

GUSTAVO JOSÉ GONÇALVES MOLICA

**ANÁLISE DE CUSTO EXERGÉTICO DE CICLO HÍBRIDO PARA QUEIMA DE
LIXO URBANO**

Guaratinguetá - SP
2017

GUSTAVO JOSÉ GONÇALVES MOLLICA

ANÁLISE DE CUSTO EXERGÉTICO DE CICLO HÍBRIDO PARA QUEIMA DE LIXO
URBANO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá - SP
2017

Mollica, Gustavo José Gonçalves
M721a Análise de custo exergetico de ciclo híbrido para queima de lixo urbano / Gustavo José Gonçalves Mollica – Guaratinguetá, 2017.
95 f : il.
Bibliografia: f. 89-92

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.
Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

1. Resíduos sólidos. 2. Incineração. 3. Termoeconomia. I. Título.

CDU 628.54


Luciana Máximo
Bibliotecária/CRB-8 3595

GUSTAVO JOSÉ GONÇALVES MOLLIKA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. Ivonete Ávila
UNESP-FEG


Prof. Dr. Alex Mendonça Bimbato
UNESP-FEG

Dezembro de 2017

DADOS CURRICULARES

GUSTAVO JOSÉ GONÇALVES MOLICA

NASCIMENTO	12.01.1992 – Guaratinguetá / SP
FILIAÇÃO	Marco Antônio Mollica Isabel Cristina Gonçalves
2011/2017	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – Campus de Guaratinguetá

Dedico este trabalho, de modo especial, à minha mãe e avó - sem elas, realizar este curso de graduação seria muito mais difícil.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por ter me dado saúde, ânimo e força em toda a minha vida e em especial durante esses anos de graduação.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. José Antônio Perrella* pela ajuda indispensável durante esta jornada, por aumentar ainda mais meu interesse pela área de máquinas térmicas e me fornecer ensinamentos únicos.

A todos meus familiares, em especial minha mãe, Isabel Cristina Gonçalves, avó, Antônia Gonçalves e tia, Marcia Gonçalves, por sempre me incentivar e fazer com que esses anos fossem muito mais fáceis. Um agradecimento especial também ao meu irmão e colega de classe, por toda ajuda durante o curso.

A todos amigos feitos durante esses anos de graduação e também aos amigos feitos durante meu período na Columbia University.

A todos professores e funcionários da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, que se esforçam constantemente para fazer o curso de engenharia cada vez melhor.

“Your assumptions are your windows on the world. Scrub them off every once in a while, or the light won't come in.”
Isaac Asimov

RESUMO

A geração crescente de resíduos sólidos urbanos é um dos maiores problemas da sociedade atualmente. A disposição incorreta deste material causa grandes impactos para a saúde do ser humano e para o meio ambiente. Uma forma encontrada por muitos países para amenizar esta situação está na incineração deste material com aproveitamento energético em plantas conhecidas como WTE (*Waste to Energy*). Porém, estas plantas têm custos elevados, o que faz com que países em desenvolvimento como o Brasil ainda prefiram os meios atuais de disposição destes resíduos. Outro problema enfrentado pela sociedade e muito discutido atualmente é a emissão de gases causadores do efeito estufa na queima de combustíveis fósseis. Como uma forma de controlar a emissão desses poluentes, tratados internacionais, como o de Quioto, introduziram o conceito de taxação do carbono emitido, que vem sendo utilizado em muitos países. O objetivo deste trabalho é aplicar o método da taxa de exergia de carbono em plantas WTE a fim de investigar sua aplicação e propor meios que incentivem a utilização desta tecnologia. O método da taxa de exergia de carbono utiliza a Termoeconomia e baseia-se na eficiência e tipo de combustível utilizado nos ciclos estudados a fim de se obter um valor de taxa de carbono que diferentemente das taxas atuais não se baseia em considerações políticas. Para isto, utilizou-se a teoria do custo exergético para cálculo dos custos exergéticos unitários e consequente cálculo das exergias perdidas para o ambiente e exergias destruídas. A partir dos resultados encontrados, foi proposta uma modificação no método de modo a considerar o caráter ambiental da destruição do resíduo sólido urbano, incentivando a destruição desse material. Os resultados encontrados promovem o uso desta tecnologia frente às que utilizam combustíveis fósseis, através da imposição de um menor valor de taxa de exergia de carbono para os ciclos queimando resíduos sólidos urbanos.

PALAVRAS-CHAVE: Resíduo sólido urbano. Ciclos híbridos. Incineração. Taxas ambientais. Termoeconomia. Penalidade exergética.

ABSTRACT

The increasing generation of municipal solid waste (MSW) is one of the biggest problems of society nowadays. Incorrect disposition of this material causes major impacts to the human health e also to the environment. Incineration of MSW with energy recovery in plants know as Waste to Energy (WTE) is one of the main ways found by many countries to try and soften this situation. Those plants have a very high operation and maintenance cost, though, which make developing countries as Brazil to give preference for current means of waste disposition. Another big problem faced by society and that has also been very discussed in the last decades is the pollutant gas emissions, mostly the ones responsible for the greenhouse effect, launched in the atmosphere in the burning of fossil fuels. To control these pollutant emissions international treaties as the Kyoto protocol have introduced the concept of carbon tax, a tax to be charged for the emission of carbon dioxide, which has already been used in many countries. The objective of this study is to apply the carbon exergy tax method in WTE plants to investigate its application and try and propose ways that encourage the utilization of this technology. The carbon exergy tax method utilizes concepts brought from Thermoeconomics and bases itself in the efficiency and type of fuel used in the cycles studied to obtain a value for the carbon tax, that differently from current taxes, is not based on political considerations. For that it was used the theory of exergetic cost to calculate the exergetic costs e subsequent values of exergy lost to the environment and destroyed exergy. From the results found it was possible to propose a modification to the method to consider the environmental aspect of waste's destruction, in this way promoting the destruction of this material. The results found promote the use of incineration accompanied by energy recovery technology against the ones that use fossil fuels, through the imposition of a lesser value of carbon exergy tax to the cycles burning municipal solid waste.

KEYWORDS: Municipal solid waste. Hybrid cycles. Incineration. Environmental tax. Thermoeconomics. Exergetic penalty.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Fontes de biomassa	22
Figura 2 – Oferta Interna de energia elétrica por fontes	23
Figura 3 – Quantidades de resíduos sólidos, características e índice de desenvolvimento	25
Figura 4 – Seções de uma planta WTE	33
Figura 5 – Classificação esquemática dos ciclos combinados e opções de integração de CS e CI	35
Figura 6 – Representação esquemática das configurações (A) hot windbox e (B) cold windbox	36
Figura 7 – Esquema da integração lado vapor/água entre uma planta WTE de incineração de lixo e uma turbina a gás	38
Figura 8 – Exemplo de matriz de incidência	47
Figura 9 – Estrutura física de uma central térmica	49
Figura 10 – Esquema do ciclo combinado híbrido	55
Figura 11 – Esquema do ciclo Rankine	56
Figura 12 – Pontos de interesse do ciclo de referência Rankine	58
Figura 13 – Equipamentos do ciclo de referência Rankine	59
Figura 14 - Pontos de interesse do ciclo combinado híbrido	64
Figura 15 – Equipamentos do ciclo combinado híbrido	65
Figura 16 – CET vs. Eficiência	81
Figura 17 - Δ_{cel} devido à imposição da CT e CET para os diferentes ciclos	83
Figura 18 – Efeito do Custo Unitário do RSU na CET	83
Figura 19 – Variação da CET com o aumento do preço do gás natural	84
Figura 20 – CET versus eficiência para modificação do método	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Teor de umidade de componentes não compactados encontrados nos resíduos	27
Tabela 2 - Estimativa da composição gravimétrica dos RSUs	29
Tabela 3 – Composição química e poder calorífico do RSU não reciclado	29
Tabela 4 – Composição física e química dos resíduos sólidos urbanos para São José dos Campos	55
Tabela 5 – Dados das turbinas selecionadas	55
Tabela 6 – Parâmetros de projeto do ciclo combinado híbrido	56
Tabela 7 – Valores mássicos e termodinâmicos dos pontos selecionados do ciclo Rankine	57
Tabela 8 – Valores de exergia do ciclo Rankine	58
Tabela 9 – Equações derivadas da proposição 1 do método desenvolvido por Valero, Lozano e Muñoz (1986) para o ciclo Rankine	60
Tabela 10 – Classificação F, P e L dos fluxos em cada equipamento do ciclo Rankine	61
Tabela 11 - Equações complementares do ciclo Rankine elaboradas a partir das proposições enunciadas por Valero, Lozano e Muñoz (1986)	62
Tabela 12 - Custos exergéticos do ciclo Rankine	63
Tabela 13 – Classificação F, P e L dos fluxos em cada equipamento do ciclo combinado híbrido	66
Tabela 14 – Equações derivadas da proposição 1 do método desenvolvido por Valero, Lozano e Muñoz (1986) para o ciclo combinado híbrido	67
Tabela 15 - Equações complementares do ciclo combinado híbrido elaboradas a partir das proposições enunciadas por Valero, Lozano e Muñoz (1986)	68
Tabela 16 - Custos exergéticos do ciclo combinado híbrido para turbina PG7241(FA)	69
Tabela 17 - Custos exergéticos do ciclo combinado híbrido para turbina AE64.3A	70
Tabela 18 - Custos exergéticos do ciclo combinado híbrido para turbina H-25	71
Tabela 19 - Custos exergéticos do ciclo combinado híbrido para turbina GT 10 (2x)	71
Tabela 20 - Custos exergéticos do ciclo combinado híbrido com uma turbina GT-10	72
Tabela 21 – Custos das exergia destruída e residual para o ciclo Rankine	76
Tabela 22 - Custos das exergia destruída e residual para o ciclo híbrido PG 7241(FA)	77
Tabela 23 – Valores de C_w e C_{irr} para o ciclo híbrido com a turbina Ansaldo AE64.3A	78

Tabela 24 – Custos de C_w e C_{irr} para o ciclo híbrido com a turbina Hitachi H-25	78
Tabela 25 – Custos das exergia destruída e residual para o ciclo combinado híbrido com 2 turbinas GT-10	79
Tabela 26 – Custos das exergia destruída e residual para o ciclo combinado híbrido com a turbina GT-10	79
Tabela 27 – Dados para o cálculo da CET	80
Tabela 28 – Vazão de combustível dos ciclos	80
Tabela 29 – Valores de CET e Δ_{cel} para todos ciclos	80
Tabela 30 – Valores de Δ_{cel} devido à imposição das CT e CET	82
Tabela 31 – CET vs. Preço do gás natural	84
Tabela 32 – Custos das exergia destruída e residual para o ciclo Rankine método modificado	85
Tabela 33 – Novos valores de CET	85

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRELPE	Associação Brasileira de empresas de limpeza publica
AIE	Agência Internacional de Energia
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CET	<i>Carbon Exergy Tax</i>
CG	Conjunto a gás
CI	Ciclo Inferior
CS	Ciclo Superior
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
HRSG	<i>Heat recovery steam generator</i>
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Inferior
PNRS	Política Nacional de Resíduos Sólidos
RSU	Resíduos Sólidos Urbanos
TG	Turbina a gás
TV	Turbina a vapor
VC	Volume de Controle
WTE	<i>Waste to Energy</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

[C]	Porcentagem de carbono no combustível	-
B^*	Custo exergético de um fluxo exergético	kW
B	Fluxo Exergético	kW
B_D	Exergia destruída	kW
B_e	Exergia de entrada de um componente do sistema	kW
B_{irr}	Exergia destruída pela irreversibilidade dos componentes da planta	kW
B_L	Perdas de exergia	kW
b_f	Exergia física	kW
B_F	Valor exergético do combustível	kW
B_P	Valor exergético do produto	kW
$\tilde{b}_q$	Exergia química molar	kJ/kmolK
$\dot{B}_q$	Exergia de um fluxo de calor	kW
B_s	Exergia de saída de um componente do sistema	kW
B_w	Exergia residual rejeitada por um componente do sistema	kW
$\dot{B}_W$	Exergia de um fluxo de trabalho	kW
C_{CO_2}	Encargo aplicado as emissões de CO ₂	US\$/h
$\dot{C}_D$	Custo de destruição de exergia	US\$/s
$\dot{C}_e$	Custo associado a transferência de exergia na entrada	US\$/s
c_F	Custo unitário do combustível do sistema	US\$/kJ
c_{irr}	Custo unitário da irreversibilidade produzida por um componente	US\$/kJ
$\dot{C}_{irr}$	Custo da exergia destruída em um componente do sistema	US\$/h
C_p	Calor específico a pressão constante	kJ/kg
$\dot{C}_q$	Custo associado a transferência de calor	US\$/s
$\dot{C}_s$	Custo associado a transferência de exergia na saída	US\$/s
$\dot{C}_w$	Custo associado as potências geradas ou consumidas	US\$/s
C_w	Custo da exergia residual rejeitada por um componente do sistema	US\$/h
c_w	Custo unitário da irreversibilidade produzida por um componente do sistema	US\$/kJ
CET	Taxa de exergia de carbono	US\$/t CO ₂
d	Peso final (seco) de uma amostra	g
F^*	Custo exergético total dos combustíveis de um subsistema	kW
f_c	Fator de utilização	s/h
g	Aceleração da gravidade	9,81 m/s ²
G_{CO_2}	Vazão mássica de CO ₂ emitido pela planta	kg/h
G_F	Vazão mássica de combustível	kg/h
$I_{CO_2}^*$	Índice de emissão de CO ₂	-
I_0	Índice de referência de emissão de CO ₂	1 kgCO ₂ /kWh
k^*	Custo exergético unitário	kJ/kJ
k_e	Custo exergético unitário do fluxo de entrada de um componente do sistema	kJ/kJ
k_p	Custo exergético unitário do produto de um componente do sistema	kJ/kJ
L^*	Custo exergético total dos resíduos/perdas de um subsistema	kW
M	Teor de umidade	-
M_d	Teor de umidade em base seca	-

LISTA DE SÍMBOLOS (continuação)

$\dot{m}_e$	Vazão mássica entrando em um volume de controle	kg/s
$\dot{m}_s$	Vazão mássica saindo de um volume de controle	kg/s
P^*	Custo exergético total dos produtos de um subsistema	kW
PE	Penalidade por ineficiência	US\$/h
$\dot{Q}_{V.C}$	Taxa de transferência de calor em um volume de controle	kW
R	Constante universal dos gases	kJ/molK
$\dot{S}_{ger}$	Taxa de geração de entropia no volume de controle	kW/K
T_0	Temperatura no estado ambiente	K
x_i	Fração molar do componente i de uma mistura de gases	-
Z	Custo de investimento anual dos componentes da planta	US\$/h
$\dot{Z}_{tot}^{CI}$	Taxa de custos associado com investimento de capital	US\$/h
$\dot{Z}_{tot}^{OM}$	Taxa de custos associado com a operação e manutenção	US\$/h
w	Peso inicial (úmido) de uma amostra	g
$\dot{W}_{V.C}$	Taxa de realização de trabalho associado ao volume de controle	kW
Letras gregas		
α	Massa de CO ₂ produzida pela oxidação de 1 kg de carbono	kg(CO ₂)/kg(C)
Δ_{cel}	Custo da eletricidade produzida devido à imposição do CET	US\$/kWh
ϵ	Eficiência exergética	-

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	OBJETIVOS	19
1.2	JUSTIFICATIVA	20
2	RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS	21
2.1	BIOMASSA COMO FONTE ALTERNATIVA DE ENERGIA	21
2.2	CONCEITO DE RSU E O CENÁRIO ATUAL	23
2.3	CLASSIFICAÇÃO E COMPOSIÇÃO DO RSU	24
2.3.1	Umidade	26
2.3.2	Poder calorífico	27
2.3.3	Composição física e parâmetros químicos	28
2.4	FORMAS DE DISPOSIÇÃO E O MEIO AMBIENTE	30
2.4.1	Aterros versus Incineração	30
2.4.2	Plantas WTE	32
2.5	CICLOS COMBINADOS HÍBRIDOS	34
2.5.1	Terminologia	34
2.5.2	Repotenciação windbox	35
2.5.2	Integração lado vapor/água	37
2.6	CONCEITOS TERMODINÂMICOS	38
2.6.1	Primeira Lei da Termodinâmica	38
2.6.2	Segunda Lei da Termodinâmica	39
2.6.3	Análise Exergética	40
2.6.4	Eficiência exergética	43
2.7	TERMOECONOMIA	44
2.7.1	Teoria do custo exergético	46
2.8	MÉTODO DA TAXA DE EXERGIA DO CARBONO	50
3	METODOLOGIA	54
3.1	DESCRIÇÃO DO CICLO HÍBRIDO	54
3.2	CÁLCULO DO CUSTO EXERGÉTICO	57
3.2.1	Ciclo térmico de referência – Rankine	57
3.2.2	Ciclo combinado híbrido	64
3.2.3	Matriz de Incidência Modificada A e vetor Y^* para o ciclo híbrido.	64
3.2.4	Turbina Hitachi - PG7241(FA)	68
3.2.5	Turbina Ansaldo – AE64.3A	69
3.2.6	Turbina Hitachi – H-25	70
3.2.7	Turbina Hitachi – (2x) GT 10	71
3.2.8	Turbina Hitachi – (1x) GT 10	72
3.3	CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DE CARBONO (CET)	73
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	76
4.1	CÁLCULO DA CET	76
5	CONCLUSÃO	87
	REFERÊNCIAS	89
	APÊNDICE A - MATRIZ DE INCIDÊNCIA MODIFICADA A E O VETOR Y^* PARA O CICLO RANKINE.	93
	PÊNDICE B - MATRIZ DE INCIDÊNCIA MODIFICADA A E O VETOR Y^* PARA O CICLO HÍBRIDO (TURBINA PG 7241 (FA)).	93

ANEXO A – REPRESENTAÇÃO AUXILIAR PARA DEFINIÇÃO EM INSUMO (F), PRODUTOS E PERDAS (L).....	95
--	-----------

1 INTRODUÇÃO

Em 11 de dezembro de 1997 foi assinado o protocolo de Kyoto, que visava, principalmente, a redução em 5% dos gases causadores do efeito estufa com relação aos níveis de 1990. Este protocolo, no entanto, só entrou em vigência no dia 16 de fevereiro de 2005 devido a um número insuficiente de países terem ratificado o acordo. Atualmente, após 12 anos do início do período de vigência, o tratado encontra-se em seu segundo período de compromisso (UNITED NATIONS, 2014).

Este tratado foi responsável por introduzir dois dos principais mecanismos de redução dos gases do efeito estufa, (1) comércio internacional de emissões, no qual países engajados com as metas de redução de emissões dos gases do efeito estufa podem negociar o excedente da meta entre si e (2) mecanismo de desenvolvimento limpo, que busca que países desenvolvidos implementem projetos em países em desenvolvimento que contribuam para a redução das emissões, em troca de reduções certificadas de emissões (UNITED NATIONS, 2014).

Visando o fim do tratado de Kyoto em 2020, em 12 de dezembro de 2015 foi assinado o acordo de Paris, que também visa mitigar os efeitos das mudanças climáticas e está focado em manter o aumento médio da temperatura global no fim deste século abaixo de 2 °C em relação aos níveis pré-industriais.

É neste contexto, que surge a necessidade de investimento em tecnologias inovadoras e em combustíveis renováveis como a biomassa, assim como, também, se torna importante discutir a melhor forma de enfrentar os problemas ambientais, principalmente os relacionados aos gases poluentes.

Atualmente, além do problema com a emissão de gases poluentes pela queima de combustíveis fósseis, outra das maiores preocupações da sociedade quando se refere ao meio ambiente é a geração crescente de resíduos sólidos urbanos que decorre, dentre vários outros fatores, da acelerada industrialização, estimulada pelo aumento populacional. O principal problema apresentado por este cenário é o fato de que se estes resíduos não forem manejados corretamente podem acabar colocando em risco a saúde humana e o meio ambiente (SANTOS; DIAS, 2012).

Segundo dados fornecidos pela Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (ABRELPE) a geração anual de resíduos sólidos urbanos (RSU) no Brasil em 2015 foi de 79,9 milhões de toneladas. Desse montante, da fração que é coletada, 58,7%

foram dispostos em aterros sanitários, 24,1% em aterros controlados e 17,2% em lixões (ABRELPE, 2015).

O que se pode destacar desses dados é o fato do Brasil não seguir ainda a tendência atual observada em países como Japão, Alemanha e Estados Unidos de utilizar os resíduos sólidos urbanos para aproveitamento energético, principalmente no que se refere a incineração destes resíduos em plantas WTE (*Waste to Energy*) (BALCAZAR, DIAS e BALESTIERI, 2013).

A incineração dos resíduos, além de fornecer uma nova opção para a disposição de resíduos sólidos, é um método utilizado para geração de energia a partir de um combustível alternativo, agindo assim, como uma possível solução para a redução da utilização dos recursos fósseis e consequentemente das emissões dos gases do efeito estufa.

No entanto, a eficiência deste processo é limitada devido à natureza dos gases gerados na combustão desse material. Como forma de se obter maiores eficiências e tornar o processo mais economicamente atrativo, soluções foram e vêm sendo propostas, como por exemplo, a conjunção de um ciclo Rankine tradicional queimando RSU a um ciclo a gás queimando gás natural, o que caracteriza um ciclo combinado híbrido.

1.1 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo a aplicação do método da taxa de exergia de carbono (CET) desenvolvido por Borchellini, Massardo e Santarelli (2000) em um ciclo Rankine queimando resíduos sólidos urbanos (RSU) e um ciclo combinado híbrido queimando gás natural e RSU para quatro diferentes tipos de turbinas, a fim de se analisar o comportamento do método quanto à eficiência e ao tipo do combustível do ciclo estudado. Estes ciclos foram descritos no trabalho realizado por Balcazar, Dias e Balestieri (2013) visando apresentar maneiras mais eficientes de se realizar o aproveitamento energético dos resíduos sólidos.

Foi realizada a aplicação do método da taxa de exergia de carbono nestes ciclos de modo a avaliar-se a aplicação do método em plantas WTE, método este que foi idealizado inicialmente para aplicação em combustíveis fósseis. Assim, o principal objetivo deste trabalho é adaptar o método para que o RSU seja equacionado do ponto de vista ambiental, ou seja, diferentemente de um combustível fóssil, a queima com consequente destruição do RSU deve ser incentivada e isto deve ser refletido no método.

A primeira parte do trabalho consiste em uma breve revisão acerca de resíduos sólidos urbanos, de forma a apresentar, as características que influenciam o seu aproveitamento

energético, o cenário atual da disposição final desse material no Brasil e no mundo e um meio mais eficiente de realizar a incineração deste material para a geração elétrica.

Para se realizar os cálculos da taxa de exergia de carbono, foi primeiro necessário realizar os cálculos dos custos exergéticos de todos os fluxos dos ciclos investigados; isto foi feito através da utilização do método da teoria do custo exergético (*Theory of Exergetic Cost*) descrito por Valero, Lozano e Muñoz (1986).

1.2 JUSTIFICATIVA

A geração de resíduos sólidos urbanos nos últimos anos tem aumentado consideravelmente, e isto decorre, principalmente, de fatores como aumento populacional, industrialização e a característica consumista da população e a tendência é que a geração deste material aumente ainda mais (IEA, 2016a). Um problema associado com essa tendência está na disposição final do RSU.

Nos últimos vinte anos, porém, devido a um maior foco no meio ambiente e em energias renováveis e limpas, o lixo urbano passou a ser visto de uma maneira diferente, de um passivo ambiental, se tornou uma fonte potencial de geração de energia, podendo até servir de atenuador da utilização de combustíveis fósseis. Dentre uma das principais formas de aproveitamento energético do RSU está a incineração deste material para geração de vapor e consequente geração elétrica.

No entanto, por se tratar de uma tecnologia cara, devido, entre outros fatores, à utilização de um sistema rigoroso de tratamento dos gases gerados na combustão do RSU, poucos países ainda fazem uso de tal tecnologia.

É neste contexto, a fim de encontrar meios de incentivar a utilização deste material para geração de energia elétrica em plantas WTE, que se torna importante a proposta deste trabalho de adaptar o método da taxa de exergia de carbono para que se possa, assim, incentivar a utilização desse material frente aos combustíveis fósseis.

2 RESÍDUOS SÓLIDOS URBANOS

2.1 BIOMASSA COMO FONTE ALTERNATIVA DE ENERGIA

A biomassa vem sendo utilizada como combustível desde os primórdios da humanidade, mas com o avanço tecnológico e a descoberta de combustíveis mais eficientes, esse insumo teve sua importância na matriz energética minimizada. No entanto, o interesse em fontes de energia alternativa tem crescido muito nos últimos anos; isto se deve principalmente a um conjunto de fatores, tais como, constante expansão da demanda energética, uma preocupação cada vez maior com o meio ambiente, com os efeitos da emissão de gases poluentes como o CO₂ e com a utilização descontrolada de combustíveis fósseis (PETROV, 2003). Neste cenário, a biomassa se apresenta, como uma fonte renovável de energia de grande potencial para utilização tanto elétrica quanto térmica (ANEEL, 2005).

Nos últimos 100 anos a biomassa se viu substituída pelo carvão e outros combustíveis fósseis e teve sua utilização restringida a residências rurais sendo utilizada principalmente para aquecimento e cozimento. Porém, atualmente, tanto os países desenvolvidos como os subdesenvolvidos têm visado a inclusão desse insumo em suas matrizes energéticas. Estimativas feitas pela IEA (2016b, 2017) indicam que dentro dos próximos anos, até 30% da energia elétrica gerada em todo o mundo será gerada de fontes renováveis, e que do total de energia consumida no mundo atualmente o percentual advindo de biomassa é de aproximadamente 10%. Essa fonte de energia se destaca perante outras fontes alternativas por sua flexibilidade, ou seja, podendo ser usada tanto para geração de eletricidade ou calor quanto para conversão em combustíveis líquidos ou gasosos (CORTEZ; LORA; OLIVARES GÓMEZ, 2008).

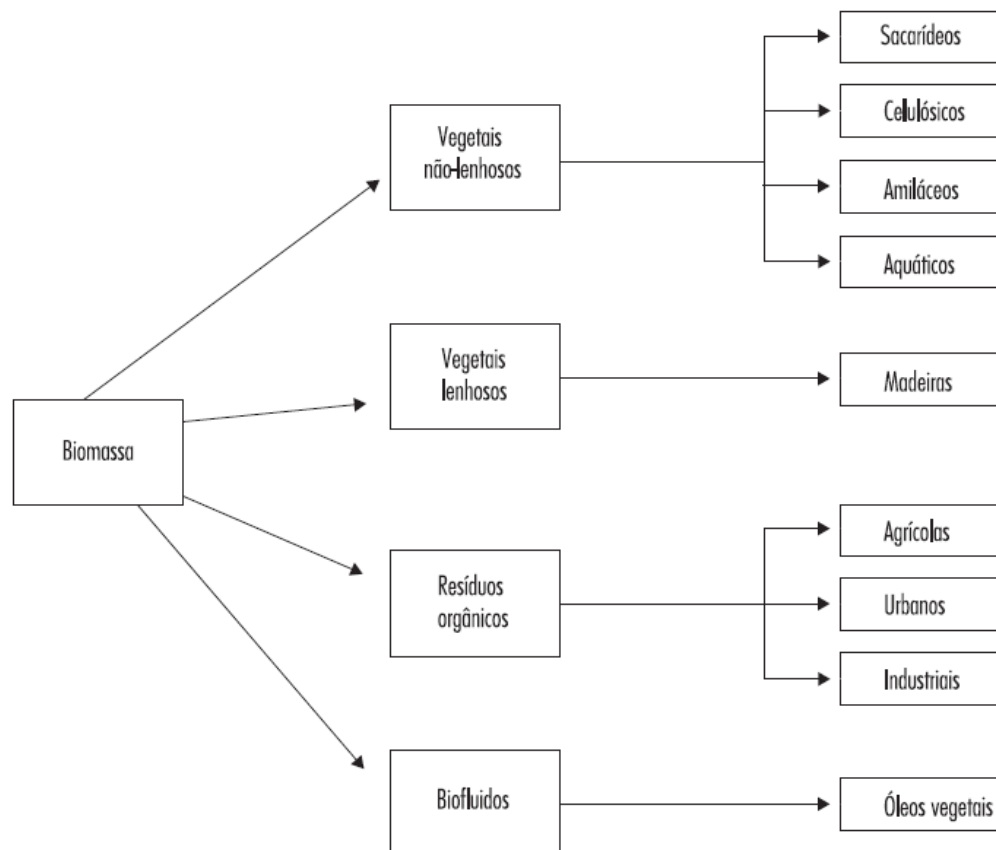
Há, no entanto, alguns empecilhos que limitam o uso da biomassa para geração de energia. Biocombustíveis possuem poder calorífico inferior (PCI), uma medida do calor gerado por quilograma de combustível queimado, da ordem de até 15 MJ/kg, valor relativamente inferior ao encontrado em combustíveis fósseis como, por exemplo, o do gás natural, que é de 50,0 MJ/kg (BALCAZAR; DIAS; BALESTIERI, 2013).

O teor de umidade encontrado na biomassa é um dos principais fatores que influenciam o seu PCI, pois a evaporação da água consome boa parte do calor liberado na combustão, sendo que o calor envolvido na câmara de combustão pelo processo de evaporação só poderá ser recuperado em níveis muito baixos de temperatura, na hipótese de que haja uso para a energia em tal nível. O teor de umidade pode ainda influenciar nos poluentes emitidos, como o CO,

produto gerado pela combustão incompleta (PETROV, 2003). Outros fatores que se apresentam como entraves são as baixas eficiências das plantas e os custos elevados de produção e transporte (ANEEL, 2005).

A biomassa pode ser obtida a partir de quatro fontes, vegetais lenhosos e não lenhosos, biofluidos e resíduos orgânicos que podem ainda ser divididos em urbanos, agrícolas ou industriais. A Figura 1 contém em maiores detalhes tal divisão. É interessante, aliás, destacar que dentre essas fontes, os resíduos são os que apresentam melhor potencial para gerar energia (CORTEZ ; LORA; OLIVARES GÓMEZ, 2008).

Figura 1 – Fontes de biomassa



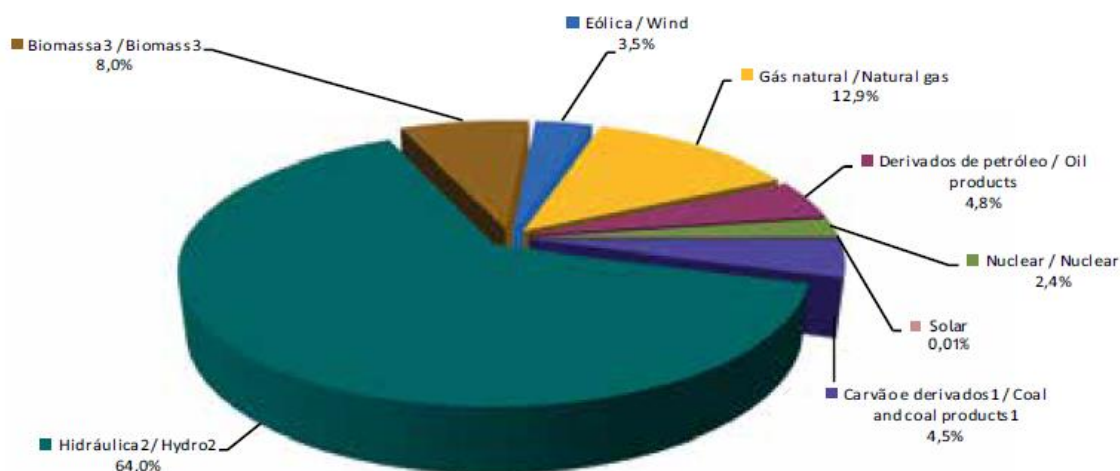
Fonte: Cortez, Lora e Olivares Gómez (2008).

Dentre os resíduos, os resíduos sólidos urbanos (RSU), popularmente conhecidos como lixo urbano, referem-se aos materiais descartados em áreas urbanas em sua maior parte por domicílios residenciais ou comerciais. Os RSU contêm em sua composição uma significativa fração de fontes de biomassa, como madeira, restos de comida, papel, e também possuem materiais derivados de combustíveis fósseis como plástico e borracha (CHENG; HU, 2010).

Como pode-se ver na Figura 2, o Brasil possui uma matriz elétrica predominantemente renovável com os três maiores contribuintes sendo energia hidráulica, gás natural e biomassa respectivamente, sendo que a geração hidráulica é responsável por mais de 60% da oferta interna. A biomassa torna-se então, uma possível alternativa para períodos de estiagem prolongados e, é de grande importância para a diversificação da matriz elétrica brasileira que atualmente é muito dependente da energia hidráulica, aumentando desse modo a segurança energética do país (EPE, 2016).

A biomassa apresenta grande potencial no Brasil e no mundo, mas quando utilizada para produção energética por meios tradicionais como combustão e cocção esta fonte tem baixas eficiências e um potencial elevado para emissão de gases poluentes (ANEEL, 2008). Sendo assim, para que haja um uso mais intensivo desse insumo na geração de energia, é necessário o desenvolvimento de novas tecnologias de conversão e políticas de incentivos ao uso de tais fontes.

Figura 2 – Oferta Interna de energia elétrica por fontes



Fonte: Balanço energético nacional, EPE (2016).

2.2 CONCEITO DE RSU E O CENÁRIO ATUAL

Segundo a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), resíduos sólidos são:

Resíduos nos estados sólidos e semi-sólidos, que resultam de atividades de origem industrial, doméstica, hospitalar, comercial, agrícola, de serviços e de varrição. Ficam incluídos nesta definição os lodos provenientes de sistemas de tratamento de água, aqueles gerados em equipamentos e instalações de controle de poluição, bem como determinados líquidos cujas particularidades tornam inviável o seu lançamento na rede pública de esgotos ou corpos d'água, ou exijam, para isso, soluções técnicas e economicamente inviáveis em face à melhor tecnologia disponível (ABNT, 2004, p.1).

Dentre esses materiais destaca-se os provenientes de atividades domésticas e comercial, que constituem os resíduos sólidos urbanos.

Ou seja, o RSU é tudo aquilo que não possui valor aparente na sociedade e, sendo assim, acaba sendo descartado. Historicamente, até por volta do século XVIII, o lixo era produzido em pequenas quantidades, resultado do descarte de resto de alimentos e artesanatos.

Atualmente esse tipo de resíduo se apresenta como um dos grandes problemas da sociedade, pois agravam os problemas ambientais que se fazem presentes e levam ao aparecimento de inúmeros outros, que em sua maior parte estão relacionados com a forma incorreta de sua disposição final. Outros fatores importantes de se salientar são a crescente urbanização aliada a um vasto desenvolvimento econômico e industrial e um elevado crescimento populacional experienciado pela sociedade que levam a uma intensificação na produção desses resíduos (SANTOS; DIAS, 2012).

Contudo, pode-se dizer que a geração de lixo é um ato inevitável, pois está atrelado com o padrão de vida estabelecido pelos seres humanos, da mesma forma que outros seres vivos também geram resíduos de acordo com seus próprios estilos de vida; a diferença, no entanto, está na incompatibilidade do lixo gerado com a natureza. Indiferentemente se gerado no processo ou após o fim da vida útil do material produzido, o ser humano continuará produzindo resíduos. Porém, devem ser planejadas maneiras de diminuir a quantidade de lixo gerado e/ou conceder meios para se dispor dos resíduos mais eficientemente.

Dentre as iniciativas mais comumente tomadas atualmente estão (1) a redução da geração de resíduos propriamente dita, como, por exemplo, ao não usar sacolas de plásticos ou produtos descartáveis, (2) o reuso, como no caso de garrafas reutilizáveis e (3) a reciclagem, que acontece quando não é possível a reutilização do material. Materiais como papel, plástico e inúmeros outros são exemplos de materiais que podem ser reciclados. Quando nenhuma dessas alternativas é possível, a fim de se evitar o despejo desses materiais no meio ambiente, uma nova alternativa tem mostrado ser uma solução promissora para esse problema, 4) a recuperação energética com a queima dos resíduos (EPE, 2008).

2.3 CLASSIFICAÇÃO E COMPOSIÇÃO DO RSU

Em 2010 foi instituída a Lei nº 12.305 referente à Política Nacional de Resíduos Sólidos (PNRS), na qual foram dispostos os instrumentos, objetivos, princípios e diretrizes da gestão integrada e gerenciamento dos resíduos sólidos às responsabilidades do poder público

(BRASIL, 2010). Segundo a PNRS, os resíduos sólidos urbanos podem ser classificados de acordo com a seguinte divisão:

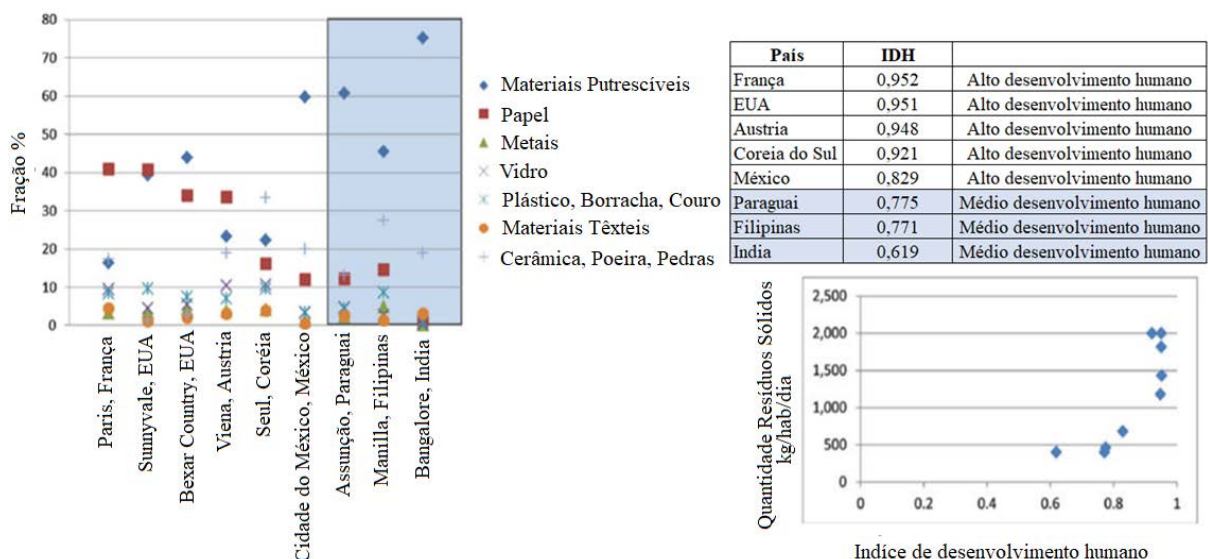
I - Quanto à origem:

- a) Resíduos domiciliares: os originários de atividades domésticas em residências urbanas;
 - b) Resíduos de limpeza urbana: os originários da varrição, limpeza de logradouros e vias públicas e outros serviços de limpeza urbana;
 - c) Resíduos sólidos urbanos: os englobados nas alíneas “a” e “b”;
 - d) Resíduos de estabelecimentos comerciais e prestadores de serviços: os gerados nessas atividades, excetuados os referidos nas alíneas “b”, “e”, “g”, “h” e “j”;
- (BRASIL, 2010, p.4).

De modo a se realizar o gerenciamento integrado do lixo municipal, deve-se ter conhecimento de todas as características desse resíduo, pois existem vários fatores que influenciam a sua origem e produção, dentre eles pode-se destacar: número de habitantes do município, poder aquisitivo, condições climáticas, hábitos e costumes da população, nível educacional, dentre outros (JARDIM, 1995). Estes fatores estão intimamente correlacionados ao que diferencia as comunidades e/ou cidades entre si.

A Figura 3 permite realizar uma breve análise da comparação dos lixos gerados por diferentes culturas e níveis de desenvolvimento. Desta análise percebe-se, por exemplo, que países de baixa renda possuem resíduos com frações maiores de conteúdo orgânico do que os países desenvolvidos. Em contrapartida países de alta renda possuem no conteúdo dos seus resíduos uma fração predominante de papel, plástico e outros materiais inorgânicos.

Figura 3 – Quantidades de resíduos sólidos, características e índice de desenvolvimento.



Fonte: Adaptado de Chandrappa e Das (2012)

Conhecer a composição e os parâmetros físico-químicos dos resíduos sólidos urbanos é fundamental para o prognóstico de situações futuras, assim como para a avaliação dos problemas de acondicionamento, coleta, transporte, tratamento e/ou disposição final do lixo. Quando o lixo for disposto em aterros, por exemplo, esses fatores são de menor importância, sendo que os únicos fatores que devem ser examinados mais seriamente são a quantidade de lixo gerado e possíveis problemas com a disposição de materiais perigosos. No caso da reciclagem, ou recuperação energética por combustão, os resíduos destinados para esses processos devem ter estes fatores conhecidos ou estimados (WORRELL; VESILIND, 2012).

Segundo Riber, Petersen e Christensen (2009), a produção energética em plantas de incineração depende da composição dos resíduos sólidos urbanos, principalmente com relação a plásticos e papel. Yi, Yoo e Hanaki (2011) corroboram a afirmação anterior e enfatizam a dependência a um baixo nível de restos de comida. Torna-se de grande importância então, de modo a avaliar a viabilidade da recuperação energética dos resíduos como parte do sistema de gestão, realizar uma análise destes fatores e conhecer também seu poder calorífico.

Dois conjuntos de fatores são importantes ao se avaliar o conteúdo dos resíduos sólidos urbanos, que são os parâmetros físico-químicos e composição física. Os parâmetros físico-químicos são expressos pelas características como densidade, poder calorífico, umidade e teor dos elementos químicos presentes nestes materiais como, por exemplo, carbono, hidrogênio, enxofre entre outros. E a composição física dos resíduos sólidos urbanos é obtida através da análise da fração dos seus componentes mais comuns, tais como, papel, plástico, metais (JARDIM, 1995).

2.3.1 Umidade

O teor de umidade encontrado no RSU representa a quantidade de água presente nesses materiais, medido em percentual de peso. A umidade é um fator importante no caso de os resíduos serem destinados à recuperação energética, seja por processamento em combustíveis ou no evento de combustão direta (WORRELL; VESILIND, 2012).

O teor de umidade pode ser calculado de acordo com a equação (1).

$$M = \frac{w - d}{w} \times 100 \quad (1)$$

sendo:

M = Teor de umidade, em base úmida, %

w = Peso inicial (úmido) da amostra

d = Peso final (seco) da amostra

O teor de umidade pode também ser definido em base seca como pode ser visto na equação (2).

$$M_d = \frac{w - d}{d} \times 100 \quad (2)$$

sendo: M_d = Teor de umidade, em base seca, %

Muitos dos processos de incineração para aproveitamento energético dos resíduos estão atualmente, realizando um pré-tratamento deste material de modo a homogeneizá-los, diminuir a sua umidade e, assim, aumentar o seu poder calorífico. Com isso é obtido um combustível de qualidade para máxima geração de energia (HENRIQUES, 2004). Alguns valores típicos do teor de umidade de vários dos componentes encontrados nos resíduos podem ser vistos na Tabela 1.

Tabela 1 – Teor de umidade de componentes não compactados encontrados nos resíduos

TEOR DE UMIDADE		
Componente	Faixa de variação	Média Típica
Residencial		
Latas de alumínio	2-4	3
Papelão	4-8	5
Particulado (Sujeira, etc.)	6-12	8
Resto de comida	50-80	70
Vidro	1-4	2
Gramma	40-80	60
Couro	8-12	10
Folhas	20-40	30
Papel	4-10	6
Plásticos	1-4	2
Borracha	1-4	2
Latas de aço	2-4	3
Materiais Têxteis	6-15	10
Madeira	15-40	20
Aparas de Jardim	30-80	60
Comercial		
Resto de comida	50-80	70
Comercial misto	10-25	15
Caixas de madeiras e paletes	10-30	20
Materiais de construção (misto)	2-15	8

Fonte: Traduzido e adaptado de Worrell e Vesilind (2012).

2.3.2 Poder calorífico

O poder calorífico é a medida que representa a quantidade de calor gerada na queima de 1 kg de combustível, que neste caso é o RSU; a unidade do poder calorífico no Sistema Internacional de unidades é o kJ/kg.

O poder calorífico de materiais heterogêneos, como os resíduos, é geralmente medido com o auxílio de um calorímetro. Este parâmetro pode ainda ser expresso em poder calorífico superior (PCS) e poder calorífico inferior (PCI). O PCS é calculado assumindo que todo o vapor d'água gerado durante a queima tenha condensado. No caso do RSU, a água pode estar presente tanto intrinsecamente no material como ser proveniente da umidade contida nele. O PCI é calculado subtraindo do PCS o valor do calor latente de vaporização. Ou seja, o PCI sempre possuirá um valor menor que o PCS.

O poder calorífico é de grande importância quando o destino final do lixo é a combustão, pois este parâmetro é fundamental na avaliação das instalações de incineração. Segundo Zhou et al. (2014) a variação de poder calorífico irá impactar fortemente a operação estável de um incinerador.

2.3.3 Composição física e parâmetros químicos

A composição física dos resíduos sólidos apresenta as porcentagens das várias frações do lixo, tais como plástico, papel, vidro, matéria orgânica entre outros. O governo federal brasileiro, no plano nacional de resíduos sólidos, utiliza os dados da composição gravimétrica média do Brasil para estimar a quantidade dos diferentes tipos de resíduos produzidos; tais dados são provenientes da média de 93 estudos de caracterização física realizados entre 1995 e 2008 (BRASIL, 2012). Devido ao fato de nem todos os estudos utilizarem a mesma metodologia, este resultado nada mais é que uma estimativa do comportamento real da situação.

A Tabela 2 apresenta a composição gravimétrica média do RSU no Brasil, tendo como base o ano de 2008. Os parâmetros químicos são importantes na definição da forma mais adequada de disposição final (JARDIM, 1995). São importantes também no cálculo do poder calorífico e na estimativa da quantidade de carbono antropogênico e não antropogênico, ou seja, aquele derivado da atividade humana e os que ocorrem em ambientes naturais sem influência humana, respectivamente. Essa estimativa, por sua vez, é essencial ao avaliar a emissão de gases do efeito estufa (RYU, 2010).

Tabela 2 - Estimativa da composição gravimétrica dos RSUs

Composição Gravimétrica dos RSUs		
Resíduos	Participação (%)	Quantidade (t/dia)
Material Reciclável	31,9	58.527,40
Metais	2,9	5.293,50
Aço	2,3	4.213,70
Alumínio	0,6	1.079,90
Papel, papelão e tetrapak	13,1	23.997,40
Plástico total	13,5	24.847,90
Plástico filme	8,9	16.399,60
Plástico rígido	4,6	8.448,30
Vidro	2,4	4.388,60
Materia orgânica	51,4	94.335,10
Outros	16,7	30.618,90
Total	100,0	183.481,50

Fonte: Adaptado de Brasil (2012).

Ryu (2010) compôs a Tabela 3 que explicita a composição química para as diferentes frações dos componentes contidos no RSU na Coréia do Sul. Além da composição química, a tabela também contém a porcentagem de cinzas, a porcentagem de carbono antropogênico e não antropogênico, o valor de PCI e percentual de contribuição de cada componente. Algumas características são interessantes de se destacar dessa tabela, como o fato de 53,6 % do conteúdo de energia ser provido do plástico e somente 2,5 % de resto de comida.

Tabela 3 – Composição química e poder calorífico do RSU não reciclado

	Resto de comida	Papel	Plásticos	Madeira	Materiais Textéis/ Borracha/	Combustíveis diversos	Incombustíveis	Média
Fração Mássica (%)	8,1	35,1	21,4	1,6	1,7	25,1	7,0	100,0
Umidade (% base úmida)	65,1	17,7	5,9	14,1	8,1	60,0	30,0	30,3
C (% base úmida)	14,4	32,3	70,1	39,5	47,6	14,6	0,0	32,6
H (% base úmida)	2,0	4,7	9,4	5,2	6,0	2,1	0,0	4,5
O (% base úmida)	11,1	28,4	5,2	30,9	20,0	11,0	0,0	15,6
N (% base úmida)	0,8	0,4	0,7	0,6	1,5	0,2	0,0	0,4
S (% base úmida)	0,0	0,0	0,1	0,0	0,1	0,0	0,0	0,0
Cl (% base úmida)	0,4	0,3	1,2	0,2	4,3	0,2	0,0	0,5
Cinzas (% base úmida)	6,2	16,2	7,4	9,5	12,5	12,0	70,0	16,0
PCI (MJ/kg-wet)	4,1	12,1	32,6	15,0	19,8	4,2	-2,2	13,0
Contribuição PCI (%)	2,5	32,5	53,6	1,8	2,6	8,2	-1,2	100,0
C Biogênico (% de C)	100,0	100,0	0,0	100,0	50,0	84,5	0,0	51,0
C Biogênico (% base úmida)	14,4	32,3	0,0	39,5	23,8	12,3	0,0	16,6
C Antropogênico (% base úmida)	0,0	0,0	70,1	0,0	23,8	2,3	0,0	16,0

Fonte: Traduzido de Ryu (2010)

2.4 FORMAS DE DISPOSIÇÃO E O MEIO AMBIENTE

A principal questão ambiental relacionada ao RSU está ligada à poluição local, pertinente principalmente à destinação final desses resíduos. Dentre os principais problemas pode-se destacar os relacionados ao despejo em depósitos de lixo, tais como, perda de atratividade das áreas vizinhas, presença de animais que podem ser vetores de doenças, risco de contaminação de lençóis freáticos, de poluição do solo e de emissões de gases do efeito estufa. Com a determinação de fatores dos resíduos, como quantidade produzida per capita, composição, localização, disponibilidade para disposição, impactos sociais e ambientais e possíveis possibilidades de reaproveitamento, pode-se elaborar um plano de gestão e hierarquizar os caminhos existentes para disposição de resíduos (EPE, 2008).

Dentre os principais caminhos é interessante frisar os quatro principais:

- Reciclagem: Consiste em retirar do lixo urbano os materiais que não estejam contaminados e que possam ser reaproveitados para fabricação do mesmo material ou de outros produtos.
- Compostagem: É o processo que gera composto ou adubo orgânico, resultante do processamento de resto alimentares e/ou outros componentes orgânicos.
- Recuperação energética: O aproveitamento energético dos resíduos pode acontecer, por exemplo, com a geração de biogás tanto a partir de aterros sanitários como a partir da digestão anaeróbica, ou também pela incineração de resíduos em plantas WTE. Ou ainda, fazendo o aproveitamento em ciclos combinados, que possuem a finalidade de aumentar a eficiência do processo de aproveitamento energético de incineração do lixo.
- Aterro sanitário: É um método de disposição dos resíduos sólidos municipais no solo, em local apropriado, com garantias sanitárias.

2.4.1 Aterros versus Incineração

A questão do tratamento e disposição final dos resíduos sólidos se torna bem complicada quando analisada de uma forma mais abrangente, pois não existe uma única solução para essa questão. É um assunto que deve ser analisado individualmente, ou seja, caso a caso e sua complexidade dependerá do local e dos recursos existentes. Existem, por exemplo, vários locais no mundo que fazem uso de múltiplas soluções, como reciclagem, aproveitamento energético de resíduos, compostagem e aterros. O que importa é que haja uma integração entre essas soluções a fim de se ter uma resposta adequada e extensiva para o problema dos resíduos sólidos municipais.

Dentre as principais soluções encontradas no Brasil e no mundo estão os aterros sanitários e a incineração. O aterro é uma solução que requer pouco investimento tanto para sua construção como para sua manutenção. É fundamentado em critérios e normas operacionais específicas, que permite a confinamento relativamente segura com relação ao controle ambiental e a saúde pública. O confinamento do lixo no solo se dá em camadas cobertas com material inerte; essa é uma das precauções que são tomadas pensando no meio ambiente (existem algumas outras tais como, sistema de drenagem da água da chuva, coleta e drenagem do lixiviado também conhecido como chorume, utilização e/ou queima de gases gerados). Embora seja uma solução relativamente barata e que tenha sido por muito tempo a melhor maneira de se dispor dos resíduos, despejo em aterros, não é uma solução totalmente sustentável devido a possibilidade de vazamentos subterrâneos e de gases para atmosfera e para muitos países como o Japão e outros do continente europeu é até mesmo inviável, pois com o crescimento populacional a quantidade de espaço disponível, que já é limitada, está diminuindo ainda mais.

Com uma mentalidade mais sustentável, ou seja, visando atender às necessidades do presente sem prejudicar as gerações futuras, outras soluções estão sendo propostas. A incineração é uma das alternativas encontradas no caso de materiais não recicláveis (em países como Japão a porcentagem do lixo incinerado chega a 34% (MULLIGAN, 2009)).

Incineração é uma tecnologia que pode ser utilizada para reduzir de forma eficiente o volume e o peso do lixo, em aproximadamente 90% e 75%, respectivamente, (MENEZES; GERLACH; MENEZES, 2000) reduzindo-se assim a necessidade da utilização de aterros. Outro fator de interesse é que as plantas de incineração podem ser localizadas perto dos grandes centros, ou seja, onde a maior quantidade de lixo é gerada, diminuindo, por conseguinte, o custo com transporte. Incineração produz altas temperaturas, então há também a possibilidade de realizar recuperação de energia na forma de calor ou energia elétrica, tornando os resíduos sólidos urbanos um possível substituto dos combustíveis fósseis de modo a auxiliar na redução da emissão de gases do efeito estufa.

Embora, como mencionado, se observem várias vantagens da incineração de resíduos sólidos urbanos, este processo ainda vem sendo muito pouco utilizado e a razão decorre de vários fatores. A incineração de resíduos não é uma ideia nova; esta técnica vem sendo realizada na Europa desde o fim do século XIX, e desde o início vem sofrendo grandes pressões do público contra sua utilização, devido, principalmente, ao fato do processo ser realizado queimando os resíduos sem nenhuma preocupação com os gases gerados, que estavam muitas vezes associados à emissão de poluentes prejudiciais à saúde pública. Ainda que atualmente haja restrições estipuladas por órgãos governamentais quanto ao nível de poluentes emitidos

por essas plantas e que tenha havido um avanço considerável no que se refere à tecnologia de tratamento dos gases gerados na combustão dos resíduos sólidos, como, por exemplo, na mitigação de componentes altamente prejudiciais como dioxinas, furanos e NO_x , o público em geral ainda se mostra receoso com o uso desta tecnologia (ATHANASIOS; ATHANASIOS; ILIAS, 2014).

Outros fatores que são desfavoráveis à construção de plantas de incineração de resíduos são o alto investimento requerido e os altos custos de operação. Em tais plantas se faz necessária a utilização de mão de obra qualificada devido à complexidade de operação e também é imprescindível que certos requisitos ambientais sejam cumpridos, e como mencionado, isso somente é alcançado com a utilização de tecnologia de tratamento de gases que, por serem processos recentes ou em desenvolvimento, aumentam muito o custo de operação. Estes fatores levam países, principalmente os subdesenvolvidos e em desenvolvimento, a dar preferência a outras alternativas de disposição de resíduos.

2.4.2 Plantas WTE

Existem atualmente várias tecnologias diferentes de recuperação energética dos resíduos, ou como também são conhecidas tecnologias WTE, tais como incineração, digestão anaeróbica, gaseificação e pirólise. No entanto, a tecnologia predominante ainda consiste da incineração por combustão sobre uma grelha móvel e geração de vapor supersaturado com o objetivo de alimentar uma turbina a vapor operando em um ciclo Rankine. As características do RSU que irá alimentar essa planta, as tecnologias de combustão e da caldeira de recuperação são alguns dos fatores que serão decisivos na quantidade de energia recuperada por esse processo (BRANCHINI, 2015).

Na Figura 4 pode ser visto em destaque as quatro principais seções de uma usina de incineração WTE que são descritas a seguir.

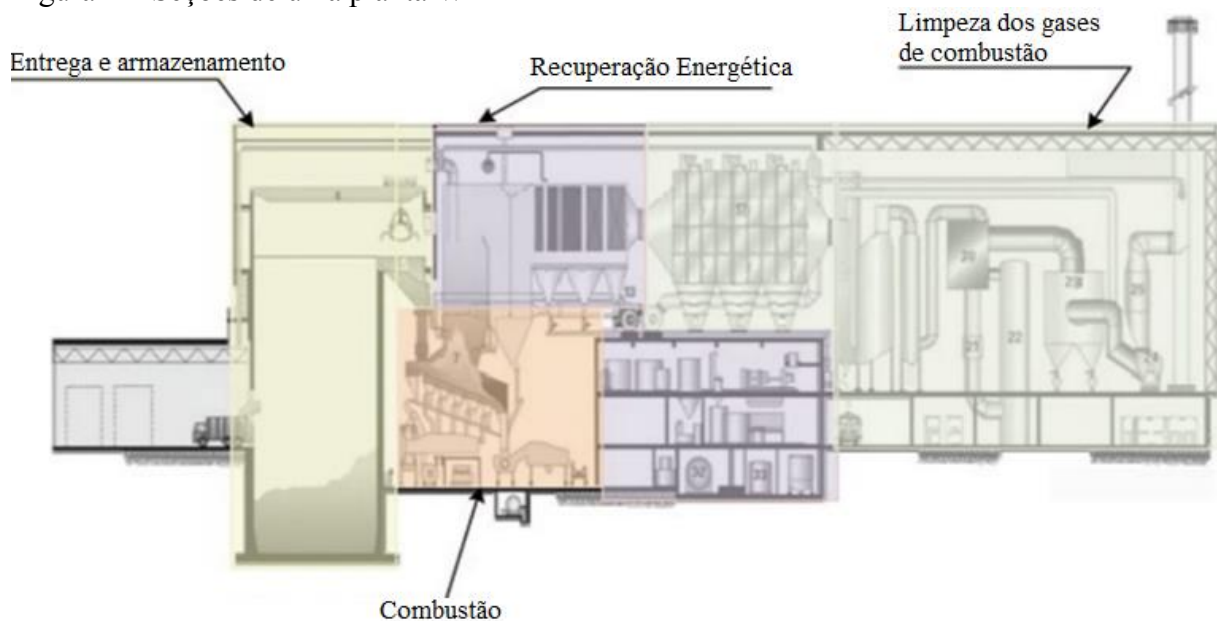
Entrega e armazenamento: seção onde acontece a entrega e o armazenamento do lixo. É importante para um bom funcionamento do processo que o lixo armazenado nesse depósito seja constantemente movido e misturado a fim de se evitar a formação de gases como o metano (CH_4) e de forma a realizar a homogeneização do material a ser fornecido a seção seguinte.

Combustão: seção onde acontece a queima dos resíduos, que se resume basicamente na oxidação dos materiais combustíveis contidos no lixo. A queima acontece quando essas substâncias atingem a temperatura necessária para ignição e uma suficiente quantidade de oxigênio se faz presente.

Recuperação energética: seção responsável por fazer o aproveitamento do calor gerado na combustão dos resíduos sólidos. Nesta etapa do processo será gerado o vapor superaquecido para utilização nas turbinas a vapor; isso é conseguido com auxílio de uma caldeira composta de economizador (seção onde a água de alimentação da caldeira é aquecida pelos gases da combustão até aproximadamente a temperatura de ebulição), de evaporador (a água nesse estágio é aquecida até a temperatura de saturação) e por fim de um superaquecedor (estágio final onde a água é superaquecida até uma temperatura máxima).

Limpeza dos gases de combustão: É o último estágio do processo de incineração e tem importância fundamental, pois tem a responsabilidade de limpar os poluentes gerados durante a combustão. Dentre esses poluentes pode-se destacar os principais gerados durante o processo, como CO, NO_x, HCl, SO₂ entre outros, que são extremamente prejudiciais à saúde humana e ao meio ambiente.

Figura 4 – Seções de uma planta WTE



Fonte: Adaptado e traduzido de Branchini (2015)

A geração de energia em usinas WTE ocorre, geralmente, de forma contínua ao longo do dia, de forma a evitar o acúmulo dos resíduos. Diferentemente de outras usinas térmicas, no entanto, a eficiência na conversão para energia elétrica é relativamente baixa, na ordem de 20 e 25 % (EPE, 2008).

Segundo Korobitsyn, Jellema e Hirs (1999), a baixa eficiência deste processo está relacionada a algumas precauções que devem ser tomadas na operação, devido à agressividade do gás gerado na combustão do RSU, tais como rearranjo da caldeira a fim de evitar corrosão,

erosão e formação de escórias. Os tubos do evaporador e do superaquecedor devem ser posicionados de forma que o gás gerado na combustão chegue com temperaturas aceitáveis na seção convectiva da caldeira. Essas precauções fazem com que a temperatura do vapor superaquecido gerado seja muito baixa (da ordem de 400 e 450 °C). Outro fator que prejudica a eficiência dessas plantas é o fato da temperatura dos gases na chaminé não poder ser menor do que cerca de 200 °C, de modo a diminuir os riscos de condensação dos componentes agressivos que se fazem presentes no gás de exaustão. Em tais condições, uma instalação WTE pode gerar entre 450 e 600 kWh por tonelada de RSU (EPE, 2008).

2.5 CICLOS COMBINADOS HÍBRIDOS

Algumas formas de contornar esse problema e aumentar o rendimento do aproveitamento energético do processo de incineração, tornando-o mais interessante energeticamente, foram e vêm sendo propostas. Otamaa et al. (1997) propuseram a integração de um ciclo com turbina a gás (TG) em uma planta de incineração de RSU. Quando o combustível usado na turbina a gás for de um tipo diferente do usado na planta de incineração dá-se o nome a esse ciclo de ciclo combinado híbrido.

2.5.1 Terminologia

O termo ciclo combinado, é a expressão geralmente usada para se referir à conexão térmica entre sistemas diferentes. O conceito de ciclo combinado não é novo, é um conceito amplamente utilizado, por exemplo, na integração de uma turbina a gás a um ciclo a vapor sendo a turbina a gás o ciclo superior (ou *topping*) e o ciclo a vapor o ciclo inferior (ou *bottoming*).

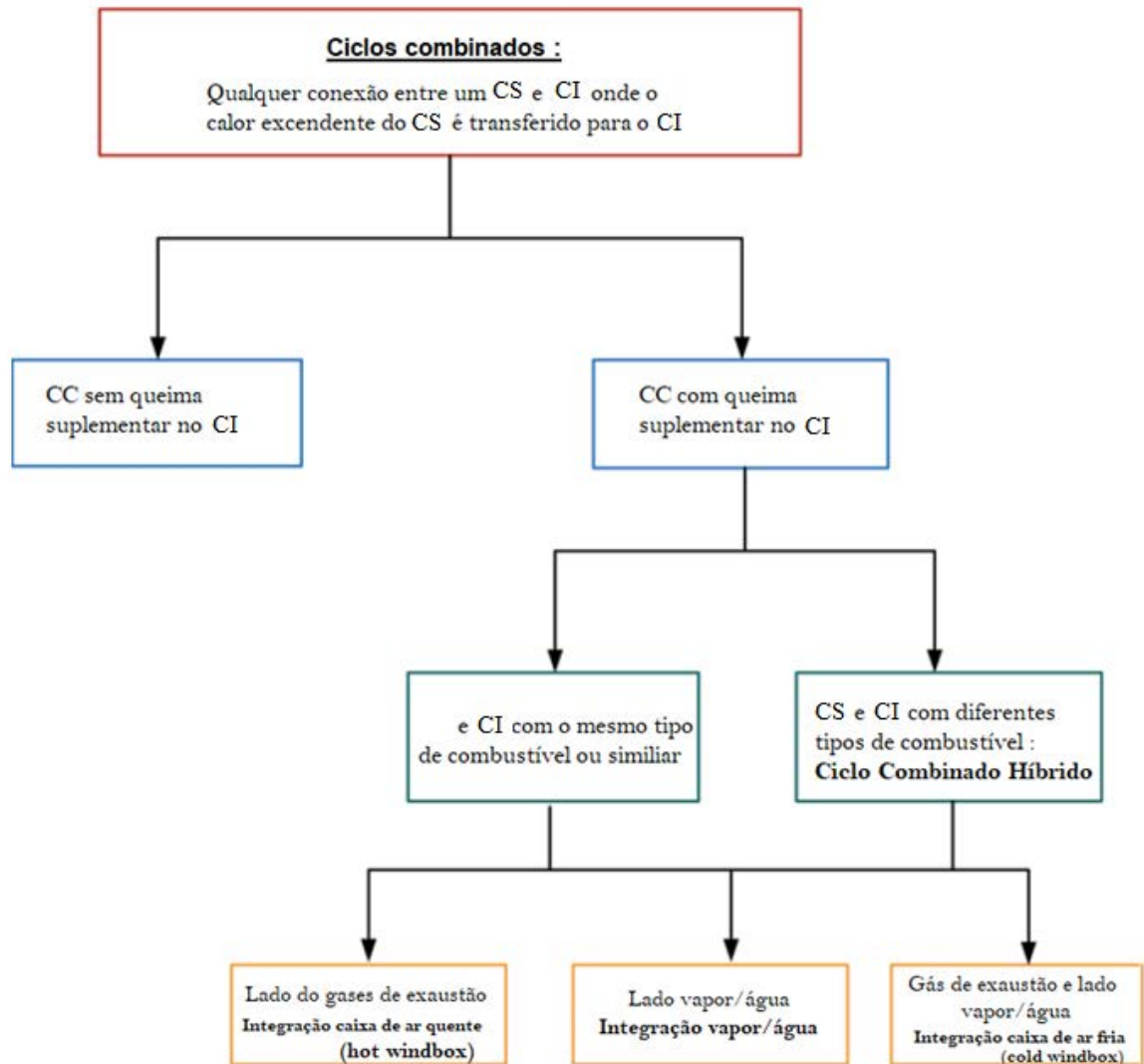
O termo ciclo superior (CS) se refere ao ciclo de potência de qualquer máquina térmica que aceita calor a um alto nível de temperatura e que o calor excedente é explorado em outro ciclo a um menor nível de temperatura. Por outro lado, o termo ciclo inferior (CI) refere-se aos ciclos de potência em que a fonte de calor provém da parcela rejeitada por um outro ciclo. Um exemplo de CS é a turbina a gás; esses sistemas utilizam combustíveis gasosos ou líquidos de alta qualidade, enquanto o ciclo Rankine seria um exemplo de ciclo inferior CI.

O termo ciclo híbrido designa ciclos de potência que especificamente utilizam dois combustíveis diferentes para o CS e o CI. Como mencionado anteriormente, o CS utiliza

geralmente um combustível de alta qualidade e, assim, essa configuração permite que no CI seja utilizado combustíveis de qualidade inferior como, por exemplo, RSU.

A Figura 5 representa os cenários dos ciclos combinados, e os dois possíveis arranjos de ciclos híbridos, repotenciação *windbox* e integração lado vapor/água.

Figura 5 – Classificação esquemática dos ciclos combinados e opções de integração



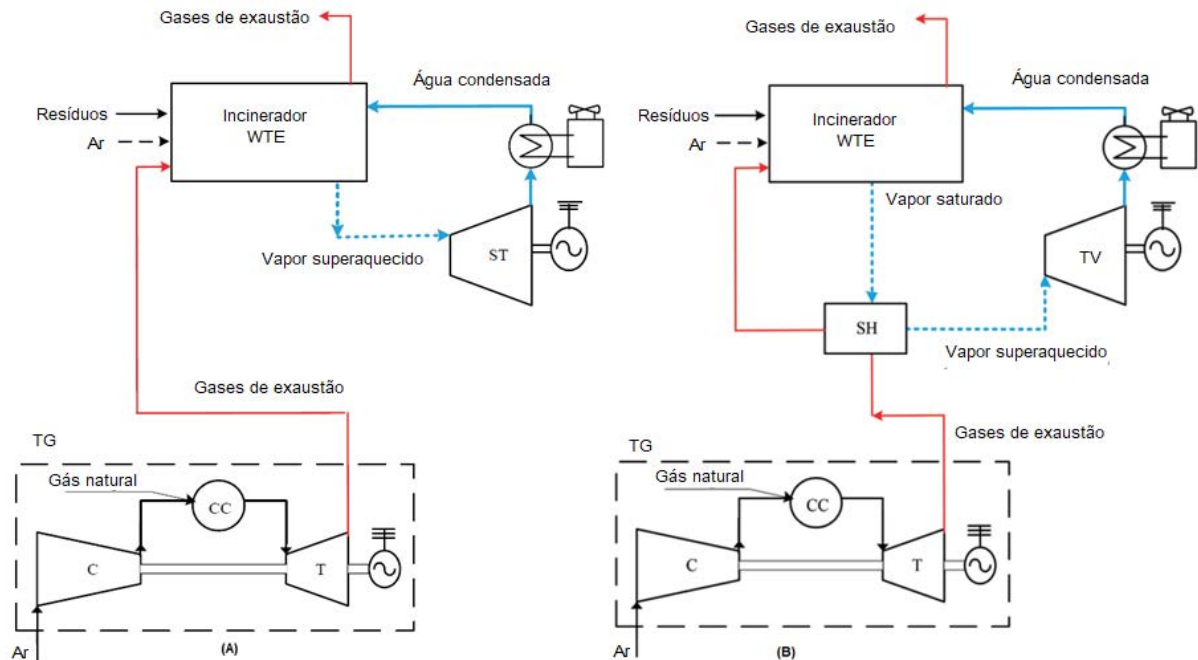
Fonte: Adaptado e traduzido de Branchini (2015)

2.5.2 Repotenciação *windbox*

É o arranjo onde os gases de exaustão do CS são enviados à caldeira do CI para então serem usados como ar de queima do combustível utilizado neste ciclo. Os gases de exaustão do CS podem ainda passar por um processo de resfriamento antes de serem enviados a caldeira do CI. Quando este é o caso, este arranjo ganha o nome de *cold windbox*; caso contrário a

denominação é *hot windbox*, ou seja, quando os gases de exaustão são enviados diretamente a caldeira. Estas configurações são apresentadas na Figura 6.

Figura 6 – Representação esquemática das configurações (A) *hot windbox* e (B) *cold windbox*



Fonte: Adaptado de Branchini (2015)

Esta configuração muitas vezes requer que inúmeras modificações sejam realizadas em seus elementos componentes devido a um considerável aumento da taxa de fluxo volumétrico dos gases da combustão. Exemplos de algumas das possíveis modificações são as realizadas nos aquecedores de ar e sistemas de tubulações que podem ter que passar por alterações dependendo do novo fluxo de ar e de gás. Isso faz com que essa configuração tenha uma complexidade elevada quando comparada com outras configurações. Dentre as vantagens de se realizar a integração de uma planta de incineração queimando RSU a uma turbina a gás com repotenciação *windbox* pode-se destacar:

- Eliminação da necessidade de pré-aquecimento do ar de combustão do RSU devido às altas temperaturas dos gases de exaustão da turbina a gás.
- Redução do impacto ambiental quando comparado com sistemas isolados, devido ao fato dos gases de exaustão da turbina a gás passarem pelo mesmo sistema de tratamento dos gases resultantes da queima do RSU.
- Redução da fração de água contida nos gases de exaustão da planta WTE permitindo, assim, menores temperaturas na rejeição e um maior aproveitamento energético.

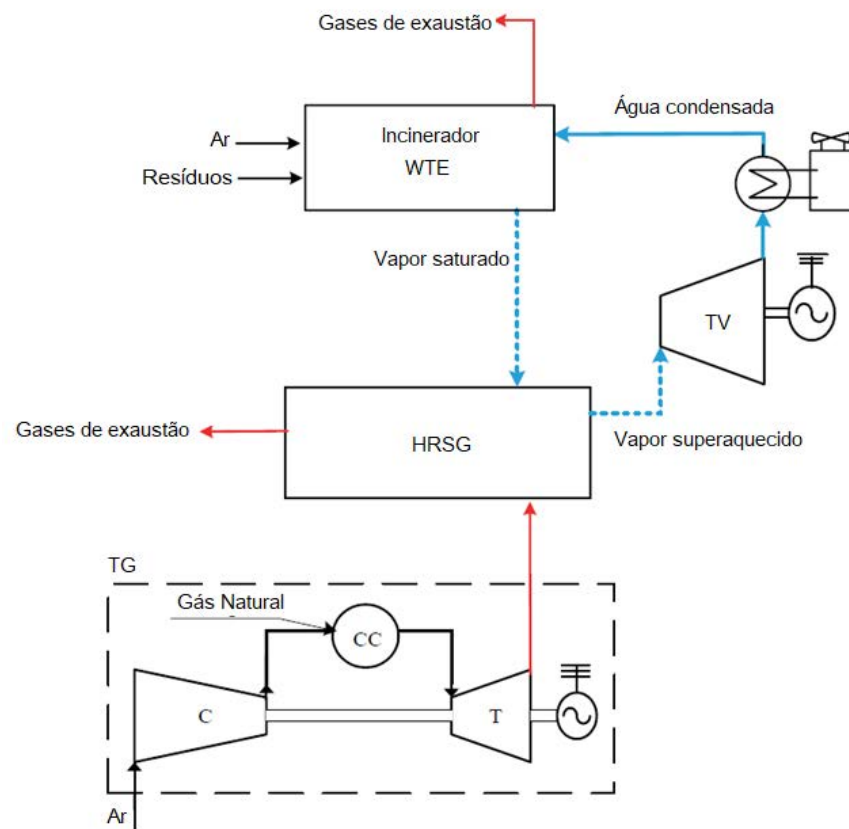
2.5.2 Integração lado vapor/água

Neste arranjo os gases de exaustão da turbina a gás são direcionados a uma caldeira de recuperação HRSG (*heat recovery steam generator*), onde o vapor do ciclo a vapor é superaquecido. Como resultado de usar um combustível de alta qualidade na turbina a gás não há necessidade de se preocupar com problemas de corrosão no superaquecedor do HRSG; sendo assim, o vapor pode atingir temperaturas comparáveis às que se obtém em plantas movidas a combustíveis fósseis, de até 560 °C (BRANCHINI, 2015). Basicamente, a planta WTE, neste caso, age como uma fonte adicional de vapor saturado e, também, em algumas situações, de água quente para o ciclo combinado. O fato de o vapor saturado ser gerado fora do HRSG auxilia na geração de um perfil de temperatura mais favorável, ou seja, gera uma menor diferença de temperatura entre o lado do vapor/água e do gás, fazendo com que o processo se torne mais eficiente. A Figura 7 ilustra uma possível configuração de uma planta integrada WTE e TG em configuração lado vapor/água.

O processo de aumentar externamente a temperatura do vapor no ciclo Rankine irá aumentar a eficiência na geração de eletricidade em plantas de incineração de lixo. Porém, este procedimento de integração de um CS com um CI usando combustíveis diferentes deve possuir uma conexão térmica bem concebida de modo que ambos os ciclos tirem proveito da situação. Dentre as vantagens de se realizar a integração de uma planta de incineração queimando RSU a uma turbina a gás neste arranjo pode-se destacar:

- Transição da temperatura máxima do vapor da caldeira do processo WTE para o HRSG, eliminando-se assim uma situação problemática em plantas WTE convencionais, de corrosão no superaquecedor.
- Devido ao fato da turbina a vapor estar sendo usada tanto pela seção da planta WTE e pelo HRSG, geralmente se requer neste caso maiores turbinas que, por sua vez, possuem melhores eficiências que as turbinas a vapor normalmente usadas em processos convencionais.
- Redução de custos, como consequência da eliminação do superaquecedor na caldeira do incinerador e do compartilhamento de equipamentos na planta integrada.

Figura 7 – Esquema da integração lado vapor/água entre uma planta WTE de incineração de lixo e uma turbina a gás.



Fonte: Traduzido e adaptado de Branchini (2015)

2.6 CONCEITOS TERMODINÂMICOS

2.6.1 Primeira Lei da Termodinâmica

A Primeira Lei da Termodinâmica ou, como também é conhecida, princípio de conservação de energia, estabelece que energia não se cria ou se destrói durante um processo, ela apenas muda de forma, ou seja, a primeira lei é a base de estudo das interações de energia em suas diversas formas. A análise das aplicações da primeira lei é na maioria dos casos realizada utilizando o conceito de volume de controle. O volume de controle é um volume no espaço escolhido de forma arbitrária na região de interesse a ser estudada.

A lei de conservação da massa aplicada a um volume de controle (VC) estabelece que a taxa de variação da massa na unidade de tempo (t) dentro do volume é igual à vazão mássica que entra menos a vazão mássica que sai, como apresentado na equação (3).

$$\frac{dm_{V.C}}{dt} = \Sigma \dot{m}_e - \Sigma \dot{m}_s \quad (3)$$

Sendo $\dot{m}$, a vazão mássica,

Em que:

$\frac{dm_{V.C}}{dt}$: é a taxa de variação da massa com o tempo no volume de controle em (kg/s)

$\Sigma \dot{m}_e$: é a somatória de todas as vazões mássicas entrando no volume de controle em (kg/s)

$\Sigma \dot{m}_s$: é a somatória de todas as vazões mássicas saindo do volume de controle em (kg/s)

A primeira lei da Termodinâmica pode então ser aplicada a um volume de controle conforme apresentado na equação (4) para condição de regime permanente.

$$0 = \dot{Q}_{V.C} - \dot{W}_{V.C} + \Sigma \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) - \Sigma \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (4)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{V.C}$: é a taxa de transferência de calor no volume de controle em kW.

$\dot{W}_{V.C}$: é a taxa de realização de trabalho associada ao volume de controle em kW.

$\Sigma \dot{m}_e$: é a somatória das vazões mássicas que entram no volume de controle em kg/s.

$\Sigma \dot{m}_s$: é a somatória das vazões mássicas que saem do volume de controle em kg/s.

h_e : é a entalpia específica na entrada do volume de controle em kJ/kg.

h_s : é a entalpia específica na saída do volume de controle em kJ/kg.

g : é a aceleração da gravidade em m/s².

V_e : é a velocidade do fluxo mássico de entrada no volume de controle em m/s.

V_s : é a velocidade do fluxo mássico de saída no volume de controle em m/s.

Z_e : é a cota na entrada do volume de controle com relação a uma referência em m.

Z_s : é a cota na saída do volume de controle com relação a uma referência em m.

2.6.2 Segunda Lei da Termodinâmica

Para garantir que um processo ocorra, o cumprimento da Primeira Lei por si só não é suficiente, é necessário que se considere a direção de realização do processo. Foi a introdução da Segunda Lei da Termodinâmica por Kelvin, Planck e Clausius, com base no trabalho desenvolvido por Carnot, que possibilitou a descrição singular dos fenômenos naturais. É importante destacar, no entanto, que a Segunda Lei não se limita à determinação da direção do

processo, é também um modo de determinar a “qualidade” da energia. Do mesmo modo como feito para a Primeira Lei, a Segunda Lei da Termodinâmica também pode ser aplicada a um volume de controle, como pode ser visto na equação (5) (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 1998).

$$\frac{dS_{V.C}}{dt} = \dot{m}_e s_e - \dot{m}_s s_s + \Sigma \frac{\dot{Q}_{V.C}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (5)$$

Na qual:

$\frac{dS_{V.C}}{dt}$: Taxa de variação total de entropia no volume de controle em kW/K.

$\dot{m}_e s_e$: Taxa de transporte de entropia entrando no volume de controle em kW/K.

$\dot{m}_s s_s$: Taxa de transporte de entropia saindo do volume de controle em kW/K.

$\Sigma \frac{\dot{Q}_{V.C}}{T}$: Taxa de transferência de entropia devida a transferência de calor ao volume de controle em kW/K.

$\dot{S}_{ger}$: Taxa de geração de entropia no volume de controle em kW/K.

2.6.3 Análise Exergética

A exergia de uma porção de matéria pode ser definida como o máximo trabalho reversível obtido quando esse material for levado do estado em que se encontra ao equilíbrio termodinâmico com o ambiente, sem intervenções além dos realizados entre si e o ambiente. Ou seja, exergia pode ser compreendida como uma medida do desequilíbrio entre a matéria e o ambiente sendo que este pode ser especificado por sua temperatura, pressão e composição química (QUEROL; GONZALES-REGUERAL; PEREZ-BENEDITO, 2013).

O cálculo da exergia total é geralmente reduzido à soma da exergia química e física, sendo que em alguns casos são também incluídos as exergias potencial e cinética. A exergia física b_f é o trabalho reversível máximo obtido ao passar uma unidade de massa de uma substância em um dado estado (T, P) para o estado do ambiente (T₀, P₀) através somente de processos físicos (QUEROL; GONZALES-REGUERAL; PEREZ-BENEDITO, 2013). A exergia pode ser determinada de acordo com os valores de entropia e entalpia do fluxo em ambos os estados, genérico e ambiente, respectivamente, como mostra a equação (6) (QUEROL; GONZALES-REGUERAL; PEREZ-BENEDITO, 2013).

$$b_f = [h(T, P) - h(T_0, P_0)] - T_0[s(T, P) - s(T_0, P_0)] \quad (6)$$

Para um gás ideal com calor específico a pressão constante, c_p , a exergia física pode ser dada como mostra equação (7) (KOTAS, 1985).

$$b_f = c_p \left[(T - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) \right] + RT_0 \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (7)$$

A exergia química, por sua vez, é o máximo trabalho que seria obtido ao passar do estado do ambiente para o estado morto, por meio de processos químicos com os reagentes e produtos à temperatura e pressão ambiente quando a composição do fluxo não está em equilíbrio com o ambiente. É importante para compreensão desta definição elucidar o significado de estado morto. Segundo Çengel e Boles (2013), o estado morto é atingido por um sistema quando ele se encontra em equilíbrio termodinâmico com o ambiente, ou seja, possuem a mesma temperatura e pressão, não possuem energia cinética ou potencial relativos entre si e, também, não reage com o ambiente, ou seja, é quimicamente inerte. O cálculo da exergia química de uma mistura de fluxos gasosos, em que se assume que se comportam como uma mistura de gases ideais é mostrado pela equação (8) (KOTAS, 1985).

$$\tilde{b}_q = \sum x_i \tilde{b}_{q,i} + \tilde{R} T_0 \sum x_i \ln x_i \quad (8)$$

Sendo:

$\tilde{b}_{q,i}$: é a exergia química molar específica de cada componente (tabulado) em kJ/kmol.

x_i : é a fração molar de cada componente

$\tilde{R}$: é a constante universal dos gases em base molar em kJ/kmol.K.

Por fim, é interessante evidenciar o cálculo da exergia para fluxos que não forem materiais como, por exemplo, trabalho, eletricidade e calor.

Exergia do fluxo de trabalho é dada pela equação (9):

$$\dot{B}_w = \dot{W} \quad (9)$$

Ou seja, como exergia é definida como o trabalho potencial máximo, o trabalho realizado em termos de energia é equivalente em termos de exergia.

A mesma equivalência é válida para a exergia do fluxo elétrico, pois energia elétrica pode ser totalmente convertida em trabalho. O cálculo da exergia do fluxo elétrico é mostrado na equação (10).

$$\dot{B}_W = \dot{W}_e \quad (10)$$

O cálculo da exergia do fluxo de calor se faz a partir da equação (11).

$$\dot{B}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (11)$$

Existem alguns pontos de interesse que valem a pena destacar ao se analisar a equação (11) como, por exemplo, o fato de que quando T for próximo de T_0 pode se concluir que a exergia será menor para um mesmo fluxo de calor no caso de T distante de T_0 . Outro ponto importante que se pode concluir a partir de tal equação é o caso de $T < T_0$, que irá acarretar em um fluxo de exergia oposto ao fluxo de calor (QUEROL; GONZALES-REGUERAL; PEREZ-BENEDITO, 2013).

Com o auxílio da primeira e da segunda leis da Termodinâmica, o balanço de exergia pode também ser aplicado a um volume de controle conforme pode ser visto na equação (12).

$$\frac{dB}{dt} = \Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{V.C} - \dot{W}_{V.C} + P_0 \frac{dV}{dt} + \Sigma \dot{m}_e B_e - \Sigma \dot{m}_s B_s - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (12)$$

Na qual:

$\frac{dB}{dt}$: Taxa de acúmulo de exergia

$\Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{V.C}$: Taxa gerada pela transferência de calor

$\dot{W}_{V.C} + P_0 \frac{dV}{dt}$: Taxa gerada por trabalho de eixo ou fronteira

$\Sigma \dot{m}_e B_e - \Sigma \dot{m}_s B_s$: Taxa transferida pelo escoamento

$T_0 \dot{S}_{ger}$: Taxa de destruição de exergia

No regime permanente, a equação (12) pode ser reescrita considerando $\frac{dB}{dt}$ e $\frac{dV}{dt}$ iguais a 0, restando sua apresentação final, então, como se observa na equação (13).

$$0 = \Sigma \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q}_{V.C} - \dot{W}_{V.C} + \Sigma \dot{m}_e B_e - \Sigma \dot{m}_s B_s - T_0 \dot{S}_{ger} \quad (13)$$

Uma das aplicações mais importantes do conceito de exergia está na análise de equipamentos simples e sistemas completos com relação à transferência de energia e, também, na análise de transferência e destruição de exergia.

Pode-se dizer que a exergia possui a característica de ser conservada somente quando todos os processos do sistema e ambiente forem reversíveis. A destruição de exergia, por sua vez, ocorre quando está presente um processo irreversível. Na análise exergetica como, por exemplo, de uma instalação de potência ou de uma planta de refrigeração, as imperfeições termodinâmicas tais como trabalho desperdiçado ou potencial para produção de trabalho desperdiçado podem ser quantificadas como destruição de exergia. Pode-se identificar onde ocorrem essas destruições de exergia no sistema a fim de focar os esforços de engenharia para melhorá-lo com foco em seu desempenho global.

2.6.4 Eficiência exergetica

A eficiência exergetica avalia a partir de um ponto de vista termodinâmico o desempenho real de um processo ou sistema energético. Segundo Tsatsaronis (1993) a eficiência exergetica (ϵ) de qualquer sistema energético pode ser definida como a razão entre o valor exergetico do produto B_P e o valor exergetico do combustível B_F , conforme equação (14).

$$\epsilon = \frac{B_P}{B_F} \quad (14)$$

Ou ainda

$$\epsilon = 1 - \frac{B_D + B_L}{B_F} \quad \text{na qual} \quad B_F = B_P + B_D + B_L \quad (15)$$

sendo:

B_D : Destruição de exergia

B_L : Perdas de exergia

É pertinente, para entendimento da formulação anterior, realizar a definição de produto, combustível e perdas de exergia em um sistema termodinâmico. Combustível representa os

recursos que foram gastos para gerar o produto; por outro lado, os produtos representam o resultado desejado no sistema. As perdas de exergia B_L estão associadas a exergia de um fluxo de massa rejeitados para o ambiente. A diferença entre perdas de exergia e destruição de exergia está no fato de que a destruição de exergia acontece dentro do sistema, devido às irreversibilidades. Estas irreversibilidades podem ser causadas, por exemplo, por atrito, transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura, entre outros (TSATSARONIS; CZIESLA, 2009).

2.7 TERMOECONOMIA

A Termoeconomia é o ramo da engenharia que combina a análise exergética e os princípios econômicos, de modo a se desenvolver sistemas economicamente viáveis. Para tal ela propõe uma distribuição de custos baseada em conceitos termodinâmicos do sistema, sendo a exergia o principal conceito utilizado. Segundo Erlach, Serra e Valero (1999), a Termoeconomia, ao conectar conceitos de Termodinâmica e Economia consegue fornecer ferramentas para resolver problemas em sistemas energéticos complexos, que dificilmente poderiam ser resolvidos utilizando análises energéticas tradicionais baseadas na primeira lei da Termodinâmica.

Dentre os principais objetivos de uma análise termoeconômica pode-se destacar quatro principais, que são (1) calcular separadamente o custo de cada elemento gerado por um sistema que fornece mais de um produto, (2) entender o processo de formação de custos e os seus fluxos no sistema, (3) otimizar variáveis específicas de um componente dentro do sistema ou (4) otimizar o sistema de uma forma geral (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

A exergia é tomada como uma forma racional para alocação de custos econômicos entre os recursos e os produtos envolvidos em um processo industrial e para avaliação econômica de suas imperfeições termodinâmicas. Quando um único produto é obtido a partir de um sistema, o seu custo de produção será a soma de todos os custos envolvidos no processo, que é calculado através de um balanço de custos. Quando mais de um produto é obtido a partir deste sistema, serão necessárias múltiplas equações para distribuir os custos entre os produtos obtidos. A exergia fornece um critério minucioso para formulação dessas equações e para a obtenção dos custos de produção individuais.

Segundo Bejan, Tsatsaronis e Moran (1996), para um sistema energético operando em regime permanente, o balanço econômico pode assumir a forma apresentada na equação (16).

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (16)$$

Na qual:

$\dot{C}_{P,tot}$: Taxa de custos total dos produtos do sistema

$\dot{C}_{F,tot}$: Taxa de custos total dos combustíveis

$\dot{Z}_{tot}^{CI}$: Taxa de custos associado com o investimento de capital

$\dot{Z}_{tot}^{OM}$: Taxa de custos associado com a operação e manutenção

Este balanço representa que a taxa de custo associado ao produto de um sistema é igual a taxa de custo dos recursos gastos para gerar este produto. Os valores monetários do custo de investimento (Z^{CI}) e do custo de operação e manutenção (Z^{OM}) são fornecidos à Termoeconomia através da análise econômica, e podem ser sumarizados em um único termo Z , conhecido como custo de capital.

Para um sistema operando em regime permanente no qual constam fluxos materiais entrando e saindo desse sistema, assim como interações de trabalho e calor com a vizinhança os custos exergéticos podem ser calculados como mostrado nas equações (17) a (20).

$$\dot{C}_e = c_e \dot{B}_e = c_e (\dot{m}_e b_e), \text{ Custo associado à transferência de exergia na entrada} \quad (17)$$

$$\dot{C}_s = c_s \dot{B}_s = c_s (\dot{m}_s b_s), \text{ Custo associado à transferência de exergia na saída} \quad (18)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W}, \text{ Custo associado às potências geradas e/ou consumidas} \quad (19)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{B}_q, \text{ Custo associado às transferências de calor} \quad (20)$$

Em que: c_e, c_s, c_w e c_q são os custos médios por unidade de exergia em US\$/GJ.

O balanço de custos aplicado ao n-ésimo componente do sistema mostra que a soma de todos os custos exergéticos de saída devem ser iguais aos custos exergéticos de entrada mais o custo capital.

$$\Sigma \dot{C}_{s,n} + \dot{C}_{w,n} = \dot{C}_{q,n} + \Sigma \dot{C}_{e,n} + \dot{Z}_n \quad (21)$$

Em termos das relações descritas nas equações (17) a (20) a equação (21) fica como mostrado na equação (22).

$$\Sigma (c_s \dot{B}_s)_n + c_{w,n} \dot{W}_n = c_q \dot{Q}_n + \Sigma (c_e \dot{B}_e)_n + \dot{Z}_n \quad (22)$$

Segundo Tsatsaronis (1993), uma completa avaliação termoeconômica de um sistema energético deve ser baseada nas seguintes variáveis para o n-ésimo componente do sistema:

- Eficiência exergética ϵ_n , discutida na seção 2.6.3.1;
- Destruição e perda de exergia, $B_{D,n}$ e $B_{L,n}$;
- Razões exergéticas $\frac{B_{D,n}}{B_{F,tot}}$ e $\frac{B_{L,n}}{B_{F,tot}}$;
- Custo de Capital Z ;
- Custo de destruição de exergia $\dot{C}_{D,n} = c_{F,n} \dot{B}_{D,n}$;
- Diferença relativa de custo, equação (23):

$$\frac{c_s - c_e}{c_e} = \frac{\dot{Z}}{c_e \dot{B}_s} + \frac{1 - \epsilon}{\epsilon} \quad (23)$$

e Fator exergoeconômico

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + \dot{C}_{D,n} + \dot{C}_{L,n}} \quad (24)$$

2.7.1 Teoria do custo exergético

Para realizar o cálculo dos custos exergéticos utiliza-se como base os trabalhos realizados por Valero, Lozano e Muñoz (1986); Valero e Lozano (1993) que foram os responsáveis por desenvolver a base teórica do método do custo exergético em sua forma matricial. O problema a ser solucionado neste trabalho foi o seguinte: “dado um sistema cujos limites tenham sido definidos e um nível de agregação que especifique os subsistemas que o constituem, como obter os custos de todos os fluxos que se inter-relacionam nessa estrutura” (VALERO; LOZANO, 1993, p. 941, tradução nossa).

O método estabelece que, por mais complexo que um sistema seja, ele pode ser representado por uma matriz de incidência $A(nxm)$ que interliga os n subsistemas com os m fluxos do sistema, ou seja, essa matriz representa a estrutura física da planta. O número de subsistemas dependerá no nível de agregação requerido; quanto maior for a precisão almejada na análise exergética, menor o nível de agregação e, conseqüentemente, maior a quantidade de subsistemas. Geralmente se tem o menor nível de agregação quando o sistema for analisado a nível dos seus componentes. Essa matriz de incidência se correlaciona com os fluxos de exergia a partir da relação apresentada na equação (25):

$$A \times B = B_d \quad (25)$$

Em que:

B: é o vetor de exergia de dimensão m.

B_d: é o vetor de exergia destruída devido às irreversibilidades internas de dimensão n.

Os elementos da matriz A (n x m), irão possuir o valor +1 se o fluxo j estiver entrando no subsistema i; caso esteja saindo o valor admitido para o elemento da matriz será -1. Na condição do fluxo j não possuir relação com o subsistema i, o valor admitido será 0. Um exemplo de matriz de incidência para i subsistemas e j fluxos é apresentado na figura 8.

Figura 8 – Exemplo de matriz de incidência

		Matriz de incidência										
Subsistema i		1a	1b	2a	2b	3	4	5	6	7	8	← Fluxo j
↓												
1		1	1	-1	1	0	0	1	-1	0	0	A
2		0	0	1	-1	-1	0	0	0	-1	0	
3		0	0	0	0	1	-1	-1	0	0	-1	
Planta		1	1	0	0	0	-1	0	-1	-1	-1	

Fonte: Valero e Lozano (1993)

A determinação e distinção dos conceitos de recurso/combustível (F), produtos (P) e perdas (L) são de fundamental importância para a realização do método; no entanto a definição de F e P é subjetiva e irá depender das transformações que acontecem em cada subsistema. É importante, no entanto, frisar que combustível aqui tem uma definição ampla ganhando um significado de recurso ou insumo do subsistema. Por outro lado, as perdas (L) são constituídas dos fluxos que deixam o subsistema e, posteriormente, a planta e não são mais utilizados.

A definição da matriz de incidência é o primeiro passo para a realização do método. Para a compreensão das próximas etapas do processo é preciso antes conceituar alguns termos e definições.

O custo exergético unitário de um fluxo é definido como mostrado na equação (26).

$$\kappa^* = B^* / B \quad (26)$$

Para cada componente do sistema esse custo pode ser dado em relação a F* e P* (e L* caso as perdas estiverem incluídas), onde $\kappa_F = F^* / F$, $\kappa_P = P^* / P$ e $\kappa_L = L^* / L$.

O custo exergético (B^*) de um fluxo físico de um sistema é definido como a quantidade de exergia por unidade de tempo requerida para produzir esse fluxo. É importante destacar algumas características dessa função termodinâmica: (1) O custo exergético depende dos limites do sistema, (2) ao cruzar os limites de um sistema, um fluxo ao entrar, terá seu custo exergético igual a sua exergia; isto se deve ao fato de nenhuma exergia ter sido ainda gasta para produzi-lo, ou seja, $F_0^* = F_0$, (3) existem balanços de custos exergéticos para cada subsistema definido.

Uma relação similar à equação (25) pode ser obtida para representar o balanço de custos exergéticos.

$$A \times B^* = 0 \quad (27)$$

na qual B^* é o vetor de custos exergéticos

Como geralmente existirão mais fluxos do que subsistemas, ou seja, como a matriz A ($n \times m$) não é quadrada, é necessário determinar $(m-n)$ novas equações de modo a encontrar os custos exergéticos de todos os fluxos do sistema.

A equação (27) adaptada para considerar essas $(m-n)$ novas equações fica conforme equação (28).

$$\bar{A} \times B^* + \bar{Y}^* = 0 \quad (28)$$

Na qual:

$$\bar{A} = \frac{A}{\alpha} \text{ (Matriz de incidência modificada)}$$

$$\bar{Y}^* = \frac{0}{-\omega}$$

α = Matriz complementar [$(m-n) \times m$]

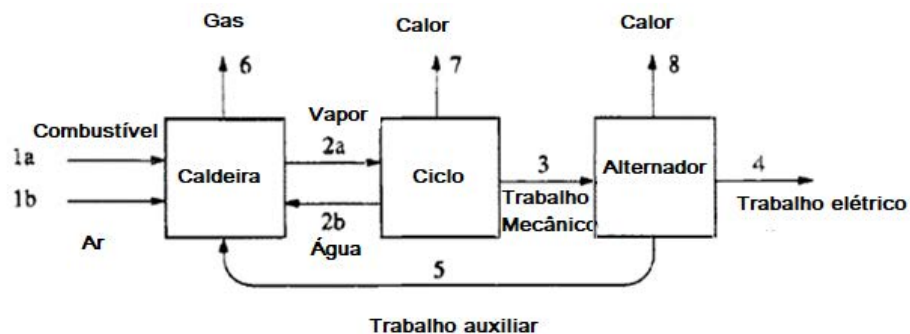
ω = Vetor [$(m-n) \times 1$] dos custos exergéticos dos fluxos externos

A fim de definir de forma rigorosa essas $(m-n)$ equações, Valero e Lozano (1993) propuseram um procedimento baseado em quatro proposições derivadas das definições de combustível (F), produto (P) e perdas (L). Essas proposições são mostradas a seguir.

- Proposição (P1). O custo exergético de um fluxo (B^*), produto (P^*) ou combustível, é igual à quantidade de exergia gasta para produzi-lo. Assim, pode-se dizer que o custo exergético é uma propriedade conservativa, o que permite escrever tantas equações quanto os subsistemas que compõem a planta, $A \times B^* = 0$.

- Proposição (P2). Na ausência de informações externas, os custos exergéticos dos fluxos entrando na planta (combustível, ar, etc.) são iguais às suas exergias, o que permite calcular tantas equações quanto fluxos entrando na planta ($B_n^* = B_n$). A Figura 9 representa a estrutura física de uma central térmica e pode-se utilizá-la como exemplo para aplicação dessa proposição. No esquema da Figura 9 os custos exergéticos dos fluxos 1a e 1b (recursos entrando na planta) são $B_{1a}^* = B_{1a}$ e $B_{1b}^* = B_{1b}$ respectivamente.
- Proposição (P3) Todos os custos gerados no processo produtivo devem ser contabilizados no custo do produto final. No caso das perdas (L), deve-se atribuir um valor zero para o custo de tais fluxos nas plantas; isto é válido na ausência de informações externas. Esta proposição gera tantas equações quanto o número de fluxos de perdas na planta ($L_n^* = 0$). Novamente utilizando a Figura 9 como exemplo para essa proposição, tem-se: $B_6^* = B_7^* = B_8^* = 0$.

Figura 9 – Estrutura física de uma central térmica



Fonte: Valero e Lozano (1993)

A proposição (P4) faz uso das definições de combustível e produto e pode ser dividida em duas partes, a e b.

- (P4-a) Se um fluxo saindo de um subsistema fizer parte do combustível deste mesmo subsistema, pode-se afirmar que o valor do seu custo exergético unitário será igual ao do fluxo de entrada. Ao se analisar a Figura 9, em especial os fluxos 2a e 2b, percebe-se que o fluxo 2b, que está saindo do ciclo, não faz parte do processo de transformação energética; assim sendo, o fluxo 2b é integrante do fluxo 2a, que é o combustível (recurso) usado nesse subsistema. Então, os custos exergéticos de tais fluxos correlacionam-se pela seguinte equação, $\frac{B_{2a}^*}{B_{2a}} = \frac{B_{2b}^*}{B_{2b}}$.
- (P4-b) Se em um subsistema se fizer presente um produto composto de vários fluxos o mesmo valor de custo exergético unitário será atribuído a todos eles. Isso ocorre

pois, quando um ou mais produtos estão presentes, é impossível distinguir seus processos de formação e, então, os valores de custo exergético deverão ser proporcionais a suas exergias. A aplicação desta proposição na Figura 9 acontece no alternador, onde os fluxos 4 e 5 são os produtos deste subsistema, e assim $\frac{B_4^*}{B_4} = \frac{B_5^*}{B_5}$.

Com o auxílio dessas proposições é possível deixar a matriz de incidência A (nxm) em sua forma quadrada (mxm) e, também, calcular o vetor ω ((m-n) x 1) para então utilizar a equação (28) de forma a atingir o objetivo do método, que é o cálculo dos custos exergéticos dos fluxos de um sistema. Como visto nas quatro proposições anteriores, para a determinação das equações complementares, é importante que tenha sido atribuído corretamente para cada fluxo do sistema os conceitos de combustível (F), produtos (P) e perdas (L); no ANEXO A se apresenta uma tabela detalhando este procedimento.

2.8 MÉTODO DA TAXA DE EXERGIA DO CARBONO

Um dos maiores problemas em plantas de geração de energia está relacionado ao controle e à avaliação dos poluentes emitidos; dentre esses poluentes se encontra o CO₂, elemento que está intimamente ligado ao efeito estufa, fenômeno responsável pelo aquecimento global. A formação do CO₂ pelo homem acontece em sua maior parte na geração de energia a partir do processo de combustão de hidrocarbonetos e, assim, como forma de reduzir as emissões do CO₂ gerado nesses processos, em muitos países tem-se adotado uma taxa de carbono baseado, principalmente, em considerações políticas e que é determinada levando em conta o custo para reparar os danos causados na sociedade pela emissão desse poluente.

No entanto, este tipo de taxa irá dificilmente impactar o funcionamento do sistema energético, pois não leva em consideração a ineficiência da planta de geração de energia. Uma abordagem visando suprir esta inadequação foi proposta por Borchiellini, Massardo e Santarelli (2000), o método da taxa de exergia do carbono (*carbon exergy tax – CET*), que tem como objetivo atribuir às plantas de energia um encargo ligado a emissões de CO₂ baseado em conceitos da Termoeconomia voltada a custos ambientais, para que assim possa se estabelecer uma taxa que opere nas causas da produção da poluição, ou seja, nos sistemas ineficientes.

A taxa de exergia do carbono visa punir os sistemas ineficientes e recompensar o uso eficiente de recursos energéticos; para isso, o método utiliza a penalidade por ineficiência (PE), um valor representativo do custo atribuído à exergia rejeitada para o ambiente pelas perdas e da exergia destruída dentro do sistema, em conjunto com um índice de emissão de CO₂ que

considera, além da quantidade de carbono emitido pela planta, a sua eficiência com base na segunda lei da Termodinâmica (BORCHIELLINI, MASSARDO; SANTARELLI, 2000). No entanto, o método foi originalmente pensado e investigado para a utilização de combustíveis fósseis, como gás natural e carvão.

Foi no trabalho realizado por Fonseca Filho, Matelli e Balestieri (2016) que se investigou a aplicação do método em plantas termoeletricas renováveis. Neste trabalho a CET foi aplicada a ciclos queimando biomassa (mais especificamente, bagaço de cana) comparativamente ao gás natural, ou seja, este trabalho também contribuiu para o método ao determinar como as emissões de CO₂ poderiam ser tratadas.

Os principais elementos utilizados na obtenção da taxa de exergia de carbono são explicados a seguir:

- Custo da exergia destruída: É uma forma de se atribuir um peso às irreversibilidades do sistema de acordo com a magnitude dos recursos desperdiçados. Pode ser determinado como mostrado através da equação (29).

$$C_{irr}(x) = \sum_{i=1}^{NC} c_{irr,i} [B_e(x) - B_s(x)]_i = \sum_{i=1}^{NC} c_{irr,i} B_{irr,i} \quad (29)$$

Na qual:

c_{irr} : É a penalidade de ineficiência unitária de uma unidade de irreversibilidade produzida pelo componente i.

O cálculo da c_{irr} se dá pela multiplicação do custo econômico do combustível do sistema pelo custo exergético unitário do fluxo de entrada do mesmo componente i, como mostrado na equação (30).

$c_{irr} = c_F * UEC_i$ ou, como na formulação descrita por Valero e Lozano (1993):

$$c_{irr} = c_F * k_{e,i}^* \quad (30)$$

- Custo da exergia residual: Este termo está relacionado com a exergia desperdiçada para o ambiente na forma de poluentes e assume a forma mostrada na equação (31).

$$C_w(x) = \sum_{r=1}^{NC} c_{w,i} B_{w,i}(x) \quad (31)$$

Na qual:

$c_{w,i}$: É a penalidade de ineficiência unitária atribuída à exergia residual do componente i.

$$c_{w,i} = c_F * k_p^* \quad (32)$$

Na equação (32) é levado em conta o custo exergético unitário do produto, pois se considera que as perdas são um produto em potencial que foi desperdiçado.

O custo da exergia destruída em conjunto com o da exergia residual forma o termo de penalidade por ineficiência (PE) como descrito na equação (33).

$$PE = f_c \{C_{irr}(x) + C_w(x)\} \quad (33)$$

Substituindo as equações (29) e (31) na equação (33), esta equação fica como mostrado na equação (34).

$$PE = f_c c_F \sum_{i=1}^{NC} (k_{e,i}^* B_{irr,i} + k_p^* B_{w,i}) = f_c c_F k_L^* B_L \quad (34)$$

- Índice de emissão de CO₂: Este termo considera a quantidade total de CO₂ emitida pela planta, porém, não em valores absolutos e sim com relação à produção de exergia da planta. Este termo é representado como um número adimensional com a introdução do termo I₀, como mostrado na equação (35).

$$I_{CO_2}^* = \frac{I_{CO_2}}{I_0} = \frac{\frac{G_{CO_2} \left[\frac{kg}{s} \right]}{B_p \left[\frac{kWh}{s} \right]}}{1 \left[\frac{kg}{kWh} \right]} = \frac{\alpha[C] G_F}{[B_F - (B_{irr} + B_w)] * I_0} = \frac{\alpha[C]}{PCI \in I_0} = \frac{k}{\epsilon I_0} \quad (35)$$

Nesta equação, o termo I₀ foi assumido por Borchellini, Massardo e Santarelli (2000) como sendo $1 \frac{kg \text{ de } CO_2}{kWh}$; a expressão (35) pode ser ainda desenvolvida como mostrado na equação (36).

$$I_{CO_2}^* = \frac{\alpha[C] G_F}{PCI G_F - [\sum_{i=1}^{NC} (B_e - B_s)_i + \sum_{i=1}^{NC} B_{w,i}] * I_0} \quad (36)$$

Pode-se concluir desta equação que, quanto maior $I_{CO_2}^*$, maior o impacto ambiental da planta devido ao CO_2 , ou seja, maior a quantidade de poluente para uma menor produção de exergia.

- Encargo aplicado a emissões de CO_2 : É o termo que considera tanto a penalidade por ineficiência (PE) quanto o índice de emissão de CO_2 , a fim de avaliar a quantidade de encargo imposto às emissões de CO_2 da planta.

$$C_{CO_2} = I_{CO_2}^* PE \quad (37)$$

$$C_{CO_2} = \frac{\alpha[C]G_F}{PCI G_F - [\sum_{i=1}^{NC} (B_e - B_s)_i + \sum_{i=1}^{NC} B_{w,i}] * I_0} * f_c c_F \sum_{i=1}^{NC} (k_{e,i}^* B_{irr,i} + k_p^* B_{w,i}) \quad (38)$$

Obtido o valor de C_{CO_2} é possível então calcular o valor da taxa de exergia de carbono, que fornece o custo por tonelada de CO_2 emitido.

- Taxa de exergia de carbono (CET): O cálculo da CET é feito dividindo-se o encargo aplicado às emissões de C_{CO_2} pela quantidade de carbono emitido pela planta durante certo período de tempo considerado na análise. A equação (39) mostra esta relação.

$$CET = \frac{C_{CO_2}}{G_{CO_2}} = \frac{I_{CO_2}^* PE}{G_{CO_2}} \quad (39)$$

Substituindo-se as equações (34) e (35) na equação anterior tem-se:

$$CET = \frac{C_{CO_2}}{G_{CO_2}} = \frac{1 G_{CO_2} PE}{I_0 B_p G_{CO_2}} = \frac{1}{I_0} f_c \left[\frac{\sum_{i=1}^{NC} c_{irr} (B_e - B_s)_i}{B_p} + \frac{\sum_{i=1}^{NC} c_{w,i} B_{w,i}}{B_p} \right] \quad (40)$$

Após o cálculo da CET pode ainda ser utilizado um conceito introduzido por Santarelli (2004) para avaliar o efeito da CET no custo da energia produzida pela planta.

$$\Delta c_{el} = \frac{CET G_{CO_2}}{W_{el}} \quad (41)$$

Δc_{el} na equação (41) representa o aumento no custo da eletricidade devido à imposição da CET.

3 METODOLOGIA

3.1 DESCRIÇÃO DO CICLO HÍBRIDO

Nesta seção serão apresentadas as características e dados técnicos para análise do ciclo combinado híbrido e do ciclo de referência Rankine proposto por Balcazar, Dias e Balestieri (2013). A análise de custos exergéticos e a aplicação da taxa de exergia de carbono serão realizadas com base nestes ciclos, sendo o ciclo combinado híbrido analisado para quatro diferentes tipos de turbinas a gás, para que assim possa ser feita uma comparação da CET obtida para as diferentes turbinas utilizadas, para as diferentes tecnologias e para que o efeito na CET do combustível utilizado no ciclo possa ser investigado.

Os ciclos propostos por Balcazar, Dias e Balestieri (2013) utilizam os dados técnicos de um modelo de referência para tratamento e recuperação energética dos resíduos idealizado como forma de dar suporte às tratativas iniciadas pela prefeitura do município de São José dos Campos, SP, visando encontrar novas soluções para a disposição e aproveitamento dos resíduos sólidos urbanos.

Os dados do modelo de referência utilizados para a análise dos ciclos propostos são os seguintes: o sistema deve processar 388 t/d de resíduos, ou seja pode-se considerar a vazão mássica do combustível do incinerador, convertendo-se este valor de t/d para kg/s, como sendo 4,48 kg/s de resíduos; o sistema de referência foi baseado em um sistema de turbina a vapor/gerador a fim de fornecer 11,6 MW de potência elétrica; o vapor superaquecido deve ser limitado a 6,2 MPa e 443 °C para um PCI de 11.640 kJ/kg; os gases de exaustão do incinerador não devem exceder 732 °C a fim de evitar corrosão no superaquecedor; a composição física e química dos resíduos podem ser aproximadas pelos valores apresentados na Tabela 4, que também fornece o teor mássico de água presente em cada componente encontrado no lixo.

O ciclo combinado híbrido proposto por Balcazar, Dias e Balestieri (2013) é apresentado na Figura 10. Neste ciclo, os gases de exaustão da turbina a gás, que utiliza como combustível gás natural com PCI de 50.000 kJ/kg, são enviados a caldeira de recuperação a fim de superaquecer o vapor saturado gerado no processo de incineração. As quatro turbinas a gás utilizadas foram as seguintes: Hitachi GT 10, Hitachi H-25, Ansaldo AE64-3A e Hitachi PG7241(FA), seus dados são apresentados na Tabela 5.

Utilizando-se de balanços de massa e energia para os componentes deste ciclo, Balcazar, Dias e Balestieri (2013) determinaram as propriedades termodinâmicas e fluxos mássicos dos pontos do sistema para os quatro tipos de turbina a gás selecionados, como mostrado na Tabela

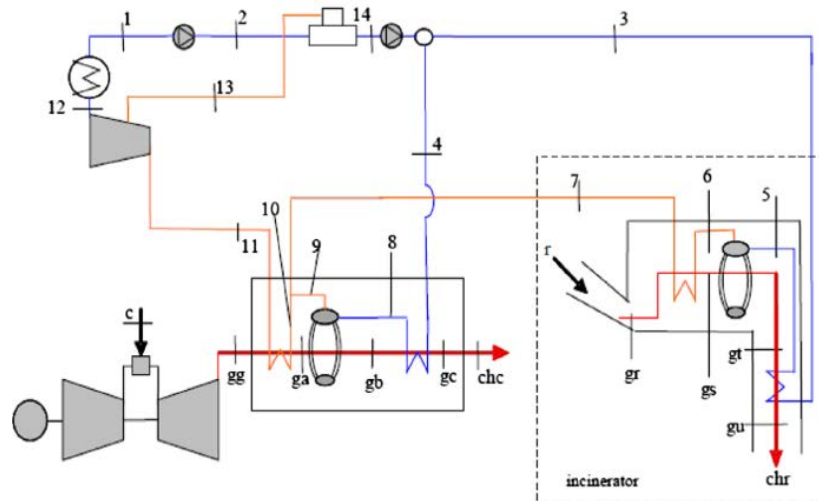
6. Observa-se na mesma tabela que a turbina Hitachi GT 10 foi considerada sozinha (1x) e em paralelo com uma outra unidade (2x) devido à sua baixa capacidade de geração de potência elétrica individual.

Tabela 4 – Composição física e química dos resíduos sólidos urbanos para São José dos Campos

Componente	%C	%H	%N	%S	%O	%Cinzas	Teor mássico dos componentes (%)	Teor mássico de água (%)
Material Orgânico	48	6,4	2,6	0,4	37,6	5	58,16	70
Papel	43,5	6	0,3	0,2	44	6	9,18	10,2
Plástico	60	7,2	0	0	22,8	10	9,61	0,2
Material Têxtil	55	6,6	4,6	0,2	31,2	2,5	3,34	10
Borracha	78	10	2	0	0	10	0,2	10
Madeira	49,5	6	0,2	0,1	42,7	1,5	1,67	1,5
Vidro	0,5	0,1	0,1	0	0,4	98,9	1,41	2
Metais ferrosos	4,5	0,6	0,1	0	4,3	90,5	0,75	2
Alumínio	4,5	0,6	0,1	0	4,3	90,5	0,21	2
Outros	26,3	3	0,5	0,2	2	68	15,47	3,2

Fonte: Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Figura 10 – Esquema do ciclo combinado híbrido.



Fonte: Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Tabela 5 – Dados das turbinas selecionadas

Fabricante	Modelo	$\dot{W}_{tg}$ (kW)	HR (kJ/kWh)	η_{tg} (%)	$\dot{m}_{gás}$ (kg/s)	Tsaída (°C)
Hitachi Zosen	GT 10	4130	12219	29,46	15,6	566
Hitachi	H-25	31000	10345	34,80	94,5	564
Ansaldo	AE64.3A	75000	10579	34,03	213,0	574
Hitachi	PG 7241(FA)	171700	9875	36,46	455,0	599

Fonte: Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Tabela 6 – Parâmetros de projeto do ciclo combinado híbrido

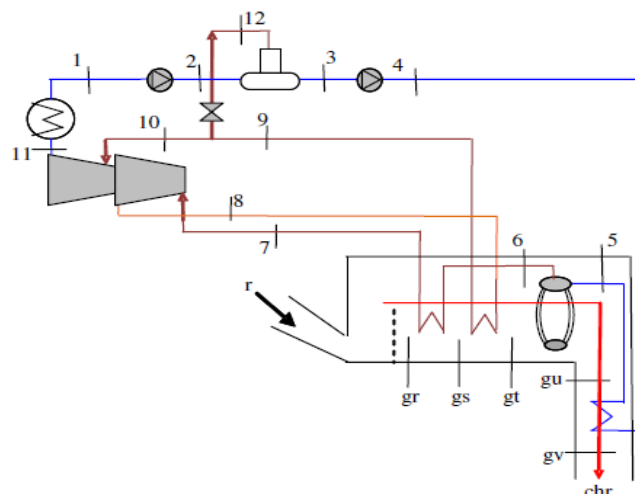
		Hitachi	Hitachi	Hitachi	Ansaldo	Hitachi	Para todas as turbinas selecionadas				
		(1x)GT 10	(2x)GT 10	H-25	AE64.3A	PG7241					
Pontos							P (MPa)	T (°C)	x (-)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
m (kg/s)	1	11,24	13,23	21,23	37,21	74,13	0,0096	45	0,00	188,4	0,638
	2	11,24	13,23	21,23	37,21	74,13	0,13	45,02		188,6	0,639
	3	10,92	10,92	10,92	10,92	10,92	5,17	105,6		446,5	1.366
	4	1,57	3,78	12,67	30,44	71,47	5,17	105,6		446,5	1.366
	5	10,92	10,92	10,92	10,92	10,92	4,66	256,5		1117,0	2.881
	6	10,92	10,92	10,92	10,92	10,92	4,43	256,5		2798,0	6.025
	7	10,92	10,92	10,92	10,92	10,92	4,21	443,0		3311,0	6.887
	8	1,57	3,78	12,67	30,44	71,47	4,43	253,4		1102,0	2.824
	9	1,57	3,78	12,67	30,44	71,47	4,21	253,4		2799,0	6.047
	10	12,49	14,68	23,59	41,36	82,39	4,21	-		-	-
	11	12,49	14,68	23,59	41,36	82,39	4,00	520,0		3491,0	7.149
	12	11,24	13,23	21,23	37,21	74,13	0,0096	45,0	0,93	2415,0	7.636
	13	1,25	1,48	2,37	4,15	8,26	0,13	130,0		2734,0	7.390
	14	12,49	14,68	23,59	41,36	82,39	0,13	105,0		443,0	1.363
	15	12,49	14,68	23,59	41,36	82,39	5,17	105,6		446,5	1.366
T (°C)	10	415,6	387,5	330,5	293,9	272,4					
h (kJ/kg)	10	3247	3180	3036	2935	2867					
s (kJ/kgK)	10	6.796	6.696	6.469	6.295	6.174					

Fonte: Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

O ciclo Rankine de referência pode ser visto na Figura 11, na qual o resíduo sólido urbano com a mesma vazão mássica (4,48 kg/s) mencionada para o ciclo híbrido é utilizado aqui. Neste ciclo foi utilizado uma turbina a vapor com reaquecimento, sendo este reaquecimento realizado na região de superaquecimento do incinerador.

Utilizando-se de balanços de massa e energia, agora, para os componentes do ciclo Rankine, Balcazar, Dias e Balestieri (2013) determinaram as propriedades termodinâmicas e fluxos mássicos dos pontos do sistema, como mostrado na Tabela 7.

Figura 11– Esquema do ciclo Rankine



Fonte: Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Tabela 7 – Valores mássicos e termodinâmicos dos pontos selecionados do ciclo Rankine

	m (kg/s)	P (MPa)	T (°C)	x (-)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	Parâmetros de projeto
1	8,719	0,0076	40,5	0,00	169,8	0,580	
2	8,738	0,13	40,6		170,0	0,580	$SP_r = 643,2 \text{ kWh/t de RSU}$
3	9,534	0,13	105,0		440,2	9,534	$\dot{W}_{st} = 11,01 \text{ MW}$
4	9,534	7,23	106,0		449,7	9,534	$\eta_{cc} = 20,22\%$
5	9,534	6,87	284,6	0,00	1260,0	3,109	$\eta_{tv} = 87,84 \%$
6	9,534	6,53	284,6	1,00	2749,0	5,877	$\eta_{eco,r} = 64,56\%$
7	9,534	6,20	443,0		3282,0	6,677	$\eta_{eva,r} = 100\%$
8	9,534	1,32	248,7		2927,0	6,773	$\eta_{sup,r,hp} = 35,41\%$
9	9,534	1,25	433,0		3331,0	7,460	$\eta_{sup,r,rh} = 44,60\%$
10	8,719	1,25	433,0		3331,0	7,460	
11	8,719	0,0076	41,52	0,95	2456,0	7,845	
12	0,815	0,13	443,0		3331,0	7,460	

Fonte: Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

3.2 CÁLCULO DO CUSTO EXERGÉTICO

A fim de avaliar o comportamento da taxa de exergia de carbono (CET) para as diferentes turbinas utilizadas no ciclo combinado híbrido e para as diferentes tecnologias (ciclo Rankine queimando RSU e combinado híbrido com RSU e gás natural como combustíveis) será necessário, primeiro, realizar o cálculo dos custos exergéticos para cada um desses casos. Isso será feito utilizando o método proposto por Valero, Lozano e Muñoz (1986).

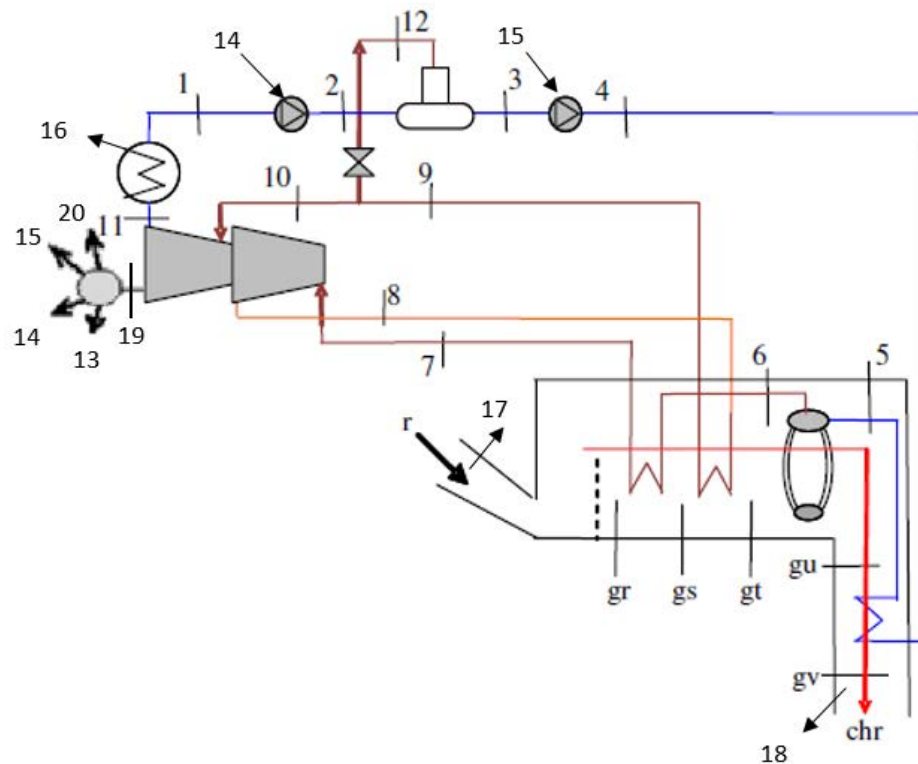
3.2.1 Ciclo térmico de referência – Rankine

O primeiro passo para realização do método é a determinação das exergias dos fluxos de massa, calor e trabalho do ciclo. Na Figura 12 pode-se ver em detalhes todos os pontos que tiveram a exergia determinada, incluindo os pontos de perdas para o ambiente, irreversibilidades e trabalhos requeridos/realizados.

Na Figura 12, os pontos 16, 17 e 18 são pontos de exergia destruída, os pontos 14 e 15 são as potências requeridas pelas bombas e o ponto 20 é a irreversibilidade do gerador da turbina a vapor.

Utilizando-se os conceitos apresentados na seção 2.6.3 foi possível obter, através do software *Engineering Equation Solver* (EES), os dados apresentados na Tabela 8 das exergias dos pontos do ciclo mostrado na Figura 12.

Figura 12 – Pontos de interesse do ciclo de referência Rankine



Fonte: Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Tabela 8 – Valores de exergia do ciclo Rankine

Pontos	B (kW)	Pontos	B (kW)
1	13,47	15	90,29
2	14,65	16	19933
3	365,7	17	33144
4	440,6	18	1696
5	3220	19	11011
6	9976	20	550,6
7	12351	chr	8035
8	8694	gr	29432
9	10592	gs	25945
10	9687	gt	23097
11	1060	gu	13906
12	905,4	gv	9732
13	10369	r	62577
14	1,893		

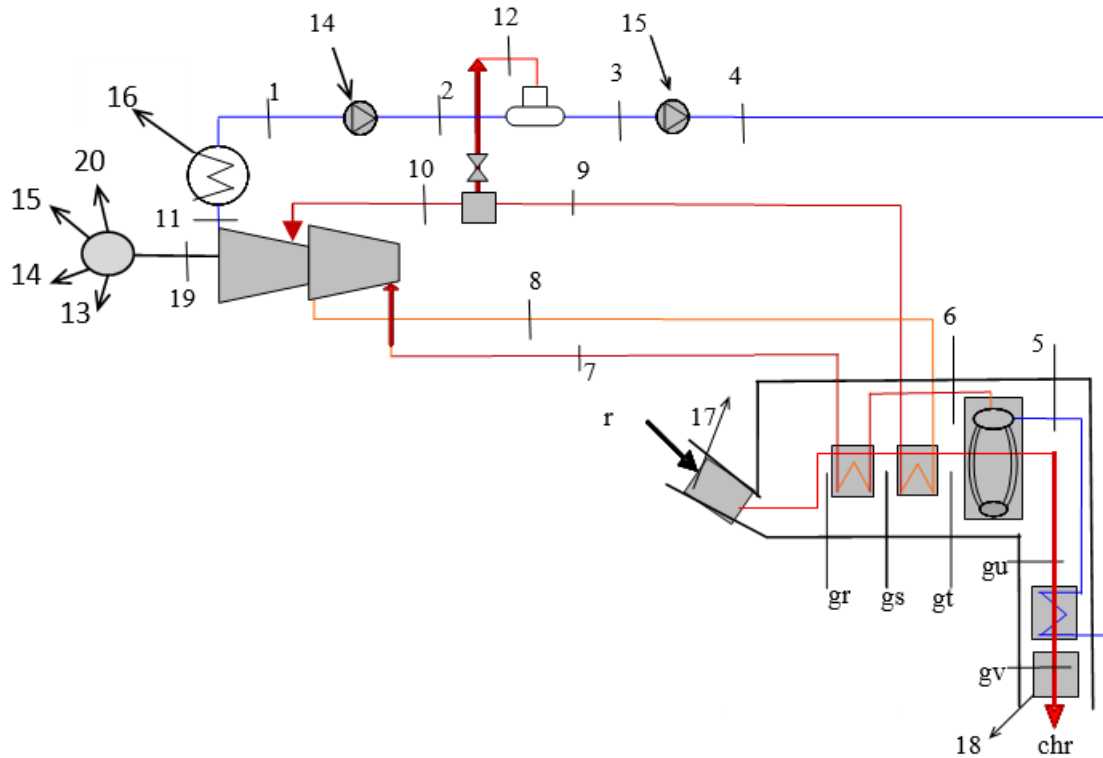
Fonte: (Elaboração Própria)

Obtendo-se os valores de exergia, pode-se iniciar a resolução do método. Os passos a serem realizados são, 1) aplicação da proposição 1 discutida na seção 2.7.1, 2) determinação

dos recursos, produtos e perdas de cada equipamento do ciclo, 3) aplicação das proposições 2, 3, 4a e 4b para determinação das equações complementares e 4) resolução da equação (28).

Para aplicação da proposição 1 foi proposto o seguinte nível de agregação, no qual pode ser visto na Figura 13 os equipamentos que fazem parte do ciclo.

Figura 13 – Equipamentos do ciclo de referência Rankine



Fonte: Adaptado de Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Através da aplicação do volume de controle (VC) em cada equipamento obtém-se as seguintes equações.

VC na turbina a vapor	– $-c_7B_7 + c_8B_8 - c_{10}B_{10} + c_{11}B_{11} + c_{19}B_{19} = \dot{Z}_{\text{turbina}}$
VC no gerador da turbina a vapor	– $-c_{19}B_{19} + c_{13}B_{13} + c_{14}B_{14} + c_{15}B_{15} + c_{20}B_{20} = \dot{Z}_{\text{gerador}}$
VC no condensador	– $-c_{11}B_{11} + c_1B_1 + c_{16}B_{16} = \dot{Z}_{\text{condensador}}$
VC na bomba após condensador	– $-c_1B_1 + c_2B_2 - c_{14}B_{14} = \dot{Z}_{\text{bomba,ac}}$
VC no desaerador	– $-c_2B_2 + c_3B_3 - c_{12}B_{12} = \dot{Z}_{\text{desaerador}}$
VC na bomba após desaerador	– $-c_3B_3 + c_4B_4 - c_{15}B_{15} = \dot{Z}_{\text{bomba,ad}}$
VC na câmara de queima de RSU	– $-c_rB_r + c_{17}B_{17} + c_{gr}B_{gr} = \dot{Z}_{\text{câmaraqueima}}$
VC no superaq. do Incinerador A	– $-c_6B_6 + c_7B_7 - c_{gr}B_{gr} + c_{gs}B_{gs} = \dot{Z}_{\text{superaquecedor1}}$
VC no superaq. do Incinerador B	– $-c_8B_8 + c_9B_9 - c_{gs}B_{gs} + c_{gt}B_{gt} = \dot{Z}_{\text{superaquecedor2}}$
VC no evaporador do Incinerador	– $-c_5B_5 + c_6B_6 - c_{gt}B_{gt} + c_{gu}B_{gu} = \dot{Z}_{\text{evaporador}}$

$$\begin{aligned}
\text{VC no economizador do Incinerador} & - \quad -c_4B_4 + c_5B_5 - c_{gu}B_{gu} + c_{gv}B_{gv} = \dot{Z}_{\text{economizador}} \\
\text{VC na chaminé do Incinerador} & - \quad -c_{gv}B_{gv} + c_{18}B_{18} + c_{chr}B_{chr} = \dot{Z}_{\text{chaminé}} \\
\text{VC na chaminé no } splitter & - \quad -c_9B_9 + c_{10}B_{10} + c_{12}B_{12} = 0
\end{aligned}$$

Como pode ser visto na Figura 13, este ciclo foi dividido em 13 equipamentos, e, portanto, é possível determinar 13 equações a partir da proposição 1, como visto na Tabela 9.

Tabela 9 – Equações derivadas da proposição 1 do método desenvolvido por Valero, Lozano e Muñoz (1986) para o ciclo Rankine

Número	Proposição	Equação
1	1	$B_7^* - B_8^* + B_{10}^* - B_{11}^* - B_{19}^* = 0$
2	1	$B_{19}^* - B_{13}^* - B_{14}^* - B_{15}^* - B_{20}^* = 0$
3	1	$B_{11}^* - B_1^* - B_{16}^* = 0$
4	1	$B_1^* - B_2^* - B_{14}^* = 0$
5	1	$B_2^* - B_3^* + B_{12}^* = 0$
6	1	$B_3^* - B_4^* + B_{15}^* = 0$
7	1	$B_r^* - B_{17}^* - B_{gr}^* = 0$
8	1	$B_6^* - B_7^* + B_{gr}^* - B_{gs}^* = 0$
9	1	$B_8^* - B_9^* + B_{gs}^* - B_{gt}^* = 0$
10	1	$B_5^* - B_6^* + B_{gt}^* - B_{gu}^* = 0$
11	1	$B_4^* - B_5^* + B_{gu}^* - B_{gv}^* = 0$
12	1	$B_{gv}^* - B_{18}^* - B_{chr}^* = 0$
13	1	$B_9^* - B_{10}^* - B_{12}^* = 0$

Fonte: (Elaboração própria)

As relações anteriormente apresentadas, advindas da proposição 1, fornecem uma matriz de 13 equações e 27 incógnitas, sendo essas incógnitas os custos de todos os fluxos do sistema. Para obtenção da matriz quadrada requerida pelo método da teoria do custo exergético serão utilizadas as proposições 2, 3, 4a e 4b.

Antes, porém, é necessário realizar a classificação dos fluxos exergéticos em recurso/combustível, produtos e perdas. A Tabela 10 apresenta esta classificação para cada equipamento do sistema como sendo recurso/combustível (F), produto (P) ou perda (L). Os fluxos foram classificados conforme descrito na seção 2.7.1 e apresentado no ANEXO A.

Tabela 10 – Classificação F, P e L dos fluxos em cada equipamento do ciclo Rankine

Número	Equipamento	Insumo/ combustível (F)	Produtos (P)	Perdas (L)
1	Turbina a vapor	$B_{11}^*, B_{10}^*, B_7^* \text{ e } B_8^*$	B_{19}^*	-
2	Gerador da Turbina a vapor	B_{19}^*	$B_{13}^* \text{ e } B_{14}^* \text{ e } B_{15}^*$	B_{20}^*
3	Condensador	$B_{11}^* \text{ e } B_1^*$	-	B_{16}^*
4	Bomba após condensador	B_{14}^*	$B_1^* \text{ e } B_2^*$	-
5	Desaerador	$B_{12}^* \text{ e } B_2^*$	B_3^*	-
6	Bomba após desaerador	B_{15}^*	$B_3^* \text{ e } B_4^*$	-
7	Câmara de queima de Resíduos	B_r^*	B_{gr}^*	B_{17}^*
8	Superaquecedor do Incinerador A	$B_{gr}^* \text{ e } B_{gs}^*$	$B_7^* \text{ e } B_6^*$	-
9	Superaquecedor do Incinerador B	$B_{gs}^* \text{ e } B_{gt}^*$	$B_8^* \text{ e } B_9^*$	-
10	Evaporador do Incinerador	$B_{gt}^* \text{ e } B_{gu}^*$	$B_6^* \text{ e } B_5^*$	-
11	Economizador do Incinerador	$B_{gu}^* \text{ e } B_{gv}^*$	$B_5^* \text{ e } B_4^*$	-
12	Chaminé do Incinerador	-	-	$B_{gv}^*, B_{18}^* \text{ e } B_{chr}^*$
13	Splitter	B_9^*	$B_{12}^* \text{ e } B_{10}^*$	-

Fonte: (Elaboração própria)

Tendo feito esta classificação, o próximo passo consiste na determinação das equações complementares, como apresentado na Tabela 11.

Com essas equações e as discriminadas na Tabela 9, é possível montar a matriz de incidência modificada, $\bar{A}$, e o Vetor $\bar{Y}^*$, que podem ser vistos no APÊNDICE A. Resolvendo a equação (28) são obtidos os valores dos custos exergéticos dos 27 fluxos exergéticos e, consequentemente, os valores dos custos exergéticos unitários, k_i^* . Os cálculos aqui mencionados foram realizados utilizando-se o software EES.

Os valores dos custos exergéticos unitários k_i^* e dos custos exergéticos são apresentados na Tabela 12.

Tabela 11 - Equações complementares do ciclo Rankine elaboradas a partir das proposições enunciadas por Valero, Lozano e Muñoz (1986)

Equipamentos	Equações Complementares	Descrição	Proposição
Turbina a vapor	$B_8^* - \frac{B_8}{B_7} * B_7^* = 0$	Vapor entrando e saindo da turbina - 1º Passe	4A
	$B_{11}^* - \frac{B_{11}}{B_{10}} * B_{10}^* = 0$	Vapor entrando e saindo da turbina - 2º Passe	4A
Gerador da turbina a vapor	$B_{20}^* = 0$	Irreversibilidade do gerador	3
	$B_{14}^* - \frac{B_{14}}{B_{13}} * B_{13}^* = 0$	Pot. Liq. TV / Pot. requerida pela bomba	4B
	$B_{15}^* - \frac{B_{15}}{B_{14}} * B_{14}^* = 0$	Potências requeridas pelas bombas	4B
Condensador	$B_{16}^* = 0$	Resfriamento condensador	3
Câmara de queima de resíduos	$B_r^* = B_r$	RSU, Combustível	2
	$B_{17}^* = 0$	Exergia destruída na câmara de queima	3
Superaquecedor do incinerador A	$B_{gr}^* - \frac{B_{gr}}{B_{gs}} * B_{gs}^* = 0$	Fluido quente superaquecedor A	4A
Superaquecedor do incinerador B	$B_{gt}^* - \frac{B_{gt}}{B_{gs}} * B_{gs}^* = 0$	Fluido quente superaquecedor B	4A
Evaporador do incinerador	$B_{gu}^* - \frac{B_{gt}}{B_{gu}} * B_{gt}^* = 0$	Fluido quente do evaporador	4A
Chaminé do incinerador	$B_{18}^* = 0$	Perdas na chaminé	3
	$B_{chr}^* = 0$		
Splitter	$B_{12}^* - \frac{B_{12}}{B_{10}} * B_{10}^* = 0$	Fluxos de saída do splitter	4B

Fonte: (Elaboração própria)

Tabela 12 - Custos exergéticos do ciclo Rankine

Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
1	13,47	5320	394,95
2	14,65	5307	362,25
3	365,7	9851	26,94
4	440,6	10396	23,60
5	3220	39962	12,41
6	9976	59502	5,96
7	12351	66917	5,42
8	8694	47104	5,42
9	10592	53160	5,02
10	9687	48616	5,02
11	1060	5319	5,02
12	905,4	4544	5,02
13	10369	62554	6,03
14	1,893	11,42	6,03
15	90,29	544,7	6,03
16	19933	0	0,00
17	33144	0	0,00
18	1696	0	0,00
19	11011	63110	5,73
20	550,6	0	0,00
chr	8035	0	0,00
gr	29432	62577	2,13
gs	25945	55162	2,13
gt	23097	49106	2,13
gu	13906	29566	2,13
gv	9732	0	0,00
r	62577	62577	1

Fonte: (Elaboração própria)

Os valores encontrados do custo exergético unitário serão utilizados em uma seção posterior para o cálculo da taxa de exergia de carbono (CET).

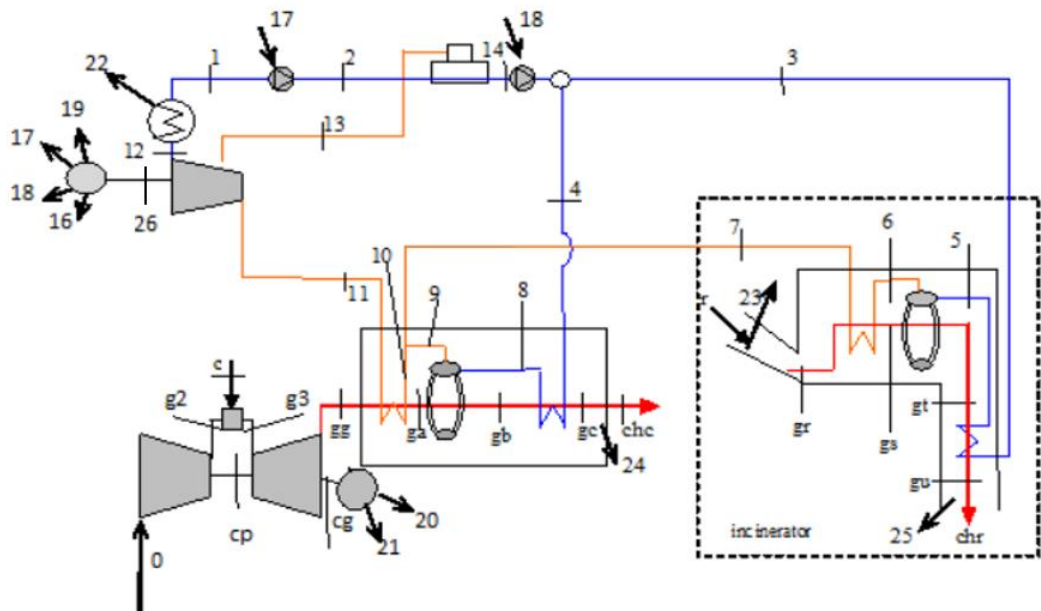
3.2.2 Ciclo combinado híbrido

O mesmo procedimento realizado anteriormente para calcular os custos exergéticos unitários do ciclo de referência Rankine será agora utilizado para o ciclo combinado híbrido. É interessante destacar que a matriz de incidência modificada, $\bar{A}$, e o vetor, $\bar{Y}^*$, serão os mesmos para as quatro turbinas a gás utilizadas; o que diferencia o cálculo de uma turbina para outra é o valor da exergia dos pontos do ciclo e, consequentemente, os valores dos custos exergéticos. Assim, a primeira parte desta seção será reservada para o cálculo da matriz de incidência modificada e o vetor $\bar{Y}^*$, e a segunda parte para o cálculo individual dos valores de custos exergéticos para as diferentes turbinas.

3.2.3 Matriz de Incidência Modificada $\bar{A}$ e vetor $\bar{Y}^*$ para o ciclo híbrido.

Primeiro, como feito anteriormente, será determinado os pontos do ciclo os quais tiveram a exergia determinada.

Figura 14 - Pontos de interesse do ciclo combinado híbrido

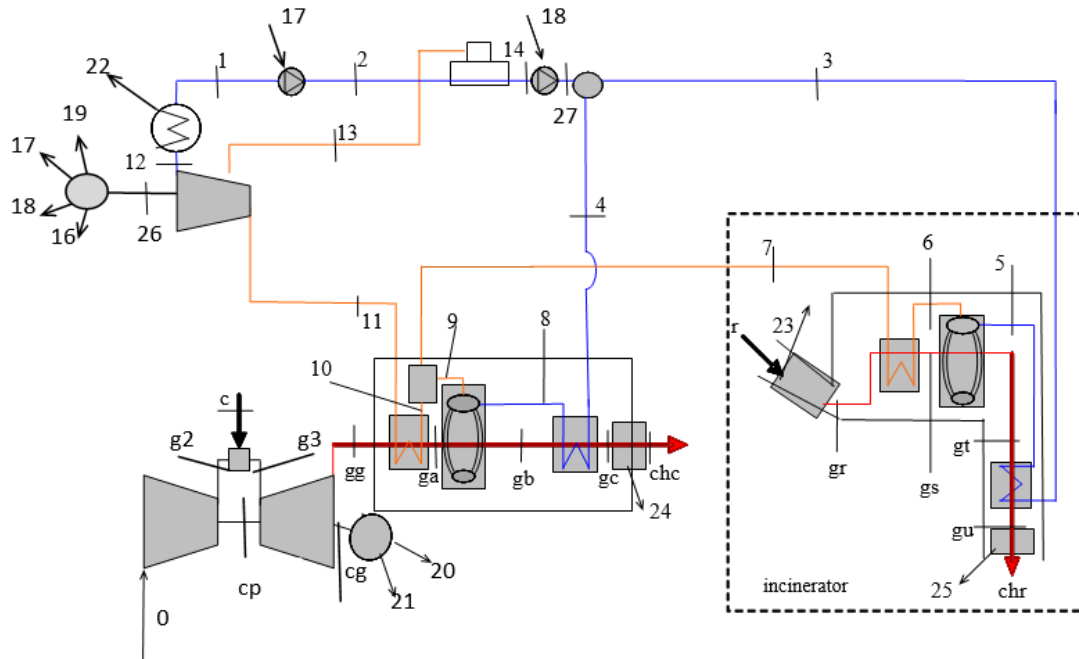


Fonte: Adaptado de Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Na Figura 14, os fluxos 22, 23, 24 e 25 são pontos de exergia destruída; os fluxos 19 e 21 são as irreversibilidades dos geradores das turbinas a vapor e a gás, respectivamente. Parte da potência elétrica produzida no gerador da TG é utilizada nas bombas (fluxos 17 e 18). O combustível do conjunto a gás (CG) é o gás natural e é representado na figura pela letra c. O combustível do incinerador é o RSU e é representado na figura pela letra r.

Também como realizado anteriormente, para a determinação da matriz de incidência, é necessário separar o ciclo de acordo com o nível de agregação. A representação esquemática dos 21 equipamentos considerados na análise pode ser vista na Figura 15.

Figura 15 – Equipamentos do ciclo combinado híbrido



Fonte: Adaptado de Balcazar, Dias e Balestieri (2013).

Através da aplicação do volume de controle (VC) em cada equipamento obtém-se as seguintes equações.

VC no compressor do CG	– $-c_0B_0 - c_{cp}B_{cp} + c_{g2}B_{g2} = \dot{Z}_{\text{compressor,CG}}$
VC na câmara de combustão do CG	– $-c_cB_c - c_{g2}B_{g2} + c_{g3}B_{g3} = \dot{Z}_{\text{câmaracombustão,CG}}$
VC na TG do CG	– $-c_{g3}B_{g3} + c_{cp}B_{cp} + c_{gg}B_{gg} + c_{cg}B_{cg} = \dot{Z}_{\text{TGdoCG}}$
VC no gerador do CG	– $-c_{cg}B_{cg} + c_{21}B_{21} + c_{20}B_{20} = \dot{Z}_{\text{geradorCG}}$
VC no superaq. do HRSG	– $-c_{10}B_{10} + c_{11}B_{11} + c_{ga}B_{ga} - c_{gg}B_{gg} = \dot{Z}_{\text{superaqHRSG}}$
VC no misturador. do HRSG	– $-c_7B_7 - c_9B_9 + c_{10}B_{10} = 0$
VC no evaporador do HRSG	– $-c_8B_8 + c_9B_9 - c_{ga}B_{ga} + c_{gb}B_{gb} = \dot{Z}_{\text{superaqHRSG}}$
VC no economizador do HRSG	– $-c_4B_4 + c_8B_8 - c_{gb}B_{gb} + c_{gc}B_{gc} = \dot{Z}_{\text{superaqHRSG}}$
VC na chaminé do HRSG	– $-c_{cg}B_4 + c_{chc}B_{chc} + c_{24}B_{24} = \dot{Z}_{\text{chaminéHRSG}}$
VC na turbina a vapor	– $-c_{11}B_{11} + c_{12}B_{12} + c_{13}B_{13} + c_{26}B_{26} = \dot{Z}_{\text{TV}}$
VC no gerador da TV	– $-c_{26}B_{26} + c_{17}B_{17} + c_{18}B_{18} + c_{19}B_{19} + c_{16}B_{16} = \dot{Z}_{\text{gerTV}}$
VC no condensador	– $-c_{12}B_{12} + c_1B_1 + c_{22}B_{22} = \dot{Z}_{\text{condensador}}$
VC na bomba após cond.	– $-c_1B_1 + c_2B_2 - c_{17}B_{17} = \dot{Z}_{\text{bombCond}}$

VC no desaerador	– $-c_2B_2 - c_{13}B_{13} + c_{14}B_{14} = \dot{Z}_{\text{desaerador}}$
VC na bomba após desaerador	– $-c_{14}B_{14} - c_{18}B_{18} + c_{15}B_{15} = \dot{Z}_{\text{bombDesa}}$
VC na câmara de queima de Res.	– $-c_rB_r + c_{gr}B_{gr} + c_{23}B_{23} = \dot{Z}_{\text{câmaraqueima}}$
VC no superaquecedor do HRSG	– $-c_6B_6 + c_7B_7 - c_{gr}B_{gr} + c_{gs}B_{gs} = \dot{Z}_{\text{superaqInc}}$
VC no evaporador do HRSG	– $-c_5B_5 + c_6B_6 - c_{gs}B_{gs} + c_{gt}B_{gt} = \dot{Z}_{\text{evaporadorInc}}$
VC no economizador do HRSG	– $-c_3B_3 + c_5B_5 - c_{gt}B_{gt} + c_{gu}B_{gu} = \dot{Z}_{\text{economizadorInc}}$
VC na chaminé do HRSG	– $-c_{gu}B_{gu} + c_{chr}B_{chr} + c_{25}B_{25} = \dot{Z}_{\text{chamineInc}}$
VC no splitter	– $-c_{15}B_{15} + c_4B_4 + c_3B_3 = 0$

O próximo passo é realizar a classificação dos fluxos exergéticos em recurso/combustível, produtos e perdas. O procedimento seguido será o mesmo realizado anteriormente. A definição dos fluxos para todos os equipamentos pode ser vista na Tabela 13.

Feito esta definição pode-se, agora, utilizar as proposições 1, 2, 3, 4a e 4b para determinar a matriz de incidência modificada, $\bar{A}$, e o Vetor $\bar{Y}^*$, que podem ser utilizados para todas as turbinas a gás escolhidas. As equações determinadas através destas proposições são mostradas na Tabela 14 e 15.

Tabela 13 – Classificação F, P e L dos fluxos em cada equipamento do ciclo combinado híbrido.

(continua)				
Número	Equipamento	Insumo/ combustível	Produtos	Perdas
1	Compressor do CG	B^*_{cp}	B^*_0 e B^*_{g2}	-
2	CC do CG	B^*_c e B^*_{g2}	B^*_{g3}	-
3	Turbina a gás do CG	B^*_{g3} e B^*_{gg}	B^*_{cp} e B^*_{cg}	-
4	Gerador da TG	B^*_{cg}	B^*_{20}	B^*_{21}
5	Superaquecedor do HRSG	B^*_{gg} e B^*_{ga}	B^*_{11} e B^*_{10}	-
6	Misturador do HRSG	B^*_9 e B^*_7	B^*_{10}	-
7	Evaporador do HRSG	B^*_{ga} e B^*_{gb}	B^*_9 e B^*_8	-
8	Economizador do HRSG	B^*_{gb} e B^*_{gc}	B^*_8 e B^*_4	-
9	Chaminé do HRSG	-	-	B^*_{24} e B^*_{chc} e B^*_{gc}
10	Turbina a vapor	B^*_{11} e B^*_{12} e B^*_{13}	B^*_{26}	-
11	Gerador da Turbina a vapor	B^*_{26}	B^*_{16} e B^*_{17} e B^*_{18}	B^*_{19}
12	Condensador	B^*_{12} e B^*_1	-	B^*_{22}
13	Bomba após condensador	B^*_{17}	B^*_1 e B^*_2	-
14	Desaerador	B^*_{13} e B^*_{12}	B^*_{14}	-
15	Bomba após desaerador	B^*_{18}	B^*_1 e B^*_2	-

Tabela 13 – Classificação F, P e L dos fluxos em cada equipamento do ciclo combinado híbrido.

(conclusão)				
Número	Equipamento	Insumo/ combustível	Produtos	Perdas
16	Câmara de queima de Resíduos	B^*_r	B^*_{gr}	B^*_{23}
17	Superaquecedor do Incinerador	B^*_{gr} e B^*_{gs}	B^*_7 e B^*_6	-
18	Evaporador do Incinerador	B^*_{gs} e B^*_{gt}	B^*_6 e B^*_5	-
19	Economizador do Incinerador	B^*_{gt} e B^*_{gu}	B^*_5 e B^*_3	-
20	Chaminé do Incinerador	-	-	B^*_{gu} e B^*_{25} e B^*_{chr}
21	<i>Splitter</i>	B^*_{27}	B^*_3 e B^*_4	-

Fonte: (Elaboração própria)

Tabela 14 – Equações derivadas da proposição 1 do método desenvolvido por Valero, Lozano e Muñoz (1986) para o ciclo combinado híbrido

Número	Proposição	Equação
1	1	$B^*_0 + B^*_{cp} - B^*_{g2} = 0$
2	1	$B^*_c + B^*_{g2} - B^*_{g3} - B^*_{11} - B^*_{19} = 0$
3	1	$B^*_{g3} - B^*_{cp} - B^*_{gg} - B^*_{cg} = 0$
4	1	$B^*_{cg} - B^*_{21} - B^*_{20} = 0$
5	1	$B^*_{10} - B^*_{11} - B^*_{ga} + B^*_{gg} = 0$
6	1	$B^*_7 + B^*_9 - B^*_{10} = 0$
7	1	$B^*_8 - B^*_9 + B^*_{ga} - B^*_{gb} = 0$
8	1	$B^*_4 - B^*_8 - B^*_{gb} - B^*_{gc} = 0$
9	1	$B^*_{gc} - B^*_{chc} - B^*_{24} = 0$
10	1	$B^*_{11} - B^*_{12} - B^*_{13} - B^*_{26} = 0$
11	1	$B^*_{26} - B^*_{17} - B^*_{18} - B^*_{19} - B^*_{16} = 0$
12	1	$B^*_{12} - B^*_1 - B^*_{22} = 0$
13	1	$B^*_1 - B^*_2 + B^*_{17} = 0$
14	1	$B^*_2 + B^*_{13} - B^*_{14} = 0$
15	1	$B^*_{14} + B^*_{18} - B^*_{15} = 0$
16	1	$B^*_r - B^*_{gr} - B^*_{23} = 0$
17	1	$B^*_6 - B^*_7 + B^*_{gr} - B^*_{gs} = 0$
18	1	$B^*_5 - B^*_6 + B^*_{gs} - B^*_{gt} = 0$
19	1	$B^*_3 - B^*_5 + B^*_{gt} - B^*_{gu} = 0$
20	1	$B^*_{gu} - B^*_{chr} - B^*_{25} = 0$
21	1	$B^*_{15} - B^*_4 - B^*_3 = 0$

Fonte: (Elaboração Própria)

Tabela 15 - Equações complementares do ciclo combinado híbrido elaboradas a partir das proposições enunciadas por Valero, Lozano e Muñoz (1986)

Equipamento	Equações Complementares	Descrição	Proposição
Compressor do CG	$B_0^* = B_0$	Ar para o compressor	2
Câmara de combustão do CG	$B_c^* = B_c$	Combustível GN para CG	2
Turbina a gás do CG	$B_{cg}^* - \frac{B_{cg}}{B_{cp}} B_{cp}^* = 0$	WligTG e Wcompressor	4b
	$B_{gg}^* - \frac{B_{gg}}{B_{g3}} B_{g3}^* = 0$	Gases entrando e saindo da TG	4a
Gerador do CG	$B_{21}^* = 0$	Irreversibilidade do gerador	3
Superaquecedor do HRSG	$B_{ga}^* - \frac{B_{ga}}{B_{gg}} B_{gg}^* = 0$	Fluxo quente do superaquecedor	4a
Evaporador do HRSG	$B_{gb}^* - \frac{B_{gb}}{B_{ga}} B_{ga}^* = 0$	Fluxo quente do evaporador	4a
Chaminé do HRSG	$B_{24}^* = 0$	Perdas para o ambiente	3
	$B_{chc}^* = 0$		
Turbina a vapor	$B_{13}^* - \frac{B_{13}}{B_{11}} B_{11}^* = 0$	Vapor entrando e saindo da TV	4a
	$B_{12}^* - \frac{B_{12}}{B_{11}} B_{11}^* = 0$		
	$B_{19}^* = 0$	Irreversibilidade do gerador	3
Gerador da TV	$B_{18}^* - \frac{B_{18}}{B_{16}} B_{16}^* = 0$	Produtos do gerador - WliqTV e Wbombas	4b
	$B_{17}^* - \frac{B_{17}}{B_{16}} B_{16}^* = 0$		
Condensador	$B_{22}^* = 0$	Perdas para o ambiente	3
Câmara de queima de resíduos	$B_{23}^* = 0$	Perdas para o ambiente	3
	$B_r^* = B_r$	Combustível RSU para o Inc.	2
Superaquecedor do incinerador	$B_{gr}^* - \frac{B_{gr}}{B_{gs}} B_{gs}^* = 0$	Fluxo quente do superaquecedor	4a
Evaporador do incinerador	$B_{gt}^* - \frac{B_{gt}}{B_{gs}} B_{gs}^* = 0$	Fluxo quente do evaporador	4a
Chaminé do HRSG	$B_{25}^* = 0$	Perdas para o ambiente	3
	$B_{chr}^* = 0$		
Splitter	$B_4^* - \frac{B_4}{B_3} B_3^* = 0$	Água para economizador do HRSG e Inc.	4b

Fonte: (Elaboração própria)

A matriz de incidência modificada, $\bar{A}$, e o Vetor $\bar{Y}^*$, montados a partir das equações da Tabela 14 e 15 podem ser vistos no APÊNDICE B, para a turbina PG 7241(FA). Resolvendo a equação (28) é possível, então, obter os valores dos custos exergéticos.

Os valores encontrados dos custos exergéticos unitários, k_i^* , e dos custos exergéticos são apresentados na seção seguinte para cada uma das turbinas.

3.2.4 Turbina Hitachi - PG7241(FA)

Os valores de exergia, custo exergético e custo exergético unitário para a turbina Hitachi modelo PG7241(FA) são apresentados na Tabela 16.

Tabela 16 - Custos exergeticos do ciclo combinado híbrido para turbina PG7241(FA)

Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
0	5	5	1,00
1	195,3	34592	177,12
2	204,7	34650	169,27
3	480,5	6609	13,75
4	3144	43247	13,75
5	2876	35758	12,43
6	10999	60402	5,49
7	13798	69186	5,01
8	18944	160657	8,48
9	71606	247536	3,46
10	85029	316722	3,72
11	112496	365468	3,25
12	10648	34592	3,25
13	4429	14387	3,25
14	3480	49037	14,09
15	3625	49856	13,75
16	81524	315613	3,87
17	15,02	58,16	3,87
18	211,5	818,8	3,87
19	4303	0	0,00
20	154959	216774	1,40
21	8156	0	0,00
22	165035	0	0,00
23	33029	0	0,00
24	17059	0	0,00
25	1381	0	0,00
26	86054	316489	3,68
c	469805	469805	1,00
cg	163115	216774	1,33
chc	47762	0	0,00
chr	8459	0	0,00
cp	234583	311753	1,33
g2	100142	311758	3,11
g3	570838	781563	1,37
ga	149209	204289	1,37
gb	85754	117410	1,37
gc	64822	0	0,00
gg	184812	253036	1,37
gr	29548	62577	2,12
gs	25400	53793	2,12
gt	13764	29149	2,12
gu	9840	0	0,00
r	62577	62577	1,00

Fonte: (Elaboração própria)

3.2.5 Turbina Ansaldo – AE64.3A

Os valores de exergia, custo exergético e custo exergético unitário para a turbina Ansaldo modelo AE64.3A são apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 - Custos exergéticos do ciclo combinado híbrido para turbina AE64.3A

Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)	Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
0	5	5	1,00	22	82848	0	0,00
1	98,06	19967	203,62	23	33029	0	0,00
2	102,8	20000	194,55	24	7850	0	0,00
3	480,5	7599	15,81	25	1381	0	0,00
4	1339	21178	15,81	26	43199	182682	4,23
5	2876	36748	12,78	c	219845	219845	1,00
6	10999	61392	5,58	cg	71250	100251	1,41
7	13798	70176	5,09	chc	23118	0	0,00
8	8068	79363	9,84	chr	8459	0	0,00
9	30497	116456	3,82	cp	109817	154515	1,41
10	43977	186632	4,24	g2	47008	154520	3,29
11	56474	210953	3,74	g3	258289	374365	1,45
12	5345	19967	3,74	ga	65736	95278	1,45
13	2223	8304	3,74	gb	40144	58185	1,45
14	1747	28305	16,20	gc	30968	0	0,00
15	1820	28777	15,81	gg	82516	119599	1,45
16	40926	182176	4,45	gr	29548	62577	2,12
17	7,542	33,57	4,45	gs	25400	53793	2,12
18	106,2	472,6	4,45	gt	13764	29149	2,12
19	2160	0	0,00	gu	9840	0	0,00
20	67688	100251	1,48	r	62577	62577	1,00
21	3563	0	0,00				

Fonte: (Elaboração própria)

3.2.6 Turbina Hitachi – H-25

Os valores de exergia, custo exergético e custo exergético unitário para a turbina Hitachi modelo H-25 são apresentados na Tabela 18.

Tabela 18 - Custos exergeticos do ciclo combinado híbrido para turbina H-25

Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)	Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
0	5	5	1,00	22	47257	0	0,00
1	55,93	12273	219,44	23	33029	0	0,00
2	58,62	12294	209,72	24	3447	0	0,00
3	480,5	8189	17,04	25	1381	0	0,00
4	557,5	9500	17,04	26	24641	112294	4,56
5	2876	37338	12,98	c	88859	88859	1,00
6	10999	61982	5,64	cg	29450	39459	1,34
7	13798	70766	5,13	chc	10405	0	0,00
8	3359	34006	10,12	chr	8459	0	0,00
9	12695	47197	3,72	cp	48808	65396	1,34
10	26262	117963	4,49	g2	21027	65401	3,11
11	32213	129672	4,03	g3	112113	154260	1,38
12	3049	12273	4,03	ga	27398	37697	1,38
13	1268	5105	4,03	gb	17810	24506	1,38
14	996,5	17399	17,46	gc	13851	0	0,00
15	1038	17689	17,04	gg	35907	49406	1,38
16	23344	111982	4,80	gr	29548	62577	2,12
17	4,302	20,64	4,80	gs	25400	53793	2,12
18	60,56	290,5	4,80	gt	13764	29149	2,12
19	1232	0	0,00	gu	9840	0	0,00
20	27878	39459	1,42	r	62577	62577	1,00
* 21	1473	0	0,00				

Fonte: (Elaboração própria)

3.2.7 Turbina Hitachi – (2x) GT 10

Os valores de exergia, custo exergetico e custo exergetico unitário para a configuração com duas turbinas Hitachi modelo GT 10 em paralelo são apresentados na Tabela 19.

Tabela 19 - Custos exergeticos do ciclo combinado híbrido para turbina GT 10 (2x)

				(continua)			
Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)	Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
0	5	5	1,00	8	1003	11591	11,56
1	34,86	8713	249,94	9	3789	14637	3,86
2	36,54	8728	238,86	10	17479	86541	4,95
3	480,5	9328	19,41	11	20077	92057	4,59
4	166,4	3230	19,41	12	1900	8713	4,59
5	2876	38477	13,38	13	790,3	3624	4,59
6	10999	63121	5,74	14	621	12352	19,89
7	13798	71905	5,21	15	646,9	12558	19,41

Tabela 19 - Custos exergeticos do ciclo combinado híbrido com 2 turbinas GT-10 (2x).

				(conclusão)			
Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)	Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
16	14549	79499	5,46	chc	3425	0	0,00
17	2,681	14,65	5,46	chr	8459	0	0,00
18	37,74	206,2	5,46	cp	16128	22708	1,41
19	767,9	0	0,00	g2	7109	22713	3,19
20	7455	11048	1,48	g3	35642	50679	1,42
21	392,4	0	0,00	ga	8022	11406	1,42
22	29453	0	0,00	gb	5880	8361	1,42
23	33029	0	0,00	gc	4566	0	0,00
24	1141	0	0,00	gg	11901	16922	1,42
25	1381	0	0,00	gr	29548	62577	2,12
26	15358	79720	5,19	gs	25400	53793	2,12
c	27966	27966	1,00	gt	13764	29149	2,12
cg	7847	11048	1,41	gu	9840	0	0,00
				r	62577	62577	1,00

Fonte: (Elaboração própria)

3.2.8 Turbina Hitachi – (1x) GT 10

Os valores de exergia, custo exergetico e custo exergetico unitário, para a configuração com apenas uma turbina Hitachi modelo GT 10, são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 - Custos exergeticos do ciclo combinado híbrido com uma turbina GT-10

				(continua)			
Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)	Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
0	5	5	1,00	11	17054	82261	4,82
1	29,61	7786	262,95	12	1614	7786	4,82
2	31,04	7799	251,26	13	671,3	3238	4,82
3	480,5	9813	20,42	14	527,5	11037	20,92
4	68,99	1409	20,42	15	549,5	11222	20,42
5	2876	38962	13,55	16	12359	71039	5,75
6	10999	63606	5,78	17	2,278	13,09	5,75
7	13798	72389	5,25	18	32,06	184,3	5,75
8	415,7	5590	13,45	19	652,3	0	0,00
9	1571	6527	4,15	20	3727	5525	1,48
10	15317	78916	5,15	21	196,2	0	0,00

Tabela 20 - Custos exergeticos do ciclo combinado híbrido com uma turbina GT-10
(conclusão)

Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)	Pontos	B (kW)	B* (kW)	k* (kJ/kJ)
22	25018	0	0,00	g3	17821	25344	1,42
23	33029	0	0,00	ga	3599	5118	1,42
24	570,3	0	0,00	gb	2940	4181	1,42
25	1381	0	0,00	gc	2283	0	0,00
26	13045	71237	5,46	gg	5951	8463	1,42
c	13983	13983	1,00	gr	29548	62577	2,12
cg	3924	5525	1,41	gs	25400	53793	2,12
chc	1713	0	0,00	gt	13764	29149	2,12
chr	8459	0	0,00	gu	9840	0	0,00
cp	8064	11356	1,41	r	62577	62577	1,00
c	3675	11361	3,09				

Fonte: (Elaboração própria)

Tendo obtido os valores de custos exergeticos unitários para todas as turbinas e para ambas as configurações, ciclo Rankine e combinado híbrido, pode-se agora iniciar o cálculo da taxa de exergia de carbono (CET).

3.3 CÁLCULO DA TAXA DE EXERGIA DE CARBONO (CET)

Para realizar o cálculo de CET é preciso, primeiramente, determinar alguns fatores fundamentais para a resolução do método desenvolvido por Borchellini, Massardo e Santarelli (2000). Estes fatores são, massa de CO₂ produzida pela oxidação de 1 kg de carbono (α), porcentagem em massa de carbono no combustível ([C]), custo unitário do combustível do sistema (C_F) e fator de utilização da planta (f_c).

O fator de utilização da planta representa o tempo de utilização da planta em um ano; no trabalho desenvolvido por Balcazar, Dias e Balestieri (2013), o valor proposto para plantas térmicas queimando resíduos sólidos é de 7600 horas por ano. Assim sendo, o valor de f_c , em segundos por hora, utilizado neste trabalho será o seguinte:

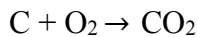
$$f_c = 7600 * 3600 * \frac{1}{24 * 365} = 3123,2876 \text{ (s/h)}$$

Para o caso da configuração do ciclo híbrido, o sistema terá dois tipos diferentes de combustível, o gás natural no CG e o RSU no incinerador, portanto, é preciso considerar o custo destes dois combustíveis no método da CET.

Os valores dos custos unitários dos combustíveis do sistema (C_F) serão os seguintes:

- $C_{F,GN}$ para o gás natural = $4,5 \cdot 10^{-6}$ US\$/kJ. O valor utilizado para o gás natural será o mesmo utilizado no trabalho realizado por Santarelli (2004), de modo que se possa obter resultados nas mesmas condições. No entanto, um estudo com os preços praticados no Brasil atualmente também será realizado;
- $C_{F,RSU}$ para o resíduo sólido urbano = $1,59 \cdot 10^{-6}$ US\$/kJ, considerando-se um *gate fee* de 18,5 US\$/ tonelada. O valor do custo unitário do RSU assumido para este trabalho será um valor intermediário dos valores de *gate fee* praticados no Brasil: segundo Ribeiro (2011), este valor é da ordem de 15 a 20 US\$/tonelada; Vicente Leme et. al (2014) citam 22,5 US\$/tonelada. O *gate fee* é uma taxa paga pelos municípios gestores deste material para tratamento do lixo urbano, seja por disposição nos aterros sanitários ou para incineração.

O valor da massa de CO₂ produzida pela oxidação de 1 kg de carbono, ou seja, o valor de α é obtido através do cálculo estequiométrico da combustão do carbono.



na qual C é o elemento químico carbono de peso molecular 12 g/mol e O é o elemento químico oxigênio de peso molecular 16 g/mol.

$$\alpha = \frac{m_{CO_2}}{m_C} = \frac{44}{12} = 3,667 \frac{kgCO_2}{kgC}$$

Apesar desta ser a porcentagem de dióxido de carbono lançado na atmosfera na queima de 1 kg de carbono, o fato do RSU incinerado ser constituído de uma mistura heterogênea de materiais, os quais contêm em sua composição tanto carbono antropogênico quanto carbono não antropogênico (ou biogênico), faz com que somente parte desse CO₂ seja considerado clima relevante, ou seja, que influencia nas mudanças climáticas. Segundo Osman (2014), a proporção de CO₂ considerada de origem fóssil é de 33 a 50 %. Neste trabalho, no cálculo da CET, somente o CO₂ antropogênico será penalizado.

O próximo passo, então, é decidir a fração de CO₂ antropogênica considerada neste trabalho. Como pode ser visto na Tabela 4 da seção 3.1, mais de 50 % do teor mássico do RSU considerado no trabalho de Balcazar, Dias e Balestieri (2013) é de material orgânico, o qual é constituído em sua totalidade de carbono biogênico; assim, a porcentagem de carbono de origem fóssil considerada neste trabalho será de 33%.

O último fator que resta calcular antes de iniciar o cálculo da CET é a porcentagem em massa de carbono no combustível ([C]).

Para o RSU, com composição aproximada, $1,5381C + 0,0390H + 0,0013S + 0,4018O + 0,1761(H_2O)$ (BALCAZAR; DIAS; BALESTIERI, 2013).

$$[C]_{\text{RSU}} = \frac{(12 \cdot 1,5381)}{12 \cdot 1,5381 + 1 \cdot 0,039 + 32 \cdot 0,0013 + 16 \cdot 0,4018 + 0,1761 \cdot 18} = 0,656$$

Para o gás natural, com composição aproximada, CH₄.

$$[C]_{\text{GN}} = \frac{12}{16} = 0,75$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 CÁLCULO DA CET

Com os dados necessários determinados e os valores dos custos exergéticos calculados através do método proposto por Valero, Lozano e Muñoz (1986), é possível agora calcular o valor da taxa de exergia de carbono e os outros elementos do modelo.

O primeiro passo é o cálculo das exergia destruída ($\sum C_{irr}$) e residual ($\sum C_w$). A Tabela 21 apresenta os resultados obtidos através das Equações 31, 32, 33 e 34, para o ciclo Rankine.

Tabela 21 – Custos das exergias destruída e residual para o ciclo Rankine

NC	Equipamentos	$k_{e,i}$	c_{irr}	B_e	B_s	C_{irr}	kp	cw	Bw	Cw
1	Turbina a vapor com Reaq.	5,242	8,33E-06	22038	20765	1,06E-02	5,73	9,11E-06		
2	Gerador da Turbina a vapor	5,732	9,11E-06	11011	10461,2	0,005009	6,0328	9,59E-06		
3	Condensador	5,018	7,98E-06	1060	13,47	8,35E-03	394,95	6,28E-04		
4	Bomba após condensador	347,030	5,52E-04	15,363	14,65	3,93E-04	362,25	5,76E-04		
5	Misturador	10,707	1,70E-05	920,05	365,7	9,43E-03	26,937	4,28E-05		
6	Bomba após misturador	22,798	3,62E-05	455,99	440,6	5,58E-04	23,595	3,75E-05		
7	Câmara de queima de Resíduos	1,000	1,59E-06	62577	29432	5,27E-02	2,1262	3,38E-06		
8	Superaquecedor do Incinerador A	3,098	4,92E-06	39408	38296	5,47E-03	5,4179	8,61E-06		
9	Superaquecedor do Incinerador B	2,952	4,69E-06	34639	33689	4,46E-03	5,02	7,98E-06		
10	Evaporador do Incinerador	3,384	5,38E-06	26317	23882	1,31E-02	5,9645	9,48E-06		
11	Economizador do Incinerador	2,785	4,43E-06	14347	12952	6,17E-03	12,411	1,97E-05		
12	Chaminé do Incinerador	0,000	0,00E+00	9732	8035	0,00E+00	5,42	8,61E-06	8035	6,92E-02
13	Split	5,019	7,98E-06	10592	10592,4	-3,19E-06	5,02	7,98E-06		
$\sum C_{irr} = 0,116226$									$\sum C_w = 0,069189$	

Fonte: (Elaboração própria)

Algumas observações sobre os cálculos mostrados na Tabela 21 devem ser realizadas. (1) O valor utilizado para o custo exergético unitário do fluxo exergético de entrada, $k_{e,i}$, de um componente com múltiplos fluxos de entrada foi tomado como uma média ponderada com base nos conteúdos exergéticos de cada fluxo de entrada, (2) o valor do custo unitário do combustível foi o admitido para o RSU conforme descrito no item 3.3.

Um procedimento similar é realizado para as 5 diferentes configurações da planta operando em um ciclo combinado híbrido.

O procedimento para o ciclo híbrido, no entanto, difere-se do realizado para o do ciclo Rankine pelo fato de no ciclo híbrido se utilizar dois combustíveis diferentes, o gás natural no conjunto a gás e o resíduo sólido urbano na caldeira de incineração. Portanto, para o cálculo do custo da exergia destruída e residual, o gás natural foi considerado o combustível principal,

devido ao fato de ser a fonte de energia do ciclo superior, sendo que nesta configuração o incinerador age apenas como um fornecedor adicional de vapor saturado. Ou seja, somente para os equipamentos no incinerador foi utilizado o valor de C_F do RSU. Para os equipamentos do CG e do ciclo combinado o valor utilizado de C_F foi o do GN.

Os valores de C_{irr} e C_w para o ciclo híbrido PG 7241(FA) são apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 - Custos das exergias destruída e residual para o ciclo híbrido PG 7241(FA)

NC	Equipamentos	$k_{e,i}$	c_{irr}	B_e	B_s	C_{irr}	k_p	c_w	B_w	C_w
1	Compressor do CG	1,000	4,50E-06	234588	100142	6,05E-01	3,113	1,40E-05		
2	Câmara de Combustão da CG	1,371	6,17E-06	569947	570838	-5,50E-03	1,369	6,16E-06		
3	Turbina a gás do CG	1,369	6,16E-06	570838	582510	-7,19E-02	1,329	5,98E-06		
4	Gerador da TG	1,329	5,98E-06	163115	154959	4,88E-02	1,399	6,30E-06		
5	Superaquecedor do HRSG	2,111	9,50E-06	269841	261705	7,73E-02	3,249	1,46E-05		
6	Misturador do HRSG	3,709	1,67E-05	85404	85029	6,26E-03	3,725	1,68E-05		
7	Evaporador do HRSG	2,170	9,77E-06	168153	157360	1,05E-01	3,457	1,56E-05		
8	Economizador do HRSG	1,807	8,13E-06	88898	83766	4,17E-02	8,481	3,82E-05		
9	Chaminé do HRSG	0,000	0,00E+00	64822	47762	0,00E+00	3,249	1,46E-05	47762	6,98E-01
10	Turbina a vapor com extração	3,249	1,46E-05	112496	101131	1,66E-01	3,678	1,66E-05		
11	Gerador da Turbina a vapor	3,678	1,66E-05	86054	81750,5	7,12E-02	3,872	1,74E-05		
12	Condensador	3,249	1,46E-05	10648	195,3	1,53E-01	177,122	7,97E-04		
13	Bomba após condensador	164,750	7,41E-04	210,32	204,7	4,17E-03	169,272	7,62E-04		
14	Desaerador	10,585	4,76E-05	4633,7	3480	5,50E-02	14,091	6,34E-05		
15	Bomba após desaerador	13,505	6,08E-05	3691,5	3625	4,04E-03	13,753	6,19E-05		
16	Câmara de queima de Resíduos	1,000	1,59E-06	62577	29548	5,25E-02	2,118	3,37E-06		
17	Superaquecedor do Incinerador	3,016	4,79E-06	40547	39198	6,47E-03	5,014	7,97E-06		
18	Evaporador do Incinerador	3,152	5,01E-06	28276	24763	1,76E-02	5,492	8,73E-06		
19	Economizador do Incinerador	2,487	3,95E-06	14244,5	12716	6,04E-03	12,433	1,98E-05		
20	Chaminé do Incinerador	0,000	0,00E+00	9840	8459	0,00E+00	5,014	7,97E-06	8459	6,74E-02
21	Splitter	13,750	6,19E-05	3625	3624,5	3,09E-05	13,754	6,19E-05		
						$\Sigma C_{irr} = 1,3430834$	$\Sigma C_w = 0,76566$			

Tabela 23 – Valores de C_w e C_{irr} para o ciclo híbrido com a turbina Ansaldo AE64.3A

NC	Equipamentos	$k_{e,i}$	c_{irr}	B_e	B_s	C_{irr}	k_p	c_w	B_w	C_w
1	Compressor do CG	1,000	4,50E-06	109822	47008	2,83E-01	3,287	1,48E-05		
2	Câmara de Combustão da CG	1,403	6,31E-06	266853	258289	5,41E-02	1,449	6,52E-06		
3	Turbina a gás do CG	1,449	6,52E-06	258289	263583	-3,45E-02	1,407	6,33E-06		
4	Gerador da TG	1,407	6,33E-06	71250	67688	2,26E-02	1,481	6,66E-06		
5	Superaquecedor do HRSG	2,421	1,09E-05	126493	122210	4,67E-02	3,735	1,68E-05		
6	Misturador do HRSG	4,213	1,90E-05	44295	43977	6,03E-03	4,244	1,91E-05		
7	Evaporador do HRSG	2,366	1,06E-05	73804	70641	3,37E-02	3,819	1,72E-05		
8	Economizador do HRSG	1,913	8,61E-06	41483	39036	2,11E-02	9,837	4,43E-05		
9	Chaminé do HRSG	0,000	0,00E+00	30968	23118	0,00E+00	3,735	1,68E-05	23118	3,89E-01
10	Turbina a vapor com extração	3,735	1,68E-05	56474	50767	9,59E-02	4,229	1,90E-05		
11	Gerador da Turbina a vapor	4,229	1,90E-05	43199	41039,7	4,11E-02	4,451	2,00E-05		
12	Condensador	3,736	1,68E-05	5345	98,06	8,82E-02	203,620	9,16E-04		
13	Bomba após condensador	189,396	8,52E-04	105,602	102,8	2,39E-03	194,553	8,75E-04		
14	Desaerador	12,170	5,48E-05	2325,8	1747	3,17E-02	16,202	7,29E-05		
15	Bomba após desaerador	15,529	6,99E-05	1853,2	1820	2,32E-03	15,812	7,12E-05		
16	Câmara de queima de Resíduos	1,000	1,59E-06	62577	29548	5,25E-02	2,118	3,37E-06		
17	Superaquecedor do Incinerador	3,057	4,86E-06	40547	39198	6,56E-03	5,086	8,08E-06		
18	Evaporador do Incinerador	3,202	5,09E-06	28276	24763	1,79E-02	5,582	8,87E-06		
19	Economizador do Incinerador	2,580	4,10E-06	14244,5	12716	6,27E-03	12,777	2,03E-05		
20	Chaminé do Incinerador	0,000	0,00E+00	9840	8459	0,00E+00	5,086	8,08E-06	8459	6,84E-02
21	Splitter	15,812	7,12E-05	1820	1819,5	3,56E-05	15,815	7,12E-05		
						$\Sigma C_{irr} = 0,777048$				
							$\Sigma C_w = 0,45697$			

Tabela 25 - Custos das exergias destruída e residual para o ciclo combinado híbrido com 2 turbinas GT-10

NC	Equipamentos	$k_{e,i}$	c_{irr}	B_e	B_s	C_{irr}	kp	cw	Bw	Cw
1	Compressor do CG	1,00	4,50E-06	16133	7109	4,06E-02	3,19	1,44E-05		
2	Câmara de Combustão da CG	1,44	6,50E-06	35075	35642	-3,69E-03	1,42	6,40E-06		
3	Turbina a gás do CG	1,42	6,40E-06	35642	35876	-1,50E-03	1,41	6,34E-06		
4	Gerador da TG	1,41	6,34E-06	7847	7455	2,48E-03	1,48	6,67E-06		
5	Superaquecedor do HRSG	3,52	1,58E-05	29380	28099	2,03E-02	4,59	2,06E-05		
6	Misturador do HRSG	4,92	2,21E-05	17587	17479	2,39E-03	4,95	2,23E-05		
7	Evaporador do HRSG	2,55	1,15E-05	9025	9669	-7,38E-03	3,86	1,74E-05		
8	Economizador do HRSG	1,92	8,63E-06	6046,4	5569	4,12E-03	11,56	5,20E-05		
9	Chaminé do HRSG	0,00	0,00E+00	4566	3425	0,00E+00	4,59	2,06E-05	3425	7,07E-02
10	Turbina a vapor com extração	4,59	2,06E-05	20077	18048,3	4,19E-02	5,19	2,34E-05		
11	Gerador da Turbina a vapor	5,19	2,34E-05	15358	14589,4	1,80E-02	5,46	2,46E-05		
12	Condensador	4,59	2,06E-05	1900	34,86	3,85E-02	249,94	1,12E-03		
13	Bomba após condensador	232,48	1,05E-03	37,541	36,54	1,05E-03	238,86	1,07E-03		
14	Misturador	14,94	6,72E-05	826,84	621	1,38E-02	19,89	8,95E-05		
15	Bomba após misturador	19,06	8,58E-05	658,74	646,9	1,02E-03	19,41	8,74E-05		
16	Câmara de queima de Resíduos	1,00	1,59E-06	62577	29548	5,25E-02	2,12	3,37E-06		
17	Superaquecedor do Incinerador	3,10	4,93E-06	40547	39198	6,65E-03	5,21	8,28E-06		
18	Evaporador do Incinerador	3,26	5,19E-06	28276	24763	1,82E-02	5,74	9,12E-06		
19	Economizador do Incinerador	2,70	4,29E-06	14245	12716	6,56E-03	13,38	2,13E-05		
20	Chaminé do Incinerador	0,00	0,00E+00	9840	8459	0,00E+00	5,21	8,28E-06	8459	7,01E-02
21	Split após a bomba	19,41	8,74E-05	646,9	646,9	0,00E+00	19,41	8,74E-05		
$\Sigma C_{irr} = 0,25546$									$\Sigma C_w = 0,14073$	

Fonte: (Elaboração própria)

Tabela 26 - Custos das exergias destruída e residual para o ciclo combinado híbrido com a turbina GT-10

NC	Equipamentos	$k_{e,i}$	c_{irr}	B_e	B_s	C_{irr}	kp	cw	Bw	Cw
1	Compressor do CG	1	4,50E-06	8069	3675	1,98E-02	3,0914	1,39E-05		
2	Câmara de Combustão da CG	1,43527	6,46E-06	17658	17821	-1,05E-03	1,4221	6,40E-06		
3	Turbina a gás do CG	1,422142	6,40E-06	17821	17939	-7,55E-04	1,408	6,34E-06		
4	Gerador da TG	1,408002	6,34E-06	3924	3727	1,25E-03	1,4824	6,67E-06		
5	Superaquecedor do HRSG	4,108473	1,85E-05	21268	20653	1,14E-02	4,8236	2,17E-05		
6	Misturador do HRSG	5,134752	2,31E-05	15369	15317	1,20E-03	5,1522	2,32E-05		
7	Evaporador do HRSG	2,667198	1,20E-05	4014,7	4511	-5,96E-03	4,1547	1,87E-05		
8	Economizador do HRSG	1,857766	8,36E-06	3008,99	2698,7	2,59E-03	13,447	6,05E-05		
9	Chaminé do HRSG	0	0,00E+00	2283	1713	0,00E+00	4,8236	2,17E-05	1713	3,72E-02
10	Turbina a vapor com extração	4,82356	2,17E-05	17054	15330,3	3,74E-02	5,4609	2,46E-05		
11	Gerador da Turbina a vapor	5,460866	2,46E-05	13045	12393,34	1,60E-02	5,7463	2,59E-05		
12	Condensador	4,82404	2,17E-05	1614	29,61	3,44E-02	262,95	1,18E-03		
13	Bomba após condensador	244,5776	1,10E-03	31,888	31,04	9,33E-04	251,26	1,13E-03		
14	Misturador	15,71461	7,07E-05	702,34	527,5	1,24E-02	20,923	9,42E-05		
15	Bomba após misturador	20,05379	9,02E-05	559,56	549,5	9,08E-04	20,422	9,19E-05		
16	Câmara de queima de Resíduos	1	1,59E-06	62577	29548	5,25E-02	2,1178	3,37E-06		
17	Superaquecedor do Incinerador	3,112018	4,95E-06	40547	39198	6,67E-03	5,2463	8,34E-06		
18	Evaporador do Incinerador	3,280344	5,21E-06	28276	24763	1,83E-02	5,7829	9,19E-06		
19	Economizador do Incinerador	2,735231	4,35E-06	14244,5	12716	6,64E-03	13,547	2,15E-05		
20	Chaminé do Incinerador	0	0,00E+00	9840	8459	0,00E+00	5,2463	8,34E-06	8459	7,05E-02
21	Split após a bomba	20,4222	9,19E-05	549,5	549,49	9,19E-07	20,422	9,19E-05		
$\Sigma C_{irr} = 0,2145781$									$\Sigma C_w = 0,10772$	

Fonte: (Elaboração própria)

Com os valores da exergia destruída e residual determinados pode-se, então, utilizando-se as Equações 35, 41 e 43, calcular o valor da penalidade por ineficiência, PE, e os outros elementos restantes, como a CET e o valor do aumento do custo da eletricidade gerada devido à imposição desta taxa, como mostrados na Tabela 29. Nas Tabelas 27 e 28 são fornecidas algumas informações necessárias para o cálculo da CET e Δ_{cel} .

Tabela 27 - Dados para o cálculo da CET

Itens	Dados	
	Ciclo Híbrido	Ciclo Rankine
C_{F1} (US\$/kJ)	$4,5 \times 10^{-6}$	$1,589 \times 10^{-6}$
C_{F2} (US\$/kJ)	$1,589 \times 10^{-6}$	N/A
α (kgCO ₂ / kgC)	1,211 / 3,667	1,2111
$[C]_{RSU}$ (kgC/kgComb.)	0,656	0,656
$[C]_{GN}$ (kgC/kgComb.)	0,75	N/A

Fonte: (Elaboração própria)

Tabela 28 – Vazão de combustível dos ciclos

	Vazão de Combustível					
	PG 7241 (FA)	Ansaldo AE64.3A	Hitachi H-25	2x GT-10	GT-10	Rankine
$F_{1,GN}$ (kg/h)	32216,4	15076,8	6094,8	1917,72	958,68	N/A
$F_{2,RSU}$ (kg/h)	16128,0	16128,0	16128,0	16128,0	16128,0	16128,0

Fonte: (Elaboração própria)

Tabela 29 – Valores de CET e Δ_{cel} para todos os ciclos

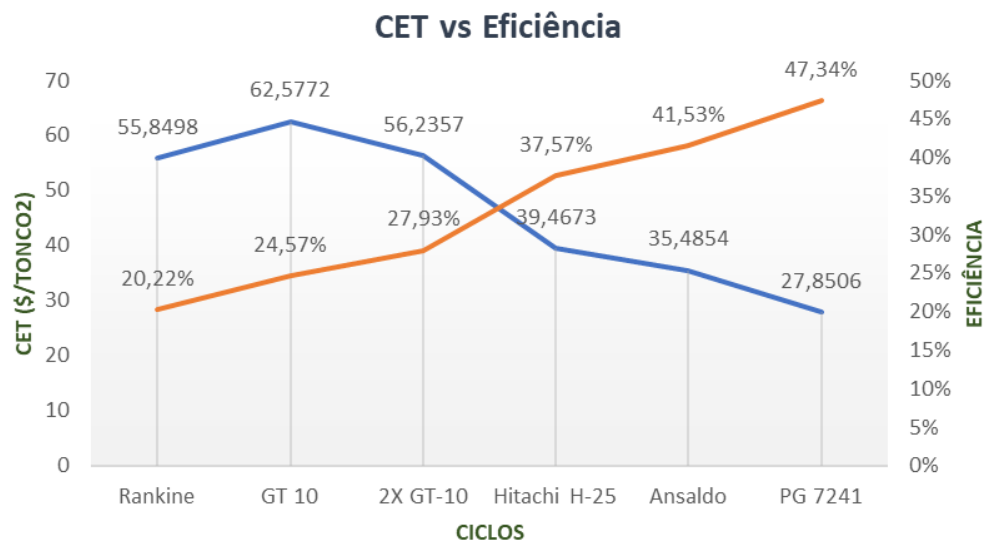
	PG 7241 (FA)	Ansaldo AE64.3A	Hitachi H-25	2x GT-10	GT-10	Rankine
C_{irr} (\$/s)	1,3431	0,7770	0,3948	0,2555	0,2146	0,1162
C_w (\$/s)	0,7657	0,4570	0,2537	0,1407	0,1077	0,0692
PE (\$/h)	6586,2019	3854,2068	2025,5431	1237,4107	1006,6167	579,1070
G_{CO_2} (kg/h)	101489,0402	54312,2912	29589,3362	18091,9235	15452,1659	12813,3992
B_p (kW)	236483	108614	51322	22004	16086	10369
$I^*_{CO_2}$	0,429159983	0,5000	0,5765	0,8222	0,9606	1,2357
C_{CO_2} (\$/h)	2826,534301	1927,2912	1167,8125	1017,4123	966,9531	715,6263
CET (\$/tonCO ₂)	27,8506	35,4854	39,4673	56,2357	62,5772	55,8498
Δ_{cel} (\$/kWh)	0,0120	0,0177	0,0228	0,0462	0,0601	0,0690

Fonte: (Elaboração própria)

A Figura 16 evidencia os resultados encontrados na Tabela 29, apresentando uma comparação entre as taxas de exergia de carbono (CET) e as eficiências dos ciclos estudados.

Como esperado, os valores de CET para o ciclo híbrido são menores conforme há um aumento da eficiência do ciclo combinado. Isto ocorre devido ao fato do método penalizar os ciclos menos eficientes, ou seja, uma taxa de emissão de CO₂ maior deve ser cobrada dos ciclos em que a exergia é utilizada de forma menos eficiente.

Figura 16 – CET vs. Eficiência



Fonte: (Elaboração própria)

Também é importante destacar, destes resultados, o valor encontrado para o ciclo Rankine, que seguindo a linha de raciocínio anterior, o esperado é que sua CET fosse maior que todas as outras configurações devido ao fato do ciclo Rankine apresentar menor eficiência que o ciclo combinado híbrido para qualquer das turbinas utilizadas. Porém, o que se deve levar em conta neste caso, além da eficiência do ciclo, é o preço do combustível utilizado. No método, o custo da exergia destruída dentro do sistema e da exergia perdida com as emissões para o ambiente são proporcionais ao custo do combustível, pois a destruição e perda de exergia é equivalente à destruição do combustível. Ou seja, quanto mais caro o combustível mais penalizada será a planta.

Porém, ainda assim, o resultado obtido pelo método privilegia a utilização de combustíveis fósseis frente ao uso de um material renovável, que é um passivo ambiental, para o qual sua destruição é o resultado desejado. Ou seja, o RSU deve ser equacionado do ponto de vista ambiental e, neste caso, o método deveria incentivar sua destruição em vez de penalizar a destruição deste combustível. Uma proposta de modificação do método, a fim de levar em conta o mencionado no parágrafo anterior será discutida após a demonstração e discussão dos

resultados para o método como proposto originalmente por Borchellini, Massardo e Santarelli (2000), no item 4.2.

A Tabela 30 apresenta o valor do aumento do custo da eletricidade gerada devido à imposição da CET, e a fim de realizar uma comparação deste método com os métodos atuais de taxação da emissão de carbono, os quais levam em conta somente considerações políticas, o valor de aumento do custo da eletricidade devido à imposição de diferentes taxas de carbono (CT) também foi calculado. Os valores 20, 25, 30 e 35 US\$/t CO₂ representam exemplos de taxas cobradas em certos países na queima de combustíveis fósseis.

Tabela 30 – Valores de Δ_{cel} devido à imposição das CT e CET

Δ_{cel} (\$/kW/h)	$\Delta_{cel}^{CT = 20}$ \$/TonCO ₂	$\Delta_{cel}^{CT = 25}$ \$/TonCO ₂	$\Delta_{cel}^{CT = 30}$ \$/TonCO ₂	$\Delta_{cel}^{CT = 35}$ \$/TonCO ₂
0,06902	0,024714822	0,030893527	0,037072232	0,043250938
0,06011	0,019211943	0,024014929	0,028817915	0,033620901
0,04624	0,016444213	0,020555267	0,02466632	0,028777373
0,02275	0,011530859	0,014413573	0,017296288	0,020179003
0,01774	0,010000974	0,012501218	0,015001461	0,017501705
0,01195	0,0085832	0,010729	0,012874799	0,015020599

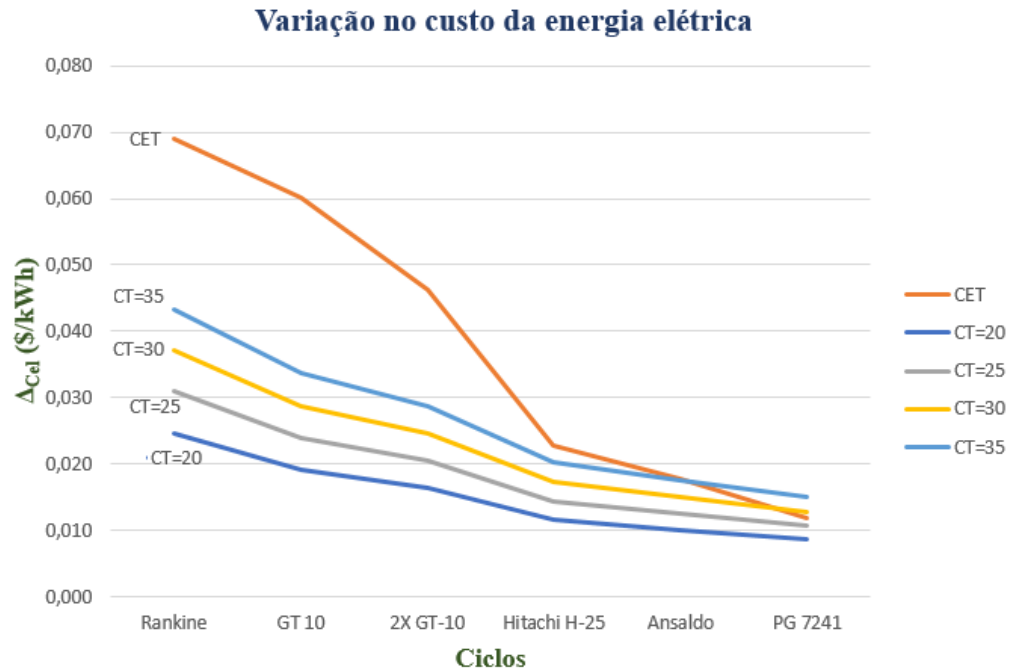
Fonte: (Elaboração própria)

Os resultados apresentados na Tabela 30 são ilustrados na Figura 17 de forma a facilitar a visualização e a compreensão dos dados. O que se pode perceber a partir da análise deste gráfico é que, como esperado, o método da taxa de exergia de carbono, por penalizar cada um dos ciclos de forma diferente, isto é, conforme suas eficiências e combustíveis utilizados, tende a causar um aumento maior do custo da energia elétrica gerada que a aplicação da taxa de carbono, que apresenta uma variação consideravelmente menor conforme varia a eficiência dos ciclos.

Um estudo de forma a analisar o efeito do preço cobrado pelo RSU na taxa de exergia de carbono foi realizado e é ilustrado na Figura 18, onde se representam os valores de CET para os ciclos combinado híbrido e Rankine para diferentes valores de *gate fee*, evidenciando-se com maior clareza o que foi mencionando anteriormente, ou seja, o papel do preço do combustível na penalização da planta. A diferença na contribuição do RSU para as diferentes plantas também pode ser observada, o que pode ser percebido pela pouca variação da CET para as configurações com as maiores turbinas a gás, e vice-versa. A seta vermelha indica o valor de *gate fee* utilizado como referência, e que gerou os resultados mostrados na Figura 16. Pode-se concluir, também, que nestas condições o ciclo Rankine passaria a ser mais penalizado que

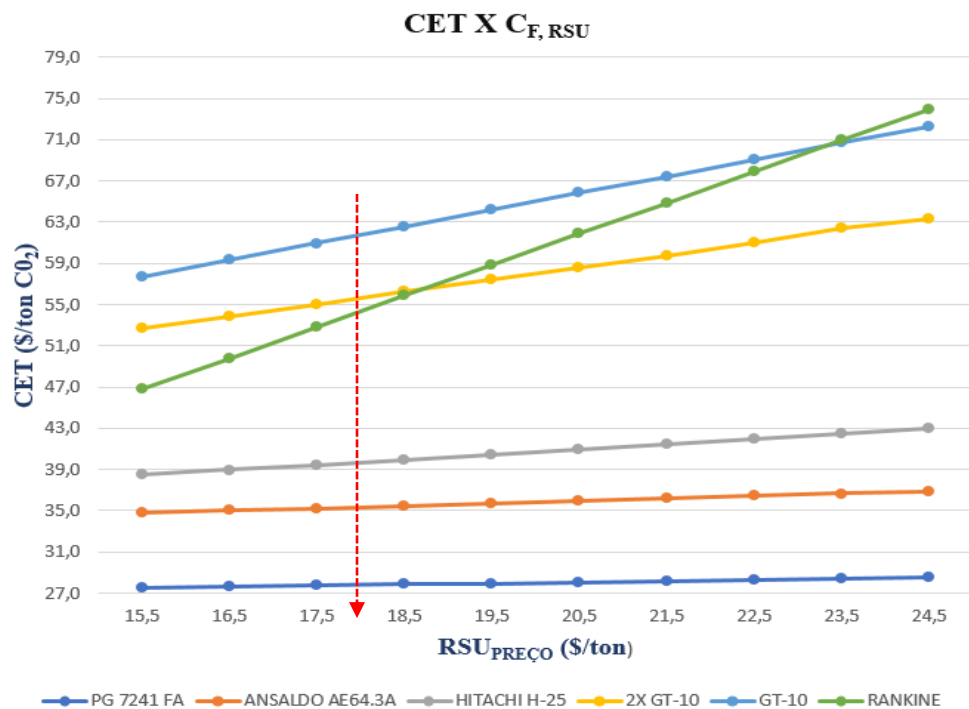
todos os outros ciclos combinados híbridos para *gate fees* maiores que 23,5 US\$/t, ou seja, para RSU com custo unitário de $2,019 \times 10^{-6}$ US\$/kJ.

Figura 17 - Δ_{cel} devido à imposição da CT e CET para os diferentes ciclos



Fonte: (Elaboração própria)

Figura 18 – Efeito do Custo Unitário do RSU na CET



Fonte: (Elaboração Própria)

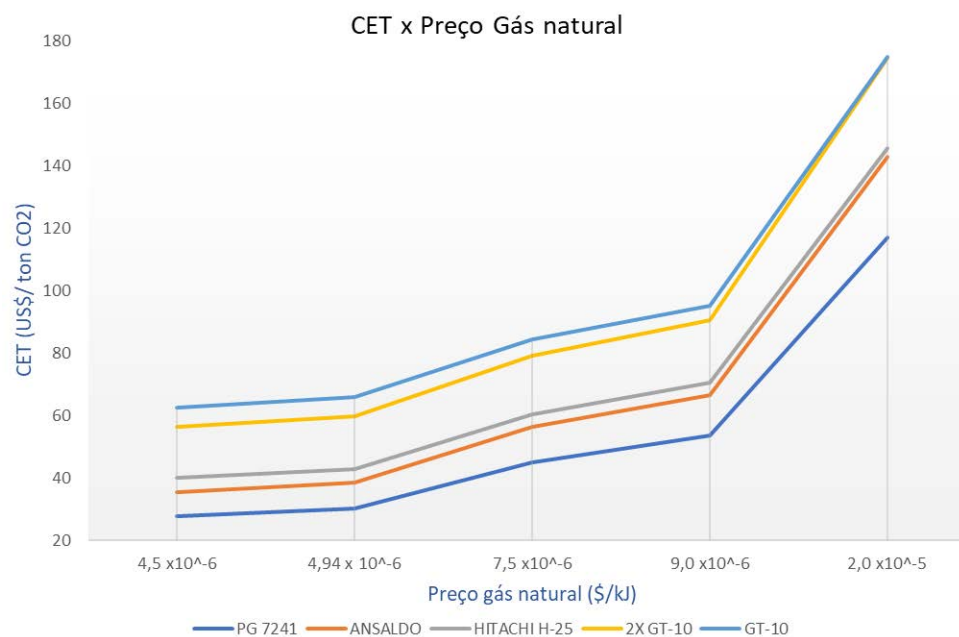
Os valores da CET para as diferentes turbinas, encontrados considerando o preço do gás natural fornecido pela COMGÁS, ou seja, $4,94 \cdot 10^{-6}$ US\$/kJ que é o valor convertido em custo unitário e não levando em conta o custo de transporte é mostrado na Tabela 31. A Tabela 31 também apresenta os valores da CET para outros preços do gás natural a fim de investigar a influência deste fator no valor desta taxa. O que se percebe, a partir desta análise, é que o valor da taxa de exergia de carbono tende a aumentar conforme o aumento do preço do gás natural. O motivo deste comportamento é o mesmo explicado anteriormente para a variação no preço dos resíduos sólidos. O que é interessante destacar aqui, no entanto, é a tendência de diminuição da diferença da taxa de exergia de carbono, principalmente, entre as turbinas Ansaldo AE64.3A e Hitachi H-25 e GT 10 e 2x GT 10. Isto se deve ao fato das turbinas Ansaldo AE64.3A e 2x GT 10 utilizarem uma quantidade superior de gás natural do que as turbinas Hitachi H-25 e GT 10, respectivamente. Este comportamento pode ser melhor visualizado na Figura 19.

Tabela 31 – CET vs. Preço do gás natural

Ciclos / Preço GN US\$/ kJ	$4,5 \times 10^{-6}$	$4,94 \times 10^{-6}$	$7,5 \times 10^{-6}$	$9,0 \times 10^{-6}$	$2,0 \times 10^{-5}$
GT 10	62,58	65,76	84,28	95,13	174,69
2X GT 10	56,24	59,60	79,16	90,62	174,65
Hitachi H-25	39,97	42,97	60,43	70,66	145,69
Ansaldo AE64.3A	35,49	38,53	56,24	66,61	142,70
PG 7241(FA)	27,77	30,27	44,99	53,61	116,85

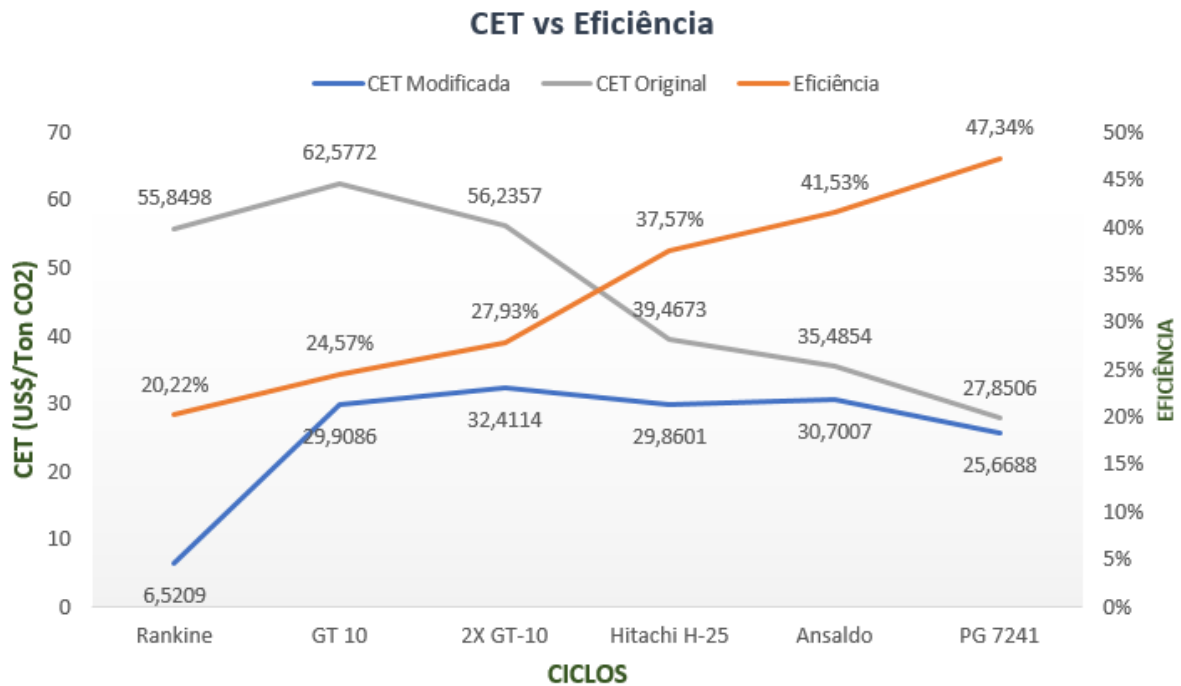
Fonte: (Elaboração própria)

Figura 19 – Variação da CET com o aumento do preço do gás natural



Fonte: (Elaboração própria)

Figura 20 – CET versus eficiência para modificação do método



Fonte: (Elaboração própria)

Na Figura 20, pode-se observar a influência da modificação realizada nos resultados encontrados. A taxa de exergia de carbono para o ciclo Rankine se alterou de patamar, caindo de 55,85 para 6,52 US\$/t CO₂, passando a ser o ciclo que apresenta o menor valor de CET, apesar da menor eficiência. O que é levado em conta neste caso é o fato do ciclo estar queimando unicamente um material renovável que apresenta sérios problemas dependendo do seu meio de disposição final; assim sendo, a destruição deste material, com redução de volume e peso, é um fato positivo que deve ser incentivado.

Também é interessante destacar o comportamento dos ciclos híbridos após a modificação. Todos os ciclos com as diferentes turbinas tiveram seu valor de CET diminuídos, porém aqueles em que o RSU possui um papel mais importante como combustível, apresentaram uma diminuição maior, o que fez, por exemplo, que o ciclo GT 10 apresentasse um valor de CET menor que 2x GT 10, o mesmo ocorrendo para a turbina Hitachi H-25 com relação a Ansaldo AE64.3A. O impacto do RSU no ciclo estudado tinha sido discutido anteriormente, quando foi investigado o efeito do aumento do preço do RSU nos valores de CET, como pode ser observado na Figura 18.

5 CONCLUSÃO

O desenvolvimento do presente trabalho possibilitou um melhor entendimento sobre a taxa de exergia de carbono, devido à sua aplicação em ciclos híbridos e de incineração, bem como pelo estudo de fatores ainda não considerados em trabalhos anteriores de utilização do método como, por exemplo, a aplicação da taxa de exergia de carbono em ciclos combinados híbridos. O fato de o ciclo combinado híbrido utilizar dois diferentes combustíveis em seu funcionamento requereu que fossem estipulados quais os equipamentos teriam o gás natural ou o RSU como combustíveis principais, para que assim fosse possível calcular as destruições de exergia de cada equipamento.

Outro ponto importante introduzido por esse estudo foi a verificação e adaptação da utilização do método em plantas WTE; em trabalhos anteriores havia-se considerado apenas ciclos que utilizavam combustíveis fósseis e biomassa como, por exemplo, gás natural e bagaço de cana como combustíveis. A utilização de RSU como combustível diferencia-se bastante das anteriores devido às características socioambientais bastante importantes desse material.

Primeiramente foi estudada a aplicação do método original aos ciclos considerados, chegando a resultados bastante interessantes e coerentes com o esperado na literatura. Dentre os ciclos combinados híbridos, os de maiores eficiências, ou seja, aqueles que continham as maiores turbinas a gás, se destacaram perante os de menor eficiência. O ciclo Rankine só apresentou um valor de CET menor do que o ciclo combinado híbrido utilizando a turbina a gás GT 10 devido ao fato de, apesar deste ciclo apresentar a menor eficiência, o custo unitário do combustível utilizado no ciclo Rankine ser consideravelmente menor que o utilizado na maior parte dos equipamentos do ciclo combinado híbrido.

De forma a equacionar o RSU de um ponto de vista ambiental, foi proposta a modificação do método da taxa de exergia de carbono, para que agora o método incentivasse a destruição do combustível, mais especificamente a destruição do RSU. Com a modificação, foram obtidos resultados que diminuíram significativamente os valores da taxa de exergia de carbono para o ciclo Rankine que utiliza unicamente o RSU como combustível; também se reduziram as taxas de exergia de carbono dos ciclos combinados híbridos com reduções maiores para os ciclos mais dependentes do RSU como combustível.

Com isso, pode-se concluir que todos os objetivos traçados para este trabalho foram alcançados, ou seja, foi possível aplicar o método original da taxa de exergia de carbono e obter resultados adequados para os ciclos investigados neste trabalho. Também foi realizada a modificação do método original de forma que o método agora privilegie a utilização de RSU

com a consequente destruição deste passivo ambiental, para que assim se possa promover a utilização desta tecnologia que, devido ao seu preço elevado e por não ser a mais economicamente interessante, ainda é pouco utilizada, fazendo com que a maior parte do RSU gerado no Brasil seja disposto em aterros sanitários e até mesmo lixões.

REFERÊNCIAS

- ABRELPE - Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais. **Panorama dos resíduos sólidos no Brasil 2015**. 90p. Anual. Disponível em: <<http://www.abrelpe.org.br/Panorama/panorama2015.pdf>>. Acesso em: 09 jun. 2017.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (BRASIL). **Atlas de energia elétrica do Brasil/ Agência Nacional de Energia Elétrica**. 2. ed. Brasília: ANEEL, 2005. 243 p.: il.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (BRASIL). **Atlas de energia elétrica do Brasil/ Agência Nacional de Energia Elétrica**. 3. ed. Brasília: ANEEL, 2008. 236 p.: il.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10004**: Resíduos sólidos – Classificação. Rio de Janeiro, 2004.
- ATHANASIOS, A. R.; ATHANASIOS, I. T.; ILIAS, P. T. Combined municipal solid waste and biomass system optimization for district energy applications. **Waste management**, v. 34, n. 1, p. 36-48, Jan. 2014.
- BALCAZAR, J. G. C.; DIAS, R. A.; BALESTIERI, J. A. P. Analysis of hybrid waste-to-energy for medium-sized cities. **Energy**, v. 55, n. 15, p. 728-741, Jun. 2013.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design & optimization**. New York: Wiley, 1996, 542 p.
- BORCHIELLINI, R.; MASSARDO, A. F.; SANTARELLI, M. G. L. Analytical procedure for carbon tax evaluation. **Energy conversion and management**, v. 41, n. 14, p. 1509-1531, Sept. 2000.
- BRANCHINI, L. **Waste-to-energy**: advanced cycles and new design concepts for efficient power plants. Switzerland: Springer, 2015, 141 p.
- BRASIL. Lei n. 12.305, de 2 de agosto de 2010. Institui a Política Nacional de Resíduos Sólidos; altera a Lei nº 9.605, de 12 de fevereiro de 1998; e dá outras providências. **Diário Oficial da União**, Brasília, 03 ago. 2010. Seção 1, pág. 3-7. Disponível em: < <https://www.jusbrasil.com.br/diarios/DOU/2010/08/03/Secao-1> >. Acesso em: 15 jun. 2017.
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente. **Política nacional de resíduos sólidos**. Brasília, 2012. 105 p.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013, 1018 p.
- CHANDRAPPA, R.; DAS, D.B, **Solid waste management : principles and practices**. Berlin: Springer, 2012, 411 p.
- CHANNIWALA, S. A.; PARIKH, P. P. A unified correlation for estimating HHV of solid, liquid and gaseous fuels. **Fuel**, v. 81, n. 8, p. 1051-1061, May 2002.

CHENG, H.; HU, Y. Municipal solid waste (MSW) as a renewable source of energy: Current and future practices in China, **Bioresource Technology**, New York, v. 101, n. 11, p. 3816-3824, June 2010.

CORTEZ, L. A. B.; LORA, E. S.; OLIVARES GÓMES, E. Biomassa para Energia. Campinas-SP, UNICAMP, 2008. 734 p.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE) (BRASIL). **Avaliação Preliminar do Aproveitamento Energético dos Resíduos Sólidos Urbanos de Campo Grande, MS.** – Rio de Janeiro: EPE, 2008. 73 p.: il. <http://www.epe.gov.br/mercado/Documents/S%C3%A9rie%20Estudos%20de%20Energia/20081208_1.pdf> acesso em: 13 jun. 2017.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE) (BRASIL). **Balanco Energético Nacional 2016: Ano base 2015 / Empresa de Pesquisa Energética.** – Rio de Janeiro: EPE, 2016. 292 p.: il. <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2016.pdf> acesso em: 10 jun. 2017.

ERLACH, B.; SERRA, L.; VALERO, A. Structural theory a standard for thermoeconomics. **Energy Conversion and Management**, v. 40, n. 15-16, p. 1627-1649, Oct.-Nov. 1999.

FONSECA FILHO, V. F.; MATELLI, J. A.; BALESTIERI, J. A. P. Carbon exergy tax applied to biomass integrated gasification combined cycle in sugarcane industry, **Energy**, v. 103, p. 715-724, May 2016.

HENRIQUES, R. M. **Aproveitamento energético dos resíduos sólidos urbanos: Uma abordagem tecnológica.** 2004. 189 f. Tese (Mestrado em Ciências em planejamento energético) - Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2004. Disponível em:<http://observatorioambiental.iff.edu.br/publicacoes/publicacoes-cientificas/lixo_tese.pdf>. Acesso em: 25 jun. 2017.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Energy technology perspectives 2016 : Towards Sustainable Urban Energy Systems.** 2016a. Disponível em: <<http://www.iea.org/etp/etp2016/annexes/>> Acesso em: 30 jun. 2017.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Medium-Term Renewable Energy Market Report.** 2016b. Disponível em:<https://www.iea.org/bookshop/734-Medium-Term_Renewable_Energy_Market_Report_2016> Acesso em: 32 maio 2017.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Renewables information: overview.** 2017. Disponível em: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/Renewables_Information2017Overview.pdf> Acesso em: 30 maio 2017.

JARDIM, N. S. **Lixo municipal: manual de gerenciamento integrado.** São Paulo: Instituto de pesquisas tecnológicas: CEMPRE, 1995, 277 p.

KOROBITSYN, M. A.; JELLEMA, P.; HIRS, G. G. Possibilities for gas turbine and waste incinerator integration. **Energy**, v. 24, n. 9, p. 783-793, Sept. 1999.

KOTAS, T. J. **The exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Tiptree : Anchor Brendon, 1985, 296 p.

MENEZES, R. A.; GERLACH, J. L.; MENEZES M. A. ESTÁGIO ATUAL DA INCINERAÇÃO NO BRASIL. In: Seminário Nacional de Resíduos Sólidos e Limpeza Pública, 8., 2000, Curitiba. **Anais...** Curitiba: ABLP, 2000. Disponível em: <<http://www.resol.com.br/textos/Estado%20Atual%20da%20Incineracao%20no%20Brasil.htm>>. Acesso em: 30 jun. 2017.

MULLIGAN, C. N. Technologies to improve waste disposal. In: HAGHIGHAT, F.; KIM, J. **Sustainable built environment**. Oxford: EOLSS, 2009. v. 2, cap. 12, p 262 – 289.

OSMAN, K. T. **Soil degradation, Conservation and Remediation**. Springer, 2014, 236 p.

OTAMAA, S.; MORIA, Y.; TERAZONOA, A.; ASOB, T.; SAMESHIMAB, R. Estimation of energy recovery and reduction of CO₂ emissions in municipal solid waste power generation. **Resources, Conservation and Recycling**, v. 20, n. 2, p. 95-117, Jun. 1997.

PETROV, M. P. **Biomass and natural gas hybrid combined cycles**. 2003. 100f. Licentiate Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2003. Disponível em: <<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:7598/FULLTEXT01.pdf>>, 2003. Acesso em: 20 maio 2017

QUEROL, E.; GONZALES-REGUERAR, B.; PEREZ-BENEDITO, J. L. **Practical Approach to Exergy and Thermoeconomic Analyses of Industrial Processes**. Springer, 2013, 81 p.

RIBEIRO, S. G. **WTE: The Redeemer of Brazil's waste legacy?** Disponível em: <<https://waste-management-world.com/a/wte-the-redeemer-of-brazils-waste-legacy>>. 2011, Acesso em : 28 ago. 2017

RIBER, C.; PETERSEN, C.; CHRISTENSEN, T. H. Chemical composition of material fractions in Danish household waste, **Waste management**, New York, v. 12, n. 14, p. 1251-1257, Apr. 2009.

RYU, C. Potential of Municipal Solid Waste for Renewable Energy Production and Reduction of Greenhouse Gas Emissions in South Korea. **Journal of the Air & Waste Management Association**, Pittsburg, v. 60, n. 2, p. 176-183, Feb. 2010.

SANTARELLI, M. G. L. Carbon exergy tax: a thermo-economic method to increase the efficient use of exergy resources. **Energy Policy**, v. 32, n. 3, p. 413-427, Feb. 2004.

SANTOS, M. C. L.; DIAS, S. L. F. G. **Resíduos sólidos urbanos e seus impactos socioambientais**. São Paulo. IEE-USP, 2012, 82 p.

SONNTAG, E. R.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo. Edgard Blucher, 1998, 537 p.

TSATSARONIS, G. ; CZIESLA, F. Exergy and Thermodynamic Analysis. In: FRANGOPOULOS, C. A. **Exergy, Energy System Analysis, and Optimization**. Oxford: Eolss, 2009. v.1, cap. 2, p. 34-45.

TSATSARONIS, G. Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 19, n. 3, p. 227-257, Jun. 1993.

UNITED NATIONS. **Kyoto Protocol**. United nations framework convention on climate change, 2014. Disponível em : < http://unfccc.int/kyoto_protocol/items/2830.php>. Acesso em : 01 out. 2017

VALERO, A.; LOZANO, M. A. Theory of exergetic cost. **Energy**, v. 18, n. 9, p. 939-960, Sept. 1993.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; MUÑOZ, M. A general theory of exergy saving I: on the exergetic cost. In: THE WINTER ANNUAL MEETING OF THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 1986, ANAHEIM. **Computer-Aided Engineering of Energy Systems...** New York: ASME, 1986. p. 1-8.

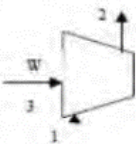
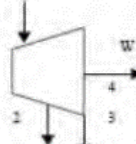
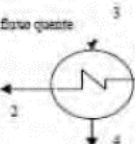
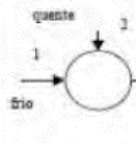
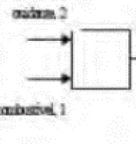
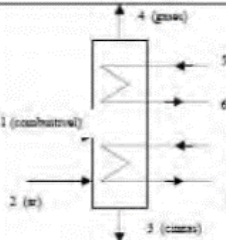
VICENTE LEME, M. M.; ROCHA, M. H.; SILVA LORA, E. E.; VENTURINI, O. J.; LOPES, B. M.; FERREIRA, C. H. Techno-economic analysis and environmental impact assessment of energy recovery from Municipal Solid Waste (MSW) in Brazil. **Resources, Conservation and Recycling**. v. 87, p. 8-20, June 2014.

WORRELL, W. A.; VESILIND, P. A.; Solid waste engineering. 2nd ed. Stamford: Cengage Learning, 2012, 401 p.

YI, S.; YOO, K.; HANAKI, K. Characteristics of MSW and heat energy recovery between residential and commercial areas in Seoul, **Waste Management**, New York, v. 31, n. 3, p. 595-602, Mar. 2011.

ZHOU, H.; MENG, A.; LONG, Y.; LI, Q.; ZHANG, Y. An overview of characteristics of municipal solid waste fuel in China: Physical, chemical composition and heating value, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 36, p. 107-122, Aug. 2014.

ANEXO A – Representação auxiliar para definição em insumo (F), produtos e perdas (L).

componente	compressor, bomba ou ventilador	turbina ou expansor	trocador de calor	unidade de mistura	gaseificador ou câmara de combustão	caldeira
esquema						
Exergia dos Insumos (F)	W	$B_1 - B_2 - B_3$	$B_3 - B_4$	$B_1 + B_2$	$B_1 + B_2$	$(B_1 + B_2) - (B_3 + B_4)$
Exergia dos Produtos (P)	$B_2 - B_1$	W	$B_2 - B_1$	B_3	B_3	$(B_6 - B_5) + (B_8 - B_7)$
Custo dos Insumos	C_W	$C_1 - C_2 - C_3$	$C_3 - C_4$	$C_1 + C_2$	$C_1 + C_2$	$(C_1 + C_2) - (C_3 + C_4)$
Custos dos Produtos	$C_2 - C_1$	C_W	$C_2 - C_1$	C_3	C_3	$(C_6 - C_5) + (C_8 - C_7)$
Relações adicionais	—	$C_2 = C_3 = C_1$	$C_4 = C_3$	—	—	$\frac{C_6 - C_5}{B_6 - B_5} = \frac{C_8 - C_7}{B_8 - B_7}$
Variável calculada pelo balanço de custo	C_2	C_W	C_2	C_3	C_3	C_6 OU C_8

Fonte: Bejan et al., 1996 (pgs. 152 e 421)