可利用反应堆能量的量,其中氦气透平和蒸汽透平可同时带动发电机对外输出功率。联合循环对于超高温气冷堆有很大的优势,可保证有较高的循环效率,且反应堆入口温度在材料允许的范围内。目前对高温气冷堆联合循环的研究相对较少,设计方案有McDonald^[16-17]的NGTCC方案、法马通ANP的ANTARES方案^[18]和清华大学的联合循环研究工作^[19-20]。本文针对高温和超高温气冷堆的动力转换单元,分析循环方案的选择,并进行循环参数的优化。

1 透平直接循环热力学模型

表1列出5种高温和超高温气冷堆循环方案(1种透平直接循环和4种联合循环),并进

表1 循环方案
Table 1 Cycle scheme

堆型	循环类型	循环特点
高温气冷堆	透平直接循环(TDC)	压气机预冷、间冷,带有回热循环
	简单联合循环(SCC)	上位循环:无压气机预冷、间冷,无回热循环;下位循环:亚临界,无再热
	再热联合循环(RCC)	上位循环:无压气机预冷、间冷,无回热循环;下位循环:亚临界,再热
超高温气冷堆	再热联合循环(RCC)	无压气机预冷、间冷,无回热循环,超临界,再热
	再热-回热联合循环(RRCC)	无压气机预冷、间冷,带有回热循环,超临界,再热

行分析比较。分别对透平直接循环和联合循环建立热力学模型。

图1示出透平直接循环的一个典型布置和温熵(T - S)图,该方案是带有压气机预冷器、中间冷却器和回热器的直接循环,具体分析参见文献[21]。透平直接循环的循环效率 η_B 定义为净输出功 W_{net} (透平输出功与压气机耗功的差值)与堆芯吸热量 Q_{COR} 之比:

$$\eta_B = W_{net}/Q_{COR} \quad (1)$$

参照佐藤豪[22]的推导,再增加对安全壳内壁旁路冷却流量份额 β 的考虑,可得出透平直接循环效率 η_B (式(2))。其中用于反应堆压力壳内壁冷却的流量是从压气机出口引流,流经反应堆压力壳内壁后和主流一起进入反应堆堆芯[23]。

$$\eta_B = (\eta_T(1 - \pi^{-\varphi}) - (\eta_C \tau)^{-1}(\gamma_L^e + \gamma_H^e - 2)) / ((1 - \beta)(1 - \alpha(1 + \eta_T(\pi^{-\varphi} - 1)) -$$

$$(1 - \alpha)\tau^{-1}(1 + \eta_C^{-1}(\gamma_H^e - 1))) + \beta(1 - \tau^{-1}(1 + \eta_C^{-1}(\gamma_H^e - 1))) \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{(1 - \beta)(T_3 - T_2)}{T_5 - T_2} \quad (3)$$

其中: η_T 为透平效率; η_C 为压气机效率; π 为透平膨胀比,即透平入口压力与出口压力的比值; φ 为氦气气体常数,为0.4; τ 为循环温比,整个循环最高温度和最低温度之比,即 T_4 和 T_1 的比值; γ_L 和 γ_H 分别为低压压气机和高压压气机的压比,即压气机出口压力与入口压力的比值; α 为回热器回热度; h_i 为图1中各节点的比焓, J/kg ; T_i 为各节点的温度, $^{\circ}C$ 。

在热力循环设计中,反应堆入口温度 T_3 是最需考虑的安全因素,表达式[21]为:

$$T_3 = (\alpha T_1 \tau(1 + \eta_T(\pi^{-\varphi} - 1)) + (1 - \beta - \alpha)T_1(1 + \eta_C^{-1}(\gamma_H^e - 1)))/(1 - \beta) \quad (4)$$

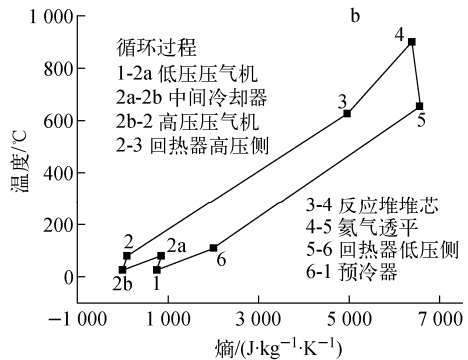
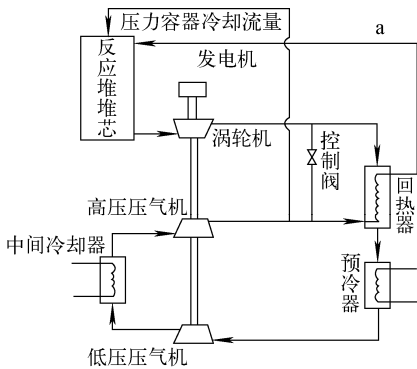


图1 透平直接循环系统简图(a)和温熵图(b)

Fig. 1 System (a) and T - S (b) diagrams of turbine direct cycle

2 联合循环热力学模型

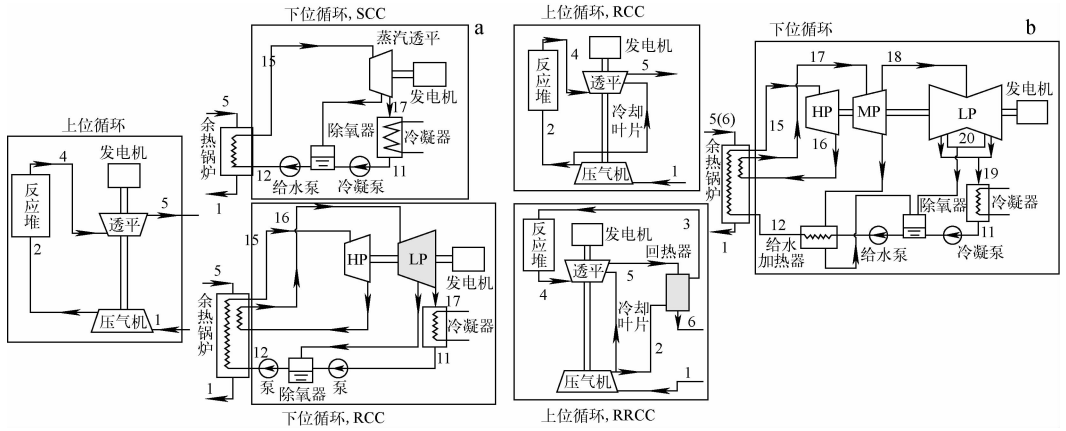
2.1 联合循环方案

超高温气冷堆与高温气冷堆在技术上最主要的区别是反应堆出口温度。一般将反应堆出口温度高于 $950^{\circ}C$ 的气冷堆称为超高温气冷堆,低于 $950^{\circ}C$ 的称为高温气冷堆。高温和超高温气冷堆联合循环方案可分为上位循环、下位循环和余热锅炉部分,其中上位循环是Brayton循环,下位循环是Rankine循环。文献[19,24]对高温气冷堆联合循环的上位循环方案进行了探讨,无压气机预冷与中间冷却的Brayton循环有更高的循环效率。上位循环采用回热可进一步提高循环效率,但对于高温气冷堆,透平排气温度相对较低,回热度只能设计得较小,回热器的

作用不能被充分利用。对于超高温气冷堆,透平排气温度较高,一般高于 $700^{\circ}C$,且随反应堆出口温度的升高而升高。如上位循环增加回热,回热度可设计得相对高一些。

同样考虑高温和超高温气冷堆联合循环的下位循环方案。高温气冷堆的透平排气温度(余热锅炉的热源温度)相对较低,故下位循环设计为亚临界Rankine循环,即余热锅炉产生亚临界主蒸汽参数。超高温气冷堆的透平排气温度较高,下位循环可考虑设计为超临界Rankine循环,余热锅炉产生超临界主蒸汽参数。

图2示出高温和超高温气冷堆联合循环的设计方案。对于高温气冷堆,上位循环是1个无预冷-无中间冷却-无回热的简单Brayton循



HP——高压汽轮机;MP——中压汽轮机;LP——低压汽轮机

图2 高温气冷堆(a)和超高温气冷堆(b)联合循环系统简图

Fig. 2 System diagram of combined cycle coupled with HTGR (a) and VHTR (b)

环。氦气在透平中膨胀做功后进入余热锅炉,将热量传递给下位循环的给水。下位循环分别是有再热和无再热的 Rankine 循环。给水在余热锅炉中吸收热量后进入汽轮机膨胀做功,经冷凝器和泵后回到余热锅炉。对于超高温气冷堆,上位循环分别是简单的 Brayton 循环和有回热的 Brayton 循环,下位循环是有再热的 Rankine 循环。

2.2 热力学模型

联合循环的热力学模型包括上位循环和下位循环。图 3 示出 4 种循环方案的温熵图。

上位循环效率 η_{gt} 的表达式^[25]为:

$$\eta_{gt} = \frac{W_{net,gt}}{Q_{COR}} = (\tau\eta_T(\pi^{-\varphi} - 1) - 2\eta_C^{-1}(\gamma^\varphi - 1)) \cdot (1 - \psi) / (\tau(1 - \psi) - \alpha(1 + \eta_T(\pi^{-\varphi} - 1)) - (1 - \psi - \alpha)(1 + \eta_C^{-1}(\gamma^\varphi - 1))) \quad (5)$$

其中: $W_{net,gt}$ 为上位循环的净输出功, MW; γ 为压气机压比; ψ 为透平叶片冷却流量份额。

ψ 的计算方法为:当 $1\ 175\ K < T_4 \leq 1\ 356\ K$ 时, $\psi = 0.5\%$; 当 $T_4 > 1\ 356\ K$ 时, 采用下式^[26]计算:

$$\psi = \frac{T_4 + 273.5 - 1\ 333}{4\ 444} \times 100\% \quad (6)$$

式(5)中 τ 与下位循环相关, τ 可表达为:

$$\tau = \tau(T_4, \Delta T_{min}) \quad (7)$$

其中, ΔT_{min} 为余热锅炉最小温差, $^\circ C$ 。在下位循环是亚临界 Rankine 循环时, $\Delta T_{min} = \Delta T_{gw}$, ΔT_{gw} 为余热锅炉节点温差; 在下位循环是超临界 Rankine 循环时, $\Delta T_{min} = \Delta T_C$, ΔT_C 为余热锅炉冷端温差。式(5)可表达为:

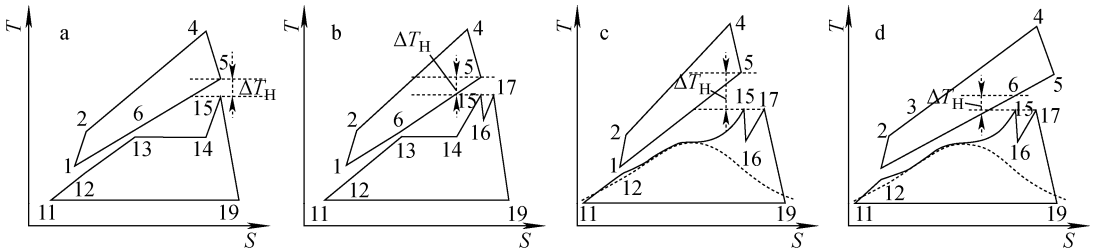
$$\eta_{gt} = \eta(\tau, \gamma, \alpha, \beta, \eta_C, \eta_T, \xi_{gt}) \quad (8)$$

其中, ξ_{gt} 为上位循环阻力系数, 包括堆芯阻力系数 ξ_C 、余热锅炉阻力系数 ξ_H 和回热器阻力系数 ξ_R 。

$$\xi_{gt} = [\xi_C, \xi_H, \xi_R]^T \quad (9)$$

下位循环效率 η_{st} 的表达式^[25]为:

$$\eta_{st} = \frac{W_{net,st}}{Q_{HRSG}} = \frac{(h_{15'} - h_{16}) + (h_{17'} - h_{19}) - (h_{12} - h_{11})}{(h_{15} - h_{12}) + (h_{17} - h_{16})} \quad (10)$$



a——亚临界 SCC; b——亚临界 RCC; c——超临界 RCC; d——超临界 RRCC

图3 4种循环方案的温熵图

Fig. 3 T-S diagram of four cycle schemes

其中, $W_{\text{net, st}}$ 为下位循环净输出功, MW; Q_{HRSG} 为余热锅炉吸热量, MW。

下位循环效率可表达为:

$$\eta_{\text{st}} = \eta(T_{12}, p_{15}, T_{15}, p_{17}, T_{17}, T_{18}, \eta_s, \eta_t, \eta_{\text{con}}, \xi_{\text{st}}) \quad (11)$$

其中: η_s 为汽轮机内效率; η_t 和 η_{con} 为给水泵和凝水泵内效率; ξ_{st} 为下位循环阻力系数, 包括蒸汽管道、除氧器等; p_i 为各节点的压力, MPa。

联合循环效率 η_{CC} 是上位循环与下位循环的总输出功与堆芯吸热量的比值, 可表达为:

$$\eta_{\text{CC}} = \eta_{\text{gt}} + \eta_{\text{st}}(1 - \eta_{\text{gt}}) \quad (12)$$

联合循环效率进一步被表达为:

$$\eta_{\text{CC}} = \eta(\tau, \gamma, \alpha, \beta, \Delta T_{\text{min}}, T_{12}, p_{15}, T_{15}, p_{17}, T_{17}, T_{18}, \eta_{\text{ie}}, \xi_{\text{CC}}) \quad (13)$$

其中: η_{ie} 为联合循环叶轮机械内效率, $\eta_{\text{ie}} = [\eta_{\text{C}}, \eta_{\text{T}}, \eta_s, \eta_t, \eta_{\text{con}}]^T$; ξ_{CC} 为联合循环的阻力系数, $\xi_{\text{CC}} = [\xi_{\text{gt}}, \xi_{\text{st}}]^T$ 。

3 工程限制条件与循环方案优化

高温和超高温气冷堆热力循环发电设计的优化目标是使其循环效率最高, 但这不是一个简单的优化过程, 而是一个在诸多工程限制条件下的优化过程, 也即数学上的有条件极值问题。

透平直接循环的优化相对容易, 联合循环因参数更多, 优化过程相对复杂。将联合循环效率(η_{CC})分别对上位循环效率(η_{gt})和下位循环效率(η_{st})求偏导数, 可得到:

$$\begin{cases} \frac{\partial \eta_{\text{CC}}}{\partial \eta_{\text{st}}} = 1 - \eta_{\text{gt}} > 0 \\ \frac{\partial \eta_{\text{CC}}}{\partial \eta_{\text{gt}}} = 1 - \eta_{\text{st}} > 0 \end{cases} \quad (14)$$

式(14)显示联合循环效率是上位循环效率和下位循环效率的单调增函数, 因此在对联合循环进行优化时, 可分别对上位循环和下位循环进行优化。优化过程中的限制条件主要包括以下内容。

1) 反应堆压力壳是重要的核安全部件, 是热力循环设计中需考虑的最重要的限制因素。目前压力壳结构材料的选择主要有两种方案: SA533 钢材和 9Cr-1Mo-V 钢材^[17, 27]。其中压力壳采用 SA533 钢材方案的优点是相对成熟, 在压水堆上广泛应用。虽然 SA533 钢材允许

的温度限值是 370 °C, 但可从高压压气机出口分流冷的氦气冷却压力壳, 使其控制在允许的温度范围内。这一方案的缺点是内壁气体冷却技术复杂, 增加了设计难度。压力壳采用 9Cr-1Mo-V 钢材内壁冷却方案的优点是结构简单, 缺点是这种合金钢材的使用温度必须低于 490 °C, 且至今还从未在任何反应堆上使用过。

对于高温气冷堆建议采用成熟的 SA533 钢材, 对于超高温气冷堆建议采用先进的 9Cr-1Mo-V 钢材。

2) 相对而言, 氦气透平直接循环的氦气压气机属于大型有间冷的二级压气机(每级有多级叶片), 所以压缩比建议限制在 3.0 之内。联合循环上位循环的氦气压气机属于小型单级压气机(单级有多级叶片), 所以压缩比建议限制在 2.0 之内。

3) 循环方案的选取是和反应堆出口温度密切相关的, 如图 4 所示, 高温气冷堆出口温度在 700~950 °C 之间, 超高温气冷堆出口温度在 950 °C 以上。在高温气冷堆范围, 热力循环可采用氦气透平直接循环和亚临界联合循环; 在超高温气冷堆范围, 则宜采用超临界联合循环。在反应堆出口温度小于 900 °C 时, 氦气透平压气机组涡轮机叶片不用冷却, 大于 900 °C 时需叶片内冷却。

实际工程项目要考虑的因素很多, 以下仅从抽象的理论模型中提取最重要的参数进行分析说明。

4 参数分析

表 2 列出计算给定的参数。循环参数的优化和选定可参考文献[20-21, 25]。对几个循环方案中的关键参数进行分析, 包括反应堆出口温度、反应堆入口温度、压缩比和主蒸汽参数。

4.1 反应堆出口温度

反应堆出口温度是提高其热力循环效率的重要参数, 如图 5 所示, 热力循环效率随反应堆出口温度的增大而增大。在高温气冷堆范围可采用氦气透平直接循环和亚临界联合循环, 其中 sub-RCC(亚临界再热联合循环)的循环效率高于 TDC 的循环效率, sub-SCC(亚临界简单联合循环)的联合循环效率最低。在反应堆出口温度为 900 °C 时, sub-RCC 的循环效率为

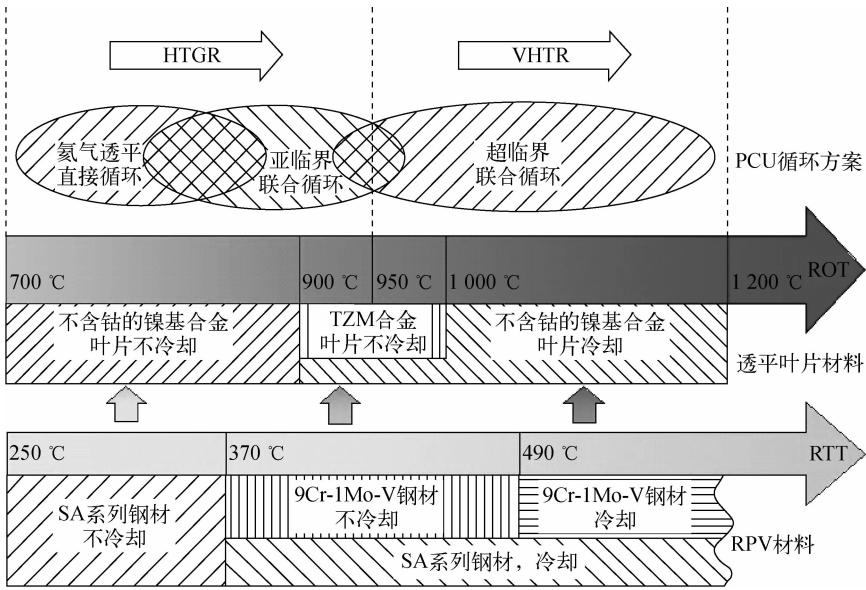


图 4 高温和超高温气冷堆动力转换单元设计参数限制

Fig. 4 Parameter limit of power conversion unit of HTGR and VHTR

表 2 计算给定的参数

Table 2 Calculation parameter

循环方案	参数
透平直接循环	$Q_{COR}=250 \text{ MW}, T_1=26 \text{ }^\circ\text{C}, \alpha=0.95, \eta_c=88\%, \eta_T=89\%$
联合循环	$Q_{COR}=250 \text{ MW}, \eta_c=88\%, \eta_T=89\%, \eta_s=86\%, T_{15}=540 \text{ }^\circ\text{C}/566 \text{ }^\circ\text{C}, p_{15}=6 \text{ MPa}/18 \text{ MPa}/24 \text{ MPa},$ $T_{17}=540 \text{ }^\circ\text{C}/566 \text{ }^\circ\text{C}, p_{19}=5 \text{ kPa}, T_{12}=104 \text{ }^\circ\text{C}/205 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta T_{gw}=15 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta T_c=30 \text{ }^\circ\text{C}$

50.1%，TDC 的循环效率为 48.9%（保证反应堆入口温度为 550 °C），sub-SCC 的循环效率为 46.6%。在超高温气冷堆范围适合采用超临界联合循环，sup-RRCC（超临界再热-回热联合循环）的循环效率高于 sup-RCC（超临界再热联合循环）的循环效率。在反应堆出口温度为 1 050 °C 时，sup-RRCC（回热度 $\alpha=0.2$ ）的循环效率为 55.2%，sup-RCC 的循环效率为 54.2%。整个温度范围内，超高温气冷堆热力循环效率明显高于高温气冷堆的。

环)的循环效率高于 sup-RCC(超临界再热联合循环)的循环效率。在反应堆出口温度为 1 050 °C 时,sup-RRCC(回热度 $\alpha=0.2$)的循环效率为 55.2%，sup-RCC 的循环效率为 54.2%。整个温度范围内,超高温气冷堆热力循环效率明显高于高温气冷堆的。

4.2 反应堆入口温度

在热力循环设计中,反应堆入口温度是最需考虑的安全因素,如图 6 所示。在高温气冷堆范围,压力壳采用 SA533 钢材,TDC 的反应堆入口温度超过 370 °C,需内壁冷却;亚临界联合循环的反应堆入口温度可保持在 350 °C,不用内壁冷却。在超高温气冷堆范围,压力壳采用 9Cr-1Mo-V 钢材,sup-RCC 的反应堆入口温度可保持在 420 °C 左右,不用内壁冷却;sup-RRCC 的反应堆入口温度随反应堆出口温度的提高而提高,开始小于 490 °C 不需内壁冷却,随后超过这个限值需内壁冷却。

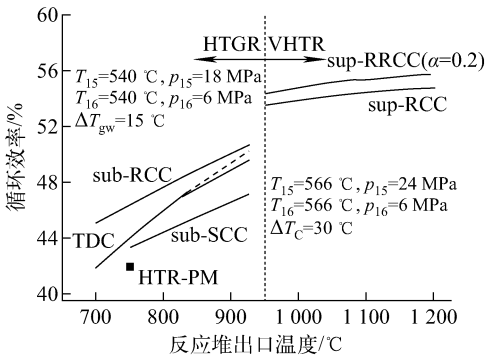


图 5 高温和超高温气冷堆动力转换单元热力循环效率

Fig. 5 Cycle efficiency of power conversion unit of HTGR and VHTR

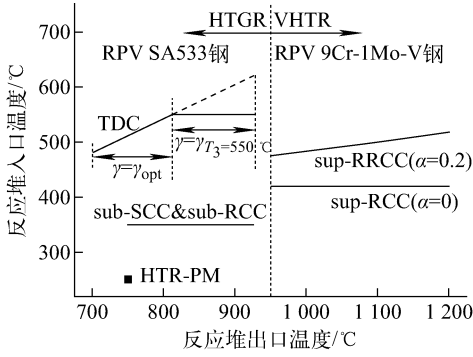


图6 高温和超高温气冷堆的入口温度

Fig. 6 Reactor inlet temperature of HTGR and VHTR

4.3 压缩比

在热力循环效率的优化中,考虑各种工程限制因素,循环压缩比的取值如图7所示。在高温气冷堆范围,氦气透平直接循环的压缩比在3.0之内;亚临界联合循环,有再热的循环的压缩比基本在2.0之内,无再热的超出这个范围。在超高温气冷堆范围,有回热和无回热的超临界联合循环的压缩比均能设定在2.0。

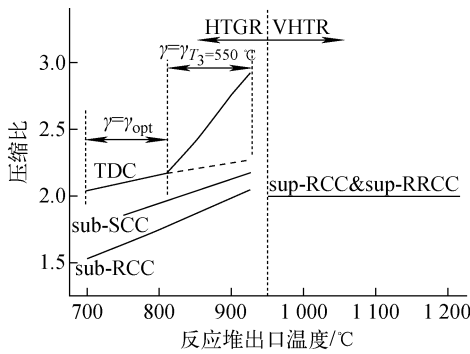


图7 高温和超高温气冷堆的压缩比

Fig. 7 Compressor pressure ratio of HTGR and VHTR

4.4 主蒸汽参数

上位循环的压缩比受到工程限制,下位循环主蒸汽的压力和温度也受到材料强度限制,因此上位循环和下位循环存在着热端温差(ΔT_H),并随反应堆出口温度的升高而增大,如图8所示,以致超高温气冷堆范围热力循环效率上升缓慢。对于联合循环,提高循环效率的潜力在于提高主蒸汽的温度和压力,以减小上位循环和下位循环之间的焓损失,随反应堆出

口温度的提高此问题显得尤为重要。

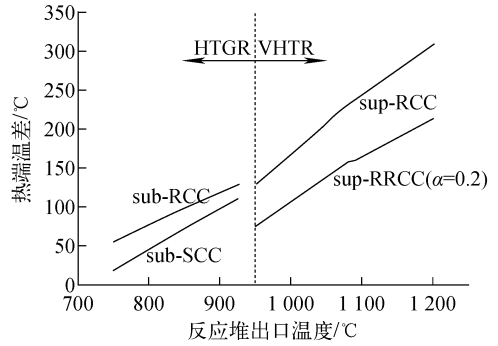


图8 高温和超高温气冷堆联合循环热端温差

Fig. 8 Temperature difference of combined cycle of HTGR and VHTR

5 动力循环方案总结

综合考虑各种工程因素,上位循环为简单氦气透平循环、下位循环为有再热的蒸汽轮机循环的联合循环方案是具有竞争力的,其中蒸汽轮机循环在高温气冷堆范围是亚临界参数循环,在超高温气冷堆范围是超临界参数循环(图9)。上位循环利用反应堆高品位小份额的热能,下位循环则利用低品位大份额的热能。上位循环的反应堆入口温度可控制在较低水平不需内壁冷却,确保反应堆安全的同时减少工程复杂性。

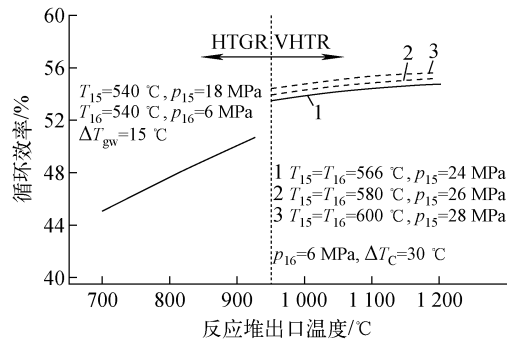


图9 高温和超高温气冷堆联合循环效率

Fig. 9 Combined cycle efficiency of HTGR and VHTR

由图9可发现,在高温气冷堆范围,反应堆出口温度的提高对于循环效率的提高有明显效果,但在超高温气冷堆范围,反应堆出口温度的提高对于联合循环效率的提高并不明显。这主

要是因为上位循环和下位循环之间存在较大温差,上位循环受到反应堆压力壳材料和压缩比的限制,难以继续利用透平排气热量,提高循环效率。若从下位循环出发降低温差,则需进一步提高下位循环主蒸汽参数。图9中给出了3组超临界主蒸汽参数下的循环效率,其中参数1较为成熟,是国内很多超临界机组使用的主蒸汽参数,参数2和3在一些更先进的超临界机组中使用。比较这3组参数的循环效率可发现,随主蒸汽参数的提高,联合循环效率虽有提高,但幅度较小,而进一步提高主蒸汽参数又会受到蒸汽透平材料的限制。因此,如不能解决上述材料的限制问题,进一步提高反应堆出口温度对循环效率的提高意义不大。

6 结论

本文针对高温和超高温气冷堆的动力转换方案,得出的主要结论如下。

1) 高温气冷堆出口温度低于 $950\text{ }^{\circ}\text{C}$,热力循环可采用氦气透平直接循环和亚临界联合循环。超高温气冷堆出口温度在 $950\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上,则宜采用超临界联合循环。其中透平直接循环的反应堆入口温度高于 $490\text{ }^{\circ}\text{C}$,需进行压力壳内壁冷却。高温气冷堆范围,联合循环的反应堆入口温度可低于 $350\text{ }^{\circ}\text{C}$,压力壳可采用SA533钢材不需压力壳内壁冷却。在超高温气冷堆范围,联合循环的反应堆入口温度可低于 $490\text{ }^{\circ}\text{C}$,反应堆压力壳材料可采用9Cr-1Mo-V钢材,也不需压力壳内壁冷却。

2) 综合考虑各种工程因素,上位循环是简单透平循环、下位循环是有再热的蒸汽轮机循环的联合循环方案是具有竞争力的,其中下位循环在高温气冷堆范围是亚临界参数循环,在超高温气冷堆范围是超临界参数循环。在反应堆出口温度为 $950\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,这一动力转换方案的循环效率可达到53.6%;在反应堆出口温度为 $1\ 050\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,循环效率可达到55.1%。在反应堆出口温度高于 $1\ 050\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,上位循环受到反应堆入口温度和压缩比的限制,下位循环受到主蒸汽参数的限制,联合循环效率不能进一步提高。

本文结果对于高温和超高温气冷堆的动力转换单元的设计具有理论指导意义,同时也有

助于推进高温和超高温气冷堆的发展。

参考文献:

- [1] BAUMER R, BARNERT H, BAUST E, et al. AVR: Experimental high-temperature reactor 21 years of successful operation for a future energy technology[R]. Dusseldorf: Association of German Engineers (VDI), The Society for Energy Technologies, 1990.
- [2] STEWARD K P. Final summary report on the peach bottom end-of-life program[M]. USA: General Atomic Co., 1978.
- [3] QUADE R N, HUNT P S, SCHUETZENDUEBEL W G. The design of the fort St. Vrain steam generators[J]. Nuclear Engineering and Design, 1974, 26(1): 118-134.
- [4] BÄUMER R, KALINOWSKI I, RÖHLER E, et al. Construction and operating experience with the 300-MW THTR nuclear power plant[J]. Nuclear Engineering and Design, 1990, 121: 155-166.
- [5] LOHNERT G H. Technical design features and essential safety-related properties of the HTR-module[J]. Nuclear Engineering and Design, 1990, 121(2): 259-275.
- [6] WILLIAMS P M, SILADY F A, DUNN T D, et al. MHTGR development in the United States [J]. Progress in Nuclear Energy, 1994, 28(3): 265-346.
- [7] WU Z, LIN D, ZHONG D. The design features of the HTR-10[J]. Nuclear Engineering and Design, 2002, 218: 25-32.
- [8] KUNITOMI K, NAKAGAWA S, SHINOZAKI M. Passive heat removal by vessel cooling system of HTTR during no forced cooling accidents[J]. Nuclear Engineering and Design, 1996, 166: 179-190.
- [9] ZHANG Zuoyi, WU Zongxin, WANG Dazhong, et al. Current status and technical description of Chinese $2 \times 250\text{ MWth}$ HTR-PM demonstration plant[J]. Nuclear Engineering and Design, 2009, 239: 1 212-1 219.
- [10] ZHANG Zuoyi, WU Zongxin, SUN Yuliang, et al. Design aspects of the Chinese modular high-temperature gas-cooled reactor HTR-PM[J]. Nuclear Engineering and Design, 2006, 236: 485-490.

- [11] KUMAR K N P, TOURLIDAKIS A, PILIDIS P. Performance review: PBMR closed cycle gas turbine power plant[C]// In Proceedings of the International Joint Power Generation Conference, USA: [s. n.], 2001.
- [12] BAXI C B, SHENOY A, KOSTIN V I, et al. Evaluation of alternate power conversion unit designs for the GT-MHR[J]. Nuclear Engineering and Design, 2008, 238(11): 2 995-3 001.
- [13] YAN X, KUNITOMI K, NAKATA T, et al. GTHTR300 design and development[J]. Nuclear Engineering and Design, 2003, 222(2): 247-262.
- [14] WANG Jie, HUANG Zhiyong, ZHU Shutang, et al. Design Features of gas turbine power conversion system for HTR-10GT[C]//2nd International Topical Meeting on High Temperature Reactor Technology. Beijing: [s. n.], 2004.
- [15] HUANG Z, WANG J, LI J. Study on the thermodynamic cycle of HTR-10GT[C]//2nd International Topical Meeting on High Temperature Reactor Technology. Beijing: [s. n.], 2004.
- [16] MCDONALD C F. Power conversion system considerations for a high efficiency small modular nuclear gas turbine combined cycle power plant concept (NGTCC)[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1): 82-103.
- [17] MCDONALD C F. Power conversion system consideration for an advanced nuclear gas turbine (GT-VHTR) CHHP demonstration plant concept[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2010, 27(3): 179-217.
- [18] JEAN-CLAUDE G, GERD B, BERNIE C, et al. ANTARES: the HTR/VHTR project of Framatome ANP[J]. Nuclear Engineering and Design, 2006, 236: 526-533.
- [19] WANG J, DING M, YANG X, et al. Performance comparison and optimization of two configurations of (very) high temperature gas-cooled reactors combined cycles[J]. Annals of Nuclear Energy, 2016, 94: 279-287.
- [20] QU X, YANG X, WANG J. A study on different thermodynamic cycle schemes coupled with a high temperature gas-cooled reactor[J]. Annals of Nuclear Energy, 2017, 106: 185-194.
- [21] 曲新鹤, 杨小勇, 王捷. 商用高温气冷堆氦气透平循环发电热力学参数分析和优化[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 2017, 57(10): 1 114-1 120. QU Xinhe, YANG Xiaoyong, WANG Jie. Thermodynamic analysis and optimization of helium turbine cycle of commercial high temperature gas-cooled reactor[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 2017, 57(10): 1 114-1 120(in Chinese).
- [22] 佐藤豪. 燃气轮机理论[M]. 王仁, 译. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [23] KIM M H, LEE W J. Survey on cooled-vessel designs in high temperature gas-cooled reactors [C]//Transactions of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting. Korea: [s. n.], 2006.
- [24] 曲新鹤, 杨小勇, 王捷. 商用高温气冷堆联合循环方案研究[J]. 原子能科学技术, 2017, 51(9): 1 578-1 584. QU Xinhe, YANG Xiaoyong, WANG Jie. Study on combined cycle plan of commercial high temperature gas-cooled reactor[J]. Atomic Energy Science and Technology, 2017, 51(9): 1 578-1 584(in Chinese).
- [25] QU X, YANG X, WANG J, et al. Combined cycle schemes coupled with a very high temperature gas-cooled reactor[J]. Progress in Nuclear Energy, 2018, 108: 1-10.
- [26] 曹玉璋. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [27] NATESAN K, MAJUMDAR S, SHANKAR P S, et al. Preliminary materials selection issues for the next generation nuclear plant reactor pressure vessel, ANL/EXT-06-45[R]. USA: Argonne National Laboratory, 2007.