第 38 卷第 10 期 工 程 热 物 理 学 报 Vol.38, No.10
2017 年 10 月 JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS Oct., 2017

针对地热能的重力驱动 CO_2 跨临界动力循环研究

潘利生[1] 史维秀[2] 魏小林[1]

(1. 中国科学院力学研究所高温气体动力学国家重点实验室，北京 100190；
2. 北京建筑大学能源与动力工程系，北京 100044)

摘 要 地热能是重要的可再生能源，位于地下深处的分布形式符合重力驱动 CO_2 跨临界动力循环应用特点，并且可以耦合 CO_2 地下封存。以地热能为热源，对重力驱动 CO_2 跨临界动力循环开展研究。研究结果表明，循环系统位差随循环加热压力的升高而升高；循环热效率和净输出功率与循环加热压力成正相关关系；由于单位质量 CO_2 吸热能力的降低，工质质量流量随循环加热压力的升高而升高；冷却水质量流量和工质质量流量变化规律相似；当加热压力为 16 MPa，热源温度为 400°C 时，循环热效率为 12.27%，净输出功率为 178.46 kW。

关键词 地热能；CO_2 跨临界动力循环；重力驱动
中图分类号：TK123 **文献标识码**：A **文章编号**：0253-231X(2017)10-2068-06

Study on The Gravity Driven CO_2 Transcritical Power Cycle for Geothermal Energy

PAN Li-Sheng[1] SHI Wei-Xiu[2] WEI Xiao-Lin[1]

(1. *State Key Laboratory of High-temperature Gas Dynamics, Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing* 100190, *China;*
2. *Department of Energy and Power Engineering, Beijing University of Civil Engineering and Architecture, Beijing* 100044, *China*)

Abstract Geothermal energy is an important renewable energy. The heat energy is deep in the ground, which is suitable for the gravity driven CO_2 transcritical power cycle. Meanwhile, CO_2 storage underground can be coupled during the operation of the cycle. Cycle performance is studied for the gravity driven CO_2 transcritical power cycle using geothermal energy. The results show that the system position difference increases with increasing the heating pressure. Cycle thermal efficiency and net power output give a positive correlation with the heating pressure. More CO_2 is needed with increasing the heating pressure, which is caused by decrease of the specific CO_2 heat absorption capacity. The variation of the cooling water mass flow rate is similar with that of the CO_2 mass flow rate. When the heating pressure is 16 MPa and the heat source temperature is 400°C, the cycle thermal efficiency can reach 12.27% and the net power output of 178.46 kW is achieved.

Key words geothermal energy; CO_2 transcritical power cycle; gravity driven

符 号 表

t	温度	°C	p	压力	MPa
h	比焓	kJ/kg	g	重力加速度	m/s^2
$\dot{P}$	功率	kW	$\dot{m}$	工质质量流量	kg/s
$\dot{Q}$	热功率	kW	H	高度	m
η	效率	–	ρ	密度	kg/m^3
LFL	燃烧下限	%	ODP	臭氧破坏潜值	–
GWP	温室效应潜值	–	1, 2, 3, 4, 5, 6	状态点	

角 标

b	沸点	c	临界点	isen	等熵
cond	冷凝	ther	热	tur	汽轮机

收稿日期：2017-03-01；**修订日期**：2017-09-11
基金项目：国家自然科学基金资助项目 (No.51306198)
作者简介：潘利生 (1982-)，男，助理研究员，博士，主要从事低品位热能高效利用理论及技术研究，panlisheng@imech.ac.cn

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

上　标

′　进口　″　出口

0 前　言

地热能是重要的可再生能源和清洁能源，在能源紧缺的大环境下，高效环保地开发和利用地热能对社会发展具有重要意义。目前被利用的地热资源主要是水热型，占探明地热资源的极小部分。干热岩是一种不含水或水蒸气、埋深为 3~10 km、温度为 150~650°C 的致密岩体 [1]。干热岩在地球上的蕴藏量十分丰富。保守估计地壳中干热岩 (3~10 km 深处) 所蕴含的能量相当于全球所有石油、天然气和煤炭所蕴藏能量的 30 倍 [2]。

非常规工质动力循环被认为可以高效开发和利用低温地热能，被广泛关注的包括有机工质和无机工质，如 CO_2。CO_2 具有环境友好、不可燃、无毒、稳定，并且价格低廉等优点，表 1 给出了 CO_2 基本热物性和环境特性参数 [3]。这些优点可以大大降低系统初投资成本和运行成本，具有较好的经济和社会效益。Guo 等 [4] 着眼于 80~120°C 的地热资源，对比分析了 CO_2 跨临界动力循环和 HFC245fa 亚临界朗肯循环的循环性能。Kim 等 [5] 针对低温和高温热源，对 CO_2 跨临界循环和超临界循环开展了研究。Garg 等 [6] 对比了 CO_2 跨临界动力循环和蒸汽跨临界动力循环性能。

表 1　CO_2 的基本热物性和环境特性参数 [3]

Table 1　Basic thermal and environment properties of CO_2 [3]

t_b/°C	t_c/°C	p_c/MPa	LFL/%	大气寿命/a	ODP	GWP/a
−78.4	31.1	7.38	none	>50	0.00	100

CO_2 不仅是优秀的循环工质，也被研究用于代替水用于压裂开采页岩气 [7,8]。由于 CO_2 在页岩缝隙中的吸附能力高于天然气，因此采用 CO_2 还可以驱替 CH_4，从而显著提高页岩气藏的产量 [9−11]。在这个过程中，部分 CO_2 将被永久的封存到地下，Tayari 等 [12] 开展了采用废气页岩气田封存 CO_2 的技术经济性研究。

美国劳伦斯伯克利国家实验室则研究将地热发电与 CO_2 地下封存耦合起来 [13]，利用 CO_2 作为循环介质发电的同时将一部分 CO_2 永久封存到地下，如图 1 所示。Adams 等 [14] 通过研究也指出 CO_2 是用于 0.5~3 km 地热能取热的非常优秀的工质。

采用 CO_2 代替水，从地质结构中取热，并直接进行动力循环，由于热源深度很深，取热工质自重对介质吸热状态，乃至循环性能具有重要影响。地热能位于地下深处，当深度达到一定程度时，工质循环中密度差产生的压差将足以驱动该动力循环，从而整个循环无需工质泵输送工质，亦可在系统中仍采用工质泵辅助增加或调节压力。

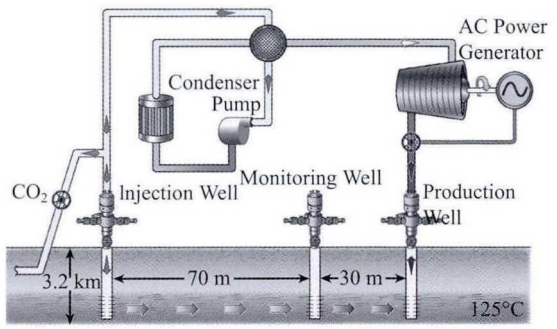

图 1　与 CO_2 地下封存耦合的地热发电系统

Fig. 1　Geothermal power generation coupled with CO_2 storage underground

本文采用理论分析方法，对重力驱动 CO_2 跨临界动力循环开展研究，给出了该循环的循环性能及循环参数之间的变化规律。

1 理论研究方法

1.1 重力驱动 CO_2 跨临界动力循环

本文考察的重力驱动 CO_2 跨临界动力循环，工质在超临界压力下吸热，在亚临界压力下放热，工质在汽轮机中从超临界状态降温降压到亚临界气态，同时对外输出功率。循环无工质泵参与，系统循环所需要的循环压差 (克服流动损失、汽轮机中压降) 由重力提供。严格地说，高密度工质重力提供循环压差，工质在不同状态的重力差 (密度差) 提供汽轮机压降。换句话说，向下流动工质的密度越高，向上流动工质的密度越低，工质位差越大，则提供的循环压差也就越大。

图 2(a) 为重力驱动 CO_2 跨临界动力循环系统示意图，图 2(b) 为该循环在温熵图中的表示方法 (示意循环为本文考察的一个循环工况)。超临界压力状态的工质在地下被载热介质从状态点 5 加热至状态点 1；低密度工质随管路上升，并由于位差和重力的原因，存在小幅压降，达到状态点 2；工质进入汽轮机膨胀至状态点 3，并对外输出轴功；在冷凝器中，处于状态点 3 的工质被冷却水冷却并冷凝为饱和液

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

状态，达到状态点 5；高密度工质顺着系统下降管下降，并由于位差和重力的原因压力逐渐增加，从亚临界压力到达超临界压力，最终达到状态点 6。

1.2 分析方法

图 2(c) 给出了理论分析方法框图。工质在汽轮机中做功的等熵效率采用式 (1) 进行计算。由于流动阻力的影响，高密度工质向下流动伴随着熵增，因此假定一个流动效率，该效率与工质焓变的关系如式 (2) 所示。工质从冷凝压力到吸热压力的提升完全依靠高密度工质自身重力，从而工质上下高度位差由式 (3) 进行计算。

$$\eta_{\mathrm{tur,isen}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,\mathrm{isen}}} \tag{1}$$

$$\eta_{\mathrm{high-density}} = \frac{h_{6,\mathrm{isen}} - h_5}{h_6 - h_5} \tag{2}$$

$$\Delta H_{\mathrm{high-density}} = \frac{p_6 - p_5}{\bar{\rho}_{\mathrm{high-density}} g} \tag{3}$$

对于低密度工质向上流动过程，同样存在沿程损失和局部损失，因此假定低密度工质向上流动效率，与工质焓变关系如式 (4) 所示。低密度工质向上流动，由于位差的存在，系统上部工质状态点 2 的压力将低于系统下部工质状态点 1 的压力，产生的压降与低密度工质高度位差、平均密度和重力加速度有关，如式 (5) 所示。需指出，高密度工质柱高度与低密度工质柱高度相等。工质在超临界压力的吸热功率和循环热效率分别采用式 (6) 和式 (7) 进行

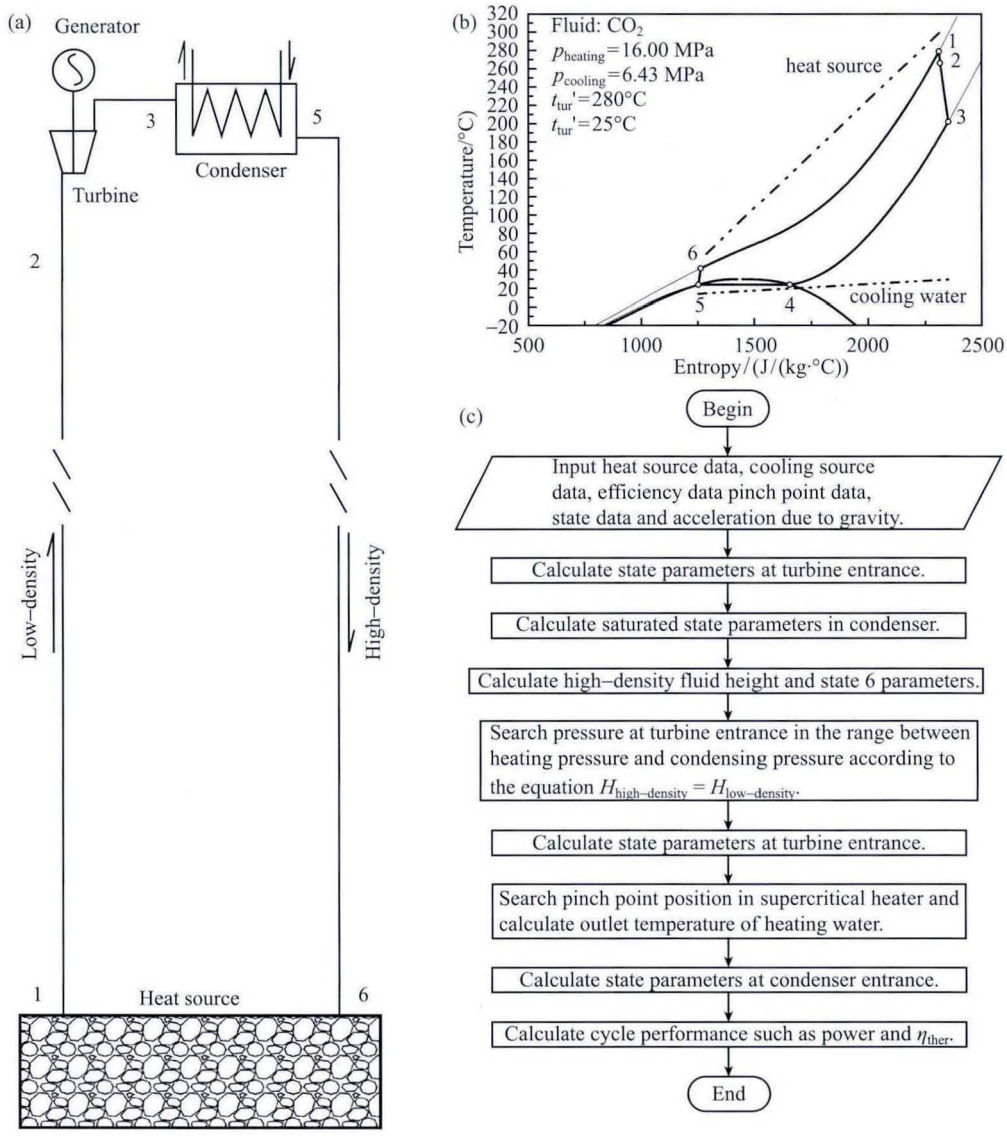

图 2 重力驱动 CO_2 跨临界动力循环示意图 (a) 系统示意图；(b) 循环示意图；(c) 理论分析框图

Fig. 2 Schematic diagram of the gravity driven CO_2 transcritical power cycle (a) schematic diagram of the system; (b) schematic diagram of the cycle; (c) block diagram for the theoretical analysis

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

计算。从式 (7) 可以看出，与传统循环不同，在重力驱动的循环中，无需考虑工质泵耗功对循环热效率的影响，汽轮机输出功率即为净输出功率。在循环性能理论计算过程中工质物性均根据工质状态参数从数据库 REFPRO9.0[15] 获得。

$$\eta_{\text{low-density}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2,\text{isen}}} \tag{4}$$

$$\Delta H_{\text{low-density}} = \frac{p_1 - p_2}{\bar{\rho}_{\text{low-density}} g} \tag{5}$$

$$\dot{Q}_{\text{heating}} = \dot{m}_{\text{CO2}} (h_1 - h_6) \tag{6}$$

$$\eta_{\text{ther}} = \frac{\dot{P}_{\text{tur}}}{\dot{Q}_{\text{heating}}} \tag{7}$$

在理论研究过程中，进行了如下参数的指定。指定热源介质质量流量为 1.0 kg/s；热源介质比热容为 4.19 kJ/(kg·°C)；热源介质密度为 1000 kg/m^3；热源介质始端温度为 150~500°C；超临界加热压力为 10.0-25.0 MPa；冷凝温度为 25°C；始端热源换热介质温差为 20°C；汽轮机等熵效率为 0.75；高密度流体向下流动和低密度流体向上流动的效率为 0.80；热源换热介质窄点温差为 10°C；冷凝器窄点温差为 5°C；冷却水温度为 15°C；重力加速度为 9.8 m/s^2。值得注意的是，在地层深处，尤其是进入干热岩范围内，基本不存在流体，但为简化计算模型，假定热源与工质的换热为两种流体的逆流换热。

2 理论研究结果

采用理论分析方法，研究了系统位差、循环热效率、汽轮机输出功率、循环工质质量流量、冷却水质量流量、热源介质末端温度、冷却水出口温度等参数随工况的变化规律。

如图 3 所示，系统位差随加热压力的升高而升高。循环冷凝温度保持 25°C 不变，相应冷凝压力为 6.43 MPa。随着工质吸热压力的升高，循环压差不断增大。而循环压差由高密度工质柱重力产生，所以，循环加热压力越高，要求高密度工质柱越高。需指出，当热源深度与设计加热压力不匹配时，尤其是热源深度不能满足所需位差时，可在系统中增加工质泵提供剩余压差。

如图 4 所示，系统循环热效率随加热压力的升高而升高，并且与热源温度也存在正相关关系。在考察工况范围内，热源温度越高，加热压力越高，两者对循环热效率的影响越小。当热源温度为 400°C，加热压力为 16 MPa 时，循环热效率可达 12.27%。系统循环热效率取决于两个因素，工质平均吸热温度和平均放热温度。理论计算时始端热源换热介质温差保持不变，热源温度升高有助于提升系统平均吸热温度。在保持热源换热介质窄点温差不变的情况下，工质吸热压力的升高同样有助于提升系统平均吸热温度。因此，系统循环热效率与两者均为正相关关系。

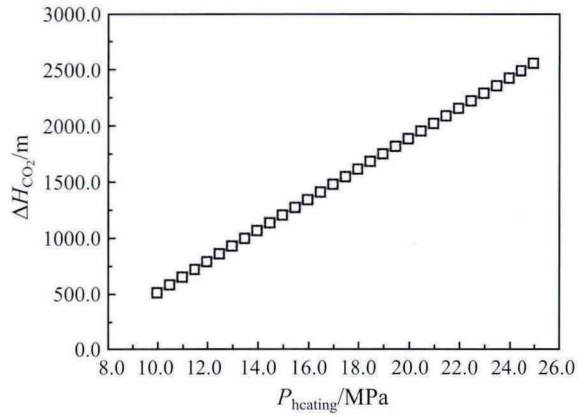

图 3　系统位差随加热压力的变化

Fig. 3　Variation of position difference with heating pressure

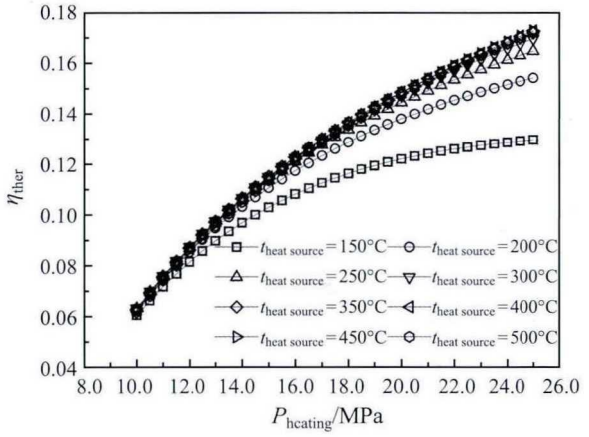

图 4　循环热效率随加热压力的变化

Fig. 4　Variation of thermal efficiency with heating pressure

如图 5 所示，汽轮机输出功率随加热压力的升高有两种变化形式，当热源温度较低时，汽轮机输出功率随加热压力的升高存在极大值，当热源温度较高时，汽轮机输出功率随加热压力的升高而升高。值得指出的是，由于循环中不存在工质泵，因此汽轮机输出功率即为本循环的净输出功率。循环净输出功率由两个因素决定，工质吸热量和循环净输出功率。由图 6 知，热源介质始端温度保持不变的情况下，随着加热压力的升高，热源介质末端温度不断提升，工质吸热量随加热压力的升高而减小。而循环热效率与加热压力为正相关关系。在两个因素的共同作用下，汽轮机输出功率随加热压力均应存在极大值，但当热源温度较高时，极大值在考察工况

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

范围内并未出现，若继续增大加热压力，最大值将会出现。当加热压力为 16 MPa，热源温度为 400°C 时，净输出功率达到 178.46 kW。

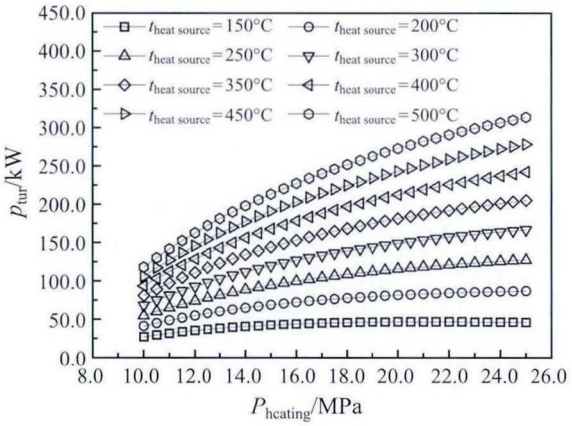

图 5 输出功率随加热压力的变化

Fig. 5 Variation of power output with heating pressure

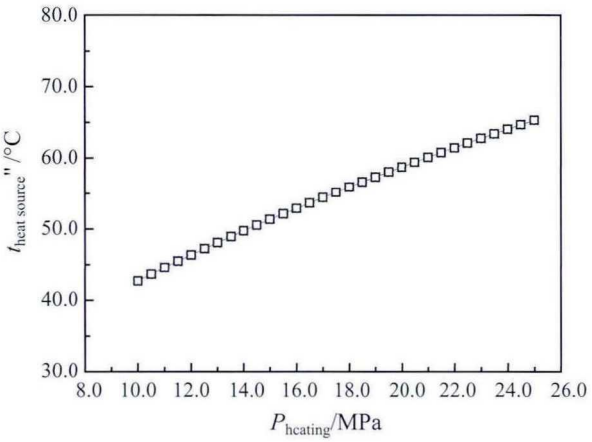

图 6 热源介质末端温度随加热压力的变化

Fig. 6 Variation of heat source terminal temperature with heating pressure

如图 7 所示，当热源温度较低时，工质质量流量随加热压力的升高而升高，当热源温度较高时，变化不明显。工质质量流量取决于热源流体放热量和单位质量工质吸热能量。根据上述分析，工质吸热量随加热压力的升高而降低，而单位质量工质吸热能力 (加热器中工质焓变) 与加热压力为负相关关系。从而造成，当热源温度较低时，单位质量工质吸热能力的降低起到主要作用，工质质量流量随加热压力的升高而升高，当热源温度较高时，两个因素的变化相互抵消，工质质量流量变化不明显。冷却水是用来冷却工质的，取决于工质质量流量和工质在冷凝器进出口的参数。虽然冷却水出口温度随加热压力的升高而降低，如图 8 所示，但工质质量流量对冷却水流量起到决定作用，使得冷却水质量流量的变化规律与工质质量流量的变化规律相似，如图 9 所示。

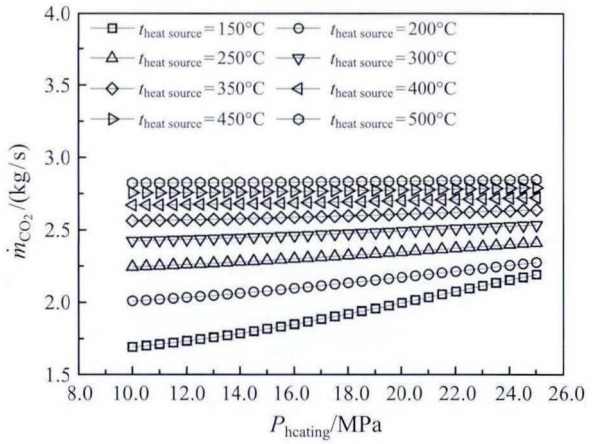

图 7 工质质量流量随加热压力的变化

Fig. 7 Variation of CO_2 mass flow rate with heating pressure

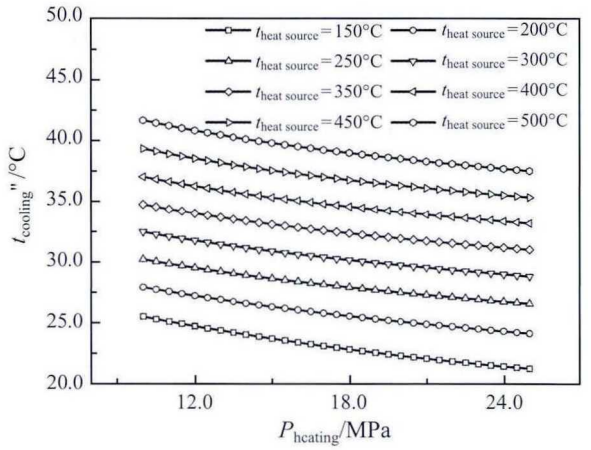

图 8 冷却水出口温度随加热压力的变化

Fig. 8 Variation of cooling water outlet temperature with heating pressure

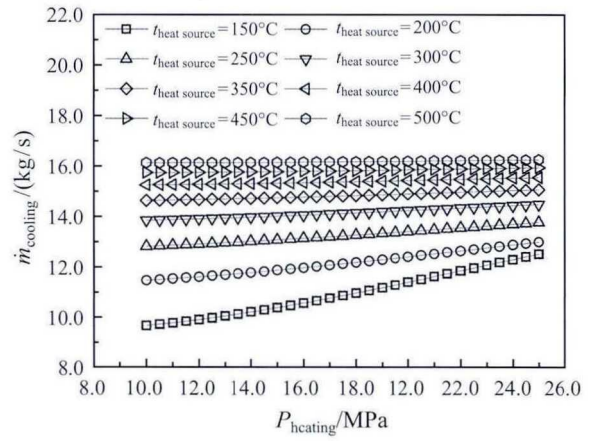

图 9 冷却水质量流量随加热压力的变化

Fig. 9 Variation of cooling water mass flow rate with heating pressure

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

3 结　论

当采用工质从地下取热，并直接用于发电时，由于整个循环体系存在非常大的高差，取热工质自重对工质吸热状态，循环性能具有重要影响，决不能忽略工质自身的重力影响，甚至可以直接采用重力驱动的动力循环。本文针对地热能发电，建立分析模型，对重力驱动 CO_2 跨临界动力循环开展了理论研究，获得了循环性能及参数随工况的变化规律。

1) 循环系统位差随循环加热压力的升高而升高，循环热效率和汽轮机输出功率与循环加热压力存在正相关关系，工质质量流量随循环加热压力的升高而升高，冷却水质量流量和工质质量流量变化规律相似。

2) 当加热压力为 16 MPa，热源温度为 400°C 时，循环热效率为 12.27%，净输出功率为 178.46 kW。

参 考 文 献

[1] 李德威, 王焰新. 干热岩地热能研究与开发的若干重大问题 [J]. 地球科学 — 中国地质大学学报, 2015, 40(11): 1858–1869
LI Dewei, Wang Yanxin. Major Issues of Research and Development of Hot Dry Rock Geothermal Energy [J]. Earth Science—Journal of China University of Geosciences, 2015, 40(11): 1858–1869

[2] 许天福, 张延军, 于子望, 等. 干热岩水力压裂实验室模拟研究 [J]. 科技导报, 2015, 33(19): 35–39
XU Tianfu, ZHANG Yanjun, YU Ziwang, et al. Laboratory Study of Hydraulic Fracturing on Hot Dry Rock [J]. Science & Technology Review, 2015, 33(19): 35–39

[3] Calm J M, Hourahan G C. Refrigerant Data Summary [J]. Engineered Systems, 2001, 18(11): 74–88

[4] Guo T, Wang H X, Zhang S J. Comparative Analysis of CO_2-Based Transcritical Rankine cycle and HFC245fa-Based Subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) Using Low-Temperature Geothermal Source [J]. Science in China Series E: Technological Sciences, 2010, 53(6): 1869–1900

[5] Kim Y M, Kim C G, Favrat D. Transcritical or Supercritical CO_2 Cycles Using Both Low- and High-Temperature Heat Sources [J]. Energy, 2012, 43(1): 402–415

[6] Garg P, Srinivasan K, Dutta P. Comparision of CO_2 and Steam in Transcritical Rankine Cycles for Concentrated Solar Power [J]. Energy Procedia, 2014, 49: 1138–1146

[7] Li X, Elsworth D. Geomechanics of CO_2 Enhanced Shale Gas Recovery [J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015, 26: 1607–1619

[8] Middleton R S, Carey J W, Currier R P. Shale gas and Non-Aqueous Fracturing Fluids: Opportunities and Challenges for Supercritical CO_2 [J]. Applied Energy, 2015, 147: 500–509

[9] Fathi E, Akkutlu I Y. Multi-Component Gas Transport and Adsorption Effects During CO_2 Injection and Enhanced Shale Gas Recovery [J]. International Journal of Coal Geology, 2014, 123(2): 52–61

[10] Bacon D H, Yonkofski C M R, Schaef H T, et al. CO_2 Storage by Sorption on Organic Matter and Clay in Gas Shale [J]. Journal of Unconventional Oil and Gas Resources, 2015, 12: 123–133

[11] Eshkalak M O, Al-Shalabi E W, Sanaei A, et al. Simulation Study on the CO2-Driven Enhanced Gas Recovery With Sequestration Versus the Re-Fracturing Treatment of Horizontal Wells in the U.S. Unconventional Shale Reservoirs [J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2014, 21: 1015–1024

[12] Tayari F, Blumsack S, Dilmore R. Techno-Economic Assessment of Industrial CO_2 Storage in Depleted Shale Gas Reservoirs [J]. Journal of Unconventional Oil and Gas Resources, 2015, 11: 82–94

[13] Freifeld B, Zakim S, Pan L, et al. Geothermal Energy Production Coupled With CCS: a Field Demonstration at the SECARB Cranfield Site, Cranfield, Mississippi, USA [J]. Energy Procedia, 2013, 37: 6595–6603

[14] Adams B M, Kuehn T H, Bielicki J M, et al. On the Importance of the Thermosiphon Effect in CPG (CO_2 Plume Geothermal) Power Systems [J]. Energy, 2014, 69(5): 409–418

[15] Lemmon E W, Huber M L, McLinden M O. NIST Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP), version 9.0. National Institute of Standards and Technology, 2010

?1994-2017 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net