

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Diogo Yu Xavier Ikeda

**Análise termodinâmica de Ciclos Rankine
Orgânicos integrados a motogeradores a biogás
em aterros sanitários**

Florianópolis

2018

Diogo Yu Xavier Ikeda

**Análise termodinâmica de Ciclos Rankine Orgânicos integrados a
motores a biogás em aterros sanitários**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Edson Bazzo, Dr. Eng.

Coorientador: Ricardo Morel Hartmann, Dr. Eng.

Florianópolis

2018

Diogo Yu Xavier Ikeda

Análise termodinâmica de Ciclos Rankine Orgânicos integrados a motogeradores a biogás em aterros sanitários/ Diogo Yu Xavier Ikeda. – Florianópolis, 2018-

154 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Edson Bazzo, Dr. Eng.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

Programa de Pós-Graduação, 2018.

1. Geração de energia. 2. Biogás. 3. Ciclo Combinado 4. Rankine I. Edson Bazzo II. Universidade Federal de Santa Catarina. III. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Análise termodinâmica de Ciclos Rankine Orgânicos integrados a motogeradores a biogás em aterros sanitários

CDU 02:141:005.7

Diogo Yu Xavier Ikeda

**Análise termodinâmica de Ciclos Rankine Orgânicos integrados a
moto geradores a biogás em aterros sanitários**

Esta Dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 31 de julho de 2018.

Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Programa

Edson Bazzo, Dr. Eng.
Orientador

Ricardo Morel Hartmann, Dr. Eng.
Coorientador

Banca Examinadora:

Professor Edson Bazzo, Dr. Eng.
Presidente

Professor Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

Professor Eduardo Lucas Konrad Burin, Dr. Eng.

Professor Armando Borges de Castilhos Junior, Dr.

Aos estudantes, servidores técnicos administrativos e professores dessa universidade, literalmente servidores públicos.

AGRADECIMENTOS

No momento de entrega deste trabalho, dado o contexto atual, eu agradeço à boa vontade. Sem dúvida alguma, foi a boa vontade que possibilitou a realização dessa pesquisa e a finalização desse trabalho. Foi a boa vontade de Mércia Conrado Xavier e Flávio Yassushi Ikeda que, financiando com a bolsa de pesquisa deste acadêmico, permitiu a dedicação exclusiva necessária. A boa vontade de Edson Bazzo na orientação de altíssimo nível, nos esforços de conseguir uma boa estrutura para a pesquisa e nos tempos disponibilizados fora de horário de trabalho que deu qualidade a essa dissertação. Na boa vontade de Ricardo Hartmann em fazer todo o possível para que as pesquisas de campo acontecessem, apesar de todas as adversidades. A boa vontade de Gilson Maia, com todo o suporte técnico altamente qualificado e experiência imprescindível na execução dos projetos. A boa vontade de Thiago Rios cujo apoio técnico na eletrônica foi fundamental, além dos aconselhamentos científicos de grande relevância. É um agradecimento à boa vontade, porque essas pessoas foram além das obrigações de seus postos. Fizeram e fazem mais que o necessário em favor do bem público, da universidade pública e da ciência brasileira que, nesse atual momento, estão em processo de desmonte, entrega e sucateamento. Talvez a boa vontade não seja o suficiente, mas foi ela que possibilitou esse trabalho. E há muitos outros que a boa vontade tem levado nas costas. Obrigado à boa vontade, a sociedade também agradece.

*"Não sabendo que era impossível,
foi lá e não deu conta". (Ditado
popular moderno)*

RESUMO

O trabalho consiste na operacionalização de um motogerador a biogás em aterros sanitários e no aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão em ciclo combinado. Nos centros urbanos, o destino dos resíduos sólidos tem sido os aterros sanitários, onde o principal produto da decomposição orgânica se converte em biogás, hoje em grande parte ainda emitido diretamente para a atmosfera ou então simplesmente queimado nos drenos. Neste trabalho, dados de campo foram coletados em aterro sanitário existente no município de Brusque-SC, com a expectativa de aproveitar o potencial de biogás, convertendo-o em eletricidade através de motogerador. Considerando o alto calor residual nos gases de exaustão surge a oportunidade de instalar ciclos combinados orgânicos de Rankine, melhorando a eficiência do processo de conversão, através de um melhor aproveitamento exergetico. A instalação, instrumentação e operação do motogerador permitiu a coleta de dados relacionados com a operação ainda que em carga parcial, mas fornecendo resultados relevantes para análise. Uma planta do ciclo combinado foi proposta considerando características de motogeradores comerciais. Assim, quatro fluidos térmicos, de diferentes características, foram estudados para a planta proposta. Resultados finais obtidos neste trabalho apontam para a viabilidade técnica de instalação de motogeradores integrados a ciclos de Rankine orgânicos para aplicação em aterros sanitários. Também apontam para a viabilidade do R123, isopentano, etanol e água para a geração de potência elétrica no ciclo Rankine, dadas as diferentes características termodinâmicas de cada fluido térmico.

Palavras-chaves: Biogás; Geração termoeletrica; Motogerador, Ciclo Organico de Rankine; Ciclo combinado.

ABSTRACT

This work is concerned with the operationalization of a biogas motor generator used in a landfill as well as with the usage of exhaust gases in a combined cycle. In urban centers, solid waste is commonly disposed in landfills, where its organic decomposition leads to the production of biogas, the vast majority of which is still immediately emitted into the atmosphere or simply burned in the drains. During the course of this work, field data were collected at a landfill located in Brusque, Santa Catarina, Brazil, with the intention to efficiently exploit the biogas' potential by converting it into electricity using a motor generator. The high temperatures of the residual exhaust gases provide the opportunity to install combined organic Rankine cycles (ORC), increasing the efficiency of the conversion process through a better exergetic exploitation. The installation, instrumentation, and operation of the motor generator allowed for the collection of data related to the operation, which, despite the engine only running at partial load, yielded relevant results for the analysis. The proposed model of the combined cycle was based on characteristics of commercial motor generators. In that regard, four thermic fluids with different characteristics were analyzed. The final results suggest a technical viability in the installation of motor generators together with ORC for landfill application. The results further illustrate the viability of R123, isopentane, ethanol and water to generate electric power in Rankine cycles, in accordance to the different thermodynamic characteristics of each thermic fluid. .

Key-words: Biogas; Thermoelectric Generation; Motor generator; Organic Rankine Cycle; Combined Cycle.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Evolução da participação das fontes renováveis e não renováveis na oferta de energia interna. Fonte: Empresa de Pesquisa Energética (2017).	35
Figura 2 – Lixão no Distrito Federal, desativado no início de 2018, era o maior lixão da América Latina. Foto: Paula Fróes/BBC.	41
Figura 3 – Configuração padrão de um aterro sanitário. Fonte: CGC Concessões.	42
Figura 4 – Destinação final dos resíduos sólidos urbanos em tonelada por dia. Fonte: Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (2016).	43
Figura 5 – As cinco fases de produção de biogás em aterro sanitário. Fonte: Adaptado de ESMAP (2004).	47
Figura 6 – Infográfico de produção de energia em aterro sanitário. Fonte: GE REPORTS BRASIL	54
Figura 7 – Quatro tempos de um motor Otto. Fonte: Çengel e Boles (2013).	56
Figura 8 – Esquema com os componentes básicos de um ciclo Rankine. Fonte: Çengel e Boles (2013).	57
Figura 9 – Diagrama temperatura e entropia para o ciclo Rankine com os desvios do ciclo real (linha descontínua) do ciclo ideal (linha contínua). À direita, o diagrama desconsiderando as perdas de carga. Fonte: Çengel e Boles (2013).	58
Figura 10 – Medição de velocidade (à esquerda) e composição (à direita) do biogás. Fonte: Silvestre (2015).	62
Figura 11 – Dados relativos a soma dos dois drenos. No gráfico, a abscissa representa as amostragens e a ordenada os valores de vazão. Fonte: Silvestre (2015).	62
Figura 12 – Motogerador do LabCET/UFSC instalado no aterro de Brusque.	66

Figura 13 – Painel com informações sobre funcionamento do motor-gerador. Da esquerda para direita, acima, informações de rotação, relação ar e combustível e temperatura da água do radiador; abaixo, informações de tempo de funcionamento do motor e diferença de potencial na bateria	66
Figura 14 – Painel purificador do biogás através do uso do carvão ativado. Na imagem tem-se a primeira coluna com carvão ativado (a); a segunda coluna (b); a terceira passagem para filtragem através de duas colunas em paralelo (c); o desumidificador (d); e o dreno de umidade (e). As setas indicam a região de entrada e saída do biogás, assim como o sentido do escoamento.	68
Figura 15 – Vista da campânula instalada sobre um dreno do aterro (à esquerda); Tubulação que leva o biogás do dreno ao motorgerador (à direita).	69
Figura 16 – Compressor instalado antes do painel de purificação.	69
Figura 17 – Válvula redutora de pressão.	70
Figura 18 – Bombas usadas para servirem de carga para o motorgerador.	70
Figura 19 – Medidor de composição do biogás. Fonte: LANDTEC.	71
Figura 20 – Medidor de velocidade instalado em flange metálica em tubulação antes de entrada no motorgerador.	72
Figura 21 – Indicador de velocidade do biogás.	73
Figura 22 – Sensor de fluxo de ar para medir vazão de ar que entra no motor para combustão.	73
Figura 23 – Curva de calibração do sensor de fluxo de ar dos pontos medidos.	74
Figura 24 – Analisador da composição dos gases de exaustão.	75
Figura 25 – Termopar na saída dos gases de exaustão do motor para medir a temperatura de exaustão.	75
Figura 26 – Planta proposta para aterro sanitário de Brusque, com ciclo combinado de Rankine.	77
Figura 27 – Perfil de temperatura dos gases de exaustão e do fluido térmico em uma caldeira de recuperação.	79

Figura 28 – Diagrama T-s mostrando o comportamento termodinâmico dos fluidos orgânicos isentrópicos (R123), secos (isopentano) e úmidos (etanol). Não estão na mesma escala. . . .	80
Figura 29 – Potência obtida em função da pressão e temperatura de entrada na turbina, para R123 e isopentano como fluidos térmicos.	110
Figura 30 – Potência obtida em função da pressão e temperatura de entrada na turbina, para etanol e água como fluidos térmicos.	110
Figura 31 – Rendimento do ciclo Rankine em função da pressão e temperatura de entrada na turbina, para todos fluidos térmicos selecionados.	111
Figura 32 – Potência gerada no ciclo Rankine em função da temperatura de entrada na turbina, para os fluidos térmicos selecionados. As linhas tracejadas e os pontos sem preenchimento representam a região com valores extrapolados pelo programa EES.	112
Figura 33 – Vazão mássica do fluido térmico no ciclo Rankine em função da temperatura de entrada na turbina, para os fluidos térmicos selecionados. As linhas tracejadas e os pontos sem preenchimento representam a região com valores extrapolados pelo programa EES.	113
Figura 34 – Potência do ciclo Rankine em função da pressão de entrada na turbina e temperatura de saturação correspondente. . .	113
Figura 35 – Variação da potência Rankine com pressão, considerando a efetividade no superaquecedor igual a 0,92 para a água e 0,7 para o etanol.	114
Figura 36 – Comparativo da potência gerada pelo ciclo Rankine de cada fluido para a planta proposta.	115
Figura 37 – Diagrama T-s para os fluidos analisados: R123 (26 bar; 162°C); isopentano (21 bar; 158°C); etanol (17 bar; 370°C); e água (7 bar; 424°C).	116
Figura 38 – Temperatura na saída da turbina no ciclo Rankine para cada fluido.	117

Figura 39 – Taxa de destruição total de exergia no ciclo Rankine para diferentes fluidos térmicos.	119
Figura 40 – Eficiência exergetica do ciclo Rankine para cada fluido térmico.	119
Figura 41 – Potência e rendimento do ciclo Rankine para motogerador operado no aterro.	121
Figura 42 – Temperatura de saída da turbina, para os fluidos térmicos selecionados.	122
Figura 43 – <i>Diagram Window</i> do EES.	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Municípios com iniciativa de coleta seletiva. Fonte: Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (2016).	40
Tabela 2 – Composição típica do biogás. Fonte: Zang (2012).	46
Tabela 3 – Alguns fluidos de trabalho com as respectivas curvas (dS/dT_H) e sua classificação (Sendo T_h a temperatura de saturação do vapor). Fonte: Adaptado de Liu, Chien e Wang (2004).	59
Tabela 4 – Composição de biogás medido, onde T é temperatura e Q é a vazão. Fonte: Silvestre (2015).	63
Tabela 5 – Parâmetros para modelagem termodinâmica dos motores Caterpillar; dados de catálogo (Anexo A).	78
Tabela 6 – Número de drenos necessários para suprir a potência dos motores.	109
Tabela 7 – Efetividades do evaporador e superaquecedor para os quatro fluidos analisados em condição de máxima potência da turbina.	116
Tabela 8 – Temperatura dos gases de exaustão eliminados na chaminé.	117
Tabela 9 – Exergia destruída nos diversos componentes do ciclo Rankine.	118
Tabela 10 – Dados medidos no motor em operação.	120
Tabela 11 – Medições de vazão de biogás com motor em funcionamento, no método utilizando o transdutor (medidor de velocidade) e no método do balanço de massa.	139
Tabela 12 – Composição do biogás medidas nos dias de operação do motor.	139
Tabela 13 – Composição do biogás medido no dia 25 de maio de 2018. Composição sem filtragem (1); com passagem pelo primeiro filtro (2); e com passagem pelo segundo filtro (3)	140

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABRELPE	Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
CNPq	Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
FAPESC	Fundação de Amparo à Pesquisa e Inovação do Estado de Santa Catarina
FINEP	Financiadora de Estudos e Projetos
LabTermo	Laboratório de Ciências Térmicas
LabCET	Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos
MDL	Mecanismo de Desenvolvimento Limpo
MMA	Ministério do Meio Ambiente
MME	Ministério de Minas e Energia
ORC	<i>Organic Rankine Cycle</i> (Ciclo Orgânico de Rankine)
PNUD	Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento
RSU	Resíduos Sólidos Urbanos
UFPE	Universidade Federal de Pernambuco
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

β	Razão de exergia química com poder calorífico inferior
$\Delta h_{exhaust}$	Variação de entalpia dos gases de exaustão (kJ/kg)
ΔP_{bomba}	Elevação de pressão decorrente do processo de bombeamento (kPa)
$\eta_{exer,ran}$	Eficiência exergética do ciclo Rankine
η_{iso}	Eficiência isentrópica
η_{motor}	Rendimento do motorizador
Φ	Razão de equivalência
ρ	Densidade (kg/m ³)
ϵ	Efetividade
μ_{biogas}	Viscosidade do biogás (Pa.s)
Ψ	Exergia (kJ/kg)
a	Coefficiente do ar nos reagentes da reação de combustão
a_s	Coefficiente estequiométrico do ar nos reagentes da reação de combustão
A_t	Área de secção transversal da tubulação (m ²)
A/F	Razão ar e combustível
$(A/F)_s$	Razão ar e combustível estequiométrica
b	Coefficiente do dióxido de carbono nos produtos da reação de combustão

c	Coefficiente da água nos produtos da reação de combustão
c_p	Calor específico (kJ/kg-K)
C_p	Taxa de capacidade calorífica (kW/K)
d	Coefficiente do gás nitrogênio nos produtos da reação de combustão
D	Diâmetro da tubulação (m)
e	Coefficiente do gás oxigênio nos produtos da reação de combustão
f	Coefficiente do monóxido de carbono nos produtos da reação de combustão
g	Coefficiente do metano nos produtos da reação de combustão
f_j	Fração volumétrica do componente j do biogás
$f_{m,j}$	Fração mássica do componente j do biogás
h	Entalpia (kJ/kg)
k_j	Coefficiente da equação de combustão relativo ao componente j dos produtos
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
MM	Massa molar (kg/kmol)
n	Valor característico do perfil do escoamento
N_{drenos}	Quantidade de drenos do aterro utilizados
p_j	Porcentagem do componente j nos gases de exaustão (%)
P	Pressão (kPa)
PCI	Poder calorífico inferior (kJ/kg)

PP	<i>Pinch point</i> para a caldeira de recuperação (K)
\dot{Q}	Taxa de calor (kW)
Re_U	Número de Reynolds relativo à velocidade na linha de centro do escoamento
s	Entropia (kJ/kg-K)
T	Temperatura (K)
U	Velocidade na linha de centro do escoamento (m/s)
\dot{V}	Vazão volumétrica (m ³ /s)
V_m	Velocidade média do escoamento (m/s)
\dot{W}	Potência (kW)
X	Fração mássica
\dot{X}	Taxa de exergia (kW)
Y	Fração molar

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	33
1.1	MOTIVAÇÃO	36
1.2	OBJETIVOS	38
1.2.1	OBJETIVO GERAL	38
1.2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	38
2	POLÍTICA DE RESÍDUOS SÓLIDOS E ATERROS SANITÁRIOS	39
2.1	LIXÕES E ATERROS CONTROLADOS	40
2.2	ATERROS SANITÁRIOS	41
3	BIOGÁS	45
3.1	BIOGÁS EM ATERROS SANITÁRIOS	46
3.2	FATORES QUE INFLUENCIAM A FORMAÇÃO DE BIOGÁS	48
3.2.1	COMPOSIÇÃO DOS RESÍDUOS	48
3.2.2	UMIDADE DE CONSTITUIÇÃO DOS RESÍDUOS	48
3.2.3	TAMANHO DAS PARTÍCULAS	49
3.2.4	IDADE DOS RESÍDUOS	49
3.2.5	NÍVEL DE PH	49
3.2.6	TEMPERATURA	49
3.2.7	OUTROS FATORES	50
3.3	IMPUREZAS DO BIOGÁS NA PRODUÇÃO DE ENERGIA	50
3.3.1	REMOÇÃO DE IMPUREZAS POR CARVÃO ATI- VADO	51
4	CONVERSÃO DE BIOGÁS EM ELETRICIDADE	53
4.1	PRODUÇÃO DE ENERGIA DO BIOGÁS DE ATERRO SANITÁRIO	53

4.2	CICLO COMBINADO	55
4.3	CICLO OTTO	55
4.4	CICLO RANKINE	56
5	ATERRO SANITÁRIO DE BRUSQUE E DISPONIBILIDADE DE BIOGÁS	61
6	APARATO EXPERIMENTAL	65
6.1	MOTOGERADOR	65
6.2	PAINEL DE PURIFICAÇÃO DO BIOGÁS	66
6.3	CAMPÂNULA	67
6.4	COMPRESSOR	68
6.5	VÁLVULA DE CONTROLE DE PRESSÃO	68
6.6	CARGAS	70
6.7	PAINEL DE CONTROLE	70
6.8	SISTEMAS DE MEDIÇÃO	71
6.8.1	ANALISADOR DE COMPOSIÇÃO DE BIOGÁS	71
6.8.2	MEDIDOR DE VAZÃO DO BIOGÁS	72
6.8.3	SENSOR DE FLUXO DE AR	73
6.8.4	ANALISADOR DOS GASES DE EXAUSTÃO	74
7	CICLO TERMODINÂMICO PROPOSTO	77
7.1	DESCRIÇÃO DA PLANTA	77
7.2	DADOS TÉCNICOS DOS MOTOGERADORES	78
7.3	CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA	79
7.4	CICLO RANKINE E FLUIDOS DE TRABALHO	79
7.5	HIPÓTESES CONSIDERADAS	80
8	MODELO TERMODINÂMICO	83
8.1	COMBUSTÃO	83
8.2	MOTOGERADOR	85
8.3	CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO	88
8.3.1	ECONOMIZADOR	88
8.3.2	EVAPORADOR	90

8.3.3	SUPERAQUECEDOR	91
8.3.4	GASES DE EXAUSTÃO	92
8.4	CICLO RANKINE	96
9	ANÁLISE EXERGÉTICA	101
9.1	MOTOGERADOR	101
9.2	CICLO RANKINE	102
9.3	GASES DE EXAUSTÃO E ÁGUA DO RADIADOR	102
9.4	DESTRUIÇÃO DE EXERGIA E EFICIÊNCIA EXER- GÉTICA	105
10	ANÁLISE E DISCUSSÕES DE RESULTADOS	109
10.1	ANÁLISE DO CICLO RANKINE	109
10.2	ANÁLISE EXERGÉTICA	118
10.3	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	120
11	CONSIDERAÇÕES FINAIS	123
	REFERÊNCIAS	127
	APÊNDICES	133
	APÊNDICE A – MEDIÇÃO DA VAZÃO DE BIO- GÁS NO ATERRO SANITÁRIO	135
A.1	MÉTODO PELO MEDIDOR DE VELOCIDADE	135
A.2	MÉTODO PELO BALANÇO DE MASSA	136
A.3	MEDIÇÕES DO BIOGÁS	138
	APÊNDICE B – CÓDIGO EES PARA SOLUÇÃO DOS EQUACIONAMENTOS	141

ANEXOS 151

ANEXO A – CATÁLOGO DO MOTOGERADOR
CATERPILLAR DE 507 KW 153

1 INTRODUÇÃO

O Brasil vinha experimentando nas últimas décadas um aumento do poder aquisitivo das famílias graças a estabilidade e crescimento econômico brasileiro ([Banco Central do Brasil, 2016](#)). Dessa forma, era de se esperar que o aumento do consumo de energia refletisse esse momento. Aliado a uma qualificação da distribuição de renda, o brasileiro passou a ter mais acesso a bens que consomem energia. Excetuando o racionamento energético de 2001, a demanda por energia vem sempre sendo crescente, significando um acréscimo de 4,4% de 2001 a 2011 ([Empresa de Pesquisa Energética, 2014](#)).

O aumento de consumo é acompanhado do aumento da geração de resíduos. Mas de 2015 a 2016, apesar do aumento da população brasileira, a geração de resíduos sólidos urbanos (RSU) no Brasil para o mesmo período, de acordo com dados da [Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais \(2016\)](#) - ABRELPE, diminuiu 2%, o que representa um decréscimo de quase 3 % de produção de RSU *per capita*. Já os dados sobre o destino desses resíduos são alarmantes. Ainda de acordo com dados da ABRELPE, 41,6% da destinação final do RSU brasileiro é feita de forma inadequada. Por mais que esses dados incluam aterros controlados, eles pouco se diferenciam dos lixões, sendo ainda meramente um espaço de despejo dos resíduos sólidos, mas não de tratamento dos mesmos. Esses dados preocupam, uma vez que uma má destinação dos resíduos sólidos não significa somente um acúmulo de resíduos sólidos, mas contaminação dos lençóis freáticos e propagação de doenças.

Diante dessas questões é que se busca alternativas dentro do contexto brasileiro. Observando a matriz energética brasileira, sabe-se que ela se destaca por ser de grande qualidade quando se diz respeito a energias renováveis. A oferta de energia elétrica no Brasil é 81,7% originária de fontes renováveis. Considerando toda a energia produzida no Brasil, a energia renovável compreendia 43,5% da oferta de energia interna no ano de 2016 ([Empresa de Pesquisa](#)

[Energética, 2017](#)). Esses valores são um destaque positivo quando comparados a outros países do mundo, especialmente aos países desenvolvidos. Assim, percebe-se o quanto o Brasil tem um talento para a geração de energia de fontes bem diversificadas e diferentes daquelas originárias de combustíveis fósseis.

O Brasil é um país continental com abundantes recursos naturais. Talvez por isso também seja um país com muitas fontes energéticas em potencial e em operação, possuindo vastas reservas de combustível fóssil. De acordo com o [\(Empresa de Pesquisa Energética, 2017\)](#), a produção de energia primária de combustíveis fósseis era de 44,2% para o petróleo, no ano de 2016. Para o mesmo ano, a produção de fontes de energia não renovável era de 58,5%, o que significa que a matriz energética brasileira é de fonte não renovável em sua maior parte.

Quando se observa a matriz energética brasileira do ponto de vista de geração de energia elétrica, se observa mais uma vez um destaque positivo com relação a outros países do globo. A oferta de energia elétrica por fonte hidráulica de 66%, de biomassa 8% e de energia eólica 6% ([Empresa de Pesquisa Energética, 2017](#)), mostra uma matriz diferenciada no que diz respeito às fontes de energia renováveis. O potencial hidráulico brasileiro e a disponibilidade desse recurso, fez das hidroelétricas a fonte predominante no Brasil.

Entretanto cada vez mais, por questões sócio ambientais, a política energética brasileira tem dado um rumo diferente das hidroelétricas. Apesar de grande vantagem quanto em relação as outras fontes de energia, tanto econômica quanto de disponibilidade, os impactos ambientais são significativos, atingindo a biodiversidade, com alagamentos de áreas e destruição de espécies ([ANDRADE, 2011](#)). Além, claro, dos impactos sociais de grandes proporções e irreversíveis, como inundação das áreas indígenas e desapropriação de comunidades ribeirinhas, rurais e autossuficientes. Diante disso, outras fontes renováveis têm recebido incentivos para se desenvolver.

O consumo de energia crescente tem modificado sensivelmente a matriz energética brasileira. Nos últimos anos, após uma perda de espaço na matriz

energética, as fontes renováveis de energia se recuperaram. Isto pode ser observado no gráfico da Figura 1, onde a oferta de energia não renovável apresentou participação crescente na matriz brasileira a partir de 2009 até 2014. Este cenário apresenta necessidade real de novos investimentos e diversificação das fontes de energia, para manter o Brasil num ótimo patamar de possuir fontes energéticas renováveis.

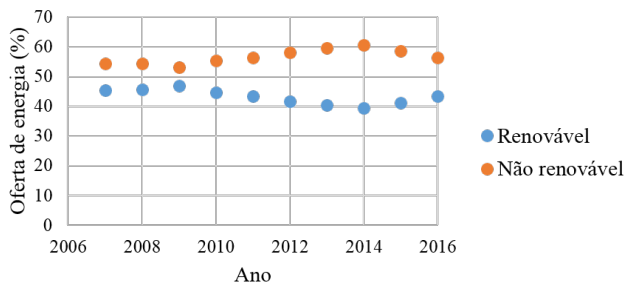


Figura 1 – Evolução da participação das fontes renováveis e não renováveis na oferta de energia interna. Fonte: [Empresa de Pesquisa Energética \(2017\)](#).

Abundante nas emissões dos aterros, o biogás surge como nova opção de fonte energética. Além de possuir potencial energético, é necessário dar um fim adequado ao principal componente desse gás, o metano, que é uma espécie química de maior relevância na intensificação do efeito estufa. Pode-se, dessa forma, aproveitar esse gás para produção de energia elétrica através de sua combustão, ao invés de despejá-lo no meio ambiente. Mais uma fonte de energia não fóssil colaboraria com a qualidade da matriz energética brasileira. O biogás também é produzido de outras formas, como dos dejetos de animais da pecuária. Para os rejeitos suínos, por exemplo, estima-se um potencial de geração de energia elétrica de aproximadamente 500 MW (CASARIN, 2016). Este valor seria o suficiente para fornecer energia para a própria atividade, torná-la independente energeticamente, ou para gerar energia à rede elétrica.

1.1 MOTIVAÇÃO

Dentro do contexto brasileiro e dos grandes centros urbanos, a emissão de biogás para a atmosfera representa não somente um desperdício do potencial energético dos gases produzidos, mas um impacto ambiental considerável. A elevada percentagem de metano na composição do biogás, um dos gases mais nocivos quando se pensa no efeito estufa, já se apresenta como grande motivação para a transformação desse gás em dióxido de carbono, menos nocivo. Por isso, no que diz respeito ao aquecimento global, a substituição do metano por dióxido de carbono nas emissões dos aterros sanitários é positiva para o meio ambiente.

Tem sido preocupação mundial a conversão do gás metano em dióxido de carbono por significar um expressivo impacto positivo, tornando a conversão do biogás em energia um excelente atrativo, visto também a possibilidade de substituir combustíveis fósseis pela inserção de mais uma fonte renovável na matriz energética. Projetos nessa área também têm a oportunidade de entrar no mercado de comercialização de créditos de carbono através do Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL), previsto no Protocolo de Kyoto (ICLEI, 2016). O Protocolo de Kyoto é um acordo internacional entre os países integrantes da Organização das Nações Unidas, firmado com o objetivo de estimular a redução da emissão de gases causadores do efeito estufa e o consequente aquecimento global. No ano de 2012 o protocolo foi renovado, quando entrou no segundo período, de 2013 a 2020, na conferência das Nações Unidas que aconteceu em Doha, Catar (United Nations, 2012).

No Brasil, o Ministério do Meio Ambiente (MMA) tem apoiado desde 2007 a elaboração de planos estaduais de gestão integrada de resíduos sólidos que, dentre suas ações, prevê a construção de aterros sanitários propícios ao aproveitamento do gás metano (Ministério do Meio Ambiente, 2016). Em parceria com o Ministério de Minas e Energia (MME) e a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), o MMA avalia o projeto de incentivo de produção de energia elétrica por meio do biogás dos aterros sanitários criando um mercado assegurado de valores de venda, viabilizando economicamente sua comercialização.

No Estado de Santa Catarina, a Fundação de Amparo à Pesquisa e Inovação do Estado de Santa Catarina (FAPESC) está trabalhando desde 2014 para marco regulatório de Biogás no Estado. Esta regulamentação permitirá a criação um mercado local e incentivo à pesquisa e ao desenvolvimento técnico dessa atividade (FAPESC, 2016). O projeto de lei 0026/2018, que institui a política estadual do biogás, já foi enviado para Assembleia Legislativa do Estado de Santa Catarina no mês de fevereiro de 2018 ¹.

Na Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) diversos projetos foram realizados no sentido resolver o problema ambiental e de converter o biogás em energia elétrica, com destaque a ações realizadas no Laboratorio de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos da UFSC (LabCET) com recursos do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq (Edital CT-Energ/MCT/CNPq 029/2004 - Processo 40.1282/2004-0) e também da FAPESC (Edital FAPESC 02/2005 - Contrato N° CON10629/2007-1). Atualmente, um projeto de maior abrangência encontra-se em andamento com recursos da Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP), envolvendo a UFSC e outras oito universidades brasileiras, sob coordenação geral da Universidade Federal de Pernambuco - UFPE (Edital FINEP 06/2010 - Saneamento Ambiental e Habitação - Convênio FINEP: 23076.032233/2011-54). Neste projeto, os trabalhos são focados no desenvolvimento de soluções tecnológicas a partir do biogás produzido em sistemas de esgotos e aterros sanitários, atendendo aos requisitos exigidos pelas concessionárias de distribuição de energia elétrica. Ao Departamento de Engenharia Ambiental (ENS/UFSC) compete as atividades relacionadas com a produção, limpeza e caracterização do biogás produzido em aterros sanitários. Ao LabCET/UFSC coube o trabalho de pesquisa relacionado à conversão do biogás em eletricidade, foco central do presente trabalho.

No âmbito do projeto FINEP, todo equipamento e infraestrutura necessária estão disponíveis para realização dos trabalhos de campo, incluindo motogerador de 70 kVA instalado no aterro de sanitário de Brusque, pronto

¹ Projeto de lei disponível em: <http://www.ale.sc.gov.br/expediente/2018/PL_0026_0_2018_Original.pdf>. Acesso em 30 de junho de 2018.

para operacionalização e produção de energia elétrica.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVO GERAL

Avaliar a integração de ciclos Rankine orgânicos em motogeradores utilizados para geração de eletricidade a partir do biogás de aterros sanitários.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a. Instalar e tornar operacional um motogerador piloto no aterro sanitário de Brusque-SC;
- b. Propor uma planta termoelétrica combinando Ciclo de Rankine Orgânico (ORC) com ciclo Otto;
- c. Avaliar o comportamento termodinâmico do ORC para diferentes fluidos térmicos;
- d. Ajustar a solução proposta ao biogás disponibilizado pelos drenos do aterro sanitário;
- e. Realizar uma análise exergética do ciclo Rankine proposto.

2 POLÍTICA DE RESÍDUOS SÓLIDOS E ATERROS SANITÁRIOS

A característica do resíduo brasileiro, assim como sua forma de gestão, são fundamentais para compreender as alternativas tecnológicas de seu tratamento, já que depende de peculiaridades regionais, econômicas, sociais e culturais. De modo que se possa agir de maneira padronizada e diminuindo essas peculiaridades, se torna necessário uma política nacional para o tratamento dos resíduos, basicamente os resíduos sólidos urbanos.

Resíduos sólidos podem ser definidos de acordo com a norma NBR 10004 ([Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2004](#)) como “resíduos no estado sólido e semissólido, que resultam de atividade de origem industrial, doméstica, hospitalar, comercial, agrícola, de serviços e de varrição”. A política nacional de resíduos sólidos foi sancionada pela lei nº 12.305 e define objetivos, princípio e instrumentos relativos a gestão dos resíduos sólidos. A lei prevê uma visão sistêmica dos resíduos sólidos levando em conta além dos aspectos socioambientais, as questões econômicas e tecnológicas ([Brasil, 2010](#)). Isso significa uma política de reciclagem e reaproveitamento dos seus subprodutos, além de uma diminuição de sua produção. Um descarte adequado também está previsto, levando os resíduos sólidos urbanos a uma migração dos antigos lixões para os aterros sanitários e aterros controlados.

Em se tratando de coleta seletiva, há certa evolução neste quesito quando se considera o número de cidades que instituem esse tipo de coleta no país. De acordo com dados da [Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais \(2016\)](#) é possível perceber que as regiões Sul e Sudeste se destacam, estando as outras regiões bem aquém em relação ao cenário nacional (Tabela 1).

Tabela 1 – Municípios com iniciativa de coleta seletiva. Fonte: Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (2016).

Região	Norte		Nordeste		Centro-Oeste	
	2015	2016	2015	2016	2015	2016
SIM	258	263	884	889	200	202
NÃO	192	187	910	905	267	265
Região	Sudeste		Sul		BRASIL	
	2015	2016	2015	2016	2015	2016
SIM	1450	1454	1067	1070	3859	3878
NÃO	218	214	124	121	1711	1692

2.1 LIXÕES E ATERROS CONTROLADOS

A disposição final dos resíduos sólidos urbanos é um problema muito importante na sua gestão. Apesar de serem menor parcela atualmente, os lixões ainda são uma opção em muitos lugares do país. Trata-se de uma forma simples de despejo dos resíduos, sem que haja o envolvimento de qualquer técnica ou preocupação com o meio ambiente ou a saúde pública (SILVA, 2006). Estando dispostos a céu aberto, são um atrativo para vetores de doenças e geram odores provenientes dos gases da decomposição. Trata-se somente de um local onde o RSU é descartado e acumulado, sem que haja qualquer tipo de preparo do terreno ou que se planeje o fim desses resíduos.

O lixão é problemático e inadequado também porque não há qualquer tratamento do seu chorume, permitindo a contaminação do solo, consequentemente dos lençóis freáticos. O chorume ou percolado é o produto líquido da decomposição dos resíduos (SILVA, 2006). Os lixões já foram (e ainda são) áreas comumente exploradas por pessoas com fragilidade social e econômica, de onde reaproveitavam objetos e até alimentos (Figura 2).

Como alternativa aos lixões surgiram os aterros controlados. Neste tipo de técnica, os resíduos são cobertos por material inerte ao fim de cada jornada de trabalho. Já se utiliza alguns princípios de engenharia para esse espaço, mas ainda não dispõe necessariamente de técnicas para impermeabilização do

solo ou gestão dos gases produzidos (ENSINAS, 2003). Apesar da cobertura impedir a proliferação de animais, o acesso direto e o impacto visual, o aterro controlado pode ser considerado somente um lixão com melhor cuidado com os resíduos, não envolvendo práticas adequadas do ponto de vista sanitário e ambiental.



Figura 2 – Lixão no Distrito Federal, desativado no início de 2018, era o maior lixão da América Latina. Foto: Paula Frões/BBC ¹.

2.2 ATERROS SANITÁRIOS

Os aterros sanitários são as melhores opções para disposição final dos resíduos sólidos urbanos. Este método, assim como o aterro controlado, confina seus resíduos em camadas cobertas com material inerte (MONTEIRO et al., 2001). Entretanto, se preocupa com a saúde e segurança pública e em minimizar os danos ao meio ambiente, através da impermeabilização e nivelamento do terreno, vias de circulação e drenagem do chorume produzido para tratamento. Ao fim de exaustão da área para descarte dos RSU, esta é coberta e revegetada e os gases produzidos são drenados para a queima (Figura

¹ Disponível em: <http://www.bbc.com/portuguese/noticias/2016/03/160310_galeria_lixao_estrutural_pf>. Acesso em maio de 2017.

3). Em relação aos lixões a céu aberto, evidentemente, os aterros sanitários eliminam a contaminação do solo e minimizam os impactos associados a emissões de gases de efeito estufa.

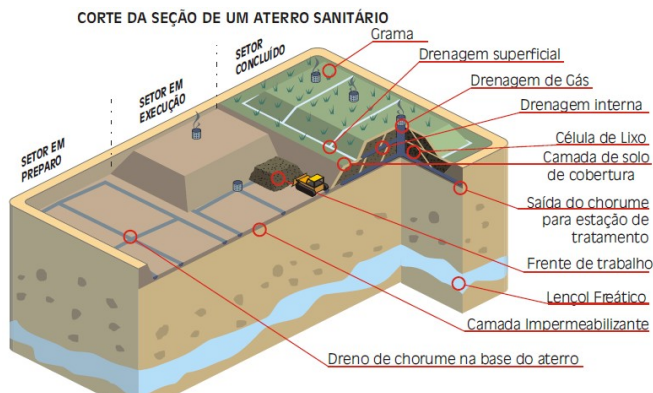


Figura 3 – Configuração padrão de um aterro sanitário. Fonte: CGC Concessões².

O aterro sanitário visa proteger o meio ambiente, uma vez que trata os resíduos líquidos e gasosos que poderiam contaminar lençóis freáticos, o solo e o ar. É adequado por obedecer critérios e técnicas de engenharia (SILVA, 2006). A norma NBR 8419/1985 estabelece as normas de projeto de um aterro sanitário, onde evidencia-se a necessidade de impermeabilização do solo, coleta e tratamento do percolato e drenagem dos gases de decomposição, o biogás.

Os aterros sanitários têm sido o destino final dos resíduos sólidos urbanos. A participação dos lixões, apesar de ser minoritária, sofreu algum aumento em valor absoluto comparando os anos de 2015 e 2016 (Figura 4). O fim dos lixões e a adoção dos aterros sanitários são importantes para evitar a contaminação das áreas onde se localizam, permitindo também um tratamento adequado desses resíduos. Mesmo sendo a forma mais econômica e de mínimo impacto ambiental, o aterro sanitário não é sustentável. Uma

² Disponível em <<http://cgconcessoes.com.br/wp-content/uploads/2016/04/aterro.jpg>>. Acesso em 22 de março de 2018.

vez que somente descarta os resíduos da atividade humana, ele não respeita o ciclo da natureza de recuperação dos recursos, apenas acumulando-os em um espaço. A atividade mais adequada para os resíduos sólidos seria a reciclagem e reutilização da maioria dos produtos descartados e uma correta separação e tratamento diferenciado dos resíduos orgânicos.

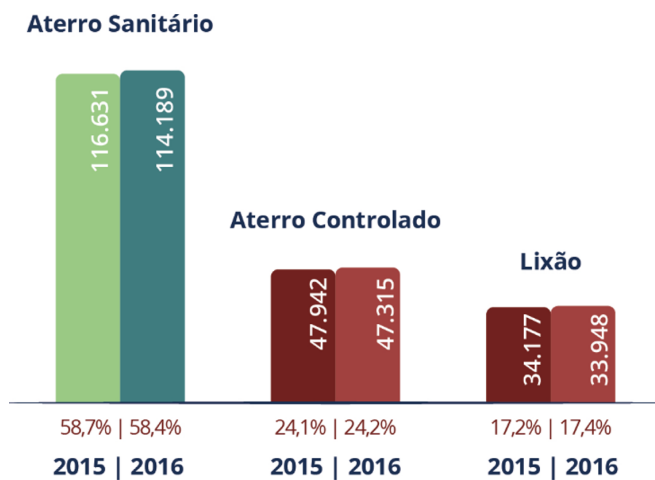


Figura 4 – Destinação final dos resíduos sólidos urbanos em tonelada por dia.
Fonte: Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais (2016).

3 BIOGÁS

O biogás é uma mistura gasosa resultante da digestão anaeróbica, ou seja, da decomposição de matéria orgânica por microrganismos na ausência de oxigênio (ZANG, 2012). Esta decomposição pode ser feita a partir de diversos resíduos orgânicos como esterco de animais, resíduos domésticos, lodo de esgotos, plantas aquáticas e outros (PECORA, 2006). Ele pode ser produzido de forma controlada através de biodigestores, cuja mistura gasosa é rica em combustível.

O conteúdo energético do biogás é bastante elevado, principalmente por ter em sua composição o metano (ZANG, 2012). Possuindo um potencial calorífico elevado, pode ser utilizado de diversas maneiras para a produção de energia, podendo ser um substituto de GLP ou lenha nas propriedades rurais ou até mesmo na produção de energia elétrica utilizando motores à combustão ou turbinas a gás. De acordo com (FIGUEIREDO, 2011), a composição típica do biogás gira em torno de 60% de metano, 35% de dióxido de carbono e 5% de outros gases, como hidrogênio, nitrogênio, gás sulfídrico, monóxido de carbono, amônia, oxigênio e aminas voláteis.

Apesar de possuir alto teor de metano, a composição do biogás pode variar bastante, como pode ser observado na Tabela 2. Essa variação é dependente do tipo de processo de produção, da origem do material orgânico e de sua decomposição. É importante notar a presença de impurezas no gás, o que pode prejudicar na produção de energia, uma vez que diminui seu poder calorífico, tornando o processo menos eficiente.

Alguns estudos sobre a concentração de metano no biogás mostram a diferença na proporção de gases que se pode obter. Em trabalho realizado por GUSMÃO (2008), em propriedades suinícolas, foi possível obter uma concentração em torno de 66% de metano de biogás no verão, chegando a até mesmo a 70% no outono. No que diz respeito a aterros sanitários, normalmente a concentração média de metano fica em torno de 48%, chegando a picos de

Tabela 2 – Composição típica do biogás. Fonte: Zang (2012).

COMPOSIÇÃO DO BIOGÁS	
Metano	40 – 70% de volume do gás produzido
Dióxido de carbono	30 – 60% de volume do gás produzido
Gás hidrogênio	0 – 1% de volume do gás produzido
Sulfeto de hidrogênio	0 – 3% de volume do gás produzido
Vapor de água	0 – 10% de volume do gás produzido

66%, dependendo da profundidade que se analisa (SILVA, 2006).

3.1 BIOGÁS EM ATERROS SANITÁRIOS

Nos aterros sanitários, a composição do resíduo sólido é bastante heterogênea, não se tratando somente de resíduos orgânicos, mas todo tipo de material descartado proveniente dos centros urbanos. Desta forma, a decomposição orgânica se dá numa condição não controlada, podendo fazer variar bastante a composição do biogás de aterro para aterro.

Como inicialmente os resíduos do aterro estão em contato direto com a atmosfera para depois serem cobertos, a formação do biogás ocorre por dois processos. De acordo com Figueiredo (2011), em contato com oxigênio do ar, os resíduos orgânicos sofrem decomposição aeróbica. Após a cobertura, com a diminuição do oxigênio presente, inicia-se a decomposição anaeróbica dos resíduos. A taxa de produção de biogás varia com o tempo, normalmente atingindo um pico entre o primeiro e o segundo ano.

A geração de biogás, durante a vida do aterro, pode ser dividida em cinco fases de acordo com a biodegradabilidade do resíduo. Vários fatores interferem no tempo de duração dessas fases, como tipo de resíduo, umidade, conteúdo dos nutrientes, concentração da bactéria e acidez. Por isso, não é possível generalizar valores típicos para cada fase, sendo diferentes para cada tipo de aterro sanitário (ESMAP, 2004). O gráfico da geração de biogás e suas fases podem ser observadas na Figura 5.

De acordo com Borba (2006), a primeira fase corresponde ao momento

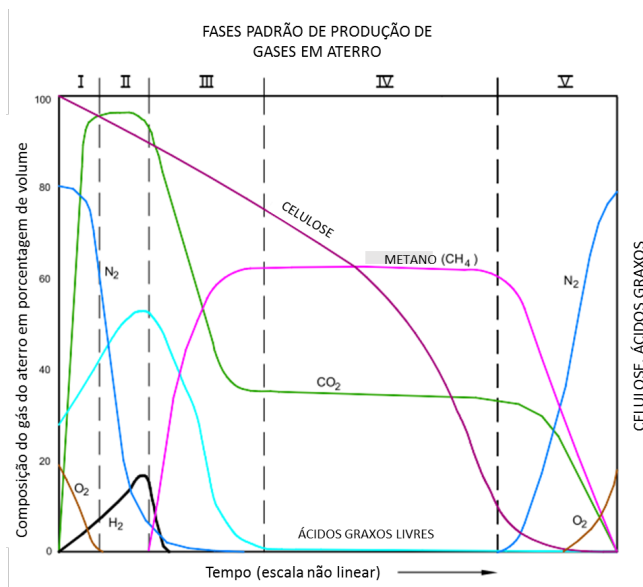


Figura 5 – As cinco fases de produção de biogás em aterro sanitário. Fonte: Adaptado de [ESMAP \(2004\)](#).

em que o RSU é depositado no aterro, quando as primeiras reações se iniciam. Ocorre sob a condição aeróbica e continua por dois ou três dias após a cobertura, quando há a diminuição da presença do oxigênio. A segunda fase se inicia quando a digestão dos resíduos orgânicos se torna anaeróbica e os nitratos e sulfatos são reduzidos a gás nitrogênio e sulfeto de hidrogênio. O pH do chorume diminui à presença de ácidos orgânicos e de concentrações elevadas de dióxido de carbono.

Na terceira fase, as reações iniciadas na fase anterior são aceleradas. O principal gás gerado nesta fase é o dióxido de carbono, mas pequenas quantidades de hidrogênio e considerável quantidade de ácidos orgânicos também são geradas. Quando formado, o pH do chorume é muito baixo, em torno de 4 ou 5, possibilitando a solubilização de constituintes inorgânicos como os metais pesados. Os microrganismos envolvidos nesta fase são anaeróbicos e facultativos. A quarta fase é a fase de formação do metano e predominam

microrganismos anaeróbicos, que convertem ácido acético e hidrogênio em metano e gás carbônico (metanogênicos). O pH se eleva, diminuindo a concentração de metais pesados no chorume. Na quinta fase, com a degradação da maior parte dos resíduos orgânicos, a taxa de formação de metano e gás carbônico diminui.

Dependendo da profundidade dos resíduos e da umidade, a fase metanogênica pode se iniciar dentro de seis meses após a deposição dos resíduos sólidos e se estabilizar em menos de dois anos, com as emissões reduzindo e acontecendo por décadas (ESMAP, 2004). Mesmo assim, a duração das fases não pode ser definida de modo preciso.

3.2 FATORES QUE INFLUENCIAM A FORMAÇÃO DE BIOGÁS

A decomposição orgânica e formação de biogás pode ocorrer por até 100 anos, mas em nível considerável num intervalo bem mais curto (FILHO, 2005). A seguir, de acordo com Filho (2005), seguem os fatores que afetam a formação de biogás.

3.2.1 COMPOSIÇÃO DOS RESÍDUOS

Sendo os resíduos sólidos de aterro sanitários provenientes do RSU, este é bastante heterogêneo e pode conter, além dos materiais orgânicos, diferentes materiais em variadas proporções, como vidro, metais, plásticos, concreto, cinzas, que são materiais inertes, além de outros não decompostáveis. Resíduos de fácil decomposição, como restos de alimentos, favorecem a formação de biogás.

3.2.2 UMIDADE DE CONSTITUIÇÃO DOS RESÍDUOS

A umidade é outro fator muito importante para a formação de biogás sendo que maior a umidade, maior a taxa de produção. A umidade do aterro pode mudar ao longo do tempo, devido a infiltrações e a própria decomposição, influenciando consideravelmente a produção do gás.

3.2.3 TAMANHO DAS PARTÍCULAS

Quanto menor o tamanho das partículas em decomposição, maior a taxa de produção de biogás. Isto porque partículas menores significam uma maior área de contato superficial para as reações químicas de decomposição, favorecendo sua velocidade.

3.2.4 IDADE DOS RESÍDUOS

Resíduos mais antigos podem já ter passado da fase de decomposição, estando na fase final de produção de biogás em relação a resíduos mais novos, que ainda possuem um potencial de produção. Assim, resíduos mais recentes, elevam a possibilidade de produção de gás, aumentando sua taxa.

3.2.5 NÍVEL DE PH

A acidez, visto que afeta diretamente a população das bactérias que decompõe a matéria orgânica, também é um fator importante na formação de biogás. Os aterros devem possuir um teor levemente ácido, em torno de 6,7 a 7,5, que é próximo do valor mais adequado para bactérias anaeróbicas, favorecendo a metanogênese.

3.2.6 TEMPERATURA

Assim como a acidez, a temperatura também afeta a atividade das bactérias, favorecendo a predominância de um ou outro tipo e o nível de produção de biogás. As bactérias termofílicas favorecem a taxa de produção de gás e a temperatura ótima é entre 45°C e 65°C. Mas a maior parte dos aterros ocorre na faixa das bactérias mesofílicas, cuja faixa ótima é entre 30°C e 35°C. Dentro de 45 dias atinge-se a máxima temperatura do aterro devido as atividades microbiológicas aeróbicas, diminuindo com a atividade anaeróbica. As temperaturas do aterro variam tipicamente entre 30°C e 60°C.

3.2.7 OUTROS FATORES

Fatores como dimensões do aterro, o modo de operação dos resíduos no aterro, potencial de oxidação-redução, nutrientes e bactérias também influenciam na produção do gás.

3.3 IMPUREZAS DO BIOGÁS NA PRODUÇÃO DE ENERGIA

O biogás, quando coletado para sua utilização, contém outras espécies químicas que podem ser prejudiciais para o aproveitamento energético e precisam ser eliminadas. De fato, a substância realmente necessária como combustível é o metano, sendo os outros componentes prejudiciais para o bom desempenho da combustão. É possível através de alguns processos produzir o biometano, retirando os outros constituintes. Entretanto, esse processo exigiria um custo maior de energia e de recursos que podem tornar inviável o aproveitamento do biogás. Assim, o uso direto do biogás para as aplicações desejadas pode ser bastante vantajoso.

De qualquer forma, há substâncias presentes no biogás de aterro sanitário que são bastante indesejáveis, seja no ponto de vista de saúde quanto de prejuízo que causa em equipamentos na geração de potência, como nos motores à combustão. Por isso, deve-se compreender a composição do biogás a ser utilizado, pois também os siloxanos, compostos de carbono, hidrogênio, oxigênio e silício são constituintes do gás dos aterros (MENDOZA, 2014).

Os compostos halogenados estão mais comumente presentes nos aterros sanitários, devido a sua composição heterogênea. Quando oxidados nos processos de combustão, esses compostos tornam-se corrosivos na presença de água, nocivos para tubulações metálicas e equipamentos (PERSSON; JONSSON; WELLINGER, 2007). Siloxanos são silicões voláteis que originam-se de produtos de resíduos de aterros como xampus e detergentes. Na combustão, os siloxanos resultam no depósito de silício inorgânico na câmara dos motores e nas válvulas, podendo significar danos por erosão e bloqueios (PERSSON; JONSSON; WELLINGER, 2007).

A amônia é outro composto que pode ser encontrado no biogás, geralmente em baixas concentrações. Em contato com a água, converte-se em compostos corrosivos (CRISTIANO, 2015). Altas concentrações de amônia são um problema para motores, havendo um limite estabelecido pelo fabricante, além de sua combustão formar óxidos nitrosos (PERSSON; JONSSON; WELLINGER, 2007).

Diferentes compostos de enxofre podem estar presentes no biogás, sendo o sulfeto de hidrogênio o mais relevante. Além de tóxico, dá forte odor característico ao biogás e é incolor. Devido a sua toxidez, irrita os olhos e atua no sistema nervoso dos seres humanos, podendo levar a morte dependendo das concentrações. Não há confirmação das consequências de exposição contínua a esse sulfeto e se são reversíveis (MAINIER; VIOLA, 2005). Além de requisitos de saúde, a presença do sulfeto de hidrogênio afeta a vida útil dos componentes de geração de energia, podendo causar corrosão em compressores, tanques de armazenamento e motores. É reativo com a maioria dos metais, dependendo da concentração, pressão, temperatura e presença de água (PERSSON; JONSSON; WELLINGER, 2007).

3.3.1 REMOÇÃO DE IMPUREZAS POR CARVÃO ATIVADO

As principais impurezas a serem removidas do biogás de aterro sanitário são os compostos de enxofre, especificamente o sulfeto de hidrogênio. Também é muito importante a remoção de siloxanos, característico dos aterros. Existem vários métodos de remoção de sulfeto de enxofre, sendo que um dos mais aplicados é o de adsorção por carvão ativado. O carvão ativado é bastante usado no tratamento de fluentes líquidos e gasosos (CRISTIANO, 2015). Além do sulfeto de hidrogênio, o carvão ativado remove os siloxanos, se tornando uma excelente aplicação para o biogás de aterros sanitários (PAIXÃO, 2016).

O carvão ativado é um material de origem natural altamente poroso (PAIXÃO, 2016). O tamanho dos poros desejados depende da sua aplicação e com a substância a ser adsorvida. É utilizado onde necessita-se de alta eficiência de remoção. No tratamento de efluentes, pode ser aplicado de duas formas: em pó ou granulado. A escolha da forma a ser usada no tratamento

depende de vários fatores, como características do efluente e da natureza dos compostos a serem removidos, sendo que a forma em pó possui muito mais limitações de uso. O carvão ativado pode ser reutilizado em processos de regeneração, onde os materiais adsorvidos podem ser removidos dos poros (BONATTO, 2013).

Para a filtragem de biogás, utiliza-se o carvão ativado granular. De acordo com Bonatto (2013), há um problema de perda de carga do biogás para filtros com carvão ativado, sendo difícil superá-lo somente com a vazão espontânea dos drenos. Vazões mais altas também podem ser problemáticas, uma vez que favorecem uma saturação mais rápida. Segundo a autora, o tempo de contato entre o material adsorvente e o gás deve ser o suficiente para melhores níveis de adsorção gradual. De acordo com Paixão (2016), por razões de segurança, é requisito para o uso de carvão ativado uma concentração de sulfeto de enxofre no biogás de no máximo 2000 ppm. Neste trabalho, houve a preocupação de identificar todos os componentes do biogás que pudessem comprometer o desempenho, segurança e durabilidade do motogerador na conversão em eletricidade, neste caso específico, em cooperação com laboratórios do Departamento de Engenharia Sanitária e Ambiental da UFSC.

4 CONVERSÃO DE BIOGÁS EM ELETRICIDADE

4.1 PRODUÇÃO DE ENERGIA DO BIOGÁS DE ATERRO SANITÁRIO

Como já apresentado, em um aterro sanitário, o biogás que é produzido precisa ter um destino adequado devido ao alto impacto de seus componentes no meio ambiente. Com queimadores nos drenos dos aterros sanitários, a combustão do metano do biogás diminui esse impacto, pois o dióxido de carbono tem menor impacto ambiental. Entretanto, esse metano poderia ser usado para produzir energia se o biogás for canalizado e a queima aproveitada, como para conversão em eletricidade através de motores ou turbinas a gás.

Assim, o uso do biogás para a geração de energia elétrica surge como uma excelente oportunidade não só de dar destino adequado à emissão de metano como também servir de fonte de energia elétrica. Esta ainda pode ser utilizada para suprir a rede, dependendo da quantidade produzida. Há algumas iniciativas no Brasil para esse setor, inclusive com projetos para produção de energia elétrica não somente em aterros sanitários, mas também de dejetos animais. Em trabalho recente, segundo [Casarin \(2016\)](#), há necessidade de uma quantidade de suínos relativamente alta para viabilidade econômica, apesar do positivo retorno ambiental.

No que diz respeito aos aterros sanitários, há estudos sendo realizados sobre o potencial de aproveitamento energético dos resíduos sólidos urbanos. Estudos do Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento (PNUD) junto ao Ministério do Meio Ambiente buscam levantar dados a respeito do potencial de energia do metano dos aterros. Nos 56 locais pesquisados, dentre os quais 71% são aterros sanitários, 20% aterros controlados e 9% lixões, os potenciais somados chegam a 311 MW de potência, que poderia suprir a

demanda de uma cidade como o Rio de Janeiro (PNUD; MMA, 2010). Na Figura 6 há uma ilustração da instalação em aterros sanitários.

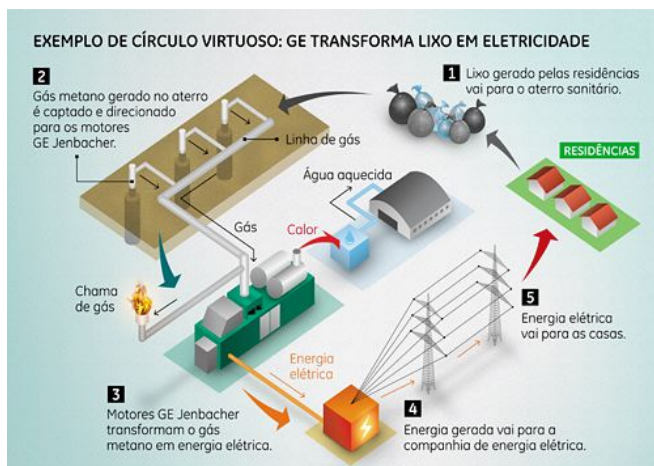


Figura 6 – Infográfico de produção de energia em aterro sanitário. Fonte: GE REPORTS BRASIL ¹.

A captação de biogás ocorre através de uma rede subterrânea coletora que possui drenos por onde o gás é expelido devido a própria pressão local no aterro e pode ser intensificada mediante a instalação de compressores. O condensado pode ser removido do biogás com o uso de purgadores ou desumidificadores, permitindo a utilização do gás com baixa umidade na geração de eletricidade (FIGUEIREDO, 2011).

Para a conversão de biogás em energia elétrica, a alternativa mais viável é a utilização de motores a combustão interna, comparados às turbinas, por estas últimas terem um custo elevado de importação, apesar da maior eficiência global (PECORA et al., 2009). De acordo com Ensinas (2003), a flexibilidade de implantação do sistema de geração é uma das vantagens do uso de motores a combustão interna, tendo a eficiência aumentada com a aplicação de cogeração.

¹ Disponível em: <<http://www.gereportsbrasil.com.br/post/96000807959/circulo-virtuoso>>. Acesso em: 08 jun. 2016

No aterro de Bandeirantes, na cidade de São Paulo, está localizado um dos grandes projetos de aproveitamento do biogás, contando com uma potência instalada de 20 MW e motores de combustão interna (FIGUEIREDO, 2011). De acordo com Silva (2006), a porcentagem média do metano no biogás deste aterro é de 48%, a uma vazão média entre 27 Nm³/h e 76 Nm³/h dependendo do poço de extração (dreno).

Há estudos de caso sendo realizados em outros aterros sanitários. Na cidade de Caieras – SP, um estudo realizado por Figueiredo (2011) verificou a utilização de motogerador para produção de energia elétrica utilizando o biogás do aterro Essencis CTR – Caieiras. O estudo concluiu que o projeto é viável tecnicamente e economicamente até para um motor de pequeno porte, como um motogerador de 230 kW, além de proporcionar considerável redução no impacto ambiental. Segundo o estudo, o potencial para aquele ano de 2010 de produção de energia elétrica foi de 30 MW. A porcentagem avaliada de metano no biogás foi de 45%.

4.2 CICLO COMBINADO

Numa planta de geração de energia elétrica a partir de biogás de aterros sanitários, é possível o uso de ciclos combinados para melhor aproveitar a energia disponível do gás. O ciclo combinado é uma maneira de melhorar a eficiência global da planta de geração de energia, combinando um ciclo a vapor a um ciclo a gás, aproveitando a disponibilidade de calor deste último (ÇENGEL; BOLES, 2013). Na aplicação de um motor combustão interna, pode-se aproveitar o calor residual para fornecer energia a um outro ciclo. Os ciclos a gás e a vapor utilizados são, respectivamente, o ciclo Otto e o ciclo Rankine.

4.3 CICLO OTTO

De acordo com Çengel e Boles (2013), o ciclo Otto é um ciclo ideal de motores alternativos de ignição por centelha. Trata-se de motores a combustão interna formado por um sistema pistão e cilindro onde o pistão executa quatro

movimento no cilindro para completar um ciclo. São os chamados motores quatro tempos.

Os quatro tempos do motor são: admissão, compressão, expansão e exaustão. Na admissão, a mistura ar e combustível é admitida dentro da câmara de combustão (cilindro) pela válvula de admissão e o pistão se desloca para o ponto morto inferior. Em seguida, na compressão, o movimento do cilindro comprime a mistura até o ponto morto superior, quando a centelha é acionada, causando a combustão do fluido. Na expansão, com a combustão e consequente aumento de pressão, o pistão se move novamente para o ponto morto inferior. Por fim, na exaustão, os gases de combustão são expelidos para fora da câmara pela válvula de exaustão, pelo movimento do pistão que sobe novamente e repete-se o ciclo (Figura 7). Como o fluido do ciclo Otto é renovado em cada ciclo, ele é classificado como ciclo aberto.

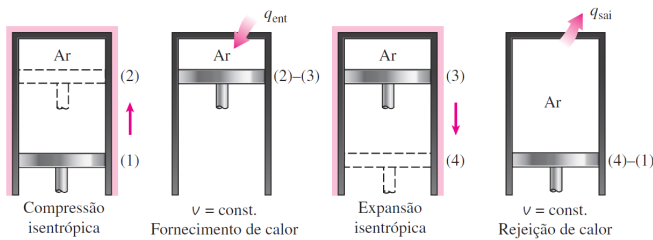


Figura 7 – Quatro tempos de um motor Otto. Fonte: Çengel e Boles (2013).

4.4 CICLO RANKINE

O ciclo Rankine é um ciclo de potência onde o fluido de trabalho muda de fase. A geração de potência ocorre através do fornecimento de energia de uma fonte de calor, consistindo em quatro processos: compressão, aquecimento, expansão e rejeição de calor (Figura 8). Geralmente o fluido de trabalho empregado é água, devido a suas características favoráveis para essa aplicação (ÇENGEL; BOLES, 2013).

No ciclo Rankine ideal, o fluido no estado de líquido saturado entra na bomba e é comprimido isentropicamente até a pressão de trabalho do evapo-

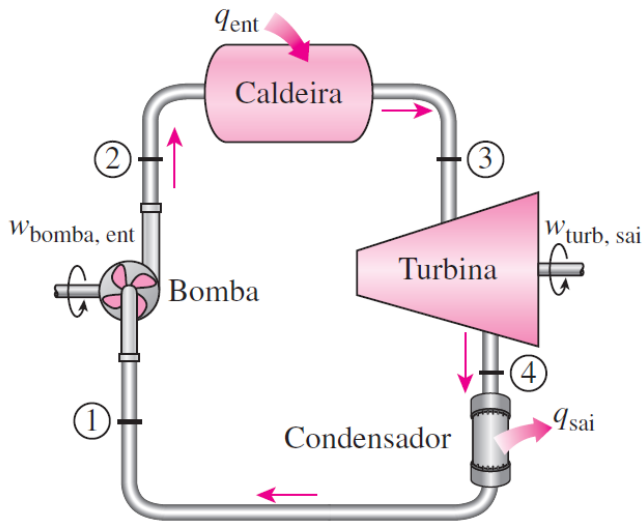


Figura 8 – Esquema com os componentes básicos de um ciclo Rankine. Fonte: Çengel e Boles (2013).

rador. No evaporador, o fluido recebe calor, sendo aquecido até temperatura de evaporação e sofre ebulição até a condição de vapor saturado. Logo após é superaquecido no superaquecedor, processo que ocorre à pressão constante. Em seguida, o vapor superaquecido entra na turbina, gerando potência, num processo isentrópico cuja saída é uma mistura com título elevado. Encerrando o ciclo, o vapor saturado é resfriado no condensador à pressão constante. A Figura 9 mostra o diagrama para um ciclo real, caso em que as irreversibilidades relativas à compressão e expansão do fluido térmico são consideradas.

O ciclo Rankine, apesar de comumente utilizar água como fluido de trabalho, também pode utilizar fluidos orgânicos. Esse é o Ciclo Orgânico de Rankine (ORC – *Organic Rankine Cycle*). Permite faixa de trabalho de pressão e temperatura diferentes àquelas da água. O uso de fluidos orgânicos ao invés de água é particularmente favorável para aplicações de baixa temperatura (LIU; CHIEN; WANG, 2004).

A seleção do fluido é uma etapa muito importante no projeto de um

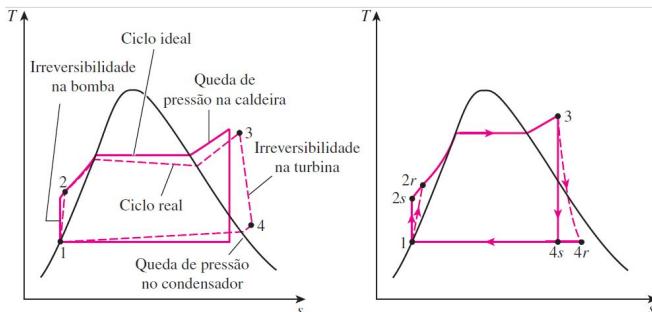


Figura 9 – Diagrama temperatura e entropia para o ciclo Rankine com os desvios do ciclo real (linha descontínua) do ciclo ideal (linha contínua). À direita, o diagrama desconsiderando as perdas de carga. Fonte: Çengel e Boles (2013).

ciclo orgânico de Rankine. A sua escolha influencia diretamente a turbina utilizada, sendo esse um dos principais parâmetros. Também são importantes a disponibilidade comercial e os custos dos fluidos. Outras características como inflamabilidade, não ser nocivo ao meio ambiente, não ser tóxico e ser compatível com certos materiais da planta e turbina, devem ser levados em consideração (MACCHI, 2013).

De acordo com Liu, Chien e Wang (2004), o fluido de trabalho, cujas condições de operação são fundamentais para uma boa performance do sistema, pode ser classificado em três categorias: úmido, isentrópico ou seco. Essas categorias são identificadas através da inclinação da curva Temperatura e Entropia (dT/dS) no ponto de vapor saturado do evaporador. Para o fluido úmido a inclinação da curva é negativa; para fluido isentrópico a inclinação é infinita; e para fluido seco, a inclinação é positiva. Também de acordo com os autores, os fluidos secos e isentrópicos são mais apropriados para os ciclos orgânicos de Rankine, pois isto significaria ausência de gotas condensadas na expansão na turbina, após superaquecimento devido expansão isentrópica, também eliminando necessidade de equipamento superaquecedor. Alguns fluidos de trabalho e suas características estão na tabela 3.

Tabela 3 – Alguns fluidos de trabalho com as respectivas curvas (dS/dT_H) e sua classificação (Sendo T_h a temperatura de saturação do vapor).
 Fonte: Adaptado de [Liu, Chien e Wang \(2004\)](#).

Tipos de fluidos de trabalho		
Fluido de trabalho	dS/dT_h	Tipo
Água	-13,1818	Úmido
Etanol	-5,4299	Úmido
R11	-0,3903	Isentrópico
R123	0,1202	Isentrópico
HFE7100	1,8252	Seco
n-Pentano	1,2835	Seco
Iso-Pentano	1,1801	Seco
Benzeno	0,3316	Isentrópico
Tolueno	1,0600	Seco
p-Xileno	1,539	Seco

5 ATERRO SANITÁRIO DE BRUSQUE E DISPONIBILIDADE DE BIOGÁS

Os estudos deste trabalho foram realizados tendo como base o aterro sanitário localizado no município de Brusque, em Santa Catarina. Esse aterro é gerido pela empresa RECYCLE e atende diversas cidades além de Brusque, recolhendo os resíduos pelas ruas da cidade e transportando para o aterro.

Nele os resíduos são pesados, catalogados e encaminhados à triagem antes do seu destino final. O biogás gerado a partir do processo de decomposição é captado e eliminado através da sua queima na superfície. O líquido lixiviado gerado é drenado para as lagoas de estabilização e aeração, onde são tratados biologicamente (RECYCLE, 2018). O aterro atende uma população de aproximadamente 316.000 habitantes (SILVESTRE, 2015).

O aterro possuía 23 drenos de biogás no ano de 2015, distribuídos por toda a área. O trabalho realizado por Silvestre (2015) caracterizou a disponibilidade do gás, assim como suas características para aproveitamento energético. De acordo com o autor, a escolha dos drenos por amostragem seguiram os critérios de viabilidade de acesso e viabilidade de captação de gás, que favorecesse um possível aproveitamento para produção de energia. O total de sete drenos em 59 amostragens foram utilizados para o estudo. Entretanto somente dois drenos dos sete apresentavam concentração de biogás representativa nas amostragens, provavelmente por serem os outros drenos muito antigos.

Conforme descrito por Silvestre (2015), para medir a vazão de biogás, o queimador do biogás é apagado para a instalação de um campânula metálica sobre o dreno. A campânula é encaixada no solo de modo a evitar vazamentos nas bordas. No canal de saída é colocado um bocal que possui um orifício por onde serão medidas as características do biogás desse dreno. Nesse orifício foi introduzido um sensor de medição de velocidade de um termo-anemômetro digital, através do qual é possível calcular a vazão de biogás. Pelo mesmo ori-

fício, através de uma mangueira, um analisador de gases mediu a composição do gás (Figura 10).

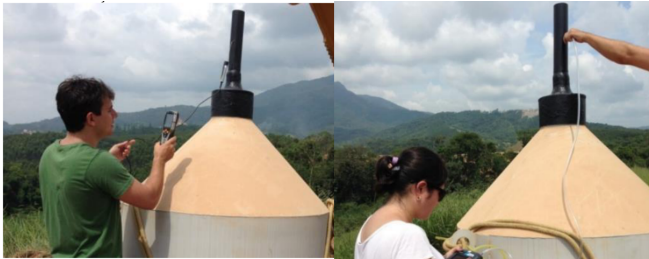


Figura 10 – Medição de velocidade (à esquerda) e composição (à direita) do biogás. Fonte: [Silvestre \(2015\)](#).

Os valores medidos de vazão do biogás nos dois drenos considerados, estão na Figura 11, representando 30 amostras das 59 amostragens realizadas entre os dias 12 de dezembro de 2014 e 20 de maio de 2015 ([SILVESTRE, 2015](#)).

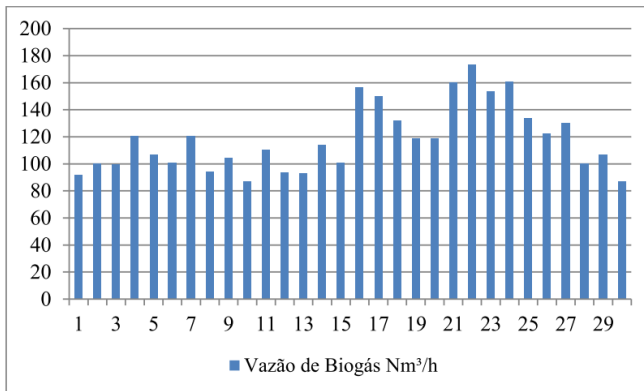


Figura 11 – Dados relativos a soma dos dois drenos. No gráfico, a abscissa representa as amostragens e a ordenada os valores de vazão. Fonte: [Silvestre \(2015\)](#).

Essas medições representaram uma média de 117,9 Nm³/h de vazão do biogás. Medições da composição do biogás foram feitas, relativas a essas

vazões, que representou uma média de concentração de 48,6% de metano. A Tabela 4 apresenta a composição do biogás medida nos drenos.

Dados mais recentes do aterro sanitário de Brusque, de análise de um único dreno, com o objetivo de instalação de motogerador, apontam resultados diferentes para a vazão mássica. De acordo com Freire (2018), em medições feitas em 2016 e 2017, apresentaram resultados de vazão média em torno de 12 Nm³/h e composição de aproximadamente 57% de metano no biogás. O autor destaca que essa vazão pode ser elevada com o uso de um compressor antes de alimentar o motogerador. A composição do biogás certamente não se mantém constante, conforme sinalizado nos trabalhos de Freire (2018) e Silvestre (2015), demonstrando diferenças significativas, com destaque para a fração volumétrica de metano. Medições realizadas pelo LabCET corroboram o valor encontrado por Freire (2018).

Tabela 4 – Composição de biogás medido, onde T é temperatura e Q é a vazão. Fonte: Silvestre (2015).

	Média	Desvio Padrão	Mínimo	Máximo
CH_4 (%)	48,6	6,4	34,7	58,4
CO_2 (%)	34,7	5	24,2	44,2
O_2 (%)	4,5	2,1	0,1	9,6
H_2S (ppm)	10,4	24,2	0	114
CO (ppm)	3,2	1,5	1	8
T (°C)	34,3	11,5	21,4	70,4
Q (N.m ³ /h)	117,9	24,6	86,8	173,4

6 APARATO EXPERIMENTAL

Uma bancada experimental foi montada como projeto piloto, consistindo de um motogerador de 70 kVA abastecido com biogás captado em um dos drenos disponibilizados no aterro sanitário de Brusque. A montagem ocorreu em quatro etapas principais. A primeira, no transporte do motogerador e instalação em local destinado para operação. A segunda etapa, consistiu no projeto, construção, transporte e instalação de um sistema de filtragem do biogás. A terceira, na instalação da campânula e tubulações de coleta do biogás, conectando ao sistema de filtragem através de um compressor e ao motogerador. A quarta consistiu na conexão do motogerador a cargas consumidoras de potência através de um painel elétrico. Ao fim dessas etapas o motogerador ficou disponível para gerar potência e ter seus dados adquiridos.

6.1 MOTOGERADOR

Restaurado e adaptado no LabCET/UFSC, o motogerador utilizado se trata de um motor da GM Powertrain com 8 cilindros em V de 5,7 litros, aspirado, originalmente a gasolina e capaz de gerar uma potência de 255 HP, que foi acoplado a um gerador elétrico WEG de 74 kVA e adaptado para gás natural. Possui um mesclador IMPCO 225M antes da borboleta controlada eletronicamente, que mistura o biogás ao ar. A admissão do ar passa através de um filtro antes de ir para o mesclador e tem seu fluxo medido por um sensor de fluxo de ar (Figura 12).

O controle eletrônico do motogerador é feito através de um controlador programável Woodward, que fornece as informações pelo painel ou através dos seus canais de saída. Esse painel exibe informações de temperatura da água do radiador, de rotação do motor, da relação ar e combustível, das horas de trabalho e da carga da bateria (Figura 13).

Antes de ser transportado e instalado no aterro sanitário, o motogerador



Figura 12 – Motogerador do LabCET/UFSC instalado no aterro de Brusque.



Figura 13 – Painel com informações sobre funcionamento do motogerador. Da esquerda para direita, acima, informações de rotação, relação ar e combustível e temperatura da água do radiador; abaixo, informações de tempo de funcionamento do motor e diferença de potencial na bateria

foi testado com gás natural, para diferentes cargas. Esses testes visavam simular os ensaios a serem realizados e verificar o funcionamento do equipamento.

6.2 PAINEL DE PURIFICAÇÃO DO BIOGÁS

Antes de alimentar o motogerador, o biogás proveniente dos drenos do aterro sanitário deve passar por filtros para retirar suas impurezas. Para

isso, a equipe do LabCET/UFSC projetou e construiu um painel de purificação constituído de colunas tubulares preenchidas com carvão ativado, com função de retirar prioritariamente o sulfeto de hidrogênio do biogás para uso no motor.

No total, o painel possui três passagens com carbono ativado, sendo as duas primeiras compostas de uma tubulação de diâmetro nominal de 100 mm cada uma e a terceira correspondendo a duas passagens em paralelo de tubulações diâmetro nominal de 60 mm, todas de policloreto de vinila. As colunas com carvão ativado estão acopladas na tubulação através de flanges parafusadas, no sentido de facilitar serviços de manutenção ou a troca de carvão. O restante da tubulação foi fixada com cola específica para policloreto de vinila e aplicações.

O painel de purificação também é composto por conexões e válvulas que possibilitam remoção de trechos sem que isso signifique deixá-lo inoperante, já que é possível também desviar o fluxo. Isso permite remover tubulações para eventuais manutenções e mesmo a troca do material nas colunas de filtragem. Há também ao final da tubulação um sistema desumidificador que utiliza de água fria externa, possuindo também uma saída para drenagem dessa umidade (Figura 14).

A tubulação possui vários acessos através de tomadas por onde podem ser feitas análises do biogás. Eles são importantes para se medir a qualidade do gás, composição e estado termodinâmico em cada região do painel de purificação.

6.3 CAMPÂNULA

A campânula é uma estrutura metálica que tem o intuito de envolver o dreno de biogás do aterro, permitindo sua captação e direcionamento através de tubulações. Ela é vedada com terra pela base e possui duas saídas com válvulas, sendo uma para o queimador (*flare*) e a outra para a tubulação conectada ao motogerador (Figura 15). A válvula do queimador pode ser aberta e a chama acendida. Uma terceira válvula localizada na tubulação permite a coleta e análise do biogás.



Figura 14 – Painel purificador do biogás através do uso do carvão ativado. Na imagem tem-se a primeira coluna com carvão ativado (a); a segunda coluna (b); a terceira passagem para filtragem através de duas colunas em paralelo (c); o desumidificador (d); e o dreno de umidade (e). As setas indicam a região de entrada e saída do biogás, assim como o sentido do escoamento.

6.4 COMPRESSOR

Para impor uma maior vazão ao biogás, foi instalado um compressor antes da entrada do painel de purificação. Ele é importante também para compensar as perdas de carga provenientes da passagem do biogás pelas colunas de filtragem preenchidas com carvão ativado (Figura 16).

6.5 VÁLVULA DE CONTROLE DE PRESSÃO

Antes da entrada de combustível no motor, foi instalada uma válvula redutora de pressão que tem a função de ajustar a pressão de admissão do



Figura 15 – Vista da campânula instalada sobre um dreno do aterro (à esquerda); Tubulação que leva o biogás do dreno ao motogerador (à direita).



Figura 16 – Compressor instalado antes do painel de purificação.

biogás ao motor (Figura 17).



Figura 17 – Válvula redutora de pressão.

6.6 CARGAS

Bombas existentes no local foram disponibilizadas para servirem de carga para o motogerador. Elas são ligadas ao gerador elétrico através de uma painel de controle. Foram utilizadas três bombas para o experimento, sendo duas delas funcionando em vazio e uma drenando chorume (Figura 18).



Figura 18 – Bombas usadas para servirem de carga para o motogerador.

6.7 PAINEL DE CONTROLE

Através do painel de controle foi possível monitorar as cargas, acioná-las e retirar as informações necessárias para as análises. Dados como potência, corrente e tensão são mostradas em um visor do painel de controle que possui

Com esse equipamento, foi possível medir a composição do biogás antes e após os filtros do painel, verificando a qualidade da eliminação de impurezas dos filtros instalados.

6.8.2 MEDIDOR DE VAZÃO DO BIOGÁS

Para calcular a vazão do biogás utilizado durante a operação do motorizador, foi utilizado um transdutor de velocidade de ar FMA-905A da Omega instalado através de uma flange metálica em tubulação após saída do painel de purificação e antes de entrada na válvula reguladora de pressão (Figura 20).



Figura 20 – Medidor de velocidade instalado em flange metálica em tubulação antes de entrada no motorizador.

O diâmetro interno do canal da flange metálica é a mesma da tubulação do painel de purificação, de modo a manter o escoamento livre de perturbações. Tomou-se o cuidado, também seguindo recomendações do fabricante, de antes e após o local do medidor haver comprimento suficiente para o desenvolvimento do escoamento. A leitura do valor de velocidade foi feito através do indicador de vazão N1500-FT da Novus, que compila os valores de corrente do medidor e exibe diretamente a velocidade, conforme ajustado no equipamento (Figura 21).

Com os dados de velocidade do escoamento, foi possível, conhecendo a secção transversal da tubulação, medir a vazão volumétrica do biogás.



Figura 21 – Indicador de velocidade do biogás.

6.8.3 SENSOR DE FLUXO DE AR

Na entrada de ar do motogerador há um sensor de fluxo de ar EFA 002W da E-Klass instalado com o intuito de medir a quantidade de ar de admissão para combustão durante operação do motor. Esse medidor possui conexão para saída em tensão e foi calibrado para os testes no Laboratório de Ciências Térmicas (LabTermo) da UFSC (Figura 22).



Figura 22 – Sensor de fluxo de ar para medir vazão de ar que entra no motor para combustão.

A calibração do sensor foi realizada para diferentes fluxos de ar e analisando o perfil do escoamento, com uso de bancada do LabTermo. Assim, foi possível estabelecer uma relação entre velocidade média do escoamento com a tensão medida nos canais de saída (Figura 23). Através da medida da tensão, pôde-se saber a velocidade e, com o diâmetro da tubulação, a vazão volumétrica.

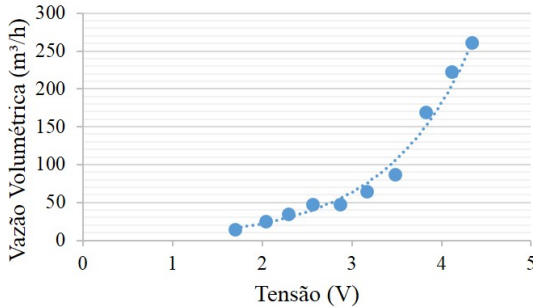


Figura 23 – Curva de calibração do sensor de fluxo de ar dos pontos medidos.

6.8.4 ANALISADOR DOS GASES DE EXAUSTÃO

A composição dos gases de exaustão pode ser medida através do analisador de gases de exaustão Optima 7 da Confor. Esse equipamento é capaz de medir a composição de dióxido de carbono, monóxido de carbono, oxigênio e outros componentes dos gases de exaustão, assim como a temperatura (Figura 24).

O analisador coleta o gás através de uma tubulação conectada a uma sonda, inserida dentro do canal de descarga dos gases de exaustão do motor. A composição dos gases de exaustão pôde ser medida enquanto o motogerador operava, assim como a temperatura, através de um termopar instalado na saída dos gases de exaustão do motor (Figura 25).



Figura 24 – Analisador da composição dos gases de exaustão.



Figura 25 – Termopar na saída dos gases de exaustão do motor para medir a temperatura de exaustão.

7 CICLO TERMODINÂMICO PROPOSTO

7.1 DESCRIÇÃO DA PLANTA

A proposta consiste na utilização de um motogerador integrado a um ciclo de Rankine orgânico. Biogás proveniente do aterro sanitário abastece o motor para geração da eletricidade requerida no local ou então exportada para a rede pública. De acordo com esquema mostrado na Figura 26, os gases de exaustão são direcionados para uma caldeira de recuperação, fornecendo calor no superaquecedor e evaporador, nesta ordem. Fluido térmico proveniente do tanque de alimentação recebe calor da água de arrefecimento do motor antes de entrar no tambor da caldeira de recuperação.

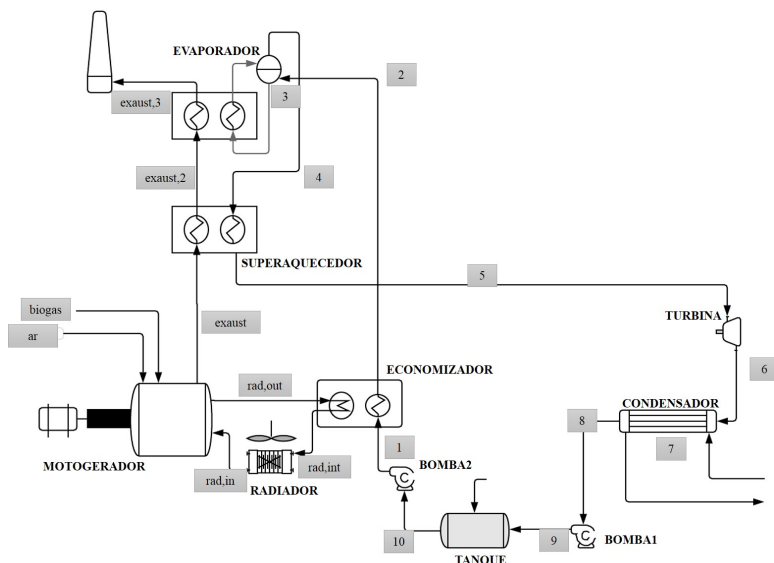


Figura 26 – Planta proposta para aterro sanitário de Brusque, com ciclo combinado de Rankine.

Da caldeira de recuperação, vapor superaquecido é levado até a turbina,

também denominado expensor, para geração de potência. Tem-se portanto geração de eletricidade no motogerador a biogás e na turbina a vapor.

Ao sair da turbina, o fluido é então condensado até líquido saturado no condensador, onde, na saída, há uma bomba para que o fluido seja bombeado de volta ao tanque de alimentação da caldeira. Eventual reposição de fluido térmico ocorre neste tanque de alimentação, de onde o líquido é comprimido de volta à caldeira, completando o ciclo de Rankine.

7.2 DADOS TÉCNICOS DOS MOTOGERADORES

Com a expectativa de estabelecer um projeto conceitual que correspondesse ao número de drenos disponíveis no aterro, numa primeira análise foram considerados diferentes modelos de potências distintas de motogeradores Caterpillar, de modo a garantir um melhor aproveitamento da planta na geração de potência elétrica e do calor associado aos gases de exaustão e água de arrefecimento do motor. Na Tabela 5 são apresentadas as características dos modelos considerados na análise.

Tabela 5 – Parâmetros para modelagem termodinâmica dos motogeradores Caterpillar; dados de catálogo (Anexo A).

Potencia elétrica nominal (kW)	85	150	507	1000
Calor para radiador (kW)	120,9	165,0	305,0	509,0
Calor de exaustão (kW)	58,9	83,0	375,0	755,0
Calor das perdas (kW)	10,8	24,0	115,0	200,0
Calor total (kW)	276	422	1302	2464
Temperatura gás exaustão (°C)	600	583	453	441
Rendimento	0,308	0,355	0,389	0,406

Em todos os modelos de motor, as temperaturas de projeto de entrada e de saída da água de arrefecimento são 83 e 88 °C, respectivamente, para uma vazão máxima correspondente a 12 kg/s. A vazão mássica dos gases de exaustão é calculada de acordo com a potência do motor nas condições estequiométricas.

7.3 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO DE ENERGIA

Para o dimensionamento da caldeira de recuperação foram considerados todos os parâmetros relevantes do processo, com especial cuidado aos valores estabelecidos para o *pinch point* e o *approach point*. O *pinch point* é a diferença entre a temperatura do gás de exaustão que sai do evaporador e a temperatura de saturação do fluido de trabalho. O *approach point* é a diferença entre a temperatura de saturação do fluido térmico e a temperatura desse mesmo fluido entrando no evaporador (Figura 27).

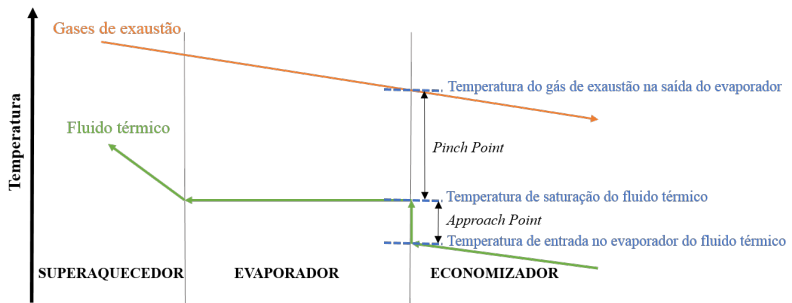


Figura 27 – Perfil de temperatura dos gases de exaustão e do fluido térmico em uma caldeira de recuperação.

Os valores desses parâmetros afetam diretamente o dimensionamento dos equipamentos, então a análise não deve ser feita apenas a partir do ponto de vista termodinâmico. Pequenos valores de *pinch point* podem significar custos elevados na construção dos trocadores de calor, inviabilizando o projeto (TAKAKI, 2006). Valores adequados de *pinch point* e *approach point* encontram-se normalmente entre 15°C e 30°C (GANAPATHY, 1996).

7.4 CICLO RANKINE E FLUIDOS DE TRABALHO

Para o ciclo Rankine, buscou-se os melhores parâmetros para atingir os valores mais satisfatórios de geração de potência. A escolha do fluido de trabalho representa o primeiro passo para o dimensionamento do ciclo térmico, de fato podendo significar a viabilidade técnica e também econômica da planta.

Para uma análise de sensibilidade, três fluidos térmicos foram escolhidos, um seco, um úmido e o outro isentrópico. Para efeito de comparação, também foram feitas análises com a água como fluido de trabalho.

Um parâmetro fixo e importante para o dimensionamento da planta do ciclo Rankine é a temperatura de condensação do fluido. O condensador deve trabalhar a temperaturas preferencialmente próximas à ambiente, considerando o calor rejeitado para um rio próximo do aterro onde os dados foram coletados. Para análise do ciclo termodinâmico, optou-se por estabelecer valor da ordem de 40°C para o condensador.

No trabalho de simulação termodinâmica, a pressão e temperatura na entrada da turbina são parâmetros de entrada, adotando valores compatíveis com o fluido de trabalho selecionado, de modo a evitar vapor saturado nos últimos estágios da turbina.

O fluido R123 é o fluido isentrópico escolhido por apresentar características mais apropriadas para as temperaturas típicas de exaustão do motor. Para fluido seco, utilizou-se o Isopentano. Como fluido úmido, optou-se pelo Etanol (Figura 28).

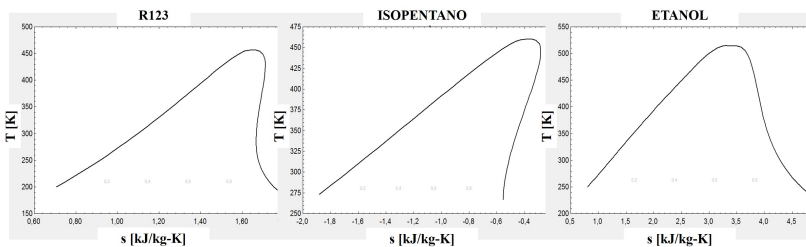


Figura 28 – Diagrama T-s mostrando o comportamento termodinâmico dos fluidos orgânicos isentrópicos (R123), secos (isopentano) e úmidos (etanol). Não estão na mesma escala.

7.5 HIPÓTESES CONSIDERADAS

Para o modelo termodinâmico, foram consideradas as seguintes hipóteses:

- Operação em regime permanente;
- Biogás com características constantes;
- Pressão e temperatura do biogás iguais a do ambiente;
- Turbinas a vapor com eficiência isentrópica constante e igual a 0,8;
- Bombas com eficiência isentrópica constante e igual a 0,8;
- Mesmas características dos motores a gás natural para o biogás;
- Razão ar e combustível estequiométrica;
- Temperatura dos gases de exaustão como parâmetro fixo do motor;
- Não são consideradas perdas de calor nas tubulações da planta;
- Não são consideradas perdas de carga na planta;
- Calor específico dos gases de exaustão constante;
- Pressão de referência e pressão atmosférica iguais a 101 kPa;
- Temperatura de referência e temperatura ambiente iguais a 25°C;
- Temperatura no condensador igual a 40°C;
- A efetividade máxima do superaquecedor limitada a 0,92;
- Efetividade do economizador fixado em 0,85;
- No condensador, a água do rio utilizada será devolvida a 32°C;
- *Pinch point* é um parâmetro fixo e igual a 24°C.

8 MODELO TERMODINÂMICO

O sistema completo da planta proposta foi dividido em três partes principais. A primeira consiste no balanço de energia do motor, que leva em consideração a energia fornecida pelo biogás, as características do motogerador e sua eficiência. A segunda é a caldeira de recuperação, cujas características dependem do fluido do ciclo combinado e das disponibilidades de energia residuais do motor. A terceira é o ciclo Rankine e o restante dos componentes que fazem parte dele.

Os cálculos estequiométricos foram realizados com base na composição volumétrica do metano no biogás, medida no aterro sanitário. A composição do biogás define diretamente a geração de potência do motogerador, dada a disponibilidade de energia, e os gases de exaustão caracterizam o calor disponível para o ciclo Rankine.

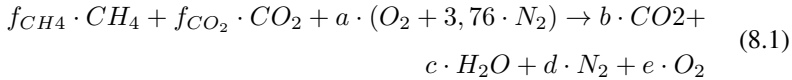
Nos cálculos do equacionamento do modelo termodinâmico, além dos dados característicos dos motogeradores, são parâmetros de entrada a pressão e a temperatura do fluido que entram na turbina. A solução do modelo termodinâmico foi realizada considerando as hipóteses consideradas no Capítulo 7, de forma iterativa. Utilizou-se do programa *Engineering Equation Solver* (EES) para resolver as equações e utilizar as propriedades termodinâmicas disponíveis em sua biblioteca. O modelo termodinâmico foi resolvido considerando-se limitações do programa na definição de propriedades termodinâmicas impostas para os fluidos térmicos selecionados, já que possui uma faixa de temperatura a qual disponibiliza as informações, extrapolando os valores fora dessa faixa.

8.1 COMBUSTÃO

Para o balanço estequiométrico, foi considerado a combustão de biogás livre de água, constituído exclusivamente pelo metano e dióxido de carbono, seguindo valores medidos em campo para o metano. A proporção de metano

e dióxido de carbono no biogás é uma característica que varia de aterro para aterro.

O balanço estequiométrico da combustão do biogás foi realizado considerando ar padrão, a partir da reação:



sendo f_{CH_4} e f_{CO_2} as frações volumétricas de metano e dióxido de carbono, respectivamente, de modo que:

$$f_{CH_4} + f_{CO_2} = 1 \quad (8.2)$$

Fazendo o balanço estequiométrico, obtém-se as seguintes relações:

$$a_s = 2 \cdot f_{CH_4} \quad (8.3)$$

$$a = 2 \cdot f_{CH_4} + e \quad (8.4)$$

$$c = 2 \cdot f_{CH_4} \quad (8.5)$$

$$d = 3,76 \cdot (2 \cdot f_{CH_4} + e) \quad (8.6)$$

sendo

a_s : Coeficiente estequiométrico do ar nos reagentes da reação de combustão;

a : Coeficiente do ar nos reagentes da reação de combustão;

b : Coeficiente do dióxido de carbono nos produtos da reação de combustão;

c : Coeficiente do água nos produtos da reação de combustão;

d : Coeficiente do gás nitrogênio nos produtos da reação de combustão;

e : Coeficiente do gás oxigênio nos produtos da reação de combustão.

Dessa forma, pode-se calcular a razão de equivalência:

$$\Phi = \frac{a}{a_s} \quad (8.7)$$

sendo Φ a razão de equivalência.

A razão de equivalência é igual a 1,0 para reação estequiométrica, menor que 1,0 para combustão com excesso de ar e maior que 1,0 para combustão com falta de ar. Para combustão estequiométrica, onde todo o ar é consumido na combustão, não há presença de oxigênio nos produtos ($e=0$). Neste trabalho, considerou-se razão de equivalência igual a 1,0.

Também pode-se relacionar a razão ar e combustível com a razão de equivalência. Assim:

$$\Phi = \frac{A/F}{(A/F)_s} \quad (8.8)$$

sendo

A/F : Razão ar e combustível;

$(A/F)_s$: Razão ar e combustível estequiométrica.

A razão ar e combustível é a razão entre as massas de ar e combustível na reação. A razão ar e combustível estequiométrica pode ser calculada por:

$$(A/F)_s = \frac{a_s \cdot (MM_{O_2} + 3,76 \cdot MM_{N_2})}{f_{CH_4} \cdot MM_{CH_4} + f_{CO_2} \cdot MM_{CO_2}} \quad (8.9)$$

sendo

MM_{O_2} : Massa molar do gás oxigênio (kg/kmol);

MM_{N_2} : Massa molar do gás nitrogênio (kg/kmol);

MM_{CH_4} : Massa molar do metano (kg/kmol);

MM_{CO_2} : Massa molar do dióxido de carbono (kg/kmol).

8.2 MOTOGERADOR

O balanço de energia do motor se inicia com a disponibilidade do combustível utilizado para a produção de trabalho. Essa disponibilidade tem a

ver com a composição do biogás. Assim, o poder calorífico inferior (PCI) do biogás pode ser calculado por:

$$PCI_{biogas} = f_{m,CH_4} \cdot PCI_{CH_4} \quad (8.10)$$

sendo

PCI_{biogas} : Poder calorífico inferior do biogás (kJ/kg);

PCI_{CH_4} : Poder calorífico inferior do metano (kJ/kg);

f_{m,CH_4} : Fração mássica do metano no biogás.

A fração mássica de cada componente j do biogás pode ser calculada por:

$$f_{m,j} = \frac{f_j \cdot MM_j}{MM_{biogas}} \quad (8.11)$$

sendo

$f_{m,j}$: Fração mássica do componente j do biogás;

f_j : Fração volumétrica do componente j do biogás;

MM_j : Massa molar do componente j do biogás (kg/kmol);

MM_{biogas} : Massa molar do biogás (kg/kmol).

A massa molar do biogás pode ser calculado por:

$$MM_{biogas} = f_{CH_4} \cdot MM_{CH_4} + f_{CO_2} \cdot MM_{CO_2} \quad (8.12)$$

Através dos dados fornecidos para cada motogerador, pode-se calcular a taxa de calor da combustão do biogás necessária para fornecer a correspondente potência. Eles se relacionam através da equação:

$$\dot{W} = \eta_{motor} \cdot \dot{Q}_{biogas} \quad (8.13)$$

sendo

\dot{W} : Potência elétrica gerada pelo motogerador (kW);

\dot{Q}_{biogas} : Taxa de calor da combustão do biogás (kW);

η_{motor} : Rendimento do motogerador.

A taxa de calor da combustão do biogás para a geração de potência é calculada através da equação:

$$\dot{Q}_{biogas} = \dot{m}_{biogas} \cdot PCI_{biogas} \quad (8.14)$$

sendo \dot{m}_{biogas} a vazão mássica do biogás (kg/s).

A energia fornecida ao motogerador para produzir potência é função da vazão mássica do combustível que está relacionada à vazão volumétrica. Dessa forma, tem-se:

$$\dot{m}_{biogas} = \rho_{biogas} \cdot \dot{V}_{biogas} \quad (8.15)$$

sendo

\dot{V}_{biogas} : Vazão volumétrica do biogás (m³/s);

ρ_{biogas} : Densidade do biogás (kg/m³).

A densidade do biogás pode ser obtida através da densidade dos componentes do biogás nas condições normais de temperatura e pressão (CNTP), ou seja, a 0°C e pressão atmosférica:

$$\rho_{biogas} = f_{CH_4} \cdot \rho_{CH_4} + f_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} \quad (8.16)$$

sendo

ρ_{CH_4} : Densidade do metano nas CNTP (kg/Nm³);

ρ_{CO_2} : Densidade do dióxido de carbono nas CNTP (kg/Nm³).

Para a vazão volumétrica do biogás, que suprirá o motogerador, pode-se calcular o número de drenos necessários para fornecer essa demanda, sabendo-se quanto cada dreno, em média, disponibiliza em biogás. Assim:

$$\dot{V}_{biogas} = N_{drenos} \cdot \dot{V}_{dreno} \quad (8.17)$$

sendo

\dot{V}_{dreno} : Vazão volumétrica média de cada dreno (m³/s);

N_{drenos} : Quantidade de drenos do aterro utilizados.

O calor rejeitado para o sistema de arrefecimento do motor é um dos parâmetros característicos do motogerador, assim como as temperaturas de entrada e saída da água de arrefecimento no motor. Calcula-se então a vazão mássica da água do radiador para a taxa de calor rejeitada através da equação:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{m}_{rad} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{rad,out} - T_{rad,in}) \quad (8.18)$$

sendo

\dot{Q}_{rad} : Taxa de calor rejeitada para o radiador (kW);

\dot{m}_{rad} : Vazão mássica da água de arrefecimento do motor (kg/s);

$c_{p,agua}$: Calor específico da água (kJ/kg-K);

$T_{rad,out}$: Temperatura de saída da água do motor (K);

$T_{rad,in}$: Temperatura de entrada da água no motor (K).

8.3 CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO

Os cálculos relativos à caldeira de recuperação consideraram a existência do economizador, evaporador e de um superaquecedor, no sentido de aproveitar o calor disponível na água de arrefecimento e gases de exaustão.

8.3.1 ECONOMIZADOR

O economizador foi considerado para elevar a temperatura do fluido de trabalho a montante do evaporador, utilizando parte do calor disponibilizado pela água de arrefecimento do motor. Sendo o economizador um trocador de calor, foi levado em conta o conceito de efetividade. Assim, de acordo com [Incropera et al. \(2011\)](#), pode-se calcular o máximo de calor que pode ser trocado entre dois fluidos em um trocador de calor. Nesse caso:

$$\dot{Q}_{eco,max} = C_{p,eco,min} \cdot (T_{rad,out} - T_1) \quad (8.19)$$

sendo

$\dot{Q}_{eco,max}$: Máxima taxa de calor possível de ser transferida no economizador (kW);

$C_{p,eco,min}$: Menor taxa de capacidade calorífica dentre os fluidos envolvidos (kW/K);

T_1 : Temperatura do fluido térmico na entrada do economizador (K).

A equação anterior é formada pela temperatura de entrada do fluido mais quente subtraída pela temperatura de entrada do fluido mais frio, multiplicados pela menor das capacidades caloríficas dentre os dois fluidos no trocador de calor (INCROPERA et al., 2011). Dessa forma, calcula-se a capacidade calorífica dos fluidos e seleciona-se o menor para a equação 8.25, ou seja, entre a água do radiador e o fluido térmico. A taxa de capacidade calorífica para o fluido correspondente i é dada por:

$$C_{p,i} = \dot{m}_i \cdot c_{p,i} \quad (8.20)$$

sendo

$C_{p,i}$: Taxa de capacidade calorífica do fluido i (kW/K);

\dot{m}_i : Vazão mássica do fluido i (kg/s);

$c_{p,i}$: Calor específico do fluido i (kJ/kg-K).

A razão entre a taxa de calor que efetivamente é transferido de um fluido para o outro no trocador de calor e a taxa de calor máxima possível de ser transferido é a efetividade do trocador de calor (INCROPERA et al., 2011).

Assim:

$$\epsilon_{eco} = \frac{\dot{Q}_{eco}}{\dot{Q}_{eco,max}} \quad (8.21)$$

sendo

ϵ_{eco} : Efetividade do economizador;

\dot{Q}_{eco} : Taxa de calor efetivamente transferida no economizador (kW).

Assim, para uma efetividade do economizador dada, calcula-se o estado

do fluido térmico na saída do trocador de calor:

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{Q}_{eco}}{\dot{m}_{ran}} \quad (8.22)$$

sendo

h_2 : Entalpia do fluido térmico na saída do economizador (kJ/kg);

h_1 : Entalpia do fluido térmico na entrada do economizador (kJ/kg);

\dot{m}_{ran} : Vazão mássica do fluido térmico (kg/s).

Dessa forma é possível conhecer a temperatura do fluido térmico na saída do economizador sabendo a pressão de trabalho na linha naquele ponto, que é a pressão de entrada na turbina. A temperatura do fluido térmico na entrada do economizador está relacionada à temperatura do condensador adicionada àquela variação devida às elevações de pressão.

Ao passar pelo economizador, a água do radiador sai a uma temperatura intermediária, cujo restante do calor será eliminado pelo sistema de arrefecimento do motor. Essa temperatura pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{rad} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{rad,out} - T_{rad,int}) \quad (8.23)$$

sendo $T_{rad,int}$ a temperatura da água de arrefecimento na saída do economizador (K).

Assim, o sistema de arrefecimento do motogerador resfriará a água do radiador para a temperatura de entrada do motor. Essa taxa de resfriamento será:

$$\dot{Q}_{arrefecimento} = \dot{m}_{rad} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{rad,int} - T_{rad,in}) \quad (8.24)$$

sendo $\dot{Q}_{arrefecimento}$ a taxa de calor eliminada pelo sistema de arrefecimento do motor (kW).

8.3.2 EVAPORADOR

Os cálculos relativos ao evaporador consideram a troca de calor do fluido térmico com os gases de exaustão provenientes do motogerador, após

uma primeira passagem pelo superaquecedor. Havendo mudança de fase, a maior taxa de capacidade calorífica corresponde ao fluido térmico da caldeira (INCROPERA et al., 2011). Dessa forma, a menor taxa de capacidade calorífica é a do gás de exaustão, portanto:

$$\dot{Q}_{eva,max} = C_{p,exaust} \cdot (T_{exaust,2} - T_2) \quad (8.25)$$

sendo

$\dot{Q}_{eva,max}$: Máxima taxa de calor possível de ser transferida no evaporador (kW);

$C_{p,exaust}$: Taxa de capacidade calorífica dos gases de exaustão (kW/K);

$T_{exaust,2}$: Temperatura dos gases de exaustão na entrada do evaporador (K);

T_2 : Temperatura do fluido térmico na entrada do evaporador (K).

A taxa de calor efetivamente transferida nesse trocador é o calor necessário para aquecer o fluido térmico até a saturação e evaporá-lo e foi calculado por:

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ran} \cdot (h_4 - h_2) \quad (8.26)$$

sendo

\dot{Q}_{eva} : Taxa de calor efetivamente transferida no evaporador (kW);

h_4 : Entalpia do fluido térmico na saída do evaporador (kJ/kg).

Na saída do evaporador, o fluido térmico está no estado de vapor saturado. A efetividade do evaporador para essa condição é calculada por:

$$\epsilon_{eva} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{eva,max}} \quad (8.27)$$

sendo ϵ_{eva} a efetividade do evaporador.

8.3.3 SUPERAQUECEDOR

O superaquecedor utiliza o calor dos gases de exaustão que saem imediatamente do motorizador para aquecer o vapor saturado do fluido térmico

proveniente do evaporador, transformando-o em vapor superaquecido. O máximo calor que pode ser transferido de um fluido para o outro é:

$$\dot{Q}_{sup,max} = C_{p,sup,min} \cdot (T_{exhaust} - T_4) \quad (8.28)$$

sendo

$\dot{Q}_{sup,max}$: Máxima taxa de calor possível de ser transferido no superaquecedor (kW);

$C_{p,sup,min}$: Menor taxa de capacidade calorífica dentre os fluidos envolvidos no superaquecedor (kW/K);

$T_{exhaust}$: Temperatura dos gases de exaustão na entrada do superaquecedor (K);

T_4 : Temperatura do fluido térmico na entrada do superaquecedor (K).

A temperatura dos gases de exaustão é um dado de entrada.

A efetividade do superaquecedor é calculada por:

$$\epsilon_{sup} = \frac{\dot{Q}_{sup}}{\dot{Q}_{sup,max}} \quad (8.29)$$

sendo

ϵ_{sup} : Efetividade do superaquecedor ;

\dot{Q}_{sup} : Taxa de calor efetivamente transferida no superaquecedor (kW).

Assim, o cálculo da taxa de calor que é efetivamente transferida no superaquecedor pode ser feito por:

$$\dot{Q}_{sup} = \dot{m}_{ran} \cdot (h_5 - h_4) \quad (8.30)$$

sendo h_5 a entalpia do fluido térmico na saída do superaquecedor (kJ/kg).

8.3.4 GASES DE EXAUSTÃO

A vazão mássica dos gases de exaustão é calculada por:

$$\dot{m}_{exhaust} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{biogas} \quad (8.31)$$

sendo

\dot{m}_{exaust} : Vazão mássica dos gases de exaustão (kg/s);

\dot{m}_{ar} : Vazão mássica do ar que entra no motogerador (kg/s).

A vazão mássica do ar e do biogás se relacionam através da relação ar e combustível por:

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{biogas}} \quad (8.32)$$

Sabendo-se a taxa de calor disponível na exaustão motogerador, pode-se calcular a entalpia dos gases de exaustão:

$$\dot{Q}_{exaust} = \dot{m}_{exaust} \cdot h_{exaust} \quad (8.33)$$

sendo

\dot{Q}_{exaust} : Taxa de calor dos gases de exaustão do motogerador (kW);

h_{exaust} : Entalpia dos gases de exaustão que saem do motogerador (kJ/kg).

A composição dos gases de exaustão pode ser calculada através da fração molar e fração mássica dos produtos da reação de combustão. Para a fração mássica, pode-se usar a seguinte equação, sendo j cada componente da mistura:

$$X_j = \frac{Y_j \cdot MM_j}{MM_{produtos}} \quad (8.34)$$

sendo

X_j : Fração mássica do componente j;

Y_j : Fração molar do componente j;

$MM_{produtos}$: Massa molar nos produtos da reação de combustão (kg/kmol).

A fração molar de cada componente pode ser calculado por:

$$Y_j = \frac{k_j}{b + c + f + e} \quad (8.35)$$

sendo k_j o coeficiente da equação de combustão (b, c, d ou e) relativo ao componente j dos produtos da reação de combustão.

A massa molar dos produtos pode ser calculado por:

$$MM_{produtos} = Y_{CO_2} \cdot MM_{CO_2} + Y_{H_2O} \cdot MM_{H_2O} + Y_{N_2} \cdot MM_{N_2} + Y_{O_2} \cdot MM_{O_2} \quad (8.36)$$

sendo

Y_{CO_2} : Fração molar do dióxido de carbono nos produtos da reação de combustão;

Y_{H_2O} : Fração molar da água nos produtos da reação de combustão;

Y_{N_2} : Fração molar do gás nitrogênio nos produtos da reação de combustão;

Y_{O_2} : Fração molar do gás oxigênio nos produtos da reação de combustão;

MM_{agua} : Massa molar da água (kg/kmol).

Sabendo-se as características dos gases de exaustão e seu estado termodinâmico, obtém-se os dados para o balanço de energia com o superaquecedor e com o evaporador. Os gases são primeiramente aproveitados pelo superaquecedor. Dessa forma, a entalpia dos gases de exaustão na saída do superaquecedor foi calculado por:

$$h_{exaust,2} = h_{exaust} - \Delta h_{exaust,1-2} \quad (8.37)$$

sendo

$h_{exaust,2}$: Entalpia dos gases de exaustão na saída do superaquecedor (kJ/kg);

$\Delta h_{exaust,1-2}$: Variação de entalpia dos gases de exaustão ao passar pelo superaquecedor (kJ/kg).

A variação de entalpia dos gases de exaustão que passam pelo supera-

quecedor pode ser calculado por:

$$\begin{aligned} \Delta h_{exaust,1-2} = & X_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} \cdot (T_{exaust} - T_{exaust,2}) \\ & + X_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot (T_{exaust} - T_{exaust,2}) \\ & + X_{N_2} \cdot c_{p,N_2} \cdot (T_{exaust} - T_{exaust,2}) \\ & + X_{O_2} \cdot c_{p,O_2} \cdot (T_{exaust} - T_{exaust,2}) \end{aligned} \quad (8.38)$$

sendo

X_{CO_2} : Fração mássica do dióxido de carbono nos produtos da reação de combustão;

X_{H_2O} : Fração mássica da água nos produtos da reação de combustão;

X_{N_2} : Fração mássica do gás nitrogênio nos produtos da reação de combustão;

X_{O_2} : Fração mássica do gás oxigênio nos produtos da reação de combustão;

c_{p,CO_2} : Calor específico do dióxido de carbono à temperatura dos gases de exaustão (kJ/kg-K);

c_{p,H_2O} : Calor específico da água à temperatura dos gases de exaustão (kJ/kg-K);

c_{p,N_2} : Calor específico do gás nitrogênio à temperatura dos gases de exaustão (kJ/kg-K);

c_{p,O_2} : Calor específico do gás oxigênio à temperatura dos gases de exaustão (kJ/kg-K).

Os gases de exaustão que saem do superaquecedor fornecerão calor ao evaporador. Se anteriormente o balanço de energia foi feito com volume de controle no superaquecedor para os gases de exaustão, agora foi feito considerando o superaquecedor e o evaporador num único volume de controle. Portanto, a entalpia de saída para a chaminé foi calculada por:

$$h_{exaust,3} = h_{exaust} - \Delta h_{exaust,1-3} \quad (8.39)$$

sendo

$h_{exhaust,3}$: Entalpia dos gases de exaustão na chaminé (kJ/kg);

$\Delta h_{exhaust,1-3}$: Variação de entalpia dos gases de exaustão ao passar pelo superaquecedor e evaporador (kJ/kg).

A variação de entalpia dos gases de exaustão que passam pelo volume de controle que contém o superaquecedor e o evaporador foi calculado por:

$$\begin{aligned} \Delta h_{exhaust,1-3} = & X_{CO_2} \cdot c_{p,CO_2} \cdot (T_{exhaust} - T_{exhaust,3}) \\ & + X_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot (T_{exhaust} - T_{exhaust,3}) \\ & + X_{N_2} \cdot c_{p,N_2} \cdot (T_{exhaust} - T_{exhaust,3}) \\ & + X_{O_2} \cdot c_{p,O_2} \cdot (T_{exhaust} - T_{exhaust,3}) \end{aligned} \quad (8.40)$$

sendo $T_{exhaust,3}$ a temperatura dos gases de exaustão na chaminé (K).

A temperatura do gás de exaustão na chaminé é função do *pinch point*, que é um parâmetro de projeto da caldeira de recuperação. Dessa forma, depende da temperatura de saturação do fluido térmico:

$$T_{exhaust,3} = T_4 + PP \quad (8.41)$$

sendo PP o *Pinch point* para a caldeira de recuperação (K)

8.4 CICLO RANKINE

Os cálculos relativos ao ciclo Rankine consideraram as hipóteses já apresentadas no Capítulo 7, desconsiderando-se as perdas de carga decorrentes do escoamento do fluido de trabalho pela tubulação e trocadores de calor. Assim, a pressão do fluido térmico da entrada do economizador até a entrada da turbina é a mesma.

A potência na turbina é calculada por:

$$\dot{W}_{ran} = \dot{m}_{ran} \cdot (h_5 - h_6) \quad (8.42)$$

sendo

\dot{W}_{ran} : Potência gerada pela turbina (kW);

h_6 : Entalpia do fluido térmico na saída da turbina (kJ/kg).

A entalpia do fluido térmico na saída da turbina, no caso, foi calculada com base na eficiência isentrópica previamente definida, de acordo com a equação:

$$\eta_{iso,turb} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6,s}} \quad (8.43)$$

sendo

$\eta_{iso,turb}$: Eficiência isentrópica da turbina;

$h_{6,s}$: Entalpia do fluido térmico na saída da turbina para a condição isentrópica (kJ/kg).

Na condição isentrópica, a entropia do fluido térmico na saída da turbina é igual a entropia na entrada.

A temperatura no condensador é uma condição de projeto, superior à temperatura ambiente, em geral na faixa de 40 a 60°C. A pressão de saída da turbina é função da temperatura de saturação do fluido térmico no condensador.

O calor rejeitado pelo condensador é calculado por:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{ran} \cdot (h_6 - h_8) \quad (8.44)$$

sendo

\dot{Q}_{con} : Taxa de calor rejeitada pelo condensador (kW);

h_8 : Entalpia do fluido térmico na saída do condensador (kJ/kg).

Neste trabalho foi considerada a existência de um rio como fonte fria, assumindo-se a temperatura de entrada igual a 25°C e de saída equivalente a 32°C, conforme já estabelecido como premissas de projeto (Capítulo 7). A vazão mássica de água requerida no processo é calculada por:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{rio} \cdot c_{p,agua} \cdot (T_{rio,out} - T_{rio,in}) \quad (8.45)$$

sendo

\dot{m}_{rio} : Vazão mássica da água no condensador (kg/s);

$T_{rio,out}$: Temperatura da água que sai do condensador (K);

$T_{rio,in}$: Temperatura da água que entra no condensador (K).

A pressão de saída do condensador é igual a pressão de saída da turbina. Uma primeira bomba leva o fluido térmico do condensador ao tanque de alimentação da caldeira, na pressão P_9 , calculada por:

$$P_9 = P_8 + \Delta P_{bomba} \quad (8.46)$$

sendo

P_9 : Pressão do fluido térmico após a bomba (kPa);

P_8 : Pressão do fluido térmico na saída do condensador (kPa);

ΔP_{bomba} : Elevação de pressão decorrente do processo de bombeamento (kPa).

A entalpia correspondente é calculada com base na eficiência isentrópica da bomba, de modo que:

$$\eta_{iso,bomba} = \frac{h_{9,s} - h_8}{h_9 - h_8} \quad (8.47)$$

sendo

$\eta_{iso,bomba}$: Eficiência isentrópica da bomba;

$h_{9,s}$: Entalpia do fluido térmico após a bomba para a condição isentrópica (kJ/kg);

h_9 : Entalpia do fluido térmico após a bomba (kJ/kg).

Para o processo isentrópico na bomba, a entropia do fluido térmico na saída da bomba é igual a de entrada.

A potência requerida pela bomba é calculada por:

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{ran} \cdot \frac{(h_9 - h_8)}{\eta_{iso,bomba}} \quad (8.48)$$

sendo \dot{W}_{bomba} a potência requerida pela bomba (kW).

Em geral, a reposição de fluido térmico é realizada no tanque de alimentação. Neste trabalho assume-se reposição nula. As condições de saída do tanque de alimentação são as mesmas de entrada, ou seja, as temperaturas e pressões de entrada e de saída do tanque são iguais.

Uma segunda bomba foi considerada para elevar a pressão do fluido térmico do tanque até a caldeira de recuperação. Novamente, a entalpia do fluido térmico correspondente é calculada considerando-se a eficiência isentrópica da bomba, de acordo com a equação:

$$\eta_{iso,bomba2} = \frac{h_{1,s} - h_{10}}{h_1 - h_{10}} \quad (8.49)$$

sendo

$\eta_{iso,bomba2}$: Eficiência isentrópica da segunda bomba;

$h_{1,s}$: Entalpia do fluido térmico na entrada do economizador para a condição isentrópica (kJ/kg);

h_{10} : Entalpia do fluido térmico na entrada da segunda bomba (kJ/kg).

Lembrando que para o processo isentrópico da segunda bomba, a entropia do fluido térmico na entrada é igual a de saída.

Finalmente, a potência requerida pela segunda bomba é calculada por:

$$\dot{W}_{bomba2} = \dot{m}_{ran} \cdot \frac{(h_1 - h_{10})}{\eta_{iso,bomba2}} \quad (8.50)$$

sendo \dot{W}_{bomba2} a potência requerida pela segunda bomba (kW).

9 ANÁLISE EXERGÉTICA

A análise exergética é feita calculando-se a exergia em cada ponto do ciclo termodinâmico, assim como a taxa de exergia do fluxo de massa. A exergia é definida como uma propriedade de qualidade de energia, sendo o máximo de trabalho útil que pode ser obtido de um sistema em um determinado estado para um determinado ambiente. O trabalho é maximizado quando o processo entre dois estados é feito de modo reversível, relativamente a um estado de referência, em geral 25°C e 101 kPa. (ÇENGEL; BOLES, 2013). O estado de referência é caracterizado quando o sistema encontra-se em equilíbrio termodinâmico, sem energia cinética e potencial e não reage com o ambiente.

9.1 MOTOGERADOR

De acordo com Szargut (2005), a exergia química dos combustíveis orgânicos pode ser calculada com boa aproximação em função do poder calorífico inferior, através da equação:

$$\Psi_{combustivel} = \beta \cdot PCI_{combustivel} \quad (9.1)$$

sendo

$\Psi_{combustivel}$: Exergia do combustível (kJ/kg);

β : Razão de exergia química com poder calorífico inferior;

$PCI_{combustivel}$: Poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

Para o gás natural com alto teor de metano, o valor recomendado para a razão β é de 1,04. Neste trabalho, considerando-se o metano como o combustível de fato no biogás, admite-se que:

$$\Psi_{biogas} = \beta \cdot PCI_{biogas} \quad (9.2)$$

sendo Ψ_{biogas} a exergia do biogás (kJ/kg).

A taxa de exergia do biogás pode ser calculado, então, por:

$$\dot{X}_{biogas} = \Psi_{biogas} \cdot \dot{m}_{biogas} \quad (9.3)$$

sendo \dot{X}_{biogas} a taxa de exergia do biogás (kW).

9.2 CICLO RANKINE

De acordo com Çengel e Boles (2013) e Bejan (1988), desconsiderando-se a energia cinética e potencial, para o cálculo da exergia de escoamento no ponto i foi considerada a equação:

$$\Psi_i = (h_i - h_{ref}) + T_{ref} \cdot (s_i - s_{ref}) \quad (9.4)$$

sendo

Ψ_i : Exergia do fluido térmico no ponto i (kJ/kg);

h_i : Entalpia do fluido térmico no ponto i (kJ/kg);

h_{ref} : Entalpia do fluido térmico no estado de referência (kJ/kg);

s_i : Entropia do fluido térmico no ponto i (kJ/kg-K);

s_{ref} : Entropia do fluido térmico no estado de referência (kJ/kg-K);

T_{ref} : Temperatura no estado de referência (K).

A taxa de exergia para fluxo de massa no ponto i é calculada por:

$$\dot{X}_i = \Psi_i \cdot \dot{m}_{ran} \quad (9.5)$$

sendo \dot{X}_i a taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico no ponto i (kW).

9.3 GASES DE EXAUSTÃO E ÁGUA DO RADIADOR

Neste trabalho a exergia dos gases de exaustão é calculada considerando ar como referência de acordo com a equação:

$$\Psi_{exhaust} = (h_{exhaust} - h_{e,ref}) + T_{ref} \cdot (s_{exhaust} - s_{e,ref}) \quad (9.6)$$

sendo

$\Psi_{exhaust}$: Exergia dos gases de exaustão do motogerador (kJ/kg);

$h_{e,ref}$: Entalpia do ar no estado de referência (kJ/kg);

$s_{e,ref}$: Entropia do ar no estado de referência (kJ/kg-K);

$s_{exhaust}$: Entropia dos gases de exaustão do motogerador (kJ/kg-K).

A entropia dos gases de exaustão, pode ser calculada por:

$$s_{exhaust} = X_{CO_2} \cdot s_{CO_2} + X_{H_2O} \cdot s_{H_2O} + X_{N_2} \cdot s_{N_2} + X_{O_2} \cdot s_{O_2} \quad (9.7)$$

sendo

s_{CO_2} : Entropia do dióxido de carbono nos gases de exaustão (kJ/kg-K);

s_{H_2O} : Entropia da água nos gases de exaustão (kJ/kg-K);

s_{N_2} : Entropia do gás nitrogênio nos gases de exaustão (kJ/kg-K);

s_{O_2} : Entropia do gás oxigênio nos gases de exaustão (kJ/kg-K).

A taxa de exergia para o fluxo de massa dos gases de exaustão que saem do motogerador é calculado por:

$$\dot{X}_{exhaust} = \Psi_{exhaust} \cdot \dot{m}_{exhaust} \quad (9.8)$$

sendo $\dot{X}_{exhaust}$ a taxa de exergia do fluxo de massa dos gases de exaustão na saída do motogerador (kW).

Para os gases de exaustão na saída do superaquecedor, a exergia é calculada por:

$$\Psi_{exhaust,2} = (h_{exhaust,2} - h_{e,ref}) + T_{ref} \cdot (s_{exhaust,2} - s_{e,ref}) \quad (9.9)$$

sendo

$\Psi_{exhaust,2}$: Exergia dos gases de exaustão na saída do superaquecedor (kJ/kg);

$s_{exhaust,2}$: Entropia dos gases de exaustão na saída do superaquecedor (kJ/kg-K).

A taxa de exergia para o fluxo de massa dos gases de exaustão que saem do superaquecedor é calculada por:

$$\dot{X}_{exaust,2} = \Psi_{exaust,2} \cdot \dot{m}_{exaust} \quad (9.10)$$

sendo $\dot{X}_{exaust,2}$ a taxa de exergia do fluxo de massa dos gases de exaustão na saída do superaquecedor (kW).

Enfim, para os gases de exaustão na saída do evaporador para a chaminé, a exergia é calculada por:

$$\Psi_{exaust,3} = (h_{exaust,3} - h_{e,ref}) + T_{ref} \cdot (s_{exaust,3} - s_{e,ref}) \quad (9.11)$$

sendo

$\Psi_{exaust,3}$: Exergia dos gases de exaustão na chaminé (kJ/kg);

$s_{exaust,3}$: Entropia dos gases de exaustão na chaminé (kJ/kg-K).

A taxa de exergia para o fluxo de massa dos gases de exaustão que saem do economizador para a chaminé pode ser calculado por:

$$\dot{X}_{exaust,3} = \Psi_{exaust,3} \cdot \dot{m}_{exaust} \quad (9.12)$$

sendo $\dot{X}_{exaust,3}$ a taxa de exergia do fluxo de massa dos gases de exaustão na chaminé (kW).

A entropia de cada componente dos gases de exaustão será função da temperatura dos gases de exaustão naquele ponto e da pressão atmosférica.

Alternativamente, no caso da água de arrefecimento, de acordo com [Bejan \(1988\)](#), a exergia foi calculada por:

$$\Psi_{rad,i} = c_{p,agua} \cdot (T_{rad,i} - T_{ref} - T_{ref} \cdot \ln(\frac{T_{rad,i}}{T_{ref}})) \quad (9.13)$$

sendo

$\Psi_{rad,i}$: Exergia da água no ponto i do radiador (kJ/kg);

$T_{rad,i}$: Temperatura da água no ponto i do radiador (K).

A taxa de exergia para o fluxo de massa da água do radiador pode ser calculada, então, por:

$$\dot{X}_{rad,i} = \Psi_{rad,i} \cdot \dot{m}_{rad} \quad (9.14)$$

sendo $\dot{X}_{rad,i}$ a taxa de exergia do fluxo de massa da água no ponto i do radiador (kW).

Também para a água do rio no condensador, se utiliza a mesma formulação das equações 9.13 e 9.14, para os pontos de entrada e saída da água do rio no condensador.

9.4 DESTRUIÇÃO DE EXERGIA E EFICIÊNCIA EXERGÉTICA

A exergia destruída foi calculada isoladamente para cada componente através do balanço de exergia. Para o evaporador, tem-se:

$$\dot{X}_{eva,destruida} = \dot{X}_{exaust,2} + \dot{X}_2 - \dot{X}_{exaust,3} - \dot{X}_4 \quad (9.15)$$

sendo

$\dot{X}_{eva,destruida}$: Taxa de destruição de exergia no evaporador (kW);

\dot{X}_2 : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico na entrada do evaporador (kW);

\dot{X}_4 : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico na saída do evaporador (kW).

Para o superaquecedor, tem-se:

$$\dot{X}_{sup,destruida} = \dot{X}_{exaust} + \dot{X}_4 - \dot{X}_{exaust,2} - \dot{X}_5 \quad (9.16)$$

sendo

$\dot{X}_{sup,destruida}$: Taxa de destruição de exergia no superaquecedor (kW);

\dot{X}_5 : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico na saída do superaquecedor (kW).

Na turbina, a exergia destruída é calcular por:

$$\dot{X}_{turbina,destruida} = \dot{X}_5 - \dot{X}_6 - \dot{W}_{ran} \quad (9.17)$$

sendo

$\dot{X}_{turbina,destruida}$: Taxa de destruição de exergia na turbina (kW);

\dot{X}_6 : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico na saída da turbina (kW).

No economizador a taxa de destruição de exergia pode ser calculada por:

$$\dot{X}_{eco,destruida} = \dot{X}_1 + \dot{X}_{rad,out} - \dot{X}_2 - \dot{X}_{rad,int} \quad (9.18)$$

sendo

$\dot{X}_{eco,destruida}$: Taxa de destruição de exergia no economizador (kW);

\dot{X}_1 : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico na entrada do economizador (kW);

$\dot{X}_{rad,out}$: Taxa de exergia do fluxo de massa da água do radiador que entra no economizador (kW);

$\dot{X}_{rad,int}$: Taxa de exergia do fluxo de massa da água do radiador que sai do economizador (kW).

E para o condensador, tem-se:

$$\dot{X}_{cond,destruida} = \dot{X}_6 + \dot{X}_{rio,in} - \dot{X}_8 - \dot{X}_{rio,out} \quad (9.19)$$

sendo

$\dot{X}_{cond,destruida}$: Taxa de destruição de exergia no condensador (kW);

\dot{X}_8 : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico na saída do condensador (kW);

$\dot{X}_{rio,in}$: Taxa de exergia do fluxo de massa da água que entra no condensador (kW);

$\dot{X}_{rio,out}$: Taxa de exergia do fluxo de massa da água que sai do condensador (kW).

A taxa de destruição de exergia da bomba antes do tanque é ser calculada por:

$$\dot{X}_{bomba,destruida} = \dot{W}_{bomba} + \dot{X}_8 - \dot{X}_9 \quad (9.20)$$

sendo

$\dot{X}_{bomba,destruida}$: Taxa de destruição de exergia na bomba (kW);

\dot{X}_9 : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico após a bomba (kW).

E para a segunda bomba após o tanque:

$$\dot{X}_{bomba2,destruida} = \dot{W}_{bomba2} + \dot{X}_1 - \dot{X}_{10} \quad (9.21)$$

sendo

$\dot{X}_{bomba2,destruida}$: Taxa de destruição de exergia na segunda bomba (kW);

\dot{X}_{10} : Taxa de exergia do fluxo de massa do fluido térmico na entrada da segunda bomba (kW).

A eficiência exergética é um parâmetro importante para avaliar o aproveitamento energético para geração de trabalho do ciclo. Ela é calculada através da equação:

$$\eta_{exer,ran} = \frac{\dot{W}_{ran} - \dot{W}_{bomba} - \dot{W}_{bomba2}}{\dot{X}_{exaust} - \dot{X}_{exaust,3} + \dot{X}_{rad,out} - \dot{X}_{rad,int}} \quad (9.22)$$

sendo $\eta_{exer,ran}$ a eficiência exergética do ciclo Rankine.

10 ANÁLISE E DISCUSSÕES DE RESULTADOS

10.1 ANÁLISE DO CICLO RANKINE

No balanço energético do motogerador, para cada um dos motogeradores propostos, estimou-se a quantidade de drenos necessários para fornecer biogás suficiente para a geração da potência elétrica. O resultado do número de drenos para cada motogerador pode ser visto na Tabela 6. A última coluna mostra o número real de drenos considerado no trabalho.

Tabela 6 – Número de drenos necessários para suprir a potência dos motogeradores.

Motogerador	Número de drenos	
85 kW	1,2	2
150 kW	1,8	2
507 kW	5,6	6
1000 kW	10,6	11

Assim, é possível fazer estimativas a partir do número de drenos ativos de qual motogerador é mais apropriado para aplicação. Esse valores são para a disponibilidade de biogás por dreno de acordo com [Silvestre \(2015\)](#). Para a proposta de ciclo combinado Rankine, utilizou-se os valores relativos a um motor com potência de 507 kW, pois equivale a uma quantidade de 6 drenos disponíveis para extração de biogás, uma quantidade factível para o aterro sanitário, dado a quantidade de drenos existentes.

No sentido de estabelecer melhores parâmetros relativos à pressão e temperatura na entrada da turbina, foi realizada análise de sensibilidade para cada fluido térmico selecionado, buscando-se atingir os maiores valores de potência na turbina.

Diferentes análises foram realizadas, considerando as propriedades dos

fluidos térmicos selecionados, variando-se pressão e temperatura de entrada na turbina. A Figura 29 apresenta o comportamento dos fluidos isentrópico e seco na geração de potência.

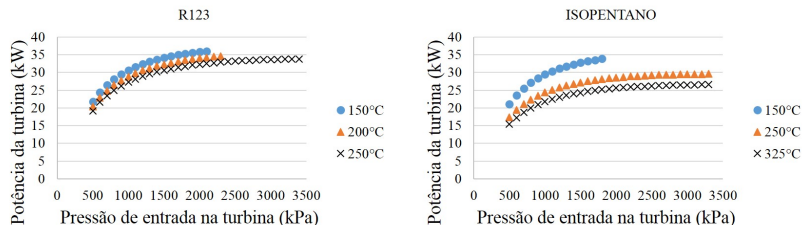


Figura 29 – Potência obtida em função da pressão e temperatura de entrada na turbina, para R123 e isopentano como fluidos térmicos.

Para o etanol e a água, sendo fluidos de característica úmida, o comportamento é diferente dos outros fluidos, como mostra a Figura 30.

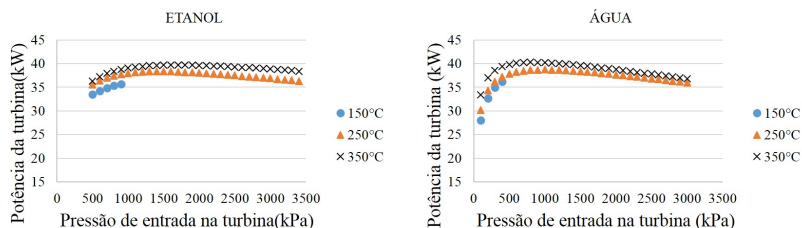


Figura 30 – Potência obtida em função da pressão e temperatura de entrada na turbina, para etanol e água como fluidos térmicos.

Temperaturas maiores do que 350 °C não foram consideradas tendo em vista limitações do programa na definição de propriedades termodinâmicas impostas para os fluidos térmicos selecionados. As Figuras 29 e 30 evidenciam uma semelhança de comportamento dos fluidos isentrópico e seco, onde percebe-se que o aumento da temperatura na entrada da turbina diminui a geração de potência para essa planta. Para a água e o etanol, o aumento de temperatura significa maior potência gerada no ciclo Rankine. Quanto à pressão na entrada da turbina, para o R123 e isopentano, o seu aumento significa necessariamente uma maior potência, tendendo a uma linha assintótica. Já

para a água e para o etanol há um ponto de pressão que gera maior potência para cada temperatura.

Destaca-se que para a água, de modo a traçar a curva no gráfico, foram considerados valores de efetividade do superaquecedor próximos de 1,0, em alguns casos com a formação de condensado na saída da turbina. Para o etanol, a condição de título menor que 1,0 ocorreu somente à temperatura de 150°C.

Quando se observa o comportamento do rendimento do ciclo Rankine em função da pressão e da temperatura de entrada na turbina, ele é crescente para todos os fluidos térmicos, como mostra a Figura 31.

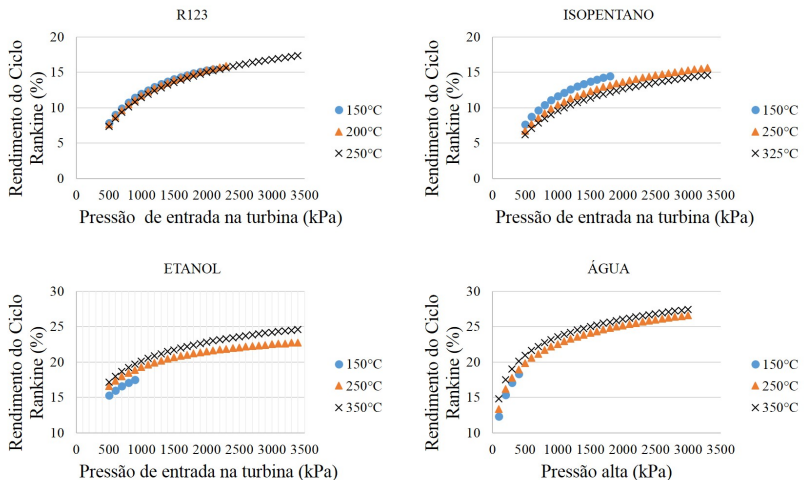


Figura 31 – Rendimento do ciclo Rankine em função da pressão e temperatura de entrada na turbina, para todos fluidos térmicos selecionados.

Para melhor compreender o comportamento de cada fluido, foi analisado o comportamento do ciclo Rankine fixando a pressão e variando a temperatura de entrada na turbina. O gráfico da Figura 32 compara a potência do ciclo Rankine gerada em função da temperatura de entrada na turbina. Para cada fluido, o limite inferior dessa temperatura é um valor muito próximo à saturação daquele fluido à pressão de trabalho. Foram consideradas as temperaturas limites do programa EES, correspondentes a cada fluido térmico

analisado, na ordem de 251 °C para o R123, 327 °C para o isopentano e 377 °C para o etanol. Assim, os valores acima dessas temperaturas foram extrapoladas pelo programa para esse gráfico. Neste caso, a hipótese de efetividade máxima do superaquecedor de 0,92 foi desconsiderada para a água.

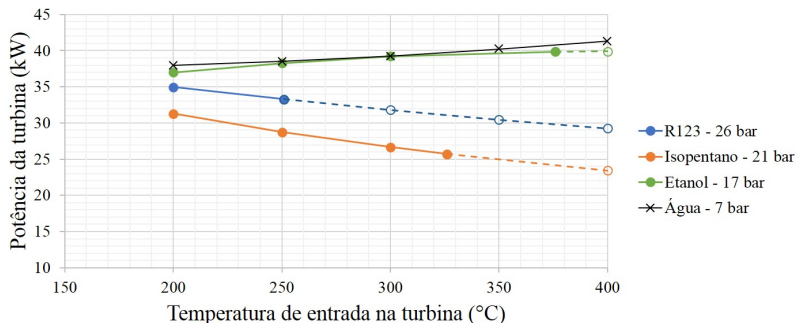


Figura 32 – Potência gerada no ciclo Rankine em função da temperatura de entrada na turbina, para os fluidos térmicos selecionados. As linhas tracejadas e os pontos sem preenchimento representam a região com valores extrapolados pelo programa EES.

Uma comparação paralela pode ser feita com a Figura 33, que possui as vazões mássicas do fluido térmico no ciclo em função da temperatura, nas mesmas condições do gráfico da Figura 32.

Percebe-se que para os fluidos de característica isentrópica e seca, ao contrário dos fluidos de característica úmida, a potência diminui com o aumento da temperatura de entrada na turbina, como já havia sido observado anteriormente. Um paralelo com a vazão mássica do fluido em cada condição pode explicar esse comportamento. Para o etanol e para a água, a vazão não aumenta de forma considerável, sendo o ganho entálpico mais relevante. No R123 e isopentano, entretanto, a diminuição da vazão mássica pode explicar a diminuição na geração de potência.

Observadas as análises apresentadas, verifica-se que os melhores parâmetros para o R123 e isopentano, de modo a gerar a maior potência possível, seria com a mínima temperatura e a máxima pressão possível na entrada da turbina. Na prática, a mínima temperatura possível a uma dada pressão, seria a

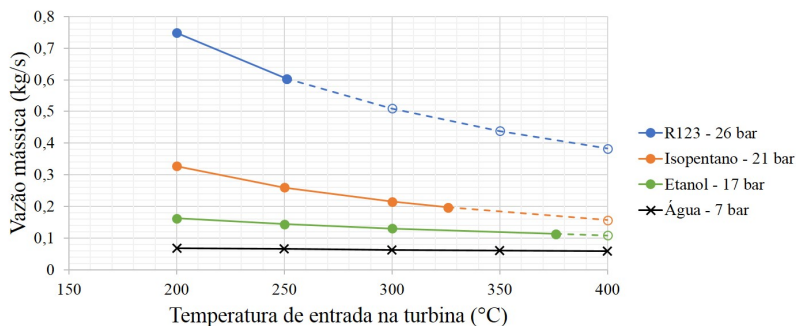


Figura 33 – Vazão mássica do fluido térmico no ciclo Rankine em função da temperatura de entrada na turbina, para os fluidos térmicos selecionados. As linhas tracejadas e os pontos sem preenchimento representam a região com valores extrapolados pelo programa EES.

de vapor saturado. De modo a compreender os melhores parâmetros, analisou-se a influência da pressão no ciclo para uma temperatura de entrada na turbina praticamente igual ao do vapor saturado. O resultado pode ser visto na Figura 34 para ambos os fluidos.

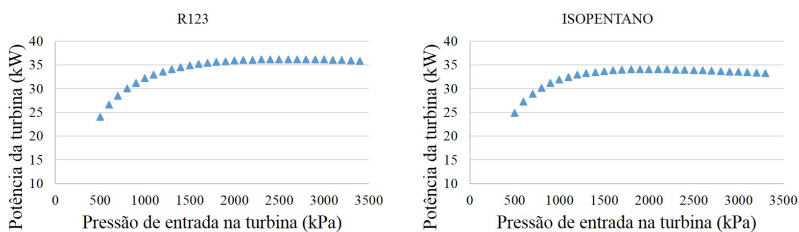


Figura 34 – Potência do ciclo Rankine em função da pressão de entrada na turbina e temperatura de saturação correspondente.

Percebe-se, então, que há um valor máximo de potência para uma determinada pressão, para os fluidos R123 e isopentano, conseqüentemente também uma temperatura. Ao analisar os dados utilizados na Figura 34, encontrou-se para o R123 a pressão ótima é de 2600 kPa (26 bar) e para o isopentano é de 2100 kPa (21 bar). A temperatura ótima, um pouco acima da saturação, é

respectivamente 163°C e 158°C.

Para os fluidos etanol e água, a condição de geração de potência ocorre à maior temperatura possível, havendo uma pressão ótima, como já observado na Figura 30. O limitante para a maior temperatura é a efetividade do superaquecedor. Assim, foi feita uma análise para esses dois fluidos, modificando o parâmetro de entrada para os cálculos. A temperatura na entrada da turbina torna-se, então, um resultado dos cálculos e impõe-se o valor de efetividade do superaquecedor de 0,92. Entretanto, para o etanol, esse valor de efetividade implica ao programa EES extrapolar valores das propriedades termodinâmicas, já que o programa possui uma faixa limite de temperatura para essas propriedades. De modo a contornar esse problema, para o caso do etanol, foi considerada uma efetividade de 0,7 para o superaquecedor. A Figura 35 apresenta os resultados de potência variando a pressão.

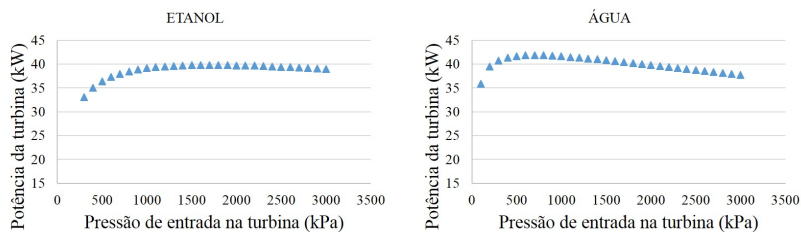


Figura 35 – Variação da potência Rankine com pressão, considerando a efetividade no superaquecedor igual a 0,92 para a água e 0,7 para o etanol.

Assim, como feito anteriormente para os outros fluidos, a análise dos dados permitiu identificar que, à condição de máxima potência, a temperatura e a pressão na entrada da turbina para o etanol é de aproximadamente 370°C e 17 bar; para a água é 424°C e 7 bar. De qualquer forma, percebe-se para o etanol, que não há grandes prejuízos na geração de potência em uma certa faixa de temperatura e pressão, consequentemente de temperatura. Isso significar que menores valores de temperatura poderiam ser adotados sem grandes prejuízos a geração de potência, mas consideráveis ganhos em efetividades menores no superaquecedor.

Esses resultados para os quatro fluidos analisados significam que para o R123 e o isopentano, não há necessidade de um superaquecedor para conseguir melhor condição de potência. Já para a água e etanol, é imprescindível.

Na planta proposta, a potência e o rendimento do ciclo Rankine para os quatro fluidos podem ser comparados através da Figura 36. Percebe-se que a água apresenta os melhores resultados de geração de potência entre os fluidos. Em se tratando de rendimento do ciclo Rankine, os fluidos úmidos apresentaram resultados semelhantes, destacando-se em relação aos fluidos secos.

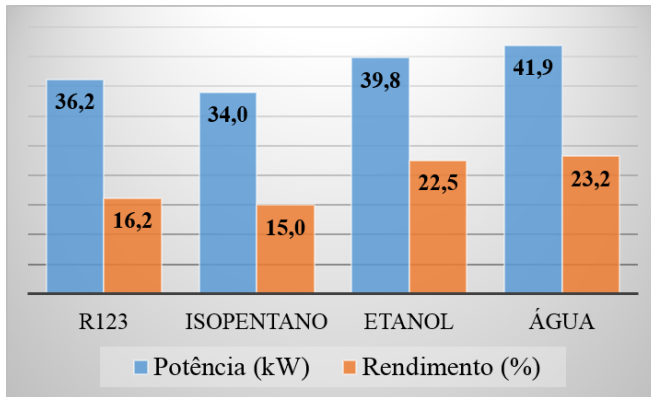


Figura 36 – Comparativo da potência gerada pelo ciclo Rankine de cada fluido para a planta proposta.

Há também uma característica relativa a cada fluido que pode ser observada nos diagramas da Figura 37, onde os fluidos isentrópico e seco estão mais distantes da curva de saturação ao sair da turbina. Percebe-se que também do ponto de vista de evitar a condensação na turbina, os fluidos secos e isentrópicos não sofrem dessa consequência, uma vez que devido ao perfil da curva de saturação, não é possível atingir a região de saturação na saída da turbina. Já para a água e o etanol, fluidos úmidos, há necessidade de superaquecimento para evitar condensação.

As efetividades no superaquecedor para as condições já supracitadas estão apresentadas na Tabela 7. Para cada fluido de trabalho, os valores de

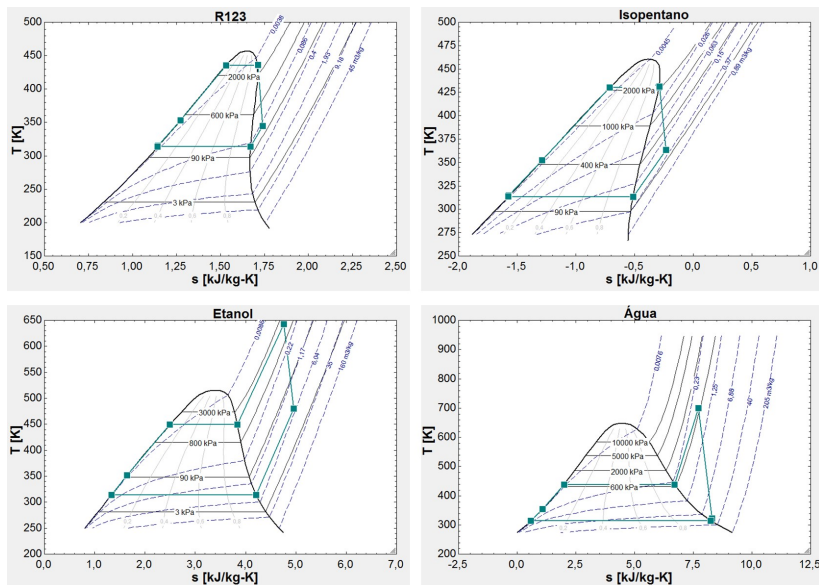


Figura 37 – Diagrama T-s para os fluidos analisados: R123 (26 bar; 162°C); isopentano (21 bar; 158°C); etanol (17 bar; 370°C); e água (7 bar; 424°C).

efetividade do superaquecedor e do evaporador são diferentes, assim como a vazão mássica no ciclo.

Tabela 7 – Efetividades do evaporador e superaquecedor para os quatro fluidos analisados em condição de máxima potência da turbina.

	Superaquecedor	Evaporador
R123 (163°C, 26 bar)	-	0,714
Isopentano (158°C, 21 bar)	-	0,726
Etanol (365°C, 17 bar)	0,699	0,578
Água (427°C, 7 bar)	0,919	0,665

Um dado importante pode ser observado na Figura 38. A temperatura com que o fluido sai da turbina, idealmente, deveria ser próxima da temperatura do condensador. O que se percebe é que, dependendo do fluido térmico, a diferença entre a temperatura de saída da turbina e a temperatura de saturação

à mesma pressão pode ser elevada, como é o caso do etanol. Para a água o cenário é o oposto, sendo essa diferença de temperatura muito pequena.

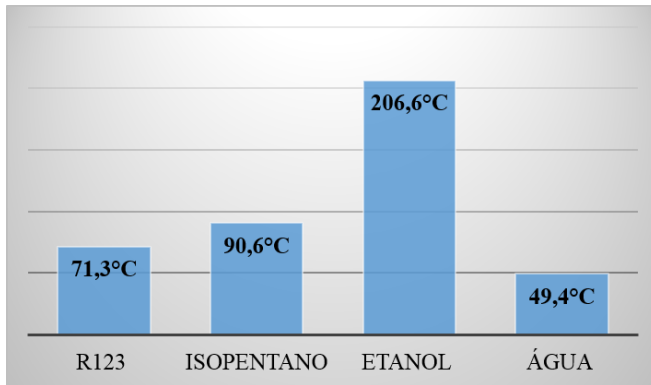


Figura 38 – Temperatura na saída da turbina no ciclo Rankine para cada fluido.

Temperaturas elevadas na saída da turbina certamente são reduzidas no condensador, mas teriam potencial de serem aproveitadas mediante a instalação de regeneradores, em particular o etanol. Nos demais fluidos térmicos não há benefício relevante.

O rendimento global correspondente ao ciclo combinado (Otto/ORC) foi calculado em torno de 40%, demonstrando uma influência pequena do ciclo Rankine tendo em vista a relação de potências obtidas. Valores maiores são possíveis. Como observado na Tabela 8, em todos os casos as temperaturas dos gases de exaustão na chaminé são relativamente altas, na faixa de 180 a 200°C. Temperaturas na faixa de 105 a 115°C são desejáveis.

Tabela 8 – Temperatura dos gases de exaustão eliminados na chaminé.

Fluidos de trabalho	Temperatura de exaustão na chaminé (°C)
R123 (163°C, 26 bar)	186,4
Isopentano (158°C, 21 bar)	181,1
Etanol (370°C, 17 bar)	199,8
Água (427°C, 7 bar)	189,0

10.2 ANÁLISE EXERGÉTICA

O projeto conceitual e a escolha do fluido térmico impactam diferentemente sobre a exergia destruída nos diversos componentes e eficiência exergética da planta proposta. Neste trabalho não foi objeto de análise o motorizador, ainda que represente o maior foco de destruição de exergia, em vista da preocupação focada apenas no ciclo Rankine operado com diferentes fluidos térmicos. A taxa de exergia destruída correspondente aos diversos componentes do ciclo Rankine é mostrada na Tabela 9.

Tabela 9 – Exergia destruída nos diversos componentes do ciclo Rankine.

Taxa de destruição de exergia no ciclo Rankine (kW)				
Fluidos de trabalho	R123	Isopentano	Etanol	Água
Economizador	3,70	3,74	1,03	0,66
Evaporador	38,09	40,10	18,91	25,62
Superaquecedor	0,23	0,40	6,86	3,64
Turbina	7,99	7,07	6,49	9,95
Condensador	7,79	9,77	11,69	5,25
Bombas	0,90	0,78	0,15	0,02
Total	58,70	61,86	45,13	45,14

Observa-se diferenças significativas nos valores encontrados. No evaporador, R123 e isopentano apresentam as maiores taxas de destruição de exergia em relação aos outros fluidos. No superaquecedor, é quase nulo para aqueles. De fato não há a necessidade de superaquecedor para fluidos secos e isentrópicos. Percebe-se que há uma provável influência da diferença de temperatura do fluido na saída da turbina e a destruição de exergia. Para a planta em funcionamento com etanol, a destruição é maior, visto a queda de temperatura também é mais acentuada. Nos fluidos onde a efetividade no evaporador é maior, há também uma maior taxa de destruição de exergia neste componente, como se percebe para a planta com R123 e isopentano. Isso deve-se ao fato de que em componentes com maiores trocas de calor, também tem-se as maiores destruições de exergia.

Os valores totais relativos às taxas de exergia destruída mostrados na Tabela 9 são plotados na Figura 39. Chama a atenção os maiores valores

encontrados para os fluidos R123 e isopentano, ainda que dispensem o uso de superaquecedores. Em grande parte os altos valores encontrados correspondem a maiores vazões mássicas e exergias destruídas no evaporador. Ressalte-se aqui que as perdas de cargas foram desconsideradas, que representam mais uma forma de destruição de exergia.

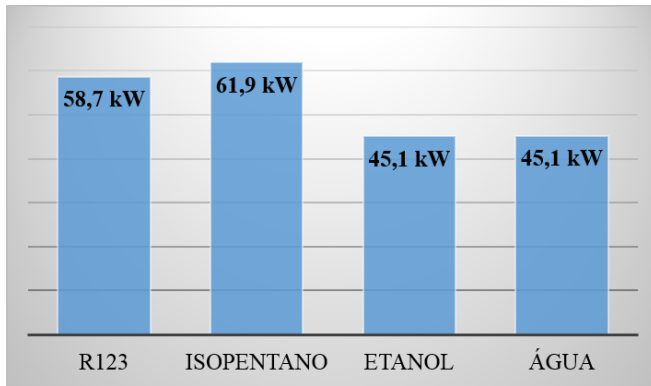


Figura 39 – Taxa de destruição total de exergia no ciclo Rankine para diferentes fluidos térmicos.

Para cada fluido de trabalho, a eficiência exergética do ciclo Rankine é apresentada, na condição de máxima potência, na Figura 40.

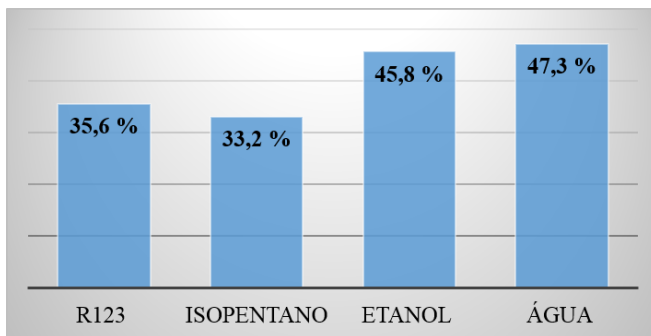


Figura 40 – Eficiência exergética do ciclo Rankine para cada fluido térmico.

10.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Conforme já mencionado no Capítulo 6, uma bancada experimental foi montada como projeto piloto, consistindo de um motogerador de 70 kVA abastecido com biogás captado em um dos drenos disponibilizados no aterro sanitário de Brusque. O motogerador instalado operou com três bombas existentes no aterro, equivalente a demanda de 5 kW de potência elétrica, bem abaixo da sua capacidade nominal. Ainda que os resultados experimentais não tenham sido finalizados, nova simulação de ciclo combinado foi realizada dessa vez para a condição de operação real do motogerador instalado, na expectativa de se encontrar um maior aproveitamento do calor residual nos gases de exaustão e água de arrefecimento do radiador. Escolheu-se a condição de operação da medição número três do dia 25 de maio de 2018, cuja vazão mássica e composição do biogás são apresentadas no apêndice A. Essa escolha foi feita por apresentar vazões medidas mais próximas em ambos os métodos de medição (métodos apresentados no apêndice A). Considerou-se a vazão menor dentre elas para as análises, ou seja, pelo método do balanço de massa. Assim, a Tabela 10 apresenta os dados relativos a essa condição que foram medidos no teste.

Tabela 10 – Dados medidos no motogerador em operação.

Carga medida (kW)	4,8
Temperatura gases de exaustão (°C)	645,7
Vazão mássica do biogás (kg/s)	0,00431
Vazão mássica do ar (kg/s)	0,023
Fração volumétrica metano (%)	56,8

Foram, então, calculadas as condições de operação do ciclo Rankine para essas medidas. Considerou-se a condição estequiométrica para caracterizar os gases de exaustão, visto que o motogerador operou próximo a essa condição. Utilizando-se a mesma metodologia para os casos anteriores com os motogeradores modelos, a potência e rendimento do ciclo Rankine estão apresentados na Figura 41.

Assim como ocorreu para o caso do motogerador de 507 kW, para a

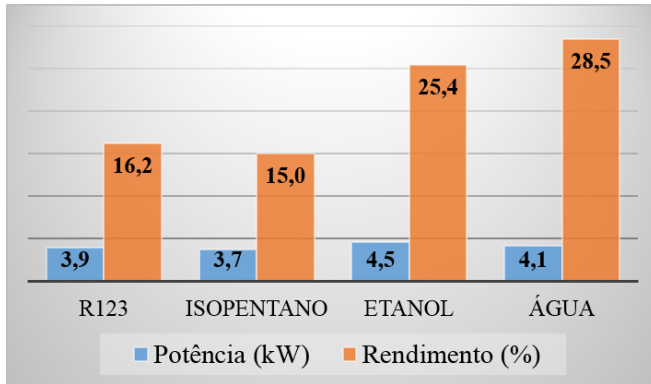


Figura 41 – Potência e rendimento do ciclo Rankine para motogerador operado no aterro.

água e etanol como fluidos térmicos do ciclo Rankine, o superaquecedor é necessário para gerar máxima potência, sendo para esse caso apresentado com efetividade igual a 0,92. Para os fluidos R123 e isopentano, os parâmetros são os mesmos do caso anterior, pois a temperatura de entrada da turbina está no limite superior da curva de saturação desses fluidos. Para os cálculos realizados para o etanol, utilizou-se valores das propriedades termodinâmicas extrapolados pelo programa EES, de modo a se utilizar as temperaturas mais elevadas.

A temperatura de saída da turbina para os fluidos analisados estão apresentados na Figura 42.

A temperatura de saída da turbina para o etanol, como já havia acontecido anteriormente, é bem mais alta do que a dos outros fluidos, sendo ainda maior nesse caso.

Percebe-se, portanto, que sendo a temperatura dos gases de exaustão mais elevada nos testes do motogerador do que do modelo Caterpillar 507 kW, os fluidos úmidos são os únicos que ainda possuem maiores faixas de temperatura de trabalho para serem utilizadas, se tornando mais viáveis como aplicação.

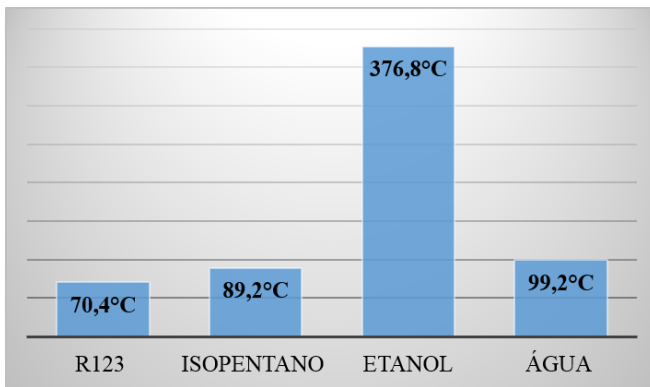


Figura 42 – Temperatura de saída da turbina, para os fluidos térmicos selecionados.

11 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante do que foi analisado para nesse trabalho, pode-se discorrer que:

- Os aterros sanitários dispõem de fonte de combustível suficiente para gerar energia para o consumo próprio; levando-se em conta um cenário com 11 drenos, no aterro objeto desse estudo, a potência gerada pode ser superior a 1 MW;
- Os parâmetros de pressão e temperatura na entrada da turbina do ciclo Rankine, para a operação do motogerador em carga parcial, não será necessariamente diferente dos parâmetros para o caso em plena carga, ainda que neste caso a geração de potência na turbina seja maior; portanto, apesar de o motogerador não ter sido operado com sua máxima capacidade, é possível fazer uma estimativa razoável do comportamento dos fluidos em ciclo combinado para o caso do motogerador instalado em Brusque;
- A planta proposta de ciclo combinado apresentou resultados que comprovam sua viabilidade técnica, gerando potência elétrica através de uma turbina para todos os fluidos escolhidos;
- O ciclo Rankine tem pouco impacto na eficiência global da planta, cuja geração de potência pelo motogerador é muito mais relevante;
- Todos os fluidos analisados podem ser utilizados e apresentaram geração de potência para a planta proposta, diferenciando-se nos parâmetros de funcionamento como a pressão e temperatura de entrada na turbina e a vazão mássica dos fluidos; no caso de fluidos secos e isentrópicos, como era de se esperar, não há risco de condensado dentro da turbina no processo de expansão;
- Os resultados apresentados mostraram que os fluidos R123 e isopentano se comportaram melhor para menores temperaturas, ao contrário dos

fluidos úmidos estudados; isso provavelmente justifica o uso de fluidos orgânicos a temperaturas disponíveis mais baixas, caso do ciclo combinado com motogeradores;

- Um parâmetro importante para a decisão do fluido a ser utilizado é a disposição de investir na planta; percebe-se que o R123 e o isopentano apresentam boas vantagens por dispensar um trocador de calor para superaquecer o fluido, visto que o desempenho se apresentou melhor para o fluido entrando na turbina imediatamente após a evaporação;
- Para a água gerar a maior potência possível, foi necessário um superaquecedor com efetividade elevada, o que pode significar custos elevados; entretanto, foi observado um aumento relativamente pequeno de potência com o aumento de temperatura de entrada na turbina sugerindo a especificação de superaquecedor com menor efetividade para gerar potência semelhante; comportamento similar foi observado com etanol;
- A temperatura dos gases de exaustão do motogerador é um parâmetro essencial na escolha do fluido térmico para o ciclo Rankine, pois a altas temperaturas os fluidos seco e isentrópico mostram-se menos apropriados;
- Os gases de exaustão são eliminados pela chaminé a temperaturas relativamente elevadas, sugerindo uma revisão do projeto conceitual, que foge ao objeto proposto neste trabalho;
- A água do radiador, apesar da grande quantidade de calor, é pouco aproveitado para aquecer o fluido térmico devido a sua baixa temperatura, sendo a maior parte dele dissipado para o meio ambiente através do arrefecimento, após passagem no economizador;
- Os fluidos orgânicos apresentam elevadas temperaturas na saída da turbina, sugerindo a instalação de regeneradores, principalmente para o etanol; no presente estudo optou-se por rejeitar integralmente este calor no condensador;

- A destruição de exergia foi maior para os casos de fluidos seco e isentrópico, mostrando uma influência direta com a vazão mássica do fluido térmico igualmente elevada.

Para trabalhos futuros, além de garantir atividade a plena carga com motogerador instalado no aterro, sugere-se:

- Instalar ORC no local e comparar os resultados experimentais com valores teóricos;
- Reavaliar o conjunto de alternativas de fluidos térmicos, no intuito de obter melhores resultados do ponto de vista técnico e econômico;
- Realizar estudos de viabilidade econômica tendo em vista cenários possíveis de preços de combustíveis e de energia elétrica comercializada na região;
- Realizar estudo exergoambiental da planta, considerando-se os impactos ambientais relevantes na cadeia produtiva do RSU.

REFERÊNCIAS

- ANDRADE, A. O desafio do licenciamento ambiental de usinas hidrelétricas no Brasil. *Revista Brasileira de Energia*, v. 17, n. 2, p. 177–190, Jul/Dez 2011. Citado na página 34.
- Associação Brasileira de Empresas de Limpeza Pública e Resíduos Especiais. *Panorama Dos Resíduos Sólidos No Brasil 2016*. São Paulo, 2016. 64 p. Citado 6 vezes nas páginas 17, 21, 33, 39, 40 e 43.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas. *NBR 10004: Resíduos Sólidos - Classificação*. Rio de Janeiro: [s.n.], 2004. 71 p. Citado na página 39.
- Banco Central do Brasil. *Histórico de Metas para a Inflação no Brasil*. [S.l.], 2016. Disponível em: <<http://www.bcb.gov.br/pec/metastabelametaseresultados.pdf>>. Acesso em: 7 jun. 2016. Citado na página 33.
- BEJAN, A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley Sons, 1988. Citado 2 vezes nas páginas 102 e 104.
- BONATTO, I. d. C. *Remoção de H₂S através de adsorção por carvão ativado*. 165 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2013. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/xmlui/bitstream/handle/123456789/106985/320322.pdf?sequence=1&isAllowed=1>>. Citado na página 52.
- BORBA, S. M. P. *Análise de modelos de geração de gases em aterros sanitários: estudo de caso*. 134 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2006. Disponível em: <<http://biogas.cetesb.sp.gov.br/wp-content/uploads/sites/27/2014/01/borba.pdf>>. Citado na página 46.
- Brasil. *Lei nº 12.305, de 2010. Política Nacional de Resíduos Sólidos*. Brasília: [s.n.], 2010. Citado na página 39.
- CASARIN, M. A. *Microgeração distribuída de energia elétrica a partir do biogás de dejetos suínos: o caminho para uma suinocultura sustentável*. 209 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2016. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 53.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013. Citado 7 vezes nas páginas 17, 55, 56, 57, 58, 101 e 102.

CRISTIANO, D. M. *Remoção de H₂S com Óxido de Ferro Nanoestruturado para fins de purificação do Biogás*. 152 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015. Citado na página 51.

Empresa de Pesquisa Energética. *Consumo de Energia no Brasil*. Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <<http://antigo.epe.gov.br/mercado/Documents/S{e}rieEstudosdeEnergia/DEA10-14ConsumodeEnergianoBras>>. Citado na página 33.

Empresa de Pesquisa Energética. *Balanco Energético Nacional 2017*. Rio de Janeiro, 2017. 296 p. Citado 3 vezes nas páginas 17, 34 e 35.

ENSINAS, A. V. *Estudo da geração de biogás no aterro sanitário Delta de Campinas - SP*. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade de Campinas, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 54.

ESMAP. *Handbook for the Preparation of Landfill Gas to Energy Projects in Latin America and the Caribbean*. Waterloo: [s.n.], 2004. Disponível em: <<http://documents.worldbank.org/curated/pt/954761468011430611/pdf/332640handbook.pdf>>. Citado 4 vezes nas páginas 17, 46, 47 e 48.

FAPESC. *Pesquisadores se reúnem na FAPESC para discutir pesquisas sobre biogás | FAPESC*. 2016. Disponível em: <<http://www.fapesc.sc.gov.br/pesquisadores-se-reunem-na-fapesc-para-discutir-pesquisas-sobre-biogas/>>. Citado na página 37.

FIGUEIREDO, N. J. V. de. *Utilização De Biogás De Aterro Sanitário Para Geração De Energia Elétrica - Estudo De Caso*. 148 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade de São Paulo, 2011. Citado 4 vezes nas páginas 45, 46, 54 e 55.

FILHO, L. F. D. B. *Estudos de Gases em Aterros de Resíduos Sólidos Urbanos*. 218 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005. Citado na página 48.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. Citado 3 vezes nas páginas 135, 136 e 139.

FREIRE, V. H. N. *Estimativa do potencial de produção de biogás em um aterro sanitário para aproveitamento energético*. 102 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 63 e 140.

GANAPATHY, V. Heat-recovery steam generators: Understand the basics. v. 92, p. 32–45, 01 1996. Citado na página 79.

GUSMÃO, M. M. F. E. C. D. C. *Produção de biogás em diferentes sistemas de criação de suínos em Santa Catarina*. 1–170 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/91616/258705.pdf?sequence=1>>. Citado na página 45.

ICLEI. *Energia e Biogás*. 2016. Disponível em: <http://www.iclei.org.br/residuos/site/?page{_}id=>>. Citado na página 36.

INCROPERA, F. P. et al. *Fundamentos de transferência de calor e massa*. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011. Citado 3 vezes nas páginas 88, 89 e 91.

LIU, B. T.; CHIEN, K. H.; WANG, C. C. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, v. 29, n. 8, p. 1207–1217, 2004. ISSN 03605442. Citado 4 vezes nas páginas 21, 57, 58 e 59.

MACCHI, E. The choice of working fluid: The most important step for a successful organic Rankine cycle. *2nd International Seminar on ORC Power Systems*, 2013. Disponível em: <<http://www.asme-orc2013.nl/content/presentations>>>. Citado na página 58.

MAINIER, F. B.; VIOLA, E. D. M. O sulfeto de hidrogênio (H₂S) e o meio ambiente. 2005. Disponível em: <https://www.aedb.br/seget/arquivos/artigos05/261{_}H2S.>> Citado na página 51.

MENDOZA, D. A. G. *Análise exerética e ambiental da produção e uso de biogás para geração distribuída*. 69 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2014. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/xmlui/bitstream/handle/123456789/129212/332235.pdf?sequence=1{\&}isAllowe>>>. Citado na página 50.

Ministério do Meio Ambiente. *Aproveitamento Energético do Biogás de Aterro Sanitário*. 2016. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/cidades-sustentaveis/residuos-solidos/politica-nacional-de-residuos-solidos/ aproveitamento-energetico-do-biogas-de-aterro-sanitario>>>. Citado na página 36.

MONTEIRO, J. H. P. et al. *Manual Gerenciamento Integrado de Resíduos Sólidos*. Rio de Janeiro: Instituto Brasileiro de Administração Municipal - IBAM, 2001. 200 p. Citado na página 41.

PAIXÃO, P. *Carvão Ativado Biogás - As perspectivas de contribuição de biometano para aumentar a oferta de GN em SP*. 2016. Citado 2 vezes nas páginas 51 e 52.

PECORA, V. *Implantação de uma Unidade Demosntrativa de Geração de Energia Elétrica a partir do Biogás de Tratamento do Esgoto Residencial da USP - estudo de caso*. 1689–1699 p. Tese (Doutorado), 2006. Disponível em: <http://www.iee.usp.br/producao/2006/Teses/tese{_}vanessapecora> Citado na página 45.

PECORA, V. et al. Aproveitamento do biogás proveniente dos resíduos sólidos urbanos para geração de energia elétrica: Estudo de caso em São Paulo. In: . Curitiba: [s.n.], 2009. Disponível em: <http://143.107.4.241/download/publicacoes/congbioen{_}pecora> Citado na página 54.

PERSSON, M.; JONSSON, O.; WELLINGER, A. *Biogas Upgrading To Vehicle Fuel Standards and Grid*. 2007. 1–32 p. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 51.

PNUD; MMA. *Estudo sobre o Potencial de Geração de Energia a partir de Resíduos de Saneamento (lixo, esgoto), visando incrementar o uso de biogás como fonte alternativa de energia renovável*. São Paulo: [s.n.], 2010. 56 p. Citado na página 54.

RECICLE. *Aterro Sanitário*. 2018. Disponível em: <<http://www.reciclecsc.com.br/aterro-sanitario>>. Citado na página 61.

SILVA, T. N. *Diagnóstico da produção de biogás em um aterro sanitário: estudo de caso no aterro Bandeirantes*. Tese (Doutorado) — Universidade do Vale do Itajaí, 2006. Citado 4 vezes nas páginas 40, 42, 46 e 55.

SILVESTRE, V. V. *Levantamento do potencial de geração de biogás de aterro sanitário para aproveitamento sob a forma de energia elétrica*. 117 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015. Citado 7 vezes nas páginas 17, 21, 61, 62, 63, 109 e 140.

SZARGUT, J. *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*. Southampton: WIT Press, 2005. Citado na página 101.

TAKAKI, A. T. *Análise do aproveitamento do gás natural em plantas de cogeração e trigeração de energia em indústrias frigoríficas*. 179 p. Tese (Dissertação de Mestrado) — Universidade Estadual Paulista, 2006. Disponível em: <<http://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/nuplen/>>

[analise-do-aproveitamento-do-gas-natural-em-plantas-de-cogerao-e-trigeracao-de-ene.pdf](#)>. Citado na página 79.

United Nations. Doha amendment to the Kyoto Protocol Article 1: Amendment. In: . Doha: [s.n.], 2012. Citado na página 36.

ZANG, J. W. *Biogás*. Goiânia: [s.n.], 2012. Citado 3 vezes nas páginas 21, 45 e 46.

Apêndices

APÊNDICE A – MEDIÇÃO DA VAZÃO DE BIOGÁS NO ATERRO SANITÁRIO

Para conhecer a vazão de biogás disponível no aterro, utilizou-se de dois métodos diferentes. O primeiro, mais direto, utilizando os valores medidos pelo medidor de velocidade do biogás e calculando os valores de vazão mássica para às condições termodinâmicas no momento da medição. O segundo, através de balanço de massa, sabendo a composição do biogás que entra no motor, a composição do ar padrão, a composição dos gases de exaustão e a vazão do ar de admissão.

A.1 MÉTODO PELO MEDIDOR DE VELOCIDADE

O medidor de velocidade instalado permite a leitura da velocidade local na tubulação. Ele foi instalado em uma flange metálica, de modo que estivesse posicionado no centro da secção transversal do canal. Isso significa que, dado o perfil de escoamento, a velocidade medida é a velocidade máxima do perfil. Para saber a vazão, é necessário conhecer a velocidade média. De acordo com [Fox, McDonald e Pritchard \(2011\)](#), para um escoamento turbulento plenamente desenvolvido em tubos, a velocidade média está relacionada a velocidade máxima no centro de uma tubulação através da equação:

$$\frac{V_m}{U} = \frac{2 \cdot n^2}{(n + 1) \cdot (2 \cdot n + 1)} \quad (\text{A.1})$$

sendo

V_m : Velocidade média do escoamento (m/s);

U : Velocidade na linha de centro do escoamento (m/s);

n : Valor característico do perfil do escoamento.

Para número de Reynolds superior a 20000, o valor de n , característica do perfil, está relacionado ao número de Reynolds (baseado no diâmetro do

tubo e na velocidade da linha de centro) por Fox, McDonald e Pritchard (2011):

$$n = -1,7 + 1,8 \cdot \log_{10} Re_U \quad (A.2)$$

sendo Re_U o número de Reynolds relativo à velocidade na linha de centro.

Portanto:

$$Re_U = \frac{\rho_{biogas} \cdot D \cdot U_{biogas}}{\mu_{biogas}} \quad (A.3)$$

sendo

D: Diâmetro da tubulação (m);

μ_{biogas} : Viscosidade do biogás (Pa.s).

Através da velocidade média do escoamento, pode-se calcular a vazão volumétrica do escoamento por:

$$\dot{V}_{biogas} = A_t \cdot V_m \quad (A.4)$$

sendo A_t a área de secção transversal da tubulação (m²).

E a área de secção transversal da tubulação é calculada por:

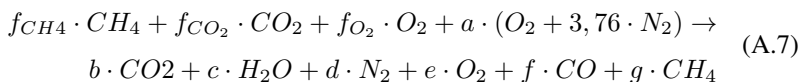
$$A_t = \pi \cdot D^2 / 4 \quad (A.5)$$

A vazão mássica do biogás foi calculada através de:

$$\dot{m}_{biogas} = \rho_{biogas} \cdot \dot{V}_{biogas} \quad (A.6)$$

A.2 MÉTODO PELO BALANÇO DE MASSA

O cálculo da vazão do biogás foi também realizado de acordo com o balanço de massa da reação de combustão:



sendo

f: Coeficiente do monóxido de carbono nos produtos da reação de combustão;

g: Coeficiente do metano nos produtos da reação de combustão.

Nessa equação, ao contrário da equação 8.1, considera-se as possibilidades de reação incompleta e a presença de oxigênio no biogás em sua composição, como ocorreu em condição real. Ao medir-se a composição do biogás no analisador de gás, caracteriza-se os valores dos coeficientes dos componentes do biogás.

O balanço de massa da equação de combustão proporciona as seguintes equações:

$$f_{CH_4} + f_{CO_2} = b + f + g \quad (\text{A.8})$$

$$4 \cdot f_{CH_4} = 2 \cdot c + 4 \cdot g \quad (\text{A.9})$$

$$2 \cdot f_{CO_2} + 2 \cdot f_{O_2} + 2 \cdot a = 2 \cdot b + c + 2 \cdot e + f \quad (\text{A.10})$$

$$d = 3,76 \cdot a \quad (\text{A.11})$$

Através do analisador da composição dos gases de exaustão, pode-se relacionar essa leitura com os coeficientes dos produtos da equação A.7. A leitura dos gases de exaustão se dá na base seca, portanto as equações ficam:

$$p_{CO_2} = \frac{b \cdot 100}{b + d + e + f + g} \quad (\text{A.12})$$

$$p_{CO} = \frac{f \cdot 100}{b + d + e + f + g} \quad (\text{A.13})$$

$$p_{O_2} = \frac{e \cdot 100}{b + d + e + f + g} \quad (\text{A.14})$$

sendo

p_{CO_2} : Porcentagem de dióxido de carbono nos gases de exaustão (%);

p_{CO} : Porcentagem de monóxido de carbono nos gases de exaustão (%);

p_{O_2} : Porcentagem de gás oxigênio nos gases de exaustão (%).

Conhecida então a equação de combustão, pode-se calcular a razão ar e combustível:

$$A/F = \frac{a \cdot (MM_{O_2} + 3,76 \cdot MM_{N_2})}{f_{CH_4} \cdot MM_{CH_4} + f_{CO_2} \cdot MM_{CO_2} + f_{O_2} \cdot MM_{O_2}} \quad (A.15)$$

Através dos dados adquiridos pelo sensor de fluxo de ar de admissão, calcula-se a vazão mássica de ar:

$$\dot{m}_{ar} = \rho_{ar} \cdot \dot{V}_{ar} \quad (A.16)$$

sendo

ρ_{ar} : Densidade do ar (kg/m^3);

\dot{V}_{ar} : Vazão volumétrica do ar (m^3/s).

Assim, através da relação ar e combustível, pode-se calcular a vazão mássica do biogás:

$$\dot{m}_{biogas} = \frac{\dot{m}_{ar}}{A/F} \quad (A.17)$$

A.3 MEDIÇÕES DO BIOGÁS

A coleta dos dados foram feitas em dois dias diferentes, com o motogerador em operação. As condições de medição de vazão do biogás foram com motogerador em funcionamento utilizando simultaneamente os dois métodos apresentados. O resultado das medições segue na Tabela 11.

Percebe-se que há diferenças consideráveis entre a medição de um método ou outro. Destaca-se que para o método do balanço de massa, nas medições dos gases de exaustão em nenhum momento a composição dos gases se estabilizou, havendo dificuldades em tomar nota dos valores corretos para os cálculos. Esse mesmo fenômeno acontece com o sensor de fluxo de ar de admissão, mas em menor grau. Esses dois fatores podem ter contribuído

Tabela 11 – Medições de vazão de biogás com motor em funcionamento, no método utilizando o transdutor (medidor de velocidade) e no método do balanço de massa.

Data	23 de maio de 2018				25 de maio de 2018		
Medições (Nm ³ /h)	1	2	3	4	1	2	3
Balanço	18,1	11,6	10,9	14,9	13,4	15,0	15,5
Transdutor	19,0	14,0	14,0	17,2	20,4	19,1	18,5

para os resultados apresentados para esse método. Para o método através do transdutor, os valores de velocidade medidos apresentaram número de Reynolds abaixo do recomendado por Fox, McDonald e Pritchard (2011) para calcular a velocidade média do escoamento pela lei da potência (10^4 ao invés de $2 \cdot 10^4$). Dessa forma, o resultado dos cálculos pode se distanciar da realidade. Esses dados foram coletados para cargas nulas ou muito baixas (no máximo 5 kW). O limitante para que fossem medidos maiores valores de biogás foi a carga disponível no aterro.

Quanto à composição do biogás do aterro, os resultados medidos são apresentados na Tabela 12. Foram coletados dados nos dois dias em que o motogerador entrou em operação.

Tabela 12 – Composição do biogás medidas nos dias de operação do motogerador.

Data	23 de maio de 2018	25 de maio de 2018
Metano (%)	58,3	56,8
Dióxido de carbono (%)	39,0	41,2
Gás oxigênio (%)	2,7	2,0

As medições de composição de biogás foram feitas com o motogerador inativo, mas com o compressor acionado.

Para observar a ação dos filtros do painel de purificação, dados da composição completa do biogás também foram feitas em 3 tomadas diferentes: antes do primeiro filtro, após primeira passagem de filtro e após segunda passagem. Esses resultados estão apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Composição do biogás medido no dia 25 de maio de 2018. Composição sem filtragem (1); com passagem pelo primeiro filtro (2); e com passagem pelo segundo filtro (3)

	Composição do Biogás		
	1	2	3
CH_4 (%)	56,5	56,2	56,1
CO_2 (%)	42,9	43,7	43,8
O_2 (%)	0,6	0,1	0,1
H_2S (ppm)	16	0	0
CO (ppm)	10	12	13

Esses resultados concordam com os apresentados por [Freire \(2018\)](#), já que foram medidos no mesmo dreno. Isso mostra a pouca variação da composição para um mesmo dreno em diferentes dias. A diferença apresentada para os resultados do trabalho de [Silvestre \(2015\)](#) são esperados, uma vez que a coleta foi feita em drenos diferentes. Quanto a vazão do biogás, apesar de os valores serem superiores aos medidos por [Freire \(2018\)](#), os resultados apresentados utilizam-se do soprador e a própria depressão do motogerador em funcionamento. É de se esperar que haja maior disponibilidade de biogás, caso as cargas do motogerador sejam maiores, concordando com o que foi apresentado por [Silvestre \(2015\)](#).

"Balanco de Energia Motor a Biogás"

"Funções"

"Função cuja saída é o menor $cp \cdot m_{dot}$ entre dois em um trocador de calor"

```
Function cp3(cp1; cp2)
If (cp1<cp2) Then
  cp3:=cp1
Else
  cp3:=cp2
Endif
End
```

"Função para escolha da temperatura T_5 para cada motogerador, utilizado no diagrama"

```
Function temp(Pot;T_85;T_150;T_507;T_1000)
If (Pot=507) Then
  temp:=T_507
Else
  If (Pot=85) Then
    temp:=T_85
  Else
    If (Pot=150) Then
      temp:=T_150
    Else
      temp:=T_1000
    Endif
  Endif
Endif
End
```

"Função para escolha da pressão P_5 para cada motogerador, utilizado no diagrama"

```
Function press(Pot;P_85;P_150;P_507;P_1000)
If (Pot=507) Then
  press:=P_507
Else
  If (Pot=85) Then
    press:=P_85
  Else
    If (Pot=150) Then
      press:=P_150
    Else
      press:=P_1000
    Endif
  Endif
Endif
End
```

"Dados de referencia"

P_atm=101[kPa]
R=8,314 [kJ/kmol-K]

T_ref=298[K]
P_ref=P_atm

"Composição do Biogás"

fv_CH4=0,57
fv_CO2=1-fv_CH4

"Balanco estequiométrico do biogás"

"Coeficiente estequiométrico do CO2, H2O, N2 e O2, respectivamente"

a_s=2*fv_CH4
a=2*fv_CH4+e
b= fv_CH4+fv_CO2
c=2*fv_CH4
d=3,76*(2*fv_CH4+e)

$$\phi = a/a_s$$

"Massa molar kg/kmol"

$$\begin{aligned}M_{CH_4} &= 16 \\M_{CO_2} &= 44 \\M_{O_2} &= 32 \\M_{N_2} &= 28 \\M_{H_2O} &= 18\end{aligned}$$

"Razão combustível (biogás) e ar: FA"

$$\begin{aligned}MM_{biogas} &= f_v_{CH_4} * M_{CH_4} + f_v_{CO_2} * M_{CO_2} \quad \text{"Massa molar do biogás"} \\m_{biogas} &= MM_{biogas} \\m_{ar} &= a_s * (M_{O_2} + 3,76 * M_{N_2})\end{aligned}$$

$$FA_s = m_{biogas} / m_{ar} \quad \text{"Razão ar e combustível estequiométrico"}$$

$$\phi = 1$$

$$FA / FA_s = \phi$$

$$AF = 1 / FA$$

"Poder calorífico do Biogás"

$$\begin{aligned}PCI_{CH_4} &= \text{lowerheatingvalue}(CH_4) \\PCI_{CO_2} &= \text{lowerheatingvalue}(CO_2)\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}fm_{CH_4} &= f_v_{CH_4} * M_{CH_4} / MM_{biogas} \\fm_{CO_2} &= f_v_{CO_2} * M_{CO_2} / MM_{biogas}\end{aligned}$$

$$PCI_{biogas} = fm_{CH_4} * PCI_{CH_4} + fm_{CO_2} * PCI_{CO_2}$$

"Propriedades do Biogás"

$$\begin{aligned}P_{biogas} &= P_{atm} \\T_{biogas} &= 303 \text{ [K]} \\rho_{biogas} &= P_{biogas} * MM_{biogas} / (R * T_{biogas})\end{aligned}$$

"Modelo do Motor"

"Valores inseridos no diagrama"

$$\begin{aligned}\{\text{Dados inseridos na característica do motor no diagrama}\} \\W_{dot_ele} &= 507 \text{ [kW]} \quad \text{"Potencia Nominal motor Caterpillar 507 kW"} \\eta &= 0,389 \quad \text{"Rendimento Nominal"} \\T_{exaust} &= 726,5 \text{ [K]} \quad \text{"Temperatura de exaustão Nominal"} \\Q_{dot_rad} &= 375 \text{ [kW]} \\Q_{dot_perdas} &= 115 \text{ [kW]} \\Q_{dot_exaust} &= 375 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

$$Q_{dot_biogas} = W_{dot_ele} / \eta$$

"Radiador"

$$\begin{aligned}T_{rad_out} &= 361 \text{ [K]} \\T_{out_rad} &= \text{converttemp}('K'; 'C'; T_{rad_out}) \\T_{rad_in} &= 356 \text{ [K]} \\T_{in_rad} &= \text{converttemp}('K'; 'C'; T_{rad_in})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T_{rad_medio} &= (T_{rad_out} + T_{rad_in}) / 2 \\Cp_{water} &= \text{cp}(\text{Water}; T = T_{rad_medio}; P = P_{atm}) \\Q_{dot_rad} &= m_{dot_rad} * Cp_{water} * (T_{rad_out} - T_{rad_in})\end{aligned}$$

"Fornecimento de Biogás"

"De acordo com SILVESTRE (2015) em coleta realizada em 2 drenos de biogás o aterro de brusque, 46,7% de metano, vazão 45,8Nm³/h para cada dreno. De acordo com Freire (2018) esse valor é de aproximadamente 12 Nm³/h"

$$Q_{dot_biogas} = m_{dot_biogas} * PCI_{biogas}$$

$$m_{dot_biogas} = V_{dot_biogas} * \rho_{biogas}$$

$$V_{dot_biogas} = \text{Drenos} * V_{dot_dreno} / 3600 \text{ [Nm}^3\text{/s]} \quad \text{"Cálculo do número de drenos de acordo com o medido por Silvestre (2015) para cada dreno"}$$

$V_{\text{dot_dreno}}=45,8$ [Nm³/h] "Vazão volumétrica de um dreno de acordo com Silvestre (2015)"

$V_{\text{dot_dreno2}}=12$ [Nm³/h] "Vazão volumétrica de um dreno de acordo com Freire (2018)"

$V_{\text{dot_biogas}}= \text{Drenos2} \cdot V_{\text{dot_dreno2}}/3600$ [Nm³/s] "Cálculo do número de drenos de acordo com o medido por Silvestre (2015) para cada dreno"

"Ar na admissão"

$P_{\text{ar}}=P_{\text{atm}}$

$T_{\text{ar}}=P_{\text{atm}}$

$h_{\text{ar}}=\text{enthalpy}(\text{Air_ha}; T=T_{\text{ar}}; P=P_{\text{ar}})$

$m_{\text{dot_ar}}=AF \cdot m_{\text{dot_biogas}}$

"Gases na exaustão"

$m_{\text{dot_exhaust}}=m_{\text{dot_ar}}+m_{\text{dot_biogas}}$

$Q_{\text{dot_exhaust}}=m_{\text{dot_exhaust}} \cdot h_{\text{exhaust}}$

$P_{\text{exhaust}}=P_{\text{atm}}$

$T_{\text{exhaust}}=\text{converttemp}('K'; 'C'; T_{\text{exhaust}})$ "Temperatura dos gases de exaustão já definida anteriormente com característica do motogorador"

$n_{\text{exhaust}}=b+c+d+e$ "Numero de mols de exaustao"

"Fração molar"

$Y_{\text{b}}=b/n_{\text{exhaust}}$

$Y_{\text{c}}=c/n_{\text{exhaust}}$

$Y_{\text{d}}=d/n_{\text{exhaust}}$

$Y_{\text{e}}=e/n_{\text{exhaust}}$

"Massa molar dos gases de exaustao"

$M_{\text{exhaust}}=Y_{\text{b}} \cdot M_{\text{CO2}}+Y_{\text{c}} \cdot M_{\text{H2O}}+Y_{\text{d}} \cdot M_{\text{N2}}+Y_{\text{e}} \cdot M_{\text{O2}}$

"Fração mássica"

$X_{\text{b}}=Y_{\text{b}} \cdot M_{\text{CO2}}/M_{\text{exhaust}}$

$X_{\text{c}}=Y_{\text{c}} \cdot M_{\text{H2O}}/M_{\text{exhaust}}$

$X_{\text{d}}=Y_{\text{d}} \cdot M_{\text{N2}}/M_{\text{exhaust}}$

$X_{\text{e}}=Y_{\text{e}} \cdot M_{\text{O2}}/M_{\text{exhaust}}$

"Calor específico do gás de exaustão do motor"

$Cp_{\text{CO2}}=\text{cp}(\text{CarbonDioxide}; T=T_{\text{exhaust}}; P=P_{\text{ref}})$

$Cp_{\text{H2O}}=\text{cp}(\text{Water}; T=T_{\text{exhaust}}; P=P_{\text{ref}})$

$Cp_{\text{N2}}=\text{cp}(\text{Nitrogen}; T=T_{\text{exhaust}}; P=P_{\text{ref}})$

$Cp_{\text{O2}}=\text{cp}(\text{Oxygen}; T=T_{\text{exhaust}}; P=P_{\text{ref}})$

$Cp_{\text{exhaust}}=X_{\text{b}} \cdot Cp_{\text{CO2}}+X_{\text{c}} \cdot Cp_{\text{H2O}}+X_{\text{d}} \cdot Cp_{\text{N2}}+X_{\text{e}} \cdot Cp_{\text{O2}}$

"Ciclo Rankine"

"Parametros de entrada Inseridos no diagrama"

" $T_{\text{high}}=450$ [C]" "Iserido no diagrama"

" $P_{\text{high}}=1200$ [kPa]" "Iserido no diagrama"

"Fluido de trabalho - inseridos no diagrama, escolha de fluidos"

"gas\$='R123'"

"Saida da Bomba - Entrada no economizador"

" $P_{\text{alta}}=P_{\text{high}}$ [kPa]"

$s_{\text{1_s}}=s[10]$

$P[1]=P_{\text{alta}}$

$h_{\text{1_s}}=\text{enthalpy}(\text{gas}; s=s_{\text{1_s}}; P=P[1])$

$\text{eta}_{\text{iso_compressor}}=(h_{\text{1_s}}-h[10])/(h[1]-h[10])$

$s[1]=\text{entropy}(\text{gas}; P=P[1]; h=h[1])$

$T[1]=\text{temperature}(\text{gas}; P=P[1]; h=h[1])$

$T_{\text{1}}=\text{converttemp}('K'; 'C'; T[1])$

$Cp[1]=\text{cp}(\text{gas}; P=P[1]; h=h[1])$

$\text{eta}_{\text{iso_compressor}}=0,8$ "eficiencia isentrópica do compressor"

$W_{\text{dot_compressor}} = m_{\text{dot_ran}}(h[1] - h[10]) / \eta_{\text{iso_compressor}}$ "Potencia requerida pelo compressor"

"Parametros da caldeira de recuperação"

"Pinch point"

"PP=24,43" "Inserido no diagrama"

$APP_{\text{eco}} = T[4] - T[2]$ "Approach point do economizador"

"Trocador de calor - Economizador"

$Cp_{\text{dot_rad}} = m_{\text{dot_rad}} * Cp_{\text{water}}$

$Cp_{\text{dot_eco}} = m_{\text{dot_ran}} * Cp[1]$

$Cp_{\text{dot_min_eco}} = \text{cp3}(cp_{\text{dot_eco}}; cp_{\text{dot_rad}})$

$Q_{\text{dot_eco_max}} = Cp_{\text{dot_min_eco}} * (T_{\text{rad_out}} - T[1])$

$Q_{\text{dot_eco}} = \epsilon_{\text{eco}} * Q_{\text{dot_eco_max}}$

"epsilon_eco=0,85" " Efetividade do economizador - Inserido no diagrama"

"Temperatura de agua a ser arrefecida - sai do trocador de calor"

$Q_{\text{dot_eco}} = m_{\text{dot_rad}} * Cp_{\text{water}} * (T_{\text{rad_out}} - T_{\text{rad_int}})$ "Cálculo da temperatura de saída da água do economizador"

$Q_{\text{dot_arrefecimento}} = m_{\text{dot_rad}} * Cp_{\text{water}} * (T_{\text{rad_int}} - T_{\text{rad_in}})$ "Calor do radiador remanescente do economizador e eliminado pelo arrefecimento"

$T_{\text{int_rad}} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T_{\text{rad_int}})$

"Saída do Economizador - Entrada no evaporador"

$h[2] = h[1] + Q_{\text{dot_eco}} / m_{\text{dot_ran}}$

$P[2] = P[1]$

$T[2] = \text{temperature}(\text{gas}; P=P[2]; h=h[2])$

$s[2] = \text{entropy}(\text{gas}; T=T[2]; h=h[2])$

$T_{\text{2}} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T[2])$

$Cp[2] = \text{cp}(\text{gas}; P=P[2]; h=h[2])$

$P[3] = P[2]$

$x[3] = 0$

$s[3] = \text{entropy}(\text{gas}; P=P[3]; x=x[3])$

$h[3] = \text{enthalpy}(\text{gas}; s=s[3]; P=P[3])$

$T[3] = \text{t_sat}(\text{gas}; P=P[3])$

$T_{\text{3}} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T[3])$

$Cp[3] = \text{cp}(\text{gas}; P=P[3]; h=h[3])$

"Trocador de Calor - Evaporador"

$Cp_{\text{dot_ran4}} = 1000000000$ "Infinito de acordo com Incropera (2011) para fluidos em mudança de fase"

$Cp_{\text{dot_exhaust}} = Cp_{\text{exhaust}} * m_{\text{dot_exhaust}}$

$Cp_{\text{dot_min_eva}} = \text{cp3}(Cp_{\text{dot_ran4}}; Cp_{\text{dot_exhaust}})$

$Q_{\text{dot_eva_max}} = Cp_{\text{dot_min_eva}} * (T_{\text{exhaust2}} - T[2])$

$Q_{\text{dot_eva}} = \epsilon_{\text{eva}} * Q_{\text{dot_eva_max}}$

$Q_{\text{dot_eva}} = m_{\text{dot_ran}} * (h[4] - h[2])$

$Q_{\text{dot_eva}} = m_{\text{dot_exhaust}} * (h_{\text{exhaust2}} - h_{\text{exhaust3}})$

$T_{\text{exhaust3}} = T[4] + PP$

$T_{\text{exhaustao3}} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T_{\text{exhaust3}})$

$h_{\text{exhaust3}} = h_{\text{exhaust2}} - \Delta h_{\text{exhaust3}}$

$\Delta h_{\text{exhaust3}} = X_{\text{b}} * Cp_{\text{CO2}} * (T_{\text{exhaust2}} - T_{\text{exhaust3}}) + X_{\text{c}} * Cp_{\text{H2O}} * (T_{\text{exhaust2}} - T_{\text{exhaust3}}) + X_{\text{d}} * Cp_{\text{N2}} * (T_{\text{exhaust2}} - T_{\text{exhaust3}}) + X_{\text{e}} * Cp_{\text{O2}} * (T_{\text{exhaust2}} - T_{\text{exhaust3}})$

$Q_{\text{dot_eva_perdas}} = Q_{\text{dot_eva}} - m_{\text{dot_ran}} * (h[4] - h[2])$

$\text{Perdas}_{\text{eva}} = Q_{\text{dot_eva_perdas}} / Q_{\text{dot_eva}}$ "Verificador de consistência do balanço"

"Saída do evaporador - Entrada no superaquecedor"

$P[4] = P[1]$

$T[4]=t_sat(gas\$;P=P[4])$

$x[4]=1$

$s[4]=entropy(gas\$;T=T[4];x=x[4])$

$h[4]=enthalpy(gas\$;T=T[4];x=x[4])$

$T_4=converttemp('K'; 'C'; T[4])$

$Cp[4]=cp(gas\$;P=P[4];h=h[4])$

"Trocador de Calor - Superaquecedor"

$Cp_dot_ran5=Cp[5]*m_dot_ran$

$Cp_dot_min_sup=cp3(Cp_dot_ran5; Cp_dot_exhaust)$

$Q_dot_sup_max=Cp_dot_min_sup*(T_exhaust-T[4])$

$Q_dot_sup=epsilon_sup*Q_dot_sup_max$

$Q_dot_sup=m_dot_exhaust*(h_exhaust-h_exhaust2)$

$T_exhaustao2=converttemp('K'; 'C'; T_exhaust2)$

$h_exhaust2=h_exhaust-DELTAh_exhaust2$

$DELTAh_exhaust2=X_b*Cp_CO2*(T_exhaust-T_exhaust2)+X_c*Cp_H2O*(T_exhaust-T_exhaust2)+X_d*Cp_N2*(T_exhaust-T_exhaust2)+X_e*Cp_O2*(T_exhaust-T_exhaust2)$

$Q_dot_exhaust02=m_dot_exhaust*(h_exhaust-h_exhaust2)$

$Q_dot_sup_perdas=Q_dot_exhaust02-Q_dot_sup$

$Perdas_sup=Q_dot_sup_perdas/Q_dot_exhaust02$ "Verificador de consistência do balanço"

"Saída do Superaquecedor - Entrada na Turbina"

" $T_5=128,9$ [K]" "Temperatura inserida no diagrama"

$h[5]=h[4]+Q_dot_sup/m_dot_ran$

$P[5]=P[2]$

$h[5]=enthalpy(gas\$;T=T[5];s=s[5])$

$s[5]=entropy(gas\$;P=P[5];T=T[5])$

$T[5]=converttemp('C'; 'K'; T_5)$

$Cp[5]=cp(gas\$;P=P[5];h=h[5])$

"Saída da Turbina - Entrada no Condensador"

" $eta_iso_turb=0,80$ " "Eficiencia isentropica inserida do diagrama"

$P[6]=P[8]$

$s_6_s=s[5]$

$h_6_s=enthalpy(gas\$;s=s_6_s;P=P[6])$

$eta_iso_turb=(h[5]-h[6])/(h[5]-h_6_s)$

$s[6]=entropy(gas\$;P=P[6];h=h[6])$

$x[6]=quality(gas\$;P=P[6];h=h[6])$

$T[6]=temperature(gas\$;h=h[6];P=P[6])$

$T_6=converttemp('K'; 'C'; T[6])$

$Cp[6]=Cp[7]$ "Esse valor de Cp não é utilizado, consideração feita para evitar erro no programa que não calcula cp para multifases"

"Ponto de inicio de saturação do vapor saturado"

$P[7]=P[6]$

$T[7]=t_sat(gas\$;P=P[7])$

$h[7]=enthalpy(gas\$;x=1;P=P[7])$

$s[7]=entropy(gas\$;P=P[7];h=h[7])$

$T_7=converttemp('K'; 'C'; T[7])$

$Cp[7]=cp(gas\$;P=P[7];h=h[7])$

"Saída do condensador - entrada na bomba de vazão"

$P[8]=p_sat(gas\$;T=T[8])$

$x[8]=0$

$h[8]=enthalpy(gas\$;x=x[8];P=P[8])$

$s[8]=entropy(gas\$;P=P[8];h=h[8])$

$T[8]=313,5$ [K]

$T_8=converttemp('K'; 'C'; T[8])$

$Cp[8]=cp(gas\$;P=P[8];h=h[8])$

"Saída da bomba - entrada no tanque de alimentação"

$DELTA P_bomba=50$ [kPa] "Elevação da bomba para circulação do fluido"

$P[9]=P[8]+DELTA P_bomba$

$s_9_s=s[8]$

$h_{9s} = \text{enthalpy}(\text{gas}; s = s_{9s}; P = P[9])$
 $\eta_{\text{iso_bomba}} = (h_{9s} - h[8]) / (h[9] - h[8])$
 $s[9] = \text{entropy}(\text{gas}; P = P[9]; h = h[9])$
 $T[9] = \text{temperature}(\text{gas}; P = P[9]; s = s[9])$
 $T_{9c} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T[9])$
 $Cp[9] = \text{cp}(\text{gas}; P = P[9]; h = h[9])$

$\eta_{\text{iso_bomba}} = 0,8$ "Eficiência isentrópica da bomba"
 $W_{\text{dot_bomba}} = m_{\text{dot_ran}} * (h[9] - h[8]) / \eta_{\text{iso_bomba}}$ "Potencia requerida pela bomba"

"Saída do Tanque de alimentação - Entrada da bomba"

$P[10] = P[9]$
 $T[10] = T[9]$
 $h[10] = \text{enthalpy}(\text{gas}; T = T[10]; P = P[10])$
 $s[10] = \text{entropy}(\text{gas}; T = T[10]; h = h[10])$
 $T_{10c} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T[10])$
 $Cp[10] = \text{cp}(\text{gas}; P = P[10]; h = h[10])$

"Condensador - trocador de calor com água do rio"

$T_{\text{rio_out}} = 305$ [K]
 $T_{\text{out_rio}} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T_{\text{rio_out}})$
 $T_{\text{rio_in}} = 298$ [K]
 $T_{\text{in_rio}} = \text{converttemp}('K'; 'C'; T_{\text{rio_in}})$

$Q_{\text{rio}} = Cp_{\text{water}} * (T_{\text{rio_out}} - T_{\text{rio_in}})$
 $Q_{\text{dot_con}} = m_{\text{dot_ran}} * (h[6] - h[8])$
 $Q_{\text{dot_con}} = m_{\text{dot_rio}} * Q_{\text{rio}}$

$Cp_{\text{dot_rio}} = Cp_{\text{water}} * m_{\text{dot_rio}}$
 $Cp_{\text{dot_ran6}} = 10000000$ "Infinito de acordo com Incropera (2011) para fluidos em mudança de fase"

$Cp_{\text{dot_min_con}} = \text{cp3}(Cp_{\text{dot_ran6}}; Cp_{\text{dot_rio}})$
 $Q_{\text{dot_con_max}} = Cp_{\text{dot_min_con}} * (T[6] - T_{\text{rio_in}})$
 $Q_{\text{dot_con}} = \epsilon_{\text{con}} * Q_{\text{dot_con_max}}$

"Potencia gerada pela turbina do ciclo Rankine"

$W_{\text{dot_ran}} = m_{\text{dot_ran}} * (h[5] - h[6])$

"Rendimento do ciclo Rankine"

$Q_{\text{in}} = h[5] - h[1]$
 $Q_{\text{out}} = h[6] - h[8]$

$\eta_{\text{rankine}} = 1 - Q_{\text{out}} / Q_{\text{in}}$

$\eta_{\text{planta}} = (W_{\text{dot_ele}} + W_{\text{dot_ran}}) / (Q_{\text{dot_biogas}})$ "rendimento do ciclo combinado, desconsiderando bomba e compressor"

"Calculo de exergia"

"Exergia do biogás"

$\Psi_{\text{biogas}} = \beta * PCI_{\text{biogas}}$ "A exergia do biogás é a parcela de exergia do metano, visto que o PCI do dióxido de carbono é zero"

$\beta = 1,04$ "Beta para gás natural com alto teor de metano, de acordo com Szargout (2005)"

$X_{\text{dot_biogas}} = \Psi_{\text{biogas}} * m_{\text{dot_biogas}}$

"Entropias dos gases de exaustão"

"Saída do motogerador"

$s_{\text{CO2}} = \text{entropy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{\text{exhaust}}; P = P_{\text{ref}})$
 $s_{\text{H2O}} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{\text{exhaust}}; P = P_{\text{ref}})$
 $s_{\text{N2}} = \text{entropy}(\text{Nitrogen}; T = T_{\text{exhaust}}; P = P_{\text{ref}})$
 $s_{\text{O2}} = \text{entropy}(\text{Oxygen}; T = T_{\text{exhaust}}; P = P_{\text{ref}})$

$s_{\text{exhaust}} = X_b * s_{\text{CO2}} + X_c * s_{\text{H2O}} + X_d * s_{\text{N2}} + X_e * s_{\text{O2}}$

"Saída do superaquecedor"

$s2_{\text{CO2}} = \text{entropy}(\text{CarbonDioxide}; T = T_{\text{exhaust2}}; P = P_{\text{ref}})$
 $s2_{\text{H2O}} = \text{entropy}(\text{Water}; T = T_{\text{exhaust2}}; P = P_{\text{ref}})$
 $s2_{\text{N2}} = \text{entropy}(\text{Nitrogen}; T = T_{\text{exhaust2}}; P = P_{\text{ref}})$

s2_O2=entropy(Oxygen;T=T_exhaust2;P=P_ref)

s_exhaust2=X_b*s2_CO2+X_c*s2_H2O+X_d*s2_N2+X_e*s2_O2

"Na chaminé"

s3_CO2=entropy(CarbonDioxide;T=T_exhaust3;P=P_ref)

s3_H2O=entropy(Water;T=T_exhaust3;P=P_ref)

s3_N2=entropy(Nitrogen;T=T_exhaust3;P=P_ref)

s3_O2=entropy(Oxygen;T=T_exhaust3;P=P_ref)

s_exhaust3=X_b*s3_CO2+X_c*s3_H2O+X_d*s3_N2+X_e*s3_O2

"Valores de entalpia e entropia de referencia"

"Referencia para os gases de exaustão: foi considerado o ar"

h_eref=enthalpy(Air_ha;T=T_ref;P=P_ref)

s_eref=entropy(Air_ha;T=T_ref;P=P_ref)

"Referencia para a água"

h_eref=enthalpy(Water;T=T_ref;P=P_ref)

s_eref=entropy(Water;T=T_ref;P=P_ref)

"Referencia para o fluido do ciclo Rankine"

h_ref=enthalpy(gas\$;T=T_ref;P=P_ref)

s_ref=entropy(gas\$;T=T_ref;P=P_ref)

"Exergia dos gases de exaustão"

Psi_exhaust=h_exhaust-h_eref-T_ref*(s_exhaust-s_eref)

Psi_exhaust2=h_exhaust2-h_eref-T_ref*(s_exhaust2-s_eref)

Psi_exhaust3=h_exhaust3-h_eref-T_ref*(s_exhaust3-s_eref)

X_dot_exhaust=Psi_exhaust*m_dot_exhaust

X_dot_exhaust2=Psi_exhaust2*m_dot_exhaust

X_dot_exhaust3=Psi_exhaust3*m_dot_exhaust

"Exergia do Radiador"

Psi_rad_in=Cp_water*(T_rad_in-T_ref-T_ref*ln(T_rad_in/T_ref))

Psi_rad_out=Cp_water*(T_rad_out-T_ref-T_ref*ln(T_rad_out/T_ref))

Psi_rad_int=Cp_water*(T_rad_int-T_ref-T_ref*ln(T_rad_int/T_ref))

X_dot_rad_in=Psi_rad_in*m_dot_rad

X_dot_rad_out=Psi_rad_out*m_dot_rad

X_dot_rad_int=Psi_rad_int*m_dot_rad

"Exergia do fluido do ciclo Rankine"

Duplicate i=1;10

Psi[i]=h[i]-h_ref-T_ref*(s[i]-s_ref)

X_dot[i]=Psi[i]*m_dot_ran

End

"Exergia do Rio"

Psi_rio_in=Cp_water*(T_rio_in-T_ref-T_ref*ln(T_rio_in/T_ref))

Psi_rio_out=Cp_water*(T_rio_out-T_ref-T_ref*ln(T_rio_out/T_ref))

X_dot_rio_out=Psi_rio_out*m_dot_rio

X_dot_rio_in=Psi_rio_in*m_dot_rio

"Destrução de Exergia"

X_dot_eco_destruida=X_dot_rad_out+X_dot[1]-X_dot_rad_int-X_dot[2]

X_dot_eva_destruida=X_dot_exhaust2+X_dot[2]-X_dot_exhaust3-X_dot[4]

X_dot_sup_destruida=X_dot_exhaust+X_dot[4]-X_dot_exhaust2-X_dot[5]

X_dot_turbina_destruida=X_dot[5]-X_dot[6]-W_dot_ran

$$X_dot_con_destruida=X_dot[6]+X_dot_rio_in-X_dot[8]-X_dot_rio_out$$

$$X_dot_bomba_destruida=W_dot_bomba+X_dot[8]-X_dot[9]$$

$$X_dot_compressor_destruida=W_dot_compressor+X_dot[10]-X_dot[1]$$

$$X_dot_planta=X_dot_biogas+W_dot_bomba+W_dot_compressor-(X_dot_exhaust3+X_dot[6]-X_dot[8]+X_dot_rad_out-X_dot_rad_in+W_dot_ele+W_dot_ran)$$

"Eficiencia exergética"

$$\eta_exergetica_ran=(W_dot_ran-W_dot_bomba-W_dot_compressor)/(X_dot_exhaust-X_dot_exhaust3+X_dot_rad_out-X_dot_rad_int)$$

$$\eta_exergetica_planta=(W_dot_ele+W_dot_ran-W_dot_bomba-W_dot_compressor)/(X_dot_biogas)$$

"Verificação balanço trocadores"

$$\Delta E_{va}=m_dot_ran*(h[4]-h[2])-m_dot_exhaust*(h_exhaust2-h_exhaust3)$$

$$\Delta E_{sup}=m_dot_ran*(h[5]-h[4])-m_dot_exhaust*(h_exhaust-h_exhaust2)$$

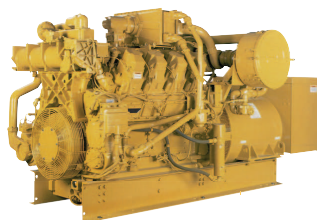
$$Ver_eva=((m_dot_exhaust*(h_exhaust2-h_exhaust3))-(m_dot_ran*(h[4]-h[2])))/(m_dot_exhaust*(h_exhaust2-h_exhaust3))$$

$$Ver_sup=((m_dot_exhaust*(h_exhaust-h_exhaust2))-(m_dot_ran*(h[5]-h[4])))/(m_dot_exhaust*(h_exhaust-h_exhaust2))$$

$$Ver_con=((m_dot_rio*Cp_water*(T_out_rio-T_in_rio))-(m_dot_ran*(h[6]-h[8])))/(m_dot_rio*Cp_water*(T_out_rio-T_in_rio))$$

Anexos

ANEXO A – CATÁLOGO DO
MOTOGERADOR CATERPILLAR DE 507 KW



3508 SITA HR / 507 kW_e

Performances

P. électrique sortie alternateur	(1)	kWe	507
P. électrique revente EDF en HTA	(6)	kWe	495
P. thermique sur eau HT moteur	(3)	kWt	305
P. thermique sur fumées $\geq 110^{\circ}\text{C}$	(3)	kWt	304
P. gaz introduite	(2)	kW PCI	1.302
Rendement électrique		%	38.9
Rendement thermique		%	46.8
Rendement de cogénération		%	85.7
Emissions à 5% O ₂ sec			
NOx	(4)	mg/Nm ³	500
CO	(4) (5)	mg/Nm ³	945
Hydrocarbures (hors CH ₄)	(4) (5)	mg/Nm ³	305

Circuit d'eau

Débit eau HT (huile-réfrig. air n°1-bloc)	m ³ /h	50
Température entrée / sortie eau HT	°C	83 / 88
Débit eau BT (réfrig. air n°2)	m ³ /h	30
Température entrée / sortie eau BT	°C	32 / 33

Circuit d'huile

Capacité carter huile	litres	275	
Consommation spécifique huile	(1)	g/kWh	0.4

Moteur

Configuration des cylindres	en V	8
Alésage	mm	170
Course	mm	190
Vitesse moyenne du piston	m/s	9,5
Cylindrée totale	litres	35
Taux de compression	-	11,7 : 1
Vitesse de rotation	tr/min	1.500
Pression moyenne effective	bar	12.2

Autres

L x l x h	mm	3664 x 1570 x 1962
Poids	kg	8500

Bilan

Puissance mécanique à l'arbre	(1)	kWm	527
P. thermique sur eau HT	(3)	kWt	305
P. thermique sur eau BT	(3)	kWt	44
P. thermique sur fumées $\geq 25^{\circ}\text{C}$	(3)	kWt	375
P. rayonnée moteur (groupe)		kWt	51 (71)
		Total	1.302

Circuits Air comburant / Echappement

Débit massique air comburant	kg/h	2.710
Débit massique fumées	kg/h	2.809
Température fumées	°C	453
Contre pression maxi échapp.	mbar	50

Circuit gaz

Type de gaz		Naturel	
Indice de méthane de référence	-	80	
Indice de méthane minimum	-	70	
Pression minimale entrée moteur	mbar	100	
Débit de gaz	(6)	Nm ³ /h	130

Alternateur

Fréquence	Hz	50
Tension	V	400
Puissance apparente cos(φ) = 0,8	kVA	634
Nombre de paliers	-	1
Classe d'échauffement / d'isolation	-	F / H
Classe de protection	-	IP23
Régulation de tension	-	V par Hz
Rendement à cos(φ) = 0,928	%	96,2

(1) Sans tolérance. Pompes attelées incluses.

(2) Tolérance +5% selon ISO 3046/1.

(3) Tolérance +/- 3%.

(4) Moteur < 2 MWPCI non soumis à l'arrêt de 10/08/98 (rub. 2910).

(5) Pour un gaz de PCI = 36 000 kJ/Nm³.

(6) Hors pertes circuit bouchon et pompe cogénération

Ventilation 1^{re} vitesse et aérorefroidisseur BT seul en marche.

Ces caractéristiques peuvent être modifiées sans préavis et ne sont pas contractuelles.