

## **A Eficientização do Sistema de Aproveitamento Energético de Resíduos Municipais na Empresa Marca Ambiental: Repotenciação e Cogeração**

**Lucas Rodrigues Loyola <sup>1</sup>, Lucas Antônio Silveira Silva <sup>2</sup>, Átila Pavan Vasconcellos <sup>3</sup>, José Joaquim Conceição Soares Santos <sup>4</sup>**

<sup>1</sup> Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. E-mail: lucasloyola730@gmail.com

<sup>2</sup> Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. E-mail: lucasa@ucl.br

<sup>3</sup> Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. E-mail: atilapavanv@gmail.com

<sup>4</sup> Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Brasil. E-mail: jjcssantos@yahoo.com.br

### **Resumo**

A Marca Ambiental repotenciou o sistema de geração elétrica com biogás de aterro sanitário, substituindo o sistema a vapor de cerca de 1MW por três Motores de Combustão Interna (MCI) de 1MW cada. Para recuperar o calor residual dos gases de exaustão e da água de resfriamento, este trabalho visa estudar o aumento da eficiência na conversão termoeletrica do biogás, para repotenciação com ORCs (Ciclos Rankine Orgânico). O balanço energético mostrou que 34% da energia do biogás é convertida em eletricidade e 49,8% é perdida através dos gases de exaustão (25,2%) e água de resfriamento (24,6%), ou seja, um potencial de cogeração de quase 84%. A análise exergetica mostrou que só 14,4% corresponde ao calor passível de gerar potência adicional por meio da repotenciação, 10,7% nos gases e 3,7% na água. A simulação da repotenciação com ORCs mostrou que é possível aumentar a eficiência para mais de 41,0%, produzindo 675 kW adicionais, uma repotenciação de cerca de 21%.

**Palavras-chave:** Eficiência Energética, Repotenciação, Balanço Exergetico, Recuperação de Energia.

### **Abstract**

Marca Ambiental repowered the electric generation system with landfill biogas, replacing the steam system of about 1MW by three Internal Combustion Engines (ICM) of 1MW each. To recover the waste heat from the exhaust gases and cooling water, this work aims to study the increase of efficiency in the thermoelectric conversion of biogas, for repowering with ORCs (Organic Rankine Cycles). The energy balance showed that 34% of the biogas energy is converted into electricity and 49.8% is lost through exhaustion gases (25.2%) and cooling water (24.6%), that is, a cogeneration potential of almost 84%. The exergetic analysis showed that only 14.4% corresponds to the heat that can be generated through repowering, 10.7% in the gases and 3.7% in the water. The simulation of repowering with ORCs showed that it is possible to increase the efficiency to over 41.0%, producing an additional 675 kW, a repowering of about 21%.

**Keywords:** Energy Efficiency, Repowering, Exergy Balance, Energy Recovery.

## 1. Introdução

A Marca Ambiental é uma empresa de valorização de resíduos sólidos urbanos (RSU), que vem coletando e tratando resíduos municipais da Grande Vitória, no estado do Espírito Santo, Brasil, desde o ano de 1997. Para o aproveitamento da energia destes resíduos sólidos urbanos [2], principalmente do gás produzido no aterro sanitário, a empresa decidiu implantar uma pequena central termelétrica a vapor de pouco mais de 1 MW, em 2008, para a geração de energia elétrica.

Em 2011, um estudo [3], baseado em simulação e avaliação termoelétrica no software Thermoflex, mostrou que a eficiência da pequena central termoelétrica era muito baixa, de pouco mais de 10%, e que poderia ser muito mais eficiente, sem transformações muito radicais, operando em modo cogeração, com turbina a vapor em contrapressão, permitindo assim, além de gerar energia elétrica, produzir também calor em forma de vapor para as utilidades da empresa. Além disso, o mesmo estudo [3] também mostrou que uma maior eficiência na conversão termoelétrica do biogás de aterro seria possível mudando a tecnologia de ciclo a vapor para de motores alternativos de combustão interna, o que poderia permitir aumentar a eficiência na conversão termoelétrica em até quatro vezes mais, podendo chegar a cerca de 40% de eficiência, ou seja, obtendo uma repotenciação da central termelétrica, gerando mais de 3 MW, com a mesma quantidade de biogás.

Esta repotenciação já aconteceu, usando três módulos de grupos geradores a motores de combustão interna de cerca de 1 MW cada [4]. Porém, apesar desta eficiência e repotenciação, o qual mais que triplicou a eficiência, ainda existe uma oportunidade de aproveitar o calor residual dos três motores, em forma de água de resfriamento e gases de escape [1], para aumentar a geração de eletricidade (repotenciação) e/ou para produzir vapor e água quente para as utilidades (cogeração).

Existem várias tecnologias e configurações para o aproveitamento do calor residual de motores de combustão interna, visando implantação da repotenciação e cogeração, permitindo assim diferentes resultados em energia adicional, aumentando assim a eficiência energética destes sistemas e, conseqüentemente, reduzindo o impacto ambiental, na medida em que se reduz as emissões específicas ao produzir mais energia sem aumentar as emissões [1]. A definição da melhor configuração e/ou tecnologia para esta eficiência, seja por meio da repotenciação ou cogeração, não é trivial e depende de muitos fatores relacionados ao potencial de recuperação do calor, bem como da qualidade da energia recuperada.

Sendo assim, o principal objetivo deste trabalho é mostrar que é possível, tecnologicamente, obter eficiências energéticas na conversão termoelétrica do biogás maiores que a eficiência dos grupos geradores

de combustão interna, usando a repotenciação a partir da recuperação do calor residual, baseada nas recentes tecnologias de recuperação de calor de baixa e média temperatura [1], ou ainda a partir da cogeração, aproveitando, neste caso, o calor residual para produzir água quente ou vapor para as utilidades. Para isso, é necessário um balanço de energia e exergia [1] nos grupos geradores a motores de combustão interna, o que permite analisar o potencial de cogeração e repotenciação, respectivamente, servindo de base para definição da melhor configuração e tecnologia adequada, as quais são simuladas em software comercial (EES) para permitir quantificar o potencial de eficiência por repotenciação e/ou cogeração.

## 2. Descrição da planta

O caso estudado nesse trabalho é uma central termelétrica da empresa Marca Ambiental no Espírito Santo que usa biogás de aterro sanitário, que é gerado no aterro sanitário da própria empresa, como fonte principal de combustível. Em 2011, essa central operava com ciclo a vapor. Hoje foram instalados três grupos geradores a gás que produzem cerca 1 MW de potência elétrica cada, totalizando 3 MW, como pode ser observado na Figura 1. Existe uma previsão de instalação futura de mais dois grupos geradores.

A Tabela 1 mostra os dados do grupo gerador, fornecidos pela empresa, de cada corrente, que serão necessários para o balanço energético e exergetico. Mostra a vazão mássica do ar ( $\dot{m}_a$ ), vazão mássica dos gases de exaustão ( $\dot{m}_g$ ), vazão mássica do combustível ( $\dot{m}_c$ ), temperatura do ar ( $T_a$ ), temperatura dos gases de exaustão ( $T_g$ ), temperatura do combustível ( $T_c$ ), temperatura da água fria na entrada de R1 ( $T_{af,1}$ ), temperatura da água quente na saída de R1 ( $T_{aq,1}$ ), temperatura da água fria na entrada de R2 ( $T_{af,2}$ ), temperatura da água quente na saída de R2 ( $T_{aq,2}$ ) e umidade relativa do ar ( $UR$ ). As pressões são a mesma em todos os fluxos mássicos, adotadas como 1 bar. A Tabela 2 mostra a composição volumétrica do biogás. Com dados coletados de documentos da empresa foi possível montar o fluxograma do MCI, representado na Figura 2, com os fluxos mássicos de cada corrente em [kg/s]. No fluxograma é possível notar que o motor opera com dois fluxos de resfriamento com água, em que o R1 possui apenas um estágio de resfriamento (*aftercooler*) e R2 possui três estágios (*lube oil*, *after cooler*, *jacket water*). Os estágios de R2 foram agrupados em apenas um para simplificar os cálculos.

## 3. Metodologia: materiais e métodos

Para obter os resultados almejados, são realizados o balanço de energia e exergia em um dos grupos geradores, a partir dos dados de projeto e de operação do sistema apresentados na seção 2, coletados no banco de dados do seu sistema

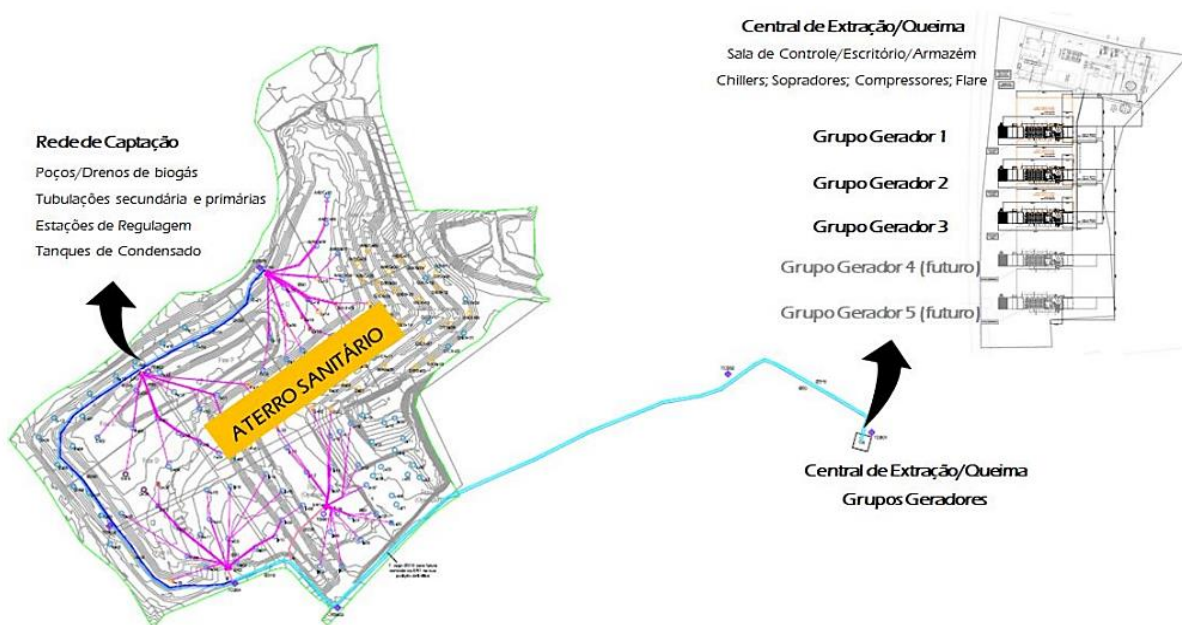


Figura 1. Sistema de captação da Marca Ambiental. Fonte: [4].

supervisório, permitindo analisar o potencial de cogeração e repotenciação, respectivamente, o que serve de base para definição da melhor configuração e tecnologia. A simulação do ciclo Rankine orgânico (ORC) é feita em um simulador de e processo (EES), permitindo avaliar o potencial de repotenciação por meio da capacidade de geração elétrica adicional.

Tabela 1. Parâmetros operacionais do MCI.

Grandeza	Valor	Unidade
$\dot{m}_a$	1,32	kg/s
$\dot{m}_g$	1,52	
$\dot{m}_c$	0,20	
$T_a$	25,0	°C
$T_g$	457,0	
$T_c$	25,0	
$T_{af,1}$	55,0	
$T_{aq,1}$	58,8	
$T_{af,2}$	54,0	
$T_{aq,2}$	93,0	
$UR$	60	

Fonte: elaboração própria.

Tabela 2. Composição do biogás.

Componente	Valor	Unidade
CH <sub>4</sub>	53,10	%
CO <sub>2</sub>	39,20	
N <sub>2</sub>	5,00	
O <sub>2</sub>	2,70	

Fonte: [3].

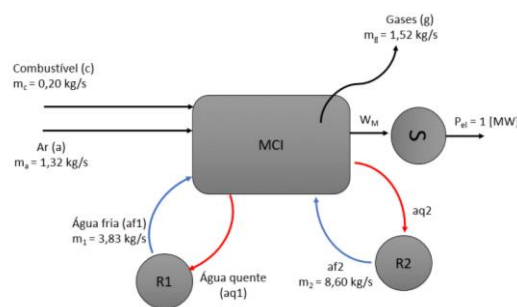


Figura 2. Fluxograma MCI. Fonte: elaboração própria.

Os parâmetros de operação dos ORCs seguem o estudo [5], onde foram analisados alguns diferentes fluidos de trabalho em ORCs e foi determinado que, no quesito produção de potência com o menor custo, os melhores fluidos são o tolueno e o R141b, para o ciclo com gases de exaustão como fonte de calor e para ciclo com água de resfriamento como fonte de calor, respectivamente. Nesse estudo foram comparadas as eficiências da modelagem de dois tipos de configurações do ORC: simples e regenerativo. Foi observado que o ciclo regenerativo apresenta um certo aumento na eficiência quando o ciclo é comparado com o modelo simples. Porém, foi também observado que esse aumento teve reflexo no custo da potência que também ficou maior. Os resultados das eficiências dos quatro tipos de ciclos do citado estudo estão apresentados na Tabela 3.

**Tabela 3.** Eficiências da otimização de ORCs com dois tipos de configuração.

Fonte de Calor	Configuração	Eficiência
Água	Simples	5,75%
	Regenerativo	5,95%
Gases	Simples	22,30%
	Regenerativo	26,44%

Fonte: adaptado de [5].

### 3.1. Balanço de Energia e Exergia

A equação química de combustão que ocorre no interior dos motores é  $0,531\text{CH}_4 + 0,392\text{CO}_2 + 0,05\text{N}_2 + 0,027\text{O}_2 + 1,332(\text{O}_2 + 3,76\text{N}_2 + 0,091\text{H}_2\text{O}) \rightarrow 0,923\text{CO}_2 + 1,183\text{H}_2\text{O} + 2,553\text{N}_2 + 0,593\text{O}_2$ .

Para entender qual a parcela energética de cada fluxo, o balanço de energia global foi realizado de acordo com a equação (1), que mostra o calor liberado pelo combustível ( $\dot{Q}_c$ ), o calor perdido nos gases de exaustão ( $\dot{Q}_g$ ), o calor perdido nos radiadores R1 e R2 ( $\dot{Q}_1$  e  $\dot{Q}_2$  respectivamente) e que somados são o calor perdido pela água ( $\dot{Q}_{agua}$ ), o trabalho mecânico ( $\dot{W}_M$ ) e o calor das perdas internas envolvidas no motor ( $\dot{Q}_p$ ), sendo todas essas parcelas da equação em [kW].

$$\dot{Q}_c = \dot{W}_M + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_g + \dot{Q}_p \quad (1)$$

Gerador elétrico produz 1 MW de potência elétrica. Considerando a sua eficiência de 98%, consegue-se calcular o trabalho mecânico através da equação (2), obtendo 1020 kW.

$$\dot{W}_M = \frac{P_{el}}{0,98} \quad (2)$$

Na equação (3) é calculado o calor liberado pelo combustível, onde foi usado o poder calorífico inferior (PCI, em kJ/kg), em que este foi calculado de acordo com a fração molar de cada componente e seus respectivos PCI.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \text{PCI} \quad (3)$$

O calor perdido nos radiadores, R1 e R2, são calculados nas equações (4) e (5), respectivamente, onde  $h_{af}$  e  $h_{aq}$  são as entalpias específicas da água na entrada e saída das correntes, em [kJ/kg].

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1(h_{aq,1} - h_{af,1}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2(h_{aq,2} - h_{af,2}) \quad (5)$$

Na equação (6)  $\dot{n}_g$  é a vazão molar dos gases de exaustão [kmol/s],  $y_i$  é a fração molar de cada componente do gás e  $\Delta h_i$  é a variação de entalpia de cada componente em [kJ/kmol], de acordo com as respectivas temperaturas, apresentadas na Tabela 2.

$$\dot{Q}_g = \dot{n}_g \sum_{i=1}^j y_i \Delta h_i \quad (6)$$

Assim é possível isolar e calcular o calor das perdas na equação (2).

O balanço geral de exergia no motor é representado na equação (7), onde  $\dot{E}x_c$  é a exergia do combustível,  $\dot{E}x_{agua}$  é a soma da exergia dos fluxos de água para resfriamento do motor ( $\dot{E}x_1 + \dot{E}x_2$ ),  $\dot{E}x_c$  é a exergia dos gases de exaustão,  $\dot{E}x_c$  é a exergia do trabalho mecânico e  $\dot{E}d$  é a exergia destruída que envolve as perdas e irreversibilidades do motor.

$$\dot{E}x_c = \dot{E}x_M + \dot{E}x_{agua} + \dot{E}x_g + \dot{E}d \quad (7)$$

A exergia do combustível foi calculada de acordo com a exergia química de seus componentes, de acordo com a equação (8), onde  $\dot{n}_c$  é a vazão molar do combustível,  $e_i^{ch}$  é a exergia química específica padrão de cada elemento,  $\bar{R}$  é a constante universal dos gases na base molar e  $T_0$  é a temperatura ambiente de 298 [K].

$$\dot{E}x_c = \dot{n}_c \left( \sum_{i=1}^j y_i e_i^{ch} + \bar{R} T_0 \sum_{i=1}^j y_i \ln y_i \right) \quad (8)$$

As exergias  $\dot{E}x_1$  e  $\dot{E}x_2$  são calculadas separadamente, de acordo com as equações (9) e (10), respectivamente, em seguida somadas formando a exergia total da água de resfriamento do motor, onde  $s$  é a entropia específica da água, em [kJ/kg K].

$$\dot{E}x_1 = \dot{m}_1 \left[ (h_{aq,1} - h_{af,1}) - T_0 (s_{aq,1} - s_{af,1}) \right] \quad (9)$$

$$\dot{E}x_2 = \dot{m}_2 \left[ (h_{aq,2} - h_{af,2}) - T_0 (s_{aq,2} - s_{af,2}) \right] \quad (10)$$

Sabendo que o trabalho é exergia pura, então a exergia dessa parcela é representada na equação (11).

$$\dot{E}x_M = \dot{W}_M \quad (11)$$

Para o cálculo da exergia dos gases de exaustão, são calculadas suas parcelas química e física ( $\dot{E}x_g^{ch}$  e  $\dot{E}x_g^{phi}$ ) representadas nas equações (12) e (13), respectivamente, em que  $y_i^e$  representa a parcela do componente no ambiente.

$$\dot{E}x_g^{ch} = \dot{n}_c \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^j y_i \ln \frac{y_i}{y_i^e} \quad (12)$$

$$\dot{E}x_g^{phi} = \dot{n}_c \sum_{i=1}^j y_i (\Delta h_i - T_0 \Delta s_i) \quad (13)$$

Somando essas duas parcelas obtém-se o fluxo de exergia dos gases, representado na equação (14).

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_g^{ch} + \dot{E}x_g^{phi} \quad (14)$$

Com essas parcelas de exergias calculadas, consegue-se isolar e calcular a exergia destruída na equação (7).

### 3.2. Repotenciação com ORC

O equacionamento proposto de balanço de massa e energia usa os parâmetros de projeto obtidos na otimização em [5], apresentados na Tabela 4, e os ORCs seguem uma configuração simples, envolvendo os mesmos componentes de uma planta de potência a vapor: evaporador, turbina, condensador e bomba [6].

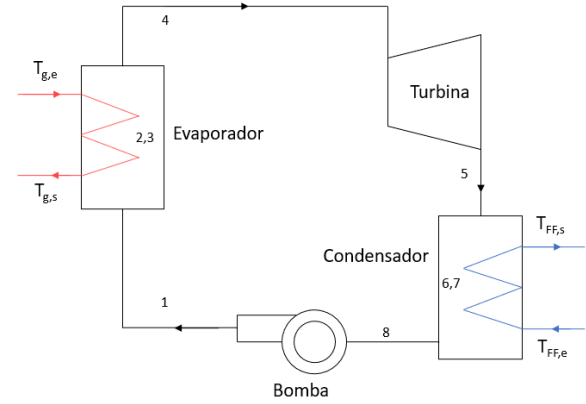
**Tabela 4.** Parâmetros dos ORCs.

Propriedade	Fluido	
	Tolueno	R141b
$T_{evaporação} (°C)$	242,60	62,63
$T_{condensação} (°C)$	57,45	38,35
$Pinch_{evap} (°C)$	38,75	5,70
$\eta_b$	0,7154	0,7110
$\eta_t$	0,8152	0,8627

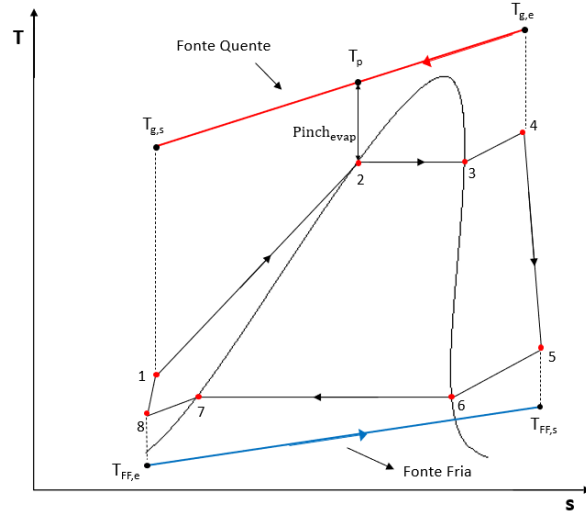
Fonte: adaptado de [5].

A mínima temperatura de resfriamento dos gases de exaustão será considerada de 180 °C, por conta da possível presença de enxofre na composição do combustível. Se os gases forem resfriados a uma temperatura inferior à 180 °C, poderá ocorrer formação de  $H_2SO_4$ , o que poderia ocasionar a corrosão [1]. Para as modelagens termodinâmicas dos ciclos foram assumidas as seguintes hipóteses: os componentes são considerados em regime permanente e não foram consideradas as variações de energia cinética e potencial. Além disso, foi determinado um superaquecimento e um subresfriamento de 5 °C e 3 °C, respectivamente. As vazões das fontes quentes, provenientes dos três MCIs, foram somadas, obtendo 4,56 kg/s de gases de exaustão e na água de resfriamento, como são dois fluxos de diferentes temperaturas, tem-se 11,49 kg/s ( $\dot{m}_1$ ) e 25,79 kg/s ( $\dot{m}_2$ ). O conjunto de equações, do balanço de massa e energia do Ciclo Rankine Orgânico simples, a seguir é

descrito de acordo com a configuração representada na Figura 3 e seu diagrama T-s se encontra na Figura 4. As equações de balanço de massa e energia são:



**Figura 3.** Configuração de ORC com gases de exaustão como fonte quente. Fonte: elaboração própria.



**Figura 4.** Diagrama T – s para ORC com uma fonte quente. Fonte: elaboração própria.

- Pinch Point e temperaturas:

$$T_p = T_2 + Pinch_{evap} \quad (15)$$

$$T_4 = T_3 + 5 \quad (16)$$

$$T_8 = T_7 - 3 \quad (17)$$

- Evaporador:

$$\dot{m}_{ORC}(h_4 - h_2) = \dot{m}_g c p_g (T_{g,e} - T_p) \quad (18)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_2 - h_1) = \dot{m}_g c p_g (T_p - T_{g,s}) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{adicionado} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_1) \quad (20)$$

Onde  $\dot{m}_{ORC}$  é a vazão mássica do fluido de trabalho, que nesse caso é o tolueno,  $c p_g$  representa o calor

especifico dos gases,  $T_{g,e}$  e  $T_{g,s}$  são as temperaturas de entrada e saída dos gases, respectivamente.

- Condensador:

$$\dot{m}_{ORC}(h_5 - h_8) = \dot{m}_{cond}(h_{FF,s} - h_{FF,e}) \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{rejeitado} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_8) \quad (22)$$

Onde  $h_{FF,s}$  e  $h_{FF,e}$  são as entalpias da fonte fria na saída e na entrada do condensador, respectivamente.

- Eficiência isentrópica da bomba e da turbina:

$$\eta_b = \frac{h_{1s} - h_8}{h_1 - h_8} \quad (23)$$

$$\eta_t = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (24)$$

- Potência líquida:

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_5) \quad (25)$$

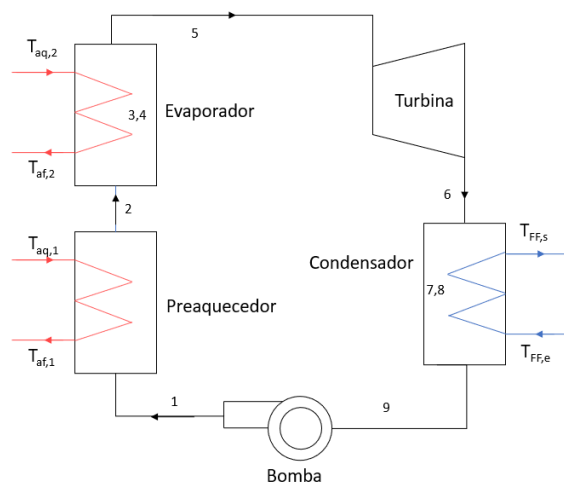
$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{ORC}(h_1 - h_8) \quad (26)$$

$$\dot{W}_{liquida} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba} \quad (27)$$

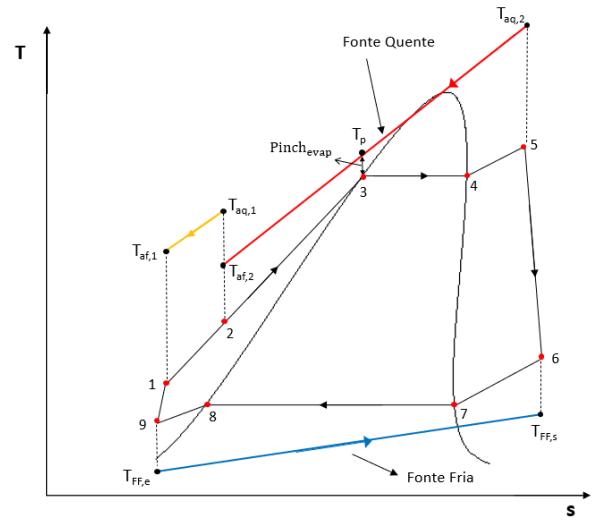
- Eficiência térmica do sistema:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liquida}}{\dot{Q}_{adicionado}} \quad (28)$$

Como o sistema de resfriamento dos MCIs é composto por dois fluxos de água com diferentes temperaturas, a configuração do ORC a seguir compreenderá o esquema da Figura 5 e o diagrama T-s na Figura 6. O fluido de trabalho nesse caso é o R141b.



**Figura 5.** Configuração de ORC com água de resfriamento como fonte quente. Fonte: elaboração própria.



**Figura 6.** Diagrama T-s para ORC com duas fontes quentes. Fonte: elaboração própria.

- Pinch Point e temperaturas:

$$T_p = T_3 + Pinch_{evap} \quad (29)$$

$$T_5 = T_4 + 5 \quad (30)$$

$$T_9 = T_8 - 3 \quad (31)$$

- Evaporador e preaquecedor:

$$\dot{m}_{ORC}(h_5 - h_3) = \dot{m}_2(h_{aq,2} - h_p) \quad (32)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2) = \dot{m}_2(h_p - h_{af,2}) \quad (33)$$

$$\dot{m}_{ORC}(h_2 - h_1) = \dot{m}_1(h_{aq,1} - h_{af,1}) \quad (34)$$

$$\dot{Q}_{adicionado} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_2) + \dot{m}_{ORC}(h_2 - h_1) \quad (35)$$

- Condensador:

$$\dot{m}_{ORC}(h_6 - h_9) = \dot{m}_{cond}(h_{FF,s} - h_{FF,e}) \quad (36)$$

$$\dot{Q}_{rejeitado} = \dot{m}_{ORC}(h_6 - h_9) \quad (37)$$

- Eficiência isentrópica da bomba e da turbina:

$$\eta_b = \frac{h_{1s} - h_9}{h_1 - h_9} \quad (38)$$

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (39)$$

- Potência líquida:

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_6) \quad (40)$$



$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{ORC}(h_1 - h_9) \quad (41)$$

$$\dot{W}_{liquida} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba} \quad (42)$$

- Eficiência térmica do sistema:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{liquida}}{\dot{Q}_{adicionado}} \quad (43)$$

#### 4. Resultados e discussão

Empregando as equações citadas anteriormente, foram obtidos os resultados e feitos os diagramas do balanço de energia e balanço de exergia dos MCIs. Também os principais resultados da modelagem e simulação dos ORCs de configuração simples, separadamente, para cada tipo de fonte de calor, são aqui apresentados.

##### 4.1. Balanço de Energia e Exergia

Na Figura 7 são apresentados os resultados do balanço energético, notando que, da parcela da energia liberada na combustão, 33,56% é convertida em trabalho mecânico, que chega ao gerador elétrico convertendo 98,00% desse trabalho, produzindo 1 MW de potência elétrica, correspondente a uma eficiência de 32,89%.

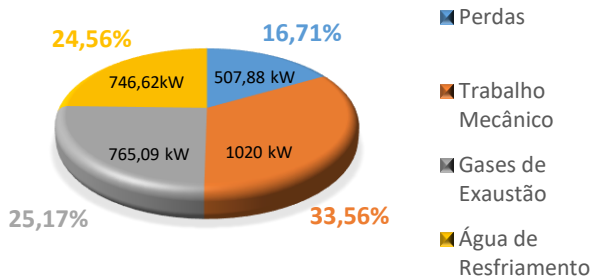


Figura 7. Diagrama do balanço de energia. Fonte: elaboração própria.

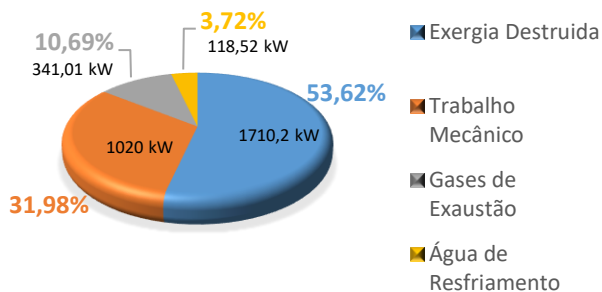


Figura 8. Diagrama do balanço de exergia. Fonte: elaboração própria.

Comparando os balanços energético e exergético nos diagramas da Figura 7 e Figura 8, respectivamente, é possível observar que o calor carregado pela água de resfriamento do motor equivale a 24,56% da energia liberada pelo combustível. No entanto, analisando a parcela de exergia relacionada a esse mesmo fluxo, equivale a apenas 3,72% da exergia total inserida no sistema de resfriamento. Analogamente, o calor dos gases de exaustão corresponde a 25,17% da energia do combustível e analisando sua parcela exergética corresponde a apenas 0,69% da exergia total do biogás. Os dois diagramas anteriores mostram que são 83,29% de potencial de cogeração (produção combinada de potência e calor) ou 46,38% de potencial de repotenciação (somente produção de potência).

##### 4.2. Repotenciação com ORC

Realizando o balanço de massa e energia nos ORCs, os resultados gerados estão representados na Tabela 5.

Tabela 5. Resultados de balanço de energia dos ORCs.

Fluido	$\dot{m}_{ORC}$ (kg/s)	$W_T$ (kW)	$W_{liq}$ (kW)	$\eta_{ORC}$ (%)
Tolueno	3,916	547,83	538,16	20,80
R141b	9,726	138,55	136,83	5,75

Fonte: elaboração própria.

Na Tabela 5,  $\dot{m}_{ORC}$  é a vazão mássica dos fluidos de trabalho nos ORCs,  $W_T$  é a potência mecânica gerada nas turbinas,  $W_{liq}$  o trabalho líquido produzido nos ciclos e  $\eta_{ORC}$  é a eficiência térmica dos ciclos. A eficiência exergética da recuperação de calor dos gases de exaustão equivale a 52,60% da exergia contida nos mesmos. Já na recuperação de calor da água, a eficiência exergética equivale 38,48%. É notória a diferença entre a quantidade líquida de potência produzida entre os dois ciclos, com água e gases de exaustão, o que já era esperado após a análise da exergia que cada fonte de calor carrega consigo.

#### 5. Conclusões

Através do estudo realizado neste trabalho, é possível concluir sobre a capacidade de obter uma maior eficiência energética na geração termoeletrica, usando a mesma quantidade de combustível de hoje, através da recuperação do calor aproveitável (gases de exaustão e água de resfriamento).

O balanço energético mostra um aumento de 33,56% para mais de 83% de energia que pode ser aproveitada para cogeração. O balanço exergético aponta que, para a produção adicional de potência, o aproveitamento pode atingir uma eficiência global próxima de 45%. Porém, estes são os potenciais de aproveitamento para cogeração e repotenciação, respectivamente.

Com os resultados da simulação de projetos de repotenciação, usando a tecnologia de ciclos Rankine orgânicos (ORCs), o aumento da produção de potência mecânica aumentaria de 33,56% para 40,95%.

Por fim, este estudo confirmou que para estimar uma capacidade de geração de potência adicional por um sistema de recuperação de calor residual é importante realizar o balanço de exergia uma vez que os resultados podem ser equivocados se baseados apenas no balanço energético. Isto se explica pela baixa exergia (potencial de realização de trabalho) do calor residual que tem baixa e média temperatura. A água de resfriamento possui uma alta quantidade de energia e baixo potencial de produzir trabalho. Os gases de exaustão, de média temperatura, conseguem uma capacidade média de produzir trabalho, quando comparados com a água.

Este estudo preliminar não visou a otimização nem estudo de viabilidade econômica, assuntos a serem abordados nas próximas etapas do projeto, quando também será analisada a possibilidade de combinar a repotenciação e a cogeração em uma superestrutura quando a otimização selecionará a melhor opção de aproveitamento do calor residual dos grupos geradores.

## 6. Referencias

[1] Morawski, A. P.; Araujo, L. R.; Schiaffino, M. E. D. S.; Oliveira, R. C. L.; Santos, J. J. C. S.; Donatelli, J. L. M.; Cunha, C. C. M. Comparison of the repowering alternatives technologies for waste heat recovery in a diesel engine power plant. In: ECOS 2017 - 30th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems 2017, San Diego, California, USA. (2017).

[2] Escobar, P. J. C.; Santos, J. J. C. S.; Renó, M. L. G; Furtado Junior, J. C.; Carvalho, M.; Reyes, A. M. M.; Orozco, D. J. R. Municipal solid waste management and energy recovery. In: Ibrahim H. Al-Bahadly. (Org.). Energy Conversion: Current Technologies and Future Trends. 1ed. v. 1, p. 106-126. London, England: IntechOpen Limited, (2019).

[3] Passos, Guilherme Coelho e Bonelle, Sergio Silva. Estudo da utilização de resíduos urbanos para a geração termelétrica e distribuída. 2011. 140 f Trabalho de Conclusão de Curso. (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo. (2011)

[4] Barone, Filipe. UTE A Biogás Cariacica/Es “Operações da Liberum Energia em GD no ES”. FENERGIA - Feira e Fórum de Energia, 12., 2021. Espírito Santo. p. 1 6.

[5] Ribeiro, L. C. (2017), Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas

Termelétricas com Motores de Combustão Interna, Vitória, 108p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

[6] Quoilin, S. et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 22, p. 168–186, 2013.