

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o
Tratamento de Equipamentos Dissipativos**

Atilio Barbosa Lourenço

Vitória, Dezembro de 2012

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o
Tratamento de Equipamentos Dissipativos**

Autor: Atilio Barbosa Lourenço

Orientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Co-Orientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli

Vitória, Dezembro de 2012

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o Tratamento de Equipamentos Dissipativos

Autor: Atilio Barbosa Lourenço

Orientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Co-Orientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli

Curso: Mestrado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Termofluidos

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Vitória, Dezembro de 2012

E.S. – Brasil

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o Tratamento de Equipamentos Dissipativos

Autor: **Atilio Barbosa Lourenço**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-Orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Composição da Banca Examinadora:

Profa. Dra. Silvia Azucena Nebra de Pérez - UFABC

Prof. Dr. Rogério Ramos - UFES

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli, Co-Orientador - UFES

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, Orientador - UFES

Dedicatória

Dedico este trabalho a todos que contribuíram direta ou indiretamente para que eu realizasse mais um objetivo de vida.

Agradecimentos

Aos meus familiares por compreenderem a minha decisão de trilhar o caminho da pesquisa científica e da academia. Amo vocês.

Aos meus amigos e orientadores Prof. José Joaquim e Prof. Donatelli por tudo que consegui ao longo da graduação e do mestrado. Vocês ganharam um amigo para toda a vida.

À Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), através do seu Programa de Recursos Humanos nº 29, pelo apoio financeiro.

“Uma pessoa que nunca cometeu um erro é uma pessoa que nunca tentou algo novo.”

Albert Einstein.

Resumo

LOURENÇO, A. B. (2012), *Uma Nova Abordagem Termoeconômica para o Tratamento de Equipamentos Dissipativos*, Vitória, 68p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

Este trabalho tem como objetivo apresentar uma abordagem termoeconômica alternativa cuja aplicação em ciclos de refrigeração deve isolar equipamentos dissipativos, como condensadores e válvulas, na estrutura produtiva de modo que os resultados gerados sejam coerentes. A abordagem, chamada de Modelo UFS, é baseada no conceito de desagregação da exergia física, no caso, em três componentes, a saber, termo de energia interna, termo de trabalho de fluxo e termo entrópico e é aplicada a cinco ciclos de refrigeração, a saber, ciclo reverso de Carnot, ciclo simples por compressão de vapor, ciclo multipressão por compressão de vapor em cascata, ciclo multipressão por compressão de vapor com interresfriamento e ciclo por absorção de simples efeito. Os balanços de custo são avaliados em nível dos componentes dos ciclos e os custos exergéticos unitários dos fluxos internos e do produto são obtidos. Também é feito o balanço de exergia e comparado com a diferença entre insumo e produto para cada unidade física dos ciclos, além da avaliação das razões produto-insumo. Os resultados mostram que os custos exergéticos unitários nunca são menores que a unidade e que as razões produto-insumo nunca são maiores que 100%, além da análise exérgica gerar os mesmos valores de irreversibilidades que a diferença entre insumo e produto. Por fim, comentários são tecidos, bem como sugestões para trabalhos futuros.

Palavras-chave

Termoeconomia, Desagregação da Exergia, Equipamentos Dissipativos.

Abstract

LOURENÇO, A. B. (2012), *A Novel Thermoeconomic Approach for the Treatment of Dissipative Components*, Vitória, 68p. M.Sc. Thesis - Technological Center, Federal University of Espírito Santo.

The goal of this work is to present an alternative thermoeconomic approach whose application to refrigeration cycles should isolate dissipative components, as condensers and valves, in the productive structure so the yielded results are consistent. The approach, called UFS Model, is based on the concept of physical exergy splitting into three components, namely, internal energy term, flow work term and entropic term and is applied to five refrigeration cycles, namely, Carnot's reverse cycle, vapor-compression simple cycle, vapor-compression cascade cycle, vapor-compression cycle with intercooling and simple-effect absorption cycle. The cost balances are assessed at the components level and the exergetic unit costs of both internal flows and plant product are obtained. Also, the exergy analysis is done and compared with the difference of fuel (or resource) and product of each physical unit, besides the assessment of the product-resource ratios. The results show that the exergetic unit costs are never less than one and the product-resource ratios are never greater than 100%. Besides, the exergy analysis yields same irreversibility values of the difference of resource and product. Finally, some remarks are done as well as suggestions for future works.

Keywords

Thermoeconomics, Exergy Splitting, Dissipative Components.

Sumário

LISTA DE FIGURAS	ii
LISTA DE TABELAS.....	iii
SIMBOLOGIA.....	v
CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Revisão Bibliográfica: Termoeconomia.....	2
1.2 Motivação	10
1.3 Objetivo.....	12
1.4 Estrutura da Dissertação	12
CAPÍTULO 2 UM NOVO NÍVEL DE DESAGREGAÇÃO DA EXERGIA NA MODELAGEM TERMOECONÔMICA	14
2.1 Modelo H&S.....	14
2.2 Modelo UFS	19
CAPÍTULO 3 CICLOS MULTIPRESSÃO POR COMPRESSÃO E CICLO POR ABSORÇÃO	35
3.1 Ciclo Multipressão em Cascata	36
3.2 Ciclo Multipressão com Interresfriamento.....	43
3.3 Ciclo por Absorção.....	52
CAPÍTULO 4 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	62
REFERÊNCIAS.....	64

Lista de Figuras

Figura 2.1	Estrutura Física do Ciclo Rankine.	15
Figura 2.2	Estrutura Produtiva do Ciclo Rankine.	17
Figura 2.3	Estrutura Física do Ciclo Reversível de Potência a Vapor	18
Figura 2.4	Estrutura Produtiva do Ciclo Reversível de Potência a Vapor	18
Figura 2.5	Estrutura Física do Ciclo Reverso de Carnot.	22
Figura 2.6	Estrutura Produtiva do Ciclo Reverso de Carnot.	23
Figura 2.7	Estrutura Física do Ciclo Simples por Compressão de Vapor.	29
Figura 2.8	Estrutura Produtiva do Ciclo Simples por Compressão de Vapor.	29
Figura 3.1	Estrutura Física do Ciclo em Cascata	36
Figura 3.2	Estrutura Produtiva do Ciclo em Cascata	39
Figura 3.3	Estrutura Física do Ciclo com Interresfriamento.	44
Figura 3.4	Estrutura Produtiva do Ciclo com Interresfriamento.	47
Figura 3.5	Estrutura Física do Ciclo por Absorção.	53
Figura 3.6	Estrutura Produtiva do Ciclo por Absorção.	55

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas do R-134a	24
Tabela 2.2	Custos Exergéticos Unitários.	25
Tabela 2.3	Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas	26
Tabela 2.4	Diferenças entre Insumo e Produto.	26
Tabela 2.5	Balancete de Exergia.	27
Tabela 2.6	Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas do R-134a	30
Tabela 2.7	Custos Exergéticos Unitários.	31
Tabela 2.8	Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas.	32
Tabela 2.9	Diferenças entre Insumo e Produto.	33
Tabela 2.10	Balancete de Exergia.	33
Tabela 3.1	Insumo e Produto das Unidades Produtivas	38
Tabela 3.2	Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos.	40
Tabela 3.3	Custos Exergéticos Unitários.	41
Tabela 3.4	Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas	42
Tabela 3.5	Diferenças entre Insumo e Produto.	42
Tabela 3.6	Balancete de Exergia.	43
Tabela 3.7	Insumo e Produto das Unidades Produtivas	46
Tabela 3.8	Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas do R-134a	48
Tabela 3.9	Custos Exergéticos Unitários.	49
Tabela 3.10	Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas	50
Tabela 3.11	Diferenças entre Insumo e Produto.	50

Tabela 3.12	Balancete de Exergia.	51
Tabela 3.13	Insumo e Produto das Unidades Produtivas	57
Tabela 3.14	Propriedades Termodinâmicas nos Estados Mortos e Exergias Químicas	57
Tabela 3.15	Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos.	58
Tabela 3.16	Custos Exergéticos Unitários.	59
Tabela 3.17	Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas	60
Tabela 3.18	Diferenças entre Insumo e Produto.	60
Tabela 3.19	Balancete de Exergia.	61

Simbologia

Maiúsculas

B	Exergia de Fluxo ou Taxa de Exergia [kW]
F	Termo de Trabalho de Fluxo [kW]
H	Termo Entálpico [kW]
K	Custo Exergético [kW]
M	Massa Molar [kg/kmol]
P	Produto [kW]
Q	Taxa de Calor [kW]
R	Insumo [kW]
\mathcal{R}	Constante Universal dos Gases [kJ/kmol-K]
S	Termo Entrópico [kW]
T	Temperatura [K]
U	Termo de Energia Interna [kW]
W	Potência [kW]
Y	Fluxo Produtivo Genérico [kW]
Z	Fluxo de Caixa dos Custos de Capital, de Operação e de Manutenção [\$/s]

Minúsculas

a	Atividade [-]
b	Exergia Específica [kJ/kg]
c	Custo Monetário Unitário [\$/kJ]
f	Fração Molar [-] ou [%]

h	Entalpia Específica [kJ/kg]
k	Custo Exergético Unitário [kW/kW]
m	Vazão Mássica [kg/s]
p	Pressão [kPa]
s	Entropia Específica [kJ/kg-K]
u	Energia Interna Específica [kJ/kg]
v	Volume Específico [m ³ /kg]
x	Título [-] ou [%]
y	Concentração [-] ou [%]

Gregas

ε	Eficiência Exergética [-] ou [%]
η	Razão Produto-Insumo [-] ou [%]

Subscritos

0	Ambiente ou Estado Morto
D	Destruído
L	Perdido
Q	Calor
h	Alta Temperatura
i	Fluxo Físico
$i:j$	Diferença entre Fluxos
in	Entrada
j	Fluxo Físico
l	Baixa Temperatura
m	Vazão Mássica
nr	Não-Real
out	Saída
$prod$	Fluxos Úteis de Exergia
r	Real

Sobrescritos

q	Química
q_0	Química Padrão

Abreviaturas

B_H	Bifurcação de Termo Entálpico
B_P	Bifurcação de Potência
B_S	Bifurcação de Termo Entrópico
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
J_H	Junção de Termo Entálpico
J_S	Junção de Termo Entrópico
$LiBr$	Brometo de Lítio
$SPECO$	<i>Specific Exergy Costing</i>
abs	Absorvedor
$cond$	Condensador
cmp	Compressor
evp	Evaporador
flt	Tanque <i>Flash</i>
gnr	Gerador
hxc	Trocador de Calor
mxt	Tanque de Mistura
pmp	Bomba
trb	Turbina
vlv	Válvula

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

A demanda energética global em 2040 é projetada em torno de 30% maior que a demanda do ano de 2010. Esse aumento será devido ao desenvolvimento econômico dos países e aumento do número e da qualidade de vida das pessoas. A geração de eletricidade continuará sendo o maior responsável pela demanda energética, com mais de 40% do consumo global das fontes primárias de energia, cuja matriz continuará sendo composta, em torno de 80%, por óleo, gás e carvão (Tillerson, 2012). Por outro lado, a combustão de combustíveis fósseis tem o maior peso quanto à influência do homem sobre o clima, sobretudo devido à emissão de CO₂ (Tanaka, 2009). Entretanto, a demanda e o impacto ambiental só não serão maiores devido aos ganhos em eficiência por meio de tecnologias e de boas práticas de economia energética (Tillerson, 2012).

Para identificar oportunidades de economia energética, é feita uma auditoria energética, a qual consiste em um levantamento energético do sistema sob análise a fim de verificar as possibilidades de aproveitamento de vetores energéticos mediante análise econômica. As formas de economia energética, assim, são consequência de sua operação, sua manutenção e seu retrofit (Dinçer e Rosen, 2007).

Uma das formas de comparação entre tecnologias e de auditoria energética é a análise exérgica. A exergia pode ser interpretada como a qualidade termodinâmica de um vetor energético, isto é, a sua capacidade de realizar algo útil, ou seja, trabalho. Em outras palavras, a exergia coloca todos os vetores energéticos em uma mesma base de comparação. Assim, a

análise exergetica leva em conta as diferentes quantidades e qualidades das diferentes formas de energia presentes em um sistema, identificando os processos cujas eficiências podem ser melhoradas de modo racional (Dinçer e Rosen, 2007).

Uma vez que a exergia torna racional a comparação entre vetores energéticos, muitos pesquisadores recomendaram que a contabilidade de custos de um sistema seja baseada nas exergias dos fluxos que estão presentes em tal sistema. A contabilidade de custos, por exemplo, tem como objetivo a análise de viabilidade econômica de um sistema, por meio da obtenção dos custos dos produtos do sistema sob análise, conseqüentemente dos seus preços. Essa abordagem, que combina os conceitos de exergia e custo, é denominada exergoeconomia ou termoeconomia (Dinçer e Rosen, 2007).

Os sistemas de refrigeração e de ar condicionado consomem 15% da eletricidade produzida no mundo (Mercier, 2005). Tais sistemas são aplicados em prédios para conforto térmico e controle do ar, na conservação e processamento de alimentos, em indústrias químicas e petroquímicas para produção de gases industriais, etc. (Stoecker e Jones, 1982). Portanto, esses sistemas precisam ser cuidadosamente avaliados, inclusive à luz do conceito de exergia. Por exemplo, Gois e Riffel (2012) aplicaram a análise exergetica a um ciclo de refrigeração utilizado em um processo que compõe parte de uma unidade de processamento de gás natural, ou seja, o assunto Refrigeração é importante para o setor de Petróleo e Gás.

1.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: TERMOCOCONOMIA

A Termoeconomia é, no seu sentido mais amplo, a ciência da poupança de recursos naturais que conecta a Física e a Economia por meio da Segunda Lei da Termodinâmica (Valero e Torres, 2004). As técnicas de análise termoeconômica combinam a Primeira Lei e a Segunda Lei com balanços de custo aplicados em cada componente do sistema. Essas técnicas ajudam a entender o processo de formação de custos, minimizar o custo total da planta e avaliar custos para mais de um produto produzido pelo mesmo processo (Tsatsaronis e Valero, 1989). A Termoeconomia também pode ser usada para diagnosticar a operação de sistemas térmicos (Valero e Torres, 2004).

A efetividade da redução de custos no projeto e na operação de um sistema energético aumenta quando se entende o processo de formação de custos, isto é, as causas reais e as fontes dos custos. Uma análise termoeconômica mostra o processo da formação dos custos e do fluxo monetário em um sistema energético. As fontes reais dos custos são identificadas, avaliadas e comparadas entre si no nível dos componentes do sistema. Esta informação, complementada com a intuição e o julgamento do engenheiro, fornece um grande auxílio na redução dos custos do(s) produto(s) nos sistemas energéticos. Decisões relativas ao projeto, operação e conserto ou troca de equipamentos são consideravelmente facilitadas (Tsatsaronis e Valero, 1989).

A idéia de acoplar correntes de exergia e de custo foi primeiramente avaliada por Keenan em 1932, nos Estados Unidos. Ele mostrou que o valor do vapor d'água e da eletricidade está em sua "disponibilidade", não em sua energia. No fim da década de 50, os estudos de avaliação de custos pela Segunda Lei começaram em dois lugares diferentes de modo independente. Tribus e Evans estudaram processos de dessalinização por meio da análise exérgica, a qual os levou à idéia de custo exérgico e suas aplicações em Engenharia Econômica, para a qual eles propuseram a palavra "Termoeconomia". O conceito de seu procedimento era traçar o fluxo monetário, custo do combustível e operação e de capital amortizado ao longo da planta, associando a utilidade de cada corrente com sua exergia. No fim da década de 60, El-Sayed juntou-se a Evans e Tribus em sua pesquisa sobre dessalinização e eles publicaram um dos mais importantes artigos sobre o assunto na década de 70 (El-Sayed e Evans, 1970), no qual foram dados os fundamentos matemáticos para a otimização do sistema térmico. Outro estudo sobre o assunto foi feito por Reistad, que aplicou o método de El-Sayed e Evans a uma usina simples de potência, comparando essa abordagem com os procedimentos convencionais de otimização. Também na década de 60, Gaggioli estudou o projeto ótimo de uma tubulação de vapor de uma usina de potência e seu isolamento em sua tese de doutorado. Ele propôs avaliar o custo da exergia do vapor d'água pelo valor associado à potência que poderia ser produzida, assim penalizando destruições e perdas de exergia pela eletricidade a qual não seria produzida (Abusoglu e Kanoglu, 2009).

Na Europa, muitos trabalhos importantes sobre as metodologias de análise pela Segunda Lei e sobre "exergia" em si foram feitas no fim da década de 50 e durante as décadas de 60 e 70. Bergmann e Schmidt avaliaram os custos da destruição de exergia em cada componente de uma usina de potência a vapor e otimizaram os aquecedores de alimentação de água.

Szargut usou o procedimento de avaliação de custo exergético na análise de uma usina simples de cogeração pela derivação de uma fórmula com certo grau de generalização e introduziu o coeficiente de custo ecológico na literatura (Szargut, 2005). O uso deste coeficiente possibilita a determinação do consumo cumulativo de recursos naturais não-renováveis em um processo de produção (Abusoglu e Kanoglu, 2009). Fratzscher e Klöditz basearam-se no trabalho de Evans e Tribus e aplicaram a avaliação do custo exergético para o projeto de um trocador de calor regenerativo (Tsatsaronis, 1993).

Embora houvesse muitos estudos e abordagens teóricas no campo da Termoeconomia, as suas aplicações metodológicas e funcionais na análise, projeto e otimização de sistemas térmicos não começaram até a década de 80, abrangentemente. Durante esta década, o interesse e os estudos relativos às técnicas de análise exergoeconômica e suas aplicações aumentaram consideravelmente. Frangopoulos (1983) e von Spakovsky (1986) aplicaram e formalizaram o primeiro método autônomo desenvolvido por Evans e El-Sayed. Tsatsaronis introduziu alguns conceitos-chave da termoeconomia como insumo e produto (Tsatsaronis e Winhold, 1985). Valero publicou um artigo-chave em termoeconomia e apresentou a metodologia básica relativa à análise de custo baseada em exergia e suas aplicações e, com Lozano, apresentou os fundamentos e algumas aplicações da Teoria do Custo Exergético (Valero *et al.*, 1986), um dos grandes pilares da Termoeconomia (Abusoglu e Kanoglu, 2009).

Em 1983, Tsatsaronis propôs o termo “Exergoeconomia” para dar uma caracterização mais precisa e sem ambiguidade da combinação de uma análise exergética com uma análise econômica utilizando a avaliação de custo exergético. Neste caso, o termo “análise termoeconômica” deveria ser usado com um sentido mais geral, para indicar qualquer análise termodinâmica em conjunto com qualquer análise econômica do mesmo sistema. As análises termodinâmica e econômica não precisam ser combinadas no campo mais geral da Termoeconomia, enquanto que na Exergoeconomia elas são integradas por meio da avaliação do custo exergético. Consequentemente, a Exergoeconomia é uma parte da Termoeconomia (Tsatsaronis, 1993).

Entre o fim da década de 80 e o início da década de 90, uma abordagem mais moderna, baseada em uma notação elegante e matricial geral, foi desenvolvida por Valero e colaboradores e foi chamada de Teoria Estrutural, a qual é baseada na construção de uma

“matriz de custo exerético” criada sobre a base do processo de conectividade e das regras da avaliação do custo exerético (Sciubba e Wall, 2007).

As principais contribuições foram feitas na década de 90, a fim de alcançar uma maior padronização e formalismo na área dos estudos de Termoeconomia. A idéia comum era propor uma formulação matemática padrão e comum para todas as metodologias termoeconômicas empregando modelos termoeconômicos que podem ser expressos por equações lineares (Abusoglu e Kanoglu, 2009).

Um dos trabalhos mais interessantes foi o problema CGAM, desenvolvido originalmente por Frangopoulos, Tsatsaronis, Valero e von Spakovsky. O problema CGAM foi nomeado a partir das iniciais dos nomes dos principais participantes. O objetivo do problema era mostrar como as metodologias eram aplicadas, quais conceitos eram usados e quais resultados eram obtidos para um problema simples e específico. Os artigos sequenciais publicados na mesma edição da revista possuíam as mesmas definições dos modelos físico, termodinâmico e econômico mais a função objetivo, porém diferentes procedimentos de otimização termoeconômica. Os autores enfatizaram que o objetivo do trabalho apresentado era a unificação das metodologias termoeconômicas, não uma competição entre elas (Abusoglu e Kanoglu, 2009). Mesmo assim, a leitura dos artigos revela-se frustrante devido a diferenças nas condições de aplicação. Cabe aqui citar a tese doutoral de Cerqueira (1999), cujo objetivo era comparar, de fato, os resultados provenientes das aplicações de cada metodologia para resolver o problema CGAM.

Outro projeto importante chamado TADEUS foi iniciado em 2001. Os objetivos principais desse projeto eram aplicar procedimentos de diferentes grupos de pesquisa na análise termoeconômica para o diagnóstico de anomalias e ineficiências de sistemas energéticos, estabelecer conceitos comuns e nomenclatura, comparar resultados e evidenciar as principais características de cada abordagem (Abusoglu e Kanoglu, 2009).

As aplicações subseqüentes são diversas em amplitude, alcance e profundidade. Por exemplo: Sistemas de trigerção, célula combustível, sistema com turbina a gás e célula combustível, ciclo Kalina, sistemas de refrigeração e redes de suprimento de energia (Sciubba e Wall, 2007).

Segundo Erlach *et al.* (1999), a Teoria Estrutural unificou as metodologias termoeconômicas convencionais, a saber, a Teoria do Custo Exergético (Valero *et al.*, 2006), a Análise Funcional Termoeconômica (Frangopoulos, 1987) e o Método SPECO (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006), deste modo propondo tornar-se o padrão para Termoeconomia. Assim sendo, os conceitos fundamentais da disciplina são apresentados à luz dessa teoria geral.

A estrutura produtiva, também denominada diagrama funcional, originalmente proposta por Frangopoulos e adotada pela Teoria Estrutural, representa como os recursos consumidos na planta sob análise são distribuídos entre seus componentes. Na estrutura produtiva, os fluxos que entram em um componente, também chamado de unidade produtiva, são seus insumos e os fluxos que saem são seus produtos. Eles não precisam necessariamente coincidir com os fluxos físicos. Além dos componentes que representam as unidades físicas da planta, dois tipos de componentes fictícios aparecem na estrutura produtiva: junções (representadas por losangos), onde os produtos de dois ou mais componentes são unidos para formar o insumo de outro componente; bifurcações (representadas por círculos), onde um fluxo é distribuído entre dois ou mais componentes. A estrutura produtiva é a representação gráfica da distribuição do insumo e do produto dado pelo modelo termoeconômico (Erlach *et al.*, 1999). Exemplos de estruturas produtivas podem ser encontrados nos estudos de caso desta dissertação de mestrado.

Seja um componente físico, um fluxo de exergia que o adentra, o qual pode estar associado ao calor, ao trabalho ou à vazão mássica, (B_{in}), um fluxo de exergia que o deixa, o qual também pode estar associado ao calor, ao trabalho ou à vazão mássica, (B_{out}), a exergia destruída (B_D) devido à irreversibilidade interna do processo associado à unidade e a exergia perdida (B_L) associada à irreversibilidade externa. Por meio do balanço de exergia para volume de controle em regime permanente (Moran *et al.*, 2011), obtém-se que

$$B_D + B_L = B_{in} - B_{out} \quad (1.1)$$

De acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica, não é possível haver irreversibilidade negativa, ou seja, $B_D \geq 0$ e $B_L \geq 0$. Assim, conclui-se que $B_{in} \geq B_{out}$.

Um conceito sobre o qual a Teoria do Custo Exergético se apoia é a conservação do custo exergético (K), ou seja, o custo que adentra um componente deve ser igual ao custo que o deixa. Assim, pode-se dizer que

$$K_{in} = K_{out} \quad (1.2)$$

Lançando-se mão do conceito de custo exergético unitário, pode-se escrever que

$$k_{in} \cdot B_{in} = k_{out} \cdot B_{out} \quad (1.3)$$

Se $B_{in} \geq B_{out}$, então $k_{out} \geq k_{in}$. Em outras palavras, a irreversibilidade é a grandeza que gera o custo. Por exemplo, se um fluxo de exergia igual a 100 kW e com custo exergético unitário igual a 1 kW/kW adentra um volume de controle e um fluxo de exergia igual a 50 kW o deixa, então o custo exergético unitário desse fluxo de saída é igual a 2 kW/kW. O custo exergético unitário é interpretado como a quantidade de insumos da planta necessários para gerar uma unidade de um determinado fluxo (Valero *et al.*, 2006).

A Teoria Estrutural explora o conceito denominado função, ou propósito, de um componente da planta; conceito utilizado para gerar a estrutura produtiva e baseado na eficiência exergética de cada componente. Por exemplo, uma turbina a vapor retira exergia do fluido de trabalho para gerar trabalho, ou seja, a variação de exergia do fluido de trabalho que expande através da turbina é o insumo e o trabalho gerado é o produto da unidade produtiva associada à turbina a vapor. Matematicamente, o insumo é

$$Y_{in} = B_{in} - B_{out} \quad (1.4)$$

e o produto é

$$Y_{out} = W \quad (1.5)$$

Na Teoria Estrutural, o conceito de conservação de custo exergético se aplica às unidades produtivas, então é possível escrever que

$$k_{in} \cdot Y_{in} = k_{out} \cdot Y_{out} \quad (1.6)$$

Pela definição de eficiência exergética ($\varepsilon \leq 100\%$), sabe-se que $B_{in} - B_{out} \geq W$. Portanto, $k_{out} \geq k_{in}$. Em outras palavras e generalizando, o conceito de custo exergético unitário permanece na Teoria Estrutural.

Todos os fluxos da estrutura produtiva são descritos por uma grandeza extensiva, como a exergia (Erlach *et al.*, 1999) ou as suas componentes, química e física, esta dividida em térmica e mecânica, além do fluxo fictício denominado neguentropia, a qual foi matematicamente definida como o produto entre a variação negativa da entropia e a temperatura ambiente (Frangopoulos, 1987).

Componentes produtivos são aqueles cujos produtos podem ser avaliados isoladamente, pois possuem um propósito produtivo. Há, entretanto, componentes nos quais a exergia é consumida sem nenhum ganho termodinamicamente útil. Alguns exemplos são unidades de tratamento de gases, bem como válvulas de expansão e resfriadores quando ambos operam a temperaturas acima da temperatura ambiente. Estes componentes são chamados de dissipativos (Lazzaretto e Tsatsaronis, 2006).

Em qualquer sistema energético há componentes produtivos e componentes dissipativos, de modo que há uma relação de dependência entre todos eles (Torres *et al.*, 2008). Eventualmente, o isolamento das unidades dissipativas na estrutura produtiva se faz necessária, por exemplo, para realizar o diagnóstico da operação da planta avaliada, a otimização local de seus componentes ou aumentar a precisão na alocação de custos, embora isto aumente a complexidade do modelo.

Um dos desafios das metodologias termoeconômicas é definir a estrutura produtiva de sistemas térmicos que permita alocar racionalmente o custo dos componentes dissipativos para os produtos finais. A maneira pela qual se define a estrutura produtiva é um ponto chave na modelagem termoeconômica (Lozano e Valero, 1993). Diferentes metodologias termoeconômicas podem fornecer diferentes valores de custos quando definem diferentes estruturas produtivas. A validação de custo é uma questão chave em Termoeconomia que ainda não foi resolvida completamente. Entretanto, é considerado que a validação de custo

pode ser feita usando o comportamento físico da planta em conjunto com a Termodinâmica, pois a irreversibilidade é a grandeza que gera o custo (Valero *et al.*, 2006).

De acordo com Torres *et al.* (1996), dependendo do tipo de análise, diferentes níveis de precisão dos resultados são necessários. Eventualmente, sob o ponto de vista da análise termoeconômica, é necessário considerar um componente produtivo como um grupo de subsistemas físicos ou fluxos energéticos compostos por componentes, por exemplo, exergia térmica, mecânica e química, proposto por Tsatsaronis (1987), ou mesmo incluir fluxos fictícios (neguentropia) sem existência física no diagrama da planta, proposto por Frangopoulos (1987).

Segundo Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), somente é possível definir uma eficiência exérgica que possua sentido se o componente dissipativo é avaliado em conjunto com todos os componentes que são servidos por ele. Por exemplo, um resfriador imediatamente à montante de um compressor ajuda na redução da potência demandada para a operação deste compressor. Evidentemente, a partir desse conceito não é possível isolar os componentes dissipativos a fim de realizar uma análise, otimização e/ou diagnóstico com maiores níveis de precisão, por exemplo.

A utilização da neguentropia representou um grande avanço na Termoeconomia, pois ela permitiu quantificar um produto para o condensador num ciclo Rankine, cujo produto não pôde ser expresso em termos de exergia. O conceito de neguentropia foi utilizado também para definir a estrutura produtiva de um sistema de cogeração com turbina a gás por Lozano e Valero (1993) e por von Spakovsky (1994).

Arena e Borchiellini (1999) concluíram que quando um componente como o condensador ou outro como, por exemplo, a caldeira de recuperação em um sistema com turbina a gás, compor a planta térmica sob análise, a neguentropia deve ser utilizada com a exergia a fim de alocar adequadamente os custos entre todos os componentes do sistema devido ao aumento de entropia dentro de cada um. Entretanto, quando a neguentropia é aplicada como um fluxo fictício, junto com o fluxo de exergia, não é possível obter uma eficiência baseada na Segunda Lei da Termodinâmica (razão produto-insumo), pois o produto das unidades dissipativas pode ser maior que seu insumo, gerando custos exérgicos unitários menores que a unidade para alguns fluxos. No condensador, isso acontece porque a redução

de exergia é considerada o insumo e a neguentropia, o produto. Para superar esse problema, o Modelo H&S foi apresentado (Santos, 2009; Santos *et al.*, 2009) como alternativa para alocar a perda exergética do condensador na análise termoeconômica de sistemas de energia sem violar a Segunda Lei. O método é baseado na desagregação da exergia em seus termos entálpico e entrópico. Os fluxos entálpicos e os fluxos neguentrópicos (entrópicos) são utilizados como componente da exergia. Portanto, a estrutura produtiva é definida utilizando fluxos entálpicos e entrópicos. Desta forma, foi mostrado que se podem aproveitar as vantagens da neguentropia na alocação do custo do condensador e dos resíduos, sem obter produto maior que insumo e custo exergético unitário menor que um.

1.2 MOTIVAÇÃO

Os sistemas de refrigeração são ótimos exemplos para se testar metodologias termoeconômicas, pois sempre um condensador e um dispositivo de expansão, dois componentes dissipativos, no mínimo, compõem tais sistemas, assim, colocando a prova a robustez e a qualidade dos resultados gerados por tais metodologias.

d'Accadia e de Rossi (1998) aplicaram a Teoria do Custo Exergético para minimizar o custo geral de um sistema simples de refrigeração por compressão de vapor. Devido ao condensador, foi utilizado o conceito de neguentropia e devido à válvula de expansão, foram utilizadas as componentes, térmica e mecânica, da exergia. Outros autores também aplicaram esta metodologia, mas para sistemas de refrigeração por absorção (Palacios-Bereche *et al.*, 2009). Por outro lado, Arena e Borchiellini (1999) concluíram que a confiabilidade dos resultados obtidos depende da validade da técnica utilizada para desagregar a exergia em suas componentes. Segundo Lazzaretto e Tsatsaronis (2006), essa desagregação nem sempre pode ter sentido devido às arbitrariedades que podem estar envolvidas no procedimento, particularmente quando os fluidos de trabalho passam por mudança de fase no processo sob análise. Em outras palavras, utilizar a exergia desagregada em suas componentes, térmica e mecânica, não é uma solução geral para o problema de dispositivos de expansão. Além disso, há os problemas gerados quando do uso da neguentropia como fluxo fictício (Santos, 2009; Santos *et al.*, 2009).

Misra *et al.* (2002) aplicaram a Teoria do Custo Exergético para minimizar o custo geral de um sistema de refrigeração por absorção de simples efeito. Por causa do condensador e do absorvedor, foi utilizado o conceito de neguentropia. Uma válvula de expansão formou uma unidade produtiva com o evaporador e a outra válvula de expansão formou outra unidade produtiva com o absorvedor, pois foi utilizada a exergia total para a modelagem, sem desagregação em componentes. Dessa forma, não é possível realizar análises mais aprofundadas, pois nas unidades produtivas formadas por mais de um componente físico não é possível dizer até que ponto cada componente físico é responsável pela geração do custo na unidade produtiva composta por eles. Além disso, assim como na abordagem descrita no parágrafo anterior, há os problemas gerados quando do uso da neguentropia como fluxo fictício (Santos, 2009; Santos *et al.*, 2009).

Silveira *et al.* (2010) apresentaram uma nova metodologia de otimização termoeconômica baseada na nomenclatura do diagrama funcional proposto por Frangopoulos (1987). Os estudos de caso se deram para um sistema simples de refrigeração por compressão de vapor e para um sistema simples de potência a vapor. As razões produto-insumo geradas a partir da aplicação da metodologia nos casos citados não ficaram explícitas, por exemplo, para o dispositivo de expansão do sistema de refrigeração.

Piacentino e Cardona (2010) apresentaram uma nova metodologia termoeconômica baseada em novos conceitos como *scope*, *product taker* e *product maker*, assim, não mais baseada nos conceitos convencionais como propósito, insumo e produto. O objetivo era propor uma metodologia não mais baseada nos postulados da Termoeconomia, por causa dos quais ainda há certa margem para subjetividades na alocação de custos. Entretanto, os próprios autores reconhecem que esta nova proposta, dado seu caráter “marginal”, não atende o problema da alocação de custos, mas somente o problema da otimização.

Banerjee *et al.* (2012) apresentaram uma nova metodologia termoeconômica, um híbrido entre a Termoeconomia convencional e a análise de custo-benefício. O conceito de receita foi utilizado para avaliar os custos dos produtos dos componentes dissipativos. A metodologia foi aplicada a sistemas de trigerção, no caso, com *chillers* por compressão e por absorção a fim de se obter os custos mínimos para os produtos das plantas. A análise foi levada em nível dos equipamentos, não de seus componentes. Por exemplo, os *chillers* foram considerados como os volumes de controle a serem avaliados, não seus componentes, o

mesmo para os acionadores primários. Não obstante, somente os custos monetários foram avaliados, ou seja, como a nova proposta é baseada no conceito de receita, puramente econômico, não ficou claro como a alocação do custo exergético pode ser feita.

A aplicação do Modelo H&S (Santos, 2009; Santos *et al.*, 2009), embora apresente uma solução racional para o problema do condensador e outros componentes (caldeira de recuperação, resfriadores, etc.), falha para isolar os dispositivos de expansão na estrutura produtiva, pois os processos que ocorrem associados a tais dispositivos são modelados como isentálpicos. Logo, só é possível definir o insumo, no caso o termo entrópico, e não é possível definir o produto, pois não há termo entálpico associado à unidade produtiva. Para superar essa limitação do Modelo H&S, Lourenço *et al.* (2011) propuseram uma abordagem que é a contribuição desta dissertação de mestrado.

1.3 OBJETIVO

Levando-se em conta a motivação, descrita no item anterior, o objetivo desta dissertação de mestrado é apresentar uma abordagem termoeconômica alternativa cuja aplicação em ciclos de refrigeração deve isolar equipamentos dissipativos, como condensadores e válvulas, na estrutura produtiva de modo que os resultados gerados sejam coerentes, isto é, por meio da avaliação dos custos exergéticos unitários, das relações entre produto e insumo e da análise exergética.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Para atender ao objetivo acima descrito, além deste Capítulo de introdução, esta dissertação conta ainda com mais três (3) capítulos, além das Referências Bibliográficas:

- O Capítulo 2 tem como título *Um Novo Nível de Desagregação da Exergia na Modelagem Termoeconômica*, porque é onde se apresenta a nova abordagem para o tratamento de equipamentos dissipativos na modelagem termoeconômica, além de se

avaliar como a abordagem responde na ausência de irreversibilidades e na presença da válvula de expansão.

- O Capítulo 3 é intitulado *Ciclos Multipressão por Compressão e Ciclo por Absorção*. São estudados dois ciclos diferentes de refrigeração por compressão de vapor em multipressão; um em cascata e o outro com interresfriamento. Também é estudado um ciclo de refrigeração por absorção de simples efeito.

As *Considerações Finais* ficam no Capítulo 4, que traz a síntese desta dissertação, sem esquecer-se de apontar as contribuições da mesma e as recomendações para trabalhos futuros.

Capítulo 2

UM NOVO NÍVEL DE DESAGREGAÇÃO DA EXERGIA NA MODELAGEM TERMOCÔNOMICA

Neste capítulo é apresentada a nova abordagem termoeconômica para o tratamento de equipamentos dissipativos. Uma breve revisão do Modelo H&S é feita. É mostrada a aplicação dessa nova abordagem a um ciclo reversível e a um ciclo real de refrigeração.

A exergia de um fluxo mássico, composta por exergia física e exergia química, é escrita como mostrado na Eq. (2.1), desprezando-se o termo cinético, o termo potencial e outros.

$$B_i = m_i \cdot [(h_i - h_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0)] + B_i^q \quad (2.1)$$

2.1 MODELO H&S

O Modelo H&S (Santos, 2009; Santos *et al.*, 2009) define a desagregação da exergia física em seus termos entálpico e entrópico, como mostrado nas Eqs. (2.2) e (2.3).

$$H_i = m_i \cdot (h_i - h_0) \quad (2.2)$$

$$S_i = m_i \cdot T_0 \cdot (s_i - s_0) \quad (2.3)$$

Assim, a exergia de fluxo pode ser escrita como na Eq. (2.4).

$$B_i = H_i - S_i + B_i^q \quad (2.4)$$

Com relação à estrutura produtiva, os produtos e os insumos de cada unidade produtiva, considerando o termo entálpico e também o termo de exergia química, são definidos pela quantidade dessas grandezas adicionadas no ou removidas do fluido de trabalho, respectivamente. Uma vez que o termo entrópico tem uma contribuição negativa na expressão da exergia, Eq. (2.1), os fluxos desse termo entrópico são produtos de unidades produtivas que reduzem a entropia do fluido de trabalho, já as unidades produtivas que aumentam a entropia do fluido de trabalho são consumidoras dos fluxos do termo entrópico, ou seja, demandam-nos como insumos.

Seja o ciclo Rankine, cuja estrutura física é apresentada na Fig. 2.1, composto pela caldeira (CB), pelo turbogerador (ST-EG), pelo condensador (C) e pela bomba (FP). O ciclo é alimentado por algum combustível e parte da potência gerada é utilizada para alimentar a bomba de alimentação da caldeira. A seta verde representa o fluxo de combustível (em base exergética), as setas cinzas representam a potência e as roxas, os fluxos físicos do fluido de trabalho.

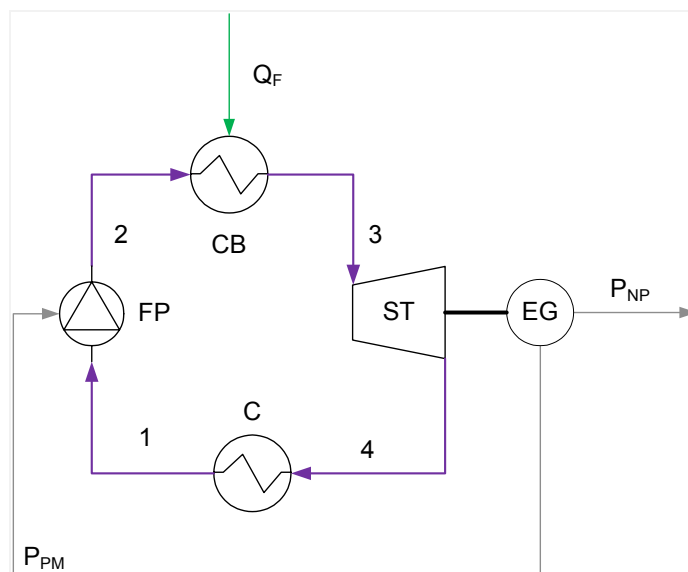


Figura 2.1: Estrutura Física do Ciclo Rankine

A estrutura produtiva desse ciclo, à luz do Modelo H&S, é mostrada na Fig. 2.2. Os fluxos produtivos dessa estrutura são calculados por meio das Eqs. (2.5) e (2.6), as quais mostram que os fluxos produtivos internos dos termos da exergia são obtidos por meio do aumento ou da redução da entalpia e da entropia do fluido de trabalho nos processos da planta. A seta verde representa o fluxo de combustível (em base exergetica), as setas cinzas representam a potência, as azuis, os fluxos de termo entálpico e as vermelhas, os fluxos de termo entrópico.

$$H_{i,j} = m_i \cdot (h_i - h_j) \quad (2.5)$$

$$S_{i,j} = m_i \cdot T_0 \cdot (s_i - s_j) \quad (2.6)$$

Na bomba e na caldeira a entalpia do fluido de trabalho aumenta. Logo, o termo entálpico é o produto dessas unidades produtivas. Na turbina e no condensador a entalpia diminui. Assim, o termo entálpico compõe parte do insumo dessas unidades. Com relação à entropia, ela aumenta na bomba, na caldeira e na turbina. Então, o termo entrópico compõe parte do insumo dessas unidades. No condensador a entropia é reduzida. Portanto, o termo entrópico é o produto dessa unidade.

O modelo matemático da alocação dos custos da planta é obtido pela formulação da equação do balanço de custo para cada unidade da estrutura produtiva, como mostrado na Eq. (2.7). O custo monetário do insumo da planta é somado a um fluxo de caixa gerado a partir dos custos de capital, de operação e de manutenção de cada equipamento da planta, dados uma taxa de juros e um tempo de vida útil. Como o número de fluxos produtivos é sempre maior que o número de unidades produtivas, algumas equações auxiliares atribuem o mesmo custo monetário unitário para todos os fluxos que deixam a mesma bifurcação. A solução do conjunto de equações de balanço de custo permite a obtenção do custo monetário unitário para cada fluxo interno e produto final.

$$c_{out} \cdot \sum Y_{out} = Z + \sum (c_{in} \cdot Y_{in}) \quad (2.7)$$

Modificando a Eq. (2.7) a fim de formularem-se balanços de custo para obtenção dos custos exergeticos unitários de cada fluxo da estrutura produtiva, é obtida a Eq. (2.8). Neste caso, não há mais o fluxo de caixa gerado a partir dos custos monetários dos equipamentos da

planta e o custo do insumo da planta passa a ser igual à unidade, pois não há irreversibilidades antes do processo produtivo acontecer (Valero *et al.*, 2006). As equações auxiliares são as mesmas utilizadas para obtenção dos custos monetários unitários.

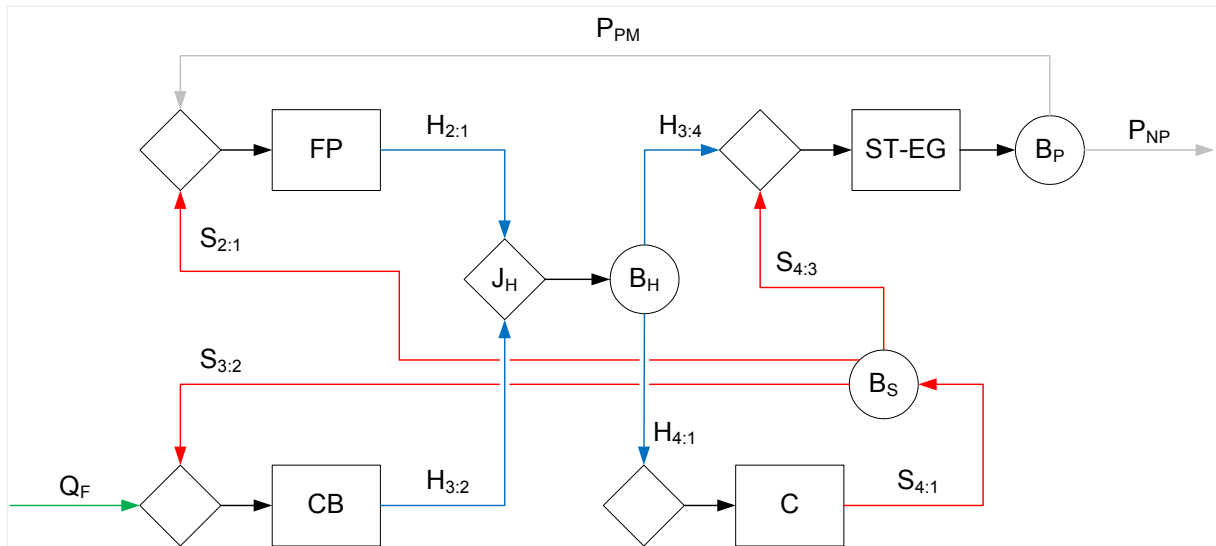


Figura 2.2: Estrutura Produtiva do Ciclo Rankine

$$k_{out} \cdot \sum Y_{out} = \sum (k_{in} \cdot Y_{in}) \quad (2.8)$$

Embora o ciclo reversível de potência a vapor não exista, ele pode ser imaginado como o caso limite quando as irreversibilidades são reduzidas cada vez mais. A estrutura física desse ciclo, mostrada na Fig. 2.3, é definida imaginando o limite da perfeição do ciclo real a vapor avaliado anteriormente. A temperatura de condensação é igual à temperatura de referência e não há perda de carga no condensador, de modo que a variação da exergia da água de resfriamento é igual a zero. O consumo externo de exergia é igual à exergia transferida para o fluido de trabalho na caldeira. Os processos de compressão e de expansão são isentrópicos. Enfim, todos os processos são considerados livres de irreversibilidades, inclusive não há perdas de potência no gerador e nem no motor que alimenta a bomba. Na Fig 2.3, a seta verde representa o fluxo de combustível (em base exergética), as setas cinzas representam a potência e as roxas, os fluxos físicos do fluido de trabalho.

A estrutura produtiva do ciclo, à luz do Modelo H&S, é mostrada na Fig. 2.4. A seta verde representa o fluxo de combustível (em base exergética), as setas cinzas representam a potência, as azuis, os fluxos de termo entálpico e as vermelhas, os fluxos de termo entrópico. Uma vez que os processos de expansão e de bombeamento são isentrópicos, todo o termo

entrópico produzido pelo condensador é utilizado como parte do insumo da caldeira, comparando com o ciclo Rankine já mostrado.

No Modelo H&S, os insumos e os produtos utilizados na estrutura produtiva coincidem com os insumos e os produtos que podem ser utilizados para calcular o desempenho de cada unidade produtiva e dissipativa. Este índice de desempenho é chamado de razão produto-insumo e é calculado como mostrado na Eq. (2.9).

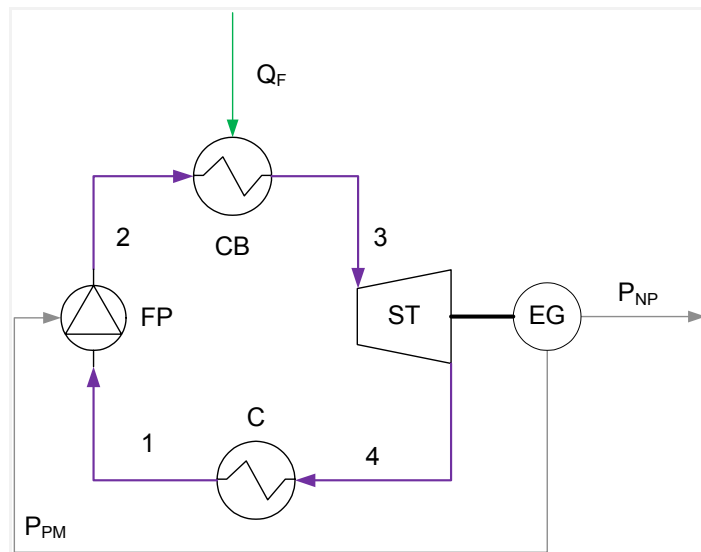


Figura 2.3: Estrutura Física do Ciclo Reversível de Potência a Vapor

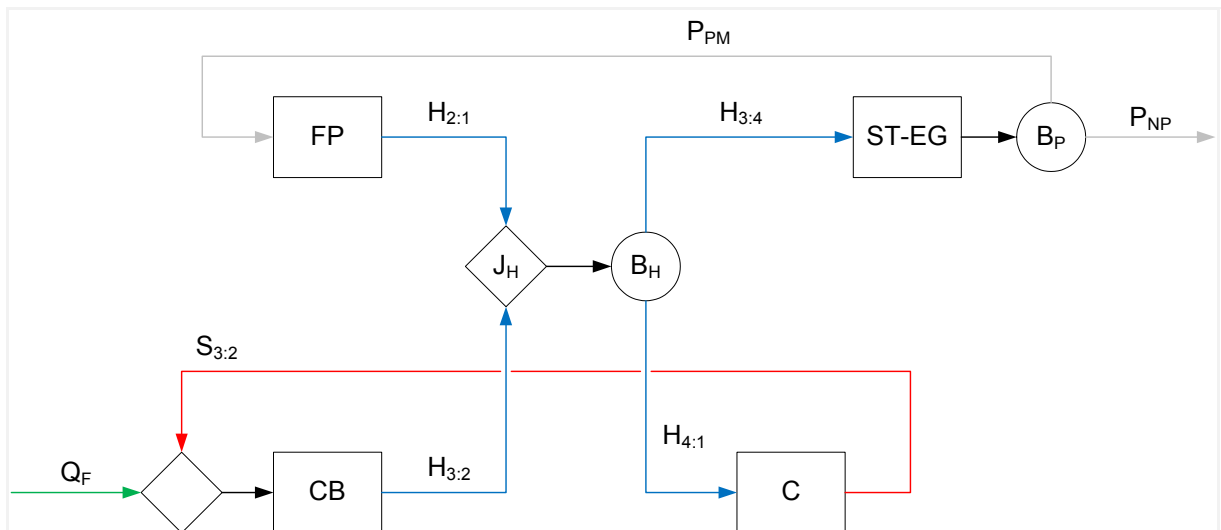


Figura 2.4: Estrutura Produtiva do Ciclo Reversível de Potência a Vapor

$$\eta = \frac{P}{R} = \frac{\sum Y_{out}}{\sum Y_{in}} \quad (2.9)$$

O Modelo H&S é uma abordagem termoeconômica consistente, pois sua aplicação consegue isolar o condensador na estrutura produtiva de modo que os custos exergéticos unitários de todos os fluxos produtivos são maiores ou iguais à unidade e as razões produto-insumo de todas as unidades produtivas são menores ou iguais a 100%, dependendo do caso avaliado, isto é, ciclo real ou ciclo reversível, respectivamente (Santos, 2009; Santos *et al.*, 2009).

2.2 MODELO UFS

Tomando-se uma válvula de expansão ou de redução de pressão pela qual expande um refrigerante (fluido real), processo termodinâmico presente em boa parte dos sistemas de refrigeração, é sabido que esse processo é modelado como isentálpico quando são consideradas as hipóteses típicas de simplificação na análise Termodinâmica de Engenharia, como processo para volume de controle adiabático em regime permanente e desprezo dos termos de energia cinética e potencial. Lembrando que a entalpia é definida como a soma entre a energia interna e o trabalho de fluxo, este definido como o produto entre pressão e volume, nota-se que a variação na energia interna do refrigerante é igual à sua variação do trabalho de fluxo em tal processo, porém em módulo, ou seja, enquanto a energia interna diminui, o trabalho de fluxo aumenta, na mesma magnitude. Eventualmente, pode acontecer o contrário, isto é, a energia interna aumenta enquanto o trabalho de fluxo diminui, também na mesma magnitude.

Nesta dissertação de mestrado, é proposta uma abordagem tal que permita aproveitar as características do Modelo H&S, principalmente o isolamento de equipamentos dissipativos como condensadores, e que solucione a questão dos equipamentos dissipativos como válvulas. Para isso, esta abordagem alternativa denominada Modelo UFS define que a exergia física deve ser desagregada em três termos, a saber, termo de energia interna, termo de

trabalho de fluxo e termo entrópico, os quais são apresentados nas Eqs. (2.10), (2.11) e (2.12). Assim, é possível definir um produto para as válvulas. Por fim, o termo entrópico desta abordagem é o mesmo definido pelo Modelo H&S. Em outras palavras, pode-se afirmar que o Modelo UFS é uma extensão do Modelo H&S, com relação à desagregação da exergia física.

$$U_i = m_i \cdot (u_i - u_0) \quad (2.10)$$

$$F_i = m_i \cdot (p_i v_i - p_0 v_0) \quad (2.11)$$

$$S_i = m_i \cdot T_0 \cdot (s_i - s_0) \quad (2.12)$$

Assim, a exergia de fluxo pode ser escrita como na Eq. (2.13). O termo de exergia química é calculado de modo convencional, como apresentado em Moran *et al.* (2011) e em Szargut *et al.* (1988).

$$B_i = H_i - S_i + B_i^q = U_i + F_i - S_i + B_i^q \quad (2.13)$$

Com relação à estrutura produtiva, os produtos e os insumos de cada unidade produtiva, considerando o termo de energia interna, o termo de trabalho de fluxo e também o termo de exergia química, são definidos pela quantidade dessas grandezas adicionadas no ou removidas do fluido de trabalho, respectivamente. Por outro lado, os fluxos do termo entrópico são produtos de unidades produtivas que reduzem a entropia do fluido de trabalho, já as unidades produtivas que aumentam a entropia do fluido de trabalho são consumidoras dos fluxos do termo entrópico, ou seja, demandam-nos como insumos.

Os fluxos internos da estrutura produtiva são calculados por meio das Eqs. (2.14-21). As propriedades nos estados mortos são avaliadas para cada composição i e j , as quais podem ser distintas. As exergias químicas específicas são calculadas de modo convencional ou obtidas a partir de tabelas, como apresentado em Moran *et al.* (2011) e Szargut *et al.* (1988).

$$U_{i,j} = m_i \cdot [(u_i - u_{0,i}) - (u_j - u_{0,j})] \quad (2.14)$$

$$U_{i,j'} = m_j \cdot [(u_i - u_{0,i}) - (u_j - u_{0,j})] \quad (2.15)$$

$$F_{i,j} = m_i \cdot [(p_i v_i - p_0 v_{0,i}) - (p_j v_j - p_0 v_{0,j})] \quad (2.16)$$

$$F_{i,j'} = m_j \cdot [(p_i v_i - p_0 v_{0,i}) - (p_j v_j - p_0 v_{0,j})] \quad (2.17)$$

$$S_{i,j} = m_i \cdot T_0 \cdot [(s_i - s_{0,i}) - (s_j - s_{0,j})] \quad (2.18)$$

$$S_{i,j'} = m_j \cdot T_0 \cdot [(s_i - s_{0,i}) - (s_j - s_{0,j})] \quad (2.19)$$

$$B_{i,j}^q = m_i \cdot (b_i^q - b_j^q) \quad (2.20)$$

$$B_{i,j'}^q = m_j \cdot (b_i^q - b_j^q) \quad (2.21)$$

Quando não houver variação de exergia química específica, os fluxos internos podem ser escritos conforme as Eqs. (2.22-27), de modo semelhante ao Modelo H&S.

$$U_{i,j} = m_i \cdot (u_i - u_j) \quad (2.22)$$

$$U_{i,j'} = m_j \cdot (u_i - u_j) \quad (2.23)$$

$$F_{i,j} = m_i \cdot (p_i v_i - p_j v_j) \quad (2.24)$$

$$F_{i,j'} = m_j \cdot (p_i v_i - p_j v_j) \quad (2.25)$$

$$S_{i,j} = m_i \cdot T_0 \cdot (s_i - s_j) \quad (2.26)$$

$$S_{i,j'} = m_j \cdot T_0 \cdot (s_i - s_j) \quad (2.27)$$

É preciso definir $Y_{i,j}$ e $Y_{i,j'}$ pelo fato de haver somente fluxos produtivos positivos na estrutura produtiva, além de equipamentos que possuem mais de uma vazão de entrada e/ou de saída.

Os modelos matemáticos de alocação de custos, monetários e exergéticos, são os mesmos do Modelo H&S, ou seja, Eqs. (2.7) e (2.8), respectivamente, bem como seu modo de aplicação. A razão produto-insumo, Eq. (2.9), também continua a valer.

A diferença entre insumo e produto de uma unidade produtiva, Eq. (2.28) que pode ser utilizada para avaliar as irreversibilidades, internas e externas, relativas a tal unidade, produz o mesmo resultado da aplicação do balanço de exergia às unidades físicas associadas às mesmas unidades produtivas, Eq. (2.29).

$$R - P = \sum Y_{in} - \sum Y_{out} \quad (2.28)$$

$$B_D + B_L = \sum B_{in,prod} - \sum B_{out,prod} = \sum (B_Q + B_{m,in})_{prod} - \sum (W + B_{m,out})_{prod} \quad (2.29)$$

A fim de mostrar o comportamento do Modelo UFS na situação limite da ausência de irreversibilidades, essa nova abordagem termoeconômica é aplicada ao ciclo reverso de Carnot para obtenção dos custos exergeticos unitários dos fluxos produtivos. Este ciclo é obtido pela reversão do ciclo de potência a vapor de Carnot. Assim sendo, todos os processos são internamente reversíveis. Também não existem irreversibilidades externas, já que as transferências de calor entre o refrigerante e as regiões externas ocorrem sem uma diferença de temperatura (Moran *et al.*, 2011). A estrutura física do ciclo pode ser vista na Fig. 2.5. A seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, as setas cinzas representam a potência e as roxas, os fluxos físicos do fluido de trabalho.

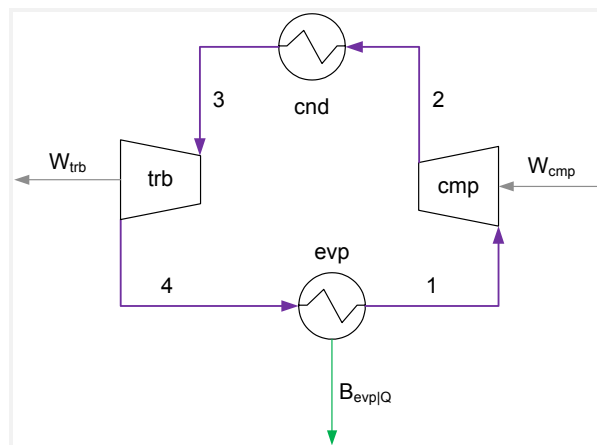


Figura 2.5: Estrutura Física do Ciclo Reverso de Carnot

Segundo Moran *et al.* (2011), o refrigerante entra no evaporador (evp) como uma mistura de duas fases líquido-vapor no estado 4. Nesse equipamento, parte do refrigerante muda de fase de líquido para vapor em função da transferência de calor da região externa fria para o refrigerante. Não obstante, a transferência de exergia acontece no sentido contrário, pois a região fria está abaixo da temperatura ambiente. A temperatura e a pressão do refrigerante permanecem constantes durante o processo do estado 4 ao estado 1. Em seguida, o refrigerante é comprimido adiabaticamente do estado 1, em que ele se apresenta como uma mistura de duas fases líquido-vapor, para o estado 2, em que é vapor saturado. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante aumenta e a pressão também. O refrigerante passa do compressor (cmp) ao condensador (cnd), onde muda de fase de vapor saturado para líquido saturado em função de uma transferência de calor para a região externa quente. A temperatura e a pressão permanecem constantes no processo do estado 2 ao estado 3. O refrigerante volta ao mesmo estado da entrada do evaporador através de uma expansão adiabática por uma

turbina (trb). Nesse processo, do estado 3 ao estado 4, a temperatura decresce, bem como a pressão.

O insumo da planta é a potência líquida do ciclo, definida como a diferença entre a potência de compressão e a potência de expansão, e o produto da planta é a taxa de exergia associada ao efeito refrigerante. A região externa quente é considerada como sendo o ambiente de referência. A estrutura produtiva é mostrada na Fig. 2.6. A seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, as setas cinzas representam a potência, as laranjas, os fluxos de termo de energia interna, as azuis, os fluxos de termo de trabalho de fluxo e as vermelhas, os fluxos de termo entrópico.

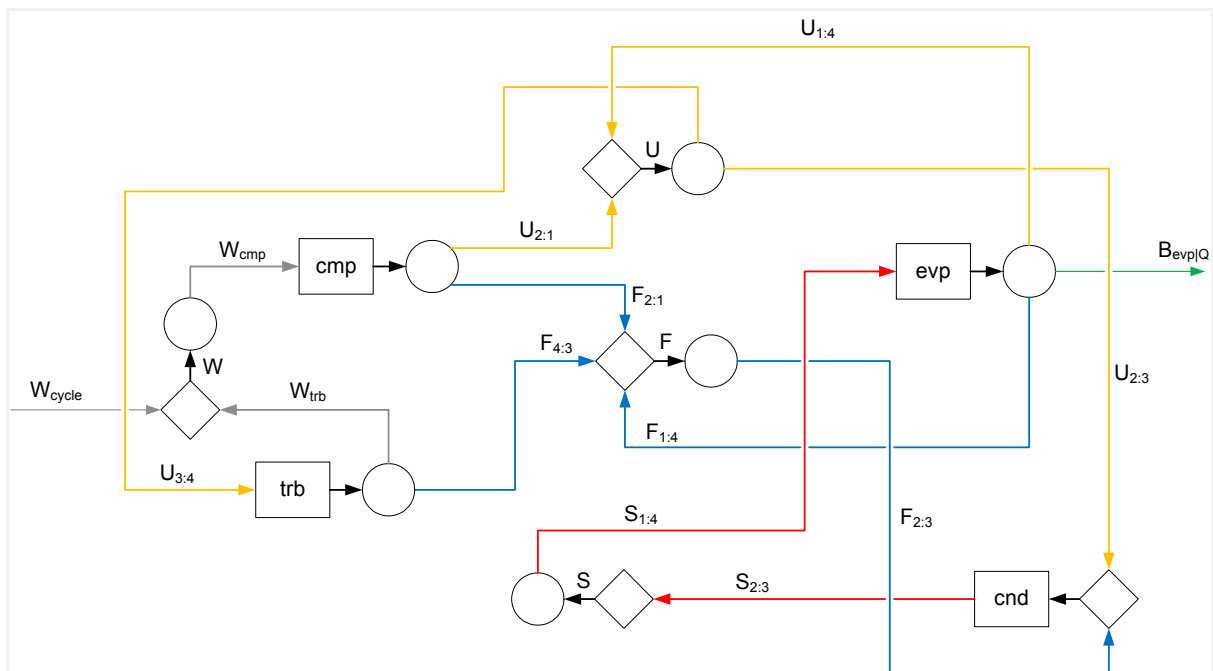


Figura 2.6: Estrutura Produtiva do Ciclo Reverso de Carnot

Há aumento de energia interna no compressor e no evaporador e há redução na turbina e no condensador. Logo, para aquelas unidades produtivas o termo de energia interna é parte do produto e para estas unidades, é o insumo ou parte do insumo. Há aumento de trabalho de fluxo no compressor, na turbina e no evaporador e há redução no condensador. Logo, para aquelas unidades o termo de trabalho de fluxo é parte do produto e para esta unidade, é parte do insumo. Por fim, há aumento de entropia no evaporador e há redução no condensador. Logo, para aquela unidade o termo entrópico é o insumo e para esta unidade, é o produto.

O modelo termoeconômico, Eqs. (2.30-37), é gerado pela aplicação das Eqs. (2.22), (2.24), (2.26), pois não há variação de exergia química específica ao longo da planta e todos os equipamentos possuem somente uma vazão de entrada e outra de saída, e da Eq. (2.8).

$$k_{cmp} \cdot (U_{2:1} + F_{2:1}) - k_W \cdot W_{cmp} = 0 \quad (2.30)$$

$$k_{cnd} \cdot S_{2:3} - (k_U \cdot U_{2:3} + k_F \cdot F_{2:3}) = 0 \quad (2.31)$$

$$k_{trb} \cdot (W_{trb} + F_{4:3}) - k_U \cdot U_{3:4} = 0 \quad (2.32)$$

$$k_{evp} \cdot (B_{evpQ} + U_{1:4} + F_{1:4}) - k_S \cdot S_{1:4} = 0 \quad (2.33)$$

$$k_U \cdot (U_{2:3} + U_{3:4}) - (k_{cmp} \cdot U_{2:1} + k_{evp} \cdot U_{1:4}) = 0 \quad (2.34)$$

$$k_F \cdot F_{2:3} - (k_{cmp} \cdot F_{2:1} + k_{evp} \cdot F_{1:4} + k_{trb} \cdot F_{4:3}) = 0 \quad (2.35)$$

$$k_S \cdot S_{1:4} - k_{cnd} \cdot S_{2:3} = 0 \quad (2.36)$$

$$k_W \cdot W_{cmp} - k_{trb} \cdot W_{trb} = W_{cycle} = W_{cmp} - W_{trb} \quad (2.37)$$

Os parâmetros dos fluxos físicos são mostrados na Tab. 2.1. O refrigerante é o R-134a, cuja vazão mássica é igual a 0,8 kg/s. Os valores de pressão, temperatura e título são extraídos de Moran *et al.* (2011). As propriedades termodinâmicas do refrigerante são avaliadas a partir do banco de dados do *Engineering Equation Solver (EES, 2003)*, também utilizado para os cálculos da modelagem.

A Tab. 2.2 mostra os fluxos produtivos, seus valores e seus respectivos custos exergéticos unitários para os dados numéricos adotados.

Aplicando a Eq. (2.9) a cada unidade produtiva, é gerado o conjunto de Eqs. (2.38-44). Os valores resultantes dessas equações são mostrados na Tab. 2.3.

Tabela 2.1: Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas do R-134a

Fluxo Físico		p [kPa]	T [K]	u [kJ/kg]	v [m ³ /kg]	s [kJ/kg-K]
i	Descrição					
1	Mistura ($x = 0.9846$)	293,01	273,15	227,40	0,06820	0,9202
2	Vapor ($x = 1$)	685,84	299,15	244,12	0,02998	0,9202
3	Líquido ($x = 0$)	685,84	299,15	87,26	0,00083	0,3290
4	Mistura ($x = 0.1714$)	293,01	273,15	82,24	0,01251	0,3290

Tabela 2.2: Custos Exergéticos Unitários

Fluxo Produtivo	Valor [kW]	Custo Exergético Unitário [kW/kW]
U _{2:1}	13,37	1,000
U _{2:3}	125,49	1,000
U _{3:4}	4,02	1,000
U _{1:4}	116,13	1,000
F _{2:1}	0,46	1,000
F _{2:3}	15,99	1,000
F _{4:3}	2,48	1,000
F _{1:4}	13,05	1,000
S _{2:3}	141,47	1,000
S _{1:4}	141,47	1,000
B _{evp Q}	12,30	1,000
W _{cmp}	13,84	1,000
W _{trb}	1,54	1,000

$$\eta_{cmp} = \frac{U_{2:1} + F_{2:1}}{W_{cmp}} \quad (2.38)$$

$$\eta_{cnd} = \frac{S_{2:3}}{U_{2:3} + F_{2:3}} \quad (2.39)$$

$$\eta_{trb} = \frac{W_{trb} + F_{4:3}}{U_{3:4}} \quad (2.40)$$

$$\eta_{evp} = \frac{B_{evp|Q} + U_{1:4} + F_{1:4}}{S_{1:4}} \quad (2.41)$$

$$\eta_U = \frac{U_{2:3} + U_{3:4}}{U_{2:1} + U_{1:4}} \quad (2.42)$$

$$\eta_F = \frac{F_{2:3}}{F_{2:1} + F_{4:3} + F_{1:4}} \quad (2.43)$$

$$\eta_S = \frac{S_{1:4}}{S_{2:3}} \quad (2.44)$$

Aplicando a Eq. (2.28) a cada unidade produtiva, é gerado o conjunto de Eqs. (2.45-51). Os valores resultantes dessas equações são mostrados na Tab. 2.4.

Tabela 2.3: Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas

Unidade Produtiva	Valor da Razão
Compressor (cmp)	100,00%
Condensador (cnd)	100,00%
Turbina (trb)	100,00%
Evaporador (evp)	100,00%
Termo de Energia Interna (U)	100,00%
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	100,00%
Termo Entrópico (S)	100,00%

$$(R - P)_{cmp} = W_{cmp} - (U_{2,1} + F_{2,1}) \quad (2.45)$$

$$(R - P)_{cnd} = (U_{2,3} + F_{2,3}) - S_{2,3} \quad (2.46)$$

$$(R - P)_{trb} = U_{3,4} - (W_{trb} + F_{4,3}) \quad (2.47)$$

$$(R - P)_{evp} = S_{1,4} - (B_{evp|Q} + U_{1,4} + F_{1,4}) \quad (2.48)$$

$$(R - P)_U = (U_{2,1} + U_{1,4}) - (U_{2,3} + U_{3,4}) \quad (2.49)$$

$$(R - P)_F = (F_{2,1} + F_{4,3} + F_{1,4}) - F_{2,3} \quad (2.50)$$

$$(R - P)_S = S_{2,3} - S_{1,4} \quad (2.51)$$

Aplicando a Eq. (2.29) a cada unidade física, é gerado o conjunto de Eqs. (2.52-55). O balancete de exergia é mostrado na Tab. 2.5.

Tabela 2.4: Diferenças entre Insumo e Produto

Unidade Produtiva	Valor da Diferença [kW]
Compressor (cmp)	0,00
Condensador (cnd)	0,00
Turbina (trb)	0,00
Evaporador (evp)	0,00
Termo de Energia Interna (U)	0,00
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	0,00
Termo Entrópico (S)	0,00

$$B_{D,cmp} = (B_1 + W_{cmp}) - B_2 \quad (2.52)$$

$$(B_D + B_L)_{cnd} = B_2 - B_3 \quad (2.53)$$

$$B_{D,trb} = B_3 - (B_4 + W_{trb}) \quad (2.54)$$

$$B_{D,evp} = B_4 - (B_1 + B_{evp|Q}) \quad (2.55)$$

Tabela 2.5: Balancete de Exergia

Descrição		Valor [kW]	Percentual
Insumo:	Potência Líquida	12,30	100,00%
Produto:	Refrigeração	12,30	100,00%
Destruições e Perdas:	Compressor	0,00	0,00%
	Condensador	0,00	0,00%
	Turbina	0,00	0,00%
	Evaporador	0,00	0,00%

A eficiência exergética do ciclo, Eq. (2.56), é igual a 100,00%.

$$\varepsilon = \frac{B_{evp}}{W_{cmp} - W_{trb}} = \frac{1}{k_{evp}} \quad (2.56)$$

Na Tab. 2.2 é visto que todos os custos exergéticos unitários são iguais a um, uma vez que não há irreversibilidades de quaisquer tipos no ciclo. Por causa dessa ausência de irreversibilidades, o insumo de cada unidade produtiva é igual ao produto de cada respectiva unidade, o que é mostrado na Tab. 2.3 e na Tab. 2.4. Isso também é confirmado pela análise exergética, cujo resultado é mostrado na Tab. 2.5. Em suma, é mostrado que o Modelo UFS é aplicável a um ciclo reversível e que os resultados gerados por essa aplicação são coerentes.

A fim de mostrar o comportamento do Modelo UFS quando uma válvula de expansão estiver presente na estrutura física de uma planta, essa nova abordagem termoeconômica é aplicada ao ciclo simples de refrigeração por compressão de vapor para obtenção dos custos exergéticos unitários dos fluxos produtivos. Este ciclo pode ser considerado como uma adaptação à realidade do ciclo reverso de Carnot, segundo Moran *et al.* (2011), devido a

alguns desvios listados abaixo. A estrutura física do ciclo pode ser vista na Fig. 2.7. A seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, a seta cinza representa a potência e as roxas, os fluxos físicos do fluido de trabalho.

- As transferências de calor entre o refrigerante e as duas regiões externas não são reversíveis, pois para que haja trocadores de calor de tamanhos realísticos, é preciso que haja diferenças de temperatura entre o fluido de trabalho e as regiões;
- A compressão ocorre com o refrigerante na condição de mistura líquido-vapor, conhecida como compressão úmida. Em ciclos reais, o compressor lida apenas com vapor, o que é conhecido como compressão seca. Isso faz com que haja dessuperaquecimento no condensador;
- Há superaquecimento na saída do evaporador, para que não haja líquido na compressão, e subresfriamento na saída do condensador, para que não haja vapor na expansão;
- A turbina é substituída por um dispositivo de expansão, como uma válvula (vlv), pois o trabalho de expansão não compensa os custos de investimento e de manutenção daquele equipamento;
- Pode-se também citar a compressão irreversível, as perdas de carga nos trocadores de calor e na tubulação.

Nesta dissertação de mestrado, duas situações são avaliadas a partir da mesma estrutura física desse ciclo, a saber, ciclo real e ciclo não-real. Para o ciclo não-real, não há diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura da região externa fria e entre a temperatura de condensação e a temperatura da região quente, embora haja dessuperaquecimento. Além disso, a compressão é reversível. Para ambas as situações, o superaquecimento e o subresfriamento não são considerados. Entretanto, o Modelo UFS pode ser aplicado mesmo não levando em conta tais simplificações.

O insumo da planta é a potência de compressão e o produto da planta é a taxa de exergia associada ao efeito refrigerante. A região externa quente é considerada como sendo o ambiente de referência. A estrutura produtiva é mostrada na Fig. 2.8. A seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, a seta cinza representa a potência, as laranjas, os fluxos de termo de energia interna, as azuis, os fluxos de termo de trabalho de fluxo e as vermelhas, os fluxos de termo entrópico.

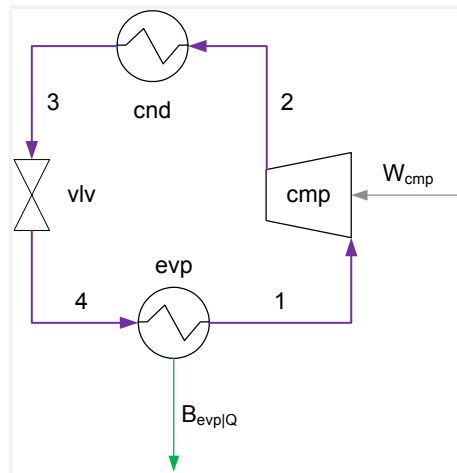


Figura 2.7: Estrutura Física do Ciclo Simples por Compressão de Vapor

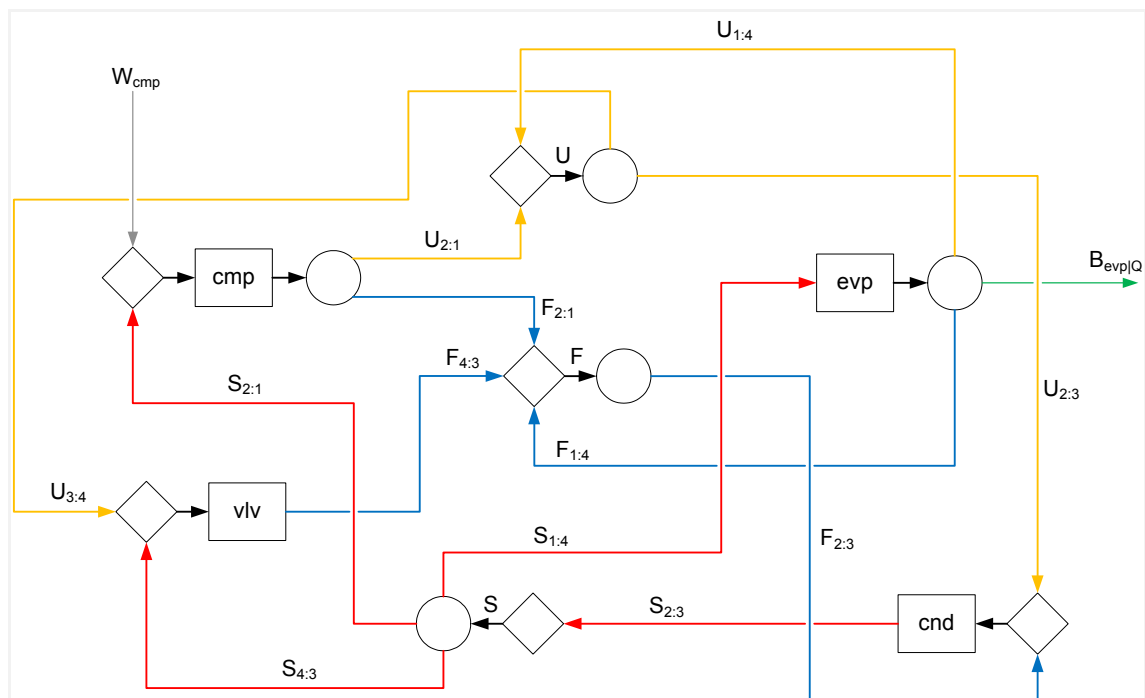


Figura 2.8: Estrutura Produtiva do Ciclo Simples por Compressão de Vapor

Com relação à válvula, há aumento do trabalho de fluxo e da entropia do refrigerante e há redução da energia interna. Portanto, o insumo é formado pelo termo de energia interna e termo entrópico e o produto é dado pelo termo de trabalho de fluxo. Os outros componentes são modelados como no ciclo reverso de Carnot.

O modelo termoeconômico, Eqs. (2.57-63), é gerado pela aplicação das Eqs. (2.22), (2.24), (2.26), pois não há variação de exergia química específica ao longo da planta e todos os equipamentos possuem somente uma vazão de entrada e outra de saída, e da Eq. (2.8).

$$k_{cmp} \cdot (U_{2,1} + F_{2,1}) - k_S \cdot S_{2,1} = W_{cmp} \quad (2.57)$$

$$k_{cnd} \cdot S_{2,3} - (k_U \cdot U_{2,3} + k_F \cdot F_{2,3}) = 0 \quad (2.58)$$

$$k_{vlv} \cdot F_{4,3} - (k_U \cdot U_{3,4} + k_S \cdot S_{4,3}) = 0 \quad (2.59)$$

$$k_{evp} \cdot (B_{evp|Q} + U_{1,4} + F_{1,4}) - k_S \cdot S_{1,4} = 0 \quad (2.60)$$

$$k_U \cdot (U_{2,3} + U_{3,4}) - (k_{cmp} \cdot U_{2,1} + k_{evp} \cdot U_{1,4}) = 0 \quad (2.61)$$

$$k_F \cdot F_{2,3} - (k_{cmp} \cdot F_{2,1} + k_{evp} \cdot F_{1,4} + k_{vlv} \cdot F_{4,3}) = 0 \quad (2.62)$$

$$k_S \cdot (S_{1,4} + S_{2,1} + S_{4,3}) - k_{cnd} \cdot S_{2,3} = 0 \quad (2.63)$$

Para o ciclo real, a eficiência isentrópica do compressor é igual a 90%, a temperatura da região externa fria é igual a 278,15 K e a temperatura ambiente é igual a 294,15 K. Esses dados são extraídos de Moran *et al.* (2011), bem como os valores de pressão, temperatura e título. Os parâmetros dos fluxos físicos são mostrados na Tab. 2.6. O refrigerante é o R-134a, cuja vazão mássica é igual a 0,8 kg/s. As propriedades termodinâmicas do refrigerante são avaliadas a partir do banco de dados do *EES* (2003), também utilizado para os cálculos da modelagem. Para o ciclo real, os estados possuem o subscrito *r*, já para o ciclo não-real, o subscrito é *nr*.

Tabela 2.6: Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas do R-134a

Fluxo Físico		<i>p</i> [kPa]	<i>T</i> [K]	<i>u</i> [kJ/kg]	<i>v</i> [m ³ /kg]	<i>s</i> [kJ/kg-K]
<i>i</i>	Descrição					
1	Vapor (<i>x</i> = 1)	293,01	273,15	230,16	0,06925	0,9314
2 _{nr}	Vapor	685,84	302,42	247,08	0,03058	0,9314
2 _r	Vapor	685,84	304,34	248,80	0,03093	0,9378
3	Líquido (<i>x</i> = 0)	685,84	299,15	87,26	0,00083	0,3290
4	Mistura (<i>x</i> = 0,1811)	293,01	273,15	83,97	0,01318	0,3361

A Tab. 2.7 mostra os fluxos produtivos, seus valores e seus respectivos custos exergéticos unitários para os dados numéricos adotados.

Aplicando a Eq. (2.9) a cada unidade produtiva, é gerado o conjunto de Eqs. (2.64-70). Os valores resultantes dessas equações são mostrados na Tab. 2.8.

Tabela 2.7: Custos Exergéticos Unitários

Fluxo Produtivo	Valor [kW]		Custo Exergético Unitário [kW/kW]	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
U _{2:1}	13,54	14,91	1,000	1,199
U _{2:3}	127,86	129,23	1,123	1,990
U _{3:4}	2,63	2,63	1,123	1,990
U _{1:4}	116,95	116,95	1,137	2,091
F _{2:1}	0,55	0,74	1,000	1,199
F _{2:3}	16,32	16,51	1,248	2,241
F _{4:3}	2,63	2,63	1,851	3,283
F _{1:4}	13,14	13,14	1,137	2,091
S _{2:1}	-----	1,52	-----	2,054
S _{2:3}	144,16	143,27	1,137	2,054
S _{4:3}	1,67	1,66	1,137	2,054
S _{1:4}	142,47	140,09	1,137	2,054
B _{evp Q}	12,38	7,48	1,137	2,091
W _{cmp}	14,08	15,65	1,000	1,000

$$\eta_{cmp} = \frac{U_{2:1} + F_{2:1}}{W_{cmp} + S_{2:1}} \quad (2.64)$$

$$\eta_{end} = \frac{S_{2:3}}{U_{2:3} + F_{2:3}} \quad (2.65)$$

$$\eta_{v|v} = \frac{F_{4:3}}{U_{3:4} + S_{4:3}} \quad (2.66)$$

$$\eta_{evp} = \frac{B_{evp|Q} + U_{1:4} + F_{1:4}}{S_{1:4}} \quad (2.67)$$

$$\eta_U = \frac{U_{2:3} + U_{3:4}}{U_{2:1} + U_{1:4}} \quad (2.68)$$

$$\eta_F = \frac{F_{2:3}}{F_{2:1} + F_{4:3} + F_{1:4}} \quad (2.69)$$

$$\eta_S = \frac{S_{2:1} + S_{4:3} + S_{1:4}}{S_{2:3}} \quad (2.70)$$

Tabela 2.8: Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas

Unidade Produtiva	Valor da Razão	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
Compressor (cmp)	100,00%	91,16%
Condensador (cnd)	99,98%	98,30%
Válvula de Expansão (vlv)	60,96%	61,36%
Evaporador (evp)	100,00%	98,21%
Termo de Energia Interna (U)	100,00%	100,00%
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	100,00%	100,00%
Termo Entrópico (S)	100,00%	100,00%

Aplicando a Eq. (2.28) a cada unidade produtiva, é gerado o conjunto de Eqs. (2.71-77). Os valores resultantes dessas equações são mostrados na Tab. 2.9.

$$(R - P)_{cmp} = (W_{cmp} + S_{2,1}) - (U_{2,1} + F_{2,1}) \quad (2.71)$$

$$(R - P)_{cnd} = (U_{2,3} + F_{2,3}) - S_{2,3} \quad (2.72)$$

$$(R - P)_{vlv} = (U_{3,4} + S_{4,3}) - F_{4,3} \quad (2.73)$$

$$(R - P)_{evp} = S_{1,4} - (B_{evp|Q} + U_{1,4} + F_{1,4}) \quad (2.74)$$

$$(R - P)_U = (U_{2,1} + U_{1,4}) - (U_{2,3} + U_{3,4}) \quad (2.75)$$

$$(R - P)_F = (F_{2,1} + F_{4,3} + F_{1,4}) - F_{2,3} \quad (2.76)$$

$$(R - P)_S = S_{2,3} - (S_{2,1} + S_{4,3} + S_{1,4}) \quad (2.77)$$

Aplicando a Eq. (2.29) a cada unidade física, é gerado o conjunto de Eqs. (2.78-81). O balancete de exergia é mostrado na Tab. 2.10.

$$B_{D,cmp} = (B_1 + W_{cmp}) - B_2 \quad (2.78)$$

$$(B_D + B_L)_{cnd} = B_2 - B_3 \quad (2.79)$$

$$B_{D,vlv} = B_3 - B_4 \quad (2.80)$$

$$B_{D,evp} = B_4 - (B_1 + B_{evp|Q}) \quad (2.81)$$

Tabela 2.9: *Diferenças entre Insumo e Produto*

Unidade Produtiva	Valor da Diferença [kW]	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
Compressor (cmp)	0,00	1,52
Condensador (cnd)	0,01	2,48
Válvula de Expansão (vlv)	1,69	1,66
Evaporador (evp)	0,00	2,51
Termo de Energia Interna (U)	0,00	0,00
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	0,00	0,00
Termo Entrópico (S)	0,00	0,00

A eficiência exergética, Eq. (2.82), é 87,93% para o ciclo não-real e 47,82% para o ciclo real.

$$\varepsilon = \frac{B_{evp}}{W_{cmp}} = \frac{1}{k_{evp}} \quad (2.82)$$

Tabela 2.10: *Balancete de Exergia*

Descrição	Ciclo Não-Real		Ciclo Real		
	Valor [kW]	Percentual	Valor [kW]	Percentual	
Insumo: Potência	14,08	100,00%	15,65	100,00%	
Produto: Refrigeração	12,38	87,93%	7,48	47,82%	
Destruições e Perdas:	Compressor	0,00	0,00%	1,52	9,70%
	Condensador	0,01	0,10%	2,48	15,86%
	Válvula	1,69	11,97%	1,66	10,59%
	Evaporador	0,00	0,00%	2,51	16,03%

Na Tab 2.6, com relação aos estados 3 e 4, nota-se que há uma redução da energia interna específica e da pressão, esta em torno de 2,5 vezes. Entretanto, o aumento do volume específico é em torno de 16 vezes, de modo que há um aumento no trabalho de fluxo específico.

Na Tab. 2.7, é visto que os valores dos termos de energia interna e de trabalho de fluxo relativos à válvula, tanto para o ciclo não-real, quanto para o ciclo real, são iguais em módulo. Considerando os custos exergéticos unitários do ciclo não-real, seus valores não são iguais a um devido à presença de irreversibilidades na válvula e no condensador (dessuperaquecimento), o que pode ser visto na Tab. 2.8, pois a razão produto-insumo para cada um desses componentes não é igual a 100%.

Comparando os resultados da Tab. 2.9 e da Tab. 2.10, para ambas as situações, isto é, real e não-real, nota-se que o valor da diferença entre insumo e produto de cada unidade produtiva é igual ao valor da irreversibilidade associada a cada equipamento físico da planta, isto é, a aplicação da desagregação proposta da exergia preserva os resultados da análise exergética.

De acordo com a relação entre os valores das eficiências exergéticas e dos custos exergéticos unitários da exergia de refrigeração, é possível dizer que toda a irreversibilidade presente no ciclo é exatamente alocada no seu produto.

Uma vez que o Modelo UFS já foi aplicado aos ciclos de refrigeração mais elementares, é possível avaliar ciclos um pouco mais complexos, porém utilizados na prática. O próximo Capítulo trata disso.

Capítulo 3

CICLOS MULTIPRESSÃO POR COMPRESSÃO E CICLO POR ABSORÇÃO

Neste capítulo o Modelo UFS é aplicado a três ciclos de refrigeração, a saber, ciclo multipressão por compressão de vapor em cascata, ciclo multipressão por compressão de vapor com interresfriamento e ciclo por absorção de simples efeito. Esses ciclos são escolhidos como estudos de caso pelo fato de aparecerem como os ciclos elementares de refrigeração a vapor quando do estudo da Termodinâmica de Engenharia, como apresentado em Moran *et al.* (2011). Além disso, há equipamentos que compõem cada um desses ciclos que não compõem os ciclos estudados no Capítulo anterior, ou seja, equipamentos cuja abordagem termoeconômica, segundo o Modelo UFS, ainda não foi realizada.

Para aplicação da abordagem proposta nos ciclos mencionados, considera-se que os equipamentos da planta são adiabáticos e despreza-se a perda de carga nos trocadores de calor e na tubulação e os efeitos de energia potencial e de energia cinética. Entretanto, o Modelo UFS pode ser aplicado mesmo sem a utilização dessas hipóteses de simplificação. Por fim, todas as modelagens são feitas utilizando o *EES* (2003).

3.1 CICLO MULTIPRESSÃO EM CASCATA

Segundo Moran *et al.* (2011), arranjos para refrigeração utilizando uma combinação de ciclos são chamados ciclos em cascata. Na Fig. 3.1 mostra-se a estrutura física de um ciclo em cascata no qual dois ciclos de refrigeração por compressão de vapor são arranjados em série através de um trocador de calor contracorrente que os une. No trocador de calor intermediário (hxc), a energia rejeitada durante a condensação do ciclo de baixa temperatura é usada para evaporar o refrigerante no ciclo de alta temperatura. O efeito desejado de refrigeração ocorre no evaporador, de baixa temperatura, e a rejeição de calor do ciclo como um todo acontece no condensador, de alta temperatura. Nessa Figura, a seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, as setas cinzas representam a potência, as roxas, fluxos físicos de um fluido de trabalho e as marrons, fluxos físicos do outro fluido de trabalho.

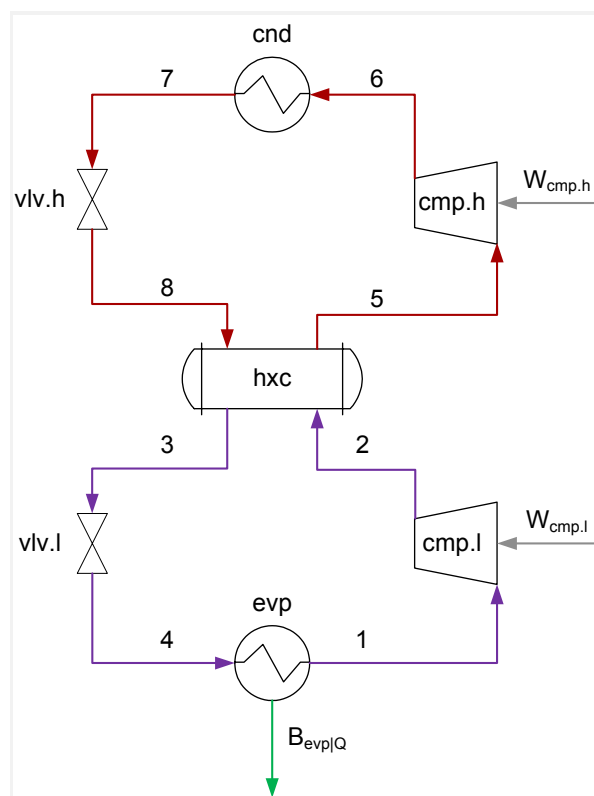


Figura 3.1: Estrutura Física do Ciclo em Cascata

A vazão mássica dos ciclos, de baixa e de alta, normalmente é diferente. No entanto, as vazões mássicas são relacionadas pelos balanços de massa e de energia no trocador de calor contracorrente de conexão entre os ciclos. Muito embora a Fig. 3.1 mostre apenas dois ciclos, ciclos em cascata podem empregar três ou mais ciclos individuais.

Um aspecto importante do ciclo em cascata ilustrado na Fig. 3.1 é que os refrigerantes nos dois ou mais estágios podem ser selecionados de modo a apresentar pressões razoáveis no evaporador e no condensador nos dois ou mais intervalos de temperatura. Em um ciclo de cascata duplo, um refrigerante a ser selecionado para o ciclo de baixa deve possuir uma relação tal entre pressão de saturação e temperatura que permita a refrigeração em uma temperatura relativamente baixa sem uma pressão excessivamente baixa no evaporador. O refrigerante para o ciclo de alta deve possuir características de saturação que permitam a condensação à temperatura desejada na ausência de pressões excessivamente altas no condensador.

Nesta dissertação de mestrado, duas situações são avaliadas a partir da mesma estrutura física do ciclo deste estudo de caso, a saber, ciclo real e ciclo não-real. Para o ciclo não-real, não há diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura da região externa fria e entre a temperatura de condensação e a temperatura da região quente, embora haja dessuperaquecimento. Além disso, as compressões são reversíveis. Para ambas as situações, o superaquecimento e o subresfriamento não são considerados. Entretanto, o Modelo UFS pode ser aplicado mesmo não levando em conta tais simplificações.

O insumo da planta é a potência total de compressão e o produto da planta é a taxa de exergia associada ao efeito refrigerante. A região externa quente é considerada como sendo o ambiente de referência. A estrutura produtiva é mostrada na Fig. 3.2. Deve-se notar que há dois trios de unidades fictícias para distribuir os custos dos termos de energia interna, de trabalho de fluxo e entrópico, isto é, um trio associado ao ciclo de baixa e outro ao ciclo de alta. Isso é assim, pois os refrigerantes não se misturam na estrutura física. A seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, as setas cinzas representam a potência, as laranjas, os fluxos de termo de energia interna, as azuis, os fluxos de termo de trabalho de fluxo e as vermelhas, os fluxos de termo entrópico.

A Tab. 3.1 mostra a definição do insumo e do produto de cada unidade produtiva. Com relação ao trocador intermediário (hxc), no lado do refrigerante do ciclo de baixa, há redução da energia interna, do trabalho de fluxo e da entropia. Portanto, o termo de energia interna e o termo de trabalho de fluxo são parte do insumo da unidade produtiva e o termo entrópico é parte do produto. No lado do refrigerante do ciclo de alta, há aumento da energia interna, do trabalho de fluxo e da entropia. Logo, o termo de energia interna e o termo de trabalho de

fluxo são parte do produto dessa unidade e o termo entrópico é parte do insumo. Os outros equipamentos são modelados como apresentado no Capítulo 2.

Para o ciclo real, a eficiência isentrópica dos compressores é igual a 90%, a temperatura da região externa fria é igual a 245,00 K e a temperatura ambiente é igual a 313,03 K. Esses dados, bem como os valores de pressão, temperatura e título, são extraídos de Moran *et al.* (2011). Os parâmetros dos fluxos físicos são mostrados na Tab. 3.2. O refrigerante do ciclo de baixa é o R-134a. O refrigerante do ciclo de alta é o R-22. As propriedades termodinâmicas dos refrigerantes são avaliadas a partir do banco de dados do *EES* (2003). Para o ciclo real, os estados possuem o subscrito *r*, já para o ciclo não-real, o subscrito é *nr*.

Tabela 3.1: *Insumo e Produto das Unidades Produtivas*

Unidade Produtiva	Insumo	Produto
Compressor de Baixa (cmp.l)	$W_{\text{cmp.l}} + S_{2:1}$	$U_{2:1} + F_{2:1}$
Compressor de Alta (cmp.h)	$W_{\text{cmp.h}} + S_{6:5}$	$U_{6:5} + F_{6:5}$
Válvula de Baixa (vlv.l)	$U_{3:4} + S_{4:3}$	$F_{4:3}$
Válvula de Alta (vlv.h)	$U_{7:8} + S_{8:7}$	$F_{8:7}$
Condensador (cnd)	$U_{6:7} + F_{6:7}$	$S_{6:7}$
Evaporador (evp)	$S_{1:4}$	$B_{\text{evp Q}} + U_{1:4} + F_{1:4}$
Trocador Intermediário (hxc)	$U_{2:3} + F_{2:3} + S_{5:8}$	$U_{5:8} + F_{5:8} + S_{2:3}$
Termo de Energia Interna de Alta (U.h)	$U_{5:8} + U_{6:5}$	$U_{6:7} + U_{7:8}$
Termo de Trabalho de Fluxo de Alta (F.h)	$F_{5:8} + F_{6:5} + F_{8:7}$	$F_{6:7}$
Termo Entrópico de Alta (S.h)	$S_{6:7}$	$S_{5:8} + S_{6:5} + S_{8:7}$
Termo de Energia Interna de Baixa (U.l)	$U_{1:4} + U_{2:1}$	$U_{2:3} + U_{3:4}$
Termo de Trabalho de Fluxo de Baixa (F.l)	$F_{1:4} + F_{2:1} + F_{4:3}$	$F_{2:3}$
Termo Entrópico de Baixa (S.l)	$S_{2:3}$	$S_{1:4} + S_{2:1} + S_{4:3}$

A Tab. 3.3 mostra os fluxos produtivos, seus valores e seus respectivos custos exergéticos unitários para os dados numéricos adotados.

Os valores das razões produto-insumo são mostrados na Tab. 3.4 e os valores das diferenças entre insumo e produto são mostrados na Tab. 3.5.

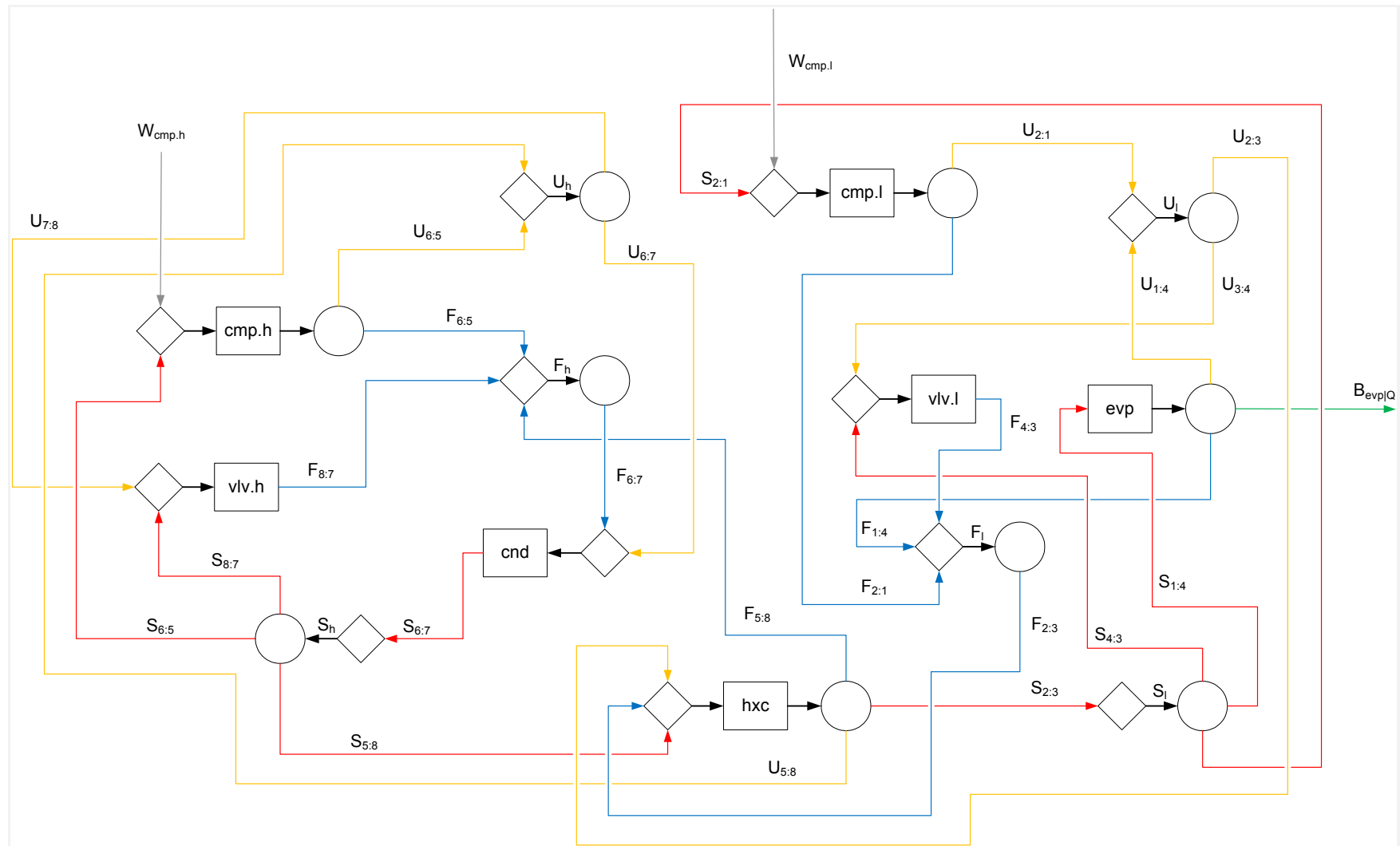


Figura 3.2: Estrutura Produtiva do Ciclo em Cascata

O balanço de exergia, Eq. (2.29), é aplicado a cada unidade física. O balancete de exergia é mostrado na Tab. 3.6.

Tabela 3.2: *Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos*

Fluxo Físico		m [kg/s]	p [kPa]	T [K]	u [kJ/kg]	v [m ³ /kg]	s [kJ/kg-K]
i	Descrição						
1	Vapor ($x = 1$)	0,4086	72,53	240,00	211,30	0,26047	0,9595
2 _{nr}	Vapor	0,4086	345,00	287,22	240,33	0,06205	0,9595
2 _r	Vapor	0,4086	345,00	291,09	243,44	0,06320	0,9716
3	Líquido ($x = 0$)	0,4086	345,00	277,74	57,79	0,00078	0,2268
4	Mistura ($x = 0,2230$)	0,4086	72,53	240,00	53,80	0,05865	0,2424
5 _{nr}	Vapor ($x = 1$)	0,5578	524,50	274,74	382,08	0,04479	1,7482
5 _r	Vapor ($x = 1$)	0,5674	524,50	274,74	382,08	0,04479	1,7482
6 _{nr}	Vapor	0,5578	1725,00	336,92	409,08	0,01519	1,7482
6 _r	Vapor	0,5674	1725,00	340,56	411,82	0,01551	1,7579
7 _{nr}	Líquido ($x = 0$)	0,5578	1725,00	318,03	254,81	0,00090	1,1873
7 _r	Líquido ($x = 0$)	0,5674	1725,00	318,03	254,81	0,00090	1,1873
8 _{nr}	Mistura ($x = 0,2675$)	0,5578	524,50	274,74	249,78	0,01255	1,2051
8 _r	Mistura ($x = 0,2675$)	0,5674	524,50	274,74	249,78	0,01255	1,2051

A eficiência exergetica, Eq. (3.1), é 77,61% para o ciclo não-real e 59,09% para o ciclo real.

$$\varepsilon = \frac{B_{exp}}{W_{cmp.l} + W_{cmp.h}} = \frac{1}{k_{exp}} \quad (3.1)$$

Na Tab 3.2, com relação aos estados 3 e 4 e aos estados 7 e 8, nota-se que há uma redução da energia interna específica e da pressão, esta em torno de 4,5 vezes e de 6,5 vezes, respectivamente. Entretanto, o aumento do volume específico é em torno de 75 vezes e de 14 vezes, respectivamente, de modo que há um aumento no trabalho de fluxo específico.

Na Tab. 3.3, é visto que os valores dos termos de energia interna e de trabalho de fluxo relativos às válvulas, tanto para o ciclo não-real, quanto para o ciclo real, são iguais em módulo. Considerando os custos exergeticos unitários do ciclo não-real, seus valores não são

iguais a um devido à presença de irreversibilidades nas válvulas, no condensador (dessuperaquecimento) e no trocador intermediário, o que pode ser visto na Tab. 3.4, pois a razão produto-insumo para cada um desses componentes não é igual a 100%.

Tabela 3.3: *Custos Exergéticos Unitários*

Fluxo Produtivo	Valor [kW]		Custo Exergético Unitário [kW/kW]	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
U _{1:4}	64,36	64,36	1,288	1,692
U _{2:1}	11,86	13,13	1,000	1,179
U _{2:3}	74,60	75,86	1,244	1,606
U _{3:4}	1,63	1,63	1,244	1,606
U _{5:8}	73,80	75,07	1,288	1,658
U _{6:5}	15,06	16,87	1,000	1,152
U _{6:7}	86,06	89,09	1,240	1,565
U _{7:8}	2,80	2,85	1,240	1,565
F _{1:4}	5,98	5,98	1,288	1,692
F _{2:1}	1,03	1,19	1,000	1,179
F _{2:3}	8,64	8,80	1,548	1,983
F _{4:3}	1,63	1,63	2,848	3,637
F _{5:8}	9,43	9,59	1,288	1,658
F _{6:5}	1,51	1,86	1,000	1,152
F _{6:7}	13,74	14,30	1,543	1,940
F _{8:7}	2,80	2,85	2,691	3,399
S _{1:4}	93,20	91,74	1,288	1,658
S _{2:1}	-----	1,55	-----	1,658
S _{2:3}	95,23	95,29	1,288	1,658
S _{4:3}	2,03	2,00	1,288	1,658
S _{5:8}	96,35	96,46	1,285	1,649
S _{6:5}	-----	1,73	-----	1,649
S _{6:7}	99,51	101,37	1,285	1,649
S _{8:7}	3,17	3,17	1,285	1,649
B _{evpQ}	22,87	19,53	1,288	1,692
W _{cmp.l}	12,89	14,33	1,000	1,000
W _{cmp.h}	16,57	18,73	1,000	1,000

Tabela 3.4: Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas

Unidade Produtiva	Valor da Razão	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
Compressor de Baixa (cmp.l)	100,00%	90,23%
Compressor de Alta (cmp.h)	100,00%	91,54%
Válvula de Baixa (vlv.l)	44,54%	44,93%
Válvula de Alta (vlv.h)	46,95%	47,35%
Condensador (cnd)	99,71%	98,04%
Evaporador (evp)	100,00%	97,96%
Trocador Intermediário (hxc)	99,38%	99,35%
Termo de Energia Interna de Alta (U.h)	100,00%	100,00%
Termo de Trabalho de Fluxo de Alta (F.h)	100,00%	100,00%
Termo Entrópico de Alta (S.h)	100,00%	100,00%
Termo de Energia Interna de Baixa (U.l)	100,00%	100,00%
Termo de Trabalho de Fluxo de Baixa (F.l)	100,00%	100,00%
Termo Entrópico de Baixa (S.l)	100,00%	100,00%

Tabela 3.5: Diferenças entre Insumo e Produto

Unidade Produtiva	Valor da Diferença [kW]	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
Compressor de Baixa (cmp.l)	0,00	1,55
Compressor de Alta (cmp.h)	0,00	1,73
Válvula de Baixa (vlv.l)	2,03	2,00
Válvula de Alta (vlv.h)	3,17	3,17
Condensador (cnd)	0,29	2,03
Evaporador (evp)	0,00	1,87
Trocador Intermediário (hxc)	1,12	1,18
Termo de Energia Interna de Alta (U.h)	0,00	0,00
Termo de Trabalho de Fluxo de Alta (F.h)	0,00	0,00
Termo Entrópico de Alta (S.h)	0,00	0,00
Termo de Energia Interna de Baixa (U.l)	0,00	0,00
Termo de Trabalho de Fluxo de Baixa (F.l)	0,00	0,00
Termo Entrópico de Baixa (S.l)	0,00	0,00

Tabela 3.6: *Balancete de Exergia*

Descrição	Ciclo Não-Real		Ciclo Real		
	Valor [kW]	Percentual	Valor [kW]	Percentual	
Total	29,46	100,00%	33,06	100,00%	
Insumo:	Potência de Baixa	12,89	43,75%	14,33	43,34%
	Potência de Alta	16,57	56,25%	18,73	56,66%
Produto:	Refrigeração	22,87	77,61%	19,53	59,09%
	Comp. de Baixa	0,00	0,00%	1,55	4,69%
Destruições e Perdas:	Comp. de Alta	0,00	0,00%	1,73	5,24%
	Válvula de Baixa	2,03	6,88%	2,00	6,04%
	Válvula de Alta	3,17	10,75%	3,17	9,59%
	Condensador	0,29	0,98%	2,03	6,14%
	Evaporador	0,00	0,00%	1,87	5,65%
	Trocador Interm.	1,12	3,78%	1,18	3,57%

Comparando os resultados da Tab. 3.5 e da Tab. 3.6, para ambas as situações, isto é, real e não-real, nota-se que o valor da diferença entre insumo e produto de cada unidade produtiva é igual ao valor da irreversibilidade associada a cada equipamento físico da planta, isto é, a aplicação da desagregação proposta da exergia preserva os resultados da análise exérgica.

De acordo com a relação entre os valores das eficiências exérgicas e dos custos exérgicos unitários da exergia de refrigeração, é possível dizer que toda a irreversibilidade presente no ciclo é exatamente alocada no seu produto.

3.2 CICLO MULTIPRESSÃO COM INTERRESFRIAMENTO

Segundo Moran *et al.* (2011), nos sistemas de potência a gás, o interresfriamento é obtido por transferência de calor às vizinhanças que se encontram a uma temperatura inferior.

Nos sistemas de refrigeração, em uma grande parte do ciclo a temperatura do refrigerante é inferior àquela das vizinhanças, e assim outros meios devem ser empregados para se atingir o inter-resfriamento e obter simultaneamente uma economia da potência de acionamento necessária para o compressor. Um arranjo (estrutura física) para a compressão em dois estágios usando o próprio refrigerante para o interresfriamento é mostrado na Fig. 3.3. A seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, as setas cinzas representam a potência e as roxas, os fluxos físicos do fluido de trabalho.

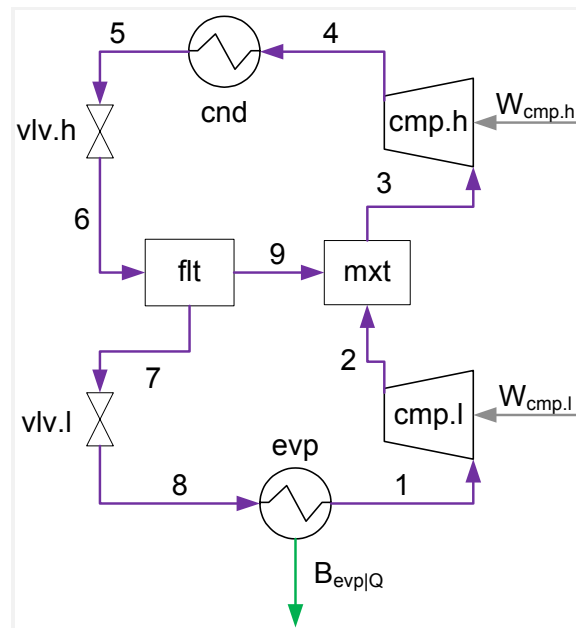


Figura 3.3: *Estrutura Física do Ciclo com Interresfriamento*

Nesse ciclo, o interresfriamento é obtido através de um trocador de calor de contato direto (tanque de mistura, mxt). O vapor saturado a uma temperatura relativamente baixa entra no trocador de calor no estado 9, quando ele se mistura com o refrigerante a uma temperatura mais alta que aquela que sai do primeiro estágio no estado 2. Uma corrente única misturada sai do trocador de calor a uma temperatura intermediária no estado 3 e é comprimida no compressor de segundo estágio até a pressão do condensador no estado 4. Necessita-se de menos trabalho por unidade de massa escoando para a compressão de 1 para 2, seguida da compressão de 3 para 4 quando comparada à compressão em um único estágio. Já que a temperatura do refrigerante que entra no condensador no estado 4 é menor do que a obtida por um único estágio de compressão na qual o refrigerante entraria no condensador, a irreversibilidade externa associada à transferência de calor no condensador também é reduzida.

Um separador líquido-vapor, chamado câmara de separação (tanque *flash*, flt), possui um papel central no ciclo da Fig. 3.3. O refrigerante que sai do condensador no estado 5 expande-se pela válvula e entra na câmara de separação no estado 6 como uma mistura de duas fases líquido-vapor. Nessa câmara, os componentes líquido e vapor separam-se em duas correntes. O vapor saturado que sai da câmara de separação entra no trocador de calor no estado 9, em o que interresfriamento é obtido conforme discutido antes. O líquido saturado que sai da câmara de separação no estado 7 expande-se através de uma segunda válvula no evaporador.

Nesta dissertação de mestrado, duas situações são avaliadas a partir da mesma estrutura física do ciclo deste estudo de caso, a saber, ciclo real e ciclo não-real. Para o ciclo não-real, não há diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura da região externa fria e entre a temperatura de condensação e a temperatura da região quente, embora haja dessuperaquecimento. Além disso, as compressões são reversíveis. Para ambas as situações, o superaquecimento e o subresfriamento não são considerados. Entretanto, o Modelo UFS pode ser aplicado mesmo não levando em conta tais simplificações.

O insumo da planta é a potência total de compressão e o produto da planta é a taxa de exergia associada ao efeito refrigerante. A região externa quente é considerada como sendo o ambiente de referência. A estrutura produtiva é mostrada na Fig. 3.4. A seta verde representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, as setas cinzas representam a potência, as laranjas, os fluxos de termo de energia interna, as azuis, os fluxos de termo de trabalho de fluxo e as vermelhas, os fluxos de termo entrópico.

A Tab. 3.7 mostra o insumo e o produto de cada unidade produtiva. Quanto ao tanque *flash* (flt), em relação aos estados 6 e 7, há redução da energia interna, do trabalho de fluxo e da entropia. Logo, para esses estados, os termos de energia interna e de trabalho de fluxo são parte do insumo e o termo entrópico é parte do produto. Em relação aos estados 6 e 9, há aumento da energia interna, do trabalho de fluxo e da entropia. Logo, para esses estados, os termos de energia interna e de trabalho de fluxo são parte do produto e o termo entrópico é parte do insumo. Quanto ao tanque de mistura (mxt), em relação aos estados 2 e 3, há redução da energia interna, do trabalho de fluxo e da entropia. Logo, para esses estados, os termos de energia interna e de trabalho de fluxo são parte do insumo e o termo entrópico é parte do produto. Em relação aos estados 9 e 3, há aumento da energia interna, do trabalho de fluxo e

da entropia. Logo, para esses estados, os termos de energia interna e de trabalho de fluxo são parte do produto e o termo entrópico é parte do insumo. Os outros equipamentos são modelados como apresentado no Capítulo 2.

Tabela 3.7: *Insumo e Produto das Unidades Produtivas*

Unidade Produtiva	Insumo	Produto
Compressor de Baixa (cmp.l)	$W_{\text{cmp.l}} + S_{2:1}$	$U_{2:1} + F_{2:1}$
Compressor de Alta (cmp.h)	$W_{\text{cmp.h}} + S_{4:3}$	$U_{4:3} + F_{4:3}$
Válvula de Baixa (vlv.l)	$U_{7:8} + S_{8:7}$	$F_{8:7}$
Válvula de Alta (vlv.h)	$U_{5:6} + S_{6:5}$	$F_{6:5}$
Condensador (cnd)	$U_{4:5} + F_{4:5}$	$S_{4:5}$
Evaporador (evp)	$S_{1:8}$	$B_{\text{evp Q}} + U_{1:8} + F_{1:8}$
Tanque <i>Flash</i> (flt)	$U_{6:7'} + F_{6:7'} + S_{9:6}$	$U_{9:6} + F_{9:6} + S_{6:7'}$
Tanque de Mistura (mxt)	$U_{2:3} + F_{2:3} + S_{3:9'}$	$U_{3:9'} + F_{3:9'} + S_{2:3}$
Termo de Energia Interna (U)	$U_{2:1} + U_{4:3} + U_{1:8}$ $+ U_{9:6} + U_{3:9'}$	$U_{7:8} + U_{5:6} + U_{4:5}$ $+ U_{6:7'} + U_{2:3}$
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	$F_{2:1} + F_{4:3} + F_{8:7} + F_{6:5}$ $+ F_{1:8} + F_{9:6} + F_{3:9'}$	$F_{4:5} + F_{6:7'} + F_{2:3}$
Termo Entrópico (S)	$S_{4:5} + S_{6:7'} + S_{2:3}$	$S_{2:1} + S_{4:3} + S_{8:7} + S_{6:5}$ $+ S_{1:8} + S_{9:6} + S_{3:9'}$

Para o ciclo real, a eficiência isentrópica dos compressores é igual a 90%, a temperatura da região externa fria é igual a 248,15 K e a temperatura ambiente é igual a 314,44 K. Esses dados, bem como os valores de pressão, temperatura e título, são extraídos a partir de Moran *et al.* (2011). Os parâmetros dos fluxos físicos são mostrados na Tab. 3.8. O refrigerante do ciclo é o R-134a, cujas propriedades termodinâmicas dos refrigerantes são avaliadas a partir do banco de dados do *EES* (2003). Para o ciclo real, os estados possuem o subscrito *r*, já para o ciclo não-real, o subscrito é *nr*.

A Tab. 3.9 mostra os fluxos produtivos, seus valores e seus respectivos custos exergéticos unitários para os dados numéricos adotados.

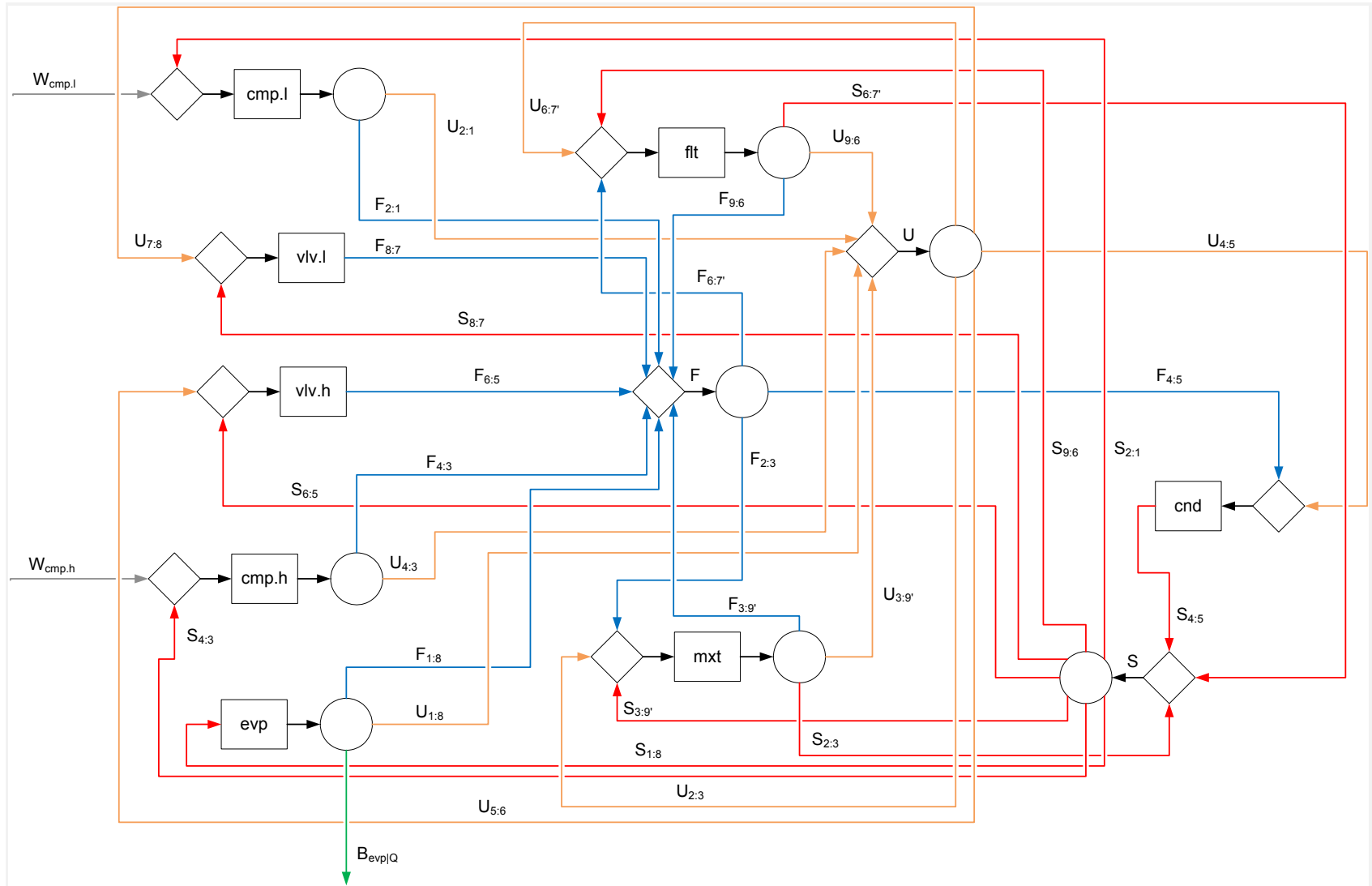


Figura 3.4: Estrutura Produtiva do Ciclo com Interresfriamento

Os valores das razões produto-insumo são mostrados na Tab. 3.10 e os valores das diferenças entre insumo e produto são mostrados na Tab. 3.11.

O balanço de exergia, Eq. (2.29), é aplicado a cada unidade física. O balancete de exergia é mostrado na Tab. 3.12.

Tabela 3.8: *Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas do R-134a*

Fluxo Físico		m [kg/s]	p [kPa]	T [K]	u [kJ/kg]	v [m ³ /kg]	s [kJ/kg-K]
i	Descrição						
1	Vapor ($x = 1$)	2,091	84,43	243,15	213,11	0,22580	0,9558
2 _{nr}	Vapor	2,091	400,00	290,15	242,38	0,05363	0,9558
2 _r	Vapor	2,091	400,00	294,76	245,49	0,05464	0,9678
3 _{nr}	Vapor	2,907	400,00	288,44	240,32	0,05296	0,9478
3 _r	Vapor	2,907	400,00	291,17	242,56	0,05369	0,9565
4 _{nr}	Vapor	2,907	1200,00	329,13	263,61	0,01794	0,9478
4 _r	Vapor	2,907	1200,00	334,08	268,47	0,01851	0,9645
5	Líquido ($x = 0$)	2,907	1200,00	319,44	116,70	0,00089	0,4244
6	Mistura ($x = 0,2809$)	2,907	400,00	282,06	111,79	0,01495	0,4385
7	Líquido ($x = 0$)	2,091	400,00	282,06	63,62	0,00079	0,2476
8	Mistura ($x = 0,2336$)	2,091	84,43	243,15	59,44	0,05331	0,2639
9	Vapor ($x = 1$)	0,817	400,00	282,06	235,07	0,05120	0,9269

A eficiência exergética, Eq. (3.2), é 81,82% para o ciclo não-real e 62,22% para o ciclo real.

$$\varepsilon = \frac{B_{exp}}{W_{cmp.l} + W_{cmp.h}} = \frac{1}{k_{exp}} \quad (3.2)$$

Na Tab 3.8, com relação aos estados 5 e 6 e aos estados 7 e 8, nota-se que há uma redução da energia interna específica e da pressão, esta igual a 3 vezes e em torno de 4,5 vezes, respectivamente. Entretanto, o aumento do volume específico é em torno de 17 vezes e de 67,5 vezes, respectivamente, de modo que há um aumento no trabalho de fluxo específico.

Tabela 3.9: Custos Exergéticos Unitários

Fluxo Produtivo	Valor [kW]		Custo Exergético Unitário [kW/kW]	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
U _{1:8}	321,25	321,25	1,222	1,607
U _{2:1}	61,19	67,71	1,000	1,169
U _{2:3}	4,30	6,13	1,170	1,486
U _{3:9'}	4,29	6,11	1,231	1,579
U _{4:3}	67,70	75,33	1,000	1,149
U _{4:5}	427,12	441,25	1,170	1,486
U _{5:6}	14,27	14,27	1,170	1,486
U _{6:7'}	100,70	100,70	1,170	1,486
U _{7:8}	8,75	8,75	1,170	1,486
U _{9:6}	100,70	100,70	1,219	1,559
F _{1:8}	30,45	30,45	1,222	1,607
F _{2:1}	4,99	5,83	1,000	1,169
F _{2:3}	0,56	0,79	1,594	2,015
F _{3:9'}	0,57	0,81	1,231	1,579
F _{4:3}	0,99	2,14	1,000	1,149
F _{4:5}	59,46	61,46	1,594	2,015
F _{6:5}	14,27	14,27	2,287	2,903
F _{6:7'}	11,84	11,84	1,594	2,015
F _{8:7}	8,75	8,75	2,694	3,419
F _{9:6}	11,84	11,84	1,219	1,559
S _{1:8}	462,03	454,80	1,222	1,575
S _{2:1}	-----	7,90	-----	1,575
S _{2:3}	5,36	7,43	1,231	1,579
S _{3:9'}	5,44	7,60	1,222	1,575
S _{4:3}	-----	7,32	-----	1,575
S _{4:5}	486,07	493,75	1,223	1,579
S _{6:5}	13,05	12,84	1,222	1,575
S _{6:7'}	127,45	125,45	1,219	1,559
S _{8:7}	10,91	10,74	1,222	1,575
S _{9:6}	127,45	125,45	1,222	1,575
B _{evp/Q}	110,35	93,96	1,222	1,607
W _{cmp.l}	66,19	73,54	1,000	1,000
W _{cmp.h}	68,69	77,47	1,000	1,000

Tabela 3.10: Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas

Unidade Produtiva	Valor da Razão	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
Compressor de Baixa (cmp.l)	100.00%	90.30%
Compressor de Alta (cmp.h)	100.00%	91.37%
Válvula de Baixa (vlv.l)	44.51%	44.90%
Válvula de Alta (vlv.h)	52.24%	52.64%
Condensador (cnd)	99.90%	98.22%
Evaporador (evp)	100.00%	97.99%
Tanque <i>Flash</i> (flt)	100.00%	100.00%
Tanque de Mistura (mxt)	99.19%	98.86%
Termo de Energia Interna (U)	100.00%	100.00%
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	100.00%	100.00%
Termo Entrópico (S)	100.00%	100.00%

Tabela 3.11: Diferenças entre Insumo e Produto

Unidade Produtiva	Valor da Diferença [kW]	
	Ciclo Não-Real	Ciclo Real
Compressor de Baixa (cmp.l)	0,00	7,90
Compressor de Alta (cmp.h)	0,00	7,32
Válvula de Baixa (vlv.l)	10,91	10,74
Válvula de Alta (vlv.h)	13,05	12,84
Condensador (cnd)	0,51	8,95
Evaporador (evp)	0,00	9,14
Tanque <i>Flash</i> (flt)	0,00	0,00
Tanque de Mistura (mxt)	0,08	0,17
Termo de Energia Interna (U)	0,00	0,00
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	0,00	0,00
Termo Neguentrópico (S)	0,00	0,00

Na Tab. 3.9, é visto que os valores dos termos de energia interna e de trabalho de fluxo relativos às válvulas, tanto para o ciclo não-real, quanto para o ciclo real, são iguais em módulo. Considerando os custos exergeticos unitários do ciclo não-real, seus valores não são iguais a um devido à presença de irreversibilidades nas válvulas, no condensador

(dessuperaquecimento) e no tanque de mistura, o que pode ser visto na Tab. 3.10, pois a razão produto-insumo para cada um desses componentes não é igual a 100%.

Comparando os resultados da Tab. 3.11 e da Tab. 3.12, para ambas as situações, isto é, real e não-real, nota-se que o valor da diferença entre insumo e produto de cada unidade produtiva é igual ao valor da irreversibilidade associada a cada equipamento físico da planta, isto é, a aplicação da desagregação proposta da exergia preserva os resultados da análise exergetica.

Tabela 3.12: Balancete de Exergia

Descrição	Ciclo Não-Real		Ciclo Real		
	Valor [kW]	Percentual	Valor [kW]	Percentual	
Total	134,88	100,00%	151,01	100,00%	
Insumo:	Potência de Baixa	66,19	49,07%	73,54	48,70%
	Potência de Alta	68,69	50,93%	77,47	51,30%
Produto: Destruições e Perdas:	Refrigeração	110,35	81,82%	93,96	62,22%
	Comp. de Baixa	0,00	0,00%	7,90	5,23%
	Comp. de Alta	0,00	0,00%	7,32	4,85%
	Válvula de Baixa	10,91	8,09%	10,74	7,11%
	Válvula de Alta	13,05	9,67%	12,84	8,50%
	Condensador	0,51	0,38%	8,95	5,93%
	Evaporador	0,00	0,00%	9,14	6,05%
	Tanque <i>Flash</i>	0,00	0,00%	0,00	0,00%
	Tanque de Mistura	0,08	0,06%	0,17	0,11%

De acordo com a relação entre os valores das eficiências exergeticas e dos custos exergeticos unitários da exergia de refrigeração, é possível dizer que toda a irreversibilidade presente no ciclo é exatamente alocada no seu produto.

3.3 CICLO POR ABSORÇÃO

Segundo Moran *et al.* (2011), os ciclos de refrigeração por absorção possuem algumas características em comum com os ciclos por compressão de vapor, mas diferenciam-se em dois detalhes importantes. Um deles é a natureza do processo de compressão: em vez de se comprimir o vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema por absorção é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente, de modo a formar uma solução líquida. Essa solução líquida é, em seguida, bombeada para uma pressão mais elevada. Como o volume específico médio da solução líquida é muito menor que o do vapor do refrigerante, uma quantidade significativamente menor de trabalho é requerida. Conseqüentemente, sistemas de refrigeração por absorção têm a vantagem de necessitar de uma menor potência de acionamento em comparação com os sistemas por compressão de vapor.

A outra principal diferença entre sistemas por absorção e por compressão de vapor é que algum mecanismo deve ser introduzido nos sistemas por absorção para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no condensador. Isso envolve uma transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta. O vapor d'água ou o calor rejeitado que seria descarregado para as vizinhanças sem qualquer uso é financeiramente atrativo para esse propósito. O gás natural ou qualquer outro combustível pode ser queimado para fornecer a fonte de calor, e existem aplicações práticas da refrigeração por absorção usando recursos energéticos alternativos, como energia solar ou geotérmica.

Os principais componentes de um sistema de refrigeração por absorção encontram-se esquematizados na Fig. 3.5 (estrutura física). Nesse caso, a água é o refrigerante e o brometo de lítio (LiBr) é o absorvente. Há também o caso da água ser o absorvente e amônia ser o refrigerante. A seta azul clara representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, a seta marrom representa o fluxo de exergia da fonte de calor, as setas azuis escuras, os fluxos físicos de refrigerante puro, as verdes claras, a solução forte e as verdes escuras, a solução fraca.

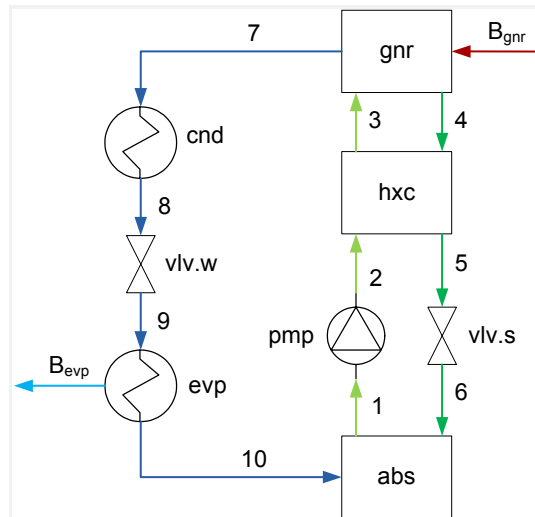


Figura 3.5: Estrutura Física do Ciclo por Absorção

A água circula pelo condensador (cnd), pela válvula de expansão (vlv.w) e pelo evaporador (evp) como em um sistema por compressão de vapor. No entanto, o compressor é substituído pelo absorvedor (abs), pela bomba (pmp) e pelo gerador (gnr). No absorvedor, o vapor d'água vindo do evaporador no estado 10 é absorvido pelo LiBr líquido. A formação dessa solução líquida é exotérmica. Já que a quantidade de água que pode ser dissolvida em LiBr aumenta à medida que a temperatura da solução decresce, circula-se água de arrefecimento pelo absorvedor para remover a energia liberada conforme a água se torna uma solução e para manter a temperatura no absorvedor tão baixa quanto possível. A solução forte em refrigerante deixa o absorvedor no estado 1 e entra na bomba, onde sua pressão é elevada até aquela do gerador. No gerador, uma transferência de calor de uma fonte a uma temperatura alta extrai vapor d'água da solução, de modo endotérmico, deixando uma solução fraca em refrigerante, ou seja, com alto conteúdo de LiBr, nesse equipamento. O vapor liberado passa ao condensador no estado 7, e a solução fraca no estado 4 recircula até o absorvedor através de uma válvula (vlv.s). Pode-se também incluir um trocador de calor (hxc) entre o gerador e o absorvedor que permite que a solução forte seja preaquecida pela solução fraca, reduzindo assim a transferência de calor ao gerador. A única potência de acionamento é aquela necessária para a operação da bomba, que é pequena quando comparada à potência que seria necessária para a compressão de vapor do refrigerante entre os mesmos níveis de pressão. No entanto, os custos associados à fonte de calor e aos equipamentos adicionais que não são necessários em sistemas por compressão de vapor podem anular a vantagem de uma potência de acionamento menor.

O insumo da planta é a taxa de exergia associada ao calor que alimenta o gerador e o produto da planta é a taxa de exergia associada ao efeito refrigerante. Neste estudo de caso, a exergia associada à fonte de calor pode ser interpretada como um valor líquido de exergia associado a um gás de escape ou água quente que alimenta o gerador. As taxas de exergia associadas às regiões externas que se comunicam com o absorvedor e o condensador são consideradas perdidas e internalizadas em cada um desses componentes, respectivamente. A estrutura produtiva é mostrada na Fig. 3.6. A seta azul clara representa o fluxo de exergia associada ao efeito refrigerante, a seta marrom representa o fluxo de exergia da fonte de calor, as setas laranjas, os fluxos de termo de energia interna, as azuis, os fluxos de termo de trabalho de fluxo, as vermelhas, os fluxos de termo entrópico e as roxas, os fluxos do termo de exergia química.

Considera-se que a bomba seja termodinamicamente irrelevante e que a solução seja incompressível. Entretanto, o Modelo UFS pode ser aplicado mesmo não levando em conta tais simplificações.

A Tab. 3.13 mostra o insumo e o produto de cada unidade produtiva. Quanto ao gerador (gnr), em relação aos estados 3 e 7, há aumento da energia interna, do trabalho de fluxo, da entropia e há redução da exergia química específica. Logo, para esses estados, os termos de energia interna e de trabalho de fluxo são parte do produto e os termos entrópico e de exergia química são parte do insumo. Em relação aos estados 3 e 4, há aumento da energia interna, da entropia e da exergia química específica. Logo, para esses estados, os termos de energia interna e de exergia química são parte do produto e o termo entrópico é parte do insumo. Quanto ao absorvedor (abs), em relação aos estados 10 e 1, há aumento da exergia química específica e há redução da energia interna, do trabalho de fluxo e da entropia. Logo, os termos de energia interna e de trabalho de fluxo são parte do insumo e os termos entrópico e de exergia química são parte do produto. Em relação aos estados 6 e 1, há redução da energia interna, da entropia e da exergia química específica. Logo, os termos de energia interna e de exergia química são parte do insumo e o termo entrópico é parte do produto. Quanto à válvula de expansão de solução (vlv.s), há aumento na energia interna e na entropia e há redução no trabalho de fluxo. Logo, o termo de energia interna é o produto e os termos de trabalho de fluxo e entrópico são o insumo. Os outros equipamentos são modelados como apresentado no Capítulo 2, exceto o trocador de calor (hxc), o qual é modelado como apresentado no estudo de caso do ciclo em cascata.

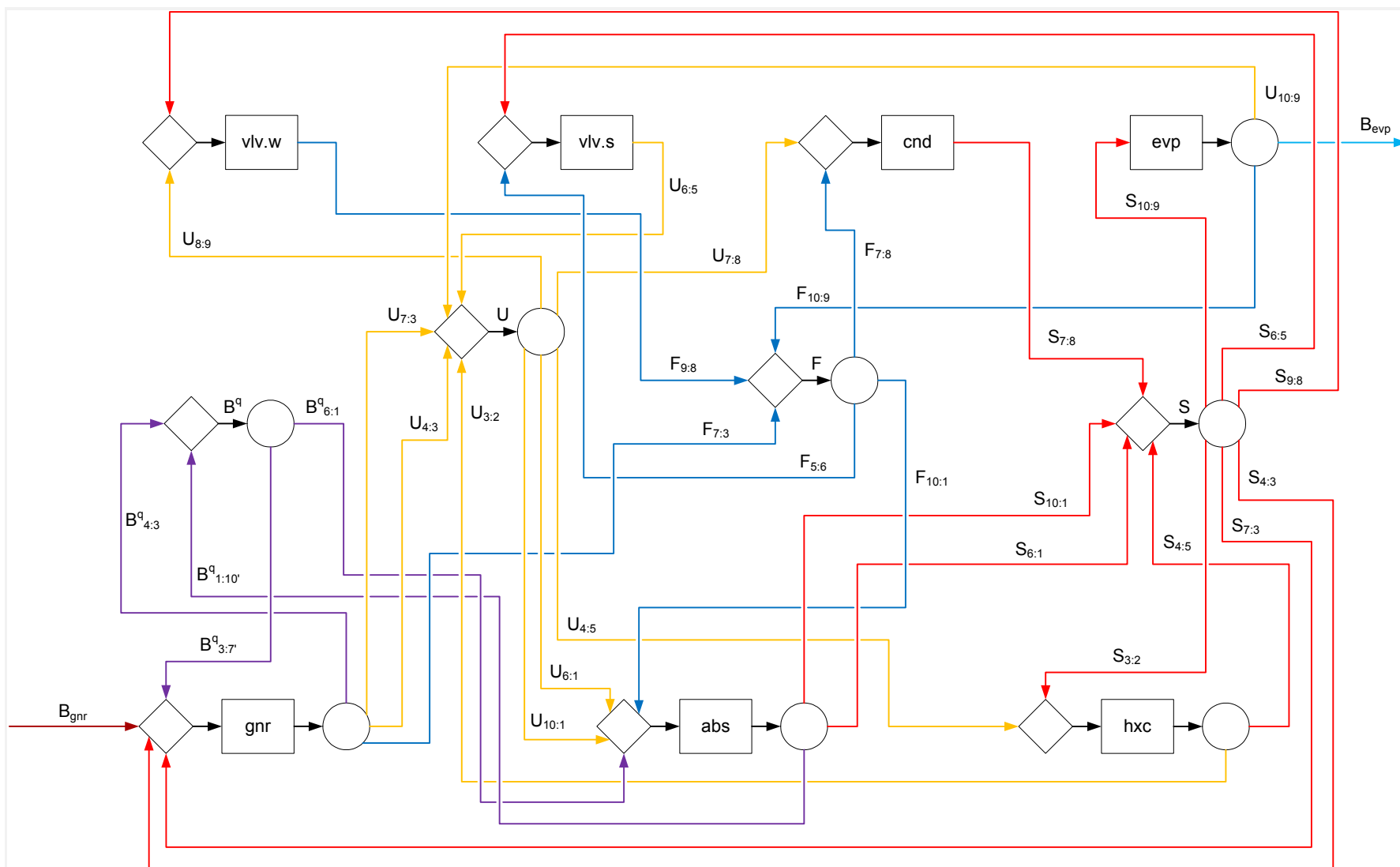


Figura 3.6: Estrutura Produtiva do Ciclo por Absorção

As propriedades termodinâmicas nos estados mortos para cada composição química e suas respectivas exergias químicas específicas são mostrados na Tab. 3.14 e dos fluxos físicos são mostrados na Tab. 3.15. O refrigerante é a água e o absorvente é o LiBr. As propriedades termodinâmicas dos fluidos são baseadas em Palacios-Bereche *et al.* (2009) e Palacios-Bereche *et al.* (2012).

As exergias químicas específicas são calculadas segundo a Eq. (3.1), a qual é extraída de Palacios-Bereche *et al.* (2012). As grandezas contidas nessa expressão podem ser obtidas no mesmo trabalho citado.

$$b^q = \left(\frac{1}{M_{\text{solução}}} \right) \left[f_{H_2O} \cdot b_{H_2O}^{q0} + f_{LiBr} \cdot b_{LiBr}^{q0} + \mathfrak{R} \cdot T_0 \cdot (f_{H_2O} \cdot \ln a_{H_2O} + f_{LiBr} \cdot \ln a_{LiBr}) \right] \quad (3.1)$$

A Tab. 3.16 mostra os fluxos produtivos, seus valores e seus respectivos custos exergéticos unitários para os dados numéricos adotados.

Os valores das razões produto-insumo são mostrados na Tab. 3.17 e os valores das diferenças entre insumo e produto são mostrados na Tab. 3.18.

O balanço de exergia, Eq. (2.29), é aplicado a cada unidade física. O balancete de exergia é mostrado na Tab. 3.19.

Na Tab 3.15, com relação aos estados 8 e 9, nota-se que há uma redução da energia interna específica e da pressão, esta em torno de 9,5 vezes. Entretanto, o aumento do volume específico é em torno de 4390 vezes, de modo que há um aumento no trabalho de fluxo específico. Com relação aos estados 5 e 6, lembrando que a solução é modelada como fluido incompressível, nota-se que há um aumento da energia interna específica e uma redução na pressão, esta em torno de 9,5 vezes, de modo que há uma redução no trabalho de fluxo específico.

Na Tab. 3.16, é visto que os valores dos termos de energia interna e de trabalho de fluxo relativos às válvulas, tanto para o ciclo não-real, quanto para o ciclo real, são iguais em módulo. Como não há processo reversível algum no ciclo, todos os equipamentos possuem razão produto-insumo menor que 100%, como mostrado na Tab. 3.17.

Tabela 3.13: *Insumo e Produto das Unidades Produtivas*

Unidade Produtiva	Insumo	Produto
Gerador (gnr)	$B_{gnr} + S_{7:3} + S_{4:3}$ $+ B_{3:7}^q$	$U_{7:3} + U_{4:3} + F_{7:3}$ $+ B_{4:3}^q$
Absorvedor (abs)	$U_{10:1} + U_{6:1} + F_{10:1}$ $+ B_{6:1}^q$	$S_{10:1} + S_{6:1} + B_{1:10}^q$
Trocador de Calor (hxc)	$U_{4:5} + S_{3:2}$	$U_{3:2} + S_{4:5}$
Válvula de Exp. de Solução (vlv.s)	$F_{5:6} + S_{6:5}$	$U_{6:5}$
Válvula de Exp. de Refrig. (vlv.w)	$U_{8:9} + S_{9:8}$	$F_{9:8}$
Condensador (cnd)	$U_{7:8} + F_{7:8}$	$S_{7:8}$
Evaporador (evp)	$S_{10:9}$	$B_{evp} + U_{10:9} + F_{10:9}$
Termo de Energia Interna (U)	$U_{10:9} + U_{3:2} + U_{6:5}$ $+ U_{7:3} + U_{4:3}$	$U_{7:8} + U_{8:9} + U_{4:5}$ $+ U_{10:1} + U_{6:1}$
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	$F_{9:8} + F_{10:9} + F_{7:3}$	$F_{7:8} + F_{5:6} + F_{10:1}$
Termo Entrópico (S)	$S_{7:8} + S_{4:5} + S_{10:1}$ $+ S_{6:1}$	$S_{9:8} + S_{10:9} + S_{3:2} + S_{6:5}$ $+ S_{7:3} + S_{4:3}$
Termo de Exergia Química (B^q)	$B_{4:3}^q + B_{1:10}^q$	$B_{3:7}^q + B_{6:1}^q$

Tabela 3.14: *Propriedades Termodinâmicas nos Estados Mortos e Exergias Químicas*

Composição	p_0 [kPa]	T_0 [K]	y [%LiBr]	u_0 [kJ/kg]	v_0 [m ³ /kg]	s_0 [kJ/kg-K]	b^q [kJ/kg]
Água	101,325	302,15	0,0	124,34	0,00100	0,425	49,96
Solução Fraca	101,325	302,15	60,1	97,72	0,00061	0,163	564,60
Solução Forte	101,325	302,15	55,6	75,50	0,00061	0,183	502,70

A eficiência exergética do ciclo, Eq. (3.3), é igual a 15,53%.

$$\varepsilon = \frac{B_{evp}}{B_{gnr}} = \frac{1}{k_{evp}} \quad (3.3)$$

Comparando os resultados da Tab. 3.18 e da Tab. 3.19, nota-se que o valor da diferença entre insumo e produto de cada unidade produtiva é igual ao valor da irreversibilidade associada a cada equipamento físico da planta, isto é, a aplicação da desagregação proposta da exergia preserva os resultados da análise exergética.

Tabela 3.15: *Parâmetros dos Fluxos Físicos e Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos*

Fluxo Físico		m	p	T	u	v	s
i	Descrição	[kg/s]	[kPa]	[K]	[kJ/kg]	[m ³ /kg]	[kJ/kg-K]
1	LiBr-H ₂ O Líquido	1,80	0,823	306,95	84,70	0,00061	0,207
2	LiBr-H ₂ O Líquido	1,80	7,910	306,95	84,80	0,00061	0,207
3	LiBr-H ₂ O Líquido	1,80	7,910	336,25	144,20	0,00061	0,392
4	LiBr-H ₂ O Líquido	1,66	7,910	358,85	205,60	0,00061	0,486
5	LiBr-H ₂ O Líquido	1,66	7,910	325,65	141,40*	0,00061	0,298
6	LiBr-H ₂ O Líquido	1,66	0,823	316,45	141,40*	0,00061	0,303
7	H ₂ O Vapor	0,14	7,910	349,15	2480,72	20,33842	8,430
8	H ₂ O Líquido ($x = 0$)	0,14	7,910	314,45	172,98	0,00221	0,590
9	H ₂ O Mist. ($x = 0,0624$)	0,14	0,823	277,35	165,01	9,70238	0,624
10	H ₂ O Vapor ($x = 1$)	0,14	0,823	277,35	2380,28	155,42782	9,045

* $u_5 = 141,395$ kJ/kg; $u_6 = 141,399$ kJ/kg.

De acordo com a relação entre o valor da eficiência exergética e do custo exergético unitário da exergia de refrigeração, é possível dizer que toda a irreversibilidade presente no ciclo é exatamente alocada no seu produto.

Três ciclos de refrigeração, um pouco mais complexos, estudados em Termodinâmica de Engenharia e aplicados na prática foram avaliados termoeconomicamente, neste Capítulo, segundo o Modelo UFS. Com isso, é possível tecer considerações acerca da nova abordagem termoeconômica, o que será feito no próximo Capítulo.

Tabela 3.16: *Custos Exergéticos Unitários*

Fluxo Produtivo	Valor [kW]	Custo Exergético Unitário [kW/kW]
U _{10:1}	314,54	6,008
U _{10:9}	310,14	6,440
U _{3:2}	106,92	6,261
U _{4:3}	65,04	5,552
U _{4:5}	106,57	6,008
U _{6:1}	57,24	6,008
U _{6:5}	0,01	2158,094
U _{7:3}	320,28	5,552
U _{7:8}	323,08	6,008
U _{8:9}	1,12	6,008
F _{10:1}	17,90	6,151
F _{10:9}	16,79	6,440
F _{5:6}	0,01	6,151
F _{7:3}	22,52	5,552
F _{7:8}	22,52	6,151
F _{9:8}	1,12	13,947
S _{10:1}	363,62	6,046
S _{10:9}	356,22	6,158
S _{3:2}	100,62	6,158
S _{4:3}	57,18	6,158
S _{4:5}	94,29	6,261
S _{6:1}	58,18	6,046
S _{6:5}	2,51	6,158
S _{7:3}	329,78	6,158
S _{7:8}	331,64	6,270
S _{9:8}	1,44	6,158
B ^q _{1:10'}	63,38	6,046
B ^q _{3:7'}	63,38	5,741
B ^q _{4:3}	102,75	5,552
B ^q _{6:1}	102,75	5,741
B _{evp}	13,68	6,440
B _{gnr}	88,10	1,000

Tabela 3.17: Razão Produto-Insumo das Unidades Produtivas

Unidade Produtiva	Valor da Razão
Gerador (gnr)	94,83%
Absorvedor (abs)	98,53%
Trocador de Calor (hxc)	97,12%
Válvula de Exp. de Solução (vlv.s)	0,29%
Válvula de Exp. de Refrig. (vlv.w)	43,68%
Condensador (cnd)	95,96%
Evaporador (evp)	95,62%
Termo de Energia Interna (U)	100,00%
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	100,00%
Termo Entrópico (S)	100,00%
Termo de Exergia Química (B ^q)	100,00%

Tabela 3.18: Diferenças entre Insumo e Produto

Unidade Produtiva	Valor da Diferença [kW]
Gerador (gnr)	27,86
Absorvedor (abs)	7,25
Trocador de Calor (hxc)	5,97
Válvula de Exp. de Solução (vlv.s)	2,51
Válvula de Exp. de Refrig. (vlv.w)	1,44
Condensador (cnd)	13,96
Evaporador (evp)	15,61
Termo de Energia Interna (U)	0,00
Termo de Trabalho de Fluxo (F)	0,00
Termo Entrópico (S)	0,00
Termo de Exergia Química (B ^q)	0,00

Tabela 3.19: *Balancete de Exergia*

	Descrição	Valor [kW]	Percentual
Insumo:	Fonte de Calor	88,10	100,00%
Produto:	Refrigeração	13,68	15,53%
	Gerador	27,86	31,55%
	Absorvedor	7,25	8,22%
	Trocador de Calor	5,97	6,77%
Destruições e Perdas:	Válvula de Exp. de Solução	2,51	2,84%
	Válvula de Exp. de Refrig.	1,44	1,63%
	Condensador	13,96	15,82%
	Evaporador	15,61	17,68%

Capítulo 4

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Esta dissertação de mestrado teve como objetivo apresentar uma abordagem termoeconômica alternativa cuja aplicação em ciclos de refrigeração devesse isolar equipamentos dissipativos, como condensadores e válvulas, na estrutura produtiva de modo que os resultados gerados fossem coerentes, isto é, por meio da avaliação dos custos exergéticos unitários, das relações entre produto e insumo e da análise exergética. A abordagem, chamada de Modelo UFS, é baseada no conceito de desagregação da exergia física, no caso, em três componentes, a saber, termo de energia interna (U_i), termo de trabalho de fluxo (F_i) e termo entrópico (S_i). O objetivo da dissertação foi cumprido, pois para todos os estudos de caso:

- Os custos exergéticos unitários nunca são menores que a unidade;
- As razões produto-insumo nunca são maiores que 100%;
- A eficiência exergética é igual ao inverso do custo exergético unitário associado ao componente que gera o produto do ciclo;
- A soma entre a destruição e a perda de exergia de cada unidade física é igual à diferença entre insumo e produto de cada respectiva unidade produtiva.

Quanto às duas primeiras afirmações, pode-se afirmar que o Modelo UFS está de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica. Quanto às duas últimas, pode-se concluir que os custos foram distribuídos de modo justo ao longo dos ciclos.

A abordagem apresentada foi aplicada a ciclos de refrigeração, por causa da presença necessária de alguns equipamentos dissipativos que compõem tais ciclos. Entretanto, nada impede que a abordagem seja aplicada a outros ciclos ou sistemas, como os de geração de potência, por exemplo.

Embora abordada pelo Modelo H&S, nesta dissertação de mestrado não foi levantada a questão da alocação de resíduos mássicos, pois somente ciclos foram avaliados. Também não foi apresentado como seria a modelagem de um volume de controle genérico, contendo mais de uma entrada e mais de uma saída de vazão, reações químicas, transferência de calor e trabalho. Assim, mais pesquisa precisa ser feita para se obter uma abordagem termoeconômica mais geral.

A essência do trabalho contido nesta dissertação é conceitual, sendo que os estudos de caso são ilustrativos. No caso, seus resultados mostram a consistência da nova abordagem. Assim, aplicações em alocação de custos monetários, otimização e diagnóstico se fazem interessantes.

Por hipótese, seja um modelo termoeconômico qualquer cuja aplicação isola equipamentos dissipativos, como condensadores e válvulas, e gera resultados coerentes, assim como o Modelo UFS. Entretanto, sejam os resultados gerados por esse modelo diferentes dos resultados gerados pela aplicação do Modelo UFS. Como saber qual modelo produz resultados corretos? Acredita-se que seja preciso definir um *benchmark* para avaliação de abordagens ou, de modo mais geral, de metodologias termoeconômicas. Por exemplo, o ciclo de Carnot, convencional ou reverso, e o balanço convencional de exergia podem ser utilizados para compor parte desse *benchmark*.

Por fim, se o fluido de trabalho é modelado como um gás perfeito e se o processo é modelado como isentálpico, considerando uma entrada e uma saída de vazão (válvula, por exemplo), então a aplicação desta abordagem termoeconômica alternativa não pode definir um produto para a unidade sob análise. Em outras palavras, esta é uma limitação do Modelo UFS. De qualquer modo, a maioria dos sistemas de refrigeração possui fluidos de trabalho modelados como fluidos reais, ou seja, para os quais o Modelo UFS se aplica.

Referências

- Abusoglu, A. e Kanoglu, M. (2009). *Exergoeconomic Analysis and Optimization of Combined Heat and Power Production: A Review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews Vol. 13, pp. 2295–2308.
- Arena, A. P. e Borchiellini, R. (1999). *Application of Different Productive Structures for Thermo-economic Diagnosis of a Combined Cycle Power Plant*. International Journal of Thermal Sciences Vol. 38, pp. 601-612.
- Banerjee, A., Tierney, M. J., Thorpe, R. N. (2012). *Thermoeconomics, Cost Benefit Analysis, and a Novel Way of Dealing with Revenue Generating Dissipative Units Applied to Candidate Decentralised Energy Systems for Indian Rural Villages*. Energy Vol. 43, pp. 477-488.
- Cerqueira, S. A. A. G. (1999). *Metodologias de Análise Termoeconômica de Sistemas*. Tese de Doutorado. Universidade Estadual de Campinas, Brasil.
- d'Accadia, M. D. e de Rossi, F. (1998). *Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant*. International Journal of Refrigeration Vol. 21, No. 1, pp. 42-54.
- Dinçer, I. e Rosen, M. A. (2007). *Exergy – Energy, Environment and Sustainable Development*. Elsevier.
- EES (2003). Engineering Equation Solver, Klein S.A. (1992–2004) Academic Version 7.205-3D. Ver também: www.fChart.com.

- Erlach, B., Serra, L. e Valero, A. (1999). *Structural Theory as Standard for Thermoconomics*. Energy Conversion and Management Vol. 40, pp. 1627-1649.
- El-Sayed, Y. e Evans, R. L. (1970). *Thermoconomics and the Design of Heat Systems*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 92, pp. 27–35.
- Frangopoulos, C. A. (1983). *Thermoeconomical Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems*. Tese de Doutorado. Georgia Institute of Technology, EUA.
- Frangopoulos, C. A. (1987). *Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization*. Energy Vol. 12, No. 7, pp. 563-571.
- Gois, C. C. O. e Riffel, D. B. (2012). *Análise Exergética de Ciclo de Refrigeração por Compressão em Unidades de Processamento de Gás Natural*. Anais do VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. São Luis, Brasil.
- Lazzaretto, A. e Tsatsaronis, G. (2006). *SPECO: A Systematic and General Methodology for Calculating Efficiencies and Costs in Thermal Systems*. Energy Vol. 31, pp. 1257-1289.
- Lourenço, A.B., Santos, J. J. e Donatelli, J. L. (2011). *Thermoeconomic Modeling of a Simple Heat Pump Cycle: An Alternative Approach for Valve Isolation*. Anais do 15th Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia. Sokobanja, Sérvia.
- Lozano, M. A. e Valero, A. (1993). *Thermoeconomic Analysis of a Gas Turbine Cogeneration System*. ASME-WAM Book No. H00874 AES-Vol. 30, pp. 312-320. Nova Orleans, EUA.
- Mercier, P. (2005). *New Refrigeration Technologies*. Atomic Energy Commission. Disponível em: < <http://www.cea.fr/var/cea/storage/static/gb/library/Clefs50/pdf/152a154mercier-gb.pdf> >. Acesso em: 19 set. 2012.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K. e Gupta, A. (2002). *Application of the Exergetic Cost Theory to the LiBr/H₂O Vapour Absorption System*. Energy Vol. 27, pp. 1009-1025.

- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D. e Bailey, M. B. (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- Palacios-Bereche, R., Gonzales, R. e Nebra, S. A. (2009). *Thermoeconomic Analysis of a Single and Double-Effect LiBr/H₂O Absorption Refrigeration System*. International Journal of Thermodynamics Vol. 12, No. 2, pp. 89-96.
- Palacios-Bereche, R., Gonzales, R. e Nebra, S. A. (2012). *Exergy Calculation of Lithium Bromide–Water Solution and Its Application in the Exergetic Evaluation of Absorption Refrigeration Systems LiBr-H₂O*. International Journal of Energy Research Vol. 36, pp. 166-181.
- Piacentino, A. e Cardona F. (2010). *Scope-Oriented Thermoeconomic Analysis of Energy Systems. Part I: Looking for a Non-Postulated Cost Accounting for the Dissipative Devices of a Vapour Compression Chiller. Is It Feasible?*. Applied Energy Vol. 87, pp. 943-956.
- Santos, J. J. C. S. (2009). *Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas*. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Itajubá, Brasil.
- Santos, J., Nascimento, N., Lora, E. e Reyes, A. M. (2009). *On the Negentropy Application in Thermoeconomics: A Fictitious or an Exergy Component Flow?*. International Journal of Thermodynamics Vol. 12, No. 4, pp. 163-176.
- Sciubba, E. e Wall, G. (2007). *A Brief Commented History of Exergy – From the Beginnings to 2004*. International Journal of Thermodynamics Vol. 10, No. 1, pp. 1-26.
- Silveira, J. L., Tuna, C. E., Lamas, W. Q. e Villela I. A. C. (2010). *A Contribution for Thermoeconomic Modelling: A Methodology Proposal*. Applied Thermal Engineering Vol. 30, pp. 1734-1740.
- Stoecker, W. F. e Jones, J. W. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw Hill.
- Szargut, J. (2005). *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*. WIT.

- Szargut, J., Morris, D. R. e Steward, F. R. (1988). *Exergy Analysis of Thermal, Chemical & Metallurgical Processes*. John Benjamins Publishing.
- Tanaka, N. (2009). *CO₂ Emissions from Fuel Combustion*. International Energy Agency. Disponível em: < <http://ccsl.iccip.net/co2highlights.pdf> >. Acesso em: 19 set. 2012.
- Tillerson, R. W. (2012). *The Outlook for Energy: A View to 2040*. ExxonMobil. Disponível em: < http://www.exxonmobil.com/Corporate/files/news_pub_eo.pdf >. Acesso em: 19 set. 2012.
- Torres, C., Serra, L., Valero, A. e Lozano, M. A. (1996). *The Productive Structure and Thermo-economic Theories of System Optimization*. ASME-IMECE Book No. G01022 AES-Vol. 36, pp. 429-436. Atlanta, EUA.
- Torres, C., Valero, A., Rangel, V. e Zaleta, A. (2008). *On the Cost Formation Process of the Residues*. Energy Vol. 33, pp. 144-152.
- Tsatsaronis, G. (1987). *A Review of Exergoeconomic Methodologies*. Anais do 4th International Symposium on Second Law Analysis of Thermal Systems, pp. 81-87. Roma, Itália.
- Tsatsaronis, G. (1993). *Thermo-economic Analysis and Optimization of Energy Systems*. Progress in Energy and Combustion Science Vol. 19, pp. 227-257.
- Tsatsaronis, G. e Valero, A. (1989). *Combining Thermodynamics and Economics in Energy Systems*. Mechanical Engineering Vol. 111, No. 8, pp. 84-88.
- Tsatsaronis, G. e Winhold, M. (1985). Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants. Part I. A New General Methodology. Part II. Analysis of a Coal-Fired Steam Power Plant. Energy Vol. 10, pp. 69-94.
- Valero, A., Lozano, M. A. e Muñoz, M. (1986). *A General Theory of Exergy Saving I, II and III*. ASME Books, pp. 1-21. Nova Iorque, EUA.

- Valero, A., Serra, L. e Uche, J. (2006). *Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermoeconomics. Part I: Theory*. Journal of Energy Resources Technology Vol. 128, pp. 1-8.
- Valero, A. e Torres, C. (2004). *Thermoeconomic Analysis*, em *Exergy, Energy Systems Analysis and Optimization*. Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS). Eolss Publishers.
- von Spakovsky, M. R. (1986). A Practical Generalized Analysis Approach to the Optimal Thermoeconomic Design and Improvement of Real-World Thermal Systems. Tese de Doutorado. Georgia Institute of Technology, EUA.
- von Spakovsky, M. R. (1994). *Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem*. Energy Vol. 19, No. 3, pp. 343-364.