

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**RENZO DA SILVA FERRARINI
ROGER DA SILVA RODRIGUES**

**AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA PRELIMINAR DA INFLUÊNCIA DO
VÁCUO DO CONDENSADOR NO DESEMPENHO DE UMA CENTRAL
DE COGERAÇÃO TÍPICA DA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA**

**VITÓRIA
2013**

RENZO DA SILVA FERRARINI
ROGER DA SILVA RODRIGUES

**AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA PRELIMINAR DA INFLUÊNCIA DO
VÁCUO DO CONDENSADOR NO DESEMPENHO DE UMA CENTRAL
DE COGERAÇÃO TÍPICA DA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: José Joaquim Conceição
Soares Santos, D. Sc.

VITÓRIA
2013

FERRARINI, Renzo da Silva; RODRIGUES, Roger da Silva

Avaliação termodinâmica preliminar da influência do vácuo do condensador no desempenho de uma central de cogeração típica da indústria siderúrgica/ Renzo da Silva Ferrarini; Roger da Silva Rodrigues – Vitória, (E.S.): [s.n.], 2013.

68 p.

Orientador: José Joaquim Conceição Soares Santos.

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal do Espírito Santo,
Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Eficiência térmica. 2. Potência elétrica. 3. Ciclo a vapor de cogeração. 4. Condensador. 5. Vácuo no condensador. I. Santos, José Joaquim Conceição Soares, oriente. II. Universidade Federal do Espírito Santo. III. Graduação.

RENZO DA SILVA FERRARINI
ROGER DA SILVA RODRIGUES

**AVALIAÇÃO TERMODINÂMICA PRELIMINAR DA INFLUÊNCIA DO
VÁCUO DO CONDENSADOR NO DESEMPENHO DE UMA CENTRAL
DE COGERAÇÃO TÍPICA DA INDÚSTRIA SIDERÚRGICA**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 16 de setembro de 2013.

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Orientador

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Examinador

Eng. Tarley Rezende Sechin, Mestrando.
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Examinador

Dedico a Deus por nos ter dado a força
para chegar até aqui e nossa família por
todo apoio para conquista desse
importante passo na nossa vida.

AGRADECIMENTOS

Queria agradecer primeiramente à Deus, por nos dar força e iluminar nosso caminho nessa longa caminhada.

A nossa família pelo carinho, afeto e por estarem sempre ao nosso lado.

Ao nosso orientador, Professor Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, pelo incentivo e apoio, além da sua dedicação em atendimento as nossas dúvidas.

“Cada pessoa em sua existência pode ter duas atitudes: construir ou plantar. Os construtores podem demorar anos em suas tarefas, mas um dia terminam aquilo que estavam fazendo. Então param e ficam limitados por suas próprias paredes. A vida perde o sentido quando a construção acaba. Mas existem os que plantam. Estes, às vezes, sofrem com tempestades, com as estações, e raramente descansam. Mas ao contrário de um edifício, um jardim jamais para de crescer. E, ao mesmo tempo em que exige atenção do jardineiro, também permite que, para ele, a vida seja uma grande aventura. Os jardineiros sempre se reconhecerão entre si porque sabem que na história de cada planta está o crescimento de toda Terra.” (Paulo Coelho)

RESUMO

Este projeto baseia-se na avaliação termodinâmica preliminar da variação da potência e eficiência térmica do ciclo a vapor de uma central de cogeração devido à diminuição do vácuo no condensador. O ciclo tomado como base para o estudo é um ciclo Rankine regenerativo com turbina de condensação com extração, constituído de três aquecedores de alimentação fechados (de alta, média e baixa pressão), e um aquecedor de alimentação aberto (desaerador) de uma indústria siderúrgica. A função da central na siderurgia é atender as demandas de energia mecânica (para o ar soprado e energia elétrica) e energia térmica (vapor de processo) da usina. Um importante parâmetro que pode alterar de modo significativo a eficiência térmica e a potência é a pressão de vácuo do condensador. Sendo assim, é utilizado um programa de simulação computacional chamado Thermoflex®, onde são incorporados dados do ciclo a vapor da referida central de cogeração. Ao variar a pressão do condensador, quantifica-se a perda de eficiência e potência, além do consequente impacto econômico para a siderúrgica.

Palavras-Chave:

Eficiência térmica, potência elétrica, ciclo a vapor de cogeração, condensador, vácuo no condensador.

ABSTRACT

This project is based on the preliminary thermodynamic evaluation of the variation of power and thermal efficiency of the steam cycle in a cogeneration power plant due to the decrease of vacuum in condenser. The cycle taken as a basis for the study is a regenerative Rankine cycle with turbine condensing extraction, composed by three closed heaters (high, medium and low pressure), and an open feed heater (deaerator) of an steelmaking. The function of this central in steelmaking is to supply the demands of mechanical energy (for blown air and electricity) and thermal energy (process steam) plant. An important parameter that can alter significantly the thermal efficiency and power output is vacuum pressure of the condenser. Therefore, it's used a computer simulation program called Thermoflex®, which are incorporated into data of said steam cycle cogeneration plant. Hence, condenser pressure parameters are modified to quantify efficiency and power loss, and economic impact for steelmaking.

Keywords:

Thermal efficiency, electric power, steam cycle cogeneration, condenser, vacuum in condenser.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Componentes básicos de uma instalação de potência a vapor simples..	16
Figura 2 - Diagrama T-s representando um ciclo de Carnot hipotético, tendo água como fluido de trabalho.	17
Figura 3 - Curva de resfriamento dos produtos de combustão.....	19
Figura 4 - Subsistema A e principais transferências de calor e trabalho.	20
Figura 5 - Diagrama T-s representando um ciclo Rankine.	21
Figura 6 - Diagrama T-s representando um ciclo Rankine com superaquecimento.	26
Figura 7 - Ciclo de reaquecimento ideal.	26
Figura 8 - Ciclo de reaquecimento ideal supercrítico.....	27
Figura 9 - Ciclo Rankine modificado para aumentar a temperatura de adição de calor.....	29
Figura 10 - Diagrama T-s para um ciclo Rankine com uma unidade de cada componente mencionado.	29
Figura 11 - Efeito da variação da pressão de condensação sobre o ciclo Rankine ideal.	30
Figura 12 - Diagrama de Sankey.....	32
Figura 13 - Diagrama de Grassmann.	32
Figura 14 - Efeito da variação da pressão da caldeira sobre o ciclo Rankine ideal.	33
Figura 15 - Diagrama de Mollier com respectivos saltos entálpicos.	35
Figura 16 - Componentes básicos de um condensador tipo casco e tubo.	37
Figura 17 - Comportamento dos fluidos envolvidos no processo ao longo do ejetor a vapor.....	39
Figura 18 - Ganho de vácuo com o aumento do número de estágios do ejetor.	39
Figura 19 - Esquema de ejetor de jato a vapor. 1. Câmara recebedora; 2. Bocal; 3. Difusor; 4. Resfriador; 5. Entrada da mistura de vapor e ar; 6. Escapamento do ejetor; 7. Entrada de vapor; 8. Entrada da água de resfriamento; 9. Selo hidráulico; 10. Drenagem para o condensador.	40
Figura 20 - Corte transversal de uma bomba de anel líquido.	41
Figura 21 - Cogeração <i>Topping</i>	43
Figura 22 - Cogeração <i>Bottoming</i>	44

Figura 23 - Esquema de uma turbina a vapor operando sem cogeração e outra em um sistema de cogeração.....	47
Figura 24 - Balanço térmico de uma turbina a vapor operando sem cogeração e outra em um sistema de cogeração industrial.	48
Figura 25 - Esquemático da Central Termelétrica estudada.....	50
Figura 26 - Interface do Thermoflex®.	52
Figura 27 - Simulação de projeto VS Simulação com aumento da pressão no condensador.....	57
Figura 28 - Interface da ferramenta "Multiple Runs" com a variação da pressão absoluta.	59
Figura 29 - Gráfico Potências elétricas <i>versus</i> Pressão absoluta do condensador.	60
Figura 30 - Comportamento das eficiências em função da pressão absoluta.	61
Figura 31 - Gráfico da perda em reais com aumento da pressão de condensação.....	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dados termodinâmicos e vazões mássicas resultantes da simulação. ..	53
Tabela 2 - Parâmetros principais da planta de cogeração com base nos dados de projeto.....	54
Tabela 3 - Relação do aumento da pressão de condensação com as potências....	60
Tabela 4 - Aumento da pressão de condensação e sua influência nos parâmetros de desempenho	61
Tabela 5 - Relação Do aumento da pressão de condensação e o prejuízo financeiro.	62

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 MOTIVAÇÃO.....	13
1.2 OBJETIVO.....	14
1.3 METODOLOGIA.....	14
1.4 ESTRUTURA	14
 2 SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR.....	16
2.1 CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR DE CARNOT	17
2.2 CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR DE RANKINE	20
2.3 PROCESSOS BÁSICOS DO CICLO DE RANKINE IDEAL	21
 3 MELHORANDO O DESEMPENHO DO CICLO RANKINE.....	25
3.1 AUMENTO DA TEMPERATURA MÉDIA TERMODINÂMICA DE ADIÇÃO DE CALOR.....	25
3.1.1 Ciclo Rankine com Superaquecimento	25
3.1.2 Ciclo Rankine com Reaquecimento.....	26
3.1.3 Ciclo Rankine Supercrítico.....	27
3.1.4 Ciclo Rankine com Regeneração.....	27
3.2 REDUÇÃO NA TEMPERATURA DE REJEIÇÃO DE CALOR	30
3.3 AUMENTO DA PRESSÃO NA CALDEIRA	33
3.4 REDUÇÃO NA TEMPERATURA DE REJEIÇÃO DE CALOR <i>VERSUS</i> AUMENTO DA PRESSÃO NA CALDEIRA.....	33
 4 CONDENSADORES E SISTEMA DE VÁCUO	36
4.1 CONDENSADORES	36
4.2 SISTEMAS DE VÁCUO.....	38
4.2.1 EJETOR A VAPOR.....	38
4.2.2 BOMBAS DE ANEL LÍQUIDO.....	41
 5 COGERAÇÃO	42
5.1 BREVE HISTÓRICO DA COGERAÇÃO	44
5.2 A COGERAÇÃO NO BRASIL.....	45

5.3 A COGERAÇÃO NO CONTEXTO SIDERÚRGICO	46
5.4 COGERAÇÃO COM TURBINAS A VAPOR.....	46
6 DESCRIÇÃO DO PROCESSO	49
7 RESULTADOS.....	54
8 COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	65

1 INTRODUÇÃO

É de conhecimento geral a importância da energia, em suas mais variadas formas, na evolução da sociedade. É possível afirmar que a qualidade de vida das populações, no que se refere ao bem estar físico, está intimamente ligada à utilização da energia para a realização de algumas tarefas, desde operações comuns em nosso cotidiano, como o condicionamento de ambientes e alimentos, a atividades de grau mais complexo. Desde a Revolução Industrial, passando pelas Guerras Mundiais, o progresso tecnológico tomou proporções tais que as indústrias de transformação passaram a necessitar de quantidades crescentes de energia. Porém, há um preço a ser pago: a poluição, aliada ao alto valor e relativa pouca disponibilidade de alguns combustíveis. Desta forma, faz-se necessária a otimização do uso dos recursos disponíveis para a produção de energia, de modo a aproveitar ao máximo o potencial energético dos mesmos. Assim, torna-se possível obter melhores resultados na produção de energia sem que seja preciso aumentar o consumo de combustível, atendendo, portanto, os limites de emissão de poluentes estabelecidos nas rigorosas normas ambientais da atualidade.

Nesse contexto enquadra-se a Central de Cogeração do tipo da de uma usina siderúrgica. Uma das formas de se obter um aumento na eficiência da central de cogeração é reduzir a pressão no condensador a níveis satisfatórios abaixo da pressão atmosférica, o que é denominado vácuo.

1.1 MOTIVAÇÃO

O estudo é motivado pela possibilidade de se obter eficiências maiores da central por meio de um aumento na potência gerada, sendo tal melhora possível através da formação de vácuo no condensador. Este vácuo é geralmente assegurado pelos ejetores na partida e também durante a operação, quando é impossível evitar completamente a entrada de ar no condensador e nas seções da turbina que estão em condições de vácuo (MAZURENKO *et. al.*, 2013).

A pergunta que fica é: o quanto essa variação do vácuo influencia no desempenho da Central? Há a necessidade de quantificar a influência do vácuo do condensador no comportamento de uma Central de Cogeração.

1.2 OBJETIVO

Pelo exposto acima, o objetivo deste trabalho é avaliar a perda de potência e eficiência devido à variação da pressão de vácuo no condensador, além de analisar as mudanças nos parâmetros do sistema de baixa pressão.

1.3 METODOLOGIA

Para tal, é utilizado neste trabalho um programa computacional denominado Thermoflex®. Este software comercial de simulação de sistemas térmicos é muito utilizado para realizar simulações e projetar centrais termelétricas, pois possui uma ampla biblioteca com dados dos componentes e propriedades dos fluidos.

São incluídos os dados da Central para simulação nas condições de projeto e também nas condições de menor vácuo. Os resultados são avaliados visando obter os indicadores de desempenho de cada condição estudada (diversas pressões do condensador) para posterior análise e comparação.

1.4 ESTRUTURA

Além deste primeiro capítulo introdutório, este trabalho conta ainda com mais 7 capítulos.

No capítulo 2 são introduzidos os conceitos envolvendo os ciclos de potência a vapor, desde o Ciclo de Carnot – importante na determinação da eficiência máxima de um ciclo de potência a vapor – ao ciclo Rankine, um ciclo desenvolvido a partir de modificações realizadas no Ciclo de Carnot visando à viabilização de sua aplicação.

No capítulo 3 são apresentadas soluções que visam ao aumento da eficiência do ciclo Rankine. É realizado um breve estudo comparativo entre as técnicas explicadas neste capítulo, com ênfase nas vantagens e desvantagens obtidas ao se reduzir a pressão de condensação.

No capítulo 4 são expostos de uma maneira geral os condensadores, com seus principais aspectos construtivos e características operacionais. Ainda, são mostrados os sistemas mais utilizados para assegurar o vácuo na partida das centrais termelétricas a vapor: os ejetores a vapor e as bombas de anel líquido.

No capítulo 5 é feita uma apresentação acerca da cogeração, englobando breves informações, desde histórico, cenário energético brasileiro e a cogeração no contexto siderúrgico. Por fim, é explicada a modalidade de cogeração que se utiliza de turbinas a vapor.

No capítulo 6 é dada uma visão geral do processo produtivo, com a descrição dos objetivos principais e secundários da central de cogeração, os combustíveis utilizados e sua procedência, as etapas percorridas pelo fluido do ciclo, além de uma breve explanação acerca do Thermoflex®.

No capítulo 7 são apresentados os resultados das simulações, obtidos por meio de uma ferramenta do Thermoflex® chamada “Multiple Runs”, com base na variação da pressão de condensação e seu efeito na eficiência e o custo onerado no aumento da pressão de condensação.

No capítulo 8 comentários sobre a planta de cogeração e influência do aumento da pressão de condensação são abordados além de sugestão de trabalhos futuros para esse tema.

2 SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR

Sistemas de potência a vapor são arranjos através dos quais é possível a geração de potência líquida por meio de um combustível. Mais comumente utiliza-se água como fluido de trabalho, visto que há um baixo custo na sua obtenção e uma grande disponibilidade do recurso.

Os componentes elementares de uma instalação de potência a vapor podem ser vistos no esquemático da Figura 1. Importante atentar para o fato de que o objeto de análise deste trabalho está localizado no subsistema A mostrado na figura em questão (mais precisamente no condensador), subsistema este que representa o ciclo de potência a vapor propriamente dito.

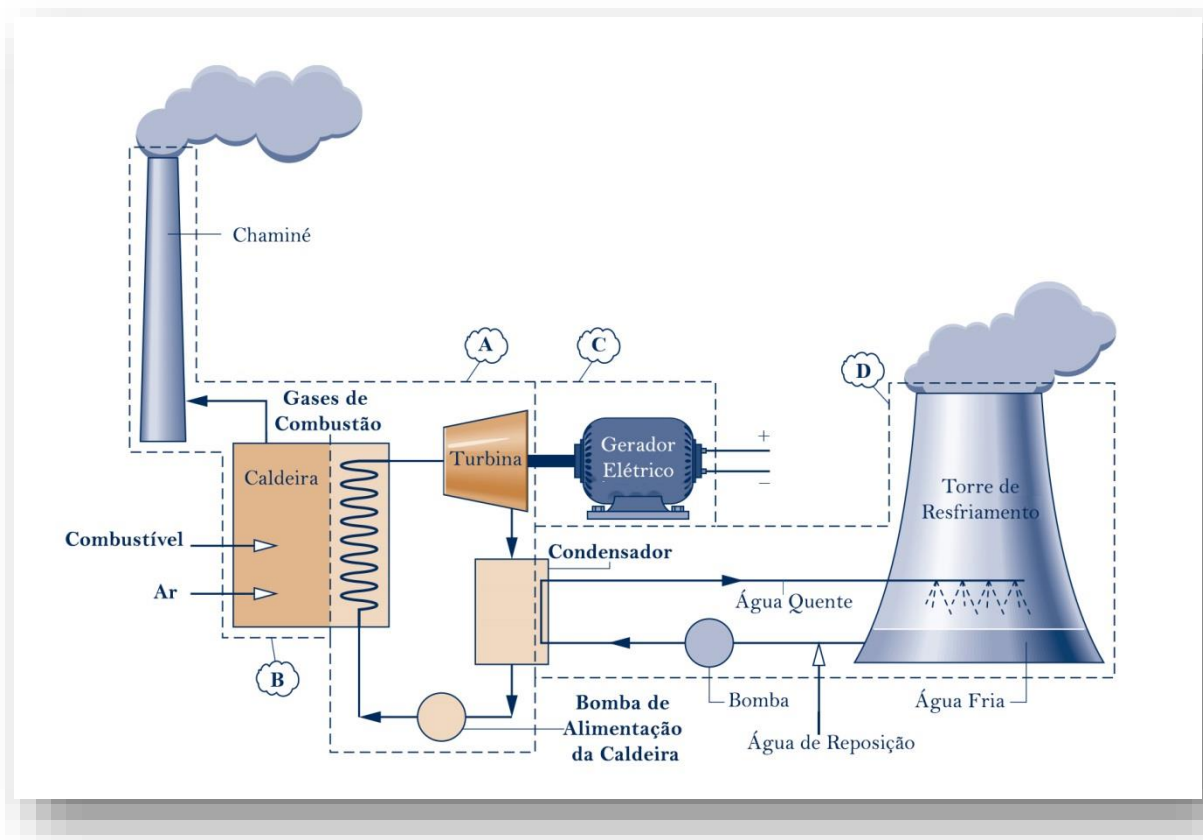


Figura 1 - Componentes básicos de uma instalação de potência a vapor simples.
Fonte: Adaptado de Moran & Shapiro (2009)

2.1 CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR DE CARNOT

O ciclo de Carnot, de acordo com Moran e Shapiro (2009), é um exemplo de ciclo de potência reversível, onde o mesmo opera entre dois reservatórios térmicos, comumente chamados de fonte quente e fonte fria. O sistema responsável pela execução do ciclo de Carnot passa por quatro processos, todos eles internamente reversíveis: são dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos. A Figura 2 mostra o diagrama T-s (temperatura x entropia específica) de um ciclo de Carnot representando um ciclo a vapor.

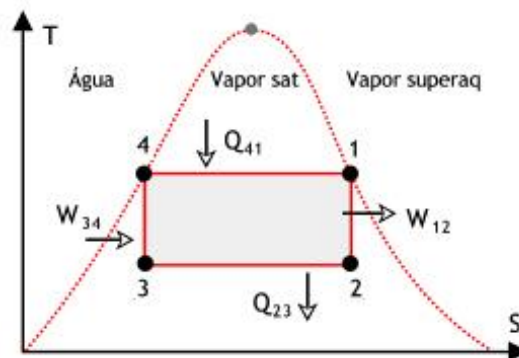


Figura 2 - Diagrama T-s representando um ciclo de Carnot hipotético, tendo água como fluido de trabalho.

Fonte: Adaptado de <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0540.shtml>

As etapas do ciclo são:

1→2: *Expansão adiabática*, com realização de trabalho por parte da turbina;

2→3: *Compressão isotérmica*, decorrente do calor trocado no condensador, onde há liberação de calor para a fonte fria (ou reservatório frio);

3→4: *Compressão adiabática*, consequente do trabalho fornecido à bomba;

4→1: *Expansão isotérmica*. Essa etapa é possível por meio do calor fornecido pela queima do combustível (reservatório quente).

O ciclo de Carnot considera os processos como reversíveis. Assim, é possível estabelecer uma relação entre as quantidades de calor trocadas e as temperaturas das fontes, como pode ser visto na Equação 1:

$$\left(\frac{Q_C}{Q_H}\right)_{\text{Ciclo reversível}} = \frac{T_C}{T_H} \quad (2.1)$$

onde os índices C e H representam, respectivamente, propriedades das fontes fria e quente. Como a eficiência térmica de um sistema que executa um ciclo enquanto se comunica termicamente com dois reservatórios térmicos, de acordo com Moran e Shapiro (2009), é dada por

$$\eta = \frac{W_{\text{Ciclo}}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \quad (2.2)$$

pode-se concluir que a eficiência térmica do sistema que opera nas relatadas condições é:

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.3)$$

A equação 3 é também conhecida como eficiência de Carnot. Por inspeção, pode-se notar que o valor da eficiência aumenta com o aumento de T_H ou com a diminuição de T_C .

O Ciclo de Carnot para máquinas térmicas tem papel importante na engenharia, embora sua aplicação na prática seja, de fato, impossível. Lora e Nascimento (2004) dizem que através do Ciclo de Carnot, equivalente a uma central termelétrica, é possível estabelecer qual a eficiência máxima com que se pode gerar a eletricidade. Assim, pode-se concluir que a eficiência de uma máquina térmica, além de ser menor do que a unidade, também será menor que a eficiência térmica da máquina de Carnot equivalente.

Porém, o ciclo de Carnot é uma situação ideal. Não há a possibilidade de os processos reais serem isotérmicos ou adiabáticos. Além disso, este ciclo não leva em consideração limitações dos equipamentos utilizados. Por exemplo, em relação à bomba (3→4), de acordo com a Figura 2, a mesma teria que bombear apreciáveis quantidades de vapor, tendo em vista que neste trecho não há somente líquido saturado, e sim uma mistura líquido/vapor. A entrada de vapor na bomba pode acarretar em cavitação.

Outro aspecto que torna o ciclo de Carnot impraticável é o baixo aproveitamento dos gases oriundos da combustão. A temperatura desses gases é reduzida até T_H , de onde se conclui que, como os gases podem ser resfriados até temperaturas consideravelmente mais baixas, há a possibilidade de uma maior troca térmica entre os produtos de combustão e o fluido do ciclo, possibilidade essa não usufruída pelo ciclo de Carnot, como é mostrado na Figura 3.

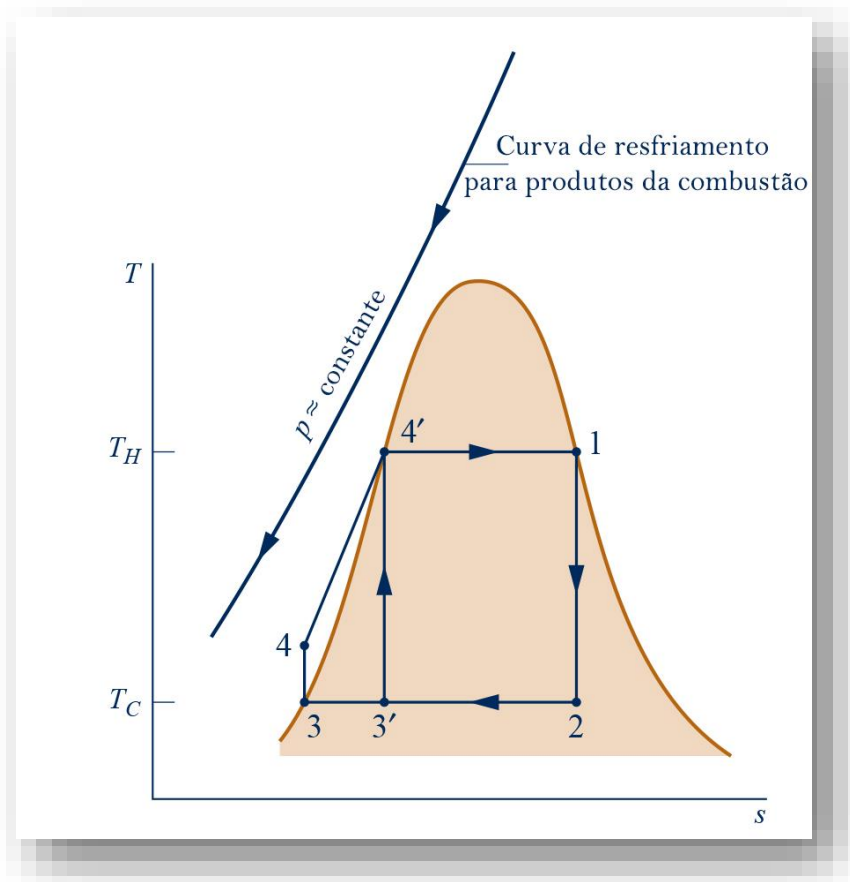


Figura 3 - Curva de resfriamento dos produtos de combustão.
Fonte: Adaptado de Moran & Shapiro (2009)

Por fim, ressalta-se também que a transferência de calor ocorre à mesma temperatura (calor latente). Isso provoca uma limitação da temperatura máxima do ciclo até o ponto máximo do domo, onde pressão e temperatura são constantes para uma mudança de fase.

Haja vista o exposto, algumas modificações no ciclo de potência a vapor de Carnot fazem-se necessárias para um funcionamento satisfatório do sistema. Dentre elas pode-se citar o deslocamento do final da condensação (ponto 3), baseado na Figura 2, para a linha de equilíbrio água/vapor. Assim, a bomba trabalharia apenas com líquido, o que evitaria os inconvenientes que decorrem do bombeamento de vapor. Feitas tais alterações, chega-se no que é conhecido como ciclo de potência a vapor de Rankine.

2.2 CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR DE RANKINE

Pelas limitações do ciclo de Carnot relatadas no item 2.1, vê-se que o ciclo de Rankine é o modelo simples que mais se aproxima do subsistema A, apresentado na Figura 1. O subsistema citado pode ser melhor observado na Figura 4, bem como as principais trocas de calor e trabalho.

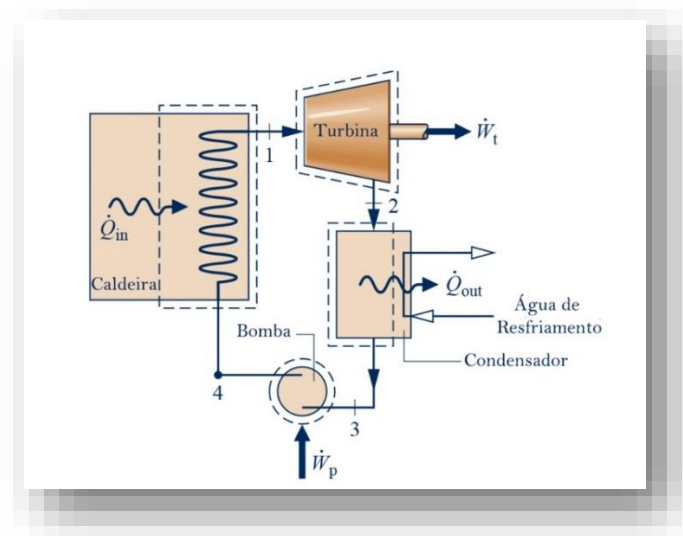


Figura 4 - Subsistema A e principais transferências de calor e trabalho.
Fonte: Adaptado de Moran & Shapiro (2009)

2.3 PROCESSOS BÁSICOS DO CICLO DE RANKINE IDEAL

As análises subsequentes serão baseadas na suposição de que todos os processos são reversíveis e com as seguintes condições de contorno e hipóteses:

- 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 nos componentes (condensador, tubulações, etc).

Um esquema mostrando as principais transferências de calor e trabalho também pode ser construído com base no diagrama T-s, como mostrado na Figura 5:

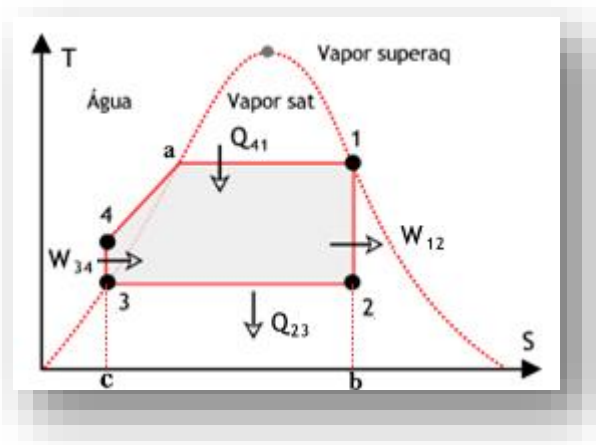


Figura 5 - Diagrama T-s representando um ciclo Rankine.
Fonte: Adaptado de <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0540.shtml>

As etapas do ciclo estão descritas abaixo:

1→2: *Expansão isentrópica*, com realização de trabalho por parte da turbina (W_{12});

2→3: *Transferência de calor* do fluido de trabalho para a vizinhança à medida que ele escoar a pressão constante até o estado 3 de líquido saturado, decorrente do calor trocado no condensador (Q_{23});

3→4: *Compressão isentrópica* na bomba até a região de líquido comprimido, conseqüente do trabalho fornecido à bomba (W_{34});

4→1: *Transferência de calor* para o fluido de trabalho à medida que ele escoar a pressão constante, calor este fornecido pela combustão do combustível (Q_{41}).

Dessa forma, aplicando as suposições e as condições de contorno para cada componente do subsistema A, partindo da 1ª Lei da Termodinâmica e sabendo-se que os índices VC, ENT e SAI correspondem, respectivamente, à volume de controle, entrada e saída, tem-se

$$0 = Q_{VC} - W_{VC} + \dot{m} \left[h_{ENT} - h_{SAI} + \frac{v_{ENT}^2 - v_{SAI}^2}{2} + g(z_{ENT} - z_{SAI}) \right] \quad (2.4)$$

Daí, chega-se às seguintes equações para cada componente:

Turbina

$$\frac{W_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (2.5)$$

Condensador

$$\frac{Q_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (2.6)$$

Bomba

$$\frac{W_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (2.7)$$

Caldeira

$$\frac{Q_{ent.}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (2.8)$$

Para esse subsistema A, a eficiência térmica é dada por:

$$\eta = \frac{W_t/\dot{m} - W_b/\dot{m}}{\dot{Q}_{ent}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (2.9)$$

Outra forma de expressar a eficiência térmica do ciclo Rankine é através das taxas de rejeição e adição de calor ao sistema. Um conceito utilizado para tal é o da temperatura média termodinâmica de adição de calor ao ciclo ($\dot{T}_{ad}$), tendo em vista que a adição de calor no ciclo Rankine não ocorre à temperatura constante. Assim o calor adicionado é dado por:

$$\left(\frac{Q_{23}}{\dot{m}}\right)_{int. reversível} = \dot{T}_{ad} \cdot (s_1 - s_4) \quad (2.10)$$

Já o calor rejeitado pelo ciclo à temperatura de rejeição (T_{rej}) é dado por:

$$\left(\frac{Q_{23}}{\dot{m}}\right)_{int. reversível} = \dot{T}_{ad} \cdot (s_2 - s_3) \quad (2.11)$$

Logo, a eficiência térmica é:

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{\left(\frac{Q_{23}}{\dot{m}}\right)_{int. reversível}}{\left(\frac{Q_{41}}{\dot{m}}\right)_{int. reversível}} = 1 - \frac{T_{rej}}{\dot{T}_{ad}} \quad (2.12)$$

Novamente, por inspeção, percebe-se que a eficiência térmica do ciclo aumenta quando a temperatura média termodinâmica de adição de calor ($\dot{T}_{ad}$) aumenta e a temperatura de rejeição (T_{rej}) diminui.

No entanto, sabe-se que um ciclo real não é isento de irreversibilidades, sendo as mesmas de natureza interna e externa. Lora e Nascimento (2004) listam irreversibilidades de ambas as classes.

São irreversibilidades de natureza interna encontradas pelo fluido de trabalho:

- Processo de expansão e compressão;
- Transferência de energia por calor com o meio ambiente;

- Perda de pressão (perda de carga): condensador, caldeira, tubulações e conexões;
- Temperatura de saída do condensador inferior à temperatura de saturação.

Já as irreversibilidades de natureza externa ao subsistema considerado são:

- Processo de combustão e processo de transferência de calor dos produtos da combustão para o fluido de trabalho;
- Processo de resfriamento do fluido de trabalho e transferência de energia com o meio ambiente pela água de resfriamento.

3 MELHORANDO O DESEMPENHO DO CICLO RANKINE

Conforme exposto no Capítulo 2, a eficiência térmica de um ciclo Rankine pode ser aumentada de duas maneiras distintas: através de um incremento na temperatura média termodinâmica de adição de calor, ou por meio da redução na temperatura de rejeição de calor. Neste capítulo são explicadas de maneira breve algumas alterações realizadas na concepção do ciclo Rankine visando o aumento da eficiência térmica do ciclo.

3.1 AUMENTO DA TEMPERATURA MÉDIA TERMODINÂMICA DE ADIÇÃO DE CALOR

Há vários métodos que podem ser implantados como forma de aumentar a temperatura média termodinâmica de adição de calor do ciclo, com consequente aumento na eficiência do ciclo.

3.1.1 Ciclo Rankine com Superaquecimento

O ciclo Rankine com superaquecimento pode ser melhor compreendido através da análise da Figura 6. Moran e Shapiro (2009) afirmam que a função do processo de superaquecimento é elevar a temperatura de T_1 (entrada da turbina) a um estado de vapor superaquecido, o que é possível por meio de um superaquecedor. Ou seja, uma energia adicional é fornecida para que o fluido de trabalho passe do estado de vapor saturado para o estado de vapor superaquecido. Comparando-se a Figura 6 à Figura 5, nota-se o deslocamento do ponto 1 da linha de saturação para a região de vapor superaquecido.

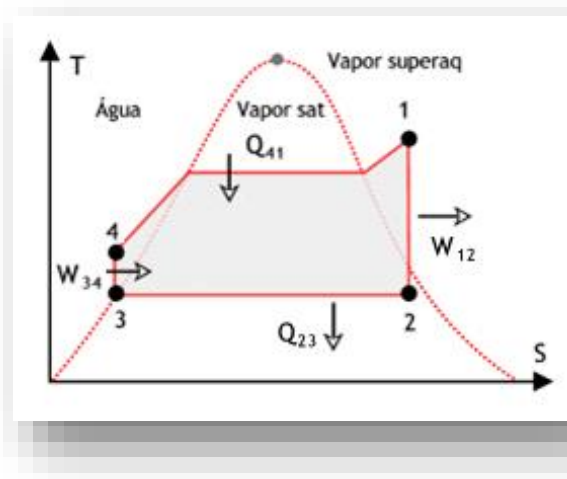


Figura 6 - Diagrama T-s representando um ciclo Rankine com superaquecimento.
Fonte: Adaptado de <http://www.mspc.eng.br/termo/termod0540.shtml>

3.1.2 Ciclo Rankine com Reaquecimento

Segundo Moran e Shapiro (2009), neste processo o vapor d'água se expande através de uma turbina no primeiro estágio até um valor de pressão que se encontra situado entre as pressões do gerador de vapor (conjunto composto por caldeira e superaquecedor) e do condensador. Daí, o vapor d'água é reaquecido no gerador de vapor, e então é novamente expandido em uma turbina no segundo estágio até a pressão do condensador. O referido ciclo é ilustrado na Figura 7.

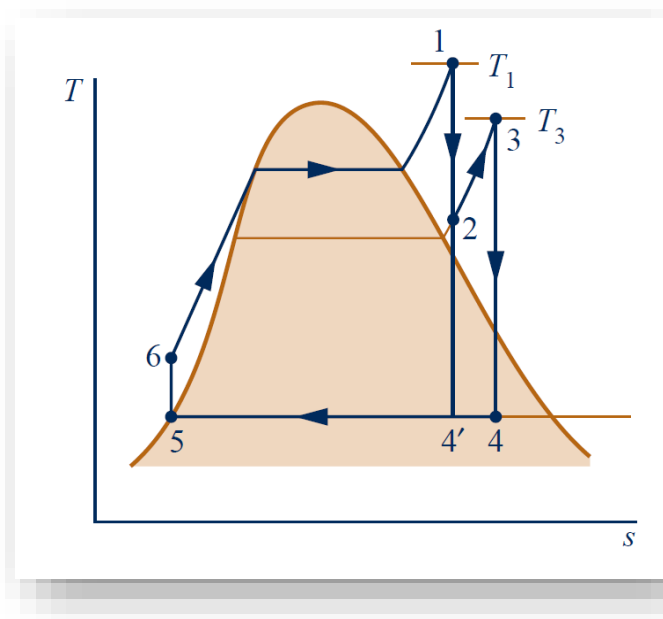


Figura 7 - Ciclo de reaquecimento ideal.
Fonte: Moran & Shapiro (2009)

3.1.3 Ciclo Rankine Supercrítico

Moran e Shapiro (2009) afirmam que a melhoria de materiais e métodos de fabricação forneceram ótimas condições para que o ciclo possa operar a altas pressões no gerador de vapor (pressões essas acima da pressão crítica da água) e temperaturas na entrada da turbina que excedem 600°C. Incrementos de pressão e temperatura em partes do ciclo que envolvem a caldeira propiciam um aumento considerável na eficiência do mesmo. Um ciclo Rankine supercrítico pode ser visualizado na Figura 8.

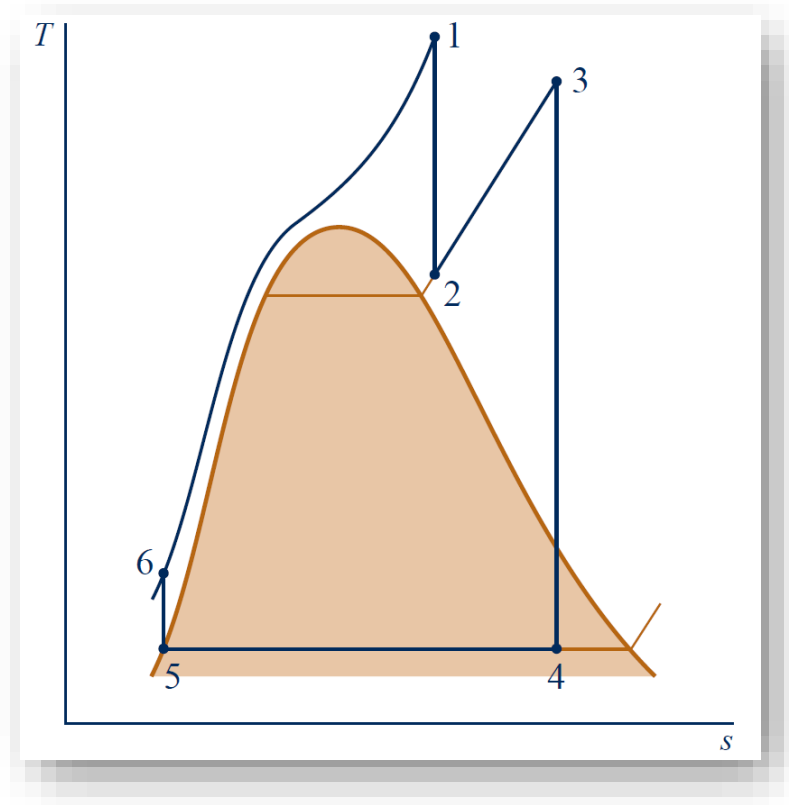


Figura 8 - Ciclo de reaquecimento ideal supercrítico.
Fonte: Moran & Shapiro (2009)

3.1.4 Ciclo Rankine com Regeneração

Lora e Nascimento (2004) definem a regeneração como sendo uma melhoria do ciclo Rankine que permite aumentar a eficiência do mesmo através do

preaquecimento da água de alimentação à caldeira. Os equipamentos responsáveis pelo aquecimento do fluido são os aquecedores de água de alimentação da caldeira, ou aquecedores regenerativos.

O método baseia-se na extração de parte do vapor entre os estágios de uma turbina. Esse vapor extraído (que está à alta temperatura) passa por um aquecedor regenerativo, onde haverá duas possibilidades:

- No caso do aquecedor regenerativo do tipo ABERTO (comumente chamado de DESAERADOR), o vapor d'água extraído é misturado à água originada do vapor que passou pelo segundo estágio da turbina e condensou-se para líquido saturado no condensador, fazendo com que a mistura adquira temperatura intermediária às temperaturas dos fluidos nas condições especificadas;
- Caso o aquecedor regenerativo seja do tipo FECHADO, que são trocadores de calor do tipo casco e tubo, a temperatura da água de alimentação aumenta à medida que o vapor extraído condensa no exterior dos tubos que transportam a água de alimentação. Esse condensado pode ser purgado para um aquecedor de água de alimentação do tipo aberto (onde irá operar a uma pressão mais baixa), ou para dentro do condensador.

Expostas todas as maneiras de se aumentar a eficiência térmica do ciclo por meio do incremento na temperatura média termodinâmica de adição de calor, na Figura 9 pode-se observar um ciclo Rankine mais complexa, contendo uma unidade de cada dispositivo citado nos itens anteriores.

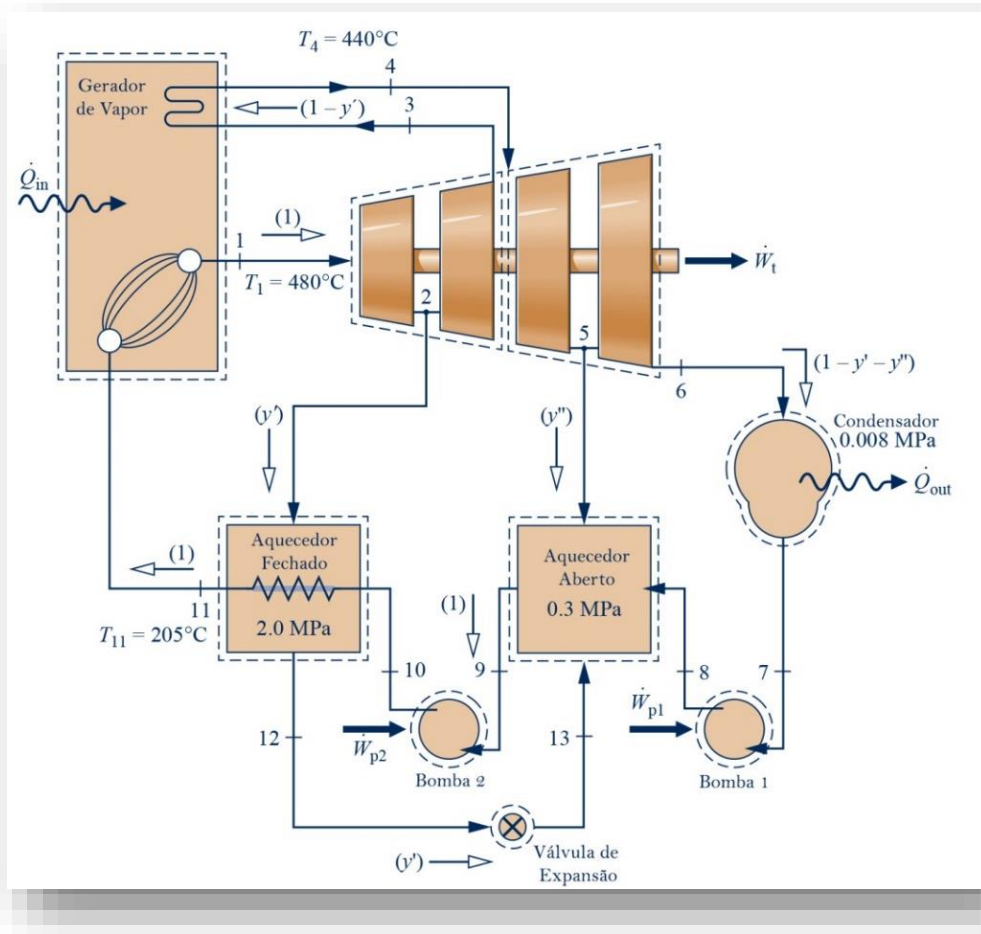


Figura 9 - Ciclo Rankine modificado para aumentar a temperatura de adição de calor.
Fonte: Adaptado de Moran & Shapiro (2009)

Na Figura 10 está o diagrama T-s do referido ciclo modificado.

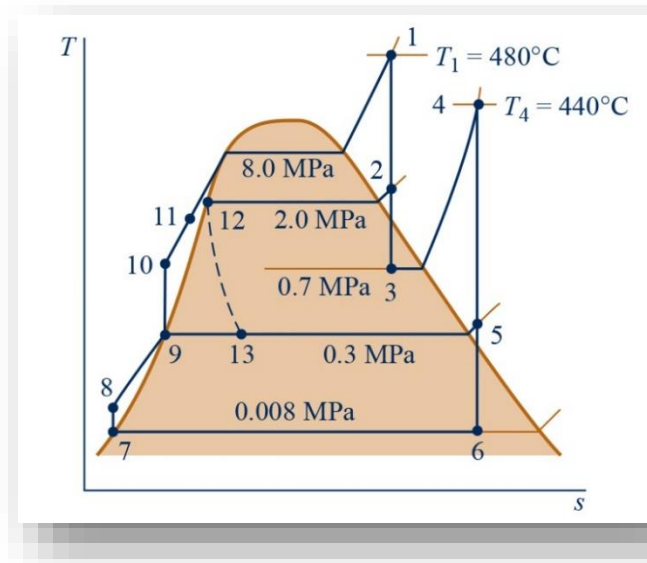


Figura 10 - Diagrama T-s para um ciclo Rankine com uma unidade de cada componente mencionado.
Fonte: Moran & Shapiro (2009)

3.2 REDUÇÃO NA TEMPERATURA DE REJEIÇÃO DE CALOR

Foram expostas no item 3.1 algumas maneiras de aumentar a eficiência de um ciclo a vapor de Rankine. Esses métodos descritos apresentam como característica comum proporcionar um aumento de eficiência por meio do aumento da temperatura média termodinâmica de adição de calor. Para tal, há a necessidade de acrescentar no projeto novos equipamentos e novas rotas para a circulação do fluido do ciclo.

Entretanto, o ciclo também pode ter sua eficiência aumentada por meio da redução da temperatura de rejeição de calor. Essa modificação está baseada na modificação dos valores de pressão de um equipamento em específico: o condensador. A Figura 11 mostra dois ciclos com a mesma pressão na caldeira, mas pressões diferentes no condensador, sendo que um deles opera à pressão atmosférica e o outro, a uma pressão abaixo desta.

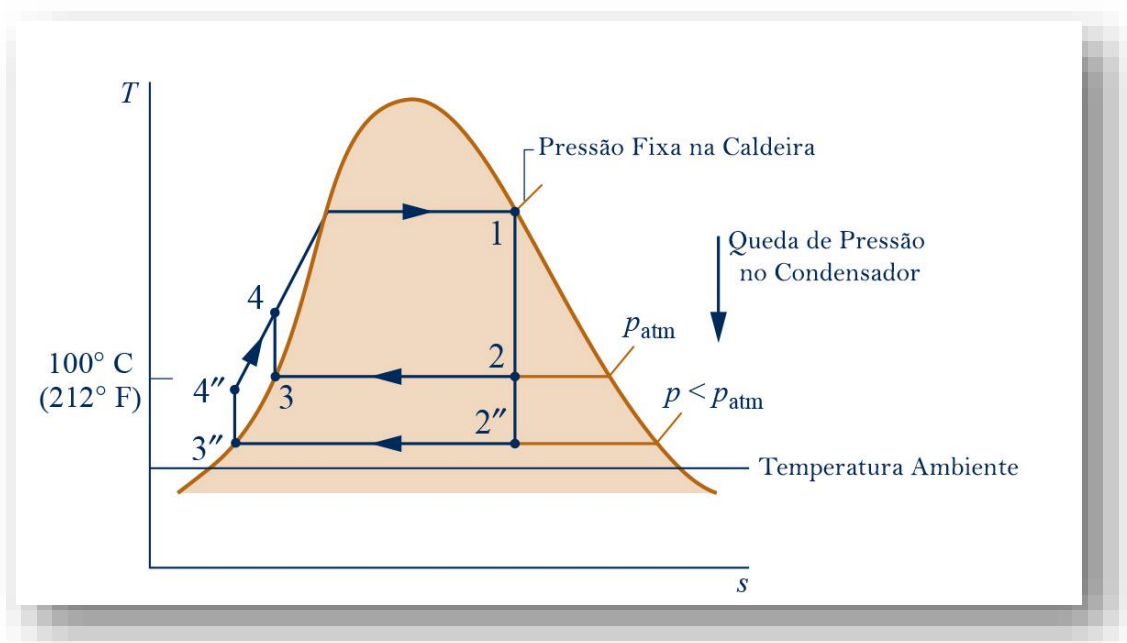


Figura 11 - Efeito da variação da pressão de condensação sobre o ciclo Rankine ideal.
Fonte: Adaptado de Moran & Shapiro (2009)

A temperatura de rejeição de calor para o ciclo com pressão mais baixa é menor, de forma que este ciclo apresenta a maior eficiência térmica. Depreende-se, portanto,

que uma diminuição da pressão no condensador tende a aumentar a eficiência térmica.

Mesmo com as vantagens apresentadas, é necessário cuidado quando do uso de pressões cada vez menores no condensador, pois reduções intensas neste parâmetro podem provocar alguns efeitos negativos. Çengel e Boles (2006) afirmam que essas reduções fornecem condições para que ar seja admitido no interior do condensador.

Um fator ainda mais agravante é em relação ao aumento de umidade do vapor nos últimos estágios da turbina. É desejável que se evite grandes umidades nesse componente, tendo em vista que, nessa condição, reduz-se sua eficiência e provoca-se a erosão de suas pás (ÇENGEL; BOLES, 2006).

Por fim, ressaltam-se os gargalos de ordem financeira e de layout. Sabe-se da influência da área de troca térmica na quantidade de calor trocada entre dois fluidos. Caso seja desejado aproximar muito a temperatura do fluido do ciclo da temperatura ambiente, há a necessidade de se utilizar um condensador de grandes dimensões (o que promove um aumento de sua área de troca térmica), como forma de aumentar a quantidade de calor trocada entre o fluido do ciclo e o fluido de resfriamento.

Em alguns trabalhos publicados pela comunidade científica internacional, chegou-se a conclusão, através de balanços de energia, que cerca de dois terços da energia do combustível são perdidos no condensador e cedidos ao ambiente. Pelo diagrama de Sankey (Figura 12), pode-se perceber as maiores perdas de energia em um ciclo a vapor, com destaque para o calor rejeitado ao ambiente.

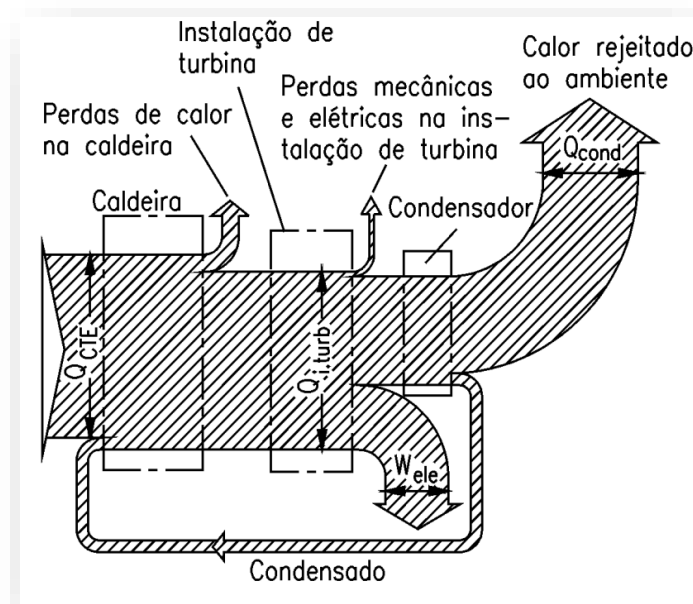


Figura 12 - Diagrama de Sankey.
Fonte: Lora e Nascimento (2004)

Porém, Vosough *et. al.* (2011) afirma que esse valor tem um grande significado no que diz respeito à quantidade, mas tem pouca importância do ponto de vista termodinâmico, por representar uma energia de baixa qualidade. Em outras palavras, o calor rejeitado nesta parte do processo possui uma baixa exergia, o que significa dizer que a energia despreendida tem pequena capacidade de realizar trabalho, o que pode ser observado pelo diagrama de Grassmann, Figura 13.

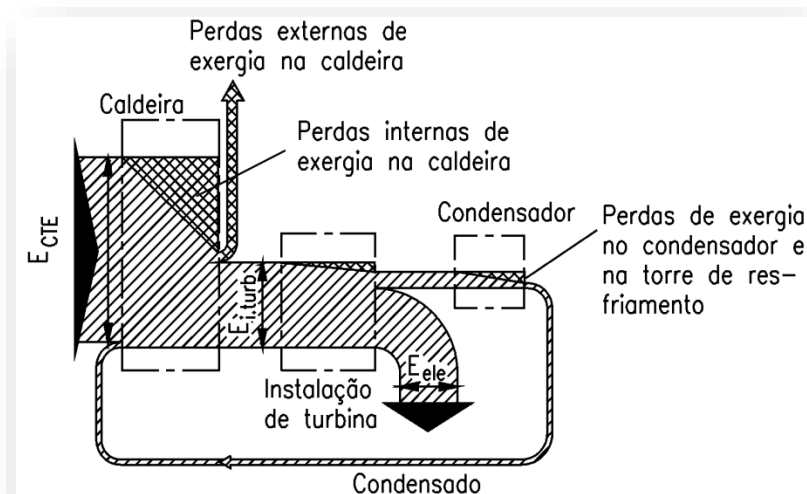


Figura 13 - Diagrama de Grassmann.
Fonte: Lora e Nascimento (2004)

3.3 AUMENTO DA PRESSÃO NA CALDEIRA

É importante dizer que este método para aumento de eficiência também tem como consequência o aumento da temperatura média termodinâmica de adição de calor, bem como aqueles explanados no item 3.1. A Figura 14 representa dois ciclos com a pressão de condensação constante, mas com pressões diferentes na caldeira. Os números correspondentes aos estados termodinâmicos que estão sobrescritos com uma linha indicam o aumento de pressão na caldeira.

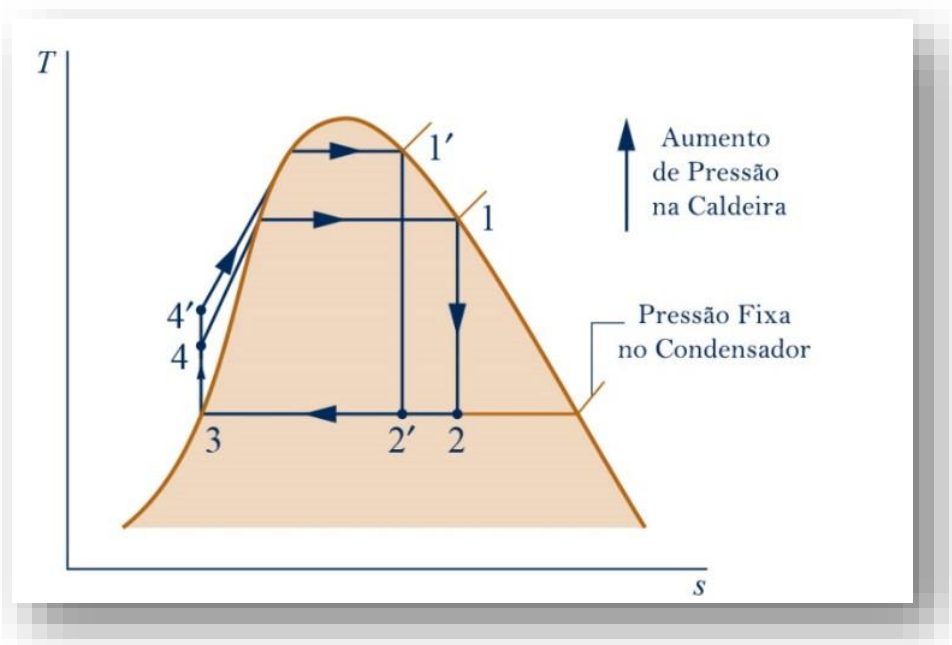


Figura 14 - Efeito da variação da pressão da caldeira sobre o ciclo Rankine ideal.
Fonte: Adaptado de Moran & Shapiro (2009)

O aumento da pressão resulta no aumento da temperatura média termodinâmica de adição de calor, com consequente incremento na eficiência do ciclo.

3.4 REDUÇÃO NA TEMPERATURA DE REJEIÇÃO DE CALOR VERSUS AUMENTO DA PRESSÃO NA CALDEIRA

Nos itens 3.2 e 3.3 foram demonstradas duas formas de melhorar o ciclo termodinâmico de Rankine. Comparando-as, pode-se concluir que é mais f aumentar

a eficiência com redução na temperatura de rejeição de calor, em detrimento do aumento de eficiência com base no ganho de pressão na caldeira.

Esta conclusão pode ser exemplificada utilizando-se uma caldeira comercial com pressão de operação de 40 bar e temperatura de vapor de 400°C. O vapor é expandido numa turbina até 0,07 bar (pressão aproximada àquela utilizada no projeto estudado neste trabalho), e título entre 85 e 90%. Na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** é mostrado o diagrama de Mollier (entalpia x entropia específica) acrescido de uma linha reta inclinada que representa a expansão na turbina do estado 1 para o estado 2 (1→2). Comparando a pressão ao final da expansão (estado 2) com a pressão atmosférica (estado 3, no qual ocorreria a condensação sem vácuo), há um salto entálpico de 320 kJ/kg e uma pressão de vácuo de apenas 0,93 bar.

Seguindo o mesmo raciocínio, para obter o mesmo salto entálpico de 320 kJ/kg na caldeira (estado 1) é necessário um acréscimo aproximado de 130 bar na pressão da caldeira, fato este representado pelo estado 4 na **Erro! Fonte de referência não encontrada.** Desta forma, o investimento necessário para melhoria da eficiência do ciclo Rankine pelo método de redução da temperatura de rejeição torna-se mais viável.

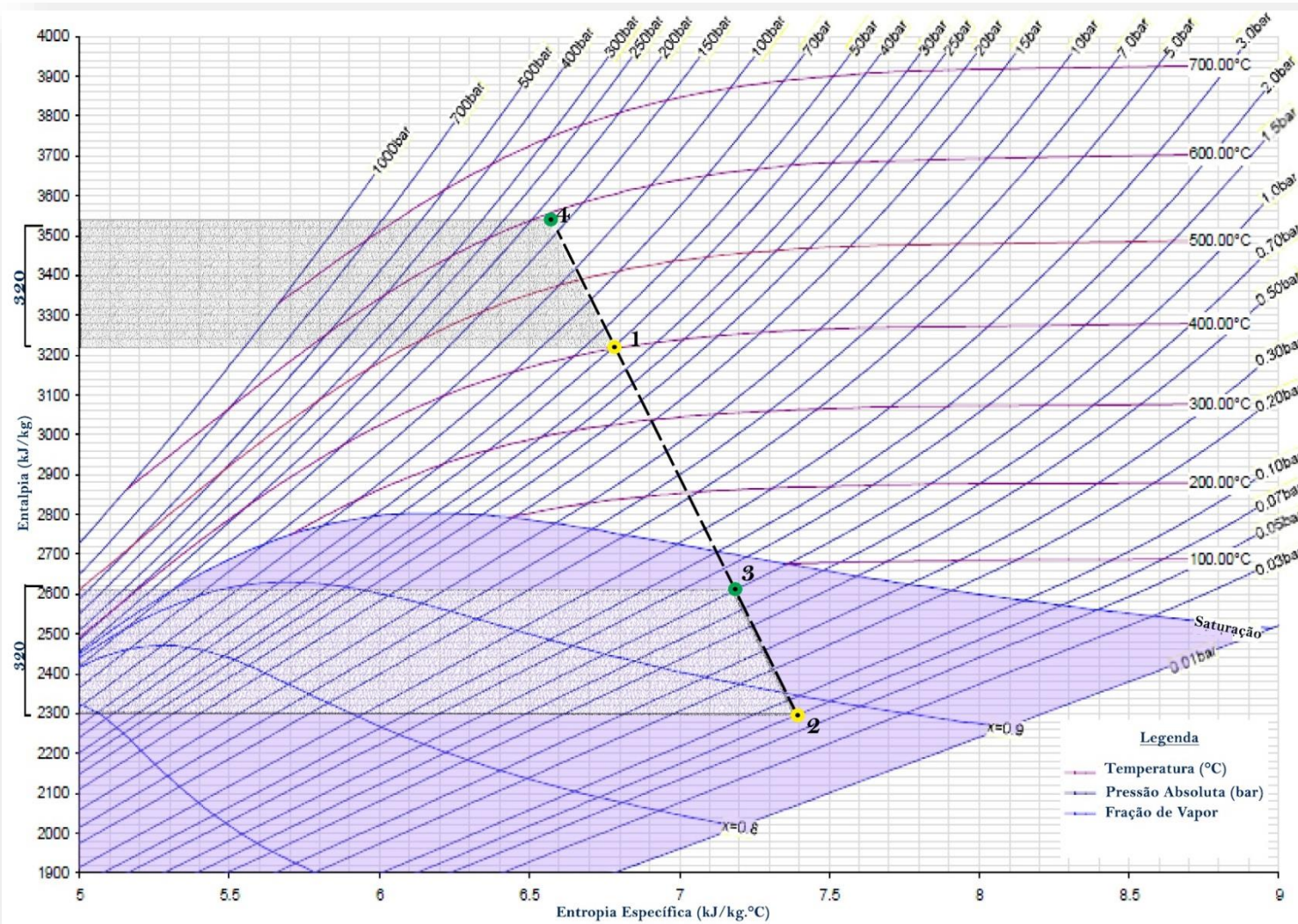


Figura 15 - Diagrama de Mollier com respectivos saltos entálpicos.

4 CONDENSADORES E SISTEMAS DE VÁCUO

A troca de calor entre fluidos a diferentes temperaturas ocorre em diversas aplicações de engenharia. Essa forma de interação entre os fluidos é possível por meio de equipamentos denominados trocadores de calor. Dentre suas variadas formas de uso, podem ser aplicados na geração de potência (INCROPERA *et. al.*, 2008).

4.1 CONDENSADORES

Um dos trocadores de calor encontrados em uma planta de geração de energia é o condensador. Sua função, como sugere seu nome, é a de condensar o vapor proveniente do último estágio da turbina, utilizando-se de um fluido de resfriamento, o qual normalmente é a água oriunda de fontes como oceanos, rios, entre outros.

O processo de condensação se dá no instante em que há o contato entre o vapor proveniente da turbina e as superfícies dos tubos do condensador, com estas sendo resfriadas pela água de resfriamento.

De acordo com Vosough *et. al.* (2011) existem basicamente dois tipos de condensador que podem ser utilizados em uma planta de geração de energia elétrica: os de contato direto e os de superfície. Os condensadores de contato direto condensam o vapor oriundo da turbina pela mistura do mesmo com o fluido de resfriamento. Os de superfície, por sua vez, são os mais utilizados nas usinas modernas, e seu princípio de funcionamento baseia-se no contato do vapor de exaustão da turbina com as superfícies dos tubos do condensador, superfície que é resfriada pela água de resfriamento que passa pelo interior dos tubos, com o vapor de extração passando pelo casco.

A água de resfriamento pode estar em um circuito fechado, como em torres de resfriamento, ou então ser proveniente de lagos, rios ou oceanos. O condensado é recolhido no fundo do condensador, onde está localizado o poço quente. Em seguida, o líquido é bombeado de volta para a caldeira, de modo a completar o ciclo.

Os componentes elementares de um condensador são mostrados na Figura 16.

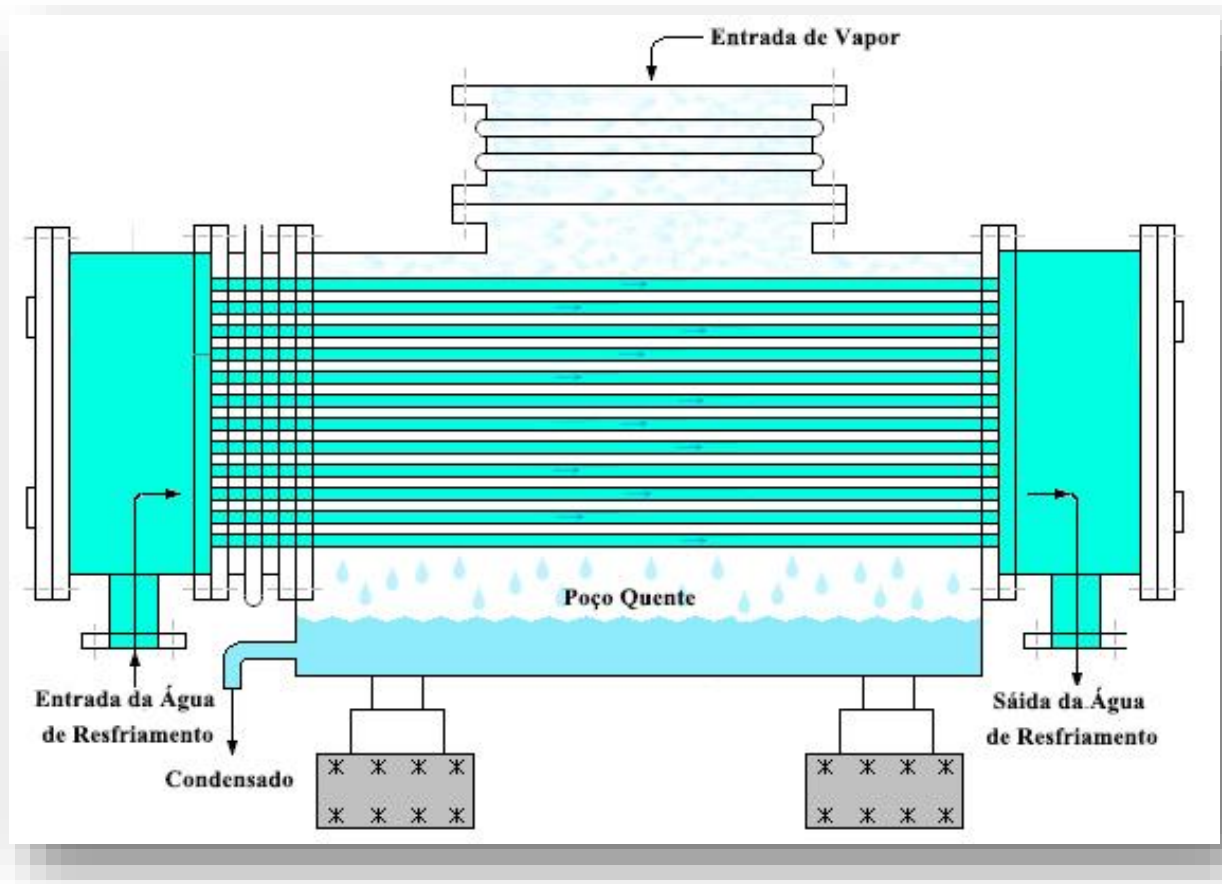


Figura 16 - Componentes básicos de um condensador tipo casco e tubo.
 Fonte: [http://www.thefullwiki.org/Condenser\(_steam_turbine\)](http://www.thefullwiki.org/Condenser(_steam_turbine))

A temperatura da água de resfriamento é a referência para a determinação da pressão de trabalho do condensador. Caso haja a diminuição da temperatura dessa água, a pressão de trabalho também pode ser reduzida. Dessa forma, aumenta-se a produção de energia, decorrente do aumento de eficiência que é propiciado (VOSOUGH *et al.*, 2011). Sabendo que a eficiência de um ciclo aumenta com a redução da temperatura de rejeição de calor (o que implica em redução na pressão de condensação), entende-se que o uso de pressões reduzidas aumenta a eficiência, como visto no item 3.2. A pressão do condensador é geralmente menor que a pressão atmosférica, denominada pressão de vácuo.

4.2 SISTEMAS DE VÁCUO

Algumas informações a respeito do vácuo fazem-se necessárias. Esse termo refere-se ao “grau de vazio” de um sistema. Um vácuo perfeito representa uma pressão absoluta igual à zero, o que é tecnicamente impraticável. Para que se crie vácuo em determinado sistema, é necessário que o ar contido em seu interior seja removido. Quando uma parte do ar é removida, diz-se que há um vácuo parcial.

Para atingir essas condições de pressão abaixo da pressão atmosférica, há essencialmente duas maneiras: por meio de ejetores a vapor ou através de bombas de vácuo.

4.2.1 EJETOR A VAPOR

Os ejetores normalmente operam com vapor do próprio processo. Coker (2007) diz que seu princípio de funcionamento baseia-se na transferência de uma fração do impulso de um jato de vapor de alta velocidade para a mistura (Ar + Vapor), oriunda do condensador. A criação do jato de vapor ocorre por meio de um bocal subsônico, que altera a característica do escoamento do vapor, transformando-o em um escoamento supersônico. Em seguida, há um bocal supersônico, responsável por aumentar ainda mais a velocidade do vapor, até sua chegada à câmara de aspiração localizada à montante da seção do difusor supersônico. Na câmara de aspiração, ocorre a mistura do fluxo vindo do condensador propriamente dito com o fluxo de vapor a alta velocidade. Finalmente, essa mistura é encaminhada ao condensador do equipamento de ejeção a vapor por meio de dois difusores, um supersônico e um subsônico, como demonstrado na Figura 17.

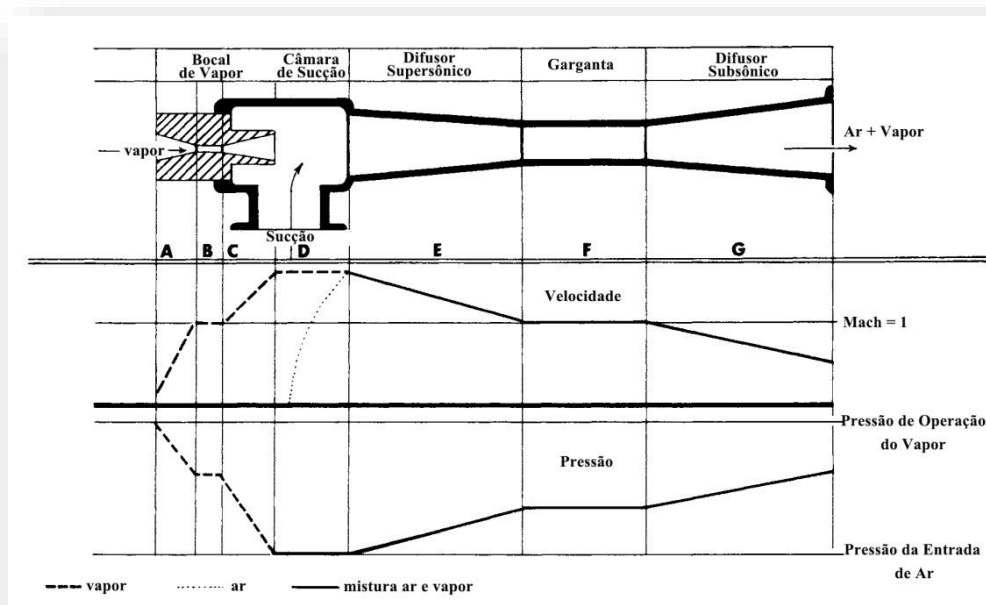


Figura 17 - Comportamento dos fluidos envolvidos no processo ao longo do ejetor a vapor.
Fonte: Coker (2007)

Com o intuito de se obter pressões cada vez menores e recuperar o condensado do vapor entregue aos ejetores, a utilização de múltiplos estágios de condensação no ejetor é inevitável. Na Figura 18 são mostrados os intervalos de pressão absoluta que podem ser atingidos quando há um aumento no número de estágios.

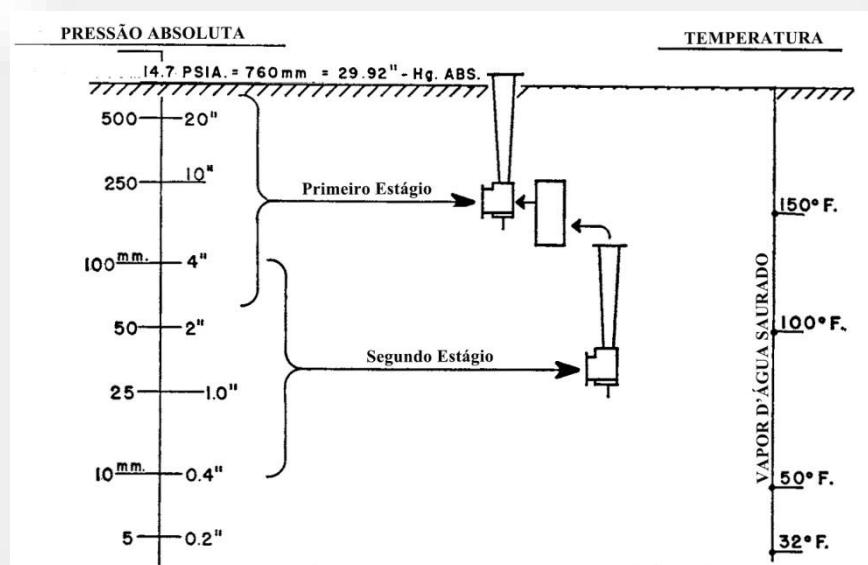


Figura 18 - Ganho de vácuo com o aumento do número de estágios do ejetor.
Fonte: Coker (2007)

Um modelo esquemático de uma instalação de ejetor de vapor pode ser observado através da Figura 19.

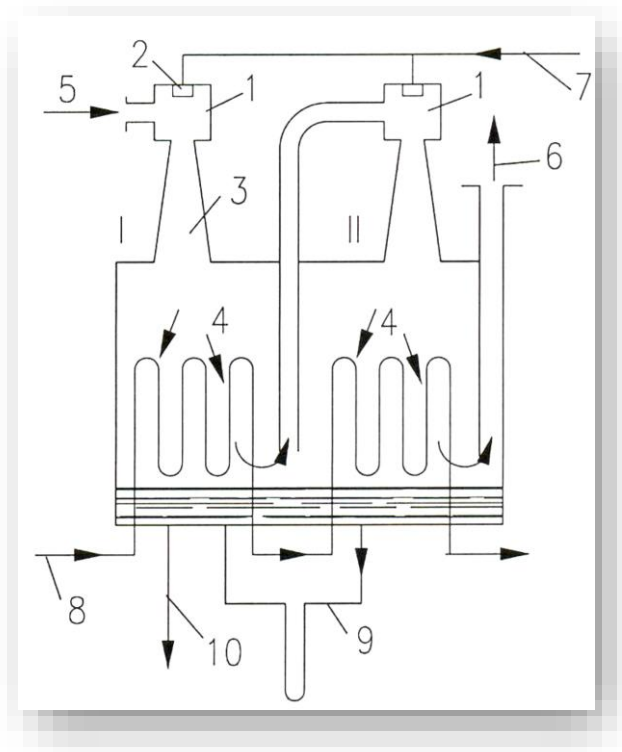


Figura 19 - Esquema de ejetor de jato a vapor. 1. Câmara recebedora; 2. Bocal; 3. Difusor; 4. Resfriador; 5. Entrada da mistura de vapor e ar; 6. Escapamento do ejetor; 7. Entrada de vapor; 8. Entrada da água de resfriamento; 9. Selo hidráulico; 10. Drenagem para o condensador.

Fonte: Lora e Nascimento (2004)

Ejetores constituem uma boa escolha para manter o vácuo contínuo de forma econômica. Coker (2007) lista algumas características dos ejtores a vapor, a saber:

- Lidam com vapor, mistura líquido/vapor, ou corrosivos;
- Desenvolvem qualquer vácuo razoável necessário para operações industriais;
- Atendem grandes e pequenas vazões;
- Eficiências são razoavelmente boas;
- Não possuem partes móveis. Portanto, a manutenção tem baixo custo e a sua operação é relativamente constante quando a corrosão não é um fator;
- Funcionamento silencioso;
- Operação estável dentro da faixa de projeto;

- Os custos de instalação são relativamente baixos quando comparados com bombas de vácuo mecânicas. Não requer muito espaço físico;
- Operação simples.

4.2.2 BOMBAS DE ANEL LÍQUIDO

Nessa modalidade de elemento indutor de vácuo, em um primeiro momento, o ar é admitido na bomba de anel líquido. Em seguida, atravessa uma passagem interna localizada na lateral do equipamento, até chegar à janela de admissão do cone da bomba, onde é succionado até as câmaras do rotor, situadas entre o anel líquido e o cone, pelo movimento do anel líquido. À medida que os rotores giram, o ar contido em suas câmaras é deslocado até que se chegue à janela de descarga onde, devido ao curto espaço existente entre o anel líquido e o cone, o ar é comprimido até a pressão atmosférica. Daí, o ar é despejado ao ambiente. A Figura 20 mostra um esquema contendo um corte transversal de uma bomba de anel líquido.

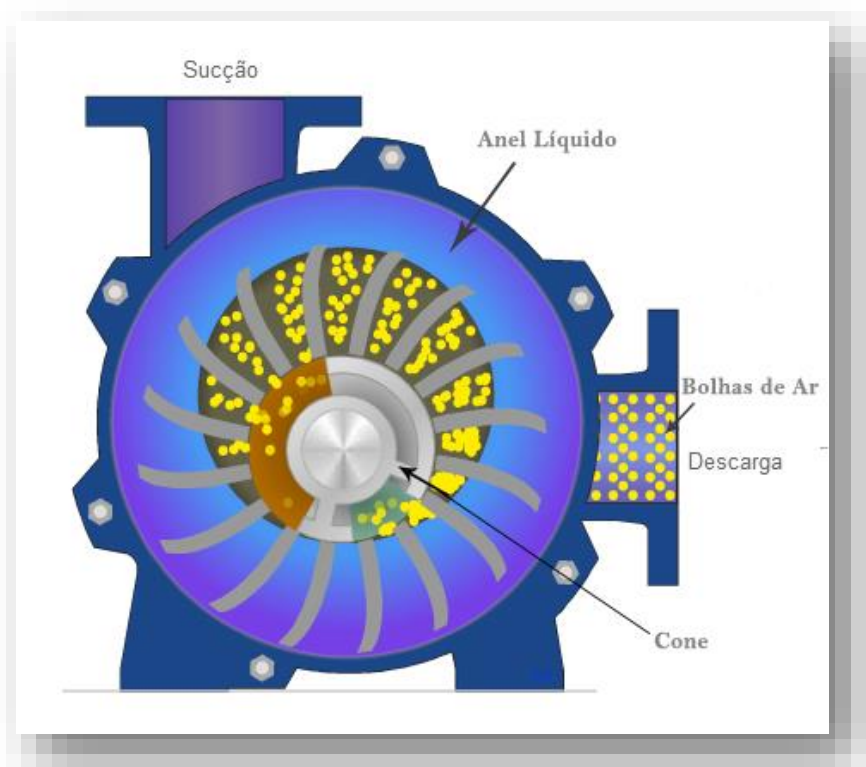


Figura 20 - Corte transversal de uma bomba de anel líquido.
Fonte: <http://www.gdnash.com.br/funciona.html>

5 COGERAÇÃO

Segundo o Dicionário de Terminologia Energética (2001) *apud* Barja (2006), o conceito de cogeração envolve a produção simultânea e sequencial de duas ou mais utilidades – calor de processo e potência mecânica e/ou elétrica - a partir da energia disponibilizada por um ou mais combustíveis. Importante salientar que o(s) mesmo(s) combustível(eis) servem como fonte primária para a obtenção de duas formas distintas de energia.

A cogeração não é algo exclusivo de um único segmento industrial, sendo comumente encontrada em indústrias siderúrgicas, de papel e celulose, no setor sucroalcooleiro, além de hospitais, centros comerciais, dentre outros. O fato de ser possível produzir energia a partir dos mais variados tipos de combustível torna a cogeração uma grande alternativa energética nos dias atuais, sendo a energia oriunda da mesma mais limpa. Isso torna os sistemas nos quais a cogeração se faz presente menos vulneráveis, haja vista a instabilidade de oferta e preços de certos combustíveis. Ainda, a cogeração é capaz de fornecer condições para que uma determinada planta produtiva seja autossuficiente (ou quase) no que diz respeito à autonomia de funcionamento, muitas vezes sem necessidade de compra deste insumo das concessionárias, aumentando, portanto, a oferta de energia.

Um exemplo de cogeração é fornecido por Lora e Nascimento (2004), no qual uma central termelétrica, ainda que sejam adotados na mesma os equipamentos mais eficientes, converte, no máximo, a metade do calor que foi gerado a partir da queima do combustível em energia elétrica. Nesses casos, a cogeração tem como objetivo aplicar o fluxo de calor, que antes era levado pela água de resfriamento dos condensadores ou para a atmosfera (por meio de torres de resfriamento), em algum processo industrial que demande quantidades de calor em níveis de temperatura não muito elevados. Esta é uma forma de se obter energia elétrica e calor de processo sem a necessidade da existência de plantas distintas para a produção de cada um desses elementos individualmente.

Um arranjo comumente utilizado no que se refere à cogeração diz respeito ao aquecimento distrital (District Heating), ou aquecimento por zonas, utilizado em larga escala no norte do continente europeu. Moran e Shapiro (2009) descrevem essa modalidade de cogeração como segue abaixo:

Nesta aplicação, uma planta de potência é integrada a uma comunidade de modo a fornecer eletricidade para uso industrial, comercial e doméstico juntamente com vapor para necessidades de processo, aquecimento ambiental e aquecimento de água de uso doméstico. O aquecimento por zonas é comumente utilizado no norte da Europa, e vem sendo empregado de forma crescente nos Estados Unidos. (MORAN e SHAPIRO, 2009)

Apesar da classificação dada acima, normalmente a cogeração é classificada de acordo com a sequência relativa da geração de energia. Tem-se uma cogeração do tipo *Topping* quando a produção de energia elétrica ocorre anteriormente ao fornecimento de calor útil. Já a cogeração do tipo *Bottoming* ocorre quando a geração de energia elétrica é precedida do fornecimento de calor útil. Na Figura 21 observa-se um esquemático acerca da cogeração do tipo *Topping*, onde são realizadas extrações na turbina, extrações estas concebidas para enviar vapor a temperaturas relativamente elevadas a determinado processo.



Figura 21 - Cogeração *Topping*.
Fonte: Nogueira apud Barja (2006)

Através da Figura 22 é explicada de modo sucinto a cogeração do tipo *Bottoming*, onde se faz uso dos gases de exaustão para a geração de energia eletromecânica.

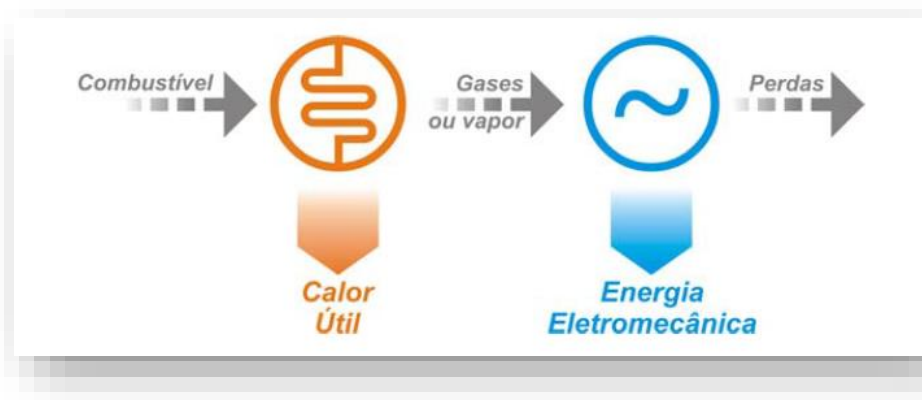


Figura 22 - Cogeração *Bottoming*.
 Fonte: Nogueira apud Barja (2006)

5.1 BREVE HISTÓRICO DA COGERAÇÃO

A cogeração, de fato, não é uma tecnologia recente. Seu início remonta ao final do século XIX. Na referida época, o fornecimento de energia elétrica por parte das geradoras era algo raro (LORA E NASCIMENTO, 2004). A legislação no passado privilegiava o monopólio de atendimento, inibindo projetos que poderiam se beneficiar de excedentes de comercialização viável (SANTOS, 1989 *apud* DE PAULA, 2004).

Depois da crise do petróleo de 1974, o governo americano, vendo a necessidade de outras fontes de energia, criou dentro da Lei Nacional de Energia uma nova regulamentação chamada PURPA (Public Utility Regulatory Policies Act). Essa lei força as concessionárias de energia elétrica a comprar energia de outros produtores mais eficientes pagando pelo custo de que como fosse consumidor. Essa nova filosofia, abriu espaço para mercado aonde era monopólio e assim também para inserção plantas de cogeração.

Como consequência da PURPA houve maior concorrência no mercado de energia e também a expansão da tecnologia de cogeração, aumentando sua viabilidade econômica e abrangência da sua utilização.

5.2 A COGERAÇÃO NO BRASIL

Em junho de 2001, o governo federal se viu obrigado a implantar um austero programa de racionamento para evitar um colapso na oferta de energia elétrica em grande parte do território nacional. Tanto pela intensidade quanto pela abrangência, o racionamento de 2001 foi o maior da história do país. A origem da crise energética do referido período remonta principalmente a dois fatores de suma importância:

- Condições hidrológicas bastante desfavoráveis nas regiões Sudeste e principalmente no Nordeste;
- Insuficiência de investimentos em geração e transmissão.

Como resultado, o sistema interligado teve seus principais reservatórios severamente esvaziados. Através de medidas drásticas, o governo determinou uma redução compulsória de 20% do consumo de eletricidade para impedir o completo esvaziamento dos reservatórios. O racionamento atingiu as regiões Sudeste, Centro-Oeste e Nordeste e parte da região Norte, e teve duração de oito meses, com fim no mês de fevereiro de 2002 (ELETROBRAS, 2013).

Aliada ao problema energético enfrentado no início do século XXI, também há a problemática do aumento do consumo de energia elétrica ligado ao novo padrão de desenvolvimento econômico-social que tem como objetivo diminuir as disparidades na distribuição da renda. Essa política adotada pelos últimos governos tende a fortalecer o poderio econômico das classes antes desfavorecidas, fornecendo condições para o aumento do consumo e aquisição de novos bens, dentre os quais se encontram inclusos os aparelhos que necessitam de energia elétrica para seu funcionamento, como chuveiros elétricos e aparelhos de ar condicionado. As indústrias de bens de consumo duráveis aumentam cada vez mais sua demanda por eletricidade para que seja possível atender uma maior quantidade de consumidores, exigindo uma quantidade de energia cada vez maior.

Nesse contexto, o papel da cogeração torna-se crucial. Ao serem utilizadas grandes quantidades de plantas de cogeração, maior a probabilidade dessas plantas não

necessitarem de comprar energia elétrica das concessionárias e, visto que grandes indústrias são responsáveis por consumirem quantidades enormes de energia, entende-se que haverá um aumento na oferta de energia para uso comercial e doméstico.

5.3 A COGERAÇÃO NO CONTEXTO SIDERÚRGICO

Um caso clássico de cogeração na indústria siderúrgica reside nos altos fornos, mais especificamente em sua parte superior, onde são alocadas as chamadas turbinas de recuperação de topo (TRT). Este equipamento possui duas finalidades: controlar a pressão de topo do alto forno e gerar energia elétrica através do acionamento da turbina pelo gás gerado no processo. É mais uma forma de energia limpa, tendo em vista que não é feito uso de combustível por parte do equipamento e, consequentemente, não são gerados gases de efeito estufa. Pelos conceitos apresentados nas seções anteriores, o processo de cogeração utilizando a TRT pode ser classificado como sendo do tipo *Bottoming*.

No caso específico de uma central termelétrica contida numa indústria siderúrgica, é normal encontrar a cogeração do tipo *Topping*, na qual são efetuadas extrações nos estágios intermediários da turbina. Essas extrações são utilizadas em processos da própria usina, como dito na introdução deste capítulo. Exemplos de processos industriais a utilizarem o calor proveniente de uma CTE são: vapor de traço (vapor que acompanha o alcatrão para que este combustível não solidifique), cozinha industrial, etc.

5.4 COGERAÇÃO COM TURBINAS A VAPOR

O foco do presente trabalho encontra-se em uma central de cogeração de uma indústria siderúrgica que utiliza turbinas a vapor para geração de energia elétrica e vapor de processo. Todavia, é importante que se saiba das possibilidades de cogeração no que diz respeito ao aspecto construtivo das centrais. A geração combinada de calor e eletricidade pode ser obtida por meio de:

- Motores de combustão interna;
- Turbinas a vapor;
- Turbinas a gás;
- Ciclo Combinado (turbina a gás + turbina a vapor).

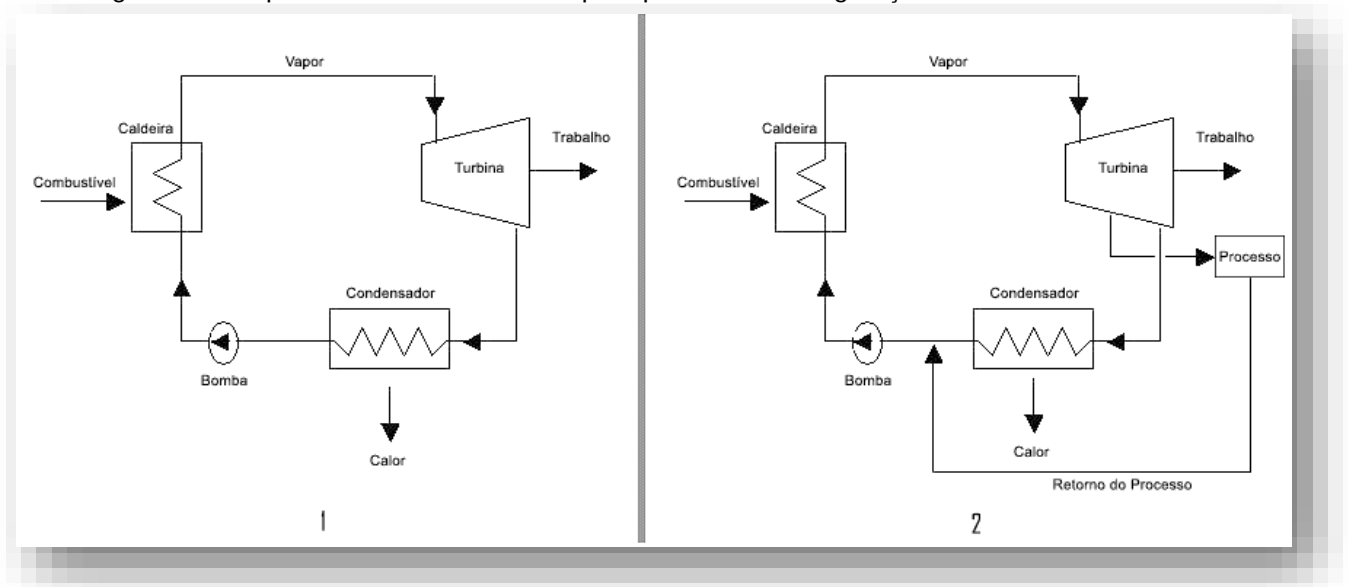
Lora e Nascimento (2004) descrevem de modo geral o funcionamento de uma turbina inserida em uma planta de cogeração:

O acionamento da turbina se produz pela expansão do vapor de alta pressão procedente de uma caldeira convencional. Esta expansão se realiza nos bocais fixos e nas palhetas móveis, montados nos rotores, em um ou mais estágios, onde a energia contida no vapor se transforma primeiro em energia cinética e, em seguida, em energia mecânica, impulsionando as palhetas. (LORA e NASCIMENTO, 2004)

A título de exemplo, são tomadas duas instalações, onde a primeira opera com o intuito de somente gerar energia elétrica, e a segunda, por sua vez, é uma planta de cogeração. Essas instalações estão representadas na

Figura 23.

Figura 23 - Esquema de uma turbina a vapor operando sem cogeração e outra em um sistema de



cogeração.

Para uma mesma quantidade de combustível inserida em cada um dos sistemas, a planta sem cogeração possui eficiência elétrica de 28%, resultando em um montante

de perdas da ordem de 72%. Em contrapartida, a planta de cogeração, por meio do vapor de escape da turbina, atinge um valor de eficiência elétrica mais reduzido, sendo este de 20%, porém as perdas totais são reduzidas a 18%, tendo em vista que o vapor de escape agora é utilizado em um processo industrial, o que totaliza uma eficiência global de 82% (LORA; NASCIMENTO, 2004). Esses valores são melhores ilustrados através da Figura 24.

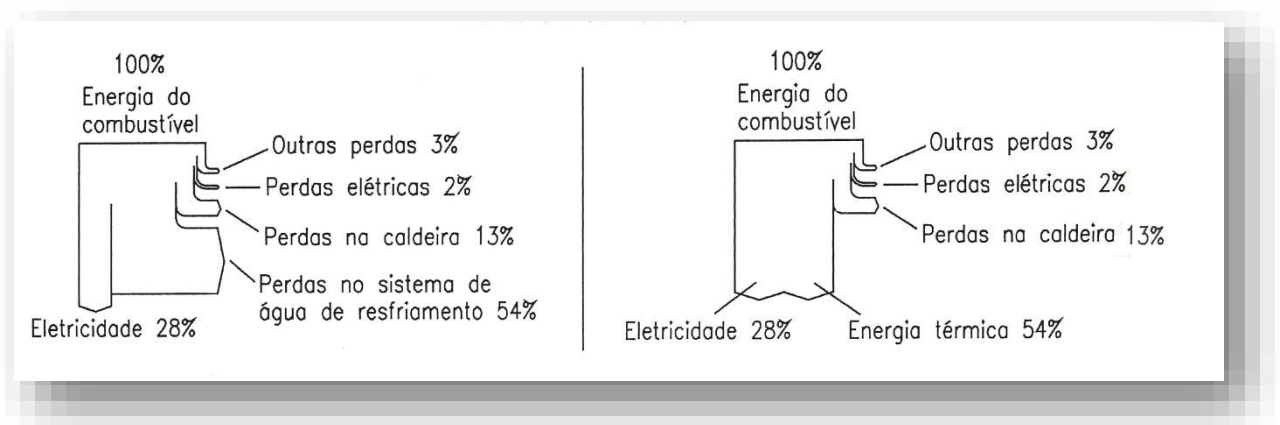


Figura 24 - Balanço térmico de uma turbina a vapor operando sem cogeração e outra em um sistema de cogeração industrial.

Fonte: Lora & Nascimento (2004)

Comparada à turbina de funcionamento a gás, a turbina a vapor é mais simples. Entretanto, o uso de turbinas a vapor implica no uso de componentes como caldeira, trocadores de calor, bombas, condensador, desaeradores, etc., o que torna a instalação em si mais complexa. Mas há de se considerar que a tecnologia utilizada na concepção das turbinas a vapor é mais conhecida e bem dominada, particularmente na faixa de potência correspondente aos sistemas de cogeração (LORA; NASCIMENTO, 2004).

Uma outra vantagem da cogeração a vapor é a possibilidade de se usar quaisquer combustíveis, que podem ser resíduos industriais ou combustíveis de natureza mais nobre. Ainda, o vapor costuma ser amplamente utilizado como veículo de aquecimento de uma variada quantidade de processos industriais (LORA; NASCIMENTO, 2004).

6 DESCRIÇÃO DO PROCESSO

No que diz respeito a uma central termelétrica de uma indústria siderúrgica, sabe-se que o objetivo principal dessa planta é manter estável o sopro de ar para os altos fornos. Isso é feito por meio dos sopradores, que são acoplados a um turbogerador, constituindo assim o TGS (Turbina-Gerador-Soprador), sendo a força motriz desse conjunto o vapor gerado na caldeira. Além de utilizado na turbina, o vapor é extraído para outros processos na indústria ou para pré-aquecer a água antes de a mesma entrar na caldeira.

Os combustíveis utilizados nas caldeiras são gases resultantes de processos desencadeados dentro da própria usina siderúrgica, que são o BFG (Blast Furnace Gas) e COG (Coke Oven Gas). A queima desses gases é responsável por gerar calor para a produção de vapor de alta pressão, e essa queima ocorre numa proporção de 95% de BFG e 5% de COG, em volume. A proporção adotada é usada com o intuito de manter a chama dentro da fornalha, devido ao baixo poder calorífico inferior (PCI) do BFG (BELISÁRIO, 2012).

O ciclo adotado na termelétrica estudada é o ciclo Rankine regenerativo com turbina de condensação com extração, constituído de três aquecedores de alimentação fechados de alta, média e baixa pressão, e um aquecedor de alimentação aberto, como representado na Figura 25.

Uma vez produzido, o vapor, ao passar pelas pás da turbina de condensação, sofre uma expansão, o que possibilita a realização de trabalho. Após a expansão, o vapor condensa na saída do último estágio da turbina e, logo após, troca calor no condensador, onde o fluido de resfriamento é a água do mar. Em seguida, o condensado é bombeado pela bomba de condensado (BC), passando pelos aquecedores fechados de baixa e média pressão, pelo aquecedor aberto, e finalmente bombeado pela bomba alimentadora de caldeira (BAC), que força a passagem do fluido do ciclo ao aquecedor fechado de alta pressão e, finalmente, o entrega à caldeira, onde a água retoma seu estado inicial.

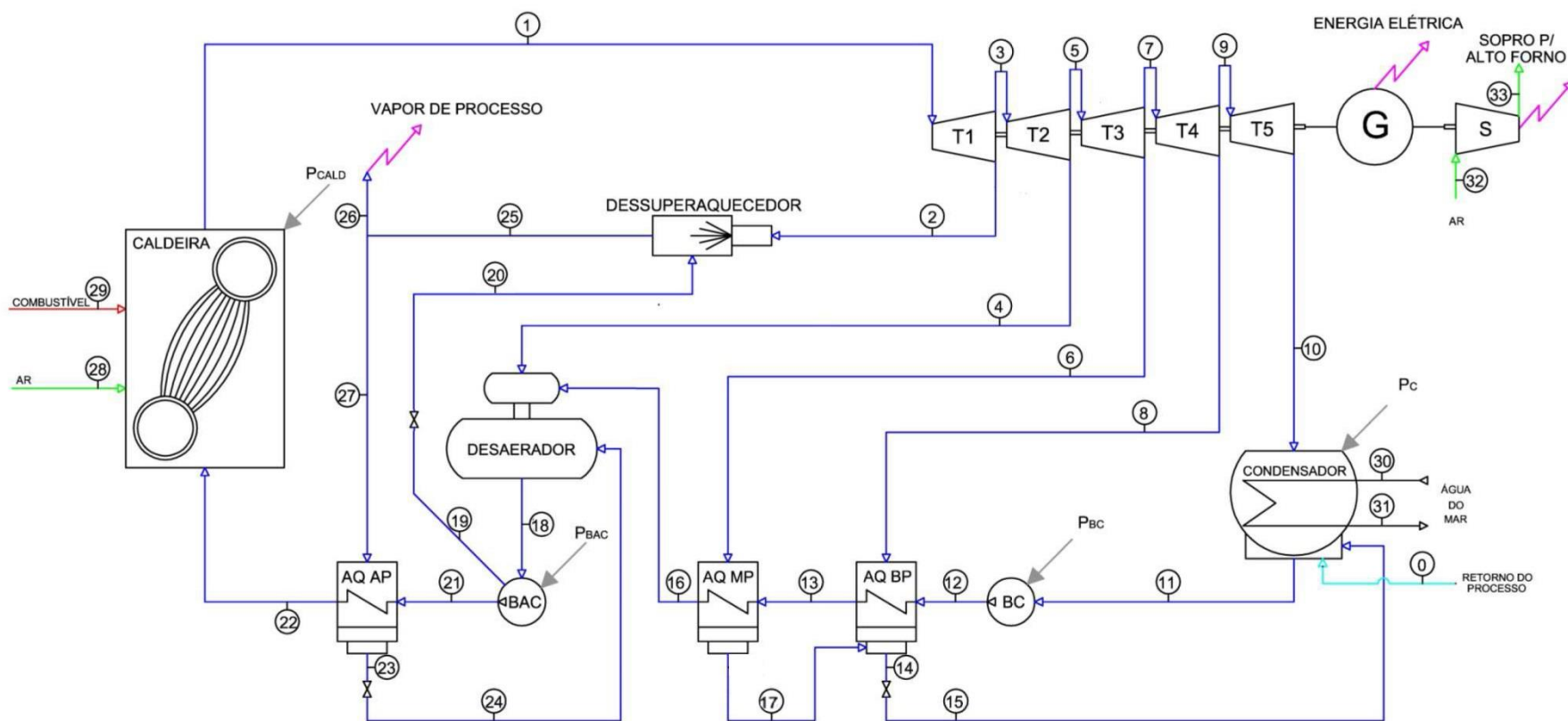


Figura 25 - Esquemático da Central Termelétrica estudada.
Fonte: Adaptado de Belisario (2012)

A turbina é dotada de extrações, e essas extrações são responsáveis por enviar o vapor para determinadas partes do processo, onde essas quantidades de vapor podem se misturar (aquecedor aberto) ou não (aquecedores fechados) à água proveniente do condensador, sempre com o intuito de elevar a temperatura na qual a água do ciclo entra na caldeira. Assim, aumenta-se a temperatura média termodinâmica de calor, como explicado no capítulo 2.

A primeira dessas extrações é responsável pelo envio de vapor ao dessuperaquecedor, equipamento através do qual se controla as condições de entrega de vapor ao aquecedor fechado de alta pressão e ao processo da usina que demande calor.

A segunda extração tem como função enviar vapor para o aquecedor aberto, ao passo que a terceira e quarta extrações enviam vapor, respectivamente, para os aquecedores fechados de média e baixa pressão. O restante é enviado ao condensador.

Descrita a central termelétrica, sua simulação é realizada fazendo-se o uso de um simulador computacional da companhia Thermoflow®.

A empresa Thermoflow desenvolveu vários simuladores computacionais e um deles é o Thermoflex® que é um software de simulação com interface gráfica que permite montar um modelo de ícones que representam mais de 175 componentes diferentes utilizando sua própria biblioteca. O programa abrange tanto o design e simulação off-design, e os modelos de todos os tipos de usinas, incluindo ciclos combinados, os ciclos de vapor convencionais e repotenciação.

Para dados de entrada no programa são utilizadas informações do manual do fabricante, em conjunto com dados complementares obtidos via literatura, mais especificamente a proporção de combustível (COG/BFG) empregada na caldeira, de 95% de BFG e 5% de COG (BELISARIO, 2012). A estrutura no Thermoflex® está demonstrada na Figura 26. Concluída a simulação, geram-se os dados, os quais são apresentados na Tabela 1.

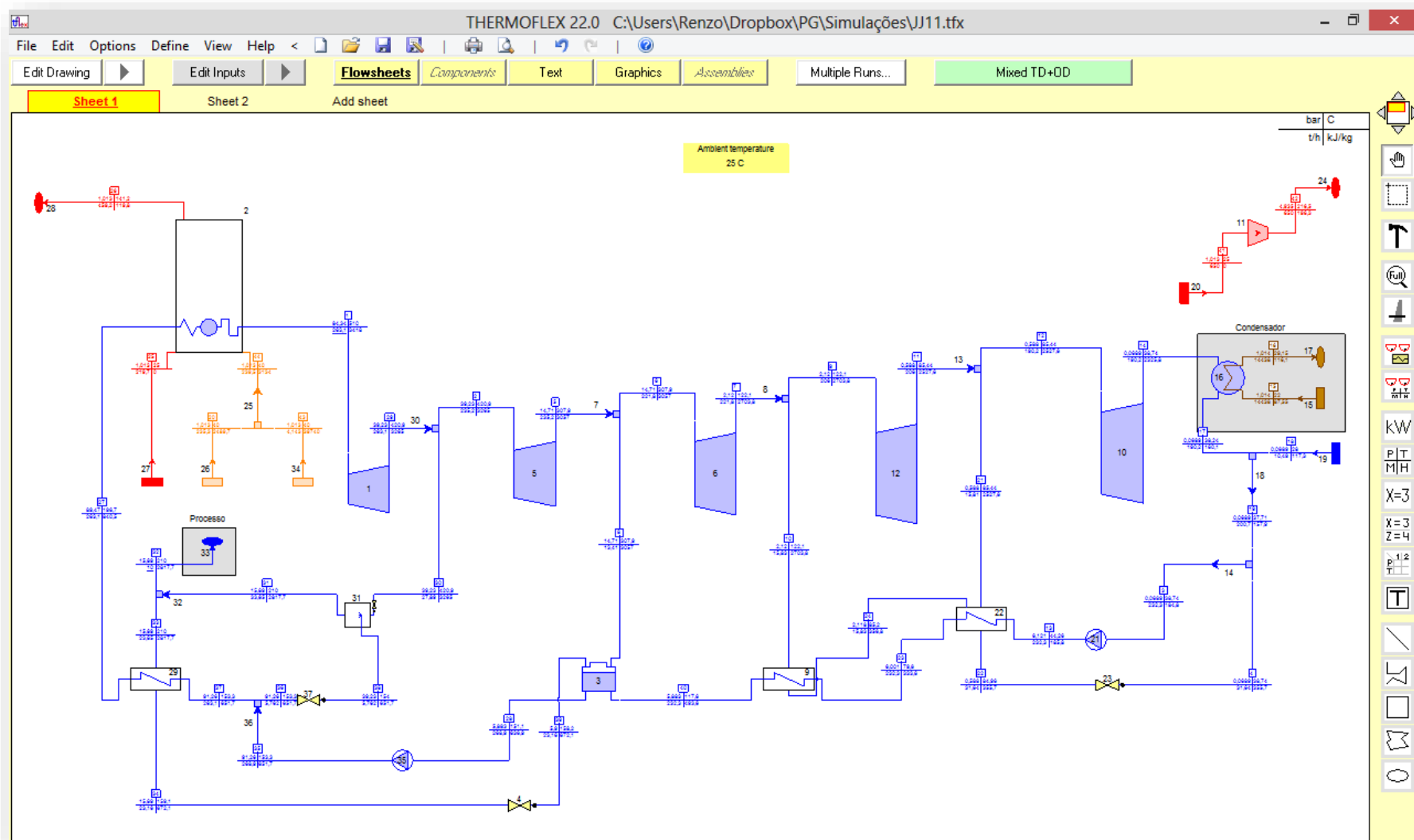


Figura 26 - Interface do Thermoflex®.

Tabela 1 - Dados termodinâmicos e vazões mássicas resultantes da simulação.

Nº	Fluido	Pressão	Temp.	Vazão Mássica
		[bar]	[C]	[t/h]
1	Vapor	84,34	510	263,1
2	Vapor	39,23	420,9	235,21
3	Vapor	39,23	420,9	27,89
4	Vapor	14,71	307,9	13,41
5	Vapor	14,71	307,9	221,8
6	Vapor Sat. (x=1)	2,12	122,1	15,83
7	Vapor Sat. (x=1)	2,12	122,1	221,8
8	Mistura (x=0,95)	0,59	85,4	15,81
9	Mistura (x=0,95)	0,59	85,4	190,16
10	Água	0,07	38,2	190,16
11	Água	0,07	38,7	232,29
12	Água	6,12	44,3	232,29
13	Água	6,00	79,6	232,29
14	Água	0,59	85	31,64
15	Mistura (x=0,08)	0,07	38,7	31,64
16	Água	5,88	117,6	232,29
17	Água	2,12	85,2	15,83
18	Água	5,88	151,1	268,86
19	Água	91,26	153,3	5,76
20	Água	39,23	154	5,76
21	Água	91,26	153,3	263,1
22	Água	89,47	196,7	263,1
23	Água	15,69	159,1	23,16
24	Água Sat. (x=0)	5,9	158,2	23,16
25	Vapor	15,69	210	33,65
26	Vapor	15,69	210	10
27	Vapor	15,69	210	23,65
28	Ar	1,01	25	230,3
29	Combustível	1,01	42,25	157,3
30	Água do Mar	1,01	22	14437,9
31	Água do Mar	1,01	29,2	14437,9
32	Ar	1,01	25	650
33	Ar	4,94	216,5	650

7 RESULTADOS

Além das propriedades termodinâmicas obtidas através da simulação, o Thermoflex® também gera como resultados importantes parâmetros referentes à Central como um todo. A Tabela 2 contém informações pertinentes ao funcionamento da planta de cogeração, com suas variadas formas de eficiências, às demandas dos equipamentos auxiliares, e às condições ambientes, definidas pela pressão, temperatura, umidade relativa e temperatura de bulbo úmido. Importante ressaltar que os valores alcançados foram obtidos com base nos dados e informações de projeto, retirados do manual do fabricante.

Tabela 2 - Parâmetros principais da planta de cogeração com base nos dados de projeto.

Plant Summary		
Ambient pressure	bar	1,013
Ambient temperature	C	25
Ambient RH	%	60
Ambient wet bulb temperature	C	19,48
Gross power	kW	30897
Gross electric efficiency(LHV)	%	15,11
Gross heat rate(LHV)	kJ/kWh	23826
Net power	kW	28257
Net electric efficiency(LHV)	%	13,82
Net heat rate(LHV)	kJ/kWh	26052
Net fuel input(LHV)	kW	204484
Net process heat output	kW	42929
CHP efficiency	%	34,81
PURPA efficiency	%	24,32
Plant auxiliary	kW	2640,3
Net electric efficiency(HHV)	%	12,89
Net heat rate(HHV)	kJ/kWh	27919
Net fuel input(HHV)	kW	219138
Energy chargeable to power	kW	158324
Electric efficiency on chargeable energy	%	17,85

Fonte: Simulação do Thermoflex®

Há uma atenção especial aos parâmetros referentes à potência elétrica bruta (Gross Power) e à potência elétrica líquida (Net Power). A potência elétrica líquida ($\dot{W}_L$) é aquela na qual são descontados os valores a serem fornecidos aos equipamentos auxiliares da planta, como as bombas, ventiladores, iluminação, entre outros. A potência elétrica bruta ($\dot{W}_B$), por sua vez, desconsidera esse fornecimento, referindo-se à produção de potência total da planta.

As eficiências elétricas bruta (Gross Electric Efficiency) e líquida (Net Electric Efficiency) também são parâmetros importantes a serem levados em consideração.

A eficiência elétrica bruta (η_B) é definida pela potência elétrica bruta de saída dividida pelo produto entre a vazão mássica do combustível e seu LHV (sigla em inglês para PCI – Poder Calorífico Inferior):

$$\eta_B = \frac{\dot{W}_B}{\dot{m} \times PCI} \quad (7.1)$$

A eficiência elétrica líquida é dada pela potência elétrica líquida dividida pelo produto entre a vazão mássica da mistura de COG e BFG e o poder calorífico da mistura:

$$\eta_L = \frac{\dot{W}_L}{\dot{m} \times PCI} \quad (7.2)$$

A eficiência da cogeração (CHP – Combined Heat and Power) também leva em conta a potência requerida pelo soprador ($\dot{W}_{SOPRADOR}$), sendo dada por:

$$Eficiência\ da\ cogeração = \frac{\dot{W}_L + \dot{W}_{SOPRADOR} + Q_{UTIL}}{\dot{m} \times PCI} \quad (7.3)$$

O próximo passo é variar a pressão no condensador, aumentando sua pressão absoluta, com o objetivo de observar a influência deste parâmetro no sistema de baixa pressão, na eficiência e na potência da central de cogeração. Importante ressaltar que as simulações são realizadas sempre considerando-se uma quantidade constante de potência fornecida ao soprador, de modo que o sopro, assim, seja garantido. Além disso, o calor fornecido ao processo também possui valor constante, garantindo o atendimento às áreas que demandam dessas quantidades de vapor.

O Thermoflex® apresenta uma ferramenta denominada “Multiple Runs”, por meio da qual é possível promover a variação da pressão absoluta estipulando-se as pressões mínima (pressão de condensação de projeto) e máxima (pressão um pouco abaixo da pressão de entrada no último estágio da turbina), e definindo-se também o número de intervalos desejadas. A pressão máxima foi definida de modo a garantir

que haja diferença de pressões entre a entrada e a saída do último estágio da turbina, garantindo assim a passagem de fluido através do equipamento.

Foram feitas vinte simulações, sendo a pressão mínima de 0,0689 bar e a máxima de 0,56 bar. A interface do item “Multiple Runs” é mostrada na Figura 28. Já na Tabela 3 são expostos os valores de potência elétrica bruta, elétrica líquida e consumo elétrico dos auxiliares obtidos em função de suas respectivas pressões de condensação, representados graficamente como forma de comparação por meio da Figura 29.

Como visto na comparação, a queda nas potências elétricas bruta e líquida é de mais de 10.000kW, demonstrando como o vácuo é expressivo no ciclo.

Em relação aos auxiliares (bombas de condensado, de recirculação e de alta, entre outros), percebe-se por meio da comparação um aumento de 33 kW no consumo desses equipamentos. A bomba de alta não sofre qualquer alteração, ao passo que a bomba de condensado tem sua demanda por potência reduzida, o que se explica pelo fato de que, com o aumento da pressão no condensador, torna-se necessária uma elevação menor da pressão para que seja atingido o valor de pressão do próximo estágio.

O único responsável pelo aumento no consumo é a bomba de recirculação de água do mar. Através de um balanço de energia no condensador, tem-se:

$$\dot{m}_1 \cdot (h_{1-ENT} - h_{1-SAI}) = \dot{m}_2 \cdot (h_{2-ENT} - h_{2-SAI}) \quad (7.4)$$

onde “m” refere-se à vazão mássica e “h” a entalpia específica, enquanto os índices 1 e 2 referem-se respectivamente ao lado do fluido de trabalho (vapor/água) e lado da água de resfriamento (água do mar), e os índices SAI e ENT referem-se respectivamente às saídas e entradas.

A diferença de temperatura da água do mar na entrada e na saída deve permanecer constante por questões ambientais, o que implica em uma variação de entalpia específica também constante.

Pela Figura 27, percebe-se que, com o aumento da pressão no condensador, há um aumento na diferença entálpica e na vazão mássica no lado do fluido de trabalho. Como consequência, para que seja mantida a igualdade da Equação 7.4, é necessário que se tenha um aumento da vazão da água do mar.

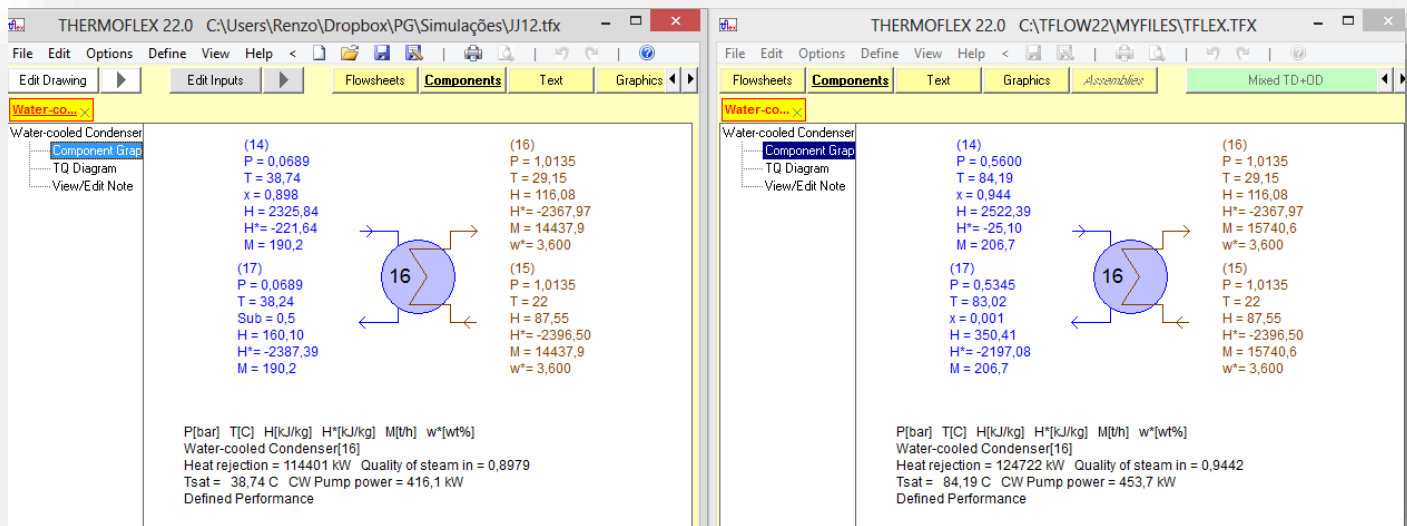


Figura 27 - Simulação de projeto VS Simulação com aumento da pressão no condensador.

A Tabela 4 contém as referidas pressões de condensação, com suas influências nos parâmetros de eficiência elétrica bruta e líquida e na eficiência de cogeração (CHP – Combined Heat and Power), comparados graficamente na Figura 30.

De modo a quantificar os impactos financeiros proporcionados pelo aumento de pressão no condensador, foi realizada uma simples análise com base no valor da compra de energia elétrica no mercado pela siderúrgica. Os valores classificados como perdas de potência elétrica contidos na Tabela 5 foram obtidos por meio da subtração das potências elétricas (bruta e líquida) inerentes à cada pressão de condensação absoluta avaliada pelas potências elétricas (bruta e líquida) referentes à pressão de condensação de projeto.

O valor de compra de energia elétrica no mercado é de R\$109,19 por megawatt-hora e o regime operacional da central foi considerado de 24 horas por dia em um ano

comercial de 360 dias. A Figura 31 foi gerada com base nos valores contidos na Tabela 5.

Analisando as comparações dos resultados das simulações realizadas, de fato o vácuo tem influência fundamental na eficiência da planta. Uma leve variação da pressão no condensador pode levar a reduções significativas do ponto de vista energético e financeiro. A título de exemplo, para uma variação de 0,052 bar na pressão absoluta (tomando como base a pressão de projeto), há um decréscimo de 1,2% nas eficiências elétricas bruta e líquida, e de cogeração, resultando em um montante de mais de R\$ 2.000.000,00 por ano.

Considerando que o sistema funcione por 360 dias a uma pressão de condensação de 0,56 bar, os resultados obtidos são mais proeminentes. Há uma perda de 4,97% nas eficiências líquida e de cogeração, e de 4,95% na eficiência bruta.

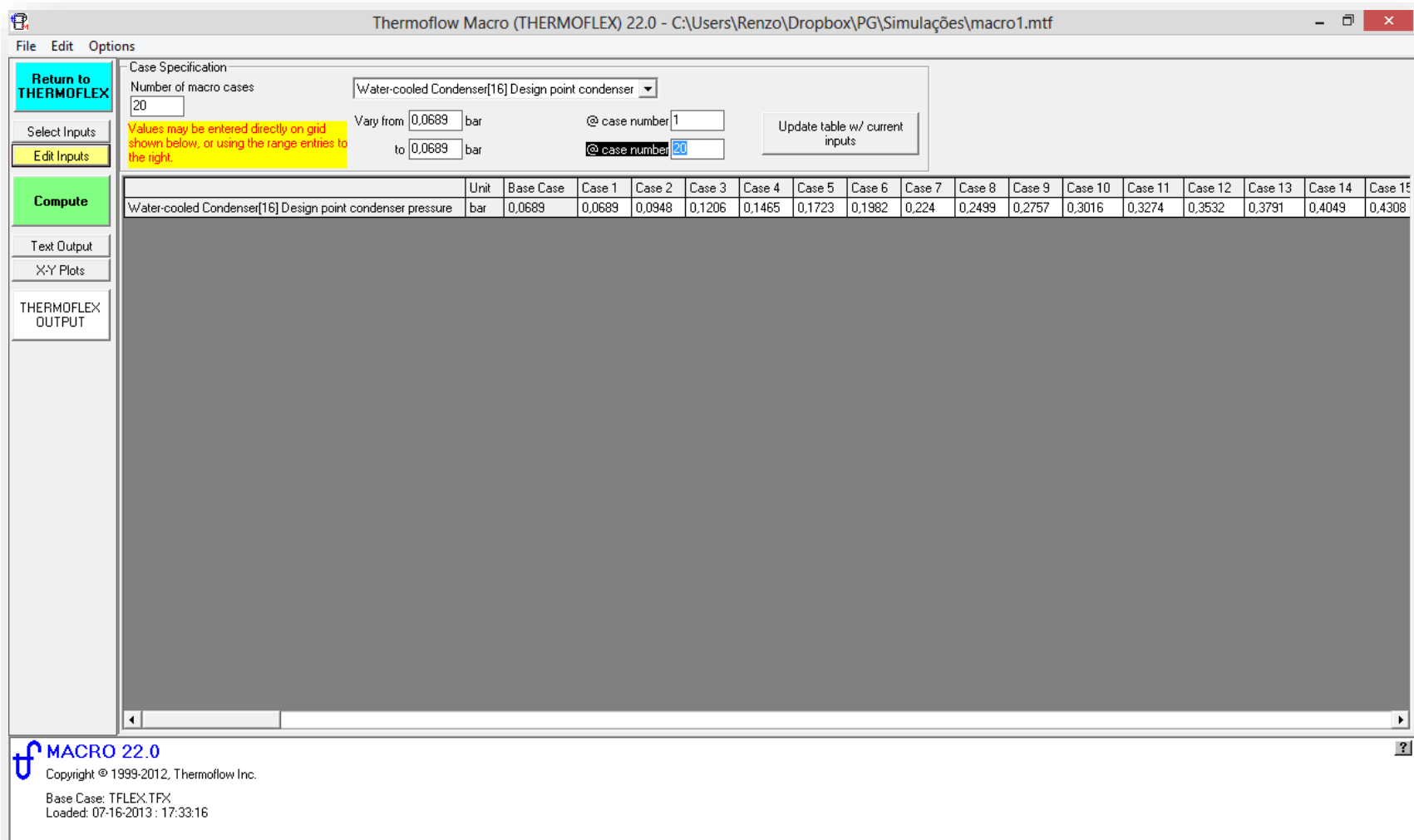


Figura 28 - Interface da ferramenta "Multiple Runs" com a variação da pressão absoluta.

Tabela 3 - Relação do aumento da pressão de condensação com as potências

Simulação	Pressão Absoluta Cond.[bar]	Potência Elétrica [kW]		
		Bruta	Líquida	Auxiliares
1	0,0689	30897,01	28256,76	2640,25
2	0,0948	29596,44	26951,50	2644,94
3	0,1206	28541,36	25892,67	2648,69
4	0,1465	27679,92	25028,19	2651,72
5	0,1723	26934,31	24280,00	2654,31
6	0,1982	26274,30	23617,73	2656,56
7	0,2240	25680,33	23021,76	2658,57
8	0,2499	25138,99	22478,63	2660,36
9	0,2757	24624,37	21962,31	2662,06
10	0,3016	24165,35	21501,81	2663,53
11	0,3274	23736,23	21071,33	2664,89
12	0,3532	23332,78	20666,63	2666,14
13	0,3791	22951,71	20284,38	2667,32
14	0,4049	22590,31	19921,88	2668,42
15	0,4308	22246,35	19576,90	2669,45
16	0,4566	21917,96	19247,54	2670,42
17	0,4825	21603,59	18932,25	2671,34
18	0,5083	21301,90	18629,69	2672,21
19	0,5342	21026,67	18353,67	2672,99
20	0,5600	20768,24	18094,22	2674,01

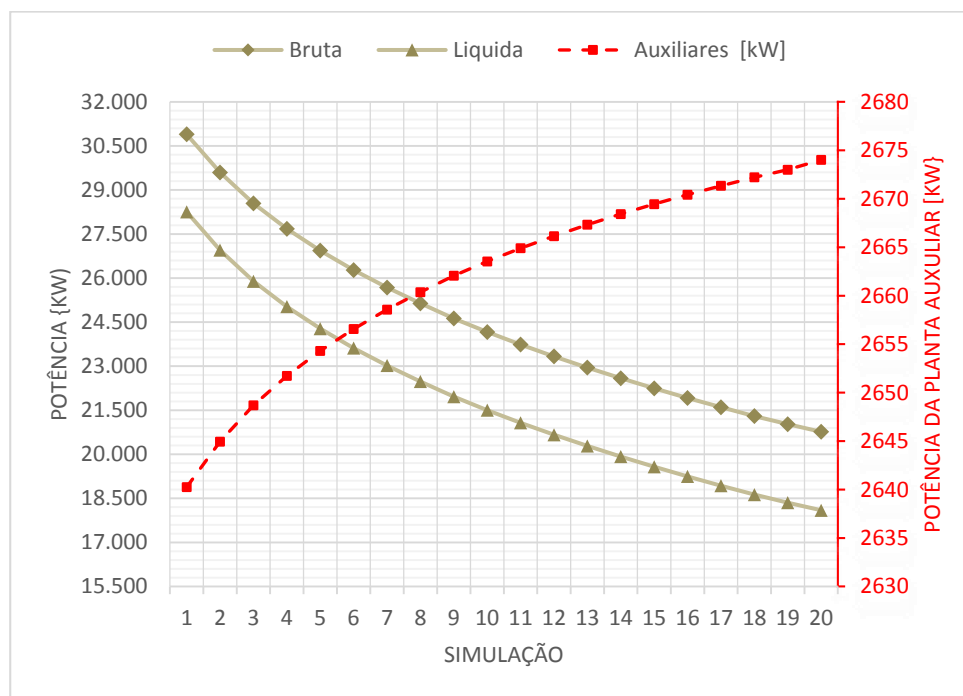


Figura 29 - Gráfico Potências elétricas versus Pressão absoluta do condensador.

Tabela 4 - Aumento da pressão de condensação e sua influência nos parâmetros de desempenho

Simulação	Pressão Absoluta Cond.[bar]	Eficiência [%]		
		Líquida	Bruta	CHP
1	0,0689	13,819	15,110	34,812
2	0,0948	13,180	14,474	34,174
3	0,1206	12,662	13,958	33,656
4	0,1465	12,240	13,536	33,233
5	0,1723	11,874	13,172	32,868
6	0,1982	11,550	12,849	32,544
7	0,2240	11,258	12,559	32,252
8	0,2499	10,993	12,294	31,987
9	0,2757	10,740	12,042	31,734
10	0,3016	10,515	11,818	31,509
11	0,3274	10,305	11,608	31,298
12	0,3532	10,107	11,411	31,100
13	0,3791	9,920	11,224	30,913
14	0,4049	9,743	11,047	30,736
15	0,4308	9,574	10,879	30,567
16	0,4566	9,413	10,719	30,406
17	0,4825	9,259	10,565	30,252
18	0,5083	9,111	10,417	30,104
19	0,5342	8,976	10,283	29,969
20	0,5600	8,849	10,156	29,842

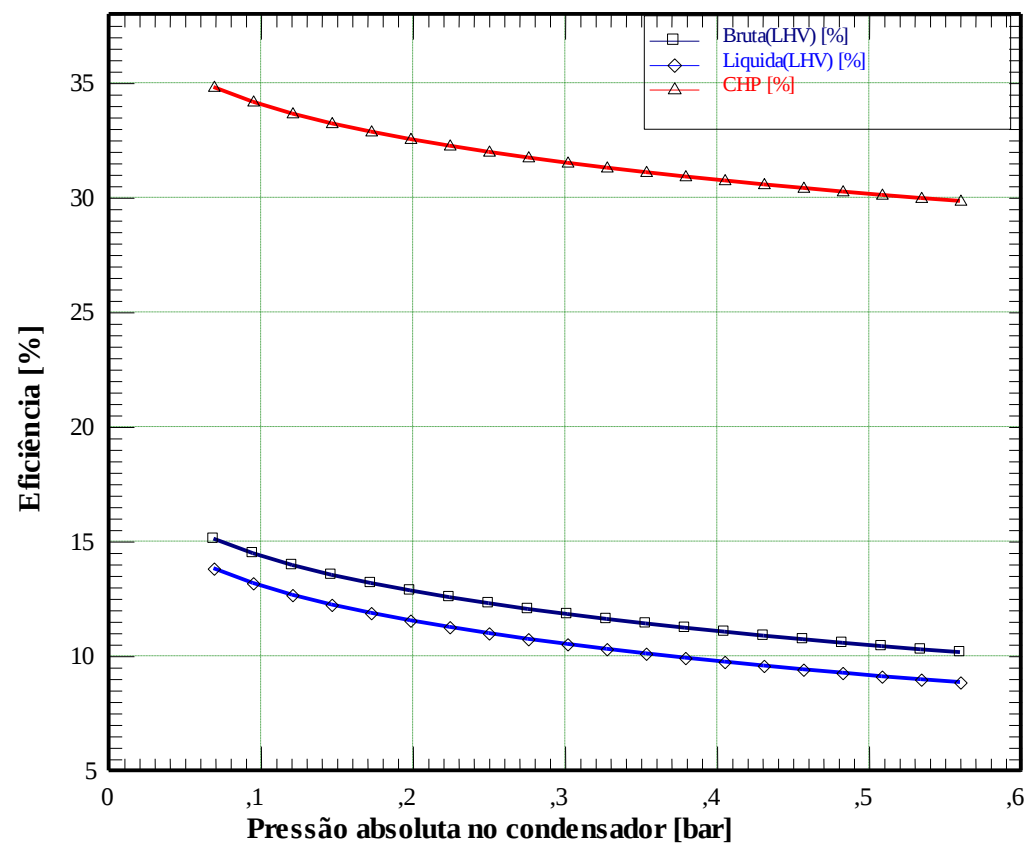


Figura 30 - Comportamento das eficiências em função da pressão absoluta.

Tabela 5 - Relação Do aumento da pressão de condensação e o prejuízo financeiro.

Sim.	Pressão Absoluta Cond.[bar]	Perda [kW]		Perda [R\$]/ano	
		Bruta	Líquida	Bruta	Líquida
Proj.	0,0689				
1	0,0948	1300,57	1305,26	R\$ 1.226.960	R\$ 1.231.384
2	0,1206	2355,65	2364,09	R\$ 2.222.324	R\$ 2.230.286
3	0,1465	3217,09	3228,57	R\$ 3.035.008	R\$ 3.045.838
4	0,1723	3962,7	3976,76	R\$ 3.738.418	R\$ 3.751.682
5	0,1982	4622,71	4639,03	R\$ 4.361.072	R\$ 4.376.468
6	0,2240	5216,68	5235,00	R\$ 4.921.424	R\$ 4.938.707
7	0,2499	5758,02	5778,13	R\$ 5.432.125	R\$ 5.451.097
8	0,2757	6272,64	6294,45	R\$ 5.917.619	R\$ 5.938.194
9	0,3016	6731,66	6754,95	R\$ 6.350.659	R\$ 6.372.631
10	0,3274	7160,78	7185,43	R\$ 6.755.491	R\$ 6.778.746
11	0,3532	7564,23	7590,13	R\$ 7.136.107	R\$ 7.160.541
12	0,3791	7945,30	7972,38	R\$ 7.495.609	R\$ 7.521.156
13	0,4049	8306,70	8334,88	R\$ 7.836.554	R\$ 7.863.139
14	0,4308	8650,66	8679,86	R\$ 8.161.046	R\$ 8.188.594
15	0,4566	8979,05	9009,22	R\$ 8.470.850	R\$ 8.499.313
16	0,4825	9293,42	9324,51	R\$ 8.767.427	R\$ 8.796.758
17	0,5083	9595,11	9627,07	R\$ 9.052.042	R\$ 9.082.193
18	0,5342	9870,34	9903,09	R\$ 9.311.695	R\$ 9.342.591
19	0,5600	10128,77	10162,54	R\$ 9.555.498	R\$ 9.587.356

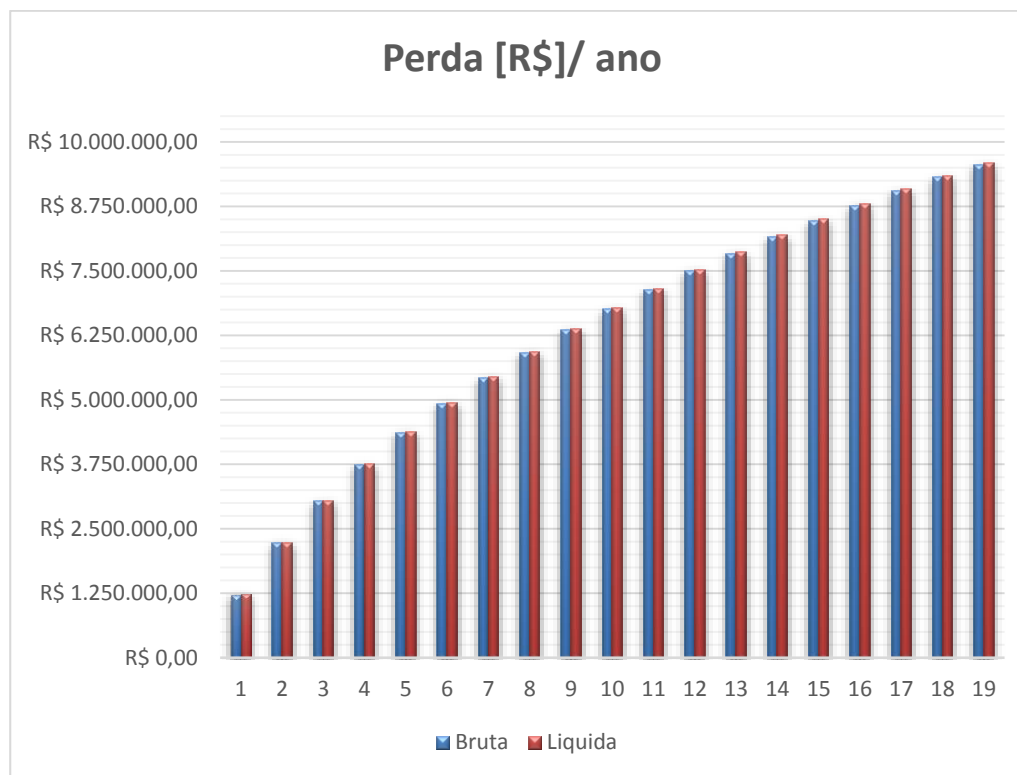


Figura 31 - Gráfico da perda em reais com aumento da pressão de condensação.

8 COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho pretendia avaliar a perda de potência elétrica e eficiência devido ao aumento da pressão no condensador, além de analisar a variação dos parâmetros do sistema de baixa pressão. Para isso, foi utilizado o Thermoflex® que recebeu como dados de entrada informações referentes ao projeto (referência para o estudo).

Pôde-se notar que o vácuo é fundamental no estabelecimento de uma eficiência do ciclo satisfatória, e pequenas flutuações dos valores da pressão de vácuo causam importantes alterações do ponto de vista econômico e de performance do ciclo.

Como discutido no capítulo 7, houve um déficit na eficiência de cogeração de até 4,97%, e um prejuízo econômico anual de mais de R\$ 8.000.000,00. Entretanto, esses cálculos econômicos não levam em consideração os custos onerados pelo aumento da vazão mássica da água de resfriamento do condensador, visto que são necessárias maiores informações acerca do custo da bomba de recirculação, para maiores vazões.

Também há de se considerar as alterações ambientais provocadas pelo aumento dessa vazão, com a perturbação do ecossistema ali presente, no caso de a água de resfriamento utilizada no condensador ter origem marinha, fluvial ou lacustre.

Tendo em vista que o condensador da Central de Cogeração é um trocador de calor do tipo casco e tubo, e o fluido de resfriamento é a água do mar que passa no interior dos tubos, o equipamento está sujeito à entrada de sólidos em seu interior, como alguns tipos de crustáceos, plásticos, pedras, entre outros. Estes elementos podem ocasionar a redução do coeficiente global de troca de calor.

Sugere-se como pesquisa a quantificação da influência desses elementos nessa troca de calor, e a consequente determinação do quão perniciosos são esses produtos no que diz respeito à eficiência do ciclo.

Como visto no item 4.2, são dois os principais métodos para a remoção de ar do interior dos condensadores: bombas de anel líquido e ejetores a vapor, com estes sendo empregados na siderúrgica em estudo. A fim de comparar a eficiência entre a utilização dos dois equipamentos, propõe-se um estudo que leve em consideração o uso de bombas de anel líquido para o estabelecimento do vácuo.

Sugere-se também a elaboração de uma simulação que leve em conta a extração de vapor da turbina para o ejetor de serviço, pois em condições normais, o vapor utilizado no ejetor tem origem nas turbinas, o que não foi levado em conta na simulação. Assim, os resultados serão ainda mais fidedignos.

Finalmente, sugere-se que seja feito um estudo da central da siderúrgica operando em condições fora do ponto de projeto, como consequência de um aumento na pressão do condensador, uma vez que neste estudo foram feitas apenas variações de diferentes pontos de projeto para o condensador. Neste caso, seria necessário uma modelagem do condensador e de todo o sistema de baixa pressão levando em conta as curvas destes equipamentos operando fora do ponto de projeto e à carga parcial.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 BARJA, G. J. A.. **A Cogeração e sua inserção ao sistema elétrico.** Dissertação. Mestrado em Ciências Mecânicas, Universidade de Brasília, Brasília, 2006.
- 2 BELISARIO, I. C.. **Análise Termoeconômica de uma Central de Cogeração de uma Indústria Siderúrgica.** 102 f.. Dissertação. Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória. 2012
- 3 BONELAR, A. L.; BELISARIO, I. C.. **Estudo Sobre o Rendimento das Caldeiras da ArcelorMittal Tubarão Após Enriquecimento de O₂.** Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2010.
- 4 ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.. **Termodinâmica.** 5. ed.. São Paulo: McGraw-Hill, 2006.
- 5 COKER, A. K. **Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants:** Emphasizes how to apply techniques of process design and interpret results into mechanical equipment details. 4. ed. Houston: GPC, 1 v., 2007.
- 6 DE PAULA, C. P.. **Geração Distribuída e Cogeração no Setor Elétrico: Avaliação Sistêmica de um Plano de Inserção Incentivada.** 345 f.. Tese. Doutorado em Energia, PIPGE - Universidade de São Paulo.
- 7 ELETROBRAS. Centrais Elétricas Brasileiras. **O racionamento de 2001.** Disponível em: <[http://www.eletrobras.com.br/Em_Biblioteca_40anos/interno_96-02.asp?id=6&descricao=Blecaute%20na%20cidade%20do%20Rio%20de%20Janeiro,%20durante%20a%20vig%EAncia%20do%20programa%20de%20racionamento,%20em%20virtude%20de%20falha%20na%20rede%20de%20440%20kV%20da%20Companhia%20de%20Transmiss%EAo%20de%20Energia%20El%EAtrica%20Paulista%20\(CTEEP\).%20RJ,%2021%20de%20janeiro%20de%202002%20Acervo%20O%20Globo.%20Fot%F3grafo:%20Simone%20Marinho](http://www.eletrobras.com.br/Em_Biblioteca_40anos/interno_96-02.asp?id=6&descricao=Blecaute%20na%20cidade%20do%20Rio%20de%20Janeiro,%20durante%20a%20vig%EAncia%20do%20programa%20de%20racionamento,%20em%20virtude%20de%20falha%20na%20rede%20de%20440%20kV%20da%20Companhia%20de%20Transmiss%EAo%20de%20Energia%20El%EAtrica%20Paulista%20(CTEEP).%20RJ,%2021%20de%20janeiro%20de%202002%20Acervo%20O%20Globo.%20Fot%F3grafo:%20Simone%20Marinho)>. Acesso em: 12 julho 2013.
- 8 INCROPERA, Frank P., *et. al.*. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- 9 KAWASAKI STEEL CORPORATION, **Operating and Maintenance Manual:** Power and Blower Plant. v. 2.1. 1982.
- 10 LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação.** Rio de Janeiro: Interciência, v. 1, 2004.
- 11 LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. **Geração termelétrica: planejamento, projeto e operação.** Rio de Janeiro: Interciência, v. 2, 2004.

- 12 MAZURENKO, A. S.; SOUZA, Z.; LORA, E. E. S. **Máquinas Térmicas De Fluxo: cálculos termodinâmicos e estruturais**. Rio de Janeiro: Interciência, 2013.
- 13 MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.
- 14 MSPC: Páginas com alguns artigos e informações sobre algumas áreas técnicas. **Ciclo Rankine**. Disponível em: <<http://www.mspc.eng.br/termo/termod0540.shtml>>. Acesso em: 06 maio 2013.
- 15 VOSOUGH, A., *et. al.*. Improvement Power Plant Efficiency With Condenser Pressure. **International Journal of Multidisciplinary Sciences and Engineering**, London, v. 2, n. 3, p. 38-43, jun. 2011.