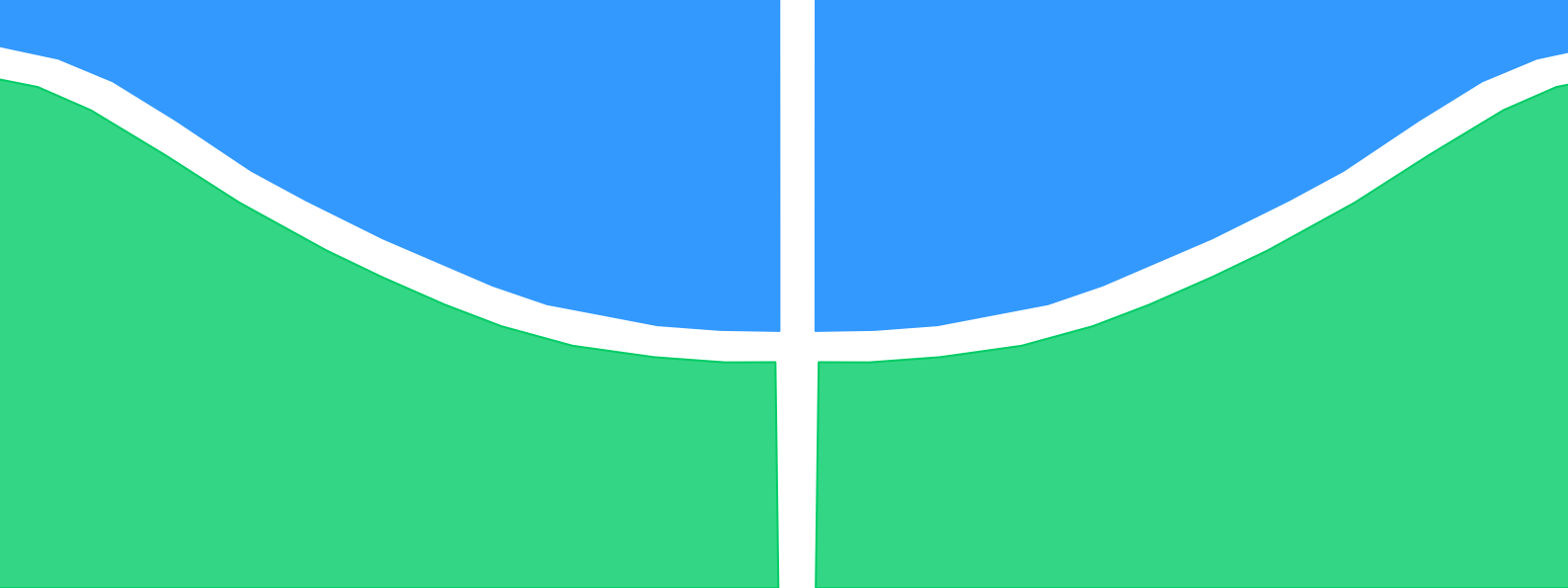




**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia De Energia**

**ANÁLISE DO FLUXO ENERGÉTICO DE UMA
TERMELÉTRICA A BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR**

**Autor: Ediane Teixeira Neves
Orientador: Augusto César de M. Brasil
Co-orientador: Fábio Alfaia da Cunha**

**Brasília, DF
2016**



EDIANE TEIXEIRA NEVES

**TÍTULO: ANÁLISE DO FLUXO ENERGÉTICO DE UMA TERMELÉTRICA A
BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Augusto César de Mendonça Brasil

Co-orientador: Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha

Brasília, DF

2016

Teixeira Neves, Ediane.

Análise do Fluxo Energético de uma Termelétrica a bagaço de cana-de-açúcar/ Ediane Teixeira Neves. Brasília: UnB, 2016.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília

Faculdade do Gama, Brasília, 2016. Orientação: Prof. Dr. Augusto César de M. Brasil. Co-orientador: Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha.

1. Termelétrica. 2. Bagaço de Cana. 3. Energia Elétrica. I. Mendonça Brasil, Augusto César. II. Cunha Alfaia, Fábio. I II. Universidade de Brasília. IV. Faculdade UnB Gama. V. ANÁLISE DO FLUXO ENERGÉTICO DE UMA TERMELÉTRICA A BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR.

CDU Classificação



ANÁLISE DO FLUXO ENERGÉTICO DE UMA TERMELÉTRICA A BAGAÇO DE CANA-DE-AÇÚCAR

Ediane Teixeira Neves

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 05/07/16 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. (Doutor): Augusto César de M. Brasil, UnB/ FGA
Orientador

Prof. (Doutor): Fábio Alfaia da Cunha, UnB/ FGA
Co-Orientador

Prof. (Doutor): Luciano Gonçalves Noletto, UnB/ FGA
Membro convidado

Prof. (Doutor): Paolo Gessini, UnB/ FGA
Membro convidado

Brasília, DF
2016

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao meu grande mestre, que me ensina todos os dias a ser paciente e ao mesmo tempo, perseverante. Aqui sou estrangeira, no entanto, o pouco tempo que posso habitar tenho aprendido com ele que a vida é uma dádiva dada a nós por seu pai, Deus, também meu pai. Este meu companheiro constata, é o grande responsável pelo fim de uma caminhada e início de outra, a Jesus, deixo meu primeiro agradecimento, não somente por ser um exemplo que busco seguir, mas sim, por amar a humanidade de uma maneira que a ciência e nem mesmo a filosofia podem explicar.

Agradeço aos meus pais, Edilson e Cleonice, pois tenho neles grande inspiração e força, me ensinaram a não desistir e que, com educação, as situações podem ser realmente transformadas. A priori desistir parece a escolha mais fácil, mas é aquela que atormenta a alma com algo que seria possível talvez, não para os olhos humanos, mas aquele que sonha alcança.

Agradeço aos meus irmãos, Erica e Erik, por serem essenciais em minha vida, exemplo de honestidade e caráter, tenho por eles muito amor e orgulho.

Agradeço aos meus familiares tios e primos, estes me ampararam e me ajudaram a realizar minhas aspirações.

Agradeço ao corpo docente da Universidade de Brasília - FGA, responsáveis pela minha formação acadêmica, principalmente, ao meu orientador, Augusto Brasil, e ao co-orientador, Fábio Alfaia, que me auxiliou na consolidação deste trabalho.

Agradeço aos meus amigos que estudam comigo, estes me acompanharam e apoiaram nos bons e nos maus momentos.

Agradeço a minha líder Laís, por ser exemplo em amor e obediência a Deus, e as minhas irmãs de célula, Fernanda, Jessica, Eduarda, Sara, Yasmim, Isadora e Beatriz, por serem preciosas e terem o dom de me fazer feliz.

RESUMO

As usinas de açúcar e álcool do Brasil apresentam um grande potencial para geração de energia elétrica, usam como combustível o resíduo da produção e o bagaço de cana-de-açúcar. Este aproveitamento é feito por meio do processo de cogeração, um meio econômico de fornecer totalmente ou parcialmente as necessidades térmicas e elétricas de uma unidade industrial. Nesse âmbito, foram tratados aspectos para tornar o processo de produção de energia elétrica mais eficiente em uma termelétrica. Foi realizado um estudo teórico sobre cogeração, para que fosse possível analisar cada subsistema. Este trabalho faz uma análise acerca da Usina Boa Vista que atua como cogeneradora, com isso, foi possível selecionar as equações matemáticas de forma a modelar uma situação aplicável a usinas. A partir dos dados disponibilizados pela UBV, realizou-se uma análise somando-se à fundamentação teórica permitiu desenvolver a metodologia para calcular o balanço energético, além de sua eficiência em função da potência gerada.

Palavras-chave: Cogeração, Bagaço de cana, Energia elétrica e Energia Térmica.

ABSTRACT

Sugar and alcohol power plants in Brazil have a great potential in electric generation, they use as fuel the waste product and bagasse sugarcane. This harnessing is done through the cogeneration process, an economic way to provide fully or partially the thermal and electrical needs of an industrial unit. In this scope, the aspects were dealt to make the process of production of energy more efficient in a thermal power plant. Was conducted a theoretical study of cogeneration, to be possible to analyze each subsystem. This work makes an Analysis of Boa Vista Power Plant that works as a cogeneration, thereby, it was possible to select the mathematical equations in order to model a situation applicable one power plants. From the data available from the BVPP, was made an analysis adding to the theoretical foundation has allowed to develop a methodology to calculate the energy balance, in addition to you efficiency depending on the power generated.

Keywords: Cogeneration, sugarcane bagasse, Electric and Thermal Energy.

LISTA DE TABELAS

Quadro 1. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o queimador.....	31
Quadro 2. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Superaquecedor Secundário.....	33
Quadro 3. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Superaquecedor Primário.....	34
Quadro 4. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Evaporador.....	36
Quadro 5. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Economizador.....	37
Quadro 6. Comparação de resultados obtidos para o Ciclo Rankine com Regeneração.....	58
Quadro 7. Comparação de resultados obtidos para o Ciclo Rankine com Regeneração para o 3º caso e com Reaquecimento.....	60

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de tratamento da água desmineralizada.....	2
Figura 2. Caminho percorrido pelos gases da combustão.....	4
Figura 3. Circulação de água na caldeira aquotubular Monodrun ADM.....	7
Figura 4. Fluxograma da circulação da caldeira aquotubular Monodrun.....	7
Figura 5. Unidade de Processamento Térmico, considerando entradas e saídas.....	8
Figura 6. Ciclo de Cogeração UBV.....	9
Figura 7. Comparação das expansões reais e isentrópicas através de uma turbina.....	13
Figura 8. Esquema da caldeira aquatubular para produção de vapor da Usina Boa Vista.....	15
Figura 9. Esquema simplificado da caldeira aquatubular para produção de vapor da Usina Boa Vista.....	16
Figura 10. Simulação do queimador no software EES.....	18
Figura 11. Simulação do Superaquecedor secundário em EES.....	19
Figura 12. Simulação do Superaquecedor primário no software EES.....	20
Figura 13. Simulação do Evaporador no software EES.....	22
Figura 14. Simulação do Economizador em EES.....	23
Figura 15. Apresenta o Ciclo Rankine com Regeneração e seus estados.....	26
Figura 16. Apresenta o Ciclo Rankine com Regeneração e reaquecimento.....	32
Figura 17. Resultado da simulação realizada no software EES para a caldeira.....	35
Figura 18. Resultados no esquema simplificado da caldeira.....	35
Figura 19. Resultados da simulação variando a pressão de operação da caldeira	36
Figura 20. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração, considerando extração da turbina habilitada.....	37
Figura 21. Esquema ciclo Rankine com regeneração e resultados, considerando extração da turbina habilitada.....	38
Figura 22. Diagrama T-s do Ciclo Rankine com regeneração considerando extração da turbina habilitada.....	39
Figura 23. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração, considerando que o vapor passa pela válvula de expansão.....	40
Figura 24. Esquema ciclo Rankine com regeneração e resultados, considerando expansão do vapor superaquecido na válvula.....	41
Figura 25. Resultados de entalpia, entropia e volume específico, considerando expansão do vapor superaquecido na válvula.....	42
Figura 26. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração, considerando que o vapor passa somente pela turbina.....	42
Figura 27. Esquema ciclo Rankine com regeneração e resultados, considerando que o vapor passa somente pela turbina.....	44

Figura 28. Diagrama T-s do Ciclo Rankine com regeneração considerando que o vapor passa somente pela turbina.....	45
Figura 29. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração e reaquecimento.....	46
Figura 30. Esquema do ciclo Rankine com regeneração e com reaquecimento.....	47
Figura 31. Diagrama T-s do Ciclo Rankine com regeneração e com reaquecimento.....	48

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	XII
1.1 OBEJETIVO	XII
1.1.1 Obejetivo Geral.....	XII
1.1.2 Obejetivo específico	XII
2. EXPOSIÇÃO DA USINA BOA VISTA.....	1
2.1 TRATAMENTO DA ÁGUA DESMINERALIZADA	1
2.2 GERAÇÃO DE VAPOR.....	3
2.2.1 Processo de utilização do Bagaço de Cana-de-açúcar.....	3
2.2.2 Percurso do ar	4
2.2.3 Processo de utilização da água na caldeira	5
2.3 GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA	8
2.4 DISTRIBUIÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA	9
3. CICLOS TÉRMICOS DE POTÊNCIA A VAPOR APLICADO A COGERAÇÃO.....	10
3.1 MODELAGEM DO CICLO RANKINE.....	10
3.1.1 Eficiência isentrópica da turbina	12
3.2 EFICIÊNCIA DO CICLO RANKINE	14
4. METODOLOGIA.....	15
4.1 EFICIÊNCIA DA CALDEIRA	15
4.1 CICLO RANKINE REGENERATIVO	25
4.2.1 1º Caso: Extração	25
4.2.2 2º Caso: Válvula.....	29
4.2.3 3º caso: Turbina.....	30
4.3 CICLO RANKINE COM REGENERAÇÃO E COM REAQUECIMENTO.....	31
4.4 MODELAGEM	34
4. RESULTADOS.....	35
5.1 EFICIÊNCIA DA CALDEIRA	35
5.2 CICLO RANKINE REGENERATIVO.....	37
5.2.1 1º caso: Extração	37
5.2.2 2º caso: Válvula.....	39
5.2.3 3º caso: Turbina.....	42
5.3 CICLO RANKINE COM REGENERAÇÃO E REAQUECIMENTO.....	45
5. CONCLUSÕES PARCIAIS	1
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	3

1. INTRODUÇÃO

Usinas produtoras de álcool em busca de aumentar seus rendimentos recorrem à produção de energia elétrica aproveitando o bagaço de cana-de-açúcar para gerar sua própria energia e despacham da energia excedente. Além de proporcionar aumento nos ganhos, reduz as emissões de carbono em comparação aos combustíveis fósseis.

Para que a usina consiga controlar seus ganhos e perdas é necessário avaliar o consumo de bagaço e a energia produzida, conhecendo cada ponto do processo e especificando suas variáveis é possível descrever o comportamento do ciclo e aumentar a eficiência.

Este trabalho descreve uma metodologia para análise de uma central térmica usado no software EES (*Engineering Equation Solver*). Com intuito de melhorar a processo através de variações da temperatura e pressão em pontos importantes para a cogeração. Os dados usados para o experimento foram disponibilizados pela Usina Boa Vista

A Usina Boa Vista foi inaugurada em 2008 está situada em Quirinópolis (GO). Utiliza ciclos de produção com alta eficiência e com menor descarte possível de rejeitos, possui sua própria estação de tratamento de água e esgoto, onde é tratada a água utilizada na produção, e em todo o processo, prioriza a economia de água evitando o desperdício.

1.1 OBEJETIVO

1.1.1 Obejetivo Geral

O obejetivo geral deste trabalho consiste na análise do fluxo energético da cogeração da Usina Boa Vista.

1.1.2 Obejetivo específico

1. Usar do software EES na modelagem de ciclos termodinâmicos.
2. Implementar um código para simular o ciclo termodinâmico usado na Usina Boa Vista.
3. Realizar variações de parâmetros como pressão e temperatura, para avaliação da eficiência térmica.

3. CICLOS TÉRMICOS DE POTÊNCIA A VAPOR APLICADO A COGERAÇÃO

Os ciclos térmicos a vapor tem se mostrado eficiente, durante o ciclo ocorre à conversão de energia térmica em trabalho, esse sistema de potência permite converter a energia de combustíveis de baixo custo em eletricidade. A eficiência depende diretamente da condição do vapor produzido na caldeira que é entregue à turbina.

3.1 MODELAGEM DO CICLO RANKINE

O ciclo Rankine é o mais adequado para representar uma unidade simples a vapor, pois se assemelha ao processo real, utiliza a queima de um combustível na caldeira como fonte de energia (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Para que a modelagem seja aplicada ao ciclo real é necessário fazer algumas considerações:

O equacionamento é realizado utilizando os seguintes conceitos:

- Conservação da massa;
- Primeira lei da termodinâmica (Princípio de conservação da energia);
- Propriedades do fluido;
- Condições de contorno;
- Perda de energia por calor entre os componentes e o meio ambiente é desprezada;
- Os efeitos da energia cinética e potencial são ignorados;
- Cada componente opera em regime permanente;
- Cada componente é um volume de controle;
- Todos os processos são internamente reversíveis;
- Não existe perda de pressão (caldeira, tubulações, etc);

A equação da primeira lei da termodinâmica, considerando as condições acima, é dada por: (LORA & NASCIMENTO, 2004).

$$\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} = \dot{m}[h_s - h_e] \quad (1)$$

Nesta equação, os índices 'vc', 'e' e 's' significam o volume de controle, entrada e saída, respectivamente (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Se aplicarmos a equação (1) para cada componente do ciclo resultará as seguintes equações:

Para a turbina a vapor:

$$\dot{W}_{\text{turb}} = (h_e - h_s) \dot{m} \quad (\text{KW}) \quad (2)$$

$\dot{W}_{\text{turb}}$: trabalho realizado na turbina, se acoplada ao gerador produzirá energia elétrica;

Para a Unidade de Processamento Térmico:

$$\dot{Q}_{\text{UPT}} = (h_e - h_s) \dot{m} \quad (\text{KW}) \quad (3)$$

$\dot{Q}_{\text{UPT}}$: Taxa de calor usado na UPT (processos industriais)

Para a bomba:

$$\dot{W}_{\text{bomba}_e} = (h_e - h_s) \dot{m} \quad (\text{KW}) \quad (4)$$

$\dot{W}_{\text{bomba}_e}$: Trabalho realizado na bomba com uso de energia elétrica

Para a caldeira:

$$\dot{Q}_{\text{cal}} = (h_s - h_e) \dot{m} \quad (\text{KW}) \quad (5)$$

$\dot{Q}_{\text{cal}}$: taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho na caldeira, ou seja, a taxa de energia transferida pelo combustível para o fluido de trabalho no gerador de vapor.

O trabalho do ciclo calcula-se como:

$$\dot{W}_{\text{líquido}} = \dot{W}_{\text{turb}_s} - \dot{W}_{\text{bomba}_e} \quad (\text{KW}) \quad (6)$$

$\dot{W}_{\text{líquido}}$: potência que será convertida em energia elétrica, ou seja, a potência gerada pelas turbinas descontado da potência consumida nos processos de bombeamento.

Eficiência do ciclo Rankine:

$$\eta = \frac{(\dot{W}_{\text{líquido}})}{\dot{Q}_{\text{cal}}} \quad (\%) \quad (7)$$

Eficiência da Caldeira: (MACIEL, 2004):

$$\eta_{\text{cal}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cal}}}{\text{PCI} \cdot \dot{m}_{\text{combustível}}} \quad (8)$$

Onde:

$\dot{m}_{\text{combustível}}$: vazão mássica do combustível utilizado em kg/s

PCI: poder calorífico inferior em kJ/kg.

3.1.1 Eficiência isentrópica da turbina

Para calcular a eficiência de uma turbina é necessário compará-la a uma turbina ideal, através do trabalho realizado entre o real e com expansões isentrópicas, o rendimento da turbina em expansão é analisado no diagrama de Mollier. O estado da matéria que entra na turbina e a pressão de saída são fixos. A transferência de calor entre a turbina e seus arredores é ignorada, assim como a energia cinética e potencial (MORAN & SHAPIRO, 2006).

O estado 1 é fixo, o valor do trabalho depende da entalpia específica, conforme h_2 é reduzido o trabalho aumenta. Os únicos estados que realmente podem ser alcançados adiabaticamente são os que têm $s_2 > s_1$. O estado "2s" na Fig.(1) é alcançado apenas no limite, não havendo irreversibilidade interna. Isto corresponde a uma expansão isentrópica através da turbina (MORAN & SHAPIRO, 2006).

$$\dot{W}_{\text{turb}_s} = (h_1 - h_{2s}) \dot{m} \quad (\text{KW}) \quad (9)$$

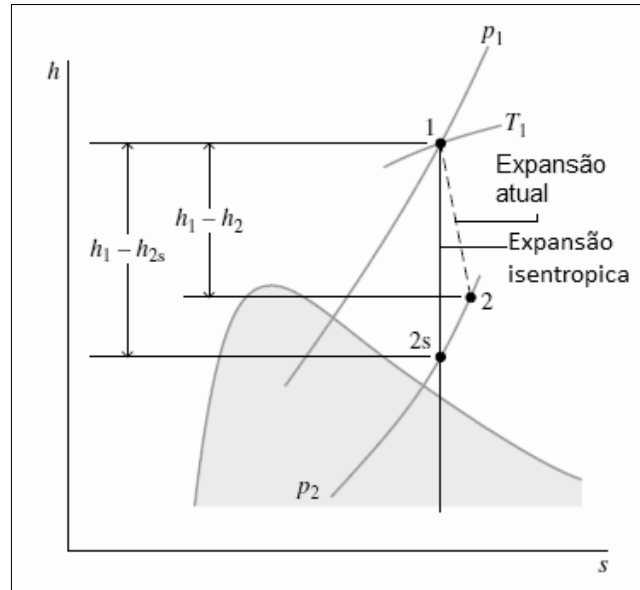


Figura 7. Comparação das expansões reais e isentrópicas através de uma turbina. Fonte: (MORAN & SHAPIRO, 2006).

Na expansão através da turbina de $h_2 > h_{2s}$, logo é realizado menos trabalho, quando adotasse h_{2s} tem-se o trabalho máximo. A eficiência isentrópica é a razão entre o trabalho real e o trabalho que seria alcançado se o processo entre o estado de entrada e a pressão de saída fosse isentrópico.

$$\eta_{turb} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{turb,s}} = \frac{(h_1 - h_2) \dot{m}}{(h_1 - h_{2s}) \dot{m}} \quad (\%) \quad (10)$$

Tanto o numerador e o denominador da expressão são avaliados para o mesmo estado de entrada.

A eficiência isentrópica da bomba é encontrada da mesma forma (MORAN & SHAPIRO, 2006).

$$\eta_{bomb} = \frac{\dot{W}_{bomb,s}}{\dot{W}_{bomb}} = \frac{(h_{2s} - h_1) \dot{m}}{(h_2 - h_1) \dot{m}} \quad (\%) \quad (11)$$

3.2 EFICIÊNCIA DO CICLO RANKINE

Aumentar a eficiência do ciclo Rankine causa conseqüentemente aumento nos ganhos da cogeração, pode ser feito através do aumento da pressão da caldeira e da temperatura média a qual o vapor é mandado para a turbina (ÇENGEL & BOLES, 2013).

1. Aumentando a temperatura média quando o calor é transferido para o fluido de trabalho na caldeira.

O superaquecimento do vapor a temperaturas mais altas aumenta a eficiência térmica, pois a temperatura média com a qual o calor é adicionado aumenta, também causa diminuição da umidade do vapor na saída da turbina, no entanto a temperatura de entrada da turbina não pode passar de cerca de 620°C, essa limitação se deve ao material usado para a confecção da turbina (ÇENGEL & BOLES, 2013).

2. Aumentando a pressão na caldeira.

Outra forma de aumentar a temperatura média é aumentar a pressão de operação da caldeira, pois eleva automaticamente a temperatura de ebulição o que, por sua vez, eleva a temperatura média com a qual o calor é transferido para o vapor e, assim, eleva a eficiência térmica do ciclo (ÇENGEL & BOLES, 2013).

4. METODOLOGIA

Neste trabalho foi realizada a modelagem matemática dos equipamentos de uma central térmica de cogeração, baseada nos princípios termodinâmicos do processo. A análise baseada na transferência de calor em geradores de vapor é muito complexa, logo não será abordada.

O calor gerado pela combustão que ocorre nas fornalhas é passado em parte para a água, através do fluxo de calor superficial que percorre a caldeira. As superfícies que recebem radiação são os tubos de troca de calor nas paredes da fornalha. Em caldeiras aquatubulares, a troca de calor por convecção é atingida através do escoamento de gases que passam externamente aos feixes de tubos, a fim de aproveitar ao máximo a entalpia dos gases de combustão, estas não recebem radiação direta da chama (BIZZO, 2015).

4.1 EFICIÊNCIA DA CALDEIRA

A metodologia aplicada ao cálculo da eficiência da caldeira foi baseada no livro Geração Termelétrica, para calcular a eficiência térmica é necessário o conhecimento de parâmetros relativos à pressão, temperatura e vazão (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Na Fig. (8) é apresentado o esquema geral para a análise termodinâmica de uma caldeira com superaquecedor, são mostrados os volumes de controle que representam os módulos de troca de calor superaquecedor secundário, superaquecedor primário, evaporador e economizador. O volume de controle A representa a caldeira da Usina Boa Vista.

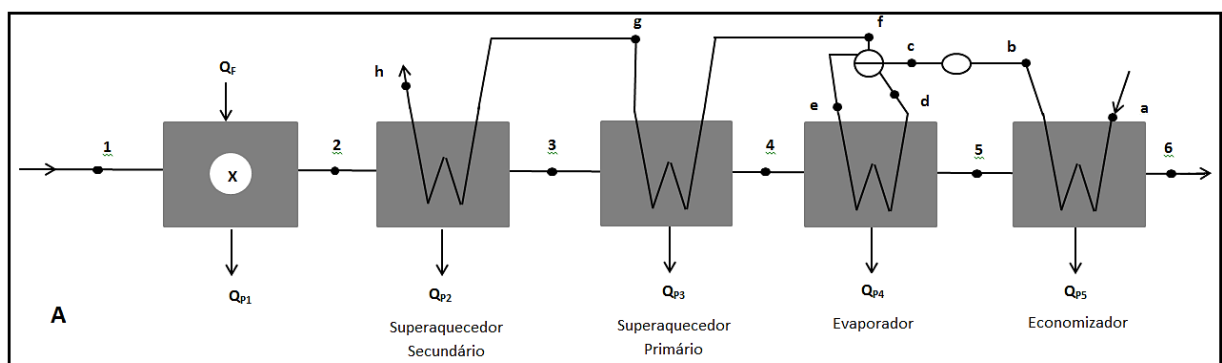


Figura 8. Esquema da caldeira aquatubular para produção de vapor da Usina Boa Vista Fonte própria.

Pela complexidade dos cálculos recorrentes aos fluxos de vapor saturado entre o evaporador e o tubulão superior e inferior, o esquema foi reduzido considerando o ponto b ao f da Fig. (8), para b ao c da Fig. (9).

Na Fig. (9) é apresentado o esquema geral e o perfil de temperaturas para a análise termodinâmica de uma caldeira aquatubular.

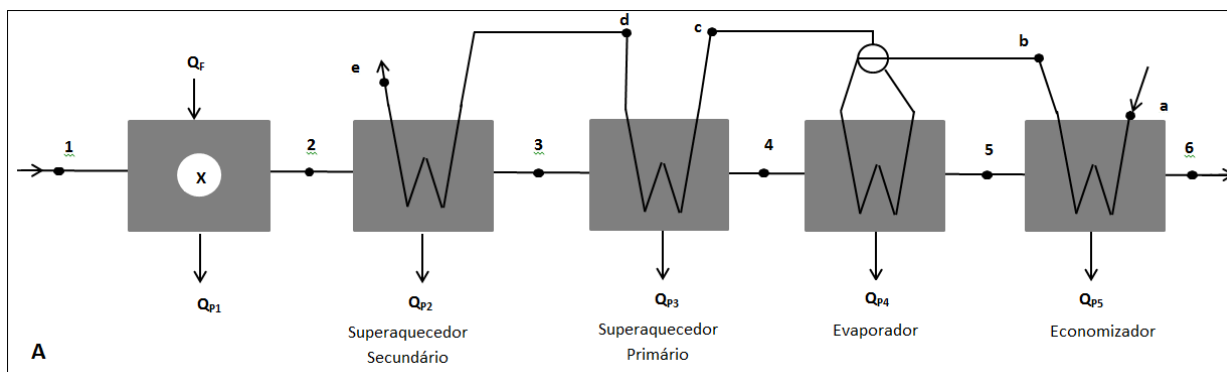


Figura 9. Esquema simplificado da caldeira aquatubular para produção de vapor da Usina Boa Vista. Fonte própria.

A descrição do processo será feita de acordo com informações disponibilizadas pela UBV. O ar entra na câmara de combustão com uso de ventiladores pneumáticos, antes passa pelo pré-ar de baixa e de alta onde é aquecido, de 25°C para 330°C, na câmara a temperatura de 330°C passa para 750°C (UBV, 2016).

Durante o processo de saída dos gases da câmara de combustão até o economizador, ocorre transferência de calor por convecção, o calor dos gases é transferido em parte para as tubulações onde há fluxo de água, vapor e vapor aquecido.

Primeiramente, o gás transfere calor para superaquecedor secundário gerando vapor superaquecido com parâmetros do ponto e; a temperatura do gás diminui desde 2 até 3. O superaquecedor primário gera vapor aquecido com parâmetros do ponto d; a temperatura do gás diminui desde 3 até 4. No evaporador ocorre mudança de fase desde c a b; a temperatura do gás diminui de 4 até 5. A água de alimentação é aquecida no economizador até a temperatura b; a temperatura do gás diminui de 5 até a temperatura de saída 6 (LORA & NASCIMENTO, 2004).

O fluxo de ar que entra na câmara de combustão e o percurso dos gases da combustão até a saída do economizador são mostrados na Fig. (3) que representa uma caldeira aquatubular modelo Monodrun ADM (CALDEMA, 2016).

A eficiência da caldeira é calculada de acordo com os princípios de conservação de massa e energia (LORA & NASCIMENTO, 2004).

Balanço de massa:

$$\sum \dot{m} = 0 \quad (12)$$

Para o gás:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_F = \dot{m}_2 \quad (13)$$

Para as seções da caldeira de recuperação, balanço de massa dos gases.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (14)$$

Balanço de massa para a entrada e saída do volume de controle.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_F = \dot{m}_6 \quad (15)$$

Pode se escrever o balanço de massa da água e do vapor para os diversos subsistemas como:

Para a água e vapor superaquecido, então:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_e \quad (16)$$

Ou seja,

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_c = \dot{m}_d = \dot{m}_e = \dot{m}_v \quad (17)$$

- Queimador

A Fig. (10) mostra um esquema representativo de um queimador de bagaço de cana.

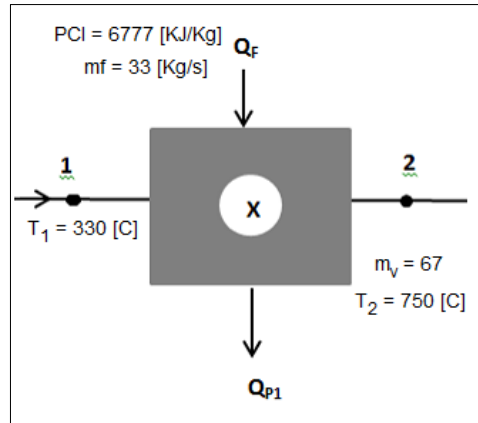


Figura 10. Simulação do queimador no software EES. Fonte própria.

Balanço de energia;

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_F - \dot{m}_2 h_2 - \dot{Q}_{P1} = 0 \quad (18)$$

$\dot{m}_1$: Vazão mássica de ar que entra na fornalha.

$\dot{m}_2$: Vazão mássica que sai do queimador

Calor fornecido na queima

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_F PCI \quad (19)$$

$\dot{m}_F$: Vazão mássica, o consumo de combustível.

PCI: Poder Calorifico Inferior.

$\dot{Q}_{P1}$: refere-se ao calor transferido ao meio ambiente.

Quadro 1. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o queimador.

Queimador	
$\dot{m}_F$	33 Kg/s
$\dot{m}_1$	120 Kg/s
$\dot{m}_2$	153 Kg/s
T_2	750 °C
T_1	330 °C
T_d	370 °C

T_e	510 °C
Pressão da caldeira- P_7	6570 KPa
PCI	6776,859 KJ/Kg
P_1	0,049 KPa
P_2	0,0588 KPa

Fonte: Usina Boa Vista adaptada, 2016.

Para efeito de simplificação geralmente assume-se o C_p como constante, no entanto, com o uso da ferramenta EES o C_p pode ser calculado para gases em diferentes temperaturas, assim os cálculos serão mais próximos da realidade.

- Superaquecedor secundário

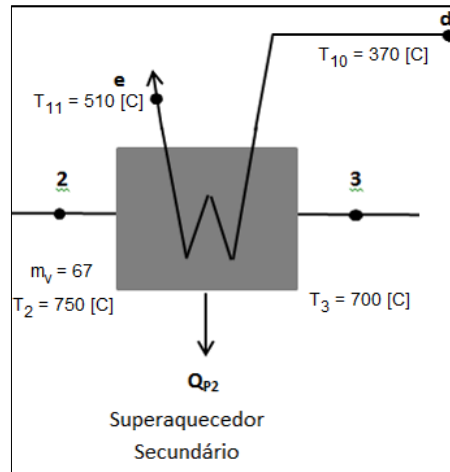


Figura 11. Simulação do Superaquecedor secundário em EES. Fonte própria.

Balanço de massa do vapor;

$$\dot{m}_d - \dot{m}_e = 0 \quad (20)$$

Balanço de energia;

$$\dot{Q}_{GSA2} - \dot{Q}_{VSA2} - \dot{Q}_{P2} = 0 \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{GSA2} = \dot{m}_2 C_p (T_2 - T_3) \text{ (KW)} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{VSA2} = \dot{m}_V (h_{Ve} - h_{Vd}) \text{ (KW)} \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{P2} = \dot{Q}_{GSa2} - \dot{Q}_{Vsa2} \text{ (KW)} \quad (24)$$

São os calores transferidos do gás $\dot{Q}_G$ à $\dot{Q}_V$ água.

$\dot{Q}_{GSa2}$ - Gases da combustão

$\dot{Q}_{Vsa2}$ - Vapor passando no Superaquecedor secundário

Quadro 2. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Superaquecedor Secundário.

Superaquecedor Secundário	
$\dot{m}_2$	153 Kg/s
$\dot{m}_V$	67 Kg/s
T_2	750 °C
T_3	700 °C
T_d	370 °C
T_e	510 °C
Pressão da caldeira- P_7	6570 KPa
P_2	0,0588 KPa
P_3	0,098 KPa

Fonte: Usina Boa Vista adaptada, 2016.

Quando $\dot{Q}_{P2} < 0$ ocorre transferência de energia para fora do sistema.

- Superaquecedor primário

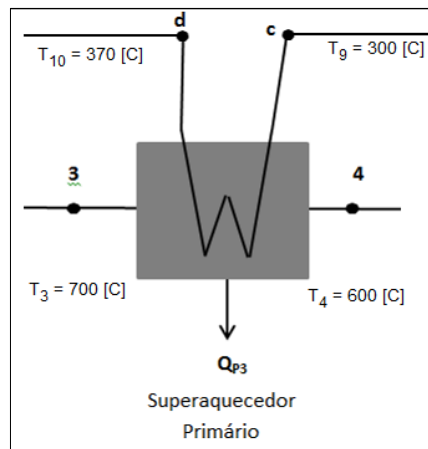


Figura 12. Simulação do Superaquecedor primário no software EES. Fonte própria.

Balanço de massa do vapor;

$$\dot{m}_c - \dot{m}_d = 0 \quad (25)$$

Balanço de energia;

$$\dot{Q}_{GSA1} - \dot{Q}_{VSA1} - \dot{Q}_{P3} = 0 \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{GSA1} = \dot{m}_3 \, C_p \, (T_3 - T_4) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{VSA1} = \dot{m}_V \, (h_{Vd} - h_{Vc}) \quad (28)$$

$$\dot{Q}_{P3} = \dot{Q}_{GSA1} - \dot{Q}_{VSA1} \quad (29)$$

$\dot{Q}_{GSA1}$ - Gases da combustão

$\dot{Q}_{VSA1}$ - Vapor passando pelo superaquecedor primário

Quadro 3. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Superaquecedor Primário.

Superaquecedor Primário	
$\dot{m}_3$	153 (Kg/s)
T_4	600 °C
T_3	700°C
$\dot{m}_V$	67 (Kg/s)
T_c	300 °C
T_d	370 °C
Pressão da caldeira- P_7	6570 KPa
P_4	0,147 KPa
P_3	0,098 KPa

Fonte: Usina Boa Vista adaptada, 2016.

- Evaporador

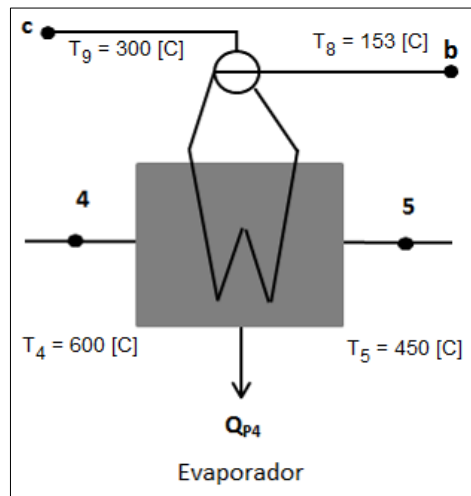


Figura 13. Simulação do Evaporador no software EES. Fonte própria.

Balanco de massa de água e do vapor;

$$\dot{m}_b - \dot{m}_c = 0 \quad (30)$$

Balanco de energia;

$$\dot{Q}_{GEV} - \dot{Q}_{VEV} - \dot{Q}_{P4} = 0 \quad (31)$$

$$\dot{Q}_{GEV} = \dot{m}_4 Cp (T_4 - T_5) \quad (32)$$

$$\dot{Q}_{VEV} = \dot{m}_V (h_{Vc} - h_{Vb}) \quad (33)$$

$$\dot{Q}_{P4} = \dot{Q}_{GEV} - \dot{Q}_{VEV} \quad (KW) \quad (34)$$

$\dot{Q}_{GEV}$ - Gases da combustão

$\dot{Q}_{VEV}$ - Vapor passando pelo evaporador

Quadro 4. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Evaporador.

Evaporador	
$\dot{m}_4$	153 (Kg/s)
T_4	600 °C
T_5	450 °C
$\dot{m}_V$	67 (Kg/s)
T_b	153 °C
T_c	300 °C
Pressão da caldeira- P_7	6570 KPa
P_4	0,147 KPa
P_5	0,245 KPa

Fonte: Usina Boa Vista adaptada, 2016.

- Economizador

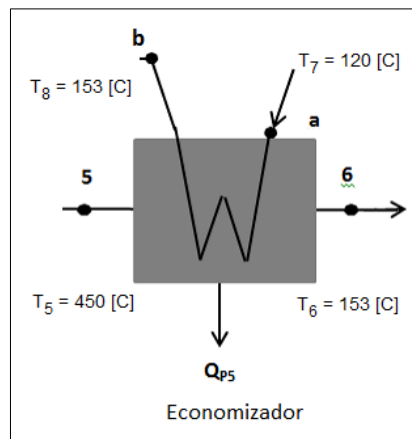


Figura 14. Simulação do Economizador em EES. Fonte própria.

Balanço de massa de água;

$$\dot{m}_b - \dot{m}_a = 0 \quad (35)$$

Balanço de energia;

$$\dot{Q}_{GEC} - \dot{Q}_{VEc} - \dot{Q}_{P5} = 0 \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{GEC} = \dot{m}_5 C_p (T_5 - T_6) \quad (37)$$

$$\dot{Q}_{VEc} = \dot{m}_V (h_{Vb} - h_{Va}) \quad (38)$$

$$\dot{Q}_{P5} = \dot{Q}_{GEc} - \dot{Q}_{VEc} \quad (39)$$

$\dot{Q}_{GEc}$ - Gases da combustão

$\dot{Q}_{VEc}$ - Vapor passando pelo economizador

Quadro 5. Dados fornecidos pela Usina Boa Vista, para o Economizador.

Economizador	
$\dot{m}_5$	153 Kg/s
T_5	450 °C
T_6	153 °C
$\dot{m}_V$	67 Kg/s
T_b	153 °C
T_a	120 °C
Pressão da caldeira- P_7	6570 KPa
P_6	1,666 KPa
P_5	0,245 KPa

Fonte: Usina Boa Vista adaptada, 2016.

Eficiência da caldeira:

$$E_f = \frac{\dot{m}_{vapor} * (h_{\acute{a}gua} - h_{vapor\ sup})}{(\dot{m}_{combustível} * PCI)} * 100 \quad (\%) \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{cal} = \dot{m}_{vapor} * (h_{\acute{a}gua} - h_{vapor\ sup}) \quad (41)$$

$\dot{Q}_{cald}$: taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho na caldeira, ou seja, a taxa de energia transferida pelo combustível para o fluido de trabalho no gerador de vapor.

$\dot{m}_{combustível}$: vazão mássica do combustível utilizado

PCI: poder calorífico inferior.

Calor total transferido ao meio ambiente.

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_{P1} + \dot{Q}_{P2} + \dot{Q}_{P3} + \dot{Q}_{P4} + \dot{Q}_{P5} \quad (KW) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{Q}_F - \dot{Q}_P \text{ (KW)} \quad (43)$$

$\dot{Q}_{ent}$: Calor transferido ao vapor, esse calor será usado na modelagem do ciclo Rankine (LORA & NASCIMENTO, 2004).

4.1 CICLO RANKINE REGENERATIVO

Para analisar o ciclo Rankine Regenerativo foram feitas variações em seu processo, a fim de encontrar a maior eficiência térmica para o ciclo da Usina Boa Vista.

4.2.1 1º Caso: Extração

Considera-se que a extração da turbina está habilitada, com vazão mássica de 5,6 Kg/s, o vapor da extração segue para a turbo-bomba onde gera trabalho, a principal função é diminuir o uso de energia elétrica usada no transporte da água contida no desaerador, nessa seção iremos tratar o mesmo como Aquecedor de Água de Alimentação Aberto (AAA), a água que sai do AAA é a que segue para a caldeira, denominada água de alimentação, esta é transportada por meio de 2 moto-bombas e 1 turbo-bomba.

No ciclo Rankine foi feita uma aproximação, usou-se apenas uma bomba que considera as características, como pressão, temperatura, vazão e volume específico das 2 moto-bombas.

Foi feito um ciclo simplificado para representar os processos da UBV. A figura a seguir mostra os estados e os principais componentes para o processo de geração. Este modelo simplificado pode ser considerado como um Ciclo Rankine com Regeneração, a regeneração foi caracterizada como o fato de a água de alimentação ser aquecida na AAA aberto, por troca de calor com o vapor condensado que vem da Unidade de Processamento Térmico (UPT). No mesmo ciclo foi representada a extração na turbina, o vapor é retirando antes da sua expansão completa, este apresenta temperatura maior que o vapor de escape, o vapor é usado na indústria, também foi representada o uso de uma válvula que permite a expansão do vapor para que seja encaminhado para a UPT.

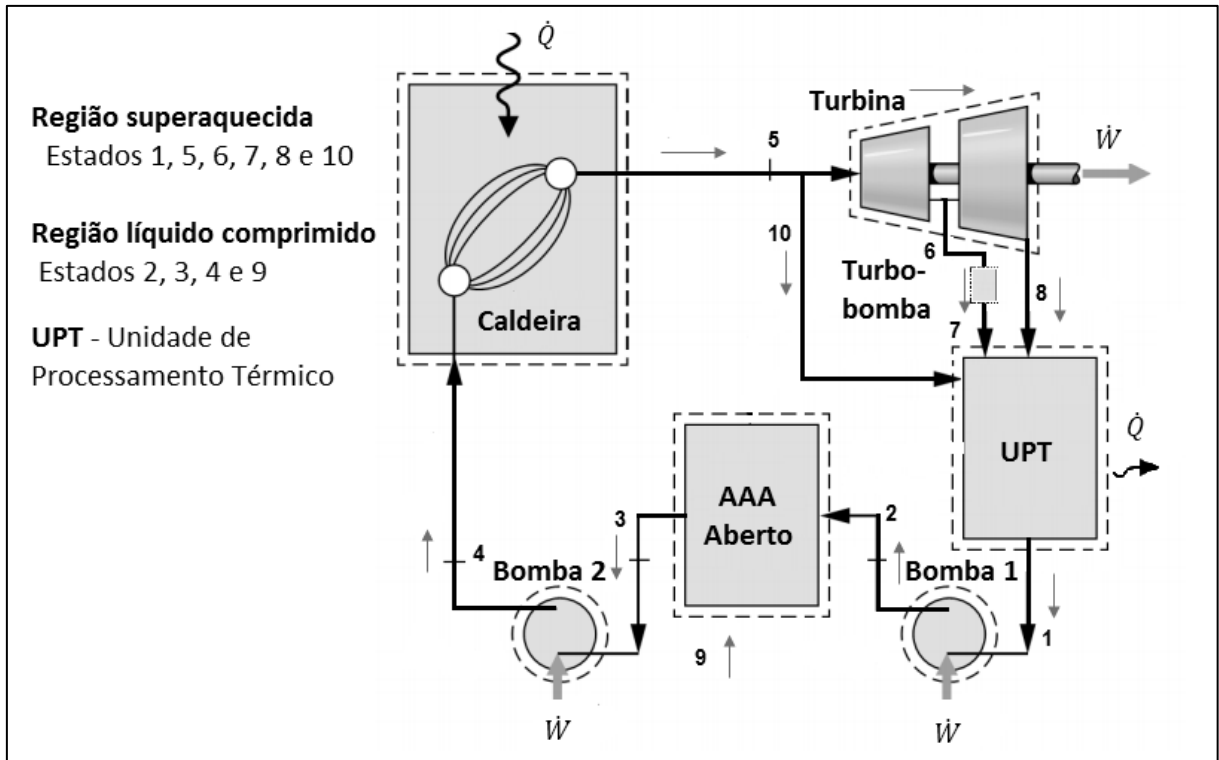


Figura 15. Apresenta o Ciclo Rankine com Regeneração e seus estados. Fonte: (MORAN & SHAPIRO, 2006) adaptado.

Em todos os casos as equações usadas para medir o trabalho realizado e a potência das bombas são iguais, tanto para o transporte do líquido condensado como para a água de alimentação da caldeira. Logo, será representada apenas no primeiro caso (ÇENGEL & BOLES, 2013).

As equações mostradas a seguir foram demonstradas no capítulo 2, porem para cada caso há variação em seus índices conforme as mudanças ocorrem, assim equações foram descritas para modelar o ciclo.

Trabalho realizado pela bomba 2 de alimentação:

$$W_{b2e} = v_3(P_4 - P_3) \quad (44)$$

v_3 : volume específico na saída do AAA aberto;

P_3 : pressão na entrada da bomba 2;

P_4 : pressão na saída da bomba 2;

Potência requerida para realização de trabalho na bomba 2.

$$\dot{W}_{b2} = \dot{m}_3 (W_{b2e}) \quad (45)$$

$\dot{m}_3$: vazão mássica no estado 3, soma da vazão vinda da UPT e da água desmineralizada adicionada ao processo;

Trabalho realizado pela bomba 1 que transporta o condensado da Unidade de Tratamento Térmico para AAA:

$$W_{b1e} = v_1(P_2 - P_1) \quad (46)$$

v_1 : volume específico na saída da UPT;

P_1 : pressão na entrada da bomba 1;

P_2 : pressão na saída da bomba 1;

Potência requerida para realização de trabalho na bomba 1

$$\dot{W}_{b1} = \dot{m}_1(W_{b1e}) \quad (47)$$

$\dot{m}_1$: vazão mássica no estado 1, vazão na saída da UPT;

Potência produzida na turbo-bomba com passagem do vapor de extração.

$$\dot{W}_{t_b} = \dot{m}_6(h_6 - h_7) \quad (48)$$

$\dot{m}_6$: vazão mássica do vapor de extração;

h_6 : entalpia no estado 6;

h_7 : entalpia no estado 7;

Potência produzida na turbina com passagem do vapor de escape.

$$\dot{W}_t = (h_5 - h_6) + \dot{m}_8(h_6 - h_8) \quad (49)$$

$\dot{m}_8$: vazão mássica do vapor de escape;

h_5 : entalpia no estado 5;

h_6 : entalpia no estado 6;

h_8 : entalpia no estado 8;

O vapor de extração que passa pela turbo-bomba segue para a UPT, com menor pressão e temperatura. Na UPT entra o vapor de escape, que é expandido na turbina e o vapor de extração, esse vapor é condensado como descrito anteriormente. A taxa com qual o calor do processo é fornecido:

$$\dot{Q}_{p_ext} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_1 h_1 \quad (50)$$

$\dot{m}_1$: vazão mássica do vapor condensado que sai da UPT;

$\dot{m}_7$: vazão mássica do vapor que passa pela turbo-bomba;

$\dot{m}_8$: vazão mássica do vapor de escape;

h_1 : entalpia no estado 1;

h_7 : entalpia no estado 7;

h_8 : entalpia no estado 8;

Trabalho líquido é o trabalho produzido pelas unidades turbina e turbo-bomba menos o consumo das bombas de alimentação e de condensado.

$$\dot{W}_{lq_ext} = \dot{W}_{t_b} + \dot{W}_t - (\dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2}) \quad (51)$$

$\dot{W}_{t_b}$: potência produzida na turbo-bomba;

$\dot{W}_t$: potência produzida na turbina;

$\dot{W}_{b1}$: Potência requerida para realização de trabalho na bomba 1;

$\dot{W}_{b2}$: Potência requerida para realização de trabalho na bomba 2;

Calor transferido ao vapor, cálculo realizado separadamente para a caldeira com a Eq. (43).

Fator de utilização mostra a porcentagem da energia usada em uma finalidade útil.

$$E_{ext} = \left(\frac{(\dot{W}_{liq_ext} + \dot{Q}_{p_ext})}{\dot{Q}_{ent}} \right) * 100 \quad (52)$$

$\dot{W}_{liq_ext}$: trabalho líquido;

$\dot{Q}_{p_ext}$: taxa com qual o calor do processo é fornecido;

$\dot{Q}_{ent}$: calor transferido ao vapor;

Eficiência do ciclo Rankine

$$n_{t_ext} = \left(\frac{\dot{W}_{liq_ext}}{\dot{Q}_{cal}} \right) * 100 \quad (53)$$

4.2.2 2º Caso: Válvula

Considera-se que o vapor superaquecido com vazão mássica de 67 Kg/s sai da caldeira e passa por uma válvula onde é direcionada para a UPT, neste caso não há vapor de extração e nem vapor de escape.

A taxa máxima com qual o calor do processo pode ser fornecido, é atingida quando todo o vapor que sai da caldeira é enviado para a UPT e nenhum para a turbina.

$$\dot{Q}_{p_máx} = \dot{m}_5(h_{10} - h_1) \quad (54)$$

$\dot{m}_5$: vazão mássica de vapor superaquecido que sai da caldeira;

h_{10} : entalpia da válvula;

h_1 : entalpia do condensado;

Fator de utilização quando é usada a válvula, mostra a porcentagem da energia usada em uma finalidade útil.

$$E_{vál} = \left(\frac{\dot{Q}_{p_máx} - \dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b2}}{\dot{Q}_{ent}} \right) * 100 \quad (55)$$

Eficiência térmica do ciclo, não há produção de trabalho apenas consumo elétrico nas bombas.

$$n_{t_val} = \left(1 - \left(\frac{\dot{Q}_{p_m\acute{a}x}}{\dot{Q}_{ent}} \right) \right) * 100 \quad (56)$$

É natural que a eficiência nesse ponto seja alta, pois o $\dot{Q}_{p_m\acute{a}x}$ não é descartado como no condensador, é usado na UPT.

4.2.3 3º caso: Turbina

Considera-se que o vapor superaquecido com vazão mássica de 67 Kg/s sai da caldeira e é direcionado para a turbina, neste caso não há vapor de extração somente vapor de escape.

Potência produzida na turbina com passagem do vapor.

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_5(h_5 - h_8) \quad (57)$$

$\dot{m}_5$: vazão mássica do vapor superaquecido que sai da caldeira;

h_5 : entalpia no estado 5;

h_8 : entalpia no estado 8;

Trabalho líquido é o trabalho produzido pela turbina menos o consumo das bombas de alimentação e de condensado.

$$\dot{W}_{liq_sai} = \dot{W}_{turb} - (\dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2}) \quad (58)$$

Taxa com a qual o calor do processo é fornecido

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_1(h_1 - h_8) \quad (59)$$

Fator de utilização mostra a porcentagem da energia usada em uma finalidade útil.

$$E = \left(\frac{(\dot{W}_{liq_sai} + \dot{Q}_p)}{\dot{Q}_{ent}} \right) * 100 \quad (60)$$

$\dot{Q}_{ent}$: calor transferido ao vapor;

Eficiência da turbina

$$n_{turb} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{turb_s}} * 100 \quad (\%) \quad (61)$$

Eficiência da bomba

$$n_{bomb} = \frac{\dot{W}_{bomb_s}}{\dot{W}_b} * 100 \quad (\%) \quad (62)$$

Eficiência do ciclo Rankine:

$$n_t = \left(\frac{\dot{W}_{liq_sai}}{\dot{Q}_{cal}} \right) * 100 \quad (63)$$

4.3 CICLO RANKINE COM REGENERAÇÃO E COM REAQUECIMENTO

Considera-se que a extração da turbina está habilitada, com vazão mássica de 5,6 Kg/s, nesse caso o vapor da extração retorna a caldeira para ser reaquecido e posteriormente é injetado novamente na turbina, nesse ciclo não foi considerado o uso da turbo-bomba logo não teremos o trabalho adicional somado ao da turbina.

Foi feito um ciclo simplificado para representar os processos da UBV e adicionado variáveis aproximadas para a análise do reaquecimento, a figura a seguir mostra os estados e os principais componentes para o processo de geração, este modelo simplificado pode ser considerado como um Ciclo Rankine com Regeneração e Reaquecimento, o reaquecimento deve-se ao fato de que o vapor extraído na turbina antes da sua expansão completa retorna a caldeira para ser reaquecido no superaquecedor.

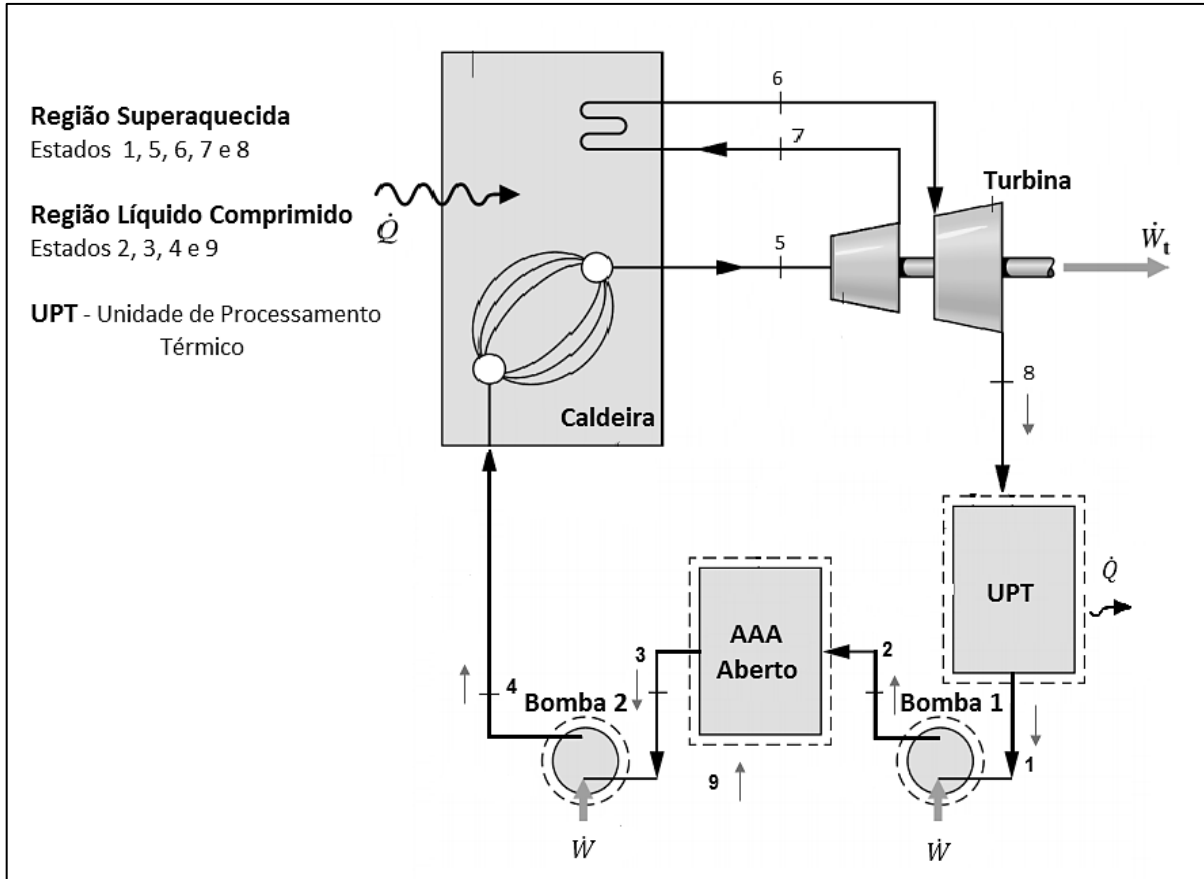


Figura 16. Apresenta o Ciclo Rankine com Regeneração e reaquecimento. Fonte (MORAN & SHAPIRO, 2006) adaptado.

Potência produzida na turbina com passagem do vapor de escape.

$$\dot{W}_{turb_r} = \dot{m}_5(h_5 - h_6) + \dot{m}_6(h_6 - h_7) + \dot{m}_8(h_7 - h_8) \quad (64)$$

$\dot{m}_8$: vazão mássica do vapor de escape;

h_5 : entalpia no estado 5;

h_8 : entalpia no estado 8;

Trabalho líquido é o trabalho produzido pela turbina menos o consumo das bombas de alimentação e de condensado.

$$\dot{W}_{liq_sal_r} = \dot{W}_{turb_r} - (\dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2}) \quad (65)$$

O calor é transferido ao vapor duas vezes, na primeira vez considera-se o calor transferido referente aos cálculos da eficiência da caldeira na segunda vez é feito o reaquecimento do vapor que foi extraído da turbina nos primeiros estágios.

Calor transferido total, considerando também o calor para o reaquecimento tem-se a formulação para a UPT.

Sendo que o cálculo para $\dot{Q}_{ent}$ foi demonstrado anteriormente na eficiência da caldeira pela Eq. (43).

$$\dot{Q}_{ent_r} = \dot{m}_5(h_5 - h_4) + \dot{m}_6(h_7 - h_6) \text{ (KW)} \quad (66)$$

$$\dot{Q}_{ent_r} = \dot{Q}_{ent} + \dot{m}_6(h_7 - h_6) \text{ (KW)} \quad (67)$$

$$\dot{Q}_{ent_r} = 183551 + \dot{m}_6(h_7 - h_6) \text{ (KW)} \quad (68)$$

$\dot{m}_6$: vazão mássica do vapor de extração;

h_6 : entalpia no estado 6;

h_7 : entalpia no estado 7;

A taxa com qual o calor do processo é fornecido, pode ser calculado de duas formas.

$$\dot{Q}_{sal_r} = \dot{m}_8(h_8 - h_1) \text{ (KW)} \quad (69)$$

$$\dot{Q}_{p_r} = \dot{m}_1(h_1 - h_8) \text{ (KW)} \quad (70)$$

$\dot{m}_1$: vazão mássica do líquido saturado que sai da UPT;

$\dot{m}_8$: vazão mássica do vapor de escape que entra na UPT;

h_1 : entalpia no estado 1;

h_8 : entalpia no estado 8;

Fator de utilização mostra a porcentagem da energia usada em uma finalidade útil.

$$E_r = \left(\frac{\dot{W}_{liq_sai_r}}{\dot{Q}_{ent_r}} \right) * 100 \quad (71)$$

Eficiência do ciclo Rankine

$$n_{t_r} = \left(\frac{\dot{W}_{liq_sai_r}}{\dot{Q}_{cal}} \right) * 100 \quad (72)$$

4.4 MODELAGEM

O desenvolvimento da análise do potencial de cogeração na usina de será realizado com o EES (*Engineering Equation Solver*). Este programa foi desenvolvido por Klein e Alvarado, da empresa *F-Chart Software*. Possui uma série de propriedades termodinâmicas disponíveis de várias substâncias, como pressão, volume específico, entalpia, temperatura, título, entropia, entre outras. O software tem a capacidade de resolver sistemas de equações não lineares, não importando como as equações são adicionadas ao modelo, o usuário deve inserir as equações que descrevem o problema e modela-lo, podendo então obter o valor de variáveis que não eram conhecidas (CERANTO, SILVA, SANTOS, & ALVES, 2012). Para que a resolução seja possível, deve-se conhecer o número suficiente de condições de contorno do problema e identificar as variáveis e qual a sua importância dentro do caso estudado (GALLEGO & FARIA, 2001).

A utilização do EES permite rápida modelagem de sistemas térmicos, segundo Ceranto, Silva, Santos e Alves (2012) tem se mostrado viável para o projeto de novas plantas, bem como para o projeto de implementação de melhorias em novas plantas, possibilita a verificação de algumas variáveis do problema que variam em função da mudança de outras.

Em busca de maior precisão das propriedades termodinâmicas para a substância água, utilizasse o termo científico, emitido pela Associação Internacional para as propriedades da água e do vapor (*IAPWS*), logo o vapor considerado neste trabalho é o *Steam_IAPWS*, fornece correlação e resultados precisos para temperaturas entre 273,15 K e 1273,15 K a pressões de até 1000 MPa. O *Steam* também fornece propriedades do vapor, mas usa correlações menos precisas que requerem muito menos esforço computacional (FCHART, 2016).

4. RESULTADOS

5.1 EFICIÊNCIA DA CALDEIRA

A eficiência da caldeira foi calculada de acordo com os cálculos demonstrados no capítulo 4, usando o software EES, a Fig. (17) mostra os resultados obtidos, neste a eficiência da caldeira é de 87,85% essa eficiência foi calculada com a caldeira trabalhando normalmente a pressão de 6670 KPa e também mostra os calores transferidos do gás $\dot{Q}_G$ à $\dot{Q}_P$ água, o calor transferido ao meio ambiente $\dot{Q}_P$, e o calor fornecido na queima $\dot{Q}_F$. A Fig. (18) mostra os resultados no esquema simplificado da caldeira.

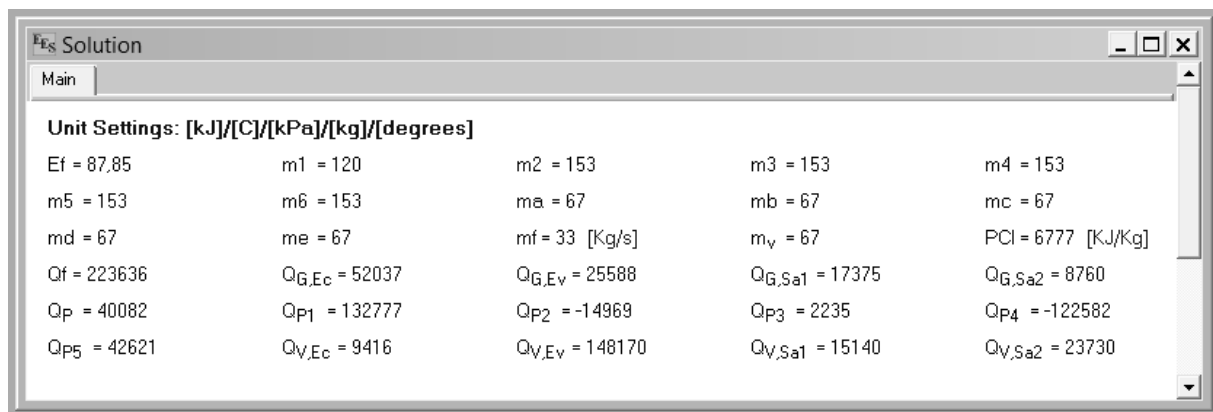


Figura 17. Resultado da simulação realizada no software EES para a caldeira. Fonte própria.

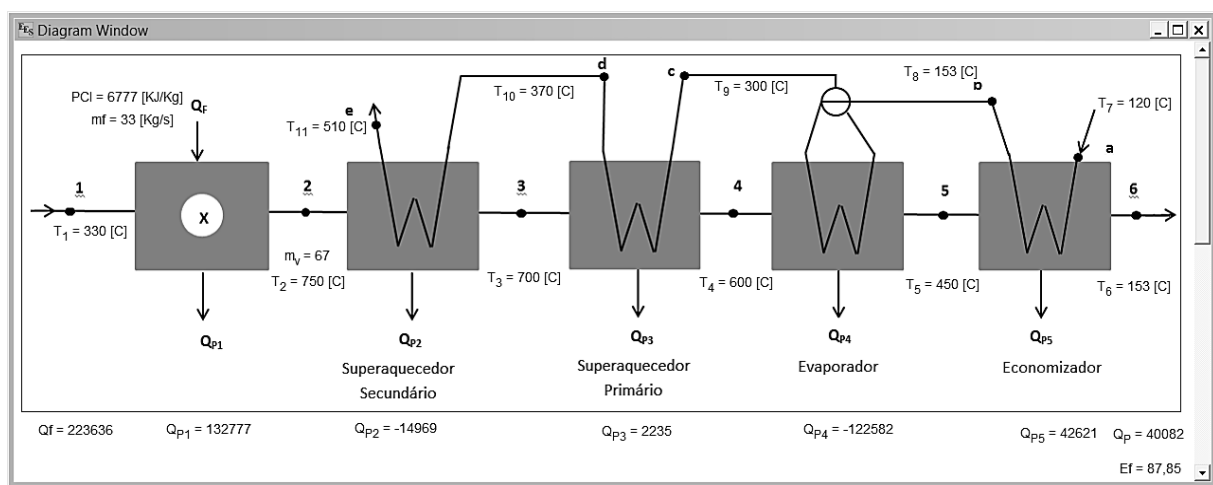


Figura 18. Resultados no esquema simplificado da caldeira. Fonte própria.

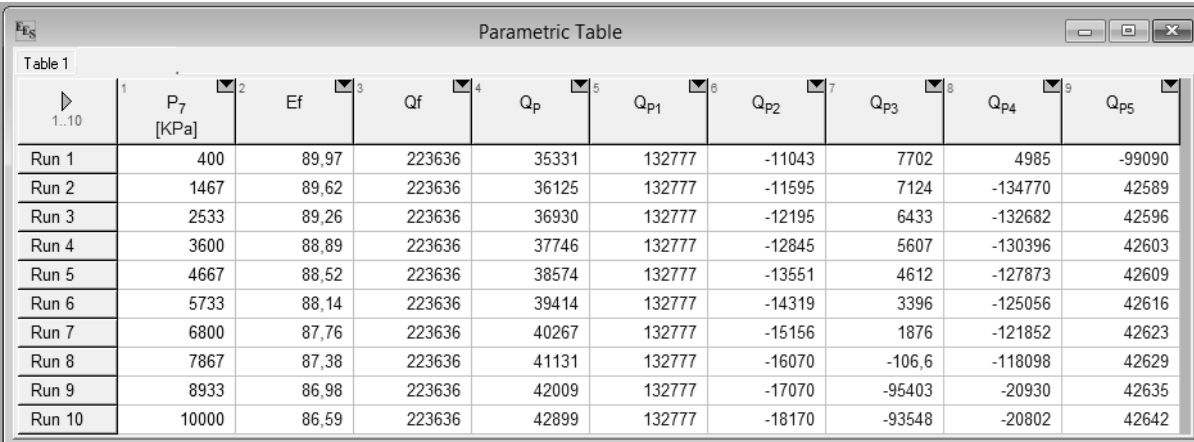
De acordo com o livro de termodinâmica a eficiência do ciclo Rankine pode ser aumentada variando alguns parâmetros de operação.

1- Aumentando a pressão na caldeira.

Aumentar a pressão de operação da caldeira eleva automaticamente a temperatura de ebulição o que, por sua vez, eleva a temperatura média com a qual o calor é transferido para o vapor e, assim, eleva a eficiência térmica do ciclo Rankine (ÇENGEL & BOLES, 2013).

Variando a pressão da caldeira:

A Fig. (19) mostra resultados da simulação variando a pressão de operação da caldeira para 10 interações, a pressão varia de 400 KPa à 10000 KPa, observa-se que a partir da pressão 1120 KPa a eficiência da caldeira começa a decrescer, esse resultado era esperado visto que a eficiência da caldeira é calculada considerando o consumo de combustível, ou seja, quando se aumenta a pressão eleva automaticamente a temperatura de ebulição, o que por sua vez eleva a temperatura média a qual o calor é transferido para o vapor, logo requer maior quantidade de combustível para aquecer o líquido.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	P ₇ [KPa]	Ef	Q _f	Q _p	Q _{p1}	Q _{p2}	Q _{p3}	Q _{p4}	Q _{p5}
Run 1	400	89,97	223636	35331	132777	-11043	7702	4985	-99090
Run 2	1467	89,62	223636	36125	132777	-11595	7124	-134770	42589
Run 3	2533	89,26	223636	36930	132777	-12195	6433	-132682	42596
Run 4	3600	88,89	223636	37746	132777	-12845	5607	-130396	42603
Run 5	4667	88,52	223636	38574	132777	-13551	4612	-127873	42609
Run 6	5733	88,14	223636	39414	132777	-14319	3396	-125056	42616
Run 7	6800	87,76	223636	40267	132777	-15156	1876	-121852	42623
Run 8	7867	87,38	223636	41131	132777	-16070	-106,6	-118098	42629
Run 9	8933	86,98	223636	42009	132777	-17070	-95403	-20930	42635
Run 10	10000	86,59	223636	42899	132777	-18170	-93548	-20802	42642

Figura 19. Resultados da simulação variando a pressão de operação da caldeira. Fonte própria.

5.2 CICLO RANKINE REGENERATIVO

5.2.1 1º caso: Extração

A Fig. (20) foi gerada no software EES e exibe os resultados das equações que modelam o ciclo Rankine com regeneração, através dos dados de entrada e ferramentas computacionais do próprio programa.

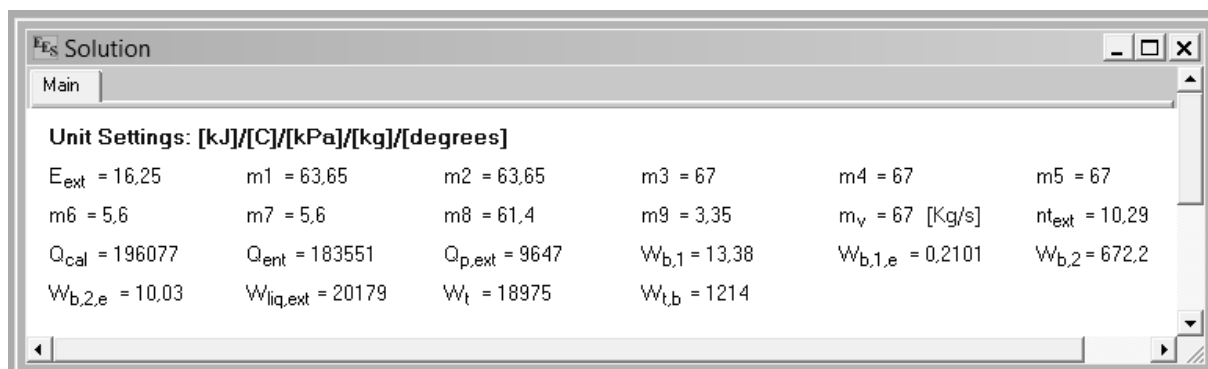


Figura 20. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração, considerando extração da turbina habilitada (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

Taxa do Trabalho produzindo na turbina, usando a Eq. (49).

$$\dot{W}_t = 18975 \text{ KW}$$

Taxa do Trabalho produzindo na turbo-bomba, usando a Eq. (48).

$$\dot{W}_{t,b} = 1214 \text{ KW}$$

Taxa do Trabalho líquido pode ser entendido como a taxa do trabalho final produzido, este é convertido em energia elétrica no Gerador, usando a Eq.(51);

$$\dot{W}_{liq_{ext}} = 20179 \text{ KW}$$

Taxa de calor que entra no ciclo representa o quanto de calor é transferido para o vapor, está relacionado ao consumo de combustível e as características da caldeira.

Usando a Eq.(43):

$$\dot{Q}_{ent} = 183551 \text{ KW}$$

Fator de utilização: usando a Eq.(52):

$$E_{ext} = 16,25 \%$$

Logo, de todo o calor transferido para o vapor 16,25 % é usado como calor útil, gerando trabalho na turbina, turbo-bomba e calor para o processo.

Eficiência do ciclo Rankine, usando a Eq.(53):

$$n_{t_ext} = 10,29 \%$$

A Fig.(21) apresenta o esquema do ciclo Rankine com regeneração e seus estados, em cada estado são revelados a pressão, temperatura e vazão mássica, também são mostradas onde ocorre trabalho entrada ou saída de calor.

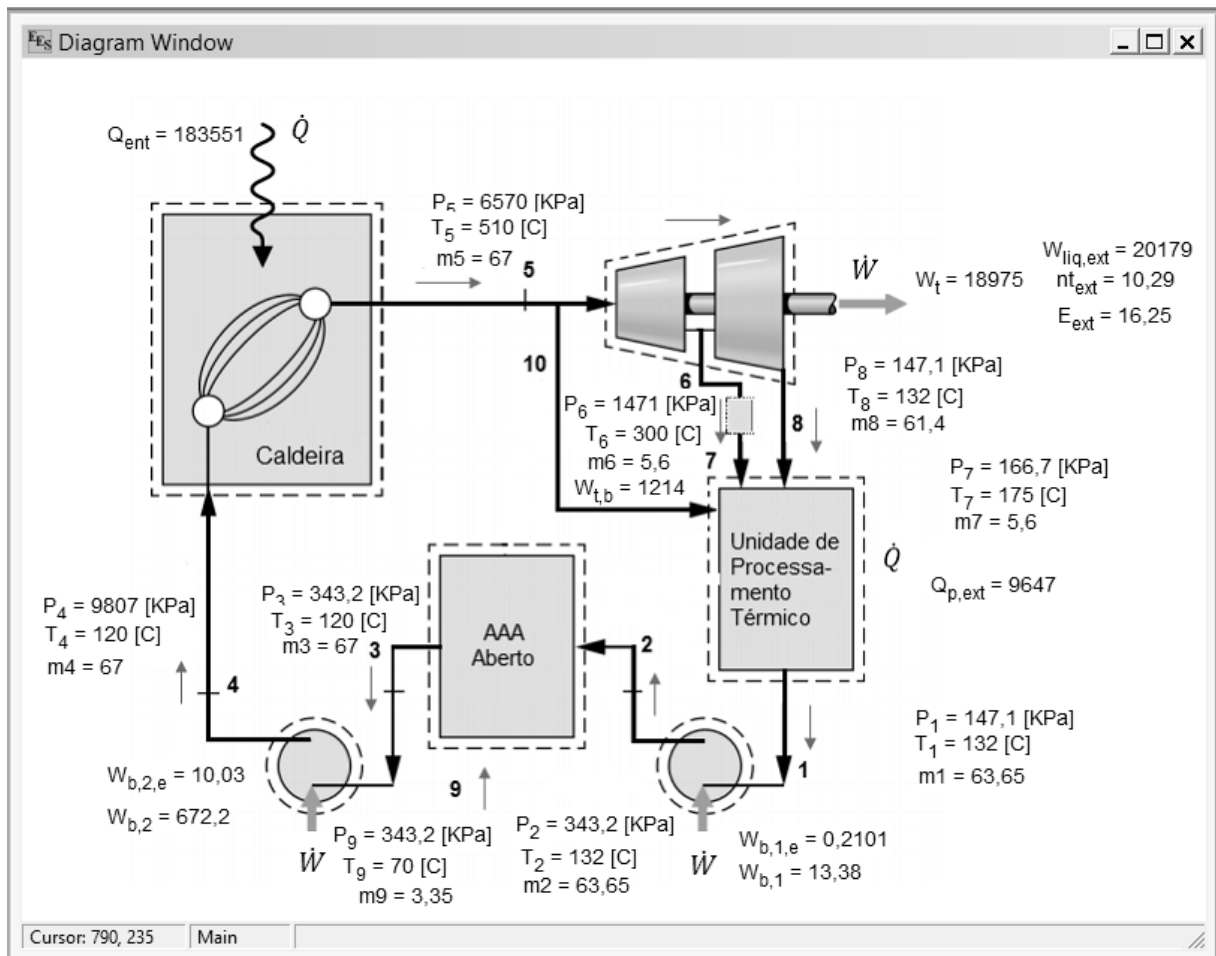


Figura 21. Esquema ciclo Rankine com regeneração e resultados, considerando extração da turbina habilitada (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

Foram gerados gráficos T-s com intuito de comparar os estados termodinâmicos do caso real com o caso ideal. De acordo com literatura apresentada no livro de Termodinâmica (ÇENGEL & BOLES, 2013) os estados 5, 6 e 8 deveriam ter entropias iguais, no entanto o ciclo da UBV é um ciclo real e apresenta características parecidas, mas não idênticas a um ciclo ideal aqui apresenta variação de cerca de 0,1. A região à direita da linha de vapor

saturado seco é a região de vapor superaquecido, nesta região estão os estados 5, 6 e 7. O vapor no estado 5 é indicado para o uso em turbinas por estar em alta temperatura e assim não possuem gotículas de água.

Os pontos 1 e 8 têm temperaturas e pressões iguais e são representados no diagrama como um mesmo ponto, os pontos 2, 3 e 4 é a região de líquido comprimido. A região compreendida entre a linha de vapor saturado (estado 1) e a linha de líquido saturado (estado 2) é a região de vapor úmido, nesses estágios é empregado o uso de bombas para o transporte de líquidos.

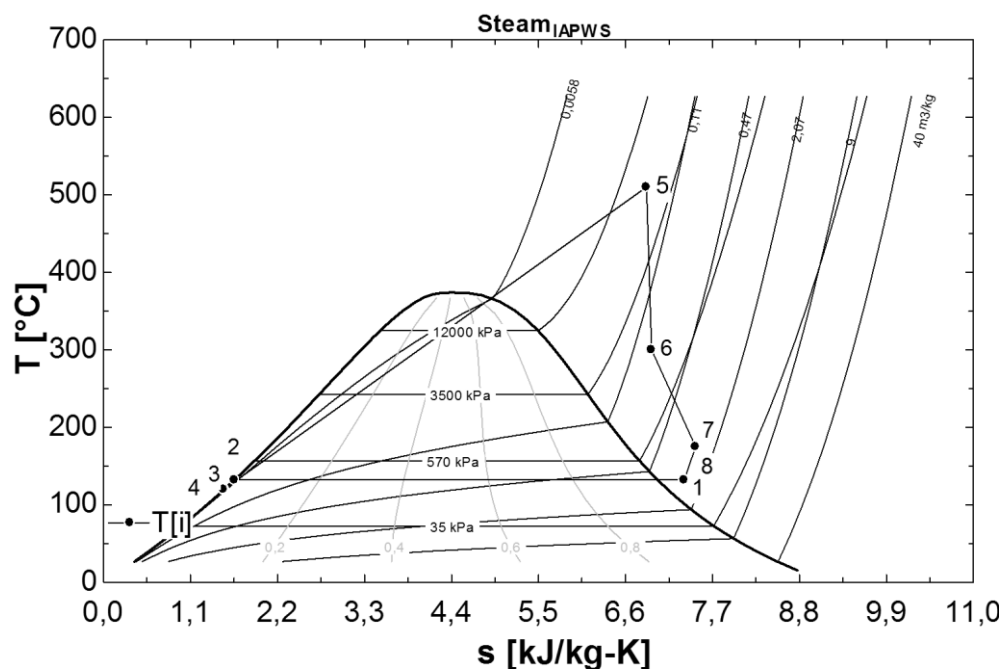


Figura 22. Diagrama T-s do Ciclo Rankine com regeneração considerando extração da turbina habilitada (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

5.2.2 2º caso: Válvula

A Fig. (23) foi gerada no software EES e exibe os resultados das equações que modelam o ciclo Rankine com regeneração, através dos dados de entrada e ferramentas computacionais do próprio programa.

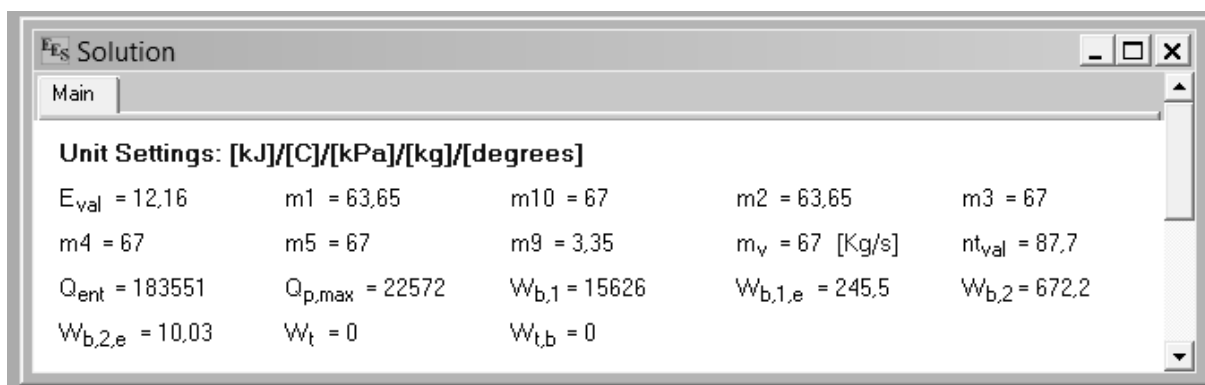


Figura 23. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração, considerando que o vapor passa pela válvula de expansão (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

Taxa máxima com a qual o calor do processo pode ser fornecido, usando a Eq.(54):

$$\dot{Q}_{p,m\acute{a}x} = 22572 \text{ KW}$$

Fator de utilização quando é usada a válvula, usando a Eq.(55):

$$E_{v\acute{a}l} = 12,16\%$$

Logo, de todo o calor transferido para o vapor 12,16 % é usado como calor útil, gerando o calor para o processo.

Taxa de calor que entra no ciclo representa o quanto de taxa calor é transferido para o vapor, está relacionado ao consumo de combustível e as características da caldeira. Usando a Eq.(43):

$$\dot{Q}_{ent} = 183551 \text{ KW}$$

Eficiência térmica do ciclo, usando a Eq.(56):

$$n_{t, val} = 87,7\%$$

Ou seja, a usina converte 87,77% do calor que recebe na caldeira em trabalho útil que é usado na UPT, não produz energia elétrica.

A Fig.(24) apresenta o esquema do ciclo Rankine com regeneração e seus estados, em cada estado são revelados a pressão, temperatura e vazão mássica, também são mostradas onde ocorre trabalho entrada ou saída de calor.

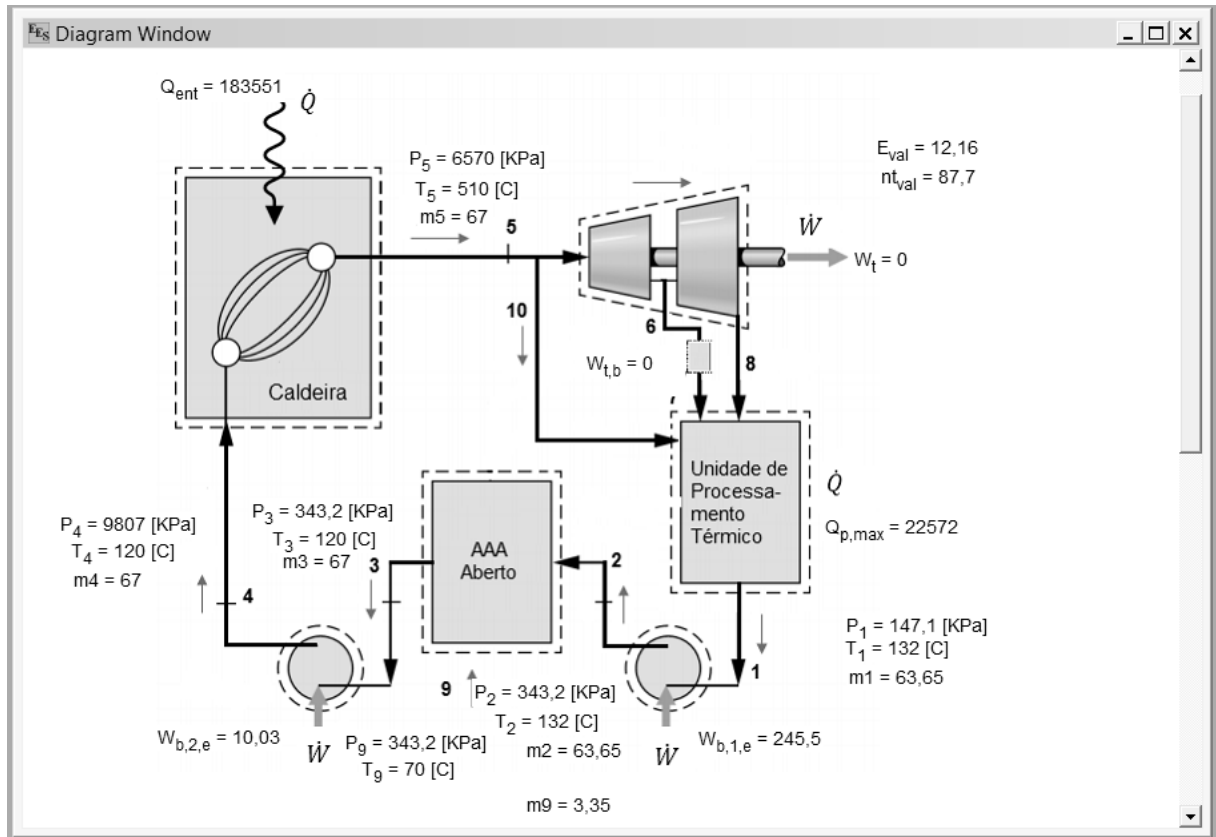


Figura 24. Esquema ciclo Rankine com regeneração e resultados, considerando expansão do vapor superaquecido na válvula (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

A Fig. (25) mostra os resultados entalpia, entropia e volume específico para cada estado foram calculados de acordo com a pressão e temperatura de cada estado. O Diagrama T-s do ciclo Rankine com regeneração não foi exposto por não apresentar relevância na análise já que não foram considerados os pontos 6,7 e 8.

Arrays Table					
Sort	1 h_i	2 P_i [KPa]	3 s_i	4 T_i [C]	5 v_i
[1]	2736	147,1	7,342	132	1,252
[2]	2982	343,2	1,656	132	0,001072
[3]	503,9	343,2	1,528	120	0,00106
[4]	513,9	9807	1,519	120	0,001055
[5]	3440	6570	6,865	510	0,05232
[6]					
[7]					
[8]					
[9]	293,3	343,2	0,9549	70	0,001023
[10]	3073	147,1	8,038	300	1,792

Figura 25. Resultados de entalpia, entropia e volume específico, considerando expansão do vapor superaquecido na válvula (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

5.2.3 3º caso: Turbina

A Fig. (26) foi gerada no software EES e exibe os resultados das equações que modelam o ciclo Rankine com regeneração, através dos dados de entrada e ferramentas computacionais do próprio programa.

EES Solution					
Main					
Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]					
E = 25,33	m1 = 63,65	m2 = 63,65	m3 = 67	m4 = 67	m5 = 67
m6 = 5,6	m7 = 5,6	m8 = 67	m9 = 3,35	m _v = 67 [Kg/s]	nt = 23,71
n _{turb} = 79,5	Q _{cal} = 196049	Q _{ent} = 183551	Q _p = 0	W _{b,1} = 13,38	W _{b,1,e} = 0,2101
W _{b,2} = 668,9	W _{b,2,e} = 9,984	W _{liq,sai} = 46485	W _{turb} = 47167		

Figura 26. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração, considerando que o vapor passa somente pela turbina (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

Potência produzida na turbina com passagem do vapor, usando a Eq. (57).

$$\dot{W}_{turb} = 47167 \text{ KW}$$

Trabalho líquido é o trabalho produzido pela turbina menos o consumo das bombas de alimentação e de condensado, a partir da Eq. (58).

$$\dot{w}_{liq_sai} = 46485 \text{ KW}$$

Taxa com a qual o calor do processo é fornecido, dada pela Eq. (59).

$$\dot{Q}_p = 0 \text{ KW}$$

Fator de utilização mostra a porcentagem da energia usada em uma finalidade útil, usando a Eq. (60).

$$E = 25,33 \%$$

Eficiência da caldeira, dada pela Eq. (40).

$$n_{cal} = 87,85 \%$$

Eficiência da turbina, dada pela Eq. (10).

$$n_{turb} = 79,55 \%$$

Eficiência da bomba, dada pela Eq. (11).

$$n_{bomb_1} = 68,6 \%$$

Eficiência da bomba, dada pela Eq. (11).

$$n_{bomb_2} = 59 \%$$

Eficiência do ciclo Rankine, usando a Eq. (63).

$$n_{ciclo} = 23,71 \%$$

A Fig.(27) apresenta o esquema do ciclo Rankine com regeneração e seus estados, em cada estado são revelados a pressão, temperatura e vazão mássica, também são mostradas onde ocorre trabalho entrada ou saída de calor.

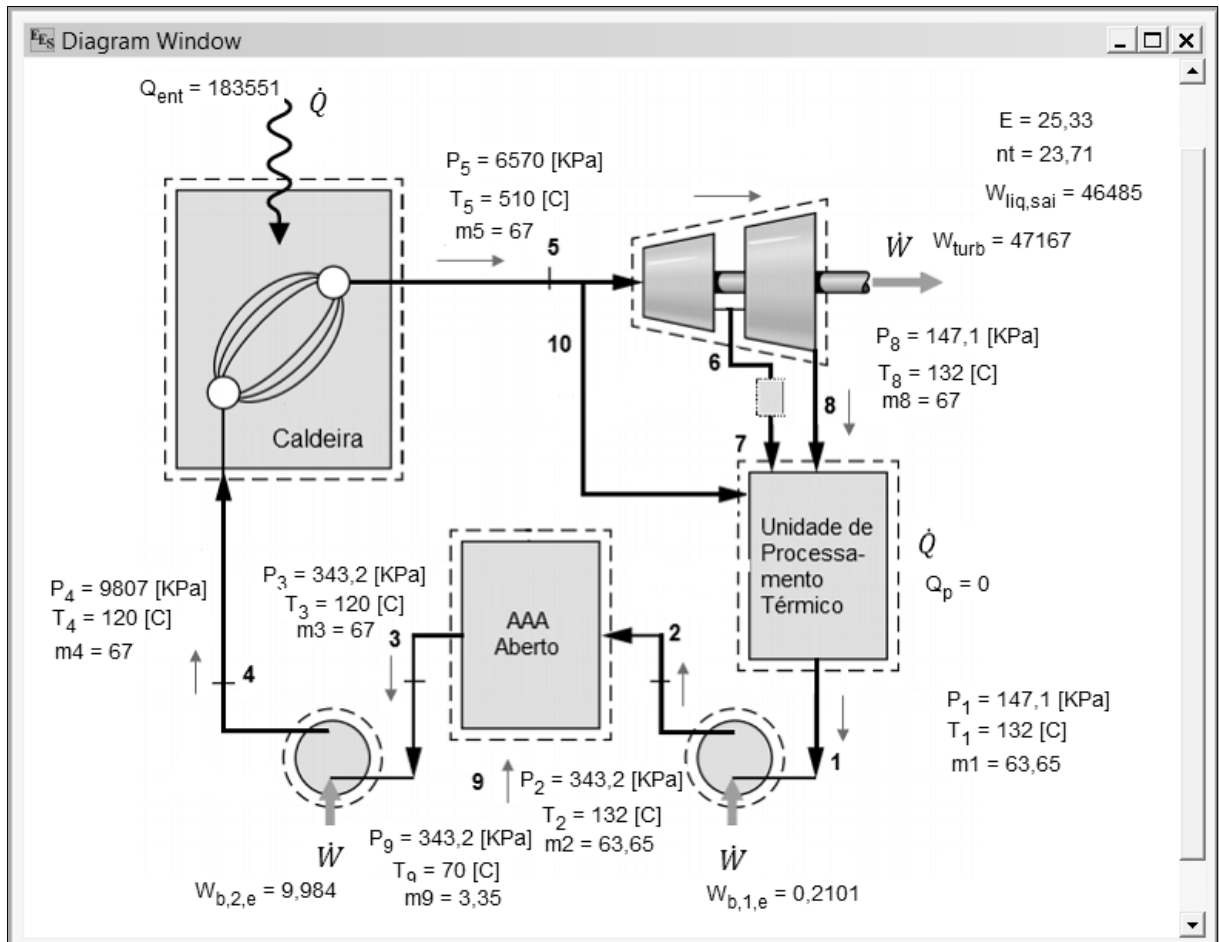


Figura 27. Esquema ciclo Rankine com regeneração e resultados, considerando que o vapor passa somente pela turbina (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

A Fig. (28) mostra o Diagrama T-s do ciclo Rankine com regeneração e os resultados entalpia, entropia e volume específico para cada estado.

De acordo com literatura apresentada no livro de Termodinâmica os estados 5 e 8 deveriam ter a mesma entropia (s), no entanto o ciclo da UBV é um ciclo real e apresenta características parecidas, mas não idênticas a um ciclo ideal. Os pontos 1 e 8 apresentam temperaturas e pressões iguais e são representados no diagrama como um mesmo ponto, os pontos 2, 3 e 4 apresentam entropia aproximadas.

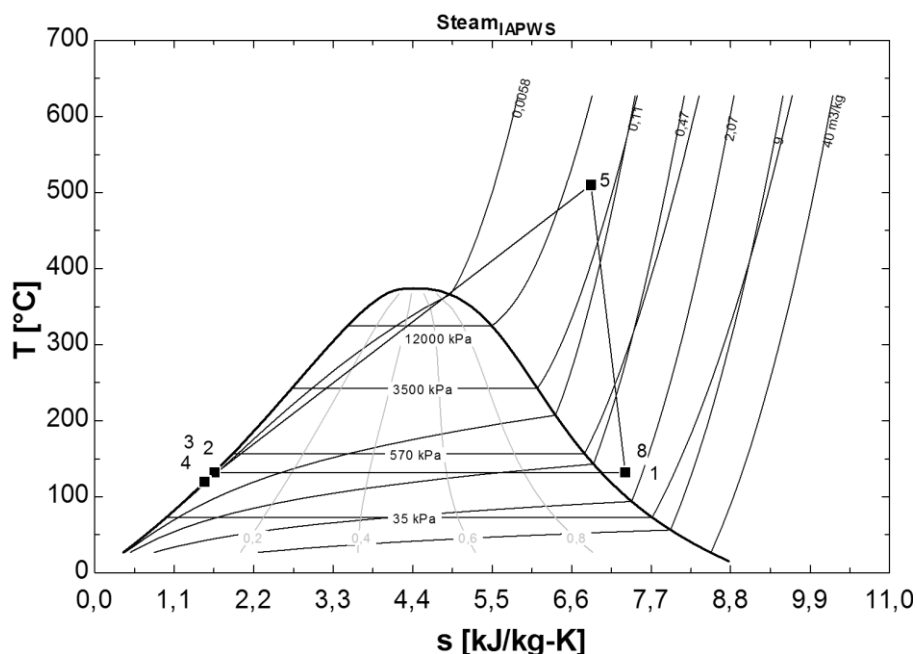


Figura 28. Diagrama T-s do Ciclo Rankine com regeneração considerando que o vapor passa somente pela turbina (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

O quadro a seguir faz um apanhado dos três casos apresentados anteriormente com seus resultados principais.

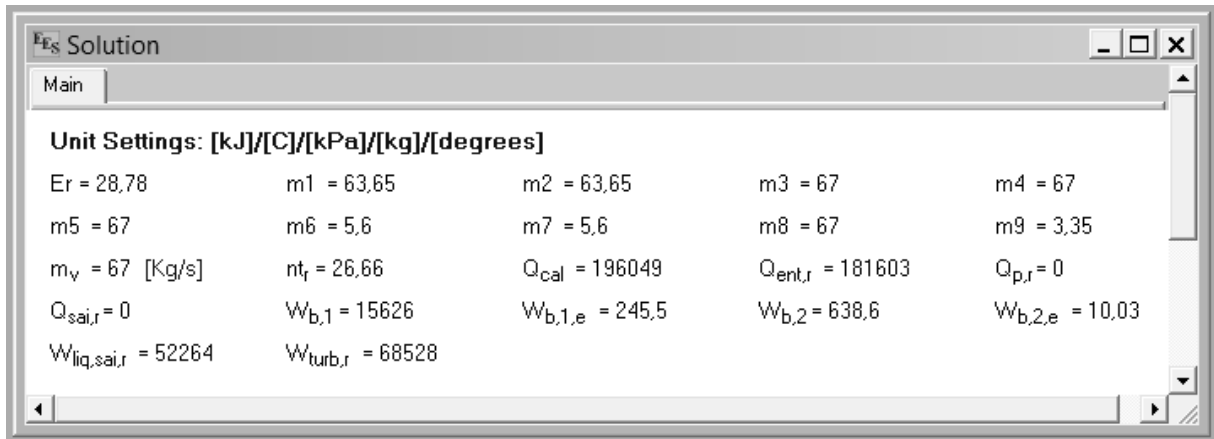
Quadro 6. Comparação de resultados obtidos para o Ciclo Rankine com Regeneração.

Casos para Usina Boa Vista	Trabalho Líquido (KW)	Calor fornecido a UPT (KW)	Fator de utilização (%)	Eficiência do ciclo Rankine (%)	Eficiência Térmica do ciclo (%)
1º caso: Extração	20179	9647	16,25	10,29	-
2º caso: Válvula	-	22572	12,16	-	87,7
3º caso: Turbina	46485	0	25,33	23,71	-

Fonte: própria.

5.3 CICLO RANKINE COM REGENERAÇÃO E REAQUECIMENTO

A Fig. (29) foi gerada no software EES e exibe os resultados das equações que modelam o ciclo Rankine com regeneração e reaquecimento, através dos dados de entrada e ferramentas computacionais do próprio programa.



Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[degrees]				
$E_r = 28,78$	$m_1 = 63,65$	$m_2 = 63,65$	$m_3 = 67$	$m_4 = 67$
$m_5 = 67$	$m_6 = 5,6$	$m_7 = 5,6$	$m_8 = 67$	$m_9 = 3,35$
$m_v = 67$ [Kg/s]	$n_{t_r} = 26,66$	$Q_{cal} = 196049$	$Q_{ent,r} = 181603$	$Q_{p,r} = 0$
$Q_{sai,r} = 0$	$\dot{W}_{b,1} = 15626$	$\dot{W}_{b,1,e} = 245,5$	$\dot{W}_{b,2} = 638,6$	$\dot{W}_{b,2,e} = 10,03$
$\dot{W}_{liq,sai,r} = 52264$	$\dot{W}_{turb,r} = 68528$			

Figura 29. Resultados para o ciclo Rankine com regeneração e reaquecimento (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

Potência produzida na turbina com passagem do vapor de escape. Usando a Eq.(64):

$$\dot{W}_{turb,r} = 68528 \text{ KW}$$

Trabalho líquido é o trabalho produzido pela turbina menos o consumo das bombas de alimentação e de condensado. Usando a Eq.(65):

$$\dot{W}_{liq,sai,r} = 52264 \text{ KW}$$

Calor transferido total considerando também o calor para o reaquecimento tem-se a formulação para a UPT: Usando a Eq.(68):

$$\dot{Q}_{ent,r} = 181603 \text{ KW}$$

A taxa com qual o calor do processo é fornecido. Usando a Eq.(70):

$$\dot{Q}_{sai,r} = 0$$

Fator de utilização mostra a porcentagem da energia usada em uma finalidade útil. Usando a Eq.(71):

$$E_r = 28,78 \%$$

Eficiência térmica do ciclo, usando a Eq.(72):

$$n_{t,r} = 26,66 \%$$

Quadro 7. Comparação de resultados obtidos para o Ciclo Rankine com Regeneração para o 3º caso e com Reaquecimento.

Comparação dos processos para a Usina Boa Vista	Trabalho Líquido (KW)	Fator de utilização (%)	Eficiência do ciclo Rankine (%)
Reaquecimento	52264	28,78	26,66
3º caso: Turbina	46485	25,33	23,71

Fonte: própria.

A Fig.(30) apresenta o esquema do ciclo Rankine com regeneração e com reaquecimento e seus estados, em cada estado são revelados a pressão, temperatura e vazão mássica, também são mostradas onde ocorre trabalho entrada ou saída de calor.

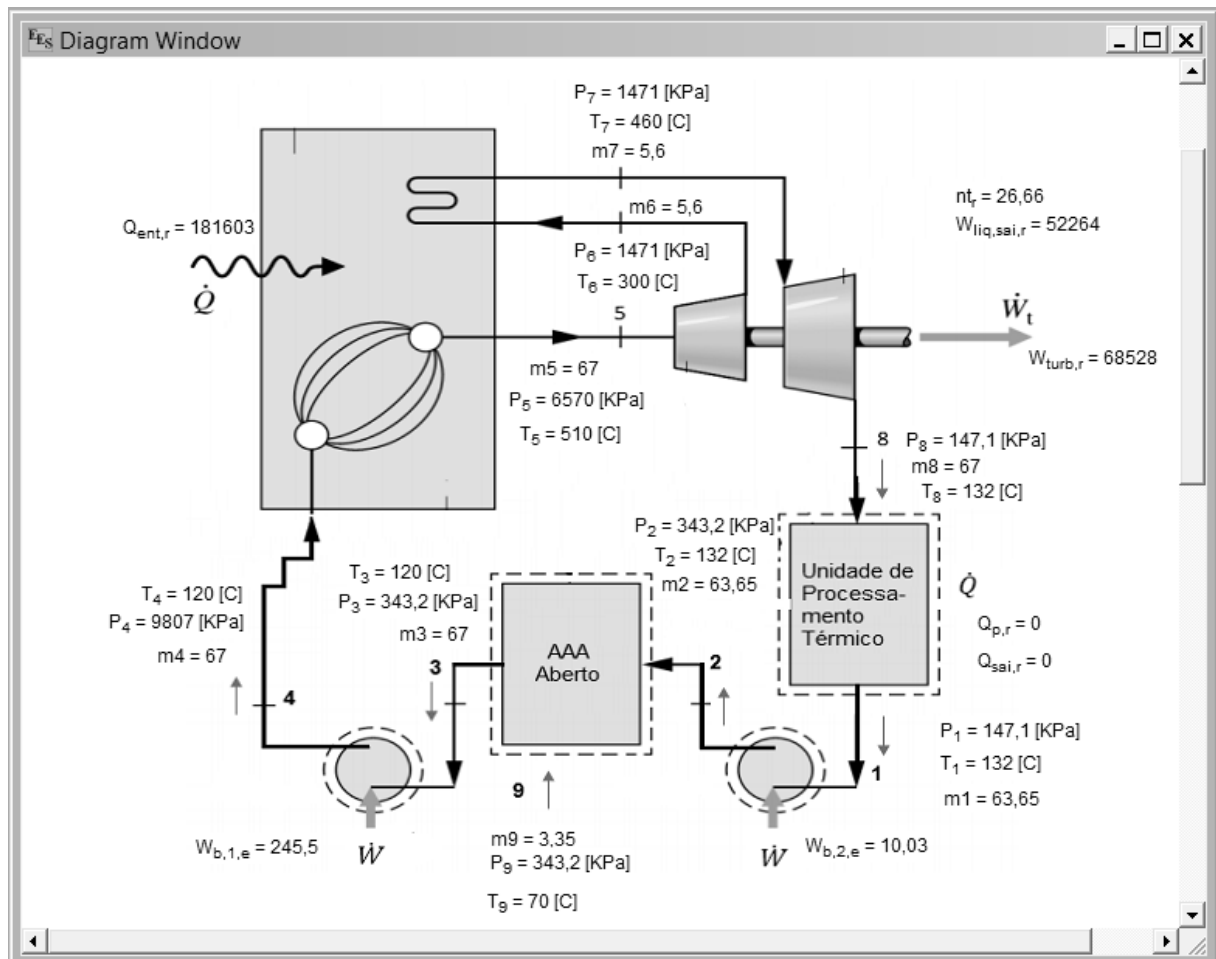


Figura 30. Esquema do ciclo Rankine com regeneração e com reaquecimento (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

O diagrama representa o ciclo Rankine com regeneração e reaquecimento, o mesmo é útil para representar a relação entre as propriedades termodinâmicas, pois possibilita a visualização dos processos que ocorrem em parte no equipamento sob análise. Para entender o processo é possível dividir o diagrama em três regiões.

A região à esquerda da linha de líquido saturado onde estão situados os pontos 2, 3 e 4 é a região de líquido comprimido ou líquido sub-resfriado. A região compreendida entre a linha de vapor saturado (estado 1) e a linha de líquido saturado (estado 2) é a região de vapor úmido, nesses estágios é empregado o uso de bombas para o transporte de líquidos. A região à direita da linha de vapor saturado seco é a região de vapor superaquecido, nesta região estão os estados 5, 6, 7 e 8. O vapor no estado 5 e 7 são indicados para uso em turbinas por não possuírem gotículas de água.

A Fig. (31) mostra o Diagrama T-s do ciclo Rankine com regeneração e reaquecimento.

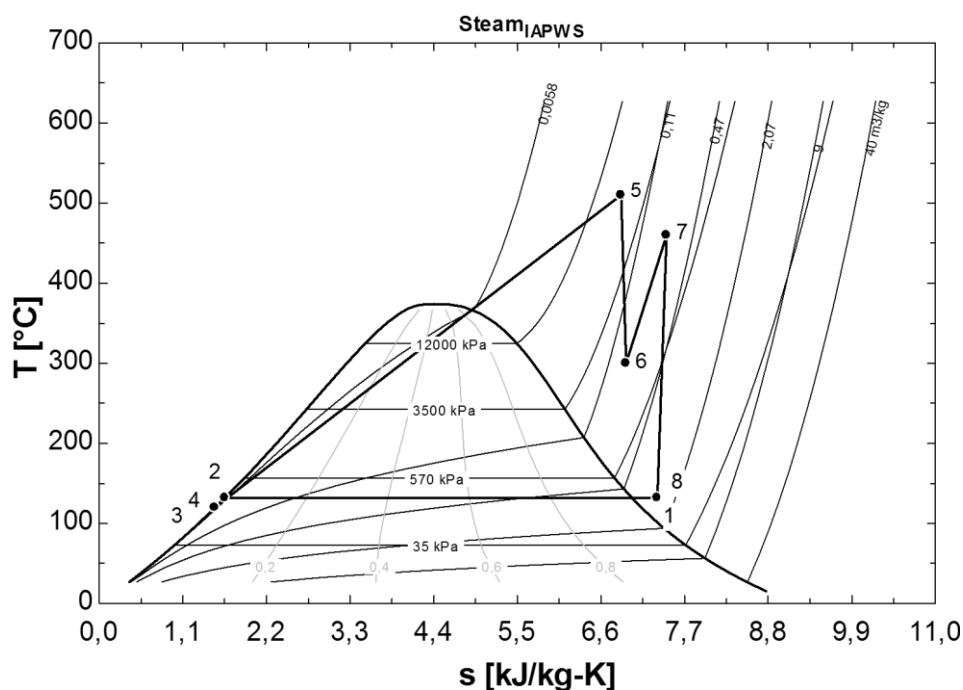


Figura 31. Diagrama T-s do Ciclo Rankine com regeneração e com reaquecimento (Dados fornecidos UBV). Fonte própria.

5. CONCLUSÕES PARCIAIS

Neste trabalho foi realizada a análise do fluxo energético de uma termelétrica a bagaço de cana-de-açúcar, para a Usina Boa Vista, localizada na cidade de Quirinópolis (GO), a empresa apresenta ciclo de produção com alta eficiência, além de buscar a diminuição do descarte de rejeitos lançados ao meio ambiente. O ciclo de geração se mostra eficiente, tendo em vista que a usina está há poucos anos no mercado e trabalha com equipamentos de qualidade, realiza manutenções periódicas o que possibilita a conservação da eficiência de seus equipamentos.

A análise apresentada tem o intuito de avaliar e descrever o processo através dos princípios termodinâmicos aplicados ao aproveitamento térmico realizado na produção de energia elétrica.

Para o trabalho de conclusão de curso 1 que avaliou o ciclo sem extração apenas com a produção de vapor de escape, a eficiência calculada através do uso da ferramenta Excel foi de 26% já com o uso do EES a eficiência encontrada foi de 23,71%, esse valor foi obtido de forma mais precisa.

1. Eficiência da caldeira

Conclui-se que o aumento da pressão na caldeira diminui a eficiência da mesma e aumenta a eficiência do ciclo de cogeração. Na simulação ao aumentar a pressão a eficiência da caldeira decresce, este resultado era esperado visto que a eficiência da caldeira é calculada considerando o consumo de combustível, ou seja, quando se aumenta a pressão eleva automaticamente a temperatura de ebulição, o que por sua vez eleva a temperatura média a qual o calor é transferido para o vapor, logo requer maior quantidade de combustível para aquecer o líquido. No entanto os dados obtidos na simulação da caldeira refletem no ciclo Rankine, pois se considera o calor de entrada como o calor calculado para a caldeira.

2. Ciclo Rankine Regenerativo

A simulação para o ciclo Rankine com Regeneração foi realizado mantendo constante o calor de entrada na caldeira, a tabela 6 mostra a comparação entre os principais dados obtidos, entre eles podemos destacar a eficiência térmica para o 2º caso, onde todo o vapor produzido na caldeira passa pela válvula e é direcionada para a UPT, neste caso não há vapor de extração e nem vapor de escape, aprestou eficiência de 87,7%, para o cálculo da eficiência

foram consideradas as taxas de calor que é transferido ao vapor e a taxa máxima com qual o calor do processo pode ser fornecido, não há produção de trabalho apenas consumo elétrico nas bombas. Logo a eficiência apresentou valor acima do normal pelo fato de o $\dot{Q}_{p_máx}$ não ser descartado como no condensador, é usado na UPT.

A usina opera como cogeneradora aproveitando o calor contido do vapor de escape, usando-o no processo da produção de etanol, este retorna como vapor saturado para a caldeira continuando o ciclo, ainda na UPT a Usina Boa Vista informou que há uma perda de 5% de vapor, este é repostado com a água de alimentação da caldeira.

O vapor entra e sai na Unidade de Processamento Térmico com mesma temperatura e pressão, o sistema considera que não há perda de calor para o meio ambiente, com as informações disponibilizadas pela Usina Boa Vista não é possível descrever a transferência de calor nos trocadores de calor, nas colunas e nos evaporadores, essas acontecem na destilaria.

O trabalho líquido é maior quando todo o vapor passa pela turbina, logo se a usina precisa produzir mais energia elétrica e não havendo a necessidade de enviar grande quantidade de energia térmica em forma de vapor ao processo, ela terá um ganho na venda de energia elétrica, esse caso pode ser aplicado em dias que não há produção de etanol.

Dos três casos apresentados a maior eficiência do ciclo Rankine onde é considerada o trabalho realizado a partir do gasto do combustível utilizado na caldeira, acontece quando todo o vapor produzido na caldeira passa pela turbina, sem extração. Se comparada ao caso onde há extração o ganho é de 13,42%.

3. Ciclo Rankine com Regeneração e Reaquecimento

Para o ciclo com reaquecimento, além de considerar o calor fornecido pelo cálculo da caldeira considera-se o calor para o reaquecimento do vapor que é extraído da turbina, visto que estes representam o calor transferido do processo de combustão para o vapor. De todos os casos estudados nesse trabalho o ciclo com reaquecimento apresentou maior eficiência 26,66%, podendo fornecer mais trabalho ao gerador e consequentemente mais energia elétrica a rede.

4. Trabalhos futuros

Implementação do código para o ciclo combinado, neste o ar que entra na caldeira é aquecido pelos gases da combustão de uma turbina a gás, assim o ar entra na caldeira com maior temperatura, no ciclo Brayton ideal pode-se alcançar uma eficiência de cerca de 60 % (LORA & NASCIMENTO, 2004).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ÇENGEL, Y. A., & BOLES, M. A. (2013). *TERMODINÂMICA (5ª Ed.)*. Santana: AMGH EDITORA LTDA
- LORA, E. E., & NASCIMENTO, M. A. (2004). *GERAÇÃO TERMELÉTRICA (Vol 1)*. Rio de Janeiro: INTERCIÊNCIA. (VIAN, 2007)
- MACIEL, C. R. (21 de Dezembro de 2004). “ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA”. Belo Horizonte, Minas Gerais.
- SOUZA, Z. J., & AZEVEDO, P. F. (2006). Geração de energia elétrica excedente no setor sucroalcooleiro: um estudo a partir das usinas paulistas. Rio de Janeiro.
- GOUVÊA, C. A., HURTADO, A. L., BORZIO, R. F., & FOLLETO, M. A. (2012). USO DE ÁGUA TRATADA POR OSMOSE REVERSA PARA A GERAÇÃO DE VAPOR EM INDÚSTRIA DE TABACO. *PRODUÇÃO ONLINE (REVISTA CIENTÍFICA ELETRÔNICA DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO)*, 15.
- MORAN, M. J., & SHAPIRO, H. N. (2006). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester, England.
- GOUVÊA, C. A., HURTADO, A. L., BORZIO, R. F., & FOLLETO, M. A. (2012). USO DE ÁGUA TRATADA POR OSMOSE REVERSA PARA A GERAÇÃO DE VAPOR EM INDÚSTRIA DE TABACO. *PRODUÇÃO ONLINE (REVISTA CIENTÍFICA ELETRÔNICA DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO)*, 15.
- MACIEL, C. R. (21 de Dezembro de 2004). “ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE UMA CENTRAL TERMELÉTRICA”. Belo Horizonte, Minas Gerais.
- CERANTO, F. A., SILVA, K. A., SANTOS, P. H., & ALVES, T. A. (2012). MODELANDO SISTEMAS TÉRMICOS COM O ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES): FACILIDADE DE PROGRAMAÇÃO E OBTENÇÃO DE RESULTADOS. SÃO CARLOS, SP.
- GALLEGO, A. G., & FARIA, M. A. (2001). UTILIZAÇÃO DE RECURSOS COMPUTACIONAIS PARA ENSINO DE DISCIPLINAS DA ÁREA TÉRMICA NOS CURSOS DE ENGENHARIA DA UNIMEP.
- STELLA RESINAS & EQUIPAMENTOS PARA TRATAMENTO DE ÁGUA LTDA; Sistema de Desmineralização: Disponível em: <http://www.stellaresinas.com.br/produtos-sistema-desmineralizacao.php> Acesso: 12/06/2016
- Informações sobre propriedade de fluido: Disponível em: http://fchart.com/ees/eeshelp/steam_iapws.htm Acesso: 10/05/2016
- CALDEMA; Fabricante de caldeiras e equipamentos para usinas produtoras de etanol e energia elétrica: Disponível em: <http://www.caldema.com.br/> Acesso: 20/04/2016
- Grupo São Martinho - Usina Boa Vista: Disponível em: <<http://www.nfbio.com.br/site/usina-boavista/>> Acesso: 20/04/2016
- Disponível em: <http://www.nfbio.com.br/site/#> Acesso: 21/04/2016

Apêndices

APÊNDECE A: Eficiência da Caldeira

"Eficiência da Caldeira"

"Usina Boa Vista"

"Combustível (Bagaço de Cana)"

$m_f = 33 \text{ [Kg/s]}$

$PCI = 6776,859 \text{ [KJ/Kg]}$

"Balanço de massa de água e o vapor"

$m_a = m_b = m_c = m_d = m_e = m_v = 67 \text{ {Kg/s}}$

$m_v = 67 \text{ {Kg/s}}$

$m_a = m_v$

$m_b = m_a$

$m_c = m_b$

$m_d = m_c$

$m_e = m_d$

"Temperatura do vapor"

$T[7] = 120 \text{ [C]} \quad \{a\}$

$T[8] = 153 \text{ [C]} \quad \{b\}$

$T[9] = 300 \text{ [C]} \quad \{c\}$

$T[10] = 370 \text{ [C]} \quad \{d\}$

$T[11] = 510 \text{ [C]} \quad \{e\}$

$P[7] = 6570 \text{ [KPa]} \quad \text{"Pressão da Caldeira"}$

$h[8] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[8]; P=P[7])$

$h[7] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[7]; P=P[7])$

$h[9] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[9]; P=P[7])$

$h[10] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[10]; P=P[7])$

$h[11] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[11]; P=P[7])$

"Balanço de massa dos gases da combustão"

$m_1 = 120 \text{ {Kg/s}} \quad \text{"Ar que entra na fornalha"}$

$$m2 = m3 = m4 = m5 = m6 = 153 \quad \{Kg/s\}$$

$$m2 = 153 \quad \{Kg/s\}$$

$$m3 = m2$$

$$m4 = m3$$

$$m5 = m4$$

$$m6 = m5$$

"Temperatura dos Gases da combustão"

$$T[1] = 330 [C] \quad \text{"Entrada de ar na caldeira"}$$

$$T[2] = 750 [C]$$

$$T[3] = 700 [C]$$

$$T[4] = 600 [C]$$

$$T[5] = 450 [C]$$

$$T[6] = 153 [C]$$

"Pressão dos Gases da combustão"

$$P[1] = 0,049 [KPa]$$

$$P[2] = 0,0588 [KPa]$$

$$P[3] = 0,098 [KPa]$$

$$P[4] = 0,147 [KPa]$$

$$P[5] = 0,245 [KPa]$$

$$P[6] = 1,666 [KPa]$$

"Cp dos Gases da combustão"

$$cp[2] = Cp(Air_ha; T=T[2]; P=P[2])$$

$$cp[3] = Cp(Air_ha; T=T[3]; P=P[3])$$

$$cp[4] = Cp(Air_ha; T=T[4]; P=P[4])$$

$$cp[5] = Cp(Air_ha; T=T[5]; P=P[5])$$

"Entalpia dos gases da combustão"

$$h[1] = Enthalpy(Air_ha; T=T[1]; P=P[1])$$

$$h[2] = Enthalpy(Air_ha; T=T[2]; P=P[2])$$

$$h[3] = Enthalpy(Air_ha; T=T[3]; P=P[3])$$

$h[4]=\text{Enthalpy}(\text{Air_ha};T=T[4];P=P[4])$

$h[5]=\text{Enthalpy}(\text{Air_ha};T=T[5];P=P[5])$

$h[6]=\text{Enthalpy}(\text{Air_ha};T=T[6];P=P[6])$

"Balanço de Energia do Queimador"

"Qp Calor transferido ao meio ambiente"

$Q_f = m_f * PCI$

"Gás no Queimador"

$m_1 + m_f = m_2$

$Q_{P1} = (m_1 * h[1]) + Q_f - (m_2 * h[2])$

"Economizador"

"Balanço de Energia"

$Q_{G_Ec} - Q_{V_Ec} - Q_{P5} = 0$

$Q_{G_Ec} = m_5 * C_p[2] * (T[5] - T[6])$ {KW}

$Q_{V_Ec} = m_v * (h[8] - h[7])$ {KW}

$Q_{P5} = Q_{G_Ec} - Q_{V_Ec}$ {KW}

"Evaporador"

"Balanço de Energia"

$Q_{G_Ev} - Q_{V_Ev} - Q_{P4} = 0$

$Q_{G_Ev} = m_4 * C_p[4] * (T[4] - T[5])$ {KW}

$Q_{V_Ev} = m_v * (h[9] - h[8])$ {KW}

$Q_{P4} = Q_{G_Ev} - Q_{V_Ev}$ {KW}

"Superaquecedor Primário (1)"

"Balanço de Energia"

$Q_{G_Sa1} - Q_{V_Sa1} - Q_{P3} = 0$

$Q_{G_Sa1} = m_3 * C_p[3] * (T[3] - T[4])$ {KW}

$Q_{V_Sa1} = m_v * (h[10] - h[9])$ {KW}

$Q_{P3} = Q_{G_Sa1} - Q_{V_Sa1}$ {KW}

"Superaquecedor Secundário (2)"

"Balanço de Energia"

$$Q_{G_Sa2} - Q_{V_Sa2} - Q_{P2} = 0$$

$$Q_{G_Sa2} = m_2 * C_p[2] * (T[2] - T[3]) \quad \{KW\}$$

$$Q_{V_Sa2} = m_v * (h[11] - h[10]) \quad \{KW\}$$

$$Q_{P2} = (Q_{G_Sa2}) - (Q_{V_Sa2}) \quad \{KW\}$$

$$Q_P = Q_{P1} + Q_{P2} + Q_{P3} + Q_{P4} + Q_{P5} \quad \{KW\}$$

$$Ef = ((m_v * (h[11] - h[7])) / (mf * PCI)) * 100$$

APÊNDICE B: Ciclo Rankine com Regeneração - Extração

"UBV- Cogeração"

"Condensador -> Unidade de Processamento Térmico "

$m_v = 67$ [Kg/s]

"Estado 1"

$P[1]=147,1$ [KPa] " líquido saturado"

$T[1]=132$ [C]

$m1 = m_v - (0,05 * m_v)$ {kg/s}

$h[1]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

$v[1]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

$s[1]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

"Estado 2"

$P[2]=343,2$ [KPa] " líquido saturado"

$T[2]=132$ [C]

$m2 = m1$ {kg/s}

$s[2]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$

$v[2]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$

$W_{b_1_e} = v[2] * (P[2] - P[1])$ {KJ/Kg}

$h[2] = h[1] + W_{b_1_e}$

$W_{b_1} = m1 * W_{b_1_e}$

"Estado 3"

$P[3] = 343,2$ [KPa]

$T[3]=120$ [C]

$m3 = m_v$ {kg/s} "m3 = m2 + m9"

$v[3]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

$h[3]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

$s[3]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

"Estado 4"

$P[4] = 9806,6$ [KPa]

$T[4]=120$ [C]

$m4 = m_v$

$s[4]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$

$v[4]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$

$W_{b_2_e} = v[4] * (P[4] - P[3])$ {KJ/Kg}

$h[4] = h[3] + W_{b_2_e}$

"Taxa"

$W_{b_2} = m3 * (W_{b_2_e})$

"Estado 5"

$P[5] = 6570$ [KPa]

$T[5]=510$ [C]

$m5=m_v$

$v[5]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

$h[5]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

$s[5]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

"Estado 6"

$P[6] = 1471$ [KPa]

$T[6] = 300$ [C]

$m6 = 5,6$ {kg/s}

$s[6]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[6]; P=P[6])$

$h[6]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[6]; P=P[6])$

$v[6]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[6]; P=P[6])$

"Estado 7"

$P[7] = 166,7 \text{ [KPa]}$

$T[7] = 175 \text{ [C]}$

$m7 = 5,6 \text{ {kg/s}}$

$s[7] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[7]; P=P[7])$

$h[7] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[7]; P=P[7])$

$v[7] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[7]; P=P[7])$

"Estado 8"

$P[8] = 147,1 \text{ [KPa]}$

$T[8] = 132 \text{ [C]}$

$m8 = m_v - m6$

$s[8] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[8]; P=P[8])$

$h[8] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[8]; P=P[8])$

$v[8] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[8]; P=P[8])$

"Estado 9"

"Adição d água Desmineralizada"

$P[9] = 343,2 \text{ [KPa]}$

$T[9] = 70 \text{ [C]}$

$m9 = 0,05 * m_v$

$v[9] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[9]; P=P[9])$

$h[9] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[9]; P=P[9])$

$s[9] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[9]; P=P[9])$

"Quando a extração está habilitada em 20 ton/h = 6,5 Kg/s"

$Q_{p_ext} = m7 * h[7] + m8 * h[8] - m1 * h[1]$ "taxa " "Unidade de Processamento Térmico"

"Não tem Q_{sai} , não há condensador"

$W_{t_b} = m6 * (h[6] - h[7])$

$W_t = (h[5] - h[6]) + m8 * (h[6] - h[8])$

$W_{liq_ext} = W_{t_b} + W_t - (W_{b_1} + W_{b_2})$ {KW}

$Q_{ent} = m5 * (h[5] - h[4])$ " {KW} "Quantidade de calor transferido para a Caldeira"

$Q_{ent} = 183551$ {KW} "Quantidade de calor transferido para a Caldeira usando o valor obtido pelo calculo da eficiência da caldeira"

$Q_{cal} = m_v * (h[5] - h[4])$

"Fator de utilização para uma usina de cogeração "

$E_{ext} = (W_{liq_ext} + Q_{p_ext}) / Q_{ent} * 100$

"Eficiência Térmica"

$nt_{ext} = (W_{liq_ext} / Q_{cal}) * 100$

APÊNDICE C: Ciclo Rankine com Regeneração - Válvula

"UBV- Cogeração"

"Condensador -> Unidade de Processamento Térmico "

$m_v = 67 \text{ [Kg/s]}$

"Estado 1"

$P[1] = 147,1 \text{ [KPa]}$ " líquido saturado"

$T[1] = 132 \text{ [C]}$

$m_1 = m_v - (0,05 * m_v) \text{ {kg/s}}$

$h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

$v[1] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

$s[1] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

"Estado 2"

$P[2] = 343,2 \text{ [KPa]}$ " líquido saturado"

$T[2] = 132 \text{ [C]}$

$m_2 = m_1 \text{ {kg/s}}$

$s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$

$v[2] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$

$W_{b_1_e} = v[1] * (P[2] - P[1]) \text{ {KJ/Kg}}$

$h[2] = h[1] + W_{b_1_e}$

$W_{b_1} = m_1 * W_{b_1_e}$

"Estado 3"

$P[3] = 343,2 \text{ [KPa]}$

$T[3] = 120 \text{ [C]}$

$m_3 = m_v \text{ {kg/s}}$ "m3 = m2 +m9"

$v[3] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

$h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

$s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

"Estado 4

$P[4] = 9806,6 \text{ [KPa]}$

$T[4] = 120 \text{ [C]}$

$m4 = m_v$

$s[4] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$

$v[4] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$

$W_b_2_e = v[3] * (P[4] - P[3]) \text{ {KJ/Kg}}$

$h[4] = h[3] + W_b_2_e$

"Taxa"

$W_b_2 = m3 * (W_b_2_e)$

"Estado 5"

$P[5] = 6570 \text{ [KPa]}$

$T[5] = 510 \text{ [C]}$

$m5 = m_v$

$v[5] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

$h[5] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

$s[5] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

"Estado 6"

$P[6] = 1471 \text{ [KPa]}$

$T[6] = 300 \text{ [C]}$

$m6 = 5,6 \text{ {kg/s}}$

$s[6] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[6]; P=P[6])$

$h[6] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[6]; P=P[6])$

$v[6] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[6]; P=P[6])$

"Estado 7"

$$P[7] = 166,7 \text{ [KPa]}$$

$$T[7] = 175 \text{ [C]}$$

$$m7 = 5,6 \text{ {kg/s}}$$

$$s[7] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[7]; P=P[7])$$

$$h[7] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[7]; P=P[7])$$

$$v[7] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[7]; P=P[7])$$

"Estado 8"

$$P[8] = 147,1 \text{ [KPa]}$$

$$T[8] = 132 \text{ [C]}$$

$$m8 = m_v - m6$$

$$s[8] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[8]; P=P[8])$$

$$h[8] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[8]; P=P[8])$$

$$v[8] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[8]; P=P[8])$$

"Estado 9"

"Adição d água Desmineralizada"

$$P[9] = 343,2 \text{ [KPa]}$$

$$T[9] = 70 \text{ [C]}$$

$$m9 = 0,05 * m_v$$

$$v[9] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[9]; P=P[9])$$

$$h[9] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[9]; P=P[9])$$

$$s[9] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[9]; P=P[9])$$

$Q_{\text{ent}} = 183551 \text{ {KW}}$ "Quantidade de calor transferido para a Caldeira usando o valor obtido pelo cálculo da eficiência da caldeira"

"Estado 10" "Uso de válvula estranguladora, redução na Pressão e Temperatura"

$$P[10] = 147,1 \text{ [KPa]}$$

$$T[10] = 300 \text{ [C]}$$

$$m10 = m_v$$

$h[10]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[10];P=P[10])$

$s[10]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[10];P=P[10])$

$v[10]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS};T=T[10];P=P[10])$

"Taxa máxima com o qual o calor do processo pode ser fornecido, é atingida quando todo vapor que sai da caldeira é enviado para a unidade de processamento térmico e nenhum para a turbina"

$m_5=m_v=m_{10}$

$Q_{p_max} = m_5 \cdot (h[10] - h[1]) \text{ {KW} }$ "Calor aproveitado no processo"

"Fator de utilização para uma usina de cogeração "

$E_{val} = ((Q_{p_max} - W_{b_1_e} - W_{b_2_e}) / Q_{ent}) \cdot 100$

"Eficiência Térmica"

$\eta_{val} = (1 - (Q_{p_max} / Q_{ent})) \cdot 100$

$W_t = 0$

$W_{t_b} = 0$

APÊNDICE D: Ciclo Rankine com Regeneração todo vapor passa pela turbina

"UBV- Cogeração"

"Condensador -> Unidade de Processamento Térmico "

$m_v = 67 \text{ [Kg/s]}$

"Estado 1"

$P[1]=147,1 \text{ [KPa]}$ " liquido saturado"
 $T[1]=132 \text{ [C]}$
 $m1 = m_v - (0,05 * m_v) \text{ {kg/s}}$
 $h[1]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$
 $v[1]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$
 $s[1]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

"Estado 2"

$P[2]=343,2 \text{ [KPa]}$ " liquido saturado"
 $T[2]=132 \text{ [C]}$
 $m2 = m1 \text{ {kg/s}}$
 $s[2]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$
 $v[2]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$
 $W_{b_1_e} = v[2] * (P[2]-P[1]) \text{ {KJ/Kg}}$
 $h[2] = h[1] + W_{b_1_e} \text{ {KJ/Kg}}$
 $W_{b_1} = m1 * W_{b_1_e} \text{ {KW}}$

"Estado 3"

$P[3]= 343,2 \text{ [KPa]}$
 $T[3]=120 \text{ [C]}$
 $m3 = m_v \text{ {kg/s}}$ "m3 = m2 +m9"
 $v[3]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$
 $h[3]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$
 $s[3]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

"Estado 4"

$P[4]= 9806,6 \text{ [KPa]}$
 $T[4]=120 \text{ [C]}$
 $m4 = m_v$
 $s[4]=\text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$
 $v[4]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$
 $W_{b_2_e} = v[4] * (P[4]-P[3]) \text{ {KJ/Kg}}$
 $h[4] = h[3] + W_{b_2_e} \text{ {KJ/Kg}}$
 $"h[4]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])"$

"Taxa"

$W_{b_2} = m3 * (W_{b_2_e}) \text{ {KW}}$

"Estado 5"

$P[5]= 6570 \text{ [KPa]}$
 $T[5]=510 \text{ [C]}$
 $m5=m_v$
 $v[5]=\text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$
 $h[5]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

s[5]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[5];P=P[5])

"Estado 6"

P[6] = 1471 [KPa]

T[6] =300 [C]

m6 = 5,6 {kg/s}

s[6]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])

h[6]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])

v[6]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])

"Estado 7"

P[7] = 166,7 [KPa]

T[7] =175 [C]

m7 = 5,6 {kg/s}

s[7]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[7];P=P[7])

h[7]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[7];P=P[7])

v[7]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[7];P=P[7])

"Estado 8"

P[8] = 147,1 [KPa]

T[8] =132 [C]

m8 = m_v

s[8]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[8];P=P[8])

h[8]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[8];P=P[8])

v[8]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[8];P=P[8])

"Estado 9"

"Adição d água Desmineralizada"

P[9]= 343,2 [KPa]

T[9]=70 [C]

m9 = 0,05 * m_v

v[9]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[9];P=P[9])

h[9]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[9];P=P[9])

s[9]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[9];P=P[9])

"Quando todo vapor que sai da caldeira passa através da turbina e se expande até a pressão de utilização na Unidade de Processamento Térmico, a potência máxima é produzida, sem extração"

"m5=m8=m_v"

W_turb = m_v * (h[5] - h[8]) {KW} "taxa"

W_liq_sai = W_turb - (W_b_1 + W_b_2) {KW}

Q_p = m1*(h[1] - h[8]) "taxa"

"Q_cal= m_v *(h[5]-h[4])"

Q_cal=196048,7

Q_ent = 183551{KW} "Quantidade de calor transferido para a Caldeira usando o valor obtido pelo calculo da eficiência da caldeira"

"Fator de utilização para uma usina de cogeração "

E = ((W_liq_sai + Q_p) / Q_ent) *100

"Eficiencia do Ciclo"

$nt = (W_{liq_sai}/196048,7) * 100$

"Turbina isentropica"

$P[10] = 147,1$

$h[10] = 2555$

$T[10] = \text{Temperature}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[10]; h=h[10])$

$T_{sat}[10] = T_{sat}(\text{Steam_IAPWS}; P=P[10])$

$n_{turb} = ((m_v(h[5]-h[8]))/(m_v(h[5]-h[10]))) * 100$

APÊNDICE E: Ciclo Rankine com Regeneração e Reaquecimento

"Ciclo Rankine Regenerativo com Reaquecimento"

"UBV- Cogeração"

"Condensador -> Unidade de Processamento Térmico "

$m_v = 67 \text{ [Kg/s]}$

"Estado 1"

$P[1] = 147,1 \text{ [KPa]}$ " liquido saturado"
 $T[1] = 132 \text{ [C]}$
 $m_1 = m_v - (0,05 * m_v) \text{ {kg/s}}$
 $h[1] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$
 $v[1] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$
 $s[1] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[1]; P=P[1])$

"Estado 2"

$P[2] = 343,2 \text{ [KPa]}$ " liquido saturado"
 $T[2] = 132 \text{ [C]}$
 $m_2 = m_v - (0,05 * m_v) \text{ {kg/s}}$
 $s[2] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$
 $v[2] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[2]; P=P[2])$
 $W_{b_1_e} = v[1] * (P[2] - P[1]) \text{ {KJ/Kg}}$
 $h[2] = h[1] + W_{b_1_e}$
 "taxa-potência"
 $W_{b_1_a} = m_1 * W_{b_1_e} \text{ {KW}}$
 $W_{b_1} = m_1 * (h[2] - h[1])$

"Estado 3"

$P[3] = 343,2 \text{ [KPa]}$
 $T[3] = 120 \text{ [C]}$
 $m_3 = m_2 + m_9 \text{ {kg/s}}$
 $v[3] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$
 $h[3] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$
 $s[3] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[3]; P=P[3])$

"Estado 4"

$P[4] = 9806,6 \text{ [KPa]}$
 $T[4] = 120 \text{ [C]}$
 $m_4 = m_v$
 $s[4] = \text{Entropy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$
 $v[4] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[4]; P=P[4])$
 $W_{b_2_e} = v[3] * (P[4] - P[3]) \text{ {KJ/Kg}}$
 $h[4] = h[3] + W_{b_2_e}$
 "taxa-potência"
 $W_{b_2_a} = m_3 * (W_{b_2_e}) \text{ {KW}}$

$W_{b_2} = m_1 * (h[4] - h[3])$

"Estado 5"

$P[5] = 6570 \text{ [KPa]}$
 $T[5] = 510 \text{ [C]}$
 $m_5 = m_v$
 $v[5] = \text{Volume}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$
 $h[5] = \text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS}; T=T[5]; P=P[5])$

s[5]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[5];P=P[5])

"Estado 6"

P[6]= 1471 [KPa]

T[6]=300 [C]

m6 = 5,6 {kg/s}

s[6]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])

v[6]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])

h[6]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[6];P=P[6])

"Estado 7"

P[7]= 1471 [KPa]

T[7]=460 [C]

m7 = m6 {kg/s}

s[7]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[7];P=P[7])

v[7]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[7];P=P[7])

h[7]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[7];P=P[7])

"Estado 8"

P[8]= 147,1[KPa]

T[8]=132 [C]

m8 = m_v

s[8]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[8];P=P[8])

v[8]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[8];P=P[8])

h[8]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[8];P=P[8])

"Estado 9" "Adição d água desmineralizada"

P[9]= 343,2 [KPa]

T[9]=70 [C]

m9 = 0,05 * m_v

h[9]=Enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[9];P=P[9])

s[9]=Entropy(Steam_IAPWS;T=T[9];P=P[9])

v[9]=Volume(Steam_IAPWS;T=T[9];P=P[9])

W_turb_r = m5* (h[5]-h[6])+ m6 * (h[6]-h[7]) + m8* (h[7]-h[8])

W_liq_sai_r = W_turb_r - (W_b_1 + W_b_2) {KW}

"Calor fornecido a Caldeira"

"Q_ent_r = m5 * (h[5] - h[4]) +m6* (h[7]-h[6])" {KW}

Q_ent_r = 183551+ m6* (h[6]-h[7])

Q_cal= 196048,7

"Q_ent = 183551{KW}" "Quantidade de calor transferido para a Caldeira usando o valor obtido pelo calculo da eficiência da caldeira"

Q_sai_r = m8*(h[8] - h[1])

Q_p_r = m1*(h[1] - h[8]) "taxa"

"ou W_liq_sai = Q-ent - Q_sai" "taxa"

" Fator de utilização "

Er = (W_liq_sai_r / Q_ent_r) * 100

"Eficiencia Térmica"

nt_r = (W_liq_sai_r / Q_cal) * 100