



UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA E DESENVOLVIMENTO
SUSTENTÁVEL

RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM MOTORES DIESEL GE
7FDL COM FOCO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE LOCOMOTIVAS
UTILIZANDO CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)

RONDINELLI DOS SANTOS JUVENCIO

VITÓRIA
2022

RONDINELLI DOS SANTOS JUVENCIO

**RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM MOTORES DIESEL GE
7FDL COM FOCO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE LOCOMOTIVAS
UTILIZANDO CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)**

Exame de Qualificação apresentado ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia e Desenvolvimento Sustentável da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Título de Mestre em Engenharia, na área de concentração Sustentabilidade, Ambiente e Sociedade e linha de pesquisa Gestão Sustentável e Energia.

Orientadora: Profa. Dra. Carla César Martins Cunha

Coorientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

**VITÓRIA
2022**

FICHA CATALOGRÁFICA

RONDINELLI DOS SANTOS JUVENCIO

**RECUPERAÇÃO DE CALOR RESIDUAL EM MOTORES DIESEL GE
7FDL COM FOCO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE LOCOMOTIVAS
UTILIZANDO CICLO RANKINE ORGÂNICO (ORC)**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia e Desenvolvimento Sustentável da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia e Desenvolvimento Sustentável, na área de concentração Gestão Sustentável e Energia.

Aprovada em 24 de março de 2022.

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof^a. Dr^a. Carla Cesar Martins Cunha
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientadora

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos
Universidade Federal do Espírito Santo
Coorientador

Prof. D.Sc. Ednilson Silva Felipe
Universidade Federal do Espírito Santo
Examinador Interno

Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio
Universidade Federal de Itajubá
Examinador Externo

Dr. Alexandre Persuhn Morawski
Examinador Externo

Dedico este trabalho à minha família que, não poucas vezes, precisou abrir mão de minha presença para que este objetivo fosse atingido.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que contribuíram para realização deste trabalho, com o fornecimento de informação, a orientação e, acima de tudo, o incentivo necessário para chegar até o fim.

Em especial, sou grato à minha orientadora, Professora Dra. Carla César Martins Cunha, que ajudou a manter firme e claro o objetivo, mesmo com os percalços de tempo e distância que surgiram ao longo do caminho. Sua dedicação não só garantiu a entrega deste trabalho, como também me tornou um profissional melhor preparado.

Ao Professor Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, com seus direcionamentos muito voltados para resultados e aplicações práticas, sempre enfatizando a importância do método.

Minha gratidão também é devida a todos os profissionais da Vale S.A. e VLI/FCA que contribuíram com seus anos de experiência.

A necessidade é a melhor mestra e guia da natureza. A necessidade é terna e inventora, o eterno freio e lei da natureza.

Leonardo da Vinci (1452-1519)

RESUMO

O crescimento contínuo do consumo de energia e suas consequências em termos de impacto ambiental é realidade em países desenvolvidos e em desenvolvimento e estarão entre os principais desafios discutidos nos próximos anos. Nas ferrovias, o consumo de combustível compõe a maior parte dos custos operacionais. Assim, toda oportunidade de redução, e a consequente economia gerada, deve ser analisada de forma detalhada. Além disso, em resposta a uma sociedade cada vez mais preocupada com os impactos causados pela exploração e utilização de combustíveis fósseis, as empresas têm buscado soluções para melhor gerir suas fontes de energia e potencializar seus usos. Deste modo, a recuperação do calor residual dos motores de combustão interna (MCI) de locomotivas para gerar eletricidade, visando reduzir o consumo de combustível, diminuindo a emissão de gases nocivos, pode tornar-se muito atrativa se implantada de maneira adequada. Neste contexto, o objetivo deste trabalho foi verificar a viabilidade da recuperação do calor residual do MCI de uma locomotiva modelo Dash-9, equipada com motor 7FDL da *General Electric* (GE), através de um ciclo Rankine orgânico (ORC) para reduzir o consumo de diesel. O estudo feito por meio de simulações, realizadas no *Engineering Equation Solver* (EES), constatou a capacidade de gerar energia elétrica em quantidade suficiente para compor a necessidade do sistema de tração elétrica da locomotiva. Os resultados apontam também a viabilidade técnica para a implantação do ORC, com recuperação de calor rejeitado pelos sistemas de resfriamento e de gases de exaustão do MCI. Verificou-se que um ORC com arranjo simples, empregando a água do sistema de resfriamento como fonte de calor e utilizando o fluido R134a, é capaz de prover uma economia de combustível que pode chegar a 9,16%. Considerando-se o mesmo tipo de arranjo ORC simples, mas utilizando-se do calor dos gases de exaustão do MCI com o fluido R245fa, obteve-se 136,9 kW de potência mecânica e um custo específico de US\$ 6.599,00 por kW gerado. Já o arranjo ORC com pré-aquecimento, usando o fluido R245fa, também apresentou os melhores resultados, não só para potência, disponibilizando 288,6 kW, como também para o custo específico, de US\$ 1.881,00 por kW gerado. Em relação à viabilidade econômica do projeto em função da redução do consumo de diesel, esta última configuração, que conduziu a resultados mais atrativos, o equivalente a 3,24% para a taxa interna de retorno e tempo de retorno do capital investido de 20,2 anos. Mesmo após uma análise de sensibilidade da

viabilidade econômica do projeto frente ao preço do diesel e do valor do câmbio do Dólar, nas condições atuais de custos dos equipamentos, nenhum dos arranjos ORC estudados apresentou resultados aderentes aos indicadores adotados para novos projetos na VLI, a saber, taxa mínima de atratividade de 17% e tempo de retorno de investimento inferior a 5 anos.

Palavras chave: Recuperação de calor residual; Ciclo Rankine orgânico; Locomotiva; Eficiência energética; Motor de combustão interna.

ABSTRACT

The continuous growth of energy consumption and its consequences in terms of environmental impact is a reality in developed and developing countries and will be among the main challenges discussed in the coming years. On railroads, fuel consumption makes up the majority of operating costs. Thus, every opportunity for reduction, and the consequent savings generated, must be analyzed in detail. In addition, in response to a society increasingly concerned with the impacts caused by the exploration and use of fossil fuels, companies have sought solutions to better manage their energy sources and maximize their uses. In this way, the recovery of waste heat from internal combustion engines (ICE) of locomotives to generate electricity, aiming to reduce fuel consumption, reducing the emission of harmful gases, can become very attractive if implemented properly. In this context, the objective of this work was to verify the feasibility of recovering the residual heat from the ICE of a Dash-9 locomotive, equipped with a General Electric (GE) 7FDL engine, through an organic Rankine cycle (ORC) to reduce consumption of diesel. The study carried out through simulations, carried out in the Engineering Equation Solver (EES), found the ability to generate enough electrical energy to compose the need for the locomotive's electrical traction system. The results also point to the technical feasibility for the implementation of the ORC, with recovery of heat rejected by the cooling systems and exhaust gases of the IEC. It was found that an ORC with a simple arrangement, using the water from the cooling system as a heat source and using the fluid R134a, is able to provide a fuel economy that can reach 9.16%. Considering the same type of simple ORC arrangement, but using the heat from the exhaust gases of the ICE with the fluid R245fa, 136.9 kW of mechanical power and a specific cost of US\$ 6,599.00 per kW generated were obtained. The ORC arrangement with preheating, using R245fa fluid, also presented the best results, not only for power, providing 288.6 kW, but also for the specific cost, of US\$ 1,881.00 per kW generated. Regarding the economic viability of the project due to the reduction of diesel consumption, this last configuration, which led to more attractive results, equivalent to 3.24% for the internal rate of return and time to return on invested capital of 20, 2 years. Even after a sensitivity analysis of the economic viability of the project in relation to the price of diesel and the exchange rate of the Dollar, in the current conditions of equipment costs, none of the ORC arrangements studied presented results that adhered to the indicators adopted for new

projects in the VLI, that are, a minimum rate of attractiveness of 17% and a payback period of less than 5 years.

Keywords: Waste heat recovering; Organic Rankine Cycle; Locomotive; Energy efficiency; Internal combustion engines.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Detalhamento do consumo no setor de Transporte (1973 a 2019)	20
Figura 2 – Fluxo de energia em um MCI	23
Figura 3 – Diagramas T-s (a) e P-h (b) para ORC utilizando R245fa.....	33
Figura 4 – Ciclo Rankine convencional	34
Figura 5 – Tipos de fluidos de trabalho	39
Figura 6 – ORC (a) Regenerativo; (b) com Pré-aquecimento e (c) com Múltiplos Níveis de Pressão	40
Figura 7 – Diferentes configurações de ORC aplicados a um MCI	41
Figura 8 – Cadeia de transmissão de energia de uma locomotiva diesel-elétrica.....	46
Figura 9 – Motor Diesel GE 7FDL utilizado em locomotivas	48
Figura 10 – Dados do motor Diesel GE 7FDL.....	49
Figura 11 – Sistema de resfriamento do motor Diesel GE 7FDL.....	50
Figura 12 – Controle dos ventiladores do radiador em função da temperatura da água de resfriamento	51
Figura 13 – Sistema de resfriamento da locomotiva	52
Figura 14 – Vista frontal do motor GE 7FDL	53
Figura 15 – Diagrama do fluxo de ar no MCI.....	54
Figura 16 – Turboalimentador em corte	55
Figura 17 – Localização dos equipamentos auxiliares na locomotiva	56
Figura 18 – Sistema de geração de energia elétrica – Locomotivas diesel-elétrica..	57
Figura 19 – Relação entre as curvas do gerador de tração e do motor Diesel.....	58
Figura 20 – Curva volts-ampères – Gerador de tração	58
Figura 21 – Característica volt-ampere do gerador de tração de uma locomotiva	59
Figura 22 – Curvas de rendimento do gerador GMG 197 em função da corrente.....	60
Figura 23 – Tela de monitoramento dos tempos em cada ponto de aceleração	63

Figura 24 – Locomotiva GE Dash-9 – 6026 – Porta de acesso a chaminé	67
Figura 25 – Medição da temperatura dos gases (saída da turbina)	67
Figura 26 – Fluidos de trabalho em função da temperatura da fonte de calor	74
Figura 27 – Custo de aquisição da bomba versus eficiência isentrópica	76
Figura 28 – Custo da turbina versus eficiência.....	76
Figura 29 – Configuração do ORC simples	77
Figura 30 – Diagrama T-s do ORC simples.....	78
Figura 31 – Configuração do ORC com pré-aquecimento.....	84
Figura 32 – Diagrama T-s do ORC com pré-aquecimento	84
Figura 33 – Tela da simulação no EES – ORC Simples - Sistema de resfriamento (245fa)	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Velocidade de rotação, potências e consumos por ponto de aceleração – Modelo Dash-9	62
Tabela 2 – Temperaturas de saída dos gases de exaustão medidas	68
Tabela 3 – Composição mássica do diesel	69
Tabela 4 – Composição mássica média do biodiesel.....	70
Tabela 5 – Composição mássica calculada do biodiesel	70
Tabela 6 – Conversão da composição do biodiesel de massa para mol.....	71
Tabela 7 - Composição molar do ar atmosférico em base seca.....	71
Tabela 8 – Composição molar do ar atmosférico	72
Tabela 9 – Composição molar dos gases de exaustão	72
Tabela 10 – Consumo de óleo diesel sem recuperação de calor.....	88
Tabela 11 – Tempo por ponto na viagem Estação Divinópolis x Eldorado (ida e volta)	89
Tabela 12 – Custo da potência gerada pelo ORC para diferentes fluidos de trabalho (US\$).....	99
Tabela 13 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC Simples (R245fa-Gases)	102
Tabela 14 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC Simples (R141b-Gases)	102
Tabela 15 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC PRE (R245fa-Gases).....	103
Tabela 16 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC PRE (R141b-Gases).....	103
Tabela 17 – Consumo total de combustível sem ORC e com os arranjos ORC (em litros).....	104

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Consumo de diesel entre 2014 e 2020	24
Gráfico 2 – Potência no eixo do MCI versus consumo específico.....	87
Gráfico 3 – Série histórica do custo do litro do óleo diesel	93
Gráfico 4 – Série histórica do câmbio do Dólar americano	93
Gráfico 5 – Custos dos equipamentos (R\$) e potência gerada (kW) para cada arranjo ORC	100
Gráfico 6 – Variação da TIR em função dos valores do câmbio do Dólar (R\$)	108
Gráfico 7 – Variação da TIR em função dos valores do óleo diesel (R\$)	109
Gráfico 8 – Variação do VPL em função do preço do óleo diesel (R\$)	109
Gráfico 9 – Variação da TIR em função dos valores do câmbio do Dólar (R\$)	110
Gráfico 10 – Variação do tempo de retorno do investimento em função do preço do óleo diesel (R\$)	111
Gráfico 11 – Variação do tempo de retorno do investimento em função do câmbio do Dólar (R\$).....	111

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Processos do ciclo Rankine ideal	33
Quadro 2 – Vantagens e desvantagens do ORC quando comparado ao ciclo Rankine convencional	35
Quadro 3 – Dados operacionais do sistema de resfriamento	49
Quadro 4 – Dados do sistema de gases de exaustão	68
Quadro 5 – Quantidade de calor disponível para ser aproveitado	72
Quadro 6 – Potência máxima gerada por fonte considerando ciclo reversível	73
Quadro 7 – Fluidos de trabalho escolhidos para aplicação	74
Quadro 8 – Parâmetros para a modelagem termodinâmica e econômica	75
Quadro 9 – Dados para a modelagem do sistema	80
Quadro 10 – Funções de custos dos equipamentos	91
Quadro 11 – Constantes da equação de custos da turbina	91
Quadro 12 – Constantes da equação de custos da bomba	91
Quadro 13 – Média do custo de combustível e câmbio do Dólar entre 2017 e 2021	94
Quadro 14 – Resultados termodinâmicos de cada arranjo ORC	97
Quadro 15 – Potencial de economia anual de combustível com os diferentes arranjos de ORC	105
Quadro 16 – Resultados da TIR, VPL e tempo de retorno do investimento para cada arranjo	107

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
FCA	Ferrovias Centro-Atlântica
GE	<i>General Electric</i>
ICE	<i>Internal Combustion Engine</i>
MCI	Motor de Combustão Interna
ORC	Ciclo Rankine Orgânico
TIR	Taxa de retorno do investimento
TMA	Taxa mínima de atratividade
VLI	Valor da Logística Integrada
VPL	Valor presente líquido

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área de transferência de calor
c_p	calor específico à pressão constante
h	entalpia específica (kJ/kg)
\dot{m}	vazão mássica (kg/s)
P	pressão (bar)
Q	taxa de transferência de calor (kJ/s)
T	temperatura (°C)
U	coeficiente global de transferência de calor
W	potência (kW)
Z	taxa de custo (\$/s)
Z	custo de compra do componente (\$)

Letras Gregas

Δ	variação
η	eficiência
Φ	fator de manutenção

Subscritos

cond	condensador
evap	evaporador
b	bomba
t	turbina
FQ	fonte quente
FF	fonte fria
liq	líquido
e	entrada
s	saída

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	20
1.1	TEMA DA PESQUISA	22
1.2	PROBLEMA DA PESQUISA	22
1.3	JUSTIFICATIVAS.....	24
1.4	OBJETIVOS	25
1.5	ESTRUTURA TEXTUAL	26
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	27
2.1	CICLO RANKINE ORGÂNICO.....	32
2.2	OS FLUIDOS DE TRABALHO	38
2.3	COMO MELHORAR O CICLO	39
2.4	RESULTADOS DA UTILIZAÇÃO DE ORC EM MCI	43
2.5	VIABILIDADE ECONÔMICA PARA INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA ORC EM LOCOMOTIVAS	45
2.6	LOCOMOTIVAS DIESEL ELÉTRICAS	46
2.7	MOTOR DIESEL DE LOCOMOTIVAS GE 7FDL	47
2.8	SISTEMA DE RESFRIAMENTO	49
2.8.1	Sistema de Ar	52
2.8.2	Sistema de Gases de Exaustão	55
2.8.3	Sistemas Auxiliares	56
2.9	GERADOR PRINCIPAL	56
2.10	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM LOCOMOTIVAS	60
2.10.1	Consumo por Ponto de Aceleração	61
2.10.2	Tempo de Operação por Ponto de Aceleração	62
3	METODOLOGIA.....	64
3.1	MEDIÇÃO DA TEMPERATURA - GASES DE EXAUSTÃO.....	66
3.1.1	Composição dos Gases de Exaustão	69
3.1.2	Potencial de Aproveitamento Térmico	72
3.2	ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO	73
3.3	MODELO TERMODINÂMICO	74
3.4	ORC SIMPLES.....	77
3.5	ORC COM PRÉ-AQUECIMENTO.....	83
3.6	CÁLCULO DA ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL	86
3.7	CUSTO DE IMPLANTAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS.....	89
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	95
4.1	ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL	100

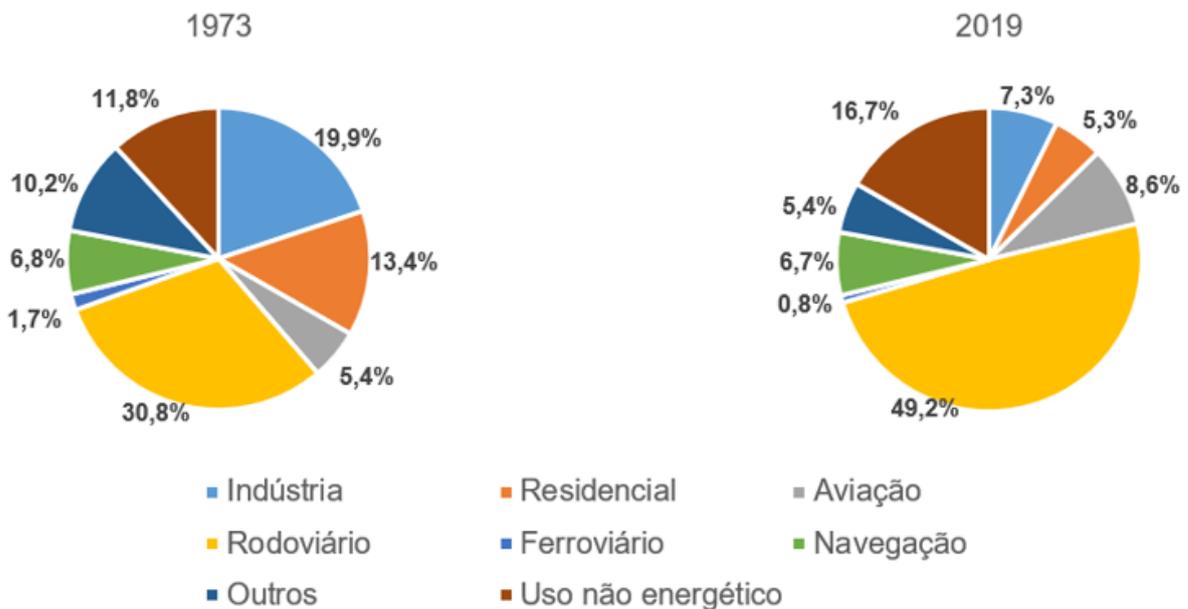
4.2	VIABILIDADE ECONÔMICA	106
5	CONCLUSÕES.....	112
	<u>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</u>	117

1 INTRODUÇÃO

O crescimento contínuo do consumo de energia e suas consequências em termos de impacto ambiental é realidade em países desenvolvidos e em desenvolvimento e estão entre os principais desafios discutidos nas últimas décadas (FOSSATI et al., 2016).

Segundo a Agência Internacional de Energia (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2016), mesmo com a ampliação de outras fontes, combustíveis fósseis ainda representam a maior parte do consumo energético no mundo. Este dado continua atual, uma vez que, no relatório de 2019 da mesma agência, o percentual de consumo como fonte primária de energia, somando óleo combustível e carvão natural, com 32% e 27,1% do consumo mundial, respectivamente, ainda é superior a 50% (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2019). Tal aumento vem se ampliando há décadas, principalmente no setor de transportes e seus variados seguimentos, detalhados na Figura 1 (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2021).

Figura 1 – Detalhamento do consumo no setor de Transporte (1973 a 2019)



Fonte: *International Energy Agency* (2021).

Nota: Dados adaptados pelo autor.

No Brasil, embora o país apresente uma matriz energética equilibrada, com a utilização efetiva de fontes renováveis, o consumo de petróleo e derivados em 2017

representou 36,4% (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2018). Mesmo com redução de 2% em 2018, para uma participação de 34,4%, essas fontes ainda são responsáveis pela maior fatia da oferta interna de energia (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2019). Dados mais recentes, de acordo com o Balanço Energético Nacional 2020, indicam que, em 2019, o setor de transportes representou 32,7% do consumo de energia, seguido de perto pela indústria, com 30,4% (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2020). Em 2020, a indústria foi responsável por 32,1% do consumo, enquanto os transportes representaram 31,2%. A redução de consumo no setor ocorreu principalmente com a diminuição no transporte de passageiros, com destaque para a aviação, impactado pela pandemia de COVID-19 (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2021). Essa restrição no consumo não afasta as oportunidades para atuar na eficiência energética do setor de transportes e, conseqüentemente, gerar economia. Estes pontos são reforçados ainda pela posição do Brasil no *International Energy Efficiency Scorecard 2016*, que avalia 23 países responsáveis por 75% do consumo de energia no mundo, e que juntos possuem 80% do PIB mundial, o Brasil ocupou o 22º lugar, com 32,5 pontos dos 100 disponíveis (KALLAKURI et al., 2016). Embora em 2018 o país tenha subido duas posições, estando atualmente no 20º lugar (36,5 pontos), apresentou crescimento na eficiência energética de prédios e construções, saltando de 6,5 pontos em 2016 para 11 pontos dos 25 possíveis em 2018. Houve também evolução na indústria, saindo de 6 pontos (2016) para 7,5 (2018). Porém, no setor de transportes, o Brasil caiu de 13 pontos em 2016 para 11 no relatório de 2018 (CASTRO-ALVAREZ et al, 2018).

Embora trate-se de um tema atual, a eficiência no uso da energia entrou na agenda mundial a partir dos choques no preço do petróleo nos anos 1970, quando ficou claro que o uso das reservas de recursos fósseis teria custos crescentes, seja do ponto de vista econômico, seja do ponto de vista ambiental. Logo se reconheceu que um mesmo serviço poderia ser obtido com menor gasto de energia e, conseqüentemente, com menores impactos econômicos, ambientais, sociais e culturais. Equipamentos e hábitos de consumo passaram a ser analisados em termos da conservação de energia, tendo sido demonstrado que, de fato, muitas iniciativas que resultam em maior eficiência energética são economicamente viáveis, ou seja, o custo de sua implantação é menor do que o custo de produzir ou adquirir a energia cujo consumo é evitado (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2012).

A eficiência energética em um sistema produtivo tornou-se também um diferencial competitivo que pode definir o sucesso ou o fracasso de um negócio. Além disso, a escassez dos recursos naturais e os impactos causados pela exploração e consumo de combustíveis fósseis têm direcionado as empresas a buscar soluções para melhorar suas fontes de energia e potencializar sua utilização.

Na Valor da Logística Integrada (VLI), empresa do setor de logística criada pela mineradora Vale S.A. em 2010, que tem no modal ferroviário seu diferencial competitivo em relação aos concorrentes, o consumo de diesel é um de seus principais custos. Assim, iniciativas que busquem uma maior eficiência energética, ou mesmo uma redução no consumo de combustível, mostram-se atraentes. Daí surge a oportunidade deste trabalho.

1.1 TEMA DA PESQUISA

A presente pesquisa irá abordar oportunidades de otimização energética visando à redução do consumo de combustível por meio de aproveitamento de calor residual em motores Diesel de locomotivas para geração de energia elétrica. O estudo de caso será voltado para o modelo Dash-9, motor 7FDL da *General Electric* (GE), com 100 exemplares operando na Ferrovia Centro-Atlântica (FCA), representando 1/3 das locomotivas que operam no corredor centro-leste.

1.2 PROBLEMA DA PESQUISA

Com o desenvolvimento da economia mundial e da indústria, a escassez de energia e os problemas ambientais causados pelo consumo de combustíveis fósseis atraem cada vez mais a atenção de todos (XIA et al., 2016).

Motores de combustão interna (MCI) são a principal fonte de força motriz no planeta, e isso deverá continuar por algumas décadas. O efeito estufa e a redução nas reservas de petróleo são questões cruciais que as economias do mundo desenvolvido

estão enfrentando. Por isso, os governos dos países industrializados introduziram regulamentos rigorosos para as emissões de MCI e padrões econômicos para os combustíveis derivados do petróleo (DOMINGUES; SANTOS; COSTA, 2013).

Além disso, nos MCI, apenas parte da energia de combustão do combustível é convertida em trabalho útil para tracionar o veículo e suas cargas acessórias, como ilustra o fluxo de energia em um MCI (Figura 2). O restante é o calor residual do motor dissipado pelos sistemas de exaustão e de resfriamento e convecção, bem como irradiado do bloco do motor. Entretanto, tais percentuais podem variar de acordo com a eficiência do MCI (HE, 2011 *apud* DOMINGUES; SANTOS; COSTA, 2013, p. 01).

Figura 2 – Fluxo de energia em um MCI



Fonte: Domingues e outros (2013).
Nota: Adaptado pelo autor.

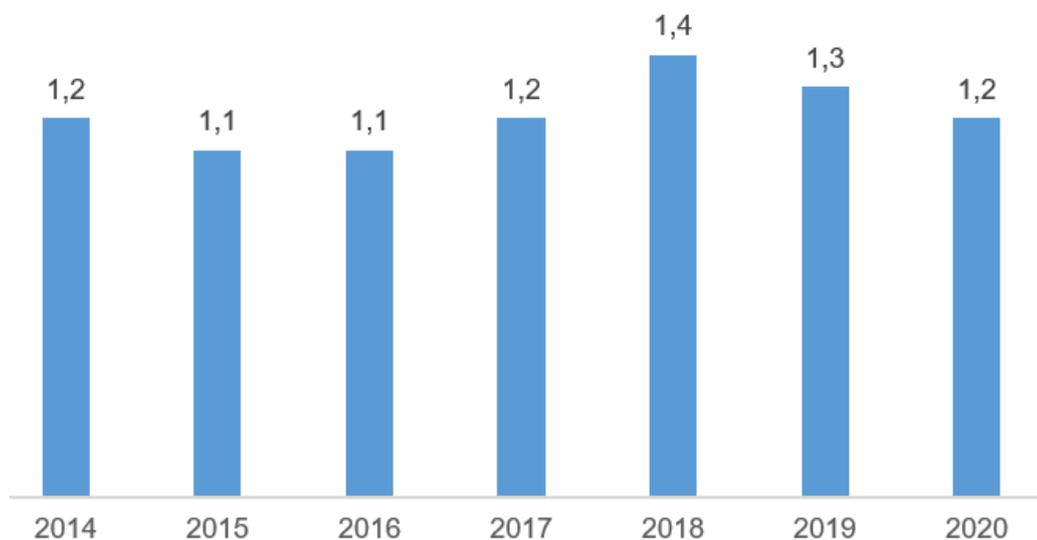
Desta maneira, seria de grande importância, efetivamente, recuperar o calor residual de motores de combustão interna (XIA et al., 2016). Esta iniciativa aumentaria a eficiência energética no modal ferroviário, uma vez que melhorias da eficiência devem estar na vanguarda do esforço para economizar recursos e reduzir o impacto do consumo de energia (GHONIEM, 2011).

Com base no que foi apresentado, e considerando a importância econômica e o impacto ambiental positivo que o consumo mais eficiente de óleo diesel pode gerar, é proposta a seguinte problemática: qual modelo de sistema de aproveitamento térmico pode ser adotado e quais fatores devem ser observados visando a um aumento na eficiência energética por meio da redução gradual no consumo de óleo diesel em locomotivas equipadas com motores Diesel GE 7FDL?

1.3 JUSTIFICATIVAS

Pesquisas atuais apontam para um grande potencial de eficiência energética na indústria, que ainda não é explorado (SCHULZE et al., 2016). No setor de transportes, segundo a Confederação Nacional do Transporte (2020), as ferrovias foram responsáveis por 20,7% do volume de cargas transportadas em 2019. O Boletim Unificado da Confederação Nacional do Transporte, publicado em janeiro de 2022, mostra também que o consumo se manteve estável (Gráfico 1).

Gráfico 1 – Consumo de diesel entre 2014 e 2020



Fonte: Confederação Nacional do Transporte (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

Diante destes números, faz-se necessária uma gestão energética eficiente e ostensiva, capaz de equilibrar a demanda por combustível e sua efetiva utilização de forma sustentável e eficiente. A recuperação de calor residual em motores de combustão interna aparece como uma opção atraente e que apresenta alguns benefícios. Segundo Nadaf e Gangavati (2014), existem ganhos diretos, como a recuperação do calor residual com efeito direto sobre a eficiência do processo de combustão. Isso se reflete na redução do consumo e do custo do processo. Além destes, existem também os ganhos indiretos, como redução da poluição pela diminuição de uma série de resíduos tóxicos da combustão, tais como monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos (HC), óxidos de nitrogênio (NOx) e outras partículas, que deixam de ser liberados para a atmosfera, bem como a diminuição do consumo de energia, são também observados.

De acordo com Souza (2021), o consumo de diesel na VLI em 2020 foi de 203 milhões de litros, a preço unitário médio de R\$ 2,27 por litro, o que gerou um gasto de R\$ 460 milhões.

Assim, com base no que foi apresentado, são propostos para o presente projeto de dissertação os objetivos a seguir.

1.4 OBJETIVOS

Frente aos potenciais ganhos com o aproveitamento térmico em MCI, foram estabelecidos um objetivo geral e objetivos específicos, criando fases sequenciais que permitam um melhor entendimento e posterior implementação da metodologia em outros estudos.

O objetivo geral é propor um sistema de recuperação de calor residual para geração de energia, a partir de um motor de combustão interna a diesel, modelo GE 7FDL, utilizando um ciclo Rankine orgânico (ORC) com a finalidade de reduzir o consumo de combustível da locomotiva.

Para isso, são definidos 3 objetivos específicos, a saber:

- a) identificar quais sistemas do motor Diesel GE 7FDL têm maior potencial para recuperação de calor, levando-se em consideração as tecnologias existentes;
- b) desenvolver, usando o *software Engineering Equation Solver* (EES), modelos de sistemas de recuperação de calor residual utilizando o ciclo Rankine orgânico;
- c) determinar o potencial de economia de combustível e a viabilidade econômica para a implantação de um sistema de recuperação de calor residual em uma locomotiva diesel-elétrica para geração de energia.

1.5 ESTRUTURA TEXTUAL

A presente dissertação está estruturada em 5 seções, além da Introdução, onde foram apresentados o problema da pesquisa, as justificativas e os objetivos geral e específicos.

A seção 2 traz uma revisão bibliográfica sobre a recuperação de calor residual e suas diversas aplicações, além da fundamentação teórica necessária para um melhor entendimento dos processos e equipamentos a serem utilizados no estudo.

A metodologia adotada é descrita na seção 3, com destaque para a modelagem termodinâmica e o modelo econômico.

Já a seção 4 expõe os resultados do estudo de viabilidade econômica da implantação do ORC em função da redução no consumo de combustível.

A seção 5 apresenta as conclusões e recomendações, assim como propostas de novos trabalhos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

No século XVIII, J. P. Joule realizou experimentos com os quais foi possível demonstrar que existe uma relação quantitativa entre calor e trabalho e, portanto, calor é uma forma de energia (TARDIOLI, 2013).

Assim, a Primeira Lei da Termodinâmica refere-se ao princípio da conservação de energia, onde, embora a energia assuma várias formas (cinética, potencial, calor e trabalho), a quantidade total de energia é constante e, quando a energia em uma forma desaparece, ela reaparece simultaneamente em outras formas (VAN NESS; SMITH; ABBOTT, 2000). Este fenômeno é o princípio aplicado às máquinas térmicas, onde motores de combustão interna (MCI) são máquinas que convertem o calor produzido pela combustão em trabalho mecânico (BAE, 2017). E, como em outras áreas da tecnologia, a busca por uma melhor performance dos motores Diesel vem evoluindo consideravelmente desde sua criação. Fatores como eficiência, desempenho e emissões dos motores serão exigidos ao máximo no futuro e até mesmo pequenas melhorias, talvez anteriormente não consideradas, valem a pena perseguir, pois tornar-se-ão importantes (KALGHATGI, 2015).

As ferramentas de simulação têm contribuído para isso. De acordo com Carbot-Rojas e outros (2017), a modelagem do motor de combustão interna reside no fato de que os algoritmos são comumente usados para mostrar o comportamento das variáveis do mecanismo de combustão interna e provar hipóteses de pesquisa diferentes. Eles também são empregados para projetar estratégias de controle e sistemas de supervisão. Em geral, o modelo do mecanismo de combustão interna dá uma ampla perspectiva da evolução do comportamento do sistema, permitindo que o usuário tome decisões sobre seus trabalhos de pesquisa. Assim,

Modelos matemáticos são úteis para desenvolver novas tecnologias, uma vez que eles permitem testar, em simulação, diferentes controladores para melhorar o desempenho do motor e, dependendo dos resultados, avaliar a viabilidade de implementar esses controles no motor de combustão interna (CARBOT-ROJAS et al., 2017, p. 1070, tradução nossa).

Um histórico de trabalhos voltados para tais modelos é também apresentado pelos citados autores, explorando uma variedade de aplicações onde as diferentes ferramentas de modelagem podem contribuir com estudos de melhoria de MCI.

Villani e Tribioli (2019) citam um aumento pelo interesse na utilização do ciclo Rankine orgânico (ORC) para a recuperação de calor em escapamentos dos motores nos últimos anos, como uma maneira viável de melhorar a eficiência dos motores de combustão interna. No entanto, as condições de trabalho altamente variáveis nas quais um motor geralmente funciona tornam a operação da unidade ORC muito desafiadora.

Em seu trabalho, Pinto (2018) faz uma abordagem histórica do uso de ORC em diversos setores, culminando com o foco principal na indústria brasileira. São ainda apresentados estudos de diversos autores que também vêm explorando oportunidades de otimização e recuperação de calor residual em motores Diesel, porém, com grande aplicação para as áreas marítimas e industriais.

Salmi e outros (2017) estudaram a utilização de um sistema de refrigeração por absorção para recuperação de calor residual dos gases de exaustão e água do sistema de resfriamento em motores de um navio graneleiro. O potencial de economia de energia elétrica para alimentação de equipamentos de ar condicionado foi de cerca de 70%, com uma possível redução de consumo de combustível de, aproximadamente, 48,5 toneladas de óleo por ano.

Da mesma forma, Baldi e Gabrielli (2015) propõem uma análise de viabilidade de sistemas de recuperação de calor residual para aplicações marítimas. O uso do método selecionado pode orientar na escolha da instalação, de acordo com os requisitos do proprietário do navio em termos de tempo de retorno do capital investido. Os resultados da aplicação deste método ao navio utilizado no estudo de caso sugerem que economias de combustível de 5% a 15% podem ser realistas, dependendo das fontes de calor residual usadas e da eficiência esperada do sistema de recuperação de calor residual.

Ainda em motores de aplicação marítima, Lion e outros (2019) fizeram um estudo semelhante ao anteriormente citado, onde uma análise econômica preliminar gerou uma economia financeira anual no custo de combustível da ordem de 5% para operação com ORC, em comparação com a operação sem ORC.

Ribeiro e outros (2017) buscaram também, a partir do aproveitamento térmico dos gases de exaustão e da água do sistema de resfriamento de um motor Diesel, uma otimização termoeconômica de um sistema aplicando o ciclo Rankine orgânico. Para cada fonte de calor residual foram avaliados diferentes fluidos de trabalho e duas estruturas de ORC distintas, a saber, o regenerativo e o não regenerativo. Os resultados mostraram que a recuperação térmica dos gases de exaustão e da água de resfriamento usando o arranjo simples produz uma potência com menor custo do que o arranjo com ciclo regenerativo, mesmo que o ciclo regenerativo seja, normalmente, mais eficiente.

Domingues e outros (2013) avaliaram o potencial de recuperação do calor dos gases do escapamento de veículos usando ciclo Rankine, tanto convencional quanto orgânico. Para este fim, foram desenvolvidos um modelo termodinâmico RC e um modelo de trocador de calor. Ambos utilizam, como dados de entrada, resultados experimentais obtidos de um veículo testado em um dinamômetro de chassi. A análise termodinâmica foi realizada para água, R123 e R245fa, e revelou a vantagem de usar a água como fluido de trabalho em aplicações de recuperação térmica de gases de exaustão de veículos equipados com um motor de ignição. Além disso, a eficácia do trocador de calor para os fluidos orgânicos de trabalho R123 e R245fa é maior do que a da água e, conseqüentemente, eles também podem ser considerados apropriados para uso em aplicações de aproveitamento térmico de veículos através de ORC quando as temperaturas dos gases de exaustão são relativamente baixas. Para um trocador de calor ideal, as simulações revelaram ganhos nas eficiências mecânicas térmicas e térmicas do MCI de 1,4% a 3,52% e 10,16% a 15,95%, respectivamente, enquanto que, para um trocador de calor de concha e tubo, as simulações mostraram um aumento de 0,85% a 1,2% na eficiência térmica e uma elevação de 2,64% a 6,96% na eficiência mecânica para uma pressão de evaporação de 2 MPa. Os resultados confirmam as vantagens de usar a energia térmica contida nos gases de exaustão de veículos através de ciclo Rankine.

Mesmo os motores modernos de alta performance têm uma eficiência térmica de apenas 25 a 50%. O restante da energia térmica gerada a partir da combustão é dissipada no ambiente como uma forma de transferência de calor e entalpia dos gases de exaustão. Desta forma, se estes gases forem lançados diretamente na atmosfera,

não desperdiçarão somente energia, mas também prejudicarão o meio ambiente (NADAF; GANGAVATI,2014).

Domingues e outros (2013) também reforçam que aproximadamente 40% da energia térmica de um motor é perdida nos gases da exaustão. Entretanto, se o calor destes gases fosse aproveitado, a eficiência do motor seria aumentada.

Nadaf e Gangavati (2014) ainda citam que o calor gerado em um processo, por meio da queima do combustível ou reação química, é depois "despejado" no ambiente, embora durante o tempo de funcionamento do motor existam quatro fontes de calor residual utilizáveis em um MCI: gases de exaustão, água de resfriamento do bloco do motor, água de resfriamento do óleo lubrificante e resfriamento do turboalimentador, que normalmente é dissipado na atmosfera, apesar de ainda possa ser utilizado para algum propósito útil e econômico.

Para recuperar o calor destas diferentes fontes e transformá-lo em uma forma útil de energia, é necessário o desenvolvimento, a adaptação e a aplicação de dispositivos de conversão de energia. Com base no levantamento bibliográfico feito até o momento, ao longo das últimas duas décadas muitas pesquisas foram direcionadas para isso.

Prasad e Parameshwari (2012) tentaram explorar as várias possibilidades de métodos de recuperação de energia a partir de calor residual em veículos comerciais convencionais de duas e quatro rodas. Neste contexto, um novo conceito de mecanismo híbrido também foi discutido. A energia térmica contida nos gases de exaustão é recuperada segundo três metodologias diferentes. Em primeiro lugar, a energia do calor residual é utilizada para queimar uma quantidade adicional de combustível. No segundo estágio, um gerador termoelétrico produz energia elétrica utilizando o calor dos gases de exaustão. Por fim, a recuperação de energia do terceiro estágio é feita acoplando um compressor e um alternador.

Saidur e outros (2012) estudaram as diferentes tecnologias para recuperar o calor desperdiçado dos gases de exaustão dos MCI e concluíram que existe um enorme potencial para extrair o calor residual destes gases. Rubaiyat (2010) realizou

experiências para medir o calor residual de gases de exaustão disponível a partir de um motor de automóvel modelo Toyota 13B de 60 kW. Uma simulação computacional foi também feita para melhorar o projeto do trocador de calor. Foram utilizados dois trocadores de calor: um para gerar vapor saturado e o outro para gerar vapor superaquecido. Verificou-se que podem ser reaproveitados até 18% de energia adicional dos gases de exaustão disponível no motor Diesel, considerando a eficiência isentrópica da turbina de 85%.

Xu e outros (2019) apresentam um trabalho preliminar abordando a recuperação de calor com ciclo Rankine orgânico em veículos pesados a diesel na última década. Nessas aplicações, a produção de energia é mais sensível à vazão mássica do fluido de trabalho, com menos sensibilidades à velocidade do expensor e à vazão mássica do fluido de arrefecimento do condensador.

Especificamente para locomotivas diesel-elétricas não foram encontradas muitas publicações referentes a estudos ou implementação de arranjos para a recuperação de calor residual. Embora Brecher e outros (2014) enunciem diversas iniciativas que buscam melhorar a eficiência energética das principais ferrovias estadunidenses, além de tentar direcionar o setor para melhores práticas e estudos voltados para aplicação de novos combustíveis, desenvolvimento de novas tecnologias e adoção de novas práticas de operação, não faz menção a recuperação de calor residual de motores Diesel.

Ainda que não tenha sido citada como uma alternativa para maior eficiência, no passado, uma iniciativa de recuperação de calor residual do motor Diesel e do sistema de frenagem de uma locomotiva gerou uma patente para Thomas J. Williams. Williams (1982) divulgou um conjunto de recuperação de energia para uma locomotiva diesel-elétrica, que captura e armazena o calor não utilizado gerado pelo motor Diesel da locomotiva para uso em local remoto, em um momento posterior. Tal sistema de recuperação de energia também converte a eletricidade gerada durante a frenagem dinâmica em calor, e captura e armazena esse calor para utilizá-lo na tração. Entretanto, o projeto requereria um sistema complexo e um vagão exclusivo para transportar o conjunto de armazenamento de energia.

Atualmente, face ao baixo número de publicações sobre recuperação de calor residual em motores Diesel de locomotivas, faz-se necessário aprofundar os estudos e modelar o comportamento das diferentes aplicações existentes. Em todos os casos anteriores, a modelagem serviu para direcionar a escolha para implantação dos sistemas mais adequados. Da mesma forma, uma análise detalhada de todos os componentes é indispensável.

Como o presente projeto de pesquisa propõe-se a analisar a aplicação do ciclo Rankine orgânico que, de acordo com outros trabalhos em referência, mostra o melhor rendimento e características mais adequadas para este tipo de aplicação, serão apresentados a seguir mais detalhes sobre o ORC.

2.1 CICLO RANKINE ORGÂNICO

De acordo com Hossain e Bari (2014), conceitualmente, o ciclo Rankine orgânico é similar ao ciclo Rankine convencional, pois baseia-se na vaporização de um líquido à alta pressão, o qual é então expandido a uma baixa pressão, gerando trabalho mecânico. Uma bomba pressuriza o fluido na fase líquida, que é bombeado para o evaporador (ligado à fonte de calor) para produzir vapor, que é expandido em uma turbina conectada a um gerador. Finalmente, o vapor de saída é condensado e bombeado para iniciar o novo ciclo (VÉLEZ et al., 2012). Portanto, o ORC envolve os mesmos componentes que um ciclo Rankine convencional. Por outro lado, Clemente (2013) cita que a diferença entre o ORC e o ciclo Rankine convencional está no fluido de trabalho, que nos ORC é um composto orgânico, caracterizado por apresentar temperatura de ebulição mais baixa que da água, diminuindo assim a temperatura necessária para a evaporação, o que permite a geração de potência utilizando fontes de calor com temperaturas mais baixas que o Rankine convencional (LIU; CHIEN; WANG, 2004).

Sonntag e Van Wylen (2003) definem termodinamicamente o ciclo Rankine ideal como modelo para produção de potência. A diferença entre o ciclo real em relação ao modelo ideal deve-se, basicamente, a perdas nas tubulações, no expansor, na bomba e no condensador.

De acordo com Quoilin e outros (2013), o ciclo Rankine ideal é composto por quatro processos que ocorrem em regime permanente, descritos no Quadro 1 e indicados juntamente com processos reais nos diagramas T-s e P-h da Figura 3, típicos para o fluido R245fa.

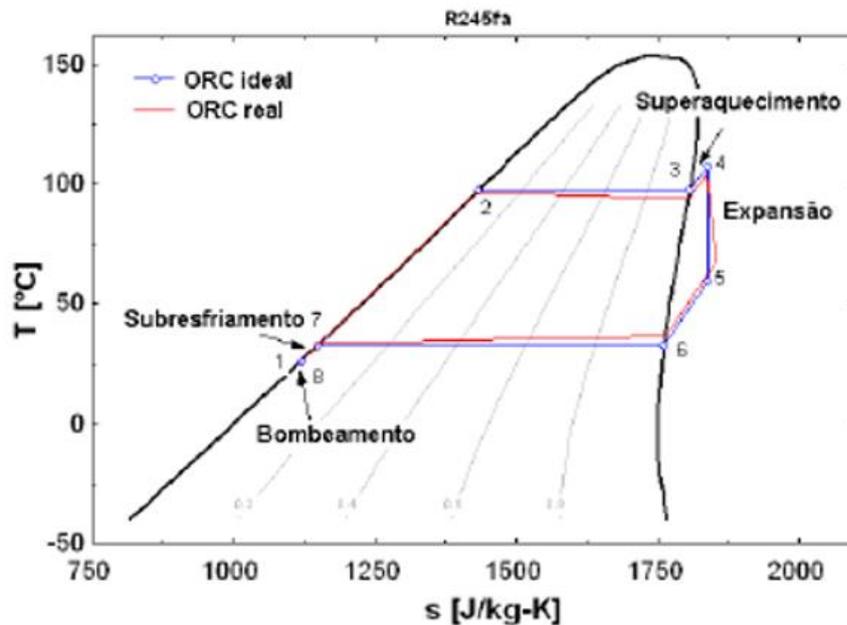
Quadro 1 – Processos do ciclo Rankine ideal

Processo		Componente
1-2	Pré-aquecimento isobárico	Trocador de calor (evaporador)
2-3	Evaporação isobárica	
3-4	Superaquecimento isobárico	
4-5	Expansão isentrópica adiabática e reversível	Expansor (turbina)
5-6	Desuperaquecimento isobárico	Trocador de calor (condensador)
6-7	Condensação isobárica	
7-8	Subresfriamento isobárico	
8-1	Compressão	Bomba ou compressor

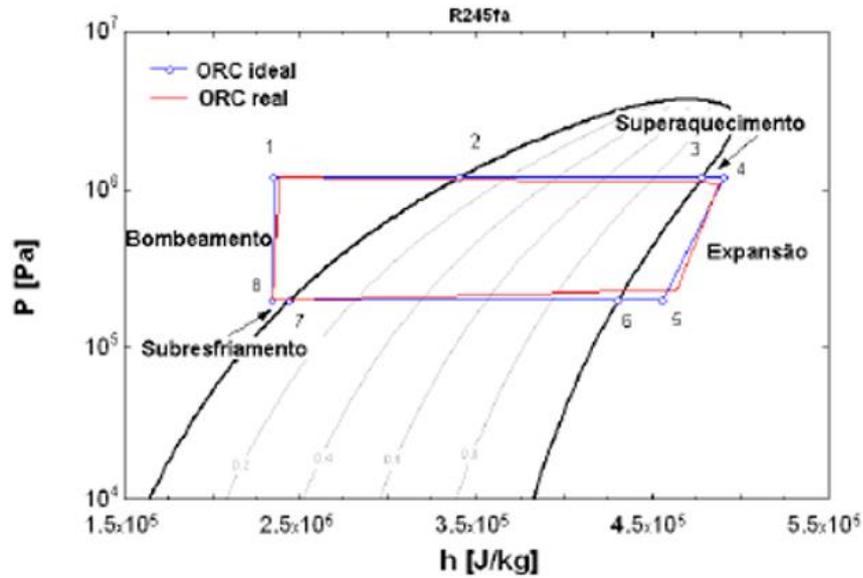
Fonte: Quoilin e outros (2013).

Nota: Adaptado pelo autor.

Figura 3 – Diagramas T-s (a) e P-h (b) para ORC utilizando R245fa



(a)

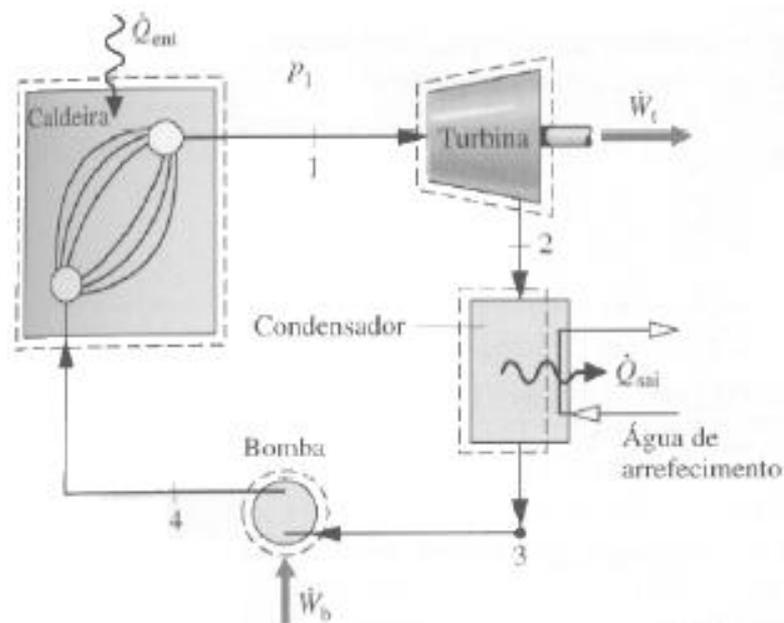


(b)

Fonte: Quoilin e outros (2013).
Nota: Dados adaptados pelo autor.

Conforme Pierobon e outros (2013), o ciclo Rankine orgânico é uma tecnologia que está recebendo cada vez mais atenção do mundo acadêmico, empresas e institutos de pesquisa. As principais vantagens são a simplicidade, como pode ser visto no diagrama de um ciclo Rankine convencional (Figura 4) e a possibilidade de adaptar o fluido de trabalho ao perfil de temperatura específico da fonte de calor.

Figura 4 – Ciclo Rankine convencional



Fonte: Moran e outros (2014).

Além de possibilitar a recuperação de calor em fontes de baixas temperaturas, a tecnologia ORC permite uma interessante alternativa: um sistema ORC pode ser usado, com poucas modificações, em conjunto com várias fontes de calor de diferentes temperaturas (QUOILIN et al., 2013).

Confrontando um ORC com um ciclo Rankine convencional, observam-se pontos positivos e negativos. As vantagens e desvantagens do ORC, quando comparado com o ciclo Rankine convencional, podem ser verificadas no Quadro 2.

Quadro 2 – Vantagens e desvantagens do ORC quando comparado ao ciclo Rankine convencional

Vantagens	Desvantagens
Não precisa de superaquecimento	Custo maior do fluido de trabalho
Planta mais simples	(em relação a água)
Níveis de pressão mais baixos	Consumo mais alto da bomba
Manutenção mais simples	Menor eficiência
Não necessita tratamento do fluido	Instabilidade do fluido
Mais compacto	(em relação a água)

Fonte: Quoilin e outros (2013).

Nota: Dados adaptados pelo autor.

Para aplicação em uma locomotiva, onde o espaço disponível para a instalação dos equipamentos é limitado, o fato de ser mais compacto torna-se um diferencial importante na escolha do tipo de sistema. Outros pontos que contribuem para esta escolha são a simplicidade do arranjo e consequente facilidade de manutenção. Como uma das tecnologias mais promissoras de conversão de calor residual de baixa temperatura, o sistema ORC foi estudado a partir de diferentes aspectos, como variações dos fluidos de trabalho, das configurações das plantas, tipos de fonte de calor, modelos de equipamentos, desempenho da planta e análise econômica.

De acordo com Chatzopoulou e Markides (2018), compensações devem ser consideradas entre o desempenho do motor Diesel e o ORC em tais soluções integradas. O projeto do motor e as características operacionais influenciam seu próprio desempenho, como as condições dos gases de exaustão disponíveis como fonte de calor, o desempenho do ORC.

A respeito da análise de desempenho, Wei e outros (2007) e Li e outros (2012) se concentraram na eficiência de recuperação de calor e eficiência exergetica.

Já Clemente e outros (2012), Li, Zhao e Hu (2012) e Wang e outros (2012a) estudaram projetos de sistemas baseados em expansores do tipo *scroll*, injetores de vapor e ORC de *loop* duplo.

Roy, Mishra e Misra (2010) e Li, Wang e Du (2012), por sua vez, realizaram otimizações em parâmetros de pressão de entrada da turbina, temperatura de evaporação, temperatura do *pinch point* e a área de transferência de calor.

Tchanche e outros (2011) apresentaram uma revisão de aplicações existentes de ORC, com fontes de calor diferentes, incluindo solar, geotérmica, de biomassa e de sistemas de aproveitamento.

Vélez e outros (2012) fizeram uma revisão técnica, econômica e de mercado de ORC para a recuperação de calor. Apresentaram a tecnologia como pouco convencional, mas muito promissora para a conversão de energia térmica, em baixas e médias temperaturas, em energia elétrica e ou mecânica em pequena escala. Como ela faz um uso maior ou mais intensivo de sua fonte de energia, essa tecnologia poderia facilitar o fornecimento de eletricidade para áreas não conectadas, a autoprodução de energia, a dessalinização da água do mar para consumo humano ou até mesmo para aumentar a eficiência energética do setor industrial, respeitando o meio ambiente.

Bombarda e outros (2010) simularam e compararam as performances dos ciclos ORC e Kalina para recuperação de calor residual dos gases de exaustão de motores a diesel. Segundo Wang e Yu (2016), o ciclo Kalina é essencialmente um desenvolvimento adicional do ciclo de Rankine convencional. Uma diferença fundamental entre eles é que o ciclo Kalina usa uma mistura (amônia-água) em vez de um único fluido de trabalho puro, de modo que os processos de evaporação e condensação isobárica ocorrem sob mudanças de temperatura e a composição da mistura varia ao longo do ciclo. Comparada com um ciclo Rankine convencional, a eficiência de um ciclo de Kalina pode ser aumentada devido a uma combinação de temperaturas próximas com fluidos de transferência de calor no evaporador e

condensador. Embora as potências úteis obtidas tenham sido iguais, o ORC foi mais adequado do que o ciclo Kalina por possuir planta mais simples.

Vaja e Gambarotta (2010) estudaram três configurações de sistema ORC para recuperar o calor residual de um motor a gás natural de 12 cilindros, a saber, um arranjo simples, com a utilização de apenas os gases de exaustão do motor, dois arranjos simples independentes, um com o uso dos gases de exaustão e outro da água de resfriamento do motor, e um arranjo com regeneração. Os melhores fluido e configuração foram selecionados e o aumento máximo de eficiência foi de cerca de 12,5%.

Até 2013, as pesquisas sobre recuperação de calor de motores usando ORC eram teóricas e envolviam apenas simulações (BIANCHI; PASCALE, 2011; VAJA; GAMBAROTTA, 2010), e só uns poucos experimentos tinham sido desenvolvidos, especialmente no campo do motor (BORETTI, 2011, 2012). Além disso, a maioria das simulações eram baseadas em modelos termodinâmicos simples, isto é, ignorando as estruturas detalhadas e características de funcionamento de componentes do sistema, incluindo trocadores de calor e turbinas.

Yu e outros (2013) apresentaram um modelo de sistema baseado em um ORC experimental, construído em laboratório para investigar a viabilidade do aproveitamento do calor residual recuperado a partir de um motor Diesel, no qual foi possível observar a influência da pressão de evaporação sobre o desempenho do sistema.

Song, Song e Gu (2015) estudaram a recuperação de calor de um motor Diesel marítimo utilizando ORC, tanto para o calor residual da água de resfriamento quanto para os gases de exaustão do motor. Os resultados das simulações mostraram que o sistema otimizado é tecnicamente viável e economicamente atraente. Da mesma forma, Baldi e Gabrielli (2015) analisaram a aplicação de um ORC para redução de consumo de combustível em um navio com resultados positivos. Sakalis e Frangopoulos (2018), em outra aplicação marítima, onde o calor residual dos motores principais foi utilizado para produzir vapor em duas pressões diferentes, a saber, em alta pressão, empregado para acionar turbinas a vapor, alocados em propulsão

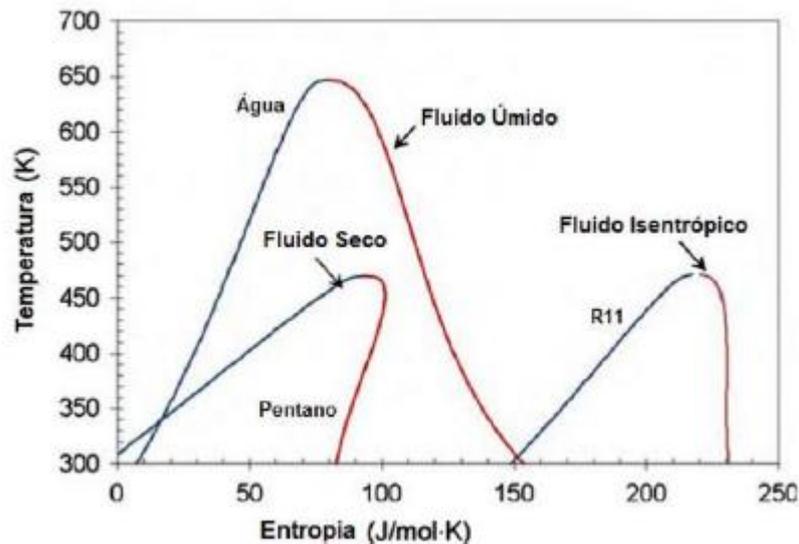
suplementar ou geradores elétricos, e de baixa pressão, usado para cargas auxiliares. No âmbito dos fluidos de trabalho, Wang e outros (2012b) e Liu, Chien e Wang (2004) focaram suas pesquisas principalmente sobre diversos critérios de seleção e avaliação para dezenas de fluidos no desempenho do sistema de ORC. Entretanto, nenhum dos estudos citados determinam um fluido específico para cada opção de arranjo ou fonte de calor.

2.2 OS FLUIDOS DE TRABALHO

Segundo Quoilin e outros (2013), os fluidos utilizados nos ORC são classificados de acordo com sua inclinação da linha de vapor saturado, em diagramas T-s, em três grupos: fluidos úmidos, com a inclinação positiva, fluidos secos, que possuem inclinação negativa e fluidos isentrópicos, com uma linha de vapor saturado aproximadamente vertical. Os fluidos úmidos geram gotículas nos estágios finais do expensor e requerem superaquecimento para evitar danos ao equipamento, enquanto fluidos secos são superaquecidos até mesmo depois da expansão. Para fluidos isentrópicos, o vapor saturado permanece nesta condição e gotículas não são formadas durante a expansão (ROY; MISHRA; MISRA, 2010). A Figura 5 evidencia as diferenças nas curvas de entropia dos fluidos de trabalho.

Ainda de acordo com Quoilin e outros (2013), fluidos isentrópicos e secos são preferíveis em ciclos ORC pelo fato de não ser necessário superaquecer o fluido, evitando a formação de gotículas na expansão e consequente erosão do expensor, comum nos ciclos Rankine convencionais. Além disto, as principais características necessárias que devem ser observadas nestes fluidos são: desempenho termodinâmico, estabilidade química, impacto e disponibilidade ambiental e custos.

Figura 5 – Tipos de fluidos de trabalho



Fonte: Chen e outros (2010).
Nota: Adaptado pelo autor.

Em seu trabalho, Ribeiro (2017) apresenta um levantamento detalhado para a escolha de fluidos, destacando pesquisas realizadas na busca de selecionar o melhor fluido de acordo com a aplicação.

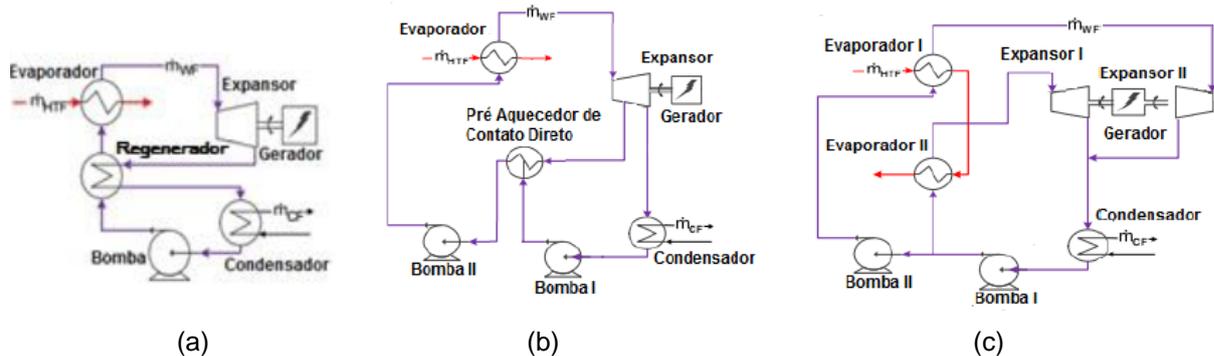
Quoilin e outros (2013) também afirmam que, apesar da multiplicidade de pesquisas sobre fluidos de trabalho, nenhum dos fluidos estudados foi identificado como fluido mais indicado para ORC. Assim, cada aplicação tem um fluido que possui melhor desempenho.

2.3 COMO MELHORAR O CICLO

É possível configurar um ORC de várias maneiras, ou seja, com ciclos regenerativos, ciclos supercríticos, ciclos com mais de um nível de pressão, etc... Já a determinação da configuração a ser utilizada depende de diversos fatores, tais como: temperatura da fonte de calor, do número de fontes disponíveis e do espaço físico para implantação do sistema. Estas configurações servem para aumentar a temperatura média termodinâmica de adição de calor no ciclo e/ou diminuir a temperatura média termodinâmica de rejeição de calor e, com isto, elevar a eficiência.

Lecompte, Broek e Paepe (2016), citados por Ribeiro (2017), realizaram uma extensa revisão das possíveis configurações de ORC para recuperação de calor, das quais estacam-se o ORC regenerativo (Figura 6(a)), o ORC com pré-aquecimento (Figura 6(b)), o ORC supercrítico e o ORC com múltiplos níveis de pressão (Figura 6(c)).

Figura 6 – ORC (a) Regenerativo, (b) com Pré-aquecimento e (c) com Múltiplos Níveis de Pressão



Fonte: Lecompte, Broek e Paepe (2016 *apud* RIBEIRO, 2017).

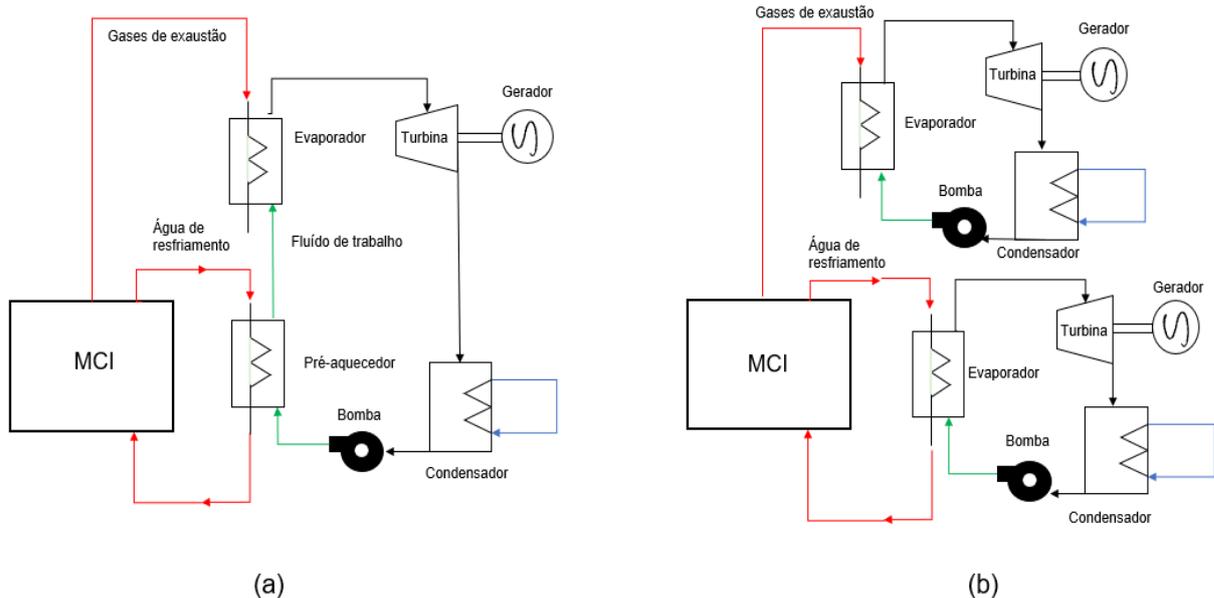
Especificamente, os ORC aplicados aos MCI podem ser arranjos de diversas maneiras, de modo a aproveitar as fontes de calor disponíveis, a saber, gases de exaustão, resfriamento do sistema de lubrificação e água de resfriamento (BALDI; GABRIELII, 2015).

Amicabile, Lee e Kum (2015), buscando otimização de um ORC, avaliaram quatro tipos de configurações para recuperar calor residual de um motor Diesel: ciclo subcrítico sem recuperador, ciclo subcrítico com recuperador, ciclo supercrítico sem recuperador, e ciclo supercrítico com recuperador. As configurações utilizaram três fluidos de trabalho distintos. Os resultados mostraram que o melhor desempenho é dado pela configuração supercrítica regenerativa empregando o fluido etanol.

Soffiato e outros (2015) estudaram o aproveitamento de parte do calor residual da água de resfriamento do motor, do óleo do motor e do resfriamento do ar de admissão por meio de um sistema ORC. Foram observadas três configurações de ORC: simples, regenerativo e ORC com dois níveis de pressão. Neste caso, a máxima potência produzida ocorre com a configuração de dois níveis de pressão, quase dobrando a potência das configurações simples e regenerativa.

Song, Song e Gu, (2015) compararam a utilização de um único ORC (Figura 7 (a)) ou de dois ORC diferentes (Figura 7 (b)) para recuperar calor residual de um MCI. O melhor resultado foi encontrado para os dois ORC separados, com o R245fa e o benzeno como fluidos de trabalho para a água de resfriamento e o gás de exaustão, respectivamente, gerando um aumento da eficiência de 10,2% do motor.

Figura 7 – Diferentes configurações de ORC aplicados a um MCI



Fonte: Ribeiro (2017).
Nota: Adaptado pelo autor.

Os ciclos ORC em cascata também passaram a ser muito estudados na recuperação de calor residual de MCI. Nesta configuração, o ciclo de alta temperatura recupera o calor dos gases de exaustão, enquanto o ciclo de baixa utiliza o calor da água de resfriamento do motor em conjunto com o calor rejeitado pelo ciclo de alta temperatura (SONG; SONG; GU, 2015). Assim, houve um aumento na potência produzida de 11,2%. Porém, este arranjo requer maior espaço físico.

As melhorias também são vistas em relação aos fluidos de trabalho. Até recentemente, na maior parte dos casos, eram consideradas substâncias puras como fluidos de trabalho nestas instalações. No entanto, provavelmente, a maior desvantagem no uso de um fluido puro é o fato de que a evaporação e a condensação ocorrem à temperatura constante. Com isso, os perfis de temperaturas da fonte e do sorvedouro de calor não podem ser muito aproximados pelos perfis de temperatura

do fluido durante a mudança de fase no evaporador e no condensador, o que levaria a grandes irreversibilidades.

Assim, Chys e outros (2012) exploraram o potencial de misturas azeotrópicas em aplicações de criogenia. O uso de misturas azeotrópicas, que se caracterizam por mudanças de fase não isotérmicas à pressão constante, pode resolver este problema, promovendo um melhor desempenho do ciclo.

Fluidos de trabalho com temperatura e pressão críticas relativamente baixas podem ser comprimidos diretamente a suas pressões supercríticas e aquecidos para seu estado supercrítico antes da expansão para obter uma melhor adequação térmica com a fonte de calor. O processo de aquecimento de um ORC supercrítico não passa por uma região distinta de duas fases, como um ciclo Rankine convencional, obtendo assim uma melhor adequação térmica na caldeira com menores irreversibilidades. Este ciclo está se tornando uma nova tendência devido a suas vantagens na eficiência térmica e simplicidade na configuração (CHEN, 2010 *apud* RIBEIRO, 2017). Segundo Wei e outros (2011), a eficiência do ORC é maior com o aumento na pressão de circulação, e o ORC supercrítico seria uma boa escolha para recuperação de calor.

Braimakis e outros (2015) estudaram o potencial de melhoria da eficiência do ORC utilizando misturas azeotrópicas e pressões supercríticas. Seus resultados mostram que, comparado com o ORC subcrítico, o ORC supercrítico pode levar a aumentos da eficiência exérgica de até 18%, para o arranjo com propano. A utilização de misturas azeotrópicas melhora a eficiência, tanto nos casos subcríticos como nos supercríticos, chegando a um aumento de 60% na eficiência exérgica para o caso supercrítico com a mistura ciclopentano - propano.

Shu e outros (2016) testaram um ORC supercrítico em cascata para recuperar o calor residual dos gases de exaustão e da água de resfriamento de um motor Diesel. Foi observado um aumento na máxima potência produzida de 15,7% e também de 38,7% na eficiência exérgica.

2.4 RESULTADOS DA UTILIZAÇÃO DE ORC EM MCI

Segundo Roy, Mishra e Misra (2010), a rejeição de calor em plantas térmicas representa cerca de 55% do calor disponível para ser aproveitado do combustível. O desperdício dessa energia torna os equipamentos menos eficientes. Além desse rejeito, há a emissão de poluentes (CO_2 , SO_x , NO_x , etc) que contribuem com o aquecimento global e a destruição da camada de ozônio.

No Brasil, as usinas que utilizam motores a diesel foram originalmente projetadas como usinas simples, com baixos custos de investimento e baixa eficiência. O objetivo era que as usinas a diesel servissem como reserva de segurança para a rede, que é sustentada principalmente por usinas hidrelétricas. No entanto, o cenário recente do sistema elétrico brasileiro tem levado ao despacho dessas usinas, que estão operando mais frequentemente durante os últimos anos (MORAWSKI, 2021).

Tchanche e outros (2011) classificaram o calor liberado pelas plantas térmicas em três categorias, de acordo com o nível da temperatura dos rejeitos liberados, a saber: baixa (até 230°C), média (de 230°C a 650°C) e alta (acima de 650°C). A aplicação do ORC nessas plantas tem sido utilizada como forma de recuperação desse calor desperdiçado, e é considerado uma das melhores opções para o aproveitamento de rejeitos a baixas e médias temperaturas. O calor rejeitado pelos MCI de baixa e média temperaturas provém de duas fontes principais: do sistema de resfriamento do motor (sistema de resfriamento) e dos gases de exaustão (WANG et al., 2011). Em locomotivas diesel-elétricas, objeto deste estudo, serão trabalhados sistemas para baixas e médias temperaturas.

Buscando aumentar a eficiência dos MCI, várias pesquisas são realizadas para determinação dos melhores parâmetros para alcançar este objetivo. Os sistemas de recuperação de calor que visam à redução no consumo de combustível e ao aumento na produção de potência mecânica e/ou elétrica, sem que haja aumento na emissão de gases poluentes ganham espaço, já que as leis ambientais focam, principalmente, no nível de emissões provenientes desses motores, de monóxido de carbono, hidrocarbonetos, óxido de nitrogênio e particulados (RIBEIRO, 2017).

Ciclos orgânicos aplicados a um MCI apresentam entre 7 a 10% de eficiência energética, o que leva a cerca de 10% de economia no consumo específico de combustível com o uso dessa tecnologia. Essa diminuição nos custos com o combustível faz com que o sistema atinja *payback* em um período de 2 a 5 anos, dependendo do tamanho da planta (SPROUSE; DEPCIK, 2013).

Wang e outros (2012) determinaram a performance de ORC aplicados à recuperação de calor em MCI com dois ciclos: um para os gases de exaustão e outro para o sistema de resfriamento. Os fluidos de trabalho utilizados foram o R245fa para o ORC aplicado na recuperação do calor dos gases (ORC 1), mas, para o ORC que aproveitou o calor do sistema de resfriamento (ORC 2), optou-se pelo R134a. A eficiência energética e a potência produzida nos ciclos orgânicos, ORC 1 e ORC 2, no ponto de operação ideal, foram 7,16% / 9,57 kW_e e 7,72% / 26,39 kW_e, respectivamente.

Yang e Yeh (2014) fizeram a simulação com um motor Diesel de combustão interna com metodologia e considerações análogas às de Wang (2012), porém, usaram apenas o R245fa como fluido de trabalho para ambos os ORC. Os sistemas ORC 1 e ORC 2 produziram, respectivamente, 10,0 kW e 17,85 kW no ponto de operação ideal para o sistema integrado com eficiência do sistema de recuperação de calor de 5,4%. e uma economia no consumo específico de combustível de 13%.

Tian e outros (2012) aplicaram outro modelo de recuperação de calor, baseado na tecnologia ORC, onde cerca de um terço da energia total do combustível era liberada pelo sistema de exaustão em forma de gases a 590°C. Os autores analisaram, para 20 diferentes tipos de fluidos de trabalho (úmidos e isentrópicos), dentre outros parâmetros, a eficiência térmica do sistema, a energia elétrica produzida e o seu custo de produção. Os fluidos que melhor satisfizeram os requisitos estipulados foram o R141b, o R123 e o R245fa, nesta ordem, que apresentaram as maiores eficiência térmica e potência gerada, além dos menores preços para a eletricidade produzida.

Assim, diante de tantos exemplos de estudos com resultados positivos, no que tange a uma possível economia através da recuperação de calor residual em diversas aplicações, é necessário avaliar a viabilidade econômica para a instalação deste tipo de sistema de recuperação de calor em uma locomotiva.

2.5 VIABILIDADE ECONÔMICA PARA INSTALAÇÃO DE UM SISTEMA ORC EM LOCOMOTIVAS

A viabilidade econômica para instalação de um sistema ORC é definida a partir da taxa interna de retorno (TIR) do projeto, avaliando-se diferentes valores para o preço médio do combustível, o câmbio monetário do Dólar americano (US\$) e os custos de equipamentos de cada arranjo proposto. Estes diversos fatores interferem diretamente na viabilidade e devem ser considerados em diferentes faixas de valor.

Segundo Hirschfeld (1992), a taxa interna de retorno seria a taxa de juros para a qual o valor presente das receitas torna-se igual aos desembolsos. Isto significa dizer que a TIR é aquela que torna nulo o valor presente líquido do projeto. Pode-se ainda ser entendida como a taxa de remuneração do capital. Assim, a TIR deve ser comparada com a taxa mínima de atratividade (TMA) para se chegar a uma conclusão a respeito da aceitação ou não de um projeto. Assim, uma TIR maior que a TMA indica que o projeto é atrativo. Caso contrário, o projeto não seria interessante do ponto de vista econômico.

Oliveira (1982) diz que a TMA é a taxa de retorno a partir da qual o investidor considera que está obtendo ganhos financeiros. Entretanto, existem grandes controvérsias quanto a como calcular esta taxa. Outro enfoque dado à TMA é a de que deve ser o custo de capital investido na proposta em questão, ou, ainda, o custo de capital da empresa mais o risco envolvido em cada alternativa de investimento. Naturalmente, haverá disposição de investir se a expectativa de ganhos, já deduzido o valor do investimento, for superior ao custo de capital, entendido como a média ponderada dos custos das diversas fontes de recursos utilizadas no projeto em questão.

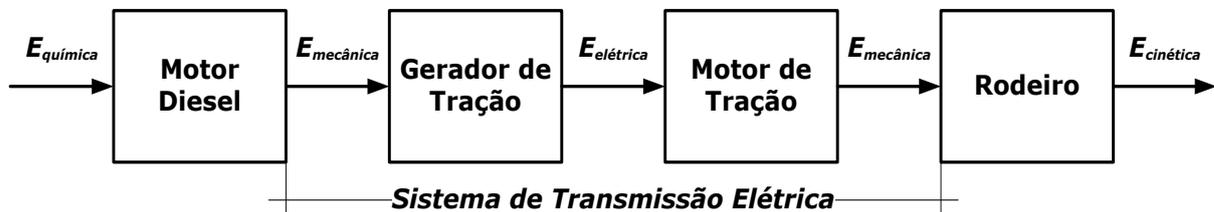
Outro fator utilizado para a análise da viabilidade do projeto é o valor presente líquido (VPL), que consiste em trazer para a data presente todos os fluxos de caixa de um projeto de investimento e somá-los ao valor do investimento inicial, usando como taxa de desconto a taxa mínima de atratividade (TMA) da empresa ou projeto. O período previsto para o retorno do investimento também tem interferência direta no resultado da viabilidade (NEVES, 1982).

A aplicação do sistema ORC foi modelada de acordo com as características do motor Diesel GE 7FDL. Para isso, é necessário apresentar mais detalhes sobre uma locomotiva diesel-elétrica, o referido motor e seus sistemas.

2.6 LOCOMOTIVAS DIESEL ELÉTRICAS

Em uma locomotiva acionada por um motor Diesel, o sistema que transmite a energia da ponta do eixo virabrequim do motor até os rodeiros é denominado de sistema de transmissão (BORBA, 2008). No caso das locomotivas diesel-elétricas, o sistema de transmissão é composto por um sistema elétrico formado pelo gerador principal, ou de tração, que fornece energia elétrica aos motores de tração, recebendo, em função disso, a denominação de Sistema de Transmissão Elétrica. A Figura 8 representa a cadeia de transmissão de energia desde o motor Diesel até as rodas de uma locomotiva diesel-elétrica.

Figura 8 – Cadeia de transmissão de energia de uma locomotiva diesel-elétrica



Fonte: Borba (2008).

Nota: Adaptado pelo autor.

O motor Diesel converte a energia química contida no óleo diesel em energia mecânica e a entrega, através do eixo virabrequim, ao gerador de tração. O gerador converte a energia mecânica em energia elétrica a fim de alimentar os motores elétricos de tração. Os motores de tração convertem a energia elétrica fornecida pelo gerador de tração em energia mecânica e a entrega, através de um conjunto de engrenagens, às rodas acopladas aos eixos da locomotiva. Finalmente, os rodeiros, formados pelos conjuntos de duas rodas e o eixo que as une, convertem a energia mecânica fornecida pelos motores de tração na energia cinética que dá movimento ao trem.

Portanto, de acordo com Borba (2008), uma locomotiva diesel-elétrica pode ser caracterizada como sendo uma locomotiva que transporta a sua própria usina geradora de energia elétrica, uma vez que os motores de tração são alimentados pelo conjunto motor Diesel e o gerador de tração, que formam um sistema de produção e geração de energia elétrica, completo e isolado, que tem como fonte primária a energia química do óleo diesel, transformada em calor através da combustão no motor Diesel, fornecendo energia mecânica para o acionamento do gerador.

2.7 MOTOR DIESEL DE LOCOMOTIVAS GE 7FDL

Ainda segundo Borba (2008), tudo começou com o francês Beau de Rocas em 1862 que, por meio de publicações, registrou a compressão preliminar e estimou a autoignição de uma mistura gasosa inflamável. Entretanto, esse princípio só foi colocado em prática em 1877, pelo alemão Nikolaus Otto, quando patenteou seu Motor Silencioso a Gás. Posteriormente, esse motor foi adaptado, pelo também alemão Gottlieb Daimler, em 1884, para usar gasolina como combustível. A busca por equipamentos mais eficientes levou ao desenvolvimento de motores a óleo, culminando com o tipo patenteado em 1892, pelo engenheiro francês Rudolf Diesel, que desenvolveu o primeiro motor em Augsburg, na Alemanha, no período de 1893 a 1898. O motor Diesel é um motor térmico de combustão interna, onde a combustão é realizada sempre sob pressão em câmara específica, na parte interna do motor, diretamente na presença dos elementos destinados a produzir os movimentos. O que diferencia o motor Diesel dos motores de ciclo Otto é o método de ignição. Enquanto um motor do ciclo Otto trabalha com uma mistura de ar e combustível na fase de admissão, a invenção de Diesel usa apenas o ar. O óleo é injetado nos momentos finais da compressão e serve para inflamar a mistura (BORBA, 2011).

O chamado Motor Otto, ou motor a gasolina, hoje amplamente usado pela indústria automobilística, é caracterizado pela combustão da mistura ar/combustível vaporizado (gasolina, álcool, etc.) injetada e comprimida sob baixa pressão nos cilindros do motor, provocada por uma centelha elétrica aplicada próximo à parte superior do curso de compressão do pistão. Diferentemente, o motor Diesel tem inicialmente o ar injetado nos cilindros do motor, que é subitamente comprimido pelo pistão de modo a elevar sua temperatura a um valor que permita a ignição espontânea do combustível (óleo diesel) introduzido na câmara de combustão próximo à parte superior do curso de compressão do pistão. Os gases aquecidos resultantes da

combustão dessa mistura forçam o pistão para baixo, que faz girar o eixo manivelas, também denominado de eixo virabrequim, e permite a realização de trabalho útil (BORBA, 2011, p. 214).

De acordo com Romanha Junior (2013), todos os motores Diesel funcionam segundo as mesmas leis da termodinâmica, porém as alterações de projeto que se efetuam sobre seus sistemas e componentes resultam em características de operação que os tornam adequados para diferentes aplicações.

Neste estudo de caso será avaliado o motor GE 7FDL, de aplicação veicular, utilizado em locomotivas para tração de trens, ilustrado na Figura 9. Possui 16 cilindros inclinados lateralmente, dispostos em 2 fileiras em V, turboalimentado, com resfriamento a água e 4.020 HP (2.998,92 kW) de potência (GENERAL ELECTRIC, 2006a). A Figura 10 a seguir mostra dados detalhados do motor GE 7FDL. Atualmente, a VLI possui 100 locomotivas que adotam este modelo de motor. Além da VLI, outras operadoras do modal ferroviário brasileiro também utilizam estas máquinas.

O aproveitamento térmico, no presente estudo, será modelado para utilizar como fonte de calor dois sistemas do motor: o de resfriamento e o de gases de exaustão.

Figura 9 – Motor Diesel GE 7FDL utilizado em locomotivas



Fonte: *General Electric* (2006a apud ROMANHA JUNIOR, 2013).

Figura 10 – Dados do motor Diesel GE 7FDL

2. ENGINE DATA	
Description:	7FDL16, 16–Cylinder Turbocharged, 4–Cycle Diesel Engine
Firing Order:	1R – 1L – 3R – 3L – 7R – 7L – 4R – 4L – 8R – 8L – 6R – 6L – 2R – 2L – 5R – 5L
Horsepower – Traction:	4020 Hp
Number of Cylinders :	16
Bore and Stroke (in.):	9 X 10.5
RPM:	1050
Compression Ratio:	15.5:1
Cycle:	4
Turbocharged:	Yes (7S1716)
Electronic Fuel Injection:	Yes (EFI)
Engine Cooling Fan:	1 (C38 – AChe uses 2)
Engine Cooling Fan Drive:	AC Motor
Engine Heating Unit:	2, Diesel Fired with Integral Circulating Pumps
Overall Engine Dimensions and Weight:	
Height (overall, including stack):	2,984 mm (9.79 ft.)
Length (overall, including alternator):	6,536 mm (21.44 ft.)
Width (overall):	1,740 mm (5 ft. 8 in.)
Weight (dry engine):	19,736 Kg (43,510 lb.)
Fluid Capacities:	
Lubricating Oil:	1675 liters, ±80 liters (442 gallons, ±21 gallons)
Coolant Water:	925 liters, ±80 liters (244 gallons, ±21 gallons)
Diesel Fuel:	9000 liters, ±1% (2378 gallons ±1%)
Fluid Specifications:	
Lubricating Oil:	Refer to Publication GEK–76679
Diesel Fuel:	Refer to Publication GEK–76679

Fonte: *General Electric* (2006a).

2.8 SISTEMA DE RESFRIAMENTO

De acordo com o manual de sistemas do MCI modelo GE 7FDL - SMI-01001B (GENERAL ELECTRIC, 2012), a finalidade do sistema de resfriamento de água da locomotiva Dash-8/9 é manter uma temperatura operacional praticamente constante em toda a faixa de carga do motor, mesmo que ocorram amplas variações na temperatura externa. O Quadro 3 a seguir mostra os dados do sistema.

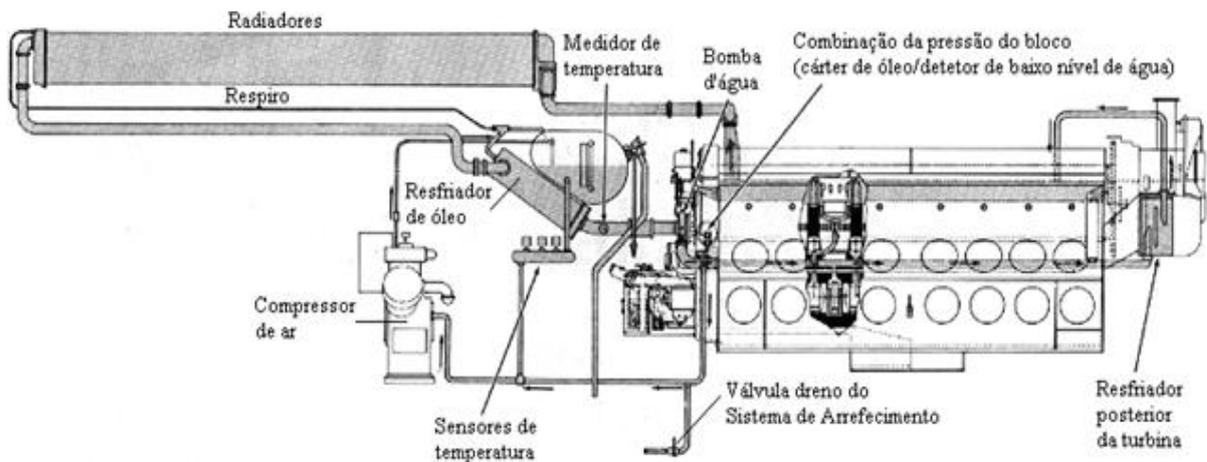
Quadro 3 – Dados operacionais do sistema de resfriamento

Parâmetro	Valor	Unidade
Volume	1,438	m ³
Vazão	5,90	kg/s
Pressão	12	PSI
Temperatura de entrada	110	°C
Temperatura de saída	60	°C

Fonte: *General Electric* (2012).

Um sistema de radiador pressurizado seco é usado na citada locomotiva. O calor rejeitado do MCI para a água de resfriamento é controlado pelas velocidades do ventilador do radiador. A taxa de transferência de calor da água para a atmosfera depende da temperatura e da pressão atmosféricas. Se o sensor de temperatura da descarga de água do MCI (EWT) detecta uma temperatura excessiva da água fora do motor, a potência do mesmo é reduzida gradualmente até que o motor atinja a marcha lenta. Por outro lado, se a pressão da água cair abaixo do limiar de segurança para a operação do motor com potência total, o interruptor de pressão da água (WPS), localizado no governador de controle do motor, direciona o governador para a modulação (reduz a potência e a rotação do motor) para compensar essa queda. Finalmente, se a pressão da água continuar caindo, o governador desligará o MCI. A Figura 11 mostra detalhes do arranjo do sistema de resfriamento do motor GE 7FDL.

Figura 11 – Sistema de resfriamento do motor Diesel GE 7FDL



Fonte: *General Electric* (2012).

Durante a circulação através do motor Diesel e do compressor de ar, a água do sistema de resfriamento absorve calor. A água aquecida é resfriada em bancos de radiadores, localizados em compartimento apropriado, com ventilação forçada por meio de ventiladores acionados pelo motor Diesel ou por motores elétricos independentes. A admissão do ar de resfriamento aos radiadores é controlada por venezianas operadas automaticamente, de acordo com a temperatura da água, assim como os ventiladores de resfriamento acionados por motores elétricos funcionam automaticamente por meio de controle termostático.

O controle dos ventiladores ocorre de acordo com faixas de temperatura da água (Figura 12). As chaves de controle de temperatura são montadas em um coletor, instalado na tubulação do sistema de resfriamento, de modo que a água conduzida através do sistema atue sobre os elementos térmicos, os quais fazem com que as chaves respondam e estabeleçam os circuitos elétricos para ligar os contadores dos respectivos ventiladores.

Figura 12 – Controle dos ventiladores do radiador em função da temperatura da água de resfriamento

CONTROLE DO VENTILADOR DO RADIADOR				
Baseado nas Leituras do Sensor de Temperatura da Água*, °F (°C)				
Condições	Velocidade do Ventilador do Radiador			
	Desligado	1/4	1/2	Completo
Temperatura Crescente da Água, °F (°C)	—	192 (89)	196 (91)	200 (93)
Temperatura da Água em Queda, °F (°C)	182 (83)	186 (86)	190 (88)	—
WFMV – Válvula Magnética de Fluxo de Água				
O Sensor de Temperatura da Água está OK		O Sensor de Temperatura da Água* está defeituoso; Usar Sensor do Óleo		
Subida, °F (°C)	Queda, °F (°C)	Subida, °F (°C)	Queda, °F (°C)	
183 (84)	178 (81)	193 (89)	187 (86)	
* Se o sensor de temperatura da água estiver defeituoso, o sistema usará uma válvula de temperatura da água de aproximadamente 210°F (99°C).				

Fonte: *General Electric* (2012).

A água resfriada que deixa os radiadores é conduzida, a partir do tanque de expansão de água de resfriamento e do conjunto do resfriador de óleo lubrificante do motor, por bombas acionadas pelo próprio motor Diesel até as linhas individuais de jato de cada cilindro e cabeçote, através de tubos de admissão. O sistema de resfriamento é pressurizado para proporcionar troca de calor uniforme durante o período de operação do motor Diesel. A pressurização eleva o ponto de ebulição do refrigerante e evita a cavitação, isto é, a destruição das partes internas das bombas em consequência da presença de vapor nas bombas de água durante condições de passagem de altas temperaturas, tais como a operação da locomotiva através de túneis longos.

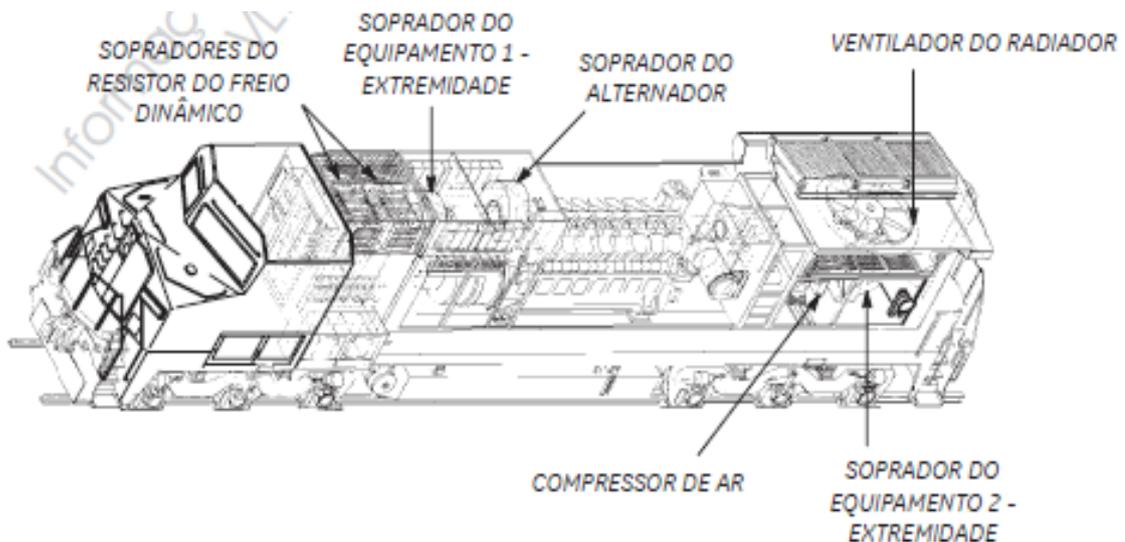
Parte da água proveniente das bombas é conduzida para o compressor de ar. Não existindo válvulas na linha, o resfriamento é proporcionado sempre que o motor estiver funcionando. Ao sair do compressor de ar, a água é conduzida através de uma chave de temperatura e depois retorna ao tanque de água para recirculação.

As temperaturas de entrada e saída do sistema de resfriamento são definidas para manter as condições normais de operação. O sistema de controle de potência do MCI só permite que a locomotiva comece a tracionar quando a temperatura chega a 60°C, como medida de proteção para evitar que o motor trabalhe a frio. Da mesma forma, uma vez em carga, ao atingir 110°C, o sistema de controle de potência passa a reduzir potência até chegar a 50% da nominal, a uma temperatura de 113°C. Caso a temperatura da água atinja 115,5°C, a potência será completamente reduzida e o motor colocado em marcha lenta.

2.8.1 Sistema de Ar

A locomotiva Dash-8/9 possui três sopradores acionados eletricamente (Figura 13). O soprador do alternador, localizado no compartimento do soprador acima do alternador principal, refrigera os alternadores de tração e auxiliar, os painéis de retificação de força e o equipamento de controle elétrico. Esse soprador opera a uma taxa constante da rotação do motor Diesel.

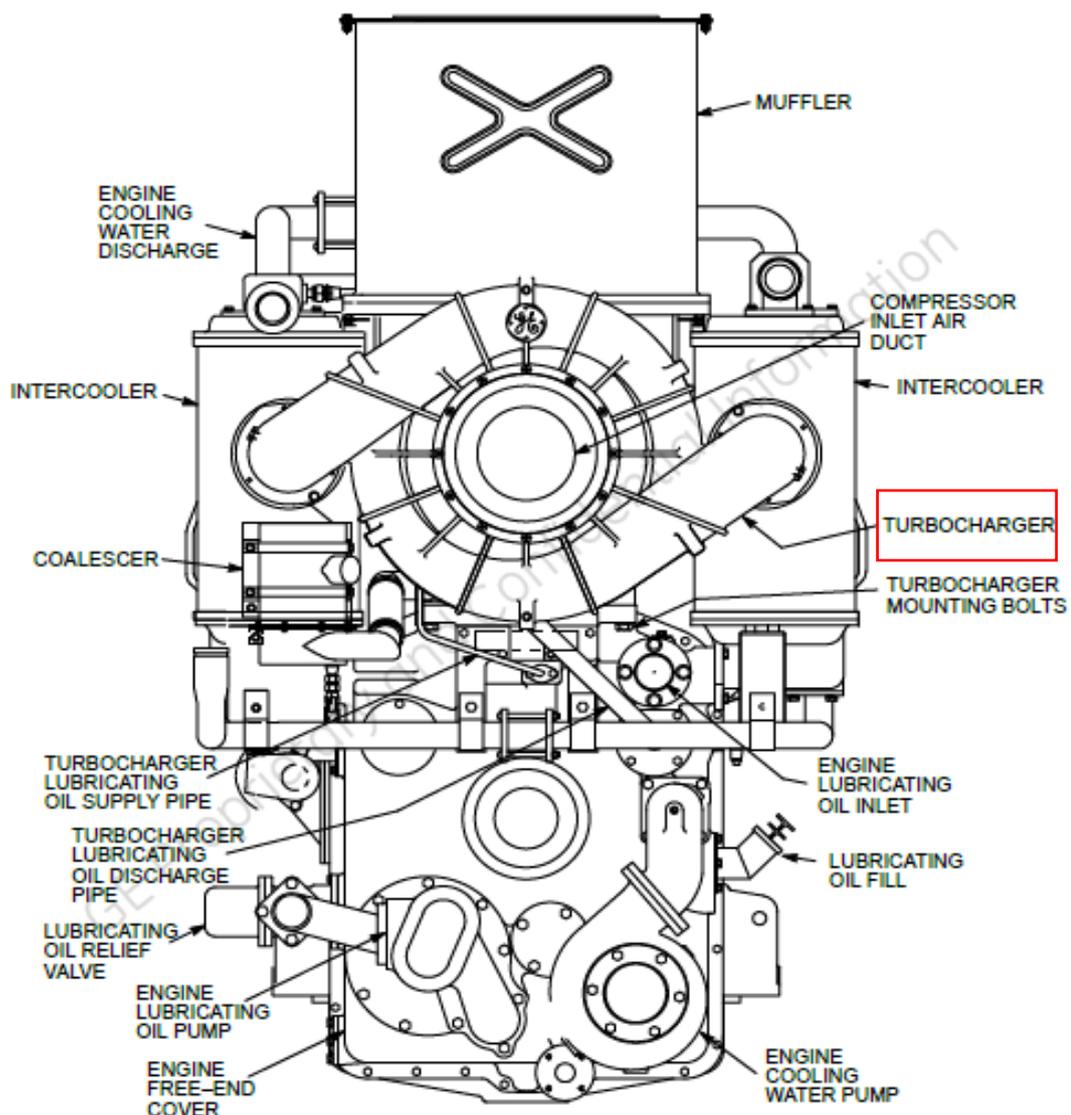
Figura 13 – Sistema de resfriamento da locomotiva



Fonte: General Electric (2012).

Um dos principais componentes do sistema de ar é o turboalimentador. O turboalimentador, ou simplesmente turbina, é um compressor centrífugo de ar que pode ser acionado somente pelos gases de exaustão do motor Diesel antes de sua descarga para a atmosfera, ou pode ser acionado inicialmente através de uma engrenagem. Neste último tipo, quando o motor Diesel se aproxima de sua carga total, uma embreagem automaticamente libera o sistema de engrenagem, e o turboalimentador passa a funcionar apenas com os gases de exaustão. A Figura 14 mostra a vista frontal do motor GE 7FDL, com destaque para o turboalimentador (*turbocharger*).

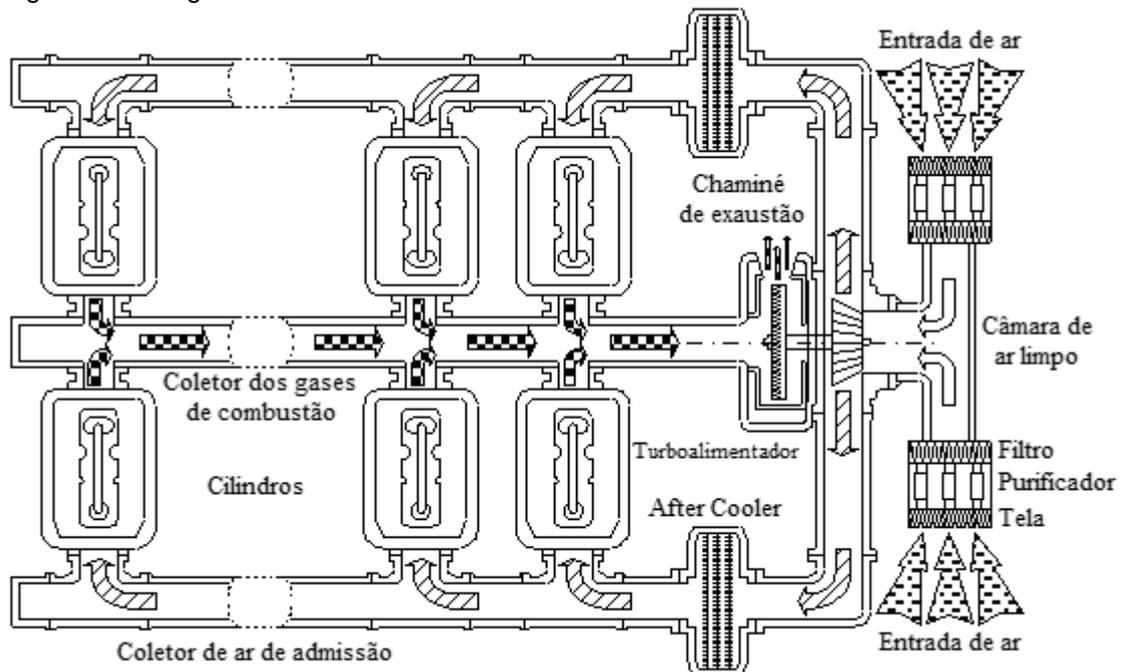
Figura 14 – Vista frontal do motor GE 7FDL



Fonte: *General Electric* (2006b).

O turboalimentador fornece ar comprimido aos cilindros do motor Diesel para o sistema de admissão de ar, a uma pressão superior à pressão atmosférica, o que permite a queima de maior quantidade de combustível, aumentando o rendimento do motor Diesel. O ar comprimido fornecido pelo turboalimentador também é usado para expulsar os resíduos de gases de combustão e arrefecer as partes da câmara de combustão dos cilindros durante o tempo de lavagem do ciclo do motor Diesel, quando as válvulas de exaustão estão abertas (Figura 15).

Figura 15 – Diagrama do fluxo de ar no MCI



Fonte: *General Electric* (2012).

Para o sistema de admissão do motor Diesel é necessário filtrar o ar captado da atmosfera, para remoção de partículas pesadas e de água, que são expulsas para fora da locomotiva por um exaustor acionado eletricamente ou pelo próprio motor Diesel. Nas locomotivas com soprador, o ar da atmosfera passa inicialmente nos filtros de porta e, em seguida, por um filtro de banho a óleo. O ar limpo proveniente do filtro de banho a óleo é dirigido aos cilindros sob pressão pelo soprador através das caixas de ar de cada lado do motor Diesel.

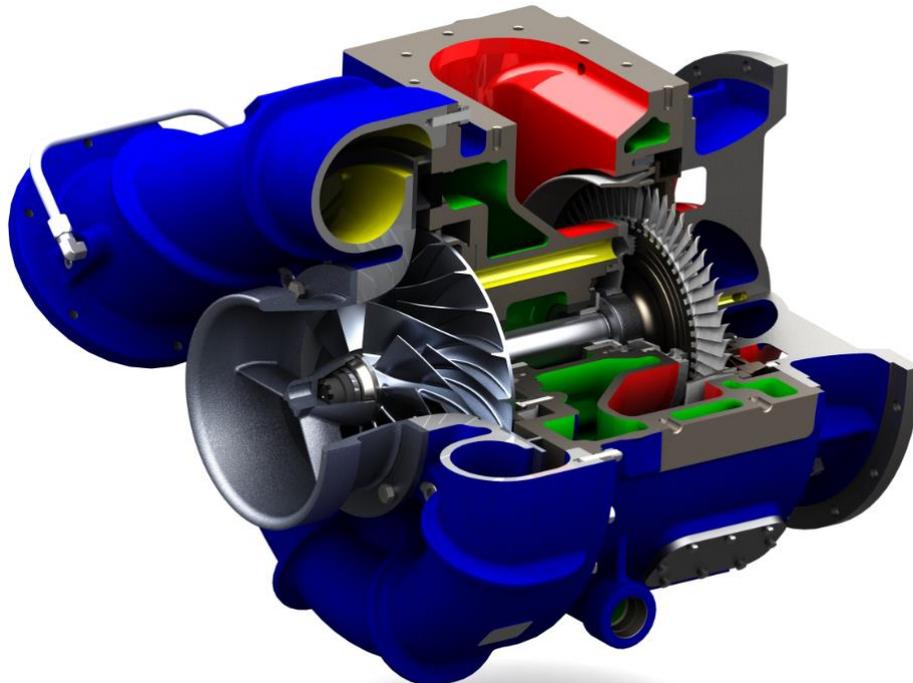
Nas locomotivas com turboalimentador, esse ar passa inicialmente no filtro inerte e, em seguida, pelos filtros sacola. Nesse caso, o turboalimentador aspira o ar da câmara de ar limpo e o envia sob pressão aos resfriadores intermediários, denominados

aftercooler, onde é dissipado parte do calor adquirido durante a compressão do ar. O objetivo é abaixar a temperatura para permitir a admissão de um maior volume de ar na câmara de combustão, e, conseqüentemente, aumentar o rendimento do motor Diesel.

2.8.2 Sistema de Gases de Exaustão

Após a queima dentro dos pistões, os gases são conduzidos de cada cilindro para a extremidade da turbina do turboalimentador pelo coletor de exaustão. Provocando a rotação da turbina, por incidência e expansão durante a passagem pelas pás da mesma, os gases de exaustão utilizados penetram na carcaça da turbina e, em seguida, passam pela chaminé de descarga para a atmosfera (GENERAL ELECTRIC, 2012). A Figura 16 mostra a imagem em corte, com mais detalhes construtivos de um turboalimentador.

Figura 16 – Turboalimentador em corte

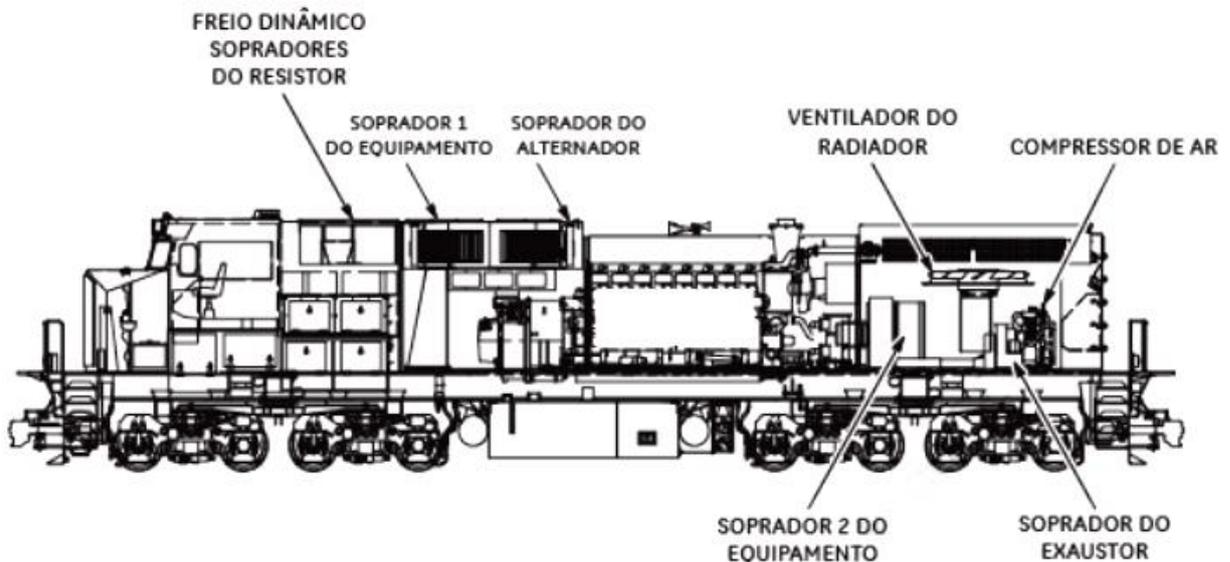


Fonte: Massfar (2019).

2.8.3 Sistemas Auxiliares

São sistemas e equipamentos necessários para o controle, acionamento e operação da locomotiva. Alimentados pelo gerador auxiliar, as principais cargas destes sistemas são os motores elétricos que acionam os ventiladores do radiador e os sopradores de ar e o compressor de ar da locomotiva. Os ventiladores do sistema de radiador, controlam a temperatura da água utilizada para o resfriamento do motor Diesel. Os motores dos sopradores atuam no gerenciamento da temperatura dos painéis elétricos e garantem uma pressão positiva nos seus interiores, evitando desta forma que poeiras e particulados interfiram no funcionamento dos equipamentos. O compressor de ar é responsável por suprir o sistema de freios da locomotiva e dos vagões. O gerador auxiliar também mantém a carga das baterias que são utilizadas na partida do motor Diesel. A localização dos equipamentos auxiliares na locomotiva pode ser vista na Figura 17.

Figura 17 – Localização dos equipamentos auxiliares na locomotiva



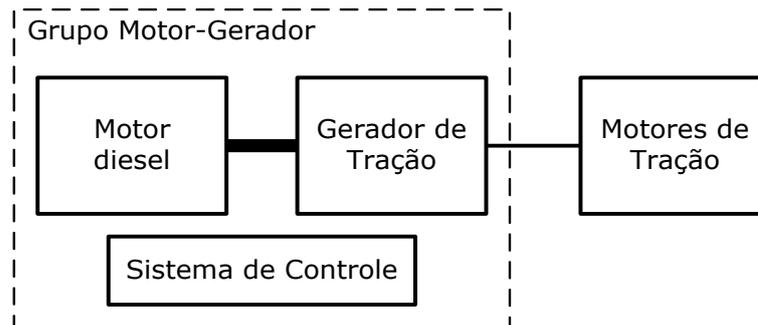
Fonte: *General Electric* (2012).

2.9 GERADOR PRINCIPAL

O princípio básico de funcionamento de uma locomotiva diesel-elétrica está no grupo motor-gerador, pois sempre haverá o gerador principal, ou de tração, acoplado mecanicamente ao eixo do motor Diesel. Por construção, o gerador de tração produz

corrente alternada. Porém, existem locomotivas trabalhando tanto com motores de tração de corrente contínua quanto em corrente alternada. A Figura 18 apresenta um esquemático do sistema de geração de energia elétrica de uma locomotiva diesel-elétrica.

Figura 18 – Sistema de geração de energia elétrica – Locomotivas diesel-elétrica

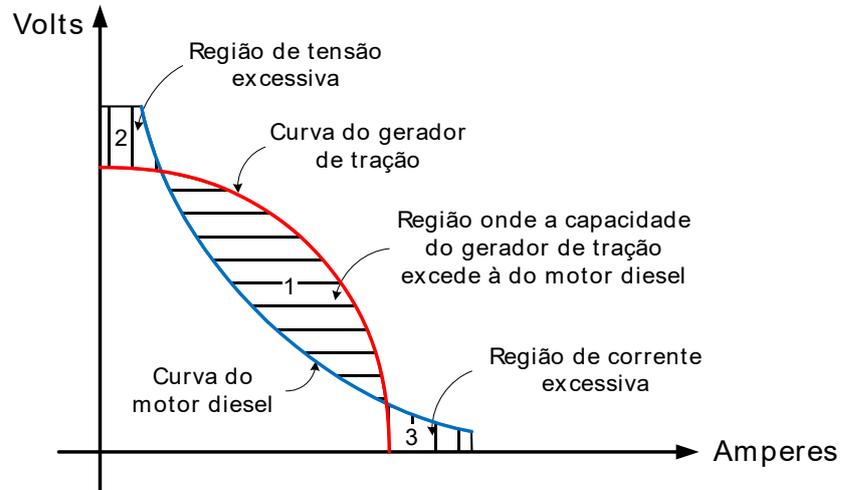


Fonte: Borba (2008).
Nota: Adaptada pelo autor.

Nas locomotivas GE Dash-9, acerca das quais é realizado o estudo, os motores de tração funcionam em corrente contínua. Isso exige que a corrente alternada gerada passe por um retificador, onde é convertida para corrente contínua e entregue aos motores. O retificador é constituído por diodos de silício para alta tensão e alta corrente, conectados de forma a constituírem uma ponte trifásica de onda completa (BORBA, 2011).

O gerador de tração, sendo acionado diretamente pelo motor Diesel, não pode gerar mais energia do que aquela que recebe. O equilíbrio entre o gerador e o motor Diesel é feito pelo sistema de controle de excitação e potência da locomotiva, isto é, ele tem a função de permitir o uso da potência máxima do motor Diesel, dentro da faixa de maior utilização da locomotiva. Para conseguir um casamento perfeito, o sistema de controle de excitação e potência deve limitar a saída do gerador de acordo com as curvas mostradas na Figura 19.

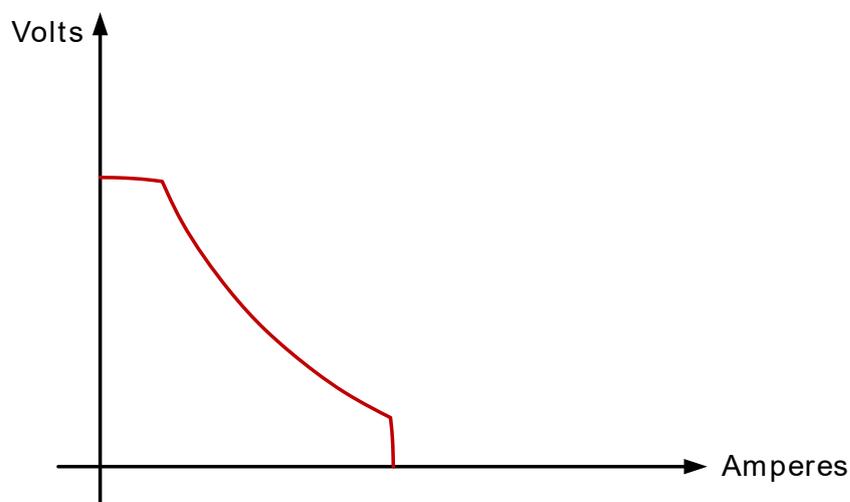
Figura 19 – Relação entre as curvas do gerador de tração e do motor Diesel



Fonte: Borba (2008).

Na área hachurada 1 da Figura 19 é feito o controle de potência. Na área 2, a capacidade do motor Diesel é maior do que a do gerador, fazendo com que o conjunto motor-gerador atinja uma rotação mais elevada. Conseqüentemente, a tensão de saída do gerador poderá ser maior que a suportada pela isolação dos motores de tração. Para que isso não provoque danos, a tensão é limitada pelo circuito de controle de excitação e potência. Na área 3, sendo maior a demanda de corrente pelos motores de tração, a corrente passa a ser limitada. Como resultado, tem-se a curva característica volts-amperes do gerador de tração apresentada na Figura 20.

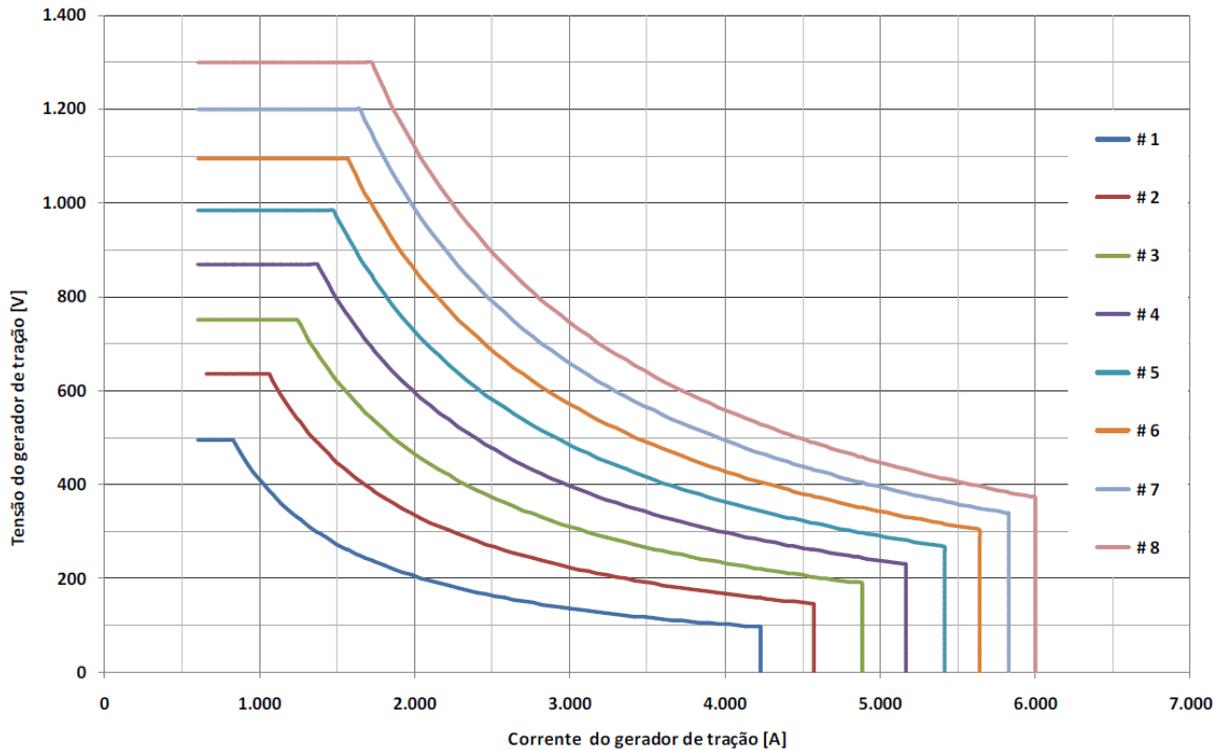
Figura 20 – Curva volts-amperes – Gerador de tração



Fonte: Borba (2008).

Aplicando-se os limites de tensão e corrente na saída do gerador de tração de uma locomotiva, através do sistema de controle de excitação e potência, obtém-se as curvas tensão-corrente para cada ponto de aceleração da locomotiva, mostradas na Figura 21.

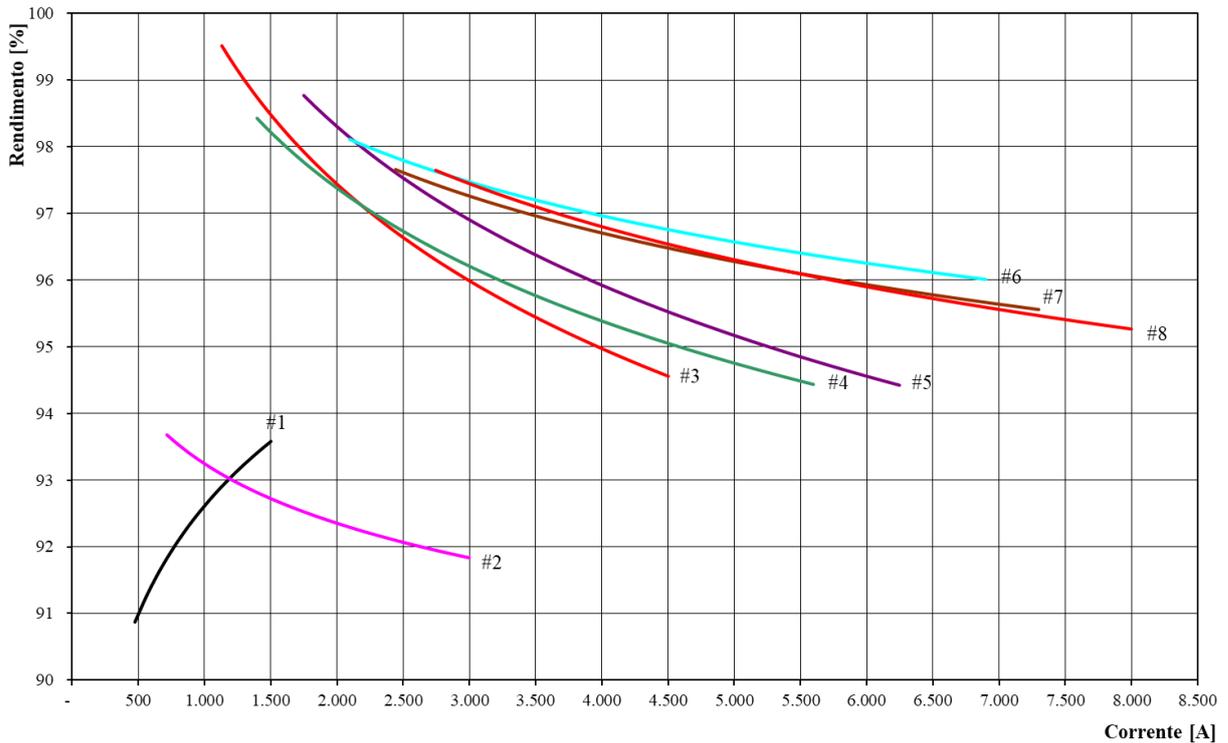
Figura 21 – Característica volt-ampere do gerador de tração de uma locomotiva



Fonte: Borba (2008).

Desta forma, para cada ponto de aceleração existe uma determinada faixa de corrente elétrica associada a uma curva de rendimento do sistema de transmissão elétrica da locomotiva modelo Dash 9 (Figura 22), exigindo uma determinada velocidade de rotação do MCI, resultando em um consumo específico de combustível por ponto.

Figura 22 – Curvas de rendimento do gerador GMG 197 em função da corrente



Fonte: Borba (2008).

Nota: Adaptada pelo autor.

2.10 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM LOCOMOTIVAS

Após apresentadas as principais características dos sistemas e os dados dos motores Diesel das locomotivas em estudo, é necessário citar o conceito de eficiência adotado em ferrovias. De acordo com Souza (2009), eficiência energética consiste na relação entre a quantidade de energia empregada em uma atividade e aquela disponibilizada para sua realização. Pode-se dizer ainda que

A eficiência energética é um dos indicadores operacionais de maior impacto em uma ferrovia. Eficiência energética representa o consumo de óleo diesel das locomotivas dividido pela carga transportada e pela distância de um determinado trecho (PEREIRA, 2009, p. 14).

A eficiência energética, hoje, se traduz por um modo operacional que permite produzir um melhor resultado, porém com menores recursos energéticos. Aplicando-se este conceito à ferrovia, tem-se então a equação (01).

$$EE = \frac{\text{consumo de combustível}}{\text{carga transportada} \cdot \text{distância}} \left[\frac{\text{litros}}{\text{ktkb}} \right] \quad (01)$$

A interferência neste índice se dá de várias formas, inclusive por fatores humanos.

A condução de composições férreas pode ser classificada como um problema complexo de coordenação. Em termos gerais, o maquinista deve tomar suas ações considerando um grande número de variáveis e restrições, tais como tempo de viagem, segurança, clima, desgaste dos componentes do veículo e da via permanente, consumo energético entre outras (LEITE, 2009, p. 43)

Como já mencionado anteriormente, a locomotiva também possui um complexo sistema de propulsão, alimentado por um motor Diesel e componentes que regulam sua tração.

Os motores usam reguladores para aplicar força ao trem. Estes reguladores numa locomotiva diesel-elétrica possuem 10 ajustes ou “pontos”. Estes incluem um conjunto para a máquina inativa; um conjunto para quando está ociosa (ponto 0); e oito conjuntos para aumento de injeção de diesel no motor, “marcha 1” (ponto 1) até “marcha 8” (ponto 8) (BATISTA, 2006, p. 97).

O funcionamento adequado de todo esse conjunto responsável pela operação de trens é que irá permitir uma melhor eficiência energética e a consequente economia de combustível. Assim, cada vez mais o mundo se une em torno desse objetivo.

A redução no consumo de energia tornou-se uma preocupação global e a UE está comprometida em reduzir suas emissões globais para pelo menos 20% abaixo dos níveis de 1990 até 2020. No setor de transportes, as medidas estão focadas no planejamento, infraestrutura, mudança modal, renovação de veículos e também programas para uma condução eficiente (DOMÍNGUEZ et al., 2011, p. 1, tradução nossa).

Além dos citados, outros trabalhos abordam a importância dos elementos envolvidos na gestão e manutenção dos sistemas ferroviários com o objetivo comum de melhoria da eficiência energética. Desta forma, a reutilização da energia térmica pode apresentar-se como mais uma oportunidade.

2.10.1 Consumo por Ponto de Aceleração

De acordo com o manual do fabricante, para cada ponto de aceleração, o eixo virabrequim do motor tem uma determinada velocidade de rotação (em RPM), que está diretamente ligada ao consumo de combustível da locomotiva. Estes pontos são análogos às marchas de veículos rodoviários. Para cada ponto é gerada uma determinada rotação no motor Diesel, que corresponde a uma força de tração e um

consumo de combustível (GENERAL ELECTRIC, 2006a). Nas locomotivas do modelo GE Dash-9, existem 8 pontos de aceleração. A Tabela 1 apresenta os parâmetros para o modelo 7FDL.

Tabela 1 – Velocidade de rotação, potências e consumos por ponto de aceleração – Modelo Dash-9

Ponto de aceleração	Velocidade de rotação do MCI (RPM)	Potência mecânica no eixo do MCI - GHP (HP)	Potência mecânica no eixo do MCI (kW)	Potência mecânica no eixo do gerador – THP (HP)	Rendimento do sistema de transmissão elétrico	Potência no motor de tração (kWe)	Consumo (litro/hora)	Consumo específico (litro/kWh)
1	437 – 444	190	141,74	181	0,9252	124,93	41,64	0,294
2	567 – 594	420	313,32	403	0,9256	278,27	84,04	0,268
3	884 – 892	950	708,70	898	0,9658	647,00	185,11	0,261
4	884 – 892	1400	1044,40	1345	0,9609	964,14	257,79	0,247
5	991 – 998	2050	1529,30	1973	0,9623	1416,37	365,29	0,239
6	991 – 998	2730	2036,58	2650	0,9687	1915,02	465,61	0,229
7	991 – 998	3440	2566,24	3355	0,9643	2413,48	573,49	0,223
8	1047 – 1054	4020	2998,92	3999	0,9625	2871,38	702,19	0,234

Fonte: Borba (2008) e *General Electric* (2006a).

Nota: Dados adaptados pelo autor.

Os valores apresentados na Tabela 1 são parâmetros para a regulação dos sistemas de tração e injeção de combustível, podendo, na prática, apresentar variações (GENERAL ELECTRIC, 2006a). Estes números são, portanto, utilizados como referência para mensurar a viabilidade econômica da implantação de um ORC e os ganhos advindos com a redução no consumo de combustível. Para o rendimento do sistema de transmissão elétrico, foram adotados os valores médios dos rendimentos por ponto de aceleração, em função da variação da corrente elétrica e tensão entregues pelo gerador aos motores de tração da locomotiva.

2.10.2 Tempo de Operação por Ponto de Aceleração

Outro aspecto a ser observado, e que interfere no consumo de combustível da locomotiva, é que os tempos de operação em cada ponto de aceleração podem variar de um determinado trecho para outro ou até no mesmo percurso, com condições operacionais diversas. Este monitoramento é feito via sistema de Gestão Operacional de Performance (GOP) (VALOR DA LOGÍSTICA INTEGRADA, 2016) e registra dados de cada viagem. A Figura 23 ilustra a tela de monitoramento do tempo em cada ponto

de aceleração do referido sistema de gestão. O eixo vertical da tela representa o tempo, em segundos.

Figura 23 – Tela de monitoramento dos tempos em cada ponto de aceleração



Fonte: Valor da Logística Integrada (2016).

Nota: Adaptado pelo autor.

Os dados são referentes a viagem da Locomotiva 6035 entre Divinópolis e a Estação Couto Silva, região do parque industrial metropolitano de Belo Horizonte.

Após apresentados os principais conceitos, sistemas e dados que foram adotados no trabalho, a seguir, a seção de metodologia demonstra cada passo na construção deste racional.

3 METODOLOGIA

Como dito anteriormente, este trabalho propõe um sistema de recuperação de calor residual para geração de energia elétrica, a partir de um motor de combustão interna a diesel, modelo GE 7FDL, utilizando um ciclo Rankine orgânico (ORC). Trata-se de uma pesquisa de natureza aplicada, buscando maior entendimento a respeito da viabilidade técnica-econômica deste uso, orientado à aplicação prática na redução de consumo de combustível da locomotiva.

Caracterizada como exploratória quanto aos seus objetivos, Prodanov e Freitas (2013) citam que, neste modelo de pesquisa, onde a possibilidade de aplicação de um sistema de recuperação de calor em locomotivas está em fase preliminar, as análises devem fornecer mais informações para orientar a decisão da VLI quanto à possibilidade e efetividade do uso da tecnologia ORC. Neste contexto, quanto aos procedimentos a serem adotados no trabalho, Schramm (1971 *apud* YIN, 2001) reforça que a essência do estudo de caso é tentar esclarecer uma decisão, ou um conjunto de decisões, seus motivos, implementações e resultados, estando estes pontos bem alinhados ao foco deste trabalho. Assim, os procedimentos adotados para a condução da pesquisa apresentam características voltadas a um estudo de caso, com o objetivo de verificar a viabilidade da implantação de um novo sistema e também testar a hipótese de sua utilização. Segundo Yin (2014), estudo de caso se caracteriza mediante a necessidade de um estudo aprofundado e pormenorizado acerca de um objeto, de uma amostra, de um problema social, entre demais, possibilitando, assim, um conhecimento detalhado por meio de uma análise teórica e do processamento de dados coletados, por intermédio de uma metodologia previamente analisada e definida. Em uma outra análise, Gil (2019) descreve que o estudo de caso pode ser definido como um delineamento estratégico de pesquisa, averiguando um evento corrente em sua realidade.

Para atingir os objetivos, do ponto de vista da abordagem do problema, foi realizada uma pesquisa quantitativa, considerando que, de acordo com Marconi e Lakatos (2010), ela utiliza variados modelos de levantamento de dados numéricos, com o intuito de calcular/mensurar características particulares de um objeto de estudo, com enfoque lógico e probabilístico.

O método empregado neste ponto do trabalho, para atingir o primeiro objetivo específico, consistiu na observação e coleta de dados referentes ao comportamento térmico do motor Diesel GE 7FDL, bem como na definição de pontos com potencial para recuperação de calor residual, ou seja, o sistema de resfriamento e a descarga dos gases da exaustão.

Para tal, foram realizadas medições indiretas de temperatura dos gases de exaustão *in loco*, utilizando um pirômetro digital infravermelho com mira a laser da Minipa, modelo MT350. As temperaturas foram medidas de acordo com cada ponto e, com estes dados, foi calculado o potencial de aproveitamento térmico do sistema de gases de exaustão.

Posteriormente, foram comparados os dados coletados com as informações disponíveis nos manuais e documentos técnicos. De posse de todos os parâmetros dos sistemas do motor Diesel, as temperaturas e as taxas de fluxo de massa das diferentes fontes de calor disponíveis a partir do sistema de tração (motor Diesel) computadas e, conseqüentemente, o potencial de recuperação de calor para cada sistema foi calculado.

Visando ao atingimento do segundo objetivo específico declarado, comparou-se a potência disponível do sistema de aproveitamento do calor residual com a demanda de energia elétrica necessária para alimentar a locomotiva, permitindo, assim, estimar a redução de consumo de combustível com a instalação do referido sistema de recuperação de calor. A modelagem e o processamento computacional de dados foram feitos utilizando o *software Engineering Equation Solver (EES)*. O *software EES* possui uma série de propriedades termo-físicas disponíveis de várias substâncias, como, por exemplo, pressão, volume específico, entalpia, temperatura, título, entropia e um grande conjunto de funções matemáticas, tais como funções de Bessel, funções trigonométricas, transformação de unidades e funções lógicas, entre outras, além de funções externas que podem ser incluídas no mesmo.

O método de modelagem computacional foi definido por dispor de resultados confiáveis à análise do estudo de caso. Para tal, foram observadas referências em trabalhos análogos, como os registrados por Carbot-Rojas e outros (2017),

Domingues e outros (2013), Lecompte, Broek e Paepe (2016) *apud* Ribeiro (2017), Nadaf e Gangavati (2014), Ribeiro e outros (2017), Rubaiyat (2010) e Yu e outros (2013).

De acordo com as variáveis inseridas como entrada, e da observação de parâmetros operacionais, o sistema foi simulado matematicamente, buscando a triangulação de dados que possam fornecer traços favoráveis à resolução do problema previamente apresentado (SOUZA, 2011).

Por fim, considerando o terceiro objetivo específico definido, a análise de viabilidade econômica para implantação de um protótipo é apresentada. Deste modo, foram examinados os custos relativos ao projeto (aquisições, manutenção e afins), considerando taxas de custo e potências diversas relacionadas à conversão de energia, de acordo com os trabalhos de Frangopoulos (1991 *apud* UCHE, 2000), Ribeiro (2017) e Zare (2015 *apud* UCHE, 2000).

3.1 MEDIÇÃO DA TEMPERATURA - GASES DE EXAUSTÃO

A temperatura dos gases de exaustão tende a variar de acordo com a aceleração do motor Diesel. Para definir a temperatura dos gases foram feitas medições em 10 diferentes locomotivas, de acordo com a disponibilidade das máquinas, e com o objetivo de evitar algum desvio, falha ou defeito que poderiam causar uma medição errada caso fosse realizada em apenas uma locomotiva. Os resultados para cada ponto de aceleração são apresentados na Tabela 2. Para as medições, foi utilizado um pirômetro digital infravermelho com mira a laser da Minipa, modelo MT350. As medições ocorreram na Oficina de Manutenção da VLI, em Divinópolis-MG, em locomotivas modelo GE Dash-9 utilizadas para transporte na Ferrovia Centro Atlântico (FCA), como ilustra a Figura 24, onde podem ser vistos a locomotiva 6026 e o destaque para a porta de acesso ao compartimento da chaminé, local em que foram efetivamente realizadas as medições de temperatura dos gases de exaustão, como detalhado na Figura 25.

Figura 24 – Locomotiva GE Dash-9 – 6026 – Porta de acesso a chaminé



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 25 – Medição da temperatura dos gases (saída da turbina)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 2 – Temperaturas de saída dos gases de exaustão medidas

Locomotiva	6035	6037	6038	6042	6049	6095	6176	6178	6024	6026	Temperatura média (°C)	Desvio padrão (°C)
Ponto de aceleração	Temperatura por ponto de aceleração (°C)											
1	311	315	310	309	298	305	320	304	310	311	309	6,04
2	324	317	316	320	308	322	328	312	315	318	318	5,83
3	400	389	409	398	395	407	405	398	405	407	401	6,38
4	465	458	460	466	468	470	472	474	463	478	467	6,28
5	462	473	468	470	465	474	470	465	470	475	469	4,24
6	450	465	458	462	455	468	463	453	452	458	458	5,99
7	435	438	434	442	435	438	443	440	436	434	438	3,27
8	410	418	416	415	411	418	425	413	410	414	415	4,59

Fonte: Elaborado pelo autor.

Assim, o Quadro 4 apresenta os dados do sistema de gases de exaustão que foram adotados no presente trabalho para calcular o custo dos diferentes arranjos de ciclos Rankine orgânicos. A temperatura adotada é a média das temperaturas coletadas, considerando o máximo de calor rejeitado durante a operação da locomotiva em ponto de aceleração número 8. Deste modo, o percentual de potência gerada por cada arranjo ORC neste ponto de aceleração, em relação à potência nominal de cada ponto, em kW, será replicado aos demais. Para determinar com precisão o calor recuperado e, conseqüentemente, a potência gerada em outros pontos de aceleração da locomotiva, seria necessário um estudo de operação *off-design* do sistema ORC, o que não faz parte do escopo deste trabalho.

Quadro 4 – Dados do sistema de gases de exaustão

Parâmetro	Valor	Unidade
Vazão mássica	6,03	kg/s
Temperatura de saída	415	°C

Fonte: *General Electric* (2012).

Nota: Dados adaptados pelo autor.

Para a temperatura mínima a ser adotada, é importante salientar o fato de que há uma temperatura crítica de resfriamento dos gases de exaustão, por conta da presença de enxofre na composição do combustível. Se os gases forem resfriados a uma temperatura inferior a 180°C, poderá ocorrer formação de ácido sulfúrico (H₂SO₄).

Esta temperatura de referência é para óleo pesado (PLA PERUJO, 2005). No caso das locomotivas em avaliação, utiliza-se o biodiesel S500, com concentração de enxofre máxima de 500 PPM, o que admitiria uma temperatura menor. Mas, por questões de segurança e buscando minimizar qualquer impacto ao meio ambiente, será mantida a temperatura mínima de 180°C.

3.1.1 Composição dos Gases de Exaustão

De acordo com Morawski (2015), para ser possível determinar a composição dos gases de exaustão é fundamental definir a composição do combustível e do ar atmosférico. O único dado disponível do combustível é o seu PCI, e o fato de ser um combustível de baixo teor de enxofre (S500). Segundo Lora e Nascimento (2004), citado por Morawski (2015), pode-se determinar o PCI do combustível a partir da sua composição mássica por meio da equação (02). Como feito por Morawski (2015), pode-se utilizar tal equação para fazer o inverso, ou seja, obter a composição mássica a partir do PCI.

$$PCI = 0,3578 \cdot X_C + 1,1357 \cdot X_H - 108,85 \cdot (X_O - X_S) - 25,12 \cdot X_W \quad (02)$$

O cálculo da composição dos gases de exaustão foi realizado com auxílio do *Solver* do *software Microsoft Excel*, tendo como ponto de partida uma composição média do diesel (Tabela 3) obtida de Lora e Nascimento (2004 *apud* MORAWSKI, 2015).

Tabela 3 – Composição mássica do diesel

Carbono (%)	Hidrogênio (%)	Oxigênio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
86,31	10,86	0,78	2,05	100

Fonte: Lora e Nascimento (2004), citado por Morawski (2015).

Morawski (2015) utilizou o *Solver*, onde é possível encontrar um valor para uma equação em uma célula, chamada célula objetivo. Neste caso, a equação adotada na célula objetivo é a equação (02). O *Solver* resolve o problema utilizando um conjunto de células chamadas variáveis de decisão. Neste problema, as variáveis de decisão são as composições de cada elemento do combustível. Além de um ponto de partida e o PCI do combustível (óleo diesel), definido como 10.100 kcal/kg (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2019), é necessário adotar restrições para que o problema

tenha convergência. O *Solver* ajusta os valores das células variáveis de decisão, satisfazendo as restrições, para produzir o resultado desejado para a célula objetivo. Neste trabalho, o combustível é um biodiesel de baixo teor de enxofre. Portanto, uma das restrições utilizadas no *Solver* é que a fração mássica de enxofre seja menor ou igual a 0,05. Outra restrição é adotada por meio da aplicação da norma ASTM D6751, da *American Society for Testing and Materials* (2012), órgão estadunidense de normalização, que define os valores médios de composição do biodiesel, como mostra a Tabela 4. Por último, adotou-se também a restrição de que a soma dos elementos seja 100%. A composição mássica do combustível assim calculada encontra-se na Tabela 5.

Tabela 4 – Composição mássica média do biodiesel

Carbono (%)	Hidrogênio (%)	Oxigênio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
77	12	11	0,05	100

Fonte: *American Society for Testing and Materials* (2012).

Tabela 5 – Composição mássica calculada do biodiesel

Carbono (%)	Hidrogênio (%)	Oxigênio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
76,75	12	11,2	0,05	100

Fonte: Elaborado pelo autor.

Embora a equação (02) seja em função da composição mássica, para o equacionamento da reação de combustão é ideal a sua composição molar. De acordo com Moran e outros (2014), pode-se descrever a composição de uma mistura fornecendo a massa ou o número de mols de cada componente, como mostra a equação (03), onde n_i é o número de mols, m_i é a massa e M_i , a massa molecular do componente i .

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad (03)$$

As quantidades relativas dos componentes presentes na mistura podem ser especificadas em frações mássicas (m_{fi}), definidas pela equação (04).

$$m_{fi} = \frac{m_i}{m} \quad (04)$$

Onde m é a massa total da mistura, resultante da soma das massas de seus componentes. Por fim, as quantidades relativas podem também ser descritas na forma de frações molares. A fração molar y_i do componente i é definida pela equação (05).

$$y_i = \frac{n_i}{n} \quad (05)$$

Em que n é o número total de mols em uma mistura, obtido da soma do número de mols de cada um dos seus componentes. A Tabela 6 mostra a relação de conversão da composição mássica do biodiesel e suas frações molares.

Tabela 6 – Conversão da composição do biodiesel de massa para mol

Componente	m_i (kg)	M_i (kg/kmol)	n_i (kmol/kg)	y_i (%)
Carbono	76,75	12,01	6,39	50,27
Hidrogênio	12	2,01	5,97	46,96
Oxigênio	11,2	32	0,35	2,75
Enxofre	0,05	32,06	0,0015	0,012
Total	100	-	12,71	100

Fonte: Moran e outros (2014).

Nota: Adaptado pelo autor.

A composição molar calculada do biodiesel utilizado nos motores é dada por y_i (Tabela 6). Já a composição do ar atmosférico em base seca foi obtida de Moran e Shapiro (2014), e pode ser vista na Tabela 7.

Tabela 7 - Composição molar do ar atmosférico em base seca

Nitrogênio (%)	Oxigênio (%)	Argônio (%)	Dióxido de Carbono (%)	Total (%)
78,09	20,95	0,93	0,03	100

Fonte: Moran e outros (2014).

Para as condições ISO, em temperatura de 25°C, à pressão atmosférica de 1 atm e 30% de umidade relativa do ar, a composição molar do ar atmosférico, incluindo a umidade do ar, é calculada e encontra-se na Tabela 8.

Tabela 8 – Composição molar do ar atmosférico

N₂ (%)	O₂ (%)	H₂O (%)	Ar (%)	CO₂ (%)	Total (%)
77,35	20,75	0,95	0,92	0,03	100

Fonte: McBride (2002).

De posse das composições molares do combustível e do ar atmosférico, é realizado o equacionamento da combustão segundo a equação (06), onde a e b são coeficientes de conversão de massa para mol e X_i são as frações molares para o i -ésimo componente da mistura. Para uma vazão de gases de 6,03 kg/s, há a reação de 5,86 kg/s de ar atmosférico e 0,16 kg/s de combustível. A composição molar dos gases de exaustão obtida é mostrada na Tabela 9.

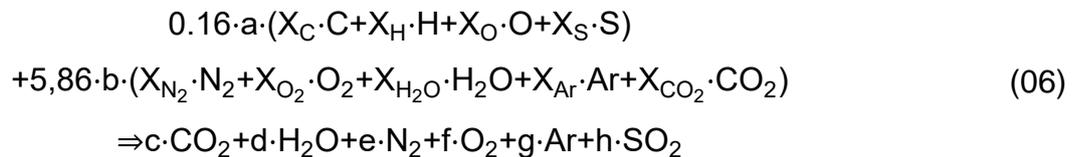


Tabela 9 – Composição molar dos gases de exaustão

CO₂ (%)	H₂O (%)	N₂ (%)	O₂ (%)	Ar (%)	SO₂ (%)	Total (%)
5,40	6,53	73,93	13,22	0,90	0,02	100

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.1.2 Potencial de Aproveitamento Térmico

O Quadro 5 mostra a quantidade de calor disponível para ser aproveitado (Q_{disp}) para cada fonte, caso a mínima temperatura seja atingida, usando como referência a equação (07), onde (m_{FQ}) é a vazão mássica da fonte quente, ($C_{p,FQ}$) é o calor específico da fonte quente, $T_{FQ,e}$ é a temperatura de entrada da fonte quente e $T_{FQ,s}$ é a temperatura de saída da fonte quente.

Quadro 5 – Quantidade de calor disponível para ser aproveitado

Fonte de Calor	Potência (kW)
Água de resfriamento (110°C – 60°C)	1.235
Gases de exaustão (415°C – 180°C)	1.560

Fonte: Elaborado pelo autor.

$$Q_{disp} = m_{FQ} \cdot C_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) \quad (07)$$

Considerando um ciclo reversível, a mínima temperatura que cada fonte de calor pode atingir e respeitando os limites técnicos e ambientais, foi atingida a máxima potência possível de ser gerada, apresentada no Quadro 6, calculada utilizando o Rendimento de Carnot, descrito pela equação (08).

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{ff}}{T_{fq}} \quad (08)$$

Onde T_{ff} foi considerada como a temperatura média de rejeição de calor, calculada como a média entre a temperatura de entrada (30°C) e de saída (45°C) da fonte fria, e T_{fq} é a temperatura média de adição de calor, entre a temperatura de entrada e de saída da fonte quente. Deste modo, obtém-se a equação (09).

$$Q_{disp} = m_{FQ} \cdot C_{p,FQ} \cdot (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) \cdot \eta_{Carnot} \quad (09)$$

Quadro 6 – Potência máxima gerada por fonte considerando ciclo reversível

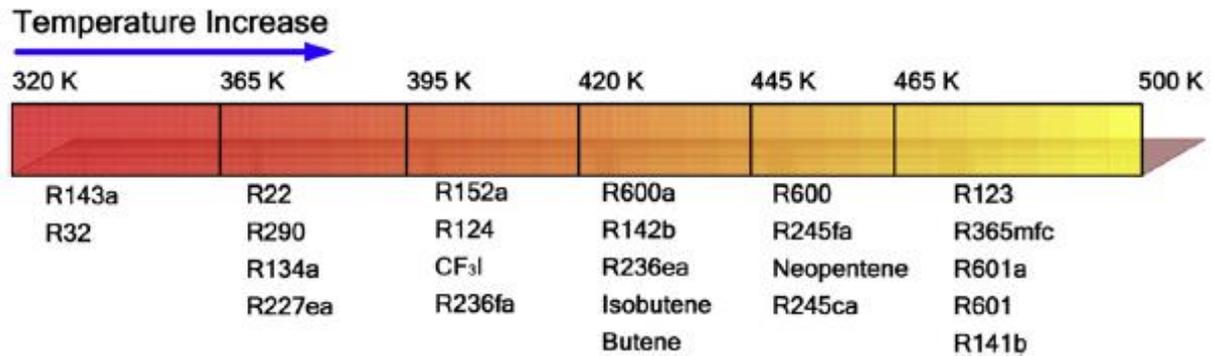
Fonte de Calor	Potência (kW)
Água de resfriamento (110°C – 60°C)	163,7
Gases de exaustão (415°C – 180°C)	710,08

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO

Com base nos trabalhos de referência apresentados na seção 2.2, e levando em consideração características da fonte de calor (Figura 26), foram selecionados quatro fluidos, dois para cada fonte de calor (Quadro 7), em função de suas características operacionais adequadas, como ser não inflamável, possuir menor impacto ambiental em caso de vazamento e apresentar-se como o mais comercial atualmente, o R245fa foi modelado com ambas as fontes de calor.

Figura 26 – Fluidos de trabalho em função da temperatura da fonte de calor



Fonte: Quoilin e outros (2013) e Wang e outros (2013).

Quadro 7 – Fluidos de trabalho escolhidos para aplicação

Água de Resfriamento (60°C - 113°C / 333,15K - 386,15K)	Gases de Exaustão (180°C - 415°C / 453,15K - 688,15K)
R134a	R141b
R245fa	R245fa

Fonte: Nadaf e Gangavati (2014) e Ribeiro e outros (2017).

Nota: Adaptado pelo autor.

Quoilin e outros (2013) afirmam ainda que é importante garantir a estanqueidade total do ciclo, já que fluidos orgânicos são caros e podem ser inflamáveis, tóxicos e ter elevado potencial de danos ao meio ambiente.

3.3 MODELO TERMODINÂMICO

As modelagens termodinâmicas dos ciclos foram desenvolvidas no EES, assumindo-se as seguintes considerações:

- I. Cada componente é considerado operando em regime permanente. Ou seja, durante o processo, a quantidade de massa contida dentro do volume de controle não muda com o tempo. Assim, a quantidade de massa que entra em um volume de controle tem que ser igual à quantidade que sai;
- II. Não foram consideradas as variações de energia cinética e potencial;
- III. Foram desprezados o atrito viscoso e as perdas de calor.

As equações de referência a serem utilizadas neste trabalho foram adaptadas do trabalho de otimização de Ribeiro e outros (2017). Porém, neste projeto, o objetivo não é otimizar e chegar ao melhor arranjo, e sim obter, dentro dos parâmetros pré-definidos, a configuração com melhor custo benefício para economia de combustível. Assim, para esta modelagem, o rendimento da bomba (η_{bomba}), o rendimento da turbina ($\eta_{turbina}$), o tempo de operação da locomotiva, em horas por ano (N), o tempo para retorno do investimento (n), em anos, e a taxa de retorno do investimento (j) adotada pela VLI são apresentados no Quadro 8.

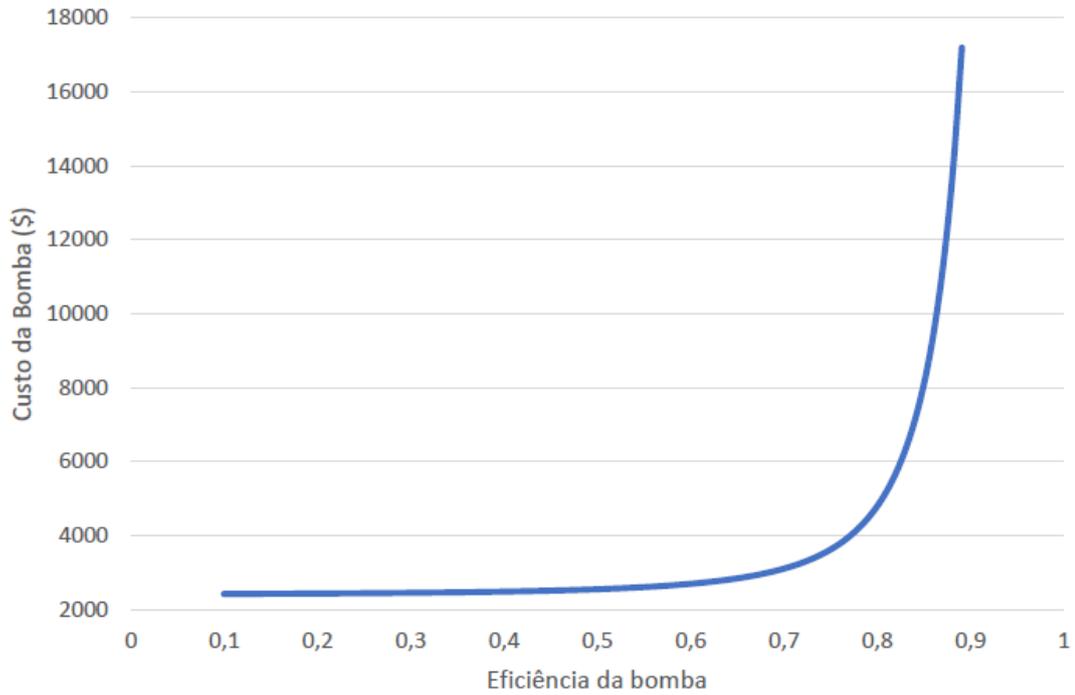
Quadro 8 – Parâmetros para a modelagem termodinâmica e econômica

Parâmetro	Valor	Unidade
η_{bomba}	0,7	-
$\eta_{turbina}$	0,86	-
Tempo de operação (N)	4.320	horas
n	5	anos
Taxa de retorno (j)	17	%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os rendimentos isentrópicos escolhidos para a bomba e a turbina estão diretamente ligados aos seus custos. De acordo com as otimizações modeladas no trabalho de Ribeiro (2017) (Figura 27 e Figura 28), os valores ideais lá obtidos serão adotados nas simulações. Deste modo, foi considerado 0,7 como valor para rendimento isentrópico máximo da bomba, a fim de manter baixo o custo de implantação.

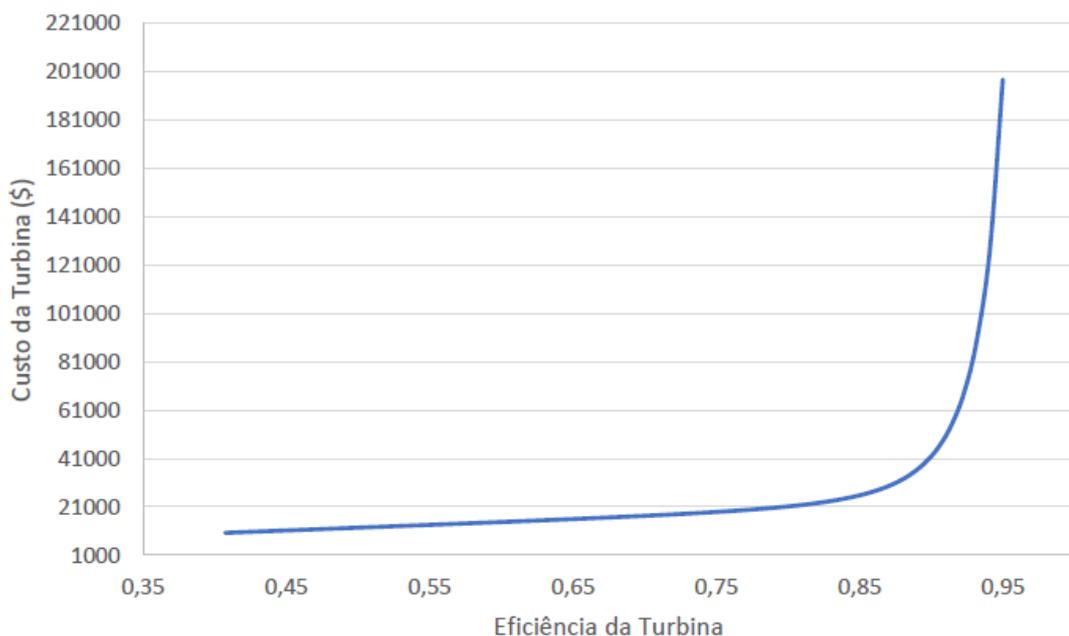
Figura 27 – Custo de aquisição da bomba versus eficiência isentrópica



Fonte: Ribeiro (2017).

Da mesma forma, a turbina possui comportamento semelhante, em que o custo tende a aumentar em relação ao crescimento do rendimento isentrópico, da vazão mássica e da razão de pressão (Figura 28). Assim, para a turbina foi adotado um valor de rendimento isentrópico máximo igual a 0,86.

Figura 28 – Custo da turbina versus eficiência



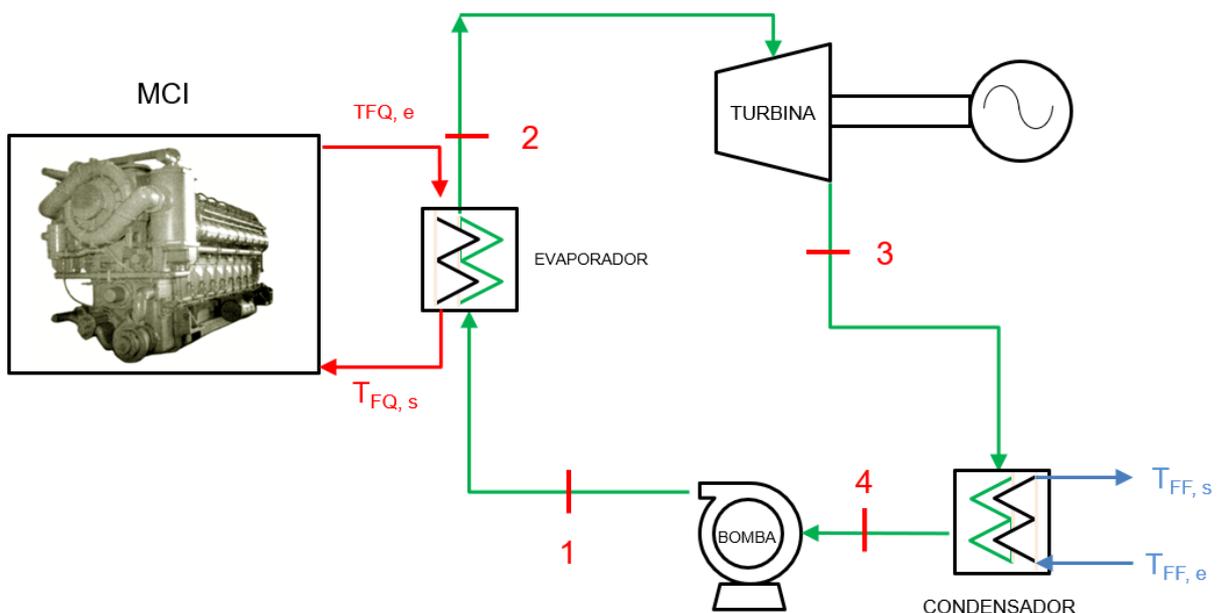
Fonte: Ribeiro (2017).

O tempo de operação da locomotiva ao longo de um ano (4.320 horas) leva em consideração o regime de trabalho de 12 horas diárias ao longo do citado período, descontando-se os tempos de parada na oficina para inspeções e manutenções não programadas, com média anual de 60 horas, o que equivale a, aproximadamente, 360 viagens em um ano (VALOR DA LOGÍSTICA INTEGRADA, 2016).

3.4 ORC SIMPLES

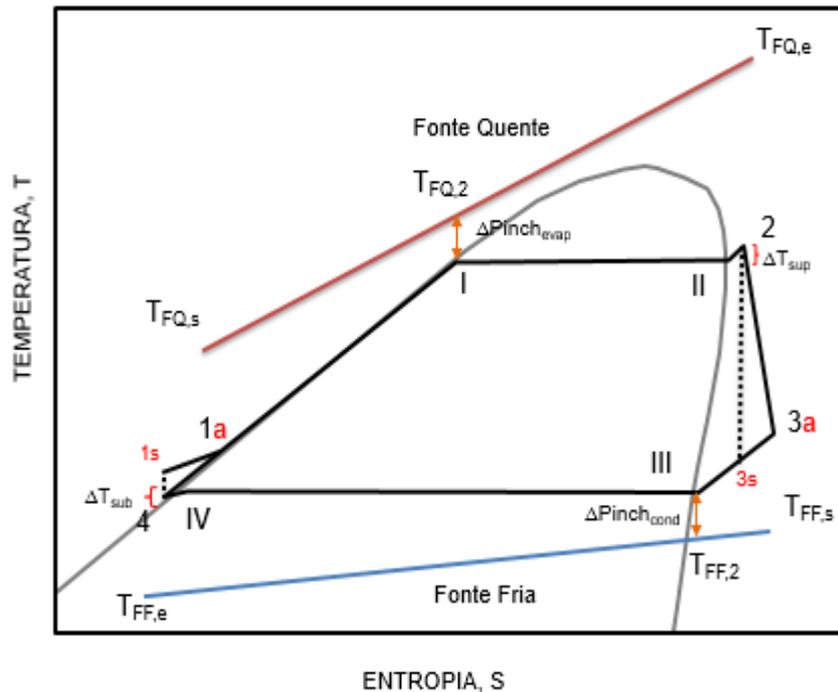
O conjunto de equações do balanço de massa e energia do ciclo Rankine orgânico simples, ilustrado na Figura 29 e seu diagrama T-s da Figura 30, é apresentado a seguir.

Figura 29 – Configuração do ORC simples



Fonte: Quoilin e outros (2013).
Nota: Adaptado pelo autor.

Figura 30 – Diagrama T-s do ORC simples



Fonte: Quoilin e outros (2013) e Wang e outros (2013).
 Nota: Adaptado pelo autor.

Selecionado o fluido de trabalho e dados os parâmetros, a modelagem termodinâmica é capaz de obter todas as propriedades termodinâmicas (temperatura, pressão, entalpia e entropia) de cada ponto do ciclo.

Na Figura 30, o processo de 4 a 1s representa a compressão isentrópica do fluido de trabalho, do nível de baixa pressão para alta pressão. No entanto, como as irreversibilidades que ocorrem em uma bomba real não são depreciáveis, o estado real do fluido de trabalho após a bomba é dado por 1a. O processo de 1a até 2 mostra a evaporação do fluido por transferência de calor de uma fonte quente e é efetuada a pressão constante, ou seja, sem perda de carga no evaporador. Este processo pode ser dividido em três zonas: pré-aquecimento, evaporação e, se necessário, sobreaquecimento.

Ainda na Figura 30, o processo de 2 a 3s demonstra a expansão isentrópica de vapor através da turbina, em que o fluido atinge novamente o nível de baixa pressão. No entanto, como as irreversibilidades que ocorrem em uma turbina real não são depreciáveis, o estado real do fluido de trabalho após a expansão é representando

por 3a. O processo de 3 a 4 indica o resfriamento e a condensação do fluido por uma fonte fria até alcançar as condições iniciais do ciclo. Os pontos I, II, III e IV ilustram os pontos de mudança de fase, e são determinados em função do fluido de trabalho e das características operacionais do sistema, como temperaturas e pressões.

A taxa de transferência de calor da fonte quente (Q_{FQ}) pode ser determinada pela equação (10), onde m_{FQ} é a vazão mássica da fonte quente, $C_{p,FQ}$ é o calor específico da fonte quente, $T_{FQ,e}$ é a temperatura de entrada da fonte quente e $T_{FQ,s}$ é a temperatura de saída da fonte quente (tanto para água de resfriamento quanto para os gases de exaustão).

$$Q_{FQ} = m_{FQ} \times C_{p,FQ} \times (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) \quad (10)$$

Para a água de resfriamento do motor como fonte quente, adota-se $C_{p,FQ} = C_{p,Água}$ onde $C_{p,Água}$ é o calor específico médio da água e seu valor é determinado pela biblioteca de propriedades termodinâmicas do EES, enquanto que para os gases de exaustão, $C_{p,FQ} = C_{p,Gases}$, onde $C_{p,Gases}$ é o calor específico dos gases de exaustão, que é determinado pela equação (11), onde n são os elementos químicos nos gases de exaustão, Y é a concentração molar, M é a massa molecular e C_p é o calor específico molar. Os gases de exaustão são considerados como uma mistura de gases ideais, compostos por seis elementos ($n = 6$), a saber, O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , Ar e SO_2 , e cujas concentrações molares estão listadas na Tabela 8. Os demais parâmetros operacionais adotados são apresentados no Quadro 9, considerando-se os parâmetros operacionais do sistema e os dados da biblioteca interna do *software* EES.

$$C_{p,Gases} = \frac{1}{\sum Y_n \times M_n} \times \sum Y_n \times C_{pn} \quad (11)$$

A temperatura do ponto 4 (T_4), na entrada da bomba, é igual à temperatura de saturação do fluido de trabalho, menos a temperatura de subresfriamento (T_{sub}). Da mesma forma, determinam-se as temperaturas $T_{FQ,2}$ e $T_{FF,2}$.

Quadro 9 – Dados para a modelagem do sistema

Parâmetro	Valor	Unidade
$T_{\text{subresfriamento}} (T_{\text{sub}})$	3	°C
$\Delta Pinch_{\text{evap}}$	10	°C
$\Delta Pinch_{\text{aque}}$	10	°C
$\Delta Pinch_{\text{cond}}$	5	°C
Título (x_1, x_4)	0	-
Título (x_2, x_3)	1	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os rendimentos da bomba e da turbina, determinados no Quadro 8, auxiliam nos cálculos das entalpias nos pontos antes e depois de cada um dos respectivos equipamentos, conforme equações (12) e (13).

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \quad (12)$$

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{V_4 \times (P_1 - P_4)}{h_1 - h_4} \quad (13)$$

Onde h_i representa a entalpia para cada ponto do sistema (Figura 29 e Figura 30), calculada a partir das tabelas da biblioteca de propriedades termodinâmicas do EES. Essas tabelas levam em consideração pressão, temperatura ou título de cada ponto do arranjo. O volume específico do fluido de trabalho na entrada da bomba é representado por v_4 .

A partir dos dados anteriores, o procedimento para alcançar os resultados que complementam a modelagem e fornecem a potência gerada é detalhado a seguir.

O processo de adição de calor no evaporador (Figura 29) ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho Q_{evap} é dada pela equação (14), onde h_2 e h_1 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na saída e na entrada do evaporador e m_{ORC} é a vazão mássica do fluido de trabalho.

$$Q_{\text{evap}} = m_{\text{ORC}} \times (h_2 - h_1) \quad (14)$$

Realizando o balanço de massa e energia entre o evaporador e a fonte quente, dado por (15), obtém-se a equação (16).

$$Q_{FQ} = Q_{evap} \quad (15)$$

$$m_{FQ} \times C_{p,FQ} \times (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) = m_{ORC} \times (h_2 - h_1) \quad (16)$$

Para a fonte fria, o fluxo de massa é dado pelas equações (17) e (18).

$$m_{FF} \times (h_{FF,s} - h_{FF,e}) = m_{ORC} \times (h_{3a} - h_4) \quad (17)$$

$$m_{FF} \times (h_{FF,s} - h_{FF,2}) = m_{ORC} \times (h_{3a} - h_{III}) \quad (18)$$

A taxa de transferência de calor para fonte fria (Q_{FF}) pode ser determinada por meio da equação (19), onde m_{FF} é a vazão mássica da fonte fria, $C_{p,FF}$ é o calor específico da fonte fria, $T_{FF,e}$ é a temperatura de entrada da fonte fria e $T_{FF,s}$ é a temperatura de saída da fonte fria (Figura 29).

$$Q_{FF} = m_{FF} \times C_{p,FF} \times (T_{FF,s} - T_{FF,e}) \quad (19)$$

O processo de rejeição de calor no condensador ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para a fonte fria (Q_{cond}) é dada pela equação (20), onde h_3 e h_4 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída do condensador, respectivamente, nos pontos 3 e 4 (Figura 29).

$$Q_{cond} = m_{ORC} \times (h_3 - h_4) \quad (20)$$

Para os trocadores de calor, o método da diferença de temperatura média logarítmica é utilizado neste estudo e determinado por meio da equação (21).

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (21)$$

Onde ΔTML é a diferença de temperatura média logarítmica e ΔT_1 e ΔT_2 são as diferenças de temperatura máximas e mínimas, respectivamente, nas extremidades dos trocadores de calor utilizados no evaporador e condensador, nesta ordem.

A área de transferência de calor para cada seção do evaporador ou do condensador (A_i) pode ser calculada por meio da equação (22), onde U_i , Q_i e ΔTML_i são o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de transferência de calor e a diferença de temperatura média logarítmica em cada seção, respectivamente.

$$A_i = \frac{\dot{Q}_i}{U_i} \times \Delta TML_i \quad (22)$$

O valor de U_i é considerado igual a 0,2 kW/m²K para os trocadores de calor em que ocorre mudança de fase no condensador e no evaporador, e 0,13 kW/m²K para os demais trocadores de calor (YUE; YOU; HUANG, 2016).

Para calcular as potências do sistema são utilizadas as equações (23) para a turbina ($W_{turbina}$), (24) para a bomba (W_{bomba}) e (25) para a potência líquida do sistema (W_{liq}).

$$W_{turbina} = m_{ORC} \times (h_2 - h_{3a}) \quad (23)$$

$$W_{bomba} = m_{ORC} \times (h_{1a} - h_4) \quad (24)$$

$$W_{liq} = W_{turbina} - W_{bomba} \quad (25)$$

Por fim, sabe-se que a eficiência térmica do ORC é a razão entre a potência líquida de saída e a taxa de calor transferido da fonte quente, dada pela equação (26).

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{liq}}{Q_{FQ}} \quad (26)$$

Para os gases de exaustão, o primeiro balanço de energia, referente à vaporização do fluido, é realizado entre os pontos I e II. O $\Delta Pinch_{evap}$ é assumido no ponto I, compondo a equação (27). Assim, a vazão mássica do fluido de trabalho pode ser

calculada de acordo com a equação (28).

$$T_{FQ,2} = T_1 + \Delta Pinch_{evap} \quad (27)$$

$$m_{ORC} = \frac{m_{FQ} \times C_{p,Gases} \times (T_{FQ,e} - T_{FQ,2})}{h_{II} - h_I} \quad (28)$$

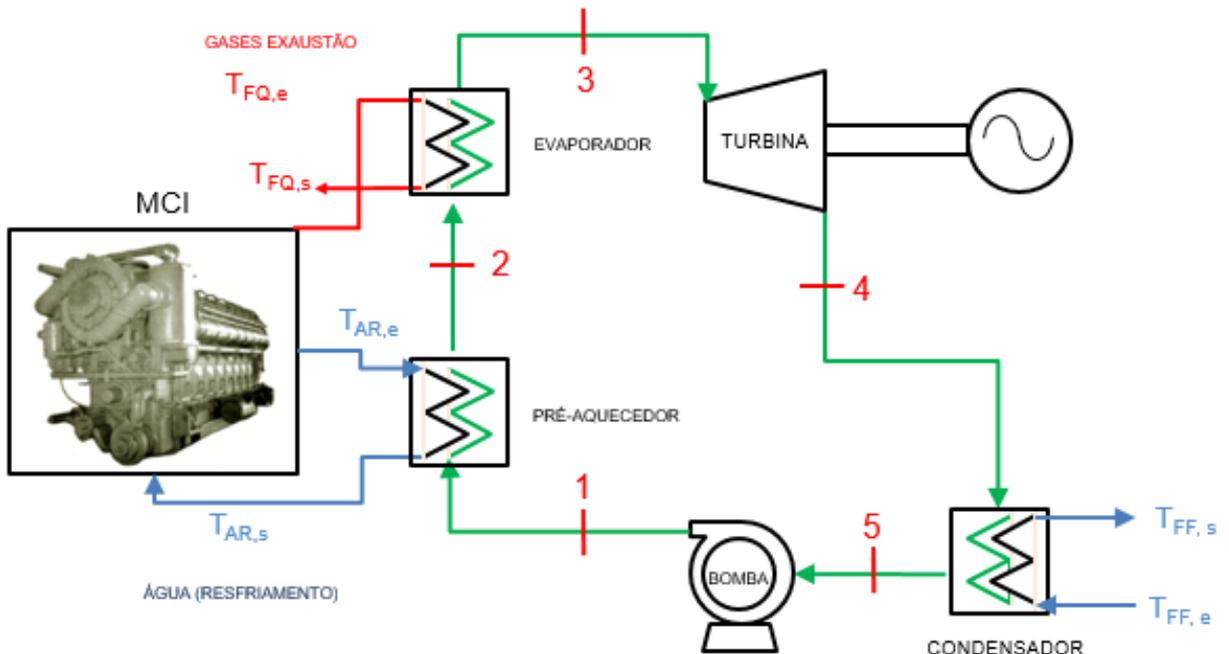
Desta forma, esta sequência de equações é aplicada para ambas as fontes de calor (água de resfriamento e gases da exaustão) para o ORC simples.

3.5 ORC COM PRÉ-AQUECIMENTO

Para o sistema com pré-aquecimento, foi incluído mais um trocador de calor, para o sistema de água de resfriamento, instalado antes do evaporador principal, que utiliza como fonte de calor os gases da exaustão. O objetivo do pré-aquecimento é a otimização do ciclo, elevando a temperatura do fluido de trabalho antes deste chegar ao evaporador (LECOMPTE; BROEK; PAEPE, 2016).

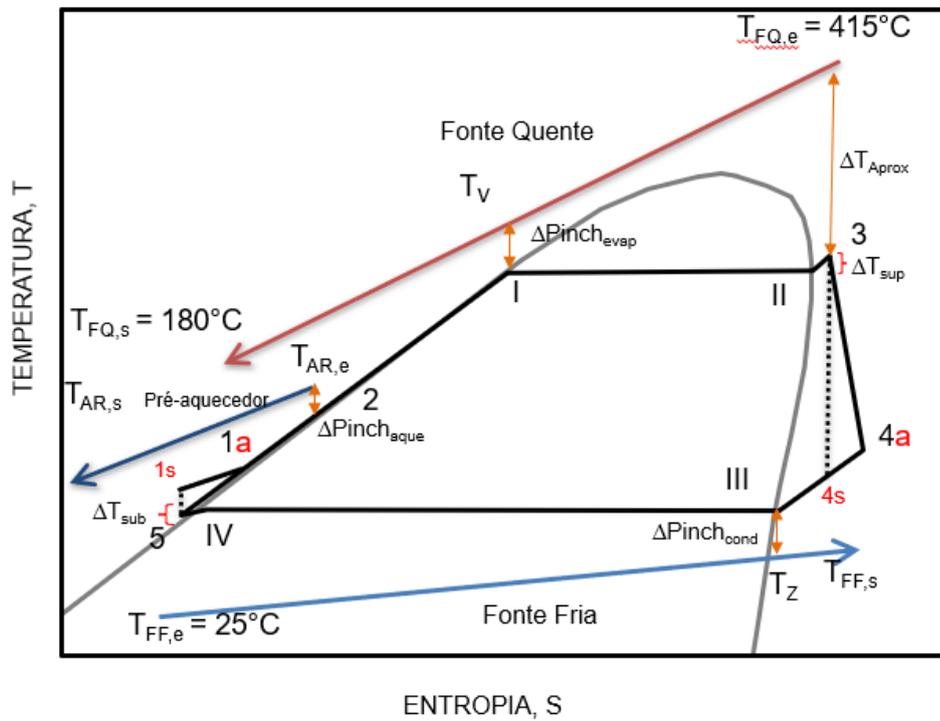
O conjunto de equações do balanço de massa e energia do ciclo Rankine orgânico com pré-aquecimento segue a mesma sequência do ORC simples, incluindo a modelagem do pré-aquecedor. A nova estrutura física é representada na Figura 31 e o correspondente diagrama T-s, na Figura 32.

Figura 31 – Configuração do ORC com pré-aquecimento



Fonte: Quoilin e outros (2013).
Nota: Adaptado pelo autor.

Figura 32 – Diagrama T-s do ORC com pré-aquecimento



Fonte: Quoilin e outros (2013) e Wang e outros (2013).
Nota: Adaptado pelo autor.

Realizando o balanço de massa e energia no pré-aquecedor, dado por (29), é possível determinar a entalpia específica (h_2) no ponto 2 (Figura 31), onde m_{AR} é a vazão mássica do sistema de água de resfriamento do motor Diesel, $C_{p,FF}=C_{p,Água}$ e $T_{AR,e}$ e $T_{AR,s}$ são as temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento do motor, respectivamente.

$$m_{ORC} \times (h_2 - h_1) = m_{AR} \times C_{p,AR} \times (T_{AR,e} - T_{AR,s}) \quad (29)$$

O processo de adição de calor no evaporador ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho (Q_{evap}) é dada pela equação (30), onde h_3 e h_2 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na saída e na entrada do evaporador, nesta ordem, e m_{ORC} é a vazão mássica do fluido de trabalho.

$$Q_{evap} = m_{ORC} \times (h_3 - h_2) \quad (30)$$

Considerando-se o balanço de massa e energia entre o evaporador e a fonte quente (equação 16), obtém-se a equação (31).

$$m_{FQ} \times C_{p,FQ} \times (T_{FQ,e} - T_{FQ,s}) = m_{ORC} \times (h_3 - h_2) \quad (31)$$

O processo de rejeição de calor no condensador ocorre à pressão constante e a taxa de transferência de calor para a fonte fria (Q_{cond}) é dada pela equação (32), onde h_4 e h_5 são, nesta ordem, as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída do condensador.

$$Q_{cond} = m_{ORC} \times (h_4 - h_5) \quad (32)$$

Assim, pode-se determinar a vazão mássica da fonte fria (m_{FF}) com a equação (33).

$$m_{FF} \times C_{p,FF} \times (T_{FF,s} - T_{FF,e}) = m_{ORC} \times (h_4 - h_5) \quad (33)$$

Por outro lado, a área de transferência de calor para cada seção dos trocadores de calor (A_i) pode ser calculada pela equação (22).

A potência da bomba (W_b) pode ser especificada com o auxílio da equação (34), onde h_1 e h_5 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída da bomba, respectivamente.

$$W_b = m_{ORC} \times (h_1 - h_5) \quad (34)$$

Já a potência mecânica da turbina (W_t) é dada por (35), onde h_3 e h_4 são, nesta ordem, as entalpias específicas do fluido de trabalho na entrada e saída da turbina.

$$W_t = m_{ORC} \times (h_3 - h_4) \quad (35)$$

Finalmente, a potência mecânica líquida (W_{liq}) e a eficiência do ciclo ORC com o pré-aquecimento podem ser determinadas por meio das equações (25) e (26). Deve-se, entretanto, enfatizar que, neste tipo de arranjo, a eficiência do ciclo precisa considerar a soma do calor adicionado no pré-aquecedor e no evaporador.

3.6 CÁLCULO DA ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL

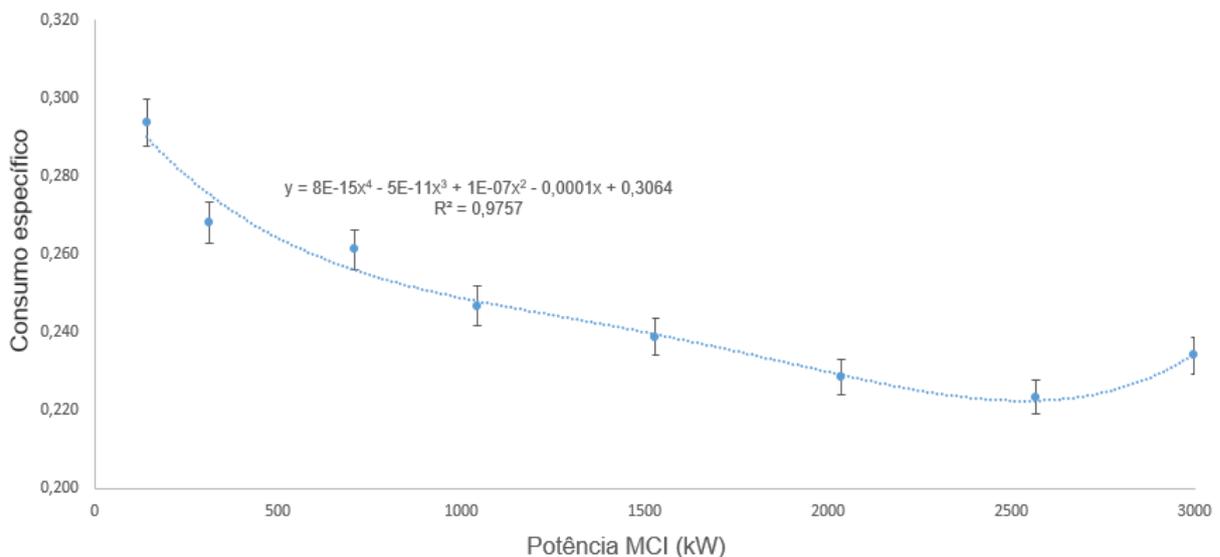
Em outros trabalhos que adotaram um ORC buscando a redução de consumo de combustível, a economia foi obtida com a substituição do sistema de geração a óleo diesel pelo sistema ORC. Baldi e Gabrielli (2015) aplicaram um ORC ao sistema auxiliar de geração de energia de um navio, o que eliminou a necessidade do gerador de energia elétrica alimentado por óleo diesel, resultando em uma redução direta de consumo de combustível.

A análise da redução de consumo com a implantação de um ORC em uma locomotiva leva em consideração o consumo de combustível (C_{hora} , em l/h) necessário para gerar uma determinada potência mecânica no eixo do MCI (*Potência*, em kW) a cada ponto de aceleração, originando assim um consumo específico (C_{esp} , em l/kWh), dado pela equação (36).

$$C_{esp} = \frac{C_{hora}}{Potência} \quad (36)$$

Este consumo específico tende a aumentar com a diminuição da potência. Para determinar esta razão, foi realizada uma regressão múltipla dos pontos de potência mecânica no eixo do MCI e consumo específico dados pelo fabricante e apresentados na Tabela 1. O Gráfico 2 representa os pontos e a linha de tendência da regressão. O R^2 é uma medida estatística de quão próximos os dados estão da linha de regressão ajustada, também conhecido como o coeficiente de determinação ou coeficiente de determinação múltipla para a regressão. Assim, obteve-se a equação (37).

Gráfico 2 – Potência no eixo do MCI versus consumo específico



Fonte: Elaborado pelo autor.

$$y = 8E-15x^4 - 5E-11x^3 + 1E-07x^2 - 0,0001x + 0,3064 \quad (37)$$

Onde y é o consumo específico e x a potência no eixo do MCI. Ao encontrar a nova potência necessária no eixo do MCI, com a determinação da potência gerada pelo arranjo ORC, é possível estimar o novo consumo específico por ponto de aceleração da locomotiva. O consumo de combustível depende também do tempo de operação em cada ponto, permitindo o cálculo do consumo por minuto por ponto de aceleração, em litros por minuto.

O valor correspondente à economia também depende do custo médio do óleo diesel. Como este custo tende a variar, a viabilidade econômica deverá ser analisada a partir de uma faixa de valores. Por outro lado, o valor médio contratual do litro de óleo diesel para a VLI foi de R\$ 2,58 em 2021 (SOUZA, 2021).

A diferença da potência mecânica no eixo do MCI, disponibilizada para tração e a potência mecânica gerada pelo sistema de aproveitamento de calor residual por ponto de aceleração permite calcular a redução de consumo por kW gerado com o ORC. A Tabela 10 mostra os dados de potência e consumo de óleo diesel da locomotiva, incluindo o consumo por minuto para cada ponto de aceleração.

Tabela 10 – Consumo de óleo diesel sem recuperação de calor

Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI – GHP (HP)	Potência mecânica no eixo do MCI (kW)	Consumo (litros/hora)	Consumo (litros/minuto)	Consumo específico (litros/kWh)
1	190	141,74	41,64	0,694	0,294
2	420	313,32	84,04	1,401	0,268
3	950	708,70	185,11	3,085	0,261
4	1400	1044,40	257,79	4,296	0,247
5	2050	1529,30	365,29	6,088	0,239
6	2730	2036,58	465,61	7,760	0,229
7	3440	2566,24	573,49	9,558	0,223
8	4020	2898,92	702,19	11,703	0,234

Fonte: *General Electric* (2006a).

Nota: Adaptado pelo autor.

Esses dados devem ser aliados a uma viagem de referência, com informações retiradas do sistema GOP, apresentado na Figura 23. A viagem adotada diz respeito à locomotiva GE Dash-9, prefixo 8682, saindo da Estação Divinópolis com destino a Estação Eldorado, na região metropolitana de Belo Horizonte. A viagem ocorreu no dia 11/11/2021 (VALOR DA LOGÍSTICA INTEGRADA, 2016) e considera o deslocamento até a estação de destino e o seu posterior retorno. Para cálculo da economia de combustível, o período de operação adotado foi o tempo em cada ponto de aceleração, desconsiderando os tempos em que a locomotiva não estava em deslocamento (Tabela 11).

Tabela 11 – Tempo por ponto na viagem Estação Divinópolis x Eldorado (ida e volta)

Ponto de aceleração	Viagem Estação Divinópolis para Eldorado		Viagem Estação Eldorado para Divinópolis	
	Tempo de operação	Consumo por ponto de aceleração (litros)	Tempo de operação	Consumo por ponto de aceleração (litros)
1	0:42:34	29,54	1:05:44	45,62
2	0:42:57	60,16	0:52:29	73,51
3	0:37:29	115,64	0:42:19	130,55
4	0:38:11	164,05	0:26:38	114,43
5	0:25:21	154,34	0:14:06	85,84
6	0:23:20	181,07	0:00:34	4,40
7	0:18:50	180,01	0:20:02	191,48
8	0:02:56	34,33	0:28:09	329,45
Total	3:51:38	919,14	4:10:01	975,28

Fonte: Valor da Logística Integrada (2016).

Nota: Adaptado pelo autor.

Cabe aqui ressaltar que não foram levadas em consideração características como tipo de formação do trem, quantidade de vagões, carga transportada ou outras locomotivas usadas em tração distribuída ao longo do trem.

Oportunamente, nos estudos de viabilidade econômica visando à implantação de um sistema de recuperação de calor, as informações desta viagem, considerada como típica, foram também adotadas.

3.7 CUSTO DE IMPLANTAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Um dos objetivos deste trabalho é calcular a viabilidade de implantação de um sistema de recuperação de calor residual em locomotivas. Para isso, calcula-se o custo individual de cada equipamento. Assim, deve-se obter como custo de implantação a menor relação entre a taxa de custo total de equipamentos ($\sum Z_{iT}$) e a potência líquida gerada (W_{liq}), como mostra a equação (38).

$$Custo_{implantação} = \frac{\sum Z_{iT}}{W_{liq}} \quad (38)$$

Também é necessário, ao avaliar os custos de uma planta, considerar o custo anual associado à aquisição e operação de cada componente. O mesmo deve ser aplicado a uma locomotiva. Assim, em função destes custos, a equação geral para a taxa de custo \dot{Z}_i , em \$/s, associada ao investimento de capital e aos custos de manutenção para o *i*-ésimo componente, é dada pela equação (39), onde Z_i é o custo de compra do *i*-ésimo componente (\$), φ é o fator de manutenção, estimado em 6% ($\varphi = 1,06$) (ZARE, 2015), N é o número de horas de operação média durante o ano ($N = 4.320$ h) e CRF é o fator anual de recuperação de capital, expresso por (40), considerando uma taxa interna de retorno do investimento (j_r) de 17%, pois este é o valor da taxa mínima de atratividade (TMA) adotada para projetos na VLI, em 20 anos (n).

$$\dot{Z}_i = \frac{Z_i \times CRF \varphi}{N \times 3600} \quad (39)$$

$$CRF = \frac{j_r(1 + j_r)^n}{(1 + j_r)^n - 1} \quad (40)$$

As equações para estimar o custo de aquisição dos equipamentos (\dot{Z}_i) encontram-se no Quadro 10 e foram utilizadas como referência dos trabalhos de Ribeiro (2017), Zare (2015) e Frangopoulos (1991 *apud* UCHE, 2000).

Quadro 10 – Funções de custos dos equipamentos

Equipamento	Equações de Custos
Turbina	$Z = A \times \exp(B \times \ln(C \times FB1 \times (D \times F2T + E \times F2P))) \times FBN \times FBT$
	$FB1 = \eta_T \dot{m}_{orc}$
	$F2T = T_e - T_s - T_s \times \ln \ln \frac{T_e}{T_s}$
	$F2P = T_s \times \ln \left(\frac{P_e}{P_s} \right)$
	$FBN = 1 + \left(\frac{1 - 0,9}{1 - \eta_T} \right)^3$
	$FBT = 1 + 5 \times \exp \left(\frac{T_e - 1100}{18,75} \right)$
Trocadores de calor	$Z = 1000 + 324(A^{0,91})$
Bomba	$Z = A \times \exp(B \times \ln(C \cdot \dot{m}_{orc} \times D \times (P_s - P_e))) \times FDN$
	$FDN = 1 + \left(\frac{1 - 0,8}{1 - \eta_b} \right)^3$

Fonte: Ribeiro (2017), Zare (2015) e Frangopoulos (1991 *apud* UCHE, 2000).

Nota: Adaptado pelo autor.

As constantes de custos para cada equipamento são apresentadas nos Quadros 11 e Quadro 12 a seguir.

Quadro 11 – Constantes da equação de custos da turbina

Fluido	A	B	C	D	E
R134a	15061	0,9019	0,007783	0,001012	0,4118
R245fa	16416	0,8018	0,001419	0,9879	2,009
R141b	21332	0,8322	0,0008064	0,01142	2,974

Fonte: Zare (2015) e Frangopoulos (1991, *apud* UCHE, 2000).

Nota: Adaptado pelo autor.

Quadro 12 – Constantes da equação de custos da bomba

Fluido	A	B	C	D
R134a	2387	0,000111	0,002186	0,003234
R245fa	4618	0,06235	0,00004571	0,01541
R141b	5034	0,07972	0,00007868	0,04978

Fonte: Zare (2015) e Frangopoulos (1991 *apud* UCHE, 2000).

Nota: Adaptado pelo autor.

De acordo com Ribeiro (2017), o custo da bomba tende a crescer em relação ao aumento do rendimento isentrópico, da vazão mássica e da diferença de pressão na sucção e no recalque. A turbina possui custo com comportamento semelhante, em que tende a ser maior em função do crescimento do rendimento isentrópico, da vazão mássica e da razão de pressão.

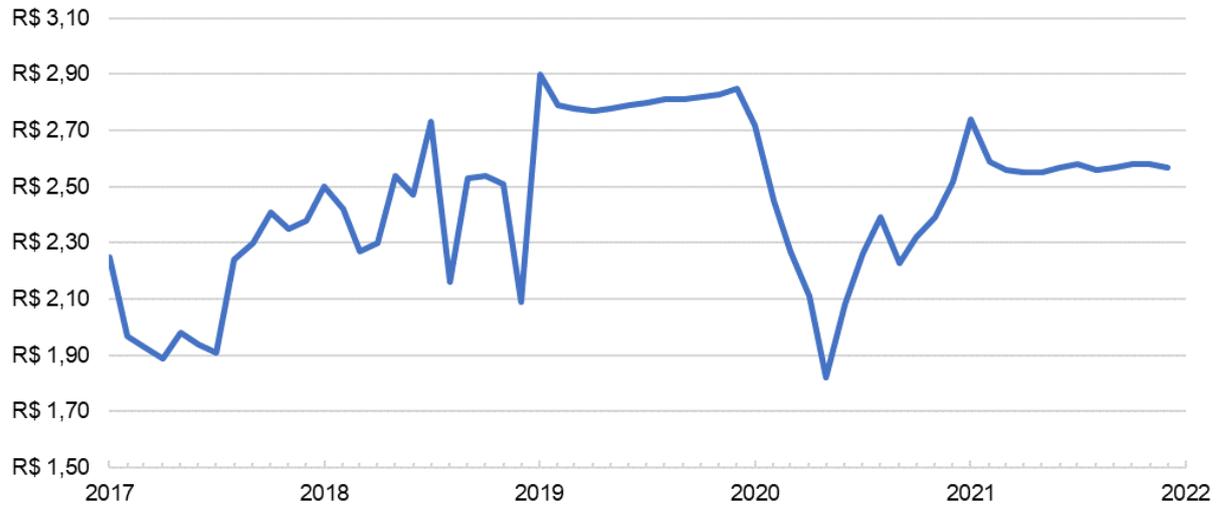
Ainda segundo Ribeiro (2017), para o trocador de calor, sua área aumenta com a redução da diferença média de temperatura logarítmica e temperatura de *pinch point*. O custo do trocador de calor também se eleva em função da área do mesmo. Para valores de temperatura de *pinch point* tendendo a zero, ocorre um aumento acentuado no custo do equipamento, visto que, para este caso, a área do equipamento tende ao infinito.

Uma vez calculados os custos de cada arranjo, em função de cada equipamento, fazem-se necessário avaliar a viabilidade de implantação de cada projeto de acordo com a economia de combustível alcançada. Os cálculos do VPL e TIR são feitos através das funções de mesmo nome encontradas no *software Microsoft Excel*. Cabe ressaltar que a TMA adotada para projetos na VLI é de 17% em um período de retorno de 5 anos.

Porém, como o projeto pode apresentar ganhos intangíveis, como a associação do nome da empresa a iniciativas de impacto positivo no meio ambiente, a viabilidade pode ser considerada até mesmo para percentuais menores, dentro de uma determinada faixa a ser validada pela empresa.

O período considerado para a análise financeira do presente projeto também tem interferência direta no resultado da sua viabilidade. Neste caso, foi adotado o período de 20 anos, que é o tempo de vida útil dos equipamentos dos arranjos ORC normalmente declarado pelos fabricantes. Os estudos consideraram diferentes valores médios anuais para o combustível, tenda em vista os valores contratados pela VLI com a distribuidora entre 2017 e 2021, ilustrados no Gráfico 03.

Gráfico 3 – Série histórica do custo do litro do óleo diesel



Fonte: Souza (2021).

Nota: Adaptado pelo autor.

A variação do preço do óleo diesel, em relação àqueles praticados nos postos de combustíveis, é menor em função da contratação prévia do serviço de fornecimento anual deste combustível. Já para a taxa de câmbio do Dólar, os valores apresentam uma variação maior nos últimos anos, como mostra o Gráfico 4.

Gráfico 4 – Série histórica do câmbio do Dólar americano



Fonte: Centro de Estudos Avançados em Economia Aplicada (2022).

Nota: Adaptado pelo autor.

No presente trabalho, os valores médios anuais de fechamento do câmbio para os últimos 5 anos foram adotados (Quadro 13).

Quadro 13 – Média do custo de combustível e câmbio do Dólar entre 2017 e 2021

Variáveis	2017	2018	2019	2020	2021
Diesel (R\$)	2,13	2,42	2,46	2,27	2,58
Dólar (R\$)	3,19	3,65	3,94	5,16	5,37

Fonte: Souza (2021) e Centro de Estudos Avançados em Economia Aplicada (2021).

Nota: Adaptado pelo autor.

Em função da pandemia de Covid-19 a partir do ano de 2020, que impactou os custos de insumos e, principalmente, o câmbio do Dólar americano, este trabalho adotou, para a análise inicial de viabilidade do projeto, os valores médios de 2019, prévios à pandemia.

Os resultados dos cálculos para determinar os custos dos equipamentos em cada arranjo ORC e, conseqüentemente, a viabilidade de sua aplicação para a redução do consumo de combustível são apresentados na próxima seção.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

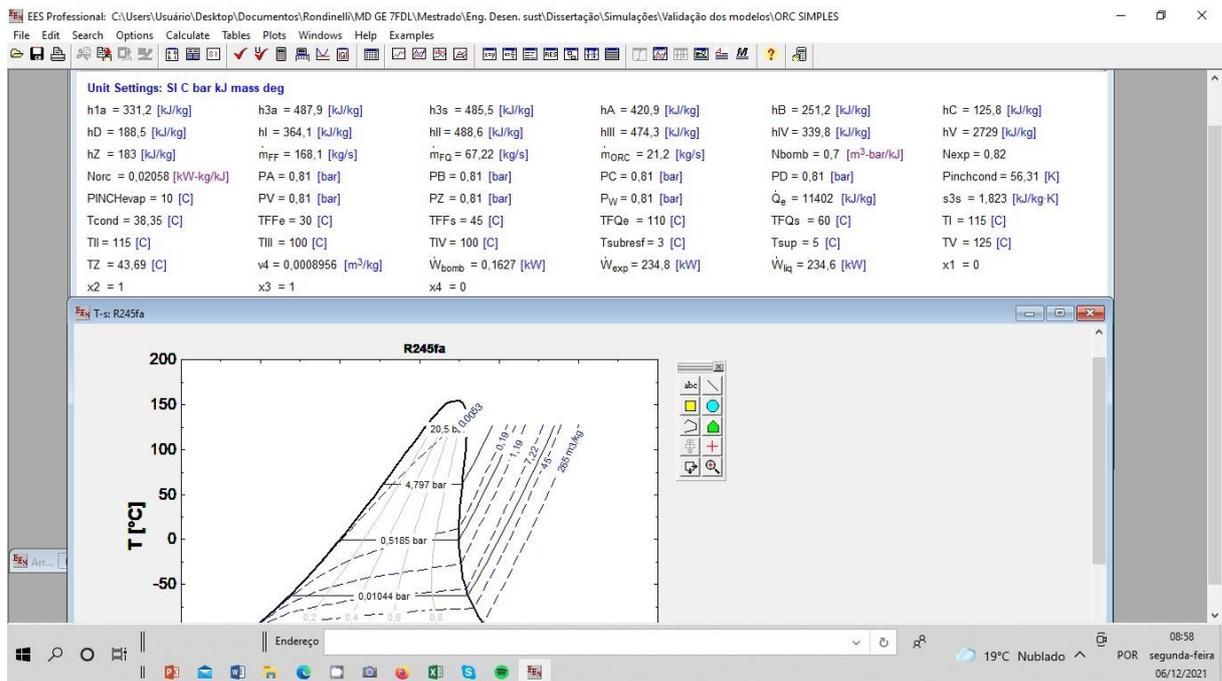
Nessa seção, são apresentados os resultados das análises, cálculos e modelagens, de acordo com os objetivos específicos propostos por este trabalho.

O primeiro objetivo era a identificação dos sistemas do motor Diesel GE 7FDL com potencial para recuperação de calor, levando-se em consideração as tecnologias existentes. Ambos os sistemas, tanto o de resfriamento quanto os gases de exaustão mostraram-se em condições de permitir recuperação de calor, como apresentado no Quadro 6. Ainda no sistema de gases de exaustão, quando analisado por pontos de aceleração, todos apresentam condições de recuperação de calor, como mostra a Tabela 10.

O segundo objetivo deste trabalho buscava desenvolver, usando o *software Engineering Equation Solver* (EES), modelos de sistemas de recuperação de calor residual utilizando o ciclo Rankine orgânico. As modelagens termodinâmicas, adotaram 3 diferentes arranjos, sendo um ORC simples, operando apenas com o sistema de resfriamento como fonte de calor. O segundo, também em arranjo simples, instalado no sistema de gases da exaustão. E o terceiro, com um pré-aquecedor, ligado ao sistema de resfriamento e como fonte principal de calor, os gases de exaustão. Os fluidos de trabalho adotados foram apresentados no Quadro 7.

Os estudos adotaram os dados operacionais da locomotiva e as bibliotecas do EES. A Figura 33 a seguir ilustra a tela do referido *software* com os resultados de uma das simulações aplicando o R245fa como fluido de trabalho, com a água do sistema de resfriamento como fonte de calor.

Figura 33 – Tela da simulação no EES – ORC Simples - Sistema de resfriamento (245fa)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados das principais grandezas termodinâmicas dos arranjos simulados são apresentados no Quadro 14, a saber, o rendimento, a potência gerada, a vazão mássica para cada fluido de trabalho, a temperatura de saída da fonte de resfriamento do ORC, a vazão mássica correspondente e as pressões de trabalho e entalpias em cada ponto dos arranjos (Figura 29 e Figura 31).

Quadro 14 – Resultados termodinâmicos de cada arranjo ORC

Fluido de trabalho	ORC									Turbina			Fonte quente							Fonte fria	
	η_{ORC} (%)	W_{fiq} (kW)	m_{ORC} (kg/s)	Potência em relação ao MCI (%)	h_1 (kJ/kg)	h_2 (kJ/kg)	h_3 (kJ/kg)	h_4 (kJ/kg)	h_5 (kJ/kg)	$P_{entrada}$ (bar)	P_{saida} (bar)	Q_{evap} (kW)	TFQe (°C)	TFQs (°C)	m_{FQ} (kg/s)	h_e (kJ/kg)	h_s (kJ/kg)	Q_{aque}	Q_{total} (kW)	T_{FFs} (°C)	m_{FF} (kg/s)
R134a (Água)	6,9	86,7	7,04	2,89%	109,1	284,50	272,1	109,09	-	16	8	1.235	110	60	5,90	461,3	251,2	-	1.235	26,35	846,6
R245fa (Água)	6,5	80,26	4,56	2,68%	190	460,3	442,7	189,9	-	6	2	1.233	110	60	5,90	461,3	251,2	-	1.235	28,65	314,2
R245fa (Gases)	8,7	136,9	5,525	4,56%	263,19	545,5	520,7	263,1	-	10	3	1.560	415	180	6,03	-	-	-	1.560	54,87	47,31
R141b (Gases)	8,1	127,1	6,819	4,24%	135	363,8	354,6	135,09	-	10	4	1.560	415	180	6,03	-	-	-	1.560	80,98	25,4
R245fa (Gases) PRE	10,3	288,6	5,225	9,62%	239,7	476	774,6	719,3	239,69	12	2	1.560	415	25	6,03	-	-	1.235	2.795	33,74	284,7
R141b (Gases) PRE	8,2	231,2	4,987	7,71%	97,07	344,6	657,5	611,1	97,06	6,7	2	1.560	415	180	6,03	-	-	1.235	2.795	79,39	46,77

Fonte: Elaborado pelo autor.

Em relação ao rendimento dos arranjos modelados, os que utilizaram os gases de exaustão como fonte de calor apresentaram maior rendimento em relação aos que adotaram o sistema de resfriamento. Em especial, o menor rendimento apresentado pelo ORC em arranjo simples empregando o R245fa pode ser devido a este fluido ter sido simulado fora da faixa de temperatura indicada para sua melhor performance, como mostrou a Figura 26. O objetivo de utilizar este fluido de trabalho fora da sua faixa de temperatura de referência foi avaliar a hipótese de sua aplicação em ambas as fontes de calor da locomotiva, por se tratar de um fluido ecologicamente mais adequado. Os resultados mostram não ser viável a sua adoção nestas condições e parâmetros.

As simulações empregando o fluido de trabalho R245fa com pré-aquecimento resultou no melhor rendimento e potência líquida entre os arranjos, seguido pela configuração utilizando o R141b. De uma forma geral, os arranjos com pré-aquecimento mostram as maiores potências geradas, mesmo com rendimentos semelhantes aos apresentados empregando somente os gases de exaustão como fonte de calor, indicando que, em casos onde há disponibilidade de adotar esta configuração, o desempenho será melhor do que com um arranjo simples.

De posse das informações de potência, vazão mássica do fluido de trabalho, pressão e temperaturas e, de acordo com as modelagens econômicas realizadas, a simulação da instalação dos sistemas apresentou diferentes resultados em função de cada arranjo, aplicando um ORC simples ou com pré-aquecimento, permitindo determinar os custos dos equipamentos a partir destes dados.

A Tabela 12 a seguir mostra o custo de cada conjunto ORC ($\sum Z_{IT}$), em Dólares americanos (US\$), a potência líquida gerada (W_{liq}) e o custo da mesma (US\$/kW). Para as simulações utilizando os gases de exaustão como fonte de calor, a temperatura empregada foi de 415°C, média das temperaturas coletadas para o ponto de aceleração 8 nas diferentes locomotivas avaliadas. Os valores são inicialmente apresentados em US\$ em função da frequente variação do câmbio.

Tabela 12 – Custo da potência gerada pelo ORC para diferentes fluidos de trabalho (US\$)

Fluido de trabalho	Custo total (US\$)	Potência mecânica gerada (kW)	Custo específico (US\$/kW)
R134a (Água)	758.050,00	86,70	8.743,00
R245fa (Água)	597.270,00	80,26	7.442,00
R245fa (Gases)	903.410,00	136,90	6.599,00
R141b (Gases)	734.970,00	127,10	5.783,00
R141b (Gases) PRE	585.410,00	231,20	2.532,00
R245fa (Gases) PRE	542.920,00	288,60	1.881,00

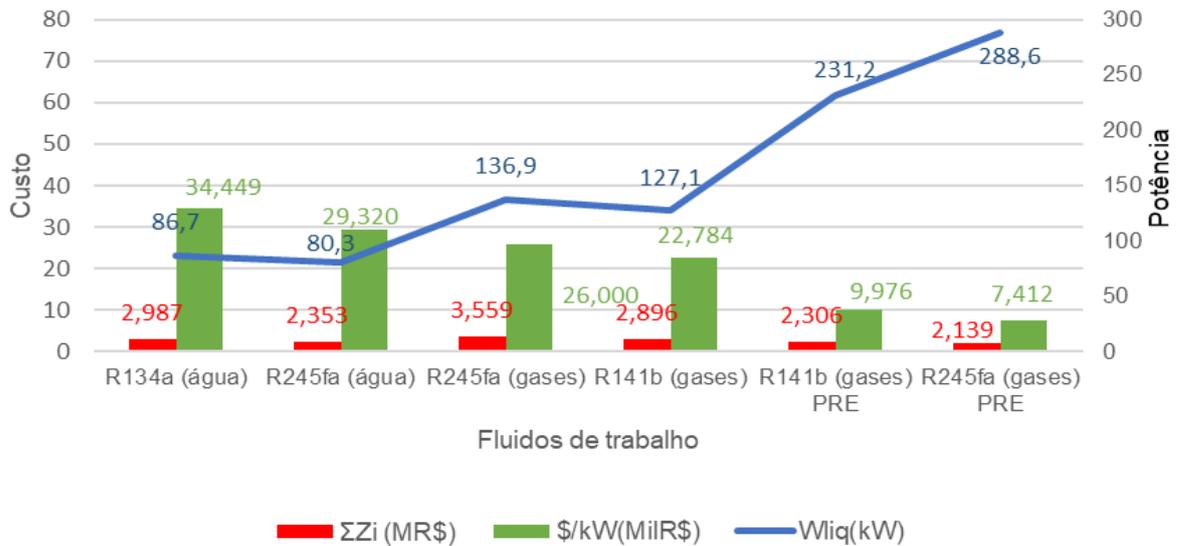
Fonte: Elaborado pelo autor.

As simulações utilizando os arranjos com pré-aquecimento apresentaram os melhores resultados, tanto para os custos quanto para a potência gerada. A configuração adotando o R245fa como fluido de trabalho obteve custo específico de US\$ 1.881,00 por kW, o menor entre todos os arranjos. Em relação à potência gerada, tal configuração também teve destaque, com 288,6 kW, seguida daquela utilizando o R141b, com 231,2 kW e custo específico de US\$ 2.532,00 por kW.

Para as simulações dos arranjos ORC que utilizam o calor dos gases de exaustão do MCI, a configuração simples, trabalhando com o fluido R141b, obteve menor custo específico de US\$ 5.783,00 por kW.

Mais uma vez, a modelagem do arranjo utilizando a água do sistema de resfriamento e empregando o fluido R245fa mostra que este arranjo é inviável, com o segundo maior custo específico, equivalente a US\$ 7.442,00 por kW, ficando atrás apenas deste mesmo tipo de arranjo utilizando o R134a, que apresentou o maior custo específico, com US\$ 8.743,00 por kW. Vale ressaltar que o principal impacto no custo do sistema com pré-aquecimento ocorreu devido à necessidade de mais um equipamento de troca de calor. Deste modo, o Gráfico 5 ilustra todos estes resultados, com a conversão de câmbio para Reais (R\$), adotando o valor de R\$ 3,94 por Dólar.

Gráfico 5 – Custos dos equipamentos (R\$) e potência gerada (kW) para cada arranjo ORC



Fonte: Elaborado pelo autor.

Portanto, como se pode observar no Gráfico 5, as simulações utilizando o R245fa como fluido de trabalho no arranjo com pré-aquecimento apresentaram os melhores resultados para custo específico e potência gerada. Cabe ressaltar que este é também o fluido mais comercial atualmente e possui características operacionais importantes. A principal delas é não ser inflamável e, conseqüentemente, gerar menor impacto ambiental. Ainda do ponto de vista ambiental, deve ser ponderado que nas simulações não foram contabilizados potenciais impactos gerados em caso de derramamento acidental ou contaminação por manuseio, armazenamento ou transporte.

Após determinar o custo de cada arranjo, é necessário apresentar a quantidade de combustível economizado considerando a potência mecânica gerada com cada sistema de recuperação de calor residual. A seguir, os resultados dessa redução no consumo são detalhados.

4.1 ECONOMIA DE COMBUSTÍVEL

O terceiro e último objetivo desta dissertação, e mais importante do ponto de vista da empresa VLI, é determinar o potencial de economia de combustível e a viabilidade econômica para a implantação de um sistema de recuperação de calor residual em uma locomotiva.

Nos arranjos simulando a água do sistema de resfriamento do MCI como fonte de calor, a potência gerada no ORC pode ser considerada constante, uma vez que não ocorre grande variação de temperatura da água. Assim, visando calcular a economia de combustível, adotou-se, para efeito de consumo específico, o valor médio do consumo específico para cada ponto de aceleração da locomotiva. Já quando são utilizados os gases de exaustão, a temperatura dos mesmos varia significativamente nos diferentes pontos de aceleração. Deste modo, considerou-se que o percentual de potência gerada por cada arranjo, para o ponto de aceleração número 8, definido como ponto de projeto, seria o mesmo para cada um dos demais pontos de aceleração. As simulações mostraram também que os valores de consumo de combustível podem variar em função do tempo em cada ponto de aceleração da locomotiva durante a viagem.

Deste modo, as tabelas a seguir mostram os resultados da comparação da potência mecânica no eixo do MCI, necessária para a tração da locomotiva (sem ORC), e das potências geradas em cada simulação, com seus respectivos arranjos ORC e fluidos de trabalho, adotando os gases de exaustão como fonte de calor. A nova potência mecânica no eixo do MCI, para cada ponto de aceleração, resulta da diferença entre a potência requerida pela locomotiva e a potência gerada por cada ORC, obtida por meio das simulações. Verifica-se, assim, uma redução da exigência de potência mecânica no eixo oriunda do MCI, causando uma redução do consumo de combustível para cada ponto de aceleração em relação à viagem de referência adotada.

A Tabela 13 traz as estimativas da potência gerada pelo ORC, da nova potência que o MCI deveria gerar, do consumo específico de combustível e do novo consumo por minuto de operação em cada ponto de aceleração, em função da diferença da potência necessária para a tração da locomotiva e a potência gerada pelo arranjo ORC simples utilizando o fluido de trabalho R245fa, servindo-se dos gases de exaustão da locomotiva como fonte de calor. Neste caso, o percentual de redução de potência mecânica exigida do MCI foi de 4,56% em relação ao ponto de aceleração número 8.

Tabela 13 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC Simples (R245fa-Gases)

Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI sem ORC (kW)	Potência gerada pelo ORC (kW)	Nova potência mecânica no eixo do MCI com ORC (kW)	Novo consumo específico (litros/kWh)	Novo consumo de combustível (litros/minuto)
1	141,74	6,47	135,27	0,295	0,664
2	313,32	14,30	299,02	0,284	1,416
3	708,70	32,35	676,35	0,271	3,052
4	1044,40	47,68	996,72	0,264	4,393
5	1529,30	69,81	1459,49	0,254	6,186
6	2036,58	92,97	1943,61	0,237	7,673
7	2566,24	117,15	2449,09	0,215	8,760
8	2898,92	136,90	2862,02	0,204	9,727

Fonte: Elaborado pelo autor.

Do mesmo modo, o cálculo do novo consumo de combustível foi feito para cada fluido de trabalho. A Tabela 14 apresenta os resultados para o ORC em arranjo simples utilizando R141b, com redução de 4,24% na potência exigida do MCI.

Tabela 14 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC Simples (R141b-Gases)

Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI sem ORC (kW)	Potência gerada pelo ORC (kW)	Nova potência mecânica no eixo do MCI com ORC (kW)	Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI sem ORC (kW)
1	141,74	6,01	135,73	0,295	0,666
2	313,32	13,28	300,04	0,284	1,421
3	708,70	30,04	678,66	0,271	3,061
4	1044,40	44,26	1000,14	0,264	4,407
5	1529,30	64,81	1464,49	0,254	6,204
6	2036,58	86,31	1950,27	0,237	7,689
7	2566,24	108,76	2457,48	0,214	8,777
8	2898,92	127,10	2871,82	0,204	9,757

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 15 traz os resultados das simulações de um ORC em arranjo com pré-aquecimento com fluido de trabalho R245fa, indicando uma diminuição de 9,62% na potência exigida do MCI. Este arranjo ORC foi o que apresentou o melhor desempenho em relação à redução de potência do MCI.

Tabela 15 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC PRE (R245fa-Gases)

Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI sem ORC (kW)	Potência gerada pelo ORC (kW)	Nova potência mecânica no eixo do MCI com ORC (kW)	Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI sem ORC (kW)
1	141,74	13,64	128,10	0,295	0,630
2	313,32	30,15	283,17	0,285	1,345
3	708,70	68,20	640,50	0,272	2,899
4	1044,40	100,51	943,89	0,265	4,175
5	1529,30	147,17	1382,13	0,256	5,906
6	2036,58	195,99	1840,59	0,241	7,398
7	2566,24	246,96	2319,28	0,220	8,507
8	2898,92	288,60	2710,32	0,206	9,313

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados das simulações do arranjo ORC com pré-aquecimento utilizando o R141b como fluido de trabalho, assim como os novos consumos específicos por ponto podem ser observados na Tabela 16 a seguir. Neste caso, verificou-se uma redução na exigência de potência do MCI de 7,71%.

Tabela 16 – Novos consumos específico e de combustível, por ponto de aceleração, com ORC PRE (R141b-Gases)

Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI sem ORC (kW)	Potência gerada pelo ORC (kW)	Nova potência mecânica no eixo do MCI com ORC (kW)	Ponto de aceleração	Potência mecânica no eixo do MCI sem ORC (kW)
1	141,74	10,93	130,81	0,295	0,643
2	313,32	24,16	289,16	0,285	1,372
3	708,70	54,64	654,06	0,271	2,957
4	1044,40	80,52	963,88	0,265	4,258
5	1529,30	117,90	1411,40	0,256	6,013
6	2036,58	157,01	1879,57	0,240	7,505
7	2566,24	197,84	2368,40	0,218	8,603
8	2898,92	231,20	2767,72	0,205	9,457

Fonte: Elaborado pelo autor.

O consumo de combustível durante a viagem típica aqui considerada, somando-se os tempos da viagem de ida e da viagem de retorno em cada ponto de aceleração, explicitados na Tabela 12, para cada arranjo ORC estudado, foi obtido multiplicando-

se o tempo de operação em cada ponto de aceleração por cada um dos novos consumos por ponto de aceleração apresentados nas Tabelas 13 a 16. Os novos consumos de combustível do MCI, sem ORC (Tabela 11) e levando-se em conta cada arranjo ORC simulado, são detalhados na Tabela 17.

Tabela 17 – Consumo total de combustível sem ORC e com os arranjos ORC (em litros)

Ponto de aceleração	Tempo por ponto de aceleração	Consumo sem ORC	Consumo R245fa (Gases)	Consumo R245fa (Gases) PRE	Consumo R141b (Gases)	Consumo R141b (Gases) PRE
1	01:48:18	75,159	71,926	68,239	72,163	69,636
2	01:35:26	133,664	135,151	128,370	135,588	130,939
3	01:19:48	246,192	243,519	231,351	244,304	235,959
4	01:04:49	278,481	284,753	270,626	285,662	275,985
5	00:39:27	240,180	244,046	233,000	244,746	237,225
6	00:23:54	185,466	183,373	176,810	183,778	179,358
7	00:38:52	371,494	340,488	330,636	341,124	334,381
8	00:31:05	363,775	302,337	289,474	303,292	293,963

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os arranjos ORC utilizando o R245fa como fluido de trabalho foram os que proporcionaram os melhores resultados de economia, com maior redução de consumo de combustível não só entre os arranjos simples, como também com pré-aquecimento. Deve-se ainda destacar que a economia de combustível é mais expressiva para os pontos de aceleração mais altos.

Esses valores representam uma economia significativa, quando os resultados são projetados no horizonte de um ano de operação. O Quadro 15 apresenta a economia de combustível, tanto em litros como em Reais, comparando-se os resultados obtidos com os sistemas modelados, considerando-se uma viagem de referência de uma locomotiva convencional, com a situação atual, ou seja, sem ORC. Convém, entretanto, esclarecer que, para este cálculo, levou-se em conta apenas o período em que a locomotiva está em deslocamento durante a viagem, nos pontos de aceleração de 1 a 8. Ou seja, não foram computados os gastos de combustível quando a locomotiva está no ponto Inativo (Figura 23) ou mesmo aguardando na via ou realizando manobras nos pátios.

Quadro 15 – Potencial de economia anual de combustível com os diferentes arranjos de ORC

	Sem ORC	ORC R134a (Água)	ORC R245fa (Água)	ORC R245fa (Gases)	ORC R245fa (Gases) PRE	ORC R141b (Gases)	ORC R141b (Gases) PRE
Consumo total de combustível na viagem* (litros)	1.894,411	1.720,84	1.733,73	1.805,59	1.728,51	1.810,66	1.757,45
Redução do consumo de combustível na viagem (litros)	-	173,571	160,678	88,819	165,904	83,753	136,965
Redução do consumo de combustível* (%)	-	9,16%	8,48%	4,69%	8,76%	4,42%	7,23%
Economia por viagem (R\$)	-	426,98	395,27	218,50	408,12	206,03	336,93
Economia por ano (R\$)	-	153.714,28	142.296,52	78.658,35	146.924,92	74.171,91	121.296,39

Fonte: Elaborado pelo autor.

Nota: * Considerando apenas o período que a locomotiva está em deslocamento.

O maior percentual de redução de consumo foi verificado para o ORC em arranjo simples com o fluido R134a, que economizaria R\$ 161.212,54 por ano, seguido do arranjo com pré-aquecimento utilizando o R245fa, com economia de R\$ 154.091,98.

Como já mencionado anteriormente, a economia anual considerou o número de 360 viagens por ano, quantidade aproximada de operações realizadas, excluindo-se os períodos em que a locomotiva está em revisão ou manutenção, multiplicado pelo valor da economia por viagem para cada arranjo. Esses valores foram então adotados para o cálculo da viabilidade econômica para escolha e instalação do sistema ORC. Vale ressaltar que os resultados de economia podem variar, uma vez que o tempo gasto durante a viagem sofre ação de diversos agentes externos e se refletem no tempo de operação da locomotiva em cada ponto de aceleração.

4.2 VIABILIDADE ECONÔMICA

Finalmente, após o cálculo do potencial de economia de combustível, é possível determinar a viabilidade econômica para a implantação de um sistema de recuperação de calor residual em uma locomotiva diesel-elétrica para geração de energia elétrica, alcançando assim o terceiro e último objetivo específico deste trabalho.

E, como já apresentado na seção 2.5 deste trabalho, a viabilidade econômica para instalação de um sistema ORC é definida a partir da taxa interna de retorno (TIR) do projeto, do seu valor presente líquido (VPL) e do tempo de retorno para o capital investido (*payback*). Considerando também o custo de implantação de cada ORC com seu respectivo fluido de trabalho, em função do custo dos equipamentos ($\sum Z_{it}$), mostrado no Gráfico 5, e a economia anual gerada com a redução de consumo de combustível indicada pelas simulações de cada um dos arranjos (Quadro 15) no período estabelecido de 20 anos.

A TIR foi comparada com a taxa mínima de atratividade (TMA) para implantação de novos projetos adotada pela VLI, que é de 17%. Para se chegar a uma conclusão a respeito da aceitação ou não do projeto, uma TIR maior que a TMA indica que o projeto é atrativo. Caso contrário, o projeto não seria interessante do ponto de vista econômico.

Outro fator utilizado para a análise da viabilidade do projeto é o valor presente líquido (VPL), que consiste em trazer para a data presente todos os fluxos de caixa de um projeto de investimento, neste caso a economia anual com a redução de consumo de combustível, e somá-los ao valor do investimento inicial com a instalação do arranjo ORC, usando como taxa de desconto a taxa mínima de atratividade (TMA) da empresa ou projeto.

Os valores do VPL e da TIR computados são apresentados no Quadro 16, que detalha os resultados referenciados aos valores de 2019 para o câmbio do Dólar de R\$ 3,94 e o preço do litro do combustível de R\$ 2,46 (Quadro 13).

Quadro 16 – Resultados da TIR, VPL e tempo de retorno do investimento para cada arranjo

Fonte de Calor		Sistema de Resfriamento		Gases da Exaustão		Gases com Pré-aquecimento	
Período (anos)	Fluido de trabalho	R134a	R245fa	R141b	R245fa	R245fa	R141b
20	TIR (%)	0,28	1,88	-5,67	-6,77	3,24	0,49
	VPL (R\$)	-2.121.635,60	-1.552.448,83	-2.478.377,64	-3.116.752,94	-1.312.239,66	-1.623.870,64
	Tempo de retorno do investimento (anos)	25,1	22,2	44,7	50,9	20,2	24,6

Fonte: Elaborado pelo autor.

O melhor resultado para a TIR e o VPL foi obtido na simulação do arranjo ORC com pré-aquecimento, usando o R245fa como fluido de trabalho. A TIR atingida no período foi de 3,24%, abaixo dos 17% de TMA para projetos na VLI. Em relação ao tempo de retorno máximo para investimentos adotado na empresa, que atualmente é de 5 anos, em todas as simulações realizadas esse período foi excedido. Os resultados dos demais arranjos também não se mostraram atrativos.

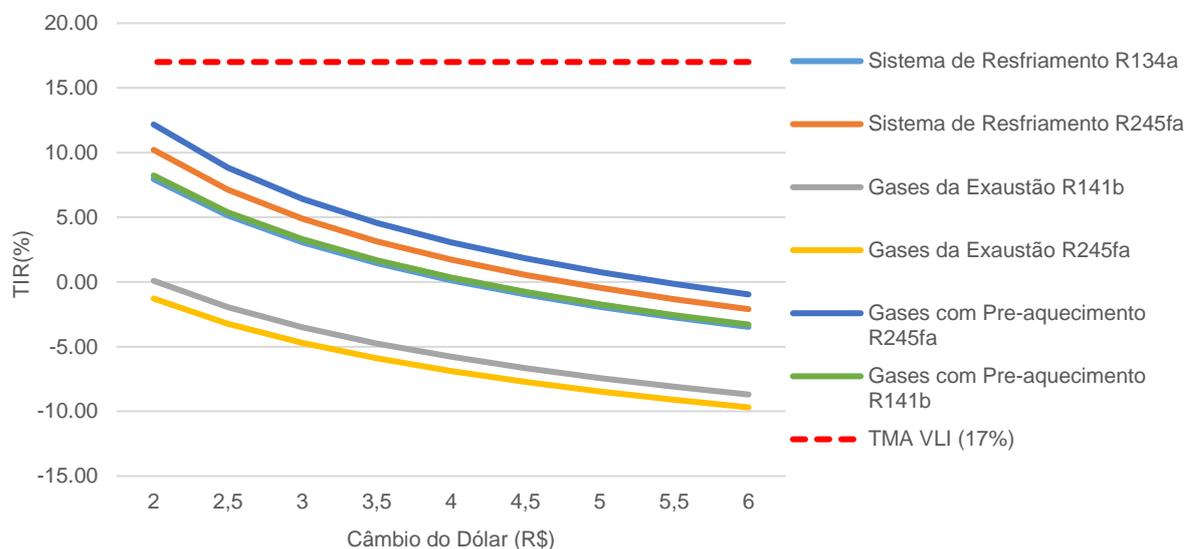
Por outro lado, os resultados mais desfavoráveis foram para o arranjo simples do ORC, aplicando os gases de exaustão como fonte de calor e utilizando o fluido R245fa. A TIR ficou negativa, em -6,77% e o VPL encontrado foi de R\$ -3.116.752,94, demonstrando que este projeto é o mais inviável economicamente.

Os resultados anteriores indicaram que nenhum dos arranjos apresenta viabilidade econômica dentro das premissas estabelecidas inicialmente. Porém, realizar simulações em diversos cenários e com diferentes parâmetros permitiriam compreender que fatores interferem na tomada de decisão quanto à implantação de um sistema de recuperação de calor residual em uma locomotiva. Desta forma, foi possível realizar, para facilitar o entendimento e a visualização dos resultados, uma análise de sensibilidade à variação do câmbio do Dólar e ao preço do litro do diesel, utilizando os dados de referência de 2019, para um período de 20 anos.

Pode-se observar, no Gráfico 6, que a TIR de cada configuração decai em função do aumento do valor de câmbio do Dólar. O arranjo ORC com pré-aquecimento, utilizando o fluido R245fa, apresentou melhores resultados para a TIR na faixa de sensibilidade simulada, adotando-se o preço médio de combustível de 2019, a saber, R\$ 2,46. As

curvas resultantes das simulações do arranjo ORC com pré-aquecimento, empregando o R141b, e da configuração do ORC simples com o R134a considerando a água do sistema de resfriamento da locomotiva como fonte de calor, apresentaram valores muito próximos, fazendo com que suas respectivas curvas ficassem sobrepostas. Mesmo realizando a simulação na faixa de R\$ 2,00 a R\$ 6,00 para o câmbio do Dólar americano, nenhum dos arranjos atenderam a TIR mínima estabelecida pela VLI para projetos, ficando abaixo dos 17% em toda o espectro de valores de câmbio simulado.

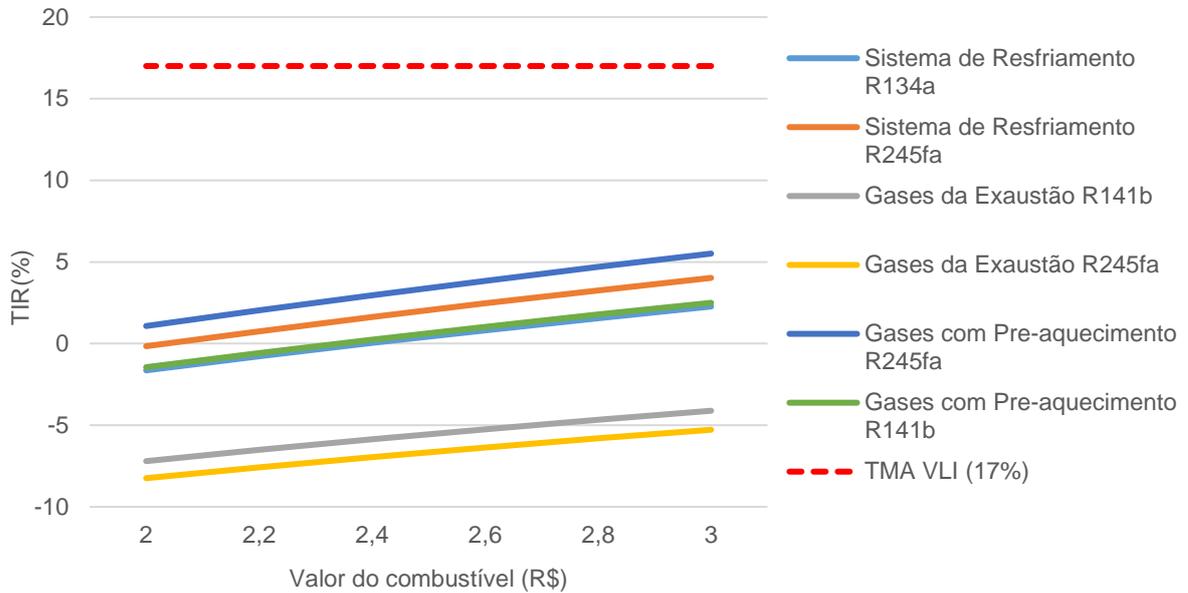
Gráfico 6 – Variação da TIR em função dos valores do câmbio do Dólar (R\$)



Fonte: Elaborado pelo autor.

O Gráfico 7 ilustra a TIR em função do valor do óleo diesel. Verifica-se que, mesmo variando a faixa de preço, buscando um resultado onde a implantação dos arranjos tornar-se-ia atrativa, dentro do intervalo simulado, nenhum arranjo atingiu TIR superior a 6%, mesmo quando os valores do litro de combustível eram maiores. Neste caso, adotou-se o câmbio do Dólar americano de R\$ 3,94, ou seja, o valor médio no ano de 2019, como já mencionado anteriormente. Este comportamento indica que o principal impacto para a TIR ocorre em função da taxa de câmbio do Dólar, uma vez que os resultados de melhoria da TIR são percebidos em faixas de câmbio menores (Gráfico 6). Mais uma vez, as curvas relacionadas ao arranjo com pré-aquecimento, aplicando o R141b, e à configuração com o R134a apresentaram resultados muito próximos, fazendo com que suas respectivas curvas ficassem sobrepostas.

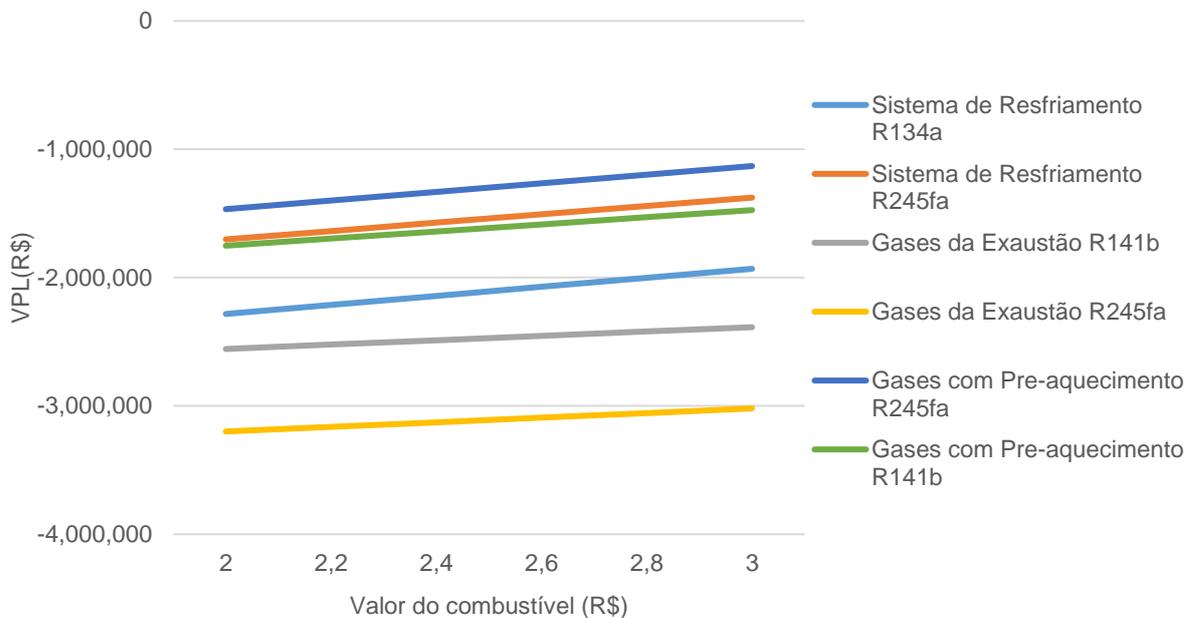
Gráfico 7 – Variação da TIR em função dos valores do óleo diesel (R\$)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Esse comportamento confirma-se quando essa análise é aplicada ao VPL, em função da mesma faixa de valores para o combustível. O Gráfico 8 mostra uma variação discreta em função dos preços do óleo diesel.

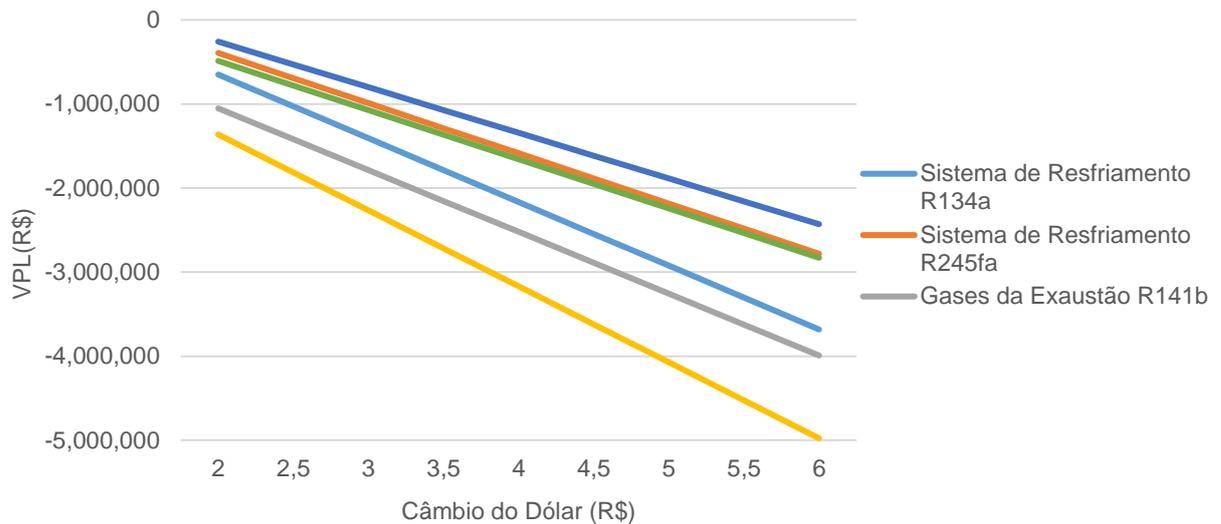
Gráfico 8 – Variação do VPL em função do preço do óleo diesel (R\$)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Já para os valores de câmbio do Dólar, com o custo do combustível fixado em R\$ 2,46, as variações do VPL são muito mais acentuadas, como pode ser visto no Gráfico 9.

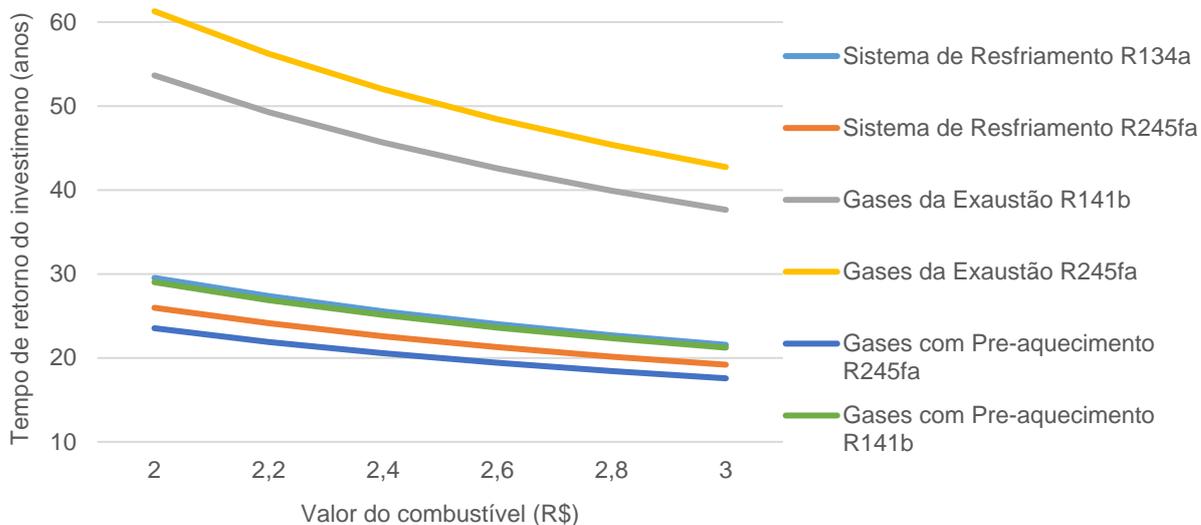
Gráfico 9 – Variação da TIR em função dos valores do câmbio do Dólar (R\$)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Outro indicador que ainda foi considerado para análise é o tempo de retorno do investimento, em anos. Este também sofre variação considerável em função dos valores do preço do combustível e do câmbio do Dólar. O Gráfico 10 ilustra o *payback*, onde se observa que, quanto maior o preço do óleo diesel, menor o tempo de retorno do investimento. Novamente, as curvas de resultados do arranjo com pré-aquecimento, com o fluido de trabalho R141b, e a configuração com o R134a apresentaram resultados muito próximos e as suas respectivas curvas ficaram sobrepostas.

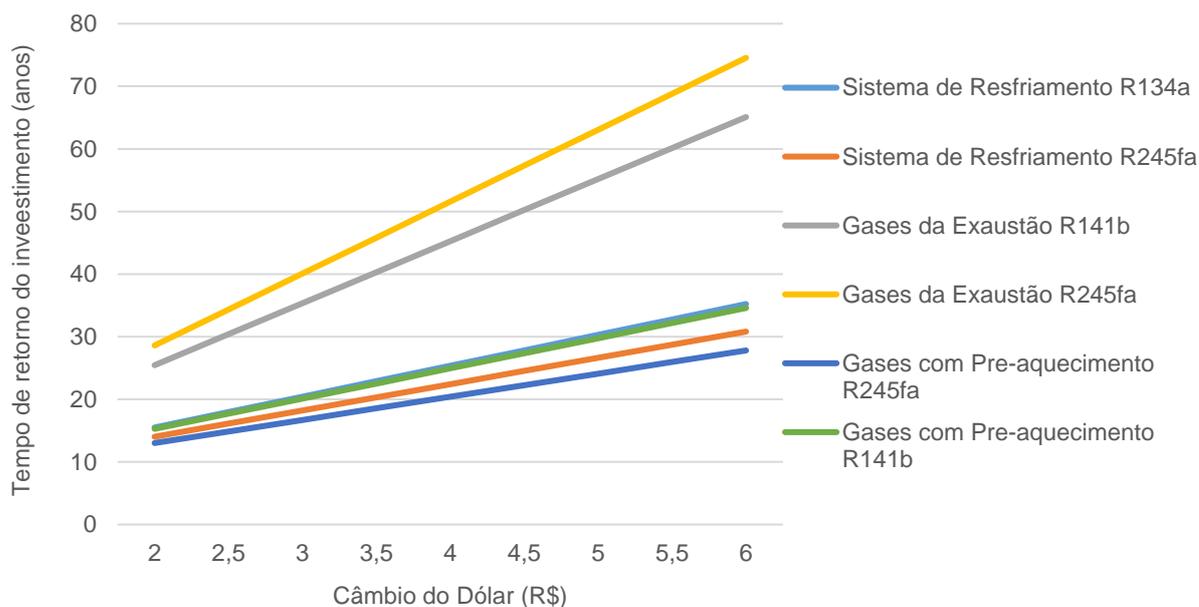
Gráfico 10 – Variação do tempo de retorno do investimento em função do preço do óleo diesel (R\$)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para o tempo de retorno do investimento em função do câmbio do Dólar (Gráfico 11), o comportamento é inverso. Neste caso, quanto maior o valor do câmbio do Dólar, maior o tempo para o retorno necessário do investimento, confirmando mais uma vez que o câmbio é o fator de maior impacto na viabilidade econômica para a implantação dos arranjos.

Gráfico 11 – Variação do tempo de retorno do investimento em função do câmbio do Dólar (R\$)



Fonte: Elaborado pelo autor.

5 CONCLUSÕES

Diante do objetivo geral estabelecido para esta dissertação, que foi propor um sistema de recuperação de calor residual para geração de energia, a partir de um motor de combustão interna a diesel, modelo GE 7FDL, utilizando um ciclo Rankine orgânico (ORC) com a finalidade de reduzir o consumo de combustível da locomotiva, pode-se concluir que este foi atingido, assim como cada um dos três objetivos específicos.

O primeiro deles foi identificar quais sistemas do motor Diesel GE 7FDL têm maior potencial para recuperação de calor, levando-se em consideração as tecnologias existentes. Para atingir este objetivo foi necessário analisar os sistemas do motor Diesel, reconhecendo a água do sistema de resfriamento e os gases de exaustão como as fontes com potencial para recuperação de calor residual. Verificou-se que o arranjo ORC que leva em conta a associação das duas fontes mostrou-se a mais viável para ampliar essa capacidade de recuperação de calor, gerando maior potência líquida, confirmando o que foi dito por Vélez e outros (2012), citados anteriormente, que afirmaram que tal tecnologia seria pouco convencional, mas muito promissora para a conversão de energia térmica, em baixas e médias temperaturas, em energia elétrica e ou mecânica em pequena escala.

Para atingir o segundo objetivo específico, desenvolveu-se, com o auxílio do *software Engineering Equation Solver* (EES), modelos de sistemas de recuperação de calor residual utilizando o ciclo Rankine orgânico (ORC), aplicando arranjos simples e com pré-aquecimento, e diferentes opções de fluidos de trabalho. O primeiro arranjo, em configuração simples, tanto para a água do sistema de resfriamento quanto para os gases de exaustão, e o segundo, com pré-aquecimento, empregando ambas as fontes de calor, ou seja, água de resfriamento para o pré-aquecimento e gases de exaustão como principal fonte de calor.

Os resultados aqui obtidos condizem com os obtidos por Tian e outros (2012), que aplicaram um modelo de recuperação de calor com base na tecnologia ORC onde, cerca de um terço da energia total do combustível era liberada pelo sistema de exaustão em forma de gases a 590°C. Os autores analisaram a aplicação de 20 diferentes tipos de fluidos de trabalho (dos tipos úmidos e isentrópicos), avaliando a

eficiência térmica do sistema, a energia elétrica produzida e o custo de produção desta eletricidade. No referido trabalho, os fluidos que melhor atenderam os requisitos estipulados foram R141b, R123 e R245fa, nesta ordem. Que apresentaram os maiores valores de eficiência térmica e potência gerada, bem como os menores preços para a eletricidade produzida.

No presente trabalho, os modelos dos arranjos ORC consideraram 3 diferentes fluidos de trabalho, a saber, o R134a, o R141b e o R245fa, estando os dois últimos entre os que apresentaram melhor desempenho nas análises de Tian e outros (2012), sendo o fluido R245fa adotado nos ORC modelados utilizando como fonte de calor tanto a água do sistema de resfriamento do MCI, quanto os gases de exaustão. Isso foi feito em função do R245fa ser um dos fluidos mais comerciais atualmente.

As simulações indicaram que todos os fluidos de trabalho são tecnicamente viáveis para gerar energia elétrica e estes resultados foram apresentados no Quadro 14. Em comparação ao trabalho de Tian e outros (2012), neste estudo, o R245fa demonstrou maior capacidade de geração, em arranjo ORC pré-aquecido, com 288,6 kW (Gráfico 5), indicando ser o mais viável do ponto de vista técnico.

Com o ORC em arranjo simples, aplicando-se a água do sistema de resfriamento do MCI e o fluido R134a, estimou-se uma potência gerada de 86,7 kW, a maior capacidade de geração de energia dentre os arranjos estudados. Já com o R245fa, na mesma configuração, obteve-se o menor valor de potência gerada, isto é, 80,3 kW. Este comportamento já era esperado, uma vez que este fluido é indicado para faixas de temperatura mais altas, como mostrado na Figura 26.

Utilizando-se os gases de exaustão como fonte de calor, em arranjo simples, o emprego do fluido R245fa apresentou os melhores resultados para geração de energia, com 136,9 kW de potência, seguido do ORC adotando o R141b como fluido de trabalho, com 127,1 kW.

Novamente, os resultados obtidos foram similares, preservando-se as características de cada sistema, aos atingidos por Wang e outros (2012), onde determinaram a performance de ORC aplicados à recuperação de calor em MCI com dois ciclos: um

para os gases de exaustão e outro para a água do sistema de resfriamento. Os fluidos de trabalho utilizados foram o R245fa para o ORC aplicado na recuperação do calor dos gases. Já para o ORC que aproveitou o calor da água do sistema de resfriamento, optou-se pelo R134a. No trabalho citado, a eficiência energética e a potência produzida nos ciclos orgânicos, no ponto de operação ideal, foram 7,16% / 9,57 kW_e e 7,72% / 26,39 kW_e, respectivamente. No presente estudo, os rendimentos dos arranjos ORC e potências obtidas foram de 6,9% / 86,7 kW, utilizando o fluido R134a, e 8,7% / 136,9 kW para o arranjo ORC simples com o R245fa.

Finalmente, atendendo ao terceiro e último objetivo específico, a saber, determinar o potencial de economia de combustível e a viabilidade econômica para a implantação de um sistema de recuperação de calor residual em uma locomotiva diesel-elétrica para geração de energia, o ORC com arranjo simples, utilizando o R134a como fluido de trabalho, indicou uma economia de 9,16% de combustível, gerando uma redução de custos de R\$ 153.714,28 por ano. Já para o sistema ORC com pré-aquecimento empregando o R245fa como fluido de trabalho, estimou-se 8,76% de economia de combustível, reduzindo o custo em R\$ 146.924,92 por ano (Quadro 15).

Estes valores de economia de combustível estão dentro da faixa obtida por Sprouse e Depcik (2013), que estudaram ciclos orgânicos aplicados a um MCI, os quais apresentaram entre 7 a 10% de eficiência energética, o que leva a cerca de 10% de economia no consumo específico de combustível com o uso dessa tecnologia. Todos os demais arranjos também apresentaram economia de combustível, validando a hipótese de que a instalação de um sistema ORC em uma locomotiva pode reduzir o consumo de óleo diesel efetivamente.

Porém, em relação ao tempo de retorno do capital investido, os resultados aqui obtidos são superiores ao período de 5 anos, adotado internamente pela VLI, contrapondo ao que foi apresentado, mais uma vez, por Sprouse e Depcik (2013), que relataram que a diminuição nos custos com o combustível faz com que o sistema obtenha um *payback* de 2 a 5 anos, dependendo do tamanho da planta.

Adicionalmente, nenhuma das configurações estudadas apresentou viabilidade econômica atendendo à TMA de 17% normalmente reconhecido pela VLI, tornando inviável, neste momento, com os custos dos equipamentos adotados e os valores atuais do litro de óleo diesel e do câmbio do Dólar, sendo este último a principal barreira à implantação de um sistema de recuperação de calor em uma locomotiva diesel elétrica no Brasil.

Deve-se, entretanto, ressaltar que, diante dos parâmetros simulados, o melhor resultado foi para a configuração ORC com pré-aquecimento, que utiliza o fluido R245fa, com TIR de 3,24% (Quadro 16) no período de retorno de 20,2 anos. Mesmo sem atender às especificações de viabilidade econômica da VLI, tal arranjo não deve ser totalmente descartado, uma vez que este fluido é o que apresenta melhores características comerciais e menores impactos ambientais em caso de derramamento acidental.

Após atingir todos os objetivos, a contribuição que este trabalho busca deixar é a importância de avaliar novas formas de redução do consumo de combustível para locomotivas diesel elétricas, explorando principalmente a recuperação de calor residual do motor Diesel. Os estudos aqui apresentados mostram que esta recuperação é viável e, de posse destes dados, a VLI pode orientar e avaliar fornecedores de sistemas ORC para aplicação em suas locomotivas, obtendo considerável diminuição de consumo de combustível, como também a redução de emissões de gases que contribuem para o efeito estufa.

Este foi o primeiro estudo voltado para locomotivas e diante das oportunidades que foram criadas com este trabalho, surgem sugestões para trabalhos futuros, como por exemplo, aprofundar os estudos, comparando os modelos com o comportamento de um protótipo instalado em uma locomotiva.

Outros aspectos, que também podem ser melhor entendidos e aprofundados, são os impactos da redução da exigência de potência mecânica no eixo do atual MCI com a implantação de um sistema de recuperação de calor, assim como uma melhor modelagem de sistemas ORC para operação *off-design* e a busca por uma otimização dos arranjos deve ser considerada.

Além destas propostas, caberia também avaliar a viabilidade da substituição gradual da frota que utiliza combustível fóssil por locomotivas elétricas em trechos específicos, como pátios e ramais com maior volume de manobras ferroviárias.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALELYANI, S. M.; FETTE, N. W.; STECHEL, E. B.; DORON, P.; PHELAN, P. E. Techno-economic analysis of combined ammonia-water absorption refrigeration and desalination. **Energy Conversion and Management**, v. 143, p. 493-504, 2017.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM D6751**: Standard Specification for Biodiesel Fuel Blend Stock (B100) for Middle Distillate Fuels. Pennsylvania: ASTM, 2012.
- AMICABILE, S.; LEE, J. I.; KUM, D. A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 574-585, 2015.
- BAE, C.; KIM, J. Alternative fuels for internal combustion engines. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 36, p. 3389-3413, 2017.
- BALDI, F.; GABRIELLI, C. A feasibility analysis of waste heat recovery systems for marine applications. **Energy**, v. 80, p. 654-665, 2015.
- BATISTA, C. N. O. **Contribuição à análise da capacidade de processamento de trens cargueiros em linhas ferroviárias singelas no Brasil**. 2006. 157 p. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil: Planejamento e Operação de Sistemas de Transportes) – Escola de Engenharia, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.
- BIANCHI, M.; DE PASCALE, A. Bottoming cycles for electric energy generation: Parametric investigation of available and innovative solutions for the exploitation of low and medium temperature heat sources. **Applied Energy**, v. 88, n. 5, p. 1500-1509, 2011.
- BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 2-3, p. 212-219, 2010.
- BORBA, J. L. **Mecânica de Locomotivas**. Pós-Graduação em Engenharia Ferroviária. Notas de Aula. Centro Federal de Educação Tecnológica do Espírito Santo. CEFET-ES. UNED Cariacica. 2008.
- BORBA, J. L. **Locomotivas**. Pós-Graduação em Engenharia Ferroviária. Notas de Aula. Instituto de Educação Continuada. PUC Minas. 2011.
- BORETTI, A. Stoichiometric H₂ICE with water injection and exhaust and coolant heat recovery through organic Rankine cycles. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 36, n. 19, p. 12591-12600, 2011.
- BORETTI, A. Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 36, p. 73-77, 2012.

BRAIMAKIS, K.; PREISSINGER, M.; BRÜGGEMANN, D.; KARELLAS, S.; PANOPOULOS, K. Low grade waste heat recovery with subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. **Energy**, v. 88, p. 80-92, 2015.

BRECHER, A.; SPOSATO, J.; KENNEDY, B. **Best practices and strategies for improving rail energy efficiency**. Federal Railroad Administration. Office of Research and Development. United States, 2014.

CARBOT-ROJAS, D. A.; ESCOBAR-JIMÉNEZ, R. F.; GÓMEZ-AGUILAR, J. F.; TÉLLEZ-ANGUIANO, A. C. A survey on modeling, biofuels, control and supervision systems applied in internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 73, p. 1070-1085, 2017.

CASTRO-ALVAREZ, F.; VAIDYANATHAN, S.; BASTIAN, H.; KING, J. **The 2018 International Energy Efficiency Scorecard**. American Council for an Energy-Efficient Economy, Washington, DC, 2018. (Report I1801).

CENTRO DE ESTUDOS AVANÇADOS EM ECONOMIA APLICADA. Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz". Universidade de São Paulo. **Série do dólar comercial**. Disponível em: <https://www.cepea.esalq.usp.br/br/serie-de-preco/dolar.aspx> Acesso em: 5 jan. 2022.

CHATZOPOULOU, M. A.; MARKIDES, C. N. Thermodynamic optimisation of a high-electrical efficiency integrated internal combustion engine – Organic Rankine cycle combined heat and power system. **Applied Energy**, v. 226, p. 1229-1251, 2018.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 9, p. 3059-3067, 2010.

CHYS, M.; VAN DEN BROEK, M.; VANSLAMBROUCK, B.; DE PAEPE, M. Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles. **Energy**, v. 44, n. 1, p. 623-632, ago. 2012.

CLEMENTE, S. **Small scale cogeneration systems based on organic Rankine cycle technology**. 2013. Thesis (PhD in Chemical and Energetic Technologies) – Università Degli Studi di Trieste, Trieste, 2013.

CLEMENTE, S.; MICHELI, D.; REINI, M.; TACCANI, R. Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll expanders for cogenerative applications. **Applied Energy**, v. 97, p. 792-801, 2012.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. **Boletim Estatístico CNT**. Disponível em: <https://www.cnt.org.br/boletins>. Acesso em: 20 jan. 2020.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. **Boletim Unificado – Janeiro 2022**. Disponível em: <https://www.cnt.org.br/boletins>. Acesso em: 22 jan. 2022.

DINCER, I.; ROSEN, M. A. **Exergy: energy, environment and sustainable development**. 1st ed. San Diego: Elsevier, 2007.

DOMINGUES, A.; SANTOS, H.; COSTA, M. Analysis of vehicle exhaust waste heat recovery potential using a Rankine cycle. **Energy**, v. 49, p. 71-85, 2013.

DOMÍNGUEZ, M.; CUCALA, A. P.; FERNÁNDEZ, A.; PECHARROMÁN, R. R.; BLANQUER, J. Energy efficiency on train control: design of metro ATO driving and impact of energy accumulation devices. *In*: WORLD CONGRESS ON RAILWAY RESEARCH, 9., 2011, Lille. **Proceedings of 9th World Congress on Railway Research**. Paris: WCRR, 2011. p. 1-12.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Avaliação da Eficiência Energética para os próximos 10 anos (2012-2021)**. Rio de Janeiro: EPE, 2012.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2016**. Rio de Janeiro: EPE, 2017.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2018**. Rio de Janeiro: EPE, 2018.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2019**. Rio de Janeiro: EPE, 2019.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2020**. Relatório Síntese. Rio de Janeiro: EPE, 2020.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2021**. Relatório Síntese. Rio de Janeiro: EPE, 2021.

FOSSATI, M.; SCALCO, V. A.; LINCZUK, V. C. C.; LAMBERTS, R. Building energy efficiency: An overview of the Brazilian residential labeling scheme. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 65, p. 1216-1231, 2016.

GENERAL ELECTRIC. **ES44AC Evolution Series Locomotive – Training Manual – Mechanical System, Electrical System and Diesel Engine – Level 1**. Pensilvânia, 2006a.

GENERAL ELECTRIC. **SMI-90042 – 7FDL Diesel Engine Maintenance**. [S.I.], 2006b.

GENERAL ELECTRIC. **SMI-01001(Rev. B) – Sistemas de suporte do motor Dash-8/9**. [S.I.], 2012.

GHONIEM, A. F. Needs, resources and climate change: clean and efficient conversion technologies. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 37, n. 1, p. 15-51, 2011.

GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 6. ed. São Paulo: Atlas, 2019.

HIRSCHFELD, H. **Engenharia Econômica e Análise de Custos**. São Paulo: Atlas, 1992.

HOSSAIN, S. N.; BARI, S. Waste heat recovery from exhaust of a diesel generator set using organic fluids. **Procedia Engineering**, v. 90, p. 439-444, 2014.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key world energy statistics**. France: IEA, 2016. 80 p.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key world energy statistics**. France: IEA, 2019. 81 p.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Key world energy statistics**. France: IEA, 2021. 81 p.

KALGHATGI, G. T. Developments in internal combustion engines and implications for combustion science and future transport fuels. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 35, p. 101-115, 2015.

KALLAKURI, C.; VAIDYANATHAN, S.; KELLY, M.; CLUETT, R. **The 2016 International Energy Efficiency Scorecard**. Washington: ACEEE, 2016. 117 p. (Report E1602).

LEITE, A. R. **Um esquema para redução do consumo de combustível em sistemas de condução férrea baseado em otimização distribuída de restrição**. 2009. Dissertação (Mestrado em Informática) – Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 2009.

LI, J.; PEI, G.; LI, Y.; WANG, D.; JI, J. Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures. **Energy**, v. 38, n. 1, p. 85-95, 2012.

LI, X.; ZHAO, C.; HU, X. Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector. **Energy**, v. 42, n. 1, p. 342-349, 2012.

LI, Y. R.; WANG, J. N.; DU, M. T. Influence of coupled pinch point temperature difference and evaporation temperature on performance of organic Rankine cycle. **Energy**, v. 42, n. 1, p. 503-509, 2012.

LION, S.; TACCANI, R.; VLASKOS, I.; SCROCCO, P.; VOUVAKOS, X.; KAIKTSIS, L. Thermodynamic analysis of waste heat recovery using Organic Rankine Cycle (ORC) for a two-stroke low speed marine Diesel engine in IMO Tier II and Tier III operation. **Energy**, v. 183, p. 48-60, 2019.

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.

LORA, E.; NASCIMENTO, M. **Geração Termelétrica Planejamento, Projeto e Operação Volume 1**. [S.l.]: Interciência, 2004.

MARCONI, M. A.; LAKATOS, E. M. **Fundamentos de Metodologia Científica**. 7. ed. São Paulo: Atlas, 2010.

MASSFAR (Brasil). **Realidade aumentada 3D: Turbocompressor**. 2019. Disponível em: <https://massfar.com/>. Acesso em: 20 dez. 2019.

MCBRIDE, B. J. **NASA Glenn coefficients for calculating thermodynamic properties of individual species**. National Aeronautics and Space Administration. Glenn Research Center at Lewis Field. Cleveland. 2002. Disponível em <https://ntrs.nasa.gov/citations/20020085330>. Acesso em: 28 fev 2022.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MORAWSKI, A. P.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M. Repotenciação de Centrais a Diesel Equipadas com Motores de Combustão Interna: Uma Revisão do Estado da Arte. *In*: CONGRESSO BRASILEIRO DE P&D EM PETRÓLEO E GÁS, 8., 2015, Curitiba. **Anais do 8º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás**. Curitiba: ABPG; UFPR, 2015, p. 1-8.

MORAWSKI, A. P. **Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual**. 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016.

MORAWSKI, A. P.; ARAÚJO, L. R.; SCHIAFFINO, M. S.; OLIVEIRA, R. C.; CHUN, A.; RIBEIRO, L. C.; CUNHA, C. C. M.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M. On the suitable superstructure thermoeconomic optimization of a waste heat recovery system for a Brazilian diesel engine power plant. **Energy Conversion and Management**, v. 234, p. 113947, 2021.

NADAF, S. L.; GANGAVATI, P. B. A. Review on waste heat recovery and utilization from diesel engines. **International Journal of Advanced Engineering Technology**. v. 5, p. 31-39, 2014.

NEVES, C. **Análise de Investimentos**. Rio de Janeiro: Zahar, 1982.

OLIVEIRA, J. A. N. **Engenharia Econômica: Uma Abordagem às Decisões de Investimento**. São Paulo: McGraw-Hill, 1982.

PAES, F. **Balanço do transporte ferroviário de carga 2014**. Brasília: ANTF, 2015.

PEREIRA, M. V. A. **Análise exérgica experimental de uma unidade de refrigeração por absorção de 5 TR movida a gás liquefeito de petróleo (GLP) e/ou gases de exaustão**. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2006.

PEREIRA, O. C. **Soluções de Otimização da Eficiência Energética de uma Ferrovia de Carga – O caso da Estrada de Ferro Carajás - EFC**. 2009.

Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

PIEROBON, L.; NGUYEN, T. V.; LARSEN, U.; HAGLIND, F.; ELMEGAARD, B. Multi-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform. **Energy**, v. 58, p. 538-549, 2013.

PINTO, R. G. D. **Aplicação de ciclos Rankine orgânicos para geração de eletricidade a partir de calor de processo industrial no Brasil**. 2018. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2018.

PLA PERUJO, M. **Condensation of Water Vapor and Acid Mixtures from Exhaust Gases**. 2005. Thesis (Prozesswissenschaften Doctoral) – Technische Universität Berlin, Berlin, 2005.

PRASAD, S. N.; SRINIVASA D.; PARAMESHWARI, N. A. Feasibility study on waste heat recovery in an IC engine using electro turbo generation. *In*: NATIONAL CONFERENCE ON TRENDS AND ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING, 2012. Faridabad, Haryana. **Proceedings** [...]. Faridabad, Haryana: YMCA University of Science & Technology, 2012. p. 55-60.

PRODANOV, C. C.; FREITAS, E. C. **Metodologia do trabalho científico: métodos e técnicas da pesquisa e do trabalho acadêmico**. 2. ed. Novo Hamburgo: Feevale, 2013.

QUOILIN, S.; VAN DEN BROEK, M.; DECLAYE, S.; DEWALLEF, P.; LEMORT, V. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168-186, 2013.

RIBEIRO, L. C.; MORAWSKI, A. P.; SCHIAFFINO, M. S.; DE OLIVEIRA, R. C.; CHUN, A.; CUNHA, C. C. M.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M. Thermo-economic Optimization of ORC Systems for Waste Heat Recovery in an Internal Combustion Engine. *In*: INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, 30., 2017, San Diego. **Proceedings of ECOS 2017**. San Diego: SDSU, 2017, p.1-12.

RIBEIRO, L. C. **Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas com Motores de Combustão Interna**. 2017. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2017.

ROMANHA JUNIOR, N. **Motores Diesel de Locomotivas**. Especialização em Engenharia Ferroviária. Notas de Aula. Centro de Engenharia Logística - CEL. Vale. UNED Vitória. 2013.

ROY, J. P.; MISHRA, M. K.; MISRA, A. Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. **Energy**, v. 35, n. 12, p. 5049-5062, 2010.

RUBAIYAT, S. N. H.; BARI, Saiful. Waste heat recovery using shell and tube heat exchanger from the exhaust of an automotive engine. *In: ASIAN CONGRESS OF FLUID MECHANICS*, 13., 2010, Dhaka, Bangladesh. **Proceedings** [...]. Dhaka, Bangladesh, 2010. p. 864-867.

SAIDUR, R.; REZAEI, M.; MUZAMMIL, W. K.; HASSAN, M. H.; PARIA, S.; HASANUZZAMAN, M. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 8, p. 5649-5659, 2012.

SAKALIS, G. N.; FRANGOPOULOS, C. A. Intertemporal optimization of synthesis, design and operation of integrated energy systems of ships: General method and application on a system with Diesel main engines. **Applied Energy**, v. 226, p. 991-1008, 2018.

SALMI, W.; VANTTOLA, J.; ELG, M.; KUOSA, M.; LAHDELMA, R. Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system. **Applied Thermal Engineering**, v. 115, p. 501-516, 2017.

SCHULZE, M.; NEHLER, H.; OTTOSSON, M; THOLLANDER, P. Energy management in industry—a systematic review of previous findings and an integrative conceptual framework. **Journal of Cleaner Production**, v. 112, p. 3692-3708, 2016.

SCHRAMM, W. **Notes on Case Studies of Instructional Media Projects**. Institute for Communication Research. Class notes. Stanford University. California, 1971.

SHU, G.; YU, G.; TIAN, H.; WEI, H.; LIANG, X.; HUANG, Z. Multi-approach evaluations of a cascade-Organic Rankine Cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part A-thermodynamic evaluations. **Energy Conversion and Management**, v. 108, p. 579-595, 2016.

SOFFIATO, M.; FRANGOPOULOS, C. A.; MANENTE, G.; RECH, S.; LAZZARETTO, A. Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier. **Energy Conversion and Management**, v. 92, p. 523-534, 2015.

SONG, J.; GU, C. Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 995-1005, 2015.

SONG, J.; SONG, Y.; GU, C. Thermodynamic analysis and performance optimization of an Organic Rankine Cycle (ORC) waste heat recovery system for marine diesel engines. **Energy**, v. 82, p. 976-985, 2015.

SONNTAG, R. E.; VAN WYLEN, G. J.; BORGNAKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 8. ed. São Paulo. Edgard Blücher, 2003.

SOUZA, H. M. D.; LEONELLI, P. A.; PIRES, C. A.; JÚNIOR, V. B.; PEREIRA, R. W. Reflexões sobre os principais programas em eficiência energética existentes no Brasil. **Revista Brasileira de Energia**, v. 15, p. 7-26, 2009.

SOUZA, R. R. C. **Volume diesel e PMU (Preço médio unitário)**. [mensagem pessoal] Mensagem recebida por: <rondinelli.santos@vli-logistica.com.br>. em: 12 mar. 2021. Mensagem eletrônica.

SPROUSE, C.; DEPCIK, C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1, p. 711-722, 2013.

TARDIOLI, P. W. **Termodinâmica para engenharia: Um curso introdutório**. Engenharia Ambiental. Notas de Aula. Universidade Federal de São Carlos. São Carlos, 2013.

TCHANCHE, B. F.; LAMBRINOS, G.; FRANGOUDAKIS, A.; PAPADAKIS, G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 8, p. 3963-3979, 2011.

TIAN, H.; SHU, G.; WEI, H.; LIANG, X.; LIU, L. Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). **Energy**, v. 47, n. 1, p. 125-136, 2012.

UCHE, F. J. **Thermoeconomic analysis and simulation of a combined power and desalination plant**. 2000. Thesis (PhD in Mechanical Engineering) – Universidad de Zaragoza, Zaragoza, 2000.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO. Biblioteca Central. **Normalização e Apresentação de Trabalhos Científicos e Acadêmicos**. 2. ed. Vitória: EDUFES, 2014.

VAJA, I.; GAMBAROTTA, A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). **Energy**, v. 35, n. 2, p. 1084-1093, 2010.

VALOR DA LOGÍSTICA INTEGRADA. **Gestão Operacional de Performance**. Versão 1.0-16. Belo Horizonte, 2016.

VAN NESS, H. C.; SMITH, J. M.; ABBOTT, M. M. **Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, p. 283-452, 2000.

VÉLEZ, F.; SEGOVIA, J. J.; MARTÍN, M. C.; ANTOLÍN, G.; CHEJNE, F.; QUIJANO, A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 6, p. 4175-4189, 2012.

VILLANI, M.; TRIBIOLI, L. Comparison of different layouts for the integration of an organic Rankine cycle unit in electrified powertrains of heavy duty Diesel trucks. **Energy Conversion and Management**, v. 187, p. 248-261, 2019.

- WANG, E. H.; ZHANG, H. G.; ZHAO, Y.; FAN, B. Y.; WU, Y. T.; MU, Q. H. Performance analysis of a novel system combining a dual loop organic Rankine cycle (ORC) with a gasoline engine. **Energy**, v. 43, n. 1, p. 385-395, 2012a.
- WANG, Z. Q.; ZHOU, N. J.; GUO, J.; WANG, X. Y. Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. **Energy**, v. 40, n. 1, p. 107-115, 2012b.
- WANG, E.; YU, Z. A numerical analysis of a composition-adjustable Kalina cycle power plant for power generation from low-temperature geothermal sources. **Applied Energy**, v. 180, p. 834-848, 2016.
- WEI, D., LU, X., LU, Z., & GU, J. Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 4, p. 1113-1119, 2007.
- WEI, M.; FANG, J.; MA, C.; DANISH, S. N. Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system. **Science China Technological Sciences**, v. 54, n. 10, p. 2746-2753, 2011.
- WILLIAMS, T. J. **Locomotive energy recovery system**. U.S. Patent n. 4,342,921, 3 ago. 1982.
- XIA, J.; WANG, J.; LOU, J.; ZHAO, P.; & DAI, Y. Thermo-economic analysis and optimization of a combined cooling and power (CCP) system for engine waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, v. 128, p. 303-316, 2016.
- XU, B.; RATHOD, D.; YEBI, A.; FILIPI, Z.; ONORI, S.; HOFFMAN, M. A comprehensive review of organic rankine cycle waste heat recovery systems in heavy-duty diesel engine applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 107, p. 145-170, 2019.
- YANG, M. H.; YEH, R. H. Analyzing the optimization of an organic Rankine cycle system for recovering waste heat from a large marine engine containing a cooling water system. **Energy Conversion and Management**, v. 88, p. 999-1010, 2014.
- YIN, R. K. **Estudo de caso: planejamento e métodos**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2001.
- YIN, R. K. **Estudo de caso: planejamento e métodos**. 5. ed. Porto Alegre: Bookman, 2014.
- YU, G., SHU, G., TIAN, H., WEI, H., & LIU, L. Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). **Energy**, v. 51, p. 281-290, 2013.
- YUE, C.; YOU, F.; HUANG, Y. Thermal and economic analysis of an energy system of an ORC coupled with vehicle air conditioning. **International Journal of Refrigeration**, v. 64, p. 152-167, 2016.

ZARE, V. A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 127-138, 2015.