UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

CENTRO TECNOLÓGICO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE TÉRMICA E ECONÔMICA DO APROVEITAMENTO DO CALOR RESIDUAL DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA USANDO UM CICLO RANKINE ORGÂNICO

Estevão Tenório Gegenheimer Vinícius Ribeiro Landes

> VITÓRIA, ES 2016

ESTEVÃO TENÓRIO GEGEINHEIMER

VINÍCIUS RIBEIRO LANDES

Análise Térmica e Econômica do Aproveitamento do Calor Residual de um Motor de Combustão Interna Usando um Ciclo Rankine Orgânico

> Trabalho apresentado como requisito parcial para a Conclusão do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo.

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos

Vitória, 24 de junho de 2016

ESTEVÃO TENÓRIO GEGEINHEIMER

VINÍCIUS RIBEIRO LANDES

Análise Térmica e Econômica do Aproveitamento do Calor Residual de um Motor de Combustão Interna Usando um Ciclo Rankine Orgânico

Trabalho apresentado como requisito parcial para a Conclusão do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo.

COMISSÃO EXAMINADORA

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

Me. Alexandre Persuhn Morawski Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli Universidade Federal do Espírito Santo

Vitória, 24 de junho de 2016

DEDICATÓRIA

Aos nossos pais que foram companheiros nas horas que mais necessitamos...

A Deus, por nos permitir concluir esta etapa de nossas vidas.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos primeiramente a Deus, que esteve ao nosso lado em toda esta caminhada.

A nossas famílias, que se mantiveram pacientes e acolhedoras para que pudéssemos finalizar esta jornada.

Ao nosso Professor e Orientador José Joaquim Conceição Soares Santos, que nos instruiu e apoiou na elaboração de todas as etapas deste trabalho.

Aos nossos amigos que mantiveram o apoio a nossa caminhada.

A todos os profissionais e professores do curso, que nos mostraram o caminho do conhecimento e abriram nossas mentes para o estudo da engenharia.

EPÍGRAFE

"Bem-aventurado o homem que acha sabedoria, e o homem que adquire conhecimento".

Provérbios 3:13

Gegenheimer T. E. e Landes R. V. (2016) Análise Térmica e Econômica do Aproveitamento do Calor Residual de um Motor de Combustão Interna Usando um Ciclo Rankine Orgânico, Vitória, 66 páginas, Projeto de Graduação (Bacharel em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

RESUMO

Este Projeto de Graduação é o resultado de uma análise térmica e econômica do aproveitamento do calor residual de um motor de combustão interna a Diesel utilizando um Ciclo Rankine Orgânico (CRO). Apresenta-se inicialmente as características mais comuns de um motor de combustão interna a Diesel da Wärtsilä W20V32, do ciclo Rankine e do Ciclo Rankine Orgânico e também uma breve introdução aos trocadores de calor, bem como as principais características desses equipamentos. Em seguida, são discutidos os procedimentos e cálculos para aumento da eficiência de um MCI ao se implementar um CRO para o aproveitamento do calor dos gases de combustão e da água de resfriamento do motor, avaliando-se a produção de energia elétrica do sistema já instalado. Por fim, é discutida a viabilidade econômica de implementação desse sistema, avaliando o preço total para sua instalação e o tempo o qual teremos retorno de todo o investimento feito.

Palavras-Chave: Calor residual; Motor de combustão interna; Ciclo Rankine Orgânico; eficiência; Produção de energia.

Gegenheimer T. E. and Landes R. V. (2016) Thermal and Economic Analysis of Residual Heat Utilization of an Internal Combustion Engine Using a Organic Rankine Cycle, Vitória, 66 pages, Graduation Project (Bachelor of Mechanical Engineering) - Technology Center, Federal University of Espírito Santo.

ABSTRACT

The Graduation Project is the result of a thermal and economic analysis of the residual heat of the use of an internal combustion diesel engine using a Rankine Organic Cycle (ORC). It presents first the most common features of an internal combustion engine Wärtsilä Diesel W20V32, Rankine cycle and Organic Rankine Cycle and a brief introduction to the heat exchanger and the main characteristics of this equipment. Then, they discuss the procedures and calculations to increase the efficiency of a MCI to implement a CRO to the use of heat of combustion and engine cooling water gases, evaluating the energy production of the system already installed. Finally, the economic feasibility of implementing this system is discussed, assessing the full price for its installation and the time which we will return all the investment made.

Keywords: Heat Residual; Internal Combustion Engine; Organic Rankine Cycle; Efficiency; Energy Production.

LISTA DE TABELAS

Tabela	a1 -	Coeficientes Ki de acordo com o equipamento	42
Tabela	a 2 -	Coeficientes Ci e F _M para cálculo do Fator de Pressão	42
Tabela	a3 -	Fatores F _{BM}	43
Tabela	a4 -	Dados operacionais das unidades moto geradoras TEVISA	47
Tabela	a5 -	Condições de operação do CROa	50
Tabela	a6 -	Condições de operação do trocador de calor (TC)	50
Tabela	a7 -	Propriedades termodinâmicas para a água líquida saturada a divers	as
Tabela	a8 -	Composição Molar dos Gases de Exaustão	51 52
Tabela	a9 -	Potências geradas por diversas combinações de sistemas5	54
Tabela	a 10 -	Eficiência global para cada combinação de sistema de geração	55

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	-	Porcentagens de conversão de energia em um Motor de Combustão	1
Figura 2	-	Perdas de energia em um Motor de Combustão Interna2	1 2
Figura 3	-	Diagrama do aproveitamento energético dos gases de escape2	2
Figura 4	-	Esquema de um ciclo Rankine convencional 2	4
Figura 5	-	Diagrama T x S – Irreversibilidades2	7
Figura 6	-	Gráfico de Potência x Eficiência para diferentes máquinas térmicas2	8
Figura 7	-	Evolução do mercado das plantas ORC no mundo2	9
Figura 8	-	Classificação dos fluidos de trabalho, úmidos (a), isentrópicos (b) e secos (c)	0
Figura 9	-	Trocador de calor Casco e Tubos com um passe no casco e um passe nos tubos (Modo de operação contracorrente)	s 52
Figura 10	-	Balanços de energia globais para os fluidos quente e frio de um trocador de calor com dois fluidos	3
Figura 11	-	Distribuição de Temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente	5
Figura 12	-	Interface do programa <i>Steam Tab</i>	9
Figura 13	-	Diagrama de fluxos de caixa (FC) ao longo do tempo para um investimento	5
Figura 14	-	Esquema de fluxo de calor do sistema proposto4 contracorrente	8
Figura 15	-	Esquema do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB4	9
Figura 16	-	Características do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB4	9
Figura 17	-	Esquema representativo do evaporador do CROg5	2
Figura 18	-	Esquema representativo do condensador do CROg5	3
Figura 19	-	Gráfico de potências geradas para diversas combinações de sistema5	4
Figura 20	-	Gráfico de eficiências globais para diversas combinações de sistema5	5
Figura 21	-	Esquema do trocador de calor da água de retorno5	6

Figura 22 -	Diagrama de fluxos de caixa (FC) ao longo do tempo p	ara o investimento
	estudado	59

LISTA DE SÍMBOLOS

Abreviações

- AIE Agência Internacional de Energia
- ANEEL Agência Nacional de Energia Elétrica
- CRO Ciclo Rankine Orgânico
- CROa Ciclo Rankine Orgânico da água
- CROg Ciclo Rankine Orgânico dos gases de exaustão
- **EPC** Electricity Production Cost

FC – Fluxo de Caixa

- MCI Motor de Combustão Interna
- MACI Motores Alternativos de Combustão Interna
- **ORC** Organic Rankine Cicle
- PCI Poder Calorífico Inferior
- **PPI** Producer Price Index
- toe Tonelada de óleo equivalente
- VPL Valor Presente Líquido
- TC Trocador de Calor
- TMA Taxa Mínima de Atratividade
- TIR Taxa Interna de Retorno

Maiúsculas

- **P** Pressão
- W Potencia
- \mathbf{Q} Calor
- $\mathbf{V} \mathbf{V}$ elocidade
- \mathbf{T} Temperatura

- EC Energia Cinética
- ET Energia Total
- **EP** Energia Potencial
- EU Energia Interna
- U Coeficiente Global de Troca Térmica
- \mathbf{A} Área

Minúsculas

- **h** Entalpia
- m Vazão Mássica
- v Volume Específico
- g Aceleração da Gravidade
- η Eficiência
- q Taxa de transferência de Calor

Subscritos

- ls Liquido Saturado
- *vs* Vapor Saturado
- cond Condensador
- evap Evaporador
- liq Líquido
- $\mathbf{h} Quente$
- $\mathbf{c} Frio$

 $\mathbf{i} - Entrada$

o - Saída

SUMÁRIO

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

SIMBOLOGIA

1	Introdução	17
1.1	Motivação	18
1.2	Objetivos	19
1.3	Estrutura do trabalho	19
2	Fundamentação Teórica	20
2.1	Motores de Combustão Interna (MCI)	20
2.1.1	Eficiência e conversão de energia de um motor de combustão Interna	21
2.2	Ciclo Rankine	23
2.2.1	Esquema de uma unidade de potência a vapor	23
2.2.2	Análise Energética do Ciclo Rankine Ideal	24
2.2.3	Irreversibilidades no Ciclo Rankine	26
2.3	Ciclo Rankine Orgânico	27
2.3.1	Fluidos de trabalho para o ciclo Rankine orgânico	30
2.3.2	Recuperação de calor rejeitado com ORC	31
2.4	Trocador de Calor	32
2.4.1	Média Logarítmica das Diferenças de temperatura	33
2.4.2	O Trocador de calor com Escoamento Contracorrente	35
2.4.3	Efetividade de um trocador de calor	36
2.5	Análise energética do CRO para a água de resfriamento e para os gases de	
	exaustão do motor	37
2.5.1	Primeira Lei da Termodinâmica	37
2.5.2	Eficiência de Primeira Lei	38
2.6	Propriedades Termodinâmicas	39
2.7	Aspen Plus	40
2.8	Análise Econômica	40
2.8.1	CEPCI – Chemical Engineering Plant Cost Index	40
2.8.1.1	Custo de Investimento	41
2.8.2	Custo da Eletricidade Produzida (EPC – Electricity Production Cost)	44
2.8.3	Valor Presente Líquido (VPL)	44
2.8.4	Taxa Interna de Retorno (TIR)	45

2.8.5	Tempo Médio para Retorno (payback)	45
3	Descrição do Sistema Analisado	47
4	Resultados e Discussão	50
4.1	Análise Térmica	50
4.1.1	Ciclo Rankine Orgânico dos Gases	51
4.1.2	Ciclo Rankine Orgânico da Água de Resfriamento	53
4.1.3	Trocado de Calor	56
4.2	Análise de Custos	57
4.2.1	Custo de Aquisição do CROg	57
4.2.2	Custo de Aquisição do CROa	57
4.2.3	Custo de Aquisição do trocador de calor	58
4.2.4	Custo de Aquisição total	58
4.2.5	Custo da Eletricidade Produzida – EPC	58
4.2.6	Valor Presente Líquido	59
4.2.7	Taxa Interna de Retorno (TIR)	59
4.2.8	Tempo Médio para Retorno (payback)	60
4.2.9	Comparando resultados	60
5	Conclusão	62
6	Referências	64

1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os primeiros conceitos a respeito de uma planta de geração termelétrica – com motores de combustão interna – além de e alternativas de recuperação de calor residual e maximização da eficiência térmica. Discute-se, também, a motivação para a sugestão de aplicação de um Ciclo Rankine Orgânico (CRO) como forma de aumentar a eficiência térmica do sistema. O capítulo é finalizado com estrutura do trabalho, onde são apresentados os tópicos a serem discutidos.

O presente trabalho visa a execução de uma análise térmica e econômica da proposta de repotenciação de uma termelétrica com Ciclo Rankine Orgânico associado a um motor de combustão interna.

À medida que se caminha para o desenvolvimento tecnológico e o crescimento econômico, a demanda de energia elétrica cresce em grande escala (Tolmasquim et al, 2007). Portanto, devemos aproveitar ao máximo os meios de produção de energia visando a aumentar a eficiência das usinas geradoras, diminuir os custos e poluição ambiental e maximizar os lucros. No presente trabalho foi desenvolvida uma análise de um motor de combustão interna associado a um Ciclo Rankine Orgânico que utiliza o calor proveniente da água de arrefecimento do motor e também do calor dos gases de exaustão para a geração de energia elétrica. Após a análise energética, partiu-se para a análise de viabilidade econômica com base no valor presente líquido, taxa interna de retorno e o tempo de retorno do investimento.

Motores de combustão interna possuem baixa eficiência e apresentam rendimentos térmicos na faixa de 30% (Domingues, 2011) já que nem toda a energia proveniente do combustível é convertida em energia líquida utilizável. Perdas através do atrito entre partes móveis, da radiação e convecção, do sistema de resfriamento e dos gases de exaustão, explicam esta baixa eficiência mas podem ser reduzidas e aproveitadas para geração de energia.

O objetivo da análise é aumentar a eficiência de um motor de combustão interna usando um Ciclo Rankine Orgânico para transformar a energia perdida em forma de calor pelos gases de exaustão e pelo sistema de arrefecimento do motor, em energia útil. O sistema proposto não necessita de valores elevados de temperaturas para sua operação podendo ser utilizado com temperaturas na faixa de 55°C a 100°C devido seu fluído de operação, que evapora e condensa a temperaturas baixas (Opcon, 2016). Essa característica o torna importante, visto que, pode-se fazer uso do CRO em situações em que a temperatura não é muito elevada, que é o que acontece com a água de resfriamento do motor de combustão interna, a qual não possui temperatura significativa para operação em Ciclos Rankine, mas com o uso do ORC pode se fazer uso o calor proveniente dela, que na maioria das vezes é perdido, para geração de energia elétrica. Também é como objetivo demostrar a viabilidade econômica da implantação deste sistema, expondo os custos de todo o maquinário e mão de obra necessários para o implantação e operação do complexo.

Diante da crescente demanda de energia, esta análise se explica devido se obter um aumento na produção de energia elétrica aproveitando o calor residual de um MCI que normalmente é descartado. Com esse sistema passa-se a fazer uso desse calor aumentando a eficiência do sistema de geração de potência e com isso há o crescimento na produção de energia e nos lucros, e a redução na emissão de poluentes e nos custos.

Para o desenvolvimento da presente análise foi utilizado publicações científicas recentemente desenvolvidas a respeito do Ciclo Rankine Orgânico bem como um estudo de caso que foi desenvolvido em sua totalidade a partir de dados de operação e custo de um motor de combustão interna da Wärtsilä e dados sobre venda da energia elétrica obtidos no site da ANEEL.

1.1 Motivação

As baixas eficiências associadas aos motores alternativos de combustão interna (MACI) e suas inerentes características de emissão de particulado e/ou gases de efeito estufa (NO_x, SO_x, etc.) induzem ao estudo de um sistema de repotenciação que aproveita calor residual através do Ciclo Rankine Orgânico (CRO). Nesse arranjo há maior produção de potência elétrica, menor emissão específica de poluentes e menor consumo específico de combustível.

Os Motores Alternativos de Combustão Interna (doravante denominados MCI) estão presentes em grande parte da aplicação industrial, naval, etc. No presente trabalho, em pequenas centrais termelétricas, analisa-se, do ponto de vista termodinâmico e econômico, a viabilidade de implementação de um CRO para recuperar calor que seria rejeitado ao meio ambiente através dos gases de exaustão e da água de resfriamento da camisa do motor.

Segundo Eyidogan et al. (2014), atualmente a demanda mundial de energia está em torno de 12.7 bilhões de toneladas de óleo equivalente (toe). Ainda segundo o mesmo autor, a Agência Internacional de Energia (AIE) estima que esse volume chegará a valores entre 14.8 bilhões e 18.7 bilhões toe por volta do ano 2035, com crescimento de 16 - 47%, aproximadamente.

Por causa dessa crescente busca por energia se explica a necessidade de investimentos em aumento de eficiência da planta de geração, ou até mesmo em novas tecnologias que combinadas àquela proporcionarão maior rendimento econômico e menor poluição ambiental.

1.2 Objetivos

Implementar um sistema de repotenciação aplicado a um Motor de Combustão Interna a Diesel visando a redução do consumo específico de combustível e emissão específica de gases poluentes e avaliar sua viabilidade térmica e econômica. Para isso, desenvolveu-se um estudo com o programa Excel que auxiliou na análise e tratamento dos dados na implementação do Ciclo Rankine Orgânico.

1.3 Estrutura do trabalho

Além deste Capítulo 1, *Introdução*, onde foi apresentado a contextualização, a motivação e os objetivos, este trabalho conta ainda com mais 4 capítulos.

O Capítulo 2, *Fundamentação Teórica*, explana todo estudo usado para os cálculos. Demonstra os equacionamentos que se fizeram necessários, as considerações e também demonstra a teoria básica de funcionamento de cada equipamento existente no projeto.

Toda apresentação da estrutura física da planta estudada no presente projeto fica desenvolvida no Capítulo 3 intitulado *Descrição do Sistema Analisado*, que esclarece as características de funcionamento da planta.

Após toda análise térmica e econômica, no Capítulo 4 – *Resultados e Discussão* - apresenta-se os resultados encontrados após todas as considerações e cálculos realizados.

No Capítulo 5 é apresentada a conclusão do trabalho, após a análise e discussão dos resultados.

2 Fundamentação Teórica

Apresenta-se a seguir fundamentação teórica de base para entendimento do texto.

2.1 Motores de Combustão Interna (MCI)

Motores de combustão interna (MCI), são máquinas térmicas nas quais a energia química do combustível se transforma em trabalho mecânico, sendo que o fluído de trabalho consiste dos produtos da combustão da mistura ar-combustível, e a câmara de combustão e o próprio processo de combustão estão integrados ao funcionamento do motor (Lora e Nascimento, 2004a).

Os primeiros MCI's do tipo alternativo foram desenvolvidos por volta de 1800, mas foi em 1860 que eles vieram a ser uma realidade prática (Lora e Nascimento, 2004a). Os primeiros motores a serem comercializados utilizavam misturas de gás de carvão e ar na câmara de combustão, à pressão atmosférica, não havendo compressão antes da combustão.

Segundo Lora e Nascimento (2004a), no que diz respeito a geração de energia elétrica os motores a diesel e a gás são competitivos principalmente pela sua alta eficiência térmica, tanto em operação a carga total como em carga parcial (a eficiência térmica apresenta pequena variação em uma faixa de 40 a 110% de carga) (Niemi, 1997). Um fator muito importante é que a eficiência dos motores a diesel não é tão sensitiva as condições ambientais locais. Ademais, conforme Lora e Nascimento, (2004a), deve-se levar em conta que os MCI's possibilitam a queima de diversos combustíveis para se operar, tais como: líquidos (gasolina, álcool, óleo combustível, Diesel, etc.) ou gasosos (gás natural, GLP, gases residuais ou manufaturados, etc.).

Em se tratando de MCI, são inúmeras são as causas que para a grande diferença entre os valores de eficiência real e a eficiência teórica. Segundo Gallo et al (1990), entre os principais fatores que contribuem para a diminuição da eficiência dos MCI estão os atritos entre os diversos componentes do motor, trocas térmicas entre componentes e fluidos, geração de entropia no sistema de escapamento devido a pressão e temperaturas elevadas e expansões não resistidas nos gases de exaustão.

Motores de combustão interna vem sendo cada vez mais utilizados em sistemas de cogeração, onde é efetuada a recuperação do calor dos gases de escape, da água de resfriamento do motor e, em alguns casos, do óleo do sistema de lubrificação (Lora e Nascimento, 2004a).

A possibilidade da recuperação de grande parte do calor é um fator que contribui para o crescimento do interesse na utilização dos MCI para cogeração (Lora e Nascimento, 2004a), além disso, existe outros fatores para esse crescente interesse tais como:

- A disponibilidade de combustível de boa qualidade e preços atrativos;
- O aperfeiçoamento dos reguladores de velocidade que asseguram a geração de eletricidade na frequência desejada;

Bom desempenho em carga parcial, principalmente para motores a Diesel de ignição por compressão.

O desenvolvimento de tecnologias aplicadas em MCI propiciou resultados como aumento de potência específica, durabilidade do motor, redução de consumo específico de combustível, aplicação de novos materiais, diminuição das emissões de poluentes e aumento da eficiência de conversão de combustível.

2.1.1 Eficiência e conversão de energia de um motor de combustão Interna

Segundo Domingues (2011), 2/3 da energia proveniente do combustível são desperdiçados sob forma de calor residual e apenas 1/3 é convertida em energia mecânica, como mostra a Figura 1:



Figura 1 - Porcentagens de conversão de energia em um Motor de Combustão Interna.

Fonte: Domingues (2011) apud Toom (2008)

A Figura 2 a mostra um balanço de energia para um motor alternativo. Como pode-se notar, em torno de 35% a 45% no máximo da energia fornecida pelo combustível pode ser transformada em trabalho de eixo (Lora e Nascimento, 2004a). A principal fonte para recuperação desse calor perdido está nos gases de exaustão podendo ser aproveitada até 35,5% da energia em forma de calor dos gases. Da água de resfriamento do motor também pode ser aproveitado o calor perdido por ela, porém a baixa temperatura



Figura 2 - Perdas de energia em um Motor de Combustão Interna.

Fonte: Lora e Nascimento (2006)

Com isso fica exposta a necessidade de reaproveitamento deste calor residual e com isto, aumentar a eficiência do MCI.

A Figura 3 demonstra a proporção de energia que pode-se recuperar ao se aproveitar o calor dos gases de exaustão de um MCI.



Figura 3 - Diagrama do aproveitamento energético dos gases de escape.

Fonte: Domingues (2011) apud Toom (2008)

O interesse na recuperação de calor tem crescido nestas últimas décadas e o potencial para exploração de fontes de calor residual dos gases de escape e da água de arrefecimento dos MCI é particularmente promissora.

Levando em conta o fator meio ambiente, com o aproveitamento deste calor residual temos a redução na emissão específica de particulados bem como a redução de combustível especifico, sendo que a mesma quantidade de combustível será usada para se produzir ainda mais energia.

2.2. Ciclo Rankine

As máquinas térmicas a vapor utilizam a energia fornecida por um combustível pelo processo de combustão para um fluido de trabalho, como a água, para gerar vapor e converter a alta energia deste fluido em trabalho mecânico e/ou em calor para processos secundários de aquecimento. Uma explicação objetiva de acordo com Moran e Shapiro (2009).

Apesar de que o fluido de trabalho possa ser qualquer fluido que consiga alcançar uma situação de vapor superaquecido na saída da caldeira, a água é um fluido com grandes qualidades, visto possuir um alto calor específico, um alto calor latente de vaporização, ampla disponibilidade (baixo custo) e pouca quantidade de resíduos sólidos de evaporação, gerando baixo índice de incrustações na caldeira e nas tubulações.

O vapor de água é um dos meios mais importantes de transporte de energia e o mais utilizado em indústrias e unidades de geração de eletricidade. Máquinas térmicas a vapor constituem plantas de geração de potência em termelétricas, usinas nucleares e termossolares.

2.2.1 Esquema de uma unidade de potência a vapor

A figura 4 mostra o esquema dos equipamentos que compõe uma unidade de geração de potência que tem seu funcionamento baseado no Ciclo Rankine. A representação desta unidade simples, é basicamente composta por quatro elementos básicos: A bomba, a turbina a vapor, que dividem o sistema em zonas de alta e baixa pressão, a caldeira e o condensador de vapor, que são responsáveis pela retirada e injeção de energia do sistema em forma de calor.



Figura 4 - Esquema de um ciclo Rankine convencional.

Fonte: Moran e Shapiro (2009)

2.2.2 Análise Energética do Ciclo Rankine Ideal

No ponto 1 da figura 4, temos um estado definido no projeto do ciclo. Para um ciclo ideal sem superaquecimento, é o ponto de vapor saturado para a pressão de alta, e para o caso de um ciclo com superaquecimento, deve ser conhecida a capacidade de temperatura máxima do sistema. Então as propriedades de entalpia e entropia devem ser obtidas.

O estado 2 é obtido com a propriedade de entropia do ponto 1, visto o processo de expansão ser isentrópico. Com base na pressão de baixa e na entropia do ponto 1, uma interpolação deve ser realizada para a obtenção da entalpia, ou então a regra da alavanca deve ser utilizada para se determinar o título de saída da turbina:

$$\beta = \beta_{ls} + x \left(\beta_{vs} - \beta_{ls}\right) \tag{2.1}$$

 β_{ls} : Propriedade do fluido no estado de líquido saturado.

 β_{vs} : Propriedade do fluido no estado de vapor saturado.

 β : Propriedade a ser calculada

O estado 3, via de regra, deve ser dimensionado para o estado de líquido saturado, de modo a evitar um sub-resfriamento desnecessário que ocasiona um maior consumo de combustível.

Por fim, o estado 4 é obtido matematicamente através do conceito de uma bomba operando de maneira reversível. Desta forma, de acordo com a primeira lei da termodinâmica:

$$\dot{W}_b = \dot{m} (h_3 - h_4)$$
 (2.2)

E de acordo com a segunda lei da termodinâmica, considerando que o volume específico muda muito pouco no estado de líquido comprimido:

$$\dot{W}_b = -\int_3^4 \forall dp = \dot{m} \left[v_3 (P_3 - P_4) \right]$$
(2.3)

Levando em conta as considerações de processo isentrópico em 2 e 4, colocamos o sub índice *"s"*, que denota este processo, ou seja, ideal.

A primeira lei da termodinâmica para um volume de controle é dada por:

$$\frac{dE}{dT} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{W_e^2}{2} + gZ_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{W_s^2}{2} + gZ_s \right)$$
(2.4)

Considerando que em um ciclo de potência a vapor o sistema opera em regime permanente, e que as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis em relação à variação de entalpia, tem-se:

$$\dot{\mathbf{Q}} - \dot{\mathbf{W}} + \dot{\mathbf{m}} \left(h_e - h_s \right) = 0$$
 (2.5)

A potência fornecida pela turbina é dada por:

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2) \tag{2.6}$$

A potência fornecida pela bomba é dada por:

$$\dot{W}_b = \dot{m}(h_3 - h_4)$$
 (2.7)

E a potência líquida do sistema é dado pela soma das potências:

$$\dot{W}_{Liq} = \dot{W}_t + \dot{W}_b = \dot{m} \left(h_1 - h_2 + h_3 - h_4 \right)$$
(2.8)

A transferência de calor na caldeira é:

$$\dot{\mathbf{Q}}_{cald} = \dot{\mathbf{m}} \left(h_1 - h_4 \right)$$
 (2.9)

E a taxa de transferência de calor rejeitada pelo condensador é dada pela expressão:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} (h_3 - h_2)$$
 (2.10)

E por fim, a eficiência do ciclo é dada pela razão entre a potência líquida do sistema pela potência gasta para alimentar o sistema:

$$\eta_{Ciclo} = \frac{\dot{\mathbf{U}}til}{Gasto} = \frac{\dot{\mathbf{W}}_{Liq}}{\dot{\mathbf{Q}}_{cald}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_4)}{h_1 - h_4}$$
(2.11)

2.2.3 Irreversibilidades no Ciclo Rankine

Para o ciclo real, considerando irreversibilidades, o conceito de eficiência isentrópica apresentada pela segunda lei da termodinâmica é necessário.

Para a turbina, a principal irreversibilidade é sofrida pelo fluido de trabalho e está associada à sua expansão e o escoamento do fluido de trabalho pelos canais e palhetas da turbina, o que eleva o valor de entropia. A eficiência isentrópica para a turbina é dada por:

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \tag{2.12}$$

Para a bomba, o efeito de atrito do fluido com o rotor é o principal responsável pelo aumento de entropia. A eficiência isentrópica para processos de bombeamento é dada pela expressão:

$$\eta_B = \frac{h_3 - h_{4S}}{h_3 - h_4} \tag{2.13}$$



Figura 5 - Diagrama T x S – Irreversibilidades.

Fonte: Moran e Shapiro, 2009

2.3. Ciclo Rankine Orgânico

O Ciclo Rankine Orgânico (*Organic Rankine Cycle - ORC*) resulta de uma modificação do Ciclo Rankine a Vapor, sendo que a principal diferença entre ambos reside apenas no fluido de trabalho utilizado. Ao invés de vapor d'água, fluido utilizado no Ciclo Rankine a Vapor, o Ciclo Rankine Orgânico (CRO) recorre a um hidrocarboneto ou refrigerante.

Segundo Hung (2001), um ciclo Rankine que usa fluidos orgânicos como fluido de trabalho se chama Ciclo Rankine Orgânico (CRO), é potencialmente viável no reaproveitamento de fluidos com baixas entalpias proporcionada por fontes de baixo calor, os fluidos utilizados têm propriedades como baixo ponto de ebulição, alta pressão de vapor, alta massa molecular e, alta vazão mássica se comparadas à água.

Com a crescente preocupação com meio ambiente, avanços tecnológicos para melhoria do aproveitamento energético estão crescendo paralelamente. Dentre as soluções para esse problema o ORC é a mais utilizada (Wei, 2007). Isso, pois, possui baixos custo e necessidade de manutenção e altas flexibilidade de aplicação e segurança. Gases como dióxido de carbono e dióxido de enxofre podem ter suas emissões diminuídas com a implantação do ORC. Uma vez que, teoricamente, o ciclo não necessita de combustível adicional para a operação. Assim, há uma produção energética maior para a mesma quantidade de poluentes.

Tratando-se de um ciclo de aproveitamento de fontes de calor de baixa e média temperatura, o Ciclo Rankine Orgânico opera entre 60 e 200°C para fontes de baixa temperatura, podendo atingir 350°C no caso de fontes de calor de média temperatura (Yamamoto et al. 2001). Esta amplitude de temperaturas máximas do ciclo permite, assim, trabalhar em diferentes e variados tipos de regime e numa grande gama de potências.

Igualmente ao Ciclo Rankine a vapor de água, o ORC, em sua forma mais simples, também utiliza quatro componentes (um evaporador, uma turbina, um condensador e uma bomba). A diferença como já foi mencionada é justamente o fluido de trabalho, que é um composto orgânico em vez de água. Isso faz com que possa aproveitar o calor de fontes que estejam, também, a menores temperaturas (60 a 300 °C) e menores pressões. Em contrapartida a eficiência dos ciclos Rankine a vapor são maiores que as dos ORC (Quoilin, 2009 e 2013).

O gráfico da Figura 6 mostra a faixa de potência (10 kW - 3 MW) e a eficiência (8% - 16%) em que costumam operar as máquinas Ciclo Rankine Orgânico.



Figura 6 - Gráfico de Potência x Eficiência para diferentes maquinas térmicas.

Fonte: Adaptado de Spliethoff e Shuster (2006)

De acordo com Roy (2010), o ORC é considerado simples, pois a maior parte do fornecimento de calor ao ciclo, e também rejeição por parte do sistema, ocorre durante a mudança de fase do fluido de trabalho. Esse fluido é condensado, em um processo isotérmico, no condensador e segue para a bomba. Então sua pressão é elevada para chegar ao evaporador, onde o fluido é evaporado à pressão constante. Depois ele vai para a turbina onde é expandido e faz com que o dispositivo movimente um gerador elétrico acoplado ao sistema.

Segundo Oliveira Neto (2016), o ORC tem ganhado força a partir de sua primeira planta comercial, instalada nos anos 80. Tem como característica o uso de componentes que estão avançados, em termos tecnológicos, graças ao extenso uso destes em sistemas de refrigeração. Além de poder aproveitar várias fontes de calor apenas com a necessidade de pequenas adaptações. Desde então nota-se um crescimento exponencial na utilização deste sistema desde os anos 80 (Figura 7).



Figura 7 - Evolução do mercado das plantas ORC no mundo.

Fonte: Quoilin (2013) apud Oliveira Neto (2016)

Enquanto o ORC utiliza um fluido orgânico de baixo ponto de evaporação, o Rankine usa a água para operar. O Ciclo Rankine Convencional está entre os melhores meios de produzir potência elétrica. As principais vantagens desse ciclo sobre o ORC são:

- Boa estabilidade térmica e química;
- Baixa viscosidade;
- Altos calores latente e específico;
- Não é tóxico, inflamável ou prejudicial ao meio ambiente;
- Baixo custo.

Segundo Tchanche (2011), a tecnologia ORC vem sendo considerada a principal forma de converter calor de fontes de baixa temperatura em energia elétrica. Logo, as pesquisas neste campo aumentaram consideravelmente. As vantagens do ORC em relação ao Ciclo Rankine são:

- Temperaturas e pressões menores no evaporador;
- Não há necessidade de superaquecimento, para fluidos secos, uma vez que a expansão se dá na área de vapor superaquecido;
- Perdas e razões de pressão menores, logo, menos estágios nas turbinas.

2.3.1 Fluidos de trabalho para o ciclo Rankine orgânico

O desempenho de um Ciclo Rankine Orgânico, é basicamente condicionado pelo fluido de trabalho escolhido para a instalação. Sendo assim, a seleção do fluido orgânico tem uma extrema importância no tipo e forma de aproveitamento conseguido pelo CRO, constituindo-se como o segredo de toda esta tecnologia, e assumindo-se como a questão chave para o sucesso deste tipo de ciclo (Tchanche et al., 2011).

A escolha do fluido de trabalho está relacionada com suas propriedades termo físicas, que por sua vez afetam o rendimento do ciclo. Levando em consideração os tipos de curva de vapor saturado segundo a variação da temperatura com respeito à entropia (dT/ds) no gráfico T x s, é possível identificar três categorias de fluido, conforme ilustrado na Figura 8:



Figura 8: Classificação dos fluidos de trabalho, úmidos (a), isentrópicos (b) e secos (c).

Fonte: Bao, 2013

- Fluido isentrópico: com derivada (dT/ds) infinita, uma vez que o vapor se expande ao longo de uma linha vertical no diagrama T-s, o vapor saturado na entrada da turbina permanece saturado até que se atinja a saída da mesma, não ocorrendo a condensação (Quoilin, 2011);
- Fluido úmido: com derivada (dT/ds) negativa, a expansão ocorre na zona de vapor saturado, sendo necessário efetuar o sobreaquecimento do fluido na entrada da turbina a fim de evitar possíveis danos no equipamento, como ocorre nos ciclos Rankine a Vapor que são movidos a água, um fluido úmido (Quoilin, 2011);
- Fluido seco: com derivada (dT/ds) positiva, a fase de vapor saturado torna-se sobreaquecida após a expansão isentrópica. O uso deste tipo de fluido orgânico não oferece risco de corrosão na turbina, devido ao estado de sobreaquecimento na saída da mesma (Quoilin, 2011).

Segundo Bao (2013), vários tipos de fluídos orgânicos podem ser utilizados no ciclo Rankine orgânico e são classificados em: hidrocarbonetos, hidrocarbonetos aromáticos, éteres, perfluorcarbonetos, CFCs, álcoois e siloxanos. Os fluidos isentrópicos e secos são os mais adequados no uso em sistemas ORC (normalmente uma umidade igual ou inferior a 15%, ao final da expansão, é exigida).

2.3.2 Recuperação de calor rejeitado com ORC

O calor rejeitado em plantas térmicas corresponde a mais da metade do que é fornecido a elas. Esse número corresponde a aproximadamente 55% do calor possível de ser retirado do combustível (Roy, 2010). Esta energia não aproveitada ocasiona uma redução da eficiência dos equipamentos. Junto com esse rejeito também são liberados poluentes (SOx, CO2, NOx) que auxiliam para o agravamento do aquecimento global e destruição da camada de ozônio. O calor liberado é classificado em três categorias de acordo com o nível da temperatura dos gases liberados, são elas: baixa (até 230 °C), média (de 230 °C a 650 °C) e alta (acima de 650 °C). Avanços têm sido feitos nas tecnologias para a recuperação desse calor não aproveitado.

De acordo com Oliveira Neto (2016), o ORC pode ser considerado uma das melhores opções para o aproveitamento de rejeitos a baixas e médias temperaturas. Isso, porque tem pouca complexidade no sistema.

Segundo Tchanche (2011) a transferência de calor entre o fluido de trabalho do ORC e os gases quentes pode ser feita diretamente no mesmo equipamento. Também pode ser realizada indiretamente com o uso de um óleo para evitar o contato entre o sistema e os gases liberados.

Os sistemas ORC's podem ser configurados para receber qualquer demanda a qual for requisitado e podem ser empregados em diferentes áreas de recuperação de calor, tais como, centrais de geração elétrica, aproveitamento do calor dos oceanos, geotermais, processos de manufatura, indústria automotiva, etc.

Tem como suas principais vantagens os baixos custos de operação e manutenção, pode produzir eletricidade no mesmo local onde será usada essa eletricidade, maior segurança para os operadores do sistema e apresentam também uma maior segurança para o meio ambiente.

2.4. Trocador de Calor

Devido a necessidade de se instalar um trocador de calor no projeto, segue esta explicação sobre o cálculo da efetividade do trocador de calor utilizado.

Existem diversos sistemas de engenharia nos quais ocorre o processo de troca de calor entre dois fluidos que estão com temperaturas diferentes e separados por algum tipo de parede sólida – são os chamados trocadores de calor. Uma configuração de trocador de calor bastante difundida é de casco e tubos.

O trocador de casco e tubos possui diversas configurações de acordo com o número de passes na casca e nos tubos.



Figura 9 - Trocador de calor Casco e Tubos com um passe no casco e um passe nos tubos (Modo de operação contracorrente).

Fonte: Incropera e De Witt (2009)

Sua mais simples forma é composta por um passe no casco e um passe nos tubos, como mostra a figura 9. As chicanas tem a função de aumentar o coeficiente convectivo no fluído do lado do casco, pois induzem uma turbulência e um componente de velocidade na direção do escoamento cruzado também possuem a função de apoiarem os tubos fisicamente, ajudando na redução da vibração causada pelo escoamento.

No presente projeto foi utilizado o trocador de calor de tubos concêntricos contracorrente, ao qual iremos explanar os equacionamentos utilizados para o projeto do mesmo.

2.4.1. Média Logarítmica das Diferenças de temperatura

Segundo Incropera e De Witt (2009), para projetar e prever o desempenho de um trocador de calor é essencial relacionar a taxa total de transferência de calor a grandezas tais como: as temperaturas de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de transferência de calor e a área superficial total disponível para a transferência de calor. Aplicando um balanço global de energia nos fluidos, quente e frio, duas dessas relações citadas são obtidas.



Figura 10 - Balanços de energia globais para os fluidos quente e frio de um trocador de calor com dois fluidos.

Fonte: Incropera e De Witt (2009)

Se q é a taxa total de transferência de calor entre os fluidos quente e frio, admitindo que a transferência de calor para o meio é desprezível, bem como as mudanças de energia potencial e cinética, temos:

$$q = \dot{m}_h \left(i_{h,i} - i_{h,o} \right)$$
(2.14)

e

$$q = \dot{m}_c \left(i_{c,o} - i_{c,i} \right)$$
(2.15)

Onde i é a entalpia do fluido. Os subscritos h e c se referem aos fluidos quente e frio, enquanto que i e o se referem as condições de entrada e saída do fluido respectivamente. Admitindo que os fluidos não passam por uma mudança de fase e se forem estabelecidos calores específicos constantes, essas duas expressões se resumem a:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} \left(T_{h,i} - T_{h,o} \right)$$
(2.16)

e

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} \left(T_{c,o} - T_{c,i} \right)$$
(2.17)

Em que as temperaturas empregadas nesse cálculo, são temperaturas médias dos fluidos nos locais indicados. É importante ressaltar que nenhumas dessas expressões leva em consideração o tipo de trocador de calor e a configuração de seu escoamento.

A outra expressão que surge a partir do balanço de energia é obtida quando se relaciona a taxa de transferência de calor total à diferença de temperaturas ΔT entre os fluidos quente e frio, onde

$$\Delta T = T_h - T_c \tag{2.18}$$

Entretanto, como ΔT varia em relação a posição no trocador de calor, torna-se necessário trabalhar com uma equação para a taxa na forma:

$$q = \bigcup A \,\Delta T_m \tag{2.19}$$

Onde ΔT_m é uma média apropriada de diferenças de temperaturas.

Para a análise do trocador de calor deste projeto, supõe-se que o trocador de calor usado seja de contracorrente, isso é devido aos cálculos utilizados para a determinação de ΔT_m que diferem para o trocador de calor de escoamento paralelo, visto que se apresenta, aqui, apenas o equacionamento para o trocador de calor com escoamento contracorrente.

2.4.2 O Trocador de calor com Escoamento Contracorrente

As distribuições de temperaturas de ambos os fluidos, quente e frio, associados a um trocador de calor com escoamento contracorrente estão dispostas na Figura 11.



Figura 11 - Distribuição de Temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente. Fonte: Incropera e De Witt (2009)

Essa esquematização proporciona a troca de calor entre as parcelas mais quentes dos fluidos em uma de suas extremidades e na outra extremidade a troca de calor entre as parcelas mais frias. Os subscritos I e 2 indicam as extremidades do trocador de calor e para o escoamento contracorrente temos: $T_{h,i} = T_{h,1}$; $T_{h,o} = T_{h,2}$; $T_{c,i} = T_{c,2}$; $T_{c,o} = T_{c,1}$.

De acordo com Incropera e De Witt (2009), obtemos o ΔT_m a partir de um balaço de energia em elementos diferenciais nos fluidos quente e frio, resultando na diferença média logarítmica de diferenças de temperatura dada pela Equação 2.33.

$$q = U A \Delta T_{ml} \tag{2.33}$$

Onde

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$
(2.34)

2.4.3 Efetividade de um trocador de calor

Segundo Incropera e De Witt (2009), para se definir a efetividade de um trocador de calor, devemos calcular a taxa máxima de transferência de calor possível, $q_{máx}$, em um trocador.

$$q_{m\acute{a}x} = C_{m\acute{n}} \left(T_{h,i} - T_{c,i} \right) \tag{2.35}$$

Onde C_{min} é igual ao menor entre as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio $C_h = \dot{m}_h c_{p,h}$ e $C_c = \dot{m}_c c_{p,c}$, respectivamente. Se conhecermos as temperaturas de entrada do fluidos quente e frio, com essa equação podemos determinar a taxa de transferência de calor máxima que poderia ser alcançada em um trocador de calor.

Assim a efetividade, ε , é a razão entre a taxa de transferência de calor real em um trocador de calor e a taxa de transferência de calor máxima possível.

$$\mathcal{E} = \frac{q}{q_{max}} \tag{2.36}$$

Junto com as definições de q e $q_{máx}$ já apresentadas antes, podemos escrever a equação da efetividade:

$$\mathcal{E} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$
(2.37)

Ou

$$\mathcal{E} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$
(2.38)

Conhecendo a ε , $T_{h,i} \in T_{c,i}$, podemos calcular a taxa de transferência de calor real com a expressão:

$$q = \varepsilon C_{min} \left(T_{h,i} - T_{c,i} \right) \tag{2.39}$$

2.5 Análise energética do CRO para a água de resfriamento e para os gases de exaustão do motor

Para a análise energética do sistema considerou-se o calor fornecido pelo combustível (Poder Calorífico Inferior - PCI) e a potência útil total que é desenvolvida ($\dot{W}_{liq,global}$). Para o Ciclo Rankine Orgânico dos gases (CROg) e o Ciclo Rankine Orgânico da água de resfriamento do motor (CROa), considera-se a potência líquida desenvolvida e o calor de entrada do respectivo ciclo.

O cálculo das eficiências do ciclo e global foi baseado apenas na Eficiência Primeira Lei da Termodinâmica que é desenvolvida a seguir.

2.5.1 Primeira Lei da Termodinâmica

A variação de energia líquida em um sistema é igual a diferença entre o calor e o trabalho do mesmo.

$$\Delta ET = Q - W \tag{2.40}$$

Sendo:

Q < 0: Calor é transferido do sistema. Q > 0: Calor é transferido para o sistema. W < 0: Trabalho é realizado sobre o sistema. W > 0: Trabalho é realizado pelo sistema. Onde ΔET é composto pela variação de energias cinética, potencial e interna do sistema como segue.

$$\Delta ET = \Delta EC + \Delta EP + \Delta EU \qquad (2.41)$$

$$\Delta EC = EC2 - EC1 = \frac{m * (V_2^2 - V_1^2)}{2}$$
(2.42)

$$\Delta EP = EP2 - EP1 = m * g * (z2 - z1)$$
(2.43)

$$\Delta EU = EU2 - EU1 = m * (U2 - U1)$$
(2.44)

Portanto, a primeira lei da termodinâmica fica:

$$\Delta EC + \Delta EP + \Delta EU = Q - W$$
(2.45)

2.5.2 Eficiência de Primeira Lei

Seja o conceito de eficiência - o quociente do produto pelo insumo, então para o ciclo ORC e para o sistema completo tem-se:

$$\eta_{\text{ciclo}} = \frac{\dot{w}_{\text{liq}}}{q_{\text{in}}} \tag{2.46}$$

$$\eta_{global} = \frac{\dot{w}_{liq.global}}{Q_{combustivel}}$$
(2.47)

$$Q_{in} = \dot{\mathbf{m}} * C_p * \Delta \mathbf{T} \tag{2.48}$$

ou

$$Q_{in} = \dot{\mathbf{m}} * \Delta \mathbf{h} \tag{2.49}$$

$$Q_{combustivel} = \dot{\mathbf{m}} * \mathrm{PCI}_{combustivel}$$
(2.50)

Onde $Q_{combustível}$ é o calor fornecido pelo combustível; Q_{in} é o calor fornecido ao ciclo de potência (ora dos gases, ora da água de resfriamento do motor) e; \dot{W}_{liq} é a potência líquida desenvolvida nos ciclos e $\dot{W}_{liq,global}$ é a potência líquida desenvolvida pelo sistema.

2.6. Propriedades Termodinâmicas

Os dados referentes às condições termodinâmicas da água estão disponíveis no programa *Steam Tab* no qual se entra com as informações de temperatura e/ou pressão, além do estado termodinâmico para a água (líquido ou vapor) saturada. Os resultados podem ser mostrados em unidades SI ou inglesas.

ChemicaLogic SteamTab Companion About Saturated Superheated/Subcooled C	ionstants	×
⊂Independent Variable:	Units: Metric/SI English	Close Calculate
Phase: • Vapor C Liquid C Two-phase	se	
Property	Value Unit	A
Temperature	°C	
Pressure	bar	=
Steam quality	%	_
Volume	m²/kg	
Company	Kg/m²	
Enthalow	dimensionie k I/ka	55
Entropy	ku/kg °C)	
Helmoltz free energy	kJ/ka	
Internal energy	kJ/kg	
Gibbs free energy	kJ/ka	
Heat capacity at constant volume	kJ/(kg.°C)	-
ChemicaLogic Corporation, 99 South Bedford 781-425-	d St. Ste 207, Burlington, MA 6738	01803 Tel:
Copyright © 1999-2003 ChemicaLogi	c Corporation. All rights reser	ved.

Figura 12 - Interface do programa *Steam Tab*. Fonte: Programa "Steam Tab"

2.7. Aspen Plus

O *software* Aspen Plus, da empresa Aspen Tech, é um programa de simulação de plantas térmicas ou químicas largamente utilizado em análises de processos térmicos, químicos e econômicos. Nele é possível caracterizar o desempenho de um sistema, otimizar as condições do processo, fazer análise de custos e dimensionar equipamentos.

Os resultados obtidos dão base para tomada de decisão devido à confiabilidade deste programa no mercado.

2.8. Análise Econômica

Neste capítulo apresenta-se o modelo de análise de viabilidade econômica para implementar o sistema ORC proposto. Utilizou-se o modelo CEPCI, que é adotado em diversos estudos de plantas químicas, térmicas, de potência etc. Baseou-se, principalmente, no trabalho realizado por Oliveira Neto (2016), bem como em Turton (2012) de onde foram obtidos o equacionamento e valores das constantes apresentadas neste tópico. Ao longo do tempo o investimento apresenta retorno financeiro e baseado nisso verificou-se a viabilidade de produção de energia elétrica com a planta de ORC proposta (gases e água de resfriamento).

O trabalho se baseou numa estimativa de estudo dos principais equipamentos que são encontrados na planta como bombas, compressores e turbinas, caldeiras e trocadores de calor. O custo de cada equipamento é aproximado superficialmente e o custo total então obtido. Para ajustar esses dados é necessário usar fatores de escala, de capacidade e de inflação que fornecerão as estimativas de custo. De acordo com Turton (2012), essa metodologia, preliminarmente estocástica, fornece porcentagem de definição do projeto de 1 a 15%, cabendo ao propósito de análise de viabilidade econômica.

2.8.1. CEPCI – Chemical Engineering Plant Cost Index

O CEPCI é uma ferramenta de atualização do custo de uma planta de processo químico ou físico, sendo o valor atribuído ao CEPCI, anualmente, um índice adimensional. Desde 1963 auxilia engenheiros, técnicos e gestores a estimar e avaliar o potencial de rentabilidade da implantação de uma unidade energética ou de processamento nas indústrias.

Como as tecnologias estão sempre em processo de inovação e devido às novas tendências de mercado, o CEPCI necessita de ser revisado periodicamente. O índice é

composto por quatro índices principais: "Equipamentos", "Trabalho na construção civil", "Edifícios", "Engenharia e Supervisão". Cada um deles, ponderado de acordo com sua relevância, compõe o índice geral que é calculado mensalmente e resumido a cada ano.

Segundo Vatavuk (2002), o cálculo feito para se chegar ao CEPCI é obtido pela ponderação dos quatro sub-índices. Os valores para cada um deles também é uma ponderação feita com os custos de cada seguimento que compõe cada sub-índice (equipamentos, projeto, construção, montagem, além de manutenção, operação e supervisão de engenharia.). Tais dados são fornecidos pelos produtores desses equipamentos e serviços, são compilados em índices (PPI) e atualizados mensalmente pelo *U. S. Department of Labor's of Labor Statistics* (BLS, Washington D.C.). A interação feita de maneira estatística dos principais PPI, dados pelo BLS, forma os quatro índices e, por consequência, o CEPCI.

Para uma planta de processo térmico com CRO o método apresentado é válido, já que este pode ser aplicado a variadas plantas de processos químicos ou físicos.

2.8.1.1 Custo de Investimento

$$CBM = C_p^0 \bullet FBM \tag{4.1}$$

Onde " C_p^{0} " representa o custo do equipamento fabricado em aço carbono e que opera à pressão ambiente. " F_{BM} " é o fator de custo do módulo que depende do material de fabricação do equipamento. E " C_{BM} " é o custo total de investimento.

Para o cálculo de C_p^{0} a Equação 4.2, a seguir, foi utilizada e está em função dos parâmetros K1, K2, K3 e a capacidade do equipamento A, tabelados por Turton (2012).

$$logC_p^0 = K1 + K2 \cdot log(A) + K3 \cdot [log(A)]^2$$
(4.2)

Os cálculos deste método, referentes à planta em questão, serão aplicados para o CROg e o trocador de calor. Para o CROa será feito um cálculo proporcional ao CROg, devido à falta de informações técnicas e operacionais do Opcon Powerbox – ORC.

Os coeficientes Ki necessários são mostrados na Tabela 1.

Equipamento	K1	K2	K3	Capacidade/ Tamanho	Modelo
Turbina-CROg	2,2476	1,4965	-0,1618	100-1500 [kW]	Radial
Evaporador- CROg	5,2366	-0,6572	0,3500	10-100 [m²]	Tubos Curtos
Condensador- CROg	2,7652	0,7282	0,0783	10-100 [m²]	Tubos Múltiplos
Bomba- CROg	3,3892	0,0536	0,1538	1-300 [kW]	Centrífuga
Trocador de Calor	2,7652	0,7282	0,0783	10-100 [m²]	Tubos Múltiplos

Tabela 1: Coeficientes Ki de acordo com o equipamento.

Fonte: Turton,2012

Para trocadores de calor e bombas, F_{BM} pode ser obtido através da Equação 4.3 seguinte, onde B1, B2, F_M e F_P referem-se ao tipo de equipamento, ao material de fabricação e à pressão de operação, respectivamente.

$$C_{BM} = C_p^0 \bullet FBM = C_p^0 \bullet (B1 + B2 \bullet FM \bullet FP)$$
(4.3)

Os custos dos equipamentos crescem proporcionalmente ao acréscimo de pressão de operação, Turton (2012). Sendo o fator de pressão, F_{P_1} calculado através da Equação 4.4 a seguir, onde os coeficientes Ci dependem da pressão de operação de cada equipamento de acordo com a Tabela 2. Lembrando que o material de fabricação é aço carbono, F_M também está representado na tabela seguinte.

$$logFP = C1 + C2 \cdot log(P) + C3 \cdot [log(P)]^2$$
 (4.4)

Tabela 2: Coeficientes Ci e F_M para cálculo do Fator de Pressão.

Equipamento	C1	C2	C3	B1	B2	P [barg]	F _M	Classificação (Pressão)
Trocador de calor	0	0	0	1,74	1,55	33	1	P < 40 barg
Bomba - CROg	0	0	0	1,89	1,35	33	2,6	P < 10 barg
Condensador - CROg	0	0	0	1,74	1,55	0,12	1	P < 40 barg

Fonte: Turton,2012

Na Tabela 3 encontram-se os valores de F_{BM} de acordo com cada equipamento.

Equipamento	Material	F _{BM}
Turbina-CROg	Aço Carbono	3,5
Evaporador- CROg	Aço Carbono	3,0
Condensador- CROg	Aço Carbono	3,29
Bomba - CROg	Aço Carbono	4,05
Trocador de calor	Aço Carbono	3,29

Tabela 3: Fatores F_{BM}.

Fonte: Turton,2012

O custo total da planta será composto pela soma aritmética dos custos de cada equipamento e uma conversão proporcional para cálculo do custo do sistema CROa como já citado.

$$Custo_{CROg2001} = C_{BM,t} + C_{BM,evap} + C_{BM,cond} + C_{BM,bomba}$$
(4.5)

$$Custo_{CROa} = Custo_{CROg} \bullet \dot{w}_{CROa} / \dot{w}_{CROg}$$
(4.6)

$$Custo_{Total2001} = Custo_{CROg2001} + Custo_{CROa2001} + Custo_{TC2001}$$
(4.7)

Depois de calculado o custo total, deve-se atualizar o valor para contabilizar a inflação e possíveis outros fatores econômicos, já que os custos acima foram calculados com dados referentes à 2001. Portanto, para se ajustar os valores temos:

$$Custo_{Mar/2016} = Custo_{2001} \bullet \frac{CEPCI_{Mar/2016}}{CEPCI_{2001}}$$
(4.8)

Onde CEPCI₂₀₀₁ = 394,3 e CEPCI_{Mar/2016} = 556,8 (valor anual estimado pela *Chemical Engineering* para os primeiros meses de 2016).

2.8.2 Custo da Eletricidade Produzida (EPC – *Electricity Production Cost*)

Os custos podem ser facilmente convertidos de um período para outro, com relativa precisão através do EPC (Oliveira Neto,2016). Nele, calcula-se o valor anual uniforme "A" (Equação 4.9), com base na taxa de juros anual "i" e o tempo de amortização do investimento "t".

$$A = Custo_{Mar/2016} \bullet \frac{[i \bullet (1+i)^t]}{[(1+i)^t - i]}$$
(4.9)

Pela Equação 4.10 observa-se que o EPC depende de: "f" - representa o custo com operação, manutenção e seguro da instalação que, segundo Tian (2012), vale 1,65% do custo total do equipamento e; "H" - quantidade em horas por ano de funcionamento do sistema, foi adotado 7500 h/ano para que fossem contabilizadas as paradas necessárias para manutenção do sistema. O cálculo também leva em consideração a potência líquida produzida pelo ORC (Oliveira Neto,2016).

$$EPC = \frac{A + f \cdot Custo_{Mar/2016}}{\dot{W}_{liq} \cdot H}$$
(4.10)

2.8.3. Valor Presente Líquido (VPL)

Neste método de análise financeira, são trazidas para o presente todos os fluxos de caixa esperados que são descontados à Taxa Mínima de Atratividade (TMA). Se o VPL for positivo, a proposta de investimento é atrativa e se torna cada vez mais atrativa quanto maior for; se negativo, o projeto é considerado inviável.

$$VPL = I - FC_o + \frac{FC_1}{(1 + TMA)^1} + \frac{FC_2}{(1 + TMA)^2} + \frac{FC_3}{(1 + TMA)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1 + TMA)^n}$$
(4.11)

Onde FC_i é o fluxo de caixa para cada mês desde o início do investimento até o término do tempo de vida útil do equipamento.

$$Fluxo \ de \ Caixa = Receita - Despesa \tag{4.12}$$

Onde a receita é o produto da potência líquida gerada pelo preço de venda da energia elétrica (ANEEL) e; despesa é o produto da potência líquida gerada pelo preço da eletricidade produzida (EPC).



Figura 13 - Diagrama de fluxos de caixa (FC) ao longo do tempo para um investimento.

2.8.4. Taxa Interna de Retorno (TIR)

É definida como a taxa de juros à qual os custos de projetos se igualam ao valor presente das receitas geradas, ou seja, quando o VPL se torna nulo. Pode ser usada, portanto, como mecanismo de análise de viabilidade ao ser comparada à TMA da seguinte forma: se TIR < TMA => projeto inviável; se TIR > TMA => projeto viável.

$$0 = I - FC_o + \frac{FC_1}{(1+TIR)^1} + \frac{FC_2}{(1+TIR)^2} + \frac{FC_3}{(1+TIR)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1+TIR)^n}$$
(4.13)

2.8.5. Tempo Médio para Retorno (*payback*)

Com o método do *payback*, determina-se o número de períodos necessários para recuperar o capital de investimento aplicado no projeto. É importante lembrar que se ignora, neste método, as consequências ao projeto além do período de recuperação e o valor do dinheiro ao longo do tempo. Este método normalmente é usado como critério de desempate, se necessário, após o uso de um método exato (VPL, TIR, etc.), (Pamplona et al, 2013).

O retorno financeiro é obtido quando o lucro ao longo dos anos cobre os investimentos realizados na planta. Inicialmente os ganhos, dados pela Equação 4.11, serão negativos até o momento em que cobrirem os gastos realizados. A partir daí o que se obtém é lucro. O preço médio de venda de energia elétrica para a região sudeste é de 0,47 R\$/kWh de acordo com a ANEEL.

$$G = Preço_{ANEEL} - EPC \tag{4.14}$$

Onde G representa o ganho monetário com a venda da energia elétrica, ou seja, é o lucro obtido.

3. Descrição do Sistema Analisado

O estudo em questão leva em conta os dados planta de potência da Usina Termelétrica de Viana – TEVISA – que opera com 20 motores alternativos W20V32 com 9000 kW de potência de eixo. Cada unidade moto geradora produz 8730 kW de potência elétrica, totalizando 174,6 MW (Ribeiro, 2014). Os cálculos de rendimento do sistema proposto foram realizados para apenas uma unidade moto geradora com carga de 100%, ou seja, máximo potencial. Os dados obtidos da referida usina termelétrica foram usados apenas como base de cálculo, portanto, aqui não é feito o estudo de caso da TEVISA.

O combustível utilizado foi Óleo Combustível Pesado – OCB1, com vazão média de 1815,59 kg/h, cujo PCI _{ISO} = 42700 kJ/kg. Entretanto, em testes realizados por Ribeiro, (2014) obteve-se PCI _{Teste} = 40785 kJ/kg o qual é usado para os cálculos.

A tabela a seguir mostra o resumo de dados necessários à presente análise.

Dados	Valor	Unidades
Vazão Volumétrica Água Resfriamento Motor	135	m³/h
Vazão Mássica dos Gases	16,70	kg/s
Vazão Mássica Média do Combustível	0,50	kg/s
Q Radiador	5646	kW
Temp. Saída Agua Motor	78,4	°C
Temp. Entrada Motor	41,4	°C

Tabela 4: Dados operacionais das unidades moto geradoras - TEVISA.

Fonte: Ribeiro, C.C., 2014

A vazão (de projeto) de água de resfriamento do motor é de 135 m³/h. Portanto, supõese uma fonte de água quente com essa vazão que troca calor com o evaporador do ORC (Evaporador, Turbina, Condensador e Bomba) associado em série com um trocador de calor como mostra a Figura 14.



Figura 14 - Esquema de fluxo de calor do sistema proposto.

O trocador de calor se fez necessário para devolver a água de resfriamento do motor a 41,4 °C como previsto no projeto da termelétrica. A temperatura da água de saída do evaporador é 60 °C conforme previsto no projeto da Opcon. Ressalta-se que apesar de ser possível aproveitar ainda mais esta fonte de calor (60° C > 41,4°C), isso não é feito pois o CRO proposto é fabricado de acordo com as características da Opcon Powerbox definidas em projeto.

Para o sistema de Ciclo Rankine Orgânico da água de resfriamento utilizou-se o *Opcon Powerbox ORC Munksjö* Aspa Bruk AB, cujas características são apresentadas nas figuras 15 e 16.



Figura 15 - Esquema do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB.

Fonte: Catálogo Opcon

FACTS	
Application:	Power plant at pulp mill
Customer:	Munksjö Aspa Bruk AB, Sweden, a part of the Munksjö Group
Description:	Transformation of waste heat to electric power
Opcon Powerbox model:	ORC
Power production:	Up to 580 kW net Up to 675 kW gross
Data:	Waste heat water in ~76-81 °C Cooling water in 2-21 °C

Figura 16 - Características do Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB.

Fonte: Catálogo Opcon

Para os gases de exaustão, a análise foi comparada àquela feita por Bombarda, et al. (2009). O sistema do artigo citado opera com um Ciclo Rankine Orgânico genérico cujo fluido de trabalho é *hexamethyldisiloxane*, associado a dois motores W20V32 cujos gases de exaustão saem a 346°C e vazão de 35 kg/s (total).

4. Resultados e Discussão

4.1 Análise Térmica

As condições de operação do sistema estão listadas nas tabelas a seguir, para os dados referentes ao CROa e ao trocador de calor.

Características	Valor
Temperatura de entrada do aquecimento do CROa	78,4 °C
Temperatura de Saída do aquecimento do CROa	60 °C
Temperatura de Entrada do Resfriamento do CROa	21 °C
Temperatura de Saída do Resfriamento do CROa	29 °C
Vazão Volumétrica da água de aquecimento do CROa	135 m³/h
Vazão volumétrica da água de resfriamento CROa	280,38 m³/h

Tabela 5: Condições de operação do CROa.

Tabela 6: Condições de operação do trocador de calor (TC).

Características	Valor
Temperatura de Entrada no TC (Lado Quente)	60 °C
Temperatura de Saída do TC (Lado Quente)	41,4 °C
Temperatura de Entrada no TC (Lado Frio)	29 °C
Temperatura de Saída do TC (Lado Frio)	37,79 °C
Vazão mássica de entrada do fluido quente	37,06 kg/s
Vazão mássica de entrada do fluido frio	77,46 kg/s

Os valores das propriedades termodinâmicas envolvidas no cálculo foram obtidos com auxílio do *software Steam Tab* e estão listados na Tabela 7.

Propriedade	Valor
Entalpia da água a 21 °C	88,10 kJ/kg
Entalpia da água a 29 °C	121,55 kJ/kg
Entalpia da água a 78,4 °C	328,30 kJ/kg
Entalpia da água a 60 °C	251,18 kJ/kg
Entalpia da água a 41,4 °C	173,39 kJ/kg
Entalpia da água a 37,79 °C	158,29 kJ/kg
Massa específica da água (78.4 °C)	973 kg/m³
Massa específica da água (60 °C)	983,16 kg/m³
Massa específica média	977,96 kg/m³
Cp _{Quente} (50,7 °C)	4181,7 kJ/kg°C
Cp _{Frio} (33,4 °C)	4179,6 kJ/kg°C

Tabela 7: Propriedades termodinâmicas para a água líquida saturada a diversas temperaturas.

4.1.1 Ciclo Rankine Orgânico dos Gases

Para o CROg foi feita uma análise de proporcionalidade onde, segundo Bombarda et al (2009), a potência gerada por um CRO instalado na saída dos gases de exaustão de dois motores de combustão interna (W20V32) – que possuem vazão total de gases de 35 kg/s - é de 1603 kW. A média logarítmica das temperaturas do ORC é de 50°C e a eficiência do ciclo CRO é de 21,4%.

A partir dos dados de apenas um MCI – com vazão correspondente de 17,5 kg/s, temperatura de exaustão de 346°C e potência de 801,5 kW – foi feita a análise com o MCI cujos gases saem a 16,7 kg/s e 346°C, resultando em 764,86 kW de potência líquida.

Bombarda, et al. (2009) não dimensionaram os componentes da planta de potência por eles analisada. Como para os trocadores de calor (evaporador e condensador) é necessário saber a área de troca térmica para o cálculo do custo de aquisição, é necessário obter as capacidades desses trocadores de calor. Para o dimensionamento do evaporador usou-se o Aspen Plus, onde se modelou um trocador de calor que

recupera calor dos gases de exaustão para o fluido de trabalho (*hexamethyldisiloxane*) do CROg. No programa citado, montou-se o esquema de um trocador de calor (evaporador) cujas temperaturas de entrada e saída dos fluidos frio (fluido de trabalho do CROg) e quente (gases de exaustão) correspondem às temperaturas de projeto do CROg e dos gases de exaustão do MCI. Para isso, foi necessário saber a composição molar dos gases de exaustão que foi obtida por Morawski (2016) e está representada na Tabela 8.

<i>CO</i> 2 (%)	H20 (%)	N2 (%)	02 (%)	Ar (%)	SO2 (%)
6,16	6,66	75,12	11,14	0,89	0,03

Tabela 8: Composição Molar dos Gases de Exaustão.

Fonte: Morawski, (2016)

As Figuras 17 e Figura 18 representam a simulação feita no programa Aspen Plus cujas condições de operação do CROg foram obtidas de Bombarda et al, 2009 por se tratar do mesmo motor. A única diferença estava na composição dos gases de exaustão, que foi obtida de Morawski,2016.



Figura 17 - Esquema representativo do evaporador do CROg.



Figura 18 - Esquema representativo do condensador do CROg.

Supõe-se que a água de resfriamento do CROg e do CROa vêm de uma fonte já existente (rio próximo, torre de resfriamento, ou outro), mas que não entra no cálculo de custos da planta térmica.

4.1.2. Ciclo Rankine Orgânico da Água de Resfriamento

Na análise do CROa também foi feito um cálculo de proporcionalidade, mas agora baseado nas condições de operação do Opcon Powerbox fornecidas por um catálogo - *Opcon Powerbox ORC Munksjö Aspa Bruk AB*.

Nas condições originais produz-se 580 kW de potência líquida para vazão de 340 m³/h, portanto a potência líquida obtida foi de 230,3 kW correspondente à vazão de 135 m³/h no CRO proposto.

O cálculo de eficiência do ciclo foi baseado na Equação 2.48,

$$\eta_{ciclo} = \dot{W}_{liq} - Q_{in} \tag{2.48}$$

onde $Q_{in} = \dot{m} \cdot (h_{água/78,4^{\circ}C} - h_{água/60^{\circ}C})$ e \dot{W}_{liq} é a potência líquida produzida pelo ciclo CROa.

Portanto, com $\dot{m} = 36,67 \text{ kg/s} (135 \text{m}^3/\text{h})$ obtém-se $\eta_{ciclo} = 230,3 \text{ kW}/ 2828,77 \text{ kW} = = 0,081$, ou seja 8,1%. Esta baixa eficiência é devido ao pequeno salto entalpico (Δ h) obtido com o fluido de trabalho orgânico, Quoilin et al (2013), mas segundo Lora e Nascimento (2004) essa baixa eficiência se dá devido a baixa temperatura média

termodinâmica de adição de calor. Apesar disso, a potência obtida é somada à produzida pelo MCI sem que se injete mais combustível, ou seja, para o mesmo calor adicionado ($Q_{comb} = \dot{m} \cdot PCI_{comb}$) obtém-se mais potência e aumenta-se, consequentemente, a eficiência global.

Ainda, o consumo combustível que antes era de 1815,6 kg/h para fornecer 8731 kW/h de potência agora pode fornecer 9729 kW/h como mostra a tabela a seguir. Portanto, com os CROg e CROa o consumo específico de combustível cai de 0,2079 kg/kW para 0,1866 kg/kW, uma economia de 10,25%.

Na Tabela 9 são apresentadas as potências geradas pela combinação do motor com o CRO dos gases de exaustão e da água de resfriamento do motor.

Potências	Valor (kW)
Potência gerada pelo motor	8731,88
Potência gerada pelo CROg	764,86
Potência gerada pelo CROa	230,29
Potência do motor + CROg	9496,74
Potência motor + CROg + CROa	9727,03

Tabela 9: Potências geradas por diversas combinações de sistemas.

Na Figura 19 apresenta-se o gráfico representativo das potências geradas em diversas combinações de sistema.



Figura 19 - Gráfico de potências geradas para diversas combinações de sistema.

A eficiência global do sistema é calculada de acordo com a Equação 2.49,

$$\eta_{global} = \dot{W}_{liq,global} - Q_{combustivel} \tag{2.49}$$

onde $Q_{comb} = \dot{m} \cdot PCI_{combustivel}$, cuja vazão de combustivel $\dot{m} = 0.5$ kg/s (1815,6 kg/h) e $PCI_{combustivel} = PCI_{Teste} = 40785$ kJ/kg. Os resultados estão mostrados na Tabela 10.

Ciclos	Eficiências	%
Motor	0,4245	42.45
Motor + ORC (Gases)	0,4617	46.17
Motor + ORC (Gases) + ORC (Água)	0,4729	47.29

Tabela 10: Eficiência global para cada combinação de sistema de geração.



Figura 20 - Gráfico de eficiências globais para diversas combinações de sistema.

Então, $\eta_{global/repotenciação} = 9727,03 \text{ kW}/ 20569,09 \text{ kW} = = 0,47289 (47,29\%);$ ou seja, um acréscimo de 4,84% na eficiência global. Do ponto de vista termodinâmico a implantação dos Ciclos Rankine Orgânico é justificada devido ao ganho em potência sem necessidade de consumo de combustível adicional. Esse resultado pode parecer inviável do ponto de vista econômico, entretanto, isso é obtido sem se gastar mais combustível e esta análise será feita mais à frente.

4.1.3 Trocado de Calor

O dimensionamento do trocador de calor (TC) foi necessário, uma vez que a água que deve retornar ao MCI deve estar à temperatura de 41,4 °C, como previsto em projeto. Devido a água de resfriamento do motor sair a 60 °C do CROa, propôs-se instalar um trocador de calor logo após a saída do motor.

Os dados referentes à operação do TC estão listados na Tabela 6 e 7, de onde foram obtidos os dados de Cp para o fluido quente e frio - Cp _{Quente} (50,7 °C) = 4181,7 kJ/kg°C e Cp _{Frio} (33,4 °C) = 4179,6 kJ/kg°C, respectivamente. Note-se que o cálculo do calor específico levou em consideração a temperatura média dentro do trocador de calor em cada lado.

Com os dados da Tabela 7 e o equacionamento desenvolvido na fundamentação teórica, obtém-se $q_{máx} = 4752,71$ kW. Entretanto, o calor que de fato é trocado é de q = 2851,63 kW. E de acordo com a Equação 2.36,

$$\mathcal{E} = \frac{q}{q_{max}} \tag{2.36}$$

onde \mathcal{E} é a efetividade do trocador de calor; $q_{m \acute{a} x}$ é o máximo calor que poderia ser trocado e; q é o calor que de fato é trocado.

Resultando numa efetividade de troca de calor de 0,6.

Com auxílio do programa Aspen Plus simulou-se o trocador de calor para as condições de operação acima.



Figura 21 - Esquema do trocador de calor da água de retorno.

A área de troca térmica obtida foi de 64,76 m² para um trocador de calor de casco e tubos, no qual o fluido quente passa pelo casco.

4.2 Análise de Custos

A análise de custos leva em consideração os custos de aquisição dos CRO para água e gases de exaustão, além do trocador de calor. Do valor de aquisição de todos os equipamentos faz-se uma estimativa do retorno financeiro.

4.2.1 Custo de Aquisição do CROg

Inicialmente foram calculados os custos de aquisição de cada equipamento do CROg através do método CEPCI. Os dados foram obtidos de Turton,2009 e têm referência ao custo de aquisição no ano 2001.

Para um arranjo com evaporador, turbina, condensador e bomba, os custos foram de US\$2.128.581,98. Portanto, através da Equação 4.8,

$$Custo_{Mar/2016} = Custo_{2001} \cdot \frac{CEPCI_{Mar/2016}}{CEPCI_{2001}}$$
(4.8)

O valor compra fica em US3.005.819,034. Este valor foi convertido para reais com base na cotação do dólar de 04/06/2016 - 16:49 h (br.investing.com) que era 3,53 RJUS, resultando em R10.610.541,19.

4.2.2 Custo de Aquisição do CROa

Como citado anteriormente, para a água de resfriamento utilizou-se um CRO da Opcon Powerbox. Portanto, por não se ter informações das dimensões dos componentes internos, a análise de custos foi baseada em uma conversão proporcional ao custo do CROg levando em conta as potências líquidas produzidas. De acordo com a Equação 4.6,

$$Custo_{CROa} = Custo_{CROg} \bullet \dot{w}_{CROa} / \dot{w}_{CROg}$$
(4.6)

O custo de aquisição em 2016, então, será de R\$ 3.554.449,36.

4.2.3 Custo de Aquisição do trocador de calor

Para o trocador de calor, o cálculo seguiu o procedimento da Equação 4.8,

$$Custo_{Mar/2016} = Custo_{2001} \bullet \frac{CEPCI_{Mar/2016}}{CEPCI_{2001}}$$
(4.8)

Resultando em R\$ 359.687,94 em 2016. Este deve ser somado ao custo do CROg e CROa para compor o custo total.

4.2.4 Custo de Aquisição total

O custo de aquisição de toda a planta é a soma dos custos do CROg, CROa e o trocador de calor como citado na Equação 4.7,

$$Custo_{Total2001} = Custo_{CROg2001} + Custo_{CROg2001} + Custo_{TC2001}$$
(4.7)

Portanto, para se comprar os equipamentos necessários deve-se dispender de R\$ 14.164.990,55. Esse custo de aquisição não leva em consideração outros fatores econômicos por ser uma estimativa preliminar de custos, mas sabe-se que além dos custos de aquisição dos equipamentos é necessário contabilizar os custos de investimento, taxas de juros de empréstimo, etc.

4.2.5 Custo da Eletricidade Produzida - EPC

De acordo com as Equações 4.9 e 4.10,

$$A = Custo_{Mar/2016} \bullet \frac{[i \bullet (1+i)^t]}{[(1+i)^t - i]}$$
(4.9)

$$EPC = \frac{A + f \cdot Custo_{Mar/2016}}{\dot{W}_{liq} \cdot H}$$
(4.10)

E segundo Tian (2012), usando f = 0,0165 e H = 7500h/ano; também i = 12% segundo Oliveira Neto (2016), o custo da eletricidade produzida ficou em 0,0394 US\$/kWh que corresponde a 0,1389 R\$/kWh para a cotação do dólar (3,53R\$/US\$), já citada.

O preço médio de venda da energia elétrica para a região sudeste é de 0,47 R\$/kWh (ANEEL), portanto, o lucro é de 0,3310 R\$/kWh.

4.2.6 Valor Presente Líquido

O cálculo foi feito com base numa Taxa Mínima de Atratividade de 12% ao ano e vida útil da planta de 20 anos, ou seja, i=12% e t=20.



Figura 22 - Diagrama de fluxos de caixa (FC) ao longo do tempo para o investimento estudado.

Esses dados forneceram um VPL de R 18.456.350,10. Como VPL > 0, a princípio, considera-se que investimento seja viável.

4.2.7 Taxa Interna de Retorno (TIR)

Para o cálculo da TIR o VPL é igualado a zero e a taxa de juros é calculada. Obteve-se TIR = 17%, que é maior do que a TMA = 12%, caracterizando um investimento, a princípio, viável.

Segundo Samanez, (2002) o método da TIR não tem como finalidade a avaliação da rentabilidade absoluta a um determinado custo de capital (processo de atualização), como o VPL, mas, ao contrário, seu objetivo é encontrar uma taxa intrínseca de rendimento. Matematicamente a TIR é uma taxa hipotética que anula o VPL, ou seja, é aquele valor de *i* (taxa de atratividade) que satisfaz a Equação 4.12,

$$0 = I - FC_o + \frac{FC_1}{(1+TIR)^1} + \frac{FC_2}{(1+TIR)^2} + \frac{FC_3}{(1+TIR)^3} + \dots + \frac{FC_n}{(1+TIR)^n}$$
(4.12)

4.2.8 Tempo Médio para Retorno (payback)

Com os dados obtidos da análise financeira, para um *payback* simples o tempo de retorno do investimento é de 5,73 anos, ou seja, aproximadamente 5 anos e 9 meses.

4.2.9 Comparando resultados

Oliveira Neto (2016), obteve 162,03 kW de reaproveitamento de calor a partir de um motor Diesel CATERPILLAR C32 ATAAC, com potência de eixo de 830 kW e combustível Diesel S-500, com temperatura dos gases de exaustão de 473,2 °C cuja vazão corresponde a 5,172Kg/h. No presente projeto este valor foi de 230 kW de potência recuperada a partir de um motor Wärtsilä W20V32 de 9000 kW de potência de eixo.

Comparou-se os resultados obtidos aqui (gases de exaustão) com os de Oliveira Neto (2016), de modo que se conclui razoável a estimativa de custos e retorno financeiro. De acordo com o autor referido, o retorno financeiro de uma aplicação de R\$ 2.014.690,08, para o motor CATERPILLAR citado, dá tem retorno em cerca de 6 anos com taxa de juros a 12% ao ano.

Oliveira Neto (2016) classificou o investimento em possivelmente não-viável apenas com a venda de energia elétrica pois o retorno financeiro tardaria em ser atingido, entretanto, a empresa poderia se beneficiar da publicidade e atração de investidores já que há aumento de eficiência global e redução de emissão específica de poluentes. A potência gerada naquele caso era de 162,03 kW.

No caso aqui analisado gera-se cerca de 765 kW, fazendo com que fique mais atrativa a implementação do sistema proposto. Ainda, o preço da energia elétrica considerado por Oliveira Neto era de 0,38726 R\$/kWh, em vista de 0,47 R\$/kWh aqui analisado. Ou seja, mesmo que o investimento inicial aqui tenha sido maior que o de Oliveira

Neto, as proporções de produção de energia e preço de venda favorecem lucro ao investimento, caracterizando-o em viável.

5 Conclusão

Como proposto inicialmente, o objetivo era de redução do consumo específico de combustível, aumento de potência e redução de emissão específica de gases, além da análise de viabilidade econômica de implantação do projeto.

Quanto à repotenciação e consequente aumento da eficiência, a produção de energia elétrica sem repotenciação era de 8731,88 kW e 42,45% de eficiência térmica. Após a implementação do sistema proposto, obteve-se aumento de 995,15 kW de potência sem acréscimo de combustível. Isso significa um ganho de 4,84%, resultando em 47,29% de eficiência global. Esse ganho na produção de energia refere-se aos gases de exaustão e do calor residual da água de resfriamento do motor.

Isso faz com que o consumo específico de combustível e emissão específica de poluentes sejam diminuídos gerando menores custos e impacto ambiental. Obteve-se redução de 10,25% no consumo específico de combustível que era de 207 g/kWh passou para 186,6 g/kWh.

Na análise econômica obteve-se o custo de aquisição da planta tanto para Ciclo Rankine Orgânico para os gases como para o ORC para a água de resfriamento do motor, que foi calculado em R\$ 14.164.990,55.

Partindo da análise do VPL, constatou-se que o investimento pode ser considerado viável, visto que o retorno financeiro ao longo de 20 anos foi de R\$ 18.456.350,10. Apesar de a TIR não ter como finalidade a avaliação da rentabilidade absoluta a um determinado custo de capital - Samanez (2002) - seu resultado foi superior à TMA caracterizando um investimento viável. E mais, os resultados obtidos com o VPL caracterizam ser um investimento viável, já que este é positivo.

A avaliação através do método do *payback* demonstrou que o tempo de retorno do investimento é de 5 anos e 9 meses.

Com a análise energética podemos concluir que a implementação desse sistema foi considerada viável, devido à possível economia de combustível aliada ao acréscimo de 11,39% de potência bem como 4,84% de aumento na eficiência global. Além disso, a análise econômica demonstrou que o projeto oferece retorno financeiro em um curto espaço de tempo conferindo ao projeto viabilidade térmica e econômica.

Para futuros trabalhos sugere-se a implantação de CROs em cascata (combinados) para um melhor aproveitamento do calor residual e consequente aumento de eficiência térmica, já que quanto mais potência se obtém pela mesma quantidade de combustível, mais eficiente é o sistema; variação dos fluidos do ciclo Rankine orgânico, que proporcionem maior salto entalpico; usar torre de resfriamento caso não haja fontes de água de resfriamento (rios, lagos, etc.) a baixa temperatura nas proximidades da planta de potência. Na análise de custos pode ser feita, também, uma análise de risco de investimento, que não foi feita aqui, além de uma estimativa mais detalhada de uma planta térmica. As características do sistema analisado foram baseados em um motor W20V32 da TEVISA, mas não foi feito o estudo de caso da termelétrica, portanto, sugere-se também realizá-lo, onde aqui pode-se usar os radiadores (resfriamento da água de resfriamento do motor) para resfriar a água que sai do CRO e deve voltar para o motor, evitando-se, portanto, o custo adicional de aquisição de mais um trocador de calor.

6 Referências

Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL. Disponível em: http://www.aneel.gov.br>. Acesso em: 23 abril 2016.

BAO, J.; ZHAO, L. A review of working fluid and expander selections for organic **Rankine cycle**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 24, p. 325-342, 2013.

BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. Applied Thermal Engineering 30, p. 212–219, 2010.

CARVALHO, M. A. S. **Avaliação De Um Motor De Combustão Interna Ciclo Otto Utilizando Diferentes Tipos De Combustíveis.** 168 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Industrial, Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2011.

DOMINGUES, A. Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de automóveis. Dissertação de Mestrado. Universidade Técnica de Lisboa, 2011.

EYIDOGAN, M; KILIC, C. F; KAYA, D; COBAN, V. Investigation of Organic Rankine Cycle (ORC) technologies in Turkey from the technical and economic point of view. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 58, p. 885-895, 2015

HUNG, T. C. Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. Energy Conversion and Management, 42, p. 539-553, 2000.

INCROPERA, P. F.; DEWITT, P. D.; THEODORE, L. B; ADRIENNE S. L. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 6ª Edição. Editora LTC, 2009.

INVESTING.COM. Conversão do dólar. 2016. Disponível em: http://br.investing.com/currencies/usd-brl. Acesso em: 20 abr. 2016.

S, Jenkins. CURRENT ECONOMIC TRENDS. 2016. Disponível em: http://www.chemengonline.com/current-economic-trends-march-2016/>. Acesso em: 25 mar. 2016.

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

LORA, E.; NASCIMENTO, M. Geração Termelétrica Planejamento, Projeto e Operação Volume 2. [S.l.]: Editora Interciência, 2004.

MORAN, M.; SHAPIRO H. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6^a Edição. Editora LTC, 2011.

MORAWSKI, P. A. **Repotênciação de Centrais a Diesel Equipadas com Motores de Combustão Interna.** 2016. 115 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2016.

NIEMI, S.; POLYTECHNIC, T. Survey of modern power plants driven by dieselandgasengines.1997.Disponívelem:<http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/1997/T1860.pdf>.Acesso em: 18 abr. 2016.

OLIVEIRA NETO, R. Análise Técnica E Econômica Do Aproveitamento Energético Do Calor Residual Em Motores De Combustão Interna Usando o ORC. 2016. 126 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2016.

OPCON. Disponível em <<u>http://opconenergysystem.com/en/opcon-powerbox-orc/the-orc-system-in-opcon-powerbox/</u>>. Acesso em 2016

PAMPLONA, O. E.; MONTEVECHI, B. A. J. **Análise de Viabilidade Econômica de Empreendimentos.** 2013. Disponível em: http://www.iepg.unifei.edu.br/arnaldo/ensino/pos/cese/Apostila_AVE_2013.pdf>. Acesso em: 17 abr. 2016.

QUOILIN, S., VAN DEN BROEK, M., DECLAY, S., DEWALLEF, P., EMORT, V. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews v.22, p.168–186, 2013.

RIBEIRO, C. C. Desenvolvimento de um Sistema de Informação para Monitoramento e Diagnóstico de Desempenho Termodinâmico de uma Central Termelétrica com Motores de Combustão Interna. 2014. 182 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2014.

ROY. J. P., MISHRA. M. K., MISRA. A., 2010. "Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle." Energy, p.1-14;

SAMANEZ, P. C. **Matemática Financeira:** Aplicações a Análise de Investimentos. 3. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2002. 364 p.

SOFFIATO, M. Design and Performance Evaluation of an Organic Rankine Cycle System Exploiting the Low Grade Waste Heat of the Main Engines in a LNG Carrier. 2016. 165 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Industrial, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università Degli Studi di Padova, Atenas, 2014. SPLIETHOFF, Hartmut; SCHUSTER, Andreas. **The Organic Rankine Cycle** – **Power Production from Low Temperature Heat.** 2006. Disponível em: <<u>http://engine.brgm.fr/web-offlines/conference-</u>

.Electricity_generation_from_Enhanced_Geothermal_Systems_-

<u>Strasbourg</u>, <u>France</u>, <u>Workshop5/other_contributions/40-slides-0-Spliethoff.pdf</u>>. Acesso em: 10 abr. 2016.

TOLMASQUIM, T. M.; GUERREIRO, A.; GORINI, R. **Matriz energética brasileira: uma prospectiva.** 2007. Disponível em: <<u>http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0101-</u> <u>33002007000300003</u>>. Acesso em: 10 mar. 2016

TCHANCHE, B. F., PAPADAKIS G., LAMBRINOS, G., FRANGOUDAKIS, A **fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle**. Applied Thermal Engineering v.29, p.2468–2476, 2011.

TURTON, R. et al. **Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes.** 4. ed. Michigan: Prentice Hall, 2012. 1306 p.

VATAVUK, William M.. **Updating the CE Plant Cost Index.** 2002. Disponível em: <<u>http://www.chemengonline.com/Assets/File/CEPCI_2002.pdf</u>>. Acesso em: 23 abr. 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, p.1113 – 1119, 2006.

YAMAMOTO, T.; FURUHATA, T.; ARAI, N.; MORI, K. **Design and testing of the Organic Rankine Cycle**; Energy 26; p. 239-251, 2001.