

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE
PLANTAS DE CO-GERAÇÃO**

Por

Júlio César Alves dos Santos

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, agosto de 2005.

ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE PLANTAS DE CO-GERAÇÃO

Por:

Júlio César Alves dos Santos
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do Título de

Mestre em Engenharia.

Área de concentração: Fenômenos de Transporte
Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Scheneider

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Sílvia Azucena Nebra
FEM / UNICAMP

Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França
PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Cristiano Vitorino da Silva
PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, agosto de 2005.

À REGINA
Minha Companheira todos os dias!

“...Será que há processos desconhecidos por nós que ocorram em algum lugar do universo, tais como “criação contínua”, aos quais está associada uma diminuição de entropia e que compensam assim o aumento contínuo de entropia que está associado aos processos naturais que conhecemos?...”

...Na outra extremidade da escala, se a todos os processos conhecidos por nós estão associados um aumento de entropia, qual é o futuro do mundo natural como o conhecemos?...”

(Gordon J. Van Wylen & Richard E. Sonntag)

AOS MEUS PAIS E IRMÃOS

Família preciosa em cujo seio tive a graça de nascer e viver!

RESUMO

O presente trabalho apresenta uma comparação das eficiências energética e exergética de três alternativas diferentes de montagem de sistemas de co-geração de energia que empregam o gás natural como combustível. O caso estudado é uma situação real de um curtume que utiliza lenha como combustível para geração de sua energia térmica e compra energia elétrica da distribuidora. A primeira alternativa é composta por um motor de combustão interna a ciclo Otto, a segunda emprega uma turbina a gás a ciclo Brayton e a terceira usa um gerador de vapor superaquecido juntamente com uma turbina a vapor em contrapressão. Para simulação das plantas é utilizado um software comercial que foi alterado, ficando capacitado para calcular exergias físicas e químicas de plantas de utilidades, cálculos exergoeconômicos, tais como taxas de custo das correntes e eixos, e também de determinar para cada equipamento os valores das variáveis usadas para a avaliação e o melhoramento do desempenho de plantas. Após as modificações o programa foi testado resolvendo um problema conhecido e cuja solução encontrada foi comparada com o da bibliografia. Foram obtidos resultados muito próximos ao padrão usado para comparação, os desvios encontrados são desprezíveis para os objetivos deste trabalho. A planta com melhor eficiência energética e exergética é aquela com motor ciclo Otto, seguida pela montagem que emprega a turbina a gás e finalmente, o conjunto gerador de vapor e turbina a vapor. São calculados os custos de insumos: investimentos necessários para construção das plantas, os custos de operação e manutenção e os custos com combustível. A partir destes valores são resolvidos os sistemas de equações para determinar as taxas de custos das correntes e eixos. Para as três plantas as variáveis de decisão são modificadas buscando aumentar a eficiência exergética e diminuir os custos dos produtos de co-geração. A metodologia para avaliação e melhoramento do desempenho das plantas é empregada e observa-se que é na terceira configuração é onde as modificações tiveram maior impacto, seguida pela primeira planta e por último a segunda alternativa.

ABSTRACT

This paper presents an energetic and exergetic efficiency comparison of three different gas natural cogeneration systems. The case study concerns an industry that buys electricity and burns biomass in order to produce steam and hot water. The first alternative proposed consists of an Otto cycle engine which produces electric energy, a heat recovery steam generator that uses combustion gases to produce steam, and production of hot water with the heat rejection to jacket. The second alternative is run by a gas turbine and heat rejected by combustion gases is recovered to produce steam and hot water. The last system uses a superheated steam generator combined with a back pressure steam turbine. The simulations were performed using a commercial software. Its equation library is modified to allow the calculation of the exergy of all streams and to solve the exergetic costs problem of the system. Also, the thermoeconomic variables for component evaluation of thermal systems are introduced. The modified library is used to solve a known problem called “*CGAM problem*” in order to compare results with others solutions from the literature. Differences between simulated and reference data are neglectable comparing to others uncertainties of the system. The Otto cycle engine alternative displays the better exergetic and energetic efficiency. The second better results concerns at the configuration with a Brayton cycle gas turbine, followed by the alternative with superheated steam generation. The total capital investment, the operation and the maintenance costs and the fuel costs are calculated. The cost rates are calculated for each stream and shaft. The thermoeconomic variables for component evaluation are calculated for each equipment, and the decision variables are changed to improve the exergetic efficiency and to decrease the costs of cogeneration products. The third alternative is one where the improvement of the systems is more effective, followed by the first one and finally by the second alternative.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Apresentação	1
1.2. Revisão Bibliográfica	2
1.3. Objetivos	5
1.4. A Dissertação por Capítulos	5
2. FUNDAMENTAÇÃO	7
2.1. Combustão	7
2.2. Exergia	10
2.2.1 <i>Exergia Física</i>	11
2.2.2 <i>Exergia Química</i>	11
2.2.3 <i>Eficiência Exergética dos Equipamentos</i>	12
2.3. Análise Exergoeconômica	16
2.3.1 <i>Custo do Investimento</i>	17
2.3.2 <i>Custo do Combustível</i>	20
2.3.3 <i>Custo de Operação e Manutenção</i>	22
2.4. Metodologia para Avaliação e Melhoramento de Desempenho de Sistema de Co-geração	26
2.4.1 <i>Exergia Destruída</i>	26
2.4.2 <i>Custo Exergético de Combustível e de Produto</i>	28
2.4.3 <i>Taxa de Custo de Exergia Destruída</i>	31
2.4.4 <i>Diferença Relativa de Custo</i>	32
2.4.5 <i>Fator Exergoeconômico</i>	32
2.4.6 <i>Metodologia</i>	33

3. DESCRIÇÃO DO PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO	35
3.1. Descrição do “Software” Utilizado	35
3.1.1 “Globals”	36
3.1.2 “Connections”	39
3.1.3 “Units”	40
3.2. Solução do “Cgam Problem”	41
3.3. Considerações Finais	46
4. AVALIAÇÃO DE PLANTAS DE CO-GERAÇÃO	47
4.1. Descrição do Problema	47
4.2. Configuração 1 – Motor Ciclo Otto	49
4.3. Configuração 2 – Turbina a Gás Ciclo Brayton	58
4.4. Configuração 3 – Gerador de Vapor Superaquecido e Turbina a Vapor	62
4.5. Resultados Obtidos	68
4.6. Considerações Finais	71
5. CÁLCULOS EXERGOECONÔMICOS E APLICAÇÃO DO MÉTODO PARA MELHORAMENO DE DESEMPENHO DE SISTEMAS DE CO-GERAÇÃO	73
5.1. Análise de Custos das Plantas em Estudo	73
5.1.1 Custos da Configuração 1–Motor Ciclo Otto	73
5.1.2 Custos da Configuração 2–Turbina a Gás Ciclo Brayton	83
5.1.3 Custos da Configuração 3–Gerador de Vapor Superaquecido e Turbina a Vapor	88
5.2. Melhoramento de Desempenho das Plantas Propostas	95
5.2.1 Configuração 1–Motor Ciclo Otto	95
5.2.2 Configuração 2–Turbina a Gás Ciclo Brayton	100
5.2.3 Configuração 3–Gerador de Vapor Superaquecido e Turbina a Vapor ...	104
5.3. Considerações Finais	108

6. CONCLUSÃO	110
6.1. Sugestões para Trabalhos Futuros	112
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	113
ANEXO 1	116
ANEXO 2	118
APÊNDICE	120

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1	Motor combustão ciclo Otto	13
2.2	Turbina a gás ciclo Brayton	14
2.3	Câmara de combustão	14
2.4	Bomba e Compressor	15
2.5	Trocador de calor	15
2.6	Correntes de custos exergéticos para um volume de controle	23
2.7	Taxas de custo exergético em trocador de calor	24
2.8	Fluxograma da metodologia para determinação dos custos exergéticos	25
2.9	Escoamento de fluido em um tubo com volume de controle junto à parede do tubo	27
2.10	Escoamento de fluido em um tubo com volume de controle afastado da parede do tubo	28
2.11	Motor combustão ciclo Otto	29
2.12	Turbina a gás ciclo Brayton	29
2.13	Câmara de combustão	30
2.14	Bomba e Compressor	30
2.15	Trocador de calor	31
2.16	Fluxograma da metodologia para melhoramento de desempenho de sistemas de co-geração	34
3.1	Legenda de fluidos e eixos nas plantas de co-geração	38
3.2	Modelos de equipamentos utilizados nas plantas de co-geração deste trabalho	41
3.3	Planta de co-geração do problema CGAM	42
3.4	Configuração do CGAM no software IPSE.Pro	43
4.1	Configuração 1 – Motor ciclo Otto – Projeto COCEGUR (<i>Shneider et al, 2003</i>)	50
4.2	Gerador de Vapor- Modelo simplificado e modelo completo	51
4.3	Visão simplificada do sistema de co-geração com motor ciclo Otto	52
4.4	Representação do conjunto motor ciclo Otto	53

4.5	Representação completa do sistema de co-geração com motor a combustão interna ciclo Otto	55
4.6	Configuração 2 – Turbina a gás ciclo Brayton – Proposta COCEGUR	58
4.7	Sistema de co-geração com turbina ciclo Brayton	59
4.8	Eficiência mecânica turbina ciclo Brayton	61
4.9	Configuração 3 – Gerador de vapor superaquecido e turbina a vapor – Proposta COCEGUR	62
4.10	Sistema simplificado da configuração com gerador de vapor superaquecido e turbina a vapor de contrapressão	63
4.11	Modelo de gerador de vapor superaquecido	64
4.12	Sistema completo da configuração com gerador de vapor superaquecido e turbina a vapor de contrapressão	65
4.13	Comportamento estimado da eficiência mecânica da turbina em contrapressão	66
4.14	Eficiência exergética e energética das configurações em diversas situações de demanda de energia térmica e elétrica	69
4.15	Equipamentos com maiores valores de exergia destruída para cada configuração	70
4.16	Consumos de combustível nas configurações simuladas separados em GN1 e GN2	71
5.1	Comparação entre taxas de custos dos produtos antes e depois das alterações – Planta 1	99
5.2	Comparação entre taxas de custos dos produtos antes e depois das alterações – Planta 2	103
5.3	Comparação entre taxas de custos dos produtos antes e depois das alterações – Planta 3	107
5.4	Variação percentual das eficiências exergéticas e das taxas de custos dos produtos das configurações estudadas	109

ÍNDICE DE TABELAS

2.1	Preços de bombas em função da faixa de potência elétrica	17
2.2	Preços de compressores em função da faixa de potência elétrica	17
2.3	Preços de trocadores de calor em função da faixa de potência térmica	18
2.4	Premissas econômicas e de operação para avaliação exergoeconômica	19
3.1	Comparação dos valores de exergia física e química obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan,1996	44
3.2	Taxas de custo de Investimento e O&M (Z)	45
3.3	Comparação dos valores de taxa de custo obtidos no programa IPSE.pro e resultados conhecidos	45
4.1	Demandas de operação do sistema	48
4.2	Carga para o período de alta produção usada como parâmetros de projeto	49
4.3	Dados do motor Waukesha MODEL L5790G	56
4.4	Variáveis de decisão da planta 1	57
4.5	Variáveis de decisão da planta 2	60
4.6	Variáveis de decisão da planta 3	67
4.7	Situações de demanda de energia do curtume	68
4.8	Exergia destruída e eliminada em cada planta	69
5.1	Custo de compra dos equipamentos (CCE) para primeira configuração	74
5.2	Taxa de custo de Investimento e O&M Z_k para equipamentos da planta 1	77
5.3	Resultados exergoeconômicos da simulação da planta 1	81
5.4	Custo de compra dos equipamentos (CCE) para segunda configuração	83
5.5	Taxa de custo de Investimento e O&M Z_k para equipamentos da planta 2	84
5.6	Resultados exergoeconômicos da simulação da planta 2	87
5.7	Custo de compra dos equipamentos (CCE) para terceira configuração	88
5.8	Taxa de custo de Investimento e O&M Z_k para equipamentos da planta 3	90
5.9	Resultados exergoeconômicos da simulação da planta 3	93
5.10	Dados para avaliação do sistema – planta 1	95
5.11	Resultados após modificações dos valores das variáveis de decisão - planta 1	97

5.12	Dados para avaliação do sistema – planta 2	100
5.13	Resultados após modificações dos valores das variáveis de decisão - planta 2	101
5.14	Dados para avaliação do sistema – planta 3	104
5.15	Dados para avaliação após as alterações – planta 3	106

LISTA DE SÍMBOLOS

Simbolo	Descrição	Unidade
A	Série uniforme anual	\$/ano
$A_{COMBUSTÍVEL}$	Custo uniforme anualizado de combustível	\$/ano
$A_{O\&M}$	Custo uniforme anualizado de operação e manutenção	\$/ano
A_{IT}	Custo uniforme anualizado de investimento	\$/ano
C	Taxa de custo	\$/h
c	Custo exergético	\$/kJ ou \$/GJ
CCE	Custo de Compra dos Equipamentos	\$
c_{comb}	Custo atual do combustível	\$/kg
$Custo_{O\&M}$	Custo atual de operação e manutenção anual	\$/ano
$Custo_{combustível}$	Custo atual de combustível anual	\$/ano
$C_{O\&M\ m}$	Custo corrigido de operação e manutenção para anos futuros	\$/ano
$c_{combustível}$	Custo exergético de combustível	\$/kJ ou \$/GJ
$c_{produto}$	Custo exergético de produto	\$/kJ ou \$/GJ
C_d	Taxa de custo da exergia destruída	\$/h
$C_{comb\ m}$	Custo corrigido do combustível para anos futuros	\$/ano
e_x	Exergia específica	KJ/kg
\bar{e}_K^{CH}	Exergia química específica padrão do gás k	kJ/kg
ε	Eficiência exergética	%

η_a	Eficiência energética do motor ciclo Otto, da turbina a gás ciclo Brayton e da turbina a vapor	%
$\eta_a \text{ nom}$	Eficiência nominal da turbina a gás ciclo Brayton da configuração 2	%
Ex_D	Exergia destruída	kJ
Ex_L	Exergia perdida	kJ
Ex	Exergia total	kJ
Ex^{CH}	Exergia química	kJ
Ex^{KN}	Exergia cinética	kJ
Ex^{PH}	Exergia física	kJ
Ex^{PT}	Exergia potencial	kJ
f	Fator exergoeconômico	%
FCP	Fração de capital próprio	%
FCT	Fração de capital de terceiros	%
h	Entalpia específica	kJ/kg
i_a	Inflação anual projetada	%
$i_{a \text{ comb}}$	Aumento anual esperado sobre o preço do combustível	%
$i_{C \text{ terc}}$	Taxa de juro anual sobre capital de terceiros	%
$i_{C \text{ prop}}$	Remuneração anual sobre capital próprio	%
IO	Custos de testes inicialização de operação	\$
IT	Investimento Total	\$

\dot{m}	Vazão mássica	Kg/s
M	Massa molar	Kg/kmol
n	Período (na equação 2.29)	anos
$n_{combustível}$	Número de móles de combustível	kmol
n_{AR}	Número de móles de ar	kmol
n_{GC}	Número de móis gas de combustão	kmol
η	Eficiência energética das plantas	%
η_{ISE}	Eficiência isentrópica	%
p	Pressão	bar
P	Capital principal ou Valor presente	\$
PCI	Poder Calorífico Inferior	kJ/kg
$P_{comb\ m}$	Valor presente do custo corrigido do combustível	\$/ano
$P_{O\&M\ m}$	Valor presente do custo corrigido de operação e manutenção	\$/ano
p_o	Pressão do estado de referência	K
Q	Potência térmica	kW
Q_{TOTAL}	Potência exigida para alimetação do motor	kW
Q_{RESF}	Energia rejeitada para as camisas do motor ciclo Otto da configuração 1	kW
Q_{GC}	Calor rejeitado para os gases de combustão no motor ciclo Otto da configuração 1	kW
Q_{LOSS}	Calor perdido para o meio no motor ciclo Otto da configuração 1	kW

r	Diferença relativa entre os custos de produto e de combustível	%
s	Entropia específica	kJ/(kg K)
S	Valor futuro	\$
T_o	Temperatura do estado de referência	°C
T	Temperatura	K e °C
TOA	Tempo de operação anual do sistema	h
T_{GC}	Temperatura de gases de combustão no motor ciclo Otto da configuração 1	kW
v	Volume específico	m ³ /kg
VU	Vida útil esperada	anos
X	Fração mássica de um componente em uma mistura	kg/kg
W	Potência no eixo	kW
W_{M1}	Potência nominal no eixo do motor ciclo Otto configuração 1	kW
W_{nom}	Potência nominal no eixo da turbina a gás ciclo Brayton da configuração 2	kW
Z_k	Taxa de custo de investimento e operação e manutenção	\$/h
y_d	Razão de exergia destruída	%
Y	Fração molar de um componente em uma mistura	kmol/kmol
$\bar{\lambda}$	Razão ar combustível	kmol /kmol
λ	Excesso de ar mássico (definido pela equação 2.15)	kg /kg

1. INTRODUÇÃO

1.1. Apresentação

Nos últimos anos tem-se observado uma retração nos investimentos em expansão de geração de energia elétrica no Brasil, seguido ainda por problemas de desabastecimento que levaram ao racionamento de energia elétrica, conhecido como “apagão”, ocorrido em 2001. Juntando-se a isto a expectativa de crescimento econômico para os próximos anos, é natural a preocupação de setores industriais com uma possível falta de oferta de energia elétrica no futuro.

O inevitável esgotamento dos combustíveis fósseis, junto com as grandes variações de preços do petróleo no mercado internacional, também tem sido uma constante fonte de preocupação.

Outro fator que tem chamado fortemente a atenção é a questão ambiental, que está diretamente relacionada com a produção de energia elétrica e a emissão de CO_2 e CO , que provocam o efeito estufa.

Todos estes fatores têm contribuído para a busca de novas tecnologias para a produção de energia elétrica, principalmente em termelétricas baseadas em combustíveis fósseis e a conseqüente produção de CO_2 . Mesmo no Brasil, onde a maior parte da energia elétrica é obtida através do uso de recursos hídricos, tem crescido o interesse pela aplicação de termelétricas como alternativa para suprir o crescimento de demanda e evitar uma possível escassez de energia elétrica.

A introdução do gás natural importado da Bolívia e da Argentina na matriz energética brasileira, bem como as recentes notícias de descobertas de significativas reservas deste gás no Brasil, tem motivado a busca de alternativas de produção de energia elétrica concomitante com energia térmica, a chamada co-geração.

Sob a ótica da demanda, um grande número de processos industriais necessita de energia elétrica e energia térmica concomitantemente. Como os equipamentos existentes para geração de energia elétrica através de combustão de gás natural, ou outro combustível, têm um grande rejeito de energia térmica (na ordem de 70 %), esta energia térmica pode ser aproveitada também para o processo.

O presente trabalho foi motivado por esta necessidade de explorar tecnologias que aumentem o aproveitamento da energia existente em um combustível, que diminuam a emissão de gases de combustão, além de evidentemente diminuir o custo da energia elétrica e de outros produtos de uma usina de co-geração, tais como vapor e água quente.

Como estudo de caso foram empregados os dados de um curtume real constantes no projeto de Co-geração a Gás Natural em Curtumes – COGECUR (Schneider et al, 2003). Este é resultante de uma parceria entre a Universidade Federal do Rio Grande do Sul, UFRGS, Transportadora brasileira Gasoduto Bolívia-Brasil – TBG, Petróleo Brasileiro S.A. - PETROBRAS, e Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul – SULGÁS, fazendo parte da carteira de projetos da Rede Gás Energia. Nele foram levantadas as demandas de energia de um curtume real e foram propostas três alternativas de plantas de co-geração capazes de atendê-las, finalizando com um estudo de viabilidade econômica.

A avaliação de processos de co-geração do ponto de vista da eficiência exergética e a aplicação de um método para obter um melhor desempenho de uma planta podem gerar importantes economias, tanto no investimento necessário para implementá-las quanto nos valores gastos no funcionamento das mesmas. Contribuir para o desenvolvimento de ferramentas para este fim foi motivação importante para este estudo. Assim, o trabalho realizado visa empregar ferramentas de análise exergética e posteriormente de exergoeconomia em plantas de co-geração.

1.2. Revisão Bibliográfica

No que tange à bibliografia sobre co-geração e exergoeconomia, encontra-se Tsatsaronis e Winhold, 1985, que apresentam um método genérico para identificar e distribuir custos de co-geração, o método permite a avaliação monetária dos custos causados pelas irreversibilidades e também a comparação destes custos com os custos de investimento e de operação e manutenção de cada equipamento da planta. Em uma segunda parte os autores aplicam a metodologia em uma planta de geração de energia elétrica a carvão dimensionada para produção de 500 MW.

Tsatsaronis (1993), propõe uma metodologia para análise exergoeconômica, chamada *Exergoeconomics*, primeiramente descreve o histórico do desenvolvimento da análise termoeconômica, aplica a metodologia em um problema teórico como exemplo, faz a avaliação econômica, apresenta a metodologia para melhoramento do desempenho de plantas térmicas e por fim discute a otimização de plantas. Este método define a taxa de custo por corrente de fluido ou eixo e permite a distribuição dos custos exergéticos por correntes e eixos.

Lozano e Valero, 1993, publicaram a teoria do custo exergético que propõe outra metodologia para avaliação exergoeconômica de sistemas térmicos, chamado *Teoria do Custo Exergético*. O trabalho discute os fundamentos e critérios para o processo de formação de custos para os insumos de um sistema. Aplica o conceito de combustível e produto para cada equipamento e descreve o modelo matemático para montagem do sistema de equações para distribuição de custos. A teoria do custo exergético também é um método capaz de calcular o custo de todos os fluxos de massa, calor e trabalho em sistemas térmicos, baseado numa matriz de custos que leva em conta o processo de distribuição de exergia entre as correntes de massa e eixos.

Sobre co-geração e exergoeconomia, ressalta-se ainda o trabalho de Valero et al.(1994), onde se encontra a apresentação de um caso conhecido como *problema CGAM*, nome derivado das iniciais de seus autores (Christos Frangopolos, George Tsatsaronis, Antônio Valero e Michael Von Spakovsky). Trata-se de um problema de co-geração de energia elétrica e vapor com demandas definidas de 30 MW de energia elétrica e 14 kg/s de vapor saturado a pressão de 20 bar. O sistema é alimentado com gás natural e é composto por turbina a gás, com um pré-aquecedor que aproveita o calor do gás de combustão para aquecer o ar antes da câmara de combustão, e um gerador de vapor de recuperação. O principal objetivo da resolução deste problema foi unificar as metodologias de análise termoeconômica. Além disto o problema foi sugerido como um padrão para comparação de diversas metodologias de solução de problemas de co-geração.

Bejan et al., 1996, desenvolvem a parte conceitual para simulação de plantas térmicas, fazem a aplicação dos conceitos de exergia e eficiência exergética, a avaliação econômica detalhada, a aplicação de metodologia para melhoramento de desempenho de sistemas térmicos e por fim discutem a otimização de sistemas. Paralelo à apresentação dos conceitos, os autores resolvem o *problema CGAM*.

Cerqueira e Nebra, 1999, comparam quatro metodologias de análise termoeconômica. São elas: a *TFA* (“*Thermoeconomic Functional Approach*”) de Frangopoulos, 1988; a *Exergoeconomics*, de Tsatsaronis, (op cit), a *Teoria do Custo Exergético* de Valero (op cit) e o *Método de Desagregação*, de Valero e Lozano (1994). As metodologias são aplicadas a um problema de co-geração com a mesma configuração de problema CGAM, fornecendo 10 kg/s de vapor saturado a pressão de 10 bar e com potência elétrica determinada conforme o procedimento de otimização aplicado. As metodologias mostram similaridades, diferenciando-se no tratamento dado aos custos das irreversibilidades. Na *Teoria do Custo Exergético*, este custo é ignorado e portanto fica agregado aos custos das últimas unidades da planta. Na metodologia *Exergoeconomics*, o custo das irreversibilidades é tratado separadamente como um segundo passo do trabalho. As outras duas metodologias, *TFA* e *Método da Desagregação*, dividem os custos das irreversibilidades internamente entre os subsistemas. O estudo termina concluindo que as quatro metodologias apresentam resultados equivalentes, partindo de uma definição consistente de seus subsistemas e de seus produtos, e se tratamento igual for dado às irreversibilidades.

De modo semelhante, Bedin, 2003, faz a avaliação termoeconômica de uma planta existente de co-geração híbrida Biomassa / gás natural. O estudo apresenta uma análise comparativa entre as metodologias de análise termoeconômica, *Teoria do Custo Exergético* de Valero (op cit) e *Exergoeconomics*, de Tsatsaronis, (op cit). Conclui que os resultados obtidos através das duas metodologias são equivalentes.

No PROMEC (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica) alguns trabalhos devem ser destacados:

Fonseca Jr., 2003, simula uma usina termelétrica existente em Copenhague, combinando produção de energia elétrica e calor, em diversas situações de carga. Cada componente da planta é modelado de acordo com as equações de balanço de massa e energia. O sistema é resolvido através de um programa desenvolvido na linguagem computacional Fortran 90, utilizando o método das substituições sucessivas. Para possibilitar a solução do sistema o trabalho apresenta uma rotina desenvolvida para calcular as propriedades termodinâmicas da água utilizando a formulação IAPWS-IF97. O estudo apresenta também uma análise exérgica da planta.

Krahe, 2002, desenvolve as primeiras modificações na biblioteca do software utilizado no presente estudo, inserindo um novo modelo de trocador de calor, com fator de correção para a diferença média logarítmica de temperatura.

Paz, 2002, estuda a um ciclo Rankine, considerando curvas de performance para a turbina e perda de carga na tubulação.

Panosso, 2003, realiza estudo comparativo dos métodos de solução de sistema de equações por Substituição Sucessivas e por Newton-Raphson para um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração.

1.3. Objetivos

Pretende-se resolver um problema real de co-geração através de diferentes configurações de equipamentos, compará-las do ponto de vista econômico e de eficiência exergética. Busca-se aplicar um método de avaliação e melhoramento de desempenho na três configurações e com isto contribuir para o desenvolvimento do método.

Para a simulação das plantas é necessário fazer modificações na biblioteca de um software comercial, implementando novas rotinas para cálculo das exergias, eficiências, variáveis exergoeconômicas e para a aplicação da metodologia de melhoramento de sistemas de co-geração. A nova biblioteca deve ser uma nova ferramenta genérica capaz de resolver outros problemas exergoeconômicos.

1.4. A Dissertação por Capítulos

Esta dissertação está dividida em seis capítulos. O primeiro contém a apresentação e os objetivos do trabalho seguido da apresentação da bibliografia utilizada.

No capítulo 2 consta a fundamentação teórica utilizada no desenvolvimento do trabalho. Primeiramente são apresentados os conceitos de combustão e o método para determinar a

composição dos gases de combustão, e em seguida têm-se as definições de exergia física e química. Posteriormente são apresentados os conceitos de exergoeconomia e por último é descrito o método para avaliação e melhoramento do desempenho das plantas de co-geração.

A descrição do programa utilizado para realizar a simulação das plantas de co-geração e as modificações feitas na biblioteca do programa estão no capítulo 3. Neste capítulo está também a resolução do problema utilizado como parâmetro para validação das modificações feitas no programam computacional.

O problema de co-geração é apresentado no capítulo 4, onde três configurações são propostas como solução e são simuladas no programa computacional desenvolvido no capítulo 3. São obtidas as eficiências exergéticas e energéticas de cada planta. Os resultados são comparados e analisados.

No capítulo 5 é feita a análise exergoeconômica das três configurações, os custos dos produtos de co-geração são determinados e comparados. Posteriormente o método para avaliação e melhoramento do desempenho de plantas é aplicado para cada configuração.

As conclusões do trabalho e as sugestões para futuros desenvolvimentos constam no capítulo 6.

2. FUNDAMENTAÇÃO

Os conceitos que orientam este trabalho são apresentados neste capítulo. Primeiramente, consta a fundamentação química para obter a composição dos gases de combustão, seguida pelo equacionamento da exergia física e química, e na seqüência são mostrados os métodos utilizados para se calcular a eficiência exérgica de cada equipamento. Por último, tem-se a caracterização de exergoeconomia e é apresentado o método para avaliação e melhoramento de uma planta através de variáveis calculadas para cada equipamento.

2.1. Combustão

É na câmara de combustão que ocorre uma grande transferência da energia química do combustível para os produtos de combustão ou para o eixo de um equipamento acionador. O estudo de eficiência e otimização dessas plantas exige que este processo seja bem conhecido e quantificado. A seguir serão apresentados alguns conceitos e definições pertinentes aos processos de combustão.

A combustão propriamente dita é a reação onde as ligações químicas entre as moléculas dos reagentes são quebradas e formam um terceiro produto que é chamado de produto de combustão ou gás de combustão. A rápida oxidação dos elementos combustíveis resulta em liberação de energia à medida que os produtos de combustão são formados. Na combustão, um dos reagentes é chamado oxidante ou comburente e o outro é combustível. [Moran e Shapiro, 2002].

O oxigênio pode ser fornecido para a reação puro ou, na maioria das vezes, misturado a componentes do ar. O oxigênio puro é utilizado em casos onde se deseja atingir temperaturas mais elevadas dos produtos de combustão. O nitrogênio praticamente não participa da combustão e dificulta a obtenção de temperaturas mais elevadas. Além disso, poderá ocorrer formação de óxidos de nitrogênio que são fontes importantes de poluição de ar. No entanto, devido ao alto custo para obtenção do oxigênio puro, emprega-se ar na maioria das aplicações para fornecer o oxigênio necessário para a reação de combustão.

Os combustíveis fósseis têm hidrogênio e carbono na sua formação básica, podendo existir também enxofre, além de outros menos importantes.

Considerando os combustíveis formados por estes três elementos (C, H e S) e o comburente sendo oxigênio (O_2) a reação de combustão forma basicamente CO_2 , H_2O e SO_2 , através das reações:



Uma queima completa ocorre quando o todo o carbono existente no combustível forma CO_2 , todo o hidrogênio forma H_2O e todo o enxofre é usado na formação de SO_2 .

Para que ocorra queima completa é necessário que exista oxigênio suficiente para atender toda a demanda, isto é, é preciso que a quantidade de oxigênio para alimentar a combustão seja o bastante para que não sobre hidrogênio, carbono ou enxofre livres e também que não ocorra formação de outros produtos como CO ou H_2S . Na maioria dos processos a quantidade de ar fornecida para a reação costuma ser um pouco maior que a quantidade estequiométrica, a razão ar combustível $\bar{\lambda}$, em base molar é dada por [Bejan, 1996]:

$$\bar{\lambda} = \frac{n_{\text{combustível}}}{n_{AR}} \quad (2.4)$$

onde $n_{\text{combustível}}$ é a quantidade de mols do combustível e n_{AR} a quantidade de mols de ar.

De forma genérica, um combustível gasoso puro (sem cinzas ou outras impurezas), pode conter os seguintes componentes: metano (CH_4), etano (C_2H_6), propano (C_3H_8), hidrogênio (H_2), água (H_2O), dióxido de enxofre (SO_2), argônio (Ar), nitrogênio (N_2), oxigênio (O_2), monóxido de carbono (CO), sulfeto de hidrogênio (H_2S), dióxido de carbono (CO_2).

Para calcular a composição do produto de combustão, é considerada também uma composição genérica para o ar: argônio (Ar), nitrogênio (N_2), oxigênio (O_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O).

O símbolo X representa a fração molar de cada componente, dado em kg do componente por kg total de combustível, ar ou gás de combustão, de acordo com o índice.

Através do ajuste de coeficientes estequiométricos da equação química são obtidas as frações mássicas dos componentes do gás de combustão, desde que sejam conhecidas as composições do combustível e do ar.

As frações mássicas dos componentes do gás de combustão são obtidas usando as equações que seguem:

$$\dot{m}_{GC} [X_{Ar}]_{GC} = \dot{m}_{AR} [X_{Ar}]_{AR} + \dot{m}_{combustível} [X_{Ar}]_{combustível} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{GC} [X_{CO_2}]_{GC} = & \dot{m}_{AR} [X_{CO_2}]_{AR} + \dot{m}_{combustível} [X_{CO_2} + \frac{M_{CO_2}}{M_{CH_4}} X_{CH_4} \\ & + 2 \frac{M_{CO_2}}{M_{C_2H_6}} X_{C_2H_6} + 3 \frac{M_{CO_2}}{M_{C_3H_8}} X_{C_3H_8} + \frac{M_{CO_2}}{M_{CO}} X_{CO}]_{combustível} \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{GC} [X_{H_2O}]_{GC} = & \dot{m}_{AR} [X_{H_2O}]_{AR} + \dot{m}_{combustível} [X_{H_2O} + \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2}} X_{H_2} + 2 \frac{M_{H_2O}}{M_{CH_4}} X_{CH_4} \\ & + 3 \frac{M_{H_2O}}{M_{C_2H_6}} X_{C_2H_6} + 4 \frac{M_{H_2O}}{M_{C_3H_8}} X_{C_3H_8} + \frac{M_{H_2O}}{M_{H_2S}} X_{H_2S}]_{combustível} \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_{GC} [X_{N_2}]_{GC} = \dot{m}_{AR} [X_{N_2}]_{AR} + \dot{m}_{combustível} [X_{N_2}]_{combustível} \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_{GC} [X_{SO_2}]_{GC} = \dot{m}_{AR} [X_{SO_2}]_{AR} + \dot{m}_{combustível} [X_{SO_2} + \frac{M_{SO_2}}{M_{H_2S}} X_{SO_2}]_{combustível} \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{GC} [X_{O_2}]_{GC} = & \dot{m}_{AR} [X_{O_2}]_{AR} + \dot{m}_{combustível} [X_{O_2}]_{combustível} \\ & - \dot{m}_{combustível} [\frac{M_{O_2}}{M_{H_2}} X_{H_2} + 4 \frac{M_{O_2}}{M_{CH_4}} X_{CH_4} + 7 \frac{M_{O_2}}{M_{C_2H_6}} X_{C_2H_6} \\ & + 10 \frac{M_{O_2}}{M_{C_3H_8}} X_{C_3H_8} + \frac{M_{O_2}}{M_{CO}} X_{CO} + 3 \frac{M_{O_2}}{M_{H_2S}} X_{H_2S}]_{combustível} \end{aligned} \quad (2.10)$$

As Equações (2.5) a (2.10) podem ser utilizadas para determinar a composição do gás resultante em uma combustão que envolva qualquer combustível cuja composição contenham os componentes usados nesta demonstração.

O excesso de ar é escrito em base mássica, λ :

$$[X_{O_2}]_{AR} \dot{m}_{AR} (\lambda - 1) = \lambda [X_{O_2}]_{GC} \dot{m}_{GC} \quad (2.11)$$

Onde X_{O_2} é a fração de oxigênio no ar e no gás de combustão, conforme o índice, e \dot{m} é a vazão mássica de ar e gás de combustão, também conforme identificação do índice.

2.2. Exergia

A exergia é definida por Bejan et al. (1996), como sendo o máximo trabalho reversível que pode ser obtido quando dois sistemas em estados diferentes são colocados em contato até que encontrem o equilíbrio termodinâmico, quando um desses sistemas é um sistema previamente conhecido, chamado de ambiente de referência de exergia.

O ambiente de referência está relacionado à vizinhança do sistema, porém é necessário distinguir entre vizinhança imediata e ambiente de referência. A vizinhança imediata é onde as propriedades intensivas, tais como temperatura e pressão, podem variar conforme as modificações do sistema. O ambiente de referência designa uma parte maior da vizinhança, a uma distância tal que as propriedades intensivas não sofrem modificações influenciadas por processos que envolvam o sistema.

Para o completo entendimento do conceito de exergia é preciso conceituar também o estado morto, definido como aquele em que uma quantidade fixa de matéria em consideração pode ser imaginada como selada em um invólucro impermeável, portanto sem possibilidade de escoamento de massa, em repouso em relação ao ambiente, e internamente em equilíbrio na temperatura e pressão do ambiente. No estado morto, tanto o sistema quanto o ambiente possuem energia, mas não possuem exergia, pois não há possibilidade de uma variação espontânea no interior do ambiente ou do sistema, nem pode haver uma variação entre eles.

A exergia é uma medida do desvio do estado de um sistema quando comparado ao estado do ambiente, portanto é um atributo de ambos, sistema e ambiente. No entanto, uma vez especificado o estado do ambiente, pode-se considerar exergia como sendo uma propriedade do sistema.

2.2.1 Exergia Física

Segundo Bejan (op cit), considera-se que a exergia total de um sistema pode ser dividida em quatro componentes: exergia física, Ex^{PH} , exergia química, Ex^{CH} , exergia cinética, Ex^{KN} , e exergia potencial, Ex^{PT} , como segue:

$$Ex = Ex^{PH} + Ex^{CH} + Ex^{KN} + Ex^{PT} \quad (2.12)$$

Considerando que a velocidade do sistema e a altura sejam nulas em relação ao ambiente ($Ex^{KN} = Ex^{PT} = 0$), a exergia passa a ser a combinação da exergia física e exergia química, que é o caso analisado neste trabalho.

Para um volume de controle, a exergia física para o escoamento único é dada por:

$$Ex^{PH} = \dot{m} [(h - h_o) - T_o (s - s_o)] \quad (2.13)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica (kg/s), T_o é a temperatura do estado de referência (K), h e s são a entalpia específica (kJ/kg) e a entropia específica (kJ/(kg K)) do fluido, respectivamente. O índice “o” corresponde ao estado de referência.

Quando a exergia física do sistema é zero pode-se dizer que o mesmo está em equilíbrio térmico e mecânico com o ambiente, ou ainda que a contribuição térmica e mecânica é nula.

2.2.2 Exergia Química

A exergia química, E^{CH} , deve ser analisada diferentemente para fluidos que fazem parte da composição do ar e para fluidos combustíveis.

O primeiro caso se refere aos gases N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O e outros que estão presentes no ar ambiente com a temperatura T_o e pressão parcial $p_K^e = Y_K^e p_o$, onde Y_K^e é a fração molar do gás K no ambiente de referência e p_o a pressão do ar ambiente. A exergia química específica padrão é dada por:

$$\bar{e}_K^{CH} = -RT_o \ln \left(\frac{Y_K^e p_o}{p_o} \right) \quad (2.14)$$

Os valores resultantes para as principais substâncias se encontram no anexo 2, segundo Ahrendts (1980).

Considerando uma mistura de N gases, cada um deles um gás presente no ar ambiente, a exergia química da mistura é calculada através da seguinte equação:

$$Ex^{CH} = \frac{\dot{m}}{M} \sum Y_K \bar{e}_K^{CH} + RT_o \sum Y_K \ln(Y_K) \quad (2.15)$$

onde:

Y_K - Fração do gás “K” na mistura de gases, em kmol/kmol;

\bar{e}_K^{CH} - Exergia específica padrão molar em kJ / kmol;

R - Constante universal dos gases (8,314 kJ / (kg K))

M - Massa molar da mistura em kg / kmol;

Para determinar a exergia química de um gás de combustão, é idealizada uma reação de combustão, onde tanto o combustível como o ar entram em temperatura e pressão do estado morto e os produtos da combustão também saem nas condições do ambiente, pois queremos conhecer apenas o trabalho máximo reversível obtido na reação química. Deste modo a água que sai desta reação, junto com os demais componentes do gás de combustão, deve ser considerada com o título para a temperatura do ambiente de referência e para a pressão parcial de vapor definida pela composição do gás (T_o e $p_{H_2O} = Y_{H_2O} p_o$).

Para o outro caso, onde são considerados os gases combustíveis, a exergia química deve ser calculada idealizando uma reação do combustível com outra substância cuja exergia seja conhecida, mais especificamente com o ar ou com uma mistura de gases que compõem o ar.

Os valores de exergia química padrão para uma série de combustíveis encontram-se em Bejan et al (1996).

2.2.3 Eficiência Exergética dos Equipamentos

A eficiência exergética ε é dada pelo quociente das exergias do produto e do combustível, como segue:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{produto}}{Ex_{combustível}} \quad (2.16)$$

Vários equipamentos são apresentados nas figuras que seguem, junto com seus respectivos equacionamentos para a eficiência exergética. Nessas equações, W_G é o trabalho realizado pelo gerador de energia elétrica, Ex_{GC} , Ex_{GN} , Ex_{AR} , $Ex_{S_AG_ARREF}$, $Ex_{E_AG_ARREF}$, respectivamente as exergias dos gases de combustão, do gás natural, do ar, da água de arrefecimento do motor na saída e da água de arrefecimento do motor na entrada. Finalmente, lembra-se que Ex é a soma da exergia física (Ex^{PH}) com a exergia química (Ex^{CH}).

MOTOR CICLO OTTO –

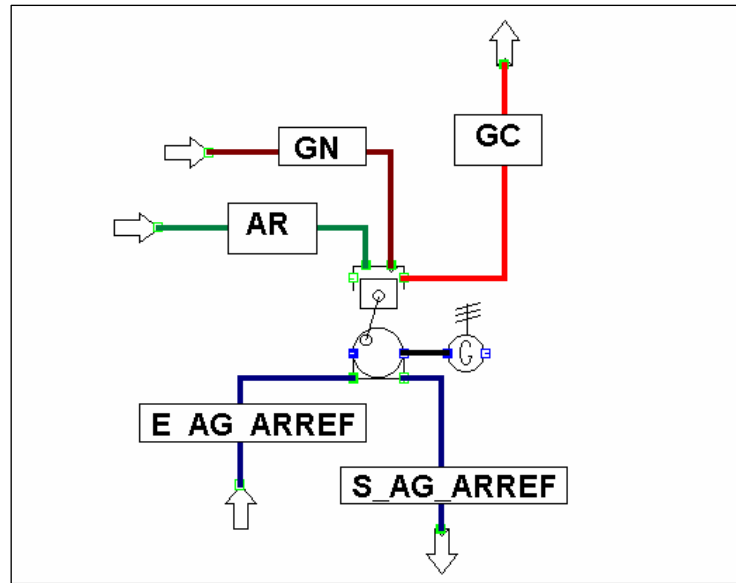


Figura. 2.1 Motor combustão ciclo Otto

$$\varepsilon = \frac{W_G + (Ex_{S_AG_ARREF} - Ex_{E_AG_ARREF}) + Ex_{GC}}{Ex_{GN} + Ex_{AR}} \quad (2.17)$$

TURBINA CICLO BRAYTON –

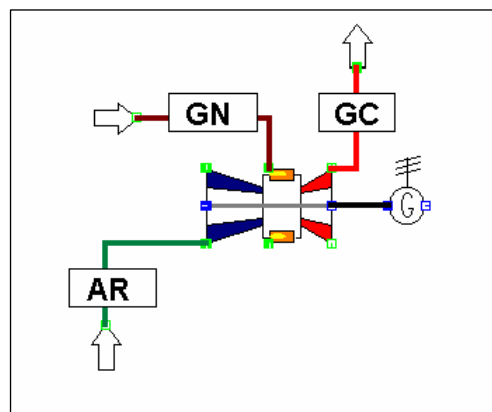


Figura. 2.2 Turbina a gás ciclo Brayton

$$\varepsilon = \frac{W_G + Ex_{GC}}{Ex_{GN} + Ex_{AR}} \quad (2.18)$$

COMBUSTOR –

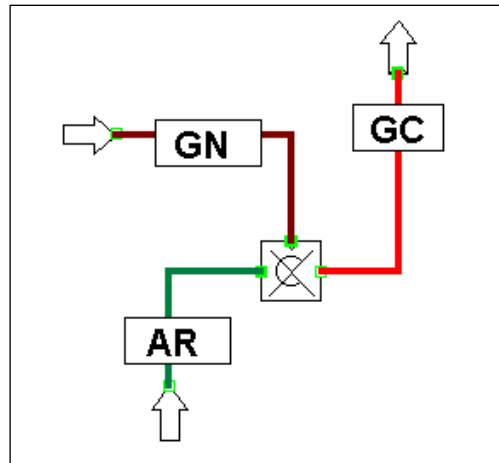


Figura. 2.3 Câmara de combustão

$$\varepsilon = \frac{Ex_{GC}^{PH} + Ex_{GC}^{CH}}{Ex_{GN}^{PH} + Ex_{GN}^{CH} + Ex_{AR}^{PH} + Ex_{AR}^{CH}} \quad (2.19)$$

BOMBA E COMPRESSOR - Considerando Ex_S a exergia de saída do fluido e Ex_E a exergia de entrada do fluido na bomba e no compressor

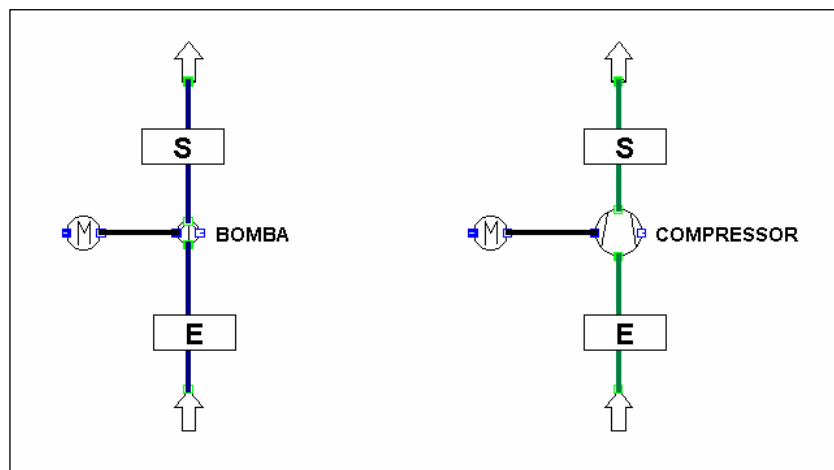


Figura. 2.4 Bomba e Compressor

$$\varepsilon = \frac{Ex_S - Ex_E}{W_{BOMBA}} \quad (2.20)$$

$$\varepsilon = \frac{Ex_S - Ex_E}{W_{COMPRESSOR}} \quad (2.21)$$

TROCADORES DE CALOR - Conforme o objetivo do trocador, há uma mudança na forma como se calcula sua eficiência exergética. Sendo Ex_{QE} e Ex_{QS} as exergias de entrada e saída da corrente, quente em kW, e, Ex_{FS} e Ex_{FE} as exergias da corrente fria de saída e entrada no trocador de calor, também em kW, a eficiência exergética é calculada dos seguintes modos:

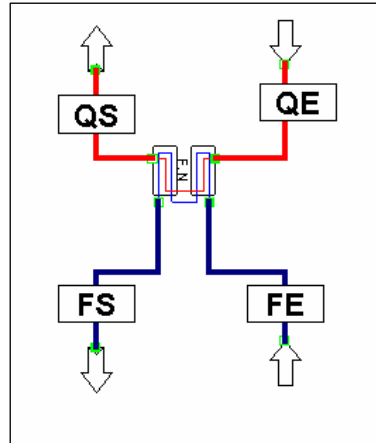


Figura. 2.5 Trocador de calor

- Aquecimento da corrente fria:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{FS} - Ex_{FE}}{Ex_{QE} - Ex_{QS}} \quad (2.22)$$

- Resfriamento da corrente quente:

$$\varepsilon = \frac{Ex_{QE} - Ex_{QS}}{Ex_{FS} - Ex_{FE}} \quad (2.23)$$

2.3. Análise Exergoeconômica

Exergoeconomia é o nome dado para a unificação de duas ciências importantes para o estudo de sistemas térmicos, conectando a avaliação econômica de uma planta às suas variáveis termodinâmicas. A utilização da exergia como principal indicador de custo é muito importante pois traz para a análise a visão da segunda lei e permite medir o custo da exergia destruída devido às irreversibilidades do sistema ou a exergia perdida nos diversos processos.

2.3.1 Custo do Investimento:

Com o objetivo de avaliar a aplicabilidade dos modelos propostos, para compará-los e também para otimizá-los, se faz necessário conhecer os custos envolvidos em todos os processos, tais como: custos de compra e instalação dos equipamentos, de operação, de manutenção, e outros, levando em conta o fluxo de aplicação destes recursos, inflação, despesas financeiras, etc.

Inicialmente é necessário levantar os custos de compra dos equipamentos (CCE – Custo de Compra dos Equipamentos) e, segundo Bejan (op cit), a partir destes valores definir o investimento necessário para construção da planta (*IT* – Investimento Total). Este valor deve englobar desde o custo de projeto até os valores despendidos com os testes e a inicialização da operação (*IO*).

Para este estudo, os preços de compra dos equipamentos são definidos em função da potência elétrica para bombas e compressores, e de acordo com a potência térmica para os trocadores de calor, conforme as Tabelas 2.1 a 2.3. A determinação exata dos preços de equipamentos não foi um objetivo do presente trabalho, e por isso os valores das tabelas são estimados e a unidade de valor monetário, \$, não é real.

Tabela. 2.1 – Preços de bombas em função da faixa de potência elétrica

BOMBAS	
Entre 0,1 e 1 kW	\$ 15,00
Entre 1 e 5 kW	\$ 60,00
Entre 5 e 10 kW	\$ 100,00
Entre 10 e 20 kW	\$ 115,00
Entre 20 e 30 kW	\$ 130,00
Entre 30 e 40 kW	\$ 145,00

Tabela. 2.2 – Preços de compressores em função da faixa de potência elétrica

COMPRESSOR	
Entre 0,1 e 10 kW	\$ 350,00
Entre 10 e 20 kW	\$ 750,00
Entre 20 e 30 kW	\$ 800,00
Entre 30 e 40 kW	\$ 850,00
Entre 40 e 50 kW	\$ 900,00

Tabela.2.3 – Preços de trocadores de calor em função da faixa de potência térmica

TROCADORES DE CALOR	
Entre 0,1 e 50 kW	\$ 150,00
Entre 50 e 100 kW	\$ 500,00
Entre 100 e 200 kW	\$ 3.000,00
Entre 200 e 300 kW	\$ 5.000,00
Entre 300 e 500 kW	\$ 10.000,00
Entre 500 e 1000 kW	\$ 13.000,00
Entre 1000 e 2000 kW	\$ 15.000,00

Uma vez definido o custo de compra dos equipamentos (CCE_k) o investimento total (IT) é estimado conforme Bejan et al. (1996), determinando os custos de fase de implementação do projeto em função do $\sum CCE_k$:

- Instalação de equipamentos: 33 %;
- Tubulações: 35 %;
- Instrumentação e controle: 12 %;
- Instalação elétrica: 13 %;
- Terreno: 5 %;
- Estrutura civil, projeto arquitetônico e construção: 21 %;
- Serviços e utilidades (seguros, administração, etc.) 35 %;
- Supervisão: 20 %;
- Construção: 38 %;
- Contingências: 47 %;
- Testes e inicialização de operação: 12 %;
- Capital de giro 17 %;
- Custo de licenças e impostos: 13 %;
- Reserva de fundos usados durante a construção: 15%;

Estes valores são indicativos médios do percentual do total do CCE necessários para implementação de uma planta de co-geração. Neste trabalho, onde a determinação exata dos custos não é o objetivo, estes valores são utilizados para obtenção do Investimento Total (IT).

Aplicando os percentuais indicados sobre $\sum CCE_k$, obtém-se o Investimento Total:

$$IT = 4,16 \sum CCE_k \quad (2.24)$$

Para o presente trabalho também são assumidas as premissas mostradas na Tabela 2.4:

Tabela 2.4 – Premissas econômicas e de operação para avaliação exergoeconômica

Vida útil esperada:	VU	20 anos
Inflação anual projetada:	i_a	5%
Aumento anual esperado sobre o combustível:	$i_{a\ comb}$	6%
Taxa de juros anual sobre capital de terceiros:	$i_{C\ terc}$	12%
Remuneração anual sobre capital próprio:	$i_{C\ prop}$	14%
Fração de Capital Próprio:	F_{CP}	30%
Fração de Capital de Terceiros:	F_{CT}	70%
Custo do combustível atual:	c_{comb}	0,135 \$ / Kg de combustível
Tempo de operação anual dos sistemas:	TOA	7.446 horas (85% do ano)
Custo anual de operação de manutenção:	$Custo_{O\&M}$	5% do IT

O custo anual da planta é calculado através da soma do custo do investimento, custo de operação e manutenção e o custo do combustível, anualizados conforme a metodologia que é discutida a seguir.

Neste estudo, não são considerados os valores residuais dos equipamentos e também o custo de desmantelamento das plantas. Pode-se considerar que estes valores seriam aproximados e portanto se anulariam.

O custo anualizado A é a série uniforme a ser paga anualmente de forma que se recupere o capital principal, P , considerando a taxa de juros i , num período de n anos.

$$A = P \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}, \quad (2.25)$$

Custo anualizado de investimento A_{IT} é a série uniforme anual distribuída no período da vida útil da planta, considerando as taxas de juros sobre capital próprio e de terceiros aplicadas sobre as respectivas frações de capital, considerando também a taxa de inflação anual projetada,

Aplicando a Equação (2.25), obtém-se a equação para o custo anualizado do investimento:

$$A_{IT} = (FCP - IT) \frac{i_{C_{prop}} (1 + i_{C_{prop}})^{VU}}{(1 + i_{C_{prop}})^{VU} - 1} + (FCT - IT) \frac{i_{C_{terc}} (1 + i_{C_{terc}})^{VU}}{(1 + i_{C_{terc}})^{VU} - 1} + IT \frac{i_a (1 + i_a)^{VU}}{(1 + i_a)^{VU} - 1} \quad (2.26)$$

2.3.2 Custo do combustível:

O custo do combustível, calculado para cada ano, vai gerar uma série não uniforme, pois o gasto a cada ano será igual ao do ano anterior com o preço corrigido pela taxa de aumento anual do preço do combustível, para este caso considerada de 6%. Assim, tem-se uma série de valores, $C_{comb\ m}$, com um custo diferente para cada ano da vida útil da planta, sendo que m indica o ano correspondente.

O valor projetado a ser gasto com combustível vem da sua taxa mássica, determinada na simulação de cada sistema de co-geração. Assim para o ano corrente:

$$Custo_{combustível} = \dot{m}_{combustível} (\text{kg/s}) 3600 (\text{s/h}) TOA (\text{h/ano}) c_{comb} (\$/\text{kg}) \quad (2.27)$$

Para a correção do capital principal P , após um período de n anos, considerando uma taxa de juros i , é utilizado a Equação (2.28), onde S é o valor corrigido:

$$S = (1 + i)^n P \quad (2.28)$$

Usando a Equação (2.28), levando em conta as premissas da Tabela 2.4, para cada ano seguinte o custo corrigido $C_{comb\ m}$ é dada por:

$$C_{comb\ m} = (1 + i_{a\ comb})^m Custo_{combustível} \quad (2.29)$$

Para cada valor de $C_{comb\ m}$ é calculado, no momento presente, um valor de capital principal correspondente, $P_{comb\ m}$, considerando as taxas de recuperação de capital sobre capital próprio e de terceiros e aplicando a Equação (2.29).

$$P_{comb\ m} = \frac{FCP\ C_{comb\ m}}{(1 + i_{C\ prop})^m} + \frac{FCT\ C_{comb\ m}}{(1 + i_{C\ terc})^m} \quad (2.30)$$

Para obter um valor uniforme anual de gasto esperado com este insumo, o custo anualizado de combustível $A_{COMBUSTÍVEL}$ é aplicada novamente a Equação (2.25) que assume a forma a seguir, corrigindo o valor pela inflação:

$$A_{COMBUSTÍVEL} = \sum_{m=1}^{VU} P_{comb\ m} \frac{i_a (1 + i_a)^{VU}}{(1 + i_a)^{VU} - 1} \quad (2.31)$$

2.3.3 Custo de Operação e Manutenção:

O custo de operação e manutenção anualizado é calculado da mesma forma que o custo com o combustível, isto é, a partir do valor estimado para o gasto com manutenção e operação para o ano corrente (5% do *IT*) é determinado o valor de $C_{O\&M\ m}$ para cada um dos 20 anos usando a taxa de inflação na Equação (2.32):

$$C_{O\&M\ m} = (1 + i_a)^m\ Custo_{O\&M} \quad (2.32)$$

Posteriormente, é calculado o valor de $P_{O\&M\ m}$ usando-se as taxas de recuperação de capital.. Finalmente, é determinado o valor uniforme anualizado, ou seja, o custo anualizado de operação e manutenção, $A_{O\&M}$, usando a Equação (2.25):

$$P_{O\&M\ m} = \frac{FCP\ C_{O\&M\ m}}{(1 + i_{C\ prop})^m} + \frac{FCT\ C_{O\&M\ m}}{(1 + i_{C\ terc})^m} \quad (2.33)$$

$$A_{O\&M} = \sum_{m=1}^{VU} P_{O\&M\ m} \frac{i_a (1 + i_a)^{VU}}{(1 + i_a)^{VU} - 1} \quad (2.34)$$

2.3.4 Atribuição de custo

Para determinar a taxa de custo C em \$/h, é usada a relação [Tsatsaronis,1993]:

$$C = cEx = c (\dot{m} e_x) \quad (2.35)$$

Onde c é o custo exerético, em \$/kJ, Ex é a exergia associada em kW, \dot{m} a vazão mássica do produto, em kg/s, e e_x é a exergia específica em kJ/kg. A taxa de custo pode também estar associado ao trabalho transportado por um eixo ou ao calor cedido ou rejeitado do volume de controle, neste caso:

$$C_w = c W \quad (2.36)$$

$$C_Q = c E_Q \quad (2.37)$$

Na equação 2.38 E_Q é a exergia associada à transferência de calor Q , dada por:

$$E_Q = Q \left(1 - \frac{T_o}{T_Q}\right) \quad (2.38)$$

Onde T_Q é temperatura em que ocorre a troca de calor.

As taxas de custos associadas ao investimento e aos valores aplicados para operação e manutenção de cada equipamento Z_k , em \$/h, são verificadas através da relação entre os custos anualizados e o tempo de operação da planta durante um ano, TOA , proporcionalmente ao custo de compra do cada equipamento, CCE .

Conforme Bejan et al. (1996):

$$Z_k = \frac{A_{IT} + A_{O\&M}}{TOA} \sum CCE_k \quad (2.39)$$

Para um volume de controle, a taxa de custo de cada corrente C , em \$/h, é calculada levando em conta os valores despendidos como investimento (IT) e também os valores pagos para operação e manutenção, como mostra a figura a seguir. Os índices e e s indicam entrada e saída respectivamente:

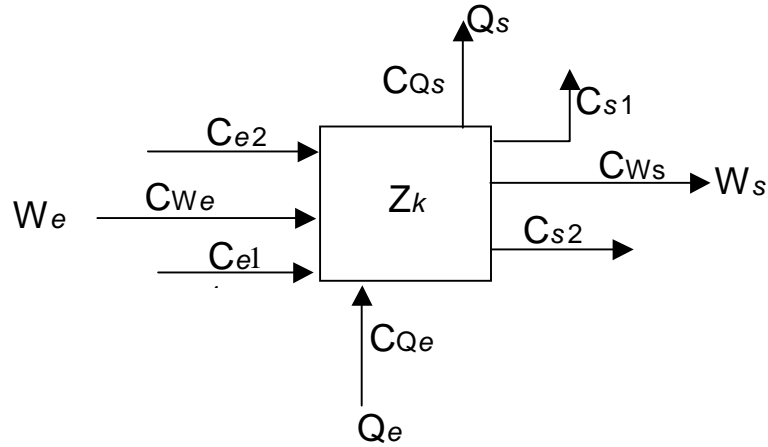


Figura 2.6 – Correntes de custos exergéticos para um volume de controle

Para este volume de controle, os custos associados a cada corrente ou eixo será dado por:

$$C_{e1} + C_{e2} + C_{Qe} + C_{We} + Z_k = C_{s1} + C_{s2} + C_{Ws} + C_{Qs} \quad (2.40)$$

Generalizando:

$$\sum C_e + \sum C_{Qe} + \sum C_{We} + Z_k = \sum C_s + \sum C_{Qs} + \sum C_{Ws} \quad (2.41)$$

As taxas de custos das correntes de alimentação de combustível são calculadas a partir do custo anualizado de combustível, $A_{COMBUSTÍVEL}$, relacionado com o tempo de operação anual do sistema, TOA .

$$C_{\text{corrente do combustível}} = \frac{A_{COMBUSTÍVEL}}{TOA} \quad (2.42)$$

Os trocadores de calor são analisados segundo seu objetivo: aquecer a corrente fria ou esfriar a corrente quente. Dependendo desta informação, uma nova equação deve ser considerada a fim de definir que o custo por unidade de exergia da corrente que não é o objetivo do equipamento deve ser mantido constante. Tomando-se as correntes mostradas na Figura 2.7:

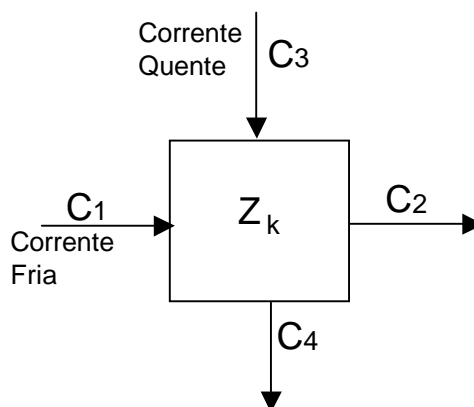


Figura 2.7 – Taxas de custo exergetico em trocador de calor

Para o caso onde o objetivo do trocador seja aquecer a corrente fria, a equação auxiliar fica:

$$c_3 = c_4 \quad \text{ou} \quad \frac{C_3}{Ex_3} = \frac{C_4}{Ex_4} \quad (2.43)$$

E, caso o objetivo seja esfriar a corrente quente, a equação auxiliar será:

$$c_1 = c_2 \quad \text{ou} \quad \frac{C_1}{Ex_1} = \frac{C_2}{Ex_2} \quad (2.44)$$

Dependendo da configuração da planta, poderá haver necessidade de inclusão de equações auxiliares para a montagem do sistema de equações de cálculo das taxas de custo. No caso de existência de nós, onde uma corrente se divide em duas ou mais, é necessário determinar como será dividida a taxa de custo entre as novas correntes.

Valores de taxas de custo de algumas correntes ou eixos podem ser declaradas, caso sejam conhecidos e a determinação do sistema de equações (número de incógnitas igual número de variáveis) seja respeitado.

A Figura 2.8 é um fluxograma que resume a metodologia para cálculo das taxas de custo e dos custos exergeticos.

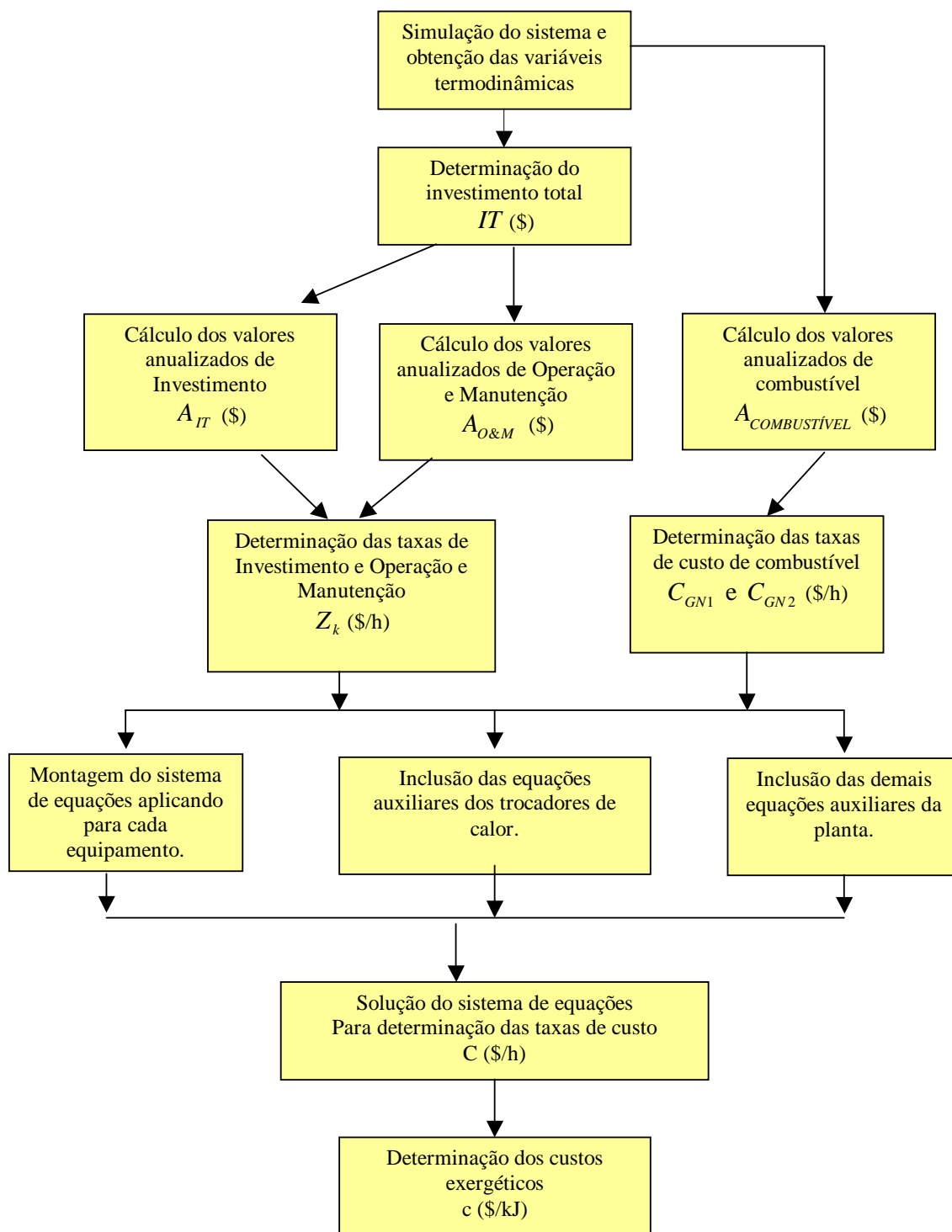


Figura 2.8 – Fluxograma da metodologia para determinação dos custos exergéticos

2.4. Metodologia para Avaliação e Melhoramento de Desempenho de Sistema de Co-Geração

O melhoramento de um sistema de co-geração consiste em utilizar os dados exergoeconômicos para mitigar as perdas e ineficiências do sistema, ou ainda, diminuir os custos dos produtos finais da planta. O método indica os critérios para definir as alterações nas variáveis de decisão, conforme o objetivo que se pretende, com os quais será obtida a melhoria no sistema.

Para este fim, certas variáveis contêm informações que são bastante importantes na avaliação do sistema. Neste trabalho, as variáveis utilizadas para avaliação do sistema são [Tsatsaronis, 1993]: exergia destruída, custo exergético de combustível, custo exergético de produto, taxa de custo da exergia destruída, diferença de custo relativa e fator exergoeconômico, além da eficiência exergética já descrita.

2.4.1 Exergia Destruída.

A exergia destruída é calculada através da mesma metodologia utilizada para determinação da eficiência exergética, ou seja, através da definição da exergia de combustível e da exergia de produto:

$$Ex_{combustível} = Ex_{produto} + Ex_D + Ex_L \quad (2.45)$$

$Ex_{combustível}$ e $Ex_{produto}$ são definidos da mesma forma que na Seção 2.2, Ex_D é a exergia destruída e Ex_L a exergia perdida.

Neste estudo é considerado que a exergia perdida é nula, e conseqüentemente a diferença entre a exergia de combustível e a exergia de produto será a exergia destruída.

$$Ex_D = Ex_{combustível} - Ex_{produto} \quad (2.46)$$

Esta consideração é baseada na escolha do volume de controle. Por exemplo, em um tubo onde escoar um fluido, com temperatura T_{fluxo} – maior que a temperatura ambiente. A diferença entre as exergias de entrada e saída da corrente que escoar neste tubo é a soma da exergia destruída e da exergia perdida, sendo que este valor está relacionado ao calor perdido pelas paredes do tubo. É importante ressaltar que a soma da exergia destruída e da exergia perdida se manterá constante em ambos os casos, variando apenas o valor de cada uma delas.

Caso o volume de controle seja determinado próximo suficiente das paredes do tubo (Figura 2.9), a temperatura externa, próxima à fronteira do volume de controle, sofrerá influência do calor transferido para fora do volume de controle, assim, a exergia associada ao calor é considerada perdida e neste caso também haverá exergia destruída.

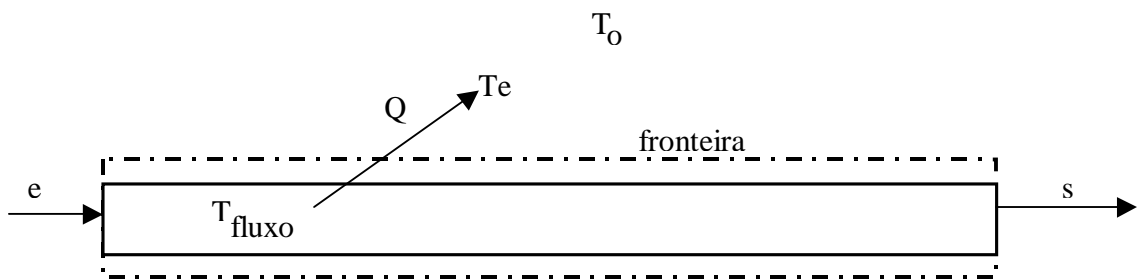


Figura 2.9 – Escoamento de fluido em um tubo com volume de controle junto à parede do tubo

Caso a fronteira do volume de controle seja definida longe o suficiente das paredes do tubo (Figura 2.10), de tal modo que a temperatura externa seja a temperatura do ambiente de referência, não haverá calor saindo do volume de controle e conseqüentemente não haverá exergia perdida associada. Neste caso a diferença entre a exergia que entra e a exergia que sai será toda a exergia destruída.

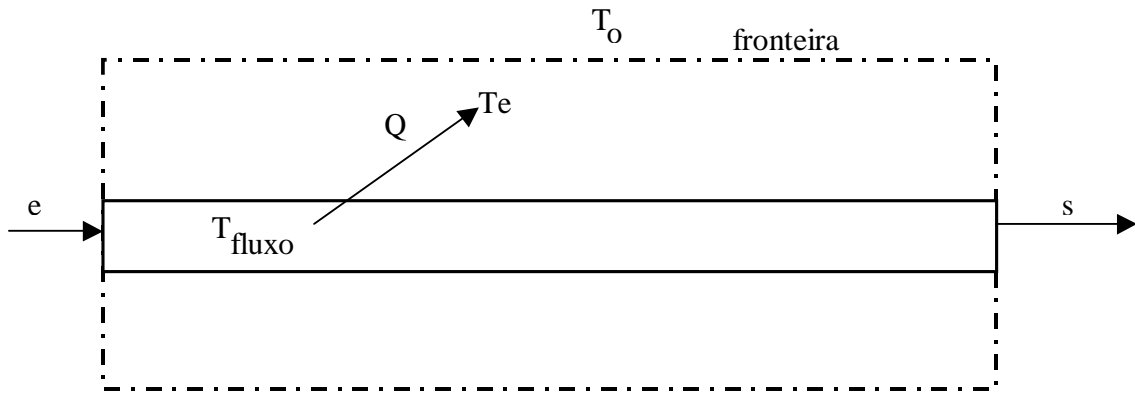


Figura 2.10 – Escoamento de fluido em um tubo com volume de controle afastado da parede do tubo

A razão de exergia destruída y_d compara a quantidade de exergia destruída nos equipamentos em relação ao total de exergia entregue ao sistema:

$$y_d = \frac{Ex_D}{Ex_{TOTAL}} \quad (2.47)$$

2.4.2 Custo Exergético de Combustível e de Produto.

O custo exergético de combustível, $c_{combustível}$ de um equipamento é definido como o valor gasto para que o equipamento atinja seu objetivo. O custo exergético de produto $c_{produto}$ é o valor agregado às correntes que utilizarão esta exergia.

Os custos exergéticos de combustível $c_{combustível}$, e de produto $c_{produto}$, em \$/kJ, são calculados a partir das taxas de custos, C, em \$/h, e das exergias, em kW, para cada equipamento. Aplicando a Equação (2.35), para combustível e produto tem-se:

$$c_{combustível} = \frac{C_{combustível}}{Ex_{combustível}} \quad (2.48)$$

$$c_{produto} = \frac{C_{produto}}{Ex_{produto}} \quad (2.49)$$

Para cada corrente, W é o trabalho no eixo, GC é o gás de combustão, AR é a corrente de ar, GN é o gás combustível, AG_ARREF é a corrente de água de arrefecimento do motor e E e S são as correntes de entrada e saída respectivamente, tem-se para cada tipo de equipamento as taxas de custo de combustível e produto $C_{combustível}$ e $C_{produto}$:

MOTOR CICLO OTTO –

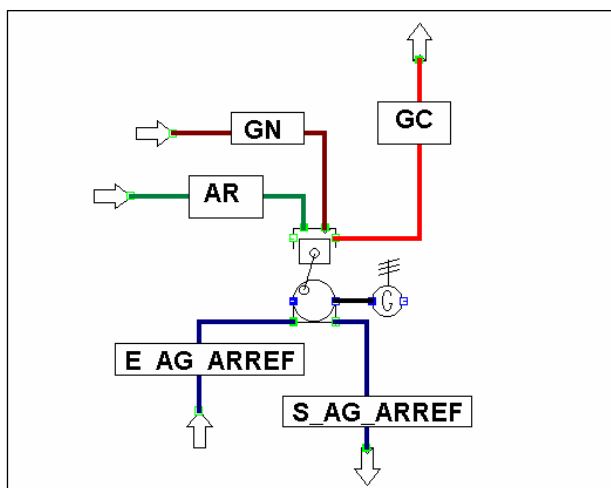


Figura. 2.11 - Motor combustão ciclo Otto

$$C_{produto} = C_W + (C_{S_AG_ARREF} - C_{E_AG_ARREF}) + C_{GC} \quad (2.50)$$

$$C_{combustível} = C_{GN} + C_{AR} \quad (2.51)$$

TURBINA CICLO BRAYTON –

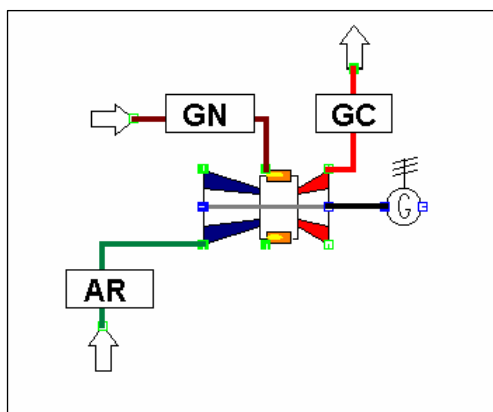


Figura. 2.12 Turbina a gás ciclo Brayton

$$C_{produto} = C_W + C_{GC} \quad (2.52)$$

$$C_{combustível} = C_{GN} + C_{AR} \quad (2.53)$$

COMBUSTOR –

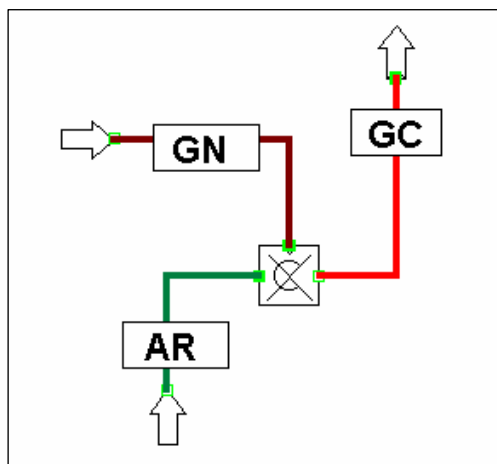


Figura. 2.13 - Câmara de combustão

$$C_{\text{produto}} = C_{GC} \quad (2.54)$$

$$C_{\text{combustível}} = C_{GN} + C_{AR} \quad (2.55)$$

BOMBAS E COMPRESSORES –

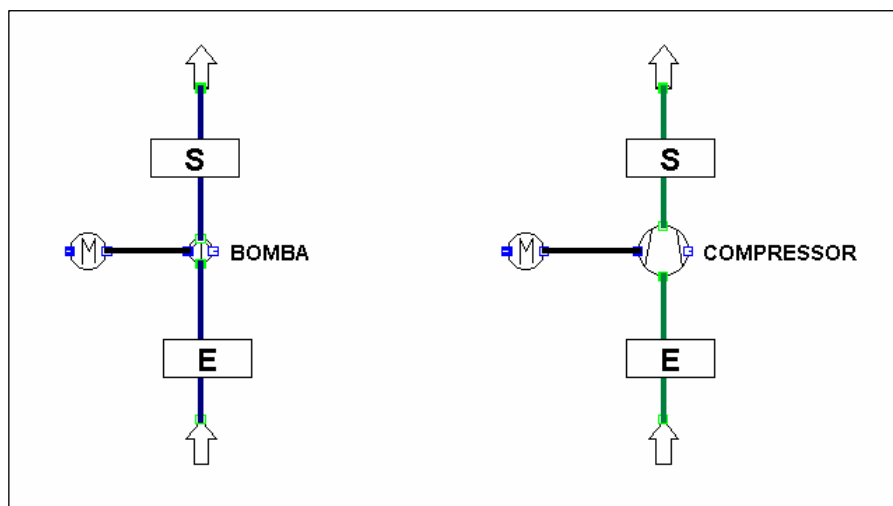


Figura. 2.14 - Bomba e Compressor

$$C_{\text{produto}} = C_S - C_E \quad (2.56)$$

$$C_{\text{combustível}} = C_W \quad (2.57)$$

TROCADORES DE CALOR - Conforme o objetivo do trocador, há uma mudança na forma como se definem o combustível e o produto. Sendo os índices FS e FE as corrente frias de saída e entrada e QS e QE as correntes quentes de saída e entrada.

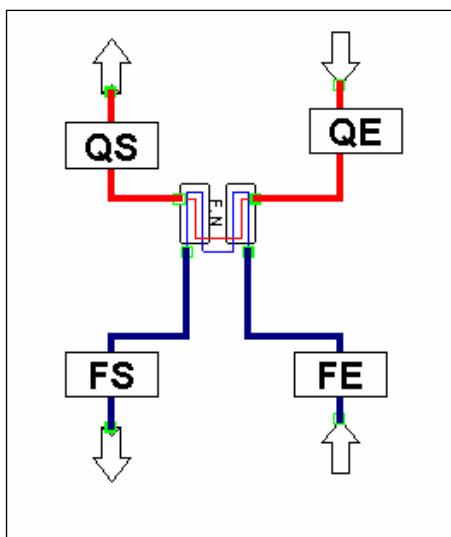


Figura. 2.15 - Trocador de calor

- Aquecimento da corrente fria:

$$C_{\text{produto}} = C_{FS} - C_{FE} \quad (2.58)$$

$$C_{\text{combustível}} = C_{QE} - C_{QS} \quad (2.59)$$

- Resfriamento da corrente quente:

$$C_{\text{produto}} = C_{QE} - C_{QS} \quad (2.60)$$

$$C_{\text{combustível}} = C_{FS} - C_{FE} \quad (2.61)$$

2.4.3 Taxa de custo de exergia destruída

Esta variável é bastante importante, já que define, para cada equipamento, a taxa de custo desperdiçado durante o seu funcionamento. O valor associado à exergia destruída é definido como se para compensar a exergia destruída fosse necessário consumir uma quantidade de combustível a mais para gerar a mesma quantidade de exergia. Assim, a taxa de custo da exergia destruída C_d é calculada:

$$C_d = c_{\text{combustível}} Ex_D \quad (2.62)$$

2.4.4 Diferença Relativa de Custo.

Esta grandeza define a diferença relativa entre os custos de produto e de combustível, é representada por r e é calculada para cada equipamento:

$$r = \frac{C_{\text{produto}} - C_{\text{combustível}}}{C_{\text{produto}}} \quad (2.63)$$

Através deste dado pode-se perceber o quanto o custo do produto aumentou relativamente ao custo do combustível, assim quanto menor o valor encontrado melhor será o desempenho do equipamento.

2.4.5 Fator Exergoeconômico.

A diferença relativa de custo pode ser causada por dois fatores, pelos altos valores de investimento e de operação e manutenção Z , ou devido ao alto custo relacionado à exergia destruída C_d . Assim, para direcionar ações para diminuir a diferença relativa de custo e melhorar a performance de um determinado equipamento, é calculado o fator exergoeconômico f :

$$f = \frac{Z}{Z + C_d} \quad (2.64)$$

Caso o valor de f seja alto, entende-se que a maior contribuição para o custo do produto seja o alto custo do investimento no equipamento ou devido ao alto custo de operação e manutenção. Por outro lado, se o fator exergoeconômico for baixo, a exergia destruída é a causa mais importante no custo do produto.

2.4.6 Metodologia

A metodologia para evolução da planta conforme Tsatsaronis, (1993), consiste no cálculo, para cada equipamento, das variáveis vistas na Seção 2.4 e a partir destas informações buscar melhorar as condições de funcionamento do sistema, tanto do ponto de vista econômico quanto de eficiência exergética.

Primeiramente os equipamentos são classificados em ordem decrescente usando como critério o valor de $C_d + Z$. Assim estão agregados os dois maiores responsáveis por uma alta taxa de custo. Sua ordenação permite definir em qual equipamento devem ser tomadas as primeiras medidas para melhorar o desempenho da planta.

O fator exergoeconômico f define se as ações devem ser direcionadas para melhorar a eficiência exergética do equipamento, e com isto diminuir a exergia destruída, ou se elas devem ser direcionadas para diminuir os custos de operação e manutenção e o custo do investimento.

Se o equipamento tem baixo fator exergoeconômico, conseqüentemente apresenta baixa eficiência exergética, ou alta exergia destruída (Ex_D), ou ainda alta razão de exergia destruída (y_d). Procede-se a alteração de variáveis de decisão da planta buscando melhorar eficiência exergética, mesmo que para isto seja necessário aumentar o investimento na compra ou na operação e manutenção.

Se o equipamento tem alto fator exergoeconômico, deve-se buscar diminuir o custo de compra de equipamentos e o custo de operação e manutenção, mesmo que para isto seja necessário diminuir a eficiência exergética do equipamento.

Após verificadas as medidas a serem tomadas para o equipamento com maior $C_d + Z$, analisa-se o próximo equipamento e assim sucessivamente. Caso ocorram situações em que uma ação seja contraditória com outra anterior, é levado em conta a que melhora o equipamento com o mais alto valor de $C_d + Z$.

A metodologia está resumida no fluxograma apresentado na Figura 2.16.

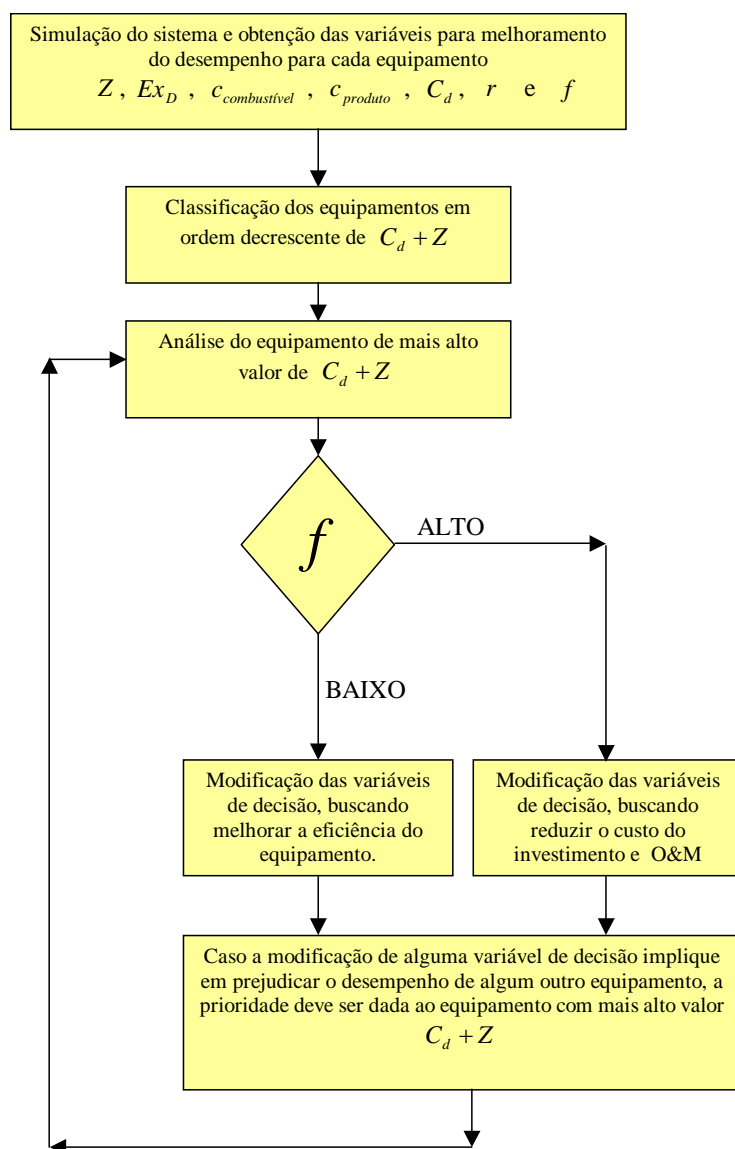


Figura. 2.16 – Fluxograma da metodologia para melhoramento de desempenho de sistemas de co-geração

3. DESCRIÇÃO DO PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO

Este trabalho está baseado na simulação numérica de plantas de co-geração, visando atender demandas de energia elétrica e térmica. Para este fim, é utilizado o “*software*” IPSE.Pro [SIM TECH, 2000], desenvolvido para resolver problemas de balanços de massa e energia em diferentes configurações. A seguir são apresentados o funcionamento do programa com suas equações básicas e com as modificações implementadas no presente trabalho.

Posteriormente um problema de solução conhecida na literatura é resolvido para validar o programa para uso em soluções de casos propostos de co-geração.

3.1 Descrição do “Software” Utilizado

O sistema computacional IPSE.Pro é usado para modelar e analisar processos de transformação de energia, processos químicos e outros processos de áreas correlatas. O programa foi desenvolvido para resolver problemas que podem ser representados por uma rede de componentes e suas conexões. Com ele é possível criar modelos de processos, usando componentes existentes em sua biblioteca ou criados e inseridos nela.

O programa possui uma biblioteca composta por uma série de equipamentos, cujo funcionamento é descrito por equações de balanço de energia e massa que são resolvidas em um sistema que leva em conta o acoplamento entre eles.

Os componentes são descritos matematicamente através de equações que formam o sistema de equações que permite calcular os valores das variáveis desconhecidas.

Para cada variável, o programa permite que os valores sejam declarados (opção “*set*”) ou fiquem como incógnitas do sistema (opção “*estimate*”), sempre respeitando a determinação do sistema, ou seja, que o número de incógnitas seja igual ao número de equações .

É conveniente identificar dois tipos de variáveis independentes, segundo Bejan, (1996): variáveis de decisão e parâmetros. Variáveis de decisão são aquelas que podem ser modificadas para melhorar o desempenho da planta. Já os parâmetros são mantidos fixos em qualquer situação. Estes dois tipos têm seus valores declarados na montagem da simulação.

As variáveis dependentes são incógnitas que serão calculadas na simulação.

O IPSE.Pro é dotado de duas plataformas de trabalho. A PSE (“*Process Simulation Enviromental*”) é onde são descritos os sistemas, são declarados os valores das variáveis conhecidas e onde retornam os resultados da simulação. Nela os processos devem ser montados usando modelos de componentes existentes na biblioteca. A outra plataforma é a MDK (“*Model Development Kit*”) onde os modelos da biblioteca são criados ou modificados.

Embora as equações estejam na MDK, existe uma opção de colocar equações independentes dos modelos na plataforma PSE, chamada de “*free equation*”. Neste trabalho a opção é chamada de *equações auxiliares*. Esta ferramenta permite incluir equações no sistema sem a necessidade de se modificar qualquer modelo.

No presente trabalho a biblioteca original do pacote IPSE.Pro foi modificada para permitir a introdução do equacionamento do cálculo exergoeconômico. Em função disso criou-se a biblioteca exergoeconômica, doravante chamada apenas de biblioteca.

A estrutura lógica do programa é baseada em três elementos:

- “*Globals*”
- “*Conections*”
- “*Units*”

3.1.1 “*Globals*”

No “*Globals*” são descritas as composições químicas dos fluidos que se deseja utilizar na planta, os fluidos podem ser descritos ou a composição pode ser calculada através das equações que modelam a reação química que ocorre em um equipamento, como é o caso do gás de combustão, neste caso as composições do comburente e do combustível são declaradas, cada uma como um “*global object*” e, através das equações existentes relacionadas ao combustor, a composição do gás de combustão é calculada.

As composições químicas dos fluidos são descritas através das frações dos seguintes elementos: “*Water*”, Ar , C_2H_6 , C_3H_8 , CH_4 , CO , CO_2 , H_2O , H_2S , N_2 , O_2 , H_2 e SO_2 .

A referência “*Water*” é para descrever a água na fase líquida e H_2O para vapor d’água.

Na biblioteca original do programa, as frações destes componentes são descritas em kg/kg, isto é, por fração mássica, que deve ser entendido como a fração de massa do componente para cada kg do fluido. Porém, conforme as equações descritas para cálculo das exergias químicas no capítulo 2, é importante que sejam conhecidas as frações molares, ou seja, a fração de kmol de cada componente para cada kmol do fluido. As duas formas de medida se relacionam através da massa molar do fluido e da massa molar de cada componente. Assim, primeiramente foi inserida na biblioteca a equação para calcular a massa molar do fluido, M :

$$M = 18,02 Y_{WATER} + 39,95 Y_{Ar} + 30,07 Y_{C_2H_6} + 44,10 Y_{C_3H_8} + 16,04 Y_{CH_4} + 28,01 Y_{CO} + \\ + 44,01 Y_{CO_2} + 2,01 Y_{H_2} + 18,02 Y_{H_2O} + 34,07 Y_{H_2S} + 28,01 Y_{N_2} + 32,00 Y_{O_2} + 64,06 Y_{SO_2} \quad (3.1)$$

Esta massa molar é resultado da ponderação da massa molar de cada componente através de suas frações molares. As frações molares são representadas por Y_K , as frações mássicas são representadas por X_K e M_K é a massa molar de cada componente K.

Para cada um dos componentes, a equação que relaciona a fração molar a e fração mássica, é:

$$Y_K = \frac{X_K}{M_K} M \quad (3.2)$$

A equação 3.2 também foi inserida no “*software*” para cada componente do fluido, para permitir que as simulações levem em conta as duas formas de medição, fração mássica ou fração molar.

Para as soluções dos casos deste estudo são definidos os seguintes fluidos:

- Água – A composição da água é declarada na estrutura chamada “*global object*” como:

$$Y_{WATER} = 1 \text{ kmol/kmol}$$

- Ar – A composição molar do ar usada nas simulações deste trabalho:

$$Y_{N_2} = 0,7748 \text{ kmol/kmol};$$

$$Y_{O_2} = 0,2059 \text{ kmol/kmol};$$

$$Y_{CO_2} = 0,0003 \text{ kmol/kmol};$$

$$Y_{H_2O} = 0,019 \text{ kmol/kmol}$$

- Gás Natural - Para este trabalho empregou-se a seguinte composição molar:

$$Y_{CH_4} = 0,90 \text{ kmol/kmol}$$

$$Y_{C_2H_6} = 0,08 \text{ kmol/kmol}$$

$$Y_{C_3H_8} = 0,02 \text{ kmol/kmol}$$

- Gás de combustão – Não tem composição pré-definida, isto é, sua composição é determinada na simulação em função da composição do ar e do combustível, com o emprego das equações (2.5) a (2.10).

É importante salientar que para cada processo de combustão que ocorre na planta é preciso que se tenha um “*global object*” criado para o gás de combustão, já que para cada combustão é obtida uma composição diferente.

Para que fosse possível calcular as exergias nas diversas correntes de fluidos, duas novas grandezas foram inseridas na descrição do “*global object*”, a temperatura (T_o) e pressão (p_o) do estado de referência.

Na figura 3.1 consta a legenda das correntes e eixos utilizada nas representações das plantas

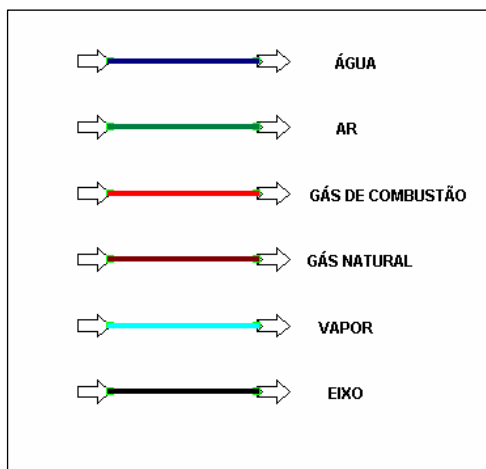


Figura 3.1 – Legenda de fluidos e eixos nas plantas de co-geração.

3.1.2 “Conexões”

A classificação “*Conexões*” se refere às interligações dos equipamentos que podem ser por correntes de fluidos ou eixos. No caso das correntes é necessário relacioná-las a um “*global object*” para que se tenha a composição química do fluido da corrente. Também são nas correntes que são obtidas as propriedades termodinâmicas dos fluidos. Para os eixos também se tem a possibilidade de determinar a potência mecânica transferida ou obtê-la através da solução do sistema.

A biblioteca original do programa trabalha com as seguintes variáveis nas correntes: temperatura (T), pressão (p), volume específico (v), entalpia específica (h), entropia específica (s) e vazão mássica (\dot{m}). A opção de prescrever uma variável, ou calculá-la deve ser feita em função da determinação do sistema de equações gerado pelo problema (número de equações \times número de incógnitas).

Foram criadas outras variáveis nas correntes, como segue:

A) Exergia física – Calculada conforme a Equação (2.13). Sendo conhecidos os valores da temperatura e pressão do estado de referência, a nova biblioteca do programa calcula os valores das propriedades termodinâmicas, como h_o e s_o . A temperatura e pressão do fluido na corrente podem ser prescritas ou calculadas durante a simulação e, conseqüentemente, são obtidos os valores da entalpia e entropia específicas do fluido na corrente (h e s). Assim, para cada corrente de fluido, é determinado o valor da exergia física.

B) Exergia química – A exergia química é obtida aplicando a Equação (2.15) para cada corrente de fluido. No entanto, a equação apresenta um logaritmo natural, e para não incorrer em incoerência matemática nos termos com fração molar nula, são criadas variáveis para substituir o termo $\ln(Y_k)$. Os valores atribuídos a estas variáveis passam a depender de uma decisão condicional, conforme as duas possibilidades mostradas abaixo:

$$\text{Se } Y_k = 0 \qquad \text{Então:} \qquad Y_k^L = 1 \qquad (3.3)$$

$$\text{Se } Y_k \neq 0 \qquad \text{Então:} \qquad Y_k^L = \ln(Y_k) \qquad (3.4)$$

Substituindo o termo logarítmico da Equação (2.15), a exergia química em kW é calculada pela Equação (3.5):

$$Ex^{CH} = \frac{\dot{m}}{M} \sum Y_K \bar{e}_K^{CH} + RT_o \sum Y_K Y_K^L \quad (3.5)$$

C).Exergia total – É dada pela soma da exergia física e da exergia química, já que não estão sendo considerados os efeitos da exergia cinética e potencial.

D) Taxa de custo –As variáveis que fazem parte do estudo exergoeconômico não constam nas bibliotecas originais do programa, assim a taxa de custo C foi inserida como sendo uma característica das correntes e dos eixos. Na montagem da planta, o valor da taxa de custo pode ser declarado ou pode ser calculado na simulação. É importante observar que com esta inclusão, para cada corrente ou eixo, existirá uma nova variável no sistema de equações. Para resolvê-lo, em cada modelo de equipamento existente na biblioteca são inseridas as Equações (2.41). Para trocadores, também são inseridas as Equações (2.43) ou (2.44), conforme o caso.

3.1.3 “Units”

Nesta classificação estão os modelos de equipamentos utilizados na planta, e como neles ocorrem as transferências de energia e massa, aqui se concentram as principais equações que determinam o funcionamento do sistema.

A biblioteca original do programa contém equações de conservação de massa e de energia em todos os equipamentos, equações que descrevem a reação química onde há mistura de fluidos, como nos combustores, motores e turbinas, equipamentos onde ocorre combustão.

As variáveis utilizadas para avaliação e aplicação do método de melhoramento da planta, que serão apresentadas e discutidas no capítulo 5, junto com as equações que as definem foram inseridas neste item, já que são variáveis definidas para cada equipamento.

A variável Z_k , taxa de custo de investimento e O&M foi adicionada em cada modelo de equipamento.

Neste trabalho os valores de Z_k são previamente calculados no estudo econômico das plantas, através da análise econômica indicada no capítulo 2, mais especificamente na Equação (2.39), e os valores são declarados no modelo de cada equipamento. Assim é gerado o sistema de equações para cálculo da taxa de custo de cada corrente ou eixo, a Equação (2.41) também foi inserida em cada modelo de equipamento. Deste modo o programa resolve o sistema de equações para determinação das taxas de custo, C .

As eficiências exergeticas dos equipamentos, determinadas através das Equações (2.17) a (2.23) foram inseridas na biblioteca.

A Figura 3.2 mostra os principais equipamentos utilizados neste trabalho.

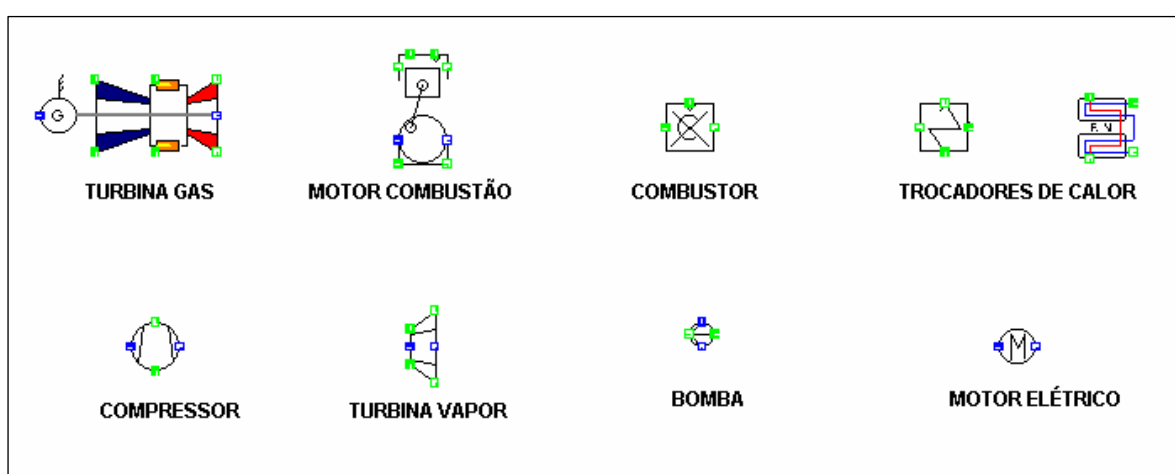


Figura 3.2 – Modelos de equipamentos utilizados nas plantas de co-geração deste trabalho

3.2 Solução do “Cgam Problem”

O problema CGAM [Frangopoulos et al., 1993] é um caso de co-geração criado para comparar métodos de análises de plantas e sistemas.

O problema CGAM se refere a uma planta de co-geração que deve suprir 30 MW de energia elétrica e 14 kg/s de vapor saturado a 20 bar. A planta é formada por uma turbina a gás, com um pré-aquecedor que aproveita o calor do gás de combustão para aquecer o ar antes da câmara de combustão e um gerador de vapor de recuperação (HSGR – “*Heat-Recovery Steam Generator*”), conforme a figura a seguir:

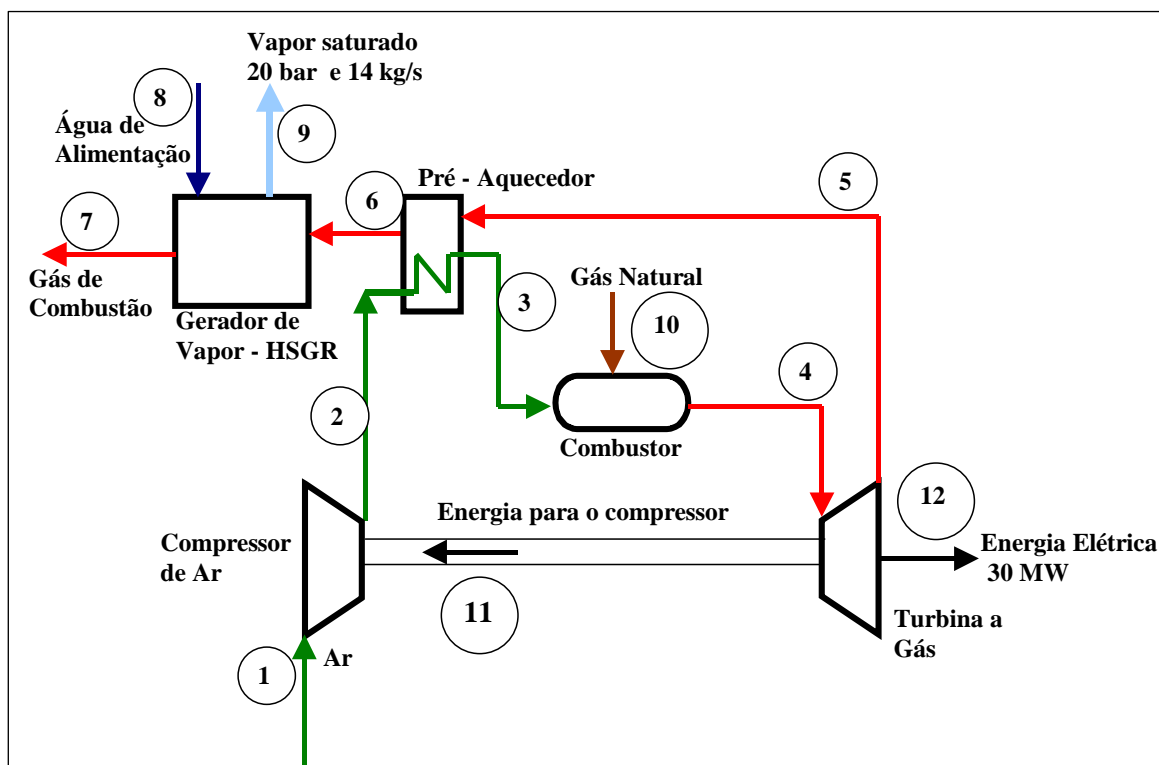


Figura 3.3 – Planta de co-geração do problema CGAM

O problema CGAM foi utilizado neste estudo como referência para comparar os resultados do método utilizado, bem como para testar as modificações operadas na biblioteca do *software* IPSE.Pro. O padrão para comparação é a solução apresentada por Bejan, (1996)

O modelo foi descrito assumindo as considerações que seguem:

1. O ar, o combustível e os gases de combustão se comportam como gases ideais.
2. O combustível é o gás natural modelado como composto 100% por metano, CH_4 ;
3. Todos os equipamentos são adiabáticos exceto a câmara de combustão que tem perda de calor de 2% do PCI do combustível.
4. A combustão é completa e o nitrogênio é considerado inerte.

As variáveis de decisão para a solução do problema são:

$$T_1 = 25 \text{ °C} \quad \text{e} \quad p_1 = 1,013 \text{ bar};$$

$$T_3 = 576,85 \text{ °C} \quad \text{e} \quad T_4 = 1245,85 \text{ °C}$$

$$T_8 = 25 \text{ °C} \quad \text{e} \quad p_8 = 20 \text{ bar};$$

$$T_{10} = 25 \text{ °C} \quad \text{e} \quad p_{10} = 12 \text{ bar};$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 10 \quad (\text{razão de compressão no compressor de ar});$$

$$\eta_{ISE} = 0,86 \quad (\text{Eficiência isentrópica no compressor e na turbina});$$

A montagem do sistema CGAM utilizando o programa IPSE.Pro é mostrado na figura 3.4.

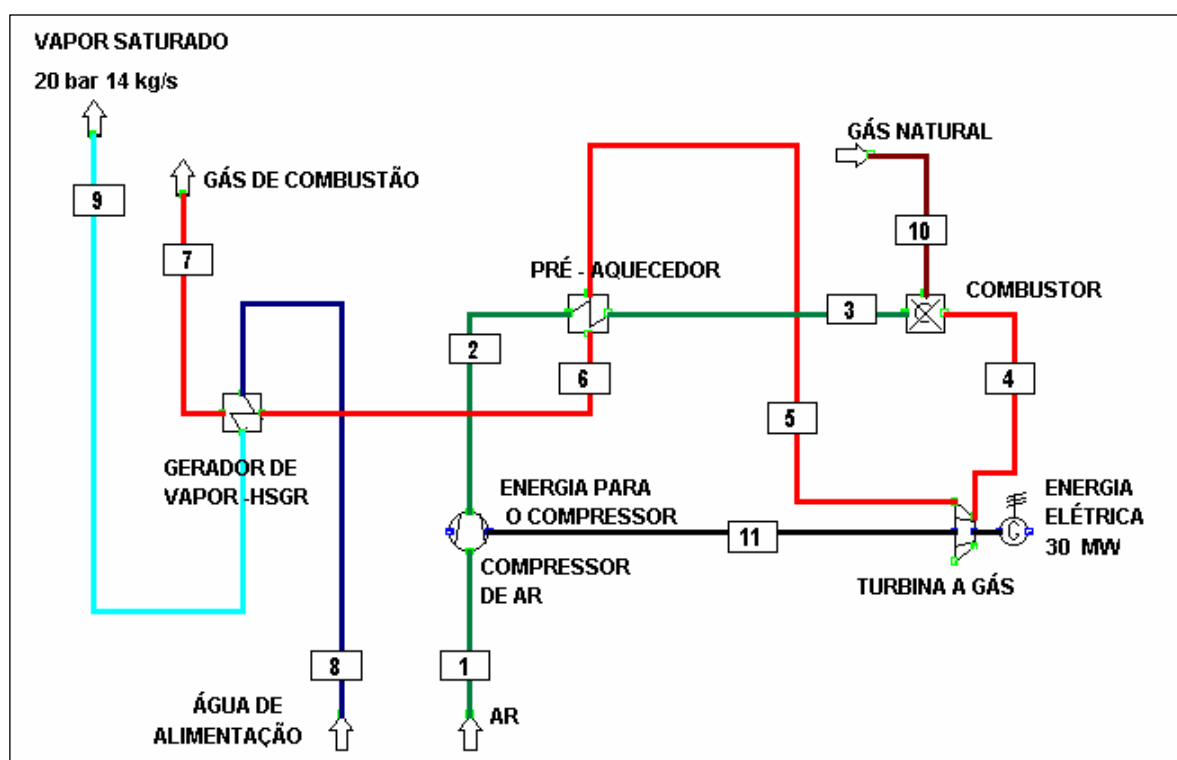


Figura 3.4 – Configuração do CGAM no software IPSE.Pro

As tabelas completas com os resultados apresentados na bibliografia e os resultados obtidos nesta simulação são apresentadas em apêndice.

Os valores de exergias físicas e exergias químicas para cada corrente obtidos na simulação são comparados com os resultados conhecidos nas Tabelas 3.1 e 3.2 respectivamente.

Tabela. 3.1– Comparação dos valores de exergia física e química obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan,1996.

Corrente (Fig 3.3 e 3.4)	Exergia Física (MW)			Exergia Química (MW)		
	BEJAN	SANTOS	DIF (%)	BEJAN	SANTOS	DIF (%)
1	0,00	0,00	0,00	-0,04	-0,04	0,00
2	27,54	27,66	-0,43	-0,04	-0,04	0,00
3	41,94	41,40	1,277	-0,04	-0,04	0,00
4	101,09	100,81	0,27	0,367	0,371	-1,282
5	38,42	38,05	0,96	0,367	0,371	-1,282
6	21,39	21,72	-1,58	0,367	0,371	-1,282
7	2,41	2,37	1,42	0,367	0,371	-1,282
8	0,03	0,03	-0,75	0,04	0,04	0,00
9	12,78	12,79	-0,10	0,04	0,04	0,00
10	0,63	0,63	-0,61	84,37	84,89	-0,62

As diferenças relativas são calculadas como segue:

$$DIF = 100 \frac{(Bejan - Santos)}{Bejan} \quad (\%) \quad (3.9)$$

Os valores maiores que 1% são grifados em vermelho. Para a exergia física as maiores diferenças ocorrem nas correntes 3, 6 e 7. A causa destes desvios está na metodologia para cálculo das temperaturas e ocorrem devido a diferenças nos métodos de cálculos das propriedades termodinâmicas, tais como entalpia e entropia. O IPSE.Pro possui uma biblioteca de cálculo que segue o método IAPWS IF97, Fonseca (2003), enquanto as dados referenciados na literatura para esta comparação são calculados com formulações anteriores.

Para a exergia química, as diferenças entre os resultados obtidos e os resultados existentes na bibliografia apresentam desvios apenas nas exergias químicas dos gases de combustão. Devem-se às propagações de algumas outras diferenças, tais como no cálculo das vazões de gás de combustão e da massa molar em conjunto com algum desvio na determinação da composição do gás de combustão. Os resultados obtidos para massa molar, vazões mássicas e composições dos gases também estão apresentados no apêndice.

As taxas de custo de investimento e O&M (Z) são inseridas como dados de cada equipamento. Seguindo a bibliografia de referência, os valores são:

Tabela 3.2 – Taxas de custo de Investimento e O&M (Z)

Equipamento	Z (US\$/h)
Compressor de Ar	753
Pré-aquecedor	188
Combustor	68
Turbina a gás	753
Gerador de Vapor - HSGR	264

Na Tabela 3.3. estão as comparações dos resultados obtidos para as taxas de custo, onde se pode verificar a validade das rotinas que envolvem as variáveis exergoeconômicas.

Tabela 3.3 – Comparação dos valores de taxa de custo obtidos no programa IPSE.pro e resultados conhecidos

Taxas de Custo - C (US\$/h)			
Corrente	BEJAN	SANTOS	DIF (%)
1	0,00	0,00	0,00
2	2.756,00	2.750,60	0,20
3	3.835,00	3.786,00	1,28
4	5.301,000	5.252,000	0,924
5	2.026,000	1.994,200	1,57
6	1.137,000	1.146,800	-0,862
7	145,000	142,390	1,80
8	0,00	0,00	0,00
9	1.256,00	1.268,41	-0,99
10	1.398,00	1.398,00	0,00
11	2.003,00	1.997,60	0,27
12	2.026,00	2.013,20	0,63

As diferenças encontradas em relação aos resultados da bibliografia de referência são consideradas não importantes e aceitáveis para os objetivos deste trabalho. De uma maneira geral os resultados encontrados na simulação feita através do programa IPSE estão bem próximos dos valores encontrados na solução publicada.

3.3 Considerações Finais

As rotinas de cálculos originais do programa, cujos modelos descrevem o funcionamento dos equipamentos do ponto de vista termodinâmico, são capazes de calcular as vazões de fluidos, temperaturas, pressões e outras propriedades termodinâmicas. Para incluir os conceitos de exergia nas simulações, a biblioteca original do software foi modificada, acrescentando-se diversas grandezas e equações novas.

Também foram incluídas nos “*softwares*” as rotinas para cálculos de variáveis exergoeconômicas. Com isto, a simulação se torna capaz de apresentar também resultados econômicos, tais como custos dos combustíveis e produtos de cada equipamento, custos dos produtos da planta, entre outros.

A rotina de cálculo exergoeconômico resolve o sistema de equações composto pelas taxas de custo de investimento e O& M (Z), pelas taxas de custos das correntes e eixos (C) e também pelas exergias das correntes e eixos.

As modificações implementadas no programa foram validadas frente à solução de um problema conhecido. A comparação com os resultados publicados na literatura foi satisfatória e os desvios encontrados podem ser considerados insignificantes para os objetivos pretendidos por este trabalho.

As novas bibliotecas do programa utilizadas para resolver o problema de co-geração proposto a seguir no capítulo 4, também serão úteis para futuras aplicações, já que não é um “software” dedicado. Ao contrário, é possível utilizá-lo para as mais diversas configurações de plantas de utilidades.

4. AVALIAÇÃO DE PLANTAS DE CO-GERAÇÃO

Um problema de co-geração em um curtume está descrito com suas demandas e suas principais características. Para resolvê-lo, são utilizadas três configurações que são simuladas para as cargas de projeto e para diversas situações de cargas propostas. As eficiências exergéticas das plantas são comparadas e os resultados analisados.

4.1. Descrição do Problema

O caso estudado é uma situação real de um curtume que utiliza lenha como combustível para geração de sua energia térmica e compra energia elétrica da distribuidora. A eletricidade é utilizada para acionamento de motores e uma pequena parte para aquecimento de prensas em temperaturas superiores a do vapor produzido na planta. A energia térmica é utilizada no aquecimento de banhos e estufas de secagem, retornando na forma de condensado para o gerador de vapor. O vapor ainda é usado para aquecer água de processo a uma temperatura aproximada de 80 °C.

O caso deste curtume fez parte do projeto COGECUR, da Rede Gás Energia [Schneider et al, 2003] e teve como foco o estudo de viabilidade econômica dos sistemas propostos. No presente trabalho, as situações de carga serão empregadas para a simulação termodinâmica e financeira das opções propostas para suprir as demandas energéticas do curtume.

A demanda de energia elétrica foi contabilizada para um período de um ano através de arquivos chamados de “memória de massa”, cedidos pela concessionária, onde constam os consumos diários medidos por períodos de 15 minutos. Já a demanda de vapor foi definida através dos arquivos de controles de consumo de lenha disponibilizados pelo o curtume e por levantamento de campo efetuado pela equipe do projeto COGECUR. O consumo de água quente ocorre por batelada, quando é misturada a outros produtos químicos para tratamento do couro.

A metodologia de determinação das demandas energéticas e os resultados obtidos constam no relatório do projeto COGECUR [Schneider et al, 2003].

Na Tabela 4.1 estão separadas as demandas de energia elétrica, de vapor e de água quente usados neste estudo, para os períodos de alta e baixa produção, em valores médios.

Tabela. 4.1- Demandas de operação do sistema

POTÊNCIA ELÉTRICA (kW)	alta	baixa
Demanda Média	325	250
CONSUMO DE VAPOR (kg/s)		
Demanda Média (vapor saturado a 7 bar)	0,325	0,220
CONSUMO DE ÁGUA QUENTE (kg/s)		
Demanda Média (água a 80 °C)	1,231	0,786

Os parâmetros de projeto usados são dados médios do período de alta produção, ou seja: 325 kW de energia elétrica; 0,325 kg/s de vapor saturado a 7 bar de pressão; e 1,231 kg/s de água quente na pressão ambiente e a temperatura de 80 °C.

As entradas de ar e de água na planta são consideradas nas condições do estado de referência, isto é, com temperatura de 25 °C e pressão de 1,01325 bar. Para o gás natural a temperatura de entrada no sistema é definida com 25 °C e a pressão de 1,2 bar. Estes dados também são parâmetros para as três alternativas.

Os gases de combustão também têm as temperaturas de saída da planta padronizada em 100 °C e a pressão em 1,05 bar nas três configurações. Esta padronização é utilizada apenas na simulação inicial das configurações para efeito de comparação entre desempenho de cada uma delas. Em outro momento, onde se busca a melhor performance de cada alternativa, as temperaturas e as pressões dos gases de combustão podem ser modificadas livremente. Assim a temperatura e pressões dos gases de combustão na saída das plantas são variáveis de decisão de cada sistema.

A repartição de cargas para o período de alta produção é apresentada na Tabela 4.2.

Tabela. 4.2 – Carga para o período de alta produção usada como parâmetros de projeto

CARGAS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA		
Potência Elétrica	325 kW	29,54 %
Potência para Aquecimento de Água	283,1 kW	25,73 %
Potência para Geração de Vapor	492,1 kW	44,73 %
Potência Total da Planta	1100 kW	100 %

Para esta situação, a eletricidade tem a participação de aproximadamente 30%, este dado indica uma boa possibilidade de se instalar um sistema de co-geração, já que tanto motores alternativos quanto turbinas operam nesta faixa de conversão de eficiência mecânica, ficando o restante rejeitado para o meio na forma de calor e, portanto, passível de ser utilizado.

No estudo do projeto COGECUR foram propostas três alternativas que diferem basicamente pelo tipo de equipamento de conversão de energia do gás natural em energia mecânica e térmica.

4.2 Configuração 1 – Motor Ciclo Otto

Montagem baseada em motor de combustão interna a gás natural, operando em ciclo Otto. A montagem é tipo “topping” [Balestieri, 2002] e o esquema geral utilizado na proposta da primeira alternativa do projeto COGECUR esta mostrado na Figura 4.1.

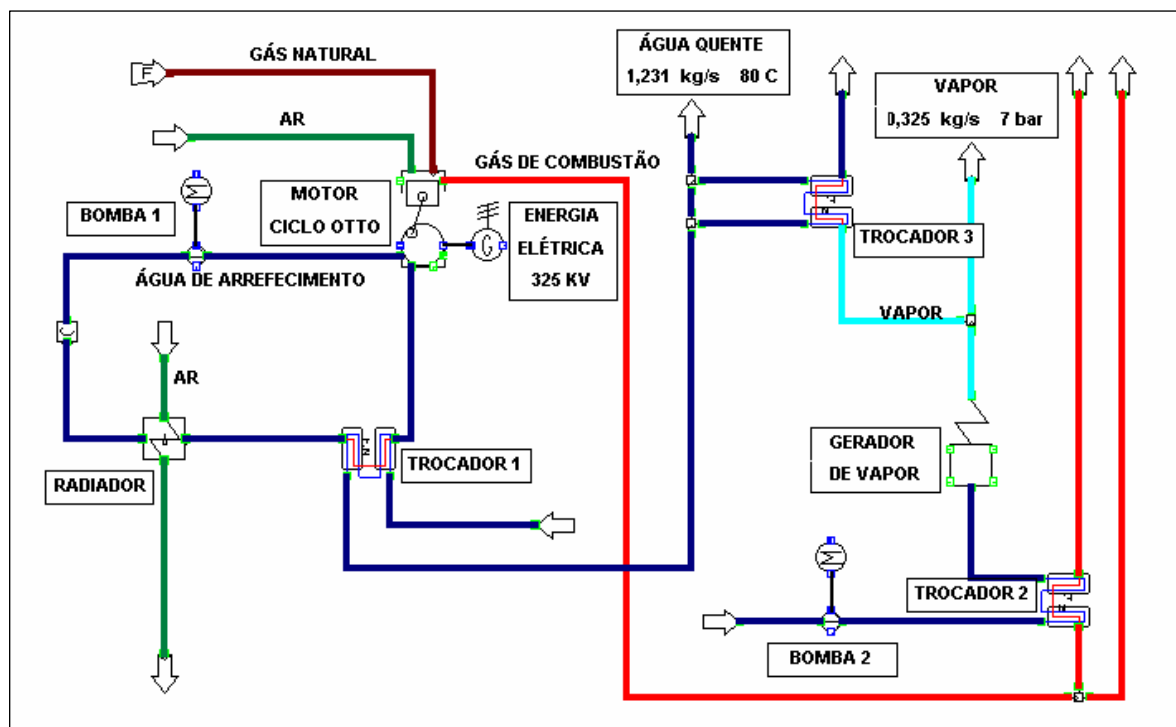


Figura 4.1 – Configuração 1 - Motor ciclo Otto –projeto COGECUR (Schneider et al., 2003)

A energia elétrica é obtida no gerador acoplado ao eixo do motor. Os gases de combustão são levados a um trocador de calor que opera como evaporador. Nele, o fluido poderá receber energia extra, proveniente da queima de gás natural. A energia rejeitada no circuito de arrefecimento é empregada para aquecimento de água para processo. Um radiador auxiliar é mantido no circuito, para quando houver necessidade de eliminar calor para o meio.

A configuração original da planta de co-geração tem as seguintes modificações para este trabalho:

- O vapor utilizado para aquecer a água que vai para processo é injetado na corrente de água que entra na planta para formação de vapor de processo.

- O gerador de vapor auxiliar usado na planta original é um modelo simplificado, que aparece apenas como um equipamento onde o calor entra no sistema, considerando uma determinada eficiência. Este modelo é substituído por um sistema mais detalhado, utilizando-se a formulação de combustão apresentada no capítulo 2. A combustão acontece no equipamento identificado como C1 na Figura 4.5. Para a transferência de calor do gás de combustão para o fluido, existem o trocador TC6, que é um evaporador e o TC3 que pré-aquece o ar que vai alimentar a combustão. Para a alimentação do ar, foi inserido um compressor de ar, CP2. A Figura 4.2 mostra o modelo simplificado de gerador de vapor e o modelo utilizado neste trabalho;

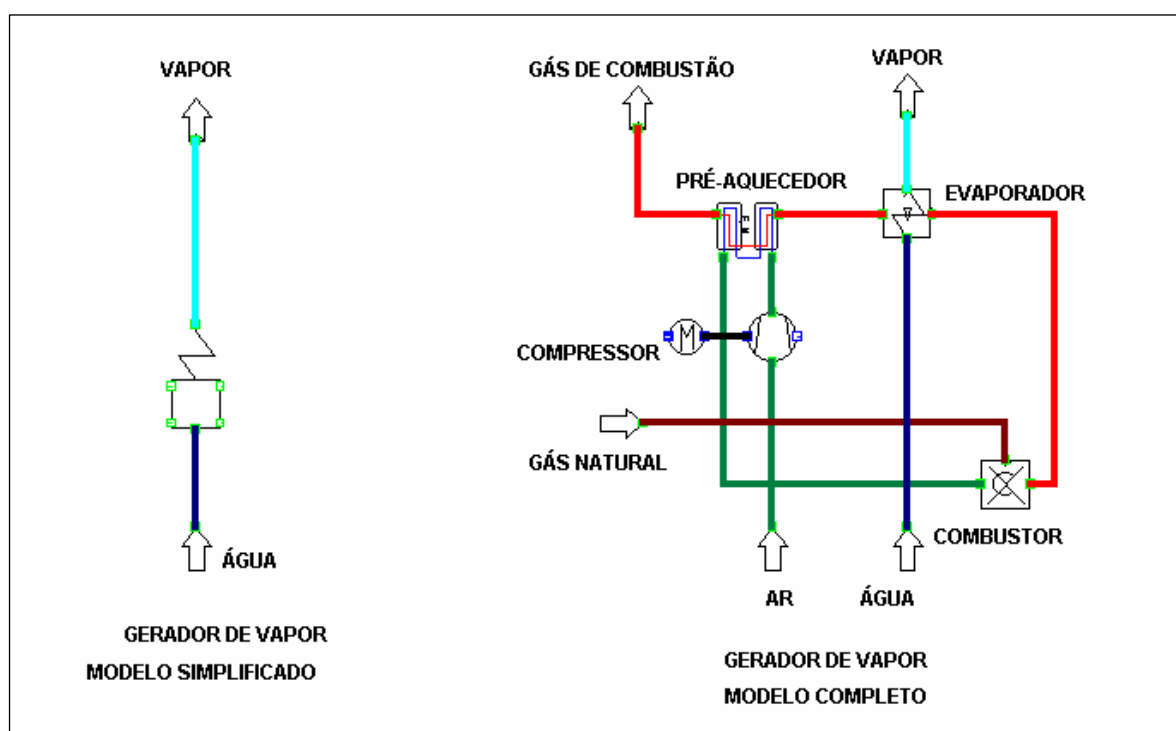


Figura 4.2 – Gerador de Vapor – Modelo simplificado e modelo completo

A Figura 4.3 é a configuração simplificada da primeira alternativa para solução do problema, conforme montada no sistema IPSE, as correntes são representadas pelas cores mostradas na Figura 3.1 e os equipamentos seguem a simbologia da Figura 3.2

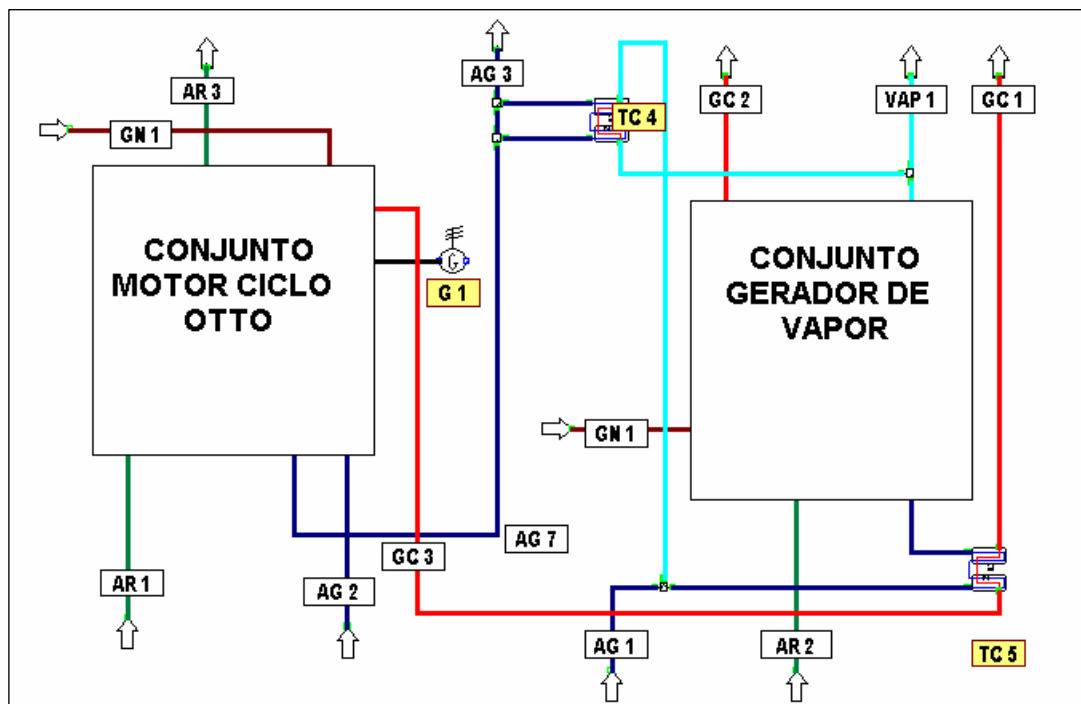


Figura 4.3 – Visão simplificada do sistema de co-geração com motor ciclo Otto

A figura apresenta o conjunto ciclo Otto e o conjunto gerador de vapor como blocos, e as correntes representadas são apenas as interligações entre os blocos e as entradas e saídas dos fluídos. AR1, GN1 e AG2 são respectivamente, alimentações de ar, de gás natural e de água para resfriamento da corrente de arrefecimento do motor. AR 3 é a saída de ar que também é usado para resfriamento da corrente de arrefecimento do motor, GC3 é a saída de gás de combustão do motor.

No conjunto do gerador de vapor, AR2, AG1 e GN2 são as alimentações de ar, água e gás natural. GC2 e VAP1 são as saídas de gás de combustão e vapor para o processo.

Os equipamentos representados não foram incluídos como parte de nenhum dos blocos. O gerador elétrico é representado por G1, TC4 é um o trocador de calor que utiliza parte do vapor gerado para aquecer água que vai para o processo, caso a corrente de arrefecimento do motor não forneça calor suficiente. E TC5 é um trocador de calor que aproveita o calor do gás de combustão do motor para aquecer água de alimentação do gerador de vapor

É importante ressaltar que os produtos de co-geração da planta, são fornecidos nas correntes AG3 (água quente), VAP1 (vapor) e no gerador elétrico G1.

O conjunto gerador de vapor está representado na Figura 4.2 e o conjunto motor ciclo Otto está representado na figura a seguir:

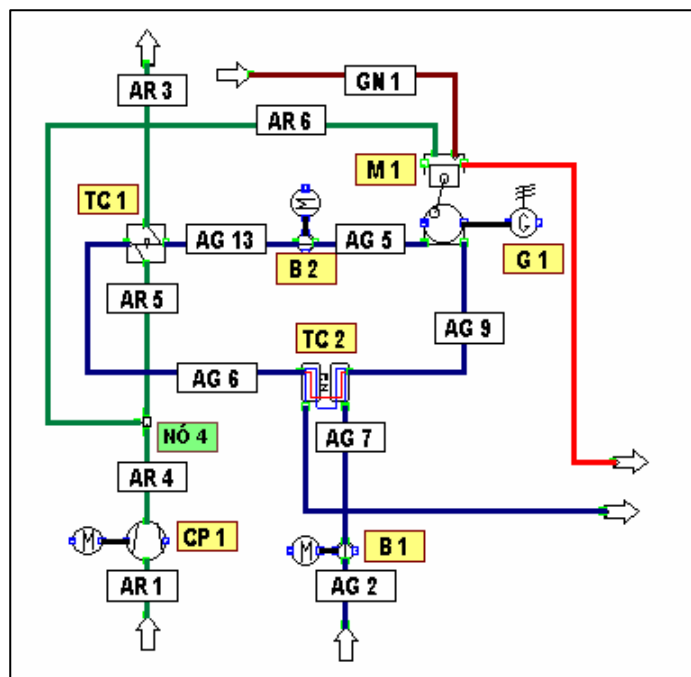


Figura 4.4 –Representação do conjunto motor ciclo Otto

A seguir a descrição dos modelos dos equipamentos utilizados, já com o dimensionamento obtido na simulação e identificados conforme Figura 4.5:

M1 – Motor Waukesha VHP 5760 g. Trabalhando com 360,11 kW nominal (W_{M1}), potência exigida de alimentação (Q_{TOTAL}) de 1206,76 kW. Com a seguinte distribuição da energia entregue ao motor, conforme as curvas ajustadas dos dados do fabricante (apêndice), 29,84% para o eixo (*eta*), 34,07% para a água de resfriamento, 24,16% para o gás de combustão, 6,16% para o óleo lubrificante e 5,76% dissipada para o meio.

B1 – Bomba d'água com potência exigida do motor elétrico de 0,22 kW.

B2 - Bomba d'água com potência exigida do motor elétrico de 1,17 kW.

B3 – Bomba d'água com potência exigida do motor elétrico de 0,28 kW.

CP 1 – Compressor de ar com potência exigida do motor elétrico de 38,73 kW e razão de compressão de 1,05.

CP 2 – Compressor de ar com potência exigida do motor de 8,06 kW e razão de compressão de 1,23.

C1 – Câmara de combustão.

TC 1 – Radiador de resfriamento da água do circuito de arrefecimento do motor. Este equipamento tem como função principal retirar calor do circuito de arrefecimento do motor, portanto deve ser dimensionado para atender a necessidade do motor em caso de baixo consumo de água de processo e conseqüentemente pouca troca de calor em TC2. Em TC1 ocorre 129,02 kW de troca de calor.

TC 2 – Trocador de calor para resfriamento da água do circuito de arrefecimento do motor e aquecimento da água quente para o processo. Troca do calor de 283,11 kW.

TC 3 – Trocador de calor usado para aproveitar a energia do gás de combustão e aquecer o ar de alimentação do combustor. Troca de calor de 68,08 kW

TC 4 – Trocador de calor para aquecimento de água, caso seja necessário fornecimento de energia através do queimador auxiliar para aquecimento de água de processo. O objetivo deste equipamento é suprir a energia para gerar água quente de processo, caso haja baixo consumo de energia elétrica e portanto não tenha energia disponível para aquecer água em TC2. O trocador deve ser dimensionado para suprir toda a demanda de água do curtime independente do motor alternativo. Na simulação, para os dados de projeto (Tabela 4.1 – demanda alta) este equipamento não apresenta troca de calor.

TC 5 – Trocador de calor para pré-aquecimento da água para vaporização através do aproveitamento de energia do gás de combustão do motor. Apresenta troca de calor de 250,13 kW.

TC 6 – Evaporador usado para geração de vapor de processo através do gás de combustão. Equipamento com 613,46 kW de troca de calor.

A Figura 4.5 é a representação completa, com todos os equipamentos e correntes utilizados na simulação da planta.

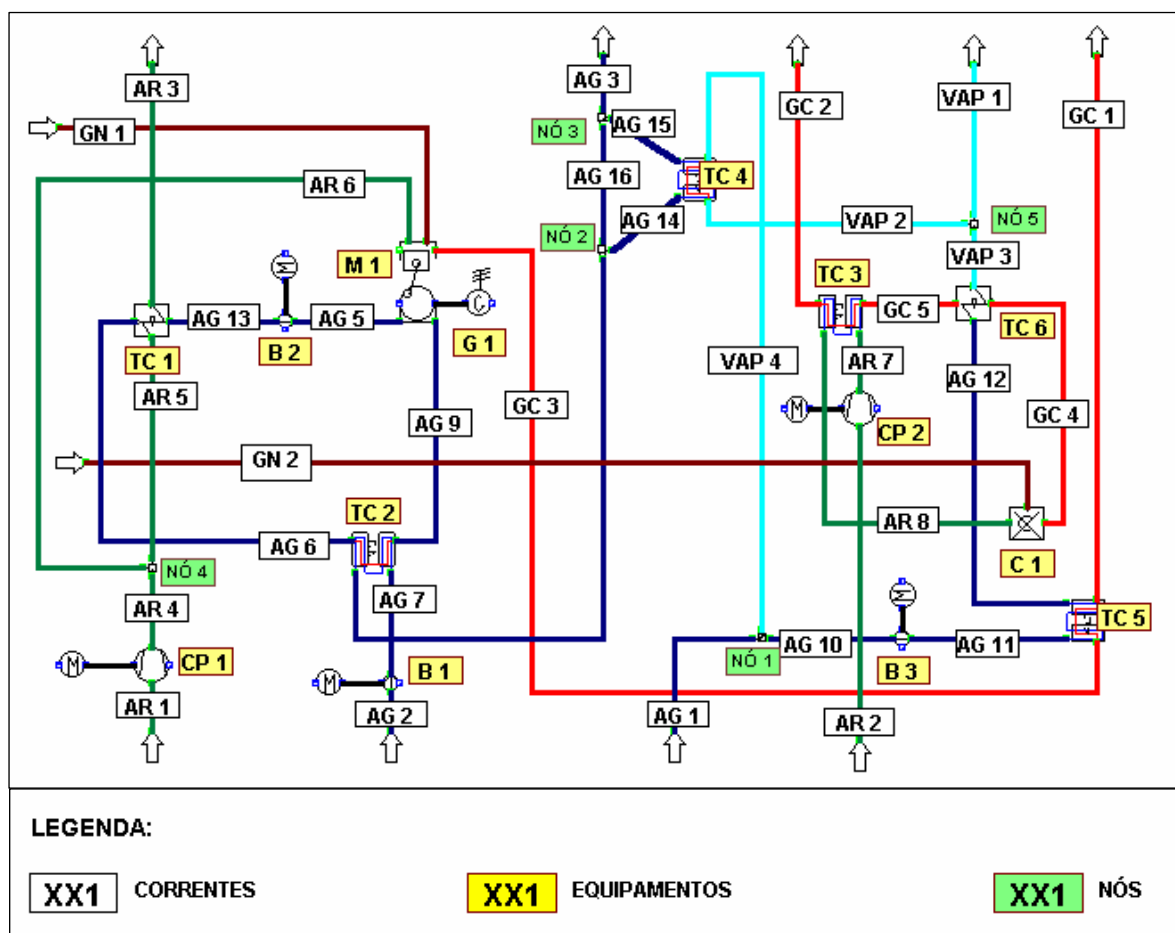


Figura 4.5 –Representação completa do sistema de co-geração com motor a combustão interna ciclo Otto

Para reprodução do desempenho do motor em diversas situações fora do ponto de projeto, foram inseridos no software IPSE.pro as equações que reproduzem os dados das tabelas do fabricante (Anexo 1), junto com as curvas ajustadas. Os dados do fabricante para a área de interesse deste trabalho estão resumidos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Dados do motor Waukesha MODEL L5790G

Potência no eixo (kW) W_{M1}	Calor rejeitado nas camisas (kW) Q_{RESF}	Calor rejeitado para gases de combustão (kW) Q_{GC}	Temperatura dos gases de escape (°C) T_{GC}	Calor rejeitado para óleo (kW) Q_{OIL}	Potência exigido pelo motor (kW) Q_{TOTAL}	Calor Perdido (kW) Q_{LOSS}	eta (%)
262	339,16	244,05	502,78	69,80	982,98	67,97	26,65
326	387,70	273,88	518,33	70,63	1126,00	67,79	28,95
392	436,18	303,76	531,67	75,60	1275,57	68,03	30,73
459	486,21	339,30	541,67	79,95	1432,11	67,65	32,05
523	530,33	379,31	551,67	85,08	1584,41	66,69	33,01
589	580,15	418,01	558,33	87,44	1742,60	68,00	33,80
654	630,17	460,53	564,44	92,52	1904,30	67,08	34,34
720	679,84	502,37	568,89	99,17	2068,74	67,36	34,80

Na Tabela 4.3 eta é a eficiência mecânica do motor, dada por:

$$eta = 100 \frac{W_{M1}}{Q_{TOTAL}}, \quad (4.1)$$

Sendo W_{M1} a potência no eixo do motor em kW, Q_{TOTAL} é a potência total exigida pelo motor.

As novas equações inseridas no software, relacionando os índices com a Figura 4.5 estão no apêndice.

As variáveis de decisão usadas na simulação desta planta estão na Tabela 4.4:

Tabela 4.4 – Variáveis de decisão da planta 1

VARIÁVEIS DE DECISÃO DA PLANTA 1		
Pressão em GC1:	1,05	bar
Temperatura em GC1:	100	° C
Temperatura em GC5:	285	° C
Temperatura em GC2:	100	° C
Temperatura em AG13:	94	° C
Temperatura em AG9:	99	° C
Pressão AG5:	3	bar
Temperatura em AG10:	26	° C
Temperatura em AR 3	80	° C
Pressão em AR 3	1.013	bar
Excesso de ar (λ) no combustor C1	1,4	

As eficiências energética (η_{PLANTA_1}) e exergética (ε_{PLANTA_1}) são calculadas de acordo com as equações (4.2) e (4.3):

$$\eta_{PLANTA_1} = \frac{(W_{G1} - W_{B1} - W_{B2} - W_{B3} - W_{CP1} - W_{CP2}) + \dot{m}_{VAP1}(h_{VAP1} - h_{AG1}) + \dot{m}_{AG3}(h_{AG3} - h_{AG2})}{(\dot{m}_{GN1} + \dot{m}_{GN2}) PCI} \quad (4.2)$$

$$\varepsilon_{PLANTA_1} = \frac{(W_{G1} - W_{B1} - W_{B2} - W_{B3} - W_{CP1} - W_{CP2}) + (Ex_{VAP1} - Ex_{AG1}) + (Ex_{AG3} - Ex_{AG2})}{Ex_{GN1} + Ex_{AR1} + Ex_{GN2} + Ex_{AR2}} \quad (4.3)$$

Onde W_{G1} é a potência elétrica obtida no gerador de vapor, $W_{B1}, W_{B2}, W_{B3}, W_{CP1}$ e W_{CP2} são os valores de potência dos motores das bombas e dos compressores, todas em kW.

A vazão de vapor e de água quente na saída para o processo em kg/s, são representadas por \dot{m}_{VAP1} e \dot{m}_{AG3} . E h_{VAP1} , h_{AG1} , h_{AG3} e h_{AG2} são as entalpias específicas em kJ/kg, nas posições indicadas na Figura 4.5, observando que os produtos da planta, fornecidos ao curtume, estão nas correntes, VAP1, AG3, além da energia elétrica no gerador G1.

Os símbolos \dot{m}_{GN1} e \dot{m}_{GN2} representam as vazões mássicas de gás natural em kg/s e PCI é o Poder Calorífico Inferior do gás natural dado em kJ/kg, de tal modo que o produto $\dot{m}_{GN} PCI$ seja a potência entregue pelo combustível em kW.

Aplicando as Equações (4.2) e (4.3) são determinadas a eficiência energética e a eficiência exergetica obtidas após a simulação nas condições de projeto:

$$\eta_{PLANTA_1} = 76,9 \%$$

$$\varepsilon_{PLANTA_1} = 29,1 \%$$

4.3 Configuração 2 - Turbina a Gás Ciclo Brayton

A segunda alternativa emprega uma turbina a gás natural operando em ciclo Brayton. A configuração é do tipo *Topping* e, tal qual a primeira configuração, o primeiro produto obtido é a energia elétrica, convertida através de um gerador acoplado ao eixo da turbina. A configuração apresentada no projeto COGECUR é mostrada na Figura 4.6

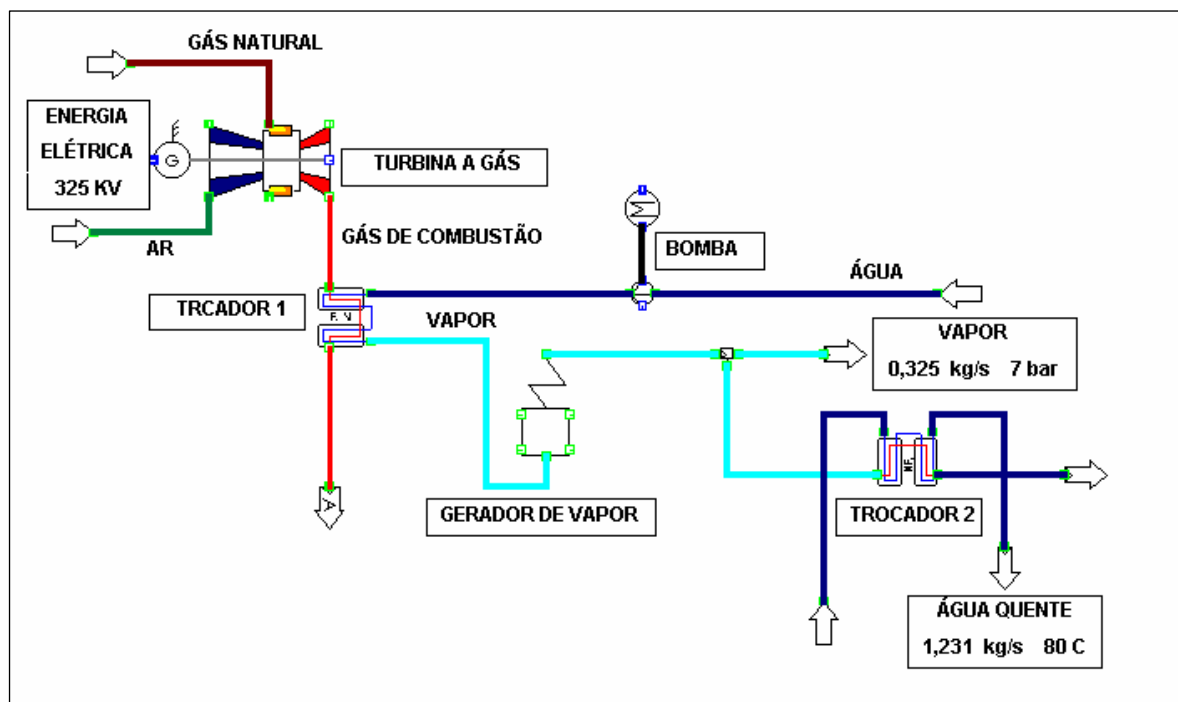


Figura.4.6 – Configuração 2 - Turbina a gás ciclo Brayton – Proposta COGECUR

Diferentemente do caso anterior, a energia térmica é proveniente exclusivamente dos gases de combustão. Estes gases de combustão passam por um recuperador de calor, gerando vapor saturado. Uma parte da corrente de vapor é desviada para um trocador de calor que fará o aquecimento de água para o processo.

A configuração da planta 2, simulada neste trabalho está na Figura 4.7.

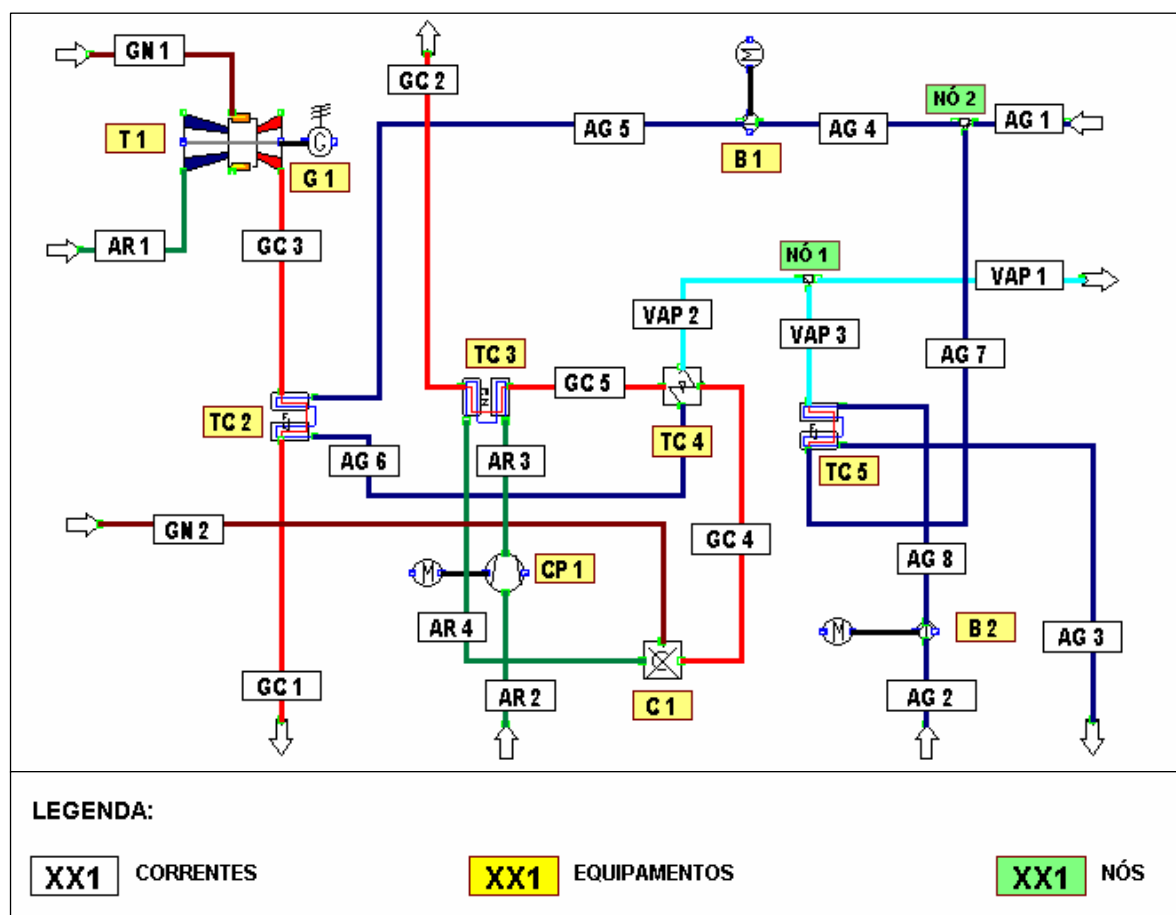


Figura 4.7 – Sistema de Co-geração com Turbina Ciclo Brayton

Em relação à configuração da Figura 4.6 foram feitas alterações descritas na seqüência:

- O vapor utilizado para aquecer a água que vai para processo, no trocador TC5 (Figura 4.7), é devolvido para a planta (pelo nó 2) e injetado na corrente de água que entra na planta para formação de vapor.

- Na configuração original, o gerador de vapor também é um modelo simplificado, e foi substituído pelo mesmo sistema utilizado na configuração 1 (Figura 4.2). A combustão acontece no equipamento identificado como C1 na Figura 4.7, e o sistema se completa com o evaporador TC 4, com o pré-aquecedor TC3 e com o compressor CP1.

- O modelo turbina a gás do programa inclui o conjunto compressor, combustor e turbina, já acoplados. Pode-se optar por definir uma turbina a gás genérica, ou selecionar um modelo específico de um fabricante, disponíveis em uma lista. Assim, as correções de desempenho conforme o estado do ar na admissão e o regime de carga, são efetuados pelo modelo. Neste estudo o modelo genérico foi utilizado.

Nesta planta, as eficiências energética η_{PLANTA_2} e exergética ε_{PLANTA_2} são calculadas como:

$$\eta_{PLANTA_2} = \frac{(W_{G1} - W_{B1} - W_{B2} - W_{CP1}) + m_{VAP1}(h_{VAP1} - h_{AG1}) + m_{AG3}(h_{AG3} - h_{AG2})}{(\dot{m}_{GN1} + m_{GN2}) PCI} \quad (4.4)$$

$$\varepsilon_{PLANTA_2} = \frac{(W_{G1} - W_{B1} - W_{B2} - W_{CP1}) + (Ex_{VAP1} - Ex_{AG1}) + (Ex_{AG3} - Ex_{AG2})}{Ex_{GN1} + Ex_{AR1} + Ex_{GN2} + Ex_{AR2}} \quad (4.5)$$

As grandezas utilizadas como variáveis de decisão para a configuração 2, estão na Tabela 4.5:

Tabela. 4.5 – Variáveis de decisão da planta 2

VARIÁVEIS DE DECISÃO DA PLANTA 2		
Pressão em GC1:	1,05	bar
Temperatura em GC1:	100	° C
Temperatura em GC5:	285	° C
Temperatura em GC2:	100	° C
Temperatura em AG4:	98	° C
Excesso de ar na turbina T1:	2,63	
Excesso de ar (λ) no combustor C1	1,4	

A seguir, a descrição dos equipamentos (referenciadas em amarelo) com os dimensionamentos obtidos na simulação

T 1 -Turbina a gás com 395 kW de potência nominal. (W_{nom}). A eficiência da turbina está mostrada na Figura 4.8, onde o valor da potência nominal é usado para normalizar a curva. Esta curva foi obtida para temperatura ambiente de 25 °C, que é a temperatura do estado de referência utilizada neste estudo. A máxima eficiência da turbina será obtida quando operando com carga nominal e com a temperatura ambiente de 15 °C.

Quando operando na carga de projeto, 325 kW, com temperatura ambiente de 25 °C, a eficiência é de 30,9 %. A eficiência nominal (η_{nom}) é de 32,7%, será alcançada quando a turbina estiver trabalhando com uma carga pouco acima da nominal, por estar trabalhando em ambiente com temperatura mais elevada que as das condições de projeto do equipamento.

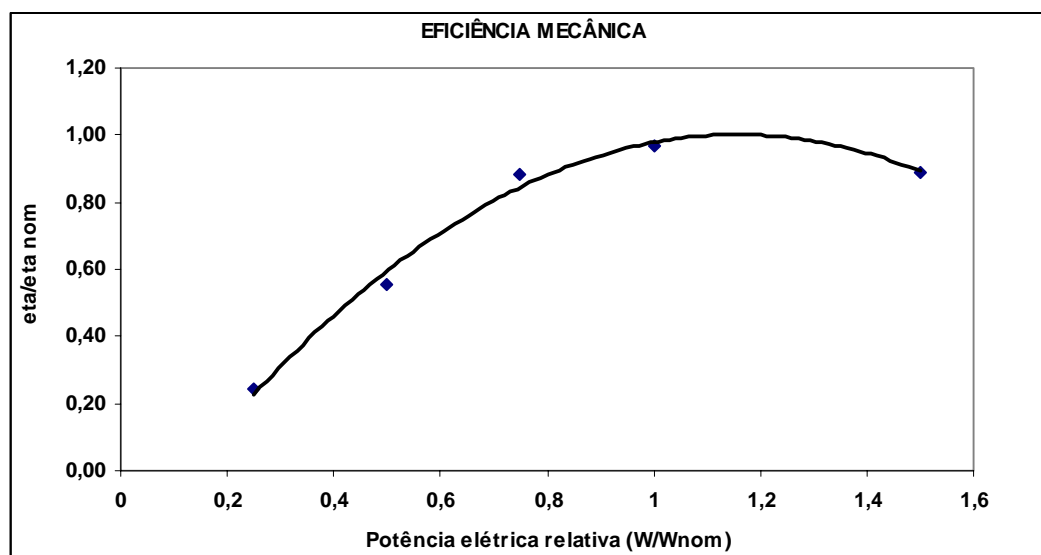


Figura.4.8 – Eficiência Mecânica Turbina Ciclo Brayton

TC 2 – Trocador de calor para pré-aquecer água para vaporização. Troca de calor de 326,79 kW;

TC 3 – Trocador de calor para pré-aquecimento de ar para alimentação do combustor. Troca de calor de 90,98 kW;

TC 4 – Evaporador que transfere calor do gás de combustão de C1 para a corrente de água. São transferidos 819,82 kW;

TC 5 – Trocador para aquecimento de água de processo utilizando vapor na corrente quente. A troca de calor é de 283,15 kW.

B1 – Bomba de água com consumo elétrico de 0,43 kW

B2 – Bomba de água com consumo elétrico de 0,19 kW

CP1 – Compressor de ar com consumo elétrico de 10,77 kW e razão de compressão de 1,23.

C1 – Câmara de combustão.

As eficiências obtidas para a planta 2 são:

$$\eta_{PLANTA_2} = 72,0 \%$$

$$\varepsilon_{PLANTA_2} = 28,3 \%$$

4.4 Configuração 3 - Gerador de Vapor Superaquecido e Turbina a Vapor

Por último, foi proposta uma configuração do tipo “bottoming”, onde o gás natural é queimado em um gerador de vapor superaquecido, que entrega parte de sua energia para uma turbina a vapor operando em contrapressão, acoplado a um gerador de elétrico. Como mostrado na Figura 4.9:

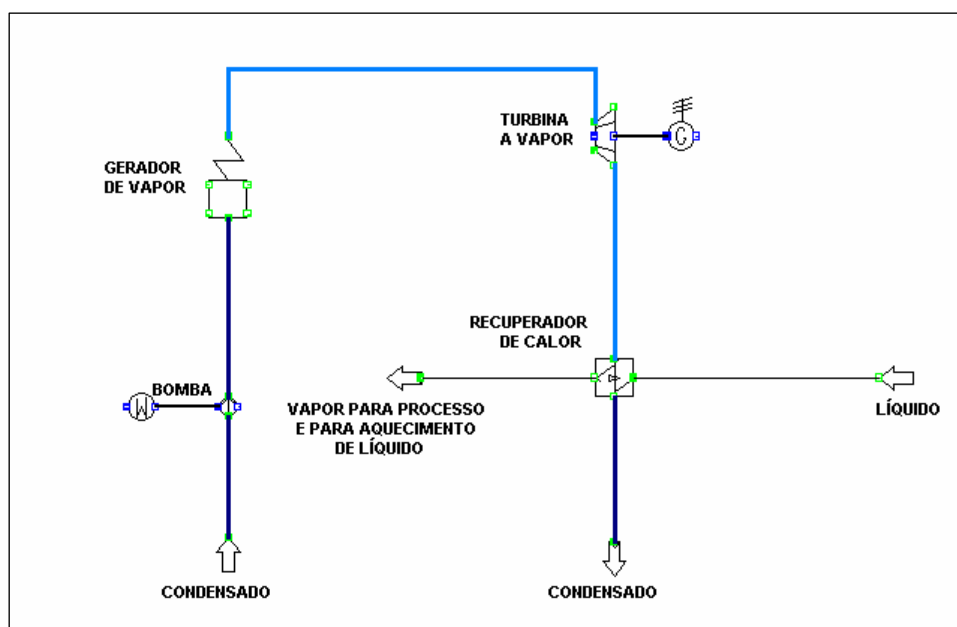


Figura 4.9 – Configuração 3- Gerador de Vapor Superaquecido e Turbina a Vapor – Proposta COGECUR

Neste caso, a água quente e o vapor são obtidos aproveitando-se a energia restante no vapor que foi expandido na turbina a vapor, através do recuperador de calor.

A Figura 4.10 mostra a composição simplificada da planta após alterações feitas para a simulação deste estudo. A configuração está dividida em 3 subsistemas: gerador de vapor superaquecido, condensador e conjunto gerador de vapor saturado.

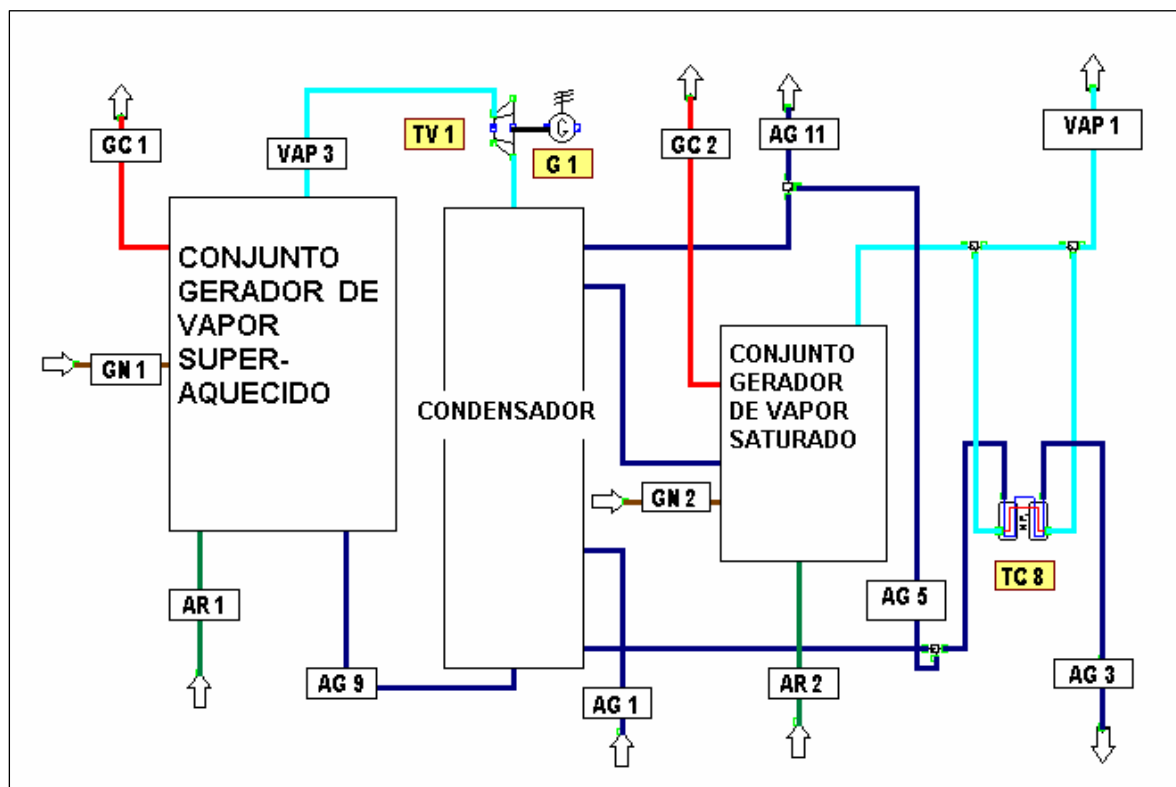


Figura 4.10 – Sistema simplificado da configuração com gerador de vapor superaquecido e turbina a vapor de contrapressão

Esta configuração foi obtida através de alterações na planta original que estão descritas a seguir:

- No estudo do COGECUR o gerador de vapor superaquecido foi representado da mesma forma que os geradores de vapor das configurações 1 e 2, neste trabalho o modelo simplificado foi substituído por um modelo mais completo, acrescentando-se um superaquecedor, como mostra a Figura 4.11:

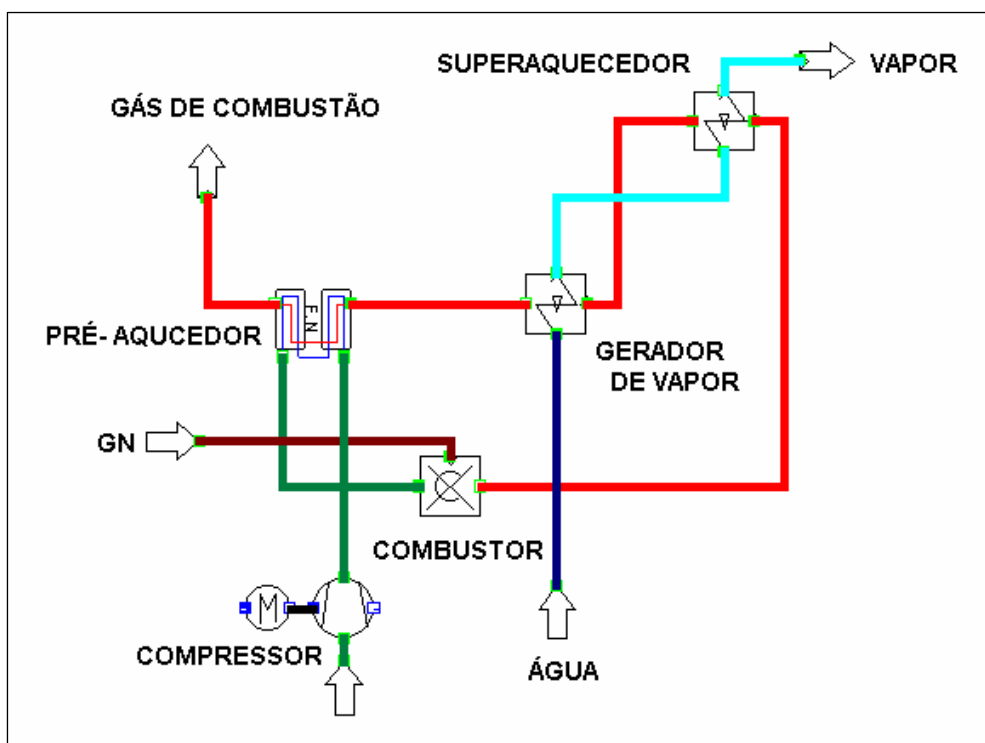


Figura 4.11 -- Modelo de gerador de vapor superaquecido

- O condensador da Figura 4.10, é substituído por dois trocadores que tem por objetivo condensar o vapor do circuito. Na nova configuração o circuito do vapor é fechado com a volta do condensado para o gerador de vapor superaquecido. O calor retirado do circuito do superaquecedor é transferido para aquecer água quente de processo e para pré aquecer água que será transformada em vapor de processo. São os trocadores TC6 e TC7 na Figura 4.12.

- Outro gerador de vapor é colocado para que a planta tenha possibilidade de gerar vapor independente da geração de energia elétrica. Trata-se do conjunto: combustor C2, evaporador TC4, pré-aquecedor TC5 e compressor CP2, na Figura 4.12.

- A geração de água de processo também deve ser possível mesmo que não haja geração de energia elétrica, para tal é inserido um trocador que aproveita parte do vapor gerado para aquecer água de processo. Trocador de calor TC8 na Figura 4.10 e na Figura 4.12.

- Tal qual as configurações anteriores, as correntes de entrada de água e de ar têm as temperaturas e pressões fixadas nos valores de 25 C e 1,01325 bar, e o gás natural é admitido na planta com pressão de 1,2 bar e temperatura de 25 °C.

A configuração completa utilizada nesta simulação está na Figura 4.12

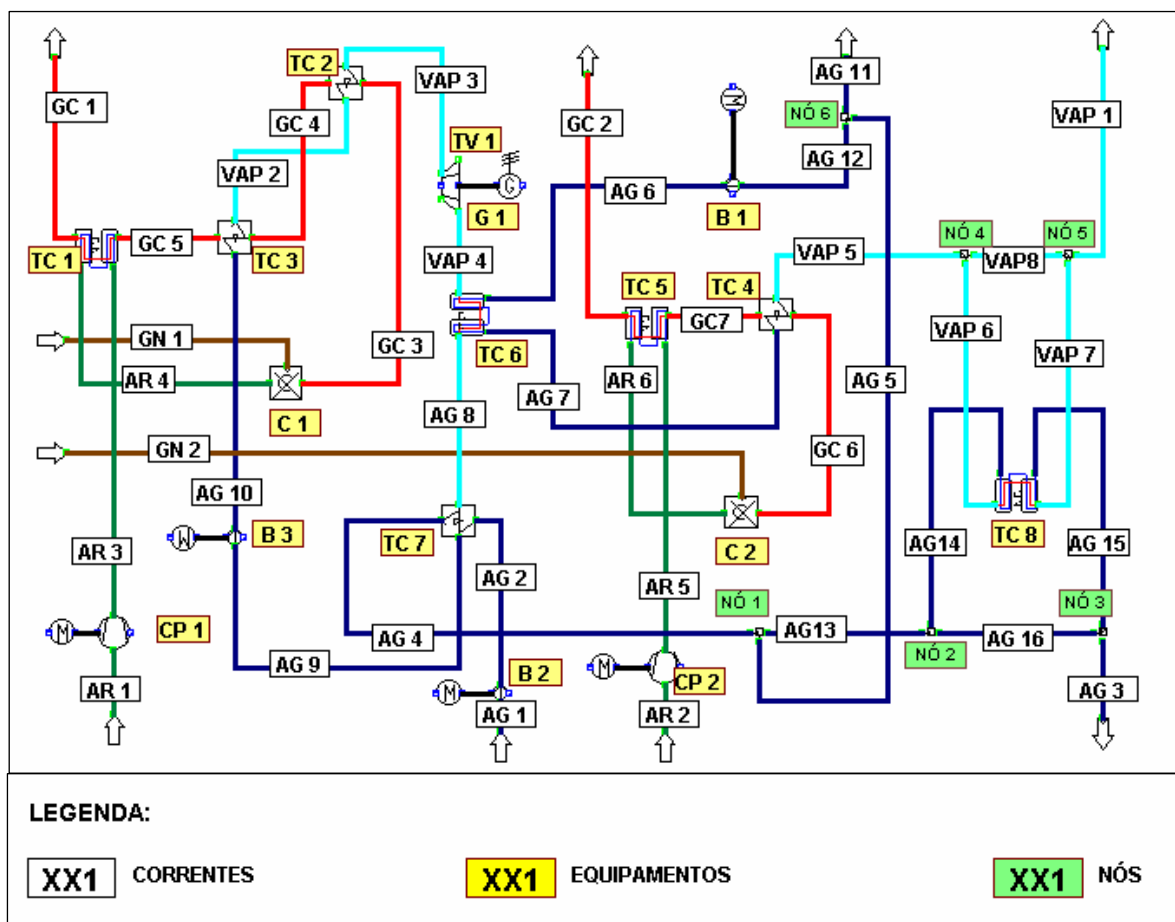


Figura 4.12 – Sistema completo da configuração com gerador de vapor superaquecido e turbina a vapor de contrapressão

Onde:

CP 1 – Compressor de ar com razão de compressão de 1,23 e potência consumida de 33,07 kW.

TC 1 – Trocador de calor para pré-aquecer ar de alimentação do combustor 1. Troca de calor de 149,51 kW.

C 1 – Câmara de combustão para geração de calor para o vaporizador (TC3) e para o superaquecedor (TC2).

TC 3 – Evaporador com troca de calor de 2.064,41 kW.

TC 2 – Superaquecedor com troca de calor de 452,38 kW.

B 3 – Bomba com potência exigida do motor de 4,52 kW, para bombeamento de condensado para alimentação do evaporador.

TC 6 – Trocador de calor para pré aquecer água para gerar vapor de processo e que retira calor do vapor que sai da turbina TV1. Apresenta troca de calor de 124,70 kW.

TC 7 – Condensador do circuito de vapor superaquecido, o calor retirado do vapor é transferido para aquecimento de água de processo e para pré aquecer água que será usada para gerar vapor de processo. Deve-se salientar que mesmo que não haja consumo do curtume de água quente e vapor, a geração de energia elétrica não fica prejudicada, o rejeito de calor poderá ser eliminado da planta através da corrente AG11. Neste equipamento ocorre troca de calor de 1.944,91 kW.

B 2 – Bomba de água com consumo elétrico de 1,31 kW para bombeamento de água de processo.

B 1 – Bomba de água com consumo elétrico de 0,23 kW para pressurizar água da linha de geração de vapor de processo.

TV 1 – Turbina a vapor acoplada ao gerador de energia elétrica. A eficiência deste equipamento é estimada e é dada conforme a Figura 4.13. Para as cargas de projeto é 79,84 %.

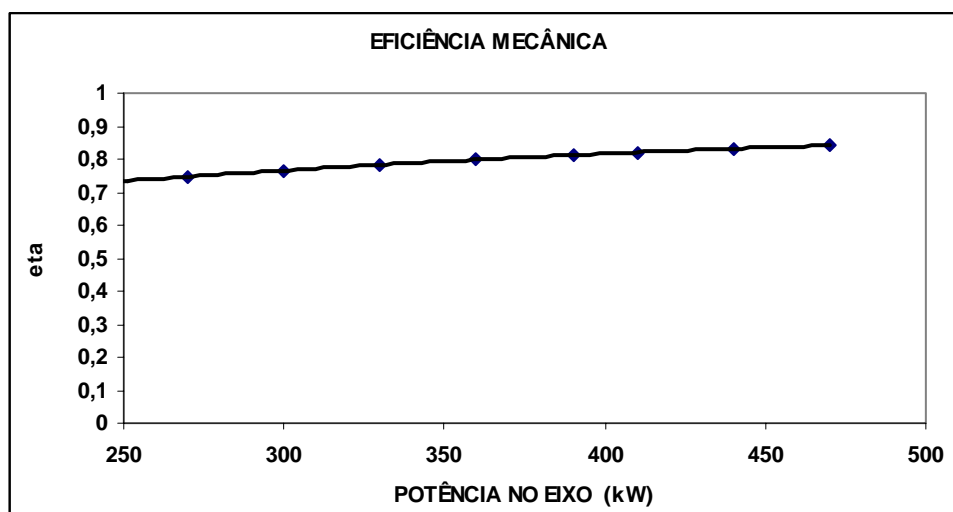


Figura 4.13– Comportamento estimado da eficiência mecânica da turbina em contrapressão

CP 2 – Compressor de ar com consumo elétrico de 9,15 kW e razão de compressão de 1,23.

TC 5 – Pré-aquecedor de ar de combustão de alimentação do combustor C2. Transfere 41,39 kW.

C 2 – Câmara de combustão do gerador de vapor de processo.

TC 4 – Trocador para gerar vapor de processo com 696,76 kW de transferência de calor.

TC 8 – Trocador de calor para utilizar vapor gerado no gerador auxiliar para aquecer água de processo. Este equipamento permite que o processo receba água quente mesmo que o circuito de geração de energia elétrica esteja com baixa produção. Transferência de calor de 25,80 kW.

As variáveis de decisão para a terceira alternativa estão na Tabela 4.6.

Tabela. 4.6 – Variáveis de decisão da planta 3

VARIÁVEIS DE DECISÃO DA PLANTA 3		
Temperatura em GC1:	100	° C
Temperatura em GC5:	200	° C
Temperatura em GC2:	100	° C
Temperatura em GC7:	200	° C
Temperatura em AG9:	90	° C
Pressão AG9:	3	bar
Temperatura em AG4:	75	° C
Temperatura em AG7:	165	° C
Temperatura em VAP2:	250,43	° C
Temperatura em VAP3:	460	° C
Pressão em VAP3:	40	bar
Excesso de ar (λ) no combustor C1	1,4	
Excesso de ar (λ) no combustor C2	1,4	

As eficiências energéticas e exergéticas da terceira configuração são calculadas segundo as equações

$$\eta_{PLANTA_3} = \frac{(W_{G1} - W_{B1} - W_{B2} - W_{B3} - W_{CP1} - W_{CP2}) + m_{VAP1}(h_{VAP1} - \dot{h}_{AG1}) + m_{AG3}(h_{AG3} - h_{AG1})}{(\dot{m}_{GN1} + m_{GN2}) PCI} \quad (4.6)$$

$$\varepsilon_{PLANTA_3} = \frac{(W_{G1} - W_{B1} - W_{B2} - W_{B3} - W_{CP1} - W_{CP2}) + (Ex_{VAP1} - Ex_{AG1}) + (Ex_{AG3} - Ex_{AG1})}{Ex_{GN1} + Ex_{AR1} + Ex_{GN2} + Ex_{AR2}} \quad (4.7)$$

No apêndice estão as propriedades termodinâmicas encontradas na simulação da planta 3.

As eficiências obtidas para os dados de projeto são:

$$\eta_{PLANTA_3} = 42,0 \%$$

$$\varepsilon_{PLANTA_3} = 14,6\%$$

4.5 Resultados Obtidos

Além dos parâmetros já apontados, outros dados foram assumidos com valores iguais para as três plantas, com objetivo de padronizar as condições de trabalho, e então comparar resultados:

As eficiências elétrica e mecânica dos equipamentos foram tomadas como sendo 0,95%. Já as eficiências isentrópicas foram igualadas em todos compressores e bombas com o valor 85%.

As perdas de carga dos equipamentos foram igualadas em 0,05 bar. O valor do poder calorífico inferior (*PCI*) do gás natural foi tomado como 50.042 kJ/kg, mesmo valor utilizado no projeto COGECUR.

As condições de carga do curtume estão apresentadas na Seção 4.1 e as simulações são feitas para atender as diversas situações levantadas, tendo como parâmetro de projeto as demandas em período de alta produção.

Para uma comparação mais abrangente das eficiências exergética das três plantas, foram tomadas diversas situações de cargas possíveis, que variam desde uma situação de baixa produção, até um ponto onde a produção do curtume seria máxima. Na Tabela 4.7 constam as situações de demanda do curtume e na Figura 4.15 estão as eficiências energéticas e exergéticas obtidas para cada situação nas três plantas..

Os valores de demanda da situação 3, na Tabela 4.7, correspondem aos valores utilizados como parâmetros de projeto na simulação das plantas, já apresentados na Tabela 4.1

Tabela 4.7 – Situações de demanda de energia do curtume

	Situação 1	Situação 2	Situação 3	Situação 4	Situação 5	Situação 6	Situação 7
E Elétrica (kW)	217	271	325	350	375	400	425
Vapor (kg/s)	0,208	0,266	0,325	0,390	0,455	0,519	0,584
Água quente (kg/s)	0,786	1,008	1,231	1,423	1,616	1,808	2,000

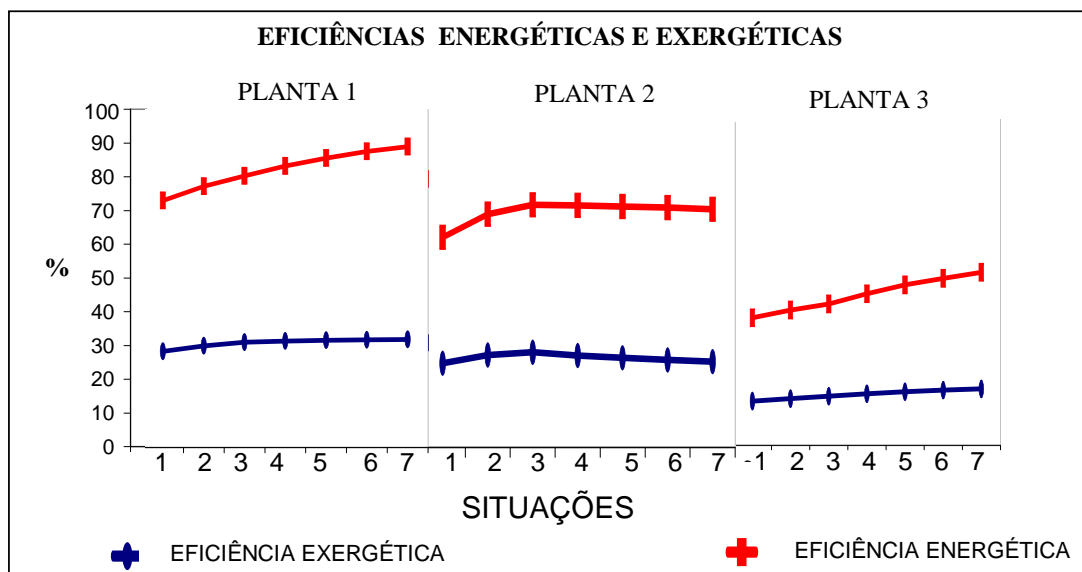


Figura 4.14– Eficiência exergética e energética das configurações em diversas situações de demanda de energia térmica e elétrica

Inicialmente, observa-se que nas três plantas o rendimento exergético é menor que o rendimento energético, o que já é esperado. A análise de exergia leva em consideração as perdas devido às irreversibilidades que não são consideradas nas análises energéticas.

Os melhores resultados ocorrem na alternativa com motor Otto, seguido da opção com a turbina Brayton e por último pela planta composta pelo gerador de vapor, mantendo a mesma ordem tanto para a análise de energia como para a de exergia.

A tabela a seguir mostra a exergia destruída em cada configuração, além dos valores das exergias rejeitadas para o meio através das correntes de ar, água e gases de combustão.

Tabela 4.8 – Exergia destruída e eliminada em cada planta

CONFIGURAÇÃO 1	Exergia Destruída	$\sum_k Ex_D$	1.259,13 kW
	MOTOR OTTO	Exergia Rejeitada	$Ex_{GC1} + Ex_{GC2} + Ex_{AR3}$
CONFIGURAÇÃO 2	Exergia Destruída	$\sum_k Ex_D$	1.397,90 kW
	TURBINA BRAYTON	Exergia Rejeitada	$Ex_{GC1} + Ex_{GC2}$
CONFIGURAÇÃO 3	Exergia Destruída	$\sum_k Ex_D$	2.711,39 kW
	GERADOR DE VAPOR	Exergia Rejeitada	$Ex_{GC1} + Ex_{GC2} + Ex_{AG11}$

O índice k nos somatórios indica os equipamentos de cada configuração, GC1 e GC2 são as correntes de gás de combustão que saem de cada uma das três das plantas, e AR3 e AG11 são as correntes de ar e água que saem dos sistemas 1 e 3 respectivamente.

Conclui-se que a alta quantidade de exergia rejeitada e destruída na terceira opção é a principal causa da baixa eficiência exérgica deste sistema.

Examinando separadamente a exergia destruída e a rejeitada, verifica-se que a terceira planta apresenta os maiores valores para as duas grandezas.

Classificando os equipamentos de cada planta simulada pelo valor da exergia destruída, verifica-se que a maior incidência ocorre nos equipamentos onde acontece combustão e nos trocadores onde ocorre troca de fase.

Na terceira configuração ocorre a evaporação e posterior condensação da água do circuito que alimenta a turbina, onerando mais esta planta em relação às outras, onde a única troca de fase ocorre na geração de vapor de processo. Além disto, entre os equipamentos onde ocorre combustão, o combustor C1 da planta 3 tem a maior quantidade de exergia destruída.

Na próxima figura constam os equipamentos com maiores valores de exergia destruída de cada configuração.

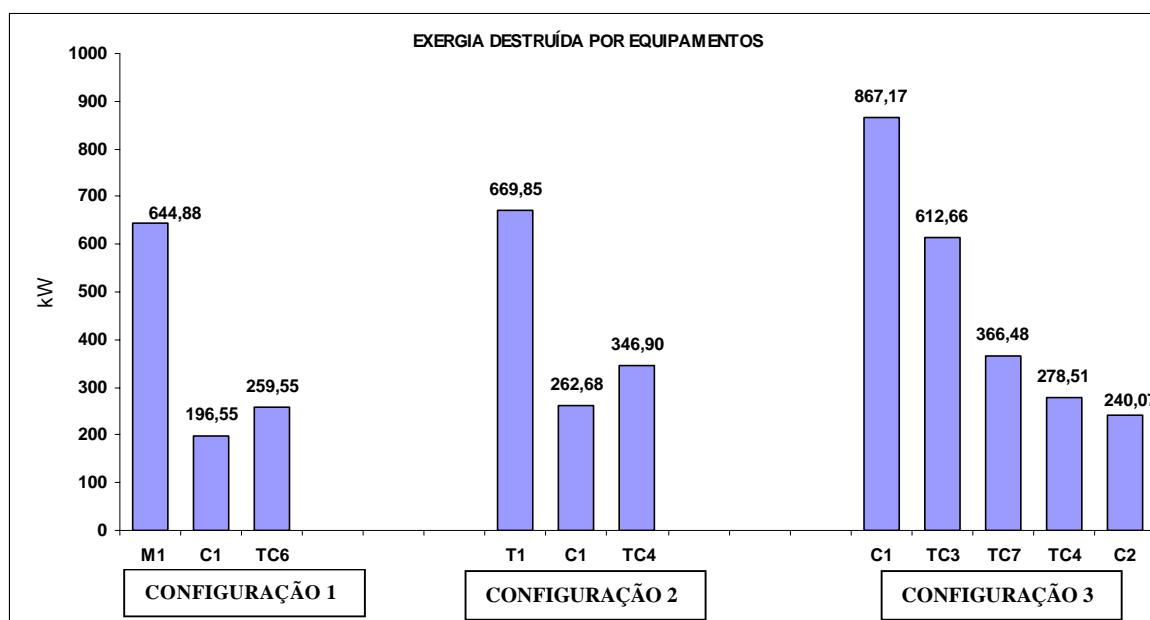


Figura 4.15– Equipamentos com maiores valores de exergia destruída para cada configuração

Embora na planta 2 a exergia eliminada seja menor que na planta 1, a eficiência exérgica na primeira alternativa apresenta melhor resultado. A causa é o menor consumo de combustível da planta 1, que compensa esta diferença. Vale ressaltar que menor consumo de gás natural, também implica em menor consumo de ar e conseqüentemente menor consumo de energia elétrica nos compressores.

Na Figura 4.16 encontram-se os consumos de combustível para cada planta, a coluna completa representa o consumo total e em cada coluna há a separação proporcional aos consumos das correntes GN1 (principal) e GN2 (auxiliar). A figura apresenta os resultados obtidos neste trabalho e os resultados do projeto COGECUR. Vale lembrar que, no projeto COGECUR, a planta 3 foi avaliada com consumo de combustível apenas em um combustor.

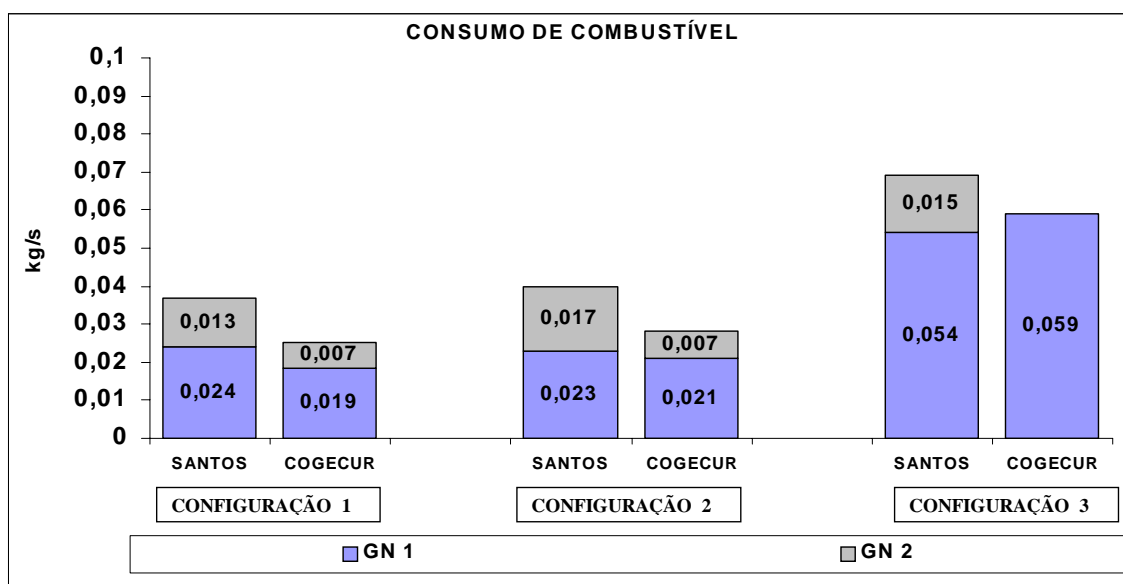


Figura 4.16 – Consumos de combustível nas configurações simuladas, separados em GN1 e GN2

4.6 Considerações Finais

O problema cujas demandas foram levantadas e apresentadas no projeto COGECUR foi resolvido através de três configurações de plantas de co-geração. As soluções já propostas no trabalho original foram modificadas com o objetivo de complementá-las. Para tal foram criados novos modelos de gerador de vapor auxiliar e um novo modelo de gerador de vapor superaquecido.

Também foram colocados novos trocadores de calor para complementar o processo de geração de vapor e água quente. Para permitir que todas as plantas tenham as entradas de fluidos padronizadas, foram colocados compressores e bombas e assim atender a necessidade de alimentação dos equipamentos.

Após definidas as variáveis de decisão de cada planta, as três configurações foram simuladas para as condições de projeto e posteriormente para diversas combinações de demandas de produtos de co-geração. Foram obtidas as propriedades termodinâmicas de cada corrente de fluido, além das eficiências energéticas e exergéticas de cada planta.

Comparando as três plantas propostas neste trabalho, observa-se que a opção com melhor resultado ($\eta_{PLANTA_1} = 76,9\%$ e $\varepsilon_{PLANTA_1} = 29,1\%$) é a de geração de energia elétrica através de um motor de combustão interna e valendo-se do calor rejeitado no seu sistema de arrefecimento e pelos gases de combustão para produção de água quente e vapor respectivamente.

Já a segunda alternativa, em que a geração de energia elétrica ocorre através de uma turbina a gás e produção de água quente e vapor utilizando a energia dos gases de combustão, apresenta eficiência energética e exergética inferior ao primeiro caso ($\eta_{PLANTA_2} = 72,0\%$ e $\varepsilon_{PLANTA_2} = 28,3\%$).

Finalmente, a configuração que emprega um gerador de vapor e uma turbina em contrapressão é o menos vantajoso ($\eta_{PLANTA_3} = 42,0\%$ e $\varepsilon_{PLANTA_3} = 14,6\%$).

5. CÁLCULOS EXERGOECONÔMICOS E APLICAÇÃO DO MÉTODO PARA MELHORAMENTO DE DESEMPENHO DE SISTEMAS DE CO-GERAÇÃO

No capítulo a seguir é realizada a análise exergoeconômica das plantas de co-geração propostas. São calculados os custos de insumos: investimentos necessários para construção das plantas, os custos de operação e manutenção e os custos com combustível. A partir destes valores, são resolvidos os sistemas de equações para determinar as taxas de custos das correntes e eixos. Na seqüência são calculados os custos exergéticos e por último as taxas de custos dos produtos de co-geração.

A unidade monetária utilizada é genérica e, embora guarde alguma relação com a realidade, não pretende ser descritiva desta.

O método para melhoramento de desempenho das plantas é aplicado em cada uma delas e os resultados são analisados e comparados.

5.1 Análise de Custos das Plantas em Estudo

5.1.1 Custos da Configuração 1 – Motor Ciclo Otto

Para avaliar o custo de compra dos equipamentos (*CCE*) da primeira planta de co-geração foram utilizadas as Tabelas 2.1, 2.2 e 2.3 apresentadas no Capítulo 2, transpostas na Tabela 5.1.

A simulação com demandas de alta produção (Tabela 4.1), apontam para dimensionamentos dos trocadores TC2, TC1 e TC4, com tamanhos e capacidades diferentes. Entretanto todos eles foram dimensionados pelos valores obtidos para TC2, pois tanto TC1 quanto TC4 precisam ser capazes de substituí-lo em alguma situação fora da condição de projeto. Por exemplo, caso haja uma baixa demanda de energia elétrica na planta, o conjunto moto gerador vai trabalhar com baixa rejeição de calor nas camisas e deste modo haverá pouco calor disponível para aquecer a água no TC2. Ao mesmo tempo, o curtume poderá estar com alto consumo de água quente que será obtido através de TC4. Por outro lado, pode haver uma forte diminuição no consumo de água quente enquanto que a demanda de energia elétrica esteja alta. Neste caso será necessário que o TC1 tenha capacidade para resfriar a corrente de água de arrefecimento do motor.

Tabela 5.1 – Custo de compra dos equipamentos (CCE) para a primeira configuração

EQUIPAMENTO	CCE (\$)
MOTOR GERADOR (M1e G1)	38.000,00
BOMBA 2 (B2)	60,00
COMPRESSOR 1 (CP 1)	850,00
RADIADOR (TC 1)	5.000,00
BOMBA 1 (B1)	15,00
BOMBA 3 (B 3)	15,00
TROCADOR 5 (TC 5)	5.000,00
TROCADOR 2 (TC 2)	5.000,00
TROCADOR 4 (TC 4)	5.000,00
TROCADOR 3 (TC 3)	150,00
COMBUSTOR (C 1)	4.000,00
COMPRESSOR 2 (CP 2)	100,00
EVAPORADOR (TC 6)	150,00
TOTAL	63.340,00

O conjunto de equipamentos que compõem o gerador de vapor de recuperação, na Figura 4.5, engloba: o trocador 6 (TC6), o trocador 3 (TC3), o compressor 2 (CP2) e o combustor (C1). O custo considerado leva em conta que o curtume já possui estes equipamentos, e apenas será necessário o investimento para adaptá-los ao uso do gás natural e inseri-los no novo sistema.

O investimento total para tornar a planta operacional é dado pela Equação (2.24), que para este caso:

$$\sum CCE_k = \$ 63.340,00$$

$$IT = \$ 263.494,40$$

O custo anualizado de investimento, A_{IT} , considerando a vida útil de 20 anos e as demais premissas apresentadas na Tabela 2.4 (taxas de juros de recuperação de capital próprio, de terceiros e a taxa de inflação) é obtido através da Equação (2.26) :

$$A_{IT} = \$ 57.772,47 /ano$$

Para se obter o custo anualizado do combustível, $A_{COMBUSTÍVEL}$, é necessário primeiramente definir o valor que será despendido com este insumo no ano corrente, para um consumo de combustível obtido pela simulação. Para a planta 1, o consumo de combustível ocorre em duas correntes, na alimentação do motor e do combustor:

$$\dot{m}_{GN1} = 0,0240 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{GN2} = 0,0130 \text{ kg/s}$$

O gasto com combustíveis no ano corrente é conhecido aplicando a Equação (2.27):

$$Custo_{combustívelGN1} = \$ 87.096,22 /ano$$

$$Custo_{combustívelGN2} = \$ 47.235,62 /ano$$

No apêndice consta a tabela com os valores calculados dos custos corrigidos para cada ano de operação da planta, $C_{comb\ m}$, e os valores presentes $P_{comb\ m}$ conforme Equação (2.29) e (2.30) para o GN1e para GN2.

Com o valor de $\sum P_{comb\ m}$, usa-se a Equação (2.31) e obtém-se o valor do custo anualizado de combustível para GN 1:

$$\sum P_{comb\ m} = \$ 984.403,85$$

$$A_{COMBUSTÍVEL\ GN1} = \$ 78.991,11 /ano$$

O mesmo é feito para obter os valores gastos com combustível para alimentar o combustor:

$$\sum P_{comb\ m} = \$ 533.879,98$$

$$A_{COMBUSTÍVEL\ GN2} = \$ 42.839,91 /ano$$

O custo de operação e manutenção é estimado em 5% do investimento total (IT). O custo anualizado de O&M é obtido aplicando-se a metodologia apresentada no Capítulo 2.

Da Tabela 2.4 tem-se:

$$C_{CUSTO\ O\&M} = \$ 13.174,72$$

No apêndice encontram-se os valores tabelados de $C_{O\&M\ m}$ e $P_{O\&M\ m}$, obtidos aplicando-se as equações 2.32 e 2.33

Com valor de $\sum P_{O\&M\ m}$ é definido o custo anualizado de Operação e Manutenção, através da Equação (2.34):

$$\sum P_{O\&M\ m} = \$ 137.493,72$$

$$A_{O\&M} = \$ 11.032,85 /ano$$

Tendo os valores de CCE_k , A_{IT} e $A_{O\&M}$ são determinados os valores da taxa de custo de investimento e operação e manutenção, Z , para cada equipamento (Equação 2.39). Os valores obtidos encontram-se na tabela 5.2:

Tabela 5.2 –Taxa de custo de Investimento e O&M Z_k para equipamentos da planta 1

EQUIPAMENTO	Z (\$/h)
MOTOR GERADOR (M1e G1)	5,5437
BOMBA 2 (B2)	0,0088
COMPRESSOR 1 (CP 1)	0,1240
RADIADOR (TC 1)	0,7294
BOMBA 1 (B1)	0,0022
BOMBA 3 (B 3)	0,0022
TROCADOR 5 (TC 5)	0,7294
TROCADOR 2 (TC 2)	0,7294
TROCADOR 4 (TC 4)	0,7294
TROCADOR 3 (TC 3)	0,0219
COMBUSTOR (C 1)	0,5836
COMPRESSOR 2 (CP 2)	0,0146
EVAPORADOR (TC 6)	0,0219

A fim de calcular as taxas de custos exergéticos C de cada corrente e eixo, é inserida a equação 2.41 na nova biblioteca do “*software*” IPSE.pro, para cada modelo de equipamento. Para trocadores de calor, as Equações (2.43) ou (2.44) também foram inseridas nos modelos, dependendo do objetivo do trocador, aquecer a corrente fria ou esfriar a corrente quente.

O sistema formado por estas equações, apresenta maior número de incógnitas que de equações. Assim, para que o sistema seja determinado, outras considerações importantes também são levantadas e as equações provenientes colocadas no programa computacional na condição de equações auxiliares, a saber:

- O custo da energia elétrica por unidade de energia é considerado o mesmo para toda a planta, independente do equipamento. Aplicando a Equação (2.35), para corrente ou eixos:

$$C_{corrente1} = C_{corrente2} \quad \frac{C_{corrente1} Ex_{corrente1}}{Ex_{corrente1}} = \frac{C_{corrente2} Ex_{corrente2}}{Ex_{corrente2}}$$

Generalizando, obtém-se as seguintes relações cujos índices se referem aos eixos mostrados na Figura 4.5:

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_CP1}}{W_{EIXO_CP1}} \quad (5.1)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_CP2}}{W_{EIXO_CP2}} \quad (5.2)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B1}}{W_{EIXO_B1}} \quad (5.3)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B2}}{W_{EIXO_B2}} \quad (5.4)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B3}}{W_{EIXO_B3}} \quad (5.5)$$

- Nos pontos onde ocorre mistura de duas correntes (nós 1 e 3 na Figura 4.5), a taxa de custo da corrente resultante da unificação será igual à soma das taxas de custo das corrente que a formam. Deste modo, têm-se as seguintes relações, levando em conta os índices da Figura 4.5:

Para o nó 1:

$$C_{AG10} = C_{VAP4} + C_{AG1} \quad (5.6)$$

Para o nó 3:

$$C_{AG3} = C_{AG15} + C_{AG16} \quad (5.7)$$

- Já para os pontos onde ocorre a divisão de uma corrente em duas outras novas, o custo exerético, por unidade de exergia, de cada nova corrente de fluido será igual à taxa de custo exerético da corrente que a forma. Isto fica claro se for verificado que não deve haver alteração no custo exerético, pois o fluido não sofreu nenhuma transformação além de se dividir em duas novas correntes. Esta situação ocorre nos nós 2, 4 e 5, e as relações estão explicitadas a seguir:

Para o nó 2:

$$\frac{C_{AG14}}{Ex_{AG14}} = \frac{C_{AG8}}{Ex_{AG8}} \quad (5.8)$$

$$\frac{C_{AG16}}{Ex_{AG16}} = \frac{C_{AG8}}{Ex_{AG8}} \quad (5.9)$$

Para o nó 4:

$$\frac{C_{AR4}}{Ex_{AR4}} = \frac{C_{AR6}}{Ex_{AR6}} \quad (5.10)$$

$$\frac{C_{AR4}}{Ex_{AR4}} = \frac{C_{AR5}}{Ex_{AR5}} \quad (5.11)$$

Para o nó 5:

$$\frac{C_{VAP1}}{Ex_{VAP1}} = \frac{C_{VAP3}}{Ex_{VAP3}} \quad (5.12)$$

$$\frac{C_{VAP2}}{Ex_{VAP2}} = \frac{C_{VAP3}}{Ex_{VAP3}} \quad (5.13)$$

- Do motor ciclo Otto, M1, ocorre a saída de duas correntes de fluidos, o gás de combustão e a água de arrefecimento do motor. Além da energia mecânica transportada pelo eixo para o gerador de energia elétrica. Como estas três saídas são utilizadas para obter a energia elétrica, o vapor e a água quente que são os objetivos das plantas (chamados de produtos de co-geração), considera-se que as taxas de custo por unidade de exergia são iguais para estes três itens. Assim, as equações ficam:

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{GC3}}{Ex_{GC3}} \quad (5.14)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{AG9}}{Ex_{AG9}} \quad (5.15)$$

- Como as entradas de fluidos no sistema são todas consideradas nas condições do ambiente, com exceção do gás natural, as taxas de custos exergeticos nestas correntes são consideradas nulas, ou seja:

$$C_{AR1} = C_{AR2} = C_{AG1} = C_{AG2} = 0$$

- As taxas de custos exergeticos do gás natural para o motor e para o combustor são obtidas através dos valores já conhecidos de custos anualizados de combustível, despendidos nas correntes GN1 e GN2, relacionados com o tempo de funcionamento anual da planta, conforme Equação (2.42):

$$C_{GN1} = \frac{A_{COMBUSTÍVEL\ GN1}}{7.446} \quad C_{GN1} = 10,61 \text{ \$/h}$$

$$C_{GN2} = \frac{A_{COMBUSTÍVEL\ GN2}}{7.446} \quad C_{GN2} = 5,75 \text{ \$/h}$$

Os resultados obtidos na simulação estão na Tabela 5.3:

Tabela 5.3 – Resultados exergoeconômicos da simulação da planta 1

POSIÇÃO	vazão (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (bar)	TAXA DE CUSTO EXERGÉTICO (\$/h)	EXERGIA TOTAL (kW)	CUSTO EXERGÉTICO (\$/GJ)
AR 1	6,727	25,00	1,01	0,000	-2,907	0,00
AR 4	6,727	29,83	1,06	1,098	25,374	12,02
AR 5	6,254	29,83	1,06	1,021	23,591	12,02
AR 3	6,254	50,00	1,01	2,439	3,623	187,00
AR6	0,473	29,83	1,06	0,077	1,783	12,02
AG5	19,541	94,00	3,00	17,349	622,479	7,74
AG 9	19,541	99,00	2,95	19,546	701,725	7,74
AG 6	19,541	95,56	2,75	18,000	646,209	7,74
AG13	19,541	94,00	2,55	17,311	621,479	7,74
AG 2	1,231	25,00	1,01	0,000	3,086	0,00
AG 7	1,231	25,03	2,35	0,008	3,246	0,65
AG 8	1,231	79,99	2,15	2,283	26,642	23,81
AG 3	1,231	80,00	1,95	3,012	26,613	31,44
AG 1	0,325	25,00	1,01	0,000	0,812	0,00
AG 10	0,326	26,00	0,99	0,017	0,815	5,63
AG 11	0,326	26,06	7,25	0,026	1,022	7,01
AG 12	0,326	165,24	7,05	4,093	54,789	20,75
VAP 3	0,326	164,99	7,00	10,524	250,732	11,66
VAP 2	0,001	164,99	7,00	0,017	0,394	11,66
VAP 1	0,325	165,00	7,00	10,510	250,338	11,66
VAP 4	0,001	164,66	6,95	0,017	0,394	11,66
AR 2	0,314	25,00	1,01	0,000	-0,136	0,00
AR 7	0,314	46,54	1,25	0,217	5,806	10,40
AR 8	0,314	256,01	1,20	0,595	24,005	6,89
GN 1	0,024	25,00	1,20	10,610	1.226,171	2,40
GC 3	0,497	526,75	1,10	4,003	143,717	7,74
GC 1	0,497	100,00	1,05	0,665	23,860	7,74
GN 2	0,013	25,00	1,20	5,750	664,994	2,40
GC 4	0,327	1.702,90	1,15	6,929	492,451	3,91
GC 5	0,327	285,00	1,10	0,520	36,968	3,91
GC 2	0,327	100,00	1,05	0,164	11,653	3,91
EIXO B1				0,005	0,195	7,74
EIXO B2				0,029	1,053	7,74
EIXO B3				0,007	0,254	7,74
EIXO CP1				0,974	34,955	7,74
EIXO CP2				0,203	7,274	7,74
EIXO G1				10,031	360,111	7,74

Tendo determinado os custos exergéticos de cada corrente, é calculado o custo de cada produto de co-geração, energia elétrica, vapor e água quente. Neste caso, os produtos de co-geração estão no eixo do gerador (energia elétrica), na corrente VAP1 (vapor) e na corrente AG3 (água quente).

Assume-se neste trabalho que todos os custos ligados aos motores de acionamento da planta, independentemente de seu circuito, são distribuídos de forma igual nos produtos de co-geração. Também as correntes que não têm mais suas exergias aproveitadas, isto é, as correntes que fluem para fora da planta, têm seus custos distribuídos igualmente entre os três produtos.

As taxas de custos dos produtos de co-geração são calcula da seguinte forma:

$$C_{\text{ÁGUA}_Q_1} = C_{AG3} + \frac{C_{GC2} + C_{GC1} + C_{AG3}}{3} + \frac{(C_{EIXO_B1} + C_{EIXO_B2} + C_{EIXO_B3} + C_{EIXO_CP1} + C_{EIXO_CP2})}{3} \quad (5.16)$$

$$C_{\text{ÁGUA}_Q_1} = 4,51 \text{ \$/h}$$

$$C_{\text{VAPOR}_1} = C_{VAP1} + \frac{C_{GC2} + C_{GC1} + C_{AG3}}{3} + \frac{(C_{EIXO_B1} + C_{EIXO_B2} + C_{EIXO_B3} + C_{EIXO_CP1} + C_{EIXO_CP2})}{3} \quad (5.17)$$

$$C_{\text{VAPOR}_1} = 12,01 \text{ \$/h}$$

$$C_{EE_1} = C_{EIXO_G1} + \frac{C_{GC2} + C_{GC1} + C_{AG3}}{3} + \frac{(C_{EIXO_B1} + C_{EIXO_B2} + C_{EIXO_B3} + C_{EIXO_CP1} + C_{EIXO_CP2})}{3} \quad (5.18)$$

$$C_{EE_1} = 11,53 \text{ \$/h}$$

5.1.2 Custos da Configuração 2 – Turbina a Gás Ciclo Brayton

Os custos de compra dos equipamentos são calculados através das mesmas tabelas de preços apresentadas no capítulo 2 (Tabelas 2.1, 2.2 e 2.3) e ficam de acordo com a Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Custo de compra dos equipamentos (CCE) para segunda configuração.

EQUIPAMENTO	CCE (\$)
TURBINA (T1)	55.000,00
TROCADOR 2 (TC2)	10.000,00
TROCADOR (TC 5)	5.000,00
BOMBA 1	15,00
BOMBA 2	15,00
TROCADOR 3 (TC 3)	150,00
COMBUSTOR (C 1)	4.000,00
COMPRESSOR 2 (CP 2)	100,00
EVAPORADOR (TC 4)	150,00
TOTAL	74.430,00

Tal qual a planta 1, neste caso os equipamentos TC3, C1, CP2 e TC4 não precisam ser adquiridos e os valores que constam na Tabela 5.4 são apenas para adaptá-los e instalá-los.

O custo anualizado do investimento é:

$$\sum CCE_k = \$ 74.430,00$$

$$IT = \$ 309.628,80 / \text{ano}$$

O custo anualizado do investimento é definido pela Equação (2.26):

$$A_{IT} = \$ 67.887,21 / \text{ano}$$

As vazões mássicas de combustível nas correntes GN1 e GN2, posicionadas conforme a Figura 4.7:

$$\dot{m}_{GN1} = 0,0233 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{GN2} = 0,0174 \text{ kg/s}$$

A partir destes valores, obtidos na simulação, e seguindo a mesma seqüência usada para a planta 1, obtém-se os custos anualizados de combustível para GN1 e GN2 respectivamente. As tabelas com os valores de $C_{comb\ m}$ e $P_{comb\ m}$ encontram-se no apêndice.

$$A_{COMBUSTÍVEL\ GN1} = \$ 76.416,71 \text{ /ano}$$

$$A_{COMBUSTÍVEL\ GN2} = \$ 57.253,46 \text{ /ano}$$

A seguir valor anualizado de operação e manutenção obtido pelo método descrito no Capítulo 2, os valores de $C_{O\&M\ m}$ e $P_{O\&M\ m}$ também se encontram no apêndice:

$$A_{O\&M} = \$ 12.964,56 \text{ /ano}$$

Aplicando a Equação (2.39) são calculadas as taxas de custo de investimento e O&M (Z) para cada equipamento, os valores estão na Tabela 5.4

Tabela 5.5 – Taxa de custo de Investimento e O&M Z_k para equipamentos da planta 2

EQUIPAMENTO	Z (\$/h)
TURBINA (T1)	8,0238
TROCADOR 2 (TC2)	1,4589
TROCADOR (TC 5)	0,7294
BOMBA 1	0,0022
BOMBA 2	0,0022
TROCADOR 3 (TC 3)	0,0219
COMBUSTOR (C 1)	0,5836
COMPRESSOR 2 (CP 2)	0,0146
EVAPORADOR (TC 4)	0,0219

Tal como na planta 1, para resolver o sistema de equações de taxas de custos, é necessário inserir algumas relações no “*software*”, na condição de equações auxiliares. As equações são baseadas nas considerações a seguir:

- A energia elétrica gerada pela planta deve ter o mesmo valor, por unidade de energia, que a energia elétrica consumida. Assim, seguem as relações onde os índices se referem as correntes e eixos mostrados na Figura 4.7.

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_CP1}}{W_{EIXO_CP1}} \quad (5.19)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B1}}{W_{EIXO_B1}} \quad (5.20)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B2}}{W_{EIXO_B2}} \quad (5.21)$$

- Para o nó 1 (Figura 4.7), onde ocorre divisão de uma corrente em duas, o custo exergético deve se manter igual nas duas correntes:

$$\frac{C_{VAP1}}{Ex_{VAP1}} = \frac{C_{VAP2}}{Ex_{VAP2}} \quad (5.22)$$

$$\frac{C_{VAP2}}{Ex_{VAP2}} = \frac{C_{VAP3}}{Ex_{VAP3}} \quad (5.23)$$

- Para o nó 2, onde ocorre o encontro das correntes AG7 e AG1, a taxa de custo da corrente formada, AG4 é igual a soma das taxas de custo das correntes que a formam. Assim:

$$C_{AG4} = C_{AG7} + C_{AG1} \quad (5.24)$$

- A turbina tem uma saída de gás de combustão que será aproveitada para gerar vapor e água quente e tem o eixo que transporta energia para o gerador, as taxas de custo que saem da turbina devem ter o mesmo valor por unidade de exergia, a relação que se obtém é:

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{GC3}}{W_{GC3}} \quad (5.25)$$

- As taxas de custos exergéticos nas correntes de ar e água de entrada na planta são consideradas nulas, ou seja:

$$C_{AR1} = C_{AR2} = C_{AG1} = C_{AG2} = 0$$

As taxas de custos exergéticos do gás natural das correntes GN1 e GN2, são obtidas relacionando-se os custos anualizados dos gastos com combustível com o tempo de operação anual da planta (*TOA*), conforme Equação (2.42):

$$C_{GN1} = \frac{A_{COMBUSTÍVEL\ GN1}}{7.446} \quad C_{GN1} = 10,26 \text{ \$/h}$$

$$C_{GN2} = \frac{A_{COMBUSTÍVEL\ GN2}}{7.446} \quad C_{GN2} = 7,69 \text{ \$/h}$$

Os resultados obtidos na simulação encontram-se na Tabela 5.6:

Tabela 5.6 – Resultados exergoeconômicos da simulação da planta 2

POSIÇÃO	vazão (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (bar)	TAXA DE CUSTO EXERGÉTICO (\$/h)	EXERGIA TOTAL (kW)	CUSTO EXERGÉTICO (\$/GJ)
AR 1	1,049	25,00	1,01330	0,00	-0,454	0,00
GN 1	0,023	25,00	1,20000	10,26	1.186,186	2,40
GC 3	1,073	377,20	1,10000	5,52	155,773	9,85
GC1	1,073	100,00	1,05000	0,68	19,319	9,85
GN 2	0,017	25,00	1,20000	7,69	888,723	2,40
AR 2	0,419	25,00	1,01330	0,00	-0,181	0,00
AR 3	0,419	46,54	1,25000	0,36	7,757	12,86
AR 4	0,419	256,01	1,20000	0,85	32,081	7,36
GC 4	0,437	1.702,79	1,15000	9,12	658,119	3,85
GC 5	0,437	285,00	1,10000	0,68	49,404	3,85
GC 2	0,437	100,00	1,05000	0,22	15,569	3,85
AG 2	1,231	25,00	1,01330	0,00	3,075	0,00
AG 7	0,163	164,66	6,95000	1,51	34,782	12,04
AG 8	1,231	25,03	2,00000	0,01	3,198	0,71
AG 3	1,231	80,00	1,95000	4,66	26,622	48,62
AG 1	0,325	25,00	1,01330	0,00	0,812	0,00
AG 4	0,488	98,00	0,99320	1,51	17,011	24,62
AG 5	0,488	98,07	7,10000	1,52	17,333	24,41
AG 6	0,4876000	165,24	7,05000	7,82	113,784	19,09
VAP 2	0,488	164,99	7,00000	16,28	375,599	12,04
VAP 3	0,1626000	164,99	7,00000	5,43	125,262	12,04
VAP 1	0,325	165,00	7,00	10,85	250,337	12,04
Eixo B1				0,01	0,386	9,86
Eixo B2				0,01	0,170	9,82
Eixo CP1				0,34	9,723	9,85
Eixo G1				12,76	360,11	9,84

As taxas de custos dos produtos são definidas de forma similar aos da planta 1, absorvendo as taxas de custo das correntes que saem da planta e as taxas de custo relacionados à energia elétrica dos motores do compressor e das bombas:

$$C_{\text{ÁGUA}_Q_2} = C_{AG3} + \frac{C_{GC2} + C_{GC1}}{3} + \frac{(C_{EIXO_B1} + C_{EIXO_B2} + C_{EIXO_CP1})}{3} \quad (5.26)$$

$$C_{\text{ÁGUA}_Q_2} = 5,08 \text{ \$/h}$$

$$C_{\text{VAPOR}_2} = C_{VAP1} + \frac{C_{GC2} + C_{GC1}}{3} + \frac{(C_{EIXO_B1} + C_{EIXO_B2} + C_{EIXO_CP1})}{3} \quad (5.27)$$

$$C_{\text{VAPOR}_2} = 11,27 \text{ \$/h}$$

$$C_{EE_2} = C_{EIXO_G1} + \frac{C_{GC2} + C_{GC1}}{3} + \frac{(C_{EIXO_B1} + C_{EIXO_B2} + C_{EIXO_CP1})}{3} \quad (5.28)$$

$$C_{EE_2} = 19,30 \text{ \$/h}$$

5.1.3 Custos da Configuração 3 – Gerador de Vapor Superaquecido e Turbina a Vapor

Os preços de compra dos equipamentos são mostrados na Tabela 5.7:

Tabela 5.7 - Custo de compra dos equipamentos (CCE) para terceira configuração

EQUIPAMENTO	CCE (\$)
COMBUSTOR (C1)	20.000,00
EVAPORADOR (TC3)	15.000,00
TROCADOR (TC1)	3.000,00
COMPRESSOR (CP1)	850,00
SUPERAQUECEDOR (TC2)	10.000,00
TURBINA VAPOR (T1)	18.000,00
TROCADOR (TC6)	3.000,00
TROCADOR (TC7)	15.000,00
BOMBA (B3)	1.000,00
BOMBA (B2)	60,00
BOMBA (B1)	15,00
TROCADOR (TC8)	5.000,00
COMPRESSOR (CP2)	100,00
TROCADOR (TC5)	150,00
EVAPORADOR (TC4)	150,00
COMBUSTOR (C2)	4.000,00
PLANTA	95.325,00

Estes valores estão de acordo com as tabelas de preços 2.1, 2.2 e 2.3. com exceção feita à bomba B3, que por ser de alta pressão tem o custo mais elevado.

Do mesmo modo que as plantas 1 e 2, neste caso os equipamentos TC4, C2, CP2 e TC5 não precisam ser adquiridos e os valores que constam na Tabela 5.7 são apenas para adaptá-los e instalá-los.

O trocador TC 8 é dimensionado para uma transferência de calor de 283,1 kW, pois deve ser capaz de gerar água quente independente do vapor usado no ciclo para geração de energia elétrica.

O valor total do investimento (IT) e o custo anualizado do investimento são:

$$\sum CCE_k = \$ 95.325,00$$

$$IT = \$ 396.552,00 / \text{ano}$$

$$A_{IT} = \$ 86.945,43 / \text{ano}$$

As vazões mássicas de combustível obtidas na simulação são:

$$\dot{m}_{GN1} = 0,0535 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{GN2} = 0,0148 \text{ kg/s}$$

Os valores de $C_{comb\ m}$, $P_{comb\ m}$, $C_{O\&M\ m}$ e $P_{O\&M\ m}$ encontram-se no apêndice:

Os valores de encontrados para os custos anualizados de combustível:

$$A_{COMBUSTÍVEL\ GN1} = \$ 175.761,64 / \text{ano}$$

$$A_{COMBUSTÍVEL\ GN2} = \$ 48.658,57 / \text{ano}$$

E o custo anualizado de O &M:

$$A_{O\&M} = \$ 16.604,15 / \text{ano}$$

A partir dos valores anualizados são calculadas as taxas de custo de investimento e O&M (Z) para cada equipamento, os resultados são encontrados na Tabela 5.8:

Tabela 5.8 – Taxa de custo de Investimento e O&M Z_k para equipamentos da planta 3

EQUIPAMENTO	Z (\$/h)
COMBUSTOR (C1)	2,9178
EVAPORADOR (TC3)	2,1883
TROCADOR (TC1)	0,4377
COMPRESSOR (CP1)	0,1240
SUPERAQUECEDOR (TC2)	1,4589
TURBINA VAPOR (TV1)	2,6260
TROCADOR (TC6)	0,4377
TROCADOR (TC7)	2,1883
BOMBA (B3)	0,1459
BOMBA (B2)	0,0088
BOMBA (B1)	0,0022
TROCADOR (TC8)	0,7294
COMPRESSOR (CP2)	0,0146
TROCADOR (TC5)	0,0219
EVAPORADOR (TC4)	0,0219
COMBUSTOR (C2)	0,5836

Para determinação das taxas de custo são necessárias relações que são inseridas no software como equações auxiliares, segundo a mesma metodologia das plantas 1 e 2, levando em conta as considerações a seguir:

- A energia elétrica gerada pela planta deve ter o mesmo valor, por unidade de energia, que a energia elétrica consumida nos motores elétricos:

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_CP1}}{W_{EIXO_CP1}} \quad (5.29)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_CP2}}{W_{EIXO_CP2}} \quad (5.30)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B1}}{W_{EIXO_B1}} \quad (5.31)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B2}}{W_{EIXO_B2}} \quad (5.32)$$

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{EIXO_B3}}{W_{EIXO_B3}} \quad (5.33)$$

- Onde ocorre divisão de uma corrente em duas:

Para o nó 1 (Figura 4.12):

$$\frac{C_{AG4}}{Ex_{AG4}} = \frac{C_{AG5}}{Ex_{AG5}} \quad (5.34)$$

$$\frac{C_{AG4}}{Ex_{AG4}} = \frac{C_{AG13}}{Ex_{AG13}} \quad (5.35)$$

Para o nó 2:

$$\frac{C_{AG13}}{Ex_{AG13}} = \frac{C_{AG16}}{Ex_{AG16}} \quad (5.36)$$

$$\frac{C_{AG13}}{Ex_{AG13}} = \frac{C_{AG16}}{Ex_{AG16}} \quad (5.37)$$

Para o nó 4:

$$\frac{C_{VAP5}}{Ex_{VAP5}} = \frac{C_{VAP6}}{Ex_{VAP6}} \quad (5.38)$$

$$\frac{C_{VAP5}}{Ex_{VAP5}} = \frac{C_{VAP8}}{Ex_{VAP8}} \quad (5.39)$$

Para o nó 6:

$$\frac{C_{AG5}}{Ex_{AG5}} = \frac{C_{AG11}}{Ex_{AG11}} \quad (5.40)$$

$$\frac{C_{AG5}}{Ex_{AG5}} = \frac{C_{AG12}}{Ex_{AG12}} \quad (5.41)$$

- Onde ocorre a junção de duas correntes:

Para o nó 3

$$C_{AG3} = C_{AG15} + C_{AG16} \quad (5.42)$$

Para o nó 5:

$$C_{VAP1} = C_{VAP7} + C_{VAP8} \quad (5.43)$$

- A turbina a vapor transmite energia mecânica para o gerador elétrico e tem uma saída de vapor que é aproveitada na geração de vapor e água quente, assim os custos exergéticos das correntes e eixos que saem da turbina devem ter o mesmo valor:

$$\frac{C_{EIXO_G1}}{W_{EIXO_G1}} = \frac{C_{VAP4}}{W_{VAP4}} \quad (5.44)$$

- As taxas de custos nas correntes de ar e água de entrada na planta são consideradas nulas, ou seja:

$$C_{AR1} = C_{AR2} = C_{AG1} = 0$$

- As taxas de custos exergéticos do gás natural das correntes GN 1 e GN 2, determinadas através da Equação (2.42):

$$C_{GN1} = \frac{A_{COMBUSTÍVEL\ GN1}}{7.446} \quad C_{GN1} = 23,60 \text{ \$/h}$$

$$C_{GN2} = \frac{A_{COMBUSTÍVEL\ GN2}}{7.446} \quad C_{GN2} = 6,53 \text{ \$/h}$$

Na Tabela 5.9 encontram-se os resultados da simulação:

Tabela 5.9 – Resultados exergoeconômicos da simulação da planta 3

POSIÇÃO	vazão (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (bar)	TAXA DE CUSTO EXERGÉTICO (\$/h)	EXERGIA TOTAL (kW)	CUSTO EXERGÉTICO (\$/GJ)
AR 1	1,287	25,00	1,01	0,000	-0,557	0,00
AR 3	1,287	46,54	1,25	1,242	23,822	14,48
AR 4	1,287	159,49	1,20	2,430	49,403	13,66
GN 1	0,054	25,00	1,20	23,600	2.728,281	2,40
GC 3	1,341	1.635,43	1,15	28,947	1.910,514	4,21
GC 4	1,341	1.397,57	1,10	23,156	1.528,289	4,21
GC 5	1,341	200,00	1,05	1,386	91,498	4,21
GC 1	1,341	100,00	1,00	0,636	41,984	4,21
AG 8	0,853	134,09	3,05	20,174	538,750	10,40
AG 9	0,853	90,00	3,00	0,919	24,539	10,40
AG 10	0,853	90,39	40,10	1,218	27,933	12,11
VAP 2	0,853	250,43	40,05	25,176	852,066	8,21
VAP 3	0,853	450,00	40,00	32,426	1.083,320	8,31
VAP 4	0,853	169,69	3,10	21,567	575,974	10,40
AR 2	0,356	25,00	1,01	0,000	-0,154	0,00
AR 5	0,356	46,54	1,25	0,324	6,595	13,65
AR 6	0,356	159,49	1,20	0,543	13,677	11,03
GN 2	0,015	25,00	1,20	6,530	755,309	2,40
GC 6	0,371	1.635,43	1,15	7,657	528,914	4,02
GC 7	0,371	200,00	1,10	0,389	26,869	4,02
GC 2	0,371	100,00	1,05	0,192	13,232	4,02
AG 1	9,303	25,00	1,01	0,000	23,239	0,00
AG 2	9,303	25,03	2,05	0,053	24,251	0,61
AG 4	9,303	75,00	2,00	21,496	171,983	34,72
AG 5	8,072	75,00	2,00	18,652	149,227	34,72
AG 11	7,747	75,00	2,00	17,901	143,219	34,72
AG 12	0,325	75,00	2,00	0,751	6,008	34,72
AG 6	0,325	75,05	7,10	0,761	6,185	34,18
AG 7	0,325	165,24	7,10	2,593	35,977	20,02
AG 14	0,050	75,00	2,00	0,116	0,924	34,71
AG 15	0,050	119,41	1,95	1,160	6,696	48,13
AG16	1,181	75,00	2,00	2,729	21,832	34,72
AG 3	1,231	80,00	1,95	3,889	26,613	40,59
VAP5	0,325	198,78	7,05	9,882	259,515	10,58
VAP 6	0,012	198,78	7,05	0,364	9,549	10,58
VAP 7	0,012	162,00	7,00	0,048	1,270	10,58
VAP 8	0,313	198,78	7,05	9,519	249,967	10,58
VAP 1	0,325	165,00	7,00	9,567	250,338	10,62
EIXO G1				13,484	360,111	10,40
EIXO B1				0,008	0,211	10,41
EIXO B2				0,044	1,182	10,41
EIXO B3				0,153	4,082	10,40
EIXO CP1				1,118	29,846	10,40
EIXO CP2				0,309	8,263	10,40

As equações para cálculos das taxas de custos dos produtos de co-geração são apresentadas a seguir. Elas seguem os mesmos critérios das outras plantas, ou seja, absorvendo os valores das correntes que saem da planta e os valores relacionados à energia elétrica dos motores de compressores e bombas, igualmente divididos entre os três produtos:

$$C_{\text{ÁGUA}_Q_3} = C_{\text{AG3}} + \frac{C_{\text{AG11}} + C_{\text{GC2}} + C_{\text{GC1}}}{3} + \frac{(C_{\text{EIXO}_B1} + C_{\text{EIXO}_B2} + C_{\text{EIXO}_B3} + C_{\text{EIXO}_CP1} + C_{\text{EIXO}_CP2})}{3}$$

(5.45)

$$C_{\text{ÁGUA}_Q_3} = 10,68 \text{ \$/h}$$

$$C_{\text{VAPOR}_3} = C_{\text{VAP1}} + \frac{C_{\text{AG11}} + C_{\text{GC2}} + C_{\text{GC1}}}{3} + \frac{(C_{\text{EIXO}_B1} + C_{\text{EIXO}_B2} + C_{\text{EIXO}_B3} + C_{\text{EIXO}_CP1} + C_{\text{EIXO}_CP2})}{3}$$

(5.46)

$$C_{\text{VAPOR}_3} = 16,35 \text{ \$/h}$$

$$C_{\text{EE}_3} = C_{\text{EIXO}_G1} + \frac{C_{\text{AG11}} + C_{\text{GC2}} + C_{\text{GC1}}}{3} + \frac{(C_{\text{EIXO}_B1} + C_{\text{EIXO}_B2} + C_{\text{EIXO}_B3} + C_{\text{EIXO}_CP1} + C_{\text{EIXO}_CP2})}{3}$$

(5.47)

$$C_{\text{EE}_3} = 20,27 \text{ \$/h}$$

5.2. Melhoria de Desempenho das Plantas Propostas

O método aplicado para se obter o melhoramento do desempenho das plantas de cogeração, está descrito na Seção 2.4 e resumido no fluxograma da Figura 2.16. A metodologia basicamente trata de operar modificações de valores nas variáveis de decisão da planta, seguindo um critério que busca melhorar o funcionamento da planta em determinado aspecto (normalmente eficiência e/ou custo).

5.2.1 Configuração 1 – Motor Ciclo Otto.

As equações para cálculo das variáveis para avaliação das plantas foram inseridas nos modelos de cada equipamento. Assim, os valores são obtidos diretamente ao longo da simulação. Os resultados estão apresentados na Tabela 5.10, já ordenados por $C_d + Z$.

Tabela 5.10 – Dados para avaliação do sistema – planta 1

Equipamento	Eficiência Exergética (%)	Exergia Destruída (Ed) (kW)	Custo de Combustível ($C_{combustível}$) (\$/GJ)	Custo de Produto ($C_{produto}$) (\$/GJ)	Taxa de Custo de Exergia Destruída (Cd) (\$/h)	Diferença Relativa de Custo (r) (%)	Fator Exergoeconômico (f) (%)	Cd + Z (\$/h)	Yd (%)
MOTOR GERADOR (M1e G1)	47,48	644,88	2,42	7,73	5,61	219,84	49,69	11,16	34,10
EVAPORADOR (TC 6)	43,02	259,54	3,91	9,12	3,65	133,25	0,60	3,67	13,72
RADIADOR (TC 1)	80,75	44,70	7,74	19,73	2,37	29,83	36,94	3,10	2,36
TROCADOR 5 (TC 5)	44,86	66,09	7,74	21,01	1,84	171,63	28,38	2,57	3,49
COMBUSTOR (C 1)	71,47	196,55	2,56	3,91	1,81	52,78	24,38	2,39	10,39
TROCADOR 2 (TC 2)	42,14	32,12	7,74	27,02	0,89	249,21	44,91	1,62	1,70
COMPRESSOR 1 (CP 1)	80,91	6,67	7,74	10,78	0,19	39,34	40,01	0,31	0,35
TROCADOR 3 (TC 3)	71,89	7,12	3,91	5,77	0,10	47,65	17,95	0,12	0,38
COMPRESSOR 2 (CP 2)	81,68	1,33	7,74	10,16	0,04	31,25	28,22	0,05	0,07
BOMBA 2 (B2)	94,93	0,05	7,74	10,60	0,00	36,96	85,54	0,01	0,00
BOMBA 3 (B 3)	81,62	0,05	7,74	12,43	0,00	60,62	62,85	0,00	0,00
BOMBA 1 (B1)	81,85	0,04	7,74	13,28	0,00	71,56	69,02	0,00	0,00

O maior valor de $C_d + Z$ é do conjunto motor gerador, que também apresenta alta diferença relativa de custo (r) e baixo fator exergoeconômico (f). Assim, as prioridades das ações são melhorar sua eficiência exergética e diminuir a sua exergia destruída.

O TC4 não está considerado porque na simulação, para os parâmetros de projeto, este equipamento não apresenta transferência de calor, e é mantido na planta para eventualmente substituir TC2, conforme descrito no Capítulo 4.

As variáveis de decisão determinadas para esta planta encontram-se na Tabela 4.4.

Analisando as correntes de entrada e saída dos fluidos do motor, observa-se que o aumento da diferença de temperatura entre as correntes AG9 e AG13, leva à diminuição da vazão de água de arrefecimento do motor, e também da exergia destruída. Com isto, ocorre uma queda na eficiência do TC2, porém este efeito indesejado deve ser ignorado, já que o motor é a prioridade enquanto o TC2 é o sexto equipamento na ordem estabelecida. Para obter uma maior diferença nas temperaturas dessas correntes, a temperatura de AG13 é diminuída para 85°C e a temperatura de AG9 é aumentada para 180 °C, para isto, porém, é necessário trabalhar com maior pressão em AG9 que passa a ter pressão de 9,95 bar. Como efeito destas modificações, ocorre a diminuição da vazão da água de arrefecimento, permitindo que a bomba B2 trabalhe com menor consumo de energia elétrica e também levando a sua substituição por outra de menor custo, que é um fator bastante positivo, pois como aponta o fator exergoeconômico desta bomba, deve-se buscar a diminuição dos custos de compra e de O&M.

O próximo equipamento a ser analisado é o evaporador TC6, que tem um alto valor de taxa de custo de exergia destruída (C_d) e muito baixo valor de Z . O fator exergoeconômico (f) é bastante baixo, já que o TC6 não precisa ser comprado mas apenas adaptado para a nova utilização, conforme discutido no Capítulo 4.

Para diminuir a exergia destruída e a taxa de custo de exergia destruída em TC6, as alterações apontam para a diminuição da temperatura em GC5 e GC2. Embora estas modificações causem diminuição na eficiência dos trocadores TC6 e TC3, ocorre também a diminuição das taxas de custos (em C_{GC2} e C_{GC5}), que participam da formação do custo dos produtos, logo obtém-se um ganho importante.

Para o combustor, que a exemplo do TC6 não pode sofrer alteração em Z , busca-se melhorar a eficiência exérgica e diminuir a exergia destruída através da diminuição do excesso de ar.

Analisando as correntes de TC1, se observa que aumentando a temperatura de TC3, a vazão mássica de AR3 e AR5 diminuem, também diminui a taxa de custo exérgico de AR3, que faz parte da composição dos custos dos produtos finais.

Com a diminuição de vazão das correntes de ar, AR1, AR4, AR5 e AR3, é necessário um compressor de menor porte para a função do CP1, conseqüentemente com menor custo de investimento e menor consumo de energia elétrica, melhorando ainda mais os custos dos produtos.

Já para o TC5 é muito importante observar o fator exergoeconômico, já que se pode optar entre dois caminhos: a) aumentar a temperatura de GC1 e com isto utilizar um trocador de calor de menor capacidade e com menor preço, mesmo que isto signifique diminuir sua eficiência. b) diminuir a temperatura do GC1 e melhorar a eficiência do trocador. O fator exergoeconômico é de 22,53%, indicando, que a taxa de custo da exergia destruída tem maior influência nos resultados deste equipamento. O aumento de eficiência exergética de um equipamento não significa necessariamente o aumento da eficiência da planta, pois depende da função do mesmo. Neste caso, a relação entre a eficiência da planta e a eficiência do equipamento é direta, já que quanto maior a temperatura de AG12, menor será a necessidade de combustível e de ar no combustor. Assim, quanto menos exergia for destruída no TC5, menor será a necessidade de combustível e ar para alimentar C1. A opção tomada foi de diminuir GC1.

A Tabela 5.11 mostra os dados obtidos após a implementação dessas modificações, ordenadas de forma decrescente, segundo o termo $C_d + Z$. Os demais resultados da simulação após as modificações, se encontram no apêndice.

Tabela 5.11 – Resultados após modificações dos valores das variáveis de decisão - planta 1

EQUIPAMENTO	Eficiência Exergética (%)	Exergia Destruída (Ed) (kW)	Custo de Combustível ($C_{combustive\ 1}$) (\$/GJ)	Custo de Produto ($C_{produto}$) (\$/GJ)	Taxa de Custo de Exergia Destruída (Cd) (\$/h)	Diferença Relativa de Custo (r) (%)	Fator Exergoeconômico (f) (%)	Cd + Z (\$/h)	Yd (%)
MOTOR GERADOR (M1e G1)	52,02	589,17	2,42	7,06	5,13	191,91	51,94	10,67	31,15
EVAPORADOR (TC 6)	42,84	249,58	3,81	8,93	3,43	134,26	0,64	3,45	13,20
TROCADOR 2 (TC 2)	24,18	73,38	7,06	37,87	1,87	436,30	28,11	2,59	3,88
TROCADOR 5 (TC 5)	50,59	61,17	7,06	17,19	1,55	143,49	31,93	2,28	3,23
COMBUSTOR (C 1)	71,99	177,25	2,49	3,81	1,59	53,21	26,87	2,17	9,37
RADIADOR (TC 1)	57,26	16,32	7,06	21,60	0,41	205,86	63,75	1,14	0,86
COMPRESSOR 1 (CP 1)	80,91	1,31	7,06	11,29	0,03	59,87	60,57	0,08	0,07
TROCADOR 3 (TC 3)	55,59	3,05	3,81	8,46	0,04	121,70	34,34	0,06	0,16
COMPRESSOR 2 (CP 2)	81,68	0,94	7,06	9,62	0,02	36,19	38,03	0,04	0,05
BOMBA 3 (B 3)	81,62	0,05	7,06	11,60	0,00	64,28	64,96	0,00	0,00
BOMBA 1 (B1)	81,85	0,04	7,06	12,45	0,00	76,30	70,94	0,00	0,00
BOMBA 2 (B2)	69,67	0,00	7,06	108,42	0,00	1.435,58	98,14	0,00	0,00

A eficiência exergética do motor aumentou em 9,55 %, passando de 47,48 % para 52,02 % e a exergia destruída diminuiu em 5,64 % (de 644,88 kW para 589,17 kW).

A exergia destruída de TC1 diminuiu 63,49 % (de 44,69% para 16,32).

A bomba B2 tem diminuída a sua eficiência exergética em 26,60 % e também a taxa de custo de investimento e O&M diminuída em 75,00 % com a troca de equipamento por outro de menor porte (passou de 0,0088 \$/h para 0,0022 \$/h). Este efeito ocasiona a diminuição do investimento total da planta e também a diminuição do consumo de energia elétrica que afeta diretamente os custos dos produtos finais de co-geração.

O compressor tem a taxa de custo de investimento e O&M diminuída em 58,79% (de 0,124 para 0,051), mas a eficiência exergética permanece a mesma. O custo da exergia destruída diminui de 0,19 \$/h para 0,03 \$/h.

O trocador TC5 teve um aumento de eficiência de 12,77% e este ganho significa uma melhora direta na eficiência exergética da planta e nos custos dos produtos, pois diminui a necessidade de energia obtida no combustor e conseqüentemente tem-se menor consumo de combustível.

O trocador TC2 tem a eficiência exergética diminuída em 42,63 %, embora este efeito seja indesejado. A opção foi melhorar a eficiência do motor a combustão.

O TC3 também teve queda de eficiência exergética (22,67 %) devido à escolha de diminuir as temperaturas de GC5 e GC2.

A taxa de custo de GC2 se mantém devido à diminuição da vazão de GC5 e GC4. A menor vazão de AR8 e GN2 e a conseqüente diminuição das vazões de gases de combustão são ocasionadas pela diminuição da temperatura de CG1 e pela diminuição do excesso de ar no combustor.

O combustor tem o aumento de eficiência exergética obtido com a diminuição do excesso de ar, anulado pela diminuição da temperatura de AR8, ocasionada em função da menor energia disponível no gás de combustão.

A diminuição da vazão de AR8 faz também com que o compressor CP2 tenha menor consumo de energia elétrica (29,78%). Embora a carga não diminua suficientemente para se usar um compressor de menor capacidade, este ganho no consumo de energia elétrica incide diretamente nos custos dos produtos de co-geração.

Com estas alterações os ganhos obtidos nas taxas de custos da planta 1 estão na Figura 5.1.

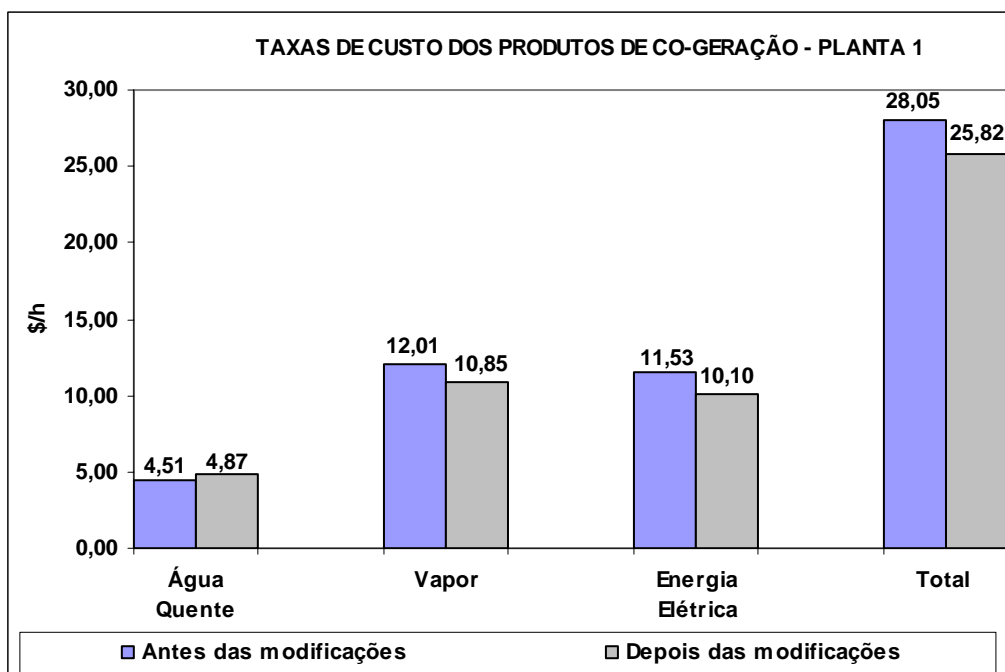


Figura 5.1 – Comparação entre as taxas de custos dos produtos antes e depois das alterações - Planta 1

A taxa de custo da água quente tem um aumento absoluto de 0,36 \$/h que significa aumento de 7,98 % em relação à taxa de custo de água quente inicial. Este aumento se deve ao resultado insatisfatório obtido no TC2, onde a exergia destruída tem aumento de 128,45 % e a taxa de custo da exergia destruída tem aumento de 108,46 \$/h. Esta situação é compensada pelos ganhos obtidos nas taxas de custo da energia elétrica (12,40 %) e na taxa de custo do vapor (9,66 %).

A diminuição na taxa de custo total dos produtos é de 7,95 %.

A eficiência exergética total da planta passa de 29,1 % para 31,6 %, que significa aumento de eficiência exergética global da planta de 8,49 %.

5.2.2 Configuração2 – Turbina a Gás Ciclo Brayton

Os valores obtidos na simulação, para as variáveis da Seção 2.4, estão na tabela abaixo, já ordenados por $C_d + Z$:

Tabela 5.12 – Dados para avaliação do sistema – planta 2

EQUIPAMENTO	Eficiência Exergética (%)	Exergia Destruída (Ed) (kW)	Custo de Combustível ($C_{combustível}$) (\$/GJ)	Custo de Produto ($C_{produto}$) (\$/GJ)	Taxa de Custo de Exergia Destruída (Cd)	Diferença Relativa de Custo (r) (%)	Fator Exergoeconômico (f) (%)	Cd + Z (\$/h)	Yd (%)
Turbina a gás (T1)	43,51	669,85	2,40	9,84	5,80	309,59	58,06	13,82	32,28
Evaporador (TC4)	43,01	346,90	3,85	8,98	4,81	133,10	0,45	4,83	16,72
Trocador (TC5)	25,89	67,06	12,04	55,15	2,91	358,12	20,06	3,64	3,23
Combustor (C1)	71,47	262,68	2,58	3,85	2,44	49,48	19,33	3,02	12,66
Trocador (TC2)	70,68	40,00	9,84	18,13	1,42	84,15	50,71	2,88	1,93
Trocador (TC3)	71,89	9,51	3,85	5,61	0,13	45,59	14,24	0,15	0,46
Compressor (CP1)	81,64	1,78	9,85	12,57	0,06	27,67	18,75	0,08	0,09
Bomba 1 (B1)	83,55	0,06	9,84	13,68	0,00	38,94	0,00	0,00	0,00
Bomba 2 (B2)	72,25	0,05	9,84	18,61	0,00	89,00	56,85	0,00	0,00

Busca-se primeiramente melhorar a eficiência exergética da turbina, pois o fator exergoeconômico aponta para o equilíbrio entre a influência do custo exergético (C_d) e a taxa de custo de investimento e O&M (Z). No entanto, como a energia elétrica é obtida diretamente do trabalho mecânico do eixo da turbina e nessa ocorre apenas entrada das correntes de ar e gás natural, somente a melhora da eficiência de toda a planta pode ocasionar ganho no custo de investimento ou na eficiência da turbina. Assim, como nenhuma das variáveis de decisão têm efeito direto sobre a turbina, pode-se passar para o próximo equipamento.

O TC 4 apresenta um fator exergoeconômico muito baixo devido ao baixo valor investido em um equipamento que trabalha com altos valores de troca de calor. Esta situação é semelhante ao que ocorre na planta 1, pois o equipamento já é de propriedade do curtume.

A diminuição das temperaturas de GC5 e GC2 melhoram os desempenhos de TC4 e TC3 e atingem diretamente os custos dos produtos de co-geração.

No TC5, a alta diferença de custo relativo e o baixo fator exergoeconômico apontam para a necessidade de se buscar aumento de sua eficiência exergética. Diminuindo a temperatura da corrente AG4, melhora a eficiência exergética do trocador TC5 e diminui sua exergia destruída. Também causa a diminuição da vazão mássica de AG7. Com isto a bomba B1 perde eficiência, porém tem o consumo de energia elétrica diminuído.

A fim de melhorar a eficiência exergética do combustor, é diminuído o excesso de ar, que, junto com o aumento de eficiência do TC5, provoca diminuição da vazão de ar para alimentação do combustor. Com isto TC3 tem perda de eficiência exergética, anulando os ganhos obtidos com as alterações nas temperaturas de GC5 e GC2. Como o TC3 é o sexto equipamento na ordem estabelecida, esta alteração no excesso de ar é mantida.

O trocador de calor TC2 tem uma excelente eficiência exergética, e valor médio do fator exergoeconômico, o que indica duas possibilidades: buscar diminuir a troca de calor ocorrida neste equipamento para substituí-lo por outro de menor valor ou aumentar a eficiência do equipamento aumentando a sua troca de calor.

Para diminuir o porte do equipamento e substituí-lo por um de menor custo, deve-se aumentar a temperatura da corrente GC1. Entretanto, esta modificação tem uma grande influência na eficiência exergética geral da planta, pois este trocador recupera a energia do gás de combustão da turbina para ser utilizada na geração de vapor e água quente. Aumentar a temperatura de GC1 tem como consequência direta o aumento de consumo de combustível e ar para alimentar o combustor. Deve-se escolher entre diminuir o custo dos produtos de co-geração, através da diminuição do investimento direto para compra do TC2 ou diminuir a temperatura de GC1 e com isto ter menor consumo de gás natural melhorando a eficiência geral da planta. A segunda opção também ocasiona diminuição no custo dos produtos de co-geração, porém em menor grau que a diminuição que seria obtida com a troca do equipamento. Neste estudo, a opção tomada é a de diminuir GC1 para que o resultado final obtido apresente tanto diminuição de custo dos produtos de co-geração, quanto melhoria na eficiência exergética total da planta.

A Tabela 5.13 mostra as variáveis após as alterações e no apêndice constam as propriedades termodinâmicas e as taxas de custo exergético de cada corrente da planta 2

Tabela 5.13 - Resultados após modificações dos valores das variáveis de decisão - planta 2

EQUIPAMENTO	Eficiência Exergética (%)	Exergia Destruída (Ed) (kW)	Custo de Combustível ($C_{combustível}$) (\$/GJ)	Custo de Produto ($C_{produto}$) (\$/GJ)	Taxa de Custo de Exergia Destruída (Cd)	Diferença Relativa de Custo (r) (%)	Fator Exergo econômico (f) (%)	Cd + Z (\$/h)	Yd (%)
Turbina a gás (T1)	43,51	669,85	2,40	9,84	5,80	309,59	58,06	13,82	33,83
Evaporador (TC4)	42,83	317,94	3,76	8,79	4,30	134,19	0,51	4,32	16,06
Trocador (TC2)	64,13	52,20	9,84	19,69	1,85	100,05	44,09	3,31	2,64
Trocador (TC5)	28,52	58,71	11,84	50,16	2,50	323,70	22,57	3,23	2,97
Combustor (C1)	72,12	224,21	2,51	3,76	2,02	49,81	22,39	2,61	11,32
Trocador (TC3)	59,69	3,62	3,76	7,43	0,05	97,77	30,94	0,07	0,18
Compressor (CP1)	81,64	1,19	9,84	12,82	0,04	30,26	25,69	0,06	0,06
Bomba 1 (B1)	80,79	0,06	9,84	14,48	0,00	47,05	0,00	0,00	0,00
Bomba 2 (B2)	72,25	0,05	9,84	18,61	0,00	89,00	56,85	0,00	0,00

A turbina não sofreu alterações.

Embora a exergia destruída no TC4 tenha diminuído em 8,35 %, esta diferença não se reflete na sua eficiência exergética.

O mesmo ocorre no TC5, cuja exergia destruída é diminuída em 12,45 %, enquanto a eficiência exergética aumenta em 10,16 %. Esta situação ocorre devido à diminuição de vazão mássica de VAP3 e de AG7, que por sua vez ocorre graças à diminuição da temperatura em AG4 de 98 °C para 25,79 °C.

O ganho de eficiência geral da planta tem reflexo no consumo de combustível. A vazão de gás natural no combustor passou de 0,0174 kg/s para 0,0155 kg/s. Com isto a exergia destruída em C1 é diminuída em 14,65 %, enquanto a eficiência exergética se manteve no mesmo patamar. Embora o combustor tenha sido beneficiado com a diminuição do excesso de ar e com a diminuição da temperatura de GC1, estes ganhos são compensados pela diminuição da temperatura de AG4. A alteração da temperatura de AG4 é mantida pois tem influência positiva na eficiência do TC5 e também tem influência direta na eficiência geral da planta.

A opção tomada, de diminuir GC1, melhora a eficiência da planta e do TC2. Porém este ganho de eficiência no trocador é anulado também pela diminuição da temperatura de AG4. É importante salientar que a corrente de água AG4 também teve uma diminuição de vazão mássica que foi de 0,488 kg/s para 0,432 kg/s.

As alterações nas temperaturas de GC5 e GC2 melhoram a eficiência de TC3 que também é anulada pela diminuição de vazão mássica de AR4, GC4, GC5 e GC2. Ainda assim este equipamento diminui a troca de calor em 65 % e a exergia destruída em 61,98 %. A taxa de custo da exergia destruída diminui em 62,90 %.

O compressor CP1 também tem a exergia destruída diminuída (33,26 %) e a eficiência exergética mantida constante. Situação causada pela diminuição da vazão mássica de AR4. Uma vantagem desta diminuição da vazão é que o consumo de energia elétrica deste compressor também diminui e isto incide diretamente nos custos dos produtos.

A bomba B2 não sofre alterações significativas, enquanto a bomba B1 tem eficiência exergética 3,30 % menor devido à diminuição da vazão mássica de AG4.

Os resultados obtidos nas taxas de custos dos produtos estão na Figura 5.2.

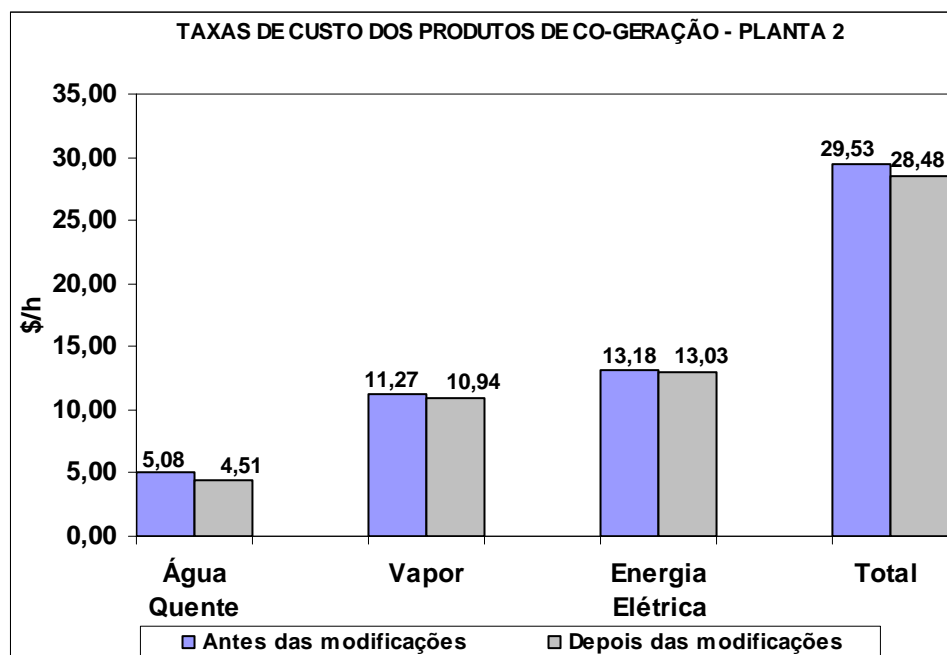


Figura 5.2. – Comparação entre as taxas de custos de produtos antes e depois das alterações -
Planta 2

A eficiência exergética da planta aumenta em 5,45%, passando de 28,3% para 29,8%, mesmo que equipamentos tais como TC2 e TC3 tenham diminuído suas eficiências e ainda que C1, T1, CP1 e TC4 tenham mantido os mesmos níveis de eficiência.

A taxa de custo dos produtos diminuiu em 3,56 %, a taxa de custo do vapor sofreu diminuição de 2,93 %. A taxa de custo de água quente diminuiu 11,22% e a taxa de custo de energia elétrica diminuiu 1,14%.

5.2.3 Configuração3 – Gerador de Vapor Superaquecido e Turbina a Vapor

Os dados para avaliação da planta encontrados na simulação constam na tabela a seguir, já ordenados por $C_d + Z$.

Tabela 5.14 – Dados para avaliação do sistema – planta 3

Equipamento	Eficiência Exergética (%)	Exergia Destruída (Ed) (kW)	Custo de Combustível ($C_{combustível}$) (\$/GJ)	Custo de Produto ($C_{produto}$) (\$/GJ)	Taxa de Custo de Exergia Destruída (Cd)	Diferença Relativa de Custo (r) (%)	Fator Exergoeconômico (f) (%)	Cd + Z (\$/h)	Yd (%)
TROCADOR (TC7)	28,73	366,48	10,40	40,32	13,72	287,63	13,75	15,91	10,52
EVAPORADOR (TC3)	57,36	612,66	4,21	8,08	9,28	91,86	19,08	11,47	17,59
COMBUSTOR (C1)	68,78	867,17	2,60	4,21	8,13	61,69	26,42	11,04	24,89
TURBINA VAPOR (T1)	70,98	147,24	5,95	10,40	3,15	74,96	45,45	5,78	4,23
EVAPORADOR (TC4)	44,53	278,51	4,02	9,06	4,03	125,27	0,54	4,05	7,99
SUPERAQUECEDOR (TC2)	60,50	150,97	4,21	8,71	2,29	106,92	38,94	3,75	4,33
COMBUSTOR (C2)	68,78	240,07	2,56	4,02	2,21	57,38	20,90	2,79	6,89
TROCADOR (TC8)	69,72	2,51	10,58	50,27	0,10	375,28	88,43	0,82	0,07
TROCADOR (TC1)	51,66	23,93	4,21	12,90	0,36	206,48	54,69	0,80	0,69
TROCADOR (TC6)	80,03	7,43	10,40	17,08	0,28	64,19	61,13	0,72	0,21
COMPRESSOR (CP1)	81,68	5,47	10,40	14,15	0,20	36,01	37,72	0,33	0,16
BOMBA (B3)	83,15	0,69	10,40	24,45	0,03	135,06	85,00	0,17	0,02
TROCADOR (TC5)	51,93	6,56	4,02	8,60	0,09	113,92	18,75	0,12	0,19
COMPRESSOR (CP2)	81,68	1,51	10,40	13,33	0,06	28,20	20,48	0,07	0,04
BOMBA (B2)	85,61	0,17	10,40	14,57	0,01	40,03	58,01	0,02	0,00
BOMBA (B1)	84,15	0,03	10,40	15,81	0,00	52,05	63,77	0,00	0,00

O primeiro equipamento a ser estudado é o TC7, trocador que tem a função de condensar o vapor d'água que sai da turbina e utiliza o calor liberado para aquecer água para gerar água de processo e vapor. É um equipamento com baixa eficiência exergética e com alta diferença relativa de custo. Isto mostra que o equipamento está agregando um custo alto para a corrente de água que está sendo aquecida. O fator exergoeconômico baixo indica que a maior influência neste custo é do custo de exergia destruída. Para diminuir a exergia destruída busca-se aumentar as temperaturas das correntes AG9 e AG4.

Da mesma forma, o evaporador TC3 também tem uma grande troca de calor e um baixo fator exergoeconômico. Para diminuir a exergia destruída e a respectiva taxa de custo uma alternativa é aumentar a temperatura da corrente VAP2, porém como esta é a temperatura de saturação da água na pressão desta corrente, é necessário também aumentar a pressão em VAP3. Para modificar também o custo de combustível do TC3, pode-se diminuir a temperatura de GC5, em conjunto é necessário baixar a temperatura de GC1. Vale observar que baixar a exergia de GC1 tem um efeito direto nos custos dos produtos. A eficiência exergética de TC1 é aumentada com as modificações de GC5 e GC2.

Diminui-se o excesso de ar no combustor, que junto com o aumento de eficiência de C1, provoca diminuição da vazão de ar na corrente de alimentação do combustor (AR1, AR3 e AR4) diminuindo o consumo de energia elétrica do compressor de ar CP1. Este efeito permite substituir o compressor por outro de menor porte, e conseqüentemente diminuir o investimento e a taxa de custo de investimento e O&M (Z).

O aumento da temperatura de VAP2 e da pressão de VAP3 ocasionam diminuição da eficiência da turbina a vapor e também aumento da exergia destruída. Estes aumentos ocasionam o aumento do título de AG7. Esta corrente contém inicialmente água na fase líquida na temperatura de saturação, com o aumento da temperatura de AG4 e conseqüentemente de AG5, AG12 e AG6 aumenta a troca de calor em TC6 e também aumenta o título de AG7. Com isto a turbina a vapor não sofre alteração significativa de eficiência exergética. Um efeito danoso do aumento de exergia de AG7 é a diminuição de eficiência exergética de TC4. A eficiência exergética de TC6 foi beneficiada com o aumento de exergia de AG7.

O próximo equipamento na ordem estabelecida é o evaporador TC4, cuja alta diferença de custo relativo se deve à alta taxa de custo de exergia destruída, já que o valor do investimento é baixo, como se observa pelo fator exergoeconômico. A alternativa é diminuir a temperatura de GC7, mas não é suficiente para melhorar a eficiência exergética deste trocador.

O aumento de temperatura de VAP2, realizado para melhorar a eficiência de TC3 ocasiona a perda de eficiência de TC2, que é recuperada com o aumento da temperatura da corrente VAP3.

O excesso de ar do combustor C2 é diminuído para melhorar a eficiência deste equipamento, e como efeito secundário ocorre a diminuição de eficiência do TC5. Posteriormente esta eficiência é melhorada com a diminuição da temperatura de GC2. O compressor CP2 passa a consumir menos energia elétrica com a diminuição da vazão mássica de AR2, diminuindo assim a exergia destruída e a taxa de custo de exergia destruída, embora a eficiência exergética de CP2 se mantenha constante.

O calor trocado em TC8 diminui de 25,80 kW para 0,05 kW, como o trocador não pode ser substituído, pois precisa ser capaz de suprir a demanda de água quente do curtume, o custo de produto e a diferença relativa de custo de TC8 assumem valores muito elevados. O fator exergoeconômico de quase 100% mostra que este efeito é causado por uma grande taxa de custo de investimento e O&M para um equipamento pouco utilizado.

Após as alterações, os valores obtidos constam na Tabela 5.15. Os demais resultados da simulação após as modificações se encontram no apêndice:

Tabela 5.15 – Dados para avaliação após as alterações – planta 3

Equipamento	Eficiência Exergética (%)	Exergia Destruída (Ed) (kW)	Custo de Combustível ($C_{combustive}$) (\$/GJ)	Custo de Produto ($C_{produto}$) (\$/GJ)	Taxa de Custo de Exergia Destruída (Cd)	Diferença Relativa de Custo (r) (%)	Fator Exergo econômico (f) (%)	Cd + Z (\$/h)	Yd (%)
TROCADOR (TC7)	31,16	297,98	10,06	36,79	10,79	265,70	16,86	12,98	222,43
EVAPORADOR (TC3)	58,49	526,03	3,99	7,65	7,56	91,51	22,45	9,75	392,66
COMBUSTOR (C1)	72,31	663,60	2,55	3,99	6,09	56,63	32,39	9,01	495,35
TURBINA VAPOR (T1)	71,11	146,27	5,71	10,06	3,01	76,07	46,60	5,64	109,19
SUPERAQUECEDOR (TC2)	60,68	160,72	3,99	8,21	2,31	105,71	38,71	3,77	119,97
EVAPORADOR (TC4)	43,21	254,51	3,86	8,97	3,54	132,23	0,62	3,56	189,98
COMBUSTOR (C2)	71,53	185,93	2,51	3,86	1,68	53,61	25,75	2,27	138,79
TROCADOR (TC8)	48,81	0,01	10,49	27.776,64	0,00	264.811,72	99,96	0,73	0,01
TROCADOR (TC6)	92,86	3,83	10,06	13,28	0,14	31,96	75,94	0,58	2,86
TROCADOR (TC1)	89,80	2,07	3,99	11,13	0,03	178,66	93,64	0,47	1,54
COMPRESSOR (CP1)	81,68	3,54	10,06	14,37	0,13	42,84	47,65	0,24	2,64
BOMBA (B3)	84,23	0,68	10,06	23,12	0,02	129,77	85,58	0,17	0,51
TROCADOR (TC5)	59,72	2,97	3,86	7,85	0,04	103,19	34,64	0,06	2,22
COMPRESSOR (CP2)	81,68	1,01	10,06	13,22	0,04	31,37	28,51	0,05	0,75
BOMBA (B2)	85,62	0,13	10,06	14,92	0,00	48,27	65,22	0,01	0,10
BOMBA (B1)	83,98	0,03	10,06	15,41	0,00	53,14	64,07	0,00	0,03

A eficiência do trocador TC7 aumenta 8,46% e a exergia destruída diminui em 18,69%, conseqüentemente a taxa de custo de exergia destruída diminui em 22,32%. Este efeito é devido ao aumento da temperatura da corrente AG9 de 90 °C para 117 °C e do aumento da temperatura da corrente AG4 de 75 °C para 79,99 °C.

A exergia destruída no trocador TC3 diminui 14,14 %, porém a eficiência exergética aumenta em apenas 1,97 %. A diminuição da temperatura de GC5 melhora a eficiência do trocador, entretanto, a diminuição da vazão mássica de AR3 e AR4 e de GC4, tem efeito negativo sobre a sua eficiência exergética.

O combustor C1 tem aumento de eficiência exergética de 5,14 % e a exergia destruída é diminuída em 23,48 %.

A eficiência exergética da turbina a vapor mantém-se no mesmo patamar, assim como a exergia destruída. Os efeitos negativos que o aumento de temperatura das correntes VAP2 (de 250,43 °C para 257,51 °C), e VAP3 (de 450 °C para 485 °C) ocasionam sobre a eficiência exergética da turbina a vapor são compensados pelo aumento do título de AG7 (na corrente AG7 a entalpia passa de 698,4 kJ/K kg para 900 kJ/K kg). Isto melhora a eficiência exergética de TC6. em 16,02 % e diminui a exergia destruída em 48,49 %.

O evaporador TC4 tem a eficiência exergética aumentada em 2,95 %, depois da diminuição da temperatura do gás de combustão na corrente GC7 de 200 °C para 167 °C, da diminuição da temperatura de GC2 de 100 °C para 73 °C, e da diminuição da vazão mássica nas correntes de ar e de gás de combustão (AR2, AR6, GC6, GC7 e GC2).

A diminuição da vazão mássica nas correntes CG3 GC4 e GC5 (de 1,341 kg/s para 0,880 kg/s) diminui a eficiência do superaquecedor TC2. Esta diminuição é compensada diminuição de temperatura de GC5. O resultado final apresenta aumento da exergia destruída e a eficiência exergética manteve-se na mesma ordem.

A diminuição da temperatura de GC1, de 100 °C para 33 °C em conjunto com o aumento da temperatura de AR4 ocasionado pela diminuição do excesso de ar no combustor, aumenta a eficiência exergética do trocador TC1 de 51,66% para 89,80 %.

De modo similar, os efeitos nas variações das temperaturas das correntes GC7 e GC2, juntamente com a diminuição da vazão mássica de AR5 e AR6, acompanhada de aumento da temperatura nestas correntes, causadas pela diminuição do excesso de ar em C2 ocasionam aumento na eficiência exergética de TC5 de 15 % e diminuição da exergia destruída de 54,64%.

A comparação das taxas de custos de produtos, antes e depois das modificações está representada na Figura 5.3.

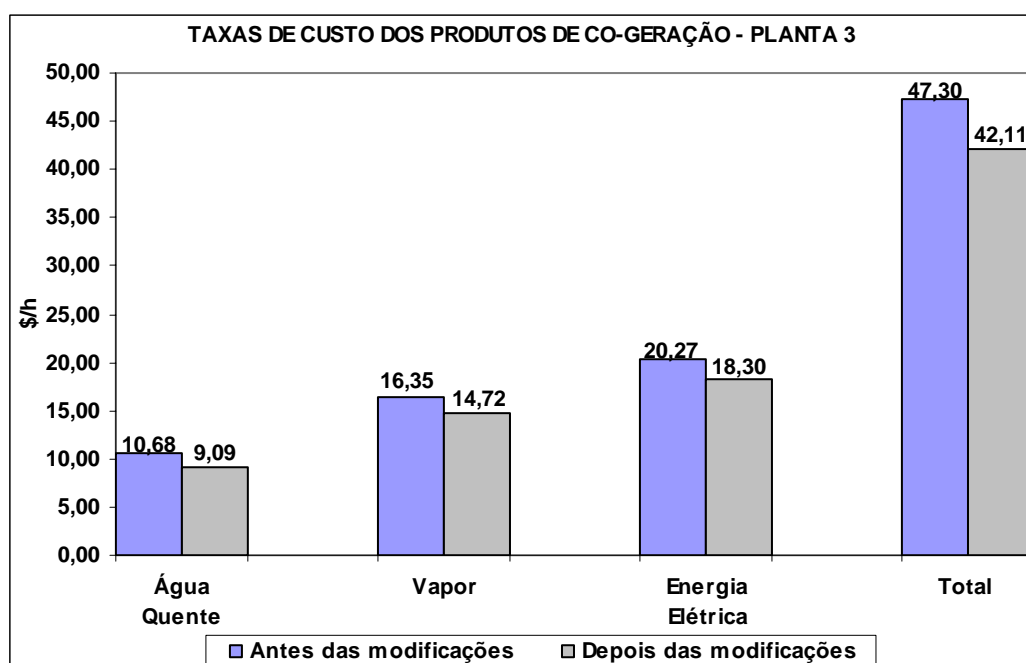


Figura 5.3. – Comparação entre as taxas de custos de produtos antes e depois das alterações - Planta 3

A eficiência exergética da planta aumentou de 14,6 % para 17,7 %, um aumento de 21,77 %.

As taxas de custo de água quente, vapor e energia elétrica diminuiram respectivamente em 14,89 %, 9,97 % e 9,72 %.

No total as taxas de custo de produtos diminuiram 10,97 %.

5.3. Considerações Finais

As configurações propostas para atender as demandas de produtos de co-geração do curtume foram analisadas do ponto de vista econômico, conforme a metodologia apresentada no Capítulo 2 e baseados nos resultados das simulações obtidas no Capítulo 4. A partir dos preços dos equipamentos e de premissas assumidas para as taxas de juros, inflação, custo do combustível, e outras, foram calculados os investimentos necessários, os custos de operação e manutenção e custos com combustível. Em seguida estes custos foram anualizados, isto é, foram distribuídos uniformemente ao longo de 20 anos, que é o período previsto como vida útil dos sistemas. Na sequência foram calculadas as taxas de custo de investimento e operação e manutenção para cada equipamento.

Partiu-se então para a simulação exergoeconômica, seguindo a metodologia descrita no Capítulo 2. Foram calculadas as taxas de custo para cada corrente e eixo dos sistemas, e foram determinados para cada equipamento os dados para avaliação das plantas, eficiência exergética, exergia destruída, custo de combustível, custo de produto, taxa de custo de exergia destruída, diferença relativa de custo e fator exergoeconômico.

As taxas de custos dos produtos de co-geração foram calculadas para cada planta. Obteve-se o melhor resultado na primeira alternativa, com motor ciclo Otto, seguida da segunda alternativa, com a turbina ciclo Brayton, e por último a alternativa composta por um superaquecedor de vapor e por uma turbina a vapor. Este comportamento também é verificado para a eficiência exergética das plantas, embora não seja evidente, caso a planta com maior eficiência exergética tivesse um valor de investimento muito maior, esta ordem poderia ser invertida.

As plantas em estudo tiveram suas variáveis de decisão modificadas, aplicando-se a metodologia para que a evolução da performance de cada equipamento tenha efeito na performance de toda a planta.. A metodologia aplicada está descrita no Capítulo 2.

Os resultados das modificações podem ser visualizados na Figura 5.4.

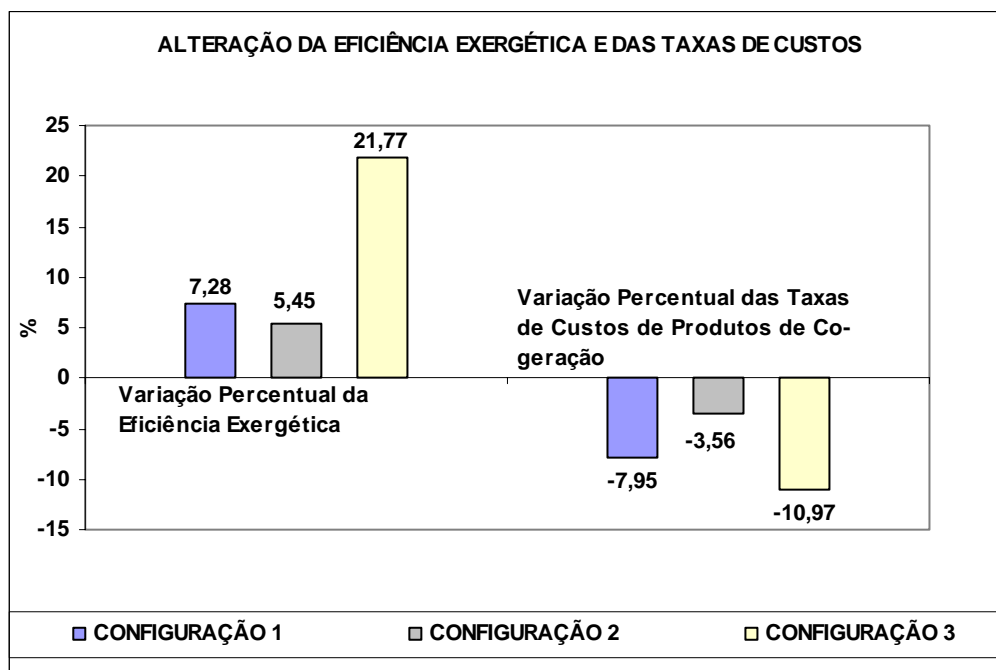


Figura 5.4. – Variação percentual das eficiências exergéticas e das taxas de custos dos produtos das configurações estudadas

A terceira configuração foi onde se obteve melhor evolução na eficiência exergética e onde o custo total de produtos teve a maior queda, por ser mais complexa, com mais equipamentos e com mais variáveis de decisão.

Cabe observar que, na planta 1, o produto de co-geração com maior taxa de custo é o vapor, seguido da energia elétrica e como último a água quente. Nas plantas 2 e 3 esta ordem é alterada, sendo o produto com maior taxa de custo a energia elétrica e depois o vapor. Isto se deve ao alto custo dos equipamentos para geração de energia elétrica, na planta 2 a turbina, e na planta 3 o gerador de vapor superaquecido e a turbina a vapor.

A segunda planta em estudo teve a eficiência exergética e a taxa de custo total de produtos menos afetados pelas alterações nas variáveis de decisão. Este resultado é atribuído ao fato de que nenhuma alteração afetou o resultado da turbina, visto que as correntes de ar e combustível entram na planta diretamente no equipamento, sem passar por nenhum outro equipamento intermediário. Então, como as variáveis de decisão não afetam diretamente o desempenho da turbina, todas as modificações ocorreram no sentido de melhorar o aproveitamento do rejeito exergético da turbina. A segunda alternativa é a planta menos complexa e com menos variáveis de decisão.

6. CONCLUSÃO

Entre os objetivos atingidos nesse trabalho destaca-se a criação de uma nova biblioteca, capaz de resolver problemas exergoeconômicos, para um “software” comercial. Foram simuladas três alternativas para resolver problema de co-geração e posteriormente estas alternativas foram modificadas metodicamente buscando melhorar o desempenho.

O software comercial foi alterado, ficando capacitado para calcular exergias físicas e químicas de plantas de utilidades, cálculos exergoeconômicos, tais como taxas de custo das correntes e eixos, e também de determinar para cada equipamentos os valores das variáveis usadas para a avaliação e o melhoramento do desempenho de plantas.

Após as modificações o programa foi testado resolvendo um problema conhecido e cuja solução encontrada foi comparada com o da bibliografia. Foram obtidos resultados muito próximos ao padrão usado para comparações, os desvios encontrados são desprezíveis para os objetivos deste trabalho.

A biblioteca modificada será útil para futuras aplicações, já que é possível utilizá-la para as mais diversas configurações de plantas de utilidades.

As três soluções apresentadas no projeto COGECUR para atender a demanda de produtos de co-geração de um curtume, foram modificadas com o objetivo de complementá-las. A primeira alternativa é geração de energia elétrica através de um motor de combustão interna, operando em ciclo Otto, a produção de água quente é obtida valendo-se do calor rejeitado no sistema de arrefecimento do motor e a produção de vapor pelo uso da energia térmica dos gases de combustão. A segunda alternativa emprega uma turbina a gás, e a energia de seus gases de exaustão é empregada na produção vapor e água quente. Por último a terceira alternativa trata-se de um sistema onde o gás natural é queimado em um gerador de vapor superaquecido, que entrega parte de sua energia para uma turbina a vapor operando em contrapressão. Neste caso a água quente e vapor são obtidos aproveitando-se a energia restante no vapor que foi expandido na turbina.

Depois de definidas as variáveis de decisão de cada planta, estas foram simuladas para as condições de projeto e posteriormente para diversas combinações de demandas.

Comparando as três configurações, tanto do ponto de vista exergético quanto de custos, obteve-se o melhor resultado na primeira alternativa, com a geração de energia elétrica através de um motor de combustão interna. Seguido pela segunda alternativa em que a geração de energia elétrica ocorre através de uma turbina, e finalmente, a configuração que emprega um gerador de vapor e uma turbina em contrapressão.

Classificando os equipamentos de cada planta simulada pelo valor da exergia destruída, verifica-se que a maior incidência ocorre nos equipamentos onde acontece combustão e nos trocadores onde ocorre troca de fase.

Na terceira configuração ocorre uma quantidade maior de energia envolvida nas trocas de fase de água, uma vez que, além do vapor de processo para atender o curtume, há também a geração de vapor para expandir na turbina com posterior condensação para fechar o circuito. Outrossim, nas outras plantas essa energia atende apenas à geração de vapor de processo. Em função disto, o combustor que atende ao superaquecedor de vapor (C1) da planta 3 apresenta a maior quantidade de exergia destruída entre os equipamentos onde ocorre combustão.

Os valores de investimentos necessários para construção das plantas também seguem esta ordem, sendo que o menor valor ocorre na primeira alternativa, o maior valor acontece na terceira configuração e a segunda planta apresenta um valor intermediário. Este investimento contribui para os resultados obtidos nas taxas de custos dos produtos.

Na simulação também foram determinadas as variáveis de cada equipamento para avaliação e melhoramento do desempenho das plantas: eficiência exergética, exergia destruída, custo de combustível e de produto, diferença relativa de custos e fator exergoeconômico. Através destes valores as variáveis de decisão foram modificadas buscando aumentar a eficiência exergética e diminuir os custos dos produtos de co-geração. Os resultados obtidos mostraram a eficácia do método, já que nas três plantas foram obtidas melhoras significativas, sendo a terceira configuração onde as modificações tiveram maior impacto. Observa-se que esta é a planta mais complexa e com maior número de variáveis de decisão, e onde ocorrem maiores possibilidades de alterações, portanto é onde são obtidos os maiores efeitos da aplicação do método.

6.1. Sugestões para Trabalhos Futuros

- Aplicação do programa, com a biblioteca desenvolvida, em um caso real, onde sejam possíveis as comparações dos resultados da simulação com medições de campo.
- Desenvolver um programa computacional capaz de determinar os valores anualizados de investimentos, de operação e manutenção e demais valores econômicos de uma planta, a partir de dados econômicos. Esta rotina não foi inserida no IPSE.pro, por ser necessário o uso de ferramentas não disponíveis na biblioteca aberta deste programa, tais como uso de vetores, matrizes e “*loopings*”. Neste trabalho, estes cálculos foram realizados em planilha eletrônica comercial, cujas rotinas desenvolvidas são dedicadas exclusivamente para os casos em estudo
- Estudar modelos mais completos de combustão, levando em consideração outros combustíveis, como derivados de petróleo e como carvão que contém cinzas.
- Desenvolver a simulação para as plantas deste estudo levando em consideração o regime transiente, para isto é necessário modificação dos modelos de equipamentos do programa, introduzindo equações que descrevam o comportamento dos equipamentos em regime transiente, levando em conta a variável tempo.
- Aplicar o programa computacional e a metodologia de melhoramento de desempenho para outros casos de co-geração, tais como usar o rejeito de calor de câmaras frias para aquecimento de água ou usar gases de combustão de fornos para aquecimento de água de processo.
- Analisar o efeito econômico e exergético causado pela introdução de equipamentos de caráter de preservação ambiental, como lavadores de gases, de tratamento de água e outros.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHRENDTS, J., 1980, Reference States, **Energy**, Vol. 5, pp 667-677.

BALESTIERI, J. A. P., 2002. **Co-geração, Geração Combinada de Eletricidade e Calor**, Editora da UFSC, Florianópolis / Brasil.

BEDIN, G. L., 2003, **Avaliação Termoeconômica de uma Planta de Co-geração Híbrida Biomassa/Gás Natural**, Dissertação de mestrado, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis/Brasil

BEJAN, A., 1988, **Advanced Engineering Thermodynamics**, John Willey & Sons, New York/USA.

BEJAN, A., TSATSARONIS, G. and MORAN, M., 1996, **Thermal Design and Optimization**, John Willey & Sons, New York/USA.

CALLEN, H. B., 1985, **Thermodynamics and Introduction to Thermostatistics**, John Willey & Sons, New York/USA.

CERQUEIRA, S. A. A. G. and NEBRA, S. A., 1999, Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems, **Energy Conversation & Management**, 40 (1587 – 1597).

FONSECA Jr., J. G., 2003, **Análise Energética e Exergética de um Ciclo Rankine com Aquecimento Distrital: Estudo de uma Planta Termoelétrica**, Dissertação de Mestrado, Programa de pós Graduação em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre/Brasil.

INCROPERA, F. P. and De WITT, D. P., 1992, **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora. S.A., Rio de Janeiro/Brasil.

KRAHE, R., 2002, **Desenvolvimento de Novas Ferramentas para Análise e Simulação de Sistemas Térmicos**, Trabalho de Diplomação do Curso de Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre/Brasil.

MORAN J. and SHAPIRO, H. N., 2002, **Princípio de termodinâmica para engenharia** – 4a. Edição, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora. S.A., Rio de Janeiro/Brasil.

PANOSSO, G. C. , 2003, **Métodos de Simulação para Ciclos Rankine**, Dissertação de Mestrado, Programa de pós Graduação em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre/Brasil.

PAZ, A. E. C., 2002, **Simulação de Sistemas Térmicos de potência para Geração de Energia Elétrica**, Dissertação de Mestrado, Programa de pós Graduação em Engenharia Mecânica, UFRGS, Porto Alegre/Brasil.

SCHNEIDER, P. S., Vielmo, H. A., Marcílio, N., Soares, M. G., Danieli, R. and Conceição, S. T., 2003, **Avaliação Energética Específica de Curtumes, produto 2**, COGECUR - Co-geração a Gás Natural em Curtumes, Projeto FAURGS/Finep 21.01.0456.00 CTPetro, Porto Alegre/Brasil.

SIMTECH, 2000. IPSEpro **Process Simulator - User Documentation: Program Modules and Model Libraries**, SimTech Simulation Technology (www.simtechnology.com).

STOECKER, W. F., 1989, **Design of Thermal Systems**, McGraw-Hill, Inc., New York/USA.

TSATSARONIS, G., 1985. Exergoeconomic Analysis and Evaluation of energy-conversion plants – I. A new general methodology, **Energy, Vol. 10, No. 1, pp 69 – 80**.

TSATSARONIS, G., 1985, Exergoeconomic Analysis and Evaluation of energy-conversion plants – II. Analysis of a coal-fired steam power plant, **Energy, Vol. 10, No. 1, pp 81 – 94**.

TSATSARONIS, G., 1993, Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems, **Progress in Energy and Combustion Science**, Vol. 19, pp 227 – 257.

TSATSARONIS, G. and PISA J., 1993. Exergoeconomic Evaluation and Optimization of Energy Systems – Application to the CGAM Problem, **Energy**, Vol. 19, No. 3, pp 287 – 321.


VALERO, A. and LOZANO, M. A., 1993. Theory Of The Exergetic Cost, **Energy**, Vol. 18, No. 9, pp. 939 – 960.

VALERO, A., LOZANO M. A., SERRA, L., TSATSARONIS, G., PISA, J., FRANGOPOULOS C. and SPAKOVSKY, M. R. V., 1993, CGAM Problem: Definition and Conventional Solution, **Energy**, Vol. 19, No. 3, pp 279 – 286.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG and BORGNAKKE, C., 1995, **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, Editora Edgard Blücher, São Paulo/Brasil.

Anexo 1 – Dados operacionais de rejeição de calor para o motor ciclo Otto Waukesha.


HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL L5790G — NATURAL GAS 10:1 CR								
	BMEP	ENGINE SPEED — RPM						
		600	700	800	900	1000	1100	1200
HORSEPOWER	110	482	563	634	723	804	881	965
	100	439	512	585	658	731	804	877
	90	395	461	527	592	658	724	790
	80	351	409	468	526	585	643	702
	70	307	358	410	461	512	563	615
	60	263	307	351	395	439	483	526
	50	220	256	293	329	366	402	437
	40	175	205	234	263	292	322	351
FUEL CONSUMPTION (BTU/MIN)	110	59,876	68,479	76,748	87,232	97,244	107,322	117,752
	100	55,570	63,471	71,881	80,608	89,853	99,207	108,392
	90	51,210	58,364	66,025	73,977	82,331	90,647	99,188
	80	46,952	53,406	60,331	67,444	75,018	82,586	90,184
	70	42,907	48,582	54,865	61,257	67,981	74,708	81,515
	60	38,750	43,882	49,343	54,994	60,765	66,762	72,605
	50	34,807	39,167	43,864	48,773	53,979	59,001	64,105
	40	30,590	34,477	38,414	42,692	47,043	51,533	55,951
HEAT REJECTION TO JACKET WATER (BTU/MIN)	110	19,328	22,576	25,423	28,993	32,240	35,328	38,696
	100	17,955	20,940	23,926	26,912	29,897	32,883	35,869
	90	16,511	19,269	22,028	24,745	27,504	30,263	33,022
	80	15,093	17,587	20,124	22,618	25,155	27,649	30,186
	70	13,815	16,110	18,450	20,745	23,040	25,335	27,675
	60	12,413	14,490	16,567	18,644	20,720	22,797	24,827
	50	11,110	12,928	14,796	16,614	18,483	20,301	22,068
	40	9,625	11,275	12,870	14,465	16,060	17,710	19,305
HEAT REJECTION TO EXHAUST (BTU/MIN)	110	13,393	14,848	16,872	19,455	22,312	25,587	28,595
	100	12,425	13,800	15,613	17,884	20,603	23,431	26,213
	90	11,563	12,745	14,433	16,503	18,883	21,244	23,793
	80	10,656	11,756	13,235	14,995	17,123	19,365	21,590
	70	9,905	10,744	12,097	13,655	15,545	17,436	19,313
	60	9,143	9,974	11,134	12,483	13,955	15,623	17,290
	50	8,445	9,157	10,050	11,284	12,711	14,058	15,589
	40	7,694	8,352	9,118	10,244	11,448	12,681	13,891
HEAT REJECTION TO OIL (BTU/MIN)	110	2,819	3,293	3,708	4,229	4,703	5,153	5,645
	100	2,677	3,123	3,568	4,013	4,459	4,904	5,266
	90	2,488	2,904	3,320	3,729	4,145	4,561	4,977
	80	2,421	2,822	3,229	3,629	4,036	4,436	4,843
	70	2,271	2,649	3,034	3,411	3,788	4,166	4,551
	60	2,143	2,502	2,860	3,219	3,577	3,963	4,286
	50	2,024	2,355	2,695	3,026	3,367	3,698	4,020

	HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL L5790G NATURAL GAS 10:1 CR	DR: OFM	Ref. S 6124-4
		DATE: 1/76	
		APP'D. GERARD	

HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL L5790G — NATURAL GAS 10:1 CR								
	BMEP	ENGINE SPEED — RPM						
		600	700	800	900	1000	1100	1200
	40	1,951	2,258	2,609	2,932	3,255	3,590	3,973
EXHAUST TEMPERATURE (°F)	110	890	922	957	987	1,015	1,039	1,056
	100	875	910	946	977	1,006	1,030	1,048
	90	860	896	933	966	995	1018	1037
	80	840	879	917	951	980	1005	1025
	70	818	858	897	933	962	987	1007
	60	793	835	875	912	941	967	989
	50	765	806	847	886	916	942	965
	40	730	775	815	856	886	914	937
EXHAUST FLOW (CFM)	110	2,288	2,500	2,799	3,190	3,620	4,115	4,572
	100	2,138	2,336	2,602	2,944	3,354	3,781	4,203
	90	1,973	2,171	2,429	2,728	3,068	3,443	3,829
	80	1,865	2,019	2,234	2,494	2,815	3,153	3,490
	70	1,754	1,864	2,060	2,298	2,573	2,859	3,142
	60	1,641	1,750	1,915	2,111	2,331	2,582	2,833
	50	1,541	1,632	1,753	1,931	2,146	2,347	2,578
	40	1,436	1,515	1,671	1,779	1,959	2,122	2,324
INDUCTION AIR REQUIREMENT (CFM)	110	815	891	978	1,086	1,217	1,347	1,489
	100	777	836	913	1,016	1,130	1,280	1,380
	90	728	788	858	956	1,054	1,152	1,260
	80	690	739	804	885	980	1,065	1,157
	70	657	695	750	826	902	978	1,054
	60	619	663	706	771	836	902	967
	50	581	625	673	711	771	830	891
	40	559	586	630	673	717	766	815

NOTES:

- 12 Cylinder 8-1/2" bore x 8-1/2" stroke, 5788 cu. in. displacement, water cooled exhaust manifolds.
- LB/MIN EXH. = CFM x 0.0745 x $\frac{520}{\text{EXH.TEMP.} + 460}$

	HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL L5790G NATURAL GAS 10:1 CR	DR: OFM DATE: 1/76 APP'D. GERARD	Ref. S <hr/> 6124-4
---	--	--	---

Anexo 2 – Exergia química molar (kJ/kmol) de diferentes substâncias - Ahrendts, 1980.

Reference states

Table 1. Molar availabilities (KJ/mol) of different substances in the standard state.^{10,12,15,16}

Substance	Gaggioli and Petit	Baehr and Schmidt	Szargut	Ahrendts
O ₂	3.947	3.953	3.973	3.951
N ₂	0.691	0.692	0.718	0.639
CO ₂	20.108	20.108	20.189	14.174
H ₂ O, gas.	8.668	8.595	11.758	8.636
H ₂ O, liq.	0	0	3.168	0.045
SO ₂	287.6	-	304.3	240.633
Air, relative humidity 60 %	0.006	0.008	0.091	- 0.041
C	411	411	411	405
H ₂	235	235	238	235
H ₂ S	795	-	805	800
CH ₄	830	830	837	824
C ₇ H ₁₆ , Heptane	4757	4757	4783	4716
CH ₃ OH, liq.	717	717	723	711
NH ₃	337	336	340	337
NaNO ₃	-	-	- 21	- 18
Ca(NO ₃) ₂	- 18	-	- 27	- 8

APÊNDICE

A seguinte legenda é considerada nas tabelas de Ap 1 até Ap 6:

Legenda:

0,00	VARIÁVEIS DECLARADAS
1,00	DIFERENÇAS PERCENTUAIS ACIMA DE 1%
0,00	DIFERENÇAS PERCENTUAIS ABAIXO DE 1%

Tab. Ap.1 – Comparação dos valores de vazão mássica obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan, 1996.

POSIÇÃO	VAZÃO (kg/s) BEJAN	VAZÃO (kg/s) SANTOS	DIF (%)
1	91,2757	91,2757	0,00
2	91,2757	91,2757	0,00
3	91,2757	91,2757	0,00
4	92,9176	92,9277	-0,01
5	92,9176	92,9277	-0,01
6	92,9176	92,9277	-0,01
7	92,9176	92,9277	-0,01
8	14,0000	14,0000	0,00
9	14,00	14,00	0,00
10	1,6419	1,6520	-0,62

Tab. Ap.2 – Comparação dos valores de temperatura obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan,1996

POSIÇÃO	T (°C)		DIF (%)
	BEJAN	SANTOS	
1	25,00	25,00	0,00
2	330,58	337,96	-2,23
3	576,58	576,85	-0,05
4	1.246,85	1.246,85	0,00
5	733,01	739,38	-0,87
6	506,63	522,73	-3,18
7	153,75	159,87	-3,98
8	25,00	25,00	0,00
9	212,42	212,72	-0,14
10	25,00	25,00	0,00

Tab. Ap 3– Comparação dos valores de pressão obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan,1996

POSIÇÃO	P (bar)		DIF (%)
	BEJAN	SANTOS	
1	1,013	1,013	0,00
2	10,13	10,13	0,00
3	9,6230	9,6230	0,00
4	9,1420	9,1420	0,00
5	1,0990	1,1050	-0,55
6	1,0660	1,0720	-0,56
7	1,0130	1,0177	-0,46
8	20,0000	20,0000	0,00
9	20,00	20,00	0,00
10	12,0000	12,0000	0,00

Tab. Ap 4 Comparação dos valores de exergia química específica obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan, 1996

POSIÇÃO	Exergia química específica (kJ/kg) - BEJAN	Exergia química específica (kJ/kg) - SANTOS	DIF (%)
1	-0,44	-0,44	0,00
2	-0,44	-0,44	0,00
3	-0,44	-0,44	0,00
4	3,94	3,99	-1,27
5	3,94	3,99	-1,27
6	3,94	3,99	-1,27
7	3,94	3,99	-1,27
8	2,50	2,50	0,00
9	2,50	2,50	0,00
10	51.383,64	51.385,35	0,00

Tab. Ap 5 Comparação das composições de gás de combustão obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan, 1996

COMPOSIÇÃO DO GC (kmol/kmol)			
	BEJAN	SANTOS	DIF (%)
N2	0,7507	0,75042	0,04
O2	0,1372	0,13683	0,27
CO2	0,0314	0,031598	-0,63
H2O	0,0806	0,081158	-0,69

Tab. Ap 6 Comparação de resultados obtidos no presente trabalho e resultados de Bejan, 1996

	BEJAN	SANTOS	DIF (%)
PCI (kJ/kg)	50.016,27	50.042,00	-0,05
Excesso de ar molar	0,03	0,03	-0,68
Massa molar do AR (M)	28,65	28,65	0,01
Massa molar do GC (M)	28,25	28,25	0,00
Calor perdido na câmara de combustão (kW)	1.642,43	1.650,70	0,00

Tab. Ap.7 – Equações obtidas para o motor Waukesha MODEL L 5790 G

Temperatura dos Gases de Combustão	$T_{GC} = -0,0002 W_{M1}^2 + 0,3519 W_{M1} + 425,96$
Calor Transferido para para o Gas de Combustão	$Q_{GC} = 0,0003 W_{M1}^2 + 0,2896 W_{M1} + 148,41$
	$Q_{GC} = m_{GC3} (h_{GC3} - h_{GC_AMB})$
Calor Transferido para o Óleo	$Q_{OIL} = 0,00005 W_{M1}^2 + 0,0202 W_{M1} + 60,61$
Calor Transferido para Água de Arrefecimento	$Q_{RESF} = - 0,0001 W_{M1}^2 + 0,6339 W_{M1} + 169,88$
Potência Entregue no Eixo do Motor	$W_{M1} = \eta [(m_{AR6} (h_{AR6} - h_{AR_AMB})) + (m_{GN1} (h_{GN1} - h_{GN_AMB} + PCI))]$
Potência Total exigida pelo Motor	$W_{TOTAL} = 0,0004 W_{M1}^2 + 2,0057 W_{M1} + 432,61$
	$W_{TOTAL} = W_{M1} + Q_{GC} + Q_{OIL} + Q_{RESF} + Q_{LOSS}$

Tab. Ap.8 – Valores de $C_{comb\ m}$ e $P_{comb\ m}$ para GNI - planta 1

ANO (m)	$C_{comb\ m}$	$P_{comb\ m}$
1	92.321,99	81.996,51
2	97.861,31	77.200,44
3	103.732,99	72.689,61
4	109.956,97	68.446,76
5	116.554,39	64.455,67
6	123.547,65	60.701,15
7	130.960,51	57.168,93
8	138.818,14	53.845,61
9	147.147,23	50.718,62
10	155.976,06	47.776,16
11	165.334,63	45.007,14
12	175.254,71	42.401,18
13	185.769,99	39.948,49
14	196.916,19	37.639,91
15	208.731,16	35.466,83
16	221.255,03	33.421,16
17	234.530,33	31.495,30
18	248.602,15	29.682,12
19	263.518,28	27.974,90
20	279.329,37	26.367,37
	Total	984.403,85

Tab. Ap.9 – Valores de $C_{comb\ m}$ e $P_{comb\ m}$ para GN2 - planta 1

ANO (m)	$C_{comb\ m}$	$P_{comb\ m}$
1	50.069,76	44.469,85
2	53.073,94	41.868,76
3	56.258,38	39.422,36
4	59.633,88	37.121,30
5	63.211,92	34.956,78
6	67.004,63	32.920,57
7	71.024,91	31.004,91
8	75.286,41	29.202,54
9	79.803,59	27.506,65
10	84.591,80	25.910,84
11	89.667,31	24.409,10
12	95.047,35	22.995,78
13	100.750,19	21.665,60
14	106.795,20	20.413,57
15	113.202,92	19.235,02
16	119.995,09	18.125,58
17	127.194,80	17.081,11
18	134.826,49	16.097,75
19	142.916,07	15.171,86
20	151.491,04	14.300,03
	Total	533.879,98

Tab. Ap.10 – Valores de $C_{O\&M\ m}$ e $P_{O\&M\ m}$ - planta 1

ANO (m)	$C_{O\&M\ m}$	$P_{O\&M\ m}$
1	13.833,46	12.286,29
2	14.525,13	11.458,53
3	15.251,39	10.687,22
4	16.013,95	9.968,47
5	16.814,65	9.298,66
6	17.655,38	8.674,40
7	18.538,15	8.092,57
8	19.465,06	7.550,22
9	20.438,31	7.044,67
10	21.460,23	6.573,36
11	22.533,24	6.133,97
12	23.659,90	5.724,28
13	24.842,90	5.342,29
14	26.085,04	4.986,07
15	27.389,30	4.653,89
16	28.758,76	4.344,09
17	30.196,70	4.055,14
18	31.706,53	3.785,64
19	33.291,86	3.534,24
20	34.956,45	3.299,72
	Total	137.493,72

Tab. Ap.11 – Valores de $C_{comb\ m}$ e $P_{comb\ m}$ para GNI - planta 2

ANO (m)	$C_{comb\ m}$	$P_{comb\ m}$
1	89.313,13	79.324,16
2	94.671,91	74.684,40
3	100.352,23	70.320,58
4	106.373,36	66.216,01
5	112.755,77	62.355,00
6	119.521,11	58.722,84
7	126.692,38	55.305,74
8	134.293,92	52.090,73
9	142.351,56	49.065,65
10	150.892,65	46.219,08
11	159.946,21	43.540,31
12	169.542,98	41.019,28
13	179.715,56	38.646,53
14	190.498,49	36.413,19
15	201.928,40	34.310,93
16	214.044,11	32.331,93
17	226.886,75	30.468,84
18	240.499,96	28.714,75
19	254.929,96	27.063,17
20	270.225,75	25.508,03
	Total	952.321,15

Tab. Ap.12- Valores de $C_{comb\ m}$ e $P_{comb\ m}$ para GN2 - planta 2

ANO (m)	$C_{comb\ m}$	$P_{comb\ m}$
1	66.915,80	59.431,80
2	70.930,75	55.955,56
3	75.186,59	52.686,07
4	79.697,79	49.610,82
5	84.479,66	46.718,04
6	89.548,43	43.996,74
7	94.921,34	41.436,55
8	100.616,62	39.027,78
9	106.653,62	36.761,31
10	113.052,84	34.628,58
11	119.836,01	32.621,58
12	127.026,17	30.732,75
13	134.647,74	28.955,02
14	142.726,60	27.281,74
15	151.290,20	25.706,67
16	160.367,61	24.223,95
17	169.989,66	22.828,07
18	180.189,04	21.513,86
19	191.000,39	20.276,46
20	202.460,41	19.111,30
	Total	713.504,65

Tab. Ap 13 – Valores de $C_{O\&M\ m}$ e $P_{O\&M\ m}$ para planta 2

ANO (m)	$C_{O\&M\ m}$	$P_{O\&M\ m}$
1	16.255,51	14.437,46
2	17.068,29	13.464,76
3	17.921,70	12.558,41
4	18.817,79	11.713,82
5	19.758,68	10.926,73
6	20.746,61	10.193,18
7	21.783,94	9.509,47
8	22.873,14	8.872,17
9	24.016,79	8.278,09
10	25.217,63	7.724,27
11	26.478,52	7.207,94
12	27.802,44	6.726,53
13	29.192,56	6.277,65
14	30.652,19	5.859,07
15	32.184,80	5.468,72
16	33.794,04	5.104,68
17	35.483,74	4.765,15
18	37.257,93	4.448,45
19	39.120,83	4.153,04
20	41.076,87	3.877,46
	Total	161.567,06

Tab. Ap.14 – Valores de $C_{comb\ m}$ e $P_{comb\ m}$ para GNI - planta 3

ANO (m)	$C_{comb\ m}$	$P_{comb\ m}$
1	205.423,93	182.448,89
2	217.749,37	171.777,24
3	230.814,33	161.740,29
4	244.663,19	152.299,59
5	259.342,98	143.419,11
6	274.903,56	135.065,00
7	291.397,77	127.205,52
8	308.881,64	119.810,86
9	327.414,54	112.853,05
10	347.059,41	106.305,83
11	367.882,98	100.144,55
12	389.955,96	94.346,06
13	413.353,31	88.888,63
14	438.154,51	83.751,86
15	464.443,78	78.916,58
16	492.310,41	74.364,80
17	521.849,03	70.079,60
18	553.159,98	66.045,12
19	586.349,57	62.246,43
20	621.530,55	58.669,53
	Total	2.190.378,53

Tab. Ap.15 – Valores de $C_{comb\ m}$ e $P_{comb\ m}$ para GN2 - planta 3

ANO (m)	$C_{comb\ m}$	$P_{comb\ m}$
1	56.870,40	50.509,89
2	60.282,62	47.555,51
3	63.899,58	44.776,84
4	67.733,55	42.163,24
5	71.797,57	39.704,73
6	76.105,42	37.391,94
7	80.671,75	35.216,09
8	85.512,05	33.168,93
9	90.642,77	31.242,70
10	96.081,34	29.430,14
11	101.846,22	27.724,42
12	107.956,99	26.119,15
13	114.434,41	24.608,29
14	121.300,48	23.186,21
15	128.578,51	21.847,59
16	136.293,22	20.587,45
17	144.470,81	19.401,12
18	153.139,06	18.284,20
19	162.327,40	17.232,56
20	172.067,05	16.242,31
	Total	606.393,30

Tab. Ap 16 – Valores de $C_{O\&M\ m}$ e $P_{O\&M\ m}$ para planta 3

ANO (m)	$C_{O\&M\ m}$	$P_{O\&M\ m}$
1	20.818,98	18.490,54
2	21.859,93	17.244,77
3	22.952,93	16.083,98
4	24.100,57	15.002,29
5	25.305,60	13.994,23
6	26.570,88	13.054,75
7	27.899,42	12.179,09
8	29.294,40	11.362,89
9	30.759,12	10.602,03
10	32.297,07	9.892,74
11	33.911,92	9.231,45
12	35.607,52	8.614,89
13	37.387,90	8.040,00
14	39.257,29	7.503,91
15	41.220,16	7.003,98
16	43.281,16	6.537,73
17	45.445,22	6.102,88
18	47.717,48	5.697,28
19	50.103,36	5.318,94
20	52.608,53	4.966,00
	Total	206.924,36

Tab. Ap 17 – Resultados após as modificações nas variáveis de decisão – planta 1

POSIÇÃO	vazão (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (bar)	TAXA DE CUSTO EXERGÉTICO (\$/h)	EXERGIA TOTAL (kW)	CUSTO EXERGÉTICO (\$/GJ)
AR 1	1,318	25,00	1,01	0,000	-0,570	0,00
AR 4	1,318	29,83	1,06	0,225	4,973	12,58
AR 5	0,846	29,83	1,06	0,145	3,190	12,59
AR 3	0,846	177,00	1,01	1,845	25,058	20,45
AR6	0,473	29,83	1,06	0,081	1,783	12,58
AG5	0,170	85,00	10,00	0,114	4,383	7,20
AG 9	0,170	180,00	9,95	3,542	139,339	7,06
AG 6	0,170	178,79	9,75	1,082	42,564	7,06
AG13	0,170	85,00	9,55	0,111	4,377	7,06
AG 2	1,231	25,00	1,01	0,000	3,086	0,00
AG 7	1,231	25,03	2,35	0,007	3,246	0,61
AG 8	1,231	79,99	2,15	3,196	26,642	33,33
AG 3	1,231	80,00	1,95	3,926	26,613	40,98
AG 1	0,325	25,00	1,01	0,000	0,812	0,00
AG 10	0,326	26,00	0,99	0,016	0,815	5,31
AG 11	0,326	26,06	7,25	0,024	1,022	6,58
AG 12	0,326	165,24	7,05	3,900	63,651	17,02
VAP 3	0,326	164,99	7,00	9,917	250,732	10,99
VAP 2	0,001	164,99	7,00	0,016	0,394	10,99
VAP 1	0,325	165,00	7,00	9,908	250,338	10,99
VAP 4	0,001	164,66	6,95	0,016	0,394	10,99
AR 2	0,220	25,00	1,01	0,000	-0,095	0,00
AR 7	0,220	46,54	1,25	0,144	4,077	9,84
AR 8	0,220	151,42	1,20	0,261	7,894	9,17
GN 1	0,024	25,00	1,20	10,610	1.226,171	2,40
GC 3	0,497	526,75	1,10	3,653	143,717	7,06
GC 1	0,497	50,00	1,05	0,507	19,919	7,06
GN 2	0,012	25,00	1,20	5,410	624,868	2,40
GC 4	0,233	2.001,69	1,15	6,254	455,507	3,81
GC 5	0,233	170,00	1,10	0,259	18,845	3,81
GC 2	0,233	80,00	1,05	0,164	11,978	3,81
EIXO B1				0,005	0,195	7,06
EIXO B2				0,000	0,009	7,05
EIXO B3				0,006	0,254	7,06
EIXO CP1				0,174	6,851	7,06
EIXO CP2				0,130	5,108	7,06
EIXO G1				9,153	360,111	7,06

Tab. Ap 18 – Resultados após as modificações nas variáveis de decisão – planta 2

POSIÇÃO	vazão (kg/s)	Temperatura (C)	Pressão (bar)	TAXA DE CUSTO EXERGÉTICO (\$/h)	EXERGIA TOTAL (kW)	CUSTO EXERGÉTICO (\$/GJ)
AR 1	1,049	25,00	1,01330	0,00	-0,454	0,00
GN 1	0,023	25,00	1,20000	10,26	1.186,186	2,40
GC 3	1,073	377,20	1,10000	5,52	155,773	9,85
GC1	1,073	35,00	1,05000	0,36	10,250	9,85
GN 2	0,016	25,00	1,20000	6,87	793,697	2,40
AR 2	0,280	25,00	1,01330	0,00	-0,121	0,00
AR 3	0,280	46,54	1,25000	0,24	5,177	13,12
AR 4	0,280	157,15	1,20000	0,39	10,532	10,23
GC 4	0,296	2.005,27	1,15000	7,84	580,016	3,76
GC 5	0,296	170,00	1,10000	0,32	23,938	3,76
GC 2	0,296	75,00	1,05000	0,20	14,966	3,75
AG 2	1,231	25,00	1,01330	0,00	3,075	0,00
AG 7	0,107	28,08	6,95000	0,01	0,339	11,88
AG 8	1,231	25,03	2,00000	0,01	3,198	0,71
AG 3	1,231	80,00	1,95000	4,24	26,622	44,22
AG 1	0,325	25,00	1,01330	0,00	0,812	0,00
AG 4	0,432	25,79	0,99320	0,01	1,081	3,73
AG 5	0,432	25,85	7,10000	0,03	1,347	5,83
AG 6	0,4321000	165,24	7,05000	6,64	94,667	19,50
VAP 2	0,432	164,99	7,00000	14,18	332,808	11,84
VAP 3	0,1071000	164,99	7,00000	3,52	82,472	11,84
VAP 1	0,325	165,00	7,00	10,67	250,337	11,84
Eixo B1				0,01	0,330	9,85
Eixo B2				0,01	0,170	9,82
Eixo CP1				0,23	6,489	9,85
Eixo G1				12,76	360,111	9,84

Tab. Ap 19 – Resultados após as modificações nas variáveis de decisão – planta 3

POSIÇÃO	vazão	Temperatura	Pressão	TAXA DE CUSTO	EXERGIA	CUSTO
	(kg/s)	(C)	(bar)	EXERGÉTICO (\$/h)	TOTAL (kW)	EXERGÉTICO (\$/GJ)
AR 1	0,833	25,00	1,01	0,000	-0,360	0,00
AR 3	0,833	46,54	1,25	0,817	15,421	14,71
AR 4	0,833	165,49	1,20	1,546	33,623	12,77
GN 1	0,046	25,00	1,20	20,450	2.363,316	2,40
GC 3	0,880	2.010,80	1,15	24,913	1.733,344	3,99
GC 4	0,880	1.653,04	1,10	19,038	1.324,567	3,99
GC 5	0,880	136,00	1,05	0,824	57,355	3,99
GC 1	0,880	33,00	1,00	0,533	37,085	3,99
AG 8	0,777	132,95	2,95	17,156	473,644	10,06
AG 9	0,777	117,00	2,90	1,477	40,775	10,06
AG 10	0,777	117,54	45,10	1,779	44,403	11,13
VAP 2	0,777	257,51	45,05	22,181	785,584	7,84
VAP 3	0,777	485,00	45,00	29,515	1.033,638	7,93
VAP 4	0,777	180,32	3,00	19,098	527,253	10,06
AR 2	0,238	25,00	1,01	0,000	-0,103	0,00
AR 5	0,238	46,54	1,25	0,215	4,404	13,53
AR 6	0,238	155,25	1,20	0,339	8,812	10,68
GN 2	0,013	25,00	1,20	5,570	644,216	2,40
GC 6	0,251	1.940,50	1,15	6,493	467,102	3,86
GC 7	0,251	167,00	1,10	0,263	18,937	3,86
GC 2	0,251	73,00	1,05	0,161	11,555	3,86
AG 1	7,093	25,00	1,01	0,000	17,718	0,00
AG 2	7,093	25,03	2,05	0,041	18,490	0,62
AG 4	7,093	79,99	2,00	17,909	153,378	32,43
AG 5	5,862	79,99	2,00	14,801	126,759	32,43
AG 11	5,537	79,99	2,00	13,980	119,731	32,43
AG 12	0,325	79,99	2,00	0,821	7,028	32,44
AG 6	0,325	80,04	7,10	0,831	7,206	32,01
AG 7	0,325	165,53	7,10	3,210	56,987	15,65
AG 14	0,050	79,99	2,00	0,126	1,081	32,42
AG 15	0,050	80,21	1,95	0,856	1,089	218,50
AG16	1,181	79,99	2,00	2,982	25,537	32,43
AG 3	1,231	80,00	1,95	3,838	26,613	40,06
VAP5	0,325	165,24	7,05	9,461	250,647	10,49
VAP 6	0,000	165,24	7,05	0,001	0,017	11,17
VAP 7	0,000	162,00	7,00	0,000	0,002	11,57
VAP 8	0,325	165,24	7,05	9,461	250,629	10,49
VAP 1	0,325	165,00	7,00	9,461	250,338	10,50
Eixo B1				0,008	0,213	10,06
Eixo B2				0,033	0,901	10,05
Eixo B3				0,156	4,306	10,06
Eixo CP1				0,700	19,321	10,06
Eixo CP2				0,200	5,518	10,06
Eixo G1				13,044	360,111	10,06