

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FOSTER KENTARO YAMAHO

FERRAMENTA DIDÁTICA PARA ANÁLISE DO CICLO RANKINE

TRABALHO DE DIPLOMAÇÃO

CORNÉLIO PROCÓPIO

2014

FOSTER KENTARO YAMAHO

FERRAMENTA DIDÁTICA PARA ANÁLISE DO CICLO RANKINE

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Diplomação, do Curso Superior de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Rubens Gallo

Coorientador: Prof. Msc. André Luiz Salvat Moscato

CORNÉLIO PROCÓPIO

2014

TERMO DE APROVAÇÃO

AGRADECIMENTOS

A Deus por minha família, amigos e minha vida.

Aos meus pais, Nair e Natalino pelo amor, apoio e os valores passados a mim ao longo de minha vida.

A minha irmã, cunhado e sobrinho, Francyne, Rodrigo e Yuji pelo incentivo, companheirismo e alegria que dedicaram a mim antes e durante essa caminhada.

Aos amigos que ofereceram o apoio e incentivo para a conclusão desta etapa.

Ao professor André, por ter me orientado sempre de forma clara e objetiva, contribuindo com o desenvolvimento e a realização deste trabalho.

Ao professor Rubens pela orientação e direcionamentos durante a realização deste trabalho.

Aos demais professores que de alguma forma contribuíram para a conclusão deste trabalho.

Determinação, coragem e autoconfiança são fatores decisivos para o sucesso. Se estamos possuídos por uma inabalável determinação, conseguiremos superá-los. Independente das circunstâncias, devemos ser sempre humildes, recatados e despidos de orgulho.

(Dalai Lama)

RESUMO

YAMAHO, Foster K.. **Ferramenta didática para análise do ciclo Rankine**. 2014.
92. Trabalho de Conclusão de Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica -
Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2014.

O objetivo deste trabalho de conclusão de curso é disponibilizar uma ferramenta didática para análise do ciclo Rankine. Durante a análise termodinâmica o fluido de trabalho utilizado no ciclo é a água, os trocadores de calor são considerados ideais e as irreversibilidades na turbina e na bomba são levadas em consideração através de suas eficiências isentrópicas. É analisado o ciclo Rankine ideal, ciclo Rankine com irreversibilidades, ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento. Para cada análise realizada, são obtidas expressões relacionadas à eficiência da Primeira Lei da termodinâmica e eficiência de Segunda Lei da termodinâmica. As análises são realizadas com o auxílio de rotinas computacionais desenvolvidas em Matlab, onde é criada uma janela de dados iniciais que possibilita o usuário inserir os dados de projeto, com o intuito da verificação dos valores de eficiência, para observar a melhora ou não no desempenho do ciclo termodinâmico proposto. Como resultados são demonstrados os parâmetros gerais de cada ciclo, assim como o diagrama T-s.

Palavras chave: Ciclo Rankine. Primeira Lei. Segunda Lei. Exergia.

ABSTRACT

YAMAHO, Foster K.. **Didactic tool for analysis of Rankine cycle**. 2014. 92.

Coursework in Bachelor's degree of Mechanical Engineering, Federal Technology University – Parana. Cornelio Procopio, 2014

The objective of this final paper is providing a tool for analysis of the Rankine cycle. During the analysis of the thermodynamic fluid used in the cycle, is water. The heat exchangers are considered ideal and the irreversibilities in the turbine and pump are considered through there isentropic efficiencies. It is analyzed the ideal Rankine cycle, Rankine cycle with irreversibilities, Rankine cycle with superheat and reheat. To each analysis performed, expressions related to the efficiency of the first law of thermodynamics and efficiency of the second law of thermodynamics are obtained. The analyzes are performed with the aid of computational routines developed in Matlab, where a window of initial data that enables the user to enter with a project data, with the aim of verifying the efficiency values to observe the improvement in performance or not of the cycle is created thermodynamic proposed. As a result, are demonstrated general parameters of each cycle as well as the T – s diagram.

Keywords: Rankine cycle. First law. Second law. Exergy.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ilustração representativa do conceito de exergia	22
Figura 2 - Sistema combinado (sistema fechado e ambiente)	26
Figura 3 - Fluxo de uma corrente para uma análise exergética.....	36
Figura 4 - Esquema utilizado para debater o uso eficiente de combustível	40
Figura 5 - Efeito da temperatura de uso, T_u , sobre a eficiência exergética ε	42
Figura 6 - Trocador de calor contracorrente	45
Figura 7 - Trocador de calor de contato direto.....	45
Figura 8 - Planta de potência a vapor acionada por combustível fóssil	48
Figura 9 - Trabalho realizado e transferência de calor principais no subsistema B ...	50
Figura 10 - Diagrama T-S de um ciclo ideal Rankine.....	54
Figura 11 - Eficiência de Carnot X T_H , para $T_C = 298 K$	56
Figura 12 - Efeitos da variação das pressões de operação do ciclo ideal Rankine na caldeira	58
Figura 13 - Efeitos da variação das pressões de operação do ciclo ideal Rankine no condensador.....	59
Figura 14 - Diagrama T-S indicando as irreversibilidades na turbina e na bomba	61
Figura 15 - Ciclo ideal de reaquecimento	68
Figura 16 - Diagrama T-S do ciclo ideal de reaquecimento	69
Figura 17 - Ciclo supercrítico ideal com reaquecimento	70
Figura 18 - Entrada de dados para análise do ciclo Rankine com irreversibilidades .	80
Figura 19 - Janela de Propriedades Termodinâmicas	81
Figura 20 - Janela de Resultados da Análise do ciclo Rankine	81
Figura 21 - Janela de Resultados da Análise Exergética do ciclo Rankine	82
Figura 22 - Gráfico T - s do ciclo Rankine com irreversibilidades	83
Figura 23 - Entrada de dados para análise do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades	85
Figura 24 - Janela de Propriedades Termodinâmicas	86
Figura 25 - Janela de Resultados da Análise do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades.....	87
Figura 26 - Janela de Resultados da Análise Exergética do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades.....	88
Figura 27 - Gráfico T - s do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades.....	89

LISTA DE SÍMBOLOS

a	exergia específica, [kJ/kg]
a_f	exergia específica de fluxo, [kJ/kg]
A	exergia total, [kJ]
\dot{A}	taxa de transferência de exergia, [kW]
bwr	razão de potência reversa, [adimensional]
e	energia específica, [kJ/kg]
E	energia total, [kJ]
g	aceleração da gravidade, [9,8 m/s ²]
h	entalpia específica, [kJ/kg]
H	entalpia total, [kJ]
m	massa, [kg]
\dot{m}	vazão mássica, [kg/s]
p	pressão, [kPa]
Q	calor, [kJ]
\dot{Q}	taxa de transferência de calor, [kW]
s	entropia específica, [kJ/kg.K]
S	entropia total, [kJ/K]
T	temperatura, [K]
u	energia interna específica, [kJ/kg]
U	energia interna total, [kJ]
v	volume específico, [m ³ /kg]
V	volume, [m ³]
W	trabalho, [kJ]
\dot{W}	potência, [kW]
z	posição, [m]

LETRAS GREGAS

$\dot{\sigma}$	Taxa de geração de entropia, [kW/K]
η	eficiência de primeira lei [adimensional]
ε	eficiência de segunda lei [adimensional]

SUBSCRITOS

0	ambiente de referencia da exergia
amb	ambiente
ar	água de resfriamento
c	combinado
C	fonte fria
d	destruição
e	entrada
f	fronteira, fonte, fluxo
H	fonte quente
ir	internamente reversível
p	perdido
s	saída
t	turbina
u	uso
v	volume

SOBREESCRITOS

o	de referência
-----	---------------

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR	13
1.2 OBJETIVOS	14
1.2.1 Objetivos Gerais	14
1.2.2 Objetivos Específicos.....	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
3 EXERGIA	19
3.1 OBJETIVO	20
3.2 INTRODUZINDO EXERGIA	21
3.3 DEFININDO EXERGIA	22
3.4 AMBIENTE DE REFERÊNCIA PRA EXERGIA	23
3.5 MODELANDO O AMBIENTE	23
3.6 ESTADO MORTO	24
3.7 AVALIANDO A EXERGIA	25
3.7.1 Balanço De Energia	27
3.7.2 Balanço De Entropia	28
3.8 ASPECTOS DA EXERGIA	29
3.9 BALANÇO DE EXERGIA PARA SISTEMAS FECHADOS	31
3.9.1 Desenvolvendo O Balanço De Exergia.....	31
3.9.2 Balanço Da Taxa De Exergia Para Sistemas Fechados.....	33
3.10 CONCEITUANDO A TRANSFERÊNCIA DE EXERGIA	33
3.11 EXERGIA DE FLUXO	34
3.11.1 Avaliação Da Exergia Específica De Fluxo.....	34
3.12 BALANÇO DE EXERGIA PARA VOLUMES DE CONTROLE	36
3.12.1 Forma Geral	36
3.12.2 Formulações Em Regime Permanente.....	37
3.13 EFICIÊNCIA EXERGÉTICA (OU DE SEGUNDA LEI)	39
3.13.1 Eficiência Exergética De Componentes Usuais.....	42
3.13.2 Turbinas.....	43
3.13.3 Compressores E Bombas	43
3.13.4 Trocador De Calor Sem Mistura	44
3.13.5 Trocador De Calor De Contato Direto.....	45
4 MODELAGEM MATEMÁTICA	47
4.1 MODELAGEM DOS SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR	47
4.2 CICLO RANKINE	49
4.2.1 Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais	50
4.2.1.1 Turbina	50
4.2.1.2 Condensador.....	51
4.2.1.3 Bomba.....	51

4.2.1.4	Caldeira.....	52
4.2.1.5	Eficiência térmica	52
4.2.1.6	Taxa de calor.....	53
4.2.1.7	Relação de trabalho reverso (bwr)	53
4.2.2	Ciclo Rankine Ideal	54
4.2.3	Efeito Das Pressões Da Caldeira E Do Condensador No Ciclo Rankine.....	56
4.2.3.1	Efeito da temperatura na eficiência térmica	57
4.2.3.2	Interpretação dos efeitos das pressões da caldeira e do condensador no ciclo Rankine	58
4.2.4	Principais Perdas E Irreversibilidades.....	59
4.2.4.1	Turbina	60
4.2.4.2	Bomba	60
4.2.5	Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais Por Exergia .	61
4.2.5.1	Unidade trocadora de calor	62
4.2.5.2	Turbina e bomba	64
4.2.5.3	Condensador.....	65
4.3	CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR COM SUPERAQUECIMENTO E REAQUECIMENTO.....	66
4.3.1	Superaquecimento.....	67
4.3.2	Reaquecimento.....	67
4.3.3	Ciclo Supercrítico.....	69
4.3.4	Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais	70
4.3.5	Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais Por Exergia .	71
4.3.5.1	Trocador de calor	72
4.3.5.2	Turbina e bomba	73
4.3.5.3	Condensador.....	74
5	RESULTADOS	75
5.1	MÉTODOS	75
5.2	ROTINA COMPUTACIONAL.....	78
5.2.1	Ciclo Rankine.....	78
5.2.2	Ciclo Rankine Com Superaquecimento E Reaquecimento	83
6	CONCLUSÕES.....	90
	REFERÊNCIAS.....	91

1 INTRODUÇÃO

1.1 SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR

Difícil seria imaginar alguma área da engenharia que não relacione a termodinâmica em seu completo desenvolvimento, pois a maioria das atividades conhecidas envolvem alguma forma de interação energética. Basicamente, o intuito dos estudos voltados a esta área são para desenvolver e utilizar sistemas que possibilitem a utilização do tipo de conversão energética necessária.

Os dispositivos utilizados para a obtenção de potência são denominados motores ou máquinas e o ciclo termodinâmico no qual estes operam são chamados de ciclo de potência, onde, através da entrada de um combustível fóssil, nuclear ou solar podemos ter como produto final a geração de uma potência líquida de saída.

Existem três áreas principais de aplicação de sistemas de potência, sendo elas: instalação de potência a vapor, instalação de potência a gás e motores de combustão interna. Esses sistemas associados a plantas de potência hidrelétrica e termelétricas produzem a maior parte da potência elétrica utilizada no mundo.

O intuito deste trabalho é o de desenvolver uma ferramenta didática para auxiliar os estudos termodinâmicos nos sistemas de potência a vapor, através da análise de balanço de massa e energia juntamente com uma análise exergética do ciclo Rankine, onde o fluido de trabalho é vaporizado e condensado de forma alternativa. Usualmente, na análise do ciclo Rankine, nos deparamos com uma análise feita em condições ideais de trabalho, ou seja, considerando o volume de controle em regime estacionário. As componentes de energia cinética e potenciais são desconsideradas e, em alguns componentes como turbinas e bombas, sua operação ocorre de forma adiabática. Tais considerações são realizadas para um melhor direcionamento teórico na análise do ciclo proposto.

Atualmente um ciclo que vem sendo motivo de estudos, é o ciclo Rankine orgânico (CRO). Tal ciclo se mostra promissor na conversão de energia térmica de baixa e média temperatura em eletricidade. O funcionamento básico deste ciclo é muito semelhante ao funcionamento do ciclo Rankine fechado. Este contém os mesmos componentes (evaporador, turbina, condensador e bomba) mas, ao invés da utilização da água como fluido de trabalho, é utilizado um fluido orgânico. Parte do

desafio ao se utilizar o CRO é a especificação do fluido orgânico que será utilizado no processo, pois é preciso avaliar até qual ponto se torna financeiramente viável utilizar um fluido orgânico ao invés da água como fluido de trabalho. Uma característica marcante no CRO é que sua construção é modular, onde um único sistema CRO pode ser utilizado em conjunto com diversas fontes de calor. Tal fator deve-se pelo fato da consagração da fabricação dos componentes ligados à indústria de refrigeração. Pois com o avanço tecnológico, é possível obter a cada dia, componentes que apresentem uma qualidade e durabilidade consideravelmente superiores.

O estudo e o desenvolvimento de tal ferramenta se torna justificável pois proporciona ao aluno observar de forma objetiva as melhorias de cada processo, com os devidos cálculos de dimensionamento. Possibilitando assim verificar na teoria o que é utilizado em instalações reais. A análise de exergia é uma parte fundamental do trabalho pois é através dela que pode-se verificar quais pontos são mais críticos em aspectos de eficiência localizada em cada componente, possibilitando assim melhorias nos ciclos para uma melhor utilização de recursos energéticos provindo da combustão de combustíveis fósseis, da energia solar ou até mesmo da energia nuclear. Tal análise proporciona também um dimensionamento mais eficiente em termos de pressão e temperatura no vaporizador e no condensador das plantas de potência, tendo em vista que quanto maior a pressão inerente à caldeira e menor for a pressão do condensador, a eficiência térmica do processo se torna maior. Assim a análise de Primeira e Segunda Lei da termodinâmica no ciclo Rankine pode proporcionar uma linha tênue entre a eficiência do processo e o custo de fabricação das plantas de potência.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos Gerais

O presente trabalho de diplomação tem como objetivo geral disponibilizar uma ferramenta didática para a análise termodinâmica do ciclo Rankine.

Para a realização desse trabalho analisa-se a primeira lei da termodinâmica, a fim de obter todos os dados pertinentes, tais como: temperatura, pressão, entropia,

entalpia, energia interna. Será determinada também, uma análise de segunda lei da termodinâmica, a qual será realizada uma análise exérgica dos ciclos de potência a vapor.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos para o desenvolvimento deste trabalho são:

- estudar o ciclo Rankine para uma análise dos sistemas de potência a vapor;
- realizar uma análise de primeira lei da termodinâmica e de segunda lei da termodinâmica no ciclo termodinâmico proposto;
- modelagem matemática da análise de primeira e segunda lei da termodinâmica;
- implementação dos modelamentos matemáticos obtidos, a fim de obtermos o gráfico $T - s$;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Katsanos et al. (2012) realizaram um estudo teórico para uma potencial melhoria na eficiência global de um veículo pesado, o qual usa um motor a óleo Diesel equipado com um ciclo Rankine com regeneração de calor provindo dos gases de exaustão. Um modelo de simulação termodinâmico recém-desenvolvido foi utilizado nas análises, onde são considerados dois fluidos de trabalho: a água e o refrigerante *R245ca*. Dados obtidos através de análises indicaram que é preciso modificar o ciclo Rankine, pois existe uma variação de temperatura do gás de escape em relação à carga do motor. Os parâmetros modificados são referentes à alta pressão e à temperatura do vapor superaquecido. O algoritmo de cálculo leva em consideração as dimensões do trocador de calor dos gases de exaustão. Através da comparação dos dois meios de trabalho examinados, usando a configuração otimizada do ciclo para cada operação, revelou-se uma melhoria no consumo de combustível de 10,2% (25% da carga do motor) a 8,5% (100% da carga do motor) para o refrigerante *R245ca* e 6,1% (25% da carga do motor) a 7,5% (100% da carga do motor) pra a água.

Chen et al. (2010) propuseram utilizar o ciclo de Rankine supercrítico, onde o fluido de trabalho é uma misturas zeotrópica para converter baixo grau de calor em potência. Contrário a um ciclo Rankine orgânico convencional, o ciclo Rankine supercrítico não atravessa a região de duas fases, durante o processo de aquecimento. O processo de condensação ocorre não isotermicamente, pois o fluido de trabalho escolhido é zeotrópico. Ambas as características citadas criam um potencial para reduzir as irreversibilidades e melhorar a eficiência do sistema. Um estudo comparativo entre o ciclo Rankine orgânico e o ciclo Rankine supercrítico mostra que este pode atingir eficiência térmica entre 10,8 – 13,4% com o ciclo de alta temperatura com 393 K – 473 K comparado à 9,7 – 10,1% para o ciclo Rankine orgânico. Quando incluídos o aquecimento e a condensação, a eficiência exergética é de 38,6% para o ciclo Rankine supercrítico e de 24,1% para o ciclo Rankine orgânico.

Sprouse III et al. (2012) estão criando um sistema que busca aumentar a eficiência térmica de motores de combustão interna. O mecanismo proposto tem como fundamental característica converter o calor do motor em uma forma mais útil

de energia, tanto mecânica quanto elétrica. O artigo faz uma revisão da história dos motores à combustão interna com recuperação dos gases de escape com foco em ciclos de Rankine orgânicos, visto que este ciclo termodinâmico funciona de maneira eficiente com baixo e médio grau de energia, que no caso do trabalho proposto esta energia seria fornecida pelos gases de escape. O principal foco do trabalho está na seleção do ciclo expensor e na seleção do fluido de trabalho, pois estes são considerados os fatores que irão determinar um maior impacto no sistema. Para a seleção do fluido de trabalho é preciso conhecer as condições de funcionamento e fatores ambientais e econômicos. Com os líquidos refrigerantes modernos e o avanço na tecnologia de expansão, os resultados indicaram uma melhoria potencial na economia de combustível, na faixa dos 10%.

Kaushik et al. (1994) realizaram um modelamento termodinâmico e de conservação de energia no estudo do sistema de arrefecimento do ciclo Rankine a vapor, onde foram utilizados o vapor d'água + NH_3 , vapor d'água + $R-22$ e vapor d'água + $R-12$ como fluidos de trabalho. O desempenho global depende da eficiência térmica do ciclo Rankine motor e o coeficiente de desempenho (COP) do ciclo de compressão de vapor (CV). Uma análise quantitativa foi realizada para vários métodos de melhoramento como o ciclo Rankine com regeneração, superaquecimento, etc. Verificou-se que o ciclo Rankine no sistema proposto pode ser melhorado utilizando-se sobreaquecimento externo, juntamente com a recompressão dos gases de escape da turbina. Os devidos resultados são apresentados em gráficos, onde observa-se as devidas curvas características.

Lakew et al. (2011) apresentam uma nova abordagem para melhorar o desempenho do ciclo Rankine supercrítico de dióxido de carbono, que utiliza baixa fonte de calor e de temperatura. A bomba mecânica utilizada em um ciclo Rankine supercrítico de dióxido de carbono é substituída por uma bomba de acionamento térmico (TDP). Esta bomba térmica basicamente aumentara a pressão de um fluido em um recipiente fechado através do fornecimento de calor. Torna-se justificável a retirada da bomba mecânica, pois esta requer manutenção regular e custo operacional. Como o aumento da pressão de um fluido em um recipiente fechado alimentado por um baixo grau de calor é descontínuo, é preciso que o fluxo do fluido de trabalho seja contínuo. Por isso a bomba térmica é considerada um permutador de casco e tubo, onde o fluido está contido em um tubo de 5 mm de diâmetro. A

potência líquida do ciclo Rankine com uma bomba de acionamento térmico é comparada com a do ciclo Rankine com uma bomba mecânica e observa-se que a potência líquida é maior quando um baixo grau de energia térmica é utilizada para pressurizar o fluido de trabalho. A bomba de acionamento térmico consome um calor adicional à baixa temperatura (60°C) pra pressurizar o fluido de trabalho.

Khalik et al. (2003) apresenta uma análise de segunda lei envolvendo um ciclo combinado Brayton/Rankine, onde o mesmo relata, que para o devido ciclo, as análises de segunda lei não tinham sido implementadas. O que havia eram análises realizadas de ciclos que operavam com turbinas a gás e turbinas a vapor, sendo observado que sempre as turbinas a gás possuíam um rendimento maior. É claro que tais fatores eram obtidos através de constatação física onde, apesar de existirem literaturas que tratassem do ciclo combinado com reaquecimento, nenhuma análise de segunda lei sistemática destes ciclos havia sido realizada. O artigo traz inúmeras situações e exemplos relacionados ao custo benefício de se ter uma instalação deste nível. Uma das conclusões refere-se ao uso das mesmas como sendo eficaz até certo ponto, pois utilizar altas temperaturas e altas pressões requerem componentes que utilizem matérias-primas mais resistentes a tais propriedades, encarecendo assim o custo do projeto. Porém, em contra partida existia uma redução do consumo de combustível fóssil, o que representa um ganho em questões financeiras e ambientais. Mas o ponto levantado é até onde essa relação custo benefício se tornar vantajosa. Sendo assim, com uma análise sistemática de segunda lei, é possível identificar separadamente onde ocorrem as maiores perdas por irreversibilidades e assim poder tomar as providencias cabíveis para o aumento da eficiência da planta industrial trabalhada.

3 EXERGIA

Uma das principais aplicações da termodinâmica para a engenharia é o estudo da eficiência de processos. Para isso, são utilizadas técnicas tradicionais, como balanço de energia, onde é determinada a transferência de calor entre o sistema e o meio, e o cálculo de um critério de desempenho relevante ao sistema sob consideração.

Balanços de energia consideram todas as formas de energia como equivalente, sem nenhum tipo de distinção entre os diferentes níveis de energia que cruzam as fronteiras do sistema. Assim a transferência de calor para o meio a partir de uma tubulação contendo vapor a alta temperatura será tratada da mesma maneira que o calor dissipado por um condensador em uma planta de potência.

Critérios de desempenho relevantes ao sistema sob consideração podem ser úteis na avaliação do grau de perfeição termodinâmica. Porém, existem casos onde estes critérios podem não estar disponíveis. Por exemplo, não existe critério tradicional para avaliação do desempenho ou perdas termodinâmicas de processos ocorrendo em uma válvula de expansão ou em uma câmara de combustão adiabática. Para outros processos, critérios de desempenho podem estar disponíveis, mas as informações fornecidas a respeito do sistema podem estar incompletas.

Estes métodos tradicionais são baseados na primeira lei da termodinâmica. A segunda lei é apenas incorporada para formular critérios de desempenho como eficiência isentrópica, mesmo que esta estabeleça os limites de conversão entre diferentes formas de energia e determine o grau de qualidade dessas formas de energia. Falhas como essas, onde não são consideradas as mudanças na qualidade da energia durante um processo, que fazem com que as análises termodinâmicas tradicionais sejam insatisfatórias.

O método de balanço de exergia é considerado uma técnica relativamente nova baseada no conceito da exergia. Tal conceito define uma medida universal do potencial de trabalho ou a qualidade de diferentes formas de energia considerando um ambiente referencial. Um balanço de exergia aplicado a uma planta completa, indica o quanto de potencial de trabalho útil ou exergia, foi consumida pelo processo. A perda de exergia fornece uma medida quantitativa da ineficiência do processo. A

análise de diversos componentes de uma planta fornece a distribuição desta irreversibilidade, auxiliando os estudos para identificar quais dos componentes causam um efeito maior para a ineficiência dessa planta.

O conceito envolvendo irreversibilidade é fortemente baseado nas duas principais leis da termodinâmica. O balanço de exergia em um volume de controle, onde a taxa de irreversibilidade pode ser calculada, deriva de uma combinação da primeira lei da termodinâmica com a segunda lei da termodinâmica. Assim, o estudo de diferentes formas de irreversibilidades e seus efeitos no desempenho do sistema, nos fornece uma compreensão mais completa do mesmo.

A análise de exergia é um método que utiliza os princípios da conservação de massa e energia, somada aos conceitos da segunda lei da termodinâmica, para o projeto e análise de sistemas térmicos. O desenvolvimento de sistemas térmicos que utilizam de forma eficiente os recursos energéticos não renováveis como petróleo, carvão e gás natural é de extrema importância não apenas hoje, mas também para o futuro. O método da análise de exergia é particularmente apropriado para a maximização do uso eficiente da energia em um sistema, pois nos permite determinar os rejeitos e as perdas em termos de sua localização, tipo e valores. Com isso, é possível projetar sistemas térmicos mais eficientes ou até mesmo identificar em um sistema já operante, os pontos onde exista esta ineficiência, assim como realizar uma avaliação no custo dos sistemas em estudo ou em projeto.

3.1 OBJETIVO

O objetivo deste capítulo é apresentar a análise de exergia, que utiliza os princípios da conservação de massa e a conservação de energia, juntamente com a segunda lei da termodinâmica para o projeto e a análise de sistemas termodinâmicos. Análise de exergia pode ser definida também como análise de disponibilidade.

O desenvolvimento de sistemas térmicos que utilizem eficientemente recursos não renováveis, como petróleo, gás natural e carvão é de grande importância. A análise de exergia é particularmente apropriada para maximizar o uso eficiente da energia, uma vez que esta análise permite determinarmos os rejeitos e perdas em termos da localização, tipo e seus valores reais. Estas informações

podem ser utilizadas no projeto de sistemas térmicos para reduzir as fontes de ineficiência dos sistemas existentes, assim como avaliar o mesmo em termos de custo.

3.2 INTRODUZINDO EXERGIA

A energia é conservada em qualquer dispositivo ou processo. Ela não pode ser destruída. A energia que entra em forma de combustível, eletricidade, fluxo de matéria, etc. pode ser colocada em termos de produtos e seus derivados. Porém, a idéia de conservação de energia por si só não é adequada para mostrar alguns aspectos importantes da utilização de recursos energéticos.

A Fig. (1a) mostra um sistema isolado que consiste inicialmente de um pequeno reservatório de combustível envolto por uma grande quantidade de ar. Supondo que o combustível queime como mostrado na Fig. (1b), finalmente existiria uma mistura aquecida dos produtos de combustão e ar, conforme mostra a Fig. (1c). Embora a quantidade de energia associada a esse sistema seja a mesma, a combinação inicial ar-combustível possui um valor econômico maior e mais útil do que a mistura final aquecida.

Por exemplo, o combustível armazenado inicialmente poderia ser utilizado em dispositivos diversos para gerar eletricidade, produzir vapor, etc., enquanto os produtos de combustão levemente aquecidos teriam um uso mais limitado. Dizemos então que o sistema tem um maior potencial de uso na fase inicial, quando comparado com a fase final. Já que nada além de uma mistura final levemente aquecida é obtido no processo, esse potencial é amplamente desperdiçado. Devido à natureza irreversível do processo, parte do potencial inicial seria amplamente destruído. Podemos então entender exergia como um potencial de trabalho pra uso sempre que esse termo apresentar-se em discussão. Ao contrário da energia, esse exemplo mostra que a exergia não é conservada.

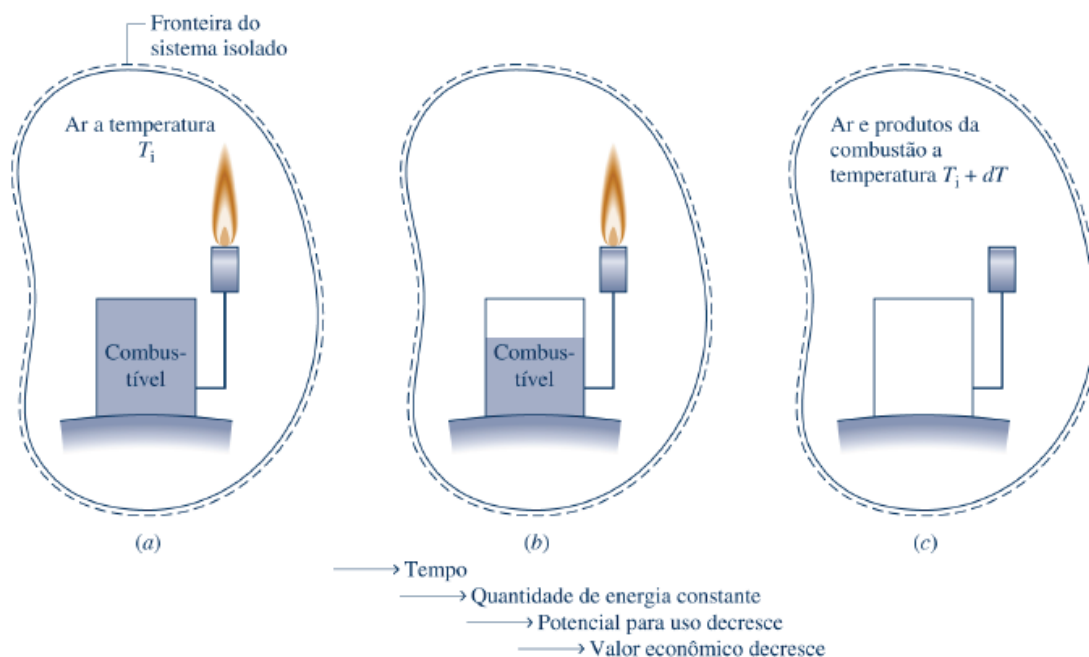


Figura 1 - Ilustração representativa do conceito de exergia

Fonte: Moran. M. J. E Shapiro, H.N., (2009)

Posteriormente observaremos que a exergia pode ser destruída por irreversibilidades, assim como pode ser transferida de um sistema para outro, como nas perdas associadas à transferência de calor para as vizinhanças. Reduzindo a destruição de exergia no interior de um sistema, podemos obter um melhor aproveitamento dos recursos energéticos utilizados no mesmo. O principal objetivo em uma análise exérgica é a identificação de locais onde a destruição de exergia e as perdas estejam ocorrendo. Isso permite um melhor estudo dos aspectos da operação de um sistema que ofereçam maiores oportunidades de melhorias.

3.3 DEFININDO EXERGIA

A base para o conceito de exergia é o entendimento da segunda lei da termodinâmica. Sempre que dois sistemas em diferentes estados são colocados em contato, existe a possibilidade de realização de trabalho, pois o trabalho pode ser desenvolvido quando sistemas atingem o equilíbrio. Quando um dos sistemas for apropriadamente idealizado, definimos o mesmo simplesmente como ambiente, enquanto no outro sistema a exergia pode ser compreendida como sendo o maior trabalho teórico possível de ser obtido, quando ocorre interação dos mesmo até o equilíbrio.

Contudo, a definição de exergia não estará completa até que se defina o ambiente de referência e que se mostre como valores numéricos de exergia podem ser determinados. Tais objetivos estão ligados diretamente, pois o valor numérico da exergia depende do estado do sistema de interesse, juntamente com as condições do ambiente.

3.4 AMBIENTE DE REFERÊNCIA PRA EXERGIA

Quando trabalhamos com qualquer tipo de sistema, seja ele apenas um componente isolado ou uma instalação completa, existe uma espécie de vizinhança que circunda os mesmos. Para o cálculo da exergia, é extremamente importante fazer a distinção entre o ambiente utilizado para o cálculo da exergia e as vizinhanças do sistema. Podemos então definir vizinhança como sendo tudo que não inclua o sistema.

No entanto, quando trabalhamos em exergia faz-se uma distinção entre vizinhança e vizinhanças imediatas. Vizinhança imediata é a região onde as propriedades intensivas podem variar durante a interação com o sistema, e vizinhança é uma região que se encontra a uma distancia tal que as propriedades intensivas não são afetadas por processo algum que envolva o sistema e suas vizinhanças imediatas. O termo “ambiente” identifica essa parte maior das vizinhanças.

3.5 MODELANDO O AMBIENTE

Considerando a complexidade dos fatores físicos envolvidos em um ambiente, são feitas algumas simplificações ao se descrever tal fator. Estas simplificações resultam em um modelo, a validade e a utilidade de um sistema utilizando um modelo são restritas às idealizações supostas inicialmente na formulação do modelo. O ambiente é tomado como um sistema simples e compressível que possui uma grande extensão, onde as temperaturas T_0 e pressão p_0 são uniformes.

Tendo em vista que o ambiente representa uma parte do mundo físico, os valores de T_0 e p_0 são normalmente adotado com as condições típicas de trabalho, 25[°C] e 1 [atm], respectivamente. As propriedades intensivas do ambiente são uniformes e não possuem uma variação significativa em função de qualquer processo em consideração. O ambiente é considerado livre de irreversibilidades, sendo que todas as irreversibilidades importantes estão localizadas no interior do sistema e em suas vizinhanças imediatas.

Embora as propriedades intensivas do ambiente permaneçam constantes, o mesmo pode experimentar mudanças em suas propriedades extensivas devido à possíveis interações com outros sistemas. Mudanças nas propriedades extensivas da energia interna (U), entropia (S) e volume (V) do ambiente, estão relacionadas por uma equação TdS . Como T_0 e p_0 são constantes, temos obtemos a Eq. (3.1):

$$\Delta U_{amb} = T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb} \quad (3.1)$$

Considera-se que as parcelas de energia cinética e potencial, são avaliadas de acordo com o ambiente, onde ambas estão em repouso uma em relação às outras partes. Podemos concluir segundo a Eq. (3.1) que a variação de energia do ambiente só pode estar associada a um variação em sua energia interna. Esta mesma equação é utilizada para o desenvolvimento de uma expressão que avalia a exergia.

3.6 ESTADO MORTO

Para o completo entendimento da exergia é preciso que exista o entendimento do conceito de estado morto. Em um sistema fechado, quando possuímos uma quantidade fixa de matéria, e esta se desvia do ambiente, temos uma oportunidade de desenvolvimento de trabalho. Porém, quando o estado de um sistema evolui na direção daquele ambiente, essa oportunidade é reduzida e se extingue quando atinge o equilíbrio. Este estado do sistema é denominado estado morto.

No estado morto as propriedades intensivas como temperatura (T_0) e pressão (p_0) se encontram em equilíbrio com o ambiente, assim como não existe fluxo de massa entre sistema e ambiente. Mesmo no estado morto tanto o sistema quanto o ambiente ainda possuem energia, mas o valor da exergia é zero pelo motivo de não existir a possibilidade de uma variação espontânea no interior do sistema ou do ambiente, nem uma interação entre eles. Tendo em vista os conceitos apresentados sobre ambiente e estado morto, pode-se mostrar como determinar um valor numérico para a exergia.

3.7 AVALIANDO A EXERGIA

A exergia de um sistema, A , em um estado, é fornecida pela Eq. (3.2):

$$A=(U-U_0)+p_0(V-V_0)-T_0(S-S_0)+EC+EP \quad (3.2)$$

Onde U , EC , EP , V e S denotam energia interna, energia cinética, energia potencial, volume e entropia do sistema especificado, respectivamente, enquanto U_0 , V_0 e S_0 denotam energia interna, volume e entropia do sistema no estado morto, respectivamente.

A Eq. (3.2) pode ser deduzida pela aplicação dos balanços de energia e entropia para o sistema combinado (sistema fechado e ambiente) demonstrado na Fig. (2). A exergia é o trabalho máximo teórico que poderia ser realizado se o sistema fechado estivesse em equilíbrio com o ambiente, isto é, se o sistema fechado passasse para o estado morto.

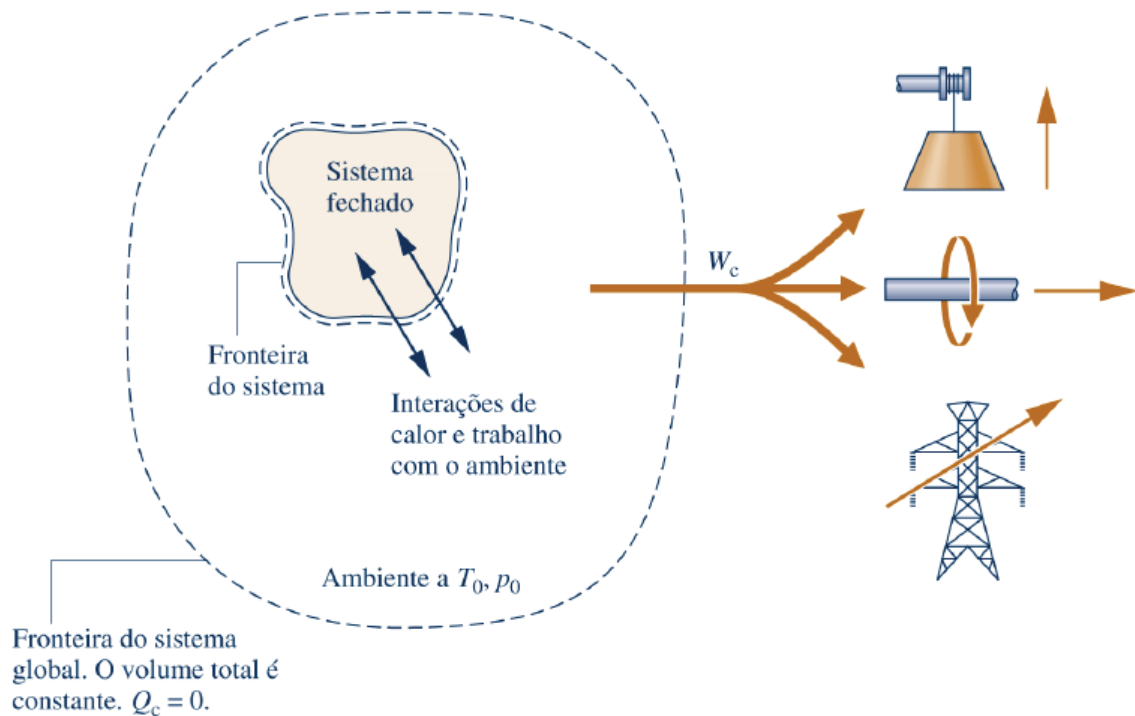


Figura 2 - Sistema combinado (sistema fechado e ambiente)

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

Para avaliar o trabalho máximo que poderia ser desenvolvido pelo sistema combinado, sua fronteira é determinada de forma que as únicas transferências de energia ao longo desta sejam transferências de energia associadas ao trabalho. Garante-se, assim, que o trabalho desenvolvido pelo sistema combinado não seja afetado por uma transferência de calor de e para o sistema ($Q_c=0$). Mesmo ocorrendo uma variação do volume do sistema fechado e do ambiente, a fronteira do sistema combinado localiza-se de tal forma que o volume total do sistema combinado permaneça constante. Assim, o trabalho combinado (W_c) é a única transferência de energia através da fronteira do sistema combinado sendo que a mesma está totalmente disponível para o uso na geração de eletricidade, girar um eixo, levantamento de cargas, entre outras funções.

Agora aplicaremos o balanço de energia e entropia para determinar o trabalho máximo teórico pra W_c .

3.7.1 Balanço De Energia

O balanço de energia para um sistema combinado, onde o sistema fechado e o ambiente entram em equilíbrio, é representado pela Eq. (3.3) :

$$\Delta E_c = Q_c - W_c \quad (3.3)$$

Onde W_c é o trabalho desenvolvido pelo sistema combinado e ΔE_c é a variação da energia do sistema combinado que é igual a soma das variações de energia do sistema fechado e do ambiente. A energia do sistema fechado é denotada por E , o que inclui energia cinética, energia potencial e energia interna do sistema. Como as energias cinética e potencial são avaliadas em relação ao ambiente, a energia do sistema no estado morto é simplesmente sua energia interna, (U_0). Conseqüentemente, ΔE_c pode ser expresso pela Eq. (3.4):

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + \Delta U_{amb} \quad (3.4)$$

Utilizando a Eq. (3.1) para substituir ΔU_{amb} , obtemos a Eq. (3.5):

$$\Delta E_c = (U_0 - E) + (T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb}) \quad (3.5)$$

Substituindo a Eq. (3.4) na Eq. (3.3) isolando a variável W_c , determinamos a Eq. (3.6):

$$W_c = (E - U_0) - (T_0 \Delta S_{amb} - p_0 \Delta V_{amb}) \quad (3.6)$$

O volume total do sistema combinado é constante. Então, a variação do volume do ambiente é igual em módulo e oposta em sinal à variação do volume do sistema: $\Delta V_{amb} = -(V_0 - V)$. Com essa substituição, a expressão anterior do trabalho, torna-se a Eq. (3.7):

$$W_c = (E - U_0) - T_0 \Delta S_{amb} + p_0 (V - V_0) \quad (3.7)$$

Essa equação fornece o trabalho para o sistema combinado à medida que o sistema fechado passa ao estado morto enquanto interage apenas com o ambiente. O trabalho máximo teórico é obtido realizando o balanço de entropia.

3.7.2 Balanço De Entropia

O balanço de entropia para o sistema combinado resume-se à Eq. (3.8):

$$\Delta S_c = \sigma_c \quad (3.8)$$

Onde o termo de transferência de entropia é omitido, pois nenhuma transferência de calor atravessa a fronteira do sistema combinado. A variável σ_c leva em consideração a geração de entropia devido a irreversibilidades à medida que o sistema fechado entra em equilíbrio com o ambiente. O termo ΔS_c indica o somatório das variações entrópicas do sistema fechado e do ambiente, a Eq. (3.9) é então representada:

$$\Delta S_c = (S_0 - S) + \Delta S_{amb} \quad (3.9)$$

Onde S e S_0 denotam a entropia do sistema fechado em um dado estado e no estado morto, respectivamente. Combinando as Eqs. (3.8) e (3.9) temos como resultado a Eq. (3.10):

$$(S - S_0) + \Delta S_{amb} = \sigma_c \quad (3.10)$$

Eliminando ΔS_{amb} entre as Eqs. (3.6) e (3.10), obtemos a Eq. (3.11):

$$W_c = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) - T_0\sigma_c \quad (3.11)$$

Considerando $E = U + EC + EP$, a Eq. (3.11) torna-se a Eq. (3.12):

$$\underline{W_c = (U - U_0) + EC + EP + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) - T_0\sigma_c} \quad (3.12)$$

O valor do termo sublinhado na Eq. (3.12) é determinado pelos dois estados do sistema fechado – o estado considerado e o estado morto – e é independente do processo que une esses estados. No entanto, o valor do termo $T_0\sigma_c$ depende da natureza do processo à medida que o sistema fechado progride para o estado morto. De acordo com a Segunda Lei, $T_0\sigma_c$ é positivo quando as irreversibilidades encontram-se presentes e se anula quando atinge o limite onde não existam irreversibilidades. O valor do termo $T_0\sigma_c$ não pode ser negativo. Por isso o valor teórico máximo para o trabalho do sistema combinado é obtido fazendo-se $T_0\sigma_c = 0$ na Eq. (3.12). Por definição, esse valor máximo é a exergia, A . Então a Eq. (3.2) é tomada como a expressão apropriada para se avaliar a exergia.

3.8 ASPECTOS DA EXERGIA

Nesta seção, mostraremos cinco aspectos importantes do conceito de exergia, como se segue:

1. A exergia é uma medida do desvio do estado de um sistema quando comparado ao ambiente. Conseqüentemente é um atributo conjunto do sistema e do ambiente. Porém, uma vez que ambiente é especificado, pode-se atribuir um valor para a exergia em termo de valores de propriedades do sistema, assim a exergia pode ser considerada uma propriedade do sistema;

2. O valor da exergia não pode ser negativo. Se o sistema estivesse em qualquer estado que não o estado morto, o sistema poderia modificar sua condição espontaneamente na direção do estado morto. Esta tendência cessaria quando o estado morto fosse atingido. Nenhum trabalho deve ser feito para promover esta variação espontânea. Em conseqüência, qualquer variação no estado de um sistema

em direção ao estado morto deve ser realizada com pelo menos zero trabalho sendo realizado, dessa forma o trabalho máximo (exergia) não pode ser negativo;

3. A exergia não é conservada, mas pode ser destruída pelas irreversibilidades. Em um caso limite, onde a exergia é completamente destruída, o sistema sofreria uma variação espontânea até atingir o estado morto sem a possibilidade de obtenção de trabalho. Consequentemente, o potencial para o desenvolvimento de trabalho que existia inicialmente, seria totalmente desperdiçado nesse processo espontâneo;

4. Até o presente momento a exergia foi vista como sendo o máximo trabalho teórico possível de ser obtido de um sistema combinado, formado por um sistema mais o ambiente à medida que o dado sistema passa de um dado estado para o estado morto. De forma alternativa, a exergia pode ser vista como sendo o módulo do valor teórico mínimo de fornecimento de trabalho necessário para levar o sistema do estado morto para um determinado estado. Usando os balanços de energia e entropia já vistos, pode-se deduzir a Eq. (3.2) a partir desse ponto de vista;

Embora a exergia seja uma propriedade extensiva, em alguns casos se torna conveniente trabalhá-la em termos de unidade de massa ou em base molar. A exergia específica em termos de unidade de massa, a , é indicada pela Eq. (3.13):

$$a = (u - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.13)$$

Onde u , v , s , $V^2/2$ e gz são, respectivamente, energia interna específica, volume específico, entropia específica, energia cinética e energia potencial no estado considerado; u_0 , v_0 e s_0 são as mesmas propriedades específicas obtidas no estado morto.

Podemos notar na Eq. (3.13) que a energia cinética e a energia potencial, medidas em relação ao ambiente, contribuem na sua totalidade para o valor numérico da exergia, já que cada parcela poderia ser completamente convertida em trabalho se o sistema fosse levado ao repouso em uma diferença de altura nula relativa ao ambiente. Utilizando a Eq. (3.2), podemos obter a variação de exergia entre dois estados de um sistema fechado como representado na Eq. (3.14):

$$A_2 - A_1 = (U_2 - U_1) + p_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + (EC_2 - EC_1) + (EP_2 - EP_1) \quad (3.14)$$

Os valores de p_0 e T_0 são determinados pelo estado do ambiente. Quando um sistema está no estado morto, este se encontra em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente, assim o valor de sua exergia é zero. Podemos então dizer que a contribuição termomecânica para a exergia é zero. Este termo modificado diferencia o conceito da exergia discutido neste capítulo para um conceito mais geral, onde os componentes de um sistema no estado morto podem entrar em reação química com os componentes do ambiente, acarretando assim em um trabalho adicional. Portanto, o conceito de exergia termomecânica é suficiente para um grande número de avaliações termodinâmicas.

3.9 BALANÇO DE EXERGIA PARA SISTEMAS FECHADOS

Da mesma forma que a energia, a exergia pode ser transferida através da fronteira de um sistema fechado. A variação de exergia de um sistema durante um processo não é necessariamente igual à exergia líquida transferida, pois a exergia pode ser destruída na presença de irreversibilidades do sistema durante o processo. Conceitos de variação de exergia, transferência de exergia e destruição de exergia, estão relacionadas com o balanço de exergia para um sistema fechado. Estes balanços são expressões da segunda lei da termodinâmica e fornecem uma base para a análise de exergia.

3.9.1 Desenvolvendo O Balanço De Exergia

O balanço de exergia para um sistema fechado é desenvolvido combinando-se os balanços de energia e entropia para sistema fechado. As formulações dos balanços de energia e entropia usadas são representados pelas Eqs. (3.15) e (3.16):

$$\Delta U + \Delta EC + \Delta EP = \left(\int_1^2 \delta Q \right) - W \quad (3.15)$$

$$\Delta S = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b + \sigma \quad (3.16)$$

Os valores de W e Q representam, respectivamente, trabalho e transferência de calor entre o sistema e a vizinhança. No trabalho de entropia, T_b denota a temperatura nas fronteiras do sistema onde δQ ocorre. O termo σ leva em conta a entropia produzida dentro do sistema pelas irreversibilidades internas.

Para iniciarmos a dedução do balanço de exergia, multiplica-se o balanço de entropia pela temperatura T_0 e subtrai-se a expressão resultante do balanço de energia para se obter:

$$(\Delta U + \Delta EC + \Delta EP) - T_0 \Delta S = \left(\int_1^2 \delta Q \right) - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_b - W - T_0 \sigma \quad (3.17)$$

Agrupando os termos que envolvem δQ e introduzindo a Eq. (3.14) no lado esquerdo, obtemos como resultado a Eq. (3.18):

$$(A_2 - A_1) - p_0(V_2 - V_1) = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \delta Q - W - T_0 \sigma \quad (3.18)$$

Feito o rearranjo, o balanço de exergia para sistema fechado é indicado pela Eq. (3.19):

$$\frac{(A_2 - A_1)}{\text{variação de exergia}} = \frac{\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_b} \right) \delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)]}{\text{transferência de exergia}} - \frac{T_0 \sigma}{\text{destruição de exergia}} \quad (3.19)$$

Tendo em vista que a Eq. (3.19) foi obtida a partir de uma dedução que envolve os balanços de energia e entropia, ela não é um resultado independente,

mas pode ser utilizada no lugar do balanço de entropia como uma expressão para a segunda lei.

3.9.2 Balanço Da Taxa De Exergia Para Sistemas Fechados

Assim como ocorrem os balanços de massa, energia e entropia, o balanço de exergia pode ser indicado de formas diferentes, as quais podem ser mais convenientes para determinarmos tipos de análises. Uma das formas convenientes é a taxa do balanço de exergia para um sistema fechado representado pela Eq. (3.20):

$$\frac{dA}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt} \right) - \dot{A}_d \quad (3.20)$$

Onde dA/dt é a taxa temporal de variação de exergia. O termo $(1 - (T_0/T_j))\dot{Q}_j$ representa a taxa temporal de transferência de exergia que acompanha a transferência de calor à taxa \dot{Q}_j , que ocorre nos pontos da fronteira em que a temperatura instantânea é T_j . E o termo \dot{W} representa a taxa temporal de transferência de energia por trabalho. A taxa de transferência de exergia é dada por $(\dot{W} - p_0 dV/dt)$, em que dV/dt é a taxa de variação temporal do volume do sistema. O termo \dot{A}_d leva em conta a taxa temporal de destruição de exergia devida às irreversibilidades no interior do sistema e está relacionada à produção de entropia no interior do sistema pela expressão $\dot{A}_d = T_0 \dot{\sigma}$.

3.10 CONCEITUANDO A TRANSFERÊNCIA DE EXERGIA

Nesta seção iremos discutir sobre as expressões de transferência de exergia. Inicialmente consideremos uma peça de metal no estado morto. Se esta fosse transportada do chão de fábrica até o forno de tratamento térmico, a exergia da peça aumentaria, pois houve uma variação na altura durante o transporte. À medida que a peça de metal fosse aquecida no forno, sua exergia iria aumentar ainda mais, devido à transferência de calor gerado pelos gases quentes do forno. Considerando o

processo de resfriamento, esta peça experimentaria um decréscimo de exergia conforme sai temperatura baixasse, devido à transferência de calor para o meio de resfriamento.

Em cada um dos processos descritos, a peça de metal não interagia com o ambiente utilizado para designar os valores numéricos de exergia. No entanto, da mesma forma que os valores de exergia dos estados percorridos pela peça de metal, as transferências de exergia que acontecem entre a peça e suas vizinhanças seriam avaliadas em relação ao ambiente utilizado para definir a exergia.

3.11 EXERGIA DE FLUXO

O conceito de exergia de fluxo é importante para a formulação do balanço de exergia para volume de controle. Quando massa escoar ao longo das fronteiras de um volume de controle, existe uma transferência de exergia que acompanha o fluxo de massa. Além disso, existe uma transferência de exergia que acompanha o trabalho de fluxo. A exergia específica de fluxo leva em conta essas duas transferências, e é dada pela Eq. (3.21):

$$a_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (3.21)$$

Onde h e s representam a entalpia específica e a entropia específica, respectivamente, na entrada ou na saída consideradas. O termo h_0 e s_0 representam os respectivos valores dessas propriedades quando avaliadas em (T_0, p_0) .

3.11.1 Avaliação Da Exergia Específica De Fluxo

A exergia associada a um fluxo de matéria é o trabalho teórico máximo que pode ser obtido conforme a corrente alcança o estado morto, enquanto a transferência de calor só ocorre com ambiente a T_0 . O trabalho desenvolvido é totalmente disponível para realizar qualquer função, tal como trabalho elétrico, trabalho de eixo e levantamento de peso.

Para avaliar a exergia associada à corrente no estado dado por h, s, V e z , pense em uma corrente que é alimentada conforme o volume de controle que opera em regime permanente mostrado na Fig. (3). Na saída do volume de controle, as respectivas propriedades são as correspondentes ao estado morto: $h_0, s_0, V_0=0, z_0=0$.

Quanto ao volume de controle da Fig. (3), os balanços de energia e entropia são dados, respectivamente, pelas Eqs. (3.22) e (3.23):

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m} \left[(h - h_0) + \frac{(V^2 - (0)^2)}{2} + g(z - 0) \right] \quad (3.22)$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{VC}}{T_0} + \dot{m}(s - s_0) + \dot{\sigma}_{VC} \quad (3.23)$$

Eliminando \dot{Q}_{VC} entre as Eqs. (3.13) e (3.14), o trabalho desenvolvido por unidade de massa em escoamento é indicado pela Eq. (3.24):

$$\frac{\dot{W}_{VC}}{\dot{m}} = \left[\underline{(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz} \right] - T_0 \left(\frac{\dot{\sigma}_{VC}}{\dot{m}} \right) \quad (3.24)$$

O valor do termo sublinhado na Eq. (3.24) é determinado por dois estados: O estado dado e o estado morto. Porém, o valor da produção de entropia, que não pode ser negativo, depende da natureza do fluxo. Portanto, o trabalho máximo teórico que pode ser desenvolvido, por unidade de massa em escoamento, corresponde ao valor zero para produção de entropia. A exergia específica de fluxo a_f é o valor máximo do trabalho, tornando assim a Eq. (3.21) uma expressão apropriada para o cálculo.

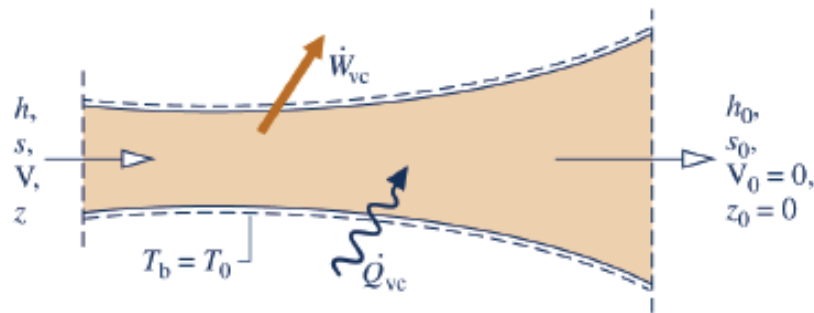


Figura 3 - Fluxo de uma corrente para uma análise exergetica
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

3.12 BALANÇO DE EXERGIA PARA VOLUMES DE CONTROLE

Nesta seção, estenderemos o balanço de exergia para uma forma aplicável a volumes de controle. A formulação de volume de controle é, na maioria das vezes, a mais útil em análises de engenharia.

3.12.1 Forma Geral

O balanço de exergia na forma de taxa para volume de controle pode ser deduzido utilizando-se uma alteração na Eq. (3.20), de forma a levar em consideração as transferências de exergia associadas ao escoamento de massa e ao trabalho de fluxo nas entradas e saídas. Neste caso, o balanço de exergia sob a forma de taxa, para volume de controle, é representada pela Eq. (3.25):

$$\frac{dA}{dt} = \frac{\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e a_{fe} - \sum_s \dot{m}_s a_{fs} - \dot{A}_d}{\text{taxa de transferência de exergia}} - \frac{\dot{A}_d}{\text{taxa de destruição de exergia}} \quad (3.25)$$

taxa de variação de exergia

Como realizado nos balanços anteriores de volume de controle que envolvem taxa, e significa entrada e saída. Na Eq. (3.25), o termo dA/dt representa a taxa temporal de variação de exergia do volume de controle. O termo \dot{Q}_j representa a

taxa temporal de transferência de calor na região do contorno onde a temperatura é T_j . A taxa de transferência de exergia correspondente é dada por $(1 - (T_0/T_j))\dot{Q}_j$. O termo \dot{W} representa a taxa temporal de transferência de trabalho excluindo-se o trabalho de fluxo. A taxa de transferência de exergia correspondente é dada por $(\dot{W} - p_0 dV/dt)$, em que dV/dt é a taxa temporal de variação de volume.

O termo $\dot{m}_e a_{fe}$ leva em conta a taxa temporal de transferência de exergia associada ao escoamento de massa e ao trabalho de fluxo na entrada e. Analogamente, $\dot{m}_s a_{fs}$ leva em conta a taxa temporal de transferência de exergia associada ao escoamento de massa e ao trabalho de fluxo de saída s. As exergias de fluxo a_{fe} e a_{fs} , apresentadas nesta equação podem ser avaliadas com o uso da Eq. (3.21). Ao se escrever a Eq. (3.25), admite-se o escoamento unidimensional nas regiões onde a massa entra e sai. Finalmente, o termo \dot{A}_d leva em conta a taxa temporal de destruição de exergia devido às irreversibilidades no interior do volume de controle.

3.12.2 Formulações Em Regime Permanente

Como uma parte das análises de engenharia envolve volume de controle em regime permanente, formulações em regime permanente do balanço de exergia sob a forma de taxa são extremamente importantes. Em um regime permanente, $dA_{VC}/dt = dV_{VC}/dt = 0$, obtendo-se assim o balanço de exergia para regime permanente em termos de taxa, como mostra a Eq. (3.26):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{m}_e a_{fe} - \sum_s \dot{m}_s a_{fs} - \dot{A}_d \quad (3.26)$$

A equação acima demonstra que a taxa através da qual a exergia é transferida para o volume de controle deve ser maior que a taxa na qual a exergia sai, sendo que a diferença é a taxa na qual a exergia é destruída no interior do volume de controle devido às irreversibilidades.

Reescrevendo a Eq. (3.26), esta pode ser expressa de forma mais compacta como indicada na Eq. (3.27):

$$0 = \sum_j \dot{A}_{qj} - \dot{W}_{VC} + \sum_e \dot{A}_{fe} - \sum_s \dot{A}_{fs} - \dot{A}_d \quad (3.27)$$

Onde as Eqs. (28), (29) e (30) são taxas de transferência de exergia:

$$\dot{A}_{qj} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (3.28)$$

$$\dot{A}_{qj} = \dot{m}_e a_{fe} \quad (3.29)$$

$$\dot{A}_{qj} = \dot{m}_s \quad (3.30)$$

No regime permanente, a taxa de transferência de exergia associada à potência \dot{W} é a própria potência.

Se existe apenas uma única entrada e uma única saída, identificadas por 1 e 2, respectivamente, a Eq. (3.26) é reduzida na forma da Eq. (3.31):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \dot{m}(a_{f1} - a_{f2}) - \dot{A}_d \quad (3.31)$$

Onde \dot{m} é a vazão mássica. O termo $(a_{f1} - a_{f2})$ é avaliado usando a Eq. (3.21), resulta na Eq. (3.32):

$$a_{f1} - a_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (3.32)$$

3.13 EFICIÊNCIA EXERGÉTICA (OU DE SEGUNDA LEI)

O objetivo desta seção é mostrar o uso do conceito de exergia na avaliação da eficácia da utilização dos recursos energéticos. Como parte da apresentação, o conceito de eficiência exergética é introduzido e discutido. Essa eficiência também é conhecida como eficiência de segunda lei. Tarefas como aquecimento de um ambiente, o aquecimento de fornos industriais e os processos de geração de vapor, envolvem a combustão de carvão, óleo e gás natural. Quando os produtos da combustão encontram-se a uma temperatura maior do que a necessária para tarefa designada, o uso final não se encontra bem ajustado à fonte e o resultado é o uso ineficiente do combustível queimado.

Exemplificando isso de maneira simples, considere a Fig. (4), que mostra um sistema fechado recebendo um calor transferido uma taxa \dot{Q}_f de uma fonte de temperatura T_f , fornecendo \dot{Q}_u em uma temperatura de uso T_u . Energia é perdida para as vizinhanças a uma taxa \dot{Q}_p ao longo de uma parcela da superfície em T_p . Todas as transferências de energia mostradas na figura ocorrem nos sentidos indicados pelas setas. Admitindo que o sistema da Fig. (4) opera em regime permanente e que não existe trabalho, os balanços de energia e de exergia do sistema fechado simplificam-se, nas Eqs. (3.33) e (3.34) respectivamente:

$$\frac{dE}{dt} = (\dot{Q}_f - \dot{Q}_u - \dot{Q}_p) - \dot{W} \quad (3.33)$$

$$\frac{dA}{dt} = \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \dot{Q}_f - \left(1 - \frac{T_0}{T_u} \right) \dot{Q}_u - \left(1 - \frac{T_0}{T_p} \right) \dot{Q}_p \right] - \left[\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt} \right] - \dot{A}_d \quad (3.34)$$

Estas equações podem ser reescritas na forma das Eqs. (3.35) e (3.36):

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_u + \dot{Q}_p \quad (3.35)$$

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \dot{Q}_f = \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) \dot{Q}_u + \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \dot{Q}_p + \dot{A}_d \quad (3.36)$$

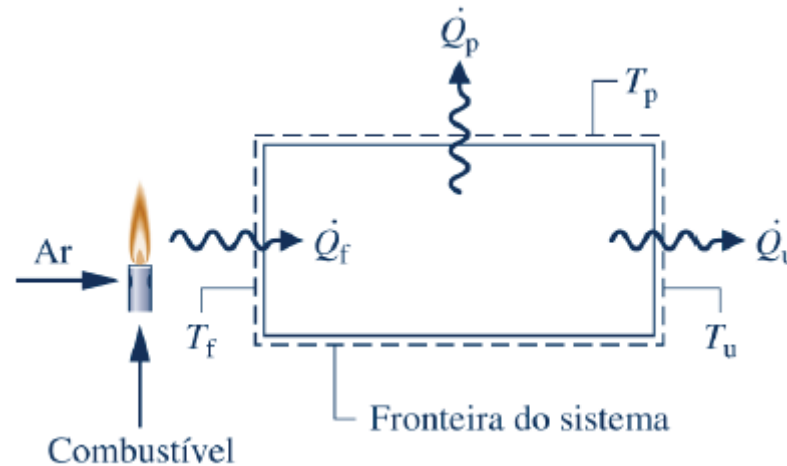


Figura 4 - Esquema utilizado para debater o uso eficiente de combustível

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

A Eq. (3.36) indica que a energia transportada pelo calor transferido, \dot{Q}_f , é usada, \dot{Q}_u , ou perdida para as vizinhanças, \dot{Q}_p . Isso pode ser descrito por uma eficiência em termos de taxa de energia na forma de produto/entrada, como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_f} \quad (3.37)$$

Em princípio, o valor de η pode ser aumentado aplicando-se um isolante para reduzir as perdas. O volume limite é quando $\dot{Q}_p = 0$, é $\eta = 1$ (100%). A Eq. (3.36) mostra que a exergia associada ao calor \dot{Q}_f transportada para o sistema é transferida para fora do sistema, acompanhando as transferências de calor \dot{Q}_u e \dot{Q}_p ou destruída pelas irreversibilidades no interior do sistema. Isso pode ser descrito por um rendimento na forma de produto/entrada, tal como mostra a Eq. (3.38):

$$\varepsilon = \frac{(1 - (T_0/T_u))\dot{Q}_u}{(1 - (T_0/T_f))\dot{Q}_f} \quad (3.38)$$

Introduzindo a Eq. (3.37), temos a Eq. (3.39):

$$\varepsilon = \eta \left(\frac{1 - (T_0/T)_u}{1 - (T_0/T)_f} \right) \quad (3.39)$$

O parâmetro ε , definido em relação ao conceito de exergia pode ser chamado de eficiência exergética. Note que ambos, η e ε , medem quão eficiente a entrada foi convertida em produto. O parâmetro η realiza isso em bases de energia, enquanto ε efetua essa medida em uma base de exergia. O valor de ε é geralmente menor do que a unidade mesmo quando $\eta=1$.

A Eq. (3.39) indica que um valor de η tão próximo da unidade quanto possível é, na prática, importante para a utilização adequada da exergia transferida para o sistema pelo gás quente de combustão. No entanto, isso por si só não garante uma utilização eficiente. As temperaturas T_f e T_u também são importantes, já que o uso da exergia melhora à medida em que a temperatura de uso T_u se aproxima da temperatura da fonte T_f . Conseqüentemente, para uma utilização adequada da exergia é desejável ter um valor para η tão próximo da unidade quanto possível na prática, e também um bom ajuste entre as temperaturas de fonte e uso.

Para dar mais ênfase à importância da temperatura em considerações energéticas, é fornecido um gráfico da Eq. (3.28). A figura fornece a eficiência exergética ε em função da temperatura de uso T_u para uma temperatura de fonte hipotética $T_f=2200$ [K]. A Fig. (5) mostra que ε tende à unidade (100%) conforme a temperatura de uso se aproxima de T_f . No entanto, na maioria dos casos, a temperatura de uso encontra-se substancialmente abaixo de T_f . As eficiências exergéticas para três aplicações estão mostradas no gráfico: o aquecimento de um ambiente a $T_u=320$ [K], a geração de vapor de processo a $T_u=480$ [K] e o aquecimento de fornos industriais a $T_u=700$ [K].

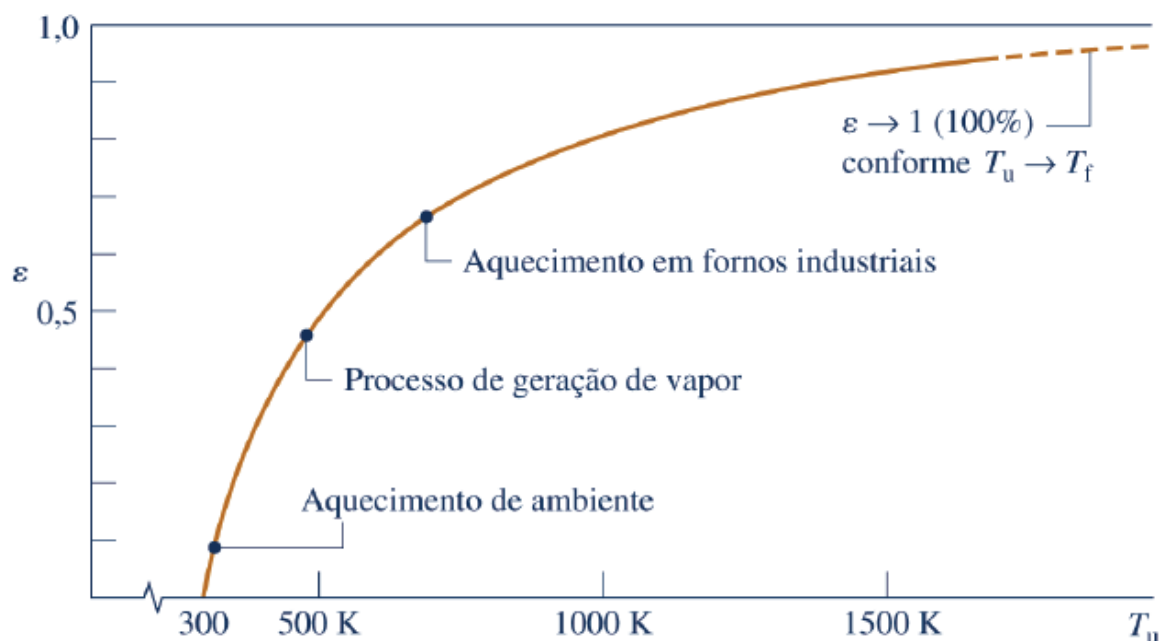


Figura 5 - Efeito da temperatura de uso, T_u , sobre a eficiência exérgica ε
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

Tais valores de eficiência sugerem que o combustível é utilizado de um modo bem mais eficaz nas aplicações industriais que envolvem altas temperaturas de uso do que no aquecimento de um ambiente que envolve uma baixa temperatura de uso. A baixa eficiência exérgica para aquecimento de ambientes reflete o fato de que o combustível é consumido para produzir apenas ar levemente aquecido, o que sob uma perspectiva de exergia, possui uma utilidade menor. Em verdade, as eficiências mostradas na Fig. (5) estão superestimadas, pois para a construção do gráfico, se tornou necessário admitir o termo η como sendo igual à unidade (100%). Além disso, a eficiência total de entrada de combustível até o uso final seria muito menos do que o indicado pelos valores mostrados na figura se levarmos em conta uma destruição e uma perda de exergia associadas ao processo de combustão.

3.13.1 Eficiência Exérgica De Componentes Usuais

As expressões para eficiência exérgica podem assumir muitas formas diferentes, assim serão apresentados vários exemplos de componentes de sistemas térmicos de interesse prático para este trabalho. Em todos os casos a eficiência é deduzida através do balanço de exergia. Cada um dos casos considera um volume

de controle em regime permanente, e admite-se que não exista nenhuma transferência de calor entre o volume de controle e a vizinhança.

3.13.2 Turbinas

Considerando que a turbina opera em regime permanente, sem transferência de calor para sua vizinhança, a formulação da taxa de exergia em regime permanente, considerando o termo $\sum_j(1-(T_0/T_j))\dot{Q}_j=0$ da Eq. (3.31), pode ser reformulada, o que nos fornece a Eq. (3.40):

$$a_{f1}-a_{f2}=\frac{\dot{W}_{VC}}{\dot{m}}+\frac{\dot{A}_d}{\dot{m}} \quad (3.40)$$

Na Eq. (3.40) o termo $a_{f1} - a_{f2}$ é o decréscimo da exergia de fluxo entre a entrada e a saída da turbina. A equação mostra que a exergia de fluxo diminui porque a turbina desenvolve trabalho, dado por \dot{W}_{VC}/\dot{m} , e a exergia, dada por \dot{A}_d/\dot{m} , é destruída. O parâmetro que mede a eficiência da conversão do decréscimo de exergia de fluxo em produto desejado é a eficiência exergética da turbina representada pela Eq. (3.41):

$$\varepsilon=\frac{\dot{W}_{VC}/\dot{m}}{a_{f1}-a_{f2}} \quad (3.41)$$

3.13.3 Compressores E Bombas

Para um compressor ou bomba que opere em regime permanente, sem transferência de calor com a vizinhança, o balanço da taxa de exergia da Eq. (3.31) pode ser indicada pela Eq. (3.42):

$$\frac{-\dot{W}_{VC}}{\dot{m}}=a_{f2}-a_{f1}+\frac{\dot{A}_d}{\dot{m}} \quad (3.42)$$

Dessa forma a entrada de exergia nesse dispositivo, $-\dot{W}_{VC}/\dot{m}$, é responsável por um aumento na taxa de exergia de fluxo entre a entrada e a saída ou pela destruição de exergia. O parâmetro que mede a eficiência da conversão da entrada de trabalho para aumento de exergia de fluxo é a eficiência exergética do compressor (ou da bomba), como mostra a Eq. (3.43):

$$\varepsilon = \frac{a_{f2} - a_{f1}}{(-\dot{W}_{VC}/\dot{m})} \quad (3.43)$$

3.13.4 Trocador De Calor Sem Mistura

O trocador de calor mostrado na Fig. (6) opera em regime permanente, sem transferência de calor para a vizinhança e com as duas correntes à temperatura acima de T_0 . O balanço da taxa de exergia, Eq. (3.26), adaptada para a Fig. (6), pode ser representada pela Eq. (3.44):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + (\dot{m}_H a_{f1} + \dot{m}_C a_{f3}) - (\dot{m}_H a_{f2} + \dot{m}_C a_{f4}) - \dot{A}_d \quad (3.44)$$

Na Eq. (3.44) temos que $\sum_j (1 - (T_0/T_j)) \dot{Q}_j = 0$ e $\dot{W}_{VC} = 0$. O termo \dot{m}_H é a vazão mássica da corrente quente e \dot{m}_C é a vazão mássica da corrente fria. Como resultado temos a Eq. (3.45):

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_C (a_{f4} - a_{f3})}{\dot{m}_H (a_{f1} - a_{f2})} \quad (3.45)$$

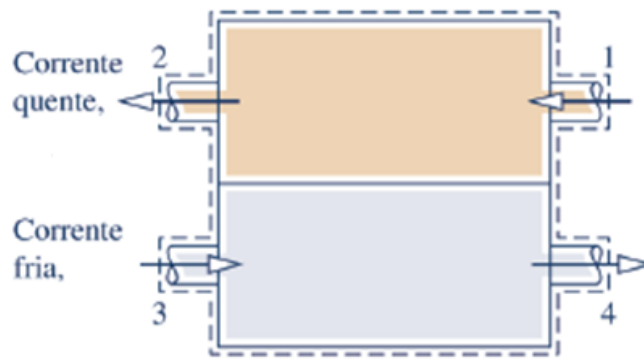


Figura 6 - Trocador de calor contracorrente
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

3.13.5 Trocador De Calor De Contato Direto

O trocador de calor de contato direto indicado pela Fig. (7) opera em regime permanente, sem transferência de calor para a vizinhança. O balanço da taxa de exergia, Eq. (3.26) adaptada para a Fig. (7) é expressa pela Eq. (3.46):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \dot{m}_1 a_{f1} + \dot{m}_2 a_{f2} - \dot{m}_3 a_{f3} - \dot{A}_d \quad (3.46)$$

Onde o termo $\sum_j (1 - (T_0/T_j)) \dot{Q}_j = 0$ e $\dot{W}_{VC} = 0$. O termo $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$ e a partir de um balanço de taxa de massa, pode-se obter a Eq. (3.47):

$$\dot{m}_1 (a_{f1} - a_{f3}) = \dot{m}_2 (a_{f3} - a_{f2}) + \dot{A}_d \quad (3.47)$$

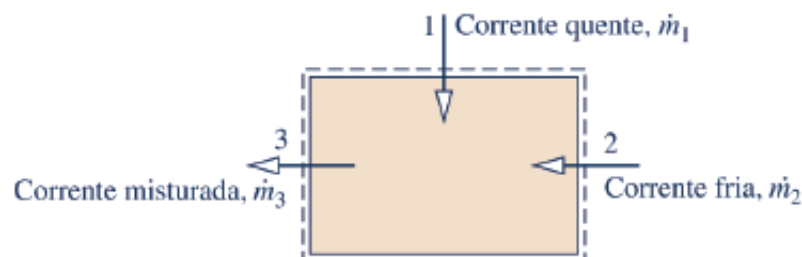


Figura 7 - Trocador de calor de contato direto
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

O termo $\dot{m}_1(a_{f1}-a_{f3})$ leva em consideração o decréscimo da exergia da corrente quente entre a entrada e a saída. O termo $\dot{m}_2(a_{f3}-a_{f2})$ leva em conta o aumento da exergia da corrente fria entre a entrada e a saída. Considerando a corrente quente como aquela que fornece o aumento de exergia à corrente fria, e também como a responsável pela destruição de exergia pelas irreversibilidades, podemos definir uma eficiência exérgica para um trocador de calor de contato direto através da Eq. (3.48):

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_2(a_{f3}-a_{f2})}{\dot{m}_1(a_{f1}-a_{f3})} \quad (3.48)$$

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 MODELAGEM DOS SISTEMAS DE POTÊNCIA A VAPOR

Os processos que ocorrem nos sistemas de geração de potência são consideravelmente complexos, de forma que se torna necessário tomarmos algumas idealizações para o desenvolvimento de modelos termodinâmicos. Esta modelagem é uma importante etapa inicial no desenvolvimento de projeto de engenharia. Muito embora estudos de modelos simplificados conduzam a conclusões qualitativas sobre o desempenho do sistema estudado, esses modelos frequentemente possibilitam algumas deduções de como as variações nos principais parâmetros de operação afetam o desempenho real. Eles também caracterizam um cenário relativamente simples para a discussão das funções e dos benefícios das características que devem ser modificadas para se aumentar o desempenho do sistema como um todo.

A maioria das plantas de geração de energia elétrica representa uma variação das instalações de potência a vapor, nas quais a água é o fluido de trabalho. A Fig. (8) representa uma forma simplificada dos componentes básicos de uma usina de potência a vapor de combustível fóssil. Para facilitar a análise termodinâmica, a instalação como um todo foi dividida em quatro subsistemas principais, nomeados de A a D no diagrama esquemático. O foco das considerações deste capítulo está no subsistema B, no qual ocorre importante conversão de energia de calor para trabalho. Contudo vamos considerar brevemente os demais subsistemas.

O subsistema A tem por finalidade fornecer a energia necessária para vaporizar a água que passa pela caldeira. Nas plantas de combustível fóssil, este subsistema consiste na transferência de calor para o fluido de trabalho, que passa através de tubos e tambores na caldeira, a partir dos gases aquecidos produzidos pela combustão de um combustível fóssil. O vapor produzido na caldeira passa pela turbina, onde se expande para uma pressão mais baixa. O eixo da turbina é acoplado a um gerador elétrico (subsistema C). O vapor que deixa a turbina passa pelo condensador, onde se condensa na saída dos tubos que conduzem água de resfriamento. O circuito de água de resfriamento é representado pelo subsistema D. No caso da planta mostrada, a água de resfriamento é enviada para a torre de

resfriamento, onde a energia extraída no condensador é jogada para atmosfera. A água de resfriamento é então recirculada através do condensador.

As considerações sobre o ambiente e segurança estabelecem o que é admissível nas interações entre os subsistemas A e D e suas vizinhanças. Uma das maiores dificuldades para a definição do local de instalação de uma planta de potência a vapor é o acesso a quantidades suficientes de água de resfriamento. Além da questão da água de resfriamento, da segurança do processamento e da distribuição de combustível, o controle das descargas de poluentes e o descarte de resíduos são características que devem ser levadas em consideração tanto nas plantas que utilizam combustíveis fósseis como aquelas que utilizam combustível nuclear, para que seja possível garantir segurança na operação e que o descarte de resíduos ocorra em níveis aceitáveis para o meio ambiente. Plantas que utilizam energia solar são consideradas não-poluentes e seguras, porém seu uso ainda não se encontra em grande escala.

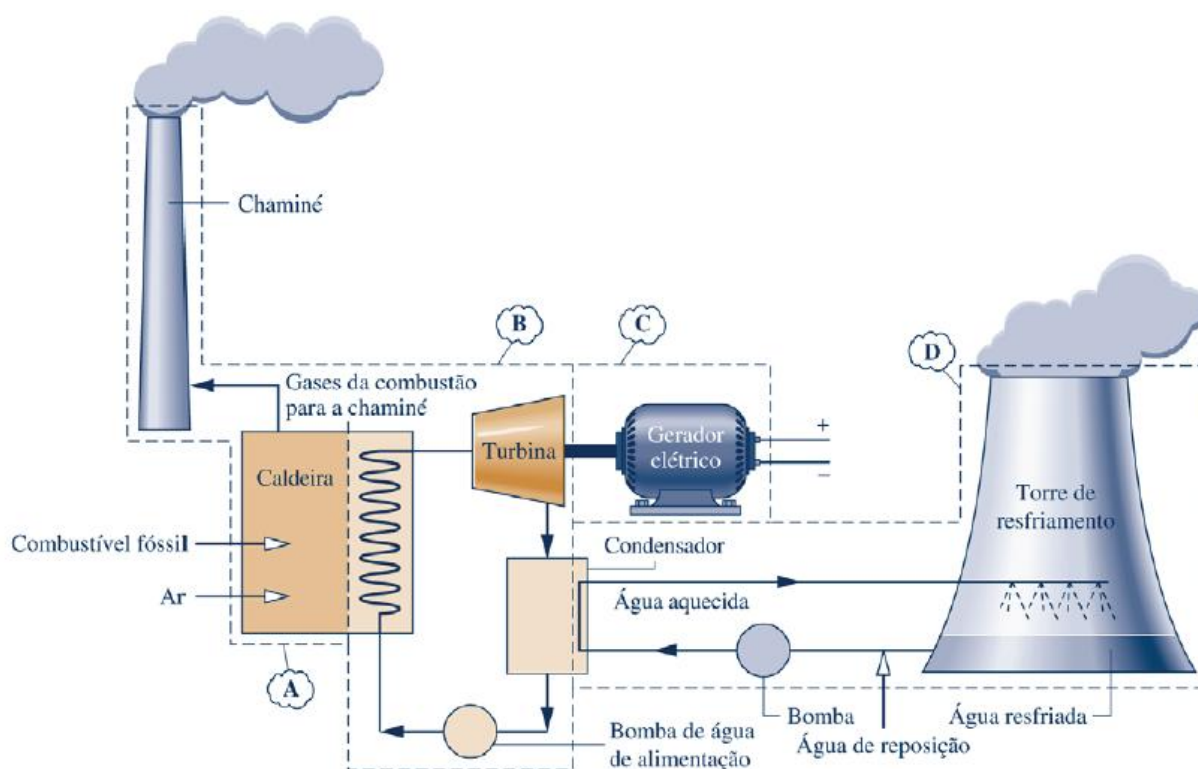


Figura 8 - Planta de potência a vapor acionada por combustível fóssil

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

Considerando o subsistema B mostrado na Fig. (8), observa-se que cada unidade de massa submete-se periodicamente a um ciclo termodinâmico quando o

fluido de trabalho circula pela série de quatro componentes interconectados. Dessa forma, vários conceitos relacionados a ciclos de potência termodinâmicos são importantes nas presentes discussões. Lembrando que pelo princípio da conservação de energia, o trabalho líquido desenvolvido por um ciclo de potência é igual a calor líquido adicionado. A eficiência térmica, um importante conceito obtido a partir da segunda lei, indica a quantidade de calor adicionado que é convertido em trabalho líquido de saída, e que deve ser menor que 100%. O aumento do desempenho termodinâmico está relacionado diretamente com a redução das irreversibilidades. Porém, a determinação de que irreversibilidades podem ser reduzidas nos sistemas de geração de potência depende de fatores termodinâmicos e econômicos.

4.2 CICLO RANKINE

Os fundamentos necessários para realizarmos uma análise termodinâmica dos sistemas de potência a vapor englobam os princípios de conservação de massa e conservação de energia, a segunda lei da termodinâmica e os dados termodinâmicos adotados para determinado caso.

A Fig. (9) indica o trabalho e as transferências de calor principais relacionados ao subsistema B da Fig. (8). Nas discussões que seguem, essas transferências de energia são consideradas positivas no sentido indicado pelas setas. Para simplificar, as perdas inevitáveis por transferência de calor que ocorrem entre os componentes das plantas e suas vizinhanças são desprezadas nesta análise. Variações na energia cinética e potencial também são desprezadas. É considerado que cada componente opera em regime estacionário. Utilizando os princípios de conservação de massa e conservação de energia, somadas a essas idealizações, serão desenvolvidas expressões para a transferência de energia mostrada na Fig. (9), sendo que o sistema se inicia no estágio 1 e evolui através de cada componente ao longo do desenvolvimento do ciclo.

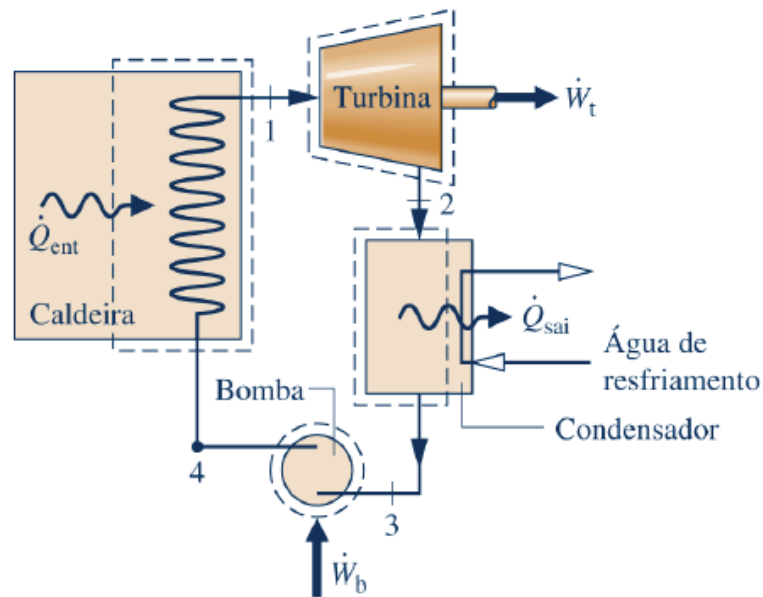


Figura 9 - Trabalho realizado e transferência de calor principais no subsistema B

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

4.2.1 Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais

As seguintes expressões para transferência de energia sob a forma de calor e trabalho que ocorrem em regime permanente são imediatamente deduzidas pela simplificação dos balanços de energia e de massa para o volume de controle. Tais transferências são consideradas positivas nas direções das setas indicadas através da Fig. (9).

4.2.1.1 Turbina

A partir da caldeira no estágio 1 o vapor a uma temperatura e pressão elevada, se expande ao longo da turbina para produzir trabalho, e em seguida é descarregado no condensador no estágio 2, com pressão relativamente baixa. Desprezando-se a transferência de calor para as vizinhanças, o balanço das taxas de massa e energia no regime estacionário para um volume de controle no entorno da turbina reduz-se às Eqs. (4.1) ou ainda (4.2):

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \quad (4.1)$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad (4.2)$$

O termo \dot{m} representa a vazão mássica do fluido de trabalho e \dot{W}_t/\dot{m} é a taxa pela qual o trabalho é desenvolvido por unidade de massa de vapor que passa pela turbina. Considerou-se que a variação de energia cinética e energia potencial são desprezadas.

4.2.1.2 Condensador

É no condensador que ocorre a transferência de calor do vapor para a água de resfriamento que flui em um circuito separado. O vapor se condensa e a temperatura da água de resfriamento aumenta. Em um regime estacionário, o balanço das taxas de energia para um volume de controle, que engloba o lado do condensado do trocador de calor, nos dá a Eq. (4.3):

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad (4.3)$$

O termo \dot{Q}_{sai}/\dot{m} é a taxa pela qual a energia é transferida pelo calor do fluido de trabalho para a água de resfriamento por unidade de massa de fluido de trabalho que passa pelo condensador. Considerou-se essa energia positiva no sentido da seta indicada na Fig. (9).

4.2.1.3 Bomba

No estágio 3 o líquido condensado é bombeado para a caldeira a uma pressão mais elevada. Considerando-se que não existe troca de calor para as vizinhanças em um determinado volume de controle em torno da bomba, os balanços de massa e energia nos fornecem a Eq. (4.4):

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad (4.4)$$

O termo \dot{W}_b/\dot{m} é denominado potência de entrada por unidade de massa que passa pela bomba. Considerou-se essa energia positiva no sentido da seta indicada na Fig. (9).

4.2.1.4 Caldeira

Quando o fluido de trabalho deixa a bomba no estágio 4, este passa a ser chamado de água de alimentação da caldeira. O fluido completa um ciclo quando aquecido até a saturação e evapora na caldeira. Considerando-se um volume de controle que envolva os tubos e tambores da caldeira que conduzem a água de alimentação do estágio 4 ao estágio 1, o balanço das taxas de massa e energia nos fornece a Eq. (4.5):

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad (4.5)$$

Onde o termo \dot{Q}_{entra}/\dot{m} é a taxa de transferência de calor da fonte de energia para o fluido de trabalho por unidade de massa que passa pela caldeira.

4.2.1.5 Eficiência térmica

Este parâmetro de desempenho mede a energia fornecida ao fluido de trabalho que passa pela caldeira que é convertida em trabalho líquido de saída. Considerando a Fig. (9) e utilizando os parâmetros já conhecidos, a eficiência térmica do ciclo de potência é representada pela Eq. (4.6):

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (4.6)$$

O trabalho líquido de saída é igual ao calor líquido de entrada. Assim, a eficiência térmica pode ser expressa, de modo alternativo, como indica a Eq. (4.7):

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{entra}/\dot{m} - \dot{Q}_{sai}/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = 1 - \frac{\dot{Q}_{sai}/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = 1 - \frac{(h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad (4.7)$$

4.2.1.6 Taxa de calor

É a quantidade de energia adicionada por transferência de calor ao ciclo, usualmente em *Btu*, para produzir uma unidade de trabalho líquido de saída, usualmente em *kWh*. Assim, a taxa de calor, que é inversamente proporcional à eficiência térmica, possui as unidades de *Btu/kWh*.

4.2.1.7 Relação de trabalho reverso (bwr)

É outro parâmetro utilizado na descrição do desempenho da planta de potência onde é feita uma relação entre o trabalho de entrada da bomba e o trabalho desenvolvido pela turbina. Utilizando as Eqs. (4.2) e (4.4), obtemos a Eq. (4.8):

$$bwr = \frac{\dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{W}_t/\dot{m}} = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_2} \quad (4.8)$$

Considerando que os estágios 1 a 4 são fixos, pode-se aplicar as Eqs (4.2) a (4.8) para determinar o desempenho termodinâmico de uma simples planta de potência a vapor. Como tais equações foram desenvolvidas a partir dos balanços de energia e massa, podem ser aplicadas em casos de desempenho real quando as irreversibilidades estão presentes e para o desempenho idealizado quando não existem tais efeitos. Consideravelmente, devemos supor que as irreversibilidades de diversos componentes de uma planta de potência de vapor podem afetar o desempenho do sistema combinado, porém se torna válida a consideração de um ciclo idealizado no qual as irreversibilidades não são consideradas.

4.2.2 Ciclo Rankine Ideal

Quando o fluido de trabalho passa por vários componentes do ciclo de potência a vapor simples sem irreversibilidades, não haverá queda de pressão por atritos na caldeira e no condensador, fazendo com que o fluido escoe através desses componentes isobaricamente. Quando não existem irreversibilidades e ausência de troca de calor com as vizinhanças. O processo através da turbina e da bomba será isentrópico. A Fig. (10) ilustra tal situação.

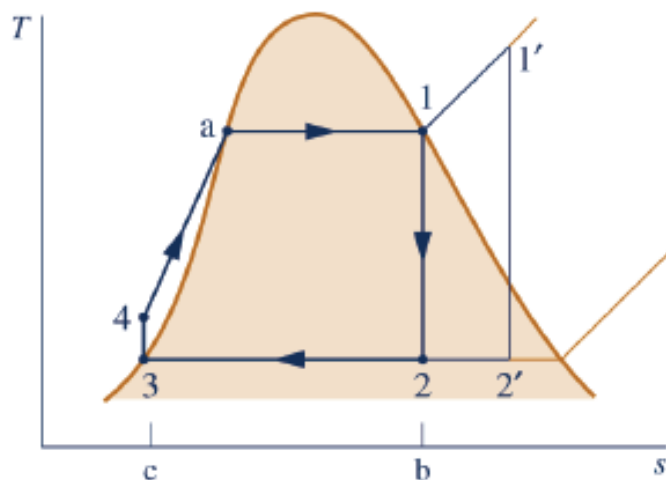


Figura 10 - Diagrama T-S de um ciclo ideal Rankine
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

Em relação à Fig. (10), podemos observar que o fluido de trabalho fica sujeito à seguinte sequência de processos reversíveis internamente:

Processo 1-2: expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina na condição de vapor saturado no estágio 1 até a pressão do condensador;

Processo 2-3: transferência de calor do fluido de trabalho quando esse flui a pressão constante através do condensador chegando em forma de líquido saturado ao estágio 3;

Processo 3-4: compressão isentrópica na bomba até o estágio 4 na região de líquido comprimido;

Processo 4-1: transferência de calor para o fluido de trabalho quando este flui a pressão constante através da caldeira para completar o ciclo;

O ciclo ideal de Rankine também inclui a possibilidade de superaquecimento do vapor, como ocorre no ciclo 1' – 2 – 3 – 4 - 1'. Este ciclo consiste em processos

internamente reversíveis, logo pode-se interpretar os processos que são demonstrados na Fig. (10) como sendo transferências de calor por unidade de massa. Com o auxílio da Eq. (4.8) podemos determinar que a área 1 – b – c – 4 – a – 1 representa a transferência de calor para o fluido de trabalho que passa através da caldeira, enquanto a área 2 – b – c – 3 – 2 representa a transferência de calor do fluido de trabalho que passa pelo condensador, como indica a Eq. (4.9):

$$\left(\frac{\dot{Q}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{ir} = \int_1^2 T dS \quad (4.9)$$

A área fechada 1 – 2 – 3 – 4 – a – 1, é determinada de entrada líquida de calor ou também trabalho líquido de entrada, sendo que todas essas transferências são consideradas por unidade de massa.

Quando consideramos o trabalho por unidade de massa em turbinas e bombas como ideais, consideramos que as parcelas de energia potencial e cinética como sendo próximas de zero. Portanto podemos utilizar a Eq. (4.10):

$$\left(\frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{m}}\right)_{ir} = - \int_1^2 v dp \quad (4.10)$$

Lembrando que o termo subscrito (*ir*) indica que tais equações são aplicáveis apenas em sistemas onde os processos internos são reversíveis. Considerando que a operação da bomba é ideal, podemos utilizar a Eq. (4.10) com algumas alterações, para obtermos a Eq. (4.11):

$$\left(\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}}\right)_{ir} = \int_3^4 v dp \quad (4.11)$$

Observamos que o sinal negativo foi retirado para reforçar a idéia que o trabalho realizado pela bomba é positivo como indicado na Eq. (4.4). O cálculo da integral da Eq. (4.11) requer uma relação entre o volume específico e a pressão para o processo. Uma vez que o volume específico de um líquido tem uma variação

ínfima quando este flui da entrada para a saída de uma bomba, uma aproximação razoável para o valor da integral pode ser obtida quando consideramos o volume específico na entrada da bomba, v_3 como constante para o processo, dessa forma temos a Eq. (4.12):

$$\left(\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}}\right)_{ir} \approx v_3(p_4 - p_3) \quad (4.12)$$

4.2.3 Efeito Das Pressões Da Caldeira E Do Condensador No Ciclo Rankine

De acordo com a Fig. (11), observa-se que a eficiência térmica do ciclo de potência tende a ter um aumento quando a temperatura média, pela qual a energia é adicionada por transferência de calor, aumenta ou a temperatura média, pela qual a energia rejeitada, diminui. Esta idéia pode ser aplicada ao estudo dos efeitos das variações das pressões na caldeira e no condensador no desempenho de um ciclo ideal de Rankine. Mesmo estas constatações sendo adquiridas em relação ao ciclo ideal Rankine, podemos considerar válida qualitativamente para as plantas de potência a vapor reais.

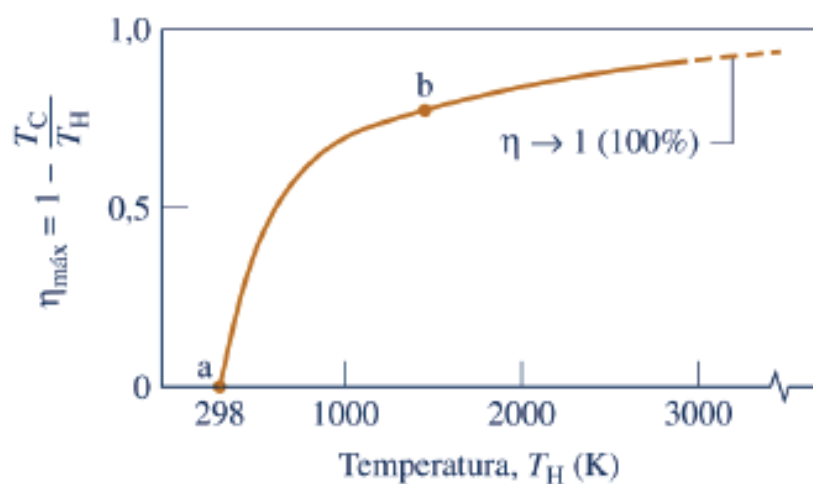


Figura 11 - Eficiência de Carnot X T_H , para $T_C = 298 K$

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

4.2.3.1 Efeito da temperatura na eficiência térmica

Basicamente o ciclo ideal Rankine consiste em processos onde existem reversibilidades internas, o que nos possibilita obter uma expressão para eficiência térmica em função das temperaturas médias durante o processo interação térmica. Vamos desenvolver esta expressão lembrando que as áreas abaixo das linhas que representam os processos na Fig. (10) possam ser interpretadas como a transferência de calor por unidade de massa que flui através de seus componentes. Por exemplo, a área total 1 – b – c – 4 – a – 1 representa a transferência de calor para o fluido de trabalho por unidade de massa que passa pela caldeira, como mostra a Eq. (4.13):

$$\left(\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}}\right)_{ir} = \int_1^4 TdS = \text{área } 1-b-c-4-a-1 \quad (4.13)$$

A integral pode ser escrita em termos de uma temperatura média de adição de calor, \bar{T}_{entra} , indicada na Eq. (4.14):

$$\left(\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}}\right)_{ir} = \bar{T}_{entra}(s_1-s_4) \quad (4.14)$$

Onde a barra simboliza valor médio. Analogamente, a área 2 – b – c – 3 – 2 representa a transferência de calor do vapor condensado por unidade de massa que passa através do condensador, sendo assim, obtemos a Eq. (4.15).

$$\left(\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}}\right)_{ir} = T_{sai}(s_2-s_3) = \text{área } 2-b-c-3-2 = T_{sai}(s_1-s_4) \quad (4.15)$$

Onde T_{sai} simboliza a temperatura no lado do vapor no condensador do ciclo ideal de Rankine mostrado na Fig. (10). A eficiência térmica do ciclo ideal de Rankine pode ser expressa em função dessas transferências de calor como indica a Eq. (4.16):

$$\eta_{ideal} = 1 - \frac{(\dot{Q}_{sai}/\dot{m})_{ir}}{(\dot{Q}_{entra}/\dot{m})_{ir}} \left(\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} \right)_{ir} = 1 - \frac{T_{sai}}{T_{entra}} \quad (4.16)$$

Analisando a Eq. (4.16), podemos concluir que a eficiência térmica do ciclo ideal tende a aumentar quando a temperatura média pela qual a energia é adicionada por transferência de calor aumenta ou a temperatura pela qual a energia rejeitada diminui.

4.2.3.2 Interpretação dos efeitos das pressões da caldeira e do condensador no ciclo Rankine

A Fig. (12) mostra dois ciclos ideais apresentados à mesma pressão no condensador, porém com diferentes pressões na caldeira. Por inspeção, a temperatura média do calor adicionado é mostrada como sendo maior para o ciclo de pressão mais alta 1' – 2' – 3' – 4' – 1' do que para o ciclo 1 – 2 – 3 – 4 – 1. Assim, o aumento da pressão da caldeira do ciclo ideal de Rankine tende a aumentar a eficiência térmica.

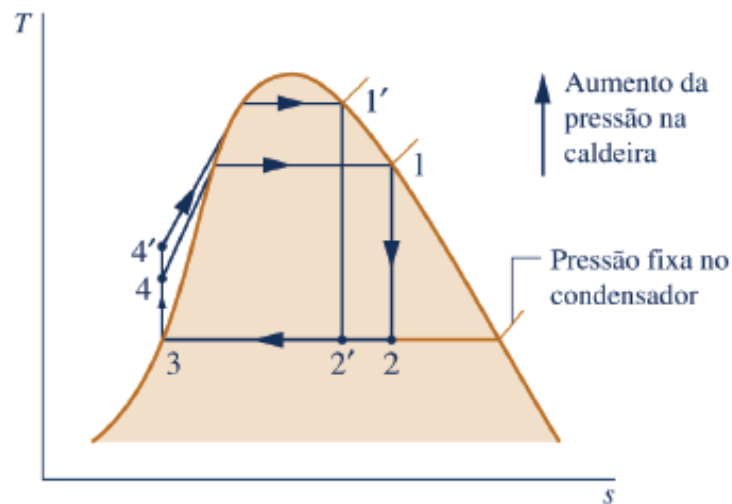


Figura 12 - Efeitos da variação das pressões de operação do ciclo ideal Rankine na caldeira

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

A Fig. (13) mostra dois ciclos com as mesmas pressões na caldeira, porém com duas pressões diferentes no condensador. Um condensador opera à pressão atmosférica e o outro a uma pressão inferior à pressão atmosférica. A temperatura da rejeição de calor para o ciclo 1 – 2 – 3 – 4 – 1 que condensa à pressão

atmosférica é de 100°C (212°F). A temperatura do calor rejeitado para o ciclo de pressão mais baixa $1 - 2'' - 3'' - 4'' - 1$ é também mais baixa, e assim esse ciclo tem a maior eficiência térmica. Conclui-se, portanto, que a diminuição da pressão no compressor tende a aumentar a eficiência térmica.

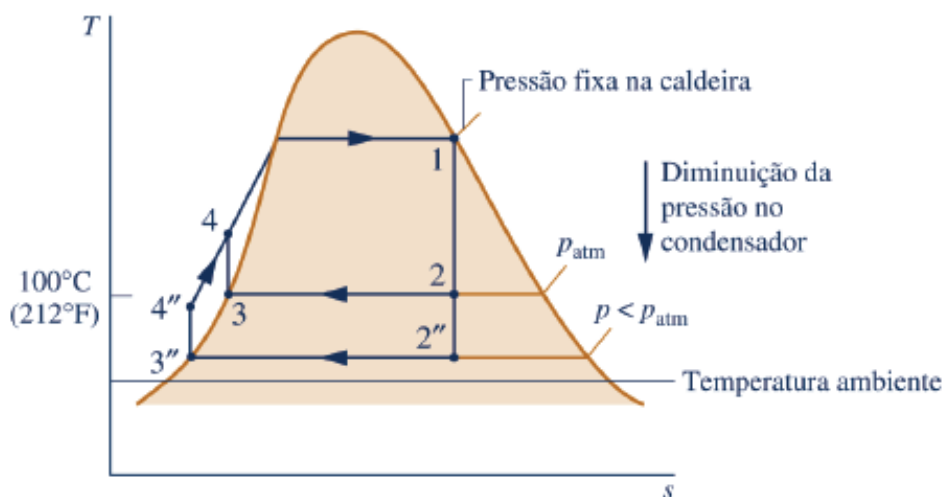


Figura 13 - Efeitos da variação das pressões de operação do ciclo ideal Rankine no condensador

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

A pressão mais baixa do condensador é a pressão de saturação correspondente à temperatura ambiente, uma vez que esta é a menor temperatura possível para a rejeição de calor para as vizinhanças. O objetivo de se manter a menor pressão de exaustão prática na turbina é a razão primordial para a inclusão do condensador em uma planta de potência. A água líquida à pressão atmosférica poderia alimentar a caldeira através da bomba, e o vapor poderia ser descarregado diretamente na atmosfera na saída da turbina. Entretanto, incluindo-se um condensador, no qual vapor é operado a uma pressão inferior à pressão atmosférica, a turbina apresentará uma região de pressão mais baixa na qual será realizada a descarga, resultando em um aumento do trabalho líquido da eficiência térmica. Incluindo-se mais um condensador o fluido de trabalho operará em circuito fechado, fazendo com que ocorra uma circulação contínua do fluido de trabalho.

4.2.4 Principais Perdas E Irreversibilidades

As irreversibilidades e perdas são associadas a cada um dos subsistemas indicados na Fig. (8), onde alguns dos efeitos tem influência maiores no

desempenho que outros. Considerando as irreversibilidades e perdas associadas aos componentes que constituem o ciclo Rankine temos:

4.2.4.1 Turbina

A expansão ocorrida na turbina representa a maior irreversibilidade sofrida pelo fluido de trabalho. A transferência de calor da turbina para suas vizinhanças serão ignoradas para efeito de demais cálculos. A Fig. (14) ilustra o processo 1 – 2, uma expansão adiabática real através da turbina, acompanhada de um aumento de entropia. O trabalho desenvolvido por unidade de massa para esse processo é menor do que para a correspondente expansão isentrópica 1 – 2s. Considerando que o efeito das irreversibilidades que ocorrem na turbina seja em função do trabalho isentrópico, podemos determinar a eficiência isentrópica da turbina como demonstra-se na Eq. (4.17):

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_t/\dot{m})}{(\dot{W}_t/\dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (4.17)$$

Onde o termo (\dot{W}_t/\dot{m}) é o trabalho real desenvolvido por unidade de massa que passa pela turbina e o termo $(\dot{W}_t/\dot{m})_s$ é o trabalho para uma expansão isentrópica do estado na entrada da turbina até a pressão de exaustão da turbina. As irreversibilidades na turbina reduzem significativamente a potência líquida da saída da planta.

4.2.4.2 Bomba

O trabalho que entra na bomba é utilizado para vencer os efeitos do atrito e reduzem a potência líquida na saída da planta de potência. Considerando que não exista transferência de calor para as vizinhanças, haverá conseqüentemente um aumento na entropia através da bomba. A Fig. (14) ilustra o processo 3 – 4, considerado um processo real de bombeamento. O trabalho fornecido para esse

processo é maior que o correspondente processo isentrópico 3 – 4s. Considerando que o efeito das irreversibilidades ocorrentes na bomba seja em função do trabalho isentrópico real, podemos determinar a eficiência isentrópica da bomba através da Eq. (4.18):

$$\eta_b = \frac{(\dot{W}_b/\dot{m})_s}{(\dot{W}_b/\dot{m})} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (4.18)$$

Onde o termo $(\dot{W}_b/\dot{m})_s$ representa o trabalho da bomba para o processo isentrópico e o termo (\dot{W}_b/\dot{m}) , que possui a maior grandeza, indica o trabalho real da bomba. Como o trabalho da bomba possui um valor menor que o trabalho da turbina, as irreversibilidades presentes nela representam um impacto consideravelmente menor no trabalho líquido do ciclo.

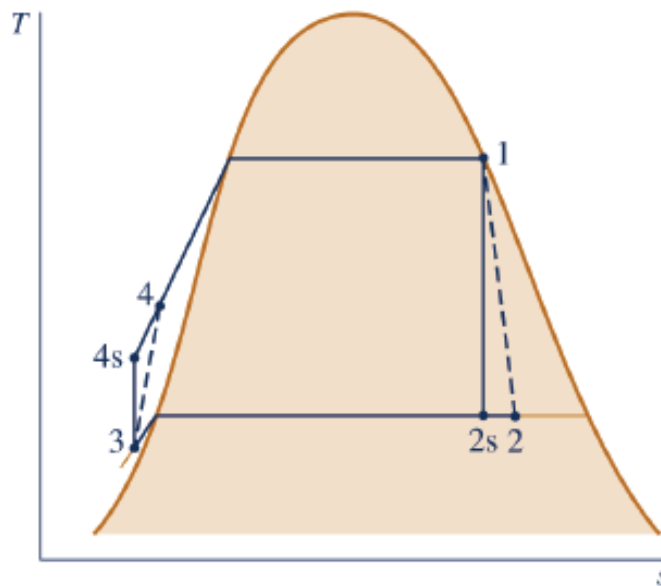


Figura 14 - Diagrama T-S indicando as irreversibilidades na turbina e na bomba
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

4.2.5 Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais Por Exergia

Considerando apenas os princípios de conservação de massa e da conservação de energia conseguimos obter apenas resultados quantitativos de energia transferida para a planta de potência ou de energia transferida da planta de potência. Desconsiderou-se, assim, a utilidade dos diferentes tipos de transferências

de energia. Como exemplo, podemos citar o caso onde se considera equivalentemente uma unidade de energia que sai como eletricidade gerada a uma unidade de energia que sai como água de resfriamento a uma temperatura relativamente baixa, embora se saiba que a energia elétrica tem uma utilidade e um valor econômico consideravelmente maior. Além disso, apenas com os princípios de conservação não podemos tirar conclusões a respeito da importância relativa das irreversibilidades presentes nos diversos componentes da planta e as perdas associadas a esses componentes. Com o auxílio do método de balanço de exergia podemos extrair informações quantitativas de tais questões.

Quando trabalhamos com o balanço de exergia em uma instalação de potência a vapor devemos inicialmente nos preocupar com a fonte de energia existente na unidade trocadora de calor, lembrando que esta fonte pode ser proveniente da queima de combustíveis fósseis, da energia solar ou energia nuclear. Para cada forma de alimentação, temos meios específicos para avaliar a exergia.

Como o objetivo deste trabalho é fornecer uma ferramenta didática para a análise do ciclo Rankine, todos os valores de entrada referentes aos cálculos da exergia existentes na fonte de energia em uma planta de potência a vapor, serão tomados de situações previamente determinadas. Considerando tais fatores, podemos determinar para cada componente uma forma de avaliarmos a exergia.

4.2.5.1 Unidade trocadora de calor

Na unidade trocadora de calor os gases de combustão fornecem energia para o fluido de trabalho que escoar pelo seu interior. O fluido de trabalho passa pelo trocador de calor a pressão constante, então podemos considerar que o atrito do fluido com as paredes do tubo não causa irreversibilidades. Assim, o único fator que contribui para a destruição de exergia é a transferência de calor dos produtos de combustão a alta temperatura para a água que se vaporiza. O trocador de calor representa o processo 4 – 1 da Fig. (14).

Antes de iniciarmos a análise exérgica na unidade trocadora de calor, devemos verificar qual o tipo de trocador será estudado, se este é um trocador sem mistura ou de contato direto, pois existem algumas variações peculiares na

formulação de cada caso, como já demonstrado na seção 3.13 do capítulo 3. Depois de verificado o tipo de trocador de calor, inicia-se a análise exérgica.

A análise começa pelo cálculo da vazão mássica da corrente quente (gases da combustão), em função da vazão mássica da corrente fria (fluido de trabalho contido no processo 4 – 1). Em regime estacionário podemos observar através das Eqs. (4.19) e (4.20) que:

$$\dot{m}_{He} = \dot{m}_{Hs} \quad (4.19)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 \quad (4.20)$$

Dessa forma, podemos utilizar essas relações para realizar o balanço de energia para volume de controle global, o que nos fornece a Eq. (4.21):

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}_H(h_e - h_s) + \dot{m}_C(h_4 - h_1) \quad (4.21)$$

Na Eq. (4.21) o termo $\dot{Q}_{VC} = \dot{W}_{VC} = 0$ na qual consideramos que o sistema se encontra em regime estacionário, as parcelas de energia potencial e energia cinética, também podem ser desconsideradas. Os termos \dot{m}_H e \dot{m}_C indicam, respectivamente, as vazões mássicas do fluido quente e do fluido frio. Rearranjando a expressão, temos a Eq. (4.22):

$$\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_C} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_e - h_s)} \quad (4.22)$$

A taxa líquida pela qual a exérgia é conduzida para dentro da unidade trocadora de calor pela corrente gasosa é calculada a partir da Eq. (3.32), como indica a Eq. (4.23)

$$\left[\begin{array}{l} \text{taxa líquida pela qual a} \\ \text{exergia é carregada para} \\ \text{dentro pela corrente quente} \end{array} \right] = \dot{m}_H(a_{fe} - a_{fs}) = \dot{m}_H[(h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s)] \quad (4.23)$$

Analogamente, a taxa líquida pela qual a exergia é conduzida para fora da caldeira pela corrente de água pode ser determinada segundo a Eq. (4.24):

$$\left[\begin{array}{l} \text{taxa líquida pela qual a} \\ \text{exergia é carregada para} \\ \text{fora pela corrente fria} \end{array} \right] = \dot{m}_C(a_{f1} - a_{f4}) = \dot{m}_C[(h_1 - h_4) - T_0(s_1 - s_4)] \quad (4.24)$$

A taxa de destruição de exergia pode ser determinada pela redução do balanço da taxa de exergia, como mostra a Eq. (4.25):

$$\dot{A}_d = \dot{m}_H(a_{fe} - a_{fs}) + \dot{m}_C(a_{f4} - a_{f1}) \quad (4.25)$$

Finalmente a eficiência exergética é dada pela Eq. (4.26):

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_C(a_{f1} - a_{f4})}{\dot{m}_H(a_{fe} - a_{fs})} \quad (4.26)$$

4.2.5.2 Turbina e bomba

No ciclo ideal Rankine, tanto a turbina quanto a bomba são analisadas como um volume de controle em regime estacionário e operam adiabaticamente. Consideramos também que os efeitos da energia cinética e potencial são desprezíveis.

A taxa de destruição de exergia pode ser obtida pela redução do balanço da taxa de exergia ou através expressão $\dot{A}_d = T_0 \dot{\sigma}_{VC}$, onde $\dot{\sigma}_{VC}$ é a taxa de produção de entropia, obtida a partir de um balanço de entropia. Podemos então expressar a taxa de destruição de exergia para a turbina através da Eq. (4.27):

$$\dot{A}_{d,t} = \dot{m}_t T_0 (s_2 - s_1) \quad (4.27)$$

Analogamente, a taxa de destruição de exergia na bomba pode ser determinada através da Eq. (4.28):

$$\dot{A}_{d,b} = \dot{m}_b T_0 (s_4 - s_3) \quad (4.28)$$

A taxa total de exergia destruída no ciclo é a soma dos resultados obtidos pelas Eqs. (4.27) e (4.28). Como o ciclo opera em regime permanente, a taxa de transferência de exergia por potência líquida é igual a potência líquida desenvolvida pelo ciclo. Por unidade de massa obtemos a Eq. (4.29):

$$\frac{\dot{A}_{W, ciclo}}{\dot{m}} = \frac{\dot{A}_{W, t}}{\dot{m}} - \frac{\dot{A}_{W, b}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) - (h_4 - h_3) \quad (4.29)$$

Podemos então observar que na análise exérgica de um ciclo Rankine ideal a expansão na turbina e a compressão na bomba ocorrem de forma isentrópica, o que acarreta na ausência da destruição de exergia. Quando o ciclo Rankine opera com irreversibilidades na turbina e na bomba observa-se o aumento da taxa de geração de entropia nestes equipamentos causando um aumento da taxa de destruição de exergia.

4.2.5.3 Condensador

No condensador temos duas correntes de fluidos separados. Em uma das correntes existe uma mistura de duas fases, líquido-vapor que sai como líquido saturado. Na outra corrente temos a água de resfriamento entrando e saindo com temperaturas conhecidas.

Considerando que a operação ocorra em regime estacionário, podemos considerar que $\dot{Q}_{VC} = \dot{W}_{VC} = 0$ e os efeitos das energias cinética e potencial são desprezados.

A taxa líquida pela qual a exergia é carregada para fora do condensador pode ser calculada pela Eq. (3.32) resultando na Eq. (4.30):

$$\left[\begin{array}{l} \text{taxa líquida pela qual a} \\ \text{exergia é carregada para} \\ \text{fora pela água de resfriamento} \end{array} \right] = \dot{m}_C(a_{fs} - a_{fe}) \quad (4.30)$$

$$= \dot{m}_C[(h_s - h_e) - T_0(s_s - s_e)]$$

Onde \dot{m}_C representa a vazão mássica da água de resfriamento. Podemos ainda utilizar a razão entre a Eq. (4.23) e a Eq. (4.16) multiplicada pela porcentagem de exergia que permanece no sistema após a combustão, para determinar porcentagem da exergia carregada pela água de resfriamento.

A taxa de destruição de exergia para o condensador pode ser calculada utilizando a Eq. (4.31):

$$\dot{A}_d = T_0[\dot{m}_H(s_3 - s_2) + \dot{m}_C(s_s - s_e)] \quad (4.31)$$

4.3 CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR COM SUPERAQUECIMENTO E REAQUECIMENTO

As representações para ciclo de potência a vapor apresentadas até o momento, descrevem apenas situações ideais, ou seja, não descrevem fielmente as plantas de potência a vapor reais. Na maioria das vezes existem várias modificações realizadas no ciclo que tem por finalidade aumentar o desempenho geral do mesmo. Algumas dessas modificações são conhecidas como superaquecimento e reaquecimento, sendo que as duas geralmente são incorporadas às plantas de potência a vapor.

Quando temos um aumento de pressão na caldeira ou uma diminuição da pressão no condensador temos como resultado uma redução no título do vapor na saída da turbina. Quando o título da mistura que passa pela turbina possui um valor

muito pequeno, o impacto das gotículas de líquido, referentes ao fluxo da mistura líquido-vapor, pode causar erosão nas pás da turbina, diminuindo sua eficiência e aumentando a necessidade de manutenção. Dessa forma é interessante sempre manter o título na saída da turbina maior ou igual a 90% ($x \geq 0,9$). As modificações conhecidas como superaquecimento e reaquecimento proporcionam pressões de operação vantajosas na caldeira e no condensador, e ainda eliminam o problema do título baixo na saída da turbina.

4.3.1 Superaquecimento

O conceito de superaquecimento parte do conceito onde não existem restrições quanto a existência de vapor saturado na entrada da turbina, logo, uma quantia adicional de energia pode ser transferida para o vapor, levando o mesmo para uma situação de vapor superaquecido na entrada da turbina. O acréscimo de energia é realizado em um trocador de calor separado chamado superaquecedor. A combinação da caldeira com o superaquecedor é chamada de gerador de vapor. A Fig. (10) ilustra o ciclo ideal Rankine com vapor superaquecido na entrada da turbina: o ciclo $1' - 2' - 3 - 4 - 1'$. Este ciclo apresenta uma temperatura média superior para acréscimo de calor do que o ciclo sem superaquecimento (ciclo $1 - 2 - 3 - 4 - 1$), tornando a eficiência térmica maior. Observando o estado $2'$ na saída da turbina com superaquecimento e comparado ao estado 2 na saída da turbina sem superaquecimento, observamos que o problema do título na saída da turbina é minimizado. Com um superaquecimento adequado, pode-se obter na saída da turbina um estado onde caia na região de vapor superaquecido.

4.3.2 Reaquecimento

Com este processo pode-se tirar proveito do aumento de eficiência resultante da pressão mais elevada na caldeira, além de evitar um título baixo na saída da turbina. A Fig.(15) ilustra um ciclo ideal de reaquecimento, o vapor não se expande até a pressão do condensador em um único estágio. Pela Fig. (16) é possível observar que o vapor expande no primeiro estágio (processo $1 - 2$) até um valor de pressão entre as pressões do gerador de vapor e do condensador. O vapor então é

reaquecido no gerador de vapor (processo 2 – 3). Considerando as condições ideais, não existirá queda de pressão durante o reaquecimento do vapor. Após o reaquecimento, o vapor expande em uma turbina no segundo estágio até a pressão do condensador (processo 3 – 4). A principal vantagem do reaquecimento é aumentar o título na saída da turbina, o que é observado na Fig. (16) verificando o ponto 4 com reaquecimento e o ponto 4' sem reaquecimento.

Para o cálculo da eficiência térmica de um ciclo com reaquecimento, é necessário considerar o trabalho realizado por ambos os estágios da turbina, assim como o acréscimo total de calor que ocorre nos processos de vaporização/superaquecimento e reaquecimento.

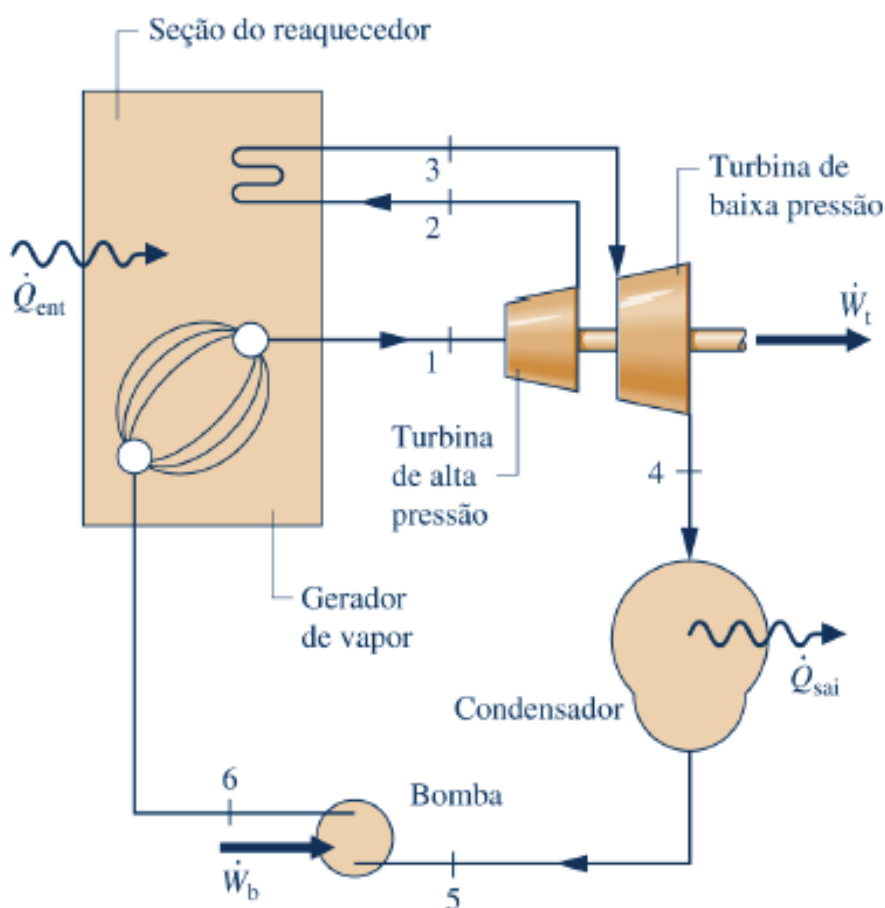


Figura 15 - Ciclo ideal de reaquecimento
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

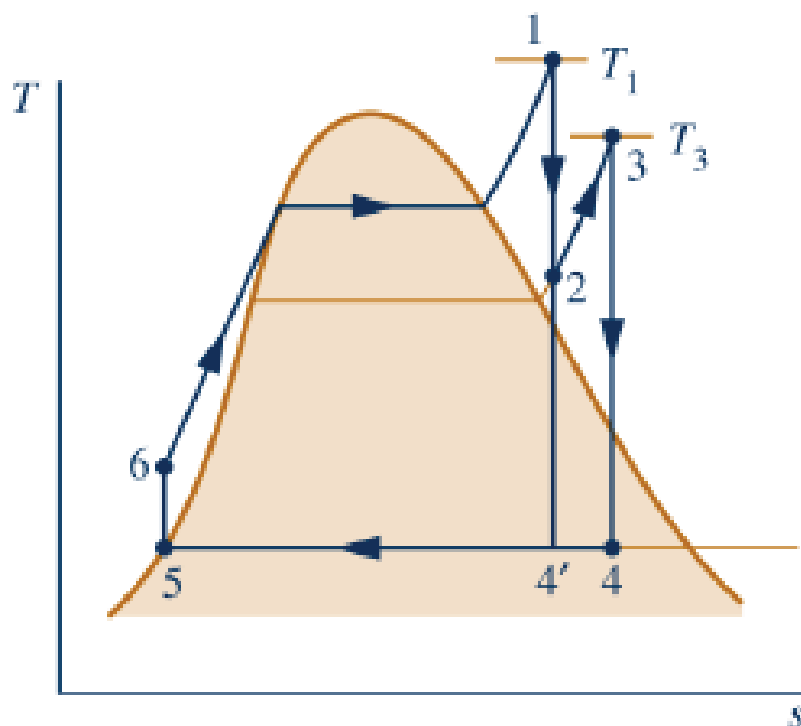


Figura 16 - Diagrama T-S do ciclo ideal de reaquecimento
Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

4.3.3 Ciclo Supercrítico

Nos dias atuais nos deparamos com algumas limitações impostas pelos materiais utilizados na fabricação do superaquecedor, do reaquecedor e da turbina. Tais limitações existem pois uma alta pressão no gerador de vapor também requer tubulações que possam suportar grandes tensões e temperaturas elevadas. Mesmo estes fatores limitando os ganhos que possam ser alcançados pelo superaquecimento e pelo reaquecimento, a melhora dos materiais e processos de fabricação, tem proporcionado um aumento no limite máximo das temperaturas do ciclo e das pressões no gerador de vapor, aumentando de forma correspondente a eficiência térmica. A Fig. (17) ilustra um ciclo ideal de reaquecimento com gerador de vapor operando a pressões supercríticas.

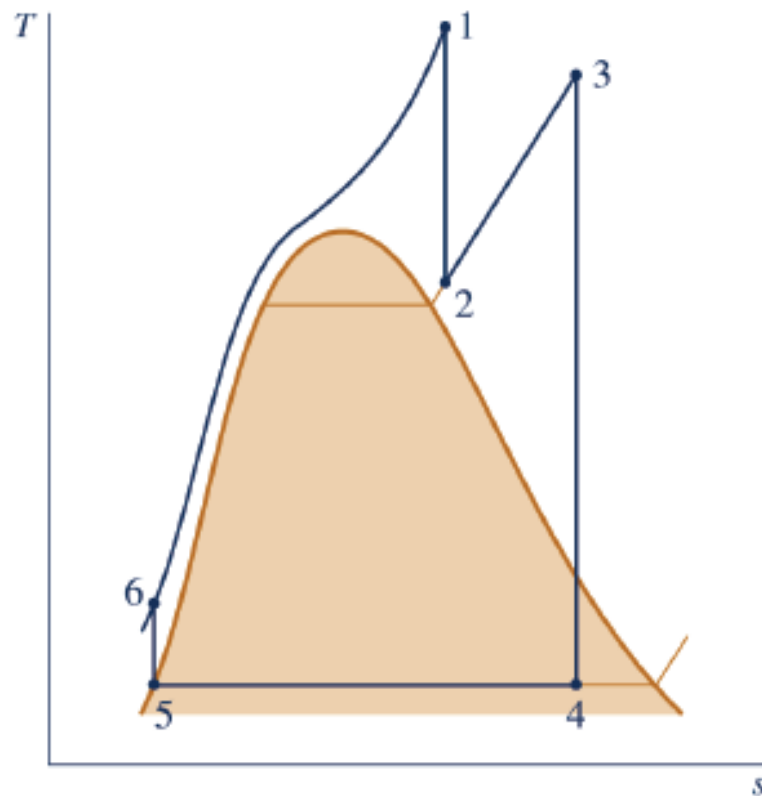


Figura 17 - Ciclo supercrítico ideal com reaquecimento

Fonte: Moran, M. J. E Shapiro, H. N., 2009

4.3.4 Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais

A seguinte análise toma como referência as Figs. (15) e (16), cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime estacionário. Tanto a bomba quanto a turbina operam adiabaticamente e os efeitos da energia cinética e energia potencial podem ser desprezados.

O trabalho total por unidade de massa de vapor desenvolvida pelo ciclo é representado pela Eq. (4.32):

$$\frac{\dot{W}_{ciclo}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{t1}}{\dot{m}} + \frac{\dot{W}_{t2}}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_b}{\dot{m}} = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5) \quad (4.32)$$

O calor total adicionado ao ciclo por unidade de massa de vapor é definido através da Eq. (4.33):

$$\frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{m}} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) \quad (4.33)$$

O calor rejeitado por unidade de massa de vapor é calculado pela Eq. (4.34):

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}} = (h_4 - h_5) \quad (4.34)$$

A eficiência energética (eficiência de 1ª lei da termodinâmica) do ciclo é calculada com o auxílio da Eq. (4.35):

$$\eta = \frac{\dot{W}_{t1}/\dot{m} + \dot{W}_{t2}/\dot{m} - \dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{Q}_{entra}/\dot{m}} = \frac{(h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) - (h_6 - h_5)}{(h_1 - h_6) + (h_3 - h_2)} \quad (4.35)$$

A razão de potência reversa para o ciclo é dada através da Eq. (4.36):

$$brw = \frac{\dot{W}_b/\dot{m}}{\dot{W}_{t1}/\dot{m} + \dot{W}_{t2}/\dot{m}} \quad (4.36)$$

4.3.5 Calculando O Trabalho E As Transferências De Calor Principais Por Exergia

A seguinte análise exérgica toma como referência a Fig.(15), porém, com a presença de uma eficiência isentrópica para a turbina (η_t) e para a bomba (η_b), lembrando que cada componente do ciclo é analisado como volume de controle em regime estacionário. Tanto a bomba quanto a turbina operam adiabaticamente e os efeitos da energia cinética e energia potencial podem ser desprezados.

4.3.5.1 Trocador de calor

A razão entre a vazão mássica da corrente quente (gases de combustão) e a vazão mássica da corrente fria (fluido de trabalho do ciclo) pode ser determinada a partir do balanço de energia para um volume de controle global, o que nos oferece a Eq. (4.37):

$$0 = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}_H(h_e - h_s) + \dot{m}_C(h_2 - h_3) + \dot{m}_C(h_6 - h_1) \quad (4.37)$$

Onde $\dot{Q}_{VC} = \dot{W}_{VC} = 0$, pois como dito anteriormente o sistema opera em regime estacionário. Rearranjando a equação acima, a razão entre a vazão mássica da corrente quente e a vazão mássica da corrente fria é dada pela Eq. (4.38):

$$\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_C} = \frac{(h_3 - h_2) + (h_1 - h_6)}{(h_e - h_s)} \quad (4.38)$$

Onde o valor associado à h_2 pode ser calculado utilizando a Eq. (4.17), quando se é conhecido o valor da eficiência da turbina. O valor de h_6 pode ser calculado utilizando a Eq. (4.18), quando se é conhecido o valor da eficiência da bomba.

A taxa de destruição de exergia pode ser determinada pela redução do balanço de taxa de exergia, assim obtemos a Eq. (4.39):

$$\dot{A}_d = \dot{m}_H(a_{fe} - a_{fs}) + \underline{\dot{m}_C(a_{f6} - a_{f1})} + \underline{\dot{m}_C(a_{f2} - a_{f3})} \quad (4.39)$$

Onde o termo $\dot{m}_H(a_{fe} - a_{fs})$ representa a taxa líquida pela qual a exergia é carregada para dentro pela corrente gasosa, e os termos sublinhados representam a taxa líquida pela qual a exergia é carregada para fora pela corrente de fluido de trabalho e podem ser calculadas com o auxílio da Eq. (3.32). Assim, obtemos respectivamente as Eqs. (4.40), (4.41) e (4.42):

$$\dot{m}_H(a_{fe}-a_{fs})=\dot{m}_H[h_e-h_s-T_0(s_e-s_s)] \quad (4.40)$$

$$\dot{m}_C(a_{f1}-a_{f6})=\dot{m}_C[h_1-h_6-T_0(s_1-s_6)] \quad (4.41)$$

$$\dot{m}_C(a_{f3}-a_{f2})=\dot{m}_C[h_3-h_2-T_0(s_3-s_2)] \quad (4.42)$$

A eficiência exergetica é dada pela Eq. (4.43):

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_C(a_{f1} - a_{f6}) + \dot{m}_C(a_{f3} - a_{f2})}{\dot{m}_H(a_{fe} - a_{fs})} \quad (4.43)$$

4.3.5.2 Turbina e bomba

A taxa de destruição de exergia pode ser obtida pela redução do balanço da taxa de exergia ou através da expressão $\dot{A}_d=T_0\dot{\sigma}_{CV}$, onde $\dot{\sigma}_{CV}$ é a taxa de produção de entropia obtida através de um balanço de entropia. Assim, podemos expressar a taxa de destruição de exergia nas turbinas um e turbina dois respectivamente pelas Eqs. (4.44) e (4.45):

$$\dot{A}_{dt1}=\dot{m}_C T_0(s_2-s_1) \quad (\text{turbina estágio 1}) \quad (4.44)$$

$$\dot{A}_{dt2}=\dot{m}_C T_0(s_4-s_3) \quad (\text{turbina estágio 2}) \quad (4.45)$$

Onde o valor de s_4 pode ser encontrado a partir do cálculo de h_4 utilizando a Eq. (4.17), quando se é conhecido o valor da eficiência da turbina.

Analogamente a taxa de destruição de exergia na bomba pode ser obtida com a Eq. (4.46):

$$\dot{A}_d = \dot{m}_C T_0 (s_6 - s_5) \quad (4.46)$$

4.3.5.3 Condensador

Para determinar a taxa líquida pela qual a exergia é carregada para fora do condensador, utilizaremos a relação apresentada através da Eq. (3.32), obtendo assim a Eq. (4.47):

$$\dot{m}_{ar}(a_{fs} - a_{fe}) = \dot{m}_{ar}[(h_s - h_e) - T_0(s_s - s_e)] \quad (4.47)$$

A taxa de destruição de exergia no condensador pode ser calculada utilizando a Eq. (4.48):

$$\dot{A}_d = T_0[\dot{m}_H(s_5 - s_4) + \dot{m}_{ar}(s_s - s_e)] \quad (4.48)$$

5 RESULTADOS

5.1 MÉTODOS

Para o desenvolvimento das rotinas computacionais deste trabalho, o *software* Matlab foi escolhido. Foram implementadas rotinas de cálculos numéricos para análise termodinâmica dos ciclos Rankine com irreversibilidades, ciclo Rankine sem irreversibilidades, Ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento, baseados na modelagem matemática apresentada no Capítulo 4.

Todas as rotinas de comando seguem os mesmo comandos para a execução dos cálculos, diferenciando-se apenas quanto a modelagem matemática de cada ciclo. Para a obtenção das propriedades termodinâmicas do ar considerado um gás ideal, foram criados quatro vetores, que são:

- Vetor Temperaturas, $Temp$ (K);
- Vetor de entalpias específicas, h (kJ/kg)
- Vetor de energias internas específicas, u (kJ/kg);
- Vetor de entropias específicas de referência, s° (kJ/kg.K);

Estes vetores foram criados através dos valores fornecidos pela tabela termodinâmica do ar, considerado um gás ideal (Moran, M. J. e Shapiro, H. N., 2002). Os valores de $Temp$, h , u e s° possuem unidade no Sistema Internacional de Unidades.

Dessa tabela, a temperatura varia de 200 K a 2250 K, a entalpia específica varia de 199,7 kJ/kg a 2566,4 kJ/kg, a energia interna específica varia de 142,56 kJ/kg a 1921,30 kJ/kg e a entropia específica varia de 1,29559 kJ/kg.K a 3,9474 kJ/kg.K. Algumas constantes de cálculo estão inseridas na rotina, e são apresentadas abaixo:

- Temperatura ambiente de referência de exergia ($T_0=295$ K)
- Pressão do ambiente de referência de exergia ($p_0=100$ kPa)

Em alguns casos os vetores de propriedades termodinâmicas não apresentavam valores intermediários para os devidos cálculos, por este motivo

diversas vezes foi necessário utilizar no Matlab o comando “interp1” para a realização de interpolação numérica, cuja sintaxe é dada na forma:

$$Y_i = \text{interp1}(x, y, X_i, \text{"método"})$$

Onde:

- x, y : valores para a interpolação em X e Y .
- X_i : valores para geração da curva.
- “*método*”: método de interpolação
- Y_i : valores da curva de interpolação calculadas para X_i .

Dentre os métodos de interpolação disponíveis no Matlab (nearest, linear, spline, pchip e cubic), cada um possui características intrínsecas do processo matemático de cada método. O método de interpolação utilizado foi o “cubic”, que utiliza um maior número de elementos dos vetores para realizar a interpolação do que os outros métodos disponíveis.

As rotinas computacionais desenvolvidas permitem uma interface do usuário com a rotina através de uma janela de dados de entrada por meio do comando “inputdlg”. Esta janela permite que o usuário insira dados específicos para cada ciclo de potência a vapor analisado. Deve ser lembrado que para cada ciclo analisado é gerada uma janela de entrada com dados específicos. Uma das vantagens da janela de entrada é a possibilidade do usuário de realizar várias análises paramétricas de cada ciclo, através da variação de cada parâmetro de entrada. Para os ciclos analisados temos a seguinte entrada de dados pelo usuário:

- Ciclo Rankine
 1. Pressão de Trabalho da Caldeira (kPa)
 2. Pressão de Trabalho do Condensador (kPa)
 3. Grau de Superaquecimento (°C)
 4. Vazão Mássica (kg/s)
 5. Eficiência Isentrópica da bomba (%)
 6. Eficiência Isentrópica da turbina (%)

7. Temperatura de entrada dos gases de combustão da caldeira (°C)
8. Temperatura de saída dos gases de combustão da caldeira (°C)
9. Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador (°C)
10. Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (°C)

- Ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento

1. Pressão de Trabalho na Caldeira (kPa)
2. Pressão de Trabalho na Turbina 2 (kPa)
3. Pressão de Trabalho no Condensador (kPa)
4. Grau de Superaquecimento (T1)(°C)
5. Grau de Superaquecimento (T2)(°C)
6. Vazão Mássica (kg/s)
7. Eficiência Isentrópica da bomba (%)
8. Eficiência Isentrópica da turbina (%)
9. Temperatura de entrada dos gases de combustão da caldeira (°C)
10. Temperatura de saída dos gases de combustão da caldeira (°C)
11. Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador (°C)
12. Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (°C)

Além da janela de entrada de dados pelo usuário, são geradas quatro janelas de saída contendo dados da simulação termodinâmica:

- Janela de propriedades termodinâmicas:

Após o cálculo das propriedades termodinâmicas em cada estado do ciclo a janela oferece ao usuário dados específicos como T, h, s, v, x.

- Janela de resultados para análise do ciclo Rankine:

Nesta janela o usuário tem acesso aos valores de potência do ciclo Rankine. Potência da bomba (kW), potência da turbina 1 (kW), potência da turbina 2 (kW), potência líquida (kW), transferência de calor na caldeira (kW), transferência de calor no condensador (kW), transferência de calor líquida (kW), eficiência de primeira lei da termodinâmica (%) e razão de potência reversa (%).

- Janela de resultados para análise exergética do ciclo Rankine:

Nesta janela o usuário tem acesso aos valores obtidos através da análise exergética do ciclo Rankine. Os dados oferecidos são: vazão mássica dos gases de combustão na caldeira (kg/s), vazão mássica da água de resfriamento no condensador (kg/s), taxa de exergia relacionada à potência na expansão 1 (kW), taxa de exergia relacionada a potência na expansão 2 (kW), taxa de exergia relacionada na compressão (kW), taxa de exergia real relacionada a potência (kW), fluxo de exergia para dentro do ciclo na caldeira (kW), fluxo de exergia para fora do ciclo na caldeira (kW), fluxo de exergia para fora do ciclo no condensador (kW), destruição de exergia na caldeira (kW), destruição de exergia no condensador (kW), destruição de exergia nas turbinas (kW), destruição de exergia na bomba (kW), destruição de exergia total (turbina e bomba) (kW) e eficiência exergética (eficiência de 2ª lei) (kW).

- Janela com o gráfico $T - s$ para análise do ciclo Rankine:

Os estados de cada ciclo estão indicados por círculos coloridos onde cada qual possui sua identificação na legenda do gráfico.

5.2 ROTINA COMPUTACIONAL

5.2.1 Ciclo Rankine

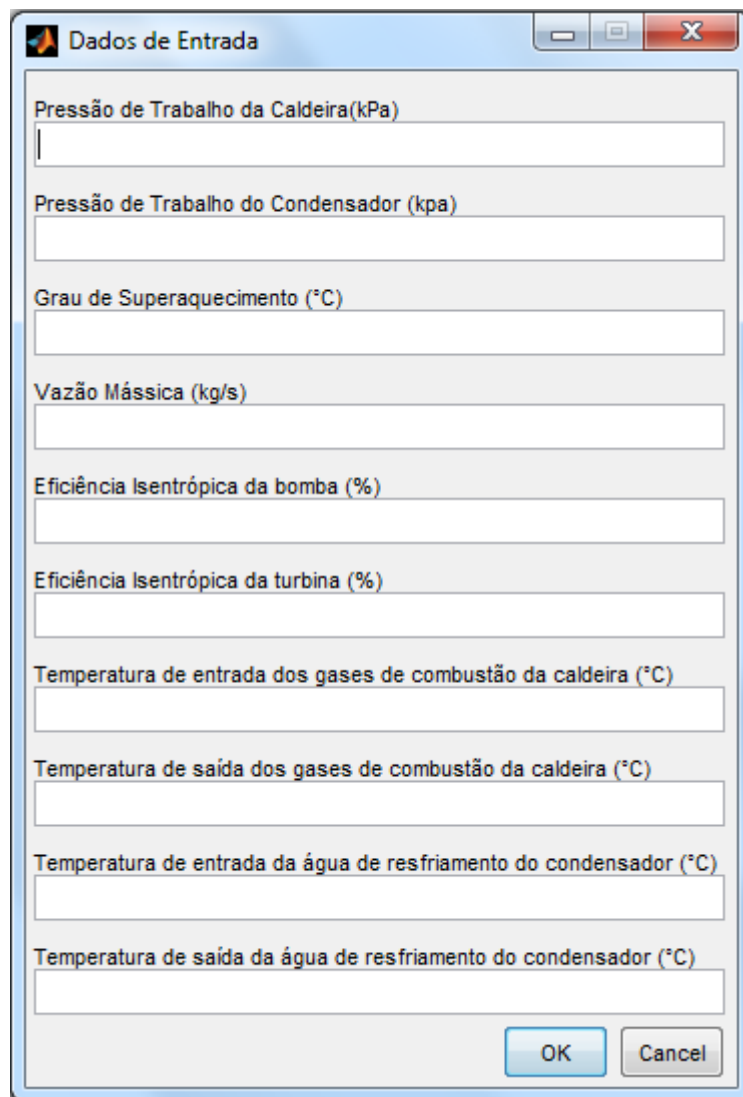
Utilizando a modelagem matemática apresentada no item 4.2 do Capítulo 4 foi possível implementar uma rotina de cálculos matemáticos para a análise

termodinâmica do ciclo Rankine com irreversibilidades. Na janela de entrada de dados, o usuário deve fornecer os seguintes parâmetros, conforme é demonstrado na Fig. (18):

1. Pressão de Trabalho da Caldeira (kPa)
2. Pressão de Trabalho do Condensador (kPa)
3. Grau de Superaquecimento ($^{\circ}\text{C}$)
4. Vazão Mássica (kg/s)
5. Eficiência Isentrópica da bomba (%)
6. Eficiência Isentrópica da turbina (%)
7. Temperatura de entrada dos gases de combustão da caldeira ($^{\circ}\text{C}$)
8. Temperatura de saída dos gases de combustão da caldeira ($^{\circ}\text{C}$)
9. Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador ($^{\circ}\text{C}$)
10. Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador ($^{\circ}\text{C}$)

Onde são utilizados os seguintes valores de entrada:

- $P_1=8000$ (kPa)
- $P_3=8$ (kPa)
- $GS=0$ ($^{\circ}\text{C}$)
- $\dot{m}=123.6$ (kg/s)
- $\eta_b=85$ (adimensional)
- $\eta_t=85$ (adimensional)
- $T_{ecal}=1107$ ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{scal}=547$ ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{econd}=15$ ($^{\circ}\text{C}$)
- $T_{scond}=35$ ($^{\circ}\text{C}$)



Dados de Entrada

Pressão de Trabalho da Caldeira(kPa)

Pressão de Trabalho do Condensador (kpa)

Grau de Superaquecimento (°C)

Vazão Mássica (kg/s)

Eficiência Isentrópica da bomba (%)

Eficiência Isentrópica da turbina (%)

Temperatura de entrada dos gases de combustão da caldeira (°C)

Temperatura de saída dos gases de combustão da caldeira (°C)

Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador (°C)

Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (°C)

OK Cancel

Figura 18 - Entrada de dados para análise do ciclo Rankine com irreversibilidades
Fonte: Autoria própria

Nas Figs. (19) a (22) podem ser visualizados os resultados obtidos pela simulação do ciclo Rankine com irreversibilidades.

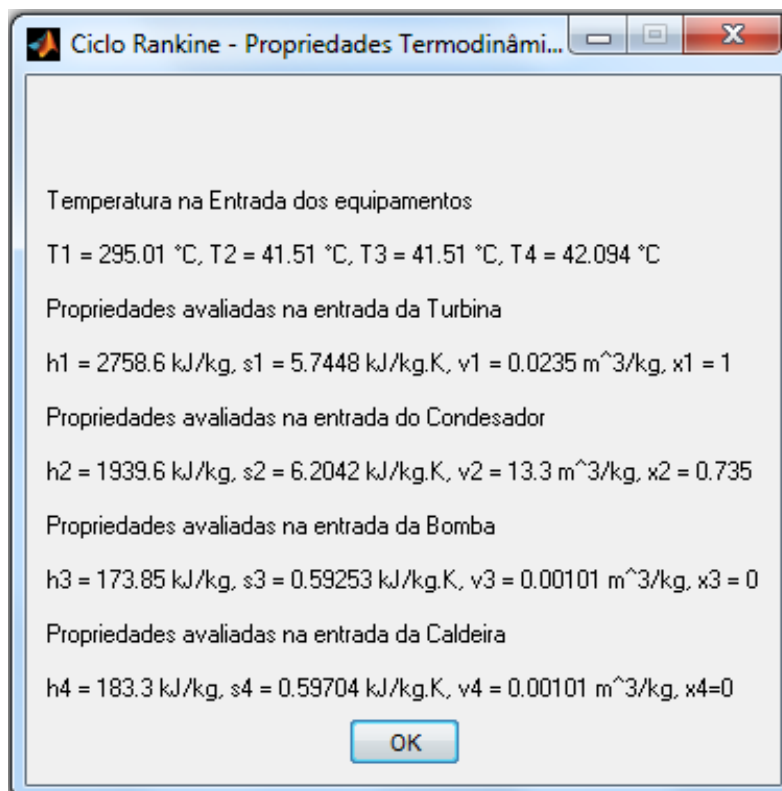


Figura 19 - Janela de Propriedades Termodinâmicas
 Fonte: Autoria própria

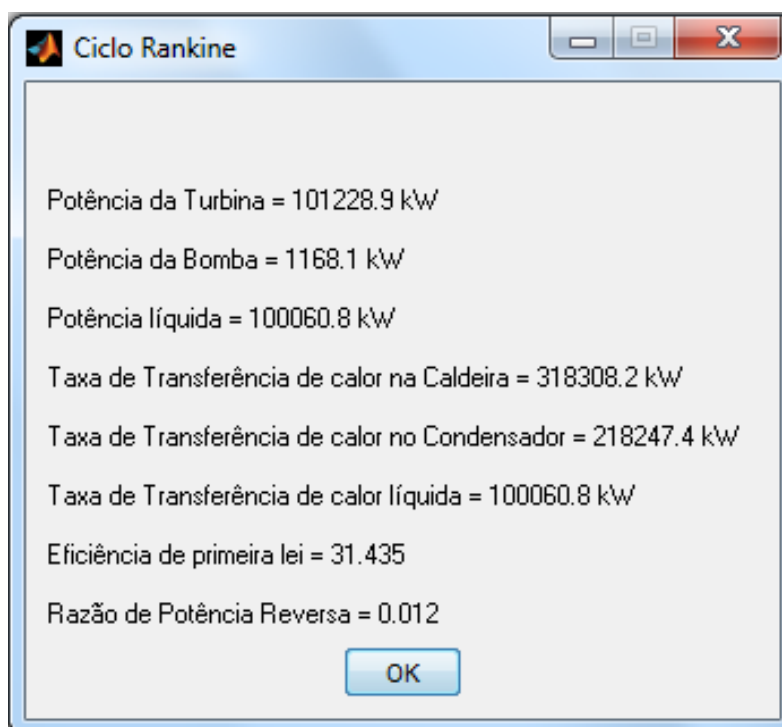


Figura 20 - Janela de Resultados da Análise do ciclo Rankine
 Fonte: Autoria própria

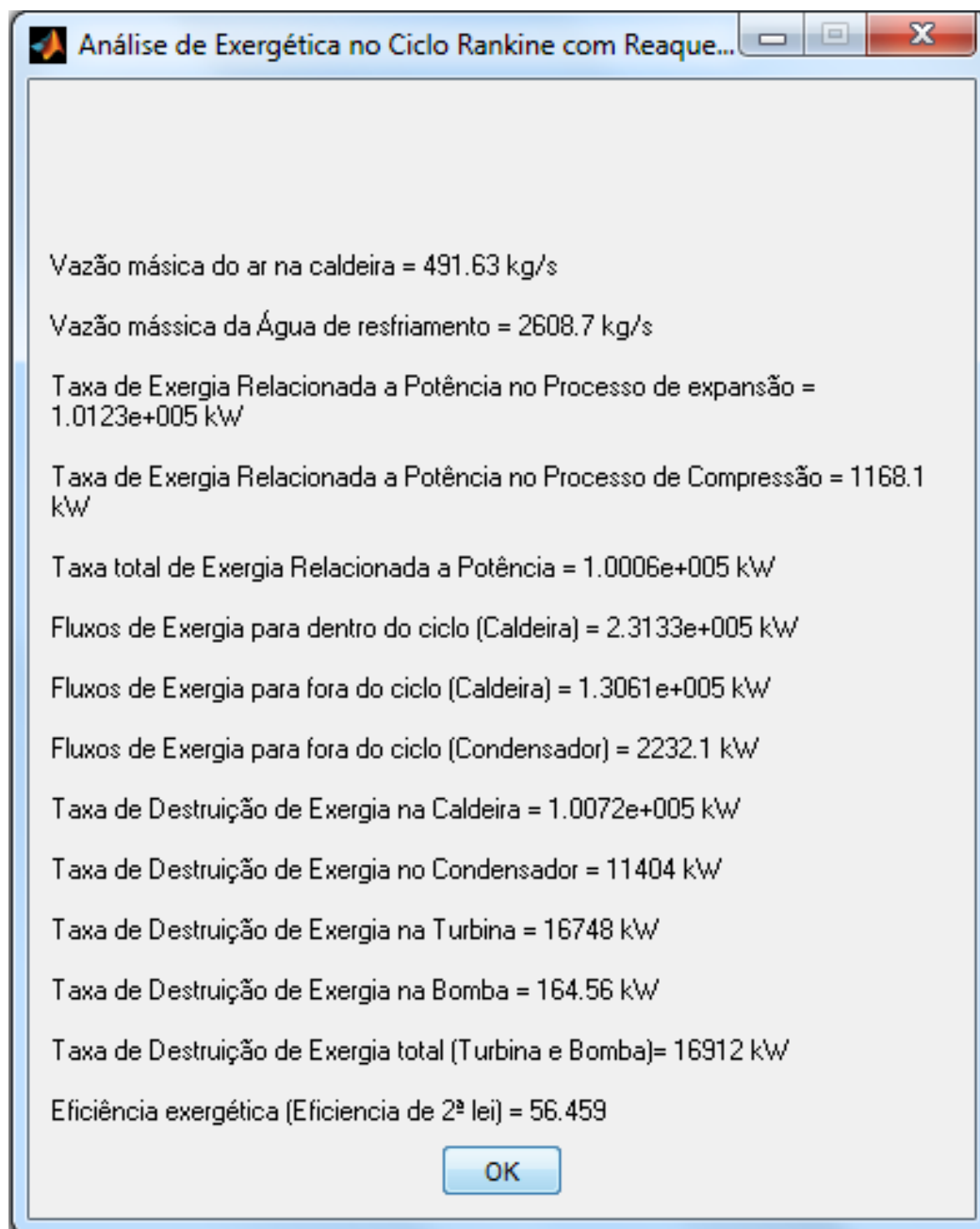


Figura 21 - Janela de Resultados da Análise Exergética do ciclo Rankine

Fonte: Autoria própria

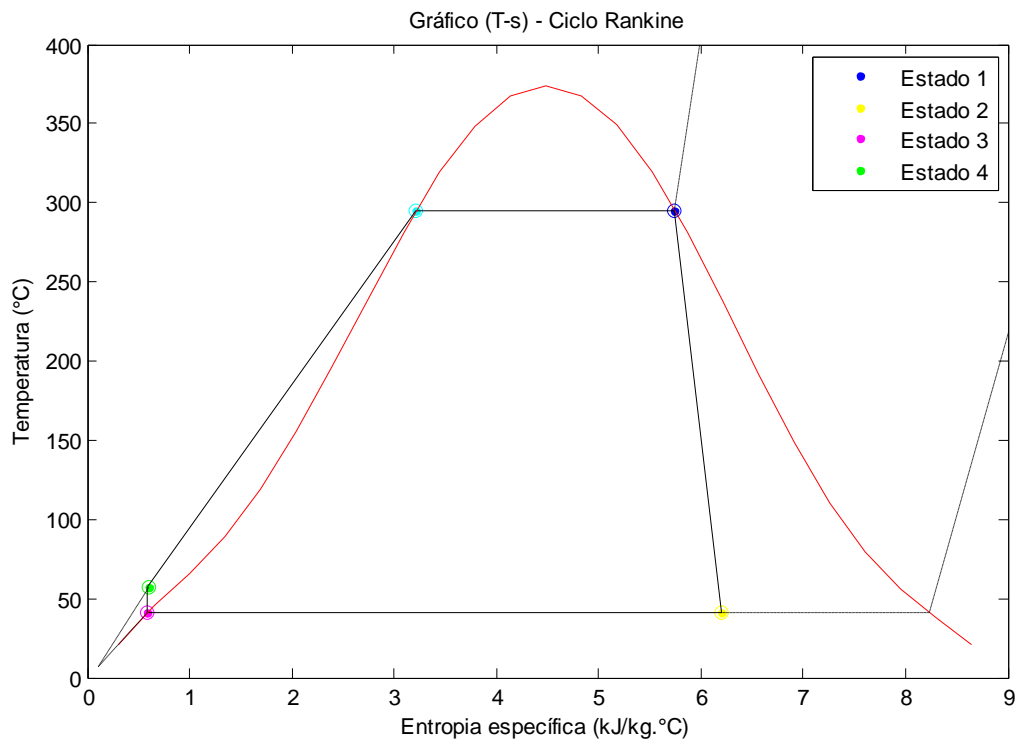


Figura 22 - Gráfico T - s do ciclo Rankine com irreversibilidades
Fonte: Autoria própria

Na rotina apresentada, o campo de entrada nomeado como grau de superaquecimento foi adicionado antecipadamente para que o usuário possa realizar comparações dos resultados obtidos na eficiência térmica através da variação do valor do grau de superaquecimento. A adesão do superaquecimento no ciclo traz um aumento na eficiência térmica além de trazer um ganho econômico através da economia de combustível tendo uma geração de potência superior ao sistema simples.

5.2.2 Ciclo Rankine Com Superaquecimento E Reaquecimento

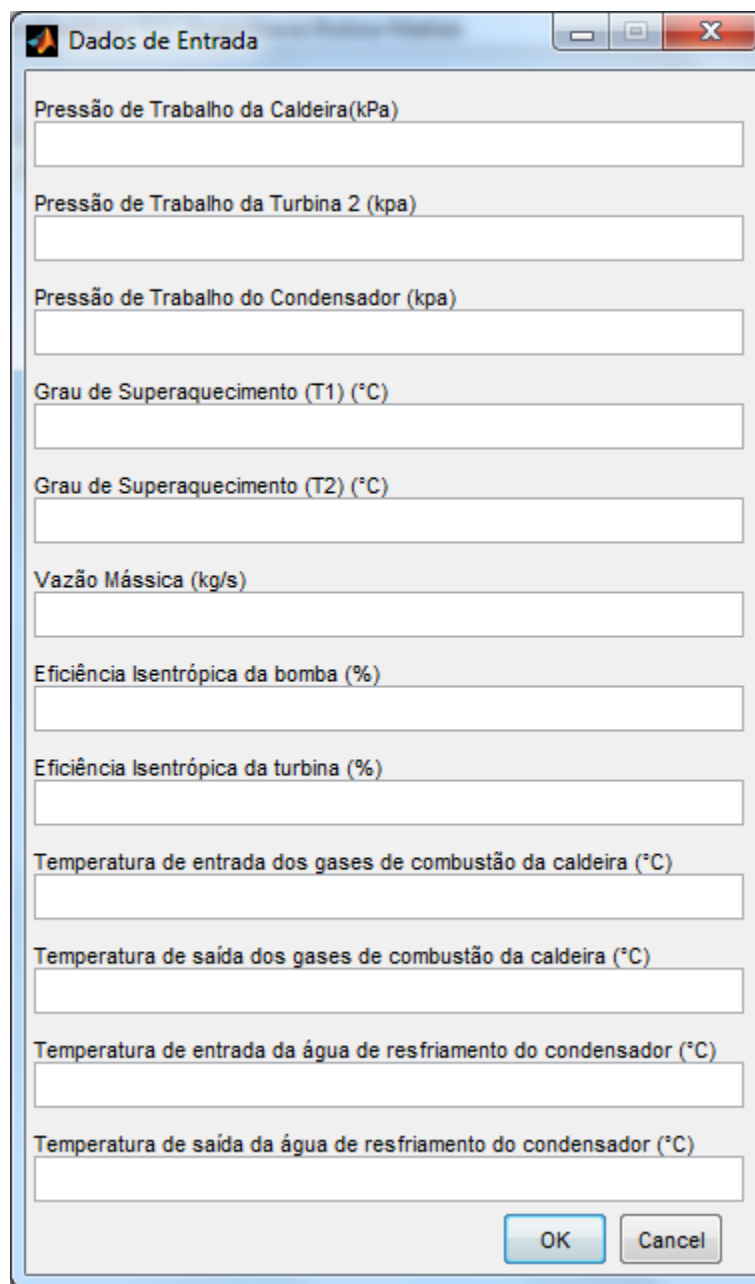
Utilizando a modelagem matemática apresentada no item 4.3 do Capítulo 4 foi possível implementar uma rotina de cálculos matemáticos para a análise termodinâmica do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento. Na janela de entrada de dados, o usuário deve fornecer os seguintes parâmetros, conforme mostra a Fig. (23):

1. Pressão de Trabalho na Caldeira (kPa)

2. Pressão de Trabalho na Turbina 2 (kPa)
3. Pressão de Trabalho no Condensador (kPa)
4. Grau de Superaquecimento (T1)(°C)
5. Grau de Superaquecimento (T2)(°C)
6. Vazão Mássica (kg/s)
7. Eficiência Isentrópica da bomba (%)
8. Eficiência Isentrópica da turbina (%)
9. Temperatura de entrada dos gases de combustão da caldeira (°C)
10. Temperatura de saída dos gases de combustão da caldeira (°C)
11. Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador (°C)
12. Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (°C)

Onde são utilizados os seguintes valores de entrada:

- $P_1=8000$ (kPa)
- $P_2=700$ (kPa)
- $P_4=8$ (kPa)
- $GS1=185$ (°C)
- $GS2=275$ (°C)
- $\dot{m}=65.6$ (kg/s)
- $\eta_b=85$ (adimensional)
- $\eta_t=85$ (adimensional)
- $T_{ecal}=1107$ (°C)
- $T_{scal}=547$ (°C)
- $T_{econd}=15$ (°C)
- $T_{scond}=35$ (°C)



The screenshot shows a software window titled "Dados de Entrada" (Input Data) with a standard Windows-style title bar. The window contains the following input fields:

- Pressão de Trabalho da Caldeira(kPa)
- Pressão de Trabalho da Turbina 2 (kpa)
- Pressão de Trabalho do Condensador (kpa)
- Grau de Superaquecimento (T1) (°C)
- Grau de Superaquecimento (T2) (°C)
- Vazão Mássica (kg/s)
- Eficiência Isentrópica da bomba (%)
- Eficiência Isentrópica da turbina (%)
- Temperatura de entrada dos gases de combustão da caldeira (°C)
- Temperatura de saída dos gases de combustão da caldeira (°C)
- Temperatura de entrada da água de resfriamento do condensador (°C)
- Temperatura de saída da água de resfriamento do condensador (°C)

At the bottom right of the window, there are two buttons: "OK" and "Cancel".

Figura 23 - Entrada de dados para análise do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades

Fonte: Autoria própria

Nas Figs. (24) a (27) podem ser visualizados os resultados obtidos pela simulação do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades.

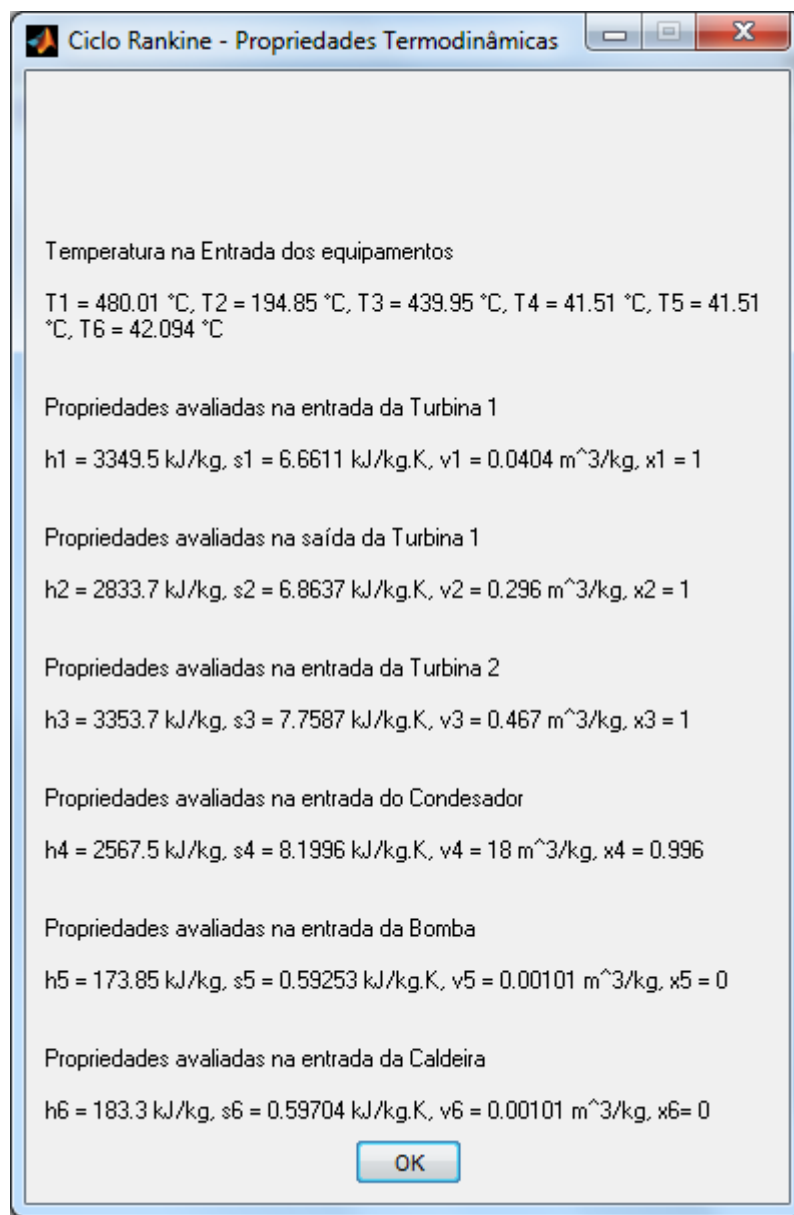


Figura 24 - Janela de Propriedades Termodinâmicas
Fonte: Autoria própria

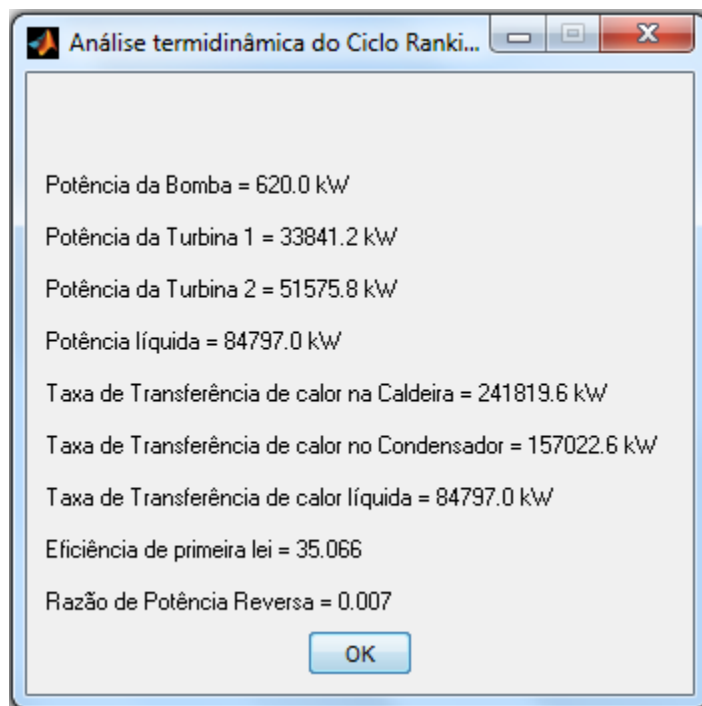


Figura 25 - Janela de Resultados da Análise do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades

Fonte: Autoria própria

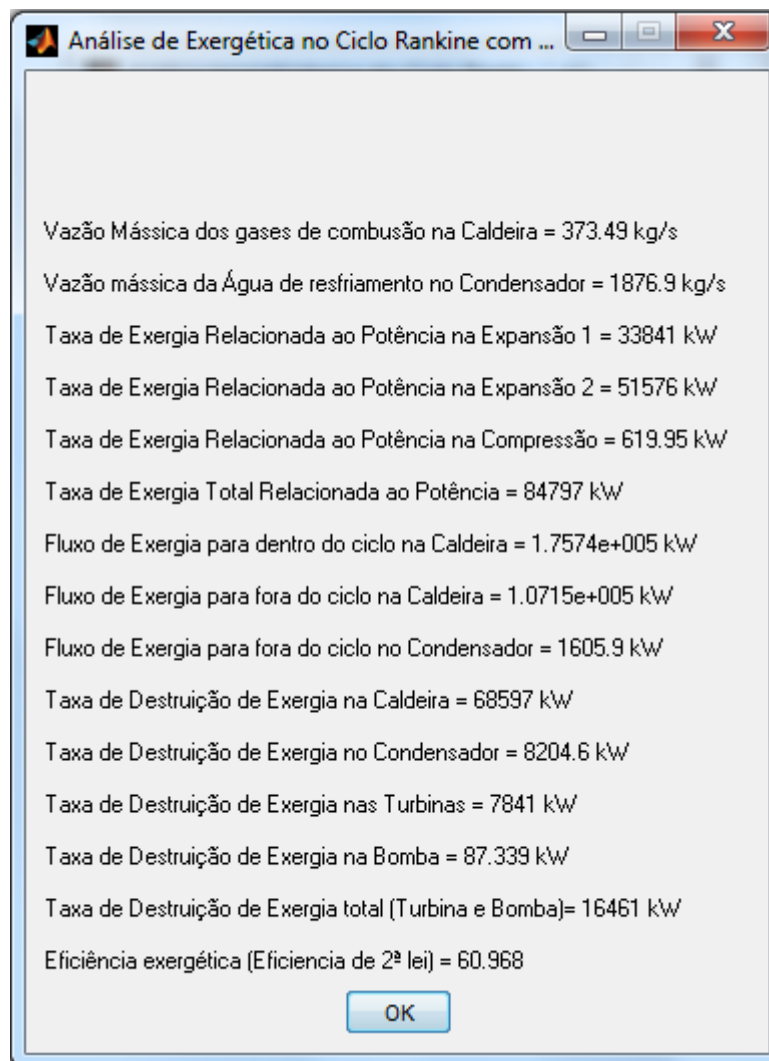


Figura 26 - Janela de Resultados da Análise Exergética do ciclo Rankine com superaquecimento e rea aquecimento com irreversibilidades

Fonte: Autoria própria

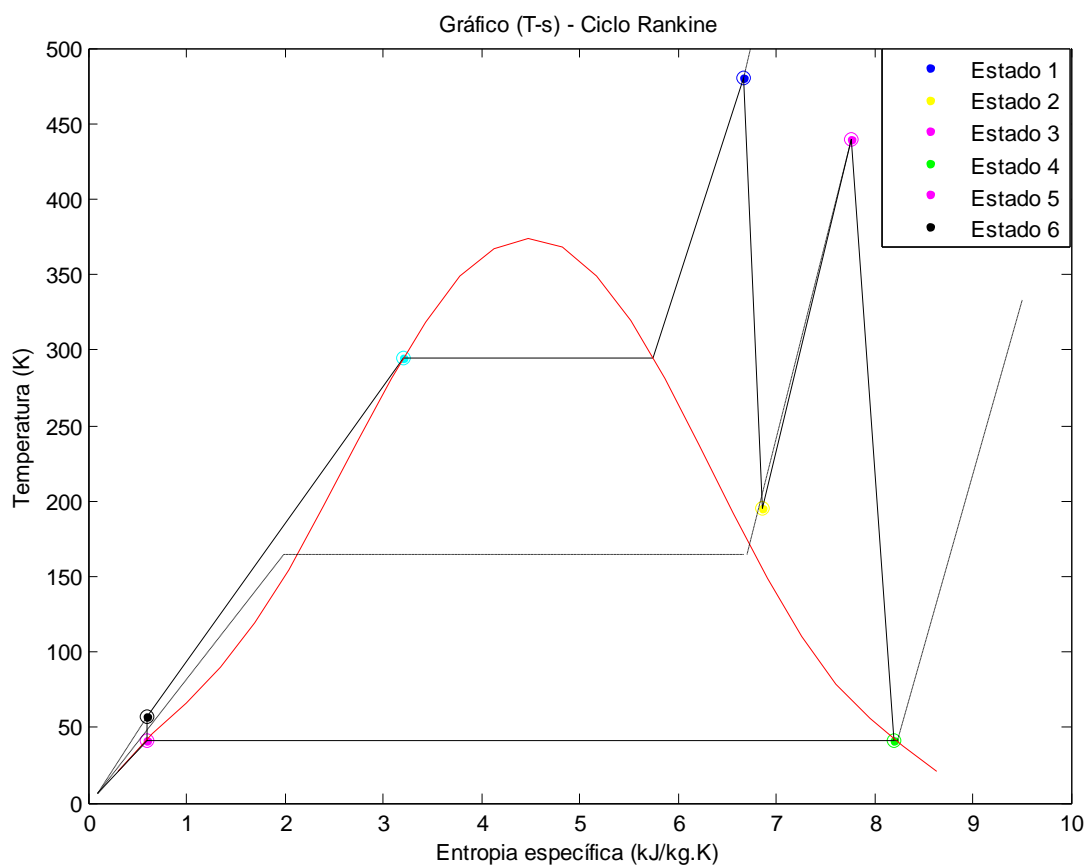


Figura 27 - Gráfico T - s do ciclo Rankine com superaquecimento e reaquecimento com irreversibilidades

Fonte: Autoria própria

6 CONCLUSÕES

No trabalho apresentado as rotinas computacionais foram desenvolvidas em Matlab com o intuito de fornecer uma ferramenta didática para análise do ciclo Rankine com irreversibilidades, superaquecimento e reaquecimento, além do próprio ciclo ideal. Cada ciclo foi analisado utilizando os conceitos de análise de primeira e segunda lei da termodinâmica.

A utilização dos balanços de energia e exergia proporcionaram a implementação de uma rotina computacional específica para cada caso, o que proporcionou a obtenção de valores numéricos úteis para auxiliar o usuário visualizar de forma eficiente parâmetros como trabalho líquido, transferência de calor líquida, transferência de exergia por trabalho líquido, razão de potência reversa, eficiência térmica e destruição de exergia. Em um caso particular o fator de superaquecimento proporciona um aumento gradativo da eficiência de primeira e segunda lei da termodinâmica, sendo que estes simples fatores podem ser observados e discutidos de maneira rápida e eficaz através dos valores respectivos fornecidos pelas janelas de saída de análise termodinâmica e análise exergetica.

Dessa forma foi possível obter uma ferramenta que possui um uso simples e objetivo para atender uma necessidade específica de análise termodinâmica do ciclo Rankine.

Como sugestões para trabalhos futuros têm-se:

- Implementar o processo de vapor regenerativo, assim como o de alimentação múltiplo.
- Desenvolver uma rotina computacional que englobe sistemas de potência a vapor e a gás, juntamente com os sistemas de combustão interna. Tendo em vista que para os três casos já existem rotinas computacionais implementadas em trabalhos passados.
- Migrar as rotinas desenvolvidas em Matlab para outro *software* que apresente funções didáticas mais específicas, como por exemplo o *software* EES.

REFERÊNCIAS

- CHEN, Huijuan; GOSWAMI, YOGI; RAHMAN, Muhammad M.; STEFANAKOS, ELIAS K.; A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into Power. **Energy**, v.36, p. 549-555, 2011.
- KATSANOS, C. O.; HOUNTALAS, D. T.; PARIOTIS, E. G.. Thermodynamic analysis of a Rankine cycle applied on a diesel truck engine using steam and organic medium. **Energy Conversion and Management**, v. 60, p. 68-76, 2012.
- KAUSHIK, S. C.; DUBEY, A.; SINGH, M.; Steam Rankine Cycle Cooling System: Analysis and Possible Refinements. **Energy Convers.** v.35, p.871-886, 1994.
- KHALIQA, A.; KAUSHIK,S.C.; Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat. **Applied Energy**, v.78, p.179-197, 2004.
- LAKEW, AMLAKU A.; BOLLAND, OLAV; LADAM,YVES; Theoretical thermodynamic analysis of Rankine power cycle with thermal driven pump. **Applied Energy**, v.88, p. 3005-3011, 2011.
- MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009. 800 p.
- MOSCATO, André Luiz S.. **Análise exergética do ciclo de Ar-padrão Brayton**. 2011. 162 f. Trabalho de diplomação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *Campus* Cornélio Procópio, Paraná, 2011.

SPROUSE III, Charles; DEPCIK, Christopher; Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v.51, p. 711-722, 2013.

VAN WYLEN, Gordon; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus. **Findamentos Da Termodinâmica Clássica**. 4. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2009. 585 p. Título Original: Fundamentals Of Classical Thermodynamics.