

3

Modelo Matemático

Neste capítulo proceder-se-á à apresentação do modelo matemático utilizado na comparação entre os ciclos. O modelo é baseado na aplicação da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica para os componentes da planta e para o ciclo como um todo. A partir daí, será feita uma análise do aproveitamento da energia e da exergia disponíveis no combustível para cada caso.

A aplicação das equações de balanço de energia e de exergia será utilizada como base para a comparação entre os ciclos. Um resumo da teoria e o detalhamento do equacionamento dos balanços são apresentados nos Apêndices 2 e 3.

3.1.

Modelagem dos Componentes do Ciclo Convencional

Primeiramente, será estudado o ciclo Rankine tradicional utilizando os gases de alto-forno e de coqueria como combustível. Posteriormente, os resultados serão comparados com os do ciclo Rankine utilizando injeção de vapor e bombas bifásicas.

Para a modelagem e desenvolvimento dos cálculos termodinâmicos do ciclo tradicional, as seguintes hipóteses são admitidas:

- O sistema opera em regime permanente;
- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis.
- As perdas de carga nas tubulações são desprezíveis, exceto para a linha de vapor entre a caldeira e a turbina, onde serão representadas por uma válvula;
- As perdas nos Tês de mistura são desprezíveis;
- A exergia do ar ambiente é igual a 0;

Com essas considerações pode-se realizar uma avaliação do sistema através da aplicação dos balanços de massa, de energia (1ª Lei) e de exergia (2ª Lei) para cada componente. As equações são indicadas na forma literal, sendo os resultados da modelagem apresentados no capítulo 5. A modelagem é feita para o ciclo tradicional representado na Figura 2 e o ciclo inovador da Figura 12. As possíveis configurações

deste último serão estudadas no capítulo 4.

3.1.1.

Caldeira

A caldeira queima o gás de mistura e aquece a água de alimentação por radiação e convecção gerando vapor superaquecido. Para a caldeira em questão é considerado que o volume de controle deverá abranger o pré-aquecedor de ar, o economizador e o superaquecedor externo.

Segue, nas Figuras 14 e 15, o esquema do volume de controle da caldeira seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

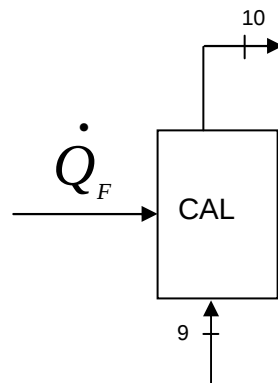


Figura 14- Esquema do volume de controle da caldeira para o balanço de energia

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_F + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_{10} h_{10} = 0 \quad (3.2)$$

Considerando que o volume de controle da caldeira tem como correntes de entrada, além do fluido de trabalho, combustível e ar ambiente, o esquema (Figura 15) e a equação da irreversibilidade ficariam da seguinte forma:

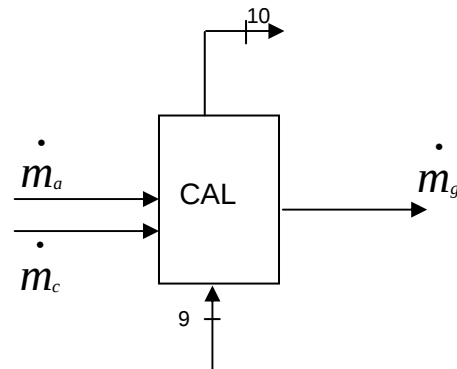


Figura 15- Esquema do volume de controle da caldeira para o balanço de exergia

$$\dot{I}_{cal} = \dot{m}_c e_c + \dot{m}_a e_a - \dot{m}_g e_g - \dot{m}_{10} (e_{10} - e_9) \quad (3.3)$$

Considerando que o ar ambiente tem exergia igual a 0 e que a exergia do gás exausto é uma parcela da irreversibilidade total:

$$\dot{I}_{cal} = \dot{m}_c e_c - \dot{m}_9 (e_{10} - e_9) \quad (3.4)$$

E a eficiência racional (de Segunda Lei) da caldeira pode ser obtida:

$$\psi = \frac{\dot{m}_9 (e_{10} - e_9)}{\dot{m}_c e_c} \quad (3.5)$$

As irreversibilidades na caldeira são provenientes de combustão incompleta, perdas de carga, calor residual do gás exausto, etc.

3.1.2.

Turbina a Vapor

Para a turbina a vapor serão feitas as seguintes hipóteses:

- A eficiência do gerador é de 98%;
- Não há perdas na transmissão entre a turbina e o soprador;

- A turbina é adiabática.

Segue o esquema (Figura 16) do volume de controle da turbina a vapor seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

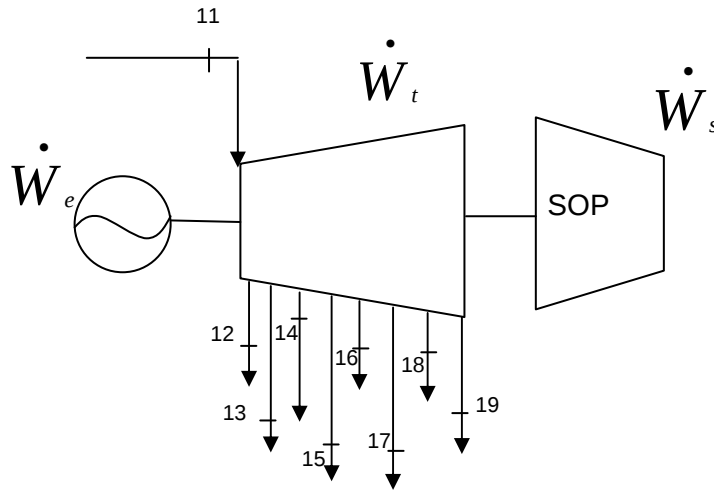


Figura 16- Esquema do volume de controle da turbina a vapor

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} + \dot{m}_{16} + \dot{m}_{17} + \dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_{12}h_{12} - \dot{m}_{13}h_{13} - \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{15}h_{15} - \dot{m}_{16}h_{16} - \\ &- \dot{m}_{17}h_{17} - \dot{m}_{18}h_{18} - \dot{m}_{19}h_{19} = \dot{W}_t \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} \dot{I}_t = &\dot{m}_{11}e_{11} - \dot{m}_{12}e_{12} - \dot{m}_{13}e_{13} - \dot{m}_{14}e_{14} - \dot{m}_{15}e_{15} - \\ &- \dot{m}_{16}e_{16} - \dot{m}_{17}e_{17} - \dot{m}_{18}e_{18} - \dot{m}_{19}e_{19} - \dot{W}_t \end{aligned} \quad (3.8)$$

A potência elétrica gerada pela turbina (nos terminais do gerador) será:

$$\dot{W}_e = \left(\dot{W}_t - \dot{W}_s \right) \eta_g \quad (3.9)$$

3.1.3.

Condensador

O condensador tem a função de dissipar o calor latente de mudança de fase de vapor para líquido saturado. O fluido de resfriamento é água do mar. A diferença entre a temperatura do condensado e temperatura da água de resfriamento na saída do condensador, a chamada diferença de temperatura terminal, é de 4,5 °C. A perda de carga no lado dos tubos (água de resfriamento) é de 1 bar.

Segue esquema (Figura 17) do volume de controle do condensador seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

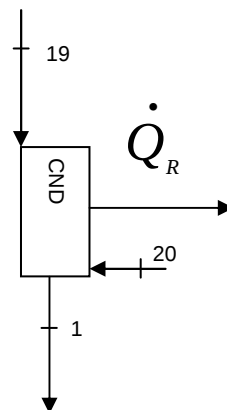


Figura 17- Esquema do volume de controle do condensador para o balanço de energia

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{19} + \dot{m}_{20} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{Q}_R + \dot{m}_1 h_1 \quad (3.11)$$

Considerando que o volume de controle do condensador tem como corrente de entrada, além do vapor e da água de reposição, a água de resfriamento, e como corrente de saída, além do condensado saturado, a água de resfriamento aquecida, o esquema (Figura 18) e a equação para a irreversibilidade ficariam da seguinte forma:

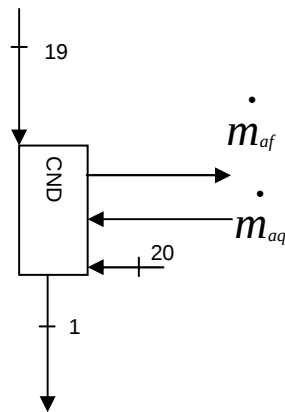


Figura 18- Esquema do volume de controle do condensador para o balanço de exergia

$$\dot{I}_{cnd} = \dot{m}_{19} e_{19} + \dot{m}_{20} e_{20} + \dot{m}_{af} e_{af} - \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_{aq} e_{aq} \quad (3.12)$$

3.1.4.

Bomba de Condensador

É o equipamento responsável por elevar a pressão do condensado de modo a possibilitar a chegada do mesmo ao desaerador.

Segue esquema (Figura 19) do volume de controle da bomba de alimentação da caldeira seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

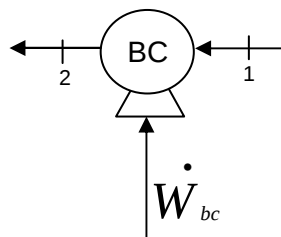


Figura 19- Esquema do volume de controle da bomba de condensado

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{W}_{bc} \quad (3.14)$$

$$\dot{I}_{bc} = \dot{W}_{bc} + \dot{m}_1 e_1 - \dot{m}_2 e_2 \quad (3.15)$$

3.1.5.

Pré-Aquecedor 1

Segue esquema (Figura 20) do volume de controle do pré-aquecedor 1 seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

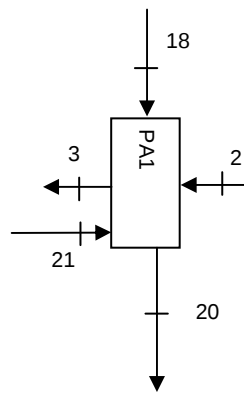


Figura 20- Esquema do volume de controle do pré-aquecedor 1

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \dot{m}_{18} + \dot{m}_{21} = \dot{m}_{20} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{20} h_{20} - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_{18} h_{18} - \dot{m}_{21} h_{21} = 0 \quad (3.17)$$

$$\dot{I}_{pa1} = \dot{m}_2 e_2 + \dot{m}_{18} e_{18} + \dot{m}_{21} e_{21} - \dot{m}_3 e_3 - \dot{m}_{20} e_{20} \quad (3.18)$$

A perda de carga considerada para o lado frio do pré-aquecedor (água de alimentação de caldeira) foi de 1 bar.

As irreversibilidades em trocadores de calor podem ser causadas por: transferência de calor por diferença finita de temperatura, perda de carga, troca térmica com o ambiente e condução pelas paredes do trocador devido ao gradiente de temperatura.

Os pré-aquecedores 2 a 5 são modelados analogamente.

3.1.6.

Desaerador

O desaerador recebe água de alimentação de baixa pressão retira os não condensáveis por arraste de vapor. O objetivo é proteger a caldeira.

A Figura 21 representa o esquema do volume de controle do desaerador, seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

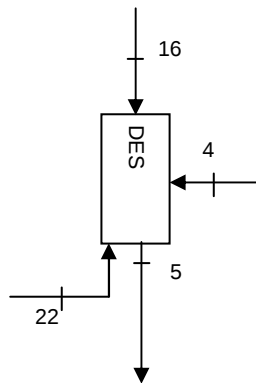


Figura 21- Esquema do volume de controle para o desaerador

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{16} + \dot{m}_{22} = \dot{m}_5 \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{22} h_{22} - \dot{m}_5 h_5 = 0 \quad (3.20)$$

$$\dot{I}_{des} = \dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_{16} e_{16} + \dot{m}_{22} e_{22} - \dot{m}_5 e_5 \quad (3.21)$$

As irreversibilidades para o desaerador podem ser causadas pelos mesmos fatores indicados para os trocadores de calor.

3.1.7.

Bomba de Alimentação da Caldeira

A bomba de alimentação da caldeira é adiabática por hipótese. A eficiência

isentrópica considerada é de 85%.

O esquema do volume de controle da bomba de alimentação da caldeira é representado a seguir, pela Figura 22, seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

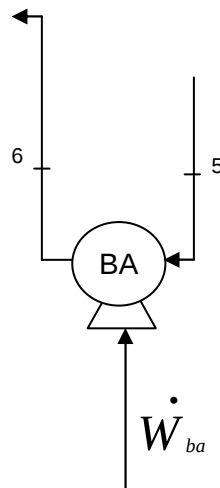


Figura 22- Esquema do volume de controle para o bomba de alimentação da caldeira

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 = \dot{W}_{ba} \quad (3.23)$$

$$\dot{I}_{ba} = \dot{W}_{ba} - \dot{m}_6 e_6 - \dot{m}_5 e_5 \quad (3.24)$$

3.1.8.

Válvula

A válvula representada no esquema do ciclo tradicional representa a perda de carga na tubulação de vapor entre a caldeira e a turbina a vapor.

Segue esquema (Figura 23) do volume de controle da válvula seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

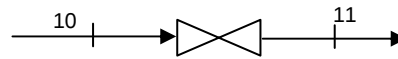


Figura 23- Esquema do volume de controle para a válvula

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} h_{11} = 0 \quad (3.26)$$

$$\dot{I}_v = \dot{m}_{10} e_{10} + \dot{m}_{11} e_{11} \quad (3.27)$$

3.2.

Modelagem Matemática do Ciclo Rankine Inovador

Analogamente ao ciclo Rankine tradicional, é apresentada, a seguir, a modelagem dos componentes do ciclo Rankine inovador:

3.2.1.

Modelagem dos Componentes do Ciclo Inovador

Os equipamentos comuns ao ciclo tradicional têm modelagem idêntica à realizada acima. Será apresentada, portanto, somente a modelagem dos equipamentos adicionais:

3.2.1.1.

T de Mistura 1

Para os Tês de mistura faz-se uso da seguinte hipótese:

- As perdas devido ao processo de mistura são desprezíveis.

Segue o esquema, na Figura 24 do volume de controle do T de mistura 1 seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

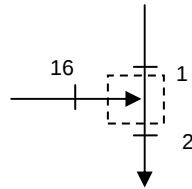


Figura 24- Esquema do volume de controle para o T de mistura 1

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{16} \quad (3.28)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_2 h_2 = 0 \quad (3.29)$$

$$\dot{I}_{t1} = \dot{m}_1 e_1 + \dot{m}_{16} e_{16} - \dot{m}_2 e_2 = 0 \quad (3.30)$$

O T de mistura aqui representado é na verdade apenas uma conexão na tubulação de água de alimentação da caldeira que permite a injeção de vapor extraído da turbina. Os demais Tês de mistura terão modelagem análoga.

3.2.1.2.

Bomba Bifásica 1

As bombas bifásicas operam com mistura líquido/vapor com título de até 20%. A eficiência isentrópica considerada é de 75%.

Segue o esquema (Figura 25) do volume de controle da bomba bifásica 1 seguido da aplicação dos balanços de massa, energia e exergia:

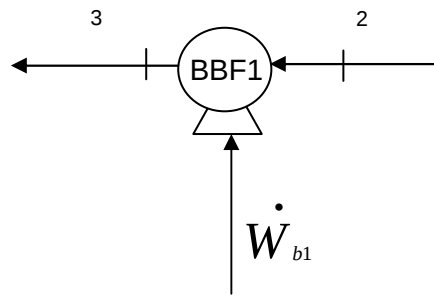


Figura 25- Esquema da bomba bifásica 1

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 = \dot{W}_{b1} \quad (3.32)$$

$$\dot{I}_{b1} = \dot{W}_{b1} + \dot{m}_2 e_2 - \dot{m}_3 e_3 \quad (3.33)$$

As demais bombas bifásicas são modeladas analogamente.