



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PAULO HENRIQUE VIEIRA DA PAIXÃO CUNHA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR EM USINAS
SUCROALCOOLEIRAS**

Recife
2019

PAULO HENRIQUE VIEIRA DA PAIXÃO CUNHA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR EM USINAS
SUCROALCOOLEIRAS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência de
conclusão de graduação em Engenharia
Mecânica na Universidade Federal de
Pernambuco.

Orientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Junior.

Recife
2019

Catálogo na fonte
Bibliotecário Gabriel Luz, CRB-4 / 2222

C972a Cunha, Paulo Henrique Vieira da Paixão.
Análise termodinâmica e econômica de um ciclo Rankine orgânico para recuperação de calor em usinas sucroalcooleiras / Paulo Henrique Vieira da Paixão Cunha – Recife, 2019.
60 f.: figs., tabs. e símbolos.

Orientador: Prof. Dr. José Claudino de Lira Junior.
Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Engenharia Mecânica, 2019.
Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. ORC. 3. Sucroalcooleira. 4. Caldeira. 5. Recuperação. I. Lira Junior, José Claudino de (Orientador). II. Título.

UFPE

624 CDD (22. ed.)

BCTG / 2021-72

PAULO HENRIQUE VIEIRA DA PAIXÃO CUNHA

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E ECONÔMICA DE UM CICLO RANKINE
ORGÂNICO PARA RECUPERAÇÃO DE CALOR EM USINAS
SUCROALCOOLEIRAS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência de conclusão
de graduação em Engenharia Mecânica na
Universidade Federal de Pernambuco.

Aprovado em: 02/12/2019.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Claudino de Lira Júnior
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr^a. Cássia Oliveria
Universidade Federal de Pernambuco

Prof^a. Dr^a. Paula Michima
Universidade Federal de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, pois sem eles nada disto seria possível. Agradeço também à Camila Lutz, por sempre me apoiar e dar suporte nas horas difíceis, aos meus amigos e familiares, pelas horas de diversão e lazer necessários durante a vida acadêmica. Finalmente, agradeço ao meu orientador, Claudino de Lira, e professores, por me passarem todo o conhecimento que adquiri ao longo destes anos de graduação e que me tornaram o profissional que sou hoje.

RESUMO

O presente trabalho trata da recuperação de parte da energia descartada nos gases de exaustão de caldeiras em usinas sucroalcooleiras a partir de um ciclo Rankine orgânico (ORC). Possui como objetivos realizar uma análise termodinâmica e econômica para avaliar a eficiência energética alcançada pelo sistema e sua viabilidade financeira frente a outros investimentos de baixo risco como títulos do tesouro nacional, pois estes possuem grande estabilidade e segurança. Para a avaliação de eficiência utiliza-se de um modelo matemático desenvolvido no software EES (Engineering Equation Solver). Já a análise de viabilidade financeira é feita com auxílio do software Microsoft Excel e possui como principais indicadores de desempenho o custo de implementação do sistema, o tempo de payback descontado (PPD), sua taxa interna de retorno (TIR) e valor presente líquido (VPL). Apesar da reprovação do projeto frente ao PPD definido, o mesmo se mostra um ótimo investimento devido às suas características de baixo custo de operação e investimento se comparado a outros projetos na mesma área, além da longevidade dos equipamentos.

PALAVRAS CHAVE: ORC. Sucroalcooleira. Caldeira. Recuperação.

ABSTRACT

The present work concerns the recovery of part of the energy discharged in boiler exhaust gases in sugar and ethanol plants with an organic Rankine cycle (ORC). Its objectives are to perform a thermodynamic and economic analysis to evaluate the energy efficiency achieved by the system and its financial viability compared to other low risk investments such as national treasury bills, as these have great stability and security. For the evaluation of efficiency, a mathematical model developed in the EES (Engineering Equation Solver) software is used. The financial viability analysis is performed with the aid of Microsoft Excel software and its main performance indicators are the cost of implementing the system, the discounted payback time (PPD), its internal rate of return (IRR) and net present value (NPV). Despite the disapproval of the project against the defined PPD, it proves to be a great investment due to its low operating cost and investment characteristics compared to other projects in the same area, in addition to the longevity of the equipment.

KEYWORDS: ORC. Boiler. Recovery. Sugar. Ethanol plants.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Comparação do consumo de energia elétrica entre 2016 e 2017 . . .	15
Figura 2 – Esquema e gráfico TxS de um ORC básico	26
Figura 3 – Esquema e gráfico TxS de um ORC com um misturador	27
Figura 4 – Gráfico TxS comparando os ciclos ideal e real	29
Figura 5 – Esquema de uma turbina a vapor ou gás de fluxo axial	30
Figura 6 – Campo de emprego das bombas	31
Figura 7 – Esquema de bomba hidrodinâmica	32
Figura 8 – Gráfico do campo de emprego dos diversos tipos de rotores	33
Figura 9 – Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento paralelo e (b) contracorrente	35
Figura 10 – Trocadores de calor de placas. (a) Aletado e (b) não-aletado	35
Figura 11 – Trocador de calor casco e tubo	36
Figura 12 – Esquema da caldeira utilizada	39
Figura 13 – Pressão de evaporação x Custo de investimento específico	40
Figura 14 – Pressão de evaporação x Eficiência do ORC	41
Figura 15 – Fluidos indicados para cada faixa de temperatura	41
Figura 16 – Representação do modelo avaliado no EES	43
Figura 17 – Pressão de evaporação ótima para o R-245fa	44
Figura 18 – Modelo resultante no EES	51
Figura 19 – Valor final das variáveis	52
Figura 20 – Indicadores VPL, TIR e PPD	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Vantagens dos ciclos Rankine convencionais e orgânicos	23
Tabela 2 – Fluidos mais utilizados nas instalações comerciais de ORC	25
Tabela 3 – Comparação dos vários tipos de expansores que podem ser utilizados em sistemas ORC	30
Tabela 4 – Dados pré-estabelecidos para avaliação do ORC	43

LISTA DE SÍMBOLOS

$W_{bomba,s}$	Trabalho da bomba do ciclo Rankine ideal;
$W_{turb,s}$	Trabalho da turbina do ciclo Rankine ideal;
$q_{evap,s}$	Calor transferido no evaporador do ciclo Rankine ideal;
$q_{cond,s}$	Calor transferido no condensador do ciclo Rankine ideal;
$\eta_{ORC,s}$	Eficiência do ciclo Rankine orgânico ideal;
$W_{bomba,r}$	Trabalho da bomba do ciclo Rankine real;
h_1	Entalpia do fluido de trabalho no ponto 1;
h_4	Entalpia do fluido de trabalho no ponto 4;
η_{bomba}	Eficiência da bomba do ciclo Rankine real;
$W_{turb,r}$	Trabalho da turbina do ciclo Rankine real;
h_2	Entalpia do fluido de trabalho no ponto 2;
h_3	Entalpia do fluido de trabalho no ponto 3;
η_{turb}	Eficiência da turbina do ciclo Rankine real;
$q_{evap,r}$	Calor transferido no evaporador do ciclo Rankine real;
η_{troc}	Eficiência do evaporador e do condensador do ciclo Rankine real;
$q_{cond,r}$	Calor transferido no condensador do ciclo Rankine real;
$\eta_{ORC,r}$	Eficiência do ciclo Rankine orgânico real;
$\dot{W}_{vc,s}$	Trabalho ideal realizado no volume de controle considerado;
$\dot{m}$	Vazão mássica de fluido através do volume de controle;
h_e	Entalpia do fluido de trabalho que entra no volume de controle;
h_s	Entalpia do fluido de trabalho que sai do volume de controle;
$\dot{W}_{vc,r}$	Trabalho real realizado no volume de controle considerado;
$\dot{Q}_{vc}$	Taxa de transferência de calor no volume de controle;
$\dot{Q}_{vc,r}$	Taxa de transferência de calor real no volume de controle;

$\dot{m}_e$	Vazão mássica de fluido que entra no volume de controle;
$\dot{m}_s$	Vazão mássica de fluido que sai do volume de controle;
VPL	Valor presente líquido;
FC_t	Fluxo de caixa em tempo presente;
FC_0	Investimento inicial de um projeto;
r	Taxa de desconto;
t	Período de entrada do fluxo de caixa;
TIR	Taxa interna de retorno;
PPD	Período de payback descontado;
P_{uen}	Período da última entrada negativa de caixa;
S_{uen}	Saldo na última entrada negativa;
ED_{ppp}	Entrada descontada do primeiro período positivo do saldo;
T_{ge}	Temperatura dos gases de exaustão na entrada do evaporador;
$\dot{M}_{ge}$	Vazão mássica dos gases de exaustão na entrada do evaporador;
v_1	Volume específico dos fluido de trabalho no ponto 1;
P_1	Pressão do fluido no ponto 1;
P_2	Pressão do fluido no ponto 2;
$h_{ge,e}$	Entalpia dos gases de exaustão na entrada do evaporador;
$h_{ge,s}$	Entalpia dos gases de exaustão na saída do evaporador;
$\dot{M}_{ft}$	Vazão mássica de fluido de trabalho no evaporador;
cp_{ft}	Calor específico à pressão constante do fluido de trabalho;
T_5	Temperatura do fluido de trabalho no ponto 5;
T_4	Temperatura do fluido de trabalho no ponto 4;
a_{est}	Número de moles de ar estequiométrico;
b_{est}	Número de moles de CO_2 ;
c_{est}	Número de moles de H_2O ;

d_{est}	Número de moles de N_2 ;
m_{CO_2}	Massa de CO_2 na combustão estequiométrica do bagaço de cana;
m_{H_2O}	Massa de H_2O na combustão estequiométrica do bagaço de cana;
m_{N_2}	Massa de N_2 na combustão estequiométrica do bagaço de cana;
$h_{CO_2,e}$	Entalpia do CO_2 na entrada do evaporador;
$h_{H_2O,e}$	Entalpia do H_2O na entrada do evaporador;
$h_{N_2,e}$	Entalpia do N_2 na entrada do evaporador;
$h_{CO_2,s}$	Entalpia do CO_2 na saída do evaporador;
$h_{H_2O,s}$	Entalpia do H_2O na saída do evaporador;
$h_{N_2,s}$	Entalpia do N_2 na saída do evaporador;
$x[1]$	Título do R245fa no ponto 1;
$P[1]$	Pressão do R245fa de trabalho no ponto 1;
$h[1]$	Entalpia do R245fa de trabalho no ponto 1;
$v[1]$	Volume específico do R245fa no ponto 1;
$s[1]$	Entropia do R245fa no ponto 1;
$T[1]$	Temperatura do R245fa no ponto 1;
W_{p2}	Trabalho da bomba de baixa pressão;
$h[2]$	Entalpia do R245fa de trabalho no ponto 2;
$v[2]$	Volume específico do R245fa no ponto 2;
$s[2]$	Entropia do R245fa no ponto 2;
$T[2]$	Temperatura do R245fa no ponto 2;
$P[2]$	Pressão do R245fa de trabalho no ponto 2;
$P[3]$	Pressão do R245fa de trabalho no ponto 3;
$x[3]$	Título do R245fa no ponto 3;
$h[3]$	Entalpia do R245fa de trabalho no ponto 3;
$v[3]$	Volume específico do R245fa no ponto 3;

$s[3]$	Entropia do R245fa no ponto 3;
$T[3]$	Temperatura do R245fa no ponto 3;
$P[4]$	Pressão do R245fa de trabalho no ponto 4;
W_{p1}	Trabalho da bomba de alta pressão;
$h[4]$	Entalpia do R245fa de trabalho no ponto 4;
$v[4]$	Volume específico do R245fa no ponto 4;
$s[4]$	Entropia do R245fa no ponto 4;
$T[4]$	Temperatura do R245fa no ponto 4;
$T[5]$	Temperatura do R245fa no ponto 5;
$h[5]$	Entalpia do R245fa de trabalho no ponto 5;
$v[5]$	Volume específico do R245fa no ponto 5;
$s[5]$	Entropia do R245fa no ponto 5;
Q	Quantidade de calor cedida pelos gases de exaustão no evaporador;
$h[6]$	Entalpia do R245fa de trabalho no ponto 6;
$v[6]$	Volume específico do R245fa no ponto 6;
$s[6]$	Entropia do R245fa no ponto 6;
$T[6]$	Temperatura do R245fa no ponto 6;
$P[6]$	Pressão do R245fa no ponto 6;
W_{t1}	Trabalho da turbina de alta pressão;
x	Quantidade de vapor extraído na saída da turbina de alta pressão;
$h[7]$	Entalpia do R245fa de trabalho no ponto 7;
$v[7]$	Volume específico do R245fa no ponto 7;
$s[7]$	Entropia do R245fa no ponto 7;
$T[7]$	Temperatura do R245fa no ponto 7;
$P[7]$	Pressão do R245fa no ponto 7;
W_{t2}	Trabalho da turbina de baixa pressão;

W_{net}	Trabalho gerado em um ciclo do sistema ORC projetado;
W_{net}	Trabalho gerado em um ciclo do sistema ORC projetado;
$\dot{W}_{total}$	Trabalho total gerado no ciclo projetado por segundo;
$\eta_{thermal}$	Eficiência do sistema ORC projetado;
W_{gerado}	Trabalho total gerado ao longo de um ano de funcionamento do sistema ORC projetado.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	A CANA-DE-AÇÚCAR NA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA	18
2.2	RECUPERAÇÃO DE CALOR: UM EXCELENTE INVESTIMENTO	19
2.3	BREVE REVISÃO HISTÓRICA DO USO DE ORC PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA	20
2.4	DIFERENÇAS ENTRE CICLOS RANKINE CONVENCIONAIS E ORGÂNICOS	22
2.5	FLUIDO DE TRABALHO	24
3	REFERENCIAL TEÓRICO	26
3.1	CICLO ORGÂNICO DE RANKINE	26
3.1.1	Considerações sobre a modelagem de ORCs	27
3.2	EXPANSORES	29
3.2.1	Considerações sobre a modelagem de expansores	31
3.3	BOMBAS	31
3.3.1	Considerações sobre a modelagem de bombas	34
3.4	TROCADORES DE CALOR	34
3.4.1	Considerações sobre a modelagem de trocadores de calor	36
3.5	ANÁLISE ECONÔMICO-FINANCEIRA	37
3.5.1	Valor presente líquido	37
3.5.2	Taxa interna de retorno	38
3.5.3	Período de payback descontado	38
4	DESENVOLVIMENTO	39
4.1	DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA E VAZÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO	39
4.2	ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS QUE IRÃO COMPOR O SISTEMA ORC	40
4.3	ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO	41
4.4	MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS	42
4.5	DADOS PRÉ-ESTABELECIDOS	42
4.6	CÁLCULO DA VAZÃO DE FLUIDO DE TRABALHO	43
4.7	ALGORITMO DO MODELO	45
5	RESULTADOS	51
5.1	RESULTADO DO SISTEMA ORC	51
5.2	CUSTO DO SISTEMA E INDICADORES DE DESEMPENHO ECONÔMICO	52

6	CONCLUSÃO	54
	REFERÊNCIAS	56

1 INTRODUÇÃO

Energia é um suprimento primordial para o desenvolvimento econômico e social da humanidade. Impulsionado pela crescente industrialização e urbanização, o equilíbrio entre oferta e demanda do mercado de energia torna-se tarefa de constante atenção e evolução. A resenha mensal do mercado de energia elétrica do mês de abril de 2019 (EPE, 2019), realizada pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), relata um consumo de 123.490 GWh para o primeiro trimestre do ano, valor 3,7% maior que o registrado no mesmo período do ano anterior.

Além disto, o aumento no preço de combustíveis fósseis e seu potencial danoso ao meio ambiente incentivam a busca por fontes alternativas. Uma possibilidade é a recuperação de calor a partir de fontes de baixa entalpia rejeitadas pela indústria, que somam 50% ou mais de todo o calor gerado nas instalações (VÉLEZ et al., 2012). Segundo o Balanço Energético Nacional (BEN) de 2018 (EPE, 2018), 15,7% dos 624,3 TWh de energia elétrica gerados no ano de 2017 foram perdidos, somando perdas comerciais (ligação clandestina e desvios direto da rede) e técnicas (perdas nos equipamentos e linhas de transmissão), como pode ser observado na Figura 1.

Figura 1 – Comparação do consumo de energia elétrica entre 2016 e 2017

Valores em TWh		2016	2017
Oferta interna de E. Elétrica¹	▲	619,7	624,3
Centrais elétricas SP ²	▲	480,4	491,1
Centrais elétricas APE ³	▼	98,5	96,8
Importação de eletricidade ⁴	▼	40,8	36,4
Consumo final⁵	▲	521,4	526,2
Perdas (comerciais + técnicas)		98,3	98,1
Perdas (%)	▼	15,9%	15,7%

¹ OIEE
² Serviço Público
³ Autoprodutoras de eletricidade
⁴ Importação (-) exportação
⁵ Consumo final de energia elétrica refere-se ao total: Sistema Interligado Nacional + Isolados + Autoprodução

Fonte: EPE (2018)

A cana-de-açúcar é recurso bastante abundante em território nacional, sendo o Brasil o maior produtor de cana do mundo (HOFSETZ; SILVA, 2012), e muito utilizada em sistemas de cogeração instalados no país, que além de produzirem açúcar e etanol para serem comercializados, utilizam o bagaço da cana para gerar energia elétrica. Dados da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) de abril de 2014 (ANEEL, 2014), demonstram que a capacidade de geração de energia por bagaço de cana corresponde a 6,56% da matriz energética do país, sendo a 4^a fonte de geração mais

importante da matriz, atrás apenas da fonte hídrica, das termelétricas a gás natural e das eólicas.

Aspectos sociais e ambientais são também considerados. A contribuição do etanol brasileiro em mitigar o aquecimento global tem sido destacada, designando o etanol da cana-de-açúcar como um biocombustível avançado que diminui em mais de 60% as emissões de GHG (Gás do efeito estufa), quando comparado à gasolina (MACEDO et al., 2008). Com a utilização do calor que seria descartado ao ambiente no processo de geração de energia atinge-se ainda um novo patamar de sustentabilidade, pois a diminuição na temperatura do mesmo reduz seu impacto no aquecimento da atmosfera, além de ser uma energia gerada sem necessidade de queima de nenhum outro combustível, e portanto, totalmente livre da geração de novos gases poluentes como dióxido de carbono (CO_2) (WEI et al., 2007).

Outro ponto de importância no que tange as oportunidades de investimento no setor de geração sucroenergética é a Portaria N°65 (MME, 2018), publicada em 28 de fevereiro de 2018, pelo Ministério de Minas e Energia (MME), atualizando os Valores Anuais de Referência Específicos (VRES) para os sistemas de geração distribuída, que antes eram definidos de forma genérica, sem considerar as particularidades de cada sistema de geração, e que, com a nova portaria, passam a ser diferentes, fixando em R\$349/MWh para a biomassa residual da cana.

Levando em consideração os pontos apresentados, é grande a atratividade de investimentos no setor de reaproveitamento de energia sucroalcooleiro, no entanto, alguns aspectos técnicos merecem atenção. De acordo com Vélez et al. (2012), devido à baixa eficiência dos sistemas convencionais, amplamente utilizados nas instalações atuais para conversão de energia térmica a baixas temperaturas, outras tecnologias são necessárias. Dentre as existentes, vê-se o ciclo Rankine orgânico (ORC) como uma das melhores e mais utilizadas, principalmente devido à sua alta flexibilidade, alta segurança, simplicidade, acessibilidade e baixo requerimento de manutenção (STERNLICHT, 1982; QUOILIN et al., 2011).

O ORC é um ciclo termodinâmico para geração de potência a partir de uma fonte de calor, que utiliza um fluido orgânico como agente de transporte da energia. É hoje uma tecnologia bastante madura, com diversos estudos publicados sobre o assunto (SPROUSE; DEPCIK, 2013; WANG et al., 2011). Além da utilização para recuperação de energia, o ORC possui diversas outras aplicações como geração com água geotérmica, energia solar e biomassa, além de ser possível aplicá-lo aos sistemas de dessalinização de água. Algumas dessas aplicações são explanadas em Vélez et al. (2012).

Assim, neste trabalho, apresenta-se uma análise termodinâmica e econômica da aplicação de um ORC para recuperação de energia dos gases de exaustão da caldeira de uma usina sucroalcooleira com base na primeira lei da termodinâmica,

buscando otimizar o ciclo de forma a obter um melhor desempenho na geração de energia elétrica. Tal análise prioriza dois aspectos principais, a saber: a) eficiência termodinâmica do ciclo, e b) o período de payback descontado do investimento (PPD).

Para isto foi necessário definir os equipamentos que irão compor o sistema, além do fluido que será utilizado no mesmo, de modo a obter os dados de projeto. Em seguida, realizar a modelagem dos equipamentos no EES (Engineering Equation Solver) (SOFTWARE, 2019) e otimizar o ciclo para a maior eficiência.

Além disto, foram realizados cálculos financeiros simplificados para o custo de implementação do sistema proposto, seu PPD, taxa interna de retorno (TIR) e valor presente líquido (VPL), com o propósito de visualizar o potencial de retorno de capital do projeto, comparando os resultados obtidos com outras formas de investimento de baixo risco (poupança, tesouro nacional, etc) e assim, do ponto de vista econômico, concluir se é viável ou não sua aplicação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção faz-se uma breve revisão do setor sucroalcooleiro no Brasil e suas oportunidades de investimento na área de geração de energia. Além disto, é abordado o grande montante de energia que é descartado pela indústria diariamente e que pode ser utilizado em um ORC para geração de potência. Em seguida é feita uma breve revisão histórica do desenvolvimento de ORCs, relatando os últimos estudos realizados na área, conclusões obtidas pelos pesquisadores e as diferenças entre um ORC e um ciclo Rankine convectivo. Para finalizar, uma atenção especial é dada ao fluido de trabalho e aos aspectos que devem ser levados em consideração na escolha do mesmo.

2.1 A CANA-DE-AÇÚCAR NA MATRIZ ENERGÉTICA BRASILEIRA

Desde tempos coloniais a cana-de-açúcar tem papel de fundamental importância na história brasileira. O açúcar representou a primeira grande riqueza agrícola e industrial do Brasil, e, durante muito tempo, foi a base da economia colonial (SCHWARTZ, 2008).

Nas últimas décadas, a indústria canavieira se reinventou, fazendo uso de novas tecnologias e equipamentos, e assim, a utilização da cana também sofreu modificações, hoje sendo matéria prima para toda uma cadeia produtiva, aplicada aos sistemas de cogeração das usinas modernas (PÉREZ et al., 2018). Além de açúcar, a cana também é utilizada na produção de etanol, cachaça e energia elétrica.

O Programa Nacional do Álcool (Proálcool), criado em novembro de 1975, foi uma proposta para contornar a crise do petróleo que aconteceu na mesma época, e visava a substituição de parte da gasolina utilizada nos automóveis por álcool. Com incentivos do governo, a produção alcooleira cresceu mais de 300% no período entre 1976 e 1979. No entanto, a partir de 1986 o preço dos barris de petróleo começou a despencar, e, junto a isso, a má situação econômica do país levou a uma grave desaceleração e crise do programa (MICHELLON et al., 2008).

Conforme Michellon et al. (2008), devido ao surgimento dos veículos bicompostíveis no mercado brasileiro e as novas diretrizes ambientais definidas no protocolo de Kyoto, além de nova alta no preço do petróleo, em 2003 o programa ganha novo fôlego. UNICA (2011) informa que, em sete anos, entre 2003 e 2010, o Brasil converteu-se no maior laboratório de desenvolvimento de motores biocombustíveis do planeta, atingindo a marca dos 10 milhões de veículos flex (bicombustíveis) nas ruas. Em 2009, pela primeira vez o consumo de etanol superou o da gasolina no país, e a alta sustentabilidade de seu processo produtivo tornou o Brasil conhecido internacionalmente.

De acordo com UNICA (2019), a geração de energia a partir do bagaço de

cana levou grande parte das usinas à autossuficiência energética, e, desde a década de 1980, além de atender às necessidades das unidades agroindustriais, o bagaço tem permitido a venda de excedentes de energia elétrica ao sistema elétrico brasileiro. Em 2018, a bioeletricidade ofertada à rede pelo setor sucroenergético foi de 21,5 mil GWh, quantidade suficiente para abastecer 11,4 milhões de residências ao longo do ano, evitar a emissão de 6,4 milhões de toneladas de CO₂, volume que se consegue com o cultivo de 45 milhões de árvores nativas ao longo de 20 anos, e poupar 15% da energia armazenada total nos reservatórios de hidrelétricas.

Além de todos os pontos positivos frente a questões econômicas e ambientais, a geração de energia a partir do bagaço de cana traz grandes benefícios ao setor brasileiro, pois, conforme UNICA (2011):

- Fortalece a indústria nacional de equipamentos: diferente de outras energias alternativas, a bioeletricidade é integralmente baseada em tecnologia nacional;
- Tempo de construção reduzido: implantação em 24-30 meses;
- Está disponível no centro de consumo do sistema elétrico: evita riscos e custos de transmissão a longas distâncias;
- É responsável por empregos tecnológicos e distribuídos no interior do país;
- Permite projetos de menor porte e atende a um espectro mais amplo de investidores.

2.2 RECUPERAÇÃO DE CALOR: UM EXCELENTE INVESTIMENTO

Relembrando o importante e famoso enunciado de Kelvin: “Nenhum processo é possível cujo único resultado seja a conversão de calor, extraído de um reservatório térmico, em trabalho. Em outros termos, é impossível construir uma máquina térmica que converta todo o calor recebido em trabalho”(OLIVEIRA, 2005). Essa impactante frase é um dos maiores desafios e pesadelos dos engenheiros e projetistas das grandes indústrias. Tendo em vista que é impossível a obtenção de um processo térmico com 100% de eficiência, deve-se tentar alcançar o maior valor possível para evitar perdas desnecessárias, no entanto, o jogo entre custo e eficiência merece atenção, e seu equilíbrio é árdua tarefa.

Investigações estatísticas indicam que mais de 50% do calor gerado na indústria é desperdiçado na forma de calor de baixa qualidade (HUNG et al., 1997). Um grande exemplo da ineficiência dos processos ocorre na indústria de geração de energia, que possui uma taxa de conversão de 37%, o que significa que 63% da energia usada no processo é descartada (VÉLEZ et al., 2012).

Devido à contribuição dessas perdas para aumentar os custos de produção e os impactos ambientais, muitos esforços têm sido feitos durante as duas últimas

décadas para reutilizar esse calor desperdiçado. No entanto, de acordo com Al-Rabghi et al. (1993), a decisão de aplicar sistemas de recuperação de calor ou não geralmente recai em aspectos econômicos. Conforme Sternlicht (1982), os conceitos de tempo de retorno do investimento e ciclo de vida dos equipamentos devem ser considerados durante o processo de tomada de decisão. Como não há queima de mais combustível para seu funcionamento, o custo de operação desses sistemas é zero, além de serem colocados em operação mais brevemente que sistemas convencionais, tornando-se viáveis do ponto de vista econômico.

2.3 BREVE REVISÃO HISTÓRICA DO USO DE ORC PARA RECUPERAÇÃO DE ENERGIA

Em 1973, Morgan et al. (1973) estavam entre os primeiros a estudar a aplicação de um ciclo Rankine em uma aplicação automotiva. Cuidados com a emissão de gases poluentes motivaram os pesquisadores a investigar alternativas aos tradicionais motores de combustão da época. Eles perceberam uma melhora de 11% na economia de combustível após a aplicação de um ciclo Rankine ao motor.

Três anos depois, Doyle et al. (1979) documentaram a primeira aplicação de um ORC para recuperação de energia de um motor. O sistema utilizava os gases de exaustão de um motor a diesel de caminhão, chamado Mack 676. Os testes demonstraram um aumento de 13% na potência máxima de saída com um incremento de 15% na economia de combustível.

Em 1984, uma pesquisa italiana no campo dos ORCs foi apresentada por Angelino et al. (1984). Este trabalho incluía 14 motores ORC com potências de saída entre 3 e 500kW, e temperaturas máximas de operação entre 70 e 340 °C. Apesar de relativamente poucos resultados de eficiência dos ciclos serem apresentados, os autores mostraram um pequeno aumento na performance com o aumento do peso molecular dos fluidos de trabalho.

Pulando para 2003, Kane et al. (2003) propuseram criar uma pequena estação híbrida de geração de potência utilizando recuperação de calor (WHR) para localizações remotas. Essa estação deveria recuperar energia térmica de coletores solares e um motor a diesel enquanto gerava energia elétrica a partir de 2 conjuntos ORCs. Resultados mostraram uma eficiência geral do ciclo de aproximadamente 14%, valor satisfatório para valores de temperatura e potência gerada relativamente baixos (até 165 °C e 10kW).

No ano seguinte, Schmid (2004) examinou o potencial de redução nas emissões de CO₂ utilizando recuperação de calor em motores marítimos. Tendo em vista que estes motores chegam a 50% de eficiência térmica com um típico *tradeoff* entre eficiência e emissões de NO_x, o autor citou o uso de WHR como uma promissora alternativa ao redesign do motor para reduzir as emissões. Seus cálculos indicaram

um ganho de 12% na eficiência geral do motor. Por conta do tempo de *payback* estimado de apenas quatro anos, o fabricante foi à frente com o projeto e instalou o sistema de recuperação de energia completo em alguns dos navios de sua frota.

Em 2009, um estudo comparativo de quatro potenciais métodos para recuperação de energia em plantas de cimento foi realizado por Wang et al. (2009). Os sistemas estudados foram um ciclo a vapor normal, um ciclo com 2 estágios, um ORC e um ciclo Kalina. Os pesquisadores chegaram à conclusão de que o ciclo Kalina era a melhor alternativa. Para efeito de comparação, o ORC conseguiu 20,9% de eficiência, já o ciclo Kalina alcançou 24,1%.

Enquanto a maioria dos autores projetavam seus sistemas ORC para obter a maior eficiência, Quoilin et al. (2011) consideraram o tamanho do sistema e seu custo em um trabalho publicado em 2011. As considerações econômicas levaram a um desing ideal diferente daquele encontrado utilizando uma análise puramente termodinâmica. Isto se deve em parte à utilização de fluidos de trabalho com alta temperatura crítica, que melhoram a performance do ciclo ao custo de aumentar o tamanho dos componentes devido à baixa densidade do vapor destes fluidos.

Um *overview* das diferentes aplicações de ORC é apresentada por Quoilin et al. (2013) em 2013. Passando por uso de água geotérmica, energia solar e biomassa até recuperação de energia, o estado da tecnologia ORC é descrito para os diferentes equipamentos que compõem o sistema, com ênfase nas especificidades de cada aplicação. Ainda, uma análise dos desafios técnicos relacionados à tecnologia, como escolha do fluido de trabalho e do expensor são reportados, finalizando o trabalho com um pequeno apanhado de estudos sobre novas arquiteturas para sistemas Rankine orgânicos.

Um ano depois, Imran et al. (2014) realizam um estudo de otimização termo-econômica de ORC para recuperação de energia. Entre os fluidos analisados, o R245fa demonstrou melhores resultados para as condições consideradas, apresentando melhor eficiência e baixo custo comparado aos concorrentes.

Em 2017, três pesquisadores brasileiros apresentam em Edwin et al. (2017) uma análise termodinâmica de cinco fluidos de trabalho para conversão de energia de baixa temperatura: R11, R12, R717, R113 e benzeno. Com base na primeira e segunda leis da termodinâmica os resultados mostram que o R11 e o R113 apresentaram melhores resultados quando comparados aos outros fluidos estudados. Ainda, conclui-se que quanto maior o ponto de ebulição do fluido orgânico, melhor a eficiência térmica obtida no ORC.

Esta breve revisão histórica ilustra a evolução da tecnologia ORC, suas diversas aplicações e estudos realizados ao longo dos anos de seu desenvolvimento, confirmando sua relevância acadêmica e aplicação prática crescente. Pode ser conferido em Sprouse e Depcik (2013) um apanhado mais abrangente da história dos ORCs até

a data do trabalho.

É ampla a gama de oportunidades de estudos que ainda podem ser realizados na área, desde seleção do fluido de trabalho, aplicações de ORC, design e modelagem de expansores, até ferramentas de desing, simulações e otimização de ciclos Rankine orgânicos. Esta é uma tecnologia relativamente nova, com poucos casos de aplicações reais no mercado, fato que vem mudando nos últimos anos.

2.4 DIFERENÇAS ENTRE CICLOS RANKINE CONVENCIONAIS E ORGÂNICOS

Os equipamentos que compõem sistemas ORC são semelhantes aos ciclos Rankine convencionais, que utilizam vapor como fluido de trabalho, diferindo apenas no seguinte ponto: sistemas ORC utilizam fluidos orgânicos, melhor adaptados que água a fontes de calor de baixas temperaturas, e assim, tornam possível a produção de energia em menor escala (QUOILIN et al., 2011). No entanto, é importante salientar, a substituição de água por um fluido orgânico tem diversas consequências no projeto e dimensionamento dos equipamentos, além de impactarem, positivamente, reduzindo o custo final do sistema. Em Quoilin et al. (2013) algumas destas consequências são encontradas:

- Superaquecimento: fluidos orgânicos permanecem superaquecidos após a expansão, logo, não há necessidade de superaquecimento elevado pois não há risco de causar danos à turbina devido a partículas condensadas. Isso estende o tempo de vida das turbinas por volta de 10 anos a mais que turbinas que trabalham com vapor de água;
- Recuperação de calor a baixas temperaturas: devido ao baixo ponto de ebulição dos fluidos orgânicos, estes possibilitam a geração de potência a temperaturas muito mais baixas que as necessárias nos ciclos Rankine convencionais;
- Tamanho dos componentes: nos ciclos a vapor, a densidade do fluido é extremamente baixa nos pontos de baixa pressão. Como a queda de pressão do fluido aumenta com o quadrado da velocidade deste, a alta vazão de fluido demanda um aumento no diâmetro hidráulico das tubulações e no tamanho dos trocadores de calor. Adicionalmente, o tamanho da turbina é proporcional ao volume de fluido que escoar;
- Desing da caldeira: ciclos ORC necessitam de apenas uma ou duas passagens no evaporador. Isso é devido à relativa baixa diferença de densidade entre as fases vapor e líquido dos fluidos orgânicos. Em contraste, a água necessita de várias passagens no evaporador para completar sua evaporação;

- Temperatura na entrada da turbina: ciclos Rankine convencionais necessitam de elevadas temperaturas (450°C ou maior) do fluido na entrada da turbina para evitar condensação durante o processo de expansão. Para suportar estas elevadas temperaturas os materiais da turbina devem ser de melhor qualidade, assim, elevando seu custo;
- Alta pressão: os ciclos convencionais trabalham com pressões entre 60 e 70 bar, elevando a complexidade e o custo dos equipamentos. A pressão em um ORC geralmente não ultrapassa 30 bar, não necessitando de materiais e componentes complexos;
- Desing da turbina: em ciclos convencionais a queda de pressão e entalpia ao longo da turbina são ambos elevados, necessitando de vários estágios para que o processo seja completo. Em ciclos ORC, a queda de entalpia é muito menor, e turbinas com apenas um ou dois estágios são geralmente empregadas, acarretando em um custo mais baixo;
- Características do fluido: água é um fluido de trabalho muito conveniente quando comparado com os fluidos orgânicos, devido a seu baixo custo e alta disponibilidade, não é tóxico e inflamável, possui alta estabilidade química e baixa viscosidade. No entanto, um sistema de tratamento deve ser integrado à unidade para fornecer água com alta pureza;
- Eficiência: a eficiência de um ORC de alta temperatura não ultrapassa 24%. Tipicamente ciclos Rankine convencionais mostram uma eficiência maior que 30%, mas com um desing mais complexo (em termos de número de componentes e tamanho).

Tabela 1 – Vantagens dos ciclos Rankine convencionais e orgânicos

Vantagens do ORC	Vantagens do Rankine convencional
Não é necessário superaquecimento	Alta eficiência
Baixa temperatura na entrada da turbina	Fluido de trabalho barato
Compacidade (fluido de alta densidade)	Fluido ambientalmente amigável
Baixa pressão de evaporação	Fluido não-inflamável e não-tóxico
Alta pressão de condensação	Baixo consumo na bomba
Não necessita de unidade de tratamento de água e desareador	Fluido de alta estabilidade química
Desing da turbina	
Recuperação de calor a baixa temperatura, um passe na caldeira	

Fonte: Traduzido e adaptado de Quoilin et al. (2013)

Os ciclos ORC são indicados para pequenas unidades de geração de potência, pois possuem menor volume, custo e funcionam bem a baixas temperaturas. Já os ciclos Rankine convencionais são indicados para grande unidades, pois possuem uma saída de potência maior, justificando seu elevado custo. As vantagens de cada sistema são listadas na Tabela 1.

2.5 FLUIDO DE TRABALHO

Devido a afetar diretamente a eficiência, estabilidade do sistema, o tamanho dos componentes, o desing da máquina de expansão, sua segurança e preocupações ambientais, a seleção do fluido de trabalho é muito importante para a performance e economia dos sistemas ORC (BAO; ZHAO, 2013).

Esse assunto tem sido tratado em diversas publicações científicas. Na maioria dos casos, esses estudos apresentam diversas comparações de eficiência e performance do ponto de vista termodinâmico entre diversos fluidos. Em Badr et al. (1985), os autores listam 68 (sessenta e oito) destes fluidos que têm sido considerados como possíveis candidatos a operarem em ciclos ORC.

Na seleção do fluido de trabalho mais indicado, as seguintes características e indicadores, obtidos em Quoilin et al. (2013), devem ser levados em consideração:

- Performance termodinâmica: a eficiência e/ou potência de saída devem ser tão altas quanto possível;
- Curva de saturação de vapor positiva ou isentrópica: curvas de saturação positivas e isentrópicas evitam a formação de condensado na turbina durante a expansão, aumentando o ciclo de vida do equipamento;
- Vapor de alta densidade: uma baixa densidade conduz a uma alta vazão, com isso, o tamanho dos trocadores de calor devem ser aumentados para limitar as quedas de pressão;
- Baixa viscosidade: a baixa viscosidade em ambos os estados líquido e vapor resultam em um alto coeficiente de transferência de calor e baixas perdas por atrito nos trocadores;
- Alta condutividade: é relacionada a um alto coeficiente de transferência de calor nos trocadores;
- Pressão de evaporação aceitável: quanto maior a pressão de evaporação maior a complexidade e custo dos equipamentos;
- Estabilidade em alta temperatura: fluidos orgânicos geralmente sofrem deterioração e decomposição química a altas temperaturas;

- Ponto de fusão: deve ser mais baixo que a menor temperatura que pode ser atingida pelo ambiente ao longo do ano para evitar congelamento do fluido;
- Alto nível de segurança: devem ser levados em consideração a toxicidade e inflamabilidade do fluido;
- Baixo potencial de destruição de Ozônio (Ozone depletion potential - ODP): para evitar a destruição da cama de Ozônio do planeta;
- Baixo potencial de aquecimento global (global warming potential - GWP): unidade que está relacionada ao CO₂, no sentido de se acumular na atmosfera e refletir os raios solares, elevando a temperatura do planeta;
- Boa disponibilidade e baixo custo: fluidos já utilizados para refrigeração e na indústria química são facilmente obtidos e baratos.

Em Bao e Zhao (2013) pode ser encontrada uma extensa tabela com os fluidos recomendados para diferentes aplicações, condições de trabalho e indicadores de performance. De acordo com Quoilin et al. (2013), apesar da grande quantidade de fluidos estudados na literatura, apenas uma pequena parcela é utilizada comercialmente em plantas de potência ORC. Estes fluidos são listados na Tabela 2.

Percebe-se então que não existe fluido ideal para o ciclo ORC, devendo ser levados em consideração para sua escolha os aspectos mencionados, além do objetivo da instalação e parâmetros que não podem ser definidos pelo projetista.

Tabela 2 – Fluidos mais utilizados nas instalações comerciais de ORC

HFC-134a	Utilizado em plantas de potência geotérmicas ou em recuperação de calor a temperaturas muito baixas
HFC-245fa	Fluido de trabalho de baixa temperatura, utilizado principalmente para recuperação de calor
N-pentano	Usado na única planta de potência solar ORC comercial em Nevada. Outras aplicações incluem recuperação de calor e média temperatura geotérmica
Solkatherm	Recuperação de calor
OMTS	Plantas de potência Biomassa-CHP
Tolueno	Recuperação de calor

Fonte: Traduzido de Quoilin et al. (2013)

3 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção serão explanadas informações e conceitos a respeito do ORC e dos equipamentos que compõem o sistema projetado e, além disto, uma breve apresentação dos fundamentos e parâmetros econômicos que foram utilizados para avaliar a viabilidade econômica do mesmo, de modo a formar uma base teórica para o desenvolvimento do presente trabalho.

3.1 CICLO ORGÂNICO DE RANKINE

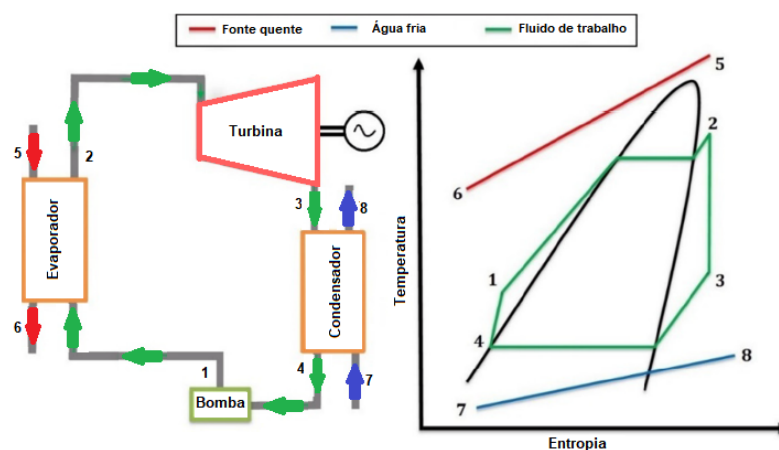
O ORC é um ciclo termodinâmico para geração de potência através da conversão de energia térmica em trabalho útil, que neste trabalho se dá na forma de energia elétrica.

Este processo é composto por quatro etapas, a saber:

- Ganho de calor a pressão constante em um evaporador;
- Expansão isentrópica em uma turbina;
- Rejeição de calor a pressão constante em um condensador;
- Compressão isentrópica em uma bomba.

O princípio de funcionamento de um ORC é similar ao de um ciclo Rankine convencional (CRC), diferindo quanto ao fluido de trabalho: fluido orgânico para o ORC e água para o CRC. Essa diferença impacta diretamente no dimensionamento do sistema e escolha dos equipamentos, tópico que será abordado de forma mais aprofundada adiante neste trabalho.

Figura 2 – Esquema e gráfico TxS de um ORC básico

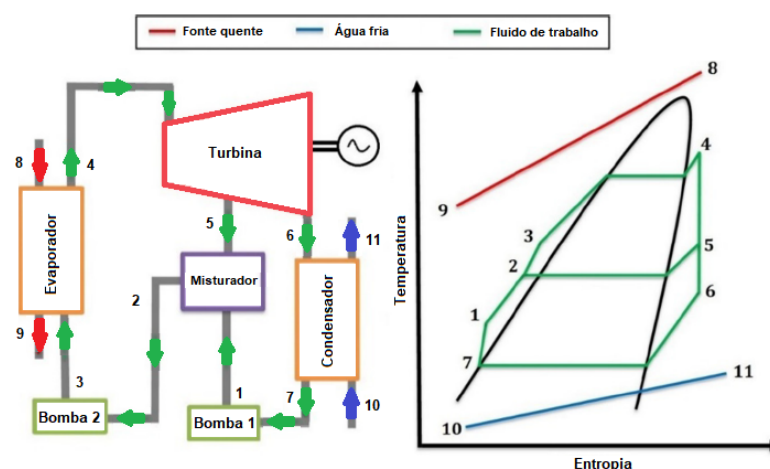


Fonte: Adaptado de Imran et al. (2014)

Um esquema de ORC básico e seu respectivo gráfico temperatura x entropia (TxS) é mostrado na Figura 2. Descrevendo o processo: a fonte de calor é utilizada no evaporador para vaporizar o fluido de trabalho a pressão constante, levando-o ao estado de vapor saturado/superaquecido (a depender do projeto da instalação). Este vapor a alta pressão é expandido isentropicamente na turbina, movendo os componentes desta, que está conectada a um gerador para realizar a conversão da energia mecânica em elétrica. Com a queda de pressão e temperatura do fluido causados pelo processo de expansão na turbina, este segue como vapor saturado (condição ideal) para o condensador, onde perderá energia a pressão constante e voltará ao estado de líquido saturado. Em seguida, o líquido é bombeado de volta ao evaporador, elevando sua pressão e dando início a uma nova repetição do ciclo.

Algumas variações na planta do ciclo podem ser realizadas, como a adição de um ou mais misturadores, vide Figura 3. Aplicação de superaquecimento também pode ser realizada, no entanto, conforme Imran et al. (2014), o aumento no custo do trocador de calor para que a temperatura de superaquecimento possa ser atingida domina o aumento de potência gerada, tornando-se economicamente inviável.

Figura 3 – Esquema e gráfico TxS de um ORC com um misturador



Fonte: Adaptado de Imran et al. (2014)

3.1.1 Considerações sobre a modelagem de ORCs

Idealmente, as energias geradas, fornecidas e consumidas por kg de fluido de trabalho no sistema podem ser obtidas pela diferença de entalpia do fluido nas entradas e saídas dos equipamentos, conforme a primeira lei da termodinâmica. Assim, para o ORC básico:

$$W_{bomba,s} = (h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

$$W_{turb,s} = (h_2 - h_3) \quad (3.2)$$

$$q_{evap,s} = (h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

$$q_{cond,s} = (h_3 - h_4) \quad (3.4)$$

Define-se, então, a eficiência do ORC ideal como:

$$\eta_{ORC,s} = \frac{W_{turb,s} - W_{bomba,s}}{q_{evap,s}} \quad (3.5)$$

Todas as equações descritas são para o caso ideal de funcionamento do ORC, no entanto, na realidade existem diversas perdas no ciclo que trazem irreversibilidade ao sistema.

Apesar do bom isolamento dos componentes é inevitável a troca de calor com a vizinhança, principalmente no caso do evaporador, que pode atingir elevadas temperaturas. Isso gera a necessidade de um acréscimo de energia que deve ser cedida ao fluido para compensar estas perdas.

O escoamento do fluido nos equipamentos e tubulações gera como resultado queda de pressão do mesmo, e conseqüentemente, para gerar a mesma quantidade de energia que o ciclo ideal, a bomba precisa compensar estas quedas de pressão, levando à necessidade de uma bomba maior e que consome mais trabalho para funcionar. Ainda, o atrito nas partes móveis dos equipamentos, como o eixo da turbina, também consome parte do trabalho realizado pelo fluido no ciclo.

Também é preciso levar em consideração a ocorrência de cavitação na bomba, fenômeno que pode danificar seriamente o equipamento. Para evitar a cavitação, em geral o líquido é subresfriado no condensador, de modo a garantir que todo o fluido está em estado líquido, embora isto cause um descarte maior de energia no condensador, gerando uma necessidade maior de energia no evaporador para se chegar ao estado de vapor saturado pretendido.

Levando todos estes fatores de eficiência em consideração, a curva TxS do processo adquire formato semelhante ao da Figura 4, para o caso do ORC básico.

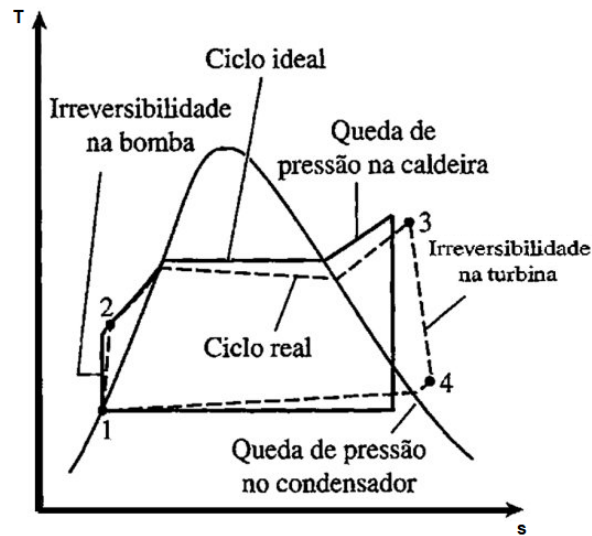
Já as equações adquirem o seguinte formato:

$$W_{bomba,r} = \frac{(h_1 - h_4)}{\eta_{bomba}} \quad (3.6)$$

$$W_{turb,r} = (h_2 - h_3) \cdot \eta_{turb} \quad (3.7)$$

$$q_{evap,r} = \frac{(h_2 - h_1)}{\eta_{troc}} \quad (3.8)$$

Figura 4 – Gráfico TxS comparando os ciclos ideal e real



Fonte: Adaptado de Çengel (2007)

$$q_{cond,r} = \frac{(h_3 - h_4)}{\eta_{troc}} \quad (3.9)$$

Define-se, então, a eficiência do ORC real como:

$$\eta_{ORC,r} = \frac{W_{turb,r} - W_{bomba,r}}{q_{evap,r}} \quad (3.10)$$

3.2 EXPANSORES

Um expensor é um dispositivo que desenvolve potência a partir da passagem de um gás ou líquido escoando através de uma série de pás (turbinas), pistão, parafuso, rolagem ou ventoinha, a depender do tipo de máquina, que estão ligadas a um eixo que se encontra livre para girar. A perda de calor desses equipamentos geralmente é desprezível, pois são bem isolados, sendo sua maior parte de perda de eficiência devido a atritos no movimento dos componentes.

De acordo com Quoilin et al. (2013), a performance de um ORC está fortemente correlatada com o expensor. A escolha do tipo de tecnologia a ser utilizada depende das condições de operação e do tamanho do sistema. Máquinas de deslocamento positivo, equipamentos em que a direção de escoamento do fluido é a mesma do deslocamento de sua parte móvel, são mais apropriadas para pequenas unidades ORC, pois este tipo de equipamento é caracterizado por baixos valores de vazão, alta pressão e velocidades de rotação muito menores que as turbo-máquinas. Já as turbinas são indicadas para instalações de larga escala.

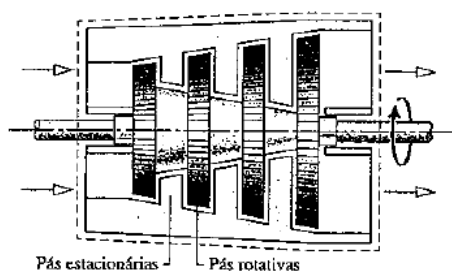
Os diferentes tipos de expansores que podem ser utilizados em sistemas ORC são apresentados e comparados na Tabela 3.

Tabela 3 – Comparação dos vários tipos de expansores que podem ser utilizados em sistemas ORC

Tipo	Intervalo de capacidade (kW)	Custo	Vantagens	Desvantagens
Turbina de fluxo radial	50-500	Alto	Leve, alta eficiência e maturidade da tecnologia	Alto custo, baixa eficiência em condições fora do projetado
Expansor de scroll	1-10	Baixo	Alta eficiência, facilidade de fabricação, leve e baixa rotação	Baixa capacidade, requer cuidados com lubrificação e modificações
Expansor de screw	15-200	Médio	Tolera 2 fases de fluido, baixa rotação e alta eficiência fora das condições de projeto	Requer lubrificação e dificuldade de fabricação
Expansor de palheta rotativo	1-10	Baixo	Tolera 2 fases de fluido, torque estável, estrutura simples, baixo custo e ruído	Baixa capacidade e requer lubrificação

Fonte: Adaptado e traduzido de Bao e Zhao (2013)

Figura 5 – Esquema de uma turbina a vapor ou gás de fluxo axial



Fonte: Shapiro et al. (2013)

Como o sistema a ser projetado tem aplicação em uma usina de cana de açúcar de grande porte, com altas potências e vazões de fluido, o tipo de expansor adotado no projeto é o tipo turbina, como o da Figura 5. Esse equipamento é amplamente empregado para a geração de potência em instalações de potência a vapor, a gás e em motores de avião. Nessas aplicações o vapor d'água superaquecido ou um gás entra na turbina e se expande até uma pressão inferior conforme a potência é gerada.

3.2.1 Considerações sobre a modelagem de expansores

Escolhendo apropriadamente a fronteira do volume de controle que envolve uma máquina expansora, a energia cinética líquida da matéria escoando através da fronteira torna-se usualmente pequena o suficiente para ser abandonada e a energia potencial líquida da matéria em escoamento é normalmente também desprezível. A única transferência de calor entre a turbina e a vizinhança seria a transferência de calor inevitável (ou perda), quantidade geralmente pequena quando comparada aos termos relacionados à potência e à entalpia, que pode também ser desprezada (SHA-PIRO et al., 2013), obtendo-se simplesmente:

$$\dot{W}_{vc,s} = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \quad (3.11)$$

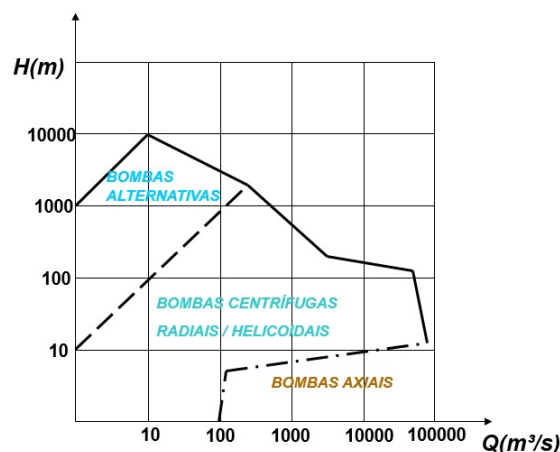
Aqui, deve-se acrescentar um fator de eficiência da turbina (η_{turb}), para levar em consideração os atritos e meios de dissipação de energia inerentes ao funcionamento do equipamento. Assim, a Equação 3.11 toma a seguinte forma:

$$\dot{W}_{vc,r} = \dot{m} \cdot (h_e - h_s) \cdot \eta_{turb} \quad (3.12)$$

3.3 BOMBAS

Bombas são máquinas hidráulicas que recebem trabalho mecânico, geralmente fornecido por um motor, e o transformam em energia hidráulica, transmitindo ao líquido um acréscimo de energia nas formas de energia potencial de pressão e cinética. Devido aos diferentes modos de transformar o trabalho recebido em energia hidráulica que será cedida ao fluido, as bombas podem ser classificadas como bombas de deslocamento positivo, dinâmicas, hidrodinâmicas e especiais (MACINTYRE, 2011).

Figura 6 – Campo de emprego das bombas

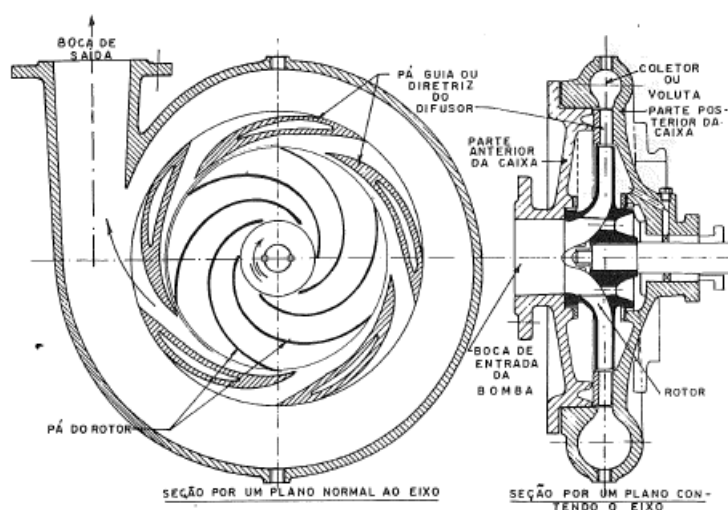


Fonte: Adaptado de Macintyre (2011)

As bombas de deslocamento positivo são indicadas para uso com grandes pressões e descargas relativamente pequenas, conforme a Figura 6. Já as bombas dinâmicas são mais versáteis e encontram diversas aplicações, principalmente em instalações de grande porte. Devido à maturidade da tecnologia, grande aceitação no mercado e flexibilidade de utilização das bombas hidrodinâmicas, este foi o tipo utilizado neste trabalho.

Este tipo de bomba é caracterizado por possuir um órgão rotatório dotado de pás, chamado rotor, que exerce forças que resultam na aceleração do líquido. Outro órgão necessário às turbobombas é o difusor, responsável por converter grande parte da energia cinética cedida ao fluido pelo rotor em energia de pressão. Desse modo, ao atingir a boca de saída da bomba, o líquido é capaz de escoar com velocidade suficiente para equilibrar a pressão que se opõe ao seu deslocamento (MACINTYRE, 2011). Um esquema de equipamento deste tipo pode ser visto na Figura 7.

Figura 7 – Esquema de bomba hidrodinâmica



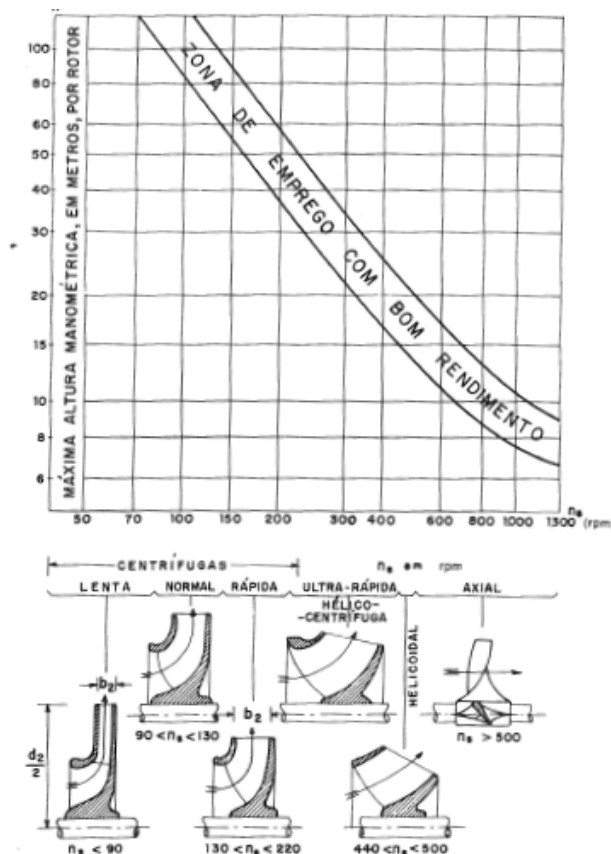
Fonte: Macintyre (2011)

Devido à grande variedade de modelos de turbobombas disponíveis no mercado torna-se uma tarefa difícil definir o formato ideal do rotor para ser utilizado em determinada aplicação. Para facilitar este processo de decisão pode-se utilizar um parâmetro chamado “velocidade específica real (ns)” da bomba, que fornece um termo de comparação entre as diversas bombas para atender a um número de rotações n , a uma descarga Q e a uma altura manométrica H . Assim, o valor de ns especifica o tipo de turbobomba a empregar.

Conforme Macintyre (2011): “Baseados nos resultados obtidos com bombas ensaiadas e no seu custo, o qual depende das dimensões da bomba, os fabricantes elaboraram tabelas, gráficos e ábacos, delimitando o campo de emprego de cada tipo

conforme a velocidade específica, de modo a proceder a uma escolha que atenda a exigências de bom rendimento e baixo custo.” Um exemplo de gráfico deste tipo pode ser visto na Figura 8.

Figura 8 – Gráfico do campo de emprego dos diversos tipos de rotores



Fonte: Macintyre (2011)

A fim de evitar o dispendioso dimensionamento matemático das bombas, podem ser utilizados os catálogos de fornecedores, que apresentam resultados específicos de eficiência obtidos a partir de experimentos para cada um de seus modelos ofertados, e assim, a partir de dados de entrada como vazão do fluido requerida e altura manométrica a ser vencida é possível escolher a bomba que melhor se adapte a cada tipo de projeto e instalação.

Em ciclos Rankine tradicionais o consumo da bomba é muito baixo comparado à potência gerada. No entanto, em um ORC, as irreversibilidades na bomba podem substancialmente diminuir a eficiência geral do ciclo. Quoilin et al. (2013) chegam às seguintes conclusões a respeito desse tema:

- Quanto maior a temperatura crítica do fluido de trabalho, maior a eficiência da bomba.

- A eficiência da bomba aumenta com a temperatura de evaporação do fluido, e torna-se significativamente alta quando o ciclo opera próximo ao ponto crítico.

De acordo com dados do fabricante, bombas centrífugas (normalmente utilizadas em unidades de larga escala) devem possuir eficiências maiores que 60% (QUOILIN et al., 2013).

3.3.1 Considerações sobre a modelagem de bombas

Aqui são desconsideradas as perdas de carga resultantes do escoamento do fluido de trabalho nas tubulações, pois supõe-se que os comprimentos de tubulação são pequenos e as perdas desprezíveis quando comparadas com a potência consumida pela bomba. Assim, conforme Shapiro et al. (2013), para um volume de controle que engloba uma bomba, os balanços de massa e de energia para regime permanente se simplificam, sendo reduzidos a

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc,s} + \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.13)$$

A transferência de calor com a vizinhança é frequentemente um efeito que pode ser desprezado, obtendo-se:

$$\dot{W}_{vc,s} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \quad (3.14)$$

Observa-se que para compressores e bombas, o valor de $\dot{W}_{vc}$ é negativo pois uma potência de entrada é necessária. Ainda, é necessário considerar as perdas de energia durante o funcionamento do equipamento, logo é introduzido um fator de eficiência da bomba (η_{bomba}) na Equação 3.14, que toma a seguinte forma:

$$\dot{W}_{vc,r} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_2)}{\eta_{bomba}} \quad (3.15)$$

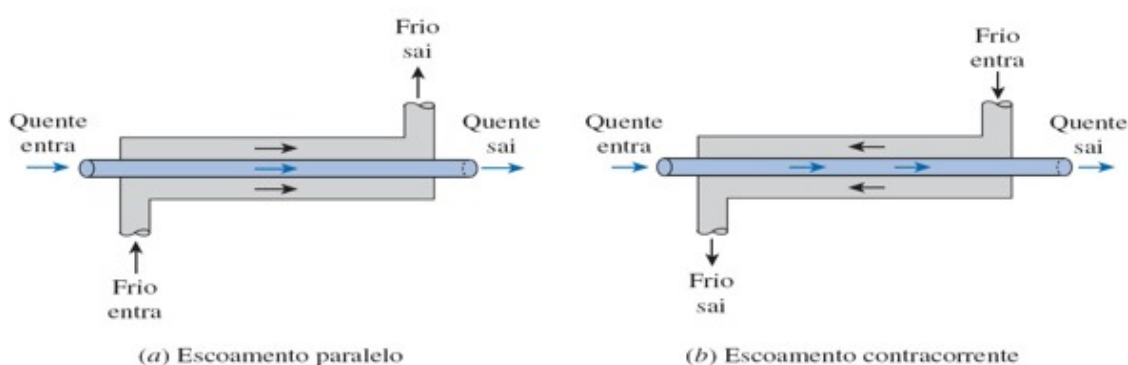
3.4 TROCADORES DE CALOR

Os equipamentos chamados trocadores de calor são, como o nome já indica, utilizados quando se deseja realizar transferência de energia térmica entre duas substâncias de diferentes temperaturas, geralmente evitando o contato entre elas. Os trocadores de calor são utilizados em uma ampla gama de aplicações, desde sistemas de aquecimento e ar condicionado a processos químicos e produção de potência em grandes usinas. A transferência de energia em um trocador de calor geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através das paredes que separam os dois fluidos.

Diferentes aplicações de transferência de calor requerem diferentes tipos de dispositivos e configurações de equipamentos de transferência de calor. Classificados quanto à configuração do escoamento e tipo de construção, os trocadores de

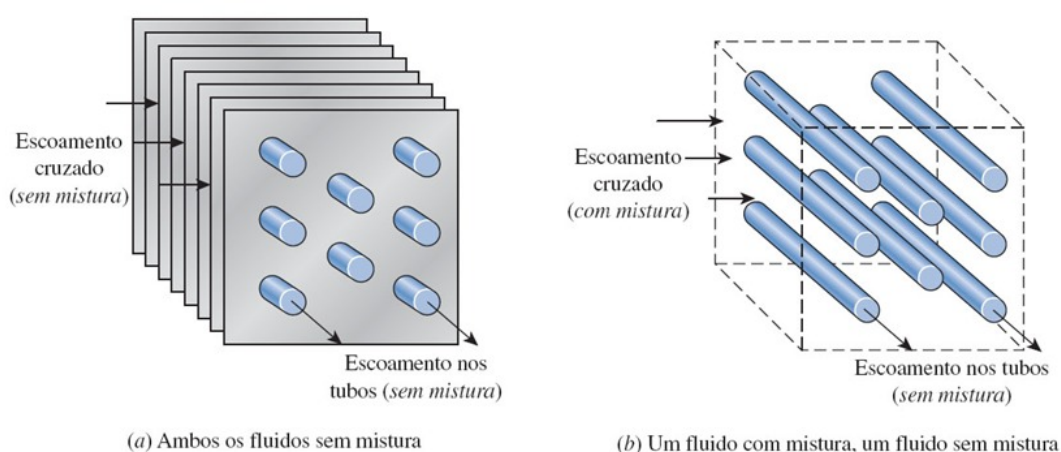
calor podem ser: De tubos concêntricos, com escoamento paralelo ou contracorrente (Figura 9), aletados e não-aletados com escoamento cruzado (Figura 10), casco e tubo (Figura 11) e uma classe especial de trocadores com grandes superfícies de transferência de calor chamados de trocadores compactos. Um exemplo de trocador compacto são os radiadores de carro.

Figura 9 – Trocadores de calor de tubos concêntricos. (a) Escoamento paralelo e (b) contracorrente



Fonte: Çengel (2012)

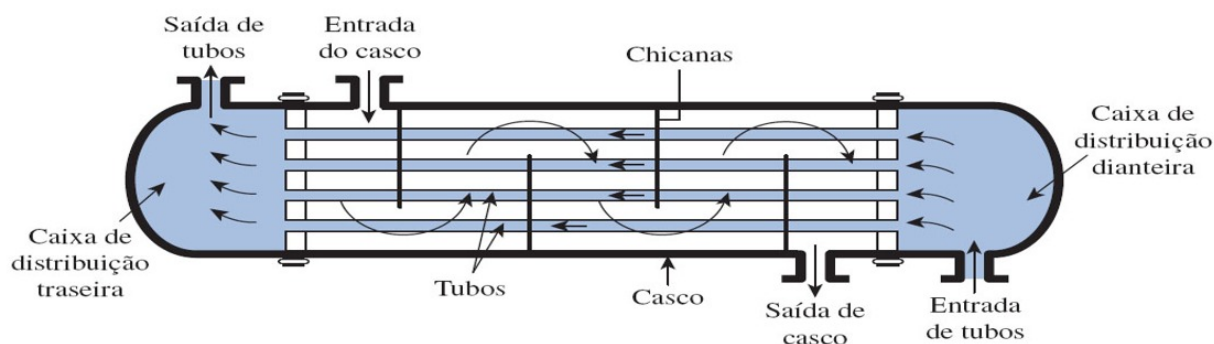
Figura 10 – Trocadores de calor de placas. (a) Aletado e (b) não-aletado



Fonte: Çengel (2012)

Os trocadores de calor representam grande parte do custo total do sistema, e sua otimização deve ser feita cuidadosamente. Para unidades ORC, diferentes tipos de trocador podem ser utilizados. De acordo com Quoilin et al. (2013), os de casco e tubo são indicados para instalações de grande porte e os de placas para instalações de pequeno a médio porte, devido ao seu tamanho compacto.

Figura 11 – Trocador de calor casco e tubo



Fonte: Çengel (2012)

Para aplicações de recuperação de energia, o trocador de calor não deve interferir no processo, a queda de pressão deve ser limitada e as dimensões devem estar de acordo com o espaço disponível. Ainda, no caso de gases com elevado teor de enxofre, deve-se evitar resfriá-los demasiadamente, pois isso pode levar à formação de ácido nas paredes do trocador (QUOILIN et al., 2013).

3.4.1 Considerações sobre a modelagem de trocadores de calor

Os trocadores de calor podem envolver múltiplas entradas e saídas. Para um volume de controle englobando um trocador de calor, o único trabalho é o de escoamento nos locais onde a matéria entra e sai. Assim, $\dot{W}_{vc}$ desaparece do balanço da taxa de energia. Além disso, as energias cinética e potencial das correntes de escoamento normalmente podem ser ignoradas. Ainda, embora ocorram altas taxas de transferência de energia no trocador de calor, a transferência de calor com a vizinhança é geralmente pequena o suficiente para ser desprezada. Assim, após anular todos estes termos, a equação do balanço de energia toma a seguinte forma:

$$\sum_{s=1}^n \dot{m}_s \cdot h_s = \sum_{e=1}^n \dot{m}_e \cdot h_e \quad (3.16)$$

Em que $\dot{m}_s$ é a vazão mássica dos fluidos na saída do trocador, $\dot{m}_e$ a vazão na entrada, e h_s e h_e suas respectivas entalpias.

No entanto, para considerar falhas de projeto ou manutenção do trocador, bem como possíveis perdas térmicas mais elevadas para o ambiente, foi adicionado um fator de eficiência para o trocador de calor (η_{troc}). Deste modo, focando apenas no fluido de trabalho, o ganho de energia deste no trocador pode ser obtido conforme a

equação a seguir:

$$\dot{Q}_{vc,r} = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{troc}} \quad (3.17)$$

Para o processo proposto, tanto o evaporador quanto o condensador podem ser modelados como trocadores de calor.

3.5 ANÁLISE ECONÔMICO-FINANCEIRA

Segundo Arnao (2007), o objetivo principal das empresas é a maximização do lucro e, sendo assim, a análise de viabilidade de projeto passa a ter papel fundamental na tomada de decisão dos investidores, que poderão estimar as vantagens e desvantagens futuras, evitando assim, surpresas desagradáveis no decorrer da vida útil do empreendimento. A busca de informações com maior grau de certeza faz com que se utilizem novas ferramentas para analisar as informações disponíveis (ARNAO, 2007).

Ainda de acordo com Arnao (2007), um dos modelos de análise econômico-financeiras mais importantes e utilizadas para avaliar ações de investimentos em termos financeiros é o modelo de fluxo de caixa descontado (FCD), que representa a análise, a valor presente, dos fluxos de caixa futuros líquidos gerados.

A base do modelo FCD é que o dinheiro tem mais valor hoje que no futuro. Isto se dá não só pela possível desvalorização do capital no tempo, mas também pelas oportunidades que existem hoje e são incertas no futuro. No FCD as entradas futuras são descontadas por um fator chamado taxa de desconto, de forma a refletir estes fatores, no pressuposto de que o investimento é irreversível.

Neste modelo, várias técnicas podem ser utilizadas, tais como: o VPL, que traz a riqueza futura gerada por um determinado ativo para valores atuais; a TIR, que representa a rentabilidade do projeto; e o PPD, que representa o prazo de recuperação do capital investido, considerando o valor do dinheiro no tempo.

3.5.1 Valor presente líquido

O VPL é utilizado quando se quer saber se os fluxos de caixa futuros de um certo ativo em um determinado período de tempo serão maiores que o investimento inicial do projeto, considerando os valores em tempo presente. Segundo Gitman (2010), se o VPL for maior que R\$0, a empresa obterá um retorno maior do que o custo de seu capital. Isso aumentaria o valor de mercado da empresa e, portanto, a riqueza dos proprietários, em um valor correspondente ao VPL.

O valor presente líquido é encontrado subtraindo-se o investimento inicial de um projeto (FC_0) do valor presente de suas entradas de caixa (FC_t) em um determinado

tempo (t), descontadas à taxa de desconto (r). O VPL é calculado por:

$$VPL = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1+r)^t} - FC_0 \quad (3.18)$$

3.5.2 Taxa interna de retorno

De acordo com Gitman (2010), a TIR é, provavelmente, a mais usada das técnicas sofisticadas de orçamento de capital. É a taxa de retorno anual composta que a empresa obterá, se investir no projeto e receber as entradas de caixa previstas. Matematicamente, a TIR é o valor de r em (3.18) que faz com que o VPL seja igual a R\$0. Se a TIR for maior que a taxa de desconto, a empresa deve aceitar o projeto, pois isso garante que ela receba, pelo menos, o retorno requerido.

O valor da TIR é dado por:

$$0 = \sum_{t=1}^n \frac{FC_t}{(1+TIR)^t} - FC_0 \quad (3.19)$$

3.5.3 Período de *payback* descontado

O PPD irá definir o tempo necessário para recuperar o valor investido, trazendo o valor das entradas para o presente. Segundo Gitman (2010), a duração do período máximo aceitável de *payback* é definida pela empresa. Esse valor é fixado subjetivamente como base em uma série de fatores, como tipo de projeto (expansão, substituição, renovação ou outros), percepção do risco do projeto e relação percebida entre o período de *payback* e o valor da ação.

O valor do PPD pode ser calculado por:

$$PPD = P_{uen} - \frac{S_{uen}}{ED_{ppp}} \quad (3.20)$$

Em que:

- P_{uen} = Período da última entrada negativa;
- S_{uen} = Saldo na última entrada negativa;
- ED_{ppp} = Entrada descontada do primeiro período positivo.

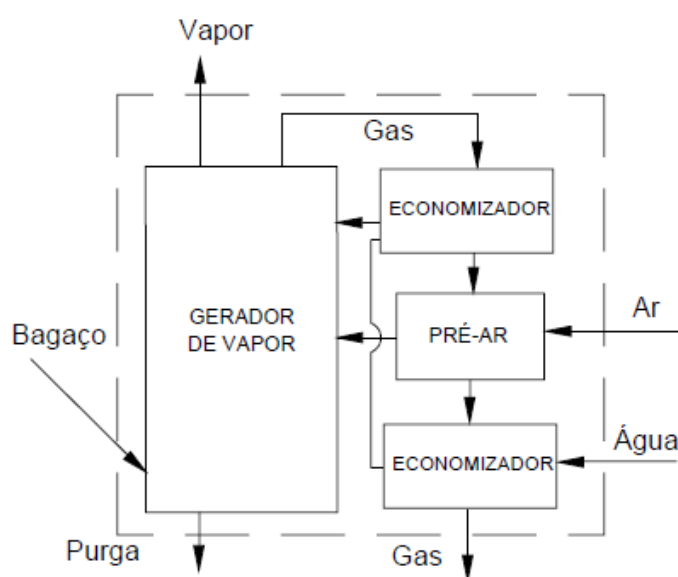
4 DESENVOLVIMENTO

Este capítulo relatará o processo de desenvolvimento do projeto da instalação ORC, a começar pela determinação da temperatura e vazão mássica dos gases quentes na saída do economizador da caldeira de bagaço de cana, seguindo com a escolha dos equipamentos do ciclo e fluido de trabalho. A modelagem dos equipamentos foi realizada no EES, o que auxiliou na obtenção das informações do fluido ao longo do ciclo e cálculos de resultado. Por fim, fez-se necessário determinar a vazão de fluido de trabalho no sistema, a partir do balanço de troca térmica entre o mesmo e os gases quentes.

4.1 DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA E VAZÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO

Neste trabalho será utilizado como base o sistema de geração de vapor representado no esquema da Figura 12. A escolha por este modelo de equipamento se dá devido a não haver sistema de secagem de bagaço presente em sua construção, pois este sistema utiliza os gases de exaustão da caldeira para retirar a umidade presente no bagaço, aumentando seu poder calorífico de queima, mas diminuindo a temperatura dos gases, e assim, inviabilizaria sua utilização para geração de potência. Além disto, a disponibilidade e consolidação no mercado brasileiro são vantagens do modelo escolhido (ARNAO, 2007).

Figura 12 – Esquema da caldeira utilizada



Fonte: Adaptado de Arnao (2007)

Os dados de temperatura e vazão dos gases de exaustão na caldeira foram de-

terminados a partir dos dados de projeto para este tipo de equipamento presentes em Arnao (2007), que foram obtidos a partir do contato direto do autor com os principais fabricantes de caldeiras nacionais: Equipalcool, Dedini, Caldema e Sermateq. Assim, tem-se:

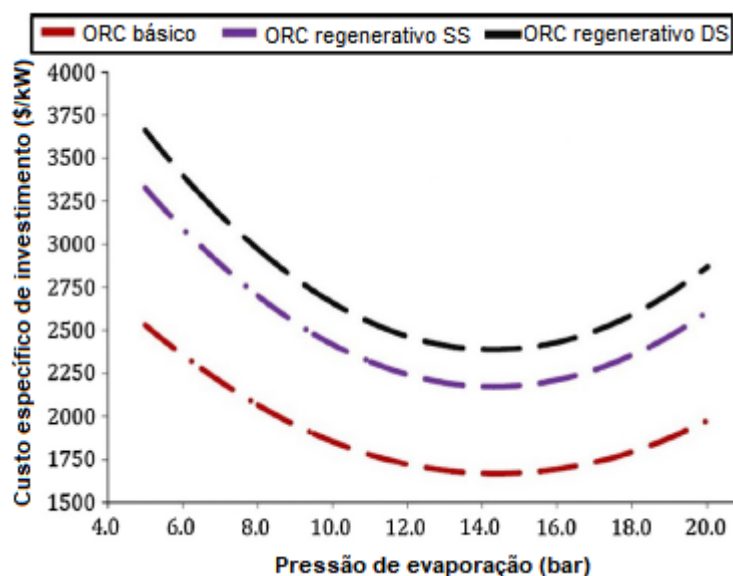
$$T_{ge} = 165 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.1)$$

$$\dot{M}_{ge} = 121 \text{ kg/s} \quad (4.2)$$

4.2 ESCOLHA DOS EQUIPAMENTOS QUE IRÃO COMPOR O SISTEMA ORC

Com base nos resultados obtidos por Imran et al. (2014), decidiu-se utilizar um sistema ORC com 1 misturador, haja visto sua melhor eficiência quando comparado ao ORC básico sem misturador e melhor relação custo adicional \$/kW.% de melhora na eficiência quando comparado ao ORC com 2 misturadores (185,15 \$/kW.% contra 204,83 \$/kW.%). Para auxílio visual, gráficos de custo e eficiência em função da pressão de evaporação para as diferentes configurações são exibidos nas Figuras 13 e 14. As análises foram realizadas para o fluido R245fa.

Figura 13 – Pressão de evaporação x Custo de investimento específico

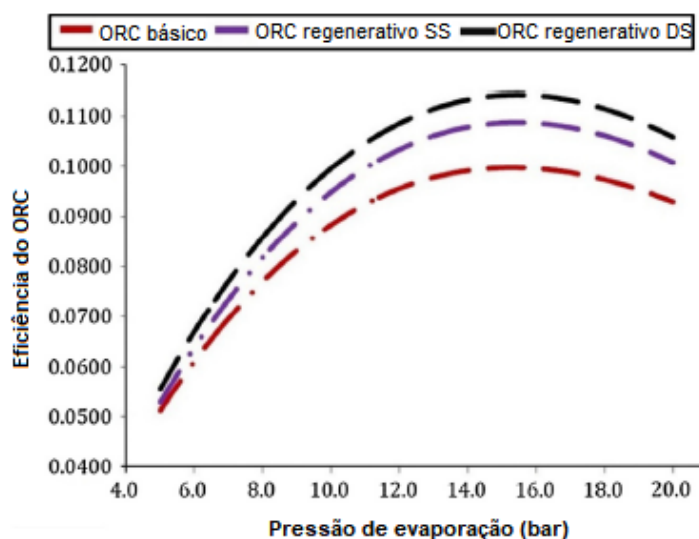


Fonte: Adaptado de Imran et al. (2014)

Logo, o sistema será composto por:

- 2 bombas: alta e baixa pressão;
- 2 turbinas: alta e baixa pressão;

Figura 14 – Pressão de evaporação x Eficiência do ORC



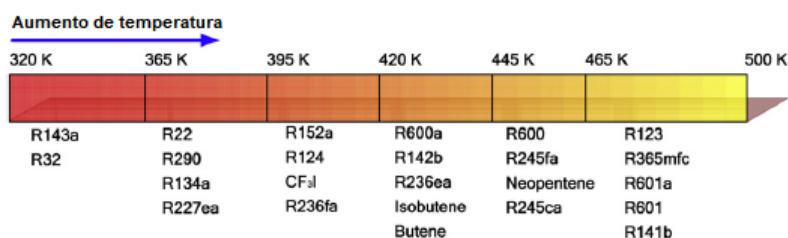
Fonte: Adaptado de Imran et al. (2014)

- 1 evaporador;
- 1 condensador;
- 1 misturador.

O esquema representativo do sistema ORC definido para este trabalho segue a configuração da Figura 3.

4.3 ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO

Figura 15 – Fluidos indicados para cada faixa de temperatura



Fonte: Adaptado de Wang et al. (2013)

Devido a seu uso difundido em plantas de recuperação de energia utilizando ORC e seu bom resultado em testes de eficiência termodinâmica (QUOILIN et al., 2013; IMRAN et al., 2014; BAO; ZHAO, 2013) o fluido escolhido para ser utilizado

na planta ORC desenvolvida neste trabalho é o R-245fa. Como pode ser visto na Figura 15, a faixa de temperatura ideal de utilização do R-245fa se encontra próxima à temperatura dos gases de exaustão que serão recuperados.

O R-245fa, ou 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane, é um fluido isentrópico que apesar de não ser agressivo à camada de ozônio e ser quase não-tóxico, possui um tempo de vida muito longo se eventualmente vier a escapar para a atmosfera, levando 7,2 anos para ser degradado. É também altamente danoso para o aquecimento global, com um potencial de aquecimento 950 vezes maior que o CO₂. Assim, é necessário que sua utilização seja altamente segura e confiável, de modo a evitar vazamentos e contaminações da atmosfera.

4.4 MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS

Um algoritmo foi elaborado no software EES de modo a implementar as equações que regem o funcionamento dos equipamentos (Equações 3.6 a 3.10). Aqui é adotada uma equação alternativa para o funcionamento da bomba, com o objetivo de adequar o modelo matemático ao processo iterativo que será realizado no EES para obter a pressão intermediária do processo. Assim, descrevendo o funcionamento das bombas em função da pressão e volume específico do fluido obtém-se:

$$W_{bomba,r} = \frac{v_1 \cdot (P_1 - P_2)}{\eta_{bomba}} \quad (4.3)$$

Ainda, será utilizado um fator x referente ao título da mistura líquido/vapor ao longo do sistema, necessário para determinar os valores de entalpia, entropia, volume específico, etc. O balanço de energia na caldeira é dado pela equação 4.4. A partir dela é possível obter a vazão mássica de fluido necessária no sistema para que este trabalhe como o planejado.

$$\dot{M}_{ge} \cdot (h_{ge,e} - h_{ge,s}) = \dot{M}_{ft} \cdot cp_{ft} \cdot (T_5 - T_4) \quad (4.4)$$

Contudo, toda a análise é feita de modo unitário, bastando multiplicar a vazão mássica de fluido no sistema para obter os resultados totais na instalação.

4.5 DADOS PRÉ-ESTABELECIDOS

Os dados de projeto pré-estabelecidos são dados na Tabela 4 e qualquer outra informação pôde ser obtida das funções termodinâmicas presentes no software, utilizando como entrada os dados desta tabela e calculados.

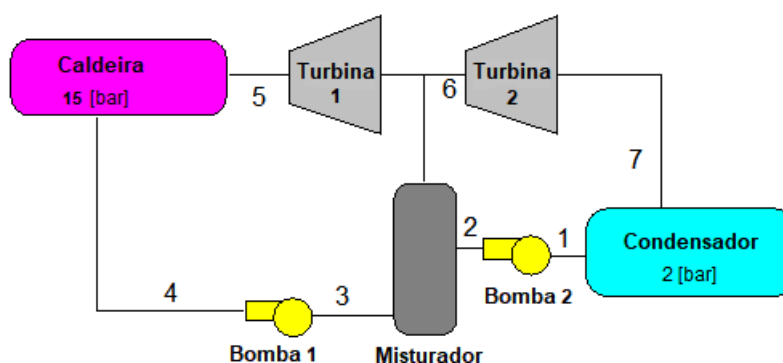
O sistema se apresenta conforme a Figura 16. Os pontos, designados por numeração (de 1 a 7), indicam os locais dos dados no sistema: T_1 se refere à temperatura do fluido de trabalho no ponto 1, por exemplo.

Tabela 4 – Dados pré-estabelecidos para avaliação do ORC

Dado	Valor	Unidade
η_{bomba}	0,65	-
η_{turb}	0,85	-
η_{troc}	0,90	-
$T_{ge,e}$	165	°C
$T_{ge,s}$	145	°C
T_5	128	°C
$\dot{M}_{ge}$	121	kg/s
P_1	2	bar
P_5	15	bar

Fonte: O Autor, 2019

Figura 16 – Representação do modelo avaliado no EES



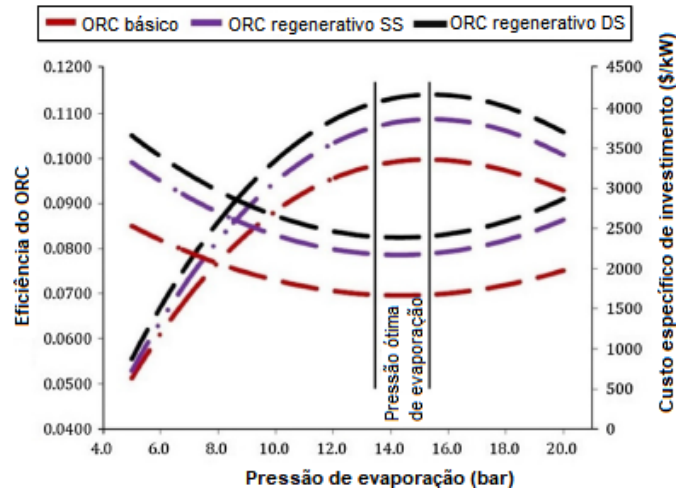
Fonte: O Autor, 2019

Adotou-se uma pressão de 2 bar no condensador para que o fluido saia do mesmo como líquido saturado a uma temperatura maior que a ambiente ($T_{amb} = 20$ °C) e assim possa ser resfriado por água nesta temperatura, diminuindo os custos com refrigeração. A pressão na caldeira foi escolhida como 15 bar com base na Figura 17, produzida por Imran et al. (2014) a partir de estudo com o R-245fa, visando obter a melhor eficiência aliado a um baixo custo de equipamento. Além disto, foi adotado 128 °C como a temperatura do vapor na saída da caldeira, de modo a manter o fluido abaixo do ponto crítico e obter um tamanho de caldeira economicamente viável.

4.6 CÁLCULO DA VAZÃO DE FLUIDO DE TRABALHO

O primeiro passo no cálculo da vazão de fluido é estabelecer a composição dos gases de exaustão para que assim seja possível obter os valores de entalpia destes na entrada e saída da caldeira. Conforme Arnao (2007), a equação estequiométrica

Figura 17 – Pressão de evaporação ótima para o R-245fa



Fonte: Adaptado de Imran et al. (2014)

para o bagaço seco é dada pela equação 4.5.

$$1C_{0,03913}H_{0,06468}O_{0,0275} + a_{est}(O_2 + 3,76N_2) = b_{est}CO_2 + c_{est}H_2O + d_{est}N_2 \quad (4.5)$$

Em que:

a_{est} = número de moles do ar estequiométrico (kmol/s);

b_{est} = número de moles do CO_2 (kmol/s);

c_{est} = número de moles do H_2O (kmol/s);

d_{est} = número de moles do N_2 (kmol/s).

Realizando os devidos cálculos obteve-se:

$$a_{est} = 0,04155 \quad (4.6)$$

$$b_{est} = 0,03913 \quad (4.7)$$

$$c_{est} = 0,03234 \quad (4.8)$$

$$d_{est} = 0,15623 \quad (4.9)$$

Ainda de acordo com Arnao (2007), de 45% a 55% da massa do bagaço corresponde à água, logo deve-se acrescentar essa massa a equação anterior. Aqui, foi

utilizado o valor médio de 50% de água, que corresponde a 0,02706 mols de H_2O , assim:

$$c_{est} = 0,05940 \quad (4.10)$$

Realizando a conversão de mol para massa:

$$m_{CO_2} = 1,72172g \quad (4.11)$$

$$m_{H_2O} = 1,06920g \quad (4.12)$$

$$m_{N_2} = 4,37444g \quad (4.13)$$

Conclui-se então que os produtos da combustão do bagaço de cana correspondem a: 24,03% de CO_2 , 14,92% de H_2O e 61,05% de N_2 . Com estes valores, pode-se calcular as entalpias de entrada e saída dos gases na caldeira de recuperação.

$$h_{ge,e} = 0,2403h_{CO_2,e} + 0,1492h_{H_2O,e} + 0,6105h_{N_2,e} \quad (4.14)$$

$$h_{ge,s} = 0,2403h_{CO_2,s} + 0,1492h_{H_2O,s} + 0,6105h_{N_2,s} \quad (4.15)$$

Com o auxílio dos dados do EES para os compostos gasosos, obteve-se:

$$h_{ge,e} = -3992kJ/kg \quad (4.16)$$

$$h_{ge,s} = -4015kJ/kg \quad (4.17)$$

Com todos os dados necessários determinados, calcula-se a vazão de fluido a partir da equação 4.4. O C_p do R245fa foi determinado para a temperatura média entre os pontos 4 e 5. Obtém-se assim:

$$\dot{M}_{ft} = 31,17kg/s \quad (4.18)$$

4.7 ALGORITMO DO MODELO

Abaixo é descrito na forma extensa o algoritmo de avaliação do sistema. A partir dos dados de entrada mostrados na Tabela 4 determina-se através das funções básicas do software os dados do ORC. As funções usadas em cada etapa do ciclo são semelhantes, variando apenas os dados de entrada.

- Saída do condensador e entrada na bomba de baixa pressão (1):

Na saída do condensador o fluido se encontra no estado de líquido saturado, logo, seu título é igual a zero:

$$x[1] = 0 \quad (4.19)$$

A pressão no ponto 1 foi definida e é igual a 2 bar.

$$P[1] = 2 \quad (4.20)$$

Com a pressão e título definidos obtêm-se a entalpia, volume específico, entropia e temperatura do fluido na entrada da bomba através das funções 4.21, 4.22, 4.23 e 4.24, respectivamente.

$$h[1] = \text{enthalpy}(R245fa; P = P[1]; x = x[1]) \quad (4.21)$$

$$v[1] = \text{volume}(R245fa; P = P[1]; x = x[1]) \quad (4.22)$$

$$s[1] = \text{entropy}(R245fa; P = P[1]; x = x[1]) \quad (4.23)$$

$$T[1] = \text{temperature}(R245fa; P = P[1]; x = x[1]) \quad (4.24)$$

- Saída da bomba de baixa pressão e entrada do misturador (2):

A pressão no ponto 2 é obtida por um processo iterativo com auxílio do software, a partir do método de otimização dos mínimos quadrados, que retorna o valor de pressão que maximiza a eficiência do ciclo. Com a pressão no ponto 2, calcula-se o trabalho realizado pela bomba de baixa pressão, e em seguida a entalpia no ponto:

$$W_{p2} = \frac{(v[1] * (P[1] - P[2]))}{\eta_{bomba}} \quad (4.25)$$

$$h[2] = h[1] - W_{p2} \quad (4.26)$$

Os valores de volume, entropia e temperatura são obtidos de forma análoga ao ponto 1.

$$v[2] = \text{volume}(R245fa; P = P[2]; h = h[2]) \quad (4.27)$$

$$s[2] = \text{entropy}(R245fa; P = P[2]; h = h[2]) \quad (4.28)$$

$$T[2] = \text{temperature}(R245fa; P = P[2]; h = h[2]) \quad (4.29)$$

- Saída do misturador e entrada da bomba de alta pressão (3):

Sabendo que a pressão no misturador permanece constante e que o fluido sai no estado de líquido saturado:

$$P[3] = P[2] \quad (4.30)$$

$$x[3] = 0 \quad (4.31)$$

Repete-se o processo para obtenção dos dados do fluido para este ponto.

$$h[3] = \text{enthalpy}(R245fa; P = P[3]; x = x[3]) \quad (4.32)$$

$$v[3] = \text{volume}(R245fa; P = P[3]; x = x[3]) \quad (4.33)$$

$$T[3] = \text{temperature}(R245fa; P = P[3]; x = x[3]) \quad (4.34)$$

$$s[3] = \text{entropy}(R245fa; P = P[3]; x = x[3]) \quad (4.35)$$

- Saída da bomba de alta pressão e entrada da caldeira (4):

Lembrando que a pressão na caldeira foi definida em 15 bar, pode-se calcular o trabalho consumido pela bomba de alta pressão.

$$P[4] = 15[\text{bar}] \quad (4.36)$$

$$W_{p1} = \frac{(-v[3] * (P[4] - P[3]))}{\eta_{bomba}} \quad (4.37)$$

A entropia no ponto 4 e os outros dados relevantes são obtidos como se segue:

$$h[4] = h[3] - W_{p1} \quad (4.38)$$

$$v[4] = \text{volume}(R245fa; P = P[4]; h = h[4]) \quad (4.39)$$

$$s[4] = \text{entropy}(R245fa; P = P[4]; h = h[4]) \quad (4.40)$$

$$T[4] = \text{temperature}(R245fa; P = P[4]; h = h[4]) \quad (4.41)$$

- Saída da caldeira e entrada da turbina de alta pressão (5):

A temperatura do fluido na saída da caldeira é 128 °C, como dito anteriormente e a pressão mantém-se constante ao longo do processo de aquecimento. Como nas etapas anteriores, são obtidas a entalpia, volume específico e entropia neste ponto. A energia cedida pelos gases de exaustão ao fluido de trabalho na caldeira é dado pela equação 4.47.

$$T[5] = 128[C] \quad (4.42)$$

$$P[5] = P[4] \quad (4.43)$$

$$h[5] = \text{enthalpy}(R245fa; T = T[5]; P = P[5]) \quad (4.44)$$

$$v[5] = \text{volume}(R245fa; T = T[5]; P = P[5]) \quad (4.45)$$

$$s[5] = \text{entropy}(R245fa; T = T[5]; P = P[5]) \quad (4.46)$$

$$Q = \frac{(h[5] - h[4])}{\eta_{troc}} \quad (4.47)$$

- Saída da turbina de alta pressão e entrada do misturador e da turbina de baixa pressão (6):

Considerando a expansão isentrópica na turbina tem-se que as entropias são iguais nos pontos 5 e 6. Ainda, a pressão neste ponto é igual à pressão no misturador (P_2). Os outros dados são obtidos da mesma forma que anteriormente e o trabalho na turbina é dado pela equação 4.53.

$$s[6] = s[5] \quad (4.48)$$

$$P[6] = P[2] \quad (4.49)$$

$$h[6] = \text{enthalpy}(R245fa; s = s[6]; P = P[6]) \quad (4.50)$$

$$T[6] = \text{temperature}(R245fa; s = s[6]; P = P[6]) \quad (4.51)$$

$$v[6] = \text{volume}(R245fa; s = s[6]; P = P[6]) \quad (4.52)$$

$$W_{t1} = (h[5] - h[6]) * \eta_{turb} \quad (4.53)$$

Neste ponto há a extração de parte do vapor que foi expandido na turbina de alta pressão para o misturador, quantidade definida pela variável x , sem numeração, diferente do título da mistura nos pontos e determinada de modo que a mistura de vapor extraído (5) e líquido pressurizado (2) estabilize como líquido saturado na saída do misturador, expresso pelo equação 4.54 .

$$x * h[6] + (1 - x) * h[2] = h[3] \quad (4.54)$$

- Saída da turbina de baixa pressão e entrada do condensador (7):

Fecha-se o ciclo retornando ao condensador no ponto 7. Dado que a pressão no condensador é constante e que a expansão na turbina foi considerada isentrópica tem-se:

$$s[7] = s[6] \quad (4.55)$$

$$P[7] = P[1] \quad (4.56)$$

$$h[7] = \text{enthalpy}(R245fa; s = s[7]; P = P[7]) \quad (4.57)$$

$$T[7] = \text{temperature}(R245fa; s = s[7]; P = P[7]) \quad (4.58)$$

$$v[7] = \text{volume}(R245fa; s = s[7]; P = P[7]) \quad (4.59)$$

Por fim, calcula-se o trabalho gerado na turbina.

$$W_{t2} = (h[6] - h[7]) * \eta_{turb} \quad (4.60)$$

- Medidas de desempenho:

O trabalho gerado no ciclo e sua eficiência são obtidos pelas equações 4.62 e 4.63.

$$W_{net} = W_{t1} + (1 - x) * (W_{t2} + W_{p2}) + W_{p1} \quad (4.61)$$

$$\dot{W}_{total} = W_{net} * \dot{M}_{ft} \quad (4.62)$$

$$\eta_{thermal} = \frac{W_{net}}{Q} \quad (4.63)$$

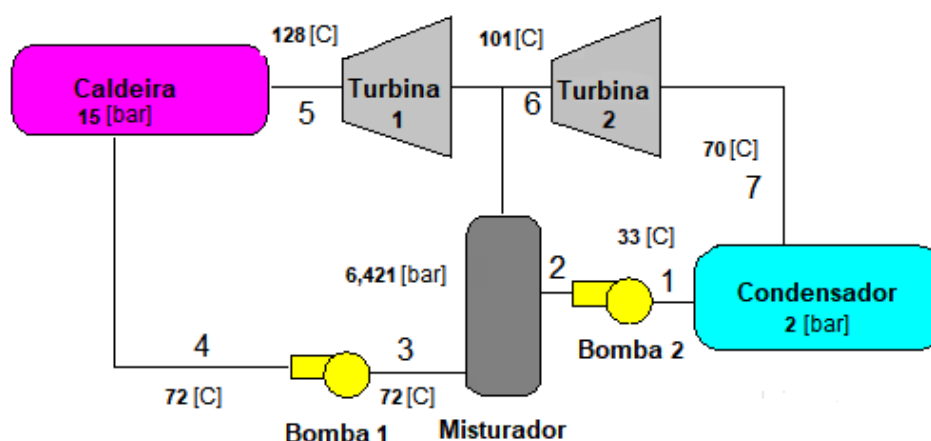
5 RESULTADOS

Aqui são apresentados os resultados de desempenho do sistema obtidos no software, como eficiência e potência gerada, além do custo final do sistema e o retorno financeiro gerado por seu funcionamento ao longo de um ano. Será definida ainda a taxa de desconto utilizada na análise financeira do projeto, esta realizada com base no VPL, TIR e PPD. Discussões sobre estes resultados são feitas no capítulo 6.

5.1 RESULTADO DO SISTEMA ORC

Após realizar as iterações no EES, de modo a encontrar a pressão de extração ideal do vapor para o misturador que irá gerar a maior eficiência termodinâmica no sistema, as temperaturas e pressões nos pontos ficaram determinadas conforme a Figura 18.

Figura 18 – Modelo resultante no EES



Fonte: O Autor, 2019

A pressão de extração ideal encontrada foi de 6,421 bar, a potência total gerada foi de 964,7 kW e uma eficiência máxima de 13,22% foi obtida para o sistema. Este resultado de eficiência se encontra próximo ao obtido em outros trabalhos realizados para o R245fa, alguns citados nesse texto, sendo um bom indicativo do correto desenvolvimento do trabalho. Os valores finais das variáveis inseridas no programa e suas respectivas unidades podem ser conferidas na Figura 19.

Sabendo-se que uma usina de cana de açúcar trabalha em regime sazonal (6 meses funcionando e 6 meses parada) com expediente de 24/7 (24 horas por dia durante os 7 dias da semana), pode-se calcular o montante de energia gerado durante seu funcionamento ao longo do ano. Supondo que cada mês tem 30 dias:

$$W_{gerado} = 6(meses) \cdot 30(dias) \cdot 24(horas) \cdot 964,7(kW) \quad (5.1)$$

Figura 19 – Valor final das variáveis

$cp_{ft} = 1,583 \text{ [kJ/kg-K]}$	$\eta_{bomba} = 0,65$	$\eta_{thermal} = 0,1322$
$\eta_{troc} = 0,9$	$\eta_{turb} = 0,85$	$h_{CO2,e} = -8813 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{CO2,s} = -8833 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{ge,e} = -3992 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{ge,s} = -4015 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{H2O,e} = -13158 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{H2O,s} = -13196 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{N2,e} = 145,8 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{N2,s} = 124,9 \text{ [kJ/kg]}$	$\dot{M}_{ft} = 31,53 \text{ [kg/s]}$	$\dot{M}_{ge} = 121 \text{ [kg/s]}$
$Q = 231,4 \text{ [kJ/kg]}$	$T_{med} = 99,97 \text{ [C]}$	$W_{net} = 30,59 \text{ [kJ/kg]}$
$W_{p1} = -0,01102 \text{ [kJ/kg]}$	$W_{p2} = -0,005172 \text{ [kJ/kg]}$	$W_{t1} = 14,66 \text{ [kJ/kg]}$
$W_{t2} = 20,43 \text{ [kJ/kg]}$	$W_{total} = 964,7 \text{ [kW]}$	$x = 0,2194$

Fonte: O Autor, 2019

Logo, o sistema ORC gera aproximadamente 4.167,5 MWh por ano. Conforme a Portaria N°65 (MME, 2018), o VRES para sistemas de geração distribuída que utilizam biomassa residual da cana é de R\$ 349/MWh, conclui-se que o ORC projetado gera um lucro bruto de R\$ 1.454.458 por ano de funcionamento.

5.2 CUSTO DO SISTEMA E INDICADORES DE DESEMPENHO ECONÔMICO

Para determinar o custo total do sistema será utilizado o gráfico da figura 13, originado de um estudo realizado por Imran et al. (2014) para o R245fa. O gráfico dá o custo específico do sistema para cada kW gerado (US\$/kW) em função da pressão de evaporação do fluido de trabalho. Assim, para uma pressão de evaporação de 15 bar como definida, o sistema tem um custo específico de aproximadamente US\$ 2150 por kW gerado e, multiplicando este valor pela potência total gerada pelo sistema, obtém-se um custo total aproximado de US\$ 2.074.105. Convertendo este valor de dólar para real conforme a cotação disponibilizada no site do Banco Central do Brasil (BCB, 2019a) na data de escrita deste texto (06/11/2019), que é de R\$ 4,0365/\$ (compra), chega-se a um valor final de aproximadamente R\$ 8.304.094.

A taxa de desconto base utilizada para o cálculo dos indicadores de desempenho econômico do projeto foi a obtida no site do tesouro nacional (NACIONAL, 2019), obtida também em 06/11/2019, para um título de tesouro prefixado com vencimento em 01/01/2025, que é de 6,05% ao ano. Escolheu-se esta taxa pois é prefixada, ou seja, fixa ao longo de todo o tempo do investimento, com um tempo de vencimento não muito longo, e por ser um ativo de baixíssimo risco, já que é oferecido diretamente pelo governo, órgão de grande estabilidade financeira.

Como o vencimento do título escolhido para a taxa de desconto está a apro-

ximadamente 5 anos de distância da data de escrita do presente trabalho, este foi o valor de t na equação 3.18, que representa o período de entradas de caixa considerado na avaliação. Os valores dos indicadores (VPL, TIR e PPD) obtidos são dados na Figura 20, juntamente com os fluxos de caixa simples e descontados, além do saldo resultante para cada período. Importante salientar que o período considerado para a análise foi de apenas 5 anos, como comentado anteriormente, a expansão até o 8º ano se deu para o cálculo do PPD.

Figura 20 – Indicadores VPL, TIR e PPD

TR	6%		
Período (anos)	Fluxo de caixa	Fluxo descontado	Saldo
0	-R\$ 8.304.094,00	-R\$ 8.304.094,00	-R\$ 8.304.094,00
1	R\$ 1.454.458,00	R\$ 1.371.483,26	-R\$ 6.932.610,74
2	R\$ 1.454.458,00	R\$ 1.293.242,11	-R\$ 5.639.368,62
3	R\$ 1.454.458,00	R\$ 1.219.464,51	-R\$ 4.419.904,11
4	R\$ 1.454.458,00	R\$ 1.149.895,81	-R\$ 3.270.008,30
5	R\$ 1.454.458,00	R\$ 1.084.295,91	-R\$ 2.185.712,38
6	R\$ 1.454.458,00	R\$ 1.022.438,39	-R\$ 1.163.273,99
7	R\$ 1.454.458,00	R\$ 964.109,75	-R\$ 199.164,24
8	R\$ 1.454.458,00	R\$ 909.108,67	R\$ 709.944,43
VPL	-R\$ 2.185.712,38		
TIR	-4%		
PPD	7,219076388		

Fonte: O Autor, 2019

Da Figura 20, pode-se observar que um VPL negativo de R\$ 2.185.712,38 foi obtido ao final do 5º ano, levando à conclusão de que o investimento não retornará o montante investido no tempo proposto, considerada a “depreciação” da taxa de retorno, deixando um débito de valor igual ao do VPL em relação ao montante que seria obtido com o investimento no título de renda fixa.

Ainda, a TIR de valor negativo pode ser traduzida na necessidade de uma rentabilidade maior do investimento para que o mesmo retorne o valor investido no custo do sistema no tempo considerado. Por fim, o PPD é de aproximadamente 7,2 anos, ou seja, levaria este tempo para que o sistema ORC passasse a dar um lucro maior que o investimento no título prefixado.

6 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos na seção anterior mostram que o período de *payback* descontado do projeto é de 7,2 anos, ou seja, maior que os 5 anos estipulados inicialmente, levando a uma rejeição do projeto. Observa-se que alguns fatores foram deixados de lado nesta análise de custos, como os custos com manutenção e montagem do sistema, que certamente aumentariam levemente o PPD. No entanto, é importante salientar que o PPD é definido com base na situação e estratégia do investidor, como dito anteriormente, e este mesmo projeto poderia ser aprovado para um negócio a longo prazo.

Outro fator de influência direta nos resultados do investimento é a taxa cambial considerada, que está fora do controle do projetista e da administração, e tem influência direta no custo do sistema. Como o valor do sistema foi tomado em dólar, uma alta taxa cambial eleva o valor do projeto, situação aqui presente, haja visto a instabilidade econômica do país no momento desta análise (2019). Se utilizada a cotação de 22/10/2012, que era de R\$ 2,0260 (BCB, 2019b), o custo do sistema passaria de R\$ 8.304.094 para R\$ 4.202.136, quase metade do valor do sistema com a taxa cambial considerada na análise passada, e o PPD também seria aproximadamente diminuído pela metade, e assim o projeto passaria a estar dentro do estipulado de 5 anos, e seria aprovado.

Salienta-se ainda os diversos benefícios do projeto ORC apresentado, como a geração de energia 100% limpa, sem qualquer queima de combustível, e a diminuição da temperatura dos gases de exaustão, diminuindo assim seu potencial de aquecimento da atmosfera. Há também, o baixo custo de manutenção, devido às reduzidas dimensões e valores de pressão e temperatura do sistema, relativamente pequenos se comparado a um ciclo Rankine convencional. Por fim, e não menos importante, o custo zero de operação do sistema pois, como comentado, não é necessária a queima de qualquer combustível para seu funcionamento, visto que a fonte quente são os gases gerados em outro processo.

Voltando para aspectos termodinâmicos, a eficiência obtida para o sistema está condizente com a obtida por outros pesquisadores em trabalhos utilizando ORC e o R245fa. À primeira vista, 13,22% pode parecer pouco se comparado à eficiência de sistemas Rankine convencionais. No entanto, é um bom resultado diante do seu baixo custo de equipamentos, manutenção, operação, além de todos os aspectos ambientais já comentados. Gera-se um lucro de R\$ 1.454.458 ao ano, não obstante tenha um elevado custo inicial, pode-se ver aqui um ótimo investimento a longo prazo.

Conclui-se então que apesar da reprovação do projeto ante as especificações consideradas, o ORC se mostra uma boa alternativa diante das crescentes preocupações com questões ambientais, de baixo custo de operação e de concorrência, que levam à busca por sistemas cada vez mais eficientes e que atendam a estas preocupa-

ções. Esta é uma tecnologia ainda em desenvolvimento e extensivas pesquisas em equipamentos e fluidos que se adequem melhor ao processo ainda precisam ser realizadas para se chegar no mesmo nível de maturidade do Rankine convencional. Então, vê-se aqui uma oportunidade para pesquisadores interessados em desenvolvê-las.

REFERÊNCIAS

- AL-RABGHI, O. et al. Recovery and utilization of waste heat. *Heat Recovery Systems and CHP*, v. 13, n. 5, p. 463 – 470, 1993. ISSN 0890-4332. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/089043329390047Y>. Citado na página 20.
- ANEEL, A. N. de E. E. *Matriz de Energia Elétrica*. 2014. Acesso em: 21 de maio de 2019. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>. Citado na página 15.
- ANGELINO, G.; GAIA, M.; MACCHI, E. A review of italian activity in the field of organic rankine cycles. *VDI-Berichte*, v. 539, p. 465–482, 1984. Citado na página 20.
- ARNAO, J. H. S. *Caldeiras aquatubulares de bagaço : estudo do sistema de recuperação de energia*. Tese (Doutorado) — Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 2007. Citado 5 vezes nas páginas 37, 39, 40, 43 e 44.
- BADR, O.; PROBERT, S.; O'CALLAGHAN, P. Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine. *Applied Energy*, v. 21, n. 1, p. 1 – 42, 1985. ISSN 0306-2619. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0306261985900728>. Citado na página 24.
- BAO, J.; ZHAO, L. A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 24, p. 325 – 342, 2013. ISSN 1364-0321. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113001998>. Citado 4 vezes nas páginas 24, 25, 30 e 41.
- BCB, B. C. do B. *Cotação do Dólar*. 2019. Acesso em: 06 de novembro de 2019. Disponível em: <https://www.bcb.gov.br/>. Citado na página 52.
- BCB, B. C. do B. *Cotações e boletins*. 2019. Acesso em: 13 de novembro de 2019. Disponível em: <https://www.bcb.gov.br/estabilidadefinanceira/historicocotacoes>. Citado na página 54.
- ÇENGEL, A. J. G. Y. A. *Transferência de calor e massa: Uma abordagem prática*. 4. ed. Porto Alegre: AMGH EDITORA LTDA, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.
- ÇENGEL, M. A. B. Y. A. *Termodinâmica*. 4. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 2007. Citado na página 29.
- DOYLE, E.; DINANNO, L.; KRAMER, S. Installation of a diesel-organic rankine compound engine in a class 8 truck for a single-vehicle test. In: *SAE Technical Paper*. SAE International, 1979. Disponível em: <https://doi.org/10.4271/790646>. Citado na página 20.
- EDWIN, R. E.; AO, C. J.; JOSÉ, B. Effect of working fluids on organic Rankine cycle for the recovery of low-grade waste heat. In: . [S.l.: s.n.], 2017. Citado na página 21.

EPE, E. de P. E. *Balanço Energético Nacional 2018: Ano base 2017*. 2018. 292 p. Acesso em: 17 de maio de 2019. Disponível em: http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-303/topico-419/BEN2018_Int.pdf. Citado na página 15.

EPE, E. de P. E. *Resenha Mensal do Mercado de Energia Elétrica - Abril de 2019*. 2019. 4 p. Acesso em: 18 de maio de 2019. Disponível em: <http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-153/topico-459/Resenha%20Mensal%20-%20Abril%202019.pdf>. Citado na página 15.

GITMAN, L. J. *Princípios de Administração Financeira*. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 37 e 38.

HOFSETZ, K.; SILVA, M. A. Brazilian sugarcane bagasse: energy and non-energy consumption. *Biomass and Bioenergy*, v. 46, p. 564 – 573, 2012. ISSN 0961-9534. International Conference on Lignocellulosic ethanol. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096195341200284X>. Citado na página 15.

HUNG, T.; SHAI, T.; WANG, S. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. *Energy*, v. 22, n. 7, p. 661 – 667, 1997. ISSN 0360-5442. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S036054429600165X>. Citado na página 19.

IMRAN, M. et al. Thermo-economic optimization of regenerative organic Rankine cycle for waste heat recovery applications. *Energy Conversion and Management*, v. 87, p. 107 – 118, 2014. ISSN 0196-8904. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890414006165>. Citado 8 vezes nas páginas 21, 26, 27, 40, 41, 43, 44 e 52.

KANE, M. et al. Small hybrid solar power system. *Energy*, v. 28, p. 1427–1443, 2003. Citado na página 20.

MACEDO, I. C.; SEABRA, J. E.; SILVA, J. E. Green house gases emissions in the production and use of ethanol from sugarcane in Brazil: The 2005/2006 averages and a prediction for 2020. *Biomass and Bioenergy*, v. 32, n. 7, p. 582 – 595, 2008. ISSN 0961-9534. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0961953407002310>. Citado na página 16.

MACINTYRE, A. J. *Equipamentos industriais e de processo*. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 2011. Citado 3 vezes nas páginas 31, 32 e 33.

MICHELLON, E.; SANTOS, A. A. L.; RODRIGUES, J. R. A. Breve descrição do Proálcool e perspectivas futuras para o etanol produzido no Brasil. 01 2008. Citado na página 18.

MME, M. de Minas e E. *Portaria número 65 de 27 de fevereiro de 2018*. 2018. Acesso em: 21 de maio de 2019. Disponível em: http://www.in.gov.br/materia/-/asset_publisher/Kujrw0TZC2Mb/content/id/4716350. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 52.

MORGAN, D. et al. Laboratory test results, low emission ranking-cycle engine with organic-based working fluid and reciprocating expander for automobiles. *8th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Proceedings*, v. 1546, p. 158–164, 01 1973. Citado na página 20.

NACIONAL, S. do T. *Tesouro Direto*. 2019. Acesso em: 06 de novembro de 2019. Disponível em: <http://www.tesouro.fazenda.gov.br/tesouro-direto-calculadora>. Citado na página 52.

OLIVEIRA, M. J. de. *Termodinâmica*. São Paulo: Editora Livraria da Física, 2005. Citado na página 19.

PÉREZ, A. A. D. et al. Thermodynamic and economic evaluation of reheat and regeneration alternatives in cogeneration systems of the brazilian sugarcane and alcohol sector. *Energy*, v. 152, p. 247 – 262, 2018. ISSN 0360-5442. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218305152>. Citado na página 18.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of organic Rankine cycle (ORC) systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 22, p. 168 – 186, 2013. ISSN 1364-0321. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113000592>. Citado 11 vezes nas páginas 21, 22, 23, 24, 25, 29, 33, 34, 35, 36 e 41.

QUOILIN, S. et al. Thermo-economic optimization of waste heat recovery organic Rankine cycles. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, n. 14, p. 2885 – 2893, 2011. ISSN 1359-4311. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111002663>. Citado 3 vezes nas páginas 16, 21 e 22.

SCHMID, H. Less emissions through waste heat recovery. *Presented at the Green Ship Technology Conf.*, 04 2004. Citado na página 20.

SCHWARTZ, S. B. Prata, açúcar e escravos: de como o império restaurou Portugal. *Tempo*, scielo, v. 12, p. 201 – 223, 00 2008. ISSN 1413-7704. Disponível em: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1413-77042008000100011&nrm=iso. Citado na página 18.

SHAPIRO, H. N. et al. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. Sétima edição. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2013. Citado 3 vezes nas páginas 30, 31 e 34.

SOFTWARE, F.-C. *Engineering Equation Solver - EES*. 2019. Acesso em: 03 de junho de 2019. Disponível em: <http://www.fchart.com/ees/>. Citado na página 17.

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. ISSN 1359-4311. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431112006734>. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 21.

STERNLICHT, B. Waste energy recovery: An excellent investment opportunity. *Energy Conversion and Management*, v. 22, n. 4, p. 361 – 373, 1982. ISSN 0196-8904. Observations from the Third International Conference on Energy Use Management.

Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890482900218>. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 20.

UNICA, U. ao da Indústria de Cana-de-açúcar. *Cartilha da bioeletricidade*. 2011. Acesso em: 18 de maio de 2019. Disponível em: <http://www.unica.com.br/download.php?idSecao=17&id=35980339>. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 19.

UNICA, U. ao da Indústria de Cana-de-açúcar. *A bioeletricidade da cana e o mercado livre de energia elétrica no Brasil*. 2019. Acesso em: 17 de maio de 2019. Disponível em: <http://www.unica.com.br/download.php?idSecao=17&id=29617706>. Citado na página 18.

VÉLEZ, F. et al. 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. ISSN 1364-0321. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032112002055>. Citado 3 vezes nas páginas 15, 16 e 19.

WANG, D. et al. Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation. *Energy*, v. 50, p. 343 – 352, 2013. ISSN 0360-5442. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544212008687>. Citado na página 41.

WANG, J.; DAI, Y.; GAO, L. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. *Applied Energy*, v. 86, n. 6, p. 941 – 948, 2009. ISSN 0306-2619. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626190800216X>. Citado na página 21.

WANG, T. et al. A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 15, n. 6, p. 2862 – 2871, 2011. ISSN 1364-0321. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032111001158>. Citado na página 16.

WEI, D. et al. 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. ISSN 0196-8904. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890406003347>. Citado na página 16.