

# Ciclos Motores e de Refrigeração a Vapor

PME3398

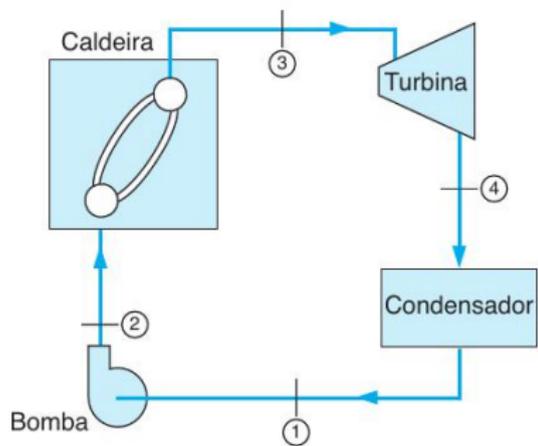
*Prof. Antonio Luiz Pacífico*

1º Semestre de 2019

# Conteúdo da Aula

- 1 Ciclo Rankine
- 2 Ciclo de Refrigeração a Vapor
- 3 Afastamento dos Ciclos Reais em Relação aos Ideais
- 4 Exercícios

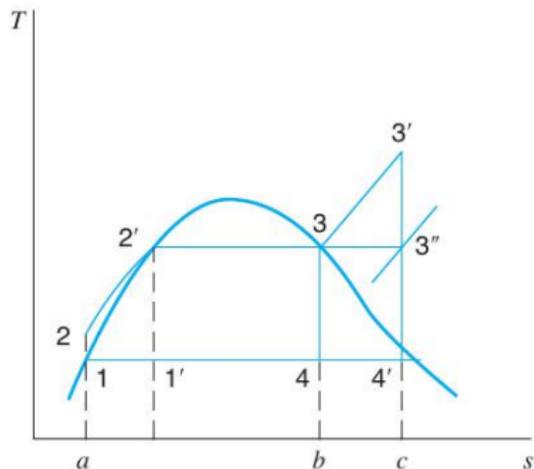
# Ciclo de Rankine Ideal



O **Ciclo de Rankine Ideal** é composto de quatro processos:

- 1  $\rightarrow$  2: processo de bombeamento isoentrópico a partir de um estado de líquido saturado (bomba);
- 2  $\rightarrow$  3: processo de transferência de calor a pressão constante (caldeira);
- 3  $\rightarrow$  4: processo de expansão isoentrópica (turbina);
- 4  $\rightarrow$  1: processo de transferência de calor a pressão constante (condensador) até um estado de líquido saturado.

# Ciclo de Rankine Ideal



O Ciclo de Rankine Ideal também pode apresentar superaquecimento do vapor, como o ciclo 1–2–3'–4'–1.

Se  $\Delta E_C$  e  $\Delta E_P$  forem desprezíveis, então as transferências de calor e o trabalho líquido podem ser representados por áreas do diagrama T–s.

Exemplo:  $q_H \equiv$  área a–2–2'–3–b–a;  
 $q_L \equiv$  área a–1–4–b–a;  $w_{liq} \equiv$  à  
 diferença entre essas duas áreas, isto é, a área 1–2–2'–3–4–1.

## Ciclo de Rankine Ideal

O rendimento térmico do ciclo é definido pela relação:

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_H} \equiv \frac{\text{área } 1-2-2'-3-4-1}{\text{área } a-2-2'-3-b-a}$$

No Ciclo de Rankine Ideal o rendimento,  $\eta$ , depende da temperatura média na qual o calor é fornecido,  $\bar{T}_H$ , e da temperatura média na qual o calor é rejeitado,  $\bar{T}_L$ . Qualquer variação que aumente  $\bar{T}_H$ , ou que diminua  $\bar{T}_L$ , aumentará o  $\eta$ .

**OBS:** Neste capítulo sempre consideraremos que  $\Delta E_C$  e  $\Delta E_P$  são desprezíveis para todos os processos que compõem os ciclos.

## Ciclo de Rankine Ideal

Aplicando a 1<sup>a</sup> Lei da Termodinâmica a cada dispositivo do ciclo:

$$\text{Bomba: } w_b =_1 w_2 = h_1 - h_2 = v_1 \cdot (p_1 - p_2)$$

$$\text{Caldeira: } q_{cald} = q_H =_2 q_3 = h_3 - h_2$$

$$\text{Turbina: } w_t =_3 w_4 = h_3 - h_4$$

$$\text{Condensador: } q_{cond} = q_L =_4 q_1 = h_1 - h_4$$

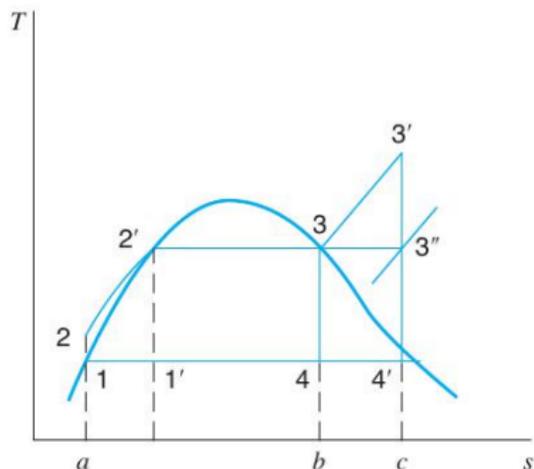
$$\text{Trabalho líquido: } w_{liq} = w_t - |w_b| = h_3 - h_4 - |h_1 - h_2|$$

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_H} = \frac{h_3 - h_4 - |h_1 - h_2|}{h_3 - h_2}$$

# Ciclo de Rankine Ideal × Ciclo de Carnot

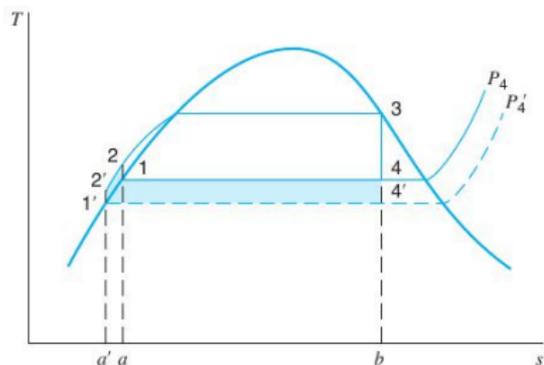
$$\eta_{RankineIdeal} < \eta_{Carnot}$$

Por quê usar Rankine?



- 1 Bombeamento bifásico (1'-2' no Carnot) é complexo e caro! O ciclo de Rankine é baseado na simplificação desta dificuldade (1-2) e, portanto, seu processo de bombeamento é monofásico (somente líquido);
- 2 Processo de superaquecimento isobárico (3-3') no Rankine é mais fácil controlar que um processo de superaquecimento isotérmico (3-3'') no Carnot.

# Efeitos da Pressão e Temperatura no Ciclo de Rankine



## Diminuição da pressão à saída da

**turbina:** Impõe-se que a pressão de

saída caia de  $p_4$  a  $p_{4'}$ , com a correspondente diminuição da

temperatura na qual o calor é rejeitado.

$w_{liq}$  aumenta de uma quantidade igual à

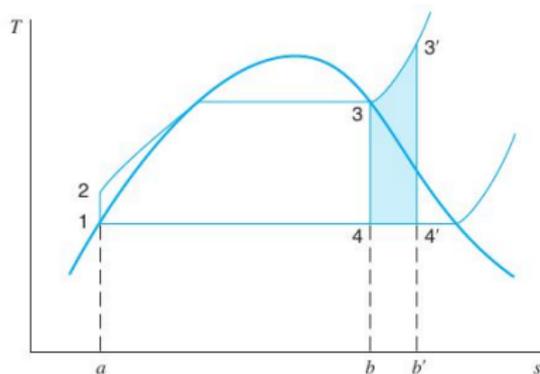
área  $1-4-4'-1'-2'-2-1$ . Por outro lado há

aumento do calor transferido ao fluido

dado pela área  $a'-2'-2-a-a'$ .

Essas duas áreas são aproximadamente iguais, o resultado líquido é um aumento, pequeno, no rendimento do ciclo. Isso também é evidente pelo fato de que a temperatura média, na qual o calor é rejeitado, diminui. Porém,  $\downarrow p_4 \Rightarrow \downarrow x_4 \Rightarrow \downarrow \eta_{turbina}$ . Além disso aumentará erosão das palhetas da turbina. Título à saída de turbinas convém ser maior ou igual à 95%.

# Efeitos da Pressão e Temperatura no Ciclo de Rankine

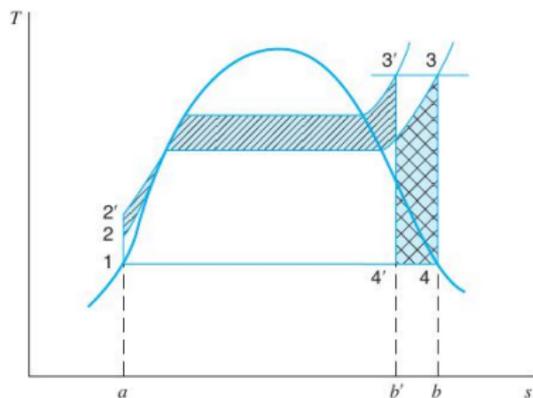


## Superaquecimento à saída da caldeira:

O trabalho aumenta o correspondente à área  $3-3'-4'-4-3$  e o calor transferido na caldeira aumenta o correspondente à área  $3-3'-b'-b-3$ . Sabe-se que relação entre essas duas áreas é maior que a relação entre o trabalho líquido e o calor fornecido no restante do ciclo, é evidente que, para as pressões dadas, o superaquecimento do vapor aumenta o rendimento do ciclo Rankine.

Isso também pode ser explicado pelo aumento da temperatura média na qual o calor é transferido ao vapor. Note que, quando o vapor é superaquecido, aumenta o título do vapor na saída da turbina, o que é muito desejável.

# Efeitos da Pressão e Temperatura no Ciclo de Rankine



## Aumento da pressão na caldeira:

Nessa análise,  $T_{max} = T_H$  (na caldeira) e  $p_{min} = p_L$  (no condensador) são mantidas constantes. O calor rejeitado diminui o correspondente à área  $b'-4'-4-b-b'$ . O trabalho aumenta o correspondente à área hachurada simples e diminui o correspondente à área hachurada duplamente.

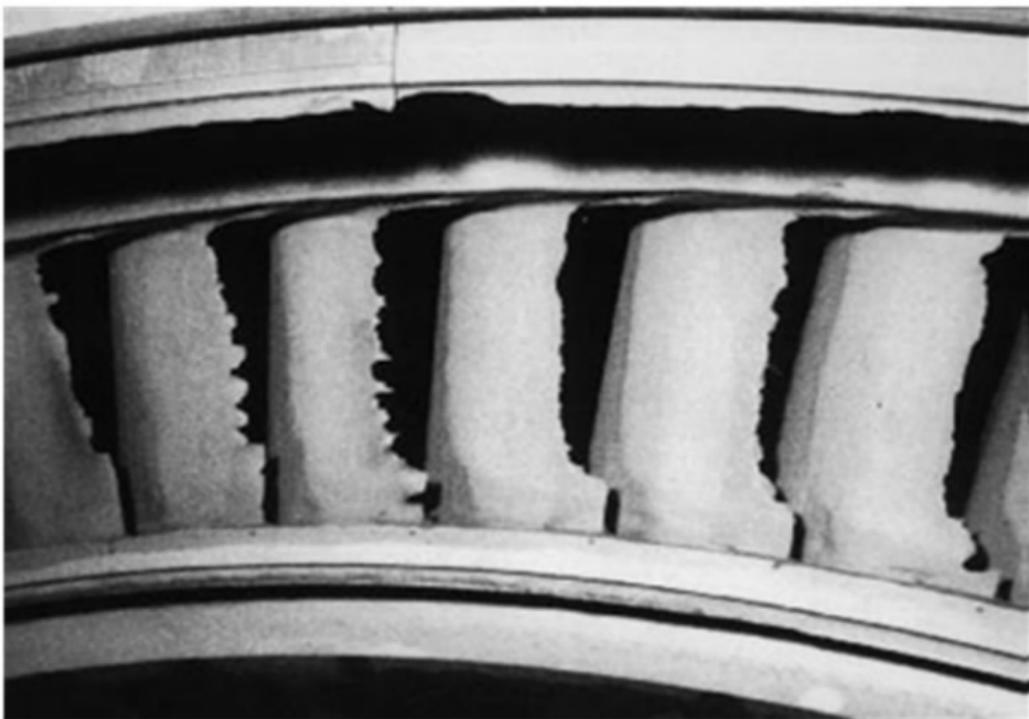
Portanto,  $w_{liq}$  tende a permanecer o mesmo, mas  $q_L$  diminui e, portanto, o  $\eta$  aumenta com o aumento da pressão máxima. Note que, nesse caso,  $\bar{T}_H$  também aumenta com o aumento da pressão. Observe que o título à saída da turbina diminui quando a pressão máxima do ciclo aumenta, o que constitui uma desvantagem.

# Efeitos da Pressão e Temperatura no Ciclo de Rankine

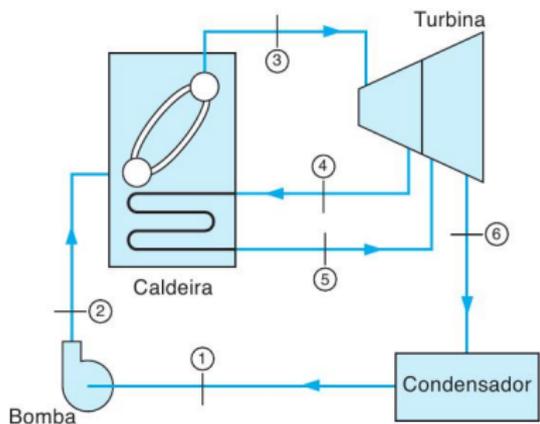
**Resumindo**, o trabalho líquido e o rendimento de um ciclo Rankine podem ser aumentados:

- 1 pela redução da pressão no condensador (título à saída da turbina diminui, o que é ruim);
- 2 pelo superaquecimento do vapor (título à saída da turbina aumenta, o que é bom);
- 3 pelo aumento da pressão no fornecimento de calor (título à saída da turbina diminui, o que é ruim).

# Erosão por Gotas de Líquido em Palhetas de Turbinas



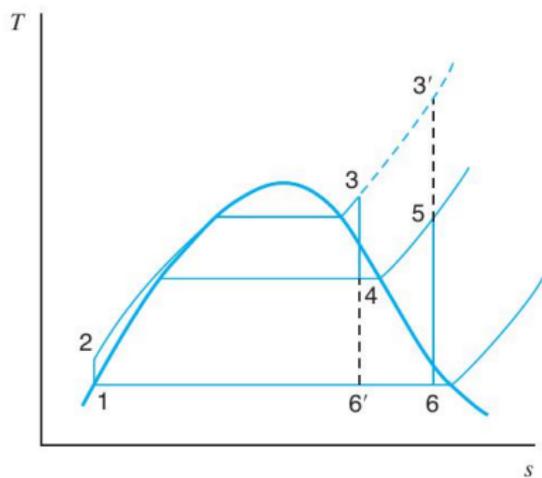
# Ciclo de Rankine com Reaquecimento



## Objetivos:

- 1 tirar vantagem do aumento de rendimento provocado pela utilização de pressões mais altas;
- 2 evitar que a umidade seja excessiva nos estágios de baixa pressão da turbina.

# Ciclo de Rankine com Reaquecimento



Vapor expande até uma pressão intermediária na turbina ( $3 \rightarrow 4$ ), é reaquecido na caldeira ( $4 \rightarrow 5$ ) e novamente expande na turbina até a pressão de saída ( $5 \rightarrow 6$ ).

Geralmente o ganho de rendimento é pequeno, porque a temperatura média na qual o calor é fornecido não muda muito. A principal vantagem desse reaquecimento é a diminuição do teor de umidade nos estágios de baixa pressão da turbina.

OBS: se houvesse metais que possibilitassem um superaquecimento do vapor até  $3'$ , o ciclo Rankine simples seria mais eficiente que o ciclo com reaquecimento.

## Ciclo de Rankine com Reaquecimento

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica a cada dispositivo do ciclo:

$$\text{Bomba: } w_b = {}_1 w_2 = h_1 - h_2 = v_1 \cdot (p_1 - p_2)$$

$$\text{Caldeira: } q_{cald} = q_H = {}_2 q_3 + {}_4 q_5 = h_3 - h_2 + h_5 - h_4$$

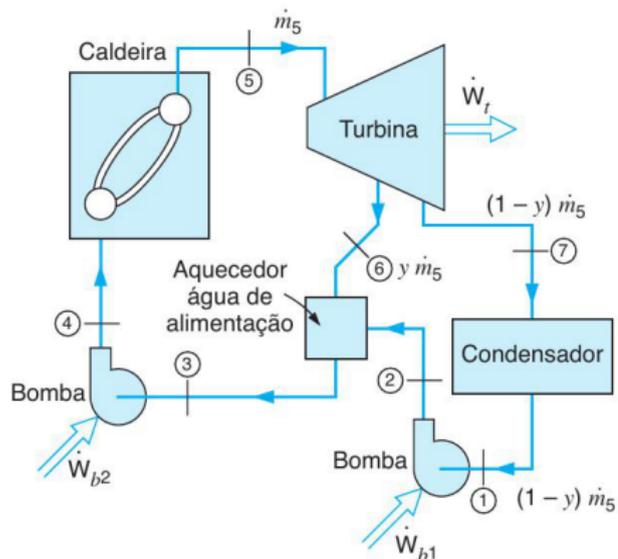
$$\text{Turbina: } w_t = {}_3 w_4 + {}_5 w_6 = h_3 - h_4 + h_5 - h_6$$

$$\text{Condensador: } q_{cond} = q_L = {}_6 q_1 = h_1 - h_6$$

$$\text{Trabalho líquido: } w_{liq} = w_t - |w_b| = h_3 - h_4 + h_5 - h_6 - |h_1 - h_2|$$

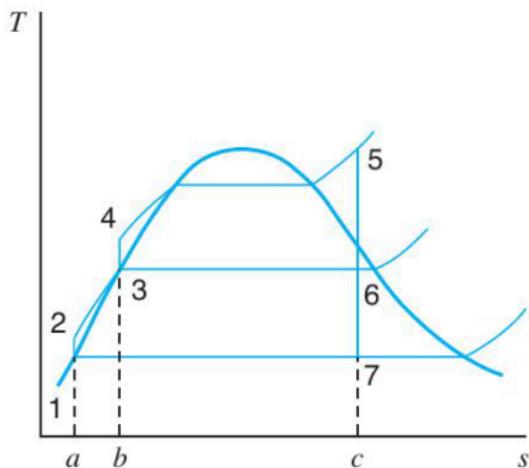
$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_H} = \frac{h_3 - h_4 + h_5 - h_6 - |h_1 - h_2|}{h_3 - h_2 + h_5 - h_4}$$

# Ciclo de Rankine Regenerativo



O Ciclo de Rankine Regenerativo envolve a extração de uma parte do vapor que escoo na turbina após ter sido parcialmente expandido e a utilização de aquecedores da água de alimentação, conforme ilustrado ao lado. O que se busca é o aumento de  $\bar{T}_H$ .

# Ciclo de Rankine Regenerativo



A vazão de vapor extraído da turbina ( $\dot{m}_6$ ) deve ser de tal magnitude que, ao misturar-se com o líquido que veio do condensador ( $\dot{m}_2$ ), deixe o aquecedor de água no estado de líquido saturado ( $\dot{m}_3$ ).

Conservação da massa no aquecedor de água:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_6$$

Define-se a *fração de extração*,  $y$ , como  $y = \dot{m}_6 / \dot{m}_5$

## Ciclo de Rankine Regenerativo

Aplicando a conservação da energia (1ª Lei da Termodinâmica para VC) no aquecedor de água:

$$\dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3$$

Introduzindo a fração de extração:

$$y \cdot \dot{m}_5 \cdot h_6 + (1 - y) \cdot \dot{m}_5 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3$$

Como  $\dot{m}_3 = \dot{m}_5$ , segue-se que:

$$y \cdot \dot{m}_5 \cdot h_6 + (1 - y) \cdot \dot{m}_5 \cdot h_2 = \dot{m}_5 \cdot h_3 \therefore y = \frac{h_3 - h_2}{h_6 - h_2}$$

## Ciclo de Rankine Regenerativo

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica a cada dispositivo do ciclo:

$$\text{Bomba 1: } w_{b1} =_1 w_2 = (1 - y) \cdot (h_1 - h_2) = (1 - y) \cdot v_1 \cdot (p_1 - p_2)$$

$$\text{Bomba 2: } w_{b2} =_3 w_4 = h_3 - h_4 = v_3 \cdot (p_3 - p_4)$$

$$\text{Caldeira: } q_{cal} = q_H =_4 q_5 = h_5 - h_4$$

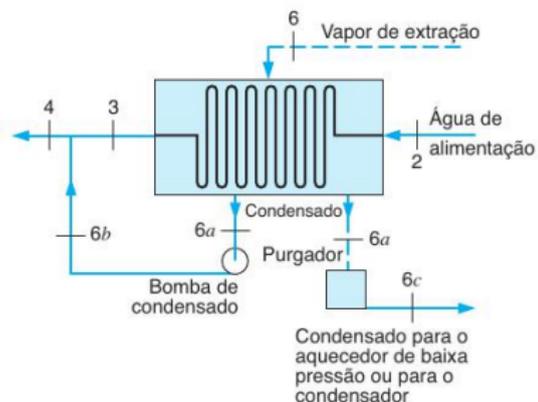
$$\text{Turbina: } w_t = h_5 - h_6 + (1 - y) \cdot (h_6 - h_7)$$

$$\text{Condensador: } q_{cond} = q_L =_7 q_1 = (1 - y) \cdot (h_1 - h_7)$$

$$\begin{aligned} \text{Trabalho líquido: } w_{liq} &= w_t - |w_{b1}| - |w_{b2}| = \\ &h_5 - h_6 + (1 - y) \cdot (h_6 - h_7) - |(1 - y) \cdot (h_1 - h_2)| - |h_3 - h_4| \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{w_{liq}}{q_H} = \frac{h_5 - h_6 + (1 - y) \cdot (h_6 - h_7) - |(1 - y) \cdot (h_1 - h_2)| - |h_3 - h_4|}{h_5 - h_4}$$

# Ciclo de Rankine Regenerativo



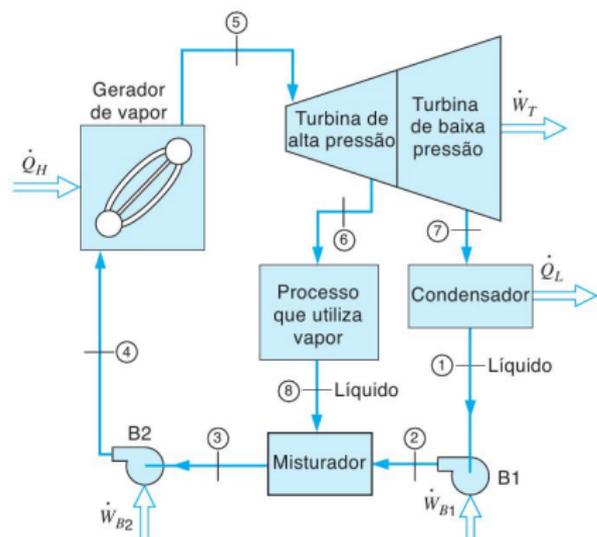
Outro tipo de aquecedor de água de alimentação muito utilizado é conhecido como aquecedor de superfície (ou aquecedor de água de alimentação fechado).

Neste tipo, vapor e a água de alimentação não se misturam, porém o calor é transferido do vapor extraído, que condensa na parte externa dos tubos, à água de alimentação, que escoar no interior dos tubos.

Nesse tipo de aquecedor a pressão do vapor pode ser diferente da pressão da água de alimentação, o que não ocorria no aquecedor aberto.

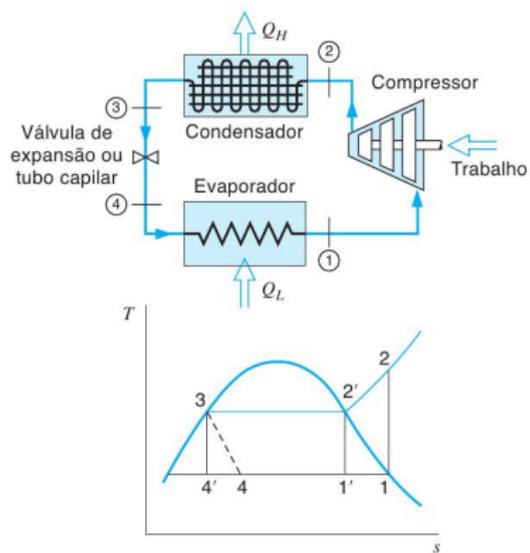
O condensado pode ser bombeado para a tubulação de água de alimentação ou pode ser removido por meio de um purgador.

# Cogeração



Existem unidades industriais que utilizam um ciclo de potência a vapor para gerar eletricidade e o processo produtivo requer um suprimento de outra forma de energia (na forma de vapor ou água quente). Nesses casos, é apropriado considerar a utilização do vapor expandido até uma pressão intermediária, numa turbina de alta pressão do ciclo de potência, como fonte de energia do processo produtivo. Assim, não será necessária a construção e utilização de uma segunda caldeira dedicada unicamente ao processo produtivo. Esse tipo de aplicação é denominada **Cogeração**.

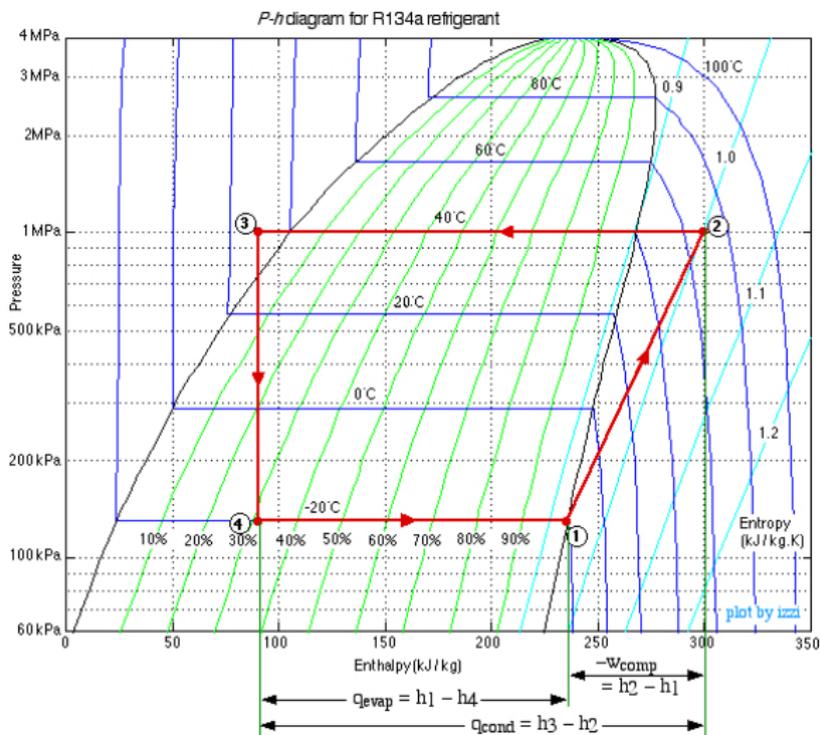
# Ciclo Ideal de Refrigeração a Vapor



Vapor saturado a baixa pressão entra no compressor e sofre uma compressão adiabática reversível, processo  $1 \rightarrow 2$ . Calor é, então, rejeitado a pressão constante no processo  $2 \rightarrow 3$  e o fluido de trabalho deixa o condensador como líquido saturado. O próximo processo é um estrangulamento adiabático, processo  $3 \rightarrow 4$ , e o fluido de trabalho é então vaporizado a pressão constante, processo  $4 \rightarrow 1$ , para completar o ciclo. O Ciclo de Refrigeração é essencialmente um ciclo ao inverso do Ciclo Rankine.

OBS: O ciclo de Carnot de Refrigeração seria:  $1'-2'-3-4'-1'$ .

# Diagrama Pressão × Entalpia



## Ciclo Ideal de Refrigeração a Vapor

A razão do afastamento do ciclo de refrigeração ideal do ciclo de refrigeração de Carnot consiste na conveniência de se ter um compressor que opere apenas com vapor e não com uma mistura de líquido e vapor, como seria necessário no processo  $1'-2'$  do ciclo de Carnot.

O **Ciclo Ideal de Refrigeração** por compressão de vapor tem quatro processos:  $1 \rightarrow 2$  isoentrópico;  $2 \rightarrow 3$  e  $4 \rightarrow 1$  isobáricos; e  $3 \rightarrow 4$  isoentálpico. Neste ciclo, o estado 3 é de líquido saturado e o estado 1 vapor saturado.

Recorda-se que o ciclo de refrigeração sempre pode ser utilizado como bomba de calor.

## Ciclo Ideal de Refrigeração a Vapor

Coeficiente de desempenho de um refrigerador ideal:

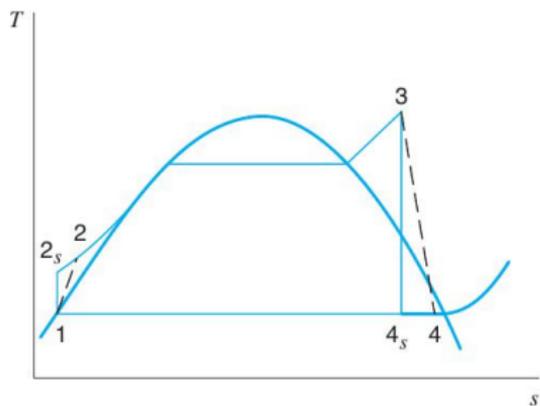
$$\beta = \frac{q_{evap}}{|w_{compr}|} = \frac{q_L}{|w_C|} = \frac{h_1 - h_4}{|h_1 - h_2|} = \frac{h_1 - h_3}{|h_1 - h_2|}$$

Coeficiente de desempenho de uma bomba de calor ideal:

$$\beta' = \frac{|q_{cond}|}{|w_{compr}|} = \frac{|q_H|}{|w_C|} = \frac{|h_3 - h_2|}{|h_1 - h_2|} = \frac{|h_4 - h_2|}{|h_1 - h_2|}$$

OBS: no caso da bomba de calor, os módulos são colocados apenas por questões conceituais, uma vez que tanto  $q_{cond} < 0$ , como  $w_{compr} < 0$ .

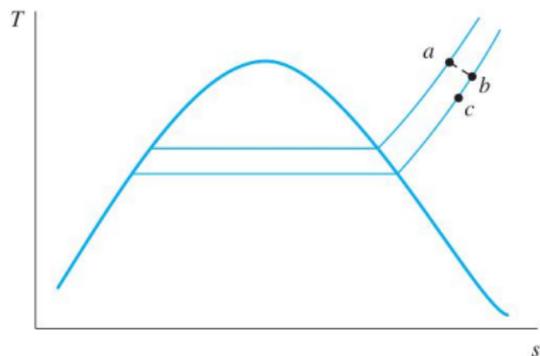
# Principais Perdas do Ciclo Rankine



**Perdas em Turbinas:** representam o maior afastamento do desempenho do ciclo real em relação ao Rankine Ideal. As perdas são contabilizadas na eficiência isoentrópica da turbina, cujas principais causas são as irreversibilidades do escoamento nos canais e palhetas das turbinas e a transferência de calor para o ambiente.

**Perdas em Bombas:** são análogas às das turbinas com irreversibilidades associadas ao escoamento do fluido. As perdas nas bombas são sempre muito menores que as das turbinas dada a baixa potência que estas requerem em relação às potências produzidas pelas turbinas.

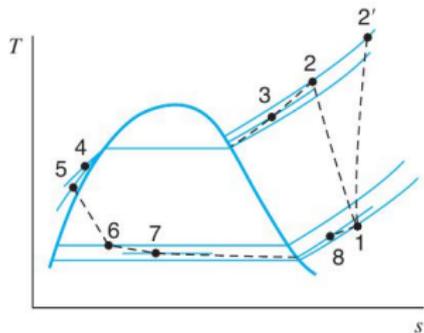
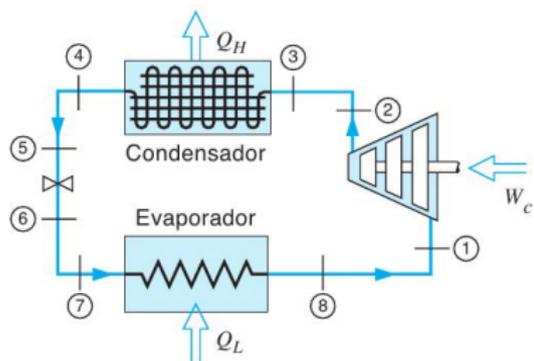
# Principais Perdas do Ciclo Rankine



**Perdas nas Tubulações:** Perdas de carga, provocadas pelo atrito e transferência de calor são as mais significativas em tubulações. Na figura ao lado, perdas somente por atrito implicariam no processo  $a \rightarrow b$ . Calor transferido ao ambiente resultariam em processos como o  $b \rightarrow c$ . As caldeiras também apresentam perdas de carga.

**Perdas nos Condensadores:** Relativamente pequenas. O importante aqui é o resfriamento abaixo da temperatura de saturação. É considerado perda porque o mesmo fluido deverá ter uma parcela a mais de troca de calor na caldeira para recuperar energia perdida.

# Principais Perdas do Ciclo de Refrigeração



O ciclo real de refrigeração se afasta do ciclo ideal, principalmente devido às quedas de pressão associadas ao escoamento do fluido de trabalho e à transferência de calor para ou das vizinhanças.

No ciclo real, 1 é superaquecido;

$p_{4,real} < p_{3,ideal}$ ;  $T_{cond} > T_{amb}$ ;  $T_{4,real} < T_{sat}$ ;

$T_5 < T_4$  (tubulação);  $\Delta p$  através do

evaporador; Refrigerante levemente

superaquecido ao deixar evaporador, o que

aumenta o trabalho requerido pelo compressor (aumenta vol. espec.).

# Exercício de Aula 1

**Enunciado:** Uma usina de força operando em um ciclo Rankine ideal tem vapor entrando na turbina a  $500\text{ }^{\circ}\text{C}$  e a  $2\text{ MPa}$ . Se a água entra na bomba a  $10\text{ kPa}$ , calcule o rendimento com e sem o trabalho da bomba incluído.

## Exercício de Aula 2

**Enunciado:** Resolva o exercício 1 aumentando a pressão da caldeira para 3 MPa e mantendo a temperatura máxima e pressão mínima.

## Exercício de Aula 3

**Enunciado:** Resolva o exercício 1 aumentando a temperatura máxima no ciclo para  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ , enquanto se mantém as mesmas pressões na caldeira e no condensador.

## Exercício de Aula 4

**Enunciado:** Resolva o exercício 1 diminuindo a pressão no condensador para 5 kPa e mantendo a pressão na caldeira e a temperatura máxima.

## Exercício de Aula 5

**Enunciado:** Considere um ciclo ideal com reaquecimento no qual o vapor d'água entra na turbina de alta pressão a 3,5 MPa e 400 °C e expande até 0,8 MPa. O vapor é então reaquecido até 400 °C e expande até 10 kPa na turbina de baixa pressão. Calcule o rendimento térmico do ciclo e o título do vapor na seção de saída da turbina de baixa pressão.

## Exercício de Aula 6

**Enunciado:** Um ciclo de potência a vapor d'água opera com um aquecedor de mistura. A temperatura do fluido no condensador é  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  e a caldeira descarrega o vapor a  $5\text{ MPa}$  e  $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ . A pressão na seção de extração (intermediária) da turbina é  $1\text{ MPa}$  e o estado da água na seção de descarga do aquecedor é o de líquido saturado. Determine o trabalho específico na turbina.

## Exercício de Aula 7

**Enunciado:** Uma central de potência a vapor apresenta pressão máxima igual a 25 MPa, mínima de 10 kPa e conta com um aquecedor fechado de água de alimentação. A bomba d'água principal está localizada imediatamente a jusante do condensador e descarrega o fluido a 25 MPa. A bomba secundária é utilizada para comprimir a água que foi extraída da turbina e também descarrega o fluido a 25 MPa. A temperatura da água após a mistura dos escoamentos provenientes das bombas principal e secundária é igual a 175 °C. A temperatura máxima da água no ciclo é 800 °C e a potência total gerada na turbina é 5 MW. Nestas condições, determine a fração de vapor extraído na turbina e a taxa de transferência de calor no condensador.

## Exercício de Aula 8

**Enunciado:** O R-134a é usado em um ciclo de refrigeração que trabalha entre pressões de 120 kPa e 1000 kPa. O compressor recebe vapor saturado, tem uma eficiência isentrópica de 75% e necessita de 10 HP. Calcule a taxa de refrigeração, o coeficiente de desempenho e o coeficiente de desempenho se o ciclo for usado como uma bomba de calor.