

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

**Uma Avaliação da Melhoria na Precisão do Diagnóstico  
Termoeconômico por meio da Desagregação da Exergia e do  
Isolamento de Equipamentos Dissipativos**

**RAPHAEL AMORIM LORENZONI**

**Vitória, Dezembro de 2017**

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

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Uma Avaliação da Melhoria na Precisão do Diagnóstico  
Termoeconômico por meio da Desagregação da Exergia e do  
Isolamento de Equipamentos Dissipativos**

Autor: **Raphael Amorim Lorenzoni**

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

Coorientador: **Prof. Dr. Atilio Barbosa Lourenço**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Ciências Mecânicas**

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

**Vitória, Dezembro de 2017**

RAPHAEL AMORIM LORENZONI

**Uma Avaliação da Melhoria na Precisão do Diagnóstico  
Termoeconômico por meio da Desagregação da Exergia e do  
Isolamento de Equipamentos Dissipativos**

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

Aprovada em 21 de dezembro de 2017.

**Composição da Banca Examinadora:**

---

**Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta – Examinador Externo**  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC Minas

---

**Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli – Examinador Interno**  
Universidade Federal do Espírito Santo – UFES

---

**Prof. Dr. Atilio Barbosa Lourenço – Coorientador**  
Universidade Federal do Espírito Santo – UFES

---

**Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos – Orientador**  
Universidade Federal do Espírito Santo – UFES

## **Dedicatória**

*À minha esposa Nad, por toda compreensão e auxílio para que mais essa conquista fosse alcançada.*

## **Agradecimentos**

Aos meus familiares, por sempre me encorajarem a seguir em frente.

Ao meu orientador, Prof. José Joaquim Santos, pela oportunidade concedida, pela confiança inabalável mesmo em meio a tantos contratemplos e, principalmente, pela amizade.

Ao meu coorientador, Prof. Atilio Lourenço, pelas constantes discussões e sugestões que contribuíram grandemente para o enriquecimento deste estudo.

Aos membros da banca examinadora por aceitarem o convite.

A Renan Lorenzoni pela ajuda prestada durante a finalização deste trabalho.

A Thiago Ferreira por permitir a conciliação das atividades acadêmicas com as profissionais.

A Manuel Schiaffino por ser meu ponto de apoio enquanto estava ausente.

Aos professores do PPGEM pelo aprendizado.

*“A mente que se abre a uma nova ideia jamais voltará ao seu tamanho original.”*

Albert Einstein

## **Resumo**

**LORENZONI, R. A. (2017),** *Uma Avaliação da Melhoria na Precisão do Diagnóstico Termoeconômico por meio da Desagregação da Exergia e do Isolamento de Equipamentos Dissipativos*, Vitória, 149p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

Neste trabalho, diferentes metodologias termoeconômicas (E, E&S, H&S, UFS e UFS+) são aplicadas no diagnóstico termoeconômico em diferentes sistemas térmicos utilizando a fórmula de impacto no insumo e visando avaliar o aumento de precisão e qualidade dos resultados por meio do isolamento dos equipamentos dissipativos na estrutura produtiva e desagregação da exergia física. Os sistemas analisados foram escolhidos em função de seus equipamentos dissipativos: um sistema de potência a vapor (condensador), uma bomba de calor (válvula) e um sistema de refrigeração (válvula e condensador). Os modelos E e E&S mostraram-se inadequados em todos os casos por não permitirem o isolamento dos equipamentos na estrutura produtiva, sendo que o último também apresenta inconsistências termodinâmicas. Os modelos H&S e UFS apresentaram bons resultados para o sistema de potência a vapor quantificando as falhas em todos os componentes. Os modelos UFS e UFS+ foram os únicos que permitiram total isolamento dos equipamentos na bomba de calor e no sistema de refrigeração, entretanto, a influência das unidades fictícias no diagnóstico não permitiu uma análise exata dos impactos das anomalias.

### ***Palavras-chave***

Termoeconomia, Diagnóstico, Equipamentos Dissipativos, Desagregação de Exergia.

## **Abstract**

**LORENZONI, R. A. (2017),** *An Evaluation of Improvement in the Accuracy of Thermoeconomic Diagnosis through Exergy Disaggregation and Dissipative Equipment Isolation*, Vitória, 149p. M.Sc. Thesis (M.Sc. Mechanical Engineering) – Technological Center, Federal University of Espírito Santo.

In this work, different thermoeconomic methodologies (E, E&S, H&S, UFS and UFS+) are applied in the thermoeconomic diagnosis of different thermal systems by the fuel impact formula focusing on evaluating the accuracy and quality improvement of the results through the dissipative equipment isolation in the productive structure and physical exergy disaggregation. The analysed systems are chosen according to its dissipative equipment: a vapour power system (condenser), a heat pump (valve) and a refrigeration system (condenser and valve). The E and E&S models showed to be inadequate in all scenarios as they do not allow complete equipment isolation in the productive structure, where the latter also presents thermodynamic inconsistencies. The UFS and H&S models are considered a good option to evaluate vapour power systems quantifying the faults in all components. The UFS and UFS+ models are the only ones who allowed total equipment isolation for the heat pump and the refrigeration system. Nonetheless, the influence of the productive diagram fictitious unities does not allow an exact analysis of the anomalies impact for the last two systems.

### ***Keywords***

Thermoeconomics, Diagnosis, Dissipative Equipment, Exergy Disaggregation.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Curva de performance de equipamento genérico com identificação das malfunções induzida e intrínseca de acordo com o método da reconciliação. ....	31
Figura 2.2. Esquema simplificado do Problema CGAM. ....	38
Figura 2.3. Esquema de desagregação da parcela física da exergia para os modelos E, H&S, UFS e UFS+. ....	41
Figura 3.1. Exemplo de diagrama produtivo. ....	42
Figura 3.2. Sistema de refrigeração por compressão de vapor para análise dos modelos termoeconômicos. ....	43
Figura 3.3. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo E. ....	45
Figura 3.4. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo E&S. ....	48
Figura 3.5. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo H&S. ....	50
Figura 3.6. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo UFS. ....	53
Figura 3.7. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+. ....	56
Figura 3.8. Condensador e seus respectivos insumos e produtos nos modelos termoeconômicos: (A) modelo físico, (B) E, (C) E&S, (D) H&S, (E) UFS e (F) UFS+. ....	58
Figura 3.9. Válvula com fluido real e seus respectivos insumos e produtos nos modelos termoeconômicos: (A) modelo físico, (B) E, (C) E&S, (D) H&S, (E) UFS e (F) UFS+. ....	58
Figura 3.10. Válvula com fluido modelado como gás ideal e seus respectivos insumos e produtos nos modelos termoeconômicos: (A) modelo físico, (B) E, (C) E&S, (D) H&S, (E) UFS e (F) UFS+. ....	59
Figura 4.1. Impacto das malfunções no consumo de combustível. ....	64
Figura 4.2. Ciclo Rankine simples para demonstração da equação de impacto do combustível. ....	68
Figura 4.3. Diagrama produtivo do ciclo Rankine através do modelo H&S para aplicação da fórmula de impacto no insumo. ....	70
Figura 5.1. Representação da estrutura física do ciclo Rankine para o estudo de caso I. ....	78
Figura 5.2. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo E. ....	79

Figura 5.3. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo E&S.....	81
Figura 5.4. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo H&S. ....	83
Figura 5.5. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo UFS. ....	85
Figura 5.6. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no ciclo Rankine para o modelo E em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	90
Figura 5.7. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no ciclo Rankine para o modelo E&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.....	90
Figura 5.8. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no ciclo Rankine para o modelo H&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.....	91
Figura 5.9. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no ciclo Rankine para o modelo UFS em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.....	91
Figura 5.10. Origem das falhas na Anomalia 5 do ciclo Rankine, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos. ....	95
Figura 5.11. Origem das falhas na Anomalia 3 do ciclo Rankine, correspondente a perda de 10% do vácuo no condensador. ....	98
Figura 6.1. Representação da estrutura física da bomba de calor para o estudo de caso II.....	99
Figura 6.2. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo E.....	101
Figura 6.3. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo E&S. ....	102
Figura 6.4. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo H&S.....	103
Figura 6.5. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo UFS.....	105
Figura 6.6. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo UFS+. ....	107
Figura 6.7. Variação de $\kappa$ e $B_D$ na bomba de calor para o modelo E em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.....	113
Figura 6.8. Variação de $\kappa$ e $B_D$ na bomba de calor para o modelo E&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.....	113
Figura 6.9. Variação de $\kappa$ e $B_D$ na bomba de calor para o modelo H&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.....	114
Figura 6.10. Variação de $\kappa$ e $B_D$ na bomba de calor para o modelo UFS em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	114

Figura 6.11. Variação de $\kappa$ e $B_D$ na bomba de calor para o modelo UFS+ em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	114
Figura 6.12. Origem das falhas na Anomalia 5 da bomba de calor, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos. ....	120
Figura 6.13. Origem das falhas na Anomalia 3 da bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga na válvula. ....	122
Figura 7.1. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no sistema de refrigeração para o modelo E em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	131
Figura 7.2. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no sistema de refrigeração para o modelo E&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	131
Figura 7.3. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no sistema de refrigeração para o modelo H&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	132
Figura 7.4. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no sistema de refrigeração para o modelo UFS em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	132
Figura 7.5. Variação de $\kappa$ e $B_D$ no sistema de refrigeração para o modelo UFS+ em comparação ao estado de referência para todas as anomalias. ....	132
Figura 7.6. Origem das falhas para a anomalia 5 do sistema de refrigeração, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos. ....	137
Figura 7.7. Origem das falhas na anomalia 2 para o sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no condensador. ....	139
Figura 7.8. Origem das falhas da anomalia 3 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga na válvula. ....	140

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Classificação das malfunções. ....	30
Tabela 3.1. Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração para análise dos modelos termoeconômicos.....	44
Tabela 3.2. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo E.....	45
Tabela 3.3. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E.....	46
Tabela 3.4. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo E&S. ....	47
Tabela 3.5. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E&S. ....	48
Tabela 3.6. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo H&S.....	50
Tabela 3.7. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo H&S.....	51
Tabela 3.8. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo UFS.....	52
Tabela 3.9. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS.....	54
Tabela 3.10. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+. ....	56
Tabela 3.11. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+.....	57
Tabela 4.1. Dados termodinâmicos do ciclo Rankine nas condições de referência. ....	68
Tabela 4.2. Dados termodinâmicos do ciclo Rankine nas condições de operação.....	69
Tabela 4.3. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo H&S. ....	69

Tabela 4.4. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo H&S para as condições de referência e de operação. ....	71
Tabela 4.5. Representação F-P para a condição de referência ( $x^0$ ) do ciclo Rankine. ....	71
Tabela 4.6. Representação F-P para a condição de operação ( $x$ ) do ciclo Rankine. ....	72
Tabela 4.7. Matriz <b>KP</b> para a condição de referência ( $x^0$ ) do ciclo Rankine. ....	72
Tabela 4.8. Matriz <b>KP</b> para a condição de operação ( $x$ ) do ciclo Rankine. ....	72
Tabela 4.9. Matriz <b>UD</b> para o ciclo Rankine considerado. ....	73
Tabela 4.10. Operador produto <b> P&gt;</b> para a condição de referência ( $x^0$ ). ....	73
Tabela 4.11. Operador produto <b> P&gt;</b> para a condição de operação ( $x$ ). ....	73
Tabela 4.12. Operador irreversibilidade <b> I&gt;</b> para a condição de operação ( $x$ ). ....	73
Tabela 4.13. Custos exergéticos unitários ( $k^*$ ) dos componentes do ciclo Rankine para as condições de referência ( $x^0$ ) e de operação ( $x$ ). ....	74
Tabela 4.14. Matriz <b><math>\Delta</math>KP</b> para o ciclo Rankine com anomalia na turbina. ....	74
Tabela 4.15. Matriz de malfunções (MF) do ciclo Rankine com anomalia na turbina. ....	75
Tabela 4.16. Matriz de Disfunções (DF) para o ciclo Rankine com anomalia na turbina. ....	75
Tabela 4.17. Consumo adicional de combustível (kW) para o ciclo Rankine com anomalia na turbina. ....	76
Tabela 5.1. Dados termodinâmicos para o sistema do estudo de caso I nas condições de referência operacional ( $x^0$ ). ....	78
Tabela 5.2. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo E. ....	79
Tabela 5.3. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo E. ....	80
Tabela 5.4. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo E&S. ....	81
Tabela 5.5. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo E&S. ....	82
Tabela 5.6. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo H&S. ....	83

Tabela 5.7. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo H&S.....	84
Tabela 5.8. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo UFS.....	84
Tabela 5.9. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo UFS.....	86
Tabela 5.10. Resumo das anomalias impostas ao sistema do estudo de caso I.....	87
Tabela 5.11. Variáveis relevantes do sistema para todas as condições de teste do estudo de caso I.....	88
Tabela 5.12. Variações relativas da eficiência exergética do sistema em relação ao estado de referência para o ciclo Rankine.....	89
Tabela 5.13. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 1 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da caldeira.....	92
Tabela 5.14. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 2 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da turbina.....	92
Tabela 5.15. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 3 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10% no vácuo do condensador.....	93
Tabela 5.16. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 4 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da bomba.....	93
Tabela 5.17. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 5 no ciclo Rankine, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.....	93
Tabela 5.18. Consumo exergético unitário para a anomalia 3 do ciclo Rankine, correspondente a perda de 10% do vácuo no condensador.....	96
Tabela 6.1. Dados termodinâmicos para o ciclo do estudo de caso II na condição de referência operacional ( $x^0$ ).....	100
Tabela 6.2. Insumos e produtos das unidades da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo E.....	100
Tabela 6.3. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo E.....	101

Tabela 6.4. Insumos e produtos das unidades da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo E&S. ....	102
Tabela 6.5. Custo exergetico unitario dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo E&S. ....	103
Tabela 6.6. Insumos e produtos das unidades da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo H&S. ....	103
Tabela 6.7. Custo exergetico unitario dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo H&S. ....	104
Tabela 6.8. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo UFS. ....	105
Tabela 6.9. Custo exergetico unitario dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo UFS. ....	106
Tabela 6.10. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo UFS+. ....	107
Tabela 6.11. Custo exergetico unitario dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo UFS+. ....	108
Tabela 6.12. Resumo das anomalias impostas ao sistema do estudo de caso II. ....	109
Tabela 6.13. Variaveis relevantes do sistema para todas as condicoes de teste do estudo de caso II. ....	111
Tabela 6.14. Variacoes do coeficiente de desempenho e da eficiencia exergetica do sistema em relacao ao estado de referencia para a bomba de calor. ....	112
Tabela 6.15. Localizacao das disfuncoes e malfuncoes para a Anomalia 1 na bomba de calor, correspondente a reducao de 10 pontos percentuais na eficiencia isentropica do compressor. ....	116
Tabela 6.16. Localizacao das disfuncoes e malfuncoes para a Anomalia 2 na bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga no condensador. ....	116
Tabela 6.17. Localizacao das disfuncoes e malfuncoes para a Anomalia 3 na bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga na valvula. ....	116
Tabela 6.18. Localizacao das disfuncoes e malfuncoes para a Anomalia 4 na bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga no evaporador. ....	117

Tabela 6.19. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 5 na bomba de calor, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos. ....	117
Tabela 6.20. Consumo exergético unitário para a Anomalia 3 da bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga na válvula. ....	121
Tabela 7.1. Dados termodinâmicos para o sistema do estudo de caso III nas condições de referência operacional ( $x^0$ ). ....	124
Tabela 7.2. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E para o estudo de caso III. ....	124
Tabela 7.3. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E&S para o estudo de caso III. ....	125
Tabela 7.4. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo H&S para o estudo de caso III. ....	125
Tabela 7.5. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS para o estudo de caso III. ....	126
Tabela 7.6. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+ para o estudo de caso III. ....	127
Tabela 7.7. Resumo das anomalias impostas ao sistema de refrigeração do estudo de caso III. ....	128
Tabela 7.8. Variáveis relevantes do sistema para todas as condições de teste do estudo de caso III. ....	129
Tabela 7.9. Variações do coeficiente de desempenho e da eficiência exergética em relação ao estado de referência para o sistema de refrigeração. ....	130
Tabela 7.10. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 1 no sistema de refrigeração, correspondente a redução de 5 pontos percentuais na eficiência isentrópica do compressor. ....	134
Tabela 7.11. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 2 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no condensador. ....	134
Tabela 7.12. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 3 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga na válvula. ....	134



Tabela 7.13. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 4 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no evaporador .....	135
Tabela 7.14. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 5 no sistema de refrigeração, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.....	135
Tabela 7.15. Consumo exergético unitário para a Anomalia 2 do sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no condensador. ....	138
Tabela 7.16. Consumo exergético unitário para a Anomalia 3 do sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga na válvula. ....	139

## SIMBOLOGIA

### Maiúsculas

B	Fluxo de exergia [kW]
F	Trabalho de fluxo [kW], insumo [kW]
H	Fluxo de entalpia [kW]
I	Fluxo de irreversibilidade [kW]
K	Constante da válvula [m <sup>2</sup> ]
P	Pressão [kPa]
Q	Fluxo de calor [kW]
S	Fluxo de neguentropia ou entropia [kW]
T	Temperatura [K]
U	Fluxo de Energia Interna [kW]
W	Potência mecânica [kW]

### Minúsculas

h	Entalpia específica [kJ/kg]
k	Custo exergético unitário [kW/kW]
$\dot{m}$	Fluxo mássico [kg/s]
s	Entropia específica [kJ/kg.K]
u	Energia interna específica [kJ/kg]
x	Título

### Letras Gregas

$\Delta$	Varição
$\varepsilon$	Eficiência exergética
$\eta$	Eficiência isentrópica
$\kappa$	Consumo exergético unitário [kW/kW]
$\nu$	Volume específico [m <sup>3</sup> /kg]

## Subscritos

0	Estado de referência exergética ou ambiente
C	Insumo do sistema
D	Destruída
e	Externo ao sistema
i	Condição ou estado
ij	Variação do estado i para o estado j
L	Líquido
m	Média
p	Produto
S	Sistema

## Sobrescritos

*	Custo
0	Condição de referência operacional ou condição de projeto
-1	Inverso
F	Físico
Q	Químico
t	transposta

## Abreviaturas

AQS	Águas Quentes Sanitárias
B <sub>B</sub>	Bifurcação de exergia
BC	Bomba de calor
B <sub>F</sub>	Bifurcação de trabalho de fluxo
B <sub>FV</sub>	Bifurcação de trabalho de volume
B <sub>H</sub>	Bifurcação de entalpia
BMB	Bomba
B <sub>S</sub>	Bifurcação de neguentropia ou entropia
B <sub>U</sub>	Bifurcação de energia interna

CLD	Caldeira
CMP	Compressor
CND	Condensador
COP	Coefficiente de Performance
CR	Ciclo Rankine
DI	Disfunção induzida
DF	Disfunção no equipamento
E	Modelo Termoeconômico baseado na Exergia Total
E&S	Modelo Termoeconômico baseado na Exergia Total e Neguentropia
ECOS	International Conference on Efficiency, Cost, Optimisation, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems
EES	Engineering Equation Solver
EVP	Evaporador
FDD	Faults Detection and Diagnosis
F <sub>P</sub>	Trabalho de pressão
F <sub>T</sub>	Impacto total no consumo de combustível
F <sub>V</sub>	Trabalho de volume
G	Gerador
H&S	Modelo Termoeconômico baseado na Entalpia e Neguentropia como parcela da Exergia
J <sub>B</sub>	Junção de exergia física
J <sub>F</sub>	Junção de trabalho de fluxo
J <sub>FP</sub>	Junção de trabalho de pressão
J <sub>FV</sub>	Junção de trabalho de volume
J <sub>H</sub>	Junção de entalpia
J <sub>U</sub>	Junção de energia interna
MF	Malfunção
RF	Refrigeração
SPECO	Specific Exergy Costing
TADEUS	Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy Utility Systems
TRB	Turbina
U	Matriz diagonal

UFS	Modelo Termoeconômico baseado na Energia Interna, Trabalho de Fluxo e Neguentropia como Parcelas da Exergia
UFS+	Modelo Termoeconômico baseado na Energia Interna, Trabalho de Pressão, Trabalho de Volume e Neguentropia como Parcelas da Exergia
VLV	Válvula
x	Estado operacional do sistema térmico

# SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>23</b>
1.1. Motivação .....	25
1.2. Objetivos .....	26
1.3. Objetivos específicos .....	26
1.4. Estrutura da dissertação .....	26
<b>2. ESTADO DA ARTE DO DIAGNÓSTICO TERMEOCONÔMICO E DA TERMOECONOMIA .....</b>	<b>28</b>
2.1. Diagnóstico termoeconômico .....	28
2.2. Modelo termoeconômico .....	37
<b>3. MODELAGEM TERMEOCONÔMICA.....</b>	<b>42</b>
3.1. Modelo E.....	44
3.2. Modelo E&S .....	46
3.3. Modelo H&S.....	49
3.4. Modelo UFS.....	51
3.5. Modelo UFS+ .....	54
<b>4. FÓRMULA DE IMPACTO NO INSUMO .....</b>	<b>60</b>
4.1. Aplicação do modelo de diagnóstico .....	67
<b>5. ESTUDO DE CASO I: DIAGNÓSTICO TERMEOCONÔMICO DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA A VAPOR .....</b>	<b>77</b>
5.1. Descrição do sistema .....	77
5.2. Estruturas produtivas .....	79
5.2.1. Modelo E .....	79
5.2.2. Modelo E&S .....	80
5.2.3. Modelo H&S .....	82
5.2.4. Modelo UFS .....	84

5.3.	Simulação de falhas .....	86
5.4.	Resultados e discussão .....	87
<b>6.</b>	<b>ESTUDO DE CASO II: DIAGNÓSTICO TERMOECONÔMICO DE UM SISTEMA DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....</b>	<b>99</b>
6.1.	Descrição do sistema .....	99
6.2.	Estruturas produtivas .....	100
6.2.1.	Modelo E .....	100
6.2.2.	Modelo E&S .....	101
6.2.3.	Modelo H&S .....	103
6.2.4.	Modelo UFS .....	104
6.2.5.	Modelo UFS+ .....	106
6.3.	Simulação de falhas .....	109
6.4.	Resultados e discussão .....	111
<b>7.</b>	<b>ESTUDO DE CASO III: DIAGNÓSTICO TERMOECONÔMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR .....</b>	<b>123</b>
7.1.	Descrição do sistema .....	123
7.2.	Estruturas produtivas .....	124
7.2.1.	Modelo E .....	124
7.2.2.	Modelo E&S .....	124
7.2.3.	Modelo H&S .....	125
7.2.4.	Modelo UFS .....	126
7.2.5.	Modelo UFS+ .....	127
7.3.	Simulação de falhas .....	128
7.4.	Resultados e discussão .....	129
<b>8.</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>141</b>
<b>9.</b>	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>144</b>

## 1. INTRODUÇÃO

Recentes estudos do ‘*World Energy Council*’ (2016) preveem que a demanda energética mundial deve dobrar até 2060 de forma que um grande investimento será necessário em fontes de energia limpa, com previsões de maiores crescimentos para geração de energia a partir de fonte solar e eólica. Apesar disto, prevê-se um decréscimo no consumo de energia per capita devido à criação de tecnologias mais eficientes e de políticas energéticas mais restritas. A busca por equipamentos com melhor desempenho também ocorre em sistemas de refrigeração e de aquecimento, já que representa grande parte dos custos de construção, operação e consumo de energia de edifícios (CIULLA, LO BRANO e ORIOLI, 2010).

Além dos progressos na utilização de meios renováveis de energia, avanços também são realizados nas formas de monitoramento e manutenção dos sistemas térmicos, visando prever possíveis desvios dos equipamentos e anomalias, que podem gerar maiores custos de operação para os sistemas térmicos em geral. O impacto das anomalias pode ocorrer através da redução do produto útil do sistema (potência e/ou calor) utilizando a mesma quantidade de insumos, ou através do aumento da quantidade de insumos para obtenção do mesmo produto (OROZCO, 2017). Adicionalmente, paradas para manutenção podem ser otimizadas ao se determinar quais equipamentos de todo o sistema possuem maior impacto no consumo adicional de insumos e priorizar seu reparo. Desta forma, o diagnóstico termoeconômico surge como uma alternativa para identificar os equipamentos que apresentam anomalias dentro do sistema e para quantificar este impacto no processo economicamente. O conceito de detecção de falhas em sistemas térmicos é tão importante que, por exemplo, foi estimado que a indústria petroquímica americana tenha sofrido aproximadamente 20 bilhões de dólares em perdas devido à má gestão de eventos anormais (NIMMO, 1995).

Diagnóstico pode ser definido como a determinação das causas de uma anomalia, ou comportamento inesperado, a partir de seus sintomas (LAZZARETTO *et al.*, 2006), sendo que a complexidade da análise depende diretamente da complexidade do sistema em questão. Para sistemas térmicos, em especial, uma falha em um componente pode alterar o comportamento de outro ou, até mesmo, de todos os outros dispositivos do sistema, podendo exigir recursos adicionais de outro item que pode estar em perfeitas condições, dificultando assim a identificação do equipamento com a verdadeira falha.

A termoeconomia é uma disciplina que combina conceitos de termodinâmica e economia para modelagem de sistemas térmicos representando todo o processo de distribuição



de custos em uma planta (UCHE, 2000), sendo um campo que vem sendo amplamente utilizado nos ramos de otimização, diagnóstico e alocação de custos nestes sistemas.

Enquanto o diagnóstico termodinâmico tem como objetivo prever possíveis anomalias e seus impactos na eficiência do sistema, o diagnóstico termoeconômico tem como propósito a detecção de variações na eficiência da planta, assim como estimar a origem da falha e seu valor econômico para a operação (VALERO *et al.*, 2004a).

Na termodinâmica, os estudos de diagnóstico são baseados nos fluxos exergeticos de cada componente de forma a descrever o comportamento do sistema. A utilização da exergia como base para as análises em prol da energia tem maior aplicabilidade, pois compara diversos fluxos em um mesmo referencial, avaliando a qualidade dos fluxos e não apenas sua quantidade, valorizando seu máximo potencial teórico de realização de trabalho.

Um dos métodos mais difundidos é a equação de impacto de combustível (*Fuel Impact Formula*), proposto por Lozano *et al.* (1994) que descreveu através de equações matemáticas qual seria o consumo adicional de combustível na presença de anomalias no sistema utilizando dados termodinâmicos das condições reais de operação e das condições ideais de projeto. Esta teoria foi aperfeiçoada posteriormente por outros autores (VALERO *et al.*, 2004b), sendo também aplicada em conjunto com outras metodologias para aumento de sua eficiência (OROZCO, 2017).

A abordagem termoeconômica clássica é baseada na representação produtiva do sistema, chamada estrutura produtiva (VALERO, SERRA e LOZANO, 1993). Nela, todos os componentes são representados em termos de fluxos de exergia, possuindo um objetivo, também denominado produto, que é obtido a partir do consumo de insumos ou recursos. Entretanto, alguns componentes dos sistemas térmicos não possuem produtos e insumos bem definidos como, por exemplo, os equipamentos dissipativos como condensadores e válvulas, de forma que estes, devem ser representados no diagrama produtivo em conjunto com outros equipamentos. Este contratempo, do ponto de vista de diagnóstico, inviabiliza uma correta análise do sistema, já que se torna impossível identificar anomalias em componentes que não estão isolados, podendo a falha estar ocorrendo em qualquer um dos membros pertencentes a esta unidade produtiva.

Novas metodologias de desagregação dos fluxos vem sendo desenvolvidas ao longo dos últimos anos de forma a eliminar este problema na representação da estrutura produtiva. Serra (1994) utilizou apenas os fluxos de exergia para suas análises da estrutura produtiva em

um conceito denominado exergoeconomia, aqui chamado modelo E. Frangopoulos (1983) usou o fluxo fictício chamado de neguentropia, que consistia no produto entre a variação de entropia do estado real e do estado morto restrito e a temperatura ambiente. Este fluxo, juntamente com o de exergia, é aqui denominado como modelo E&S de desagregação, sendo utilizado por outros autores (CERQUEIRA, (1999); UCHE, (2000)). Posteriormente, Santos, Nascimento e Lora (2006) desagregaram a exergia em parcelas entálpicas e entrópicas, criando o modelo H&S. Em seus estudos, Lourenço (2012) criou o modelo UFS que desagrega a parcela entálpica da exergia em energia interna e trabalho de fluxo, mostrando uma alternativa para o isolamento termoeconômico de válvulas no diagrama produtivo. Um novo nível de desagregação exergética foi proposto por Lourenço (2016), onde foi possível desagregar o trabalho de fluxo em suas parcelas de trabalho de volume e de pressão, em um modelo denominado UFS+. Este último também permitiu o isolamento de válvulas para modelos de fluidos como gases ideais.

## **1.1.Motivação**

Todos os modelos acima vem sendo amplamente explorados no ramo de alocação de custos e otimização, porém ainda faltam informações sobre a utilização destes em problemas de diagnóstico termoeconômico. Muitos trabalhos vem sendo desenvolvidos em prol de uma solução geral para esta questão, principalmente em desenvolver metodologias para identificar corretamente as anomalias intrínsecas do sistema, como os apresentados por Orozco (2017) e por Perez, Lizarraga e Revilla (2017). O primeiro aplicou seu método no problema CGAM (VALERO, LOZANO e SERRA, 1994) utilizando o modelo termoeconômico H&S e o segundo aplicou seu método para um sistema de aquecimento de água predial, utilizando para tal, o modelo E de exergia total.

A abordagem termoeconômica a ser utilizada é um dos primeiros passos a serem definidos mediante uma análise de diagnóstico e deve, portanto, ser escolhida de maneira a descrever cada equipamento com seus produtos e insumos, garantindo assim a qualidade do procedimento. A aleatoriedade na escolha dos fluxos atuantes como produtos e insumos mediante certos critérios, assim como a ausência de estudos para comparação destas abordagens para diagnóstico, em específico, é a principal motivação para realização deste trabalho, que espera fornecer argumentos para uma possível padronização futura. Com esta finalidade serão considerados apenas estudos de casos com sistemas térmicos simples, mas que incorporam

equipamentos dissipativos, de maneira que os conceitos aqui empregados podem ser utilizados para casos mais sistemas de maior complexidade.

## **1.2.Objetivos**

O objetivo deste trabalho é avaliar o aumento da precisão e da qualidade dos resultados do diagnóstico termoeconômico por meio do isolamento dos equipamentos dissipativos e desagregação da exergia física. Para tal utilizam-se as metodologias termoeconômicas E, E&S, H&S, UFS e UFS+ para avaliar três diferentes sistemas térmicos através da fórmula de impacto no insumo visando identificar os componentes defeituosos em anomalias pré-estabelecidas.

## **1.3.Objetivos específicos**

- Aplicar as abordagens termoeconômicas E, E&S, H&S e UFS em um ciclo de geração de potência a vapor (ciclo Rankine) para a análise de diagnóstico utilizando a fórmula de impacto no insumo com a simulação de quatro anomalias individuais e uma geral, verificando a eficácia dos modelos na identificação da falha e tratamento do equipamento dissipativo, neste caso, o condensador;
- Aplicar as abordagens termoeconômicas E, E&S, H&S, UFS e UFS+ em uma bomba de calor para a análise de diagnóstico utilizando a fórmula de impacto no insumo com a simulação de quatro anomalias individuais e uma geral, verificando a eficácia do modelo na identificação da falha e tratamento do equipamento dissipativo, neste caso, a válvula de expansão;
- Aplicar as abordagens termoeconômicas E, E&S, H&S, UFS e UFS+ em um sistema de refrigeração por compressão de vapor utilizando a fórmula de impacto no insumo com a simulação de quatro anomalias individuais e uma geral, verificando a eficácia do modelo na identificação da falha e tratamento dos equipamentos dissipativos, neste caso, a válvula de expansão e o condensador.

## **1.4.Estrutura da dissertação**

Com o propósito de atingir os objetivos acima descritos, esta dissertação, além deste capítulo de introdução, conta ainda com mais sete capítulos:

- O Capítulo 2 fornece uma revisão do estado da arte da termoeconomia e do diagnóstico termoeconômico, contemplando os principais desenvolvimentos em ambas as áreas até a atualidade;
- O Capítulo 3 traz a fundamentação teórica dos modelos termoeconômicos utilizados no decorrer do trabalho, explicitando suas diferenças e aplicações. Um sistema de refrigeração por compressão de vapor é utilizado como exemplo para criação das estruturas produtivas em cada modelo;
- O Capítulo 4 apresenta a formulação matemática da fórmula de impacto no insumo, sendo este o método de diagnóstico utilizado neste trabalho. Além disso, sua aplicação detalhada é demonstrada analisando um sistema de potência a vapor com anomalias simuladas;
- O Capítulo 5 apresenta o primeiro estudo de caso, que consiste em um sistema de potência a vapor com a presença do condensador como equipamento dissipativo.
- No Capítulo 6 o segundo estudo de caso é analisado, consistindo de uma bomba de calor, tendo como equipamento dissipativo uma válvula de expansão;
- O Capítulo 7 apresenta o terceiro e último estudo de caso, onde o diagnóstico termoeconômico é aplicado em um sistema de refrigeração com dois equipamentos dissipativos obrigatórios: o condensador e a válvula;
- Finalmente, no Capítulo 8 são apresentadas as considerações finais deste trabalho, assim como sugestões para trabalhos futuros.

## 2. ESTADO DA ARTE DO DIAGNÓSTICO TERMEOCONÔMICO E DA TERMOECONOMIA

Nesta seção é apresentada uma revisão bibliográfica sobre diagnóstico termoeconômico e os modelos termoeconômicos existentes. Primeiramente, é mostrado um histórico das evoluções conceituais na área de diagnóstico aplicado tanto para sistemas de geração de potência como para refrigeração, assim como os trabalhos mais recentes na área e suas realizações. Na segunda parte, um breve histórico sobre os modelos termoeconômicos é descrito, assim como sua aplicabilidade e restrições.

### 2.1. Diagnóstico termoeconômico

O diagnóstico termoeconômico baseia-se na comparação entre dois estados: o estado de referência operacional, que corresponde às condições de projeto ou outra considerada como isenta de falhas; e o estado real do sistema (condição atual) de forma a se obter os desvios de consumo e produção de cada equipamento e identificar os locais de falhas e, assim, otimizar as rotinas de manutenção evitando paradas prolongadas ou desnecessárias, o que impacta diretamente no custo operacional do sistema. É importante ressaltar que as condições externas ou ambientais do sistema de referência devem ser as mesmas do estado real, caso contrário, resultados errôneos podem ser obtidos. Em casos onde as condições externas são diferentes das condições de projeto, um novo estado de referência pode ser obtido através de simulações computacionais (PACHECO-IBARRA, 2011).

O primeiro trabalho na área de diagnóstico termoeconômico foi realizado na década de 1980 por Valero *et al.* (1986) através do projeto GAUDEMO para as termelétricas à carvão da Endesa na Espanha que tinha como objetivo criar e aplicar um procedimento para análise de testes de performance assistidas por computador utilizando auditorias exergéticas do sistema (VALERO *et al.*, 2004c). O primeiro artigo sobre a definição e cálculo de custos exergéticos foi publicado por Valero, Lozano e Muñoz (1986) e sua primeira aplicação prática foi demonstrada em Lozano e Valero (1987) onde este conceito é aplicado para o diagnóstico de um gerador de vapor indicando qual o consumo adicional de combustível do mesmo em comparação com as condições de projeto.

Um dos principais trabalhos da década de 1990 foi apresentado por Lozano *et al.* (1994) onde foi desenvolvida, através dos conceitos de economia exergética, malfunção e impacto sobre o consumo de combustível (*Fuel Impact*), uma teoria para o diagnóstico de sistemas térmicos através da utilização de uma estrutura produtiva seguindo as orientações de

Frangopoulos (1987). Os autores também aplicam este conceito em uma planta de geração de potência a vapor.

Torres *et al.* (2002) introduz um novo método baseado na teoria estrutural e na simbologia termoeccômica, incluindo o impacto no consumo de combustível e as economias exergéticas para obter a soma dos custos das irreversibilidades e malfunções dos componentes de um sistema. Os conceitos de malfunção (irreversibilidade endógena) e disfunção (irreversibilidade exógena) são introduzidos, sendo o primeiro relacionado às ineficiências e o segundo aos efeitos do primeiro nos outros equipamentos da planta, forçando estes a consumirem maiores recursos devido aos requerimentos adicionais de outros elementos. Os autores também definiram as malfunções intrínsecas como sendo aquelas causadas pela degradação do próprio componente e, as malfunções induzidas, que devido à mudanças nos parâmetros operacionais ocasionam mudanças na eficiência do equipamento como, por exemplo, mudança das condições ambientais, da carga de produção e de qualidade do combustível.

Na segunda parte do artigo (VALERO *et al.*, 2002), esta metodologia é aplicada na termelétrica à carvão de Escucha, que gera 160 MW de potência, localizada na Espanha. A validação dos resultados do diagnóstico é obtido com a utilização de um simulador da planta que representa com precisão as condições de operação, seja em condições de projeto ou reais. Foi possível demonstrar o impacto no consumo de insumos para todos os equipamentos do sistema. Entretanto, a metodologia ainda falha na identificação das malfunções intrínsecas apenas com as condições operacionais da planta, ou seja, sem a presença de um simulador ou da utilização de anomalias previamente induzidas. Contudo, algumas relações entre o consumo adicional de combustível do sistema e os equipamentos foram obtidas, sendo estas específicas para a planta analisada. Os autores também comprovaram que sua metodologia pode ser utilizada com qualquer metodologia de desagregação de exergia disponível à época da pesquisa. Em seu trabalho foi utilizado o modelo E&S, que utiliza aos fluxos de exergia e neguentropia.

A classificação das malfunções de acordo com suas origens foi definida por Valero *et al.* (2004b) de acordo com a Tabela 2.1.

Como diversas frentes de pesquisa estavam sendo desenvolvidas neste campo e com o objetivo de oferecer uma base comum de trabalho para os pesquisadores em diagnóstico termoeccômico, o problema TADEUS (*Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy Utility Systems*) foi proposto (VALERO *et al.*, 2004a). Nele, os principais problemas para aplicação do diagnóstico foram apontados, assim como o nível de detalhamento que deveria ser

utilizado para uma análise das condições de design e reais mencionadas. Uma planta de geração de ciclo combinado foi escolhida por ser o estado-da-arte em diversidade de processos, por possuir tecnologia acessível e devido a maior importância que ciclos combinados apresentam à época em questão.

Tabela 2.1. Classificação das malfunções.

<b>Origem</b>	<b>Categoria</b>	<b>Descrição</b>
Externas	Condições ambientais	Variação na pressão, temperatura e umidade.
	Qualidade do combustível	Variação do poder calorífico e composição.
Internas	Sistema de controle	Intervenção do sistema de controle ocasionando desvios das propriedades intensivas e extensivas.
	Induzidas	Anomalias geradas pelas dependências de um equipamento com o comportamento de outro.
	Intrínsecas	Presença de anomalias (malfunções intrínsecas).

Fonte: Adaptado de Valero et al. (2004b).

Zaleta *et al.* (2004) apresentou o método de reconciliação para o *Heat Rate* e a potência com a utilização de um simulador. O sistema é descrito por variáveis dependentes e independentes e os impactos na potência e no *Heat Rate* são mensurados, a partir dos estados de referência e reais da planta, descartando efeitos ambientais, de controle e outras variáveis internas. O impacto das malfunções em cada subsistema foi então obtido para o problema TADEUS. Um exemplo da metodologia pode ser visto na Figura 2.1, onde é possível verificar como as mudanças das condições de operação afetam a curva de performance do componente, pelo deslocamento do ponto azul, que representa a condição de referência até o ponto verde que representa a eficiência do sistema com a variação das condições operacionais. O ponto cinza condiz com a condição real de operação, onde a diferença entre este e o ponto verde representa o efeito da anomalia intrínseca e a diferença entre a condição de referência e o ponto verde representa a anomalia induzida.

Verda, Serra e Valero (2002) visando enfatizar as anomalias induzidas desenvolveram um método que consiste na eliminação progressiva dos efeitos induzidos pelo sistema de controle da planta e da dependência do comportamento dos equipamentos nas condições operacionais. Desta maneira, é possível separar estas componentes e obter o impacto no consumo de combustível apenas para as malfunções intrínsecas dos equipamentos. Este resultado é obtido através do isolamento dos componentes em condições de operação onde seus insumos de referência são artificialmente restaurados, caso o produto seja diferente da condição de projeto, uma anomalia intrínseca está presente. Para realizar tal análise é necessário, além

das condições de referência e de operação da planta, uma nova condição, denominada livre, que não contém os efeitos do sistema de controle, ou seja, uma condição artificial da usina com anomalias e sem um mecanismo de controle para adequação dos fluxos.

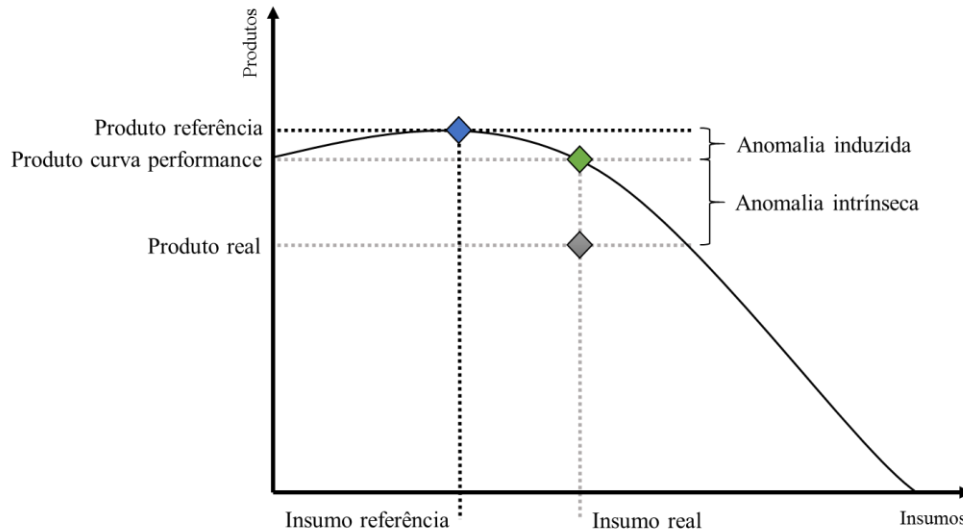


Figura 2.1. Curva de performance de equipamento genérico com identificação das malfunções induzida e intrínseca de acordo com o método da reconciliação.

Toffolo e Lazzaretto (2004) também visando uma desagregação das anomalias intrínsecas e induzidas criaram um novo indicador exergético baseado na alteração das curvas características dos componentes afetados pelas anomalias, sendo estas causados por suas anomalias intrínsecas. Para o caso de anomalias induzidas o ponto de operação do equipamento apenas se desloca sobre a curva característica, adaptando-se às novas condições de operação.

Como forma de avaliar a eficiência dos modelos termoeconômicos aplicados ao problema TADEUS, Lazzaretto *et al.* (2006) compararam quatro abordagens para o tratamento de malfunções: o método da reconciliação (ZALETA *et al.*, 2004), a fórmula de impacto no insumo (LOZANO *et al.*, 1994), a fórmula de impacto no insumo com remoção dos efeitos induzidos (VERDA, SERRA e VALERO, 2002) e o método das curvas características (TOFFOLO e LAZZARETTO, 2004). Mesmo utilizando os mesmos princípios básicos, porém metodologias diferentes, os resultados de cada uma são complementares aos outros. Os métodos que utilizavam o consumo específico de exergia dos equipamentos como parâmetros são mais apropriados para avaliar em que extensão cada componente, sistema de controle ou variáveis externas ao sistema. Já as metodologias que se baseavam unicamente na modelagem termodinâmica do sistema permitiram uma identificação direta das causas das anomalias devido a maior diferença entre os estados de referência e de operação.



Com o objetivo de verificar quais informações são obtidas de indicadores de performance presentes na literatura em três diferentes níveis de exatidão no diagnóstico termoeconômico, Verda (2006) comparou como a variação no consumo unitário de exergia, as malfunções e a fórmula de impacto no consumo de combustível eram capazes de indicar os componentes do sistema TADEUS que continham malfunções intrínsecas. No primeiro nível de diagnóstico foi uma simples comparação entre o estado de referência e as condições de operação. O segundo nível consiste em substituir as condições de operação por uma condição livre, que não contém as influências do sistema de controle, assim os efeitos induzidos não se propagam à montante do equipamento devido aos ajustes operacionais que não são realizados. No terceiro nível, os efeitos induzidos são eliminados ao se utilizarem as curvas de performance dos equipamentos para comparação com o estado real. Por fim, o mesmo concluiu que no primeiro nível é realizado um filtro dos efeitos induzidos, porém não garante a correta localização das anomalias. Ao excluir os efeitos do sistema de controle, pode-se analisar com maior detalhe os subsistemas da planta, sendo o bastante caso tenha-se por objetivo apenas localizar a principal malfunção do sistema. Caso busque-se localizar todas as anomalias do sistema, será necessário filtrar todas as malfunções induzidas, necessitando assim do terceiro nível, o que aumenta consideravelmente a complexidade da análise.

Zhang *et al.* (2007) utilizaram a análise de impacto no consumo de combustível para avaliar uma usina termelétrica a carvão pulverizado na província de Yiyang, com potência de 300 MW. Um novo método é proposto para análise das malfunções induzidas através de uma separação progressiva dos efeitos induzidos com a utilização do consumo unitário de exergia e das curvas características de performance do componente. Primeiramente, os valores de disfunção e malfunção são matematicamente separados pela análise de impacto de combustível e então a malfunção induzida em cada equipamento é separada da malfunção total, sobrando assim apenas a contribuição relativa às malfunções intrínsecas dos equipamentos. Desta forma, a malfunção induzida, que tem sua origem em mudanças nas condições operacionais do sistema pode ser isolada. Entretanto, o modelo somente pode ser utilizado para condições operacionais próximas da de projeto e não permite identificar a localização das anomalias intrínsecas. Os autores utilizaram o modelo E&S para obtenção da estrutura produtiva.

Para avaliar a efetividade das metodologias para diagnóstico termoeconômico por indicadores termodinâmicos através da variação de variáveis de operação, Usón e Valero (2011) compararam três delas em uma planta de 3 x 350 MW movida à carvão por um tempo de operação de seis anos: análise quantitativa de causalidade, baseado na descrição termodinâmica

do sistema, regressão linear e redes neurais, que tem embasamento empírico. A primeira foi qualificada para os efeitos de todas as variáveis, enquanto as outras duas somente foram eficazes para enfatizar os maiores efeitos em sistemas complexos.

Silva *et al.* (2009a) realizaram uma comparação entre a fórmula de impacto no consumo de combustível e o método da reconciliação aplicado a um sistema de cogeração, utilizando o modelo termoeconômico H&S (SANTOS, NASCIMENTO e LORA, 2006) na estrutura produtiva. Foram induzidas anomalias no evaporador e no economizador de alta pressão e na turbina a gás. Foram encontradas dificuldades em diferenciar as anomalias induzidas das intrínsecas dos equipamentos utilizando o primeiro método. Os resultados encontrados não deixaram claro onde a anomalia intrínseca estava localizada. Quanto ao método da reconciliação, foi especificado com clareza os equipamentos que continham anomalias intrínsecas, apenas a eliminação dos efeitos induzidos através do modelo limpo de operação. Baseado nos resultados do último método, esta aplicação foi apresentada no ECOS 2009 (SILVA *et al.*, 2009b). O método mostrou-se eficiente quando aplicado ao modelo H&S, entretanto, ainda se torna necessário conhecer as curvas características de todos os componentes para realizar a análise, aumenta a complexidade do sistema, mesmo não havendo necessidade de heurísticas avançadas para análise dos dados. Salienta-se que este método foi aplicado em uma planta de cogeração e que o mesmo não foi testado em sistemas térmicos com outros equipamentos, como válvulas.

Em outro trabalho, Junior *et al.* (2013) desenvolveram uma ferramenta computacional para representar o modelo de uma turbina a gás e simular condições de projeto e de operação. Para a avaliação do impacto no custo da potência gerada, fez-se uso da fórmula de impacto no insumo e de uma adaptação da Teoria Estrutural Termoeconômica para representar o sistema térmico. O sistema foi testado induzindo anomalias em certos componentes da planta, onde o simulador foi capaz de identificar as malfunções e disfunções causados pelas mesmas, assim como seu impacto econômico, além de apresentar sensibilidade suficiente para uma condição real de operação.

Quando aplicado à sistemas de refrigeração e ar condicionado, o diagnóstico termoeconômico tem grandes potencial, apesar de não ser uma área muito explorada academicamente. Muito estudo tem sido dedicado às técnicas FDD (*'Faults Detection and Diagnosis'*), principalmente devido à sua grande demanda, de acordo com Kharseh, Altorkmany e Nordell (2011), sistemas de refrigeração e aquecimento de edifícios correspondem a quase 50% do consumo mundial de energia. O diagnóstico termoeconômico,

em especial, a fórmula de impacto no consumo de combustível, devido ao seu caráter quantitativo, permitiria, de acordo com Piacentino e Talamo (2013a) uma análise de condições fora de projeto, com a identificação do local das falhas e seu respectivo impacto no consumo de combustível; e também o avanço no desenvolvimento de sistemas de monitoramento que poderiam gerar alarmes, por exemplo, em caso de quedas de 5 a 10% do COP. Desta forma pode-se reduzir a quantidades de paradas para manutenção e, conseqüentemente, otimizar os custos.

Uma das primeiras aplicações do diagnóstico termoeconômico para sistemas de refrigeração foi proposto por D'Accadia e De Rossi (1998) que aplicaram a Teoria do Custo Exergético (VALERO, LOZANO e MUÑOZ, 1986) com desagregação da exergia em parcelas térmica e mecânica, juntamente com o fluxo de neguentropia em uma planta de refrigeração simplificada com uma torre de resfriamento. Os autores conseguiram demonstrar que a metodologia pode ser utilizada em sistemas de refrigeração, embora nenhuma análise aprofundada tenha sido realizada em prol de identificar a causa das falhas.

Entretanto, o diagnóstico termoeconômico tem encontrado algumas dificuldades quando aplicado à sistemas de refrigeração (PIACENTINO e TALAMO, 2013a). Uma destas é o isolamento durante a criação da estrutura produtiva, do condensador e do dispositivo de expansão, devido à dificuldade em se definir seus produtos e insumos. O primeiro é um equipamento dissipativo, tendo como única função a retirada de calor do ciclo. Com a utilização do fluxo fictício de neguentropia (FRANGOPOULOS, 1983), foi possível realizar seu isolamento no diagrama produtivo, sendo a neguentropia produzida no condensador distribuída posteriormente para todos os outros equipamentos do sistema. O segundo problema de isolamento é o dispositivo de expansão que, de acordo com a teoria termoeconômica convencional, consome exergia mecânica devido à queda de pressão e aumenta a exergia térmica. Esta tratativa tem gerado controvérsia no meio acadêmico (PIACENTINO e TALAMO, 2013a), pois as parcelas mecânica e térmica da exergia não dependem do estado de referência e das propriedades do fluido e sim do tipo de processo reversível realizado para transição do estado do fluido para o estado de equilíbrio com o ambiente.

Utilizando a desagregação da exergia em suas parcelas térmica e mecânica, juntamente com os conceitos de resíduos definidos por Torres, Valero *et al.* (2008), Piacentino e Talamo (2013a) analisaram um sistema de ar condicionado resfriado a ar de 120 kW com o auxílio de um simulador para avaliar os dados termodinâmicos em condições de operação normais e com anomalias. Eles utilizaram cinco anomalias diferentes, sendo estas aplicadas separadamente ou

em conjunto. A forma de diagnóstico utilizada forneceu desvios no consumo adicional de exergia provocado por falhas individuais, principalmente devido a modelagem inapropriada da válvula de expansão e também, devido a presença de falhas sistêmicas que não conseguem ser tratadas por este modelo de diagnóstico. Conclui-se que, qualitativamente, algumas falhas individuais foram facilmente indicadas nas análises, dentre elas incrustação no evaporador e vazamento na válvula do compressor.

Piacentino e Talamo (2013b) também verificaram como os níveis de exatidão de Verda (2006) poderiam ser aplicados para sistemas de refrigeração. Para o primeiro nível de exatidão que consiste em uma simples análise das malfunções por comparação entre os estados de referência e de operação para identificação dos locais de anomalias não se aplica para sistemas de refrigeração devido à resultados errôneos (PIACENTINO e TALAMO, 2013a). O segundo nível, que é baseado na simulação de um estado livre, sem a presença de sistemas de controle para ajustar as condições de operação, não se aplica à refrigeração devido ao sistema liga-desliga que não modifica os parâmetros operacionais, apenas liga ou desliga o compressor quando necessário. Uma exceção seriam os sistemas com compressores de velocidade variável. O terceiro nível exige modelos detalhados de cada componente e de suas curvas de desempenho, para este caso a desagregação da exergia em parcelas térmica e mecânica, além do fato de que cada equipamento pode ter curvas diferentes dependendo do tipo de refrigerante que se utiliza e de sua curva de saturação, tornando os dados dos fluxos menos confiáveis.

Em sua nova proposta Piacentino e Talamo (2013b), estudando o mesmo sistema descrito anteriormente, tratam o dispositivo de expansão e o condensador de maneira diferenciada na estrutura produtiva, dividindo cada um em dois subcomponentes: um que consome e produz exatamente as mesmas quantidades de exergia térmica e mecânica que o sistema sem anomalias, e outro que consome qualquer exergia destruída em presença de anomalias, sendo esta tratada como resíduo e distribuída proporcionalmente para os outros componentes do sistema. Desta maneira, variações nas pressões de entrada e saída do condensador e do evaporador não impactam o consumo unitário do dispositivo de expansão, o que erroneamente poderia indicar uma malfunção intrínseca neste componente. As proporções de distribuição de resíduos de cada equipamento é definida a partir de simulações com fortes anomalias, onde os maiores valores indicam que falhas em seus respectivos componentes induzem maior destruição de exergia no dispositivo de expansão e no condensador. O método se apresentou mais eficiente que a modelagem termoeconômica convencional para prever o consumo adicional de exergia, entretanto, a confiabilidade dos resultados depende fortemente

das considerações adotadas para as constantes de proporcionalidade das taxas de distribuição da exergia destruída no condensador e no dispositivo de expansão. Resultados satisfatórios foram obtidas para as anomalias individuais. Da mesma forma, a eficiência da técnica de diagnóstico quando são os filtrados preliminarmente os efeitos de falhas sistêmicas foi aumentada.

É importante destacar que uma das limitações do diagnóstico termoeconômico em detecção de falhas em sistemas de refrigeração são as chamadas falhas sistêmicas como, por exemplo, sobrecarga ou vazamento de refrigerante. O método acima descrito baseia-se em identificar falhas internas aos equipamentos, como estas não são intrínsecas aos mesmos, mas sim um problema geral, não é possível identificar o local de falha. Desta maneira, os efeitos destas anomalias devem ser filtrados dos dados antes de iniciar a análise de diagnóstico.

Recentemente, Perez, Lizarraga e Revilla (2017) compararam a utilização da fórmula de impacto no consumo de combustível, baseada na análise de malfunções e disfunções, com a análise das curvas características dos componentes. Tal análise foi aplicada em um sistema de aquecimento predial e instalação de Águas Quentes Sanitárias (AQS do inglês DHW - '*Domestic Hot Water*') em condições dinâmicas de operação devido aos constantes início e desligamento do sistema de acordo com as demandas dos moradores. A simulação é feita em passos de tempo de trinta segundos, onde as condições livres e de operação são extraídas a cada hora durante o inverno. Desta maneira, é possível realizar a comparação com o estado de referência, pois o estado livre permite obter as condições de operação do sistema no momento. Para a estrutura produtiva utilizou-se o modelo de exergia total (modelo E), com a justificativa de que maiores níveis de desagregação exérgica aumentariam muito o esforço computacional para ganhos marginais nos resultados. Ressalta-se, que as válvulas presentes no sistema são de três caminhos, possibilitando assim a separação entre produtos e insumos para estes equipamentos. Os autores concluíram que não foi possível, apenas com a análise de malfunções e disfunções identificar o local das anomalias intrínsecas, porém o impacto geral no consumo de combustível foi correto. Por outro lado, as curvas características permitiram avaliar cada componente separadamente e obter os valores das malfunções induzidas e intrínsecas. Combinando os dois métodos foi possível obter os valores das anomalias, juntamente com o impacto no consumo de combustível causado tanto pelas malfunções como pelas disfunções em e por cada equipamento. Contudo, o modelo não foi testado em um sistema com a presença de equipamentos dissipativos, possuindo um nível reduzido de generalização.

## 2.2. Modelo termoeconômico

De acordo com Torres *et al.* (2002) a termoeconomia pode ser definida como a ciência da eficiência energética que combina conceitos da segunda lei da termodinâmica com aqueles pertencentes ao ramo da análise econômica.

Embora a teoria de unir conceitos exergéticos e econômicos date do início do século com o trabalho de Keenan (1932) e com as contribuições de outros autores, principalmente de El-Sayed e Evans (1970), que forneceram os fundamentos matemáticos para a otimização de sistemas térmicos; foi apenas na década de 1980 que houve um grande desenvolvimento nesta área. Frangopoulos (1983) e von Spakovsky (1986) formalizaram o primeiro método autônomo desenvolvido por El-Sayed e Evans. Tsatsaronis e Winhold (1985) foram os primeiros a definir o termo exergoeconomia, combinando os conceitos de exergia e economia para análise de sistemas térmicos, sendo esta considerada uma das vertentes da termoeconomia, assim como definiram os conceitos básicos da termoeconomia de insumo e produto. Valero, Lozano e Muñoz (1986) definiram posteriormente o que seria a Teoria do Custo Exergético que se tornou uma referência na área.

Durante a década de 1990, um grupo de especialistas interessados na disciplina decidiu comparar suas metodologias em um problema de otimização pré-definido e simples, que ficou conhecido como problema CGAM, nomeado com as iniciais do principais colaboradores (VALERO *et al.*, 1994). O problema refere-se a uma planta de cogeração que fornece 30 MW de eletricidade e 14 kg/s de vapor saturado a 20 bar. O esquema da planta pode ser visto na Figura 2.2. Os principais autores do problema demonstraram a aplicação de suas metodologias para resolver o problema: Análise Funcional Termoeconômica (FRANGOPOULOS, 1994), Teoria do Custo Exergético (VALERO, LOZANO e SERRA, 1994), Exergoeconomia (TSATSARONIS e PISA, 1994) e Análise Funcional de Engenharia (VON SPAKOVSKY, 1994). Santos (2009), em sua tese doutoral, ao analisar o problema, revela parte da frustração aos interessados da área sobre as resoluções, pois os autores descreveram pouco sobre as metodologias adotadas e questões importantes dentro da termoeconomia não foram tratadas com detalhes como, por exemplo, a estrutura produtiva, as equações auxiliares para atribuição dos custos e a alocação de resíduos. Desta maneira, o objetivo final do grupo de estudo com o problema, que seria a unificação das metodologias para campos de aplicação específicos, não

foi atingida, já que o conceito de custo exergético não foi completamente desenvolvido e diferentes condições de aplicação foram utilizadas.

A comparação entre as metodologias acima descritas, foi realizada com mais detalhes por Cerqueira (1999), em sua tese doutoral. Foi demonstrado que, apesar de o resultado das metodologias serem diferentes, caso fosse utilizado o mesmo tratamento para as irreversibilidades externas, os resultados seriam os mesmos (LOURENÇO, 2016). Desta forma, demonstrou-se que as metodologias termoeconômicas são semelhantes e que, sua principal diferença, está na forma de tratamento das irreversibilidades externas (resíduos), como os gases de exaustão das turbinas a gás, e no tratamento de equipamentos dissipativos, como o condensador dos ciclos a vapor (SANTOS, 2009).

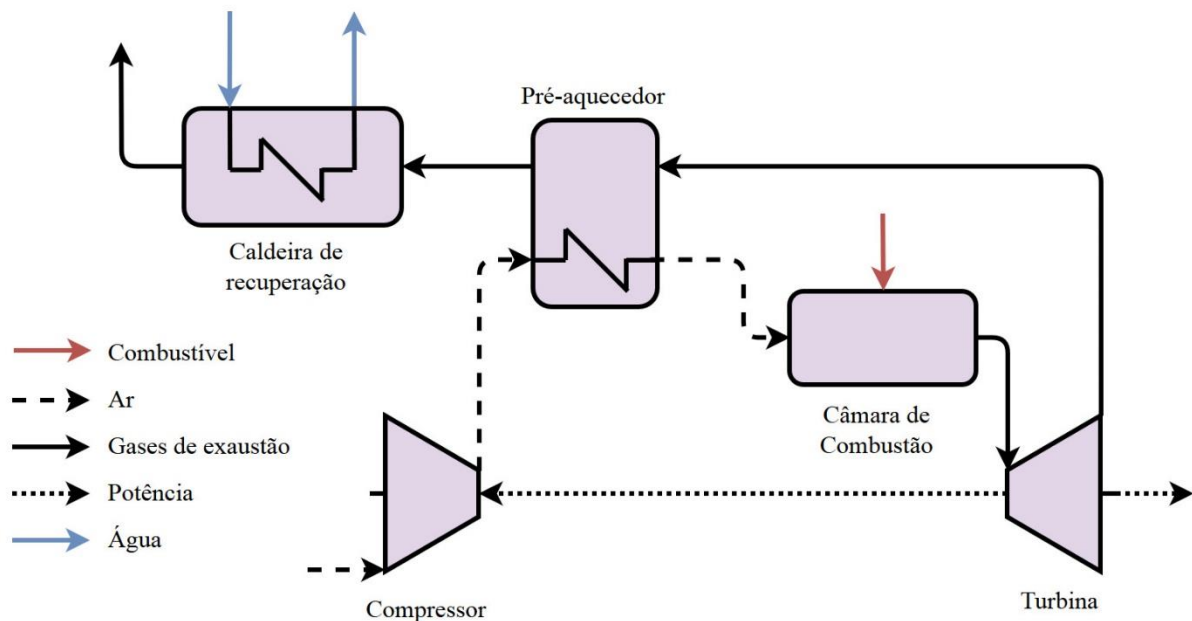


Figura 2.2. Esquema simplificado do Problema CGAM.

Fonte: Adaptado de Valero et al. (1994).

Para unificar a Teoria do Custo Exergético e a Análise Funcional Termoeconômica, desenvolveu-se a Teoria Estrutural do Custo Exergético (VALERO, SERRA e LOZANO, 1993). As modificações das metodologias Exergoeconômicas do problema CGAM foram generalizadas em outra denominada SPECO (*'Specific Exergy Costing'*) (LAZZARETTO e TSATSARONIS, 2006). Esta se baseia em três passos: i) a análise exergética do sistema, ii) a definição de insumos e produtos para cada componente, iii) a aplicação das equações de balanço e custo exergoeconômico. Além disto, é permitida a desagregação da exergia em suas parcelas química e física, sendo esta última ainda podendo ser posteriormente desagregada em mecânica e

térmica. Os custos relativos aos equipamentos dissipativos devem ser realocados aos produtos finais ou nos equipamentos que utilizam o produto destes como seu próprio insumo.

A Teoria Estrutural (ERLACH, SERRA e VALERO, 1999) foi proposta como um padrão para a formulação matemática de todas as metodologias termoeconômicas que são expressas sob a forma de equações lineares. Foi comprovado pelos autores que a Análise Funcional Termoeconômica, a Teoria do Custo Exergético, e outros métodos podiam ser tratados por este novo método. Os autores demonstraram quando diferentes modelos termoeconômicos são comparados utilizando a formulação da Teoria Estrutural, a única diferença entre os resultados é o nível de agregação utilizado para conectar os equipamentos. Foi ressaltado que o método de cálculo de custos é baseado na regra da cadeia, sendo um método rigoroso, não necessitando de nenhuma consideração subjetiva. Desta maneira, os custos obtidos dependem exclusivamente do quanto as equações se adaptam ao comportamento do sistema.

No formalismo da estrutura produtiva (VALERO, SERRA e LOZANO, 1993) todo fluxo da estrutura produtiva deve ser descrito por meio de uma unidade extensiva, como a exergia. Considera-se que todo fluxo entrando na unidade produtiva seja um insumo e todo fluxo saindo da unidade seja um produto. Também podem ser utilizados as componentes da exergia, como suas componentes térmica, mecânica e química, além da neguentropia, conforme descrito anteriormente. Entretanto, certos componentes de sistemas térmicos, por não terem produtos ou insumos bem definidos, não podem ser isolados dentro da estrutura produtiva. Torres *et al.* (2008) definiram os equipamentos dissipativos como aqueles cuja função é de eliminar parcial ou totalmente fluxos indesejados, sendo que em alguns casos, os mesmos são adicionados ao sistema para melhorar a eficiência do sistema, como o condensador no ciclo Rankine; e em outros casos, se torna essencial para a correta operação da planta, como os precipitadores eletrostáticos para eliminação de cinzas dos gases de combustão.

Diversos estudos vem sendo realizados para avaliar o melhor método de desagregação da estrutura produtiva em termos de seus fluxos, de forma a isolar a maior quantidade possível de componentes, em especial, os equipamentos dissipativos. A primeira grande evolução neste quesito foi alcançado com o fluxo fictício de neguentropia (FRANGOPOULOS, 1983), que pela primeira vez possibilitou o isolamento do condensador, ao considerar que o mesmo é o distribuidor desta magnitude termodinâmica no sistema.

Entretanto, quando a neguentropia é aplicada ao sistema junto aos fluxos de exergia, alguns equipamentos dissipativos passam a ter eficiência maior que a unidade, ou seja, eles



produzem mais do que consomem, o que de acordo com a Segunda Lei da Termodinâmica (Razão produto-insumo), é fisicamente impossível. Tal resultado também é observado durante a alocação de custos, onde estes elementos passam a ter custos exergéticos unitários menores do que a unidade, além disso, caso aplicada em uma planta de cogeração, ocorre uma sobrecarga do custo da potência em detrimento do custo do vapor, podendo até contradizer as vantagens da cogeração quando comparado à produção separada de vapor e potência (SANTOS, NASCIMENTO e LORA, 2006). Tal problema, só pode ser evitado com a utilização dos conceitos de subprodutos da Teoria Estrutural do Custo Exergético, porém a mesma não é aplicada em qualquer sistema (SANTOS, 2009).

Santos, Nascimento e Lora (2006) desenvolveram um novo método que consiste em utilizar a parcela entrópica da exergia (fluxo real) ao invés da neguentropia (fluxo fictício), juntamente com a parcela de entalpia, denominando este modelo como H&S. Este novo método, juntamente com o modelo E&S, foi aplicado a uma planta de cogeração e dessalinização para alocação de custos de seus produtos. Foi argumentado que o modelo E&S utiliza a neguentropia duas vezes, sendo uma como fluxo fictício, e a outra como uma parcela do fluxo de exergia, sobrecarregando o custo da eletricidade. Também foram realizados estudos destes modelos em sistemas de cogeração com turbina a gás (SANTOS *et al.*, 2008b); em sistema Rankine reversível (SANTOS *et al.*, 2009) e também em uma aplicação de diagnóstico (SILVA, VENTURINI, *et al.*, 2009b).

Apesar de resolver grande parte das dificuldades em desagregação de estruturas produtivas de sistemas de geração de potência, o modelo H&S não realiza um completo isolamento dos componentes quando aplicado em sistemas de refrigeração, pois os dispositivos de expansão, como válvulas, ainda não possuíam um produto exergético definido. Uma nova abordagem foi proposta por Lourenço (2012) consistindo na desagregação do fluxo físico da exergia em suas parcelas de energia interna ( $U - U_0$ ), de trabalho de fluxo ( $Pv - P_0v_0$ ) e entrópica ( $S - S_0$ ). Este modelo, denominado UFS, foi aplicado em uma bomba de calor simples (compressor, condensador, válvula e evaporador), comprovando-se a viabilidade do mesmo ao observar que todos os equipamentos possuíam eficiência exergética menor que a unidade, seguindo os princípios da termodinâmica. Posteriormente, os autores aplicaram esta metodologia com sucesso em um ciclo de refrigeração de dois estágios com ‘*intercooling*’ (LOURENÇO, SANTOS e DONATELLI, 2012).

Para ciclos de refrigeração, em alguns casos por questões de simplificação, assume-se que os gases se comportam como gases ideais. Neste caso, o método UFS falha em definir

produtos e insumo para dispositivos de expansão isentálpicos, isto ocorre porque o decréscimo de pressão da válvula é proporcional ao seu aumento de volume, anulando desta forma a expressão relativa ao trabalho de fluxo do modelo UFS. (LOURENÇO, 2016) em sua tese doutoral, visando uma abordagem termoeconômica para ser aplicada em qualquer sistema de potência e refrigeração, propõe o modelo UFS+. Neste modelo um novo nível de desagregação é proposto, ao desagregar o trabalho de fluxo nas parcelas de trabalho de pressão ( $P_0v_i - P_0v_0$ ), e de trabalho de volume ( $v_iP_i - v_iP_0$ ). Foi realizado um estudo de caso em uma turbina a gás com reator nuclear resfriado a hélio, onde uma válvula de by-pass operando com gás real é desagregada no diagrama produtivo segundo o modelo proposto.

Ressalta-se que o nível de desagregação necessário nas estruturas produtivas depende exclusivamente do nível de precisão desejado assim como dos tipos de componentes presentes. Como pode ser visto na Figura 2.3, de acordo com o nível de desagregação, a complexidade da análise se eleva, podendo exigir um grande esforço computacional para o caso de sistemas térmicos complexos.

$$B_i^F = \underbrace{\dot{m}_i(u_i - u_0)}_{U_i} + \underbrace{\dot{m}_i P_0(v_i - v_0)}_{FV_i} + \underbrace{\dot{m}_i v_i(P_i - P_0)}_{FP_i} - \underbrace{\dot{m}_i T_0(s_i - s_0)}_{S_i}$$

<i>Modelo UFS+</i>	$U_i$	$FV_i$	$FP_i$	$S_i$
<i>Modelo UFS</i>	$U_i$	$F_i$		$S_i$
<i>Modelo H&amp;S</i>	$H_i$			$S_i$
<i>Modelo E</i>	$B_i^F$			

Figura 2.3. Esquema de desagregação da parcela física da exergia para os modelos E, H&S, UFS e UFS+.

Fonte: adaptado de Lourenço (2016)

### 3. MODELAGEM TERMoeCONÔMICA

Esta seção visa descrever os modelos termoeconômicos que serão utilizados neste trabalho sendo aplicados ao diagnóstico termoeconômico, juntamente com as limitações em relação ao isolamento dos componentes do sistema térmico na estrutura produtiva, além de interpretações termodinâmicas.

Para tal, serão utilizados os conceitos da Teoria Estrutural (VALERO, SERRA e LOZANO, 1993). No diagrama produtivo todos os equipamentos são representados por retângulos, denominados unidades produtivas, conectados com setas de fluxos que representam seus insumos e produtos, cujos sentidos são de entrada e saída do retângulo, respectivamente. Em casos onde há presença de mais de um fluxo entrando em uma unidade, são criadas as junções, representadas por losangos. Semelhantemente, em casos de mais de um fluxo de saída, as bifurcações estão presentes, representadas por círculos. Tal procedimento também é adotado para junção de fluxos que posteriormente serão consumidos por diversos componentes. Ressalta-se que em todo diagrama, os fluxos de potência, mecânica ou elétrica, são representados a parte do fluxo exergetico e de suas desagregações. Para insumo do sistema como, por exemplo, a entrada de combustível, uma seta de origem externa com sentido ao sistema é incorporada no fluxo, sendo o mesmo procedimento adotado para um produto ou resíduo do sistema, com uma seta com sentido externo à planta. Um exemplo deste tipo de estrutura pode ser visto na Figura 3.1:

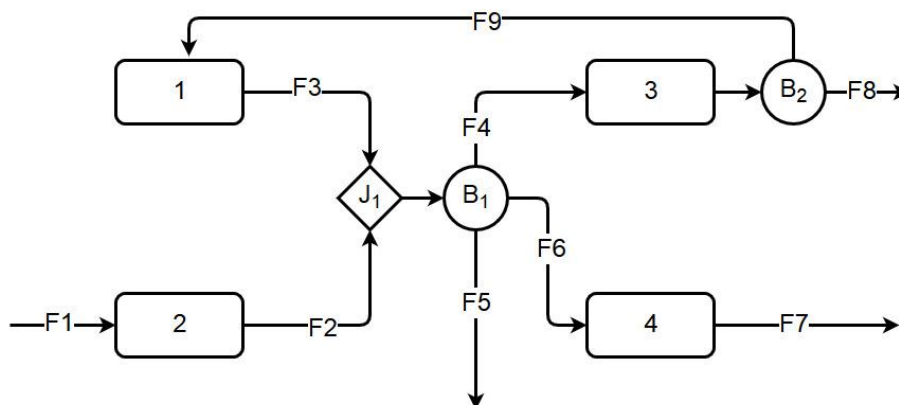


Figura 3.1. Exemplo de diagrama produtivo.

Fonte: Adaptado de Torres et al., 2002.

Na figura é possível observar os equipamentos representados pelos números isolados sendo interconectados pelos fluxos representados pelas letras F. Utilizando como exemplo a unidade 1, observa-se que gera o produto F3 e utiliza como insumo o fluxo F9 oriundo da

bifurcação B2, que, por sua vez, representa os produtos da unidade 3. Os fluxos F3 e F2 se unem na junção J1 e são distribuídos às unidades 3, 4 e ao meio externo, através dos fluxos F4, F6 e F5, respectivamente, partindo da bifurcação B1. O fluxo F1 é o insumo do sistema, oriundo de fonte externa, enquanto os fluxos F5, F7 e F8 são os produtos ou resíduos, sendo destinados à utilização externa ou descarte. Fluxos representados pela simbologia  $F_{ij}$  indicam a variação da propriedade do estado  $i$  para o estado  $j$ . Apesar da Teoria Estrutural utilizar o conceito de subproduto para a alocação de custos, a metodologia da Análise Funcional Termoeconômica (FRANGOPOULOS, 1994) será utilizada neste trabalho para definição dos custos das unidades produtivas, onde todos os fluxos exergéticos considerados como produtos de uma unidade possuem o mesmo custo unitário.

Para analisar os modelos termoeconômicos descritos neste trabalho e exemplificar suas aplicações, será utilizado o ciclo de refrigeração por compressão de vapor da Figura 3.2, composto por um compressor (CMP), um condensador (CND), uma válvula (VLV) e um evaporador (EVP).

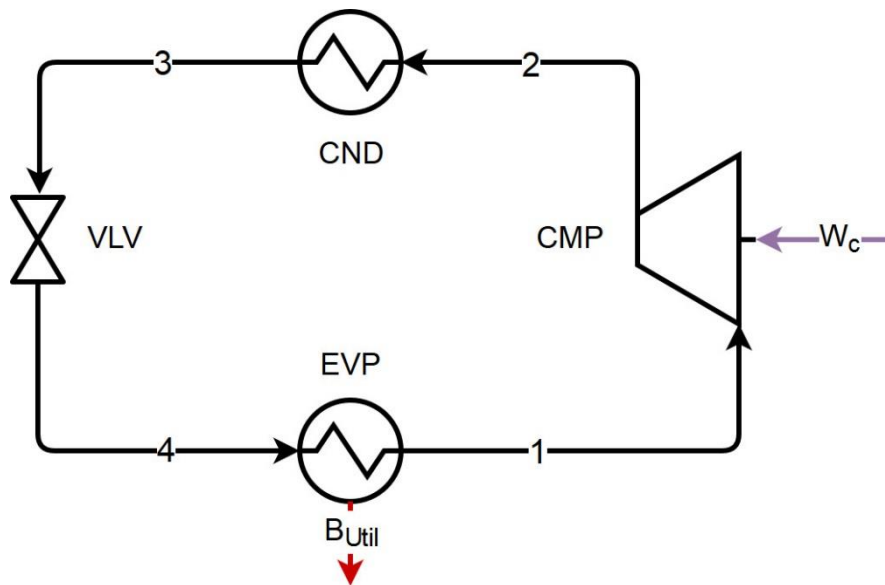


Figura 3.2. Sistema de refrigeração por compressão de vapor para análise dos modelos termoeconômicos.

Fonte: adaptado de Moran et al. (2014)

O sistema opera com o gás refrigerante R134a conectado a uma região fria a  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  pelo evaporador e uma região quente (condição de referência exergética) a  $26\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $T_0$ ) pelo condensador. O fluido de trabalho possui uma vazão mássica de  $0,08\text{ kg/s}$ , enquanto o compressor possui uma eficiência isentrópica ( $\eta_{CMP}$ ) de  $80\%$  e consome  $3,12\text{ kW}$  de potência

para retirar 12,08 kW de calor do ambiente frio através do evaporador, possuindo uma taxa de exergia associada à taxa de transferência de calor de -1 kW ( $B_{Util}$ ), portanto com sentido saindo do evaporador, conforme já apresentado na Figura 3.2. Os dados termodinâmicos do ciclo podem ser vistos na Tabela 3.1, sendo obtidos com o auxílio do software EES®.

Tabela 3.1. Dados termodinâmicos do sistema de refrigeração para análise dos modelos termoeconômicos.

Fluxos	T (°C)	P (bar)	B (kW)	S (kW)	H (kW)	U (kW)	F (kW)	F <sub>v</sub> (kW)	F <sub>p</sub> (kW)
1	-10	2,0	1,46	-4,07	-2,62	-2,31	-0,31	-1,10	0,79
2	49	9,0	3,99	-3,49	0,50	0,64	-0,14	-1,71	1,58
3	30	9,0	3,50	-18,20	-14,69	-12,84	-1,85	-1,90	0,05
4	-10	2,0	3,11	-17,80	-14,69	-13,22	-1,48	-1,69	0,22

*Dados relativos ao estado de referência exergética ( $T_0=26\text{ °C}$  e  $P_0=1\text{ atm}$ ).*

### 3.1.Modelo E

O modelo E é baseado na utilização da exergia total como fluxo na estrutura produtiva, tendo suas raízes em termoeconomia através da Teoria do Custo Exergético e na metodologia SPECO, mesmo que não diretamente aplicadas ao diagnóstico e sim à alocação de custos (SANTOS, 2009).

A exergia, por sua vez, é definida como sendo o máximo trabalho teórico obtido de um fluxo caso o mesmo fosse levado ao estado de equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente, ou seja, ao seu estado morto (MORAN *et al.*, 2014). A exergia de um fluxo pode ser expressa como a contribuição de suas parcelas física ( $B^F$ ) e química ( $B^Q$ ), conforme equação (3.1):

$$B = (B^F + B^Q) \quad (3.1)$$

Por sua vez, a parcela física da exergia pode ser decomposta em suas parcelas entálpica e entrópica, conforme equação (3.2), onde  $T_0$  e  $P_0$  referem-se às condições do estado restrito de referência ou ambiente.

$$B^F = \dot{m} \left( h(T, P) - h(T_0, P_0) - T_0 (s(T, P) - s(T_0, P_0)) \right) \quad (3.2)$$

Os produtos e insumos da unidade produtiva são definidos de acordo com a quantidade de exergia que é adicionada ou removida do fluido de trabalho. Este modelo permite um isolamento completo dos equipamentos de um sistema simples como o ciclo Brayton, porém

falha na presença de equipamentos dissipativos, como um condensador em um ciclo Rankine. O modelo não consegue definir qual o produto deste componente, pois ele não apenas retira exergia do sistema, mas sem nenhum propósito produtivo, sendo necessário para a completa eficiência do ciclo Rankine. Conceituou-se a agregação do condensador à turbina pela Teoria do Custo Exergético (SERRA, 1994). Tal justificativa parte da utilização de turbinas a vapor e de condensação em sistemas de cogeração com extração intermediária, onde parte do vapor é entregue pela turbina de baixa em estado condensado e o vapor extraído passa por outro processo de troca de calor, e retorna ao sistema também condensado (SANTOS, 2009). Tal conceito de agregação é mais utilizado nas análises de otimização e alocação de custos para melhor avaliação do custo de geração de potência. Pela teoria da modelagem termoeconômica, o condensador poderia ser agregado a qualquer outro equipamento no diagrama produtivo, ficando a critério dos autores esta escolha, o que diminui a padronização das análises e possíveis comparações entre trabalhos.

O mesmo procedimento deve ser adotado para dispositivos de expansão isentálpicos, como válvulas, pois não é possível determinar seu produto exergético, sendo necessário agregá-los a outros equipamentos.

Aplicando a abordagem do modelo E no ciclo de refrigeração descrito na proposta deste capítulo, é possível definir os produtos e insumos de cada unidade produtiva conforme a Tabela 3.2. A estrutura produtiva pode ser visualizada na Figura 3.3:

Tabela 3.2. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo E.

Componente	Insumo	Produto
CMP-CND-VLV	$W_C$	$B_{4:1}$
EVP	$B_{4:1}$	$B_{Util}$

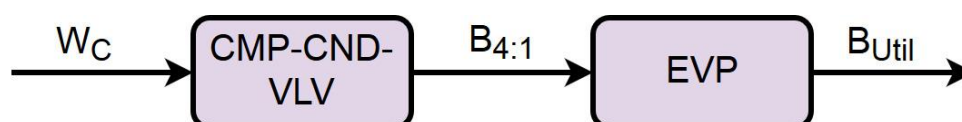


Figura 3.3. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo E.

O evaporador pode ser isolado completamente pois tem como insumo a variação de exergia do fluxo e como produto a exergia útil que ele retira do ambiente ( $B_{Util}$ ). Conforme mencionado anteriormente, o condensador e a válvula não possuem nenhum produto

exergético, tendo a variação exergética do fluido como insumos, assim, por critério do autor, eles foram agregados ao compressor. Assim, é possível obter os custos exergéticos das unidades produtivas a partir das equações (3.3) e (3.4):

$$k_{CMPCNDVLV}^* B_{4:1} - W_C = 0 \quad (3.3)$$

$$k_{EVP}^* B_{Util} - k_{CMPCNDVLV}^* B_{4:1} = 0 \quad (3.4)$$

O valor exergético dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergéticos unitários, estão representados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$B_{4:1}$	1,65	1,89
$B_{Util}$	1,00	3,12
$W_C$	3,12	1,00

Observa-se que o custo para a produção de  $B_{Util}$  é de 3,12, e espera-se que este permaneça inalterado independente da modelagem termodinâmica aplicada, pois depende exclusivamente do insumo externo do sistema  $W_C$ .

### 3.2. Modelo E&S

A partir da definição de neguentropia descrita por Frangopoulos (1983) como sendo um fluxo fictício de variação entrópica, tem-se como sua principal utilização a definição de um produto para o condensador dentro das estruturas produtivas, permitindo assim seu isolamento e consequente alocação de custos. Por ter sido a primeira solução a isolar o condensador como equipamento dissipativo, esta metodologia é uma das mais aceitas no meio acadêmico atual.

A neguentropia ( $S$ ), ou negativa da entropia, quantifica a redução da entropia em um fluido, sendo obtida a partir do produto entre a temperatura de referência e a variação de entropia, conforme equação (3.5):

$$S = - \dot{m} T_0 (s(T, P) - s(T_0, P_0)) \quad (3.5)$$

Desta maneira as parcelas de cada fluxo são representadas como na equação (3.6), onde os termos entre parênteses representam os fluxos de exergia no diagrama produtivo:

$$B = (B^F + B^Q) + S \quad (3.6)$$

Para este modelo são representados no diagrama produtivo os fluxos de exergia total e de neguentropia. Como a magnitude neguentrópica ( $S$ ) tem uma contribuição negativa para a exergia do sistema, ela é considerada como um recurso nos diagramas termoeconômicos, enquanto as outras magnitudes, que tem uma contribuição positiva para a exergia, tem seus incrementos considerados como produtos. Assim, o condensador, que é o único componente redutor de neguentropia em um ciclo Rankine simples, passa a ter um produto mensurável e, desta forma, todos os equipamentos passam a ser isolados.

Entretanto, uma grande crítica a esta metodologia, apontada por Santos, Nascimento, *et al.* (2008a) é a dupla aplicação do termo de entropia ao analisar o diagrama produtivo, pois o mesmo já está incluso no termo de exergia total, conforme pode ser observado na Figura 2.3. Uma das consequências desta aplicação, são as inconsistências no consumo exergético unitário de alguns componentes, que são menores que a unidade, o que corresponde a geração de produtos em maior quantidade do que os insumos por eles utilizados, ou seja, ele contradiz a Segunda Lei da Termodinâmica. Além disso, em análise de alocação de custos, os autores demonstraram que o fluxo fictício de neguentropia sobrecarrega o custo unitário da produção de potência em detrimento do custo de produção de calor em uma planta de cogeração.

Mesmo com as limitações do método, o condensador pode ser isolado e tratado separadamente. Entretanto, as válvulas ainda continuam impossibilitadas de tal feito, pois o fluxo de exergia total passa a indicar que a válvula consome exergia devido ao aumento de entropia e, pelo mesmo motivo, ela passa a consumir neguentropia, não possuindo assim, nenhum produto na estrutura produtiva.

A relação de produtos e insumos das unidades produtivas do sistema de refrigeração da Figura 3.2 pela abordagem E&S é observado na Tabela 3.4.

Tabela 3.4. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo E&S.

<b>Componentes</b>	<b>Insumo</b>	<b>Produto</b>
CMP	$S_{2:1} + W_C$	$B_{4:1} + B_{2:4}$
CND-VLV	$B_{2:4}$	$S_{2:1} + S_{1:4}$
EVP	$B_{4:1} + S_{1:4}$	$B_{Util}$

Analisando estes dados, nota-se que o condensador passa a possuir um produto, que é a sua variação de neguentropia, podendo então, ser desagregado do compressor. Entretanto, a válvula continua a não possuir um produto definido, já que agora passa a ter dois insumos, a



neguentropia e a exergia, de valores absolutos iguais. A critério do autor, a válvula foi agregada ao condensador para representação no diagrama produtivo, cuja representação pode ser visualizada na Figura 3.4.

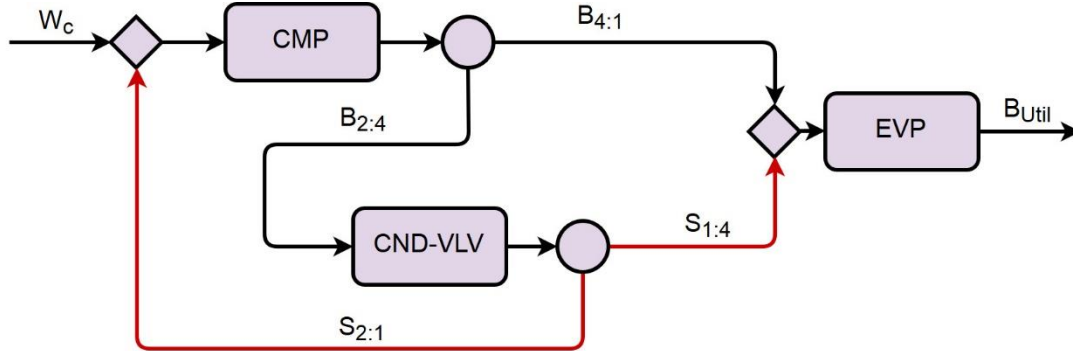


Figura 3.4. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo E&S.

Com estas informações é possível obter os custos exergeticos unitários dos componentes a partir das equações (3.7) a (3.9). Os respectivos valores de cada fluxo podem ser observados na Tabela 3.5.

$$k_{CMP}^*(B_{4:1} + B_{2:4}) - k_{CNDVLV}^*S_{2:1} - W_C = 0 \quad (3.7)$$

$$k_{EVP}^*B_{Util} - k_{CMP}^*B_{4:1} - k_{CNDVLV}^*S_{1:4} = 0 \quad (3.8)$$

$$k_{CNDVLV}^*(S_{2:1} + S_{1:4}) - k_{CMP}^*B_{2:4} = 0 \quad (3.9)$$

Tabela 3.5. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E&S.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{2:4}$	0,88	1,25
$B_{4:1}$	1,65	1,25
$B_{Util}$	1,00	3,12
$S_{2:1}$	0,59	0,08
$S_{1:4}$	13,73	0,08
$W_C$	3,12	1,00

Através da Tabela 3.5 é possível observar o que o custo exergetico unitário dos fluxos que tem sua origem no condensador é menor que a unidade, indicando que este componente não está respeitando a Segunda Lei, possuindo produtos maiores que insumos. Em relação ao compressor, seu custo passa a ser menor, pois agora não está mais agregado aos outros

componentes, o condensador e a válvula, grandes consumidores de exergia. O custo da exergia útil se mantém o mesmo quando comparado ao modelo E.

### 3.3. Modelo H&S

Este modelo foi proposto por Santos, Nascimento e Lora (2006) e consiste em dividir a exergia total em suas parcelas entálpica e entrópica para desagregação na estrutura produtiva, sem a adição do fluxo de neguentropia, resolvendo assim as contradições do modelo anterior, conforme equações (3.10) a (3.12). Os termos entre parênteses na equação (3.10) a (3.12) representam as parcelas do fluxo de exergia física.

$$B = (H + S) + B^Q \quad (3.10)$$

$$H = \dot{m}[h(T, P) - h(T_0, P_0)] \quad (3.11)$$

$$S = -\dot{m}T_0(s(T, P) - s(T_0, P_0)) \quad (3.12)$$

Com esta abordagem, o termo entrópico não é mais duplamente considerado, de maneira que todos os componentes do sistema tem, obrigatoriamente, eficiência exergética menor que a unidade, sem violar a Segunda Lei. O fluxo de entropia funciona da mesma maneira que o de neguentropia, todo componente que aumenta a entropia do sistema, a consome, enquanto os que a diminuem, são seus produtores que a disponibilizam para serem consumidas pelos outros equipamentos. Isto ocorre pois estes fluxos contribuem negativamente na equação da exergia, sendo considerados como recursos. Os equipamentos consumidores e produtores de entalpia são definidos de acordo com suas contribuições ao fluxo, de maneira semelhante ao que ocorre aos fluxos de exergia total dos modelos anteriores.

O condensador também pode ser isolado de maneira efetiva através deste método, tendo como insumo a redução de entalpia e como produto a redução de entropia. A válvula e outros equipamentos isentálpicos, entretanto, permanecem sem um produto definido, já que não há variação de entalpia, enquanto ele consome entropia.

Para o modelo da Figura 3.2, os insumos e produtos das unidades da estrutura produtiva através da abordagem H&S está representado na Tabela 3.6.

Tabela 3.6. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo H&S.

Componente	Insumo	Produto
CMP	$S_{2:1} + W_C$	$H_{2:1}$
CND-VLV	$H_{2:4}$	$S_{2:1} + S_{1:4}$
EVP	$S_{1:4}$	$B_{Util} + H_{1:4}$
$J_H$ (Fictício)	$H_{2:1} + H_{1:4}$	$H_{2:4}$

Foi possível desagregar o condensador do compressor, pois ele passa a ter como insumo sua variação de entalpia e como produto sua variação de entropia que, por sua vez, é distribuída aos outros componentes do sistema. Por outro lado, a válvula continua sem um produto definido, já que a mesma é considerada isentálpica, possuindo apenas sua variação de entropia como produto. Foi adicionado a unidade fictícia  $J_H$  que une todos os fluxos de entalpia produzidos por diferentes componentes e os envia para as unidades consumidoras. A representação da estrutura produtiva pode ser visualizada na Figura 3.5.

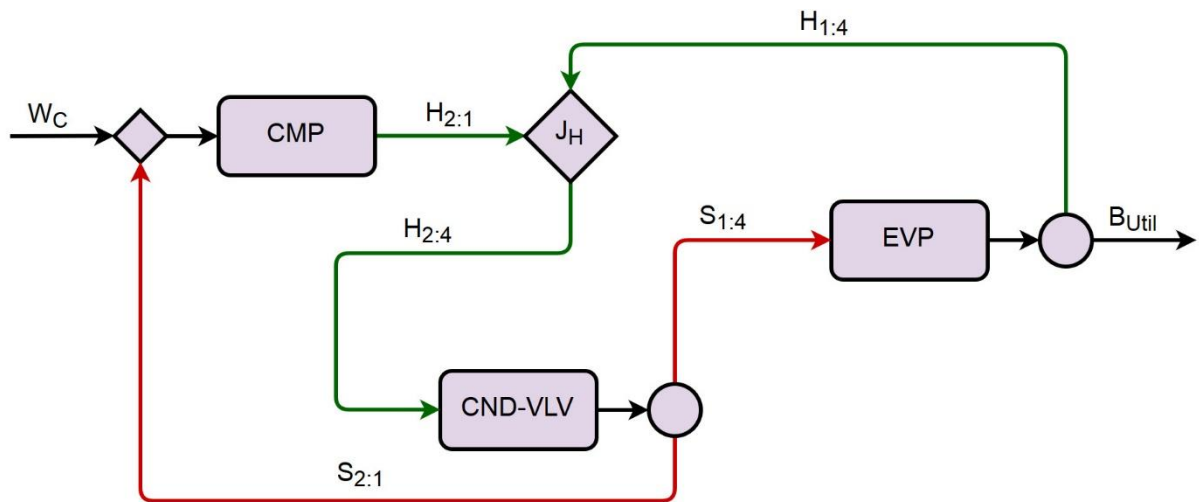


Figura 3.5. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo H&S.

Deste modo, é possível obter os custos exergéticos unitários das unidades produtivas a partir das equações (3.13) a (3.16). Os custos de todos os fluxos da estrutura produtiva estão na Tabela 3.7.

$$k_{CMP}^* H_{2:1} - k_{CNDVLV}^* S_{2:1} - W_C = 0 \quad (3.13)$$

$$k_{EVP}^* (B_{Util} + H_{1:4}) - k_{CNDVLV}^* S_{1:4} = 0 \quad (3.14)$$

$$k_{CNDVLV}^* (S_{1:4} + S_{2:1}) - k_{JH}^* H_{2:4} = 0 \quad (3.15)$$

$$k_{j_H}^* H_{2:4} - k_{CMP} H_{2:1} - k_{EVP}^* H_{1:4} = 0 \quad (3.16)$$

Tabela 3.7. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo H&S.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{Util}$	1,00	3,12
$H_{1:4}$	12,08	3,12
$H_{2:1}$	3,12	1,56
$H_{2:4}$	15,20	2,80
$S_{2:1}$	0,59	2,97
$S_{1:4}$	13,73	2,97
$W_C$	3,12	1,00

É possível verificar na Tabela 3.7 que todos os custos são maiores que a unidade, agora concordando com a Segunda Lei, ao contrário do custo dos fluxos oriundos do condensador apresentados no modelo E&S. Comparado a este modelo, o custo do compressor passou a ser ligeiramente maior, aumentando de 1,25 para 1,56, enquanto o custo do evaporador e, consequentemente, da exergia útil, permaneceu inalterado.

### 3.4. Modelo UFS

Apresentado por Lourenço (2012), este modelo visa ampliar a utilização das metodologias termoeconômicas de sistemas de geração de potência e calor para sistemas de refrigeração por compressão de vapor, que tem como um dos principais componentes, um dispositivo de expansão. Neste modelo, propõe-se desagregar a exergia física em um termo de energia interna (U), um de trabalho de fluxo (F) e outro de entropia (S), conforme as equações (3.17) a (3.20). Os termos entre parênteses na equação (3.17) representam a desagregação da parcela entálpica e os termos entre colchetes a desagregação do fluxo de exergia física.

$$B = [(U + F) + S] + B^Q \quad (3.17)$$

$$U = \dot{m}[u(T, P) - u(T_0, P_0)] \quad (3.18)$$

$$F = \dot{m}[Pv(T, P) - P_0v(T_0, P_0)] \quad (3.19)$$

$$S = -\dot{m}T_0(s(T, P) - s(T_0, P_0)) \quad (3.20)$$

Tal desagregação advém do conceito de entalpia como sendo a soma da energia interna com o trabalho de fluxo. A definição de produtos e insumos dos fluxos de energia interna e de

trabalho de fluxo ocorre da mesma maneira que o fluxo de exergia total (modelo E), enquanto o fluxo de entropia segue o mesmo princípio da neguentropia.

Para fluidos reais em válvulas, foi observado que durante sua expansão, a variação de energia interna do fluido é negativa enquanto o trabalho de fluxo é positivo, sendo que ambos possuem o mesmo módulo, permanecendo então o processo isentálpico (LOURENÇO, 2016).

No caso do condensador, ocorre um consumo de energia interna e trabalho de fluxo, onde o fluido tem ambas as magnitudes reduzidas, sendo considerados assim como insumos do componente. Já a entropia do fluido é reduzida, sendo este então o produto exergético do condensador no diagrama produtivo.

Lourenço (2012), nas considerações finais de seu trabalho, explicita a própria limitação da abordagem, pois a mesma não consegue definir um produto e um insumo para o caso de dispositivos isentálpicos caso adote-se a modelagem do fluido como gás ideal. Observa-se que para um gás ideal que se expande por uma válvula, seu decréscimo de pressão é proporcional ao seu aumento de volume (de acordo com a lei dos gases ideais), portanto não há variação do seu trabalho de fluxo e não se pode definir o produto deste componente (LOURENÇO, 2016).

A partir das considerações acima, o modelo físico da Figura 3.2 tem os insumos e produtos de suas unidades produtivas classificados conforme a Tabela 3.8.

Tabela 3.8. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo UFS.

<b>Componente</b>	<b>Insumo</b>	<b>Produto</b>
CMP	$S_{2:1} + W_C$	$F_{2:1} + U_{2:1}$
CND	$F_{2:3} + U_{2:3}$	$S_{2:1} + S_{1:4} + S_{4:3}$
VLV	$S_{4:3} + U_{3:4}$	$F_{4:3}$
EVP	$S_{1:4}$	$B_{Util} + F_{1:4} + U_{1:4}$
J <sub>U</sub> (Fictício)	$U_{2:1} + U_{1:4}$	$U_{2:3} + U_{3:4}$
J <sub>F</sub> (Fictício)	$F_{1:4} + F_{2:1} + F_{4:3}$	$F_{2:3}$

Uma nova etapa de desagregação é atingida, sendo possível agora isolar a válvula no diagrama produtivo, que passa agora a possuir como produto a variação de energia interna do fluido em seu interior, que tem o mesmo valor em módulo da variação de trabalho de fluxo no seu insumo. Tanto o evaporador quanto o compressor passam a ter como produtos tanto a energia interna como o trabalho de fluxo. Enquanto isso, o condensador passa a utilizá-las como insumo. As unidades fictícias J<sub>U</sub> e J<sub>F</sub> foram criadas para distribuição dos fluxos produzidos de

energia interna e trabalho de fluxo, respectivamente, para seus consumidores. A representação da estrutura produtiva e os consumos exergeticos unitários desta abordagem estão na Figura 3.6.

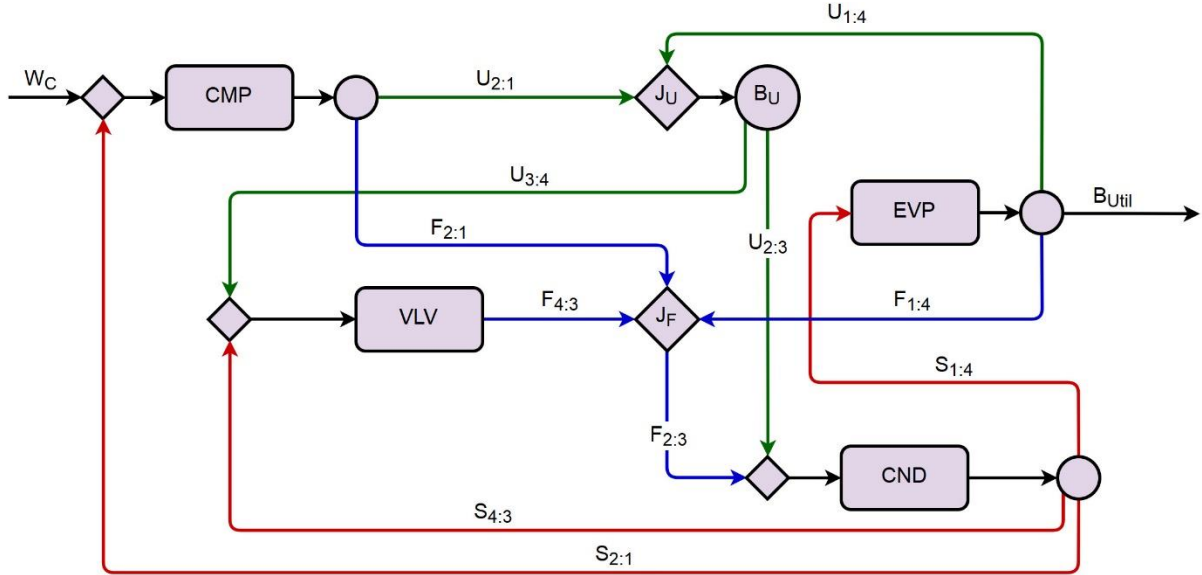


Figura 3.6. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo UFS.

Os custos exergeticos unitários das unidades produtivas podem ser obtidos a partir das equações (3.21) a (3.26). Os valores de cada fluxo e seus respectivos custos estão na Tabela 3.9.

$$k_{CMP}^*(U_{2:1} + F_{2:1}) - k_{CND}^*S_{2:1} - W_C = 0 \quad (3.21)$$

$$k_{EVP}^*(B_{Util} + U_{1:4} + F_{1:4}) - k_{CND}^*S_{1:4} = 0 \quad (3.22)$$

$$k_{CND}^*(S_{1:4} + S_{2:1} + S_{4:3}) - k_{JU}^*U_{2:3} - k_{JF}^*F_{2:3} = 0 \quad (3.23)$$

$$k_{VLV}^*F_{4:3} - k_{CND}^*S_{4:3} - k_{JU}^*U_{3:4} = 0 \quad (3.24)$$

$$k_{JU}^*(U_{2:3} + U_{3:4}) - k_{CMP}^*U_{2:1} - k_{EVP}^*U_{1:4} = 0 \quad (3.25)$$

$$k_{JF}^*F_{2:3} - k_{CMP}^*F_{2:1} - k_{EVP}^*F_{1:4} - k_{VLV}^*F_{4:3} = 0 \quad (3.26)$$

Tabela 3.9. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$B_{Util}$	1,00	3,12
$F_{1:4}$	1,16	3,12
$F_{2:1}$	0,18	1,56
$F_{2:3}$	1,71	3,58
$F_{4:3}$	0,38	5,94
$S_{2:1}$	0,59	2,97
$S_{1:4}$	13,73	2,97
$S_{4:3}$	0,40	2,97
$U_{1:4}$	10,91	3,12
$U_{2:1}$	2,95	1,56
$U_{2:3}$	13,48	2,79
$U_{3:4}$	0,38	2,79
$W_C$	3,12	1,00

Analisando a tabela acima, observa-se que os custos dos fluxos oriundos do evaporador, do compressor e do condensador não sofreram variações significativas quando comparado ao modelo H&S. Para o evaporador e o compressor, isto ocorre pois seus produtos e insumos permaneceram os mesmos em totalidade. Para o condensador, houve uma pequena variação no custo do mesmo devido à desagregação da válvula, mas como os fluxos desta são muito menores que os fluxos relativos ao condensador, a variação é muito pequena. A válvula passa agora a ter seu próprio custo exergetico, possuindo o valor mais alto dentre todos os fluxos, pois recebe muitos insumos e produz apenas uma pequena variação de trabalho de fluxo.

### 3.5.Modelo UFS+

Para superar a limitação do modelo anterior, Lourenço (2016) propôs esta nova abordagem que aproveita todas as características de seu modelo anterior e supera a limitação descrita anteriormente, modelo o qual denominou UFS+. Neste a exergia física é desagregada em quatro parcelas: energia interna ( $U$ ), trabalho de volume ( $F_V$ ), trabalho de pressão ( $F_P$ ) e entropia ( $S$ ), segundo as equações (3.27) a (3.31). Na equação (3.27), os termos entre parênteses representam a desagregação do trabalho de fluxo, os entre colchetes a desagregação da parcela entálpica e os entre chaves, a desagregação da exergia física.

$$B = \{[U + (F_V + F_P)] + S\} + B^Q \quad (3.27)$$

$$U = \dot{m}[u(T, P) - u(T_0, P_0)] \quad (3.28)$$

$$F_V = \dot{m}P_0[v(T, P) - v(T_0, P_0)] \quad (3.29)$$

$$F_P = \dot{m}v(T, P)[P - P_0] \quad (3.30)$$

$$S = -\dot{m}T_0(s(T, P) - s(T_0, P_0)) \quad (3.31)$$

Esta nomenclatura advém da aplicação da diferenciação do termo entálpico quando aplicado a um modelo de gás ideal conforme equação (3.32):

$$dH = dU + PdV + VdP \quad (3.32)$$

Lourenço (2016) também provou em seu trabalho que os termos de trabalho de volume  $F_V$  e trabalho de pressão  $F_P$  são partes do termo de trabalho de fluxo  $F$  e, que juntos, produzem seu valor absoluto. As definições de insumo e produto seguem, explicitamente, as mesmas definições do modelo UFS, sendo os fluxos  $F_V$  e  $F_P$  considerados como insumos quando há uma redução destes no componente e, como produtos, no caso inverso.

Com isto, uma válvula que realiza a expansão de um fluido modelado como gás ideal, possui uma variação igual em módulo dos termos de trabalho de pressão e de volume, porém com sinais inversos. Assim, define-se como produto da válvula no diagrama produtivo, o termo de trabalho de volume que aumenta proporcionalmente ao termo de trabalho de pressão, considerado aqui como insumo, juntamente com o aumento de entropia. Como estamos considerando o modelo de gás ideal, não ocorre variação de temperatura a montante e a jusante da válvula, portanto a variação de energia interna é nula.

No caso do condensador que opera a pressão constante, ele continua possuindo como produto a redução de entropia do sistema, e passa a considerar como insumos a variação de energia interna, de trabalho de pressão e de trabalho de volume.

Em seu trabalho, Lourenço (2016) cria uma sistemática para desagregação da exergia em todos os modelos aqui descritos. Ele aplicou sete abordagens termoeconômicas em um sistema de cogeração que continha uma válvula de by-pass em sua estrutura, sendo o modelo UFS+ o único que atingiu total isolamento dos equipamentos no diagrama produtivo.

O sistema físico da Figura 3.2 tem os produtos e insumos de suas unidades produtivas definidos conforme a Tabela 3.10.



Tabela 3.10. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+.

Componente	Insumo	Produto
CMP	$FV_{1:2} + S_{2:1} + W_C$	$U_{2:1} + FP_{2:1}$
CND	$FP_{2:3} + FV_{2:3} + U_{2:3}$	$S_{2:1} + S_{1:4} + S_{4:3}$
VLV	$U_{3:4} + S_{4:3}$	$FP_{4:3} + FV_{4:3}$
EVP	$S_{1:4}$	$B_{Util} + FP_{1:4} + FV_{1:4} + U_{1:4}$
J <sub>U</sub> (Fictício)	$U_{2:1} + U_{1:4}$	$U_{2:3} + U_{3:4}$
J <sub>FP</sub> (Fictício)	$FP_{1:4} + FP_{2:1} + FP_{4:3}$	$FP_{2:3}$
J <sub>FV</sub> (Fictício)	$FV_{1:4} + FV_{4:3}$	$FV_{1:2} + FV_{2:3}$

Os produtos e recursos do compressor sofreram modificações, onde o trabalho de volume passa a ser um insumo devido à variação de volume específico do fluido ao ser comprimido. Para os outros componentes houve apenas a desagregação da parcela de trabalho de fluxo do modelo UFS, sem alterações quantitativas em sua totalidade. Ressalta-se que caso o fluido analisado fosse considerado como um fluido ideal, apenas o modelo UFS+ poderia desagregá-lo na estrutura produtiva. Foram adicionadas as unidades fictícias J<sub>U</sub>, J<sub>FP</sub> e J<sub>FV</sub> para agregar os produtos de energia interna, trabalho de pressão e trabalho de volume, respectivamente, e distribuí-los aos seus consumidores. A representação no diagrama produtivo deste sistema pode ser observada na Figura 3.7.

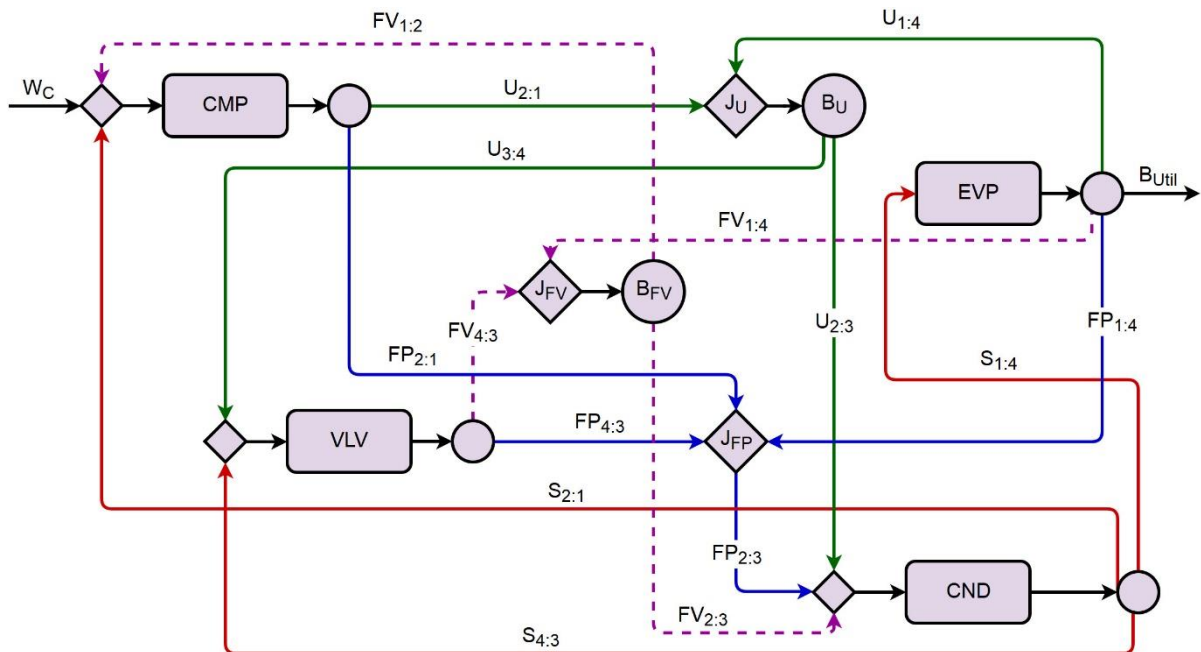


Figura 3.7. Diagrama produtivo do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+.

A partir destas informações é possível obter os custos exergeticos unitários das unidades produtivas pelas equações (3.33) a (3.39) e seus valores estão representados na Tabela 3.11.

$$k_{CMP}^*(U_{2:1} + FP_{2:1}) - k_{CND}^*S_{2:1} - k_{J_{FV}}^*FV_{1:2} - W_C = 0 \quad (3.33)$$

$$k_{EVP}^*(B_{Util} + U_{1:4} + FP_{1:4} + FV_{1:4}) - k_{CND}^*S_{1:4} = 0 \quad (3.34)$$

$$k_{CND}^*(S_{1:4} + S_{2:1} + S_{4:3}) - k_{J_U}^*U_{2:3} - k_{J_{FP}}^*FP_{2:3} - k_{J_{FV}}^*FV_{2:3} = 0 \quad (3.35)$$

$$k_{VLV}^*(FP_{4:3} + FV_{4:3}) - k_{CND}^*S_{4:3} - k_{J_U}^*U_{3:4} = 0 \quad (3.36)$$

$$k_{J_U}^*(U_{2:3} + U_{3:4}) - k_{CMP}^*U_{2:1} - k_{EVP}^*U_{1:4} = 0 \quad (3.37)$$

$$k_{J_{FP}}^*FP_{2:3} - k_{CMP}^*FP_{2:1} - k_{EVP}^*FP_{1:4} - k_{VLV}^*FP_{4:3} = 0 \quad (3.38)$$

$$k_{J_{FV}}^*(FV_{1:2} + FV_{2:3}) - k_{EVP}^*FV_{1:4} - k_{VLV}^*FV_{4:3} = 0 \quad (3.39)$$

Tabela 3.11. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{Util}$	1,00	3,12
$FP_{1:4}$	0,58	3,12
$FP_{2:1}$	0,78	1,94
$FP_{2:3}$	1,52	2,82
$FP_{4:3}$	0,16	6,02
$FV_{1:2}$	0,61	3,89
$FV_{1:4}$	0,59	3,12
$FV_{2:3}$	0,19	3,89
$FV_{4:3}$	0,21	6,02
$S_{2:1}$	0,59	2,97
$S_{1:4}$	13,73	2,97
$S_{4:3}$	0,40	2,97
$U_{1:4}$	10,91	3,12
$U_{2:1}$	2,95	1,94
$U_{2:3}$	13,48	2,87
$U_{3:4}$	0,38	2,87
$W_C$	3,12	1,00

Através da tabela acima, observa-se que os custos exergeticos dos fluxos oriundos do condensador e do evaporador não sofreram alterações quando comparados aos modelos UFS e

H&S, conforme esperado por não haver mudança quantitativa em seus insumos e produtos no diagrama produtivo. Já os fluxos do compressor sofreram um aumento de custo devido ao trabalho de volume ser considerado aqui como insumo. Enquanto isso, a válvula que recebe parte da exergia produzida pelo compressor, também teve seu custo aumentado.

Nas Figura 3.8 a Figura 3.10 são demonstrados as formas de representação na estrutura produtiva do condensador, da válvula com fluido real e da válvula com gás modelado como ideal, respectivamente.

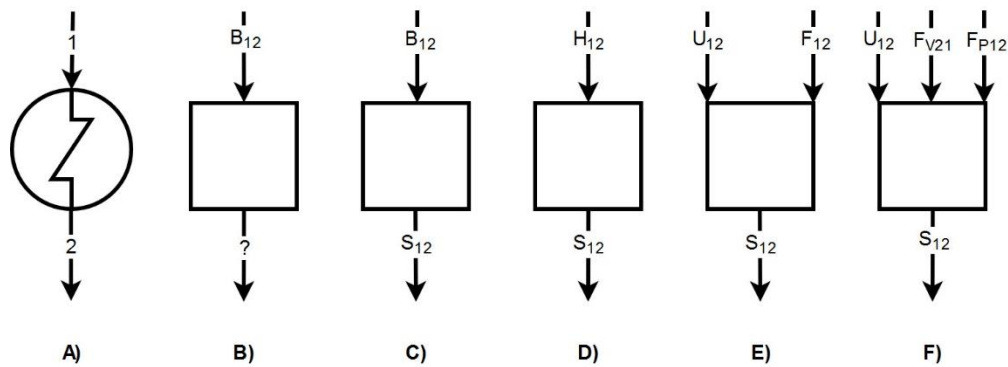


Figura 3.8. Condensador e seus respectivos insumos e produtos nos modelos termoeconômicos: (A) modelo físico, (B) E, (C) E&S, (D) H&S, (E) UFS e (F) UFS+.

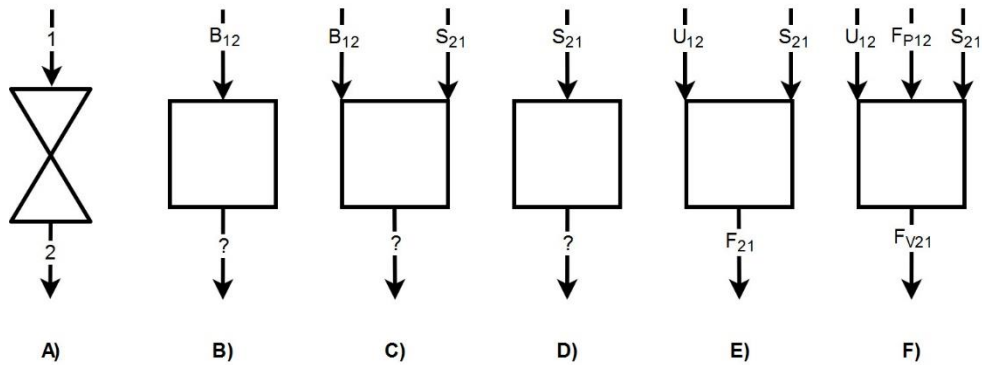


Figura 3.9. Válvula com fluido real e seus respectivos insumos e produtos nos modelos termoeconômicos: (A) modelo físico, (B) E, (C) E&S, (D) H&S, (E) UFS e (F) UFS+.

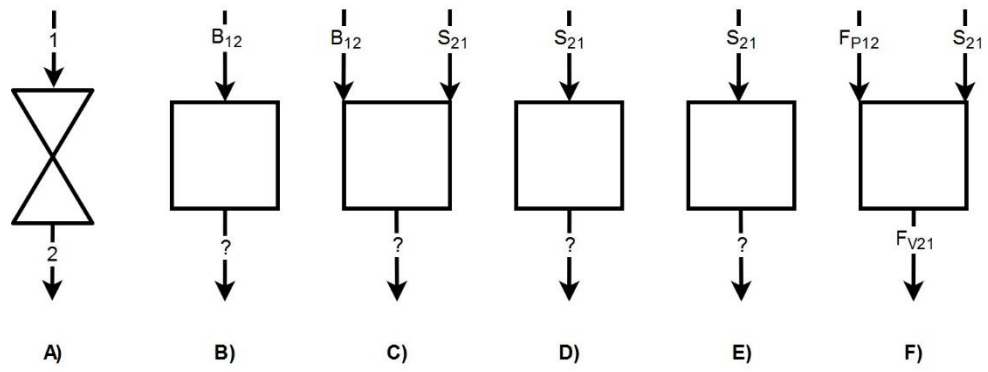


Figura 3.10. Válvula com fluido modelado como gás ideal e seus respectivos insumos e produtos nos modelos termoeconômicos: (A) modelo físico, (B) E, (C) E&S, (D) H&S, (E) UFS e (F) UFS+.

#### 4. FÓRMULA DE IMPACTO NO INSUMO

Esta metodologia de diagnóstico termoeconômico foi apresentada primeiramente por Lozano *et al.* (1994), passando por aprimoramentos conceituais ao longo dos anos até a forma aqui apresentada (TORRES *et al.*, 2002), também sofrendo alterações posteriores para tratamento de resíduos (VALERO *et al.*, 2004b). Entretanto, este último não será tratado neste trabalho pois os sistemas a serem aqui analisados não contém resíduos, como ocorre no caso de sistemas de cogeração ou de um ciclo Brayton, que rejeitam os gases de exaustão para o ambiente.

A análise termoeconômica baseia-se sempre na análise das condições de operação, utilizando a segunda lei da termodinâmica e os fluxos exergéticos para identificar os equipamentos que estão afetando o rendimento global do sistema. Como forma de mensurar este impacto, obtém-se o consumo adicional de combustível ou insumos do sistema termodinâmico como um todo, comparando-se a condição de referência ( $F_T^0$ ), ou seja, a condição esperada ou de projeto da planta; com a real condição operacional ( $F_T$ ). Desta maneira, o consumo adicional de insumos da planta ( $\Delta F_T$ ), pode ser expresso como:

$$\Delta F_T = F_T - F_T^0 \quad (4.1)$$

Onde esta equação também pode ser descrita como a soma das irreversibilidades (I) de cada componente (j):

$$\Delta F_T = \Delta I_T = \sum_{j=1}^n (I_j(x) - I_j(x_0)) = \sum_{j=1}^n \Delta I_j \quad (4.2)$$

Como o objetivo do diagnóstico não é somente quantificar o impacto no consumo de insumos na presença de anomalias, é necessário uma análise mais aprofundada para indicar onde estas se encontram, propósito este que apenas a equação acima não satisfaz.

Para dar prosseguimento na análise, far-se-á necessário obter o diagrama produtivo do sistema seguindo o modelo termoeconômico desejado, obtendo-se assim os produtos, insumos e resíduos de cada componente. O produto de um componente *i* pode ser utilizado por outro componente ou ser parte do produto final da planta, sendo representado por:

$$P_i = B_{i0} + \sum_{j=1}^n B_{ij} \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (4.3)$$

Onde  $B_{ij}$  é a parte do produto do componente  $i$  que se destina ao componente  $j$ . Da mesma forma o termo  $B_{i0}$  representa a parcela da produção do componente  $i$  para o ambiente, ou seja, para o produto final do sistema. O ambiente é aqui representado pelo índice 0.

O mesmo princípio é aplicado para os insumos (F):

$$F_i = B_{0i} + \sum_{j=1}^n B_{ji} \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (4.4)$$

O consumo exergético unitário é definido de acordo com a equação (4.5), representando a parcela da produção do componente  $i$  necessária para produzir uma unidade no componente  $j$ .

$$\kappa_{ij} = \frac{B_{ij}}{P_j} \quad (4.5)$$

Logo, o consumo exergético unitário de cada componente, é definido como sendo o quociente entre todos seus insumos e produtos, ou seja, o inverso de sua eficiência exergética ( $\varepsilon_j$ ):

$$\kappa_j = \sum_{i=0}^n \kappa_{ij} = \frac{F_j}{P_j} = \frac{1}{\varepsilon_j} \quad (4.6)$$

O custo exergético unitário de cada fluxo é definido como sendo o quociente entre o custo do fluxo e o seu valor exergético:

$$k_{ij}^* = \frac{B_{ij}^*}{B_{ij}} \quad (4.7)$$

Por semelhança, o custo exergético de cada componente é igual ao custo de todos os recursos necessários para obtenção de seu produto:

$$P_i^* = F_i^* = \sum_{j=0}^n k_{p,j}^* B_{ji} \quad i = 1, \dots, n \quad (4.8)$$

A equação (4.3) pode, então, ser reescrita em função do consumo exergético unitário:

$$P_i = B_{i0} + \sum_{j=1}^n \kappa_{ij} P_j \quad i = 0, 1, \dots, n \quad (4.9)$$

Pela teoria estrutural, esta expressão representa a equação característica do modelo produtivo. Como forma de generalização, pode ser reescrita em forma matricial:

$$\mathbf{P} = \mathbf{P}_S + \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle \mathbf{P} \quad (4.10)$$

Onde  $\mathbf{P}_S$  é um vetor ( $n \times 1$ ) que representa a contribuição de cada componente na produção final do sistema ( $P_{i0}$ ), e  $\langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle$  é uma matriz ( $n \times n$ ), cujos elementos são os consumos exergéticos unitários  $\kappa_{ij}$ . Reordenando a equação (4.10) é possível obter o produto de cada componente a partir do produto final do sistema analisado:

$$\mathbf{P} = |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_S \quad (4.11)$$

Para cálculos posteriores, será necessário a obtenção do operador  $|\mathbf{P}\rangle$  e do operador  $|\mathbf{I}\rangle$ :

$$|\mathbf{P}\rangle = (\mathbf{U}_D - \langle \mathbf{K} \mathbf{P} \rangle)^{-1} \quad (4.12)$$

$$|\mathbf{I}\rangle = (\mathbf{K}_D - \mathbf{U}_D) |\mathbf{P}\rangle \quad (4.13)$$

Onde  $\mathbf{U}_D$  é uma matriz diagonal ( $n \times n$ ) e  $\mathbf{K}_D$  é uma matriz diagonal ( $n \times n$ ) que contém o consumo exergético unitário de cada componente  $\kappa_j$ . O mesmo procedimento pode ser realizado para obtenção das irreversibilidades de cada componente:

$$\mathbf{I} = |\mathbf{I}\rangle \mathbf{P}_S \quad (4.14)$$

Assim o total de recursos consumidos pelo sistema pode ser obtido pela equação (4.15):

$$\mathbf{F}_T = {}^t \kappa_e |\mathbf{P}\rangle \mathbf{P}_S \quad (4.15)$$

Onde  ${}^t \kappa_e$  é um vetor ( $n \times 1$ ) que contém o consumo exergético unitário dos insumos do sistema ( $\kappa_{01}, \dots, \kappa_{0n}$ ). Expressando a equação (4.7) em termos do consumo exergético unitário, temos:

$$k_{P,i}^* = \kappa_{0i} + \sum_{j=1}^n \kappa_{ji} k_{P,j}^* \quad i = 1, \dots, n \quad (4.16)$$

Desta forma, é possível obter uma equação que relaciona o custo exergético unitário com o consumo exergético unitário na forma matricial:

$$\mathbf{k}_P^* = {}^t|\mathbf{P}\rangle \mathbf{\kappa}_e \quad (4.17)$$

Para realizar uma análise de diagnóstico é necessário conhecer como o consumo exergético unitário de cada equipamento se alterou nas condições de operação, quando comparado às condições de referência, ou seja,  $\Delta \kappa_{ij} = \kappa_{ij} - \kappa_{ij}^0$ . Os valores reais podem ser obtidos a partir de teste de performance ou com o auxílio de simuladores off-line do sistema a partir de suas condições termodinâmicas. Salienta-se que deve-se priorizar como parâmetros de avaliação variáveis físicas mensuráveis como temperatura e pressão, já que algumas variáveis como eficiências não devem ser utilizadas como parâmetros devido a possível complexidade de sua obtenção.

A partir da equação (4.15) é possível obter o incremento no consumo de insumos da planta quando comparado às condições de referência:

$$\Delta \mathbf{F}_T = \Delta {}^t \mathbf{\kappa}_e \mathbf{P}^0 + {}^t \mathbf{\kappa}_e \Delta \mathbf{P} \quad (4.18)$$

O aumento na produção de cada componente ( $\Delta \mathbf{P}$ ) pode ser expresso em termos do consumo exergético unitário, como:

$$\Delta \mathbf{P} = \Delta \mathbf{P}_s + \Delta \langle \mathbf{KP} \rangle \mathbf{P}^0 + \langle \mathbf{KP} \rangle \Delta \mathbf{P} \quad (4.19)$$

Então, aplicando a equação (4.11):

$$\Delta \mathbf{P} = |\mathbf{P}\rangle (\Delta \mathbf{P}_s + \Delta \langle \mathbf{KP} \rangle \mathbf{P}^0) \quad (4.20)$$

Para análise do consumo adicional de insumos através da alteração do consumo exergético unitário dos componentes, adota-se como hipótese que não há alteração do produto final do sistema, ou seja, o sistema de controle da planta ajusta as condições de operação dos componentes para que a produção da planta não seja alterada. Tal ajuste pode ser obtido com o auxílio de simuladores conforme descrito anteriormente, já que em condições reais dificilmente



a planta não sofrerá nenhuma alteração de seu produto final. Desta maneira, a equação (4.18) pode ser escrita como:

$$\Delta F_T = (\Delta^t \kappa_e + {}^t k_p^* \Delta(KP)) P^0 \quad (4.21)$$

Em forma escalar:

$$\Delta F_T = \sum_{i=1}^n \left( \sum_{j=0}^n k_{p,j}^* \Delta \kappa_{ij} \right) P_i^0 \quad (4.22)$$

A equação (4.22) permite obter o consumo adicional de combustível ( $\Delta F_T$ ) em função da soma das contribuições individuais de cada componente, sendo denominado fórmula de impacto no insumo.

Sempre que ocorrem alterações no consumo exerético unitário de um componente para as mesmas condições termodinâmicas de operação, é uma evidência da presença de uma anomalia no sistema. Quando uma anomalia intrínseca (malfuncão intrínseca) degrada a performance de um determinado componente, todo o sistema deve se adaptar termodinamicamente à esta nova condição. Entretanto, todo componente tem uma eficiência própria para cada ponto de operação, o que ocasiona alteração em seus consumos exeréticos unitários, fenômeno denominado como anomalia induzida. Importante salientar, que para suprir a necessidade de insumos dos outros componentes, a quantidade de irreversibilidade gerada aumenta, além das próprias perdas do processo. Uma ilustração de tal efeito pode ser visualizada na Figura 4.1:

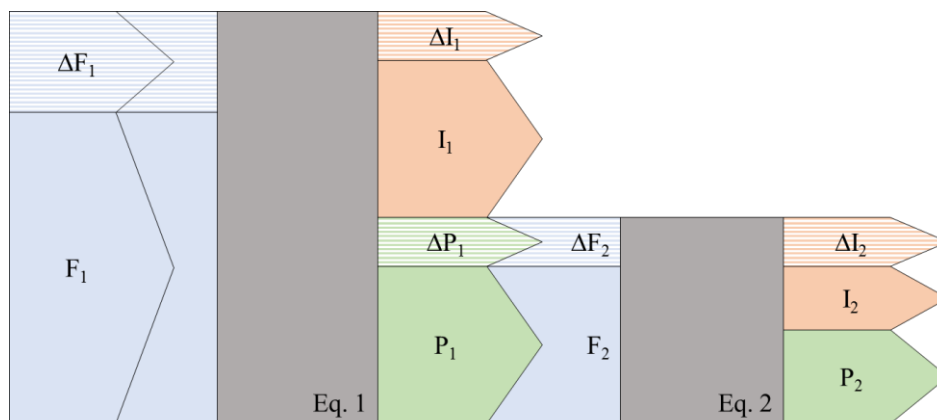


Figura 4.1. Impacto das malfuncões no consumo de combustível.

Fonte: Adaptado de Valero et al. (2004b).

O aumento de irreversibilidade em um componente genérico do sistema pode ser representado como:

$$\Delta I = \Delta K_D P^0 + (K_D - U_D) \Delta P \quad (4.23)$$

Torres *et al.* (2002) definiram em seu trabalho os seguintes conceitos:

- Irreversibilidade endógena ou malfuncção é produzida por um aumento no consumo unitário do próprio componente, sendo definido por:

$$MF_i = P_i^0 \Delta \kappa_i = \sum_{j=0}^n P_i^0 \Delta \kappa_{ji} \quad (4.24)$$

- Irreversibilidade exógena ou disfunção induzida em um componente pela malfuncção em outro equipamento, de forma que este passa a consumir mais recursos, mesmo sem alteração de sua eficiência exergetica ou consumo exergetico unitário, apenas para suprir a necessidade do componente com anomalia intrínseca.

$$DF_i = (\kappa_i - 1) \Delta P_i \quad (4.25)$$

Ao substituir  $\Delta P$  da equação acima pelo seu corresponde na equação (4.19), então o aumento de irreversibilidade em cada componente, equação (4.23), pode ser representado como:

$$\Delta I = (\Delta K_D + |I| \Delta(KP)) P^0 \quad (4.26)$$

Em notação escalar:

$$\Delta I_i = \sum_{j=1}^n P_i \Delta \kappa_{ij} + \sum_{j,h=1}^n \phi_{ih} \Delta \kappa_{hj} P_j^0 \quad i = 1, \dots, n \quad (4.27)$$

Sabendo que  $\phi_{ih}$  representa os coeficientes do operador  $|I|$ . É possível observar que o primeiro termo da equação acima trata-se da malfuncção, como definido pela equação (4.24), e o segundo da disfunção em  $i$  induzida pelo equipamento  $j$ :

$$DF_{ij} = \sum_{h=1}^n \phi_{ih} \Delta \kappa_{hj} P_j^0 \quad (4.28)$$

Na expressão acima, é possível verificar que um malfuncção no equipamento  $j$ , representada por  $\Delta\kappa_{hj}P_j^0$ , gera uma disfunção no equipamento  $i$  proporcional ao coeficientes  $\phi_{ih}$ . É importante salientar que este termo  $\phi_{ih}$  depende unicamente do consumo exergético unitário dos equipamentos na condição de operação, não sendo influenciado pelo valor das malfuncções no sistema. Assim, a matriz de disfunções também pode ser definida em forma matricial como:

$$DF = |I\rangle MF \quad (4.29)$$

Desta maneira, todas as anomalias em um equipamento podem ser descritas como a soma de sua malfuncção e disfunções nele presentes:

$$\Delta I_i = MF_i + \sum_{j=1}^n DF_{ij} \quad i = 1, \dots, n \quad (4.30)$$

Como o consumo adicional de combustível consiste no aumento das irreversibilidades dentro do sistema, o mesmo pode ser representado como a soma de todas as malfuncções e disfunções da planta:

$$\Delta F_T = \sum_{i=1}^n \Delta I_i = \sum_{i=1}^n \left( MF_i + \sum_{j=1}^n DF_{ij} \right) \quad (4.31)$$

O somatório de todas as disfunções induzidas por um componente pode ser obtida pela equação (4.32):

$$DI_i = \sum_{j=1}^n DF_{ji} = \sum_{j=1}^n (k_{P,j}^* - 1) \Delta\kappa_{ji} P_i^0 \quad (4.32)$$

Salienta-se que as análises descritas mostraram-se adequadas na quantificação do impacto do consumo de combustível. Entretanto, para o caso das malfuncções, que correspondem ao impacto causado pela variação da eficiência exergética dos componentes, a metodologia de diagnóstico convencional não diferencia se a mesma é intrínseca ou induzida, sendo necessária uma abordagem adicional para esta identificação como, por exemplo, a análise do método da reconciliação (ZALETA *et al.*, 2004), das curvas características (TOFFOLO e LAZZARETTO, 2004) ou pelos métodos propostos recentemente por Perez, Lizarraga e Revilla (2017) e por Orozco *et al.* (2017).

De forma simplificada, as etapas da metodologia de diagnóstico termoeconômico utilizando a equação de impacto de combustível estão descritas abaixo (OROZCO, 2017), (SECCHIN, 2015) para ciclos sem geração de resíduos:

- i. Definição das condições de referência (ideais ou de projeto) e de operação do sistema (com anomalias);
- ii. Representar o sistema através de uma estrutura produtiva seguindo uma abordagem termoeconômica;
- iii. Opcionalmente, pode-se definir os custos exergéticos unitários ( $k^*$ ) de cada fluxo nas condições de referência e operação através das equações da termoeconomia;
- iv. Obtenção da matriz F-P (Insumo-Produto);
- v. Obtenção da matriz  $\langle KP \rangle$  pela Eq. (4.5) e da matriz  $U_D$ ;
- vi. Cálculo dos operadores produto  $|P\rangle$  e irreversibilidade  $|I\rangle$ , utilizando as equações (4.12) e (4.13) respectivamente;
- vii. Obtenção dos custos exergéticos unitários ( $k^*$ ) para cada componente do sistema através da equação (4.17);
- viii. Repetir as etapas iv) a vii) para a condição de referência e para a condição de operação;
- ix. Obtenção da matriz  $\Delta\langle KP \rangle = \Delta\langle KP \rangle^0 - \Delta\langle KP \rangle$ ;
- x. Obtenção da matriz de anomalias (MF) através da equação (4.24).
- xi. Obtenção da matriz de disfunções (DF) pela aplicação da equação (4.25);
- xii. Cálculo do impacto de combustível ( $\Delta F_T$ ) causado pelos equipamentos com anomalias;

#### **4.1. Aplicação do modelo de diagnóstico**

Para exemplificar a utilização da equação de impacto de combustível será utilizado um ciclo Rankine simples, conforme demonstrado na Figura 4.2, o mesmo é composto de caldeira (CLD), turbina (TRB), condensador (CND) e bomba (BMB).

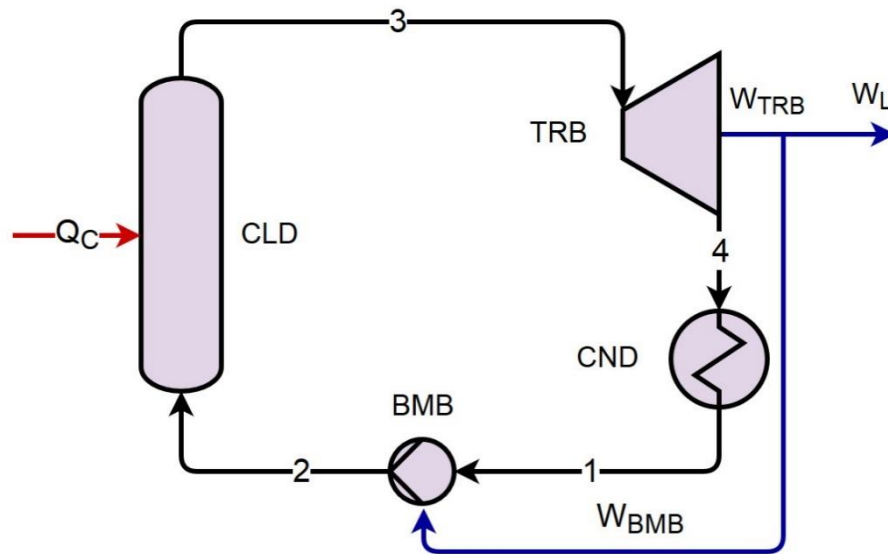


Figura 4.2. Ciclo Rankine simples para demonstração da equação de impacto do combustível.

Fonte: adaptado de Moran et al. (2014)

O fluido de trabalho do sistema é a água com uma vazão de 123,6 kg/s produzindo uma potência mecânica líquida ( $W_L$ ) de 100 MW, sendo a caldeira alimentada com uma fonte externa de combustível ( $Q_c$ ) com exergia de 350 MW. A turbina e a bomba tem eficiências isentrópicas de 85%, enquanto a caldeira tem uma eficiência energética de 90,894%. O estado de referência ou ambiente, está a 26 °C ( $T_0$ ) e a 1 atm ( $P_0$ ). Considera-se que todos os equipamentos estão operando em regime permanente, que não ocorrem transferências de calor com o meio ambiente e que não há perda de carga na caldeira e no condensador. Além disso todos os efeitos das energias potencial e cinética são desprezados. As propriedades dos fluxos na condição de referência operacional ( $x^0$ ) podem ser observados na Tabela 4.1. Será considerado o modelo H&S para aplicação da metodologia de diagnóstico, portanto os valores de entalpia e entropia de cada fluxo serão apresentados. Todos os dados foram obtidos com o auxílio do software EES<sup>®</sup>.

Tabela 4.1. Dados termodinâmicos do ciclo Rankine nas condições de referência.

Fluxos	T (°C)	P (kPa)	B (kW)	S (kW)	H (kW)
1	41,6	8	190	7.821	8.011
2	42,6	8.000	1.193	7.988	9.181
3	295	8.000	129.090	198.220	327.310
4	41,6	8	10.947	215.193	226.140

Dados relativos ao estado de referência ( $T_0=299$  K e  $P_0=101,325$  kPa)

Em prol da realização da análise de diagnóstico termoeconômico, é necessário um estado de operação da planta que possua alguma anomalia, gerando um consumo extra de

combustível. Desta maneira, será simulada uma redução de 1 ponto percentual na eficiência isentrópica da turbina, que passa a ser de 84%, tanto a bomba quanto a caldeira mantém suas eficiências previamente descritas durante a simulação. Durante a simulação será mantido o valor do trabalho líquido ( $W_L$ ) em 100 MW, enquanto os outros componentes adaptam seus pontos de operação ( $x^0$ ) para atender a esta demanda. Os dados operacionais da nova condição de operação são apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2. Dados termodinâmicos do ciclo Rankine nas condições de operação.

<b>Fluxos</b>	<b>T (°C)</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>B (kW)</b>	<b>S (kW)</b>	<b>H (kW)</b>
1	41,6	8	192	7.915	8.107
2	42,6	8.000	1.207	8.084	9.291
3	295	8.000	130.645	200.608	331.252
4	41,6	8	11.138	218.930	230.068

*Dados relativos ao estado de referencia ( $T_0=299$  K e  $P_0=101,325$  kPa)*

Importante também ressaltar que a vazão mássica de água passou a ser de 125,1 kg/s e a exergia de combustível consumido ( $Q_C$ ) 354,216 MW, ou seja, um aumento de 4,216 MW.

A relação de produtos e insumos para cada unidade produtiva da estrutura produtiva para a modelagem termoeconômica H&S pode ser observada na Tabela 4.3.

Tabela 4.3. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo H&S.

<b>Componente</b>	<b>Insumo</b>	<b>Produto</b>
CLD	$Q_c + S_{3:2}$	$H_{3:2}$
TRB	$H_{3:4} + S_{4:3}$	$W_L + W_{BMB}$
CND	$H_{4:1}$	$S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}$
BMB	$S_{2:1} + W_{BMB}$	$H_{2:1}$
$J_H$ (Fictício)	$H_{2:1} + H_{3:2}$	$H_{3:4} + H_{4:1}$

Pela Tabela 4.3 observa-se que todos os equipamentos foram desagregados por esta abordagem e apenas um conjunto de unidades fictícias (junção e bifurcação) foram criadas para distribuição da entalpia produzida pela caldeira e pela bomba para serem consumidas no condensador e na turbina. O condensador é a única fonte redutora de entropia no sistema, sendo responsável pela produção de neguentropia e sua distribuição para outros componentes. A representação do sistema em seu diagrama produtivo pode ser visualizada na Figura 4.3:

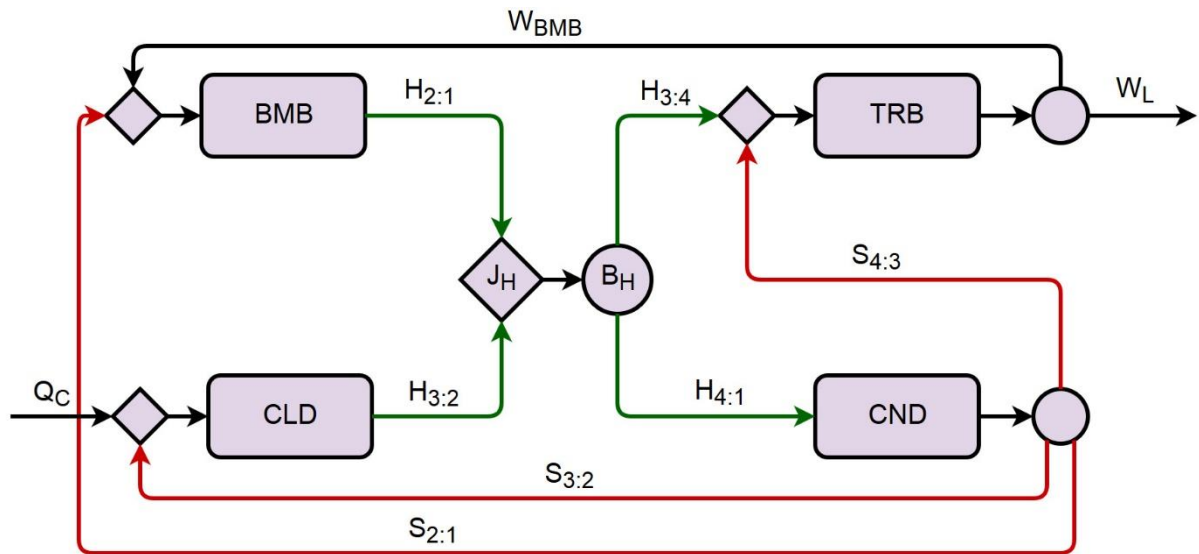


Figura 4.3. Diagrama produtivo do ciclo Rankine através do modelo H&S para aplicação da fórmula de impacto no insumo.

Com a estrutura produtiva já definida é possível definir os custos exergéticos unitários de todos os fluxos a partir das equações (4.33) a (4.37). Seus valores para as condições de referência e de operação podem ser observados na

Tabela 4.4.

$$k_{BMB}^* H_{2:1} - k_{CND}^* S_{2:1} - k_{TRB}^* W_{BMB} = 0 \quad (4.33)$$

$$k_{CLD}^* H_{3:2} - k_{CND}^* S_{3:2} - Q_C = 0 \quad (4.34)$$

$$k_{TRB}^* (W_L + W_{BMB}) - k_{JH}^* H_{3:4} - k_{CND}^* S_{4:3} = 0 \quad (4.35)$$

$$k_{CND}^* (S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - k_{JH}^* H_{4:1} = 0 \quad (4.36)$$

$$k_{JH}^* (H_{3:4} + H_{4:1}) - k_{BMB}^* H_{2:1} - k_{CLD}^* H_{3:2} = 0 \quad (4.37)$$

Tabela 4.4. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo H&S para as condições de referência e de operação.

Fluxo	Referência		Operação	
	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$H_{2:1}$	1.170	3,95	1.184	3,99
$H_{3:2}$	318.129	2,97	321.961	2,97
$H_{3:4}$	101.170	2,98	101.184	2,98
$H_{4:1}$	218.129	2,98	221.961	2,98
$Q_C$	350.000	1,00	354.216	1,00
$S_{2:1}$	167	3,13	169	3,13
$S_{3:2}$	190.232	3,13	192.524	3,13
$S_{4:3}$	16.973	3,13	18.323	3,13
$W_{BMB}$	1.170	3,50	1.184	3,54
$W_L$	100.000	3,50	100.000	3,54

Com os valores acima é possível obter as matrizes F-P para as duas condições, conforme visto nas Tabela 4.5 e Tabela 4.6. Na representação, os insumos de cada componente representados pelas colunas (F) e seus respectivos produtos pelas linhas, onde a primeira linha e coluna representam o ambiente externo ao sistema analisado. Como exemplo na Tabela 4.5, ao analisarmos o valor de 350.000 kW, observa-se que o mesmo é um insumo da caldeira, por estar na coluna F-CLD, e um produto do meio externo, por estar na linha P<sub>0</sub>, sendo correspondente a exergia do combustível.

Tabela 4.5. Representação F-P para a condição de referência ( $x^0$ ) do ciclo Rankine.

(kW)	F0	F-CLD	F-BMB	F-TRB	F-CND	F-J <sub>H</sub>	TOTAL
P0	0	350.000	0	0	0	0	350.000
P-CLD	0	0	0	0	0	318.129	318.129
P-BMB	0	0	0	0	0	1.170	1.170
P-TRB	100.000	0	1.170	0	0	0	101.170
P-CND	0	190.232	167	16.973	0	0	207.372
P-J <sub>H</sub>	0	0	0	101.170	218.129	0	319.299
TOTAL	100.000	540.232	1.337	118.143	218.129	319.299	



Tabela 4.6. Representação F-P para a condição de operação (x) do ciclo Rankine.

(kW)	F0	F-CLD	F-BMB	F-TRB	F-CND	F-J <sub>H</sub>	TOTAL
<b>P0</b>	0	354.216	0	0	0	0	354.216
<b>P-CLD</b>	0	0	0	0	0	321.961	321.961
<b>P-BMB</b>	0	0	0	0	0	1.184	1.184
<b>P-TRB</b>	100.000	0	1.184	0	0	0	101.184
<b>P-CND</b>	0	192.524	169	18.323	0	0	211.016
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0	0	0	101.184	221.961	0	323.145
<b>TOTAL</b>	100.000	546.740	1.353	119.507	221.961	323.145	

É possível obter as matrizes  $\langle KP \rangle$ , que contém os consumos exergéticos unitários ( $\kappa$ ) de cada de cada insumo em relação ao componente que o utiliza. Ambas podem ser observadas nas Tabela 4.7 e

Tabela 4.8 e tal modelo é obtido através da equação (4.5). Seus valores são atingidos ao dividir os elementos de uma determinada coluna pela produção total daquele componente. É possível verificar, por exemplo, que o consumo unitário da unidade J<sub>H</sub> é igual a unidade, ou seja, sem a presença de irreversibilidades, justamente por ser uma unidade fictícia.

Tabela 4.7. Matriz  $\langle KP \rangle$  para a condição de referência ( $x^0$ ) do ciclo Rankine.

	F-CLD	F-BMB	F-TRB	F-CND	F-J <sub>H</sub>
<b>P0</b>	1,100	0,000	0,000	0,000	0,000
<b>P-CLD</b>	0,000	0,000	0,000	0,000	0,996
<b>P-BMB</b>	0,000	0,000	0,000	0,000	0,004
<b>P-TRB</b>	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000
<b>P-CND</b>	0,598	0,142	0,168	0,000	0,000
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0,000	0,000	1,000	1,052	0,000
<b><math>\kappa_i</math></b>	1,698	1,142	1,168	1,052	1,000

Tabela 4.8. Matriz  $\langle KP \rangle$  para a condição de operação (x) do ciclo Rankine.

	F-CLD	F-BMB	F-TRB	F-CND	F-J <sub>H</sub>
<b>P0</b>	1,100	0,000	0,000	0,000	0,000
<b>P-CLD</b>	0,000	0,000	0,000	0,000	0,996
<b>P-BMB</b>	0,000	0,000	0,000	0,000	0,004
<b>P-TRB</b>	0,000	1,000	0,000	0,000	0,000

<b>P-CND</b>	0,598	0,142	0,181	0,000	0,000
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0,000	0,000	1,000	1,052	0,000
<b><math>\kappa_i</math></b>	1,698	1,142	1,181	1,052	1,000

A matriz  $\mathbf{U}_D$  está representada na Tabela 4.9, sendo uma matriz identidade de dimensão (5x5).

Tabela 4.9. Matriz  $\mathbf{U}_D$  para o ciclo Rankine considerado.

	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>
<b>P-CLD</b>	1	0	0	0	0
<b>P-BMB</b>	0	1	0	0	0
<b>P-TRB</b>	0	0	1	0	0
<b>P-CND</b>	0	0	0	1	0
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0	0	0	0	1

Aplicando a equação (4.12), é possível obter o operador produto  $|\mathbf{P}\rangle$  para as condições de referência e de operação, sendo estes representados nas Tabela 4.10 e Tabela 4.11.

Tabela 4.10. Operador produto  $|\mathbf{P}\rangle$  para a condição de referência ( $x^0$ ).

	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>
<b>P-CLD</b>	2,701	3,586	3,181	2,844	2,704
<b>P-BMB</b>	0,006	1,013	0,012	0,010	0,010
<b>P-TRB</b>	0,006	1,013	1,012	0,010	0,010
<b>P-CND</b>	1,617	2,459	2,074	2,704	1,620
<b>P-J<sub>H</sub></b>	1,707	3,599	3,193	2,855	2,714

Tabela 4.11. Operador produto  $|\mathbf{P}\rangle$  para a condição de operação ( $x$ ).

	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>
<b>P-CLD</b>	2,701	3,625	3,220	2,845	2,704
<b>P-BMB</b>	0,006	1,013	0,012	0,010	0,010
<b>P-TRB</b>	0,006	1,013	1,012	0,010	0,010
<b>P-CND</b>	1,617	2,495	2,110	2,704	1,620
<b>P-J<sub>H</sub></b>	1,707	3,638	3,231	2,855	2,714

O operador irreversibilidade  $|\mathbf{I}\rangle$  também pode ser obtido para as condições de operação de acordo com a equação (4.13), sendo representado pela Tabela 4.12:

Tabela 4.12. Operador irreversibilidade  $|\mathbf{I}\rangle$  para a condição de operação ( $x$ ).

	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>
<b>P-CLD</b>	1,886	2,531	2,248	1,986	1,888

<b>P-BMB</b>	0,001	0,144	0,002	0,001	0,001
<b>P-TRB</b>	0,001	0,183	0,183	0,002	0,002
<b>P-CND</b>	0,084	0,129	0,109	0,140	0,084
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

Com estes dados já é possível obter os custos exergeticos unitários ( $k^*$ ) de cada equipamento equipamento nas duas condições através da equação (4.17). Onde  $P_s$  é um vetor (5x1) com as contribuições de cada componente ao produto final do sistema, sendo o elemento referente ao produto da turbina o único elemento não nulo. Os custos exergeticos das duas condições estão representados na Tabela 4.13. Estes valores devem coincidir com os indicados pela

Tabela 4.4.

Tabela 4.13. Custos exergeticos unitários ( $k^*$ ) dos componentes do ciclo Rankine para as condições de referência ( $x^0$ ) e de operação ( $x$ ).

$k^*$ (kW/kW)	( $x^0$ )	( $x$ )
<b>CLD</b>	2,971	2,972
<b>BMB</b>	3,946	3,988
<b>TRB</b>	3,500	3,542
<b>CND</b>	3,129	3,130
<b>J<sub>H</sub></b>	2,975	2,975

O próximo passo é a obtenção da matriz  $\Delta\langle KP \rangle$  representando a diferença nos consumos exergeticos unitários entre as duas condições  $\Delta\kappa_{ij} = \kappa_{ij} - \kappa_{ij}^0$ . A mesma está representada na Tabela 4.14. Ressalta-se que os valores em notação científica devido aos seus baixíssimos valores, isto ocorre devido à pequena variação nos valores dos fluxos quando comparados aos seus valores absolutos, na ordem de grandeza de  $10^6$  W ou MW.

Tabela 4.14. Matriz  $\Delta\langle KP \rangle$  para o ciclo Rankine com anomalia na turbina.

(kW/kW)	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>
<b>P-CLD</b>	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	2,87E-07

<b>P-BMB</b>	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	-2,87E-07
<b>P-TRB</b>	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
<b>P-CND</b>	1,78E-06	5,49E-06	1,33E-02	0,00E+00	0,00E+00
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	-4,89E-06	0,00E+00
<b>Total</b>	1,78E-06	5,49E-06	1,33E-02	-4,89E-06	6,25E-17

A matriz de anomalias ou malfunções (MF) pode, agora, ser obtida através da equação (4.24), onde o componente  $P_i(x^0)$  é o produto total de cada componente nas condições de referência. A matriz está representada na Tabela 4.15, onde na última linha está o somatório de todas as anomalias do componente do sistema.

Tabela 4.15. Matriz de malfunções (MF) do ciclo Rankine com anomalia na turbina.

(kW)	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>
<b>P-CLD</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1
<b>P-BMB</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	-0,1
<b>P-TRB</b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
<b>P-CND</b>	0,6	0,0	1347,5	0,0	0,0
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0,0	0,0	0,0	-1,0	0,0
<b>Total</b>	0,6	0,0	1347,5	-1,0	0,0

A partir da equação (4.25) é possível obter a matriz de disfunções para o sistema, conforme Tabela 4.16 abaixo. Cada termo representa a disfunção gerada pelo componente da coluna no componente da linha, ou seja, a linha representa o local onde a disfunção foi induzida.

Tabela 4.16. Matriz de Disfunções (DF) para o ciclo Rankine com anomalia na turbina.

	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>
<b>P-CLD</b>	1,1	0,0	2676,2	-1,9	-0,1
<b>P-BMB</b>	0,0	0,0	2,0	0,0	0,0
<b>P-TRB</b>	0,0	0,0	2,6	0,0	0,0
<b>P-CND</b>	0,1	0,0	189,0	-0,1	0,0
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Valero, Correias, *et al.* (2004b) propuseram alinhar as informações acima obtidas através da Tabela 4.17, contém assim todas as informações relativas à equação de impacto de combustível. A linha DI contém o somatório dos elementos de cada coluna da matriz de disfunções representando todas as anomalias que foram induzidas pela operação do componente da respectiva coluna. Já a coluna DF contém o somatório de todos os componentes de cada linha da matriz DF representando assim todas as anomalias presentes neste componente. As linhas e colunas MF representam as malfunções presentes em cada componente conforme a última linha da Tabela 4.15. A coluna em vermelho representa o total de anomalias presente em cada componente, sendo seu último o total de consumo adicional de combustível devido às anomalias presentes.

Tabela 4.17. Consumo adicional de combustível (kW) para o ciclo Rankine com anomalia na turbina.

	<b>F-CLD</b>	<b>F-BMB</b>	<b>F-TRB</b>	<b>F-CND</b>	<b>F-J<sub>H</sub></b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>Total</b>
<b>P-CLD</b>	1,1	0,0	2.676,2	-1,9	-0,1	2.675,3	0,7	2.676,0
<b>P-BMB</b>	0,0	0,0	2,0	0,0	0,0	2,0	0,0	2,0
<b>P-TRB</b>	0,0	0,0	2,6	0,0	0,0	2,5	1.347,5	1.350,0
<b>P-CND</b>	0,1	0,0	189,0	-0,1	0,0	189,0	-1,0	188,0
<b>P-J<sub>H</sub></b>	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
<b>DI</b>	1,2	0,0	2.869,8	-2,0	-0,1	2.868,9		
<b>MF</b>	0,7	0,0	1.347,5	-1,0	0,0		1.347,1	<b>4.216,0</b>

Analisando a Tabela 4.17, fica evidente que a anomalia presente na turbina, com um total de 1.347,5 kW de impacto no consumo de combustível e que, também a mesma foi responsável por gerar disfunções nos outros equipamentos, principalmente na caldeira, com um valor de 2.869,8 kW.

Pelos dados acima demonstrados, fica evidente que a turbina é o único componente que apresenta anomalias no sistema, entretanto, tal anomalia foi induzida para a didática deste trabalho. Em situações reais, onde podem haver anomalias simultâneas nos componentes, esta análise se torna mais complexa e pode necessitar também de recursos adicionais para identificar

as anomalias intrínsecas e, principalmente, as malfunções induzidas, que não são detectadas diretamente por este método.

Nos próximos capítulos, as diferentes metodologias termoeconômicas serão avaliadas simultaneamente em três diferentes sistemas térmicos: um sistema de potência a vapor, um sistema de refrigeração por compressão de vapor e, por fim, uma bomba de calor por compressão de vapor.

## **5. ESTUDO DE CASO I: DIAGNÓSTICO TERMoeCONÔMICO DE UM SISTEMA DE POTÊNCIA A VAPOR**

Nesta sessão as metodologias termoeconômicas E, E&S, H&S e UFS são aplicadas à uma análise de diagnóstico termoeconômico de um sistema de potência a vapor (ou ciclo Rankine) utilizando a fórmula de impacto no insumo. O objetivo desta análise é verificar qual modelo termoeconômico se apresenta como mais eficaz em identificar os componentes com anomalias, além de estudar o comportamento do equipamento dissipativo do ciclo, o condensador, em caso de falhas intrínsecas. A fim de obter condições operacionais do sistema com presença de falhas, cinco anomalias são simuladas, sendo uma para cada um dos quatro equipamentos (Caldeira, turbina, condensador e bomba) e outra sendo a combinação das anteriores.

Ressalta-se que o modelo UFS+ não é analisado neste estudo de caso, pois conforme demonstrado nos resultados desta seção não há diferença significativa na desagregação exergética entre os modelos UFS e H&S, não necessitando um nível maior de complexidade na análise.

### **5.1. Descrição do sistema**

A estrutura física do sistema de geração de potência a vapor está representada na Figura 5.1, sendo composto de uma caldeira (CLD), uma turbina (TRB), um condensador (CND), uma bomba (BMB) e um gerador (G).

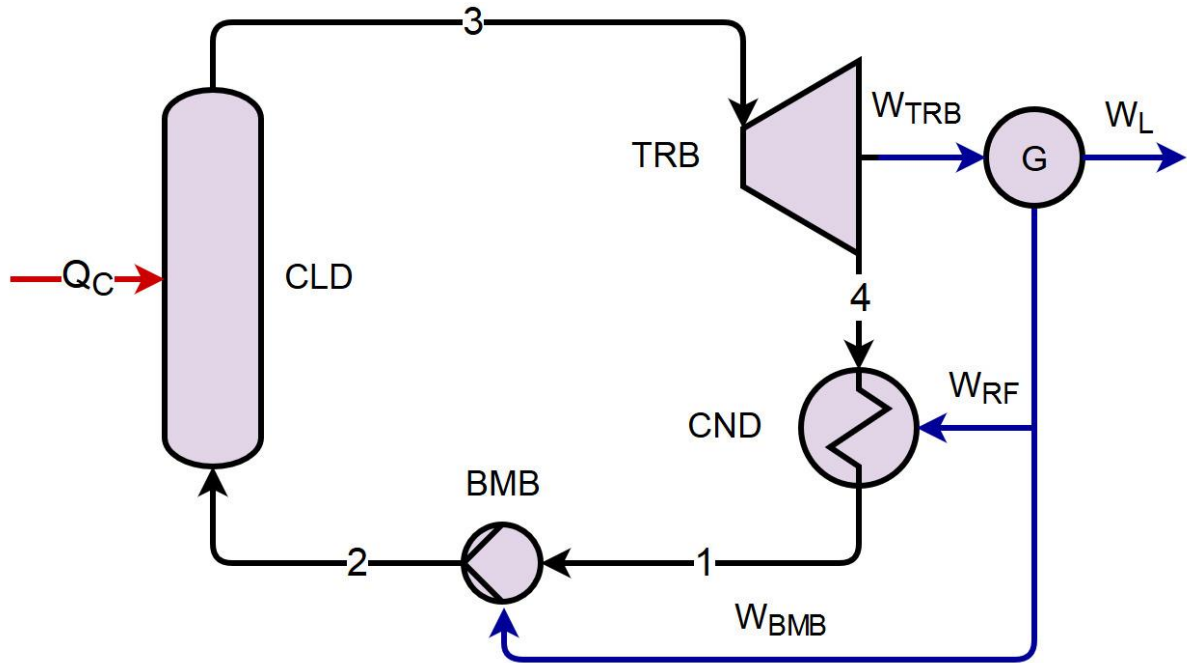


Figura 5.1. Representação da estrutura física do ciclo Rankine para o estudo de caso I.

O fluido de trabalho do sistema é a água com uma vazão de 19,5 kg/s produzindo uma potência mecânica líquida ( $W_L$ ) de 20 MW, sendo a caldeira alimentada com uma fonte externa de combustível ( $Q_c$ ) com exergia de 70 MW. A turbina e a bomba tem eficiências isentrópicas de 84,90% e 83,0%, respectivamente, enquanto a caldeira tem uma eficiência energética de 90,57%. O estado de referência exergética, está a 25 °C ( $T_0$ ) e a 1 atm ( $P_0$ ). Parte da potência gerada pela turbina ( $W_{TRB}$ ) é consumida pela bomba do sistema ( $W_{BMB}$ ) e pela bomba do sistema de resfriamento do condensador ( $W_{RF}$ ). Considera-se que todos os equipamentos estão em operando em regime permanente, que não ocorrem transferências de calor com o meio ambiente e que não há perda de carga no condensador. Além disso todos os efeitos das energias potencial e cinética são desprezados. As propriedades dos fluxos na condição de referência operacional ( $x^0$ ) podem ser observados na Tabela 5.1. Todos os dados foram obtidos com o auxílio do software EES®.

Tabela 5.1. Dados termodinâmicos para o sistema do estudo de caso I nas condições de referência operacional ( $x^0$ ).

Fluxos	T (°C)	P (kPa)	B (kW)	S (kW)	H (kW)	U (kW)	F (kW)
1	39	7	24,2	1.117	1.141	1.143	-1,8
2	39	6.300	148,8	1.141	1.290	1.168	121,5
3	500	6.000	26.823	37.872	64.694	58.068	6.626,0
4	39	7	1.921	41.487	43.408	40.888	2.520,0

*Dados relativos ao estado de referência exergética ( $T_0=25$  °C e  $P_0=1$  atm)*



## 5.2. Estruturas produtivas

Nesta seção são detalhadas as estruturas produtivas dos modelos termoeconômicos E, E&S, H&S e UFS aplicados ao ciclo Rankine deste estudo de caso. Ressalta-se que o modelo UFS+ não foi utilizado por não apresentar diferenças significativas quanto comparado ao modelo H&S e UFS.

### 5.2.1. Modelo E

Aplicando a abordagem do modelo E no ciclo Rankine descrito na proposta deste capítulo, é possível definir os produtos e insumos de cada unidade produtiva conforme a Tabela 5.2. A estrutura produtiva pode ser visualizada na Figura 5.2:

Tabela 5.2. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo E.

Componente	Insumo	Produto
CLD	$Q_C$	$B_{3:2}$
CND-TRB-G	$B_{3:1} + W_{RF}$	$W_L + W_{RF} + W_{BMB}$
BMB	$W_{BMB}$	$B_{2:1}$
$J_B$ (Fictício)	$B_{2:1} + B_{3:2}$	$B_{3:1}$

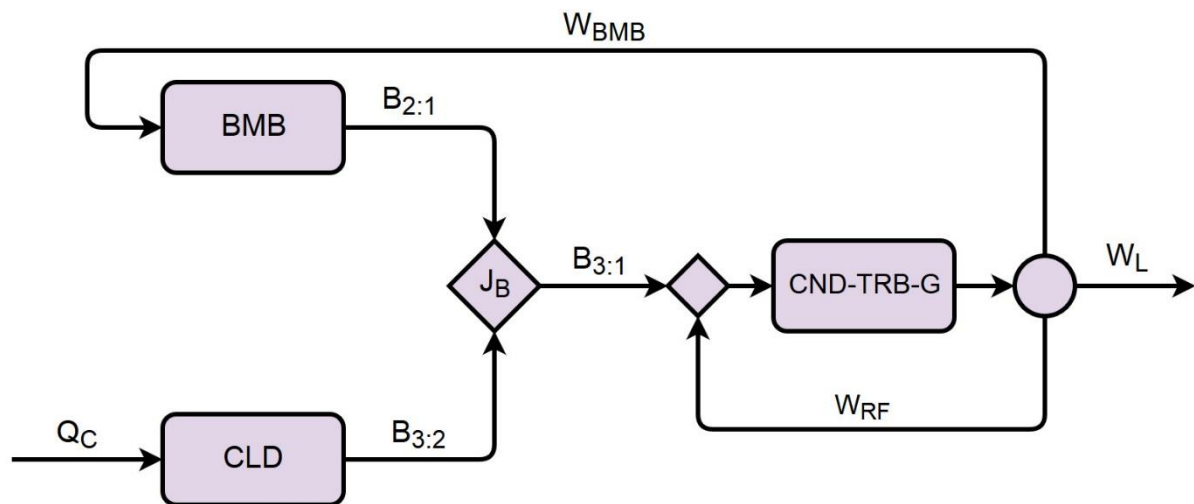


Figura 5.2. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo E.

É possível observar que, no modelo E, o condensador não pode ser isolado, pois lhe falta um produto exergético, possuindo apenas como insumo a redução de exergia, o que acarreta ao fluxo e o trabalho consumido pelo sistema de resfriamento. Desta forma, optou-se por agrega-lo ao conjunto turbina-gerador. Ressalta-se que o condensador poderia ser agregado a qualquer outro componente e que, por arbitrariedade do autor, escolheu-se a turbina. As

equações (5.1) a (5.4) permitem obter o custo exergético unitário de cada unidade produtiva para o modelo E:

$$k_{CLD}^* B_{3:2} - Q_C = 0 \quad (5.1)$$

$$k_{CNDTRBG}^* (W_L + W_{BMB}) - k_{JB}^* B_{3:1} = 0 \quad (5.2)$$

$$k_{BMB}^* B_{2:1} - k_{CNDTRBG}^* W_{BMB} = 0 \quad (5.3)$$

$$k_{JB}^* B_{3:1} - k_{CLD}^* B_{3:2} - k_{BMB}^* B_{2:1} = 0 \quad (5.4)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergéticos unitários, estão representados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo E.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{2:1}$	124,6	4,354
$B_{3:1}$	26.798	2,633
$B_{3:2}$	26.674	2,625
$Q_C$	70.000	1,000
$W_L$	20.000	3,500
$W_{BMB}$	155	3,500

Observa-se que o custo para produção do trabalho líquido ( $W_L$ ) é de 3,500 e este deve se manter inalterado independente do modelo termoeconômico utilizado, já que depende exclusivamente dos recursos externos ( $Q_C$ ).

### 5.2.2. Modelo E&S

Utilizando o conceito de neguentropia, pode-se obter a estrutura produtiva do sistema Rankine deste estudo de caso pelo modelo E&S conforme ilustrado na Figura 5.3. Os fluxos considerados como insumos e produtos de suas unidades podem ser observados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo E&amp;S.

Componente	Insumo	Produto
CLD	$Q_C + S_{3:2}$	$B_{3:2}$
TRB-G	$B_{3:4} + S_{4:3}$	$W_L + W_{RF} + W_{BMB}$
CND	$B_{4:1} + W_{RF}$	$S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}$
BMB	$W_{BMB} + S_{2:1}$	$B_{2:1}$
$J_B$ (Fictício)	$B_{2:1} + B_{3:2}$	$B_{3:4} + B_{4:1}$

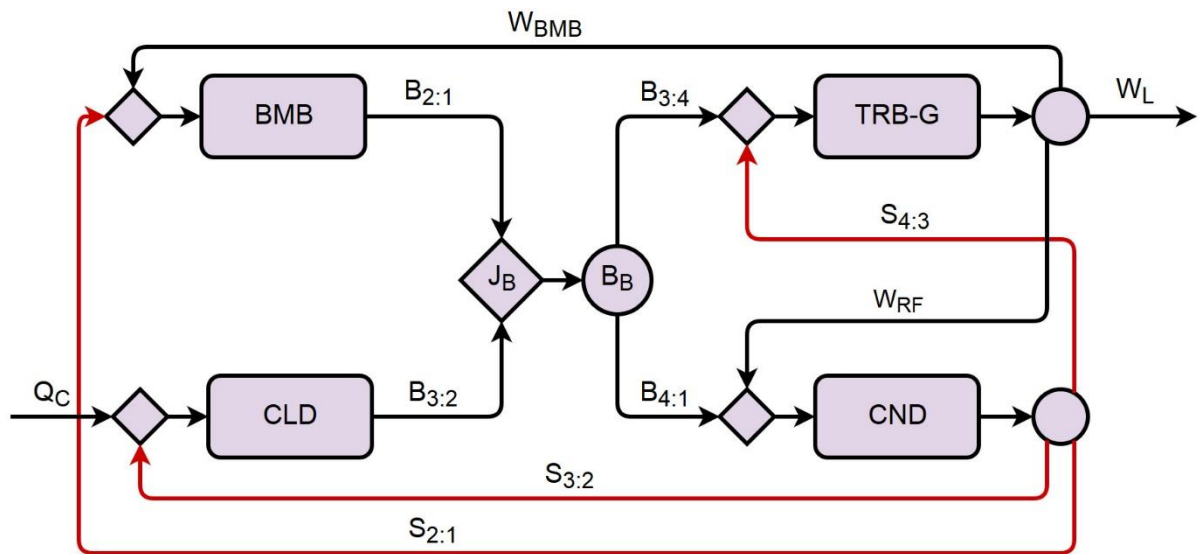


Figura 5.3. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo E&amp;S.

Diferentemente do modelo E, agora o condensador pode ser isolado no diagrama produtivo pois possui como produto a geração da neguentropia (negativo da entropia), que é consumida pelos outros componentes do sistema. Observa-se portanto, que a partir do modelo E&S, todos os componentes de um ciclo Rankine básico podem ser representados isoladamente, permitindo maior eficácia na localização de falhas através do diagnóstico termoeconômico. As equações (5.5) a (5.9) permitem a obtenção do custo exergético unitário de cada unidade produtiva da estrutura para o modelo E&S:

$$k_{CLD}^* B_{3:2} - Q_C - k_{CND}^* S_{3:2} = 0 \quad (5.5)$$

$$k_{TRBG}^* (W_L + W_{BMB} + W_{RF}) - k_{JB}^* B_{3:4} - k_{CND}^* S_{4:3} = 0 \quad (5.6)$$

$$k_{CND}^* (S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - k_{JB}^* B_{4:1} - k_{TRBG}^* W_{RF} = 0 \quad (5.7)$$

$$k_{BMB}^* B_{2:1} - k_{TRBG}^* W_{BMB} - k_{CND}^* S_{2:1} = 0 \quad (5.8)$$

$$k_{JB}^* (B_{3:4} + B_{4:1}) - k_{CLD}^* B_{3:2} - k_{BMB}^* B_{2:1} = 0 \quad (5.9)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergéticos unitários, estão representados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo E&S.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$B_{2:1}$	124,6	4,381
$B_{3:2}$	26.674	2,816
$B_{3:4}$	24.902	2,823
$B_{4:1}$	1.897	2,823
$Q_C$	70.000	1,000
$S_{2:1}$	24,2	0,139
$S_{3:2}$	36.731	0,139
$S_{4:3}$	3.616	0,139
$W_L$	20.000	3,500
$W_{BMB}$	155	3,500
$W_{RF}$	75	3,500

Observa-se que o custo exergético unitário dos fluxos entrópicos, oriundos do condensador, são menores que a unidade, não obedecendo a Segunda Lei da Termodinâmica conforme dito anteriormente. Em comparação ao modelo E, o custo dos fluxos oriundos dos outros componentes aumenta ligeiramente devido à adição da neguentropia como insumo dos mesmos, não presente anteriormente. A única exceção é a turbina, que mantém o mesmo custo exergético unitário, já que gera o produto do sistema.

### 5.2.3. Modelo H&S

Com a desagregação da exergia física em suas parcelas de entalpia e entropia, pode-se obter a estrutura produtiva do sistema Rankine deste estudo de caso pelo modelo H&S conforme ilustrado na Figura 5.4. Os fluxos considerados como insumos e produtos de cada unidade produtiva podem ser observados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo H&amp;S.

Componente	Insumo	Produto
CLD	$Q_C + S_{3:2}$	$H_{3:2}$
TRB-G	$H_{3:4} + S_{4:3}$	$W_L + W_{RF} + W_{BMB}$
CND	$H_{4:1} + W_{RF}$	$S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}$
BMB	$W_{BMB} + S_{2:1}$	$H_{2:1}$
$J_H$ (Fictício)	$H_{2:1} + H_{3:2}$	$H_{3:4} + H_{4:1}$

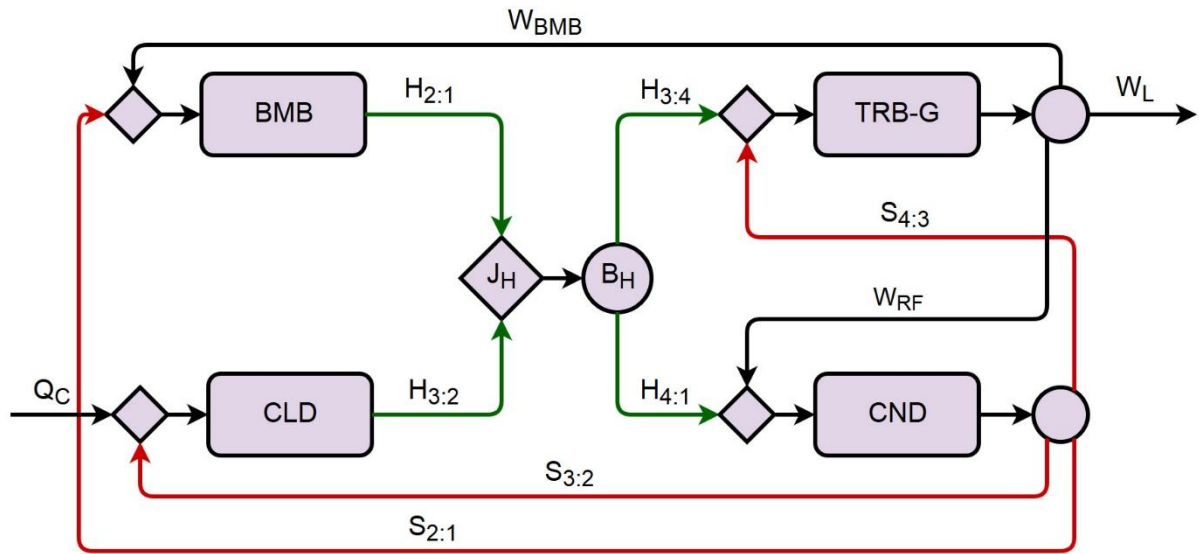


Figura 5.4. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo H&amp;S.

Como descrito anteriormente, em modelos mais avançados de desagregação o condensador continua sendo isolado na estrutura produtiva devido à sua produção de parcela entrópica. As equações (5.10) a (5.14) permitem a obtenção do custo exergético unitário de cada unidade produtiva para o modelo H&S:

$$k_{CLD}^* H_{3:2} - Q_C - k_{CND}^* S_{3:2} = 0 \quad (5.10)$$

$$k_{TRBG}^* (W_L + W_{BMB} + W_{RF}) - k_{JH}^* H_{3:4} - k_{CND}^* S_{4:3} = 0 \quad (5.11)$$

$$k_{CND}^* (S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - k_{JH}^* H_{4:1} - k_{TRBG}^* W_{RF} = 0 \quad (5.12)$$

$$k_{BMB}^* H_{2:1} - k_{TRBG}^* W_{BMB} - k_{CND}^* S_{2:1} = 0 \quad (5.13)$$

$$k_{JH}^* (H_{3:4} + H_{4:1}) - k_{CLD}^* H_{3:2} - k_{BMB}^* H_{2:1} = 0 \quad (5.14)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergeticos unitários, estão representados na Tabela 5.7.

Tabela 5.7. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo H&S.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$H_{2:1}$	148,8	4,128
$H_{3:2}$	63.404	2,820
$H_{3:4}$	21.286	2,823
$H_{4:1}$	42.267	2,823
$Q_C$	70.000	1,000
$S_{2:1}$	24,2	2,963
$S_{3:2}$	36.731	2,963
$S_{4:3}$	3.616	2,963
$W_L$	20.000	3,500
$W_{BMB}$	155	3,500
$W_{RF}$	75	3,500

Com a utilização do modelo H&S, além de todos os equipamentos deste sistema serem isolados no diagrama, também apresentam custo exergetico maior que unidade, conforme descrito por Santos, Nascimento e Lora (2006). Também é possível perceber que o custo exergetico dos equipamentos aumenta à medida que se progride no sistema, devido ao acúmulo de perdas durante o processo causado pela destruição de exergia.

#### 5.2.4. Modelo UFS

Com um novo nível de desagregação, a entalpia passa a ser apresentada em função de suas parcelas de energia interna e trabalho de fluxo, pode-se obter a estrutura produtiva do sistema Rankine deste estudo de caso pelo modelo UFS conforme ilustrado na Figura 5.5. Os fluxos considerados como insumos e produtos de cada unidade produtiva da estrutura podem ser observados na Tabela 5.8.

Tabela 5.8. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva do ciclo Rankine pelo modelo UFS.

<b>Componente</b>	<b>Insumo</b>	<b>Produto</b>
CLD	$Q_C + S_{3:2}$	$U_{3:2} + F_{3:2}$
TRB-G	$U_{3:4} + S_{4:3} + S_{3:4}$	$W_L + W_{RF} + W_{BMB}$
CND	$U_{4:1} + F_{4:1} + W_{RF}$	$S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}$
BMB	$W_{BMB} + S_{2:1}$	$U_{2:1} + F_{2:1}$
J <sub>U</sub> (Fictício)	$U_{2:1} + U_{3:2}$	$U_{3:4} + U_{4:1}$
J <sub>F</sub> (Fictício)	$F_{2:1} + F_{3:2}$	$F_{3:4} + F_{4:1}$

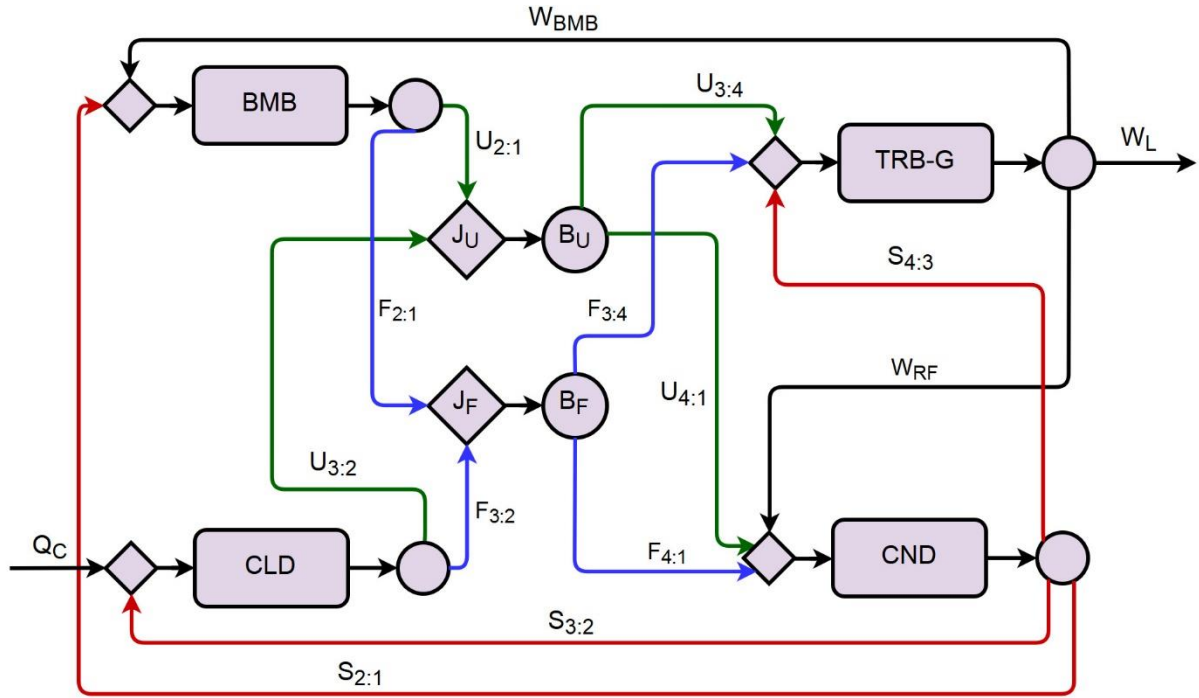


Figura 5.5. Diagrama produtivo do ciclo Rankine pelo modelo UFS.

Como descrito anteriormente, em modelos mais avançados de desagregação o condensador continua sendo isolado na estrutura produtiva devido à sua produção de parcela entrópica. As equações (5.15) a (5.20) permitem a obtenção do custo exergetico unitário de cada unidade produtiva para o modelo UFS:

$$k_{CLD}^*(U_{3:2} + F_{3:2}) - Q_C - k_{CND}^*S_{3:2} = 0 \quad (5.15)$$

$$k_{TRBG}^*(W_L + W_{BMB} + W_{RF}) - k_{JU}^*U_{3:4} - k_{JF}^*F_{3:4} - k_{CND}^*S_{4:3} = 0 \quad (5.16)$$

$$k_{CND}^*(S_{2:1} + S_{3:2} + S_{4:3}) - k_{JU}^*U_{4:1} - k_{JF}^*F_{4:1} - k_{TRBG}^*W_{RF} = 0 \quad (5.17)$$

$$k_{BMB}^*(U_{2:1} + F_{2:1}) - k_{TRBG}^*W_{BMB} - k_{CND}^*S_{2:1} = 0 \quad (5.18)$$

$$k_{JU}^*(U_{3:4} + U_{4:1}) - k_{CLD}^*U_{3:2} - k_{BMB}^*U_{2:1} = 0 \quad (5.19)$$

$$k_{JF}^*(F_{3:4} + F_{4:1}) - k_{CLD}^*F_{3:2} - k_{BMB}^*F_{2:1} = 0 \quad (5.20)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergeticos unitários, estão representados na Tabela 5.9.

Tabela 5.9. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do ciclo Rankine representado pelo modelo UFS.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$F_{2:1}$	123,3	4,128
$F_{3:2}$	6.505	2,819
$F_{3:4}$	4.106	2,843
$F_{4:1}$	2.522	2,843
$Q_C$	70.000	1,000
$S_{2:1}$	24,2	2,960
$S_{3:2}$	36.731	2,960
$S_{4:3}$	3.616	2,960
$U_{2:1}$	25,5	4,128
$U_{3:2}$	56.900	2,819
$U_{3:4}$	17.180	2,819
$U_{4:1}$	39.745	2,819
$W_L$	20.000	3,500
$W_{BMB}$	155	3,500
$W_{RF}$	75	3,500

Em comparação com o modelo H&S, ocorreu variação nos consumos exergéticos unitários dos componentes apenas na terceira casa decimal, não apresentando melhorias significativas na alocação de custos, motivo pelo qual não será feita a análise de diagnóstico do ciclo Rankine com o modelo UFS+.

### 5.3. Simulação de falhas

Visando realizar a comparação das metodologias termoeconômicas aplicadas para diagnóstico, cinco diferentes anomalias ou falhas são simuladas no sistema e sua influência no consumo adicional de recursos analisado pela fórmula de impacto no insumo. Como forma de simplificação, considerou-se que o produto final do sistema, o trabalho líquido ( $W_L$ ), não sofrerá alterações, mantendo o valor de 20 MW. As anomalias estão descritas com maiores detalhes abaixo:

- Anomalia 1: Redução de 10 pontos percentuais na eficiência energética da caldeira ( $\eta_{CLD}$ ) para o valor de 0,8057;
- Anomalia 2: Redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da turbina ( $\eta_{TRB}$ ) para o valor de 0,7490;
- Anomalia 3: Redução de 10% no vácuo do condensador, onde a pressão de saída da turbina ( $P_4$ ) passa a ser de 16 kPa.



- Anomalia 4: Redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da bomba ( $\eta_{BMB}$ ) para o valor de 0,7300;
- Anomalia 5: Anomalias 1-4 aplicadas concomitantemente.

Enfatiza-se que as variáveis selecionadas para as anomalias (eficiências) não são mensuráveis diretamente na planta, necessitando, por muitas vezes, de uma onerosa manipulação de forma a obter o mesmo grau de exatidão aqui descrito. Da mesma maneira, os valores das anomalias foram exagerados para atender o propósito deste trabalho, uma vez que, por exemplo, variações de décimos na eficiência isentrópica da turbina geram grande impacto na eficiência da planta. Um pequeno sumário das anomalias juntamente com os valores de suas respectivas variáveis de controle pode ser observado na Tabela 5.10.

Tabela 5.10. Resumo das anomalias impostas ao sistema do estudo de caso I.

Variáveis	Referência	Anomalia 1	Anomalia 2	Anomalia 3	Anomalia 4	Anomalia 5
$\eta_{CLD}$	0,9057	0,8057	0,9057	0,9057	0,9057	0,8057
$\eta_{TRB}$	0,8490	0,8490	0,7490	0,8490	0,8490	0,7490
$\eta_{BMB}$	0,8300	0,8300	0,8300	0,8300	0,7300	0,7300
$P_4$ (kPa)	7	7	7	16	7	16

Em todas as simulações descritas neste estudo de caso, considera-se que algumas variáveis do sistema são mantidas pelo sistema de controle da planta: a temperatura de entrada da turbina ( $T_3$ ) será mantida em 500 °C; o fluido deixará o condensador como líquido saturado; a eficiência do gerador (G) e do motor da bomba serão mantidas em 95% e 96%, respectivamente; e o trabalho requerido pela bomba do sistema de resfriamento do condensador ( $W_{RF}$ ) será de 75 kW.

## 5.4. Resultados e discussão

As variáveis gerais do sistema consideradas mais significativas para a análise de diagnóstico deste trabalho estão na Tabela 5.11: o trabalho requerido pela bomba ( $W_{BMB}$ ), o consumo de combustível ( $Q_C$ ), a eficiência exergética do sistema ( $\varepsilon_{CR}$ ), a taxa de fluxo mássico ( $\dot{m}$ ), o calor removido pelo condensador ( $Q_{CND}$ ) e o título do fluido na saída da turbina ( $x_4$ ).

A eficiência exergética do ciclo Rankine ( $\varepsilon_{CR}$ ) pode ser obtida pela equação (5.21):

$$\varepsilon_{CR} = \frac{W_L}{Q_C} \quad (5.21)$$

Tabela 5.11. Variáveis relevantes do sistema para todas as condições de teste do estudo de caso I.

Variável	Referência	Anomalia 1	Anomalia 2	Anomalia 3	Anomalia 4	Anomalia 5
		Caldeira	Turbina	Condensador	Bomba	Simultâneas
$W_{BMB}$ (kW)	155,0	155,0	175,9	169,4	176,5	218,8
$Q_C$ (kW)	70.000	78.695	79.434	74.457	70.058	95.074
$\varepsilon_{CR}$	0,2857	0,2541	0,2518	0,2686	0,2855	0,2104
$\dot{m}$ (kg/s)	19,50	19,50	22,13	21,19	19,52	24,07
$Q_{CND}$ (kW)	42.267	42.267	50.805	46.298	42.312	55.458
$x_4$	0,90	0,90	0,95	0,92	0,90	0,97

As variações observadas na Tabela 5.11 ocorrem devido aos altos valores de falhas das anomalias simuladas que são, por muitas vezes, maiores do que os permissíveis em um planta real. Mais uma vez, esses valores foram utilizados apenas com o propósito acadêmico deste trabalho.

Pode ser observado que a eficiência exergética do sistema é reduzida significativamente para o cenário de anomalias em todos os componentes (anomalia 5) enquanto permaneceu quase inalterado para a anomalia na bomba (anomalia 3), indicando que anomalias neste componente não causam grande impacto exergético no sistema. Em contrapartida, a mesma redução de eficiência na turbina e na caldeira (anomalias 1 e 2, respectivamente) causa um incremento de cerca de 13% no consumo de combustível. Adicionalmente, um aumento significativo do calor retirado no condensador nas anomalias 2 e 3 também contribuem ativamente para a redução da eficiência do sistema, já que o mesmo não é aproveitado em processos subsequentes.

A Tabela 5.12 apresenta as variações relativas da eficiência exergética do sistema com a presença de anomalias. Observa-se que as anomalias na caldeira e na turbina apresentam maior influência no desempenho do sistema, representando quedas de 11%, mesmo que a redução de eficiência destes componentes seja de apenas 10 pontos percentuais. Na anomalia 3, com a redução da queda de pressão na turbina, tornar-se-á necessário aumentar o fluxo mássico para que o mesmo trabalho seja produzido, incrementando assim o consumo de combustível e a quantidade de calor retirado do sistema pelo condensador, reduzindo a eficiência, mesmo que em um nível menor que as duas anomalias anteriores. A redução de eficiência da bomba causa pouco impacto no sistema, pois o trabalho requerido pela mesma é em magnitude muito menor do que o gerado pela turbina. A redução de eficiência no caso de falhas simultâneas foi em torno da soma das quedas individuais.

Tabela 5.12. Variações relativas da eficiência exergética do sistema em relação ao estado de referência para o ciclo Rankine.

	<b>Anomalia 1 Caldeira</b>	<b>Anomalia 2 Turbina</b>	<b>Anomalia 3 Condensador</b>	<b>Anomalia 4 Bomba</b>	<b>Anomalia 5 Simultâneas</b>
$\Delta \varepsilon_{CR}$	-11,1%	-11,9%	-6,0%	-0,1%	-26,4%

As variações relativas à condição de referência para o consumo exergético unitário ( $\kappa$ ) e da exergia destruída ( $B_D$ ) em cada unidade produtiva por anomalia (AN) e modelo termoeconômico estão representadas nas Figura 5.6 a Figura 5.9. Primeiramente, observa-se que não há correlação direta entre as variações de  $\kappa$  e de  $B_D$  para cada unidade produtiva em um mesmo modelo termoeconômico e unidade operacional, pois o primeiro quantifica a variação direta da eficiência da unidade, enquanto o segundo também avalia toda e qualquer alteração da produção do mesmo, independentemente de haver alteração de sua eficiência, sendo muito afetado, por exemplo, pelo fluxo mássico. O consumo exergético unitário varia de acordo com o modelo adotado para uma mesma unidade pois depende de quais parcelas da exergia serão adotadas como insumo e produto.

Em todos os modelos e anomalias individuais é possível identificar claramente o componente defeituoso pela grande variação de seu consumo exergético unitário. Conforme mencionado anteriormente, observa-se um aumento de  $B_D$  para todas as unidades produtivas devido ao incremento de produção necessário para satisfazer a queda de eficiência do dispositivo defeituoso. Para o caso de múltiplas falhas, observa-se que a bomba apresenta grande variação de sua exergia destruída, porém em valores absolutos, esta é irrisória comparada com os outros componentes.

Os valores de  $B_D$  são os mesmos para cada componente do sistema em uma determinada anomalia, independente do modelo adotado, entretanto, como não há total isolamento dos equipamentos na metodologia E, estes valores são agregados conforme suas unidades produtivas. Tal afirmação somente não é válida para o modelo E&S que considera um fluxo fictício adicional, alterando os valores de exergia destruída quando comparado às outras metodologias termoeconômicas.

No modelo E, as variações de  $\kappa$  para cada anomalia são ligeiramente maiores que as dos modelos H&S e UFS, pois a parcela entrópica da exergia não está aqui desagregada, enquanto isso as variações de exergia destruída são bem semelhantes aos outros modelos. Na Figura 5.7, observa-se maiores variações do consumo exergético unitário dos equipamentos com anomalias intrínsecas quando comparadas às demais metodologias, isto ocorre devido ao

aumento de neguentropia consumida pelos mesmos, sendo a parcela entrópica considerada duplamente como mencionado anteriormente, sendo o condensador (produtor da neguentropia) o componente mais afetado em sua anomalia, passando de uma variação de  $k$  de 5% no modelo UFS e H&S para 115% no E&S, devido ao grande aumento da redução de exergia que proporciona ao sistema. Ressalta-se que neste modelo os valores de  $\kappa$  são menores que a unidade, contradizendo a Segunda Lei da Termodinâmica, já que sua produção é maior que a quantidade de insumos consumida.

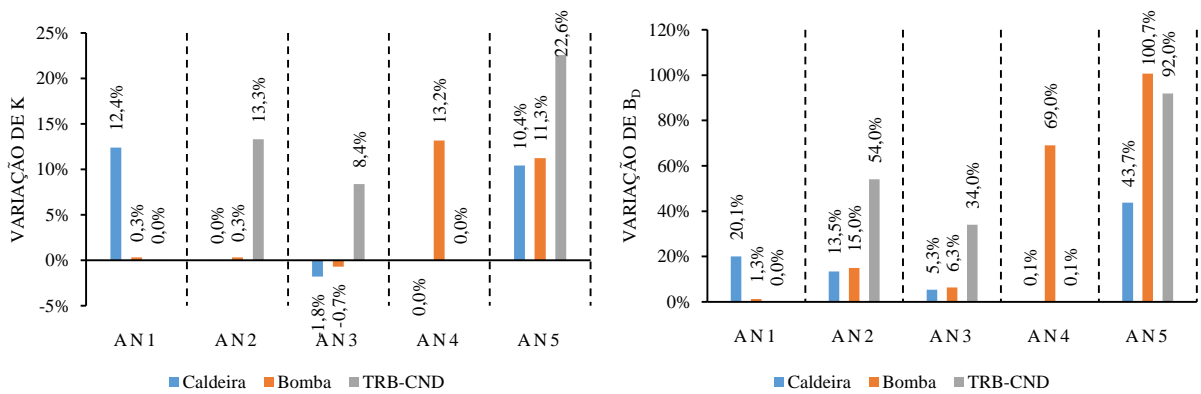


Figura 5.6. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no ciclo Rankine para o modelo E em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

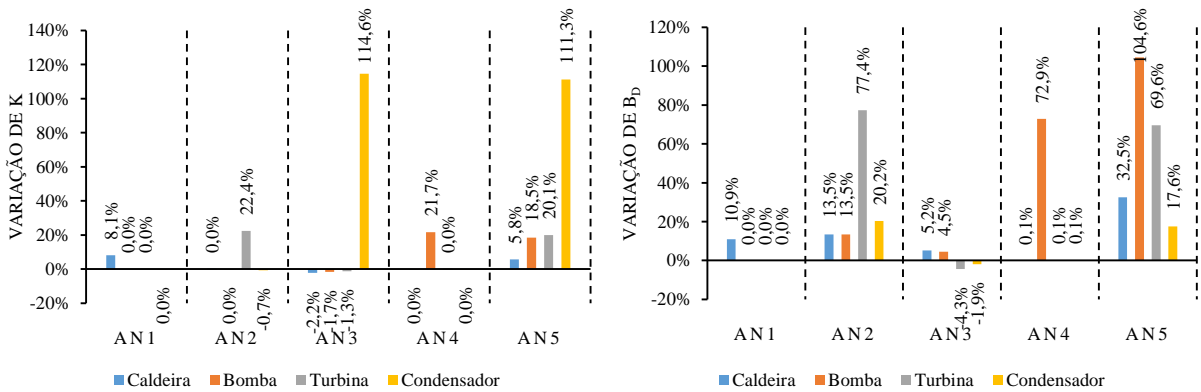


Figura 5.7. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no ciclo Rankine para o modelo E&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

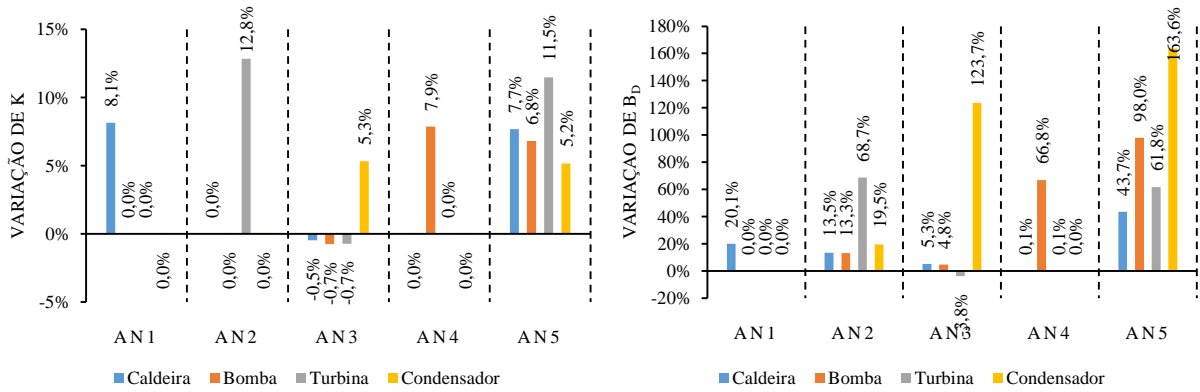


Figura 5.8. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no ciclo Rankine para o modelo H&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

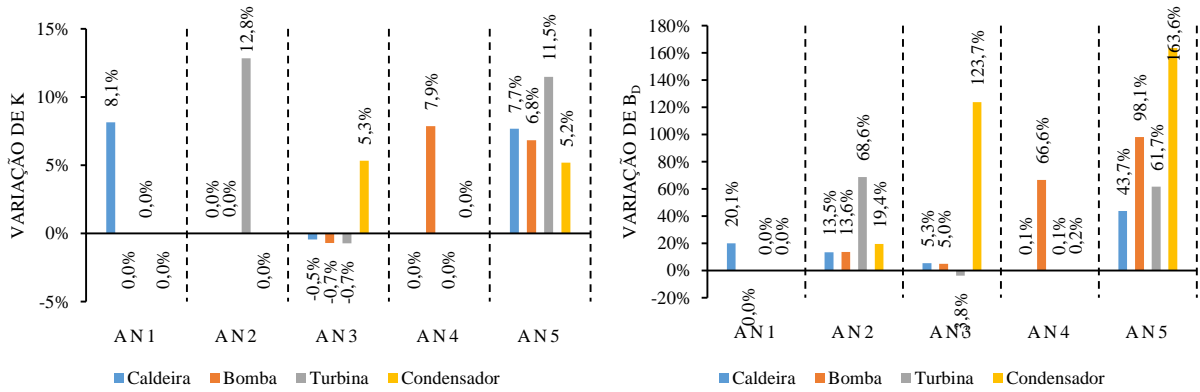


Figura 5.9. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no ciclo Rankine para o modelo UFS em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

Não há nenhuma variação nos valores de  $\kappa$  e  $B_D$  entre os modelos H&S e UFS conforme as Figura 5.8 e Figura 5.9. No caso de falhas simultâneas, os consumos exergeticos unitários são ligeiramente reduzidos em comparação com as suas falhas individuais, entretanto a exergia destruída sofre grande aumento devido às perdas de eficiência em cada equipamento, influenciados pelo grande aumento do fluxo mássico.

Para a falha no equipamento dissipativo representado na anomalia 3, observa-se um aumento da eficiência dos outros componentes em torno de 0,5%, enquanto o condensador teve uma queda de 5,3%. Tal comportamento é observado em todos os modelos termoeconômicos apresentados. Entretanto, também observa-se um incremento da exergia destruída, indicando um aumento da produção dos outros componentes, como a caldeira e a bomba. Já a turbina, apresentou uma redução da exergia destruída, juntamente com um aumento de sua eficiência exergetica, já que a mesma tem uma menor variação da parcela entrópica ao entregar ao condensador o fluido em um maior patamar de pressão.

Conclui-se que as variações de  $\kappa$  e  $B_D$  nas anomalias individuais simuladas para o ciclo Rankine fornecem bons indicadores para a localização dos componentes com falhas intrínsecas, Contudo para as falhas simultâneas, tal identificação não é clara, principalmente quando os produtos de cada componente tem magnitudes muito diferentes, como é o caso da bomba que apresenta grande variação destes indicadores, porém é o que gera menor impacto no consumo de combustível e na eficiência do ciclo conforme Tabela 5.11.

O impacto no insumo, e a quantificação das malfunções e disfunções por componente para todos os cenários de anomalias podem ser observados nas Tabela 5.13 a Tabela 5.17. Primeiramente, é facilmente observado que o modelo termoeconômico não altera o consumo adicional de combustível, pois este não depende da metodologia de desagregação da exergia utilizado e sim das condições termodinâmicas do sistema. Contudo, os valores totais de malfunções (MF) e disfunções (DF) localizados na penúltima linha de cada tabela sofrem alterações significativas, pois dependem das diferentes parcelas da exergia que são alocadas como insumos ou recursos de cada componente, alterando o consumo exergético unitário ( $\kappa_{ij}$ ) e, de acordo com as Eq. (4.24) e (4.25), os valores reportados pelo método como MF e DF, cuja maior diferença está no modelo E&S, em virtude da dupla consideração da entropia na estrutura produtiva.

Tabela 5.13. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 1 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da caldeira.

<b>Anomalia 1 – Caldeira</b>								
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Caldeira	4	8.689	7	8.689	2	8.693	3	8.691
Bomba	0	0	0	0	0	0	0	0
Turbina	0	2	0	3	0	2	0	1
Condensador	0	2	-3	0	0	0	0	0
Total	4	8.692	4	8.692	3	8.694	3	8.692
	8.695		8.696		8.697		8.695	

Tabela 5.14. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 2 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da turbina.

<b>Anomalia 2 – Turbina</b>								
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Caldeira	5.839	1	10.788	1	5.838	2	5.838	2
Bomba	4	0	7	0	4	0	4	0
Turbina	11	3.579	15	6.397	8	3.199	8	3.198
Condensador	11	3.579	-7.761	-13	396	-12	396	-13
Total	5.854	3.581	3.049	6.385	6.246	3.189	6.246	3.187
	9.434		9.434		9.435		9.433	

Tabela 5.15. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 3 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10% no vácuo do condensador.

<b>Anomalia 3 – Condensador</b>								
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Caldeira	3.565	-1.255	6.581	-2.393	2.796	-485	2.796	-485
Bomba	3	-1	5	-3	3	-1	3	-1
Turbina	6	2.252	6	-364	3	-182	3	-182
Condensador			-1.520	2.259	178	2.260	178	2.260
Total	3.574	996	5.072	-501	2.980	1.592	2.980	1.592
	4.570		4.571		4.572		4.572	

Tabela 5.16. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 4 no ciclo Rankine, correspondente a redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica da bomba.

<b>Anomalia 4 – Bomba</b>								
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Caldeira	45	-18	84	-36	33	-5	33	-5
Bomba	0	20	1	39	6	14	6	14
Turbina	7	0	9	1	5	1	5	0
Condensador			-41	0	2	-2	2	-2
Total	53	2	53	4	46	8	46	7
	55		56		54		53	

Tabela 5.17. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 5 no ciclo Rankine, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.

<b>Anomalia 5 – Falhas simultâneas</b>								
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Caldeira	11.648	7.288	19.840	6.159	10.729	8.208	10.729	8.208
Bomba	13	17	24	33	18	12	18	12
Turbina	40	6.068	44	5.720	24	2.860	24	2.859
Condensador			-8.941	2.194	1.029	2.195	1.029	2.195
Total	11.701	13.373	10.967	14.106	11.800	13.275	11.800	13.274
	25.074		25.073		25.075		25.074	

Para todos os casos, disfunções com valores negativos foram encontrados no condensador apenas para o modelo E&S. Conceitualmente, a disfunção quantifica a irreversibilidade extra gerada no componente considerando que este mantém o mesmo consumo exergético unitário que o estado de referência, conforme a Eq. (4.25). Valores negativos indicam ou um consumo exergético unitário menor que unidade ou uma redução no produto do condensador na condição de operação, todavia, os outros componentes do sistema estão

consumindo mais neguentropia devido à presença de falhas, o que levaria esta parcela a ser positiva. Portanto, a disfunção assume valores negativos apenas quando o consumo exergético unitário é menor que a unidade, o que é impossível termodinamicamente, representando uma inconsistência deste modelo quando aplicado à diagnóstico.

Adicionalmente, através do modelo E não é possível isolar equipamentos dissipativos como o condensador, o que se torna uma desvantagem em aplicar esse método para diagnóstico já que não é possível identificar o componente com a falha caso ele esteja agregado com outro equipamento na estrutura produtiva. Os modelos H&S e UFS apresentaram valores muito semelhantes de malfunções e disfunções para todas as anomalias estudadas, não justificando a utilização do último para esta análise devido à sua maior complexidade. Desta maneira, o modelo mais adequado para este caso seria o H&S conforme a Navalha de Occam.

Quando a falha ocorre em um processo mais avançado do sistema quando comparado a entrada de insumos externos, as disfunções tendem a ser maiores que as malfunções, o que pode ser observado quando se compara as anomalias na caldeira e no condensador, onde o primeiro apresentou apenas malfunções. Torres *et al.* (2002) observaram o mesmo comportamento ao estudar uma ciclo de potência com uma turbina a gás.

Além disso, a anomalia 1 restringiu as ineficiências apenas na própria caldeira. Isto ocorre porque a caldeira é o dispositivo do sistema que recebe o insumo externo, portanto, qualquer malfunção nela presente, reflete diretamente no seu próprio insumo e não na quantidade requerida por outros componentes. Esta também é a razão pela qual a caldeira apresenta os maiores valores de disfunções para todos os casos analisados.

Para as anomalias de 1 a 4 o componente que contém a malfunção intrínseca, ou seja, aquela oriundo de uma falha interna, é facilmente identificado pois sua malfunção apresenta valores positivos enquanto outros apresentam malfunções negativas ou próximas de zero, indicando que estas foram induzidas. Por outro lado, esse comportamento não é observado para a anomalia 5 que, devido à presença de múltiplas falhas, não permite uma fácil identificação de quais componentes possuem malfunções intrínsecas. Nestes casos, uma análise mais aprofundada tornar-se-á necessária para separar as malfunções intrínsecas das induzidas, o que pode ser alcançado com o auxílio das curvas de performance de cada equipamento (ZALETA *et al.*, 2004), ou através das estruturas de transição (OROZCO *et al.*, 2017).

As malfunções observadas para anomalia 5 são, aproximadamente, a soma das malfunções de cada cenário individual (anomalias 1-4), onde um comportamento linear entre



eles pode ser inferido (VALERO *et al.*, 2002). Entretanto, este comportamento não é observado para as disfunções. Em todos os cenários, as disfunções na turbina são aproximadamente nulas devido à hipótese adotada de não se alterar o produto final da planta, de forma que as pequenas alterações observadas são devido ao consumo adicional de potência requerido pela bomba.

A anomalia 5 representa o cenário mais provável de ocorrer em situações reais onde falhas podem estar presentes aleatoriamente no sistema. Para uma melhor programação da manutenção, o equipamento com maior potencial de economia de combustível desta análise pode ser indicado como prioridade. Salienta-se que esta análise não é a definitiva para escolha dos equipamentos para manutenção, havendo muitos outros fatores econômicos envolvidos, como fatores logísticos, tempo e mão-de-obra disponíveis, entre outros. A avaliação através do método aqui descrito pode ser realizada avaliando a combinação de malfunção nele presente e a quantidade de disfunções que o mesmo induz em outros componentes do sistema, conforme apresentado na Figura 5.10.

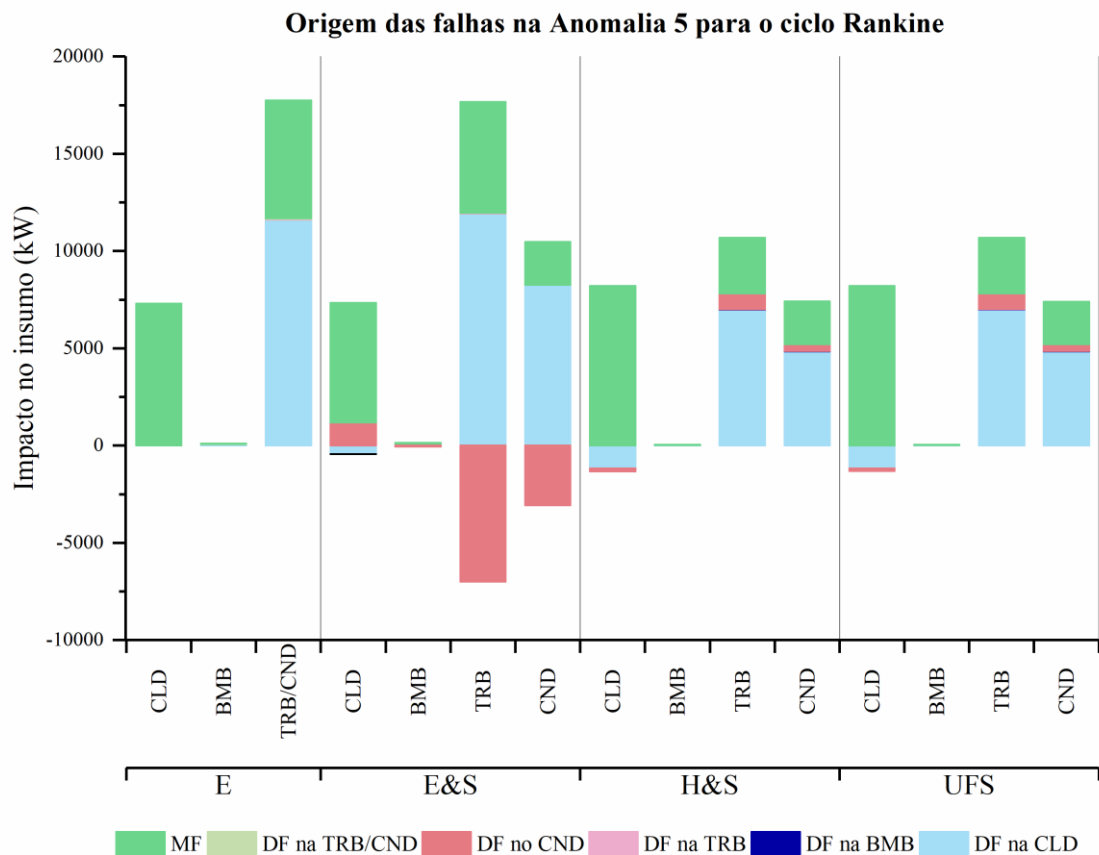


Figura 5.10. Origem das falhas na Anomalia 5 do ciclo Rankine, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.

Observa-se que mesmo que a turbina possua um valor de MF menor que a caldeira, ela induz grande quantidade de disfunções nos outros componentes, causando um consumo adicional de combustível de 10.679 kW, sendo este maior do que o apresentado pela caldeira com 6.890 kW. Mesmo que os modelos apresentem valores diferentes de MF e DF para cada componente, a escolha do dispositivo que causa maior impacto no consumo de recursos permanece inalterada, ou seja, a ordem de prioridade para escolha não se altera. Valero *et al.* (2002) também observaram que o impacto total no consumo de combustível não é afetado pelo método de desagregação, entretanto, como mostrado neste trabalho, metodologias termoeconômicas mais complexas podem alterar os valores das malfunções e disfunções, ainda que o consumo adicional de insumo para cada componente se mantenha. O único método que apresentou divergências foi o modelo E devido a impossibilidade de isolar o equipamento dissipativo, o que torna impossível identificar qual componente possui prioridade de reparo mais elevado, a turbina ou o condensador.

Embora o impacto no insumo causado por cada equipamento não sofra modificações com o modelo termoeconômico, a distribuição de malfunções e disfunções podem sofrer variações, especialmente para o modelo E&S, sendo estas expressivas, conforme observado na Tabela 5.15.

O consumo exerético unitário para a anomalia 3 pode ser observado em maiores detalhes na Tabela 5.18. Todos os equipamentos que apresentam uma malfunção de valor negativo (malfunção induzida), também possuem uma redução do seu consumo exerético, o que pode ser atribuído a um aumento de sua eficiência exerética. Os modelos H&S e UFS não apresentaram diferenças nos valores de  $\kappa$  pois o novo nível de desagregação não afetou os componentes do sistema, o que não é uma regra absoluta, especialmente para sistemas térmicos complexos que possuem outros componentes como válvulas, onde as variações de trabalho de fluxo e de energia interna são considerados produto e insumo, respectivamente (LOURENÇO, 2012).

Tabela 5.18. Consumo exerético unitário para a anomalia 3 do ciclo Rankine, correspondente a perda de 10% do vácuo no condensador.

$\kappa$ (kW/kW)	Referência				Anomalia 3 – Condensador			
	E	E&S	H&S	UFS	E	E&S	H&S	UFS
Caldeira	2,624	4,001	1,683	1,683	2,577	3,912	1,676	1,676
Bomba	1,240	1,438	1,204	1,204	1,231	1,414	1,195	1,196
Turbina	1,328	1,410	1,231	1,231	1,440	1,392	1,222	1,222
Condensador		0,049	1,049	1,049		0,105	1,105	1,105
<b>Sistema</b>		<b>3,50</b>				<b>3,73</b>		

Devido a limitação do modelo E&S em utilizar o fluxo de neguentropia duas vezes, internamente e externamente à parcela de exergia no diagrama produtivo, o consumo exergético unitário do condensador é menor que a unidade, produzindo mais neguentropia do que o mesmo consome de exergia, violando o princípio da irreversibilidade como causa do custo da destruição de exergia, conforme a Segunda Lei da Termodinâmica.

As disfunções induzidas por cada componente do sistema para cada modelo na anomalia 3 está representado na Figura 5.11. No modelo E, o conjunto turbina-condensador induz uma disfunção em si próprio e uma malfunção negativa na caldeira. Para o modelo H&S e UFS, as malfunções induzidas na turbina e na caldeira são a razão de ambos induzirem disfunções em outros equipamentos. No modelo E&S, a disfunção negativa induzida pelo condensador nele próprio, representado pela barra vermelha, é o aumento da produção de neguentropia para atender aos requisitos do modelo que a considera duplamente nas equações, levando a uma falsa impressão de aumento de sua eficiência exergética. Para todos os modelos, as disfunções induzidas pelos elementos do sistema que não possuem falhas são negativas devido ao aumento de sua eficiência, como pode ser visto na Tabela 5.15, ou seja, eles requerem menos recursos para obter o mesmo produto.

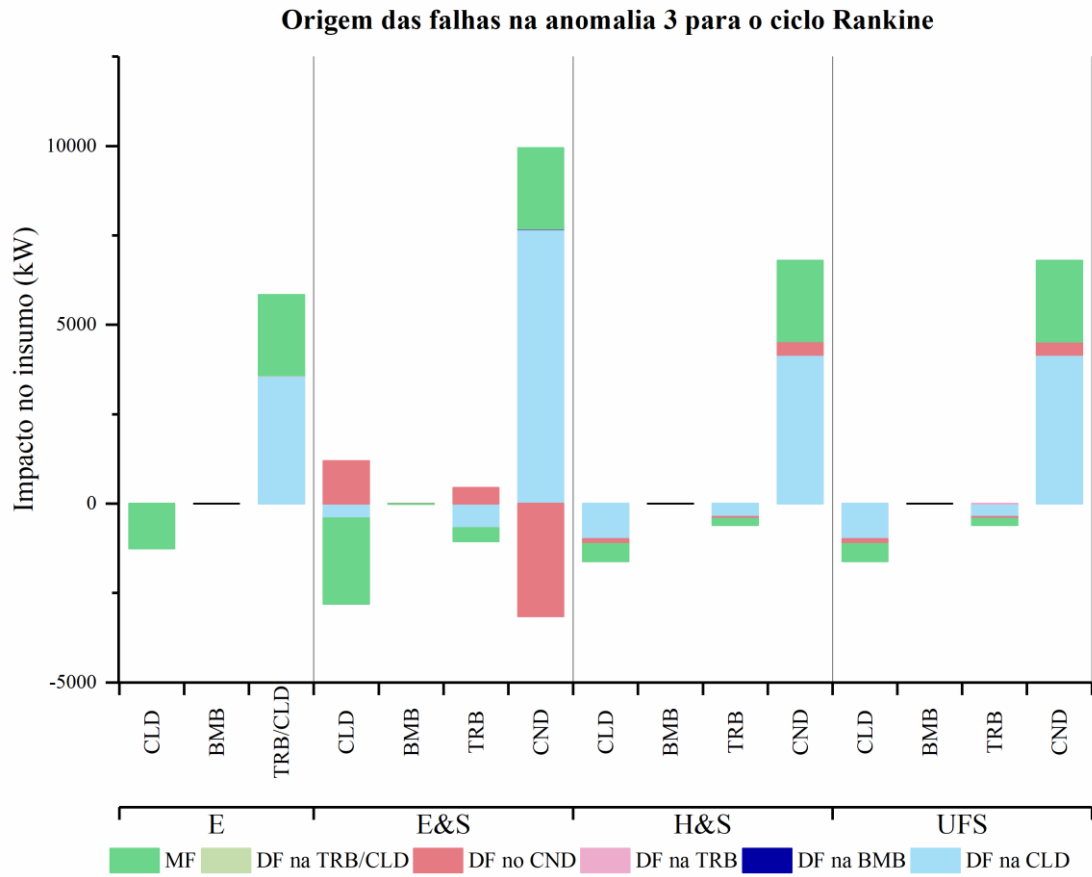


Figura 5.11. Origem das falhas na Anomalia 3 do ciclo Rankine, correspondente a perda de 10% do vácuo no condensador.

## 6. ESTUDO DE CASO II: DIAGNÓSTICO TERMoeCONÔMICO DE UM SISTEMA DE BOMBA DE CALOR POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Nesta sessão as metodologias termoeconômicas E, E&S, H&S, UFS e UFS+ são aplicadas a uma análise de diagnóstico termoeconômico de um sistema de bomba de calor utilizando a fórmula de impacto no insumo. O objetivo desta análise é verificar qual modelo se apresenta como mais eficaz e preciso em identificar os componentes com anomalias em diferentes níveis de desagregação de exergia, além de estudar o comportamento do equipamento dissipativo do ciclo, a válvula, em casos de falhas. A fim de obter condições operacionais do sistema com presença de avarias, cinco anomalias serão simuladas, sendo uma para cada um dos quatro equipamentos (compressor, condensador, válvula e evaporador) e outra sendo a combinação das anteriores.

### 6.1. Descrição do sistema

A estrutura física do sistema da bomba de calor está representado na Figura 6.1, sendo composto de um evaporador (EVP), um compressor (CMP), um condensador (CND) e uma válvula termostática (VLV).

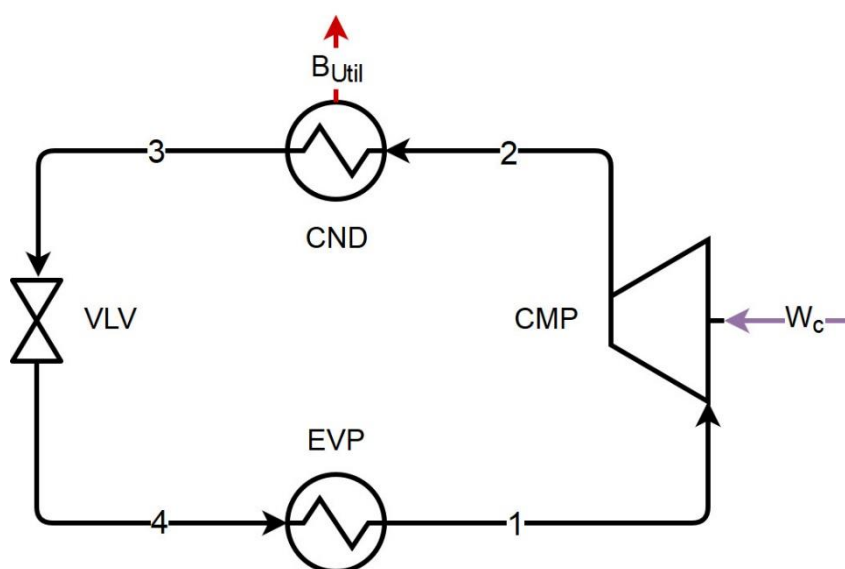


Figura 6.1. Representação da estrutura física da bomba de calor para o estudo de caso II.

O fluido de trabalho do sistema é o Refrigerante R134a com uma vazão de 0,7999 kg/s, que opera entre uma região quente de 21 °C, no lado do condensador e uma região fria de 5 °C, no lado do evaporador. O condensador é responsável por fornecer à região quente

145,7 kW de calor (produto do ciclo), que corresponde a 7,927 kW de exergia útil. A exergia perdida para o meio externo evaporador ( $B_{41}$ ) tem o valor de 2,371 kW. O compressor consome 15,65 kW para elevar a pressão do fluido de 293,0 kPa para 685,8 kPa e possui uma eficiência isentrópica ( $\eta_{CMP}$ ) de 90%. As condições de referência exergética são as mesmas do ambiente frio, correspondendo a 5 °C ( $T_0$ ) e 1 atm ( $P_0$ ) e a válvula termostática possui uma constante ( $K_{VLV}$ ) de  $2,602 * 10^{-5} m^2$ . O sistema possui um coeficiente de performance ( $COP_{RF}$ ) de 9,314.

Considera-se que todos os equipamentos operam em regime permanente, que a válvula e o compressor são adiabáticos, a expansão na válvula é considerada isentálpica e não há perda de carga ao longo do ciclo. Além disso todos os efeitos das energias potencial e cinética são desprezados. As propriedades dos fluxos na condição de referência operacional ( $x^0$ ) podem ser observados na Tabela 6.1. Todos os dados foram obtidos com o auxílio do software EES®.

Tabela 6.1. Dados termodinâmicos para o ciclo do estudo de caso II na condição de referência operacional ( $x^0$ ).

Fluxos	T (°C)	P (kPa)	B (kW)	S (kW)	H (kW)	U (kW)	F (kW)	Fp (kW)	Fv (kW)
1	0,0	293	18,34	-25,70	-7,36	-5,94	-1,42	10,62	-12,03
2	32,1	685,8	32,55	-24,26	8,29	8,97	-0,68	14,46	-15,14
3	26,0	685,8	22,28	-159,70	-137,40	-120,20	-17,19	0,39	-17,58
4	0,0	293	20,71	-158,10	-137,40	-122,90	-14,56	2,02	-16,58

*Dados relativos ao estado de referência exergética ( $T_0=5$  °C e  $P_0=1$  atm)*

## 6.2. Estruturas produtivas

Nesta seção são detalhadas as estruturas produtivas dos modelos termoeconômicos E, E&S, H&S, UFS e UFS+ aplicados ao ciclo da bomba de calor deste estudo de caso.

### 6.2.1. Modelo E

Os produtos e insumos de cada unidade produtiva da bomba de calor utilizando o modelo E estão representados na Tabela 2.1. A estrutura produtiva pode ser visualizada na Figura 6.2:

Tabela 6.2. Insumos e produtos das unidades da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo E.

Componente	Insumo	Produto
VLV-EVP-CMP	$W_C$	$B_{2:3}$
CND	$B_{2:3}$	$B_{Util}$

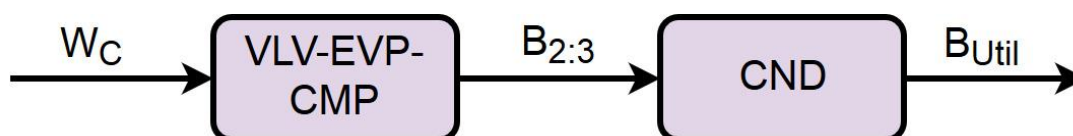


Figura 6.2. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo E.

É possível observar que, no modelo E, o condensador e o compressor são os únicos componentes do sistema que podem ser isolados. A válvula e o evaporador não possuem produtos determinados, já que apenas causam redução da exergia do fluxo em seu interior, portanto foram agregados ao compressor na estrutura produtiva. Ressalta-se que foi critério do autor essa escolha, eles poderiam ter sido agregados ambos ao condensador ou um em cada componente. O compressor possui como produto o aumento de exergia do fluxo e como insumo a potência consumida. As equações (6.1) e (6.2) representam o custo exergético unitário de cada unidade produtiva:

$$k_{VLVEVPCMP}^* B_{3:2} - W_C = 0 \quad (6.1)$$

$$k_{CND}^* B_{Util} - k_{VLVEVPCND}^* B_{2:3} = 0 \quad (6.2)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergéticos unitários, estão representados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo E.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{2:3}$	10,27	1,524
$B_{Util}$	7,927	1,974
$W_C$	15,65	1,000

Observa-se que o custo para produção da exergia útil ( $B_{Util}$ ) é de 1,974 e este deve se manter inalterado independente do modelo termoeconômico utilizado, já que depende exclusivamente dos recursos externos ( $W_C$ ).

### 6.2.2. Modelo E&S

Utilizando o conceito de neguentropia, pode-se obter a estrutura produtiva da bomba de calor deste estudo de caso pelo modelo E&S conforme ilustrado na Figura 6.3. Os fluxos

considerados como insumos e produtos de cada unidade produtiva podem ser observados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4. Insumos e produtos das unidades da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo E&S.

Componente	Insumo	Produto
VLV-EVP-CMP	$W_C + S_{2:3}$	$B_{2:3}$
CND	$B_{2:3}$	$B_{Util} + S_{2:3}$

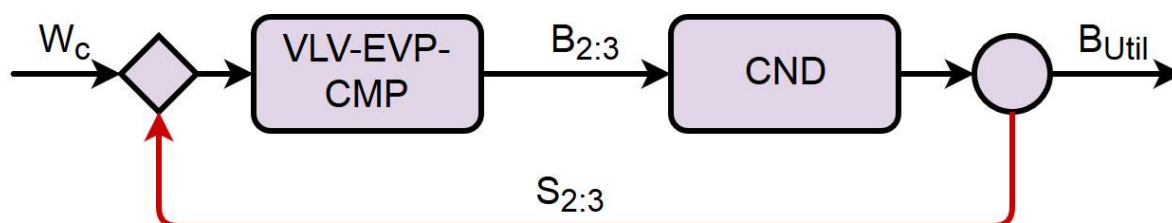


Figura 6.3. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo E&S.

Apesar do modelo E&S ter introduzido o conceito de neguentropia, a válvula e o evaporador continuam não possuindo produto definido, já que o fluxo de neguentropia é um insumo de ambos, assim como a redução da exergia do fluxo. Ao contrário do diagrama produtivo do sistema de refrigeração demonstrado na Figura 3.4, que nesta etapa teve apenas a válvula acoplada a outro equipamento, a bomba de calor apresenta um grau maior de complexidade, dificultando ainda mais a análise de diagnóstico para este modelo termoeconômico. As equações (6.3) e (6.4) representam o custo exergético unitário de cada unidade produtiva:

$$k_{VLVEVPCMP}^* B_{2:3} - k_{CND}^* S_{2:3} - W_C = 0 \quad (6.3)$$

$$k_{CND}^* (B_{Util} + S_{2:3}) - k_{VLVEVPCMP}^* B_{2:3} = 0 \quad (6.4)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergéticos unitários, estão representados na Tabela 6.5.

No caso da bomba de calor, todos os custos exergéticos possuem valor maior que a unidade, o que não contradiz a Segunda Lei da Termodinâmica como nos dois estudos de caso anteriores. Entretanto, o custo exergético do aglomerado de componentes é extremamente alto (25,57) quando comparado aos outros componentes. Isto ocorre porque a neguentropia está



sendo adicionada duas vezes como insumo, penalizando estes componentes duplamente na alocação de custos.

Tabela 6.5. Custo exerético unitário dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo E&S.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{2:3}$	10,27	25,57
$B_{Util}$	7,927	1,974
$S_{2:3}$	135,5	1,974
$W_C$	15,65	1,000

### 6.2.3. Modelo H&S

Com a desagregação da exergia física em suas parcelas entálpica e entrópica, pode-se obter a estrutura produtiva da bomba de calor deste estudo de caso pelo modelo H&S conforme ilustrado na Figura 6.4. Os fluxos considerados como insumos e produtos de cada unidade produtiva podem ser observados na Tabela 6.6.

Tabela 6.6. Insumos e produtos das unidades da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo H&S.

Componente	Insumo	Produto
CMP	$S_{2:1} + W_C$	$H_{2:1}$
VLV-EVP	$S_{1:3}$	$H_{1:3}$
CND	$H_{2:3}$	$S_{1:3} + S_{2:1} + B_{Util}$
$J_H$ (Fictício)	$H_{1:3} + H_{2:1}$	$H_{2:3}$

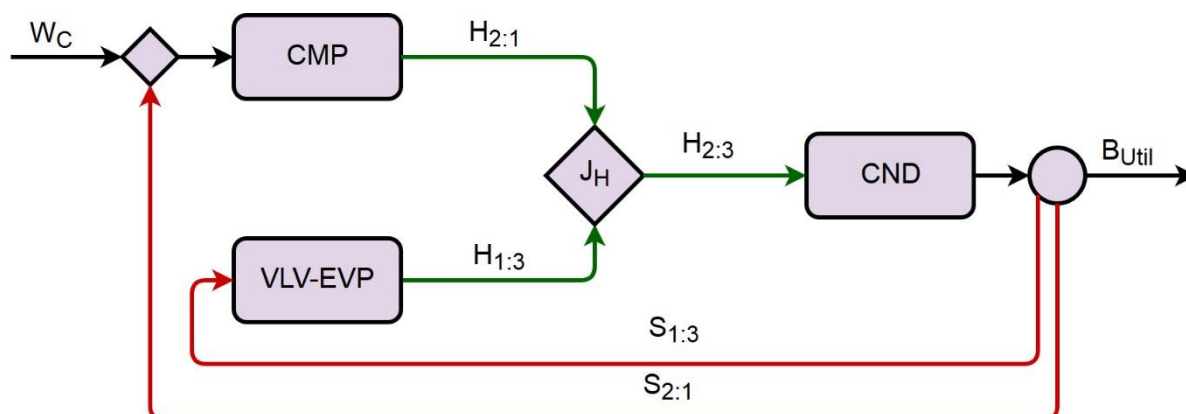


Figura 6.4. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo H&S.

Neste modelo, o evaporador já consegue ser isolado dos outros componentes pois possui como insumo a parcela entrópica e o aumento de entalpia como produto. Todavia a

válvula continua sem um produto definido, já que a mesma é considerada isentálpica, portanto, adotou-se agregá-la ao evaporador. As equações (6.5) a (6.8) representam o custo exerético unitário de cada unidade produtiva:

$$k_{CMP}^* H_{2:1} - W_C - k_{CND}^* S_{2:1} = 0 \quad (6.5)$$

$$k_{VLVEVP}^* H_{1:3} - k_{CND}^* S_{1:3} = 0 \quad (6.6)$$

$$k_{CND}^* (S_{1:3} + S_{2:1} + B_{Util}) - k_{JH}^* H_{2:3} = 0 \quad (6.7)$$

$$k_{JH}^* H_{2:3} - k_{CMP}^* H_{2:1} - k_{VLVEVP}^* H_{1:3} = 0 \quad (6.8)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exeréticos unitários, estão representados na Tabela 6.7.

Tabela 6.7. Custo exerético unitário dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo H&S.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{Util}$	7,927	1,974
$H_{1:3}$	130,1	2,033
$H_{2:1}$	15,65	1,181
$H_{2:3}$	145,7	1,943
$S_{1:3}$	134,0	1,974
$S_{2:1}$	1,435	1,974
$W_C$	15,65	1,000

Com a utilização do modelo H&S, todos os fluxos possuem custos próximos, ao contrário da grande discrepância encontrada no modelo E&S anteriormente. O aglomerado da válvula e do evaporador possuem os maiores custos por estarem ao fim do processo e por serem grandes geradores de entropia, como pode ser observado pelo aumento de entropia ( $S_{1:3}$ ) durante esta etapa e, conseqüentemente, elevando a destruição de exergia e o custo destes equipamentos. Nota-se que o custo exerético dos equipamentos aumenta à medida que se progride no ciclo, devido ao acúmulo de perdas durante o processo causado pela destruição de exergia.

#### 6.2.4. Modelo UFS

Com um novo nível de desagregação, a entalpia passa a ser apresentada em função de suas parcelas de energia interna e trabalho de fluxo, podendo-se obter a estrutura produtiva da bomba de calor deste estudo de caso pelo modelo UFS conforme ilustrado na Figura 6.5. Os

fluxos considerados como insumos e produtos de cada unidade podem ser observados na Tabela 6.8.

Tabela 6.8. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo UFS.

Componente	Insumo	Produto
CMP	$S_{2:1} + W_C$	$U_{2:1} + F_{2:1}$
CND	$U_{2:3} + F_{2:3}$	$B_{Util} + S_{1:4} + S_{2:1} + S_{4:3}$
VLV	$U_{3:4} + S_{4:3}$	$F_{4:3}$
EVP	$S_{1:4}$	$U_{1:4} + F_{1:4}$
J <sub>U</sub> (Fictício)	$U_{1:4} + U_{2:1}$	$U_{2:3} + U_{3:4}$
J <sub>F</sub> (Fictício)	$F_{1:4} + F_{2:1} + F_{4:3}$	$F_{2:3}$

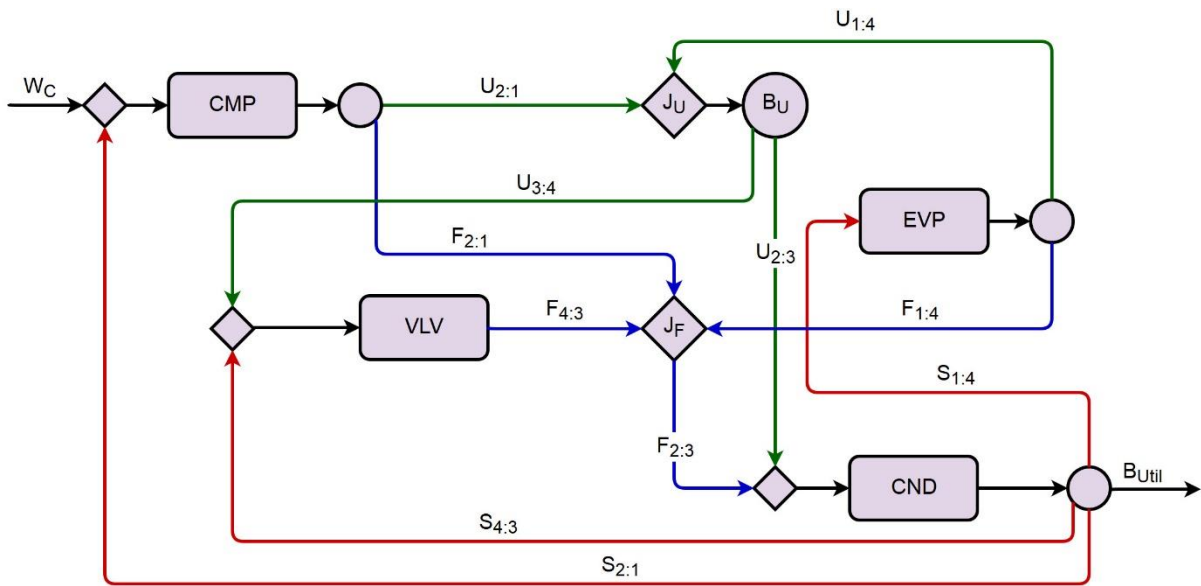


Figura 6.5. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo UFS.

Neste modelo a válvula pode ser isolada dos outros componentes, pois agora possui como produto o trabalho de fluxo ( $F_{4:3}$ ), enquanto utiliza a energia interna ( $U_{3:4}$ ), e a parcela entrópica ( $S_{4:3}$ ) como insumos. As equações (6.9) a (6.14) permitem obter o custo exergético unitário de cada unidade produtiva para o modelo UFS:

$$k_{CMP}^*(U_{2:1} + F_{2:1}) - W_C - k_{CND}^*S_{2:1} = 0 \quad (6.9)$$

$$k_{CND}^*(B_{Util} + S_{1:4} + S_{2:1} + S_{4:3}) - k_{JU}^*U_{2:3} - k_{JF}^*F_{2:3} = 0 \quad (6.10)$$

$$k_{VLV}^*F_{4:3} - k_{JU}^*U_{3:4} - k_{CND}^*S_{4:3} = 0 \quad (6.11)$$

$$k_{EVP}^*(U_{1:4} + F_{1:4}) - k_{CND}^*S_{1:4} = 0 \quad (6.12)$$

$$k_{JU}^*(U_{2:3} + U_{3:4}) - k_{CMP}^*U_{2:1} - k_{EVP}^*U_{1:4} = 0 \quad (6.13)$$

$$k_{JF}^*F_{2:3} - k_{CMP}^*F_{2:1} - k_{VLV}^*F_{4:3} - k_{EVP}^*F_{1:4} = 0 \quad (6.14)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergeticos unitários, estão representados na Tabela 6.9.

Tabela 6.9. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo UFS.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{Util}$	7,927	1,974
$F_{1:4}$	13,14	2,012
$F_{2:1}$	0,737	1,181
$F_{2:3}$	16,51	2,147
$F_{4:3}$	2,632	3,093
$S_{1:4}$	132,5	1,974
$S_{2:1}$	1,435	1,974
$S_{4:3}$	1,567	1,974
$U_{1:4}$	116,9	2,012
$U_{2:1}$	14,91	1,181
$U_{2:3}$	129,2	1,917
$U_{3:4}$	2,632	1,917
$W_C$	15,65	1,000

Em comparação com o modelo H&S, os custos dos fluxos oriundos do compressor e do condensador não sofrem modificação, já os custos do evaporador são ligeiramente reduzidos de 2,033 para 2,012. A válvula apresenta o custo mais elevado de todos os componentes, com valor igual a 3,093, devido ao fato de, no diagrama produtivo, utilizar como insumo o fluxo de energia interna já agregado dos custos de sua produção no evaporador e no compressor aliado ao fato de ter uma produção pequena de trabalho de fluxo.

### 6.2.5. Modelo UFS+

Neste modelo, a parcela de trabalho de fluxo do termo entálpico da exergia passa a ser dividido em variações de pressão e de volume específico, podendo-se obter a estrutura produtiva da bomba de calor deste estudo de caso pelo modelo UFS+ conforme ilustrado na Figura 6.6. Os fluxos considerados como insumos e produtos de cada unidade da estrutura produtiva podem ser observados na Tabela 6.10.

Tabela 6.10. Insumos e produtos dos componentes da estrutura produtiva da bomba de calor pelo modelo UFS+.

Componente	Insumo	Produto
CMP	$FV_{1:2} + S_{2:1} + W_C$	$U_{2:1} + FP_{2:1}$
CND	$FP_{2:3} + FV_{2:3} + U_{2:3}$	$B_{Util} + S_{2:1} + S_{1:4} + S_{4:3}$
VLV	$U_{3:4} + S_{4:3}$	$FP_{4:3} + FV_{4:3}$
EVP	$S_{1:4}$	$FP_{1:4} + FV_{1:4} + U_{1:4}$
J <sub>U</sub> (Fictício)	$U_{2:1} + U_{1:4}$	$U_{2:3} + U_{3:4}$
J <sub>FP</sub> (Fictício)	$FP_{1:4} + FP_{2:1} + FP_{4:3}$	$FP_{2:3}$
J <sub>FV</sub> (Fictício)	$FV_{1:4} + FV_{4:3}$	$FV_{1:2} + FV_{2:3}$

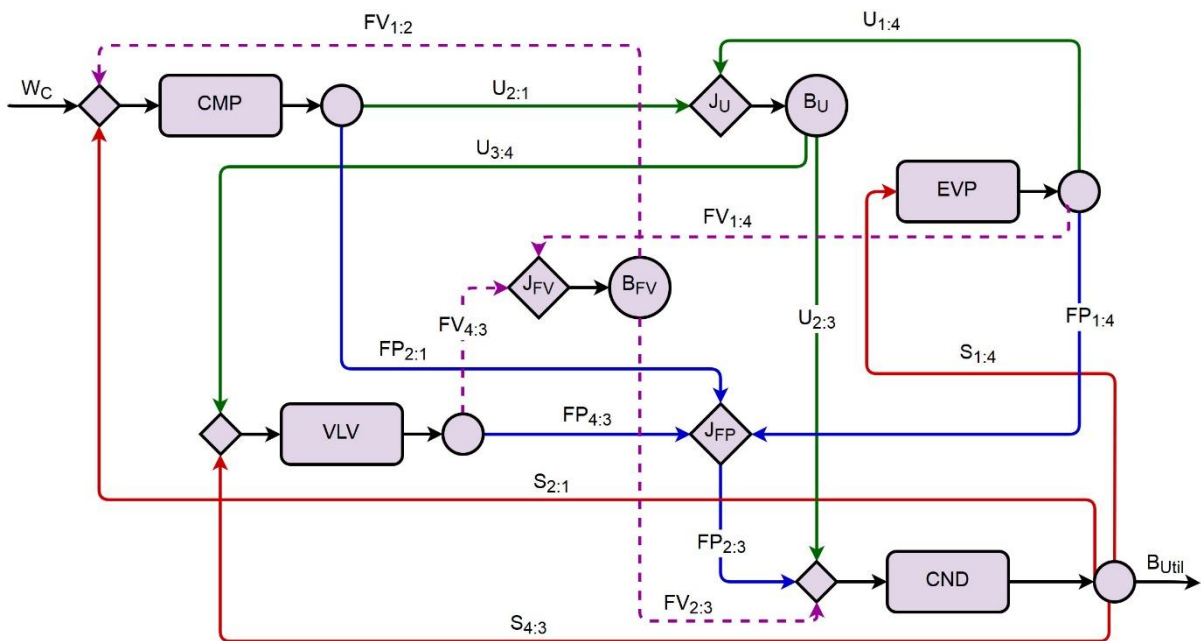


Figura 6.6. Diagrama produtivo da bomba de calor pelo modelo UFS+.

Analisando em conjunto com o modelo UFS, as posições da parcela de trabalho de fluxo em cada componente, como produto ou insumo, permaneceram inalteradas para todos os componentes. A única exceção é o compressor que teve a parcela de trabalho de volume tratada como insumo neste modelo, enquanto a parcela de trabalho de pressão continuou sendo um produto do componente. A partir destas informações é possível obter os custos exergéticos unitários dos componentes com a utilização das equações (6.15) a (6.21).

$$k_{CMP}^*(U_{2:1} + FP_{2:1}) - k_{CND}^*S_{2:1} - k_{J_{FV}}^*FV_{1:2} - W_C = 0 \quad (6.15)$$

$$k_{EVP}^*(U_{1:4} + FP_{1:4} + FV_{1:4}) - k_{CND}^*S_{1:4} = 0 \quad (6.16)$$

$$k_{CND}^*(B_{Util} + S_{1:4} + S_{2:1} + S_{4:3}) - k_{JU}^*U_{2:3} - k_{JFP}^*FP_{2:3} - k_{JFV}^*FV_{2:3} = 0 \quad (6.17)$$

$$k_{VLV}^*(FP_{4:3} + FV_{4:3}) - k_{CND}^*S_{4:3} - k_{JU}^*U_{3:4} = 0 \quad (6.18)$$

$$k_{JU}^*(U_{2:3} + U_{3:4}) - k_{CMP}^*U_{2:1} - k_{EVP}^*U_{1:4} = 0 \quad (6.19)$$

$$k_{JFP}^*FP_{2:3} - k_{CMP}^*FP_{2:1} - k_{EVP}^*FP_{1:4} - k_{VLV}^*FP_{4:3} = 0 \quad (6.20)$$

$$k_{JFV}^*(FV_{1:2} + FV_{2:3}) - k_{EVP}^*FV_{1:4} - k_{VLV}^*FV_{4:3} = 0 \quad (6.21)$$

O valor dos fluxos acima descritos, assim como seus respectivos custos exergeticos unitários, estão representados na Tabela 6.11.

Tabela 6.11. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos da bomba de calor representado pelo modelo UFS+.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$B_{Util}$	7,927	1,974
$FP_{1:4}$	8,598	2,012
$FP_{2:1}$	3,843	1,352
$FP_{2:3}$	14,07	1,959
$FP_{4:3}$	1,632	3,111
$FV_{1:2}$	3,106	2,210
$FV_{1:4}$	4,545	2,012
$FV_{2:3}$	2,440	2,210
$FV_{4:3}$	1,001	3,111
$S_{2:1}$	1,435	1,974
$S_{1:4}$	132,5	1,974
$S_{4:3}$	1,567	1,974
$U_{1:4}$	116,9	2,012
$U_{2:1}$	14,91	1,352
$U_{2:3}$	129,2	1,937
$U_{3:4}$	2,632	1,937
$W_C$	15,65	1,000

Através da tabela acima, observa-se que os custos exergeticos dos fluxos oriundos do condensador e do evaporador não sofrem alterações quando comparados aos modelos UFS e H&S, conforme esperado por não haver mudança quantitativa em seus insumos e produtos no diagrama produtivo. Já os fluxos do compressor sofrem um aumento considerável de custo, de 1,181 para 1,352, devido ao trabalho de volume ser considerado aqui como insumo. Enquanto

isso, a válvula que recebe parte da exergia produzida pelo compressor, também teve seu custo aumentado, mas a variação foi perceptível apenas na segunda casa decimal.

### 6.3. Simulação de falhas

Para comparar a eficácia das metodologias termoeconômicas na análise de diagnóstico, cinco diferentes anomalias ou falhas são simuladas no sistema e sua influência no consumo adicional de recursos obtido pela fórmula de impacto no insumo. As anomalias estão descritas com maiores detalhes abaixo:

- Anomalia 1: Redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica do compressor ( $\eta_{CMP}$ ) para o valor de 0,800;
- Anomalia 2: Perda de carga de 10% durante a passagem do fluido pelo condensador, atingindo a pressão de 617,3 kPa na saída do componente;
- Anomalia 3: Redução extra de 10% da pressão do fluido durante expansão na válvula termostática, atingindo a pressão de 253,7 kPa na saída do componente;
- Anomalia 4: Perda de carga de 10% durante a passagem do fluido pelo evaporador, atingindo a pressão de 263,7 kPa na saída do componente;
- Anomalia 5: Anomalias 1-4 aplicadas concomitantemente.

Um pequeno sumário das anomalias juntamente com os valores de suas respectivas variáveis de controle pode ser observado na Tabela 6.12. Tais anomalias são adotadas pois representam situações cotidianas de problemas encontradas nestes sistemas. Outras anomalias como vazamento de fluido pela válvula do compressor, carga de refrigerante insuficiente e/ou defeitos nos ventiladores dos trocadores de calor necessitam de modelos matemáticos mais robustos destes equipamentos, além de dados de fabricantes, conforme pode ser observado nos trabalhos de Piacentino e Talamo (2013b) e de Mendes (2012).

Tabela 6.12. Resumo das anomalias impostas ao sistema do estudo de caso II.

Variáveis	Referência	Anomalia 1	Anomalia 2	Anomalia 3	Anomalia 4	Anomalia 5
$\eta_{CMP}$	0,900	0,800	0,900	0,900	0,900	0,800
$P_3(kPa)$	685,8	685,8	617,3	685,8	685,8	617,3
$P_4(kPa)$	293,0	293,0	224,4	253,7	293,0	185,1
$P_1(kPa)$	293,0	293,0	224,4	253,7	263,7	155,8

A exergia do calor retirado do sistema pelo condensador ( $B_{Util}$ ) é obtida pela Eq. (6.22), conforme demonstrado por Lourenço, Santos e Donatelli (2011), o que fornece um valor

de 7,927 kW para o estado de referência. As irreversibilidades externas também são consideradas para a obtenção de  $B_{Util}$  através da utilização de  $T_{RQ}$ , pois do ponto de vista econômico estas são observadas como perdas, mesmo que não provenham de uma ineficiência interna do sistema.

$$B_{Util} = H_{2:3} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{RQ}} \right) \quad (6.22)$$

$$\bar{T}_{m_{evap}} = \frac{h_1 - h_4}{s_1 - s_4} \quad (6.23)$$

$$\bar{T}_{m_{cond}} = \frac{h_2 - h_3}{s_2 - s_3} \quad (6.24)$$

Em caso de perda de carga nos trocadores de calor, a temperatura de mudança de fase é diferente para o estado de entrada e saída do fluido. Para tal, utiliza-se a temperatura média termodinâmica ( $\bar{T}_m$ ) destas como aproximação da temperatura do fluido nestes equipamentos através das Eq. (6.23) e (6.24).

A relação entre a restrição no fluxo que a válvula aplica sobre o fluido e sua queda de pressão pode ser observada na Eq (6.25) segundo Massafeli (1991), onde  $K_{VLV}$  é a constante da válvula termostática e  $v_3$  é o volume específico do fluido a montante do dispositivo.

$$\dot{m} = K_{VLV} \sqrt{\frac{2(P_3 - P_4)}{v_3}} \quad (6.25)$$

A eficiência isentrópica do compressor é definida conforme a Eq. (6.26), onde o índice ‘s’ representa as magnitudes obtidas através de um processo isentrópico.

$$\eta_{CMP} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6.26)$$

Em todas as simulações descritas neste estudo de caso, considera-se que algumas variáveis do sistema são mantidas pelo sistema de controle da planta: o calor retirado do fluido no condensador é igual a 145,7 kW; na saída do evaporador, o fluido apresenta-se como vapor superaquecido; a temperatura do fluido a jusante do condensador não pode ser menor que a temperatura da região quente; e a temperatura do fluido a jusante do evaporador não pode ser maior que a temperatura da região fria.



Como o produto final do sistema ( $B_{Util}$ ) depende das temperaturas externas e do calor retirado pelo condensador, que não variam com as anomalias, o mesmo não é alterado.

#### 6.4. Resultados e discussão

Os valores das principais variáveis do sistema para cada anomalia simulada estão representadas na Tabela 6.13: o trabalho requerido pelo compressor ( $W_C$ ), o coeficiente de desempenho do sistema ( $COP_{BC}$ ), a eficiência exérgica do sistema ( $\varepsilon_{BC}$ ) o fluxo mássico ( $\dot{m}$ ), e as temperaturas médias termodinâmicas de condensação ( $\bar{T}_{m_{cond}}$ ) e de evaporação ( $\bar{T}_{m_{evap}}$ ) médias.

Tabela 6.13. Variáveis relevantes do sistema para todas as condições de teste do estudo de caso II.

Variável	Referência	Anomalia 1 Compressor	Anomalia 2 Condensador	Anomalia 3 Válvula	Anomalia 4 Evaporador	Anomalia 5 Simultâneas
$W_C$ (kW)	15,65	17,38	19,84	18,25	17,52	28,66
$COP_{BC}$	9,314	8,384	7,342	7,985	8,318	5,084
$\varepsilon_{BC}$	0,5066	0,4561	0,3994	0,4343	0,4523	0,2766
$\dot{m}$ (kg/s)	0,7999	0,7898	0,7721	0,7977	0,7967	0,7472
$\bar{T}_{m_{cond}}$ (°C)	26,0	26,1	26,2	26,1	26,1	26,5
$\bar{T}_{m_{evap}}$ (°C)	0,0	0,0	-7,2	-3,9	-3,6	-17,7

O coeficiente de desempenho do sistema ( $COP_{BC}$ ) e sua eficiência exérgica ( $\varepsilon_{BC}$ ) são obtidos a partir das Eq.(6.27) e (6.28).

$$COP_{BC} = \frac{Q_{CND}}{W_C} \quad (6.27)$$

$$\varepsilon_{BC} = \frac{B_{Util}}{W_C} \quad (6.28)$$

Observa-se que a anomalia individual que apresentou maior impacto em  $W_C$  foi a do condensador, seguido pela válvula. Isto ocorre devido à maior queda de pressão, necessitando portanto de um maior trabalho exercido pelo compressor para elevar a pressão até o patamar de 685,8 kPa.

As  $\bar{T}_{m_{cond}}$  e  $\bar{T}_{m_{evap}}$  dependem exclusivamente das perdas de cargas durante o ciclo já que estão diretamente relacionadas com as temperaturas de transição de fase. Para a temperatura termodinâmica média de condensação, seu ligeiro aumento foi oriundo das perdas de carga exclusivamente no condensador, casos das anomalias 2 e 5. A temperatura de evaporação sofreu redução em todos os casos, exceto para a anomalia 1, pois as perdas de cargas em qualquer um

dos componentes anteriores afetam o evaporador por este ser a última etapa do sistema após a entrada de recursos externos. Sua maior redução é notada para o caso da anomalia 5, pois ocorre o acúmulo no evaporador de todas as perdas de cargas, totalizando 137,2 kPa, ocorrendo portanto a maior redução. Isto acaba por acarretar uma maior destruição de exergia neste componente devido a maior diferença de temperatura entre o mesmo e o ambiente externo, se afastando ainda mais das condições ideais do ciclo de Carnot.

Quando todas as anomalias são aplicadas simultaneamente (caso 5), ocorre uma redução de 45,4% no COP e na eficiência exergética do sistema em relação ao estado de referência. Nota-se que estas reduções não representam o somatório dos efeitos das anomalias quando aplicadas separadamente, conforme observado na Tabela 6.14. Como não há variação de  $Q_{CND}$  e de  $B_{Util}$ , estes indicadores são dependentes unicamente do trabalho requerido pelo compressor.

Tabela 6.14. Variações do coeficiente de desempenho e da eficiência exergética do sistema em relação ao estado de referência para a bomba de calor.

	<b>Anomalia 1</b> <b>Compressor</b>	<b>Anomalia 2</b> <b>Condensador</b>	<b>Anomalia 3</b> <b>Válvula</b>	<b>Anomalia 4</b> <b>Evaporador</b>	<b>Anomalia 5</b> <b>Simultâneas</b>
$\Delta COP_{BC}$	-10,0%	-21,2%	-14,3%	-10,7%	-45,4%
$\Delta \varepsilon_{BC}$	-10,0%	-21,2%	-14,3%	-10,7%	-45,4%

Observa-se que os maiores impactos nas variáveis acima foram observadas para as simulações com maiores valores absolutos de perda de carga, sendo estes, em ordem, o condensador, a válvula e o evaporador.

Nas Figura 6.7 a Figura 6.11 são apresentadas as variações percentuais do consumo exergético unitário ( $\kappa$ ) e da exergia destruída ( $B_D$ ) em cada anomalia (AN) para todos os modelos termoeconômicos. De maneira geral, observa-se que não existe uma correlação direta entre a variação de  $\kappa$  e de  $B_D$  para cada unidade produtiva em um mesmo modelo termoeconômico e condição operacional, pois o consumo exergético unitário quantifica a variação direta da eficiência do componente, enquanto a exergia destruída, além de considerar o item anterior, também avalia toda e qualquer variação de seus produtos, mesmo que o componente não passe por nenhuma alteração de sua eficiência. Entretanto os valores de  $\kappa$  variam entre os modelos para uma mesma anomalia e condição operacional, pois depende de quais parcelas da exergia são consideradas como produto e insumo.

Salienta-se que os valores totais de  $B_D$  são os mesmos em todas as metodologias de desagregação para uma mesma anomalia e componente, porém como alguns equipamentos não

podem ser isolados, as variações de distribuição foram aqui apresentadas. Isto pode ser constatado pelas variações dos modelos UFS e UFS+ que apresentaram valores semelhantes.

As modificações de  $\kappa$  no modelo E são mais significativas pois a parcela entrópica da exergia não está desagregada como nos modelos mais avançados, portanto observa-se grande diferença entre suas variações relativas comparadas aos outros modelos (vide condensador). Quanto ao modelo E&S observa-se para cada componente e anomalia variações do consumo exergético proporcionais aos demonstrados pelo modelo E, apesar de suas magnitudes serem diversas. Entretanto, há grande variação nos valores de  $B_D$ . Tal comportamento ocorre devido a maior produção de neguentropia na presença de anomalias, tratada aqui como produto e, cujo incremento, não é tratado como destruição de exergia e sim o contrário. Desta maneira, quase não se observa variação de exergia destruída para o condensador no modelo E&S.

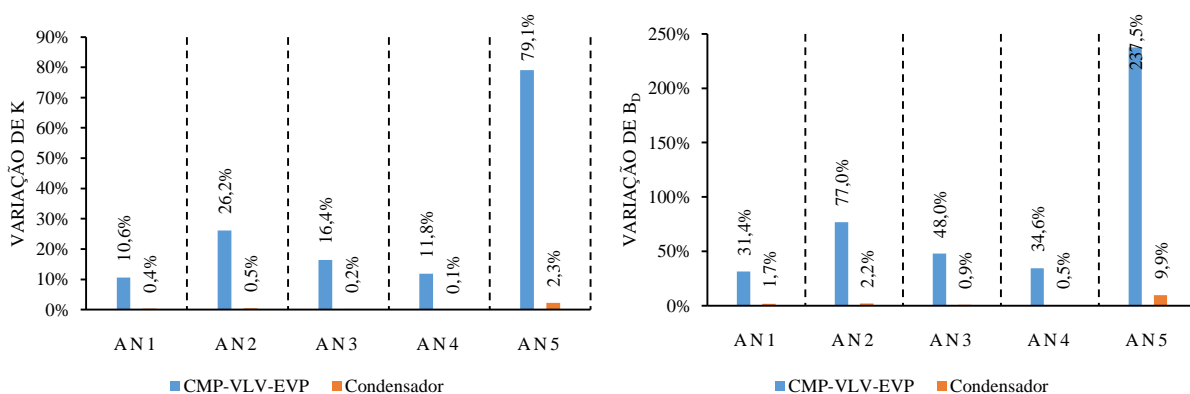


Figura 6.7. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  na bomba de calor para o modelo E em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

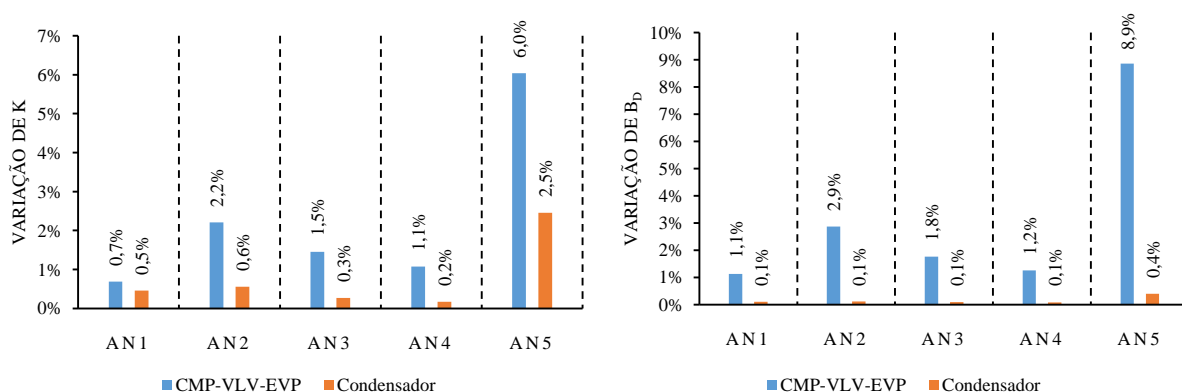


Figura 6.8. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  na bomba de calor para o modelo E&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

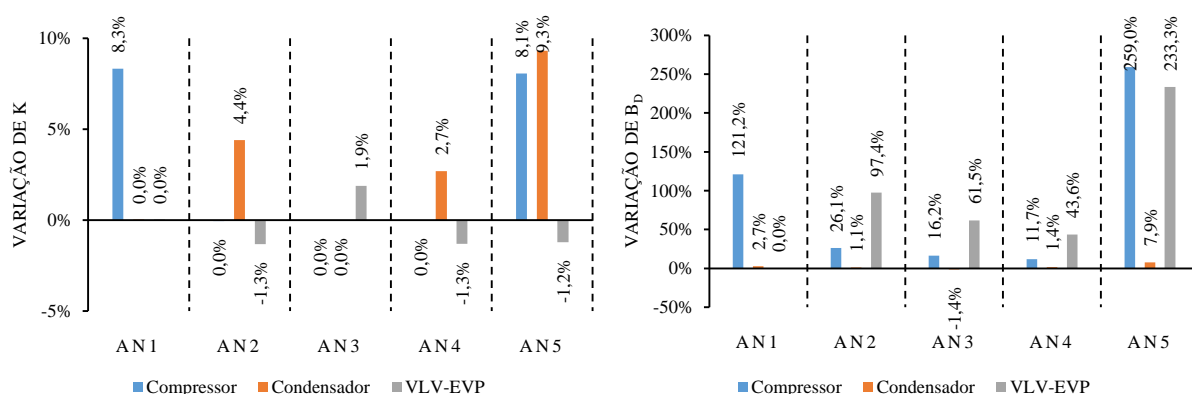


Figura 6.9. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  na bomba de calor para o modelo H&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

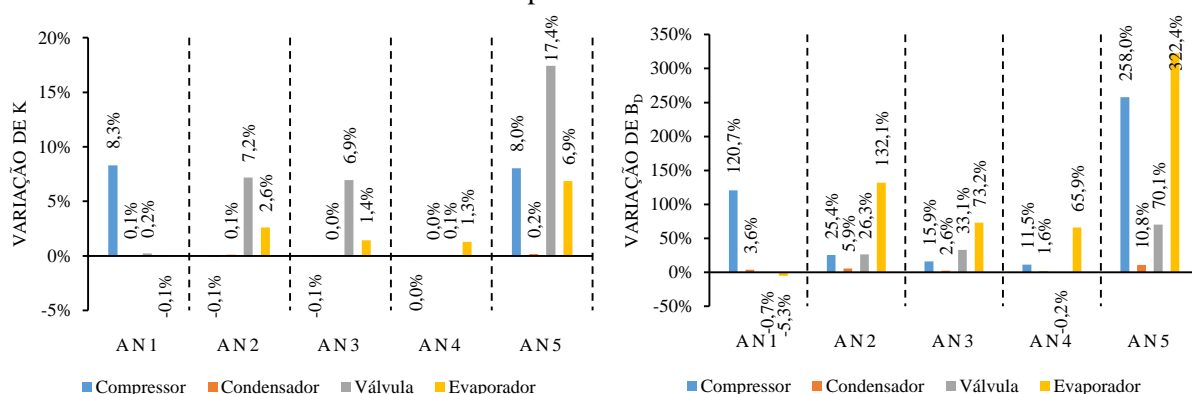


Figura 6.10. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  na bomba de calor para o modelo UFS em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

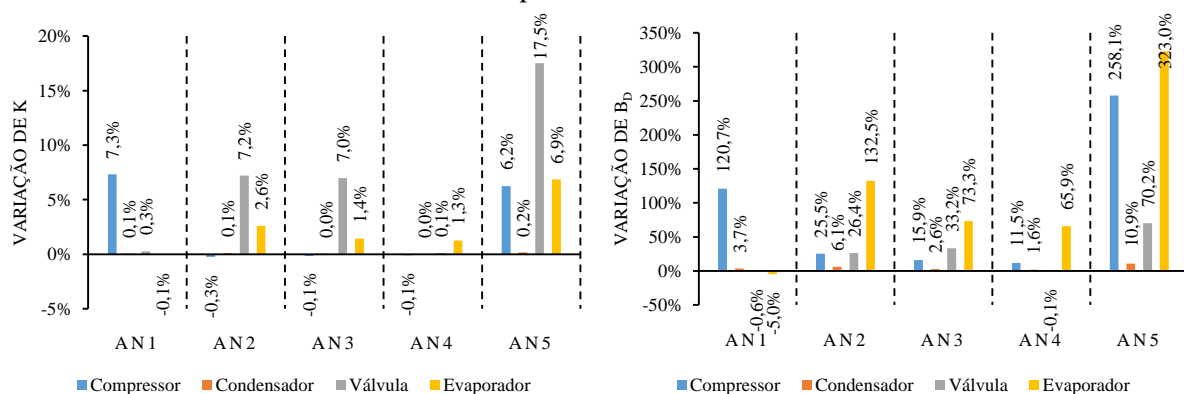


Figura 6.11. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  na bomba de calor para o modelo UFS+ em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

Para os modelos seguintes, observa-se um comportamento semelhante do compressor na anomalia 1 para ambas as magnitudes analisadas. Nota-se também que apenas este componente sofreu influências significativas com sua falha, devido a ser o componente de entrada do recurso externo. Apesar da anomalia 2 ser causada por uma falha no condensador, observa-se grande variação de eficiência na válvula (7,2%), pois a mesma não opera mais entre

as pressões de projeto. O evaporador apresentou grandes variações de  $B_D$  pelos motivos anteriormente citados.

Em caso de falha no equipamento dissipativo do sistema, representado na anomalia 3, o maior impacto no consumo exergético é na válvula (7%), fornecendo grande indicação de que o defeito está neste equipamento. Para a anomalia no evaporador, observa-se pequenas variações nos consumos exergéticos de cada componente, onde o mesmo apresentou o maior valor. Mesmo que a perda de carga imposta seja de 10%, seus efeitos nas eficiências dos componentes do sistema foram de no máximo 1%.

Quando todas as falhas são aplicadas simultaneamente, o equipamento dissipativo teve sua eficiência exergética consideravelmente deteriorada, juntamente com o evaporador, quando comparado às falhas individuais. O compressor manteve um comportamento semelhante ao apresentada na anomalia 1, contudo, apresentou grande incremento em  $B_D$ , chegando a 258% enquanto o evaporador atingiu a marca de 323%, o que aparenta ser influência das falhas nos outros equipamentos.

De maneira geral, analisando apenas os valores de  $\kappa$  e  $B_D$ , os dispositivos defeituosos não são facilmente identificados. Entretanto, uma maior tendência de alterações de eficiência do evaporador e da válvula é observada. Por fim, salienta-se que a análise única de destruição de exergia por componente não é suficiente para identificar dispositivos defeituosos, já que também há grande influência de anomalias induzidas em seu valor absoluto, pois o evaporador seria o equipamento escolhido para manutenção em todos os casos analisados, exceto para a anomalia 1.

O impacto no insumo, a quantificação das malfunções e disfunções por componente para todos os cenários de anomalias utilizando o diagnóstico termoeconômico podem ser observados nas Tabela 6.15 a Tabela 6.19. Primeiramente, observa-se pequenas variações no impacto total de combustível entre as diferentes metodologias termoeconômicas ocasionadas pelos arredondamentos e aproximações de casas decimais.

Tabela 6.15. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 1 na bomba de calor, correspondente a redução de 10 pontos percentuais na eficiência isentrópica do compressor.

<b>Anomalia 1 – Compressor</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Condensador	0,00	0,04	0,08	0,05	0,00	0,06	0,00	0,08	0,00	0,09
Compressor					0,32	1,42	0,32	1,42	0,26	1,48
Válvula	0,04	1,66	0,57	1,04	-0,05	0,05	-0,02	0,01	-0,02	0,01
Evaporador							-0,03	-0,10	-0,03	-0,09
Total	0,04	1,70	0,65	1,09	0,27	1,53	0,27	1,41	0,21	1,49
	1,74		1,74		1,80		1,68		1,70	

Tabela 6.16. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 2 na bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga no condensador.

<b>Anomalia 2 – Condensador</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Condensador	0,00	0,05	0,08	0,06	0,00	0,03	0,00	0,13	0,00	0,14
Compressor					0,38	-0,01	0,38	-0,02	0,42	-0,05
Válvula	0,05	4,09	0,72	3,34	-0,26	4,06	0,11	0,30	0,11	0,30
Evaporador							-0,19	3,44	-0,19	3,44
Total	0,05	4,14	0,80	3,40	0,12	4,08	0,30	3,85	0,34	3,83
	4,19		4,20		4,20		4,15		4,17	

Tabela 6.17. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 3 na bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga na válvula.

<b>Anomalia 3 – Válvula</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Condensador	0,00	0,02	0,08	0,03	0,00	-0,03	0,00	0,06	0,00	0,06
Compressor					0,24	0,00	0,24	-0,01	0,26	-0,03
Válvula	0,02	2,56	0,30	2,20	-0,13	2,53	0,23	0,29	0,23	0,29
Evaporador							-0,09	1,89	-0,09	1,89
Total	0,02	2,58	0,38	2,23	0,11	2,49	0,38	2,23	0,40	2,21
	2,60		2,61		2,60		2,61		2,61	

Tabela 6.18. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 4 na bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga no evaporador.

<b>Anomalia 4 – Evaporador</b>										
Impacto no insumo (kW)	E		E&S		H&S		UFS		UFS+	
	DF	MF	DF	MF	DF	MF	DF	MF	DF	MF
Condensador	0,00	0,01	0,08	0,02	0,00	0,03	0,00	0,04	0,00	0,04
Compressor					0,17	0,00	0,17	-0,01	0,19	-0,02
Válvula	0,01	1,85	0,16	1,62	-0,08	1,78	-0,01	0,00	-0,01	0,00
Evaporador							-0,06	1,68	-0,06	1,68
Total	0,01	1,86	0,24	1,64	0,09	1,81	0,10	1,71	0,12	1,70
		1,87		1,88		1,90		1,81		1,82

Tabela 6.19. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 5 na bomba de calor, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.

<b>Anomalia 5 – Falhas simultâneas</b>										
Impacto no insumo (kW)	E		E&S		H&S		UFS		UFS+	
	DF	MF	DF	MF	DF	MF	DF	MF	DF	MF
Condensador	0,00	0,23	0,26	0,25	0,00	0,19	0,00	0,25	0,00	0,25
Compressor					2,34	1,38	2,34	1,37	2,45	1,26
Válvula	0,40	12,38	3,38	9,12	-1,44	10,54	0,37	0,73	0,37	0,73
Evaporador							-1,16	9,09	-1,16	9,09
Total	0,40	12,61	3,64	9,37	0,90	12,11	1,55	11,44	1,66	11,33
		13,01		13,01		13,01		12,99		12,99

Os valores de MF e DF variam significativamente dentro de uma mesma anomalia para os modelos E, E&S e H&S, pois dependem do consumo exergético unitário de cada componente ( $\kappa_i$ ), conforme Eq. (4.24) e (4.25). Estas variações se tornam ainda mais expressivas devido a não ser possível isolar todos os componentes no diagrama produtivo, de maneira que os valores de  $\kappa_i$  consideram variações em mais de um componente. Não há alteração significativa entre os modelos UFS e UFS+ para os valores de MF e DF, salvo para o compressor, conforme mencionado na Seção 6.2.5.

Valores negativos de disfunções foram encontrados para o evaporador (e agregados) para os modelos H&S, UFS e UFS+ para todas as simulações, exceto a de falha individual no compressor. Tal comportamento está relacionado a redução dos produtos deste componente quando comparado ao estado de referência, conforme Eq. (4.25).

Na Tabela 6.15 observa-se que, a partir do modelo H&S, o compressor é facilmente identificado como o componente defeituoso por ser o único a apresentar valores não nulos de MF, não havendo alteração significativa na performance dos outros componentes do sistema. Análise semelhante também foi realizada para a variação do consumo exergético unitário nas

Figura 6.9 a Figura 6.11. Como ele é o ponto de entrada de recursos externos no sistema, sua anomalia impacta apenas este componente, conforme observado também para o ciclo Rankine.

A variação do valor de 10 pontos percentuais na  $\eta_{CMP}$  de 0,9 para 0,8 representa uma redução de 11,1%, e ocasiona uma redução de 10,0% nos valores de  $COP_{BC}$  e  $\varepsilon_{BC}$ . A eficiência exergética do compressor ( $\varepsilon_{CMP}$ ) pode ser definida segundo a Eq. (6.29), possuindo um valor de 0,907 no estado de referência e de 0,817 para a Anomalia 1, representando uma redução de 9,8%. Esta variação foi menor do que a variação de  $\kappa_{CMP}$ , cujo valor para a anomalia no modelo UFS+ foi 7,3%. Entretanto, este valor é altamente dependente do modelo de desagregação da exergia.

$$\varepsilon_{CMP} = \frac{B_{2:1}}{W_C} \quad (6.29)$$

Para a anomalia 2, embora o condensador seja o equipamento defeituoso, este não apresenta valores significativos de MF, sendo o evaporador o componente que apresenta maior quantidade de malfunções, não possibilitando uma fácil identificação da origem da anomalia. O mesmo comportamento pode ser observado no caso da anomalia na válvula. Tal efeito é ocasionado pois a queda de pressão no condensador e válvula é também aplicada ao evaporador que passa a possuir uma temperatura de condensação média menor, aumentando a diferença com a temperatura ambiente e, portanto, ampliando o valor da exergia destruída no processo de transferência de calor.

No caso em que a válvula apresenta um mal funcionamento, há também valores significantes de MF para o evaporador, mais uma vez, impossibilitando a localização exata das falhas. Disfunções também estão presentes no compressor e na válvula devido a variação de seu produto exergético na estrutura produtiva. Esta anomalia apresentou o segundo maior impacto no consumo de combustível entre as falhas individuais, estando atrás apenas da anomalia no condensador.

Para o caso de falhas no evaporador, apenas este apresentou valor considerável de malfunções, indicando sua possível deterioração. Entretanto, conforme visto para os outros casos, uma interpretação mais aprofundada da origem deste valor deve ser efetuada.

Nas anomalias simultâneas, o evaporador apresentou maior quantidade de MF, sendo em grande parte devido às malfunções induzidas pelas outras anomalias conforme visto nos casos anteriores, sendo difícil uma avaliação para quantificar que elemento do sistema possui maior contribuição para a perda de eficiência. O compressor foi o componente que apresentou



maior valor de disfunção (DF) por ser a entrada de insumo do sistema, devendo, portanto, fornecer exergia para todos os outros componentes com falhas, conforme visto na Figura 4.1.

Diferentemente do observado no caso do ciclo Rankine e também observado por Valero *et al.* (2002), não há uma relação linear entre as malfunções das falhas isoladas e das falhas simultâneas, ou seja, não é possível considerar que o valor total de MF para a anomalia 5 seja próximo do somatório dos valores de MF das suas falhas individuais. Isto ocorre, devido à grande quantidade de malfunções induzidas presentes nos casos analisados, onde a utilização de um método para separação das malfunções induzidas das intrínsecas a cada equipamento seria de grande avalia para uma posterior análise (ZALETA *et al.*, (2004), OROZCO *et al.*, (2017) e PEREZ, LIZARRAGA e REVILLA (2017)). Apenas o compressor teve valor de MF semelhante ao somatório das falhas individuais, justamente por não possuir malfunções induzidas.

Como este caso é o mais próximo de ocorrer em condições operacionais, uma análise para identificar o componente que gera ou induz uma maior quantidade de disfunções e malfunções tornar-se-á necessária para priorização em rotinas de manutenção. A Figura 6.12 apresenta os valores e locais de disfunções induzidas por cada componente do sistema, além de suas respectivas malfunções. O modelo E&S não foi retratado por apresentar variações muito grandes de MF e DF, conforme observado na Tabela 6.19, o que impossibilitaria uma correta avaliação dos demais dados.

De imediato, nota-se que as unidades fictícias das estruturas produtivas (junções e bifurcações) induzem disfunções nos outros equipamentos do sistema, mesmo não possuindo nenhuma anomalia em si. Este comportamento foi observado por Piacentino e Talamo (2013a) ao analisar um sistema de ar condicionado pelo diagnóstico termoeconômico. Foi identificado que mesmo que o consumo exergético unitário destes itens ( $\kappa_j$ ) não se modifique e se mantenha igual a unidade para condições de falha ou de referência, é possível que ocorra variações nos valores  $\kappa_{ij}$  de seus insumos, mesmo que  $\sum_{i=1}^n \Delta\kappa_{ij} = 0$ , induzindo disfunções em outros componentes. Analisando o modelo UFS, os valores de  $\Delta\kappa_{2:1}$  e  $\Delta\kappa_{1:4}$  para os fluxos de energia interna  $U_{2:1}$  e  $U_{1:4}$ , insumos da unidade fictícia  $J_U$  são respectivamente 0,089 e -0,089. Em ordem de contornar esse problema, os autores eliminaram estes elementos da estrutura produtiva e utilizaram equações para ratificar os fluxos entre seus consumidores.

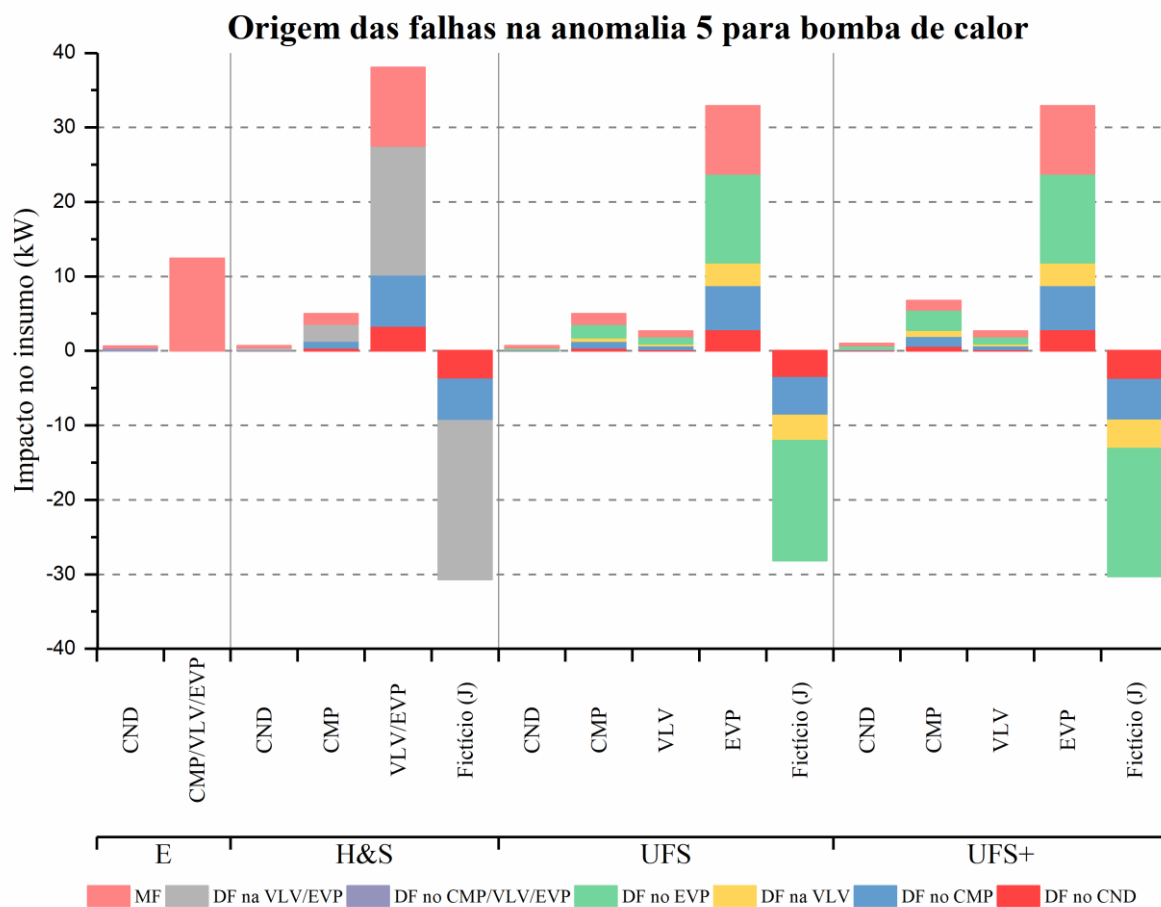


Figura 6.12. Origem das falhas na Anomalia 5 da bomba de calor, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.

Apesar de utilizarem o modelo E para a análise de um sistema de refrigeração, Perez, Lizarraga e Revilla (2017) não enfrentaram tal contratempo pois em sua estrutura produtiva não haviam unidades fictícias.

Como os modelos E e H&S não permitem o total isolamento dos equipamentos na Figura 6.12, a identificação do dispositivo defeituoso com maior impacto na eficiência do sistema é impossível. Para os modelos UFS e UFS+ observa-se que o evaporador é o componente real que mais induziu anomalias nos outros equipamentos, entretanto como é impossível identificar as causas das disfunções que estão sendo induzidas pelos componentes fictícios e que, correspondem a 30 kW, a análise não é conclusiva. A válvula, como elemento dissipativo, tem valores de disfunções induzidas menores que os outros componentes, sendo de acordo com esta análise, o menos significativo.

O compressor apresentou um incremento das disfunções geradas em outros componentes quando comparado ao modelo UFS, devido a utilização do trabalho de volume

como insumo nesta desagregação, oriundo de uma unidade fictícia ( $J_{FV}$ ). Os outros componentes não sofreram alterações quando comparado ao modelo anterior.

Os valores de consumo exergetico unitário para a anomalia 3 na válvula podem ser observados na Tabela 6.20. Mesmo apresentando valores de MF negativos, os componentes não apresentaram uma redução significativa de seus indicadores exergeticos, sendo imperceptíveis até a terceira casa decimal, caso do compressor nos modelos UFS e UFS+ e do condensador no modelo H&S. A única exceção foi o compressor no modelo H&S que apresentou uma pequena redução de seu indicador na última casa decimal.

Tabela 6.20. Consumo exergetico unitário para a Anomalia 3 da bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga na válvula.

$\kappa$ (kW/kW)	Referência					Anomalia 3 – Válvula				
	E	E&S	H&S	UFS	UFS+	E	E&S	H&S	UFS	UFS+
Condensador	1,296	0,072	1,016	1,016	1,016	1,298	0,072	1,016	1,016	1,016
Compressor			1,092	1,092	1,077			1,091	1,092	1,075
Válvula	1,524	14,718	1,030	1,595	1,595	1,774	14,932	1,049	1,706	1,706
Evaporador				1,019	1,019				1,033	1,033
<b>Sistema</b>			<b>1,974</b>					<b>2,303</b>		

Conforme demonstrado na Figura 6.11, a válvula foi o componente que apresentou a maior variação relativa de consumo exergetico unitário, mesmo que não seja o maior valor absoluto de malfuncão dentre os componentes. O condensador no modelo E&S apresentou valores de  $\kappa$  menores que a unidade pois considera a variação entrópica duplamente em sua formulação, indicando uma quantidade de produtos maior que de recursos necessários para sua produção, incompatível com a Segunda Lei da Termodinâmica. Da mesma maneira o conjunto CMP-VLV-EVP apresenta valores elevados deste indicador por considerar a parcela entrópica duplamente como recurso.

A estratificação das causas de anomalias causadas por cada equipamento na anomalia 3 pode ser observada na Figura 6.13. O modelo E&S não foi apresentado na análise pelos motivos já citados anteriormente. O compressor e o condensador, por não possuírem valores de MF significativos também não causam disfunções em outros componentes. Todavia, grande parte das disfunções geradas pelo evaporador e pelas unidades fictícias são induzidas no compressor, já que o mesmo é a entrada de recursos no sistema. A válvula é o componente com maior valor de disfunções geradas (0,39 kW), perdendo apenas para o evaporador (2,48 kW). Mais uma vez, as unidades fictícias exercem grande influência nos resultados e impedem uma correta avaliação de diagnóstico.

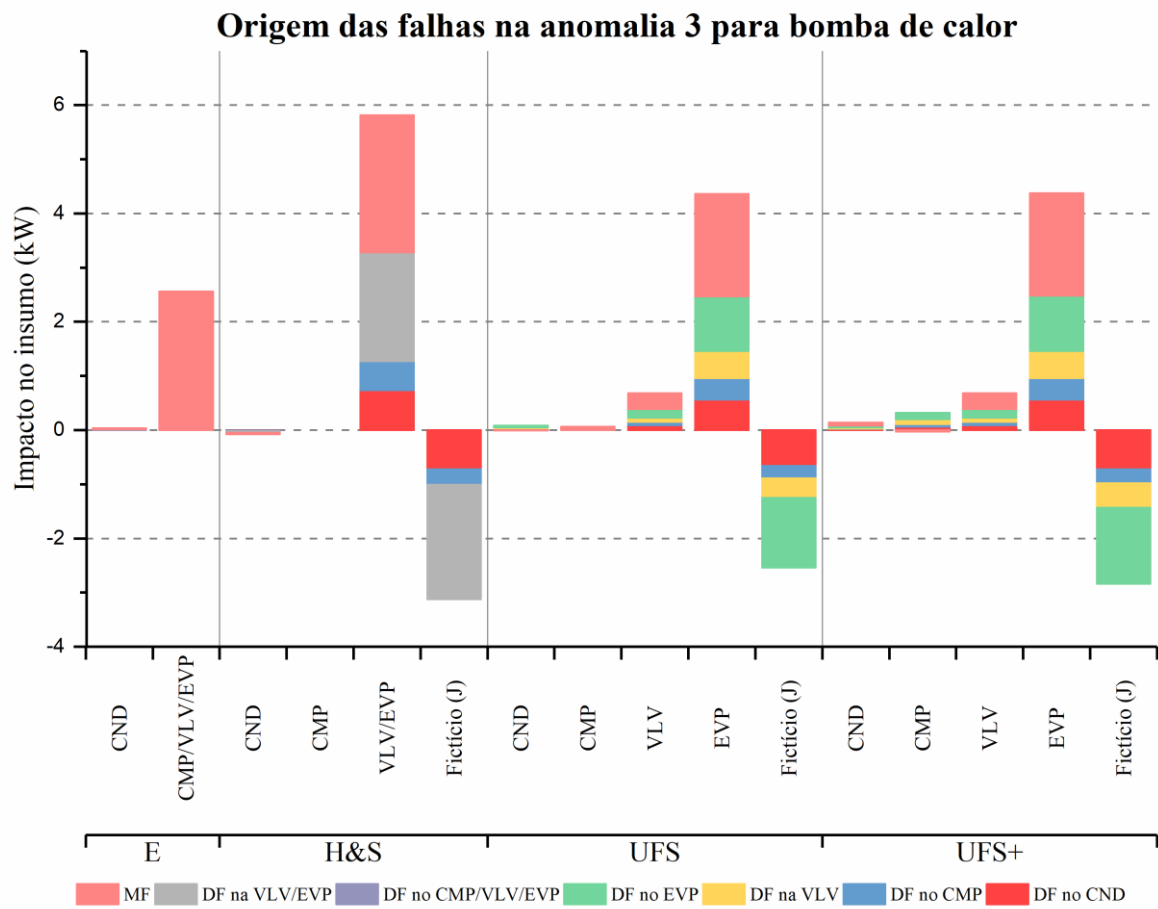


Figura 6.13. Origem das falhas na Anomalia 3 da bomba de calor, correspondente a 10% de perda de carga na válvula.

## 7. ESTUDO DE CASO III: DIAGNÓSTICO TERMOECONÔMICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Nesta sessão as metodologias termoeconômicas E, E&S, H&S, UFS e UFS+ são aplicadas a uma análise de diagnóstico termoeconômico de um sistema de refrigeração utilizando a fórmula de impacto no insumo. O objetivo desta análise é verificar qual modelo se apresenta como mais eficaz e preciso em identificar os componentes com anomalias com diferentes níveis de desagregação de exergia, além de estudar o comportamento dos equipamentos dissipativos do ciclo em casos de falhas, neste caso o condensador e a válvula. A fim de obter condições operacionais do sistema com presença de avarias, cinco anomalias são simuladas, sendo uma para cada um dos quatro equipamentos (compressor, condensador, válvula e evaporador) e outra sendo a combinação das anteriores.

### 7.1. Descrição do sistema

A estrutura física do sistema de refrigeração por compressão de vapor está representado na Figura 3.2, sendo composto de um evaporador (EVP), um compressor (CMP), um condensador (CND) e uma válvula termostática (VLV).

O fluido de trabalho do sistema é o Refrigerante R134a com uma vazão de 0,0796 kg/s retirando 12,08 kW de calor da região fria a 0 °C através do evaporador e rejeitando calor para a região quente a 26 °C através do condensador. A exergia útil retirada da região fria ( $B_{Util}$ ) corresponde a -1,15 kW. O compressor consome 2,83 kW para elevar a pressão do fluido de 201,1 kPa para 900,9 kPa e possui uma eficiência isentrópica ( $\eta_{CMP}$ ) de 90%. As condições de referência exergética são as mesmas do ambiente quente, correspondendo a 26 °C ( $T_0$ ) e 1 atm ( $P_0$ ). A válvula possui uma constante ( $K_{VLV}$ ) de  $1,96 * 10^{-6} m^2$ , mantendo um superaquecimento de 5 °C no evaporador de forma a evitar a presença de líquido no compressor. O sistema possui um coeficiente de performance ( $COP_{RF}$ ) de 4,265.

Considera-se que todos os equipamentos operam em regime permanente, que a válvula e o compressor são adiabáticos, a expansão na válvula é considerada isentálpica e não há perda de carga ao longo do ciclo. Além disso todos os efeitos das energias potencial e cinética são desprezados. As propriedades dos fluxos na condição de referência operacional ( $x^0$ ) podem ser observados na Tabela 7.1. Todos os dados foram obtidos com o auxílio do software EES®.

Tabela 7.1. Dados termodinâmicos para o sistema do estudo de caso III nas condições de referência operacional ( $x^0$ ).

Fluxos	T (°C)	P (kPa)	B (kW)	S (kW)	H (kW)	U (kW)	F (kW)	F <sub>P</sub> (kW)	F <sub>V</sub> (kW)
1	-5,0	201,1	1,41	-3,67	-2,26	-1,99	-0,27	0,81	-1,08
2	49,6	900,9	3,98	-3,41	0,57	0,70	-0,13	1,57	-1,70
3	32,3	900,9	3,49	-17,83	-14,34	-12,50	-1,84	0,05	-1,89
4	-10,0	201,1	3,05	-17,40	-14,34	-12,90	-1,44	0,23	-1,67

*Dados relativos ao estado de referência exergetica ( $T_0=26$  °C e  $P_0=1$  atm)*

## 7.2. Estruturas produtivas

Nesta seção são detalhadas as estruturas produtivas dos modelos termoeconômicos E, E&S, H&S, UFS e UFS+ aplicados ao sistema de refrigeração deste estudo de caso. As estruturas produtivas do mesmo são as mesmas apresentadas na Seção 3 deste trabalho, porém as condições de operação são distintas.

### 7.2.1. Modelo E

A estrutura produtiva do sistema de refrigeração está representada na Figura 3.3, assim como os produtos e insumos de cada unidade podem ser observados na Tabela 3.2. As equações de custo exergetico unitário para cada componente são as equações (3.3) e (3.4). O valor exergetico dos fluxos, assim como seus respectivos custos exergeticos unitários, estão representados na Tabela 7.2.

Tabela 7.2. Custo exergetico unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E para o estudo de caso III.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{4:1}$	1,646	1,721
$B_{Util}$	1,150	2,463
$W_C$	2,832	1,000

Como apresentado anteriormente, este modelo impede o isolamento do condensador e da válvula devido a sua falta de produtos no diagrama produtivo, sendo aqui agregados ao compressor. Observa-se que o custo para a produção de  $B_{Util}$  é de 2,462, e espera-se que este permaneça inalterado independente da modelagem termodinâmica aplicada, pois depende exclusivamente do insumo externo do sistema  $W_C$ .

### 7.2.2. Modelo E&S

A estrutura produtiva do sistema de refrigeração está representada na Figura 3.4, assim como os produtos e insumos de cada componente podem ser observados na Tabela 3.4. As

equações de custo exerético unitário para cada unidade produtiva são as equações (3.7) a (3.9). O valor exerético dos fluxos, assim como seus respectivos custos exeréticos unitários, estão representados na Tabela 7.3.

Tabela 7.3. Custo exerético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo E&S para o estudo de caso III.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$B_{2:4}$	0,922	1,110
$B_{4:1}$	1,646	1,110
$B_{Util}$	1,150	2,463
$S_{2:1}$	0,264	0,073
$S_{1:4}$	13,73	0,073
$W_C$	2,832	1,000

O condensador passa agora a ser tratado separadamente dos outros componentes, pois tem a neguentropia como produto, entretanto a válvula ainda continua impossibilitada de ser isolada no diagrama. Através da Tabela 7.3 observa-se que os custos dos fluxos oriundos do condensador são menores que a unidade, salientando mais uma vez a inconsistência termodinâmica deste modelo. Em relação ao compressor, seu custo passa a ser menor, pois agora não está mais agregado aos outros condensador e a válvula, grandes consumidores de exergia. O custo da exergia útil se mantém o mesmo quando comparado ao modelo E.

### 7.2.3. Modelo H&S

A estrutura produtiva do sistema de refrigeração está representada na Figura 3.5, assim como os produtos e insumos de suas unidades podem ser observados na Tabela 3.6. As equações de custo exerético unitário para cada componente são as equações (3.13) a (3.16). O valor exerético dos fluxos, assim como seus respectivos custos exeréticos unitários, estão representados na Tabela 7.4.

Tabela 7.4. Custo exerético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo H&S para o estudo de caso III.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$B_{Util}$	1,150	2,463
$H_{1:4}$	12,08	2,463
$H_{2:1}$	2,832	1,221
$H_{2:4}$	14,91	2,227
$S_{2:1}$	0,264	2,373
$S_{1:4}$	13,73	2,373
$W_C$	2,832	1,000

A válvula ainda permanece impossibilitada de ser isolada por ser um dispositivo isentálpico. Todavia, é possível verificar na tabela acima que todos os custos são maiores que a unidade, não havendo mais impossibilidade termodinâmica como no modelo anterior. Comparado a este modelo, o custo do compressor passou a ser ligeiramente maior, cujo valor aumentou de 1,110 para 1,221, devido a neguentropia não estar mais sendo considerada um produto embutido no termo de exergia como no modelo anterior, possuindo agora apenas o termo entálpico e entrópico como insumo. O custo do evaporador permaneceu inalterado e, conseqüentemente, o do produto final do sistema.

#### 7.2.4. Modelo UFS

A estrutura produtiva do sistema de refrigeração está representada na Figura 3.6, assim como os produtos e insumos de suas unidades podem ser observados na Tabela 3.8. As equações de custo exergético unitário para cada componente são as equações (3.21) a (3.26). O valor exergético dos fluxos, assim como seus respectivos custos exergéticos unitários, estão representados na Tabela 7.5.

Tabela 7.5. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS para o estudo de caso III.

Fluxo	Valor (kW)	$k^*$ (kW/kW)
$B_{Util}$	1,150	2,463
$F_{1:4}$	1,170	2,463
$F_{2:1}$	0,144	1,221
$F_{2:3}$	1,713	2,906
$F_{4:3}$	0,399	5,473
$S_{2:1}$	0,264	2,373
$S_{1:4}$	13,73	2,373
$S_{4:3}$	0,437	2,373
$U_{1:4}$	10,91	2,463
$U_{2:1}$	2,688	1,221
$U_{2:3}$	13,20	2,217
$U_{3:4}$	0,399	2,217
$W_C$	2,832	1,000

Neste modelo a válvula pode ser desagregada do condensador, pois passa a possuir como produto o trabalho de fluxo. Analisando a Tabela 7.5, observa-se que os custos dos fluxos oriundos do evaporador, do compressor e do condensador não sofreram variações significativas quando comparado ao modelo H&S. Para o evaporador e o compressor, isto ocorre pois seus produtos e insumos permaneceram os mesmos em totalidade. Para o condensador, houve uma



pequena variação no custo do mesmo devido à desagregação da válvula, mas como os fluxos desta são muito menores que os fluxos relativos ao condensador, a variação é muito pequena e não pode ser observada até a terceira casa decimal aqui representada. A válvula tem o maior custo exergético unitário, já que fornece como produto apenas uma pequena variação do trabalho de fluxo, enquanto consome uma grande quantidade de entropia.

### 7.2.5. Modelo UFS+

A estrutura produtiva do sistema de refrigeração está representada na Figura 3.7, assim como os produtos e insumos de suas unidades podem ser observados na Tabela 3.10. As equações de custo exergético unitário para cada componente são as equações (3.33) a (3.39). O valor exergético dos fluxos, assim como seus respectivos custos exergéticos unitários, estão representados na Tabela 7.6.

Tabela 7.6. Custo exergético unitário dos fluxos produtivos do sistema de refrigeração pelo modelo UFS+ para o estudo de caso III.

<b>Fluxo</b>	<b>Valor (kW)</b>	<b><math>k^*</math> (kW/kW)</b>
$B_{Util}$	1,150	2,463
$FP_{1:4}$	0,581	2,463
$FP_{2:1}$	0,765	1,565
$FP_{2:3}$	1,520	2,288
$FP_{4:3}$	0,174	4,833
$FV_{1:2}$	0,622	3,131
$FV_{1:4}$	0,589	2,463
$FV_{2:3}$	0,193	3,131
$FV_{4:3}$	0,225	4,833
$S_{2:1}$	0,264	2,373
$S_{1:4}$	13,73	2,373
$S_{4:3}$	0,437	2,373
$U_{1:4}$	10,91	2,463
$U_{2:1}$	2,688	1,565
$U_{2:3}$	13,20	2,285
$U_{3:4}$	0,399	2,285
$W_C$	2,832	1,000

Através da tabela acima, observa-se que os custos exergéticos dos fluxos oriundos do condensador e do evaporador não sofrem alterações quando comparados aos modelos UFS e H&S, o que era esperado, já que não há mudança quantitativa em seus insumos e produtos no diagrama produtivo. Já os fluxos do compressor passam por um aumento de custo devido ao

trabalho de volume ser considerado aqui como insumo. Enquanto isso, a válvula que recebe parte da exergia produzida pelo compressor, cujo aumento do custo, implica em um incremento do mesmo na válvula.

### 7.3.Simulação de falhas

Para comparar a eficácia das metodologias termoeconômicas na análise de diagnóstico, cinco diferentes anomalias ou falhas são simuladas no sistema e sua influência no consumo adicional de recursos analisado pela fórmula de impacto no insumo. As anomalias estão descritas com maiores detalhes abaixo:

- Anomalia 1: Redução de 5 pontos percentuais na eficiência isentrópica do compressor ( $\eta_{CMP}$ ) para o valor de 0,850;
- Anomalia 2: Perda de carga de 5% durante a passagem do fluido pelo condensador, atingindo a pressão de 855,9 kPa na saída do componente;
- Anomalia 3: Redução extra de 5% da pressão do fluido durante expansão na válvula termostática, atingindo a pressão de 166,1 kPa na saída do componente;
- Anomalia 4: Perda de carga de 5% durante a passagem do fluido pelo evaporador, atingindo a pressão de 191,0 kPa na saída do componente;
- Anomalia 5: Anomalias 1-4 aplicadas concomitantemente.

Um pequeno sumário das anomalias juntamente com os valores de suas respectivas variáveis de controle pode ser observado na Tabela 7.7.

Tabela 7.7. Resumo das anomalias impostas ao sistema de refrigeração do estudo de caso III.

Variáveis	Referência	Anomalia 1	Anomalia 2	Anomalia 3	Anomalia 4	Anomalia 5
$\eta_{CMP}$	0,900	0,850	0,900	0,900	0,900	0,850
$P_3(kPa)$	900,9	900,9	855,9	900,9	900,9	855,9
$P_4(kPa)$	201,1	201,1	156,1	166,1	201,1	121,1
$P_1(kPa)$	201,1	201,1	156,1	166,1	191,0	115,0

A relação entre a restrição no fluxo que a válvula aplica sobre o fluido e sua queda de pressão pode ser observada na Eq. (6.25) segundo Massafeli (1991), onde  $K_{VLV}$  é a constante da válvula termostática e  $v_3$  é o volume específico do fluido a montante do dispositivo. A eficiência isentrópica do compressor é definida conforme a Eq. (6.26), onde o índice  $s$  representa a compressão através de um processo isentrópico.

Em todas as simulações descritas neste estudo de caso, considera-se que algumas variáveis do sistema são mantidas pelo sistema de controle da planta: o fluido deixa o condensador no estado líquido; a temperatura do fluido no condensador não pode ser menor que a temperatura da região quente em nenhuma região; e a temperatura do fluido no evaporador não pode ser maior que a temperatura da região fria em nenhuma região. Da mesma forma, a quantidade de calor retirada pelo evaporador da região fria é mantida constante em 12,08 kW e a exergia útil ( $B_{Util}$ ) em 1,15 kW.

#### 7.4. Resultados e discussão

Os valores das principais variáveis do sistema para cada anomalia simulada estão representadas na Tabela 7.8: o trabalho requerido pelo compressor ( $W_C$ ), o coeficiente de desempenho do sistema ( $COP_{RF}$ ), a eficiência exérgica do sistema ( $\varepsilon_{RF}$ ) o fluxo mássico ( $\dot{m}$ ), e as temperaturas médias termodinâmicas de condensação ( $T_{cond_m}$ ) e de evaporação ( $T_{evap_m}$ ) médias.

Tabela 7.8. Variáveis relevantes do sistema para todas as condições de teste do estudo de caso III.

Variável	Referência	Anomalia 1 Compressor	Anomalia 2 Condensador	Anomalia 3 Válvula	Anomalia 4 Evaporador	Anomalia 5 Simultâneas
$W_C$ (kW)	2,832	2,999	3,324	3,270	2,947	4,258
$COP_{RF}$	4,265	4,028	3,634	3,694	4,099	2,837
$\varepsilon_{RF}$	0,4060	0,3835	0,3459	0,3517	0,3901	0,2701
$\dot{m}$ (kg/s)	0,0796	0,0796	0,0799	0,0815	0,0796	0,0819
$\bar{T}_{m_{cond}}$ (°C)	36,0	36,2	36,1	36,1	36,2	36,8
$\bar{T}_{m_{evap}}$ (°C)	-9,9	-9,9	-16,2	-14,7	-11,7	-23,8

O coeficiente de desempenho do sistema ( $COP_{RF}$ ) e sua eficiência exérgica ( $\varepsilon_{RF}$ ) são obtidos a partir das Eq.(7.1) e (7.2).

$$COP_{RF} = \frac{Q_{EVP}}{W_C} \quad (7.1)$$

$$\varepsilon_{RF} = \frac{B_{Util}}{W_C} \quad (7.2)$$

Observa-se que o maior impacto no consumo de recursos externos ( $W_C$ ) em anomalias por componente ocorre para a anomalia no condensador, seguido pela válvula. Como as perdas de cargas nestes equipamentos são maiores que no caso do evaporador, o compressor requer um maior consumo de potência para elevar a pressão ao nível de 900,9 kPa. Além disso, no

caso da válvula ocorreu também um aumento do fluxo mássico, contribuindo também para o incremento do consumo de recursos externos.

Como a exergia útil depende exclusivamente dos valores das temperaturas externas e de  $Q_{EVP}$ , que não sofrem variações, o coeficiente de desempenho assim como a eficiência exergética variam conforme o valor de  $W_C$ , onde as anomalias no condensador e na válvula representam suas maiores reduções.

Os valores de  $\bar{T}_{m_{cond}}$  variam ligeiramente em todas as anomalias, sofrendo uma redução máxima de 0,8 °C, enquanto os valores de  $\bar{T}_{m_{evap}}$  variam para qualquer perda de carga no sistema. Desta maneira, como o evaporador é o último componente do sistema, tem maior influência da anomalia no condensador, ocorrendo, então uma redução de 6,3 °C na temperatura média termodinâmica de evaporação.

O impacto de cada anomalia nos indicadores de performance pode ser visualizado na Tabela 7.9. Considerando que todas as falhas foram oriundas de variações de 5% em parâmetros operacionais, o defeito intrínseco no condensador apresentou o maior variação relativa de performance, com um valor de 14,8%, seguido pela válvula e pelo compressor. Para o caso de falhas simultâneas, o impacto total foi aproximadamente o somatório dos impactos individuais, mesmo que as perdas de cargas em cada equipamento possuam o mesmo valor absoluto.

Tabela 7.9. Variações do coeficiente de desempenho e da eficiência exergética em relação ao estado de referência para o sistema de refrigeração.

	<b>Anomalia 1 Compressor</b>	<b>Anomalia 2 Condensador</b>	<b>Anomalia 3 Válvula</b>	<b>Anomalia 4 Evaporador</b>	<b>Anomalia 5 Simultâneas</b>
$\Delta COP_{RF}$	-5,6%	-14,8%	-13,4%	-3,9%	-33,5%
$\Delta \varepsilon_{RF}$	-5,5%	-14,8%	-13,4%	-3,9%	-33,5%

A variação dos consumos exergéticos unitários ( $\kappa$ ) e da exergia destruída ( $B_D$ ) em cada componente para todas anomalias (AN) e modelos termoeconômicos podem ser observados nas Figura 7.1 a Figura 7.5. Conforme seção 6.4, salienta-se que não se observa relação direta entre os valores de  $\kappa$  e  $B_D$  para cada unidade produtiva em uma mesma condição operacional e modelo termoeconômico, pois os valores de exergia destruída dependem também da quantidade de produtos de cada componente, enquanto o consumo exergético unitário depende exclusivamente de sua eficiência. Ressalta-se que a impossibilidade de isolamento total para os modelos E, E&S e H&S impede uma correta análise dos equipamentos do sistema separadamente.

No modelo E, representado na Figura 7.1, observa-se que as maiores variações de  $\kappa$  ocorrem para as anomalias 2 e 3, sendo estas ligeiramente maiores que a variação dos indicadores do ciclo da Tabela 7.9. Para as anomalias 2 e 4 temos um aumento da exergia destruída no conjunto CMP-CND-EVP, mesmo que o consumo exergético unitários dos mesmos tenham reduzido, o que indica um aumento do consumo de recursos por parte destes componentes. Isto representa que o evaporador passa a demandar deste grupo uma quantidade de exergia maior do que o aumento relativo de recursos do grupo, neste caso, o trabalho requerido pelo compressor.

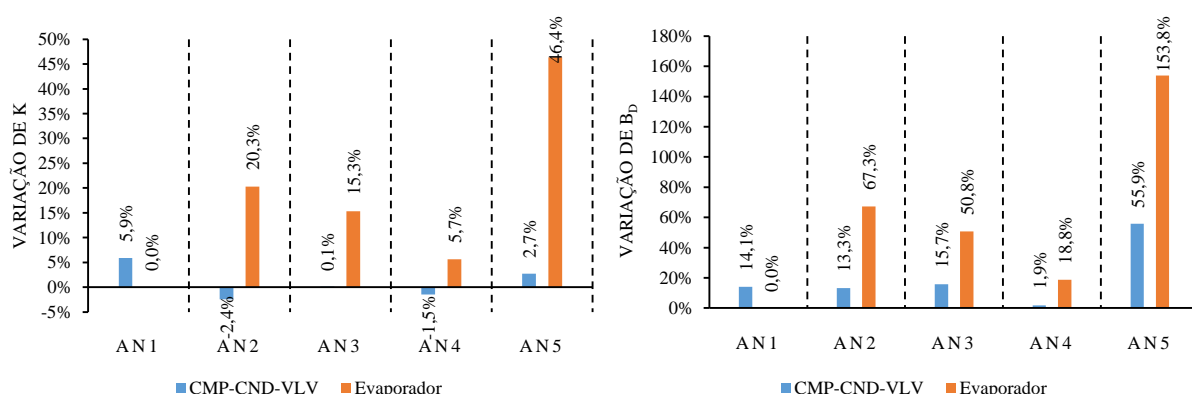


Figura 7.1. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no sistema de refrigeração para o modelo E em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

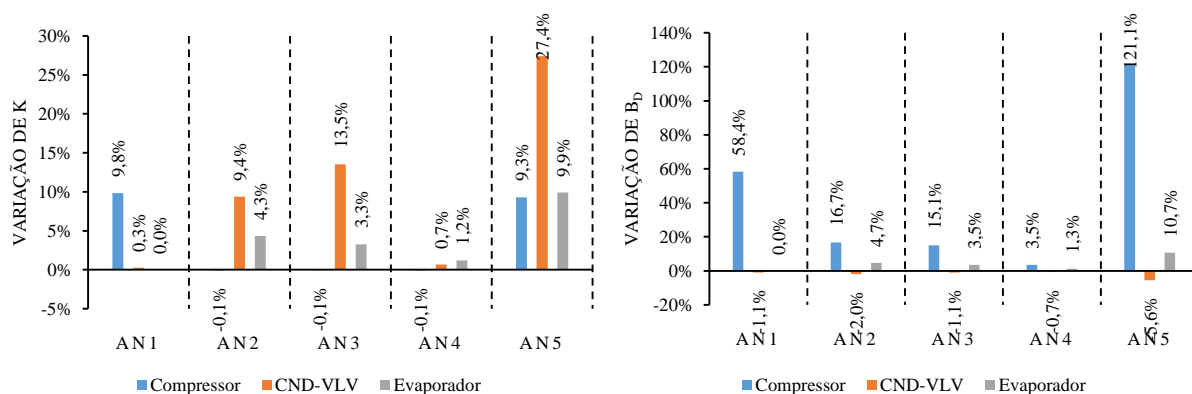


Figura 7.2. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no sistema de refrigeração para o modelo E&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

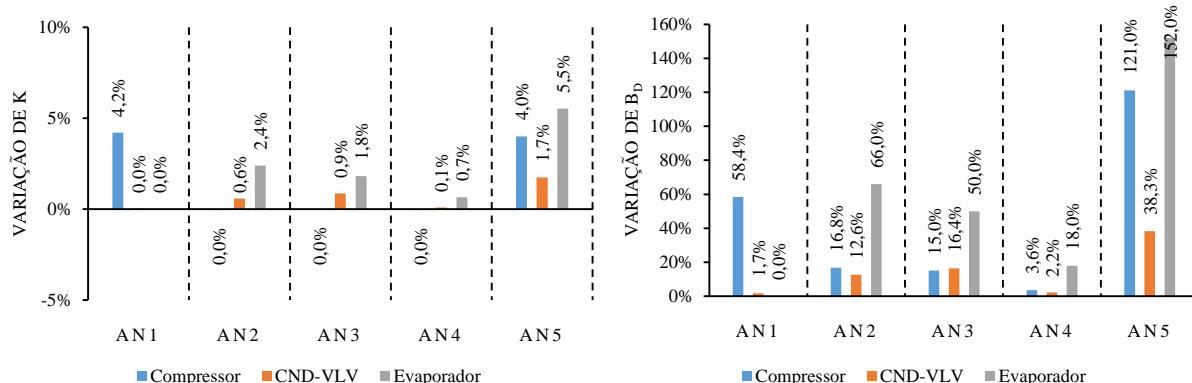


Figura 7.3. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no sistema de refrigeração para o modelo H&S em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

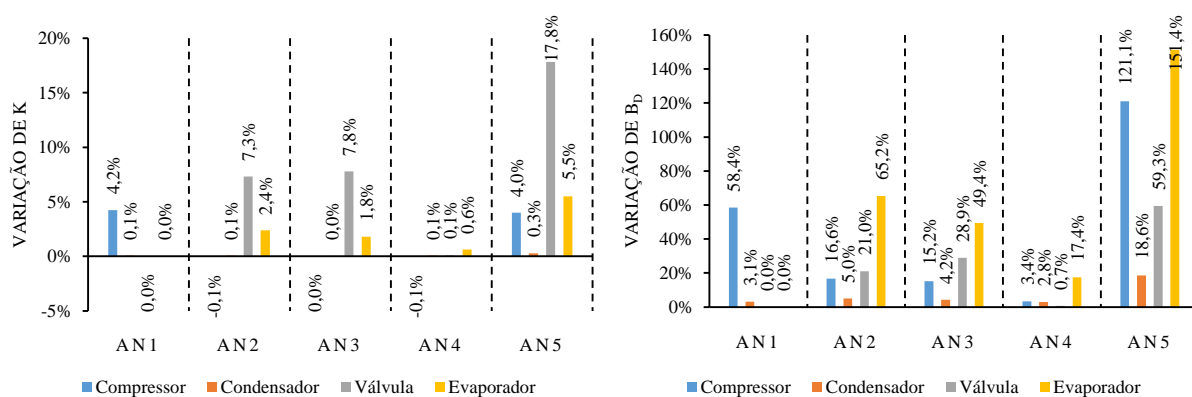


Figura 7.4. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no sistema de refrigeração para o modelo UFS em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

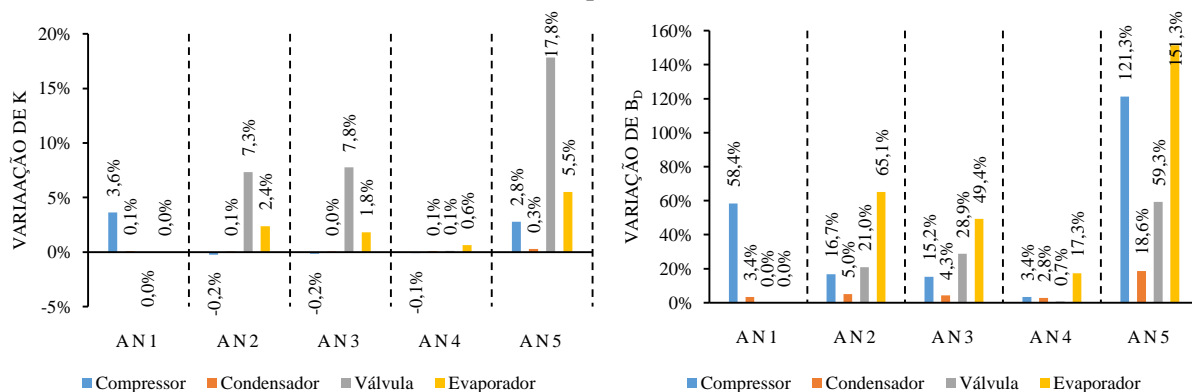


Figura 7.5. Variação de  $\kappa$  e  $B_D$  no sistema de refrigeração para o modelo UFS+ em comparação ao estado de referência para todas as anomalias.

Ao contrário dos modelos E e H&S, o E&S representado na Figura 7.2, apresenta variações de  $\kappa$  para o conjunto CND-VLV maiores do que para o evaporador (vide anomalia 5). Ressalta-se que os valores absolutos neste agrupamento são menores que a unidade, indicando maior quantidade de produtos do que de recursos. Ocorre um incremento do produto deste grupo para todas as anomalias graças ao aumento do consumo de neguentropia pelos

outros componentes. O conjunto CND-VLV apresentou redução de  $\kappa$  e  $B_D$  para as anomalias 2, 3 e 4 devido ao aumento da produção de neguentropia para suprir as demandas das outras unidades. Ressalta-se que a magnitude das variações de  $\kappa$  para o modelo E&S é maior que nos modelos E e H&S. Além disto, esta é a única estrutura produtiva que apresenta comportamento individual de cada equipamento diferente das outras desagregações.

Os modelos UFS e UFS+ não apresentam variações significativas de valores para a maioria dos casos estudados, com exceção do compressor que, conforme mencionado anteriormente, utiliza o trabalho de volume como recurso no modelo UFS+. Como o condensador agora pode ser tratado separadamente, na anomalia 2 não se observa nenhuma variação de seu consumo exergético unitário mesmo na presença de falhas intrínsecas, indicando que a perda de carga não alterou seu desempenho exergético, apesar de ter colaborado com o aumento da exergia destruída, que se deve à variação dos estados termodinâmicos do fluido em sua montante e jusante. Para as falhas no condensador e na válvula, a última é o componente que tem sua eficiência mais prejudicada, devido à maior queda de pressão que esta ocasiona quando comparado à condição de projeto, não havendo alterações significativas de seu produto (trabalho de fluxo), porém consumindo uma maior quantidade de entropia.

Para as falhas simultâneas, a válvula apresenta a maior variação de consumo exergético unitário, mesmo sendo apenas o terceiro equipamento com maior variação da exergia destruída para os modelos UFS e UFS+.

Em todos os modelos utilizados a anomalia 1 apresenta variações significativas apenas para o compressor, que é o equipamento com a falha intrínseca, pois é nele que ocorre a entrada de recursos externos no sistema, não impactando os outros componentes, conforme verificado também por Valero et al. (2002). Nas falhas simultâneas, ocorre grande destruição de exergia no evaporador e no compressor. O primeiro ocorre devido a maior diferença de temperatura entre o evaporador e o ambiente frio, enquanto no segundo ocorre devido a maior requisição de recursos externos de todos os equipamentos, implicando num maior valor absoluto de exergia destruída, além da queda de sua eficiência exergética.

Apenas pela análise do consumo exergético unitário e da exergia destruída não é possível identificar com clareza os componentes defeituosos do sistema, já que o evaporador acaba sendo o maior impactado nos variações de  $\kappa$  para as anomalias simuladas. A análise de exergia destruída isoladamente não permite identificar se um componente teve alteração de sua eficiência exergética.

A aplicação do diagnóstico termoeconômico com os valores de malfunções (MF) e disfunções (DF) para todos os equipamentos e diagramas produtivos pode ser visualizado nas Tabela 7.10 a Tabela 7.14. As diferenças entre o impacto de combustível total entre os modelos em uma mesma anomalia ocorre devido aos arredondamentos realizados entre as diferentes etapas da análise.

Tabela 7.10. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 1 no sistema de refrigeração, correspondente a redução de 5 pontos percentuais na eficiência isentrópica do compressor.

<b>Anomalia 1 – Compressor</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Compressor			0,00	0,30	0,02	0,13	0,02	0,13	0,02	0,14
Condensador	0,00	0,17	-0,14	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Válvula							0,00	0,00	0,00	0,00
Evaporador	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Total	0,00	0,17	-0,14	0,30	0,03	0,14	0,03	0,14	0,03	0,15
		0,17		0,16		0,17		0,17		0,18

Tabela 7.11. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 2 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no condensador.

<b>Anomalia 2 – Condensador</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Compressor			0,09	0,00	0,05	0,00	0,05	0,00	0,05	-0,01
Condensador	0,23	-0,07	-0,35	0,09	0,03	0,09	0,02	0,01	0,02	0,01
Válvula							0,03	0,06	0,03	0,06
Evaporador	0,00	0,33	0,00	0,66	0,00	0,33	0,00	0,33	0,00	0,33
Total	0,23	0,26	-0,26	0,75	0,08	0,42	0,10	0,40	0,10	0,39
		0,49		0,49		0,50		0,50		0,49

Tabela 7.12. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 3 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga na válvula.

<b>Anomalia 3 – Válvula</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Compressor			0,08	0,00	0,04	0,00	0,04	0,00	0,05	-0,01
Condensador	0,18	0,00	-0,27	0,12	0,02	0,13	0,01	0,01	0,01	0,01
Válvula							0,06	0,06	0,06	0,07
Evaporador	0,00	0,25	0,00	0,50	0,00	0,25	0,00	0,25	0,00	0,25
Total	0,18	0,25	-0,19	0,62	0,06	0,38	0,11	0,32	0,12	0,32
		0,43		0,43		0,44		0,43		0,44



Tabela 7.13. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 4 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no evaporador

<b>Anomalia 4 – Evaporador</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Compressor			0,02	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00	0,01	0,00
Condensador	0,07	-0,04	-0,09	0,01	0,01	0,01	0,00	0,01	0,00	0,01
Válvula							0,00	0,00	0,00	0,00
Evaporador	0,00	0,09	0,00	0,18	0,00	0,09	0,00	0,09	0,00	0,09
Total	0,07	0,05	-0,07	0,19	0,02	0,10	0,01	0,10	0,01	0,10
		0,12		0,12		0,12		0,11		0,11

Tabela 7.14. Localização das disfunções e malfunções para a Anomalia 5 no sistema de refrigeração, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.

<b>Anomalia 5 – Falhas simultâneas</b>										
<b>Impacto no insumo (kW)</b>	<b>E</b>		<b>E&amp;S</b>		<b>H&amp;S</b>		<b>UFS</b>		<b>UFS+</b>	
	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>	<b>DF</b>	<b>MF</b>
Compressor			0,35	0,29	0,20	0,12	0,20	0,12	0,22	0,10
Condensador	0,59	0,08	-0,99	0,25	0,09	0,26	0,05	0,04	0,05	0,04
Válvula							0,11	0,15	0,11	0,15
Evaporador	0,00	0,76	0,00	1,52	0,00	0,76	0,00	0,76	0,00	0,76
Total	0,59	0,84	-0,65	2,06	0,29	1,14	0,36	1,07	0,38	1,05
		1,43		1,41		1,43		1,43		1,43

As variações de MF e DF para os modelos E, E&S e H&S dependem dos valores do consumo exergético unitário individual ( $\kappa_i$ ), sendo mais expressivas devido a impossibilidade de isolar todos os componentes na estrutura produtiva. Não houve alteração significativa entre os valores de MF e DF para os modelos UFS e UFS+, conforme demonstrado para o sistema da bomba de calor na seção 6.4.

Valores negativos de DF são encontrados em todas as anomalias para o condensador (e agregados) apenas no modelo E&S, indicando um aumento de sua eficiência exergética devido ao maior consumo de neguentropia pelos outros componentes. Além disso, o valor de  $\kappa$  para o condensador no modelo E&S é menor que a unidade e, de acordo com a Eq. (4.25), resulta em valores negativos de DF já que seu produto (neguentropia) aumentou com a presença de anomalias.

O compressor é facilmente identificado como o equipamento defeituoso na anomalia 1 para todas as estruturas produtivas, por ser o único componente a apresentar valores significativos de malfunção. Também observa-se pequenos valores de disfunções no condensador para os modelos UFS e UFS+ devido a diferença no estado termodinâmico do fluido a jusante do compressor.

A variação de sua eficiência isentrópica de 0,90 para 0,85, representa uma redução de 5,5% deste indicador, gerando uma queda de 5,6% no  $COP_{RF}$  do ciclo, conforme mencionado na Tabela 7.8. A eficiência exergética do compressor pode ser obtida pela Eq. (6.29), possuindo um valor de 0,907 na condição de projeto ou referência e de 0,861 para a anomalia 1, representando uma redução de 5,1%. Portanto, a redução percentual da eficiência isentrópica foi aproximadamente igual a redução de  $\varepsilon_{RF}$  e de  $COP_{RF}$ .

Os valores de MF para o condensador no caso de falhas intrínsecas do mesmo são irrisórios quando comparados aos valores apresentados pelo evaporador, conforme Tabela 7.11, mesmo que este possua incremento da exergia destruída como visto na Figura 7.4. Apenas por esta análise, identifica-se erroneamente o evaporador como componente defeituoso devido à presença de malfunções em grande quantidade. O impacto no consumo de combustível desta falha foi o maior dentre as falhas individuais, com o valor de 0,49 kW.

O evaporador continua sendo o componente com maior valor de MF para a anomalia 3, seguido pela válvula. Como o trocador de calor opera em uma pressão abaixo da de projeto, sua eficiência é afetada de forma acentuada, de forma que o este não possui nem mesmo disfunções associadas. Para o modelo H&S, o conjunto CND-VLV apresenta uma malfunção de metade do valor do evaporador, sendo impossível identificar quais dos três componentes é o que apresenta falhas intrínsecas, diferentemente da anomalia anterior, onde o analista é erroneamente direcionado ao evaporador.

Em caso de falha no evaporador, apenas o mesmo é afetado durante a análise do diagnóstico termoeconômico, em comportamento semelhante ao apresentado pelo anomalia 1, em todos os modelos termoeconômicos.

Para as falhas simultâneas, o evaporador novamente apresenta valores muito superiores de MF aos dos outros componentes. Apenas o compressor apresenta um valor elevado de disfunções para os modelos UFS e UFS+ pois é a entrada de recursos externos e necessita suprir o requerimento extra dos outros equipamentos.

A Figura 7.6 retrata a quantidade de disfunções induzidas por cada componente do sistema e suas respectivas malfunções para a anomalia 5 em prol de uma análise global das causas de falhas simultâneas. O modelo E&S não foi retratado por apresentar grandes variações de MF e DF que impossibilitariam uma correta visualização das anomalias nos outros modelos.

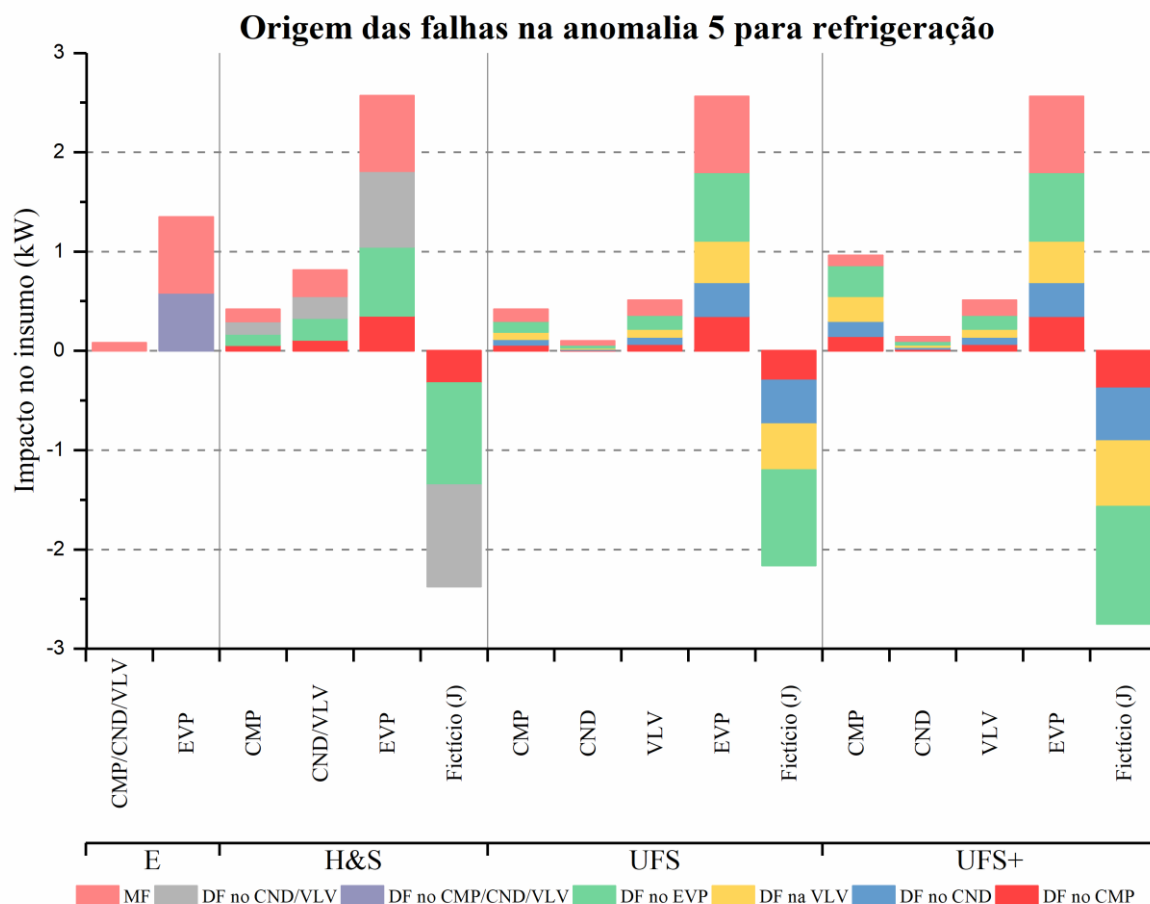


Figura 7.6. Origem das falhas para a anomalia 5 do sistema de refrigeração, correspondente a falhas simultâneas em todos os equipamentos.

Como no caso da bomba de calor, as unidades fictícias induzem anomalias em outros componentes reais, apesar de não possuírem nenhuma disfunção ou malfunção em si. Estes induzem grandes valores de anomalias, principalmente no evaporador e na válvula. O compressor no modelo UFS+ apresenta maior quantidade de disfunções induzidas que no modelo UFS devido à mudança na sua desagregação em relação ao trabalho de volume. O incremento das disfunções induzidas pelo compressor está retratado no aumento em magnitude das malfunções induzidas pelas unidades fictícias, sendo que os demais equipamentos não sofreram alterações quando comparados ao modelo anterior.

O evaporador, o condensador e a válvula apresentaram os mesmos valores de DF induzidas para os modelos H&S, UFS e UFS+. No modelo E, que não possui unidades fictícias, observa-se que o evaporador é o grande responsável pela geração de disfunções nos outros componentes.

Os modelos E e H&S falham na correta identificação do equipamento defeituoso, por não permitirem o total isolamento dos equipamentos. Para os modelos UFS e UFS+, mesmo havendo total separação dos componentes, a presença de disfunções induzidas pelas unidades fictícias, cujo total chega a -2,75 kW no último modelo, não permitem uma correta identificação do equipamento com maior potencial de economia, caso reparado. Ressalta-se que os dois equipamentos dissipativos, o condensador e a válvula, apresentaram a menor quantidade de disfunções induzidas, mesmo sendo os componentes cujas falhas individuais tem o maior impacto no consumo de combustível. O condensador, por exemplo, é o maior consumidor das unidades fictícias, sendo portanto, o elemento mais afetado pela variação dos consumos exergéticos unitários de seus recursos (PIACENTINO e TALAMO, 2013a).

Os consumos exergéticos unitários para a anomalia no condensador estão representados na Tabela 7.15. No modelo E&S, o evaporador apresenta valores elevados de  $\kappa$  devido a grande variação entrópica que causa no fluxo, sendo este adicionado como recurso sob a forma do fluxo fictício de neguentropia. O mesmo ocorre com o condensador que, pelo contrário, apresenta estes como produtos, obtendo um valor de  $\kappa$  menor que a unidade.

A falha intrínseca no condensador não causa variação significativa em seu indicador exergético, entretanto a válvula e o evaporador tem grandes variações.

Tabela 7.15. Consumo exergético unitário para a Anomalia 2 do sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no condensador.

$\kappa$ (kW/kW)	Referência					Anomalia 2 – Condensador				
	E	E&S	H&S	UFS	UFS+	E	E&S	H&S	UFS	UFS+
Evaporador	1,431	13,37	1,038	1,038	1,038	1,722	13,94	1,062	1,062	1,062
Compressor		1,206	1,093	1,093	1,076		1,204	1,093	1,093	1,074
Condensador	1,721	0,066	1,065	1,033	1,033	1,679	0,072	1,072	1,034	1,034
Válvula				2,095	2,095				2,248	2,248
<b>Sistema</b>			<b>2,463</b>					<b>2,890</b>		

A origem das falhas para a anomalia 2 está apresentada na Figura 7.7. O condensador é o equipamento que induz menor quantidade de disfunções entre todos os componentes do sistema, onde novamente o evaporador apresenta os valores mais elevados. Nota-se que a unidade fictícia e o evaporador induzem uma grande valor de DF no condensador, porém de sinais opostos, tornando o somatório destes, juntamente com a DF induzida pelo compressor, aproximadamente zero.

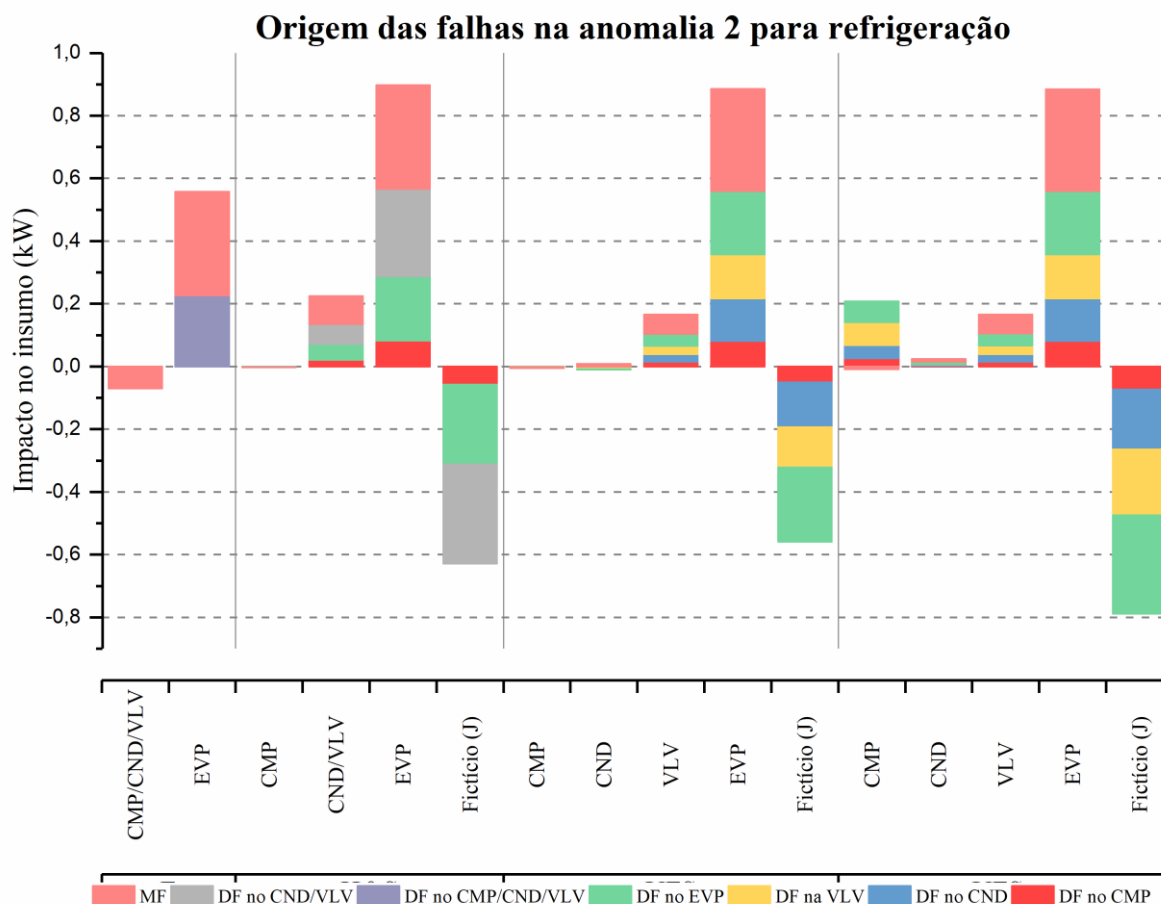


Figura 7.7. Origem das falhas na anomalia 2 para o sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga no condensador.

Os consumos exergéticos unitários para a falha no outro equipamento dissipativo, estão representados na Tabela 7.16. A válvula apresenta valores de  $\kappa$  ligeiramente maiores que para o caso anterior, ao passo que o evaporador apresenta variação absoluta menor, o que é esperado devido à sua pressão e, conseqüentemente, sua temperatura de evaporação serem ligeiramente maiores que na anomalia 2. O compressor apenas mostra indução de disfunções no modelo UFS+, pois apenas neste ele é consumidor das unidades fictícias, sendo também influenciado por estas.

Tabela 7.16. Consumo exergético unitário para a Anomalia 3 do sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga na válvula.

$\kappa$ (kW/kW)	Referência					Anomalia 3 – Válvula				
	E	E&S	H&S	UFS	UFS+	E	E&S	H&S	UFS	UFS+
Evaporador	1,431	13,37	1,038	1,038	1,038	1,650	13,81	1,057	1,056	1,056
Compressor		1,206	1,093	1,093	1,076		1,205	1,093	1,093	1,075
Condensador	1,721		1,065	1,033	1,033	1,723		1,075	1,034	1,034
Válvula		0,066		2,095	2,095		0,075		2,258	2,258
<b>Sistema</b>			<b>2,463</b>					<b>2,844</b>		

Comportamento bem semelhante ao caso da anomalia 2 pode ser observado na Figura 7.8. Mais uma vez o evaporador é o grande responsável pelas disfunções nos outros equipamentos, juntamente com a unidade fictícia. O compressor novamente não gera qualquer disfunção exceto para o modelo UFS+. O condensador também apresenta apenas malfunção, não induzindo disfunções nos outros componentes.

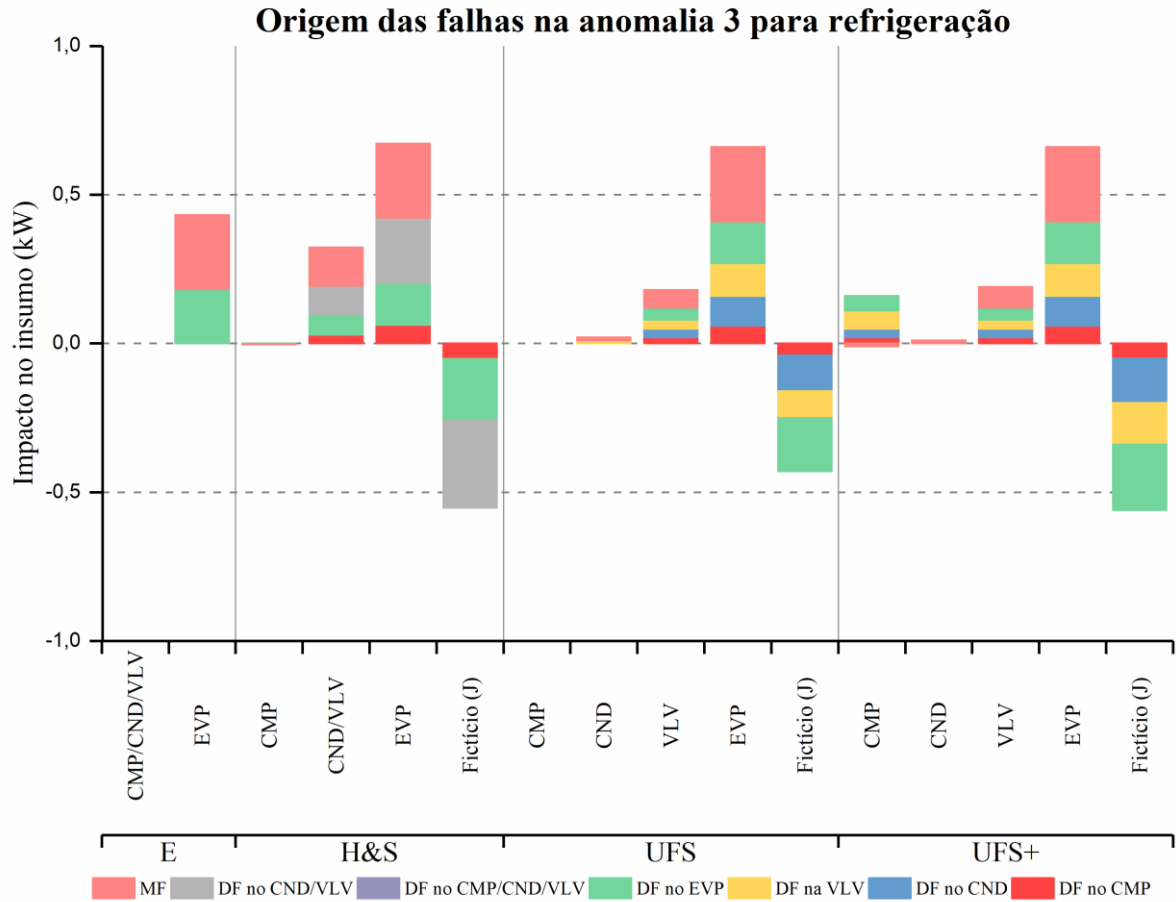


Figura 7.8. Origem das falhas da anomalia 3 no sistema de refrigeração, correspondente a 5% de perda de carga na válvula.

## 8. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diferentes metodologias termoeconômicas foram utilizadas para tratamento dos equipamentos dissipativos e avaliação do aumento de precisão do diagnóstico termoeconômico para um sistema de potência a vapor, uma bomba de calor e um sistema de refrigeração.

No sistema de potência a vapor, a utilização do modelo E não permite o total isolamento dos equipamentos na estrutura produtiva, tornando-o inviável para uma análise de diagnóstico, já que o mesmo perde sua finalidade de localizar com precisão o componente defeituoso. O modelo E&S, apesar de ser capaz de isolar o condensador na estrutura produtiva, apresenta imprecisões termodinâmicas ao apresentá-lo com eficiência maior que a unidade. O modelo H&S foi o primeiro modelo a isolar todos os equipamentos de maneira coerente, enquanto o modelo UFS apresentou os mesmos resultados do último. Como não oferece diferenças em comparação com o modelo H&S, a complexidade do modelo UFS em utilizar mais um nível de desagregação da exergia não é atrativa para este ciclo, o que poderia ser um problema para sistemas mais complexos, exceto que haja presença de válvulas de expansão.

Ao aplicar o diagnóstico termoeconômico, os valores de MF e DF variam de acordo com o modelo utilizado, mesmo que o impacto total no consumo de combustível para cada componente permaneça inalterado. Tal afirmação apenas não é válida para o modelo E&S que aplica a parcela entrópica duplamente na análise. Em todos os casos de falhas individuais, o componente defeituoso é facilmente identificado tanto pela variação de seu consumo exergético unitário, como pela análise de malfunções e disfunções. Entretanto, no caso de falhas simultâneas, apenas pela técnica do diagnóstico termoeconômico é possível identificar qual equipamento gera o maior impacto no sistema, de forma a priorizá-lo em uma possível manutenção desde que os demais fatores econômicos sejam favoráveis. Adicionalmente, os valores de MF para as falhas simultâneas é em torno do somatório dos valores de MF para cada falha individual, apesar de os valores de DF não seguirem este comportamento.

Para a bomba de calor, o modelo UFS foi o primeiro a permitir o isolamento de todos os componentes do sistema, permitindo sua análise por meio da metodologia de diagnóstico. A utilização do modelo UFS+ não alterou significativamente os resultados do modelo anterior e, portanto, seu maior grau de complexidade não justifica sua utilização para sistemas simples de bombas de calor. O modelo E&S, além de não permitir o isolamento da válvula e do evaporador, impedindo uma análise eficiente de diagnóstico, também fornece valores de eficiência das unidades produtivas maiores que a unidade, contradizendo a Segunda Lei da Termodinâmica.

Dentre as anomalias simuladas, as quedas de pressão afetam significativamente a eficiência do evaporador, pois seu ponto de operação é drasticamente alterado, induzindo malfunções no mesmo, onde a simples aplicação da fórmula de impacto no insumo não é capaz de distinguir entre estas e suas anomalias intrínsecas.

Adicionalmente, a influência das unidades fictícias e suas disfunções induzidas não permitem uma correta identificação dos componentes defeituosos. A única anomalia onde o dispositivo defeituoso foi facilmente identificado foi a queda na eficiência do compressor. A válvula também é o componente que apresenta maior variação relativa de eficiência exergética em caso das falhas que acarretam mudanças em suas condições de operação como, para este estudo, quedas de pressão.

A análise de diagnóstico para o sistema de refrigeração somente se torna possível com a utilização do modelo termoeconômico UFS, sendo esta a primeira metodologia a permitir a completa separação dos componentes na estrutura produtiva. O modelo E&S, além de não permitir o isolamento da válvula, fornece valores que não satisfazem a Segunda Lei da Termodinâmica, com unidades produtivas apresentando quantidade de produtos maior do que os recursos necessários para produzi-los. Além disso, o mesmo pune os indicadores exergéticos de componentes produtores de neguentropia, indicando variações exageradas de suas eficiências.

Como na bomba de calor, a presença das unidades fictícias nas estruturas produtivas afetam os valores de anomalias em todos os equipamentos que consomem seus produtos, devido a distribuição da redução do consumo exergético unitário de seus produtores. Tal efeito não altera a análise total do impacto de combustível, entretanto, não possibilita uma identificação correta dos componentes defeituosos.

Dentre as anomalias simuladas, o evaporador é o equipamento que apresenta os maiores valores de anomalias, devido a ser o último componente do sistema e acumular as perdas de carga apresentadas pelos outros equipamentos, alterando drasticamente suas condições de operação. A falha no compressor é a única que pode ser identificada diretamente.

Em vista dos argumentos apresentados, a desagregação da exergia auxilia o diagnóstico termoeconômico com a utilização da fórmula de impacto no insumo, porém não o resolve completamente. A criação das unidades fictícias (junções e bifurcações), que é um conceito básico do diagrama funcional, distribui disfunções para unidades produtivas reais do diagrama produtivo, gerando incoerência nos resultados do método. Tal aspecto já havia sido



observado por Piacentino e Talamo (2013a) em seu trabalho, que utilizaram a desagregação da exergia em parcelas térmica e mecânica. Desagregações de exergia em uma maior quantidade de parcelas, como as aqui apresentadas, não ajudaram na resolução deste contratempo.

De maneira geral, conclui-se que o isolamento dos equipamentos dissipativos é imprescindível para uma correta análise de diagnóstico já que permite que todos os componentes do sistema sejam investigados individualmente. Isto pode ser obtido por conseguintes desagregações da exergia através de modelos termoeconômicos mais complexos. Entretanto, novas desagregações após o isolamento de todos os componentes não aumenta o nível de precisão da análise, sendo os modelo H&S suficiente para o sistema de geração de potência e o modelo UFS para a bomba de calor e o sistema de refrigeração. Além disso, a desagregação da exergia em mais parcelas acaba por criar mais unidades fictícias, representando um problema para os dois últimos casos estudados.

As seguintes sugestões para trabalhos futuros são apresentadas:

- A aplicação de métodos de diagnóstico termoeconômico que utilizam as curvas de performance dos equipamentos para identificação das parcelas de malfuncão, induzida e intrínseca, pode permitir um maior grau de precisão na identificação dos componentes defeituosos, especialmente para os sistemas de refrigeração e bombas de calor que tiveram grande influência das unidades fictícias. Para tal, os modelos termoeconômicos aqui apresentadas podem ser avaliados.
- Verificação da viabilidade de utilização de diagramas produtivos para a análise de diagnóstico termoeconômico pela fórmula de impacto no insumo, ou seja, se é possível utilizar este método sem os mesmos, já que uma formulação geral para sistemas térmicos em geral ainda não é possível, em vista das limitações aqui apresentadas.
- Outros modelos termoeconômicos que não utilizam diagramas produtivos, como o SPECO, podem também ser avaliadas com esta metodologia de diagnóstico a fim de obter sua generalização.
- A aplicação dos modelos termoeconômicos apresentados em outras metodologias de diagnóstico que não utilizem a formulação matemática da fórmula de impacto no insumo. Devido aos diversos contratempos apresentados, o modelo E&S pode ser substituído por outro em uma análise futura como, por exemplo, a desagregação da exergia em suas parcelas térmica e mecânica.

## 9. REFERÊNCIAS

- CERQUEIRA, S. A. **Metodologias de análises termoeconômicas de sistemas**. Tese de Doutorado. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, Brasil. 1999.
- CIULLA, G.; LO BRANO, V.; ORIOLI, A. A criterion for the assessment of the reliability of ASHRAE conduction transfer function coefficients. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 1426-1436, 2010.
- D'ACCADIA, M. D.; DE ROSSI, F. Thermoeconomic analysis and diagnosis of a refrigeration plant. **Energy Conversion Management**, v. 39, No. 12, p. 1223-1232, 1998.
- EL-SAYED, Y.; EVANS, R. L. Thermoeconomics and the Design of Heat Systems. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 92, p. 27-35, 1970.
- ERLACH, B.; SERRA, L.; VALERO, A. Structural Theory as Standard for Thermoeconomics. **Energy Conversion and Management**, v. 40, p. 1627-1649, 1999.
- FRANGOPOULOS, C. Application of the Thermoeconomic Functional Approach to the CGAM Problem. **Energy**, v. 19, No. 3, p. 323-342, 1994.
- FRANGOPOULOS, C. A. **Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems**. Tese de Doutorado. Georgia Institute of Technology. Georgia, EUA. 1983.
- FRANGOPOULOS, C. A. Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization. **Energy**, v. 12, p. 563-571, 1987.
- JÚNIOR, E. P. B. et al. Computational Tool for GE7FA Thermal Performance Diagnosis. **In the Proceedings of COBEM 2013**, Ribeirão Preto, Brasil, p. 10, 2013.
- KHARSEH, M.; ALTORKMANY, L.; NORDELL, B. Global Warming's Impact on the Performance of GSHP. **Renewable Energy**, v. 36, p. 1485-1491, 2011.
- LAZZARETTO, A. et al. Four approaches compared on the TADEUS (thermoeconomic approach to the diagnosis of energy utility systems) test case. **Energy**, v. 31, p. 1586-1613, 2006.
- LAZZARETTO, A.; TSATSARONIS, G. SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiency and costs in thermal systems. **Energy**, v. 31, p. 1257-1289, 2006.

LOURENÇO, A. B. **Uma Nova Abordagem Termoeconômica para a Abordagem de Equipamentos Dissipativos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, p. 68. 2012.

LOURENÇO, A. B. **Uma abordagem termoeconômica sistemática para modelagem de ciclos termodinâmicos**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do ABC. Santo André, Brasil, p. 196. 2016.

LOURENÇO, A. B.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. **Thermoeconomic modelling of a simple heat pump cycle: an alternative approach for valve isolation**. In Proceeding of the Fifteenth Symposium on Thermal Science and Engineering of Serbia. SimTerm 2011 Oct 18-21. Sokobanja, Serbia: SimTerm. 2011. p. 453-446.

LOURENÇO, A. B.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M. Application of an Alternative Thermoeconomic Approach to a Two-Stage Vapor Compression Refrigeration Cycle with Intercooling. **In the Proceedings of ECOS 2012**, Perugia, Itália, v. 3, p. 54-66, 2012.

LOZANO, M. A. et al. **Thermoeconomic Diagnosis of Energy Systems**. FLOWERS 94: Florence World Energy Research Symposium. Florence, Italy: FLOWERS. 1994.

LOZANO, M. A.; VALERO, A. Application of the Exergetic Costs Theory to a Steam Boiler in a Thermal Generating Station. In: **ASME AES vol. 3-2 Analysis and Design of Advanced Energy Systems: Applications**. New York, USA: ASME Book No. G0377B, 1987. p. 41-51.

MASSAFELI, N. **Análise da dinâmica de resfriamento de instalações frigoríficas para carne bovina**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá. 1991.

MENDES, T. **Diagnóstico Termoeconômico Aplicado a um Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, p. 179. 2012.

MORAN, M. J. et al. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 8. ed. New Jersey: Wiley, 2014.

NIMMO, I. Adequately address abnormal situation operations. **Chemical Engineering Progress**, v. 91, No. 9, p. 36-45, 1995.

OROZCO, D. J. R. **Operadores Exergéticos: uma Nova Abordagem de Diagnóstico Termoeconômico para Identificar Anomalias Intrínsecas em Sistemas Térmicos**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, Brasil, p. 277. 2017.

OROZCO, D. J. R. et al. A new methodology of thermodynamic diagnosis, using the thermoeconomic method together with an artificial neural network (ANN): A case study of an externally fired gas turbine (EFGT). **Energy**, v. 123, p. 20-35, 2017.

PACHECO-IBARRA, J. J. **Metodologías de diagnóstico termoeconómico de sistemas energéticos (Diagnostico de plantas de potencia)**. 1st. ed. Saarbrücken, Germany: Editorial academia española, v. 7, 2011.

PEREZ, A. P.; LIZARRAGA, J. M. S.; REVILLA, C. E. A comparative analysis of two thermoeconomic diagnosis methodologies in a building heating and DHW facility. **Energy and Buildings**, v. 146, p. 160-171, 2017.

PIACENTINO, A.; TALAMO, M. Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: Capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity. **Int. J. Refrigeration**, v. 36, p. 24-44, 2013a.

PIACENTINO, A.; TALAMO, M. Innovative thermoeconomic diagnosis of multiple faults in air conditioning units: Methodological improvements and increased reliability of results. **Int. J. Refrigeration**, v. 36, p. 2343-2365, 2013b.

SANTOS, J. J. C. S. **Aplicação da neguentropia na modelagem termoeconômica de sistemas**. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, Brasil, p. 140. 2009.

SANTOS, J. J. C. S. et al. On the Negentropy Application in Thermoeconomics: a fictitious or an exergy component flow? **International Journal of Thermodynamics**, v. 12, No. 4, p. 163-176, 2008a.

SANTOS, J. J. C. S. et al. On the Productive Structure for the Residues Cost Allocation in a Gas Turbine Cogeneration System. **In the Proceedings of ECOS 2008**, Cracow, Poland, v. 2, p. 641-648, 2008b.

SANTOS, J. J. C. S. et al. On the Consistency of the Thermoeconomic Approaches Regarding a Reversible Steam Power Cycle. **In the Proceedings of ECOS 2009**, Foz do Iguaçu, Brasil, v. 1, p. 37-46, 2009.

SANTOS, J. J. C. S.; NASCIMENTO, M. A. R.; LORA, E. E. S. **On the thermoeconomic modelling for cost allocation in a dual-purpose power and desalination plant**. In the Proceedings of ECOS 2006. Vol. 1. Aghia Pelagia, Crete: ECOS. 2006. p. 441-448.

SECCHIN, T. R. **Diagnóstico Termoeconômico de uma Central de Cogeração do Setor Siderúrgico utilizando o Modelo H&S**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, p. 219. 2015.

SERRA, L. **Optimización exergoeconômica de Sistemas Térmicos**. Doctoral Thesis. Universidad de Zaragoza. Zaragoza. 1994.

SILVA, J. A. M. et al. Thermoeconomic Diagnosis Comparison: Fuel impact formula and reconciliation approach. **In the Proceedings of COBEM 2009**, Gramado, Brasil, p. 9, 2009a.

SILVA, J. A. M. et al. Thermoeconomic diagnosis system using neguentrophy as an exergy component flow. **In the Proceedings of ECOS 2009**, Foz do Iguaçu, Brasil, p. 8, 2009b.

TOFFOLO, A.; LAZZARETTO, A. On the Thermoeconomic Approach to the Diagnosis of Energy Systems Malfunctions - Indicators to Diagnose Malfunctions: Application of a New Indicator for the Location of Causes. **International Journal of Thermodynamics**, v. 7, No. 2, p. 41-49, 2004.

TORRES, C. et al. Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part I. On malfunction and dysfunction analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 43, p. 1503-1518, 2002.

TORRES, C. et al. On the cost formation process of residues. **Energy**, v. 33, p. 144-152, 2008.

TSATSARONIS, G.; PISA, J. Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy System: Application to the CGAM Problem. **Energy**, v. 19, No. 3, p. 287-321, 1994.

TSATSARONIS, G.; WINHOLD, M. Exergoeconomic Analysis and Evaluation of Energy Conversion Plants. Part I. A New General Methodology. Part II. Analysis of a Coal-Fired Power Plant. **Energy**, v. 10, p. 69-94, 1985.

UCHE, J. **Análisis Termoeconómico y Simulación de una Planta Combinada de Producción de Agua y Energía**. Doctoral Thesis. Universidade de Zaragoza. Zaragoza. 2000.

USÓN, S.; VALERO, A. Thermoeconomic diagnosis for improving operation of energy intensive systems: Comparison of methods. **Applied Energy**, v. 88, p. 699-711, 2011.

VALERO, A. et al. GAUDEAMO: A system for energetic/exergetic optimization of coal power plants. In: **ASME AES Vol. 2-1, Computer Aided Engineering of Energy Systems Vol. 1: Optimization**. New York, USA: ASME Book No. H0341A, 1986. p. 43-49.

VALERO, A. et al. CGAM Problem: Definition and conventional solution. **Energy**, v. 19, No. 3, p. 279-286, 1994.

VALERO, A. et al. Structural theory and thermoeconomic diagnosis Part II. Application to an actual power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 43, p. 1519-1535, 2002.

VALERO, A. et al. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy systems malfunctions. Part I: the TADEUS problem. **Energy**, v. 29, p. 1875-1887, 2004a.

VALERO, A. et al. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy systems malfunctions. Part 2: Malfunction definitions and assessment. **Energy**, v. 29, p. 1889-1907, 2004b.

VALERO, A. et al. Thermoeconomic Philosophy Applied to the Operating Analysis and Diagnosis of Energy Utility Systems. **International Journal of Thermodynamics**, v. 7, No. 2, p. 33-39, 2004c.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; MUÑOZ, M. A general theory of exergy saving. I On the exergetic cost, II. On the thermoeconomic cost, III Exergy saving and thermoeconomics. In: **ASME AES Computer-Aided Engineering and Energy Systems, Vol. 3, Second Law Analysis and Modelling**. New York, USA: ASME Book Number H0341C, 1986. p. 1-21.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L. Application of the Exergetic Cost Theory to the CGAM Problem. **Energy**, v. 19, No. 3, p. 365-381, 1994.

VALERO, A.; SERRA, L.; LOZANO, M. A. Structural Theory of Thermoeconomics. **AES**, v. 30, p. 189-198, 1993.

VERDA, V. Accuracy level in thermoeconomic diagnosis of energy systems. **Energy**, v. 31, p. 3248-3260, 2006.

VERDA, V.; SERRA, L.; VALERO, A. Zooming procedure for the thermoeconomic diagnosis of highly complex energy systems. **International Journal of Applied Thermodynamics**, v. 5, No. 2, p. 77-83, 2002.

VON SPAKOVSKY, M. R. **A Practical Generalized Analysis Approach to the Optimal Thermoeconomic Design and Improvement of Real-World Thermal Systems**. Tese de doutorado. Georgia Institute of Technology. Georgia, EUA. 1986.

VON SPAKOVSKY, M. R. Application of Engineering Functional Analysis to the Analysis and Optimization of the CGAM Problem. **Energy**, v. 19, No. 3, p. 331-359, 1994.

WORLD ENERGY COUNCIL. **World Energy Scenarios 2016. The Grand Transition**. Londres, p. 138. 2016.

ZALETA, A. et al. A reconciliation method based on a module simulator. An approach to the diagnosis of energy systems malfunctions. **International Journal of Thermodynamics**, v. 7, No. 2, p. 51-60, 2004. ISSN 1301-9724.

ZHANG, C. et al. Thermoeconomic diagnosis of a coal fired power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 405-419, 2007.