



中南大學
CENTRAL SOUTH UNIVERSITY

二氧化碳热泵与动力循环 的基础研究

廖胜明 教授

中南大学可持续能源研究院

S. M. Liao, T.S. Zhao, A. Jakobsen, *A correlation of optimal heat rejection pressures in Transcritical carbon dioxide cycles*, ***Applied Thermal Engineering***, Vol.20, No.9, 2000, pp.831-841.

S. M. Liao, T.S. Zhao, *An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes*, ***International Journal of Heat and Mass Transfer***, Vol.45. No.25, 2002, pp.5025-5034.

S. M. Liao, T.S. Zhao, *Measurements of Heat Transfer Coefficients from Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels*, ***ASME Journal of Heat Transfer***, Vol.124. Issue.3, 2002, pp.413-420.

S. M. Liao, T. S. Zhao, *A Numerical Investigation of Laminar Convection of Supercritical Carbon Dioxide in Vertical Mini/micro Tubes*, ***Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*** Vol. 2, Nos. 2/3/4, 2002, pp.144-152.

X.L. Cao, Z.H. Rao, S.M. Liao, *Laminar convective heat transfer of supercritical CO₂ in horizontal miniature circular and triangular tubes*, ***Applied Thermal Engineering*** , Volume 31, Issues 14-15, October 2011, Pages 2374-2384

Z Rao, S Liao, *A numerical investigation of turbulent convective heat transfer of supercritical CO₂ in vertical mini tubes*, ***Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*** 14 (3) 2014, 166-176

Rao, Zhenghua; Xue, Tianchen; Huang, Kaixin; Liao, Shengming. *Multi-objective optimization of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle considering printed circuit recuperator design*. ***Energy conversion and management*** , 2019, 201: 112094.



Contents

目录

- 01 二氧化碳特性
- 02 跨临界二氧化碳制冷与热泵循环应用
- 03 二氧化碳动力循环应用
- 04 超临界CO₂布雷顿循环系统性能优化



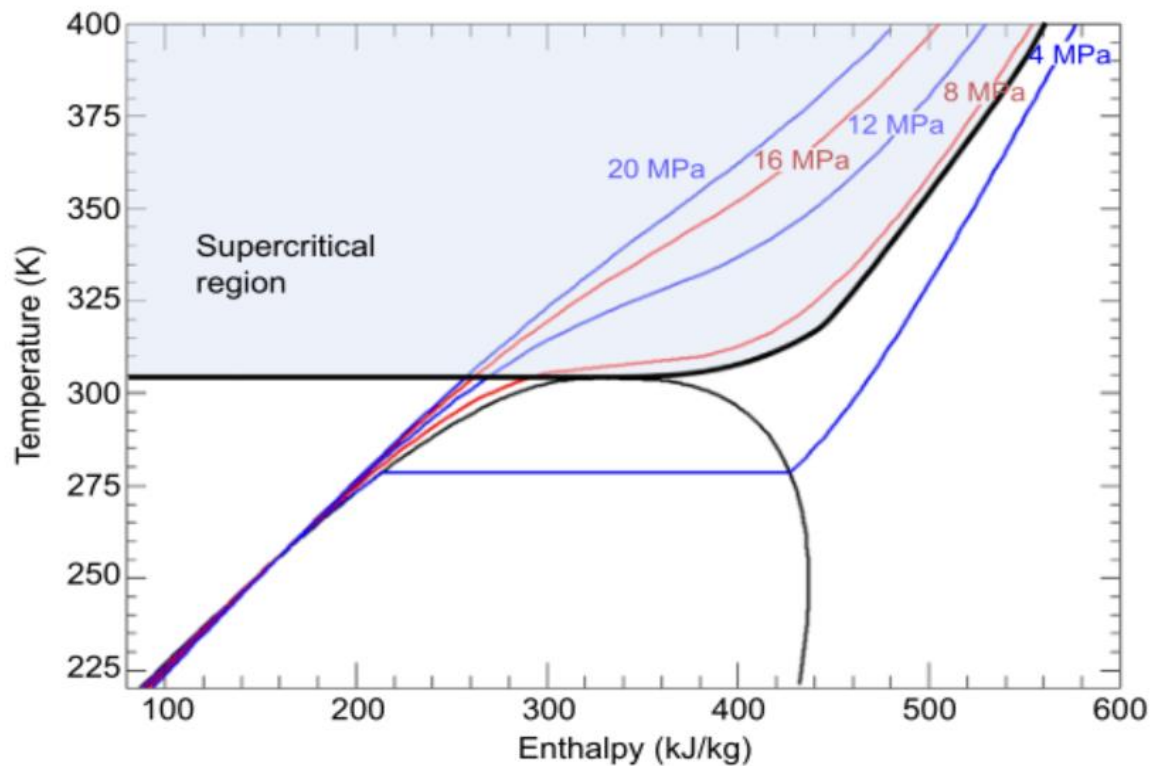
01

— 二氧化碳特性

- 热力学特性
- 传热特性



□ 热力学特性



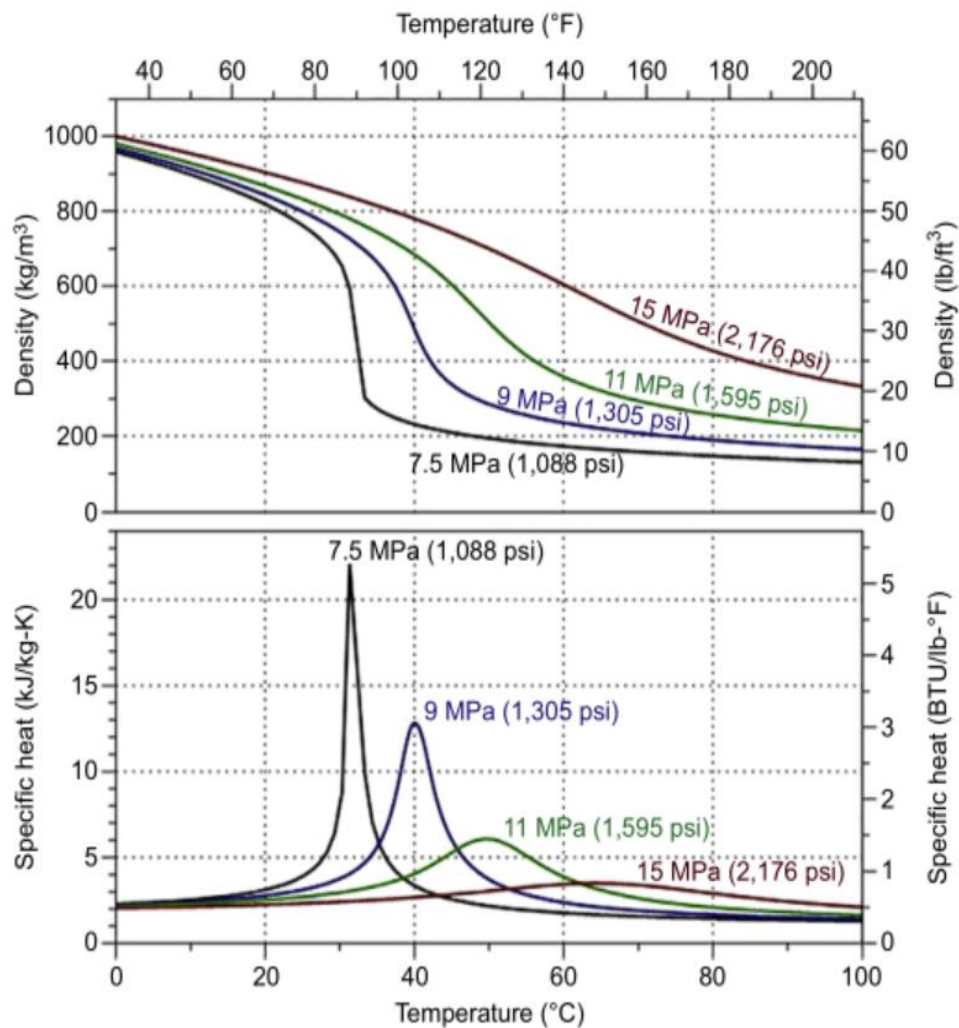
CO₂ 等天然工质，不破坏臭氧层，作为制冷剂 and 动力工质的 GWP 为 0

二氧化碳的临界温度(31.1°C)接近环境温度，根据循环的外部条件，可实现

- 亚临界循环
- 跨临界循环
- 超临界循环

其中，前两种用于制冷与热泵工况，后两种用于动力发电系统。

□ 热力学特性



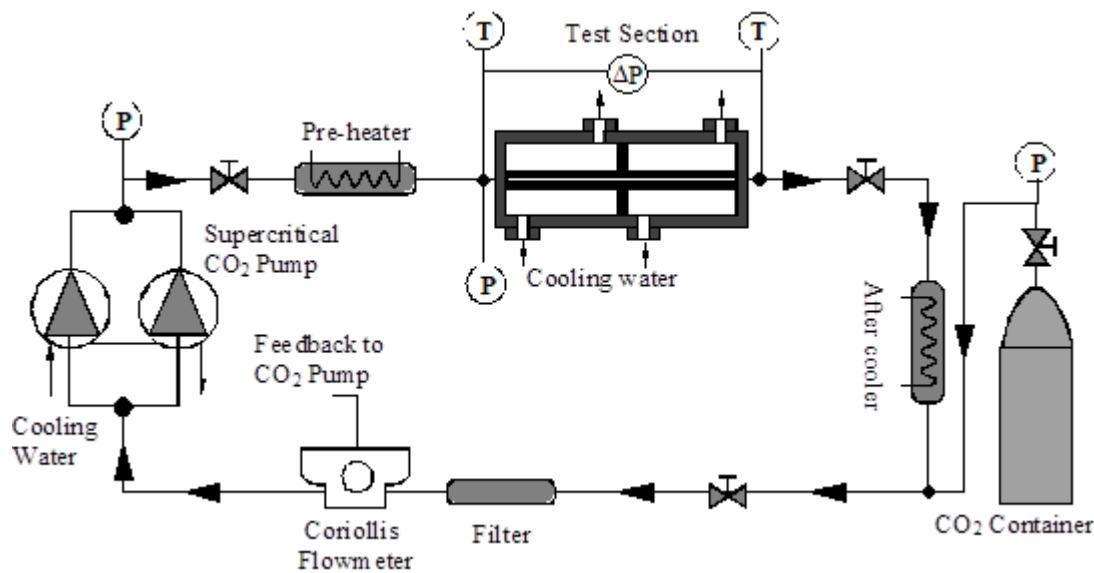
➤ 临界点附近的超临界流体最重要的特征是，它们的物理性质随温度的变化呈现出极其迅速的变化，特别是在虚拟临界点附近(在给定压力下比热达到峰值的温度)。

➤ CO₂的虚拟临界温度 T_{pc} 作为压力的函数可以用下式计算:

$$T_{pc} = -122.6 + 6.124p - 0.1657p^2 + 0.01773p^{2.5} - 0.0005608p^3$$

➤ 随着压力的升高，虚拟临界温度升高，比热峰值降低，密度，焓，熵，导热系数和动力粘度的变化变得不显著。

□ 传热特性

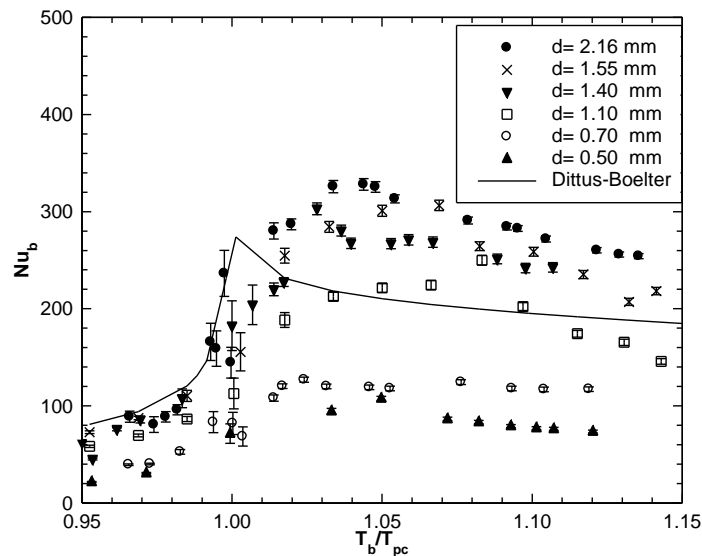


- 超临界流体在通道中的强制对流已被广泛的实验和数值研究，关联式大多如 Dittus-Boelter，用于超临界流体加热。Hall, Jackson et al, Kakac, Polyakov和 Pitla 等对变物性流体传热和超临界流体传热开展了有关的工作。通常认为，除非在非常有限的条件下，这些关联式与实验结果并不完全一致，不足以证明其使用是合理的。在实际应用之前，应仔细研究对特定关联式施加的限制。
- 临界点附近的超临界流体的一个重要特征是它们的物理性质随温度的变化而迅速改变，特别是在虚拟临界点附近。因此，超临界流体的传热行为一般比传统的单相流体更复杂。一些物理因素，如浮力驱动的二次流，恶化和改善现象，可能会显著影响超临界流体在特定条件下的强制对流传热。
- Liao&Zhao 给出了超临界CO₂在加热或冷却的水平、垂直细微通道内传热实验结果。

[S. M. Liao, T.S. Zhao, An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 5025-5034.](#)

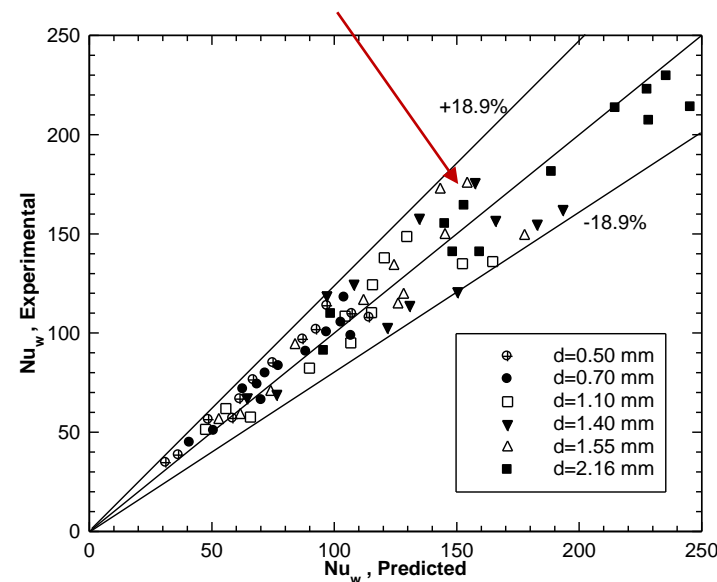
[S. M. Liao, T.S. Zhao, Measurements of Heat Transfer Coefficients from Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels, Journal of Heat Transfer, 2002, 413-420.](#)

□ 传热特性



$m/d = 1.19 \text{ kg/m-s}$ and $p = 80 \text{ bar}$ 的情况下，管径对努塞尔数值 Nu_b 的影响

最大相对误差约18.9%，平均相对误差约9.8%。

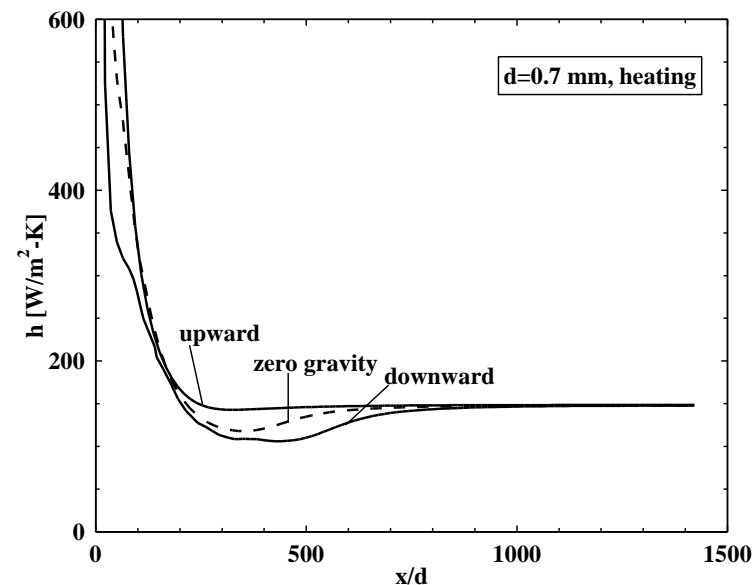
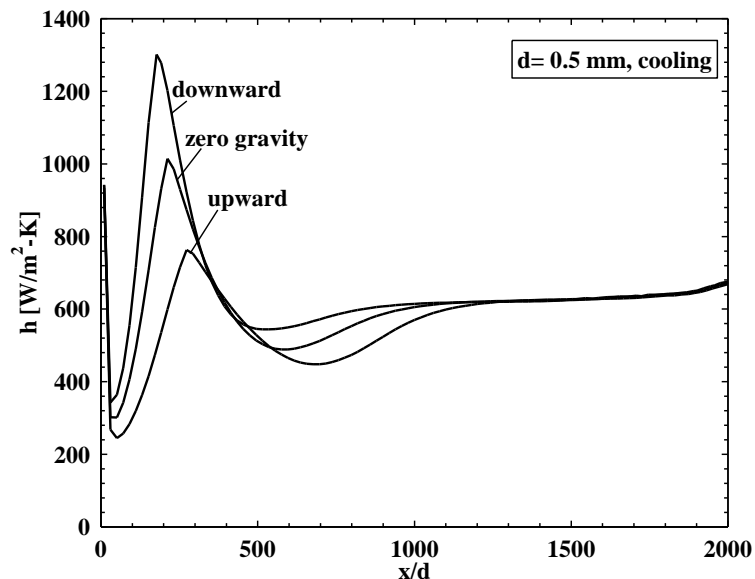


所提公式计算值与实验数据的比较

- 对 $d = 0.50 \text{ mm}$ 、 0.70 mm 、 1.10 mm 、 1.40 mm 、 1.55 mm 和 2.16 mm 圆形管通过实验得到的72个实验数据进行最小二乘拟合，得到以下超临界二氧化碳在细微通道管恒定温度下强制对流冷却的关联式：

$$Nu_w = 0.128 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.3} \left(\frac{Gr}{Re_b^2} \right)^{0.205} \left(\frac{\rho_b}{\rho_w} \right)^{0.437} \left(\frac{\bar{c}_p}{c_{pw}} \right)^{0.411}$$

□ 传热特性



$p=80$ bar 及冷却条件下, 不同方向流动下沿管长的传热系数

$p=80$ bar 及加热条件下, 不同方向流动下沿管长的传热系数

- 采用数值计算方法, 模拟了垂直细微管内超临界二氧化碳层(湍)流的速度分布、温度分布、传热系数、努塞特数和表面摩擦系数。结果表明, 由于二氧化碳在临界点附近的热物性变化较大, 超临界二氧化碳的传热和流体流动特性与常物性流体有较大差异。超临界二氧化碳管内流动的热充分发展段只有当流体和管壁在热平衡条件下可以达到, 在超临界二氧化碳的强制对流传热过程中浮力起着重要的作用。

[S. M. Liao, T. S. Zhao, A Numerical Investigation of Laminar Convection of Supercritical Carbon Dioxide in Vertical Mini/micro Tubes, Progress in Computational Fluid Dynamics, Vol. 2, Nos. 2/3/4, 2002, pp.144-152.](#)

[Z Rao, S Liao, A numerical investigation of turbulent convective heat transfer of supercritical CO2 in vertical mini tubes, Progress in Computational Fluid Dynamics, 14 \(3\) 2014, 166-176](#)

[X.L. Cao, Z.H. Rao, S.M. Liao, Laminar convective heat transfer of supercritical CO2 in horizontal miniature circular and triangular tubes, Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issues 14-15, 2011, 2374-2384](#)

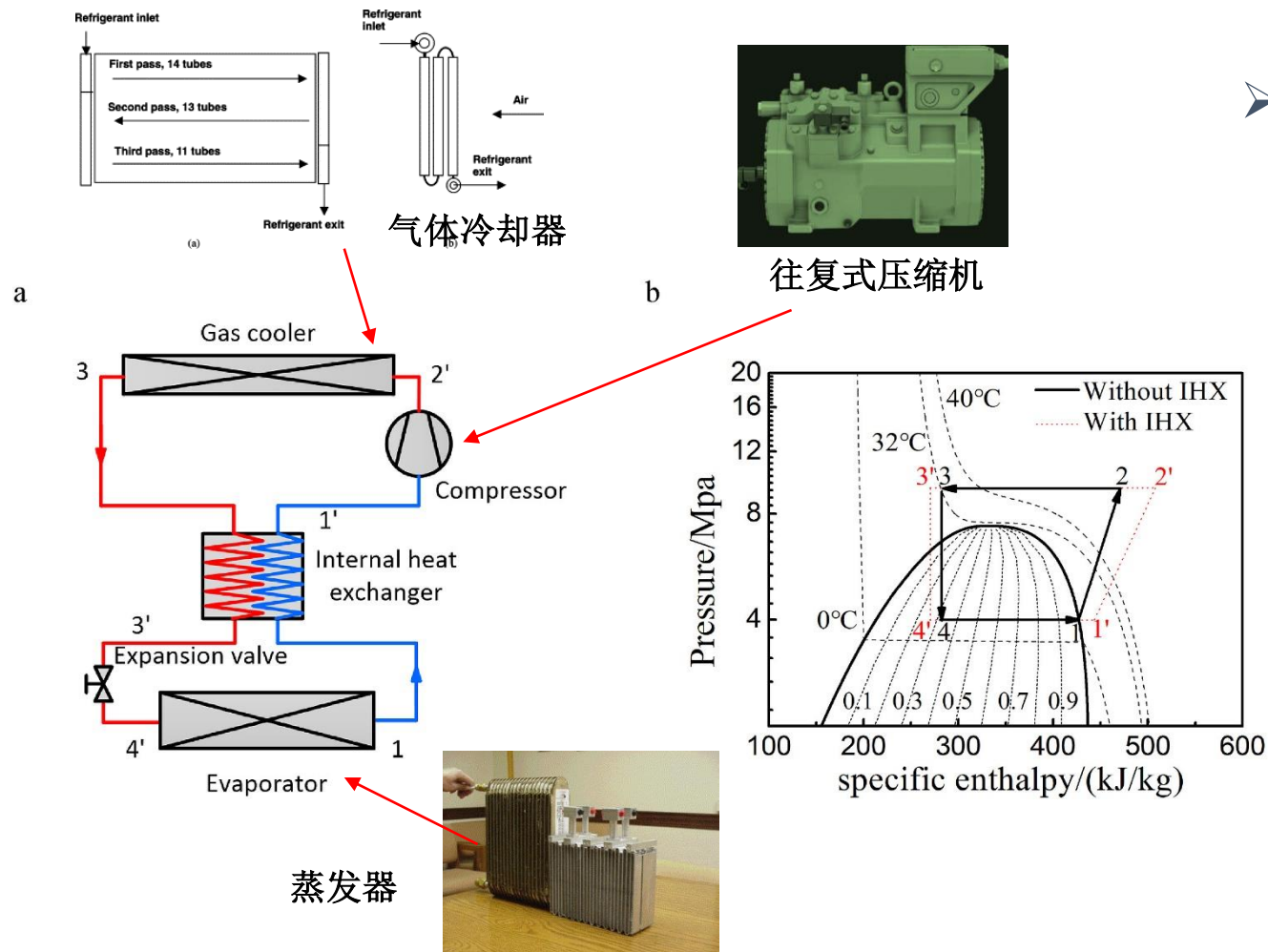


02

— 二氧化碳制冷与热泵循环应用

- 背景
- 跨临界CO₂循环分析

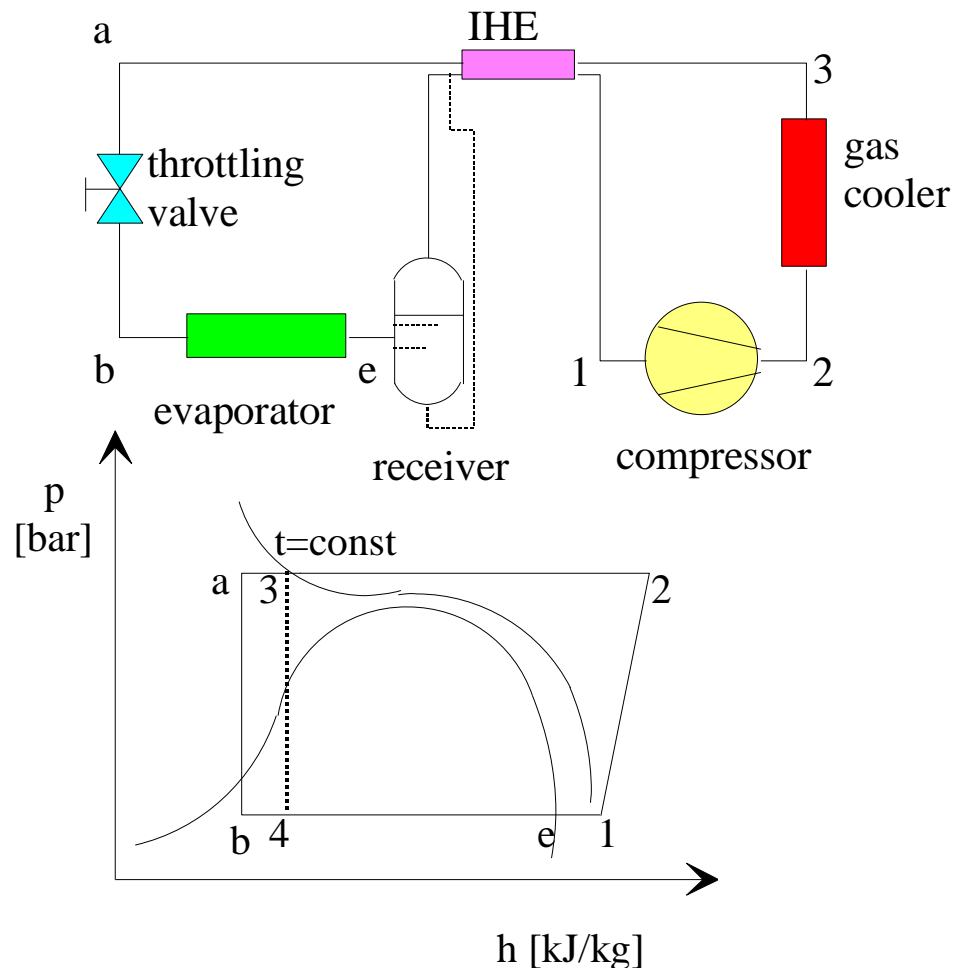
背景



➤ 由于 CO_2 的临界温度低， CO_2 的放热过程不是在两相区冷凝，而是在接近或超过临界点区域的气体冷却器中放热。其放热过程为一变温过程，有较大的温度滑移。当用于热泵循环时，有较高的循环效率，非常适合应用于热泵热水器等。

➤ CO_2 跨临界循环的主要应用，包括热泵热水机、制冷、汽车空调、热泵干燥、热水供暖联合系统。

□ CO₂跨临界循环的最优高压分析



性能系数: $COP = q/w$

$$= \eta_{is} COP_t$$

$$= \eta_{is} (h_1 - h_3) / (h_2 - h_1)$$

$$\Rightarrow COP = \eta_{is} COP_t (P_c, T_c, T_e, T_{sh})$$

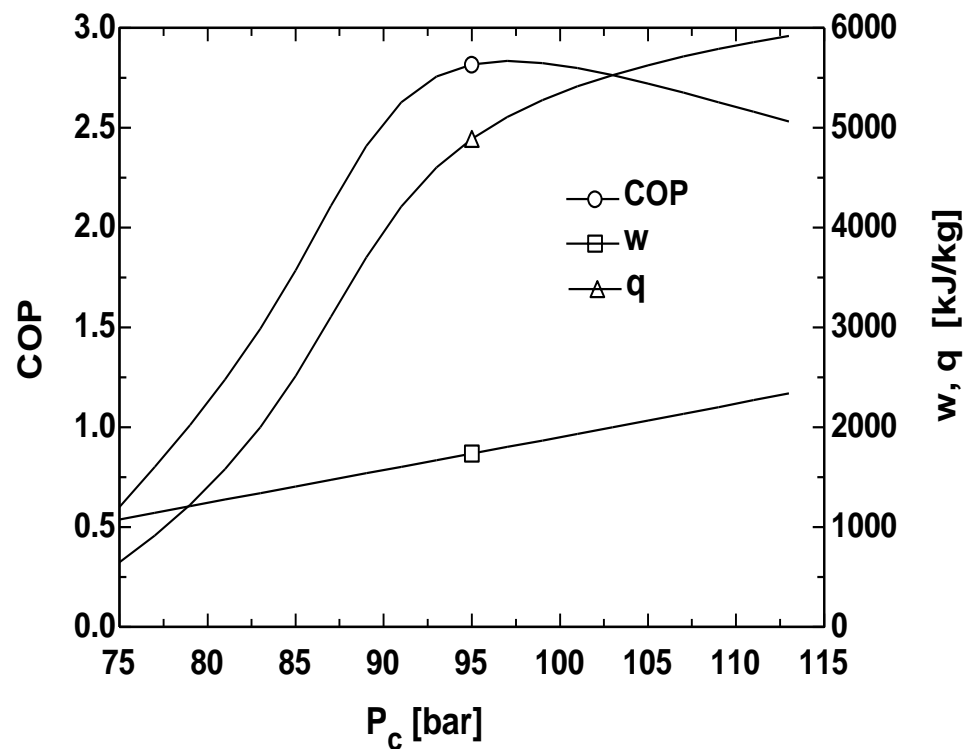
$$\eta_{is} = C - K(P_c/P_e) = C[1 - (K/C)(P_c/P_e)]$$

如丹佛斯生产的某型号压缩机实验数据:

$$\eta_{is} = 1.003 - 0.121(p_c/p_e)$$

$$\Rightarrow COP = COP(P_c, T_c, T_e, T_{sh}, K, C)$$

□ CO₂跨临界循环的最优高压分析

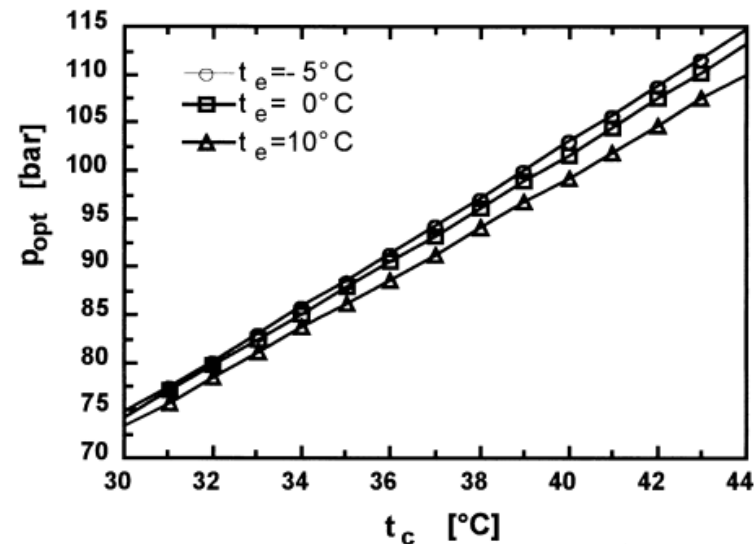
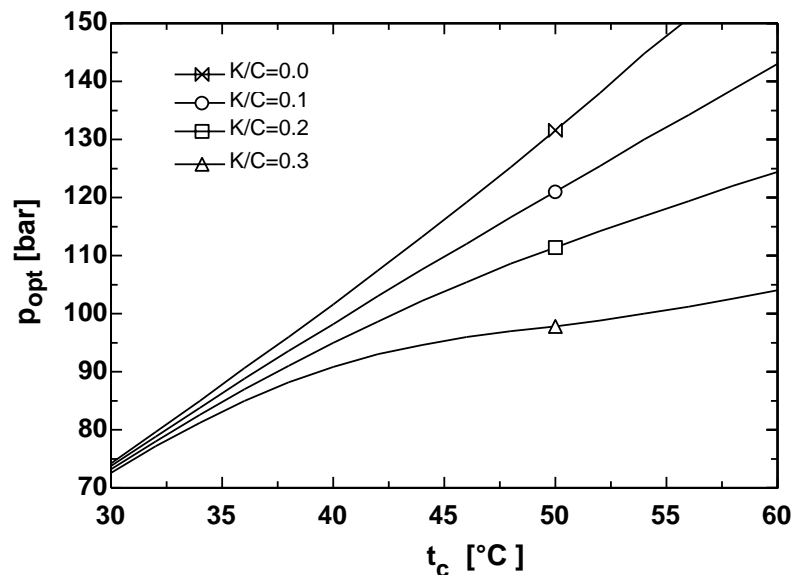


- 对于给定的气体冷却器出口温度 t_c 和蒸发器温度 t_e ，存在一个最佳的放热压力，可以提供最大的COP。在最佳放热压力 p_{opt} 时，COP对放热压力 p_c 的偏导数应等于零。

$$\left[\frac{\partial COP}{\partial p_c} \right]_{p_c = P_{opt}} = 0$$

⇒ 最优高压： $P_{opt} = P_{opt}(T_c, T_e, K/C)$

□ CO₂跨临界循环的最优高压分析



➤ 最优高压侧压力一般关系式:

$$P_{opt} = \frac{2.7572 + 0.1304T_e - 3.072K/C}{1 + 0.0538T_e + 0.1606K/C} T_c - \frac{8.7946 + 0.02605T_e - 105.48K/C}{1 + 0.05163T_e + 0.2212K/C}$$

➤ 当压缩机效率为常数或者与放热压力无关时，最佳放热压力与蒸发温度 t_e 和气体冷却器出口温度 t_c 的关联式：

$$p_{opt} = (2.778 - 0.0157t_e) t_c + (0.381t_e - 9.34)$$

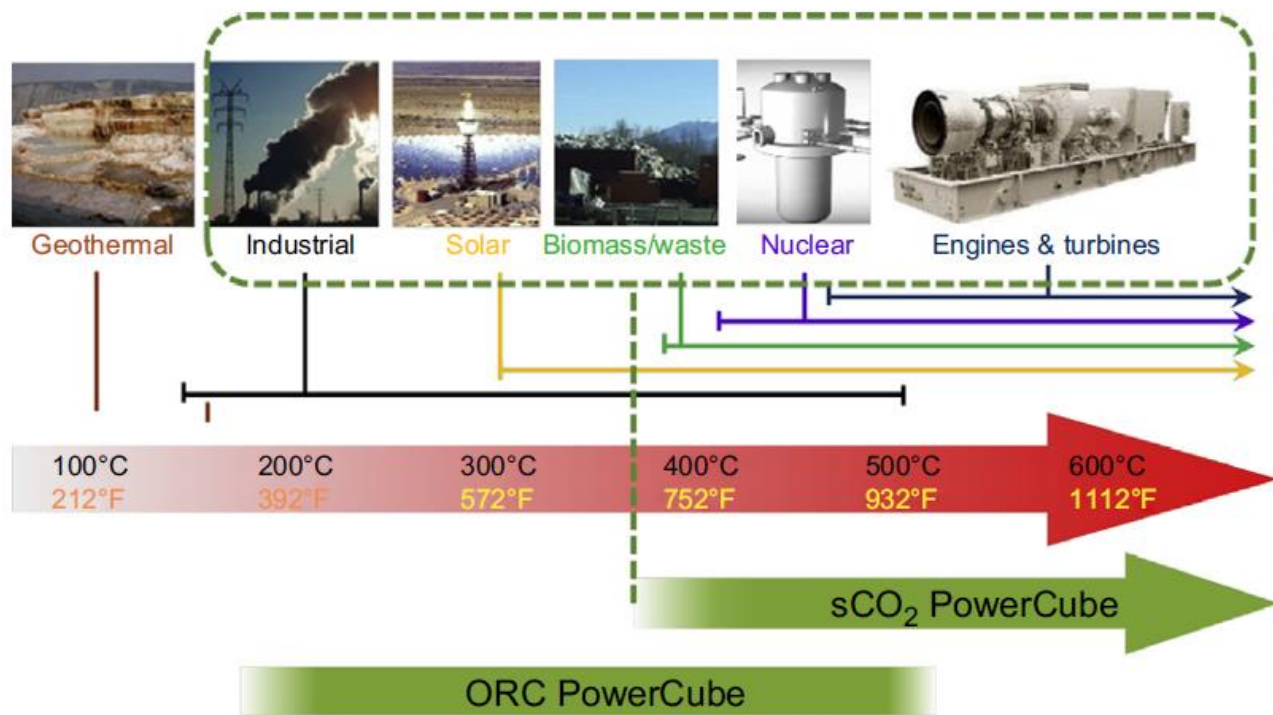
S. M. Liao, T.S. Zhao, A. Jakobsen, A correlation of optimal heat rejection pressures in Transcritical carbon dioxide cycles, Applied Thermal Engineering, 20(9), 2000, 831-841.

03

— 二氧化碳动力循环应用

- 研究背景
- CO₂动力循环研究现状

□ 背景

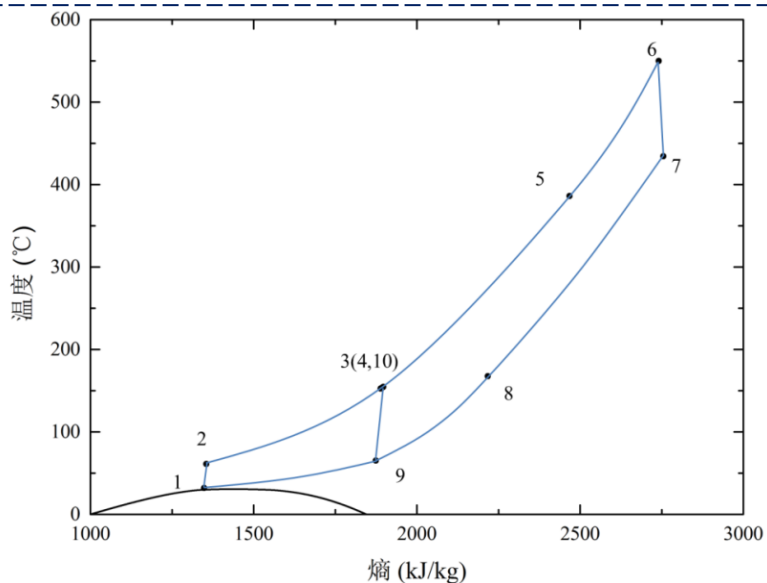


- 在能耗和环境污染问题日益严重的现状下，CO₂动力循环作为一种新型动力循环，可进一步提升发电站动力循环的效率。
- 第四代核反应堆技术的出现及高温高压透平机械和紧凑式换热器制造技术的革新推动了超临界CO₂动力循环在21世纪初的研究发展。

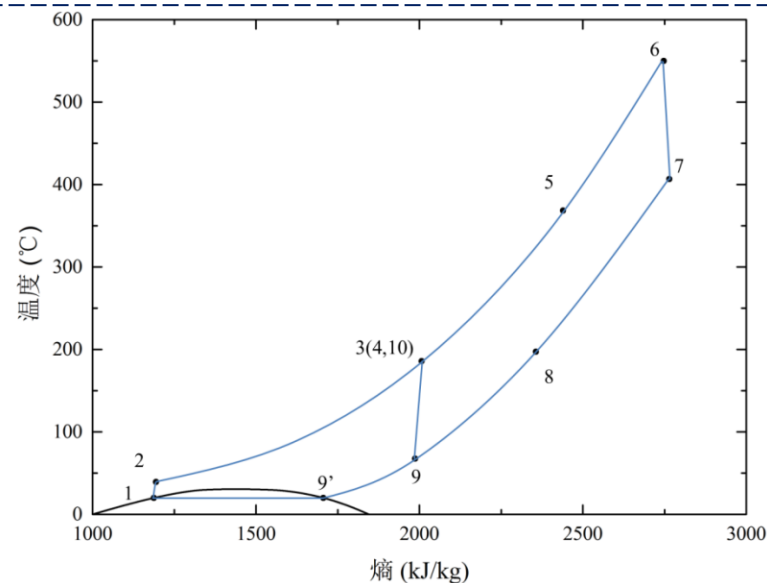
□ CO₂动力循环分类

根据放热过程所处状态区域的不同，可以将CO₂动力循环分为**超临界CO₂布雷顿循环**及**超临界CO₂朗肯循环**。

- 超临界CO₂布雷顿循环：吸热和放热过程均发生在超临界区，压缩工质采用压缩机。
- 跨临界CO₂朗肯循环：吸热过程发生在超临界区，而放热过程则会经过两相区，压缩工质时采用的是泵。



超临界CO₂布雷顿循环温熵图



跨临界CO₂循环温熵图

□ CO₂动力循环优势与问题

01

循环性能出色

在较高的运行温度下 ($>400^{\circ}\text{C}$)，相比于蒸汽朗肯循环和氦气布雷顿循环，超临界CO₂循环具有更高的效率，且运行温度越高，其循环效率优势愈加明显。

CO₂工质性能优良

CO₂价格低廉，容易获取，对环境污染小，腐蚀性较弱。临界状态(31.98°C , 7.39MPa)较容易达到。与设备材料和润滑剂兼容性较好，可延长设备使用寿命。

02

部件结构紧凑

由于系统工质运行在超临界状态下，工质具有密度大、粘度小、比热大等优势，使得涡轮机械和换热器部件相较于蒸汽朗肯循环体积更小，结构更加紧凑。

03

超临界布雷顿循环可以进行干冷却

由于CO₂的临界温度(30.98°C)在环境温度附近，超临界CO₂布雷顿循环可使用环境空气作为冷源。在干旱地区，使用干冷却技术可以很好地节约水资源。

04

问题

- 跨临界CO₂循环不能使用环境温度下的冷源。
- 超临界CO₂布雷顿循环在环境温度过高时（超过 30.98°C ），压缩机入口状态偏离临界点，循环效率也会大打折扣。

□ 研究现状及存在问题

超临界CO₂布雷顿循环

- 核能、聚光式太阳能应用
- 循环性能优化
- 循环形式创新与对比
- PCHE回热器传热研究

跨临界CO₂循环

- 低温地热、余热回热回收应用
- 循环性能优化
- 与跨临界ORC循环对比
- 循环形式创新与对比

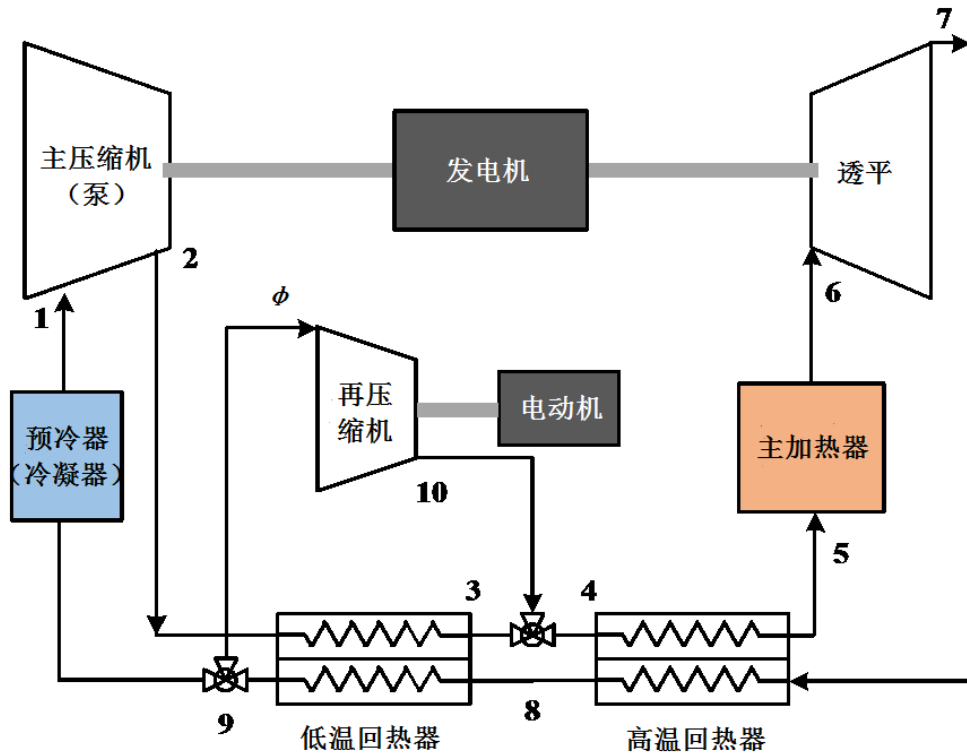


04

超临界CO₂布雷顿循环系统性能优化

- 循环结构及热力过程
- 热力学模型
- 多参数分析与优化

再压缩循环结构及热力过程



Sandia National Laboratories recompression closed Brayton cycle configuration



Naval Nuclear Laboratory Integrated System

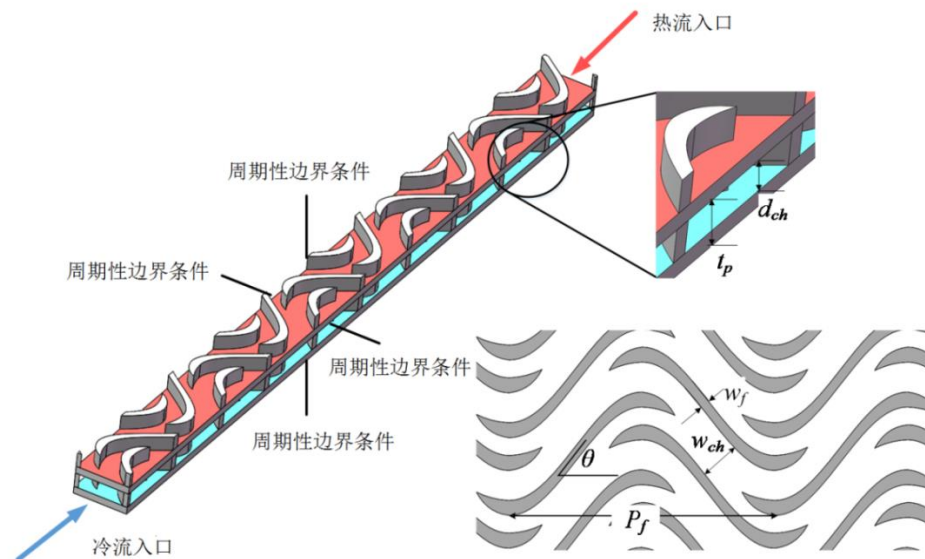
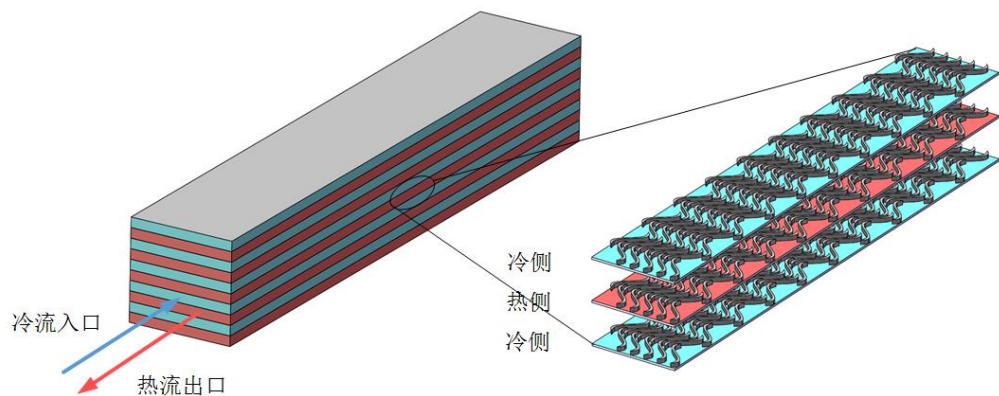
Rao, Zhenghua; Xue, Tianchen; Huang, Kaixin; Liao, Shengming. Multi-objective optimization of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle considering printed circuit recuperator design. ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT, 2019, 201: 112094.

□ 各部件计算模型

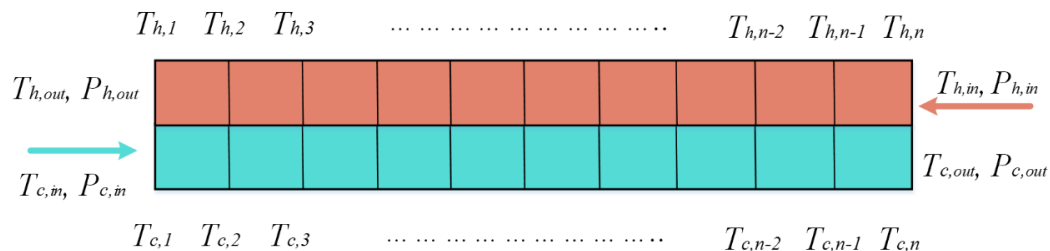
部件	能量平衡方程	焓损失	成本
透平	$w_t = h_6 - h_7$ $\eta_t = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7,s}}$	$\dot{I}_t = \dot{m}_{wf} \cdot (e_6 - e_7) - \dot{W}_t$	$C_t[\$] = 7790 \cdot (W_t[\text{kW}])^{0.6842}$
主压缩机 (泵)	$w_{mc} = h_2 - h_1$ $\eta_{mc} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,s} - h_1}$	$\dot{I}_{mc} = \dot{W}_{mc} - \dot{m}_{wf} \cdot \phi \cdot (e_2 - e_1)$	$C_{mc}[\$] = 6898 \cdot (W_{mc}[\text{kW}])^{0.7865}$
再压缩机	$w_{rc} = h_{10} - h_9$ $\eta_{rc} = \frac{h_{10} - h_9}{h_{10,s} - h_9}$	$\dot{I}_{rc} = \dot{W}_{rc} - \dot{m}_{wf} \cdot (1 - \phi) \cdot (e_{10} - e_9)$	$C_{rc}[\$] = 6898 \cdot (W_{rc}[\text{kW}])^{0.7865}$
主加热器	$\dot{Q}_{PHX} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_6 - h_5)$	$\dot{I}_{PHX} = \dot{E}_{in} - \dot{m}_{wf} \cdot (e_6 - e_5)$	$C_{PHX} = 3500 \cdot UA_{PHX} [\text{kW/K}]$
预冷器 (冷凝器)	$\dot{Q}_{PC} = \dot{m}_{wf} \cdot (h_9 - h_1)$	$\dot{I}_{PC} = \dot{m}_{wf} \cdot \phi \cdot (e_9 - e_1)$	$C_{PC} = 2300 \cdot UA_{PC} [\text{kW/K}]$
高温回热器	$\dot{m}_{wf} \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_7 - h_8)$	$\dot{I}_{HTR} = \dot{m}_{wf} \cdot (e_7 - e_8) - \dot{m}_{wf} \cdot (e_5 - e_4)$	$C_{HTR}[\$] = 1.027 \cdot V_{HTR} [\text{cm}^3]$
低温回热器	$\dot{m}_{wf} \cdot (1 - \phi) \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_{wf} \cdot (h_8 - h_9)$	$\dot{I}_{LTR} = \dot{m}_{wf} \cdot (e_8 - e_9) - \dot{m}_{wf} \cdot \phi \cdot (e_3 - e_2)$	$C_{LTR}[\$] = 1.027 \cdot V_{LTR} [\text{cm}^3]$

Rao, Zhenghua; Xue, Tianchen; Huang, Kaixin; Liao, Shengming. Multi-objective optimization of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle considering printed circuit recuperator design. ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT, 2019, 201: 112094.

□ PCHE回热器详细计算模型

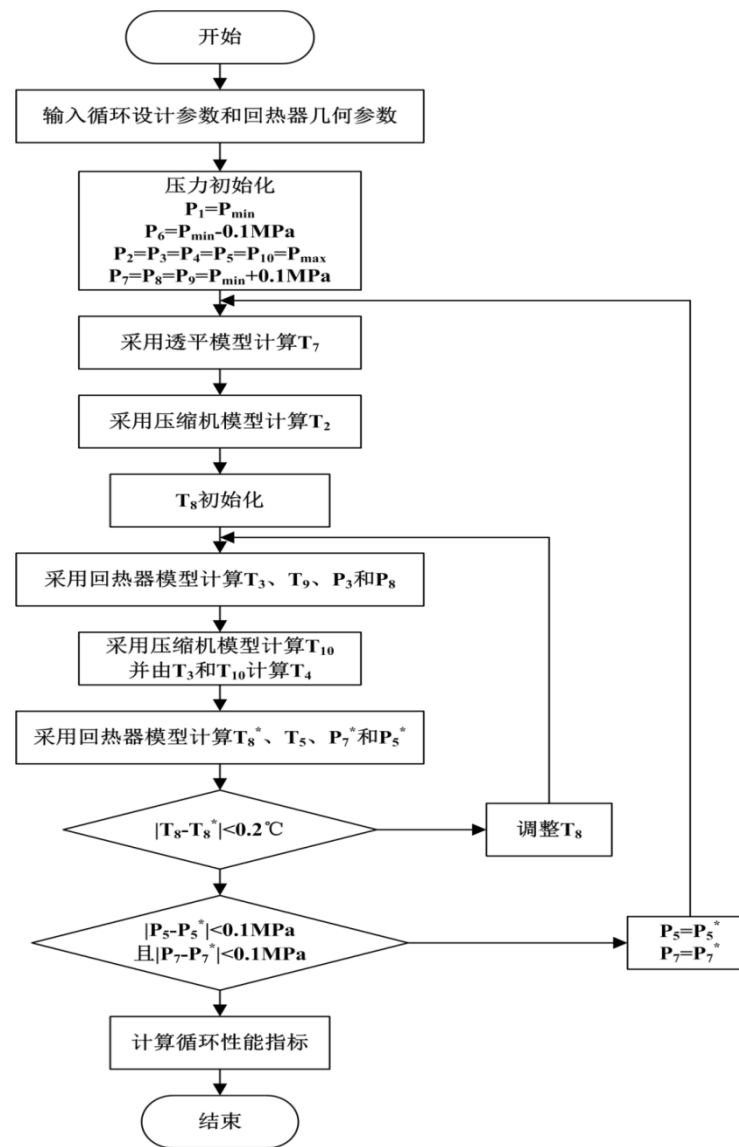
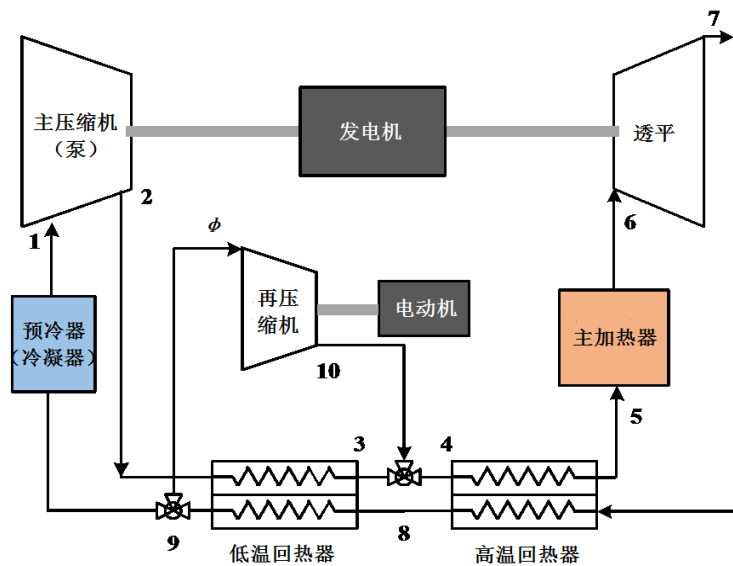


输入参数: $T_{c,in}$, $P_{c,in}$, $T_{h,in}$, $P_{h,out}$, ε , G , 回热器流道几何参数
 输出参数: $T_{c,out}$, $P_{c,out}$, $T_{h,out}$, $P_{h,in}$, 回热器体积



流道几何参数	取值	单位
换热器流道宽度, w_{ch}	2	mm
换热器流道深度, d_{ch}	1	mm
换热器厚度, t_p	1.5	mm
翅片宽度, w_f	0.4	mm
翅片夹角, θ	52	°
翅片距, p_f	11.54	mm

□ 循环系统数值求解过程



循环性能指标

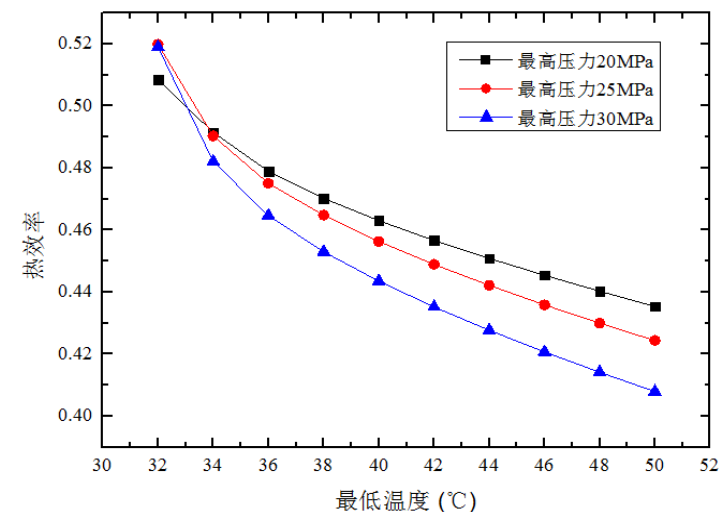
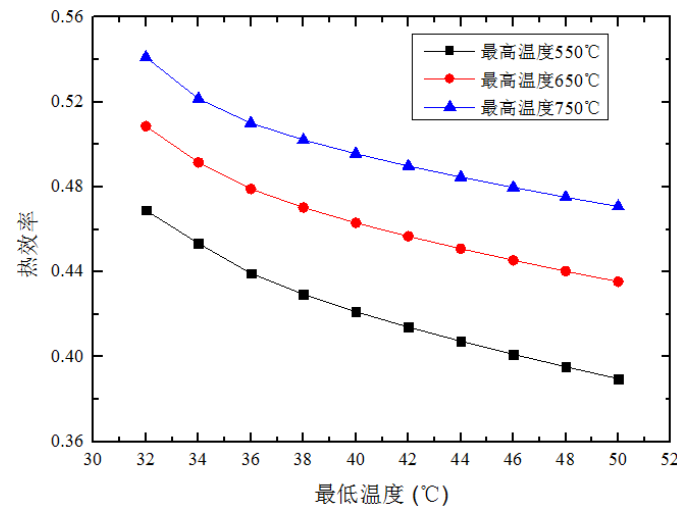
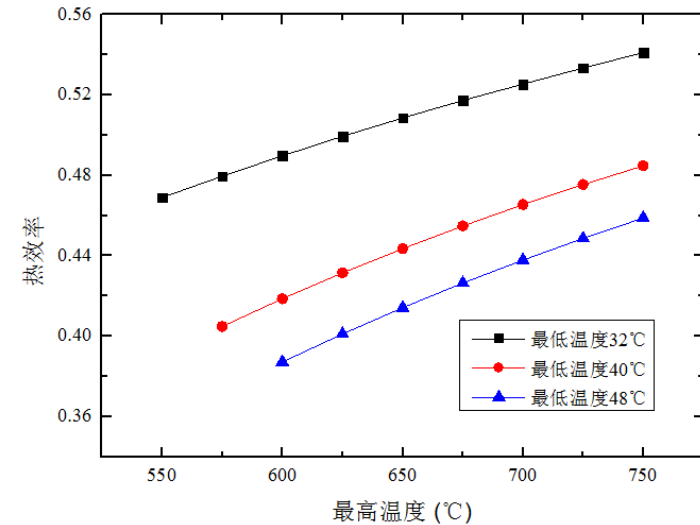
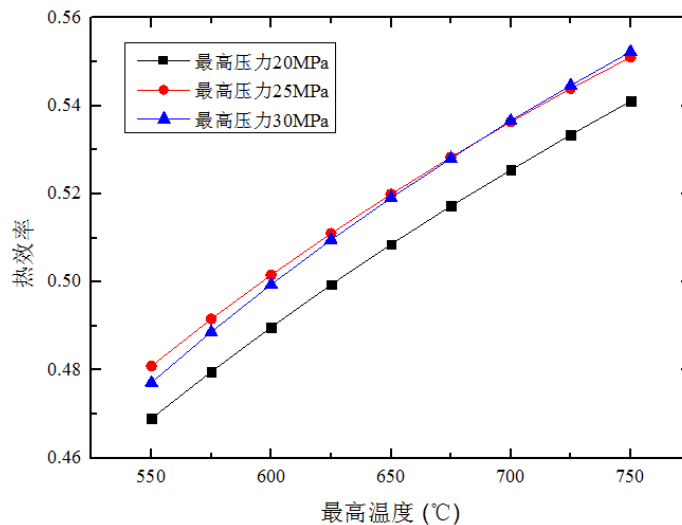
$$\eta_{th}, \eta_{ex},$$

$$W_{net}, C_{cycle}$$

最高温度和最低温度对热效率的影响

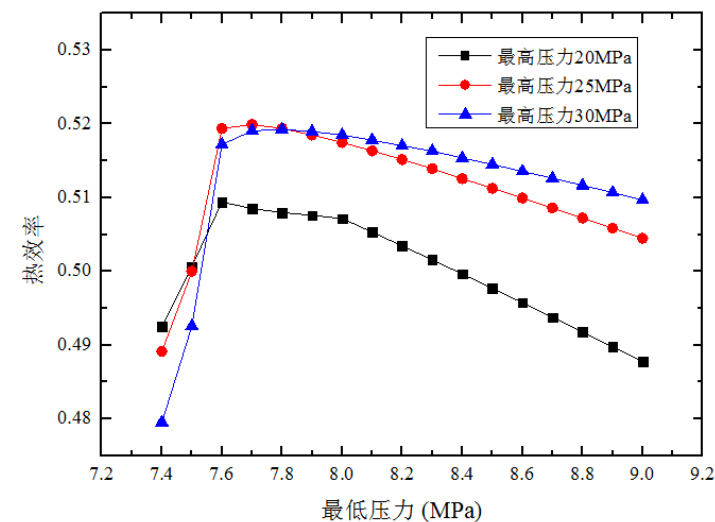
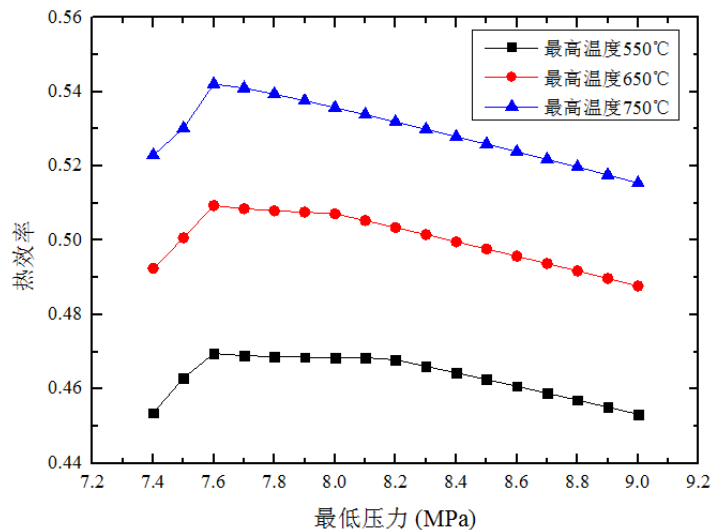
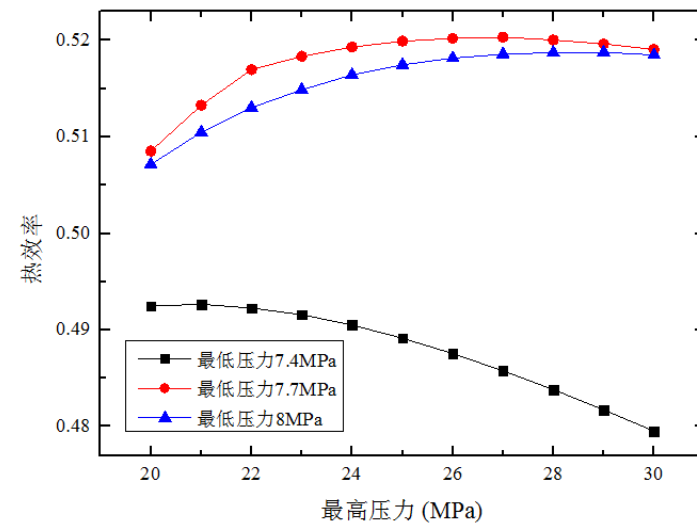
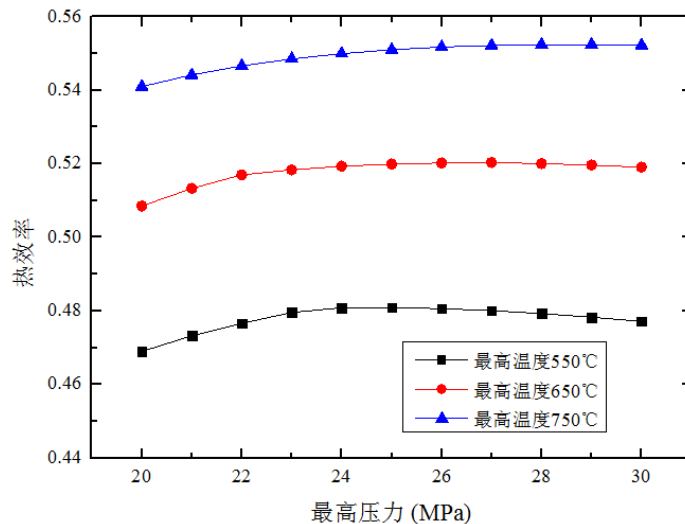
参数	取值	单位
单位热输入, Q	10	MW
循环最高温度, T_{\max}	700	$^{\circ}\text{C}$
循环最低温度, T_{\min}	32	$^{\circ}\text{C}$
循环最低压力, P_{\min}	7.69	MPa
循环最高压力, P_{\max}	20	MPa
透平等熵效率, η_t	0.93	
压缩机等熵效率, η_{mc}, η_{rc}	0.89	
回热器焓效率, $\varepsilon_{LTR}, \varepsilon_{HTR}$	0.95	
分流比, ϕ	0.35	

- 随着循环最高温度的增加, 透平本身的做功能力增大, 循环热效率得到提升。
- 随着循环最低温度的增加, 压缩机入口状态渐渐远离临界点, CO_2 可压缩性提升, 进而使主压缩机功耗明显增加, 循环热效率减小。



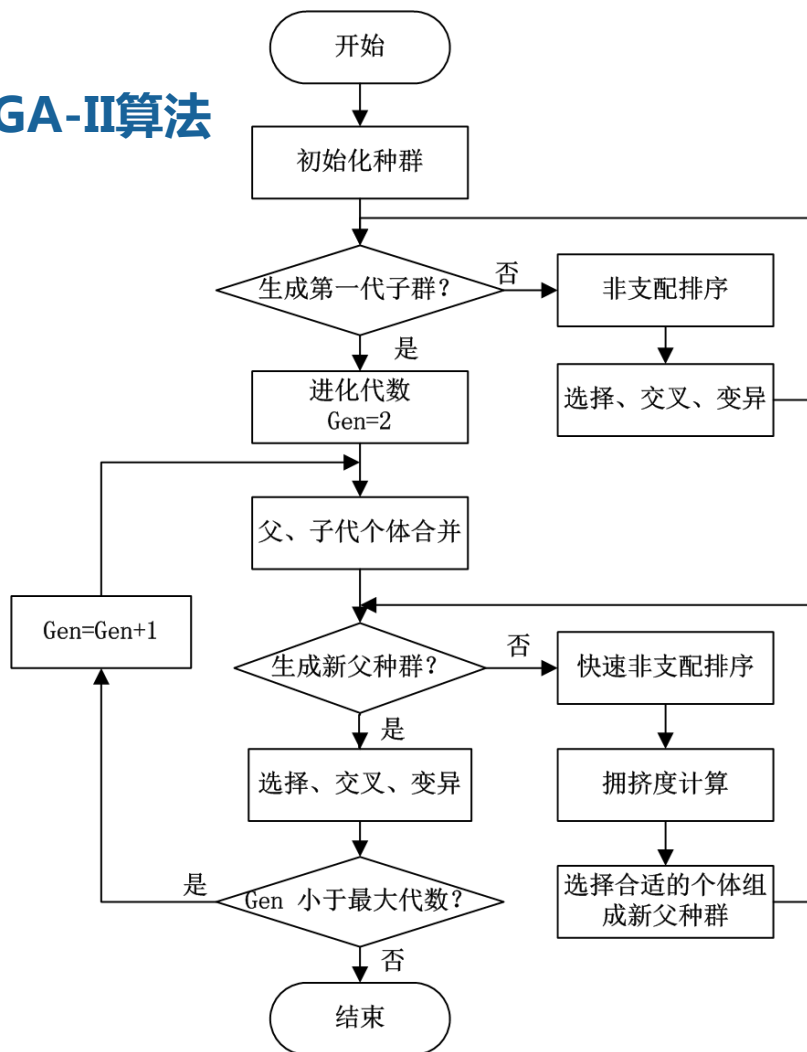
最高压力和最低压力对热效率的影响

- 最高压力和最低压力的变化会改变系统压比，同时会影响压缩机和透平功率。
- 最低压力的变化对热效率有较大影响。不同最高压力下，热效率最大时的最佳最低压力会不同。
- 最高压力的增加不一定增加热效率，需要在提高最高压力的同时优化最低压力。

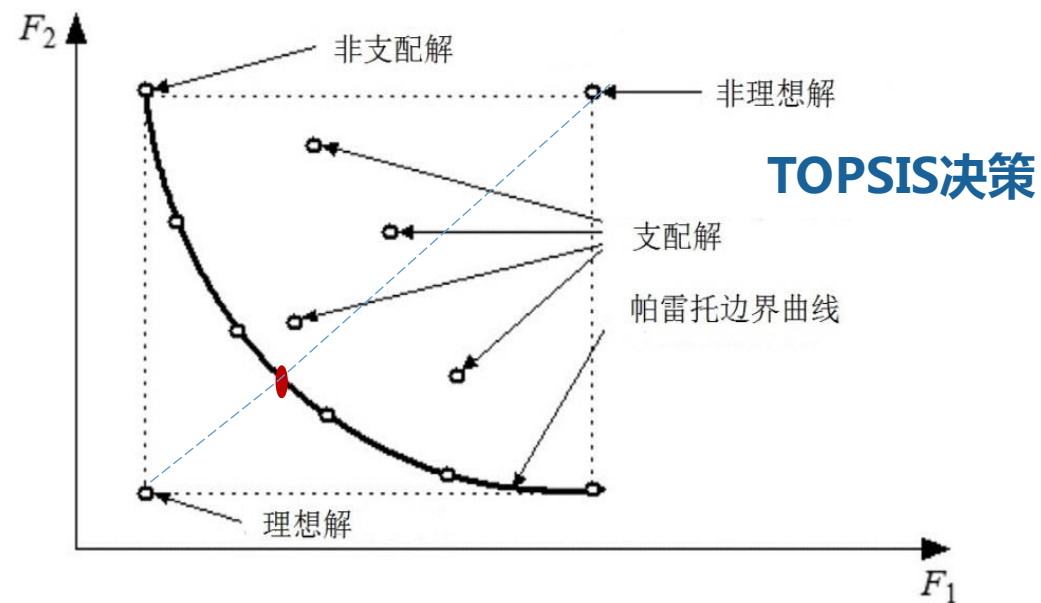


基于NSGA-II算法的循环多目标优化

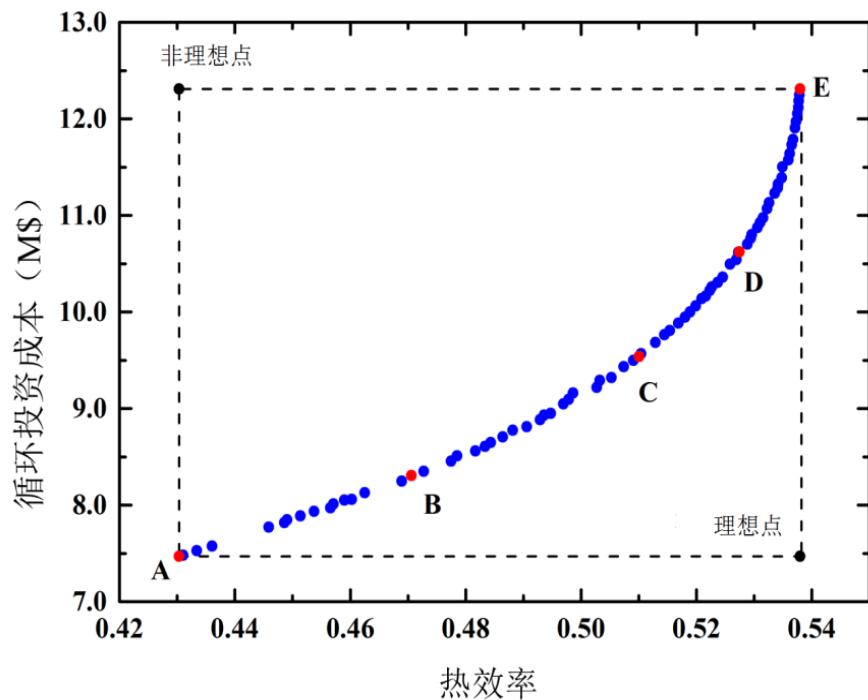
NSGA-II算法



决策变量	优化范围	单位
G_{LTR}	400~900	kg/m ² s
G_{HTR}	400~900	kg/m ² s
ε_{LTR}	0.8~0.99	
ε_{HTR}	0.8~0.99	
φ	0.2~0.4	



多目标优化结果



优化结果	决策变量					优化目标	
	G_{LTR} (kg/m ² s)	G_{HTR} (kg/m ² s)	φ	ε_{LTR}	ε_{HTR}	η_{th}	C_{cycle} (M\$)
A	471.1	619.4	0.2013	0.8008	0.8013	0.4303	7.468
B	515.8	589.3	0.2081	0.8290	0.9106	0.4706	8.305
C	538.6	585.4	0.2286	0.9519	0.9541	0.5100	9.539
D	552.8	588.5	0.2865	0.9696	0.9736	0.5274	10.62
E	560.2	529.3	0.3132	0.9897	0.9900	0.5380	12.31

➤ 帕雷托边界最优解范围： $0.4303 \leq \eta_{th} \leq 0.5380$ ， $7.468 \text{M\$} \leq C_{cycle} \leq 12.31 \text{M\$}$ 。

➤ TOPSIS选择结果： $\eta_{th}=0.5100$ ， $C_{cycle}=9.539 \text{M\$}$ 。

➤ 以较大的循环热效率为目标，回热器参数的最佳组合是较大的分流比，较大的低温回热器焓效率，较大的低温回热器质量流率，较大的高温回热器焓效率和较小的高温回热器质量流率。以较小的循环投资成本则需要采用相反的设计参数值。

Rao, Zhenghua; Xue, Tianchen; Huang, Kaixin; Liao, Shengming. Multi-objective optimization of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle considering printed circuit recuperator design. ENERGY CONVERSION AND MANAGEMENT, 2019, 201: 112094.



中南大學
CENTRAL SOUTH UNIVERSITY



THANKS FOR ALL