

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Nathália de Assis Gomes

**ANÁLISE DE CICLOS RANKINE CONVENCIONAIS PARA COGERAÇÃO DE
ELETRICIDADE NO SETOR CIMENTEIRO**

Belo Horizonte

2022

Nathália de Assis Gomes

**ANÁLISE DE CICLOS RANKINE CONVENCIONAIS PARA COGERAÇÃO DE
ELETRICIDADE NO SETOR CIMENTEIRO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta

Área de concentração: Sistemas Térmicos e Fluidos

Belo Horizonte

2022

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

G633a Gomes, Nathália de Assis
Análise de ciclos rankine convencionais para cogeração de eletricidade no setor cimenteiro / Nathália de Assis Gomes. Belo Horizonte, 2022.
111 f. : il.

Orientador: Felipe Raúl Ponce Arrieta
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Energia elétrica - Produção. 2. Energia elétrica e calor - Cogeração. 3. Cimento - Indústria. 4. Calor - Transmissão - Modelos matemáticos. 5. Exergia. 6. Algoritmos genéticos. 7. Termodinâmica. I. Arrieta, Felipe Raúl Ponce. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 621.362

Ficha catalográfica elaborada por Elizângela Ribeiro de Azevedo - CRB 6/3393

Nathália de Assis Gomes

**ANÁLISE DE CICLOS RANKINE CONVENCIONAIS PARA COGERAÇÃO DE
ELETRICIDADE NO SETOR CIMENTEIRO**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Sistemas Térmicos e Fluidos

Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta - PUC Minas (Orientador)

Prof^a. Dr^a. Cristiana Brasil Maia - PUC Minas (Banca Examinadora)

Prof. Dr. Raphael Nunes de Oliveira - UFMG (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 23 de junho de 2022.

*À minha família por todo o apoio e
paciência.*

AGRADECIMENTOS

À minha família, principalmente meus pais, Arthur e Heloísa, e minha irmã querida Catharina.

Ao meu professor orientador Felipe Arrieta, por toda disponibilidade e assistência.

Aos professores do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da PUC Minas pelo conhecimento transmitido.

À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais - FAPEMIG pela bolsa de estudos e à Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é analisar, termodinâmica e economicamente, a aplicação de um ciclo Rankine convencional para recuperação de calor residual e geração de energia em uma indústria cimenteira. Para a recuperação de calor, optou-se por aplicar um ciclo Rankine convencional ao sistema de cogeração. Dois ciclos Rankine foram modelados no programa GateCycle™ (Versão 6.0), um ciclo teórico e um ciclo real já existente na fábrica Apodi, em Quixeré – Ceará. Os dados operacionais de entrada utilizados no desenvolvimento dos ciclos foram retirados desta fábrica de cimento Apodi, que já contém um sistema de recuperação de calor instalado. Após a modelagem dos ciclos, os parâmetros de seus principais equipamentos foram variados e analisado. Assim, obteve-se um novo ciclo com um custo de geração de energia elétrica inferior ao ciclo original da planta Apodi. Uma análise exergética do ciclo novo também foi realizada, utilizando a Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) – Modelo E, que é baseada na exergia total dos fluxos físicos. Para esta análise, o software Engineering Equation Solver (EES) foi utilizado. O novo ciclo produziu 6,28 MW, o que corresponde a 21 % da demanda total de energia elétrica da planta Apodi. Além disso, este ciclo apresentou uma eficiência exergética de 48,21 % e um custo exergético final de 13028 kW. Por fim, realizou-se um estudo de viabilidade, que mostrou que para um investimento de R\$ 42,2 milhões, o tempo de retorno é de 1,94 anos após o comissionamento da usina de cogeração.

Palavras-chave: Ciclo Rankine. Recuperação de calor Residual. Cogeração de energia. Indústria Cimenteira. Análise exergética.

ABSTRACT

The aim of this work is to analyze, thermodynamically and economically, the application of a conventional Rankine cycle for Waste Heat Recovery (WHR) and power generation in cement industries. Two Rankine cycles were modeled with the GateCycle™ program (Version 6.0), a theoretical cycle and actual cycle already existing in the Apodi plant in Quixeré – Ceará. The data used in the cycles developing were taken from this Apodi cement manufacturing plant, which already contains a WHR system installed. After modeling the cycles, the parameters of their main equipment were varied and analyzed. Thus, a new cycle was obtained with a lower electricity generation cost than the original cycle of the Apodi plant. An exergy analysis of the new cycle was also performed, using the Structural Theory of Exergy Cost (TECE) - Model E, which is based on the total exergy of the physical flows. For this analysis, the Engineering Equation Solver (EES) software was used. The new cycle produced 6.28 MW, which corresponds to 21 % from the total electric energy demand of the Apodi plant. In addition, this cycle had an exergetic efficiency of 48.21 % and a final exergetic cost of 13028 kW. Finally, a feasibility study was made, and it showed that, for an investment around R\$42.2 million, the payback time is 1.94 years after the commissioning of the cogeneration plant.

Keywords: Rankine Cycle. Waste Heat Recovery. Cogeneration. Cement Industry. Exergy Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Principais fontes de perda de calor na indústria cimenteira	27
Figura 2 – Ciclo Rankine Convencional ideal.....	44
Figura 3 – Diagrama T-s Ciclo Rankine Convencional ideal.....	45
Figura 4 – Diagrama T-s Ciclo Rankine ideal com e sem superaquecimento	46
Figura 5 – Ciclo Rankine ideal com reaquecimento.....	46
Figura 6 – Diagrama T-s Ciclo Rankine ideal com reaquecimento	47
Figura 7 – Diagrama T-s Ciclo Regenerativo de vapor superaquecido.....	47
Figura 8 – Redução relativa do calor de entrada do ciclo	48
Figura 9 – Perfil de temperatura	50
Figura 10 – Diagrama esquemático do Ciclo Rankine teórico.....	64
Figura 11 – Diagrama esquemático do Ciclo Rankine real	65
Figura 12 – Estrutura produtiva.....	77
Figura 13 – Diagrama do ciclo de vapor Flash.....	81
Figura 14 – Diagrama de vapor-água	83
Figura 15 – Influência da eficiência no desempenho do economizador 1.....	86
Figura 16 – Influência da temperatura de saída da água no desempenho do economizador 2.....	87
Figura 17 – Influência dos pontos de aproximação no desempenho do economizador 3	87
Figura 18 – Influência do <i>Pinch Point</i> no desempenho do evaporador 2.....	88
Figura 19 – Influência da pressão de saída no desempenho do condensador	89
Figura 20 – Influência da temperatura de saída do vapor no desempenho do superaquecedor 1	90
Figura 21 – Influência da temperatura de saída do vapor no desempenho do superaquecedor 2	90
Figura 22 – Influência da eficiência no desempenho do superaquecedor 3.....	91
Figura 23 – Diagrama de Grassmann	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Estado da arte.....	40
Tabela 2 – Fator de efetividade	59
Tabela 3 – Características do gás e ar de exaustão das principais fontes de calor residual de uma indústria cimenteira	62
Tabela 4 – Composição do gás de exaustão do pré-aquecedor ciclônico.....	63
Tabela 5 – Composição dos gases emitidos pela planta Apodi.....	63
Tabela 6 – Modelagem da turbina	66
Tabela 7 – Modelagem da bomba	67
Tabela 8 – Modelagem dos trocadores de calor	67
Tabela 9 – Modelagem do separador.....	68
Tabela 10 – Modelagem do misturador.....	68
Tabela 11 – Configuração inicial dos trocadores de calor das caldeiras	69
Tabela 12 – Configuração inicial dos equipamentos do ciclo Rankine.....	70
Tabela 13 – Dados utilizados na modelagem econômica.....	72
Tabela 14 – Definição F-P para cada um dos componentes do sistema.....	75
Tabela 15 – Equações dos componentes e junções	78
Tabela 16 – Equações das bifurcações e entradas	79
Tabela 17 – Troca de variáveis para a estrutura produtiva.....	80
Tabela 18 – Dados de entrada utilizados por Wang, Dai e Gao (2009)	82
Tabela 19 – Resultados obtidos por Wang, Dai e Gao (2009)	82
Tabela 20 – Dados de entrada utilizados por Karellas e outros (2013).....	83
Tabela 21 – Resultados obtidos por Karellas e outros (2013).....	83
Tabela 22 – Resultados do ciclo real da planta Apodi	84
Tabela 23 – Melhores resultados para cada cenário	92
Tabela 24 – Melhores parâmetros para cada componente do ciclo	94
Tabela 25 – Comparativo entre os melhores ciclos desenvolvidos e o ciclo original	94
Tabela 26 – Comparação entre os ciclos ótimo e de Karellas e outros (2013).....	95
Tabela 27 – Propriedades de cada fluxo do ciclo ótimo.....	96
Tabela 28 – Resultados para cada unidade da planta de cogeração	98
Tabela 29 – Resultados para cada fluxo da estrutura produtiva	101
Tabela 30 – Características da usina Apodi.....	102
Tabela 31 – Principais resultados do novo ciclo real	104

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CEMIG	Companhia Energética de Minas Gerais
COND	Condensador
ECON	Economizador
EVAP	Evaporador
FA	Fator de amortização
IFC	International finance corporation
HO	Horas de operação anuais
MLDT	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
CRO	Ciclo Rankine Orgânico
SA	Superaquecedor
SEP	Separador
TURB	Turbina

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

$\dot{m}$	Vazão mássica (kg/s)
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor (kW)
$\dot{W}$	Taxa de transferência de trabalho (kW)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
S	Entropia total (kJ/K)
T	Temperatura (K)
s	Entropia específica (kJ/kg K)
e	Exergia específica (kJ/kg)
$\dot{E}x$	Taxa de exergia (kW)
x	Fração mássica
C	Calor específico (kJ/K)
Q	Calor (kJ)
A	Área (m ²)
U	Coeficiente global de transferência de calor (W/m ² .K)
F	Fator de correção em função tipo de trocador de calor
k	Consumo exergético unitário (kW/kW)
$\dot{P}$	Produto exergético (kW)
$\dot{F}$	Insumo exergético (kW)
i	Irreversibilidade (kW)
C_g	Custo específico (R\$/kWh)

Letras gregas

η	Eficiência
$\dot{\sigma}$	Taxa de geração de entropia (kJ/K)
ρ	Massa específica (kg/m ³)

Subscritos

1	Referente à região de entrada do fluxo do equipamento
2	Referente à região de saída do fluxo do equipamento
vc	Volume de controle
i	Contador 1, 2,... n
ger	Gerado(a)
d	Destruído(a)
f	Física
q	Química
0	Estado morto (no ambiente de referência)
ex	Exergético(a)
e	Energético(a)
s	Isentrópico(a)
h	<i>Hot</i>
c	<i>Cold</i>
m	Média
g	Geração
inv	Investimento
t	Total
O&M	Operação e manutenção

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	Motivação	26
1.2	Justificativa	26
1.3	Objetivo	27
1.3.1	<i>Objetivos específicos</i>	28
1.4	Estruturação	28
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	Estudos sobre recuperação de calor residual.....	29
2.2	Recuperação de calor residual e ciclos Rankine.....	31
2.3	Estudos comparativos	34
2.4	Estudos de otimização	38
2.5	Estado da arte	39
3	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	43
3.1	Cogeração.....	43
3.2	Ciclo Rankine Convencional	43
3.3	Melhoria de desempenho Ciclo Rankine.....	45
3.4	Influência de variáveis na caldeira de recuperação de calor.....	49
3.5	Balanço de massa e energia	50
3.6	Balanço de entropia.....	52
3.7	Balanço de exergia.....	53
3.8	Cálculo dos trocadores de calor	55
4	METODOLOGIA	61
4.1	Definição das características e composição do calor residual	61
4.2	Definição do ciclo Rankine	63
4.3	Modelagem termodinâmica	66
4.4	Modelagem econômica	71
4.5	Definição do novo ciclo real.....	73
4.6	Análise exergetica	74
4.7	Validação dos modelos de ciclo Rankine teórico e real.....	81
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	84
5.1	Ciclos Rankine teórico e real	84
5.2	Novo ciclo real.....	85
5.3	Validação do novo ciclo Rankine	94
5.4	Resultados da modelagem termodinâmica.....	96
5.5	Resultados da modelagem econômica.....	102
5.6	Resultados finais para o novo ciclo	103
6	CONCLUSÕES	105
	REFERÊNCIAS	107

1 INTRODUÇÃO

As indústrias cimenteiras são grandes consumidoras de energia, elas utilizam aproximadamente, 2 % do total de energia do mundo. Normalmente, 25 % da demanda energética dessas indústrias é de energia elétrica e, 75 % de energia térmica (AMIRI RAD; MOHAMMADI, 2018). Ghalandari, Majd e Golestanian (2019) afirmam que as fábricas de cimento necessitam entre 90 e 150 kWh de energia elétrica, para produzir uma tonelada de clínquer.

Além desse significativo consumo de energia, as fábricas de cimento também desperdiçam uma grande quantidade de energia térmica. Pradeep Varma e Srinivas (2015) identificaram que, entre 35 % e 40 % da energia de entrada nas indústrias cimenteiras, incluindo o combustível que é queimado no forno de produção de clínquer, é perdida na forma de calor residual. Por isso, essas indústrias apresentam grande potencial para recuperação de calor e geração de eletricidade.

Os ciclos termodinâmicos mais utilizados para cogeração de eletricidade em indústrias de cimento são: Ciclo Rankine convencional, Ciclo Rankine Orgânico (CRO) e Ciclo Kalina.

O Ciclo Rankine convencional é o ciclo mais utilizado para geração de energia elétrica. Seu fluido de trabalho é a água e sua principal vantagem é o seu baixo custo inicial, devido à simplicidade de sua tecnologia (GHALANDARI; MAJD; GOLESTANIAN, 2019). Por esse motivo, este ciclo foi o escolhido para análise neste trabalho.

O Ciclo Rankine convencional é constituído, basicamente, de uma caldeira de recuperação de calor (CRC), uma turbina de potência, um condensador e uma bomba. Seu princípio de funcionamento, na aplicação que é objeto deste trabalho, é baseado na recuperação do calor residual do processo de produção de cimento, para aquecimento e evaporação da água de alimentação da caldeira. O vapor obtido aciona a turbina para produzir potência mecânica. Ao acoplar um gerador à turbina, é possível, enfim, transformar a potência mecânica em eletricidade (MADLOOL e outros, 2011).

A implantação dessa tecnologia de recuperação, como já mencionada, é referida como cogeração de eletricidade no setor cimenteiro. A cogeração é capaz de reduzir a demanda elétrica total da planta em até 30 % e, conseqüentemente, reduzir também os custos totais da empresa (HAN et al., 2018).

1.1 Motivação

Segundo Kizilkan (2020), a produção de cimento é um processo que consome energia excessivamente. Nas indústrias cimenteiras, 90 % da energia total é utilizada apenas para a produção de clínquer. Além disso, durante seu processo produtivo uma grande quantidade de CO₂ é emitida no meio ambiente. Por isso, as indústrias cimenteiras também são consideradas uma das maiores agravadoras do efeito estufa. Segundo a mesma referência, na produção de uma tonelada de cimento é emitida, aproximadamente, uma tonelada de CO₂.

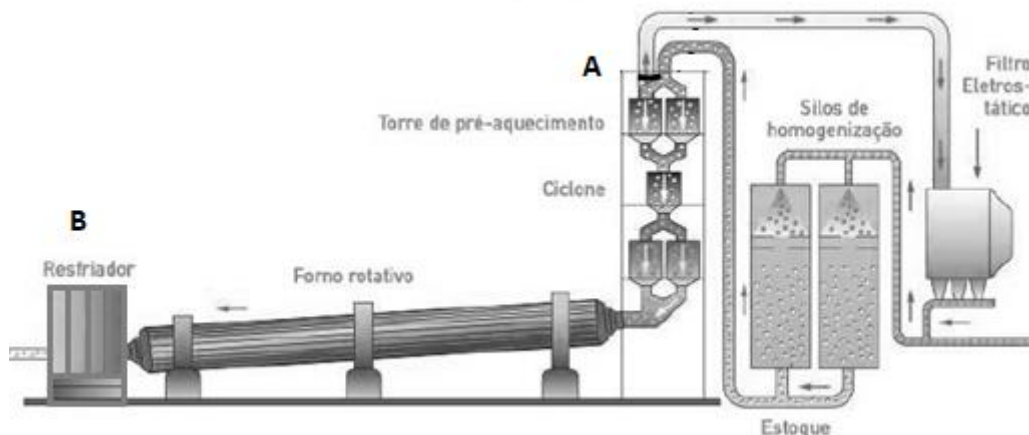
Conforme mencionado por Nami e Anvari-moghaddam (2020), aproximadamente 40 % da energia consumida pelas indústrias de cimento é perdida na forma de calor. Esta perda varia entre 35 % e 40 % e depende do número de estágios existentes na torre de pré-aquecimento da planta. As indústrias cimenteiras mais atuais contêm torres com mais estágios e, por isso, apresentam uma perda de energia menor, de aproximadamente, 35 %. Já as indústrias mais antigas utilizam torres com menos estágios, aumentando suas perdas. Portanto, o desenvolvimento e aplicação de tecnologias de recuperação de calor residual nessas indústrias, podem contribuir para uma melhor performance da empresa. O calor residual aproveitado, quando utilizado para geração de energia elétrica, aumenta a eficiência do processo, reduz as emissões de CO₂ e os custos da empresa.

Além disso, o Brasil é o oitavo maior produtor de cimento no mundo (MINERAL COMMODITY SUMMARIES, 2021) e há apenas uma fábrica com cogeração no setor cimenteiro. Esta fábrica está localizada em Quixeré no Ceará e iniciou suas atividades em abril de 2015. Diante disto, pode-se vislumbrar o grande potencial de aplicação prática que tem este trabalho dentro do contexto do setor cimenteiro brasileiro.

1.2 Justificativa

As indústrias de cimento apresentam duas grandes fontes de calor residual: a torre de pré-aquecimento e o resfriador de clínquer. Essas fontes de perda são ilustradas na Figura 1, em que A indica a saída da torre de pré-aquecimento ciclônica e B a saída do resfriador de clínquer.

Figura 1 – Principais fontes de perda de calor na indústria cimenteira



Fonte: Adaptado de Jesus, Pereira e Gandra (2017)

Visando a recuperação dessa energia térmica não aproveitada e o aumento da eficiência energética da indústria em questão, surge como solução a implantação de um sistema de cogeração de eletricidade.

Dentre os ciclos termodinâmicos mais utilizados para cogeração, o ciclo Rankine convencional é o que apresenta maior simplicidade, boa eficiência e baixo custo, além de ser o mais utilizado para este fim a nível mundial (IFC, 2014). Por isso, ele é uma alternativa atrativa e recomendada para cogeração no setor cimenteiro.

Adicionalmente se pode dizer que dada a ausência da cogeração de eletricidade no setor cimenteiro brasileiro, a implantação massiva da tecnologia no setor contribuirá ao setor elétrico com uma grande quantidade de eletricidade gerada. Esta geração adicional a partir de calor residual evitará construção de novas centrais de geração de eletricidade o que trará ao país um ganho ambiental considerável e outros benefícios relacionados, por exemplo, com a qualidade da energia.

1.3 Objetivo

O objetivo geral deste trabalho é avaliar a viabilidade de um ciclo Rankine convencional, desenvolvido inicialmente com os dados de entrada da planta de cogeração Apodi, situada em Quixeré no Ceará.

1.3.1 *Objetivos específicos*

- a) Definir as características e composição química do calor residual que será recuperado;
- b) Definir o ciclo Rankine que será modelado no trabalho;
- c) Modelar e simular o ciclo Rankine convencional no software GateCycle;
- d) Verificar a influência de diferentes parâmetros sobre o desempenho final do ciclo;
- e) Modelar economicamente o ciclo proposto;
- f) Definir os parâmetros do novo ciclo, de forma que ele apresente um menor custo de geração de energia elétrica em comparação com o ciclo original da planta Apodi;
- g) Realizar a análise exergética do ciclo novo no software EES;
- h) Verificar e comparar os resultados obtidos com modelos confiáveis da literatura.

1.4 **Estruturação**

Este trabalho foi dividido em seis capítulos. No capítulo 2 aborda-se uma revisão bibliográfica sobre ciclos Rankine convencionais e recuperação de calor residual. No capítulo 3 demonstra-se a fundamentação teórica aplicada nesta dissertação. No capítulo 4 apresenta-se a metodologia adotada para o desenvolvimento do trabalho. No capítulo 5 se discutem os resultados obtidos. Para finalizar se apresentam, no capítulo 6, as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta a revisão bibliográfica referente aos estudos sobre recuperação de calor residual em indústrias de cimento, funcionamento e desempenho de ciclos Rankine convencionais, além de sua comparação com os demais ciclos termodinâmicos e otimização de seus principais parâmetros. Para uma melhor organização do texto a revisão apresentada é separada por assuntos. No final do capítulo se mostra uma compilação do estado da arte.

2.1 Estudos sobre recuperação de calor residual

Madloul e outros (2011) estudaram os diferentes métodos que podem ser aplicados em uma indústria de cimento, visando a redução do consumo de energia elétrica da planta. Sabe-se que 35 % da energia de entrada nesse tipo de sistema é perdida na forma de calor residual, por isso, sua recuperação é uma ótima maneira de se economizar energia elétrica. De acordo com os autores, as principais perdas de calor residual nesse processo são: o ar quente do refrigerador de clínquer (215 °C) e os gases de exaustão dos fornos (315 °C). Quando esses fluxos de calor são direcionados à uma caldeira de recuperação (CR), ocorre a produção de vapor, devido a troca térmica entre os gases e a água de alimentação. O vapor, ao acionar uma turbina acoplada à um gerador elétrico, gera eletricidade suficiente para reduzir a demanda elétrica total da planta.

Rasul, Widiyanto e Mohanty (2005) avaliaram o desempenho térmico de uma indústria de cimento na Indonésia. Por meio de análises termodinâmicas, eles determinaram as eficiências energética e exergética de um sistema de fornos, que inclui um pré-aquecedor, um refrigerador e o próprio forno. Para esse sistema, essas eficiências foram, respectivamente, de 52,07 % e 57,07 %. Os autores também calcularam a eficiência do sistema de resfriamento separadamente (47,75 %) e, a eficiência de recuperação de calor residual desse sistema de resfriamento (51,2 %). De acordo eles, a alta perda energética que ocorre no resfriador se deve, principalmente, à convecção e radiação. Por fim, os autores sugeriram formas de se utilizar o calor residual recuperado: para secagem de material e carvão, pré-aquecimento do ar de combustão para utilização no forno e pré-aquecedor ciclônico e, geração de eletricidade.

Atmaca e Yumrutaş (2014) analisaram termodinamicamente uma fábrica de cimento na Turquia. Eles calcularam as eficiências energética e exergética dessa fábrica, obtendo respectivamente, os valores de 59,37 % e 38,99 %. Além disso, os autores determinaram que 85,12 % do total de energia consumida pela planta é perdida, principalmente, pelo forno rotativo

e pelo sistema de pré-aquecimento ciclônico. Essa perda corresponde à 71,87 MW, sendo que 49,08 MW representa a perda de energia do forno rotativo. Os autores também indicaram alguns métodos de economia de energia. Um deles é a otimização da recuperação de calor residual dos resfriadores de clínquer. Esse método proposto é capaz de economizar entre 0,05 e 0,16 GJ/tonelada de energia e, entre 20 a 35 kWh/tonelada de energia elétrica.

Amarasinghe, Husum e Tokheim (2018) determinaram a quantidade de calor residual disponível, proveniente dos gases de exaustão do forno rotativo de uma indústria cimenteira. Para isso, eles realizaram balanços de massa e energia e utilizaram os dados de taxa de fluxo de gás. A disponibilidade de calor residual do forno depende do tipo de farinha que é produzida no processo: padrão ou de alta resistência. Os autores calcularam o calor, na linha de by-pass, para a produção desses dois tipos de farinha e também para quando não há produção. Eles obtiveram os seguintes resultados: Para a farinha padrão, a disponibilidade de calor residual é de 5,0 MW, para farinha de alta resistência é de 8,2 MW e para nenhuma produção é de 13,4 MW. Esse calor residual pode ser recuperado e utilizado para geração de vapor, água quente e eletricidade.

Fellaou e Bounahmidi (2017) avaliaram oportunidades em uma fábrica de cimento, que poderiam aumentar sua eficiência energética. De acordo com eles, o pré-aquecedor ciclônico é o componente da planta que apresenta a maior perda térmica de 71,58 MW, que equivale à 67 % do calor total perdido. Esse pré-aquecedor é a unidade mais destrutiva da planta e por isso, ele tem um alto potencial de otimização. A segunda maior perda ocorre no forno rotativo e é de apenas 18,48 MW. Os autores determinaram a eficiência térmica da fábrica (55 %). Novamente, o pré-aquecedor ciclônico destacou-se dos demais componentes da planta, por apresentar a menor eficiência térmica. Por esses motivos, os autores afirmaram que há uma grande oportunidade de economia na planta. Uma das práticas, proposta por eles, para aumento da eficiência energética da fábrica, é a recuperação do calor residual para geração eletricidade.

Yin, Du e Cheng (2018) avaliaram termodinamicamente um sistema de recuperação de calor residual composto por duas caldeiras (SP e AQC). Eles verificaram que a temperatura de saída do vapor da caldeira SP e a temperatura de entrada do vapor no condensador diminuiu com o aumento da potência da turbina de 15 MW para 19 MW. Além disso, eles perceberam que a temperatura de saída do vapor superaquecido da caldeira AQC permaneceu constante com o aumento dessa potência. Os autores também analisaram a relação entre a taxa de transferência de calor das caldeiras e o aumento da temperatura de entrada da água de resfriamento. Neste caso, a taxa de transferência de calor da caldeira SP aumentou, enquanto que a da caldeira AQC permaneceu inalterada. Como a taxa de transferência de calor da caldeira

SP foi seis vezes maior do que a da caldeira AQC, os autores concluíram que o processo de vaporização necessitou de mais calor do que o processo de superaquecimento.

Sani, Noorpoor e Motlagh (2019) estudaram a aplicação de um sistema de geração de energia elétrica, energia térmica e água a partir da recuperação de calor residual de uma indústria cimenteira. Eles compararam o sistema proposto, que foi otimizado utilizando algoritmo genético, com o sistema atual da planta, que não apresenta recuperação de calor. Os autores averiguaram que o sistema atual demanda 2.988 kW de potência da rede elétrica. Com a implantação do sistema de recuperação de calor residual, eles concluíram que a turbina a vapor seria capaz de produzir 1.489,6 kW de potência, reduzindo assim em aproximadamente 50 % a demanda proveniente da rede.

2.2 Recuperação de calor residual e ciclos Rankine

Engin e Ari (2005) identificaram as principais fontes de perda de calor em uma indústria cimenteira: resfriador (5,61 %) e pré-aquecedores (19,15 %). E propuseram duas formas de recuperação de calor residual, sendo uma delas, a aplicação de uma caldeira de recuperação de calor (CRC). Os autores analisaram termodinamicamente o ciclo de produção de vapor e concluíram que o sistema era capaz de gerar até 1 MW de potência. Assumindo que a CRC funcionasse 8000 h por ano, obteve-se a produção anual de energia elétrica (8×10^6 kWh). Os autores também estimaram os custos para compra e instalação do sistema (entre 700.000 e 750.000 USD) e calcularam o tempo de retorno do investimento, sendo 17 meses. Assim, eles concluíram que a implantação da CRC poderia gerar uma economia de 540.000 USD/ano na indústria.

Zeeshan e Arbab (2015) estudaram a recuperação e utilização de calor residual para geração de energia elétrica, na indústria de cimento FECTO. Para isso, eles utilizaram uma usina de recuperação de calor residual composta por duas caldeiras, uma para recuperar os gases de exaustão dos pré-aquecedores ciclônicos (Caldeira SP) e outra para recuperar o ar quente do resfriador de clínquer (Caldeira AQC). Por meio de análises termodinâmicas, os autores concluíram que a usina de recuperação de calor proposta é capaz de produzir 47 t/h de vapor e, consequentemente, 6 MW de potência. Assim, considerando um funcionamento de 5.410,79 h/ano, a usina consegue gerar anualmente 30.466.752 kWh de energia elétrica, o que equivale à uma economia de 32,98 %.

Khurana, Banerjee e Gaitonde (2002), a partir de balanços de massa e energia, calcularam as perdas de calor no pré-aquecedor e resfriador de clínquer (35 %) e a eficiência térmica (50 %) de uma indústria cimenteira. Visando recuperar o calor residual perdido, eles propuseram a instalação de uma caldeira de recuperação de calor residual (CRC) na planta. Para uma maior recuperação de calor, eles optaram por utilizar trocadores de calor de fluxo paralelo. Uma vez implantado a CRC, a eficiência térmica do processo de produção aumentou para 60 %. Os autores também estimaram a potência produzida pela combinação da CRC e de um ciclo Rankine convencional, equivalente à 4,4 MW.

Priyadarshini e Sivakumar (2014) estudaram o processo de produção de cimento em uma indústria na Índia e constataram que sua eficiência total, de 51,5 %, era bastante baixa em comparação com as de outras fábricas do ramo. A fim de melhorar essa eficiência do sistema de produção, eles propuseram a recuperação das principais perdas de calor da planta: gases de exaustão do pré-aquecedor (24,4 %) e o ar quente do resfriador (12,8 %). Os autores encontraram, por meio de balanços de energia, o calor residual total disponível para geração de trabalho (9,92 MW). Considerando esse valor e uma eficiência de recuperação de calor residual de 22,7 %, eles calcularam a potência (2,62 MW) que pode ser obtida com a cogeração. Assim, com esses dados finais, os autores concluíram que é possível economizar 20.960 MWh/ano de energia elétrica, o que equivale à uma economia estimada de 1 milhão de dólares por ano.

Sui e outros (2014) propuseram um projeto de recuperação de calor residual para cogeração de energia elétrica em uma fábrica de cimento na China. Esse projeto é composto por duas caldeiras de recuperação de calor (CRC): Caldeira AQC, para recuperação do ar quente do resfriador de clínquer e caldeira SP, para recuperação dos gases de exaustão do pré-aquecedor suspenso. Os autores, por meio de análises termodinâmicas, calcularam a potência gerada pela planta de cogeração (6,4 MW) e a economia anual de energia elétrica (48,64 GWh), considerando um funcionamento da planta de 7.600 h/ano. Além disso, eles identificaram que, para a instalação do projeto, seria necessário um investimento de 10,27 milhões de dólares. Apesar de inicialmente o investimento ser bastante elevado, com a cogeração estimou-se uma economia de 1,39 milhões de dólares por ano.

Ayu e outros (2015) avaliaram a eficiência do sistema de fornos de uma indústria cimenteira, antes e depois de implementarem a recuperação de calor residual. Pelo diagrama de Sankey, eles identificaram que as maiores fontes de perdas de calor são o pré-aquecedor (25,23 %) e o resfriador (15,58 %). Os autores determinaram termodinamicamente a capacidade da planta de gerar eletricidade (5,26 MW) e sua eficiência térmica (21,6 %). A partir da geração de eletricidade calculada, eles perceberam que a planta pode economizar 10,75 % do seu

consumo total de energia elétrica, o que corresponde à uma economia de aproximadamente de 536 mil USD/ano. Por fim, os autores concluíram que com a recuperação de calor residual, é possível aumentar a eficiência do sistema de fornos. No caso da planta estudada, essa eficiência aumentou de 46,22 % para 50,59 %.

Irungu, Muchiri e Byiringiro (2017) avaliaram termodinamicamente o potencial de produção de energia elétrica em uma indústria cimenteira, a partir da recuperação dos gases quentes de exaustão do processo. Para isso, eles propuseram a implantação de um ciclo Rankine convencional e de duas caldeiras de recuperação de calor (AQC e SP). Os autores calcularam a capacidade do sistema de produzir eletricidade (2,89 MW) e concluíram que essa geração é suficiente para atender 33 % da demanda total da fábrica. Além disso, eles realizaram uma análise financeira e de viabilidade da planta, determinando que para sua instalação seria necessário um investimento inicial de 8 milhões de dólares, com um tempo de retorno de 2,69 anos.

Ghalandari, Majd e Golestanian (2019) estudaram a aplicação de uma planta de recuperação de calor residual em uma fábrica de cimento. Para isso, eles analisaram termodinamicamente uma caldeira de recuperação (CR) e um ciclo Rankine convencional. Por meio de balanços de massa e energia, os autores calcularam a capacidade de produção de energia elétrica da planta (37.296 MWh). Assumindo que a CR apresenta uma eficiência de 22 % e opera 7.200 horas/ano, os autores concluíram que o sistema pode gerar até 5,18 MW de eletricidade. Além dessa análise termodinâmica, os autores avaliaram a viabilidade econômica do sistema e determinaram que, para a instalação da caldeira, é necessário um investimento inicial de 12 milhões de dólares. Eles também estimaram o tempo de retorno do investimento, encontrando 6,67 anos.

Kabir, Abubakar, El-nafaty (2010) identificaram e estudaram oportunidades de melhoria em uma indústria cimenteira. Eles perceberam que os gases quentes de exaustão do forno rotativo representam a maior perda de energia do processo (27,9 %). Por isso, os autores propuseram a instalação de uma caldeira de recuperação de calor residual (CRC) na planta. O calor recuperado foi utilizado para produção de vapor, capaz de gerar trabalho em uma turbina. Os autores concluíram que ao acoplar a turbina a um gerador, pode-se produzir aproximadamente 4,4 MW de eletricidade, considerando uma transferência de apenas 40 % do calor residual para a CRC. Assim, para uma operação de 8.784 horas por ano, produz-se 42.163 MWh de energia elétrica, o que equivale à uma economia total de 2 milhões de dólares.

Gupta e Kaul (2013) estudaram a aplicação de caldeiras de recuperação de calor (CRC) em indústrias cimenteiras. Eles perceberam que para uma indústria típica de cimento, 35 % do calor que entra no pré-aquecedor, de cinco ou seis estágios, é perdido na forma de gases residuais. Essa perda de energia corresponde a, aproximadamente, 70 MW de energia térmica que podem ser recuperados por uma CRC. As CRCs são capazes de utilizar os gases residuais do pré-aquecedor e do resfriador de clínquer, para gerar energia elétrica para a empresa. De acordo com os autores, plantas que produzem 4.500, 6.000 e 10.000 toneladas por dia de clínquer, conseguem gerar respectivamente 5,6, 7,5 e 12,5 MW de eletricidade. Além dessa vantagem energética, os autores afirmaram que uma caldeira de recuperação de calor pode reduzir a emissão de CO₂ em até 70.000 toneladas por ano.

Tan e outros (2014) analisaram termodinâmica e economicamente um ciclo Rankine convencional de dupla pressão, implantado em uma indústria de cimento. Considerando uma operação de 7.920 h/ano, os autores calcularam a capacidade da planta de gerar eletricidade (6,64 MW), a partir da recuperação de calor residual da fábrica. Para isso, eles utilizaram os gases de exaustão do pré-aquecedor ciclônico para produzir vapor de alta temperatura e, o ar quente do resfriador de clínquer para produzir vapor de baixa temperatura. Os autores também estimaram o investimento inicial da planta e seu custo operacional anual em, respectivamente, 9,7 milhões e 1,4 milhões de dólares. Além disso, eles determinaram o tempo de retorno do investimento em aproximadamente 5,5 anos.

2.3 Estudos comparativos

Amiri e Vaseghi (2015) estudaram a possibilidade de gerar energia a partir da recuperação de calor residual em indústrias cimenteiras. Neste processo de produção, é possível identificar duas fontes principais de calor: os gases de exaustão do forno rotativo, com temperatura de 380 °C e, o ar quente do resfriador de clínquer com temperatura média de 360 °C. Os autores analisaram dos pontos de vista termodinâmico, de custo e de emissões, quatro tipos de ciclos para cogeração de energia nessas plantas: Rankine convencional, CRO, Kalina e dióxido de carbono supercrítico. O Rankine convencional foi o mais eficiente termicamente para altas temperaturas, gerando 6 MW de eletricidade. Em termos de investimento, ele apresentou um dos custos mais baixos (\$1250/kW). E, ainda foi capaz de reduzir a emissão de gases, principalmente CO₂, no ambiente.

Karellas e outros (2013) compararam termicamente e exergeticamente a implantação de dois ciclos em uma fábrica de cimento: Rankine convencional e CRO. Ambos os ciclos foram simulados no software IPSEpro. O Rankine convencional apresentou uma eficiência térmica (23,58 %) e uma produção de potência (6,26 MW) maiores que do CRO. De acordo com os autores, o Rankine convencional pode atingir um desempenho térmico ainda maior, se inserido um pré aquecedor, capaz de aumentar sua eficiência térmica até 24,58 %. Por meio do diagrama de Grassmann, os autores observaram que a maior perda de exergia ocorre pelos gases de exaustão em ambos os ciclos. Do ponto de vista exergetico, o Rankine convencional teve uma eficiência exergetica (32,56 %) superior à do CRO, devido a menor perda em seus trocadores de calor.

Wang, Dai e Gao (2009) avaliaram a eficiência exergetica de quatro diferentes ciclos, utilizados para cogeração em indústrias cimenteiras: Rankine convencional, Rankine de dupla pressão, CRO e Kalina. Eles concluíram que o Rankine convencional apresenta maior eficiência exergetica (42,1 %) que o Rankine de dupla pressão e CRO. Além disso, eles perceberam que os principais responsáveis pelas perdas exergeticas dos ciclos são as turbinas (9,3 %), os condensadores (7,9 %) e as caldeiras SP (5,1 %) e AQC (4,5 %), respectivamente. A fim de reduzir essas perdas, os autores otimizaram, por meio de algoritmo genético, os principais parâmetros de cada ciclo, obtendo-se assim, maiores valores de eficiência exergetica. Após a otimização, o ciclo Rankine convencional apresentou uma eficiência exergetica de 42,3 %, que continuou a ser superior as novas eficiências exergeticas dos ciclos Rankine de dupla pressão e CRO.

Nguyen, Slawnwhite e Boulama (2010) comparam os diferentes fluidos de trabalho que podem ser utilizados em ciclos termodinamicos de potência, são eles: água, fluidos orgânicos e mistura água-amônia. Para todos os casos, eles analisaram termodinamicamente três parâmetros: geração de energia elétrica, potencial de produção de energia por unidade de massa de fluido de trabalho (geração de energia específica) e eficiência térmica dos ciclos. Eles perceberam que para baixas temperaturas de calor residual (100 °C), os parâmetros estudados apresentaram os menores valores em comparação com seus resultados à altas temperaturas. Essa tendência foi recorrente para todos os tipos de fluidos de trabalho. Os autores concluíram que o ciclo que utiliza a água como fluido de trabalho tem um ótimo desempenho a altas temperatura, uma vez que, ele teve a maior capacidade de geração de energia elétrica a 700 °C e, apresentou uma maior geração de energia específica, devido a sua alta capacidade de recuperação de energia da fonte de calor residual.

Mohammadi, Ashjarib e Sadreddinia (2018) compararam termodinamicamente diferentes ciclos que podem ser utilizados para recuperação de calor residual em uma indústria cimenteira: Rankine de dupla pressão, CRO de dupla pressão e CRO de dupla pressão regenerativo. O Rankine de dupla pressão apresentou uma potência (5,675 MW) e uma eficiência exergética (48,03 %) maiores que as do CRO de dupla pressão, uma vez que, sua temperatura de saída da turbina é mais baixa do que a do ciclo CRO de dupla pressão. Após a aplicação de um algoritmo genético de otimização em cada um dos ciclos, os autores obtiveram melhores resultados de geração de eletricidade e eficiência exergética. Com a otimização, o Rankine de dupla pressão passou a produzir 6,020 MW de eletricidade e ter uma eficiência exergética de 50,94 %.

Vankeirsbilck, Gusev e De Paepe (2011) compararam dois tipos de ciclos termodinâmicos de potência, utilizados para cogeração de energia elétrica em uma fábrica de cimento, são eles: Rankine e Rankine Orgânico (CRO). Ambos os ciclos foram simulados nos softwares Fluidprop e Cycle Tempo. Com os resultados termodinâmicos obtidos, os autores concluíram que o ciclo CRO tem uma maior eficiência térmica do que o ciclo Rankine, considerando uma mesma temperatura de entrada na turbina. Além disso, o CRO é capaz de gerar de 10 % a 15 % a mais de energia elétrica em comparação ao ciclo Rankine. Por fim, os autores sugeriram a implantação de um ciclo combinado (Rankine e CRO) para um melhor ajuste das curvas de aquecimento ao perfil de temperatura.

Ren e Wang (2019) compararam termodinamicamente o desempenho de três ciclos de potência: ciclo transcrítico orgânico (CTO), ciclo de vapor flash (CVF) e ciclo de vapor de dupla pressão (CVD). Eles utilizaram o software MATLAB e o algoritmo genético (GA) para otimizar os principais parâmetros de cada um dos ciclos. Após a otimização, eles perceberam que a eficiência térmica dos ciclos apresentou valores muito parecidos entre si, de aproximadamente 20 % e que, o ciclo CTO foi o que teve a maior potência líquida de saída (4,88 MW). Porém, ao recalcularem as potências para temperaturas de entrada dos gases maiores que 415 °C, os autores concluíram que as potências dos ciclos CVD e CVF tornaram-se superiores ao do CTO. Por fim, eles calcularam as eficiências exergéticas para os três ciclos e obtiveram os seguintes resultados: 60,58 %, 53,23 % e 52,85 %, para CTO, CVF e CVD respectivamente.

Madloul e outros (2012) realizaram uma revisão geral sobre eficiências e balanços exergéticos em indústrias de cimento. Eles verificaram que com a implementação dessa análise exergética, pode-se melhorar o desempenho do sistema e reduzir os gastos de energia térmica e elétrica da planta. Os autores perceberam que as eficiências exergéticas variam na faixa de 18

a 49 %. Eles também concluíram que os sistemas de cogeração que utilizam ciclos Rankine de simples e dupla pressão apresentam maiores perdas exergéticas nos processos de expansão da turbina e condensação. Já nas plantas de cogeração com ciclos Rankine Orgânicos (CRO), a maior perda exergética ocorre no processo de condensação.

Pradeep Varma e Srinivas (2015) compararam dois tipos de ciclos Rankine (convencional e de duplo flash) utilizados para cogeração de energia elétrica em fábricas de cimento. Eles calcularam a geração de eletricidade, eficiência exergética e térmica para ambos os casos. Para o ciclo Rankine convencional obteve-se uma produção de eletricidade de 8,3 MW, uma eficiência exergética de 36,30 % e uma eficiência térmica de 24,5 %. Já para o ciclo Rankine de duplo flash, os valores para esses mesmos parâmetros foram 9,4 MW, 41,08 % e 22,36 %. Assim, os autores concluíram que após a substituição do ciclo Rankine convencional pelo ciclo Rankine de duplo flash houve um aumento da recuperação de calor, da produção de energia elétrica e da eficiência exergética, sendo apenas sua eficiência térmica inferior ao do ciclo Rankine convencional.

Kizilkan (2020) comparou o desempenho dos ciclos Rankine convencional e Brayton – sCO₂ para recuperação de calor residual em uma fábrica de cimento. Para isso, ele analisou termicamente e exergeticamente ambos os ciclos. O ciclo Rankine convencional foi o que apresentou os menores valores de geração de eletricidade (8,3 MW), eficiência térmica (24,18 %) e eficiência exergética (51,39 %). Os valores desses mesmos parâmetros para o ciclo Brayton – sCO₂ foram 9,4 MW, 27,6 % e 58,22 %, respectivamente. Além desses parâmetros, o autor determinou as irreversibilidades dos ciclos. Para o ciclo Rankine, a irreversibilidade total foi de 6,3 MW, sendo a caldeira AQC a maior responsável pelas perdas exergéticas (47 %). Já para o ciclo Brayton – sCO₂ a irreversibilidade foi de 5,1 MW e o maior responsável foi o regenerador (45 %).

Sanaye e outros (2020) compararam dois tipos de ciclos termodinâmicos de potência, para cogeração de energia elétrica em uma fábrica de cimento: Rankine convencional e Rankine Orgânico (CRO). Para o CRO, eles optaram por utilizar o Tolueno como fluido de trabalho. Os autores perceberam que o ciclo Rankine convencional apresenta maior potência (9,14 MW), uma maior redução na produção de CO₂ ($5,36 \times 10^4$ ton/ano), uma maior economia de combustível devido a recuperação de calor ($2,38 \times 10^7$ m³/ano), uma maior economia financeira ($2,1 \times 10^6$ \$/ano), e um menor tempo de retorno de investimento (3,4 anos). Já o CRO, produziu uma potência de apenas 6,56 MW, diminuiu a produção de CO₂ em $3,81 \times 10^4$ ton/ano, economizou $1,7 \times 10^7$ m³ de combustível, economizou financeiramente $1,46 \times 10^6$ \$/ano e apresentou um tempo de retorno de investimento de 5,1 anos.

Nami e Anvari-moghaddam (2020) propuseram a implantação de dois sistemas combinados, que recuperam o calor residual de uma fábrica de cimento, para refrigeração, aquecimento e geração de energia elétrica. Esses sistemas foram baseados nos ciclos Rankine convencional e Rankine Orgânico (CRO). Por meio de análises termodinâmicas, os autores calcularam as potências produzidas pelos ciclos e suas eficiências exergéticas, nos períodos de inverno e verão. O ciclo CRO foi o que apresentou o maior valor de potência (593,6 kW), contra 454,6 kW produzidos pelo ciclo Rankine convencional. Nas condições de inverno, as eficiências exergéticas dos ciclos Rankine Orgânico e convencional foram de 68,04 % e 57,9 %, respectivamente. Já no verão, a eficiência exergética do CRO variou entre 55,36 e 63,51 %. Neste mesmo cenário, a eficiência exergética do ciclo Rankine convencional permaneceu no intervalo de 44,27 e 54,22 %.

2.4 Estudos de otimização

Rad e Mohammadi (2018) modelaram termodinamicamente um ciclo Rankine convencional para recuperação de calor residual em uma fábrica de cimento. Eles propuseram um projeto que utiliza uma turbina de dois estágios para redução das irreversibilidades. Por meio de análises termodinâmicas, eles perceberam que ao aumentar a pressão máxima de entrada no primeiro estágio da turbina, a eficiência térmica do ciclo aumentava. Porém, como a máxima pressão também propicia um maior desperdício de calor, os autores tiveram que investigar os efeitos da pressão sobre o ciclo. Eles conseguiram otimizá-lo, utilizando conceitos de energia e exergia, e concluíram que para uma máxima geração de energia elétrica a pressão deve ser igual a 1.398 kPa. A esta pressão, eles obtiveram uma eficiência energética total de 16 % e uma eficiência exergética de 39 %.

Varma e Srinivas (2015) projetaram uma planta de cogeração para recuperação de calor residual em uma indústria cimenteira. Para isso, eles calcularam, por meio do software MATLAB, as propriedades termodinâmicas do gás e do vapor. Após identificarem e variarem os parâmetros operacionais principais, os autores constataram que a eficiência térmica do ciclo, a produção de vapor e, conseqüentemente de energia elétrica dependem da pressão de vapor que sai da caldeira de recuperação de calor (CRC). Visando otimizar a produção de vapor, eles sugeriram que a planta de cogeração operasse a uma pressão de vapor mais baixa, apesar da menor eficiência térmica. Por fim, os autores concluíram que, com a configuração proposta, é possível obter uma eficiência térmica de 23,07 %, gerar 66.145 kg/h de vapor e 12,54 MW de eletricidade.

Han e outros (2018) otimizaram uma caldeira de recuperação de calor residual (CRC) instalada em uma fábrica de cimento. Para isso, eles utilizaram análises exergéticas e de *Pinch Points*. Os autores calcularam os valores de exergia e de capacidade de geração de eletricidade para os sistemas original e otimizado teórico. Considerando os parâmetros da CRC original, eles encontraram uma recuperação de exergia de 4.617 kW que possibilitou estimar uma potência gerada de 4,23 MW. Após a otimização dos parâmetros da caldeira, a exergia recuperada aumentou em 7,559 %, atingindo o valor de 4.966 kW. Esse aumento se traduziu em um incremento da potência gerada, o qual atingiu o valor estimado de geração de 4,55 MW, que quando aplicado à uma indústria cimenteira real resulta em 4,44 MW.

Varma e Srinivas (2016) otimizaram uma planta de cogeração de duplo flash (Flash de alta pressão – FAP e flash de baixa pressão – FBP). Para isso, eles analisaram termodinamicamente os principais parâmetros do sistema: temperatura e pressão. Os autores perceberam que para obter-se uma maior potência, a relação de temperaturas dos fluidos dos tanques FAP e FBP deve ser, em ambos os casos, 0,5. Como o aumento da pressão das caldeiras de recuperação de calor (CRC's) resulta em uma redução da potência, os autores recomendaram o uso de uma pressão entre 15 e 16 bar para as CRC's. Além disso, eles calcularam a pressão ótima para os fluidos dos tanques FAP (4,61 bar) e FBP (0,92 bar). Por fim, os autores concluíram que, com a otimização, a planta apresenta uma eficiência térmica de 20,66 % e é capaz de gerar 9,1 MW de eletricidade.

2.5 Estado da arte

Fundamentada na revisão bibliográfica analisada, a Tabela 1 ilustra o estado da arte deste trabalho, a qual é composta pelas conclusões mais relevantes de cada autor. Elas foram compiladas e classificadas em quatro temas diferentes: estudos sobre recuperação de calor residual, análise de ciclos Rankine, estudos comparativos e estudos de otimização.

Tabela 1 – Estado da arte

Tema	Assunto	Referência
Estudos sobre recuperação de calor residual	Estudo sobre a aplicação de uma caldeira de recuperação de calor residual para cogeração de energia elétrica em uma indústria de cimento	Madloul e outros (2011)
	Avaliação do desempenho térmico de uma indústria de cimento (eficiência energética 52,07 % e exergética 57,07 % de um sistema de fornos, eficiência sistema de resfriamento separadamente 47,75 % e, eficiência de recuperação de calor residual sistema de resfriamento 51,2 %)	Rasul, Widiyanto e Mohanty (2005)
	Análise termodinâmica de uma fábrica de cimento na Turquia (eficiências energética e exergética de 59,37 % e 38,99 % respectivamente, 85,12 % da energia consumida pela planta é perdida pelo forno e pré-aquecedor ciclônico)	Atmaca e Yumrutaş (2014)
	Cálculo da disponibilidade de calor residual, proveniente dos gases de exaustão de um forno rotativo (Para produção de farinha padrão 5,0 MW, farinha de alta resistência 8,2 MW e para nenhuma produção 13,4 MW)	Amarasinghe, Husum e Tokheim (2018)
	Avaliação de oportunidades para aumento da eficiência energética de uma fábrica de cimento (pré-aquecedor ciclônico apresenta a maior perda térmica 71,58 MW, segunda maior perda ocorre no forno rotativo 18,48 MW, eficiência térmica total da fábrica de 55 %)	Fellaou e Bounahmidi (2017)
	Avaliação de um sistema de recuperação de calor residual composto por duas caldeiras (aumento do trabalho da turbina diminuiu as temperaturas ótimas da caldeira SP e do condensador, aumento da temperatura de entrada da água de resfriamento aumentou a taxa de transferência de calor da caldeira SP)	Yin, Du e Cheng (2018)
	Estudo sobre um sistema de geração de energia elétrica, energia térmica e água a partir da recuperação de calor residual (produção de 1.489,6 kW de potência pela turbina a vapor)	Sani, Noorpoor e Motlagh (2019)
Recuperação de calor residual e ciclos Rankine	Análise termodinâmica e financeira de uma caldeira de recuperação de calor residual (Produção de eletricidade de 1 MW, economia de 540.000 USD/ano, e retorno de investimento de 17 meses)	Engin e Ari (2005)
	Proposta de duas caldeiras (SP e AQC) para recuperação de calor residual. Produção total de 6 MW de eletricidade que equivale à uma economia anual de 32,98 %.	Zeeshan e Arbab (2015)
	Cálculo das principais perdas de calor em uma indústria cimenteira (35 % no pré-aquecedor e resfriador de clínquer). E estudo sobre sua recuperação para aumento da eficiência energética do processo de produção (de 50 % para 60 %). Geração total de 4,4 MW de potência.	Khurana, Banerjee e Gaitonde (2002)
	Determinação, por meio de balanças de energia, do calor residual total disponível para geração de trabalho em uma indústria cimenteira (9,92 MW). Análise termodinâmica e financeira da cogeração (Produção de 2,62 MW de eletricidade e, economia de 1 milhão de dólares por ano.	Priyadarshini e Sivakumar (2014)
	Análise termodinâmica e financeira de uma planta de cogeração em uma indústria cimenteira (Potência de 6,4 MW, geração de $48,64 \times 10^6$ kWh de energia elétrica e economia de 1,39 milhões de dólares por ano)	Sui e outros (2014)
	Avaliação da eficiência do sistema de fornos de uma indústria cimenteira, antes e depois da recuperação de calor residual (eficiência da planta aumentou de 46,22 % para 50,59 %)	Ayu e outros (2015)
	Avaliação termodinâmica e financeira de um ciclo Rankine convencional (Geração de 2,89 MW de eletricidade, suficiente para atender 33 % da demanda total da planta. Investimento inicial de 8 milhões de dólares e payback de 2,69 anos)	Irungu, Muchiri e Byiringiro (2017)

Estudos comparativos	Análise termodinâmica e econômica de um ciclo Rankine convencional (Geração de 5,18 MW de eletricidade, investimento inicial de 12 milhões de dólares e, tempo de retorno do investimento de 6,67 anos)	Ghalandari, Majd e Golestanian (2019)
	Cálculo de geração de eletricidade (4,4 MW) de uma planta de cogeração, que opera 8.784 horas por ano e recupera 40 % do calor residual de uma indústria cimenteira	Kabir, Abubakar, El-nafaty (2010)
	Estudo de CRCs em indústrias cimenteiras. Considerando plantas que produzem 6.000 toneladas por dia de clínquer, é possível recuperar 70 MW de calor residual, gerar 7,5 MW de eletricidade e reduzir a emissão de CO ₂ em 70.000 t/ano.	Gupta e Kaul (2013)
	Análise termodinâmica e econômica de um ciclo Rankine convencional de dupla pressão (Geração de 6,64 MW de eletricidade, investimento inicial de 9,7 milhões de dólares e, tempo de retorno do investimento de 5,5 anos)	Tan e outros (2014)
	Comparação entre os ciclos Rankine convencional, CRO, Kalina e dióxido de carbono supercrítico (Eficiência térmica do Ciclo Rankine, para altas temperaturas, superior aos demais e geração de 6 MW de eletricidade)	Amiri e Vaseghi (2015)
	Comparação entre ciclos Rankine convencional e CRO (Rankine apresentou maior eficiência térmica (23,58 %), produção de eletricidade (6,26 MW), e eficiência exergética (32,56 %))	Karellas e outros (2013)
	Comparação exergética entre os ciclos Rankine convencional, Rankine de dupla pressão, CRO e Kalina (Rankine convencional apresenta maior eficiência exergética que o Rankine de dupla pressão e CRO (42,1 % e 42,3 % após otimização)	Wang, Dai e Gao (2009)
	Comparação entre os fluidos de trabalho de ciclos termodinâmicos de potência: água, fluidos orgânicos e amônia. Ciclos com água, a altas temperaturas, tem maior capacidade de geração de eletricidade e de recuperação de energia da fonte de calor residual	Nguyen, Slawnwhite e Boulama (2010)
	Comparação termodinâmica entre ciclos Rankine de dupla pressão, CRO de dupla pressão e CRO de dupla pressão regenerativo (O Rankine apresentou maior potência 6,020 MW e eficiência exergética 50,94 % do que o CRO de dupla pressão)	Mohammadi, Ashjarib e Sadreddinia (2018)
	Comparação entre os ciclos Rankine e CRO (O CRO apresenta maior eficiência térmica e é capaz de gerar de 10 % a 15 % a mais de energia elétrica em comparação ao ciclo Rankine.)	Vankeirsbilck, Gusev e De Paepe (2011)
	Comparação entre ciclos transcrito orgânico (CTO), de vapor flash (CVF) e de vapor de dupla pressão (CVD). CTO apresenta maior potência 4,88 MW porém, para temperaturas de entrada dos gases maiores que 415 °C, as potências dos CVD e CVF tornam-se superiores	Ren e Wang (2019)
	Comparação exergética entre ciclos Rankine e CRO (ciclos Rankine de simples e dupla pressão apresentam maiores perdas exergéticas nos processos de expansão da turbina e condensação, já o CRO apresenta maior perda no processo de condensação)	Madloul e outros (2012)

	Comparação entre dois sistemas combinados baseados nos ciclos Rankine convencional e CRO (CRO apresenta maior potência 593,6 kW, eficiência exergética no inverno 68,04 % e eficiência exergética no verão 55,36 a 63,51 %)	Nami e Anvari-moghaddam (2020)
Estudos de otimização	Otimização da pressão máxima de entrada no 1º estágio de turbina de um sistema Rankine convencional (Para pressão de 1.398 kPa: Eficiência térmica de 16 % e, eficiência exergética de 39 %)	Rad e Mohammadi (2018)
	Otimização de uma planta de cogeração a baixa pressão de vapor (eficiência térmica 23,07 %, produção de vapor 66.145 kg/h e geração de potência 12,54 MW)	Varma e Srinivas (2015)
	Otimização de uma caldeira de recuperação de calor residual (exergia de 4.966 kW e potência de 4,55 MW)	Han e outros (2018)
	Otimização de uma planta de cogeração de duplo flash (relação de temperaturas dos fluidos dos tanques 0,5; pressão CRC's 15 a 16 bar; pressão ótima fluidos dos tanques FAP - 4,61 bar e FBP - 0,92 bar; eficiência térmica 20,66 %; potência 9,1 MW)	Varma e Srinivas (2016)

Fonte: Elaborado pelo autor

3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Neste capítulo são apresentados os fundamentos teóricos necessários para a compreensão do trabalho. Eles foram separados em 8 principais assuntos: Conceituação de cogeração, funcionamento do Ciclo Rankine Convencional, cálculos de desempenho, variáveis das caldeiras de recuperação de calor, análises de massa, energia, entropia e exergia e cálculo dos trocadores de calor.

3.1 Cogeração

As usinas de cogeração são uma solução para a forte demanda energética das indústrias e para a redução das emissões de CO₂ no meio ambiente (PRADEEP VARMA; SRINIVAS, 2017).

Segundo Liu, Yang e Cui (2020), um sistema de cogeração pode ser composto por um arranjo de topo ou de fundo. No arranjo de topo se produz eletricidade a montante e se consome calor a jusante. Já no arranjo de fundo, se consome calor a montante e se produz eletricidade a jusante. O ciclo de fundo reutiliza energia térmica, sob forma de calor, para geração de energia elétrica. Este tipo de arranjo é adequado e utilizado para recuperar calor residual de baixa qualidade produzido por processos industriais, como é o caso das fábricas de cimento.

A implantação do sistema de cogeração em indústrias de cimento é uma proposta atrativa devido à grande quantidade de gases que essas empresas produzem.

Neste estudo sobre fábricas cimenteiras, é proposta a implantação da cogeração de arranjo de fundo, uma vez que é possível recuperar o calor residual dos gases de exaustão do resfriador de clínquer e do pré-aquecedor ciclônico.

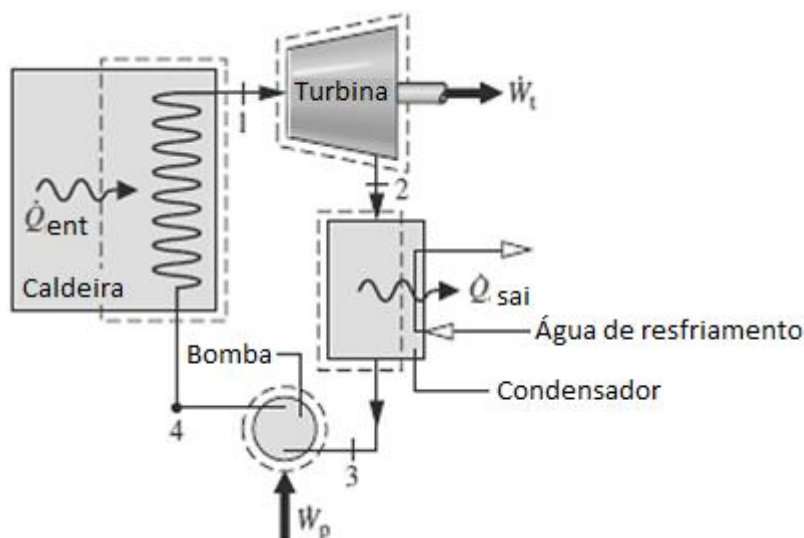
Para recuperar a energia térmica destes gases é necessário um ciclo termodinâmico de potência, como o Ciclo Kalina, o Ciclo Rankine Orgânico ou o Ciclo Rankine Convencional. Neste trabalho aplicou-se o Ciclo Rankine Convencional.

3.2 Ciclo Rankine Convencional

O esquema térmico do ciclo de potência de Rankine convencional na sua forma mais simples está representado na Figura 2. Para seu funcionamento são necessários os seguintes equipamentos: caldeira, que pode ser ou não de recuperação de calor (CRC), turbina, condensador e bomba. O vapor que é gerado e que sai da caldeira com alta pressão e

temperatura, expande-se na turbina produzindo trabalho (Processo 1-2). Esse trabalho pode ser convertido em eletricidade, acoplando um gerador à turbina. O vapor de saída da turbina, que apresenta uma pressão relativamente baixa, é direcionado ao condensador, onde ocorre a transferência de calor do fluido de trabalho para a água de resfriamento. Assim, o vapor é condensando a líquido saturado (Processo 2-3). O líquido saturado, que sai do condensador, é pressurizado e bombeado para a caldeira pela bomba (Processo 3-4). O fluido de trabalho que entra na caldeira é chamado de água de alimentação da caldeira. O ciclo inicia-se novamente, assim que a água de alimentação é aquecida e evaporada (Processo 4-1), devido à troca térmica entre ela e os gases residuais recuperados.

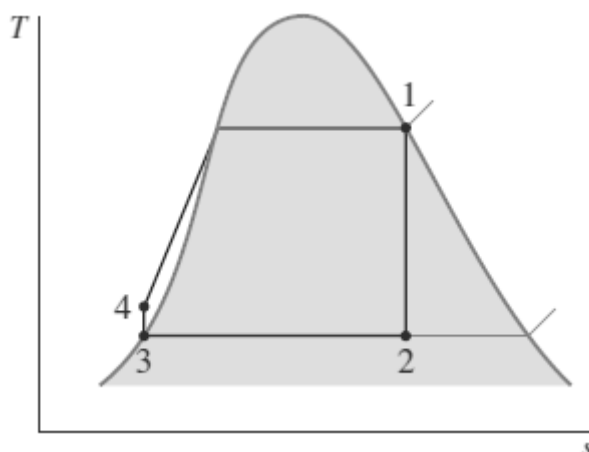
Figura 2 – Ciclo Rankine Convencional ideal



Fonte: Adaptado de Moran e outros (2014)

A Figura 2 e a Figura 3 apresentam o esquema térmico do Ciclo Rankine Convencional ideal e seu diagrama T-s, respectivamente. Do estado 1 para 2, ocorre a expansão isentrópica do fluido de trabalho na turbina. De 2 para 3, o fluido de trabalho é resfriado, à pressão constante, transformando-se em líquido saturado no estado 3. No processo de 3 para 4, ocorre a pressurização isentrópica do fluido de trabalho pela bomba. E por fim, do estado 4 para o 1, o fluido de trabalho recebe energia térmica suficiente, à pressão constante, para converter-se em vapor e o ciclo recomeçar.

Figura 3 – Diagrama T-s Ciclo Rankine Convencional ideal



Fonte: Adaptado de Moran e outros (2014)

O fluido de trabalho do Ciclo Rankine convencional é a água. Dadas suas propriedades termodinâmicas, o Ciclo Rankine convencional é o mais indicado para altas temperaturas e a opção mais eficiente para recuperação de gases residuais com temperatura entre 340 e 370 °C. Abaixo desta faixa de temperaturas, o ciclo torna economicamente inviável. Assim, para temperaturas mais baixas recomenda-se a aplicação dos ciclos Rankine Orgânico ou Kalina, uma vez que, estes ciclos utilizam fluidos de trabalho com temperaturas de ebulição mais baixas (AMIRI; VASEGHI, 2015).

Como a água é um fluido molhado típico, é necessário superaquecer o vapor antes de iniciar-se o seu processo de expansão. Assim, é possível minimizar a umidade do vapor na saída da turbina, reduzindo a erosão nas pás da turbina e garantindo assim a eficiência do ciclo (REN; WANG, 2019).

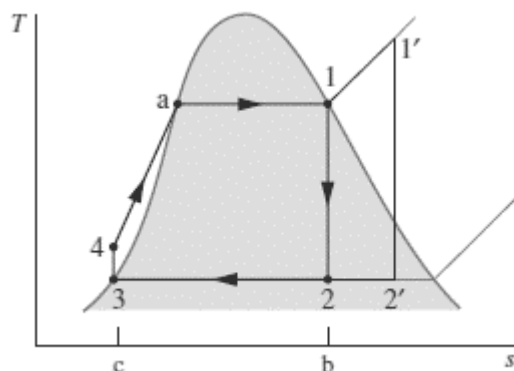
3.3 Melhoria de desempenho Ciclo Rankine

Existem algumas técnicas que melhoram o desempenho final dos ciclos Rankine convencionais. Algumas delas são: o superaquecimento, o reaquecimento e a regeneração (inserção de um aquecedor de alimentação aberto ou fechado no ciclo).

A Figura 4 apresenta o diagrama T-s de dois ciclos Rankine convencionais, um com superaquecimento e o outro sem. O ciclo delimitado por 1 – 2 – 3 – 4 – 1 representa o ciclo sem superaquecimento. Já o ciclo 1' – 2' – 3 – 4 – 1' ilustra o ciclo com superaquecimento do vapor na entrada da turbina. A grande diferença entre os dois tipos é que o fluido de trabalho do ciclo com superaquecimento, após ser transformado em vapor pelo evaporador da caldeira de

recuperação de calor, é aquecido a uma temperatura mais alta do que o fluido de trabalho do ciclo sem superaquecimento. Dessa maneira, além de se ter um vapor mais seco na saída da turbina, o que reduz a erosão, aumenta-se a eficiência térmica do ciclo pelo incremento da temperatura média de fornecimento de calor ao ciclo.

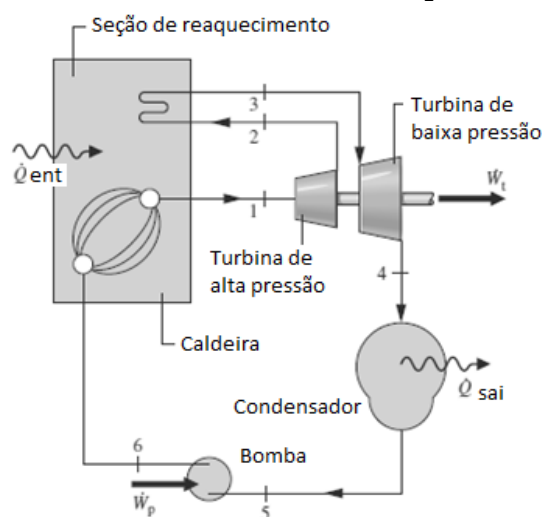
Figura 4 – Digrama T-s Ciclo Rankine ideal com e sem superaquecimento



Fonte: Adaptado de Moran e outros (2014)

No caso do ciclo Rankine com reaquecimento, o vapor é expandido em dois estágios, conforme mostrado na Figura 5.

Figura 5 – Ciclo Rankine ideal com reaquecimento

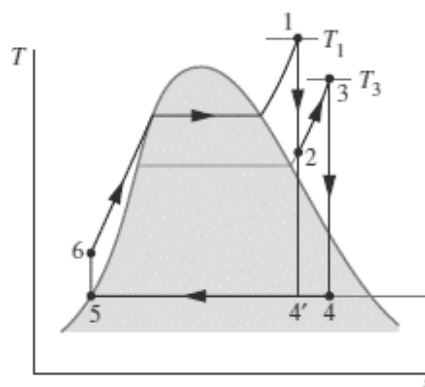


Fonte: Adaptado de Moran e outros (2014)

O diagrama T-s deste ciclo é apresentado na Figura 6. Inicialmente, do estado 1 para o 2, o vapor é expandido através do primeiro estágio da turbina (turbina de alta pressão). Neste processo, o vapor atinge uma pressão intermediária entre as pressões da caldeira de recuperação

de calor (CRC) e do condensador. De 2 para 3, o vapor é reaquecido na CRC e enviado para o segundo estágio da turbina (turbina de baixa pressão). Onde, o vapor enfim é expandido até a pressão do condensador (processo de 3 para 4). A partir do estado 4, o ciclo desenvolve-se de forma similar ao ciclo Rankine sem reaquecimento, já explicado anteriormente.

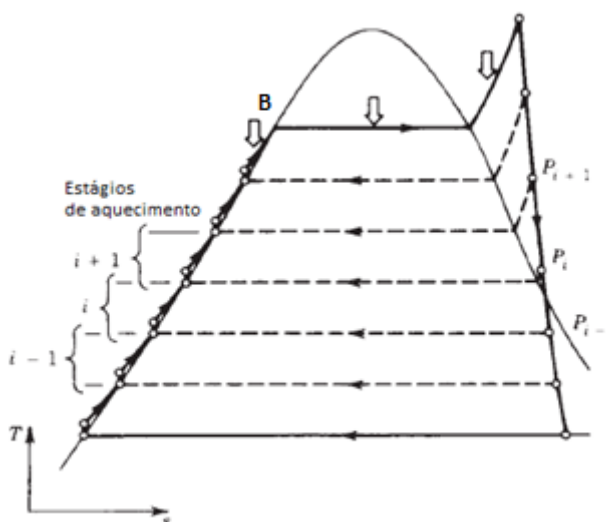
Figura 6 – Diagrama T-s Ciclo Rankine ideal com reaquecimento



Fonte: Adaptado de Moran e outros (2014)

No ciclo regenerativo, parte do vapor é extraído dos estágios da turbina e direcionado aos aquecedores de alimentação, que podem ser do tipo aberto ou fechado. Neste método, os fluxos que entram nos aquecedores apresentam diferentes temperaturas, o que possibilita a troca térmica entre eles e a formação de um único fluxo de água de alimentação, com temperatura de saída intermediária. A Figura 7 apresenta um ciclo regenerativo com i estágios de aquecimento.

Figura 7 – Diagrama T-s Ciclo Regenerativo de vapor superaquecido

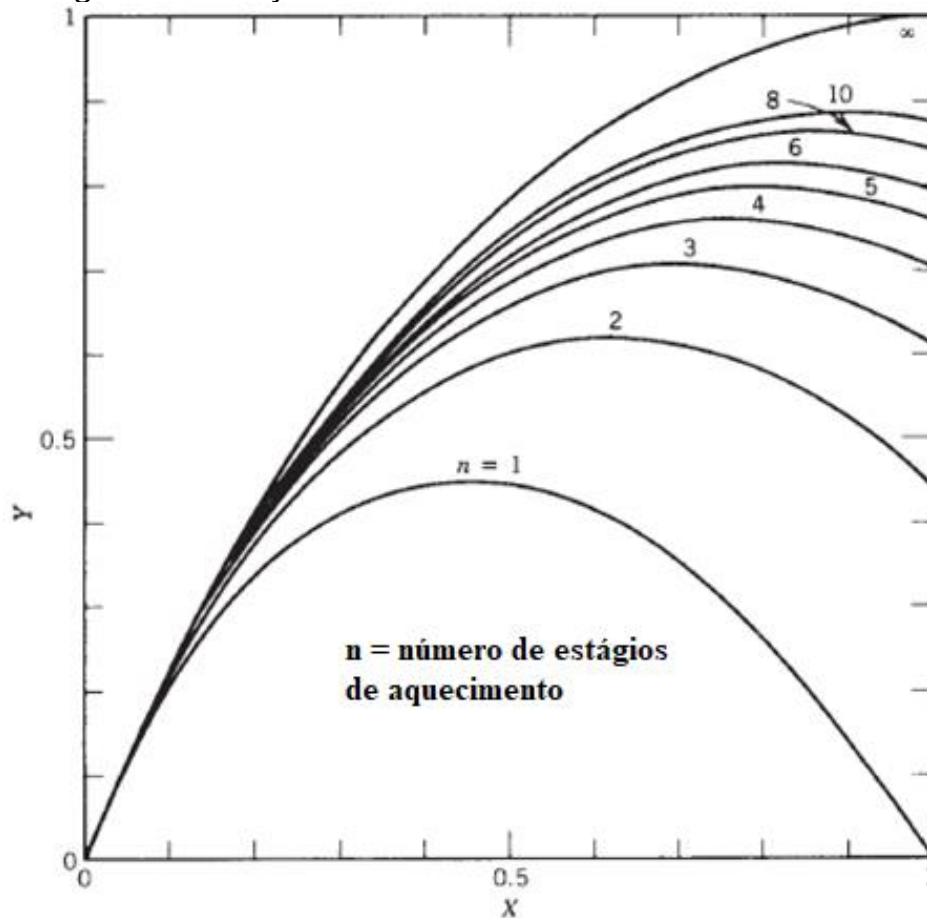


Fonte: Adaptado de Bejan (2016)

A grande vantagem do ciclo regenerativo é que como parte do vapor quente é extraído da turbina, a mistura final que é bombeada para a caldeira apresenta uma temperatura média mais elevada e próxima do ponto de ebulição da água, o que implica em uma menor quantidade de energia térmica para vaporizar e superaquecer o fluido de trabalho do ciclo, além de se ter uma caldeira termicamente mais equilibrada.

Como apenas uma parte do fluxo total se expande através dos estágios da turbina, o ciclo gera uma potência final mais baixa. Porém, como a redução da quantidade de energia térmica compensa este problema, a inserção do aquecedor regenerativo resulta em um aumento da eficiência térmica do sistema. A Figura 8 mostra que há uma relação entre a redução relativa na entrada de calor no sistema (Y) e o número de estágios de aquecimento (n). Quanto mais estágios são utilizados, maior é essa redução relativa. Além disso, pode-se perceber na Figura 8, que um único aquecedor de alimentação é capaz de gerar, aproximadamente, metade das economias teoricamente máximas associadas ao uso de um número infinito de aquecedores.

Figura 8 – Redução relativa do calor de entrada do ciclo



Fonte: Adaptado de Bejan (2016)

3.4 Influência de variáveis na caldeira de recuperação de calor

As caldeiras de recuperação de calor são importantes equipamentos do Ciclo Rankine Convencional. Elas são compostas por economizadores, evaporadores e superaquecedores responsáveis por transformar a água líquida em vapor saturado ou superaquecido.

Vários fatores influenciam o desempenho das caldeiras de recuperação, dentre eles: a temperatura do gás de entrada, teor de poeira dos gases residuais, *Pinch Points* e pontos de aproximação.

De acordo com Ganapathy (2015), quanto maior a temperatura do gás de entrada, maior é a geração de vapor, e menor é a temperatura do gás de saída. Ao projetar uma caldeira, deve-se analisar a temperatura dos gases quentes de entrada. Quando sua temperatura é superior a 700 °C (alta temperatura), indica-se o uso de uma caldeira de recuperação de calor de única pressão, uma vez que ela é capaz de resfriar os gases quentes até aproximadamente 130 °C.

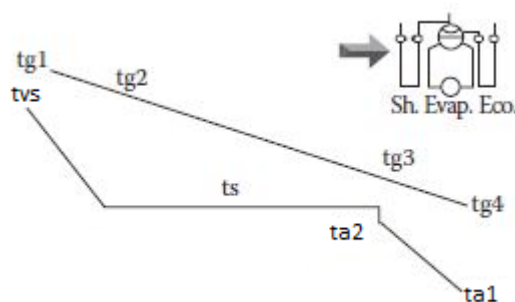
Porém, quando estes gases apresentam uma baixa temperatura, não é possível este resfriamento. Nestes casos, faz-se necessário o uso de caldeiras de múltipla pressão para reduzir ao máximo a temperatura de saída dos gases. Esta situação é encontrada em indústrias cimenteiras, onde os gases quentes residuais do resfriador de Clínquer e pré-aquecedor ciclônico, apresentam temperatura entre 300 °C e 350 °C. Nestas plantas recomenda-se a implantação de caldeiras de múltipla pressão para, assim, obter-se uma maior produção de vapor.

Os gases de exaustão do pré-aquecedor ciclônico contêm um alto teor de poeira. Por isso, são necessários mecanismos de limpeza para evitar o depósito de poeira e entupimento da passagem dos gases pelos bancos de tubos da caldeira. Quando este mecanismo de limpeza é aplicado, reduz-se a incrustação temporariamente e, conseqüentemente, melhora-se o desempenho da caldeira.

Outra forma de se diminuir a incrustação é aumentando a velocidade do gás de entrada, pois em maiores velocidades, a poeira pode ser arrastada juntamente com o gás. Este método apesar de ser eficiente, necessita de atenção, uma vez que, gases em velocidades muito altas também podem levar à erosão dos tubos devido à presença de partículas de cinzas.

Como os gases residuais das indústrias cimenteiras apresentam alta tendência a incrustações, é mais adequado caldeiras de tubos lisos para essa aplicação.

Quando a temperatura do gás de entrada é baixa, como nas indústrias de cimento, os perfis de temperatura e a geração de vapor são determinados pelos *Pinch Points* e pontos de aproximação.

Figura 9 – Perfil de temperatura

Fonte: Adaptado de Ganapathy (2015)

A Figura 9 ilustra um perfil de temperatura geral na qual:

- tg1 - Temperatura do gás de entrada no superaquecedor;
- tg2 – Temperatura do gás de entrada no evaporador ou de saída do superaquecedor;
- tg3 – Temperatura do gás de entrada no economizador ou de saída do evaporador;
- tg4 - Temperatura do gás de saída do economizador;
- ta1 - Temperatura da água de alimentação que entra no economizador;
- ta2 - Temperatura da água de saída do economizador;
- ts - Temperatura de saturação;
- tvS - Temperatura de saída do vapor superaquecido.

O *Pinch Point* é a diferença entre a temperatura do gás que sai do evaporador e a temperatura de saturação ($tg3 - ts$). Já o ponto de aproximação é a diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da água que sai do economizador ($ts - ta2$).

Para maximizar a geração de vapor nas indústrias cimenteiras, deve-se selecionar baixos *Pinch Points*. Porém, a escolha dos *Pinch Points* e pontos de aproximação não pode ser arbitrária, pois pode resultar em uma situação de temperatura cruzada. Esta situação ocorre quando a temperatura do gás de saída do evaporador é menor que a temperatura de saturação ($tg3 < ts$) e quando a temperatura do gás de saída do economizador é menor que a temperatura da água de alimentação que entra no economizador ($tg4 < ta1$).

3.5 Balanço de massa e energia

Para análise de um Ciclo Rankine convencional, deve-se aplicar a lei da conservação da massa e a lei da conservação da energia. Suas equações são dadas por, respectivamente, (1) e (2):

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum \dot{m}_e \cdot (h_e + \frac{1}{2}V_e^2 + g \cdot z_e) - \sum \dot{m}_s \cdot (h_s + \frac{1}{2}V_s^2 + g \cdot z_s) \quad (2)$$

Em que:

$\frac{dm_{vc}}{dt}$ - Taxa de variação de massa em um instante “t” (kg/s);

$\frac{dE_{vc}}{dt}$ - Taxa de variação de energia em um instante “t” (kW);

$\sum \dot{m}_e$ - Somatório da vazão mássica que entra no volume de controle (kg/s);

$\sum \dot{m}_s$ - Somatório da vazão mássica que sai do volume de controle (kg/s);

$\dot{Q}_{vc}$ - Taxa de transferência de calor para o volume de controle (kW);

$\dot{W}_{vc}$ - Taxa de transferência de trabalho pelo volume de controle (kW);

h_e - Entalpia específica de fluxo na entrada do volume de controle (kJ/kg);

h_s - Entalpia específica de fluxo na saída do volume de controle (kJ/kg);

$\frac{1}{2}V_e^2$ - Energia cinética específica de fluxo na entrada do volume de controle (kJ/kg);

$\frac{1}{2}V_s^2$ - Energia cinética específica de fluxo na saída do volume de controle (kJ/kg);

$g \cdot z_e$ - Energia potencial específica de fluxo na entrada do volume de controle (kJ/kg);

$g \cdot z_s$ - Energia potencial específica de fluxo na saída do volume de controle (kJ/kg).

A eficiência térmica do ciclo termodinâmico de potência é fornecida pela seguinte equação (3):

$$\eta = \left(\frac{\dot{W}_c}{\dot{Q}_e} \right) \cdot 100 = \left(\frac{\dot{W}_t - \dot{W}_b}{\dot{Q}_e} \right) \cdot 100 \quad (3)$$

Em que:

η - Eficiência térmica do ciclo (%);

$\dot{W}_c$ - Potência líquida produzida pelo ciclo (kW);

$\dot{Q}_e$ - Taxa de energia fornecida ao ciclo (kW);

$\dot{W}_t$ - Potência útil na saída turbina (kW);

$\dot{W}_b$ - Potência útil consumida na bomba (kW).

3.6 Balanço de entropia

Além dos balanços de massa e energia, é importante realizar o balanço de entropia, uma vez que ele é capaz de quantificar as irreversibilidades dos processos termodinâmicos. O balanço de entropia é demonstrado pela equação (4):

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma}_{ger} \quad (4)$$

Em que:

$\frac{dS_{vc}}{dt}$ - Taxa de variação da entropia no interior do volume de controle (kW/K);

$\sum \frac{\dot{Q}}{T}$ - Somatório da taxa de transferência de entropia por transferência de calor (kW/K);

s_e - Entropia específica de fluxo na entrada no volume de controle (kJ/kg.K);

s_s - Entropia específica de fluxo na saída do volume de controle (kJ/kg.K);

$\dot{\sigma}_{ger}$ - Taxa de geração de entropia gerada no volume de controle (kW/K).

As eficiências isentrópicas dos estágios da turbina e da bomba são definidas, respectivamente, pelas equações (5) e (6):

$$\eta_T = \left(\frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{ideal}} \right) \cdot 100 = \left[\frac{(h_e - h_s)}{(h_e - h_{ss})} \right] \cdot 100 \quad (5)$$

$$\eta_B = \left(\frac{\dot{W}_{ideal}}{\dot{W}_{real}} \right) \cdot 100 = \left[\frac{(h_{ss} - h_e)}{(h_s - h_e)} \right] \cdot 100 \quad (6)$$

Em que:

η_T - Eficiência isentrópica da turbina (%);

η_B - Eficiência isentrópica da bomba (%);

$\dot{W}_{real}$ - Potência real (kW);

$\dot{W}_{ideal}$ - Potência isentrópica (kW);

h_e - Entalpia específica do fluxo de entrada (kJ/kg);

h_s - Entalpia específica do fluxo de saída (kJ/kg);

h_{ss} - Entalpia específica isentrópica de saída do fluxo (kJ/kg).

3.7 Balanço de exergia

A exergia é a propriedade que expressa a máxima capacidade de produção de trabalho teórico de um sistema global (sistema e ambiente) ao atingir o estado morto, ou seja, quando o sistema entra em equilíbrio com o ambiente de referência (MORAN e outros, 2014).

O balanço de exergia é indicado pela equação (7):

$$\frac{dEx_{vc}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W}_{vc} - P_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s - \dot{E}_d \quad (7)$$

Em que:

$\frac{dEx_{vc}}{dt}$ - Taxa da variação de exergia em um instante “t” (kW);

$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}$ - Somatório da taxa de transferência de exergia associada ao calor (kW);

$\dot{W}_{vc}$ - Taxa de transferência de exergia associada ao trabalho (kW);

$P_0 \frac{dV_{vc}}{dt}$ - Taxa de variação do volume do sistema em um instante “t” (kW);

ex_e - Exergia específica de entrada fluxo de massa (kJ/kg);

ex_s - Exergia específica de saída do fluxo de massa (kJ/kg);

$\dot{E}_d$ - Taxa de destruição de exergia (kW).

Para calcular a exergia específica do fluxo, desprezando as parcelas cinética, potencial, e química, deve-se usar a equação (8):

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (8)$$

Na qual:

ex - Exergia específica do fluxo (kJ/kg);

h - Entalpia específica (kJ/kg);

h_0 - Entalpia específica no estado morto, P0 e T0 (kJ/kg);

T_0 - Temperatura no estado morto (K);

s - Entropia específica (kJ/kg.K);

s_0 - Entropia específica no estado morto, P_0 e T_0 (kJ/kg.K).

A taxa de destruição de exergia, ou a irreversibilidade interna do processo, pode ser calculada pela equação (9):

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{\sigma}_{ger} \quad (9)$$

Os ciclos Rankine convencionais recebem exergia sob a forma de calor. Parte dessa exergia é destruída no interior de seus equipamentos, devido às perdas por geração de irreversibilidades. Como também uma parcela do trabalho gerado pela turbina é consumida pela bomba, o trabalho líquido do ciclo e sua quantidade de exergia finais são inferiores ao valor de exergia fornecido inicialmente ao ciclo.

Para a análise do fluxo de exergia em cada componente, deve-se considerar a exergia de entrada ou taxa de insumo ($\dot{F}$), a exergia de saída ou taxa de produto ($\dot{P}$) e as perdas ou taxa de irreversibilidades ($\dot{I}$).

No caso dos compressores e bombas, utiliza-se as equações (10) e (11) para determinar o insumo e o produto, respectivamente:

$$\dot{F} = \dot{W}_{vc} \quad (10)$$

$$\dot{P} = \dot{m}(ex_s - ex_e) \quad (11)$$

Para a turbina, $\dot{F}$ e $\dot{P}$ são dados, respectivamente, pelas equações (12) e (13):

$$\dot{F} = \dot{m}(ex_e - ex_s) \quad (12)$$

$$\dot{P} = \dot{W}_{vc} \quad (13)$$

Por fim, para o ciclo de potência, calcula-se o insumo e o produto pelas seguintes equações (14) e (15):

$$\dot{F} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{entra} \quad (14)$$

$$\dot{P} = \dot{W}_{ciclo} \quad (15)$$

A irreversibilidade, em um volume de controle, é calculada pela diferença entre o insumo e o produto exergético conforme equação (16), a qual é equivalente à equação (9) pelo teorema de Guoy-Stodola:

$$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P} \quad (16)$$

Em que:

$\dot{I}$ - Irreversibilidades (kW);

$\dot{F}$ - Insumo exergético (kW);

$\dot{P}$ - Produto exergético (kW).

A eficiência exergética de um sistema ou equipamento, a partir das definições de insumo e produto, é obtida pela equação (17):

$$\eta_{ex} = \left(\frac{\dot{P}}{\dot{F}}\right) \cdot 100 \quad (17)$$

Em que:

η_{ex} - Eficiência exergética (%).

A eficiência exergética pode variar entre 0 e 1. O processo é considerado reversível quando seu valor equivale à 1.

3.8 Cálculo dos trocadores de calor

Um ciclo Rankine convencional é composto por diversos trocadores de calor como o condensador, o economizador, o evaporador e o superaquecedor. Os últimos três pertencem à caldeira de recuperação de calor.

Vários métodos podem ser aplicados para a modelagem e cálculo de desempenho de todos estes trocadores de calor, dentre eles: o método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura (MLDT) e método da efetividade-NUT.

De acordo com Incropera e outros (2008), o método MLDT é utilizado na análise dos trocadores de calor quando todas as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos são especificadas. Já o método da efetividade-NUT deve ser adotado quando estas informações não são conhecidas.

No método MLDT, a área superficial de transferência de calor dos trocadores é determinada pela equação (18):

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (18)$$

Em que,

$\dot{Q}$ - Taxa total de transferência de calor (kW);

U - Coeficiente global de transferência de calor (kW/m².K);

A - Área superficial de transferência de calor do trocador (m²);

ΔT_{lm} - Média das diferenças de temperaturas entre os fluidos na entrada e saída do trocador de calor (K).

O cálculo do ΔT_{lm} depende do tipo de trocador de calor. Para o trocador de único passe com escoamento paralelo, o termo é encontrado pela equação (19):

$$\Delta T_{lm\ p} = \frac{(T_{qs}-T_{fs})-(T_{qe}-T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{qs}-T_{fs}}{T_{qe}-T_{fe}}\right)} \quad (19)$$

Em que:

$\Delta T_{lm\ p}$ - Média das diferenças de temperaturas para trocador de único passe com escoamento paralelo (K);

T_{qs} - Temperatura de saída do fluido quente no trocador de calor (K);

T_{fs} - Temperatura de saída do fluido frio no trocador de calor (K);

T_{qe} - Temperatura de entrada do fluido quente no trocador de calor (K);

T_{fe} - Temperatura de entrada do fluido frio no trocador de calor (K).

Para o trocador de calor de único passe com escoamento contracorrente, determina-se ΔT_{lm} pela equação (20):

$$\Delta T_{lm\ c} = \frac{(T_{qs}-T_{fe})-(T_{qe}-T_{fs})}{\ln\left(\frac{T_{qs}-T_{fe}}{T_{qe}-T_{fs}}\right)} \quad (20)$$

Na qual:

$\Delta T_{lm\ c}$ - Média das diferenças de temperaturas para trocador de único passe com escoamento contracorrente (K).

Por fim, para trocadores de calor de múltiplos passes aplica-se um fator de correção ao $\Delta T_{lm\ c}$ (21):

$$\Delta T_{lm\ mp} = F(\Delta T_{lm\ c}) \quad (21)$$

Em que,

$\Delta T_{lm\ mp}$ - Média das diferenças de temperaturas para trocador de múltiplos (K);

F - Fator de correção (adimensional).

Determina-se o fator de correção F em função das variáveis α e β , segundo as equações (22) e (23):

$$\alpha = \frac{(T_{fs}-T_{fe})}{(T_{qe}-T_{fe})} \quad (22)$$

$$\beta = \frac{(T_{qe}-T_{qs})}{(T_{fs}-T_{fe})} \quad (23)$$

No método da efetividade-NUT, a área superficial de transferência de calor dos trocadores deve ser calculada pela expressão (24):

$$NUT = \frac{U \times A}{C_{min}} \quad (24)$$

Em que,

U - Coeficiente global de transferência de calor (kW/m².K);

A - Área superficial de transferência de calor do trocador (m²);

C_{min} - Capacidade calorífica mínima (kW/K);

A capacidade calorífica mínima é determinada por (25):

$$C_{min} = (\dot{m} \times C_p)_{min} \quad (25)$$

Em que,

$\dot{m}$ - Vazão mássica mínima do fluido (kg/s);

C_p - Calor específico mínimo do fluido (kJ/kg.K).

A capacidade calorífica máxima deve ser calculada da mesma maneira que a capacidade calorífica mínima.

A fórmula (26) é a razão entre as capacidades caloríficas mínima e máxima:

$$C = \frac{(\dot{m} \times C_p)_{min}}{(\dot{m} \times C_p)_{max}} = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (26)$$

Para determinar a variável NUT, primeiramente é necessário encontrar o fator de efetividade (ε). Neste caso, deve-se usar a equação (27):

$$\dot{Q} = \varepsilon \times C_{min} \times \Delta T_e \quad (27)$$

Em que,

$\dot{Q}$ - Taxa total de transferência de calor (kW);

ΔT_e - Variação de temperatura dos fluidos de entrada (K);

Para cada tipo de trocador de calor, existe uma determinada equação para o cálculo do fator de efetividade. A Tabela 2 mostra estas equações:

Tabela 2 – Fator de efetividade

Tipo de trocador de calor	Fator de efetividade
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT \times (1+C)}}{1 + C}$
Escoamento contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NUT \times (1-C)}}{1 - C e^{-NUT \times (1-C)}}$
Casco e tubos (1 passe no casco; 2, 4, ... passes nos tubos)	$\varepsilon = 2 \times \left[1 + C + \sqrt{(1+C^2)} \times \frac{1 + e^{-NUT \times \sqrt{(1+C^2)}}}{1 - e^{-NUT \times \sqrt{(1+C^2)}}} \right]^{-1}$
Casco e tubos (n passes no casco; 2n, 4n, ... passes nos tubos)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \times C}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \times \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 \times C}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C \right]^{-1}$
Escoamento cruzado, dois fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - e^{\frac{1}{C} \times NUT^{0,22} e^{(-C \times NUT^{0,78}) - 1}}$
Escoamento cruzado, C máx misturado e C min. não misturado	$\varepsilon = \frac{1}{C} \times (1 - e^{-C \times (1 - e^{-NUT})})$
Escoamento cruzado, C min. misturado e C máx. não misturado	$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{1}{C} \times (1 - e^{-C \times NUT})}$

Fonte: Adaptado de Ganapathy (2015)

Para o cálculo da taxa de transferência de calor $\dot{Q}$, pode-se utilizar as equações (28) e (29):

$$\dot{Q} = \dot{m} \times \Delta h \quad (28)$$

Em que,

$\dot{m}$ - Vazão mássica do fluido (kg/s);

Δh - Variação de entalpia específica do fluido (kJ/kg).

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T \quad (29)$$

Na qual,

C_p - Calor específico do fluido (kJ/kg.K);

ΔT - Variação de temperatura do fluido (K).

De acordo com Standards (2012), o coeficiente global de transferência de calor (U) de um condensador pode ser determinado pela expressão (30):

$$U = U_1 \times F_A \times F_M \times F_L \quad (30)$$

Em que,

U_1 - Coeficiente de transferência de calor não corrigido (W/m².K);

F_A - Fator de correção da temperatura da água de entrada (adimensional);

F_M - Fator de correção de bitola e material do tubo (adimensional);

F_L - Fator de limpeza (adimensional).

Os fatores de correção, utilizados no cálculo do coeficiente global de transferência de calor, podem ser encontrados em tabelas e gráficos do livro Standards (2012).

4 METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentadas as etapas necessárias para o desenvolvimento desta pesquisa. Dentre estas etapas estão: a definição das características e composição dos gases provenientes do pré-aquecedor e resfriador de clínquer, a modelagem termodinâmica e econômica do ciclo Rankine convencional, a análise exergética do ciclo e a validação dos modelos.

4.1 Definição das características e composição do calor residual

No processo de produção do clínquer são utilizados dois trocadores de calor principais: o pré-aquecedor ciclônico e o resfriador de clínquer. Os pré-aquecedores ciclônicos, normalmente composto por quatro estágios, são responsáveis por pré-aquecer a matéria prima que entra no forno de clínquer. Essa matéria prima, que é adicionada pela entrada superior do forno, troca calor com os gases quentes de combustão que saem do forno. Este processo acontece internamente no pré-aquecedor ciclônico, de forma que gases de exaustão são liberados para a atmosfera.

No resfriador de clínquer, o material aquecido transfere calor para o ar de resfriamento, diminuindo sua temperatura final. Neste caso, como no pré-aquecedor ciclônico, também há a emissão de ar quente para o ambiente.

O gás de exaustão do pré-aquecedor ciclônico e o ar de saída do resfriador de clínquer apresentam temperaturas elevadas. Por este motivo, estes equipamentos são considerados as grandes fontes de calor residual das indústrias cimenteiras e, seus gases utilizados para a cogeração de eletricidade.

A tabela 3 contém os dados de temperatura e vazão, encontrados na literatura, para os gases de exaustão do pré-aquecedor e ar quente do resfriador de clínquer. Além disso, nela também é indicada a produção de clínquer, em toneladas por dia, para cada uma das fontes bibliográficas utilizadas. A grande maioria das fontes apresentam valores de temperatura maiores para o gás de exaustão do pré-aquecedor do que para o ar quente proveniente do resfriador.

Com o aumento da produção de clínquer, maiores vazões de gás e ar quente são liberadas no ambiente. Esta relação também é observada na tabela 3. Porém, apenas os dados de Sanaye e outros (2020), para a linha de produção de 4.000 toneladas diárias, não seguem este padrão.

Para a modelagem termodinâmica deste trabalho, utilizou-se os dados operacionais de entrada da planta de cimento Apodi (2015). Esta planta está localizada na cidade de Quixeré no estado do Ceará e, apresenta capacidade produtiva de 3.500 toneladas de clínquer por dia.

Tabela 3 – Características do gás e ar de exaustão das principais fontes de calor residual de uma indústria cimenteira

Fonte bibliográfica	Produção, t/dia	Gás de exaustão do pré-aquecedor		Ar quente do resfriador de clínquer	
		Temperatura, °C	Vazão, kg/s	Temperatura, °C	Vazão, kg/s
Karellas e outros (2013)	6.700	380	96,71	360	42,91
Amiri e Mohammadi (2018)	3.300	380	72,46	315	66,45
Wang, Dai e Gao (2009)	5.000	340	126,56	320	86,20
Mohammadi, Ashjarib e Sadreddinia (2018)	3.400	340	86,77	270	70,94
Han e outros (2018)	2.500	-	-	235	43,28
Sanaye e outros (2020)	4.000	317/307	62,00/42,00	290	56,33
	3.000	290	73,33	290	55,72
Ghalandari, Majd e Golestanian (2019)	3.300	320	-	350	-
Apodi (2015)	3.500	310	88,0	440	48,10

Fonte: Elaborado pelo autor

A tabela 4 possui a composição química do gás de exaustão do pré-aquecedor, para algumas fontes bibliográficas. As informações sobre o ar proveniente do resfriador de clínquer não são abordadas na literatura analisada por ser ar atmosférico padrão e, por isso, não estão presentes nesta tabela.

As composições dos gases apresentadas pelos autores são semelhantes. Apenas a concentração de H₂O definida por Ghalandari, Majd e Golestanian (2019), destaca-se entre as demais.

A composição dos gases emitidos pelo pré-aquecedor suspenso e o resfriador de clínquer, no caso da planta Apodi, é detalhada na tabela 5.

Tabela 4 – Composição do gás de exaustão do pré-aquecedor ciclônico

Fonte bibliográfica	Khurana, Banerjee e Gaitonde (2002)	Engin e Ari (2005)	Ghalandari, Majd e Golestanian (2019)	Nami e Anvari-moghaddam (2020)
Composição química	%	% Peso	% Volume	%
N ₂	57,0	70,8	58,1	68,9
CO ₂	38,0	27,4	23,0	22,5
H ₂ O	-	-	15,0	5,8
O ₂	5,0	1,8	3,9	1,1
Ar	-	-	-	1,0
SO ₂	-	-	-	0,7

Fonte: Elaborado pelo autor

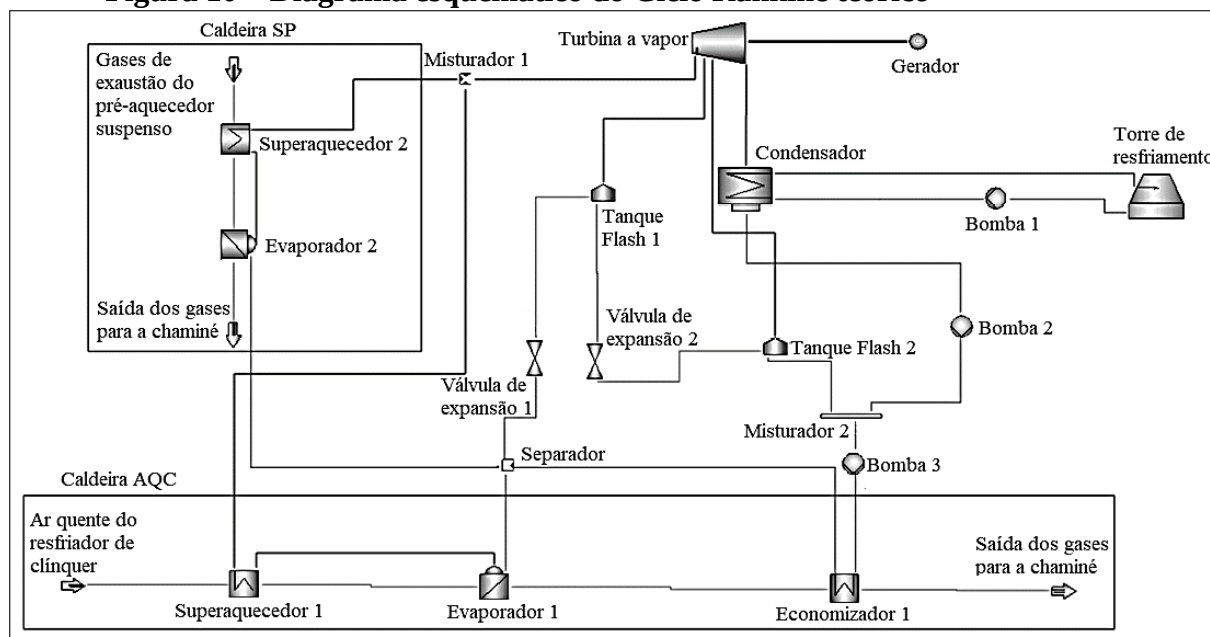
Tabela 5 – Composição dos gases emitidos pela planta Apodi

Gases residuais principais	Composição, %			
	CO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O
Gás de exaustão do pré-aquecedor	26,30	64,58	4,94	4,18
Ar quente do resfriador de clínquer	0,00	79,00	21,00	0,00

Fonte: Elaborado pelo autor

4.2 Definição do ciclo Rankine

Na revisão bibliográfica deste estudo, várias configurações para o ciclo Rankine foram identificadas. O ciclo Rankine convencional teórico de Jesus, Pereira, Gandra (2017) é composto por dois tanques de vapor Flash, duas caldeiras, uma turbina, um condensador, válvulas e bombas. Uma das caldeiras é responsável pela recuperação dos gases de exaustão do Pré-aquecedor Suspenso (Caldeira SP – *Suspension Preheater*) e a outra pela recuperação do ar quente de saída do resfriador de clínquer (Caldeira AQC – *Air Quenching Cooler*). A aplicação de tanques de vapor Flash é importante, neste modelo, para fornecer vapor extra para a turbina. A figura 10 apresenta o esquema de um ciclo Rankine convencional e, a explicação sobre sua operação segue na sequência.

Figura 10 – Diagrama esquemático do Ciclo Rankine teórico

Fonte: Adaptado de Jesus, Pereira, Gandra (2017)

O ciclo Rankine inicia-se quando a água fria é bombeada da bomba 3 para o economizador da caldeira AQC. Dentro deste economizador, a primeira troca térmica acontece entre a água fria de alimentação e o ar quente oriundo do resfriador de clínquer. Após esta etapa, parte da água de saída do economizador é direcionada para o evaporador da caldeira AQC, parte para o evaporador da caldeira SP e parte para o tanque de vapor Flash 1.

O evaporador da caldeira AQC transforma a água líquida de entrada em vapor saturado. Este vapor entra no superaquecedor 1, onde recebe calor e é convertido em vapor superaquecido, com entalpia suficiente para acionar a turbina.

O evaporador da caldeira SP funciona da mesma forma que o evaporador da caldeira AQC. Ele também promove a mudança de fase da água líquida para vapor saturado. O vapor produzido é superaquecido no superaquecedor 2, depois disso é misturado com o vapor superaquecido da caldeira AQC e finalmente, ambos são direcionados para a turbina.

A água conduzida para o tanque de vapor Flash 1 flui por meio da válvula 1, responsável por reduzir sua pressão e gerar uma mistura de vapor e líquido saturado. O tanque 1 envia o vapor da mistura para a turbina e o líquido saturado para outro tanque (tanque de vapor Flash 2). Antes de chegar ao tanque 2, o fluido de trabalho passa pela válvula 2, produzindo novamente a mistura de vapor e líquido saturado. Em seguida, o tanque 2 direciona o vapor para a turbina e o líquido saturado para a bomba 3.

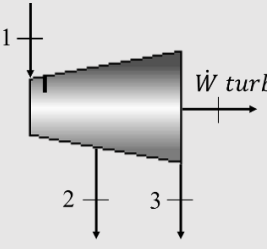
4.3 Modelagem termodinâmica

Os ciclos Rankine convencionais propostos nesta dissertação foram modelados termodinamicamente no software GateCycle. Este software foi desenvolvido pela General Electric (GE) e ele é utilizado para modelagem e avaliação de usinas térmicas.

Para cada um dos equipamentos dos ciclos estudados, balanços de massa, energia, entropia e exergia foram realizados. Assim, as eficiências energéticas e exergéticas, os insumos, os produtos e as irreversibilidades de cada equipamento foram obtidas.

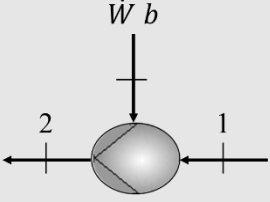
As tabelas 6 a 10 apresentam as equações necessárias para o cálculo de cada um dos componentes dos ciclos. Para a elaboração das equações, considerou-se como premissa que todos os equipamentos operam em regime permanente e que não há transferência de calor entre o sistema e suas vizinhanças.

Tabela 6 – Modelagem da turbina

Ilustração	Equações	
	Balanco de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$ $\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \times y$ $\dot{m}_3 = \dot{m}_1 \times (1 - y)$
	Balanco de energia	$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_1 \times h_1 - (\dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_3 \times h_3)$
	Balanco de entropia	$\dot{\sigma}_{ger} = (\dot{m}_2 \times s_2 + \dot{m}_3 \times s_3) - \dot{m}_1 \times s_1$
	Eficiência isentrópica	$\eta_{Turb\ 1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}}$ $\eta_{Turb\ 2} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}}$
	Insumo	$\dot{F} = \dot{m}_1 \times ex_1 - (\dot{m}_2 \times ex_2 + \dot{m}_3 \times ex_3)$
	Produto	$\dot{P} = \dot{W}_{turb}$
	Eficiência exergética	$\eta_{Ex} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}}$
	Irreversibilidades	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P}$
	Consumo exergético unitário	$k = \frac{1}{\eta_{Ex}}$

Fonte: Elaborado pelo autor

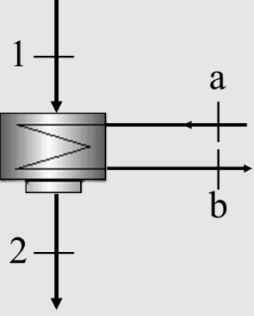
Tabela 7 – Modelagem da bomba

Ilustração	Equações	
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$
	Balanço de energia	$\dot{W}_B = \dot{m}_{12} \times (h_2 - h_1)$
	Balanço de entropia	$\dot{\sigma}_{ger} = \dot{m}_{12} \times (s_2 - s_1)$
	Eficiência isentrópica	$\eta_B = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$
	Insumo	$\dot{F} = \dot{W}_B$
	Produto	$\dot{P} = \dot{m}_{12} \times (ex_2 - ex_1)$
	Eficiência exergética	$\eta_{Ex} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}}$
	Irreversibilidades	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P}$
	Consumo exergético unitário	$k = \frac{1}{\eta_{Ex}}$

Fonte: Elaborado pelo autor

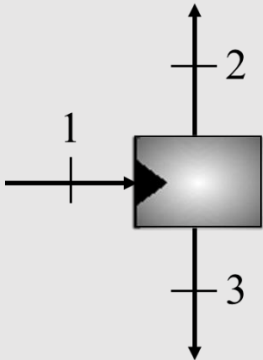
A tabela 8 contém um trocador de calor genérico, que representa os superaquecedores, evaporadores, economizadores e condensador do ciclo.

Tabela 8 – Modelagem dos trocadores de calor

Ilustração	Equações	
	Balanço de massa	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_a = \dot{m}_b = \dot{m}_{ab}$ $(\dot{m}_1 - \dot{m}_2) + (\dot{m}_a - \dot{m}_b) = 0$
	Balanço de energia	$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}_{12} \times (h_1 - h_2) = \dot{m}_{ab} \times (h_b - h_a)$
	Balanço de entropia	$\dot{\sigma}_{ger} = \dot{m}_{12} \times (s_2 - s_1) + \dot{m}_{ab} \times (s_b - s_a) = 0$
	Insumo	$\dot{F} = \dot{m}_{12} \times (ex_1 - ex_2)$
	Produto	$\dot{P} = \dot{m}_{ab} \times (ex_b - ex_a)$
	Eficiência exergética	$\eta_{Ex} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}}$
	Irreversibilidades	$\dot{I} = \dot{F} - \dot{P}$
	Consumo exergético unitário	$k = \frac{1}{\eta_{Ex}}$

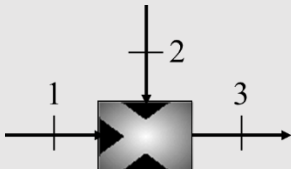
Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 9 – Modelagem do separador

Ilustração	Equações
	Balanço de massa $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3$
	Balanço de energia $\dot{m}_1 \times h_1 = \dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_3 \times h_3$
	Balanço de entropia $\dot{\sigma}_{ger} = (\dot{m}_2 \times s_2 + \dot{m}_3 \times s_3) - \dot{m}_1 \times s_1$
	Insumo $\dot{F} = \dot{m}_1 \times ex_1$
	Produto $\dot{P} = \dot{m}_2 \times ex_2 + \dot{m}_3 \times ex_3$
	Eficiência exergética $\eta_{Ex} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}}$
	Irreversibilidades $\dot{I} = \dot{F} - \dot{P}$
	Consumo exergético unitário $k = \frac{1}{\eta_{Ex}}$

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 10 – Modelagem do misturador

Ilustração	Equações
	Balanço de massa $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3$
	Balanço de energia $\dot{m}_1 \times h_1 + \dot{m}_2 \times h_2 = \dot{m}_3 \times h_3$
	Balanço de entropia $\dot{\sigma}_{ger} = \dot{m}_3 \times s_3 - (\dot{m}_1 \times s_1 + \dot{m}_2 \times s_2)$
	Insumo $\dot{F} = \dot{m}_1 \times ex_1 + \dot{m}_2 \times ex_2$
	Produto $\dot{P} = \dot{m}_3 \times ex_3$
	Eficiência exergética $\eta_{Ex} = \frac{\dot{P}}{\dot{F}}$
	Irreversibilidades $\dot{I} = \dot{F} - \dot{P}$
	Consumo exergético unitário $k = \frac{1}{\eta_{Ex}}$

Fonte: Elaborado pelo autor

O ciclo Rankine convencional é composto por duas caldeiras, SP e AQC. Cada uma delas é responsável por recuperar um dos gases emitidos durante o processo de produção do cimento. A caldeira SP utiliza os gases de exaustão do pré-aquecedor e é composta por um evaporador e um superaquecedor. Já a caldeira AQC recupera o ar quente proveniente do resfriador de clínquer e apresenta um economizador, um evaporador e um superaquecedor. As

configurações iniciais de todos estes trocadores de calor, de ambas as caldeiras, estão contidas na tabela 11.

Conforme a tabela 11, o parâmetro comum entre todos os trocadores de calor estudados é o coeficiente global de transferência de calor. Além desse parâmetro, ainda se considera para os evaporadores seu Pinch Point e a fração de perda de energia. Nos superaquecedores, é importante também o número de passes do trocador e a máxima temperatura do vapor. E por fim, no economizador, parâmetros como número de passes do trocador de calor e a fração de perda de energia também são utilizados.

Os coeficientes globais de transferência de calor utilizados para cada tipo de trocador de calor foram definidos de acordo com Ulrich e Vasudevan(2004).

Tabela 11 – Configuração inicial dos trocadores de calor das caldeiras

Trocador de calor	Parâmetros	Valores
Evaporador 1 – AQC	Pinch Point, °C	10,00
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m ² K	0,0397
	Perda de energia, %	1
Evaporador 2 – SP	Pinch point, °C	10,00
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m ² K	0,0397
	Perda de energia, %	1,0
Superaquecedor 1 – AQC	Temperatura de saída do vapor, °C	436,89
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m ² K	0,0227
	Número de passes do trocador de calor	10
	Máxima temperatura do vapor, °C	593,48
Superaquecedor 2 – SP	Temperatura de saída do vapor, °C	297,63
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m ² K	0,0227
	Número de passes do trocador de calor	10
	Máxima temperatura do vapor, °C	593,48
Superaquecedor 3 – AQC	Eficiência desejada, %	80,00
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m ² K	0,0227
	Número de passes do trocador de calor	10
	Máxima temperatura do vapor, °C	593,48
Economizador 1 – AQC	Efetividade, %	12,12
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m ² K	0,0397
	Número de passes do trocador de calor	10
	Perda de energia, %	1,0

Economizador 2 – AQC	Temperatura de saída da água, °C	178,5
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m²K	0,0397
	Número de passes do trocador de calor	10
	Perda de energia, %	1,0
Economizador 3 – SP	Ponto de aproximação, °C	0,75
	Coeficiente global de transferência de calor, kW/m²K	0,0397
	Número de passes do trocador de calor	10
	Perda de energia, %	1,0

Fonte: Elaborado pelo autor

A tabela 12 apresenta a configuração dos demais componentes do ciclo Rankine convencional, dentre eles as bombas, a turbina, o gerador, a torre de resfriamento e o condensador. Para as bombas deve-se considerar suas eficiências isentrópicas, vazões, alturas e rotações nominais. Os principais parâmetros da turbina são suas pressões e eficiência isentrópica. E para o condensador, o coeficiente global de transferência de calor e as pressões mínima e máxima foram consideradas.

Tabela 12 – Configuração inicial dos equipamentos do ciclo Rankine

Equipamento	Parâmetros	Valores
Bombas 1, 2 e 3	Eficiência isentrópica, %	85,0
	Vazão nominal, kg/s	115,29
	Altura nominal, m	1066,81
	Rotação nominal, rpm	3600
Turbina	Rotação, rpm	3600
	Eficiência isentrópica	80,0
	Queda de pressão na admissão	0,02
	Pressão de saída, kPa	13,79
	Máxima temperatura de entrada, °C	565,56
Gerador	Rotação, rpm	3600
	Taxa de geração, kVa	50.000
	Pressão do líquido de arrefecimento, kPa	515,04
	Eficiência global, %	98,5
	Fator de potência, %	85,0
Torre de resfriamento	Número de ventiladores	3

Condensador	Pressão da água de Makeup, kPa	103,42
	Temperatura de Makeup, °C	15,56
	Pressão de saída, kPa	13,79
	Temperatura da água resfriada, °C	11,11
	Coeficiente global de transferência de calor, kJ/sm²K	0,7093
	Número de passes	2
	Pressão mínima permitida, kPa	1,72
	Pressão máxima permitida, kPa	172,37

Fonte: Elaborado pelo autor

4.4 Modelagem econômica

Para a modelagem econômica do ciclo Rankine convencional, determinou-se o custo específico da energia elétrica gerada pela planta de cogeração. Conforme Ulrich e Vasudevan (2004), este custo específico depende dos custos de investimento, operação e manutenção. O custo específico de geração foi calculado neste estudo por meio da equação 31.

$$C_g = \left(\frac{C_{inv}}{\dot{W}_{ciclo}} \right) \times \left(\frac{FA}{HO} \right) + C_{O\&M} \quad (31)$$

Em que,

C_g - Custo específico para geração de energia elétrica (R\$/kWh);

C_{inv} - Custo total de investimento (R\$);

$\dot{W}_{ciclo}$ - Potência líquida gerada pelo ciclo Rankine convencional (kW);

FA - Fator de amortização (ano⁻¹);

HO - Número de horas de operação por ano (h/ano);

$C_{O\&M}$ - Custo específico de operação e manutenção do ciclo (R\$/kWh).

O fator de amortização é dado pela equação 32:

$$FA = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (32)$$

No qual,

i - Taxa de juros (%);

n - Vida útil da planta de cogeração (anos).

O custo total de investimento é calculado pela equação 33:

$$C_{inv} = CE_{2020} \times 1,534 \quad (33)$$

Em que,

CE_{2020} - Custo estimado no ano de 2020;

O custo estimado no ano de 2020 é dado por:

$$CE_{2020} = CE_{1998} \times \left(\frac{IC_{1998}}{IC_{2020}} \right) \times TC \quad (34)$$

No qual,

CE_{1998} - Custo no ano de 1998, segundo LOH (2002);

IC_{1998} - Índice de custo para o ano de 1998, 142 conforme BOE (2021);

IC_{2016} - Índice de custo para o ano de 2020, 100 conforme BOE (2021);

TC - Taxa de conversão dólar para real, 5,30 R\$/US\$ de acordo com BCB (2022).

A tabela 13 apresenta os principais dados necessários para a modelagem econômica do ciclo novo. O custo específico de operação e manutenção utilizado na modelagem foi estipulado de acordo Elson, Tidball e Hampson (2015). Já a constante de custos para transporte e instalação foi definida conforme Barbosa Júnior (2017).

Tabela 13 – Dados utilizados na modelagem econômica

Dados	Valores
Custo específico de operação e manutenção, R\$/kWh	0,072
Vida útil, anos	20
Número de horas de operação, h/ano	8.030
Taxa de juros conforme o Banco Nacional do Desenvolvimento , % a.a	7,0
Constante de custos para transporte, instalação e equipamentos auxiliares	1,534

Fonte: Elaborado pelo autor

Para determinar o tempo de retorno de investimento (*payback*) de uma planta de cogeração, deve-se calcular o indicador de fluxo de caixa.

A implantação de um sistema de cogeração, em uma indústria cimenteira, é capaz de diminuir a dependência da empresa de concessionárias, uma vez que, há uma redução na aquisição de energia elétrica. O fluxo de caixa é o indicador responsável por medir esta economia financeira da empresa após a implantação do sistema. Ele é calculado pela multiplicação da potência líquida gerada pelo ciclo Rankine convencional, pelo número de horas de operação e pela tarifa média de fornecimento de energia elétrica.

A equação 35 mostra como determinar o fluxo de caixa:

$$FC_n = \dot{W}_{ciclo} \times HO \times TEE \quad (35)$$

Em que,

FC_n - Fluxos de caixa líquido no período “n” (R\$);

$\dot{W}_{ciclo}$ - Potência líquida gerada pelo ciclo Rankine convencional (kW);

HO - Número de horas de operação por ano (h/ano);

TEE - Tarifa média de fornecimento de energia elétrica pela concessionária (R\$/kWh).

Para o cálculo do tempo de retorno, usa-se a expressão 36:

$$TR = \frac{C_{inv}}{FC_n} \quad (36)$$

No qual,

TR - Tempo de retorno ou *payback* (anos);

C_{inv} - Custo total de investimento (R\$);

FC_n - Fluxos de caixa líquido no período “n” (R\$).

4.5 Definição do novo ciclo real

Após a modelagem e simulação do ciclo real com a configuração inicial, verificou-se a influência dos principais parâmetros de cada equipamento no desempenho final do ciclo. Os parâmetros analisados foram: a pressão de saída do condensador, a eficiência do economizador

1, a temperatura de saída da água do economizador 2, os pontos de aproximação dos economizadores 3 e 4, o Pinch point dos evaporadores 1 e 2, a temperatura de saída do vapor dos superaquecedores 1 e 2, e a eficiência do superaquecedor 3.

Para a definição do novo ciclo, diversas simulações foram realizadas, modificando o parâmetro principal de um único equipamento do ciclo. Em cada simulação, obteve-se a potência e o custo específico de geração do ciclo. Com essas simulações, definiu-se os melhores resultados para cada equipamento e, a partir da combinação destes novos parâmetros, modelou-se o novo ciclo real.

4.6 Análise exergética

Para a análise exergética do ciclo real ótimo, calculou-se as exergias específicas de cada fluxo (água e vapor). Essas exergias foram encontradas utilizando os valores de temperatura, entalpia, entropia e qualidade obtidos na simulação do ciclo real ótimo no software GateCycle. No caso dos fluxos de calor residual recuperado, as exergias específicas foram determinadas conforme Lozano e Valero (1986), uma vez que, essas exergias dependem da composição química da mistura.

A partir das exergias específicas de cada fluxo, foi possível determinar os insumos, produtos e irreversibilidades de cada componente do ciclo. Com a estrutura física, os insumos e produtos definidos, desenvolveu-se a estrutura produtiva do sistema. A teoria utilizada neste trabalho foi a Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) – Modelo E.

As equações utilizadas para definir os insumos ($\dot{F}$) e produtos ($\dot{P}$) de cada componente do ciclo são exibidas na Tabela 14. Cada tipo de equipamento foi modelado de uma maneira específica, conforme a seção 4.3 deste estudo.

No caso dos superaquecedores, evaporadores, economizadores e condensador do ciclo, utilizou-se as equações de insumo e produto de um trocar de calor genérico. Para o desuperaquecedor (DSH), considerou-se o modelo de um misturador.

A Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) – Modelo E, soluciona a questão da dissipação, unindo os componentes dissipativos, como o condensador, a outros equipamentos do sistema. Por isso, neste estudo, a turbina, o condensador e a torre de resfriamento foram unidos em uma única unidade produtiva.

A estrutura produtiva do sistema, elaborada a partir da Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) – Modelo E, apresenta 55 fluxos no total, conforme a Figura 12.

Essa estrutura produtiva indica quais são os produtos e insumos de cada equipamento do ciclo e, as bifurcações e junções necessárias para a composição correta do sistema.

Os produtos e insumos exergéticos da tabela 24 foram definidos considerando que fluxos de qualidades termodinâmicas diferentes não podem constituir um mesmo produto ou insumo. Portanto, o produto ou insumo de uma dada unidade produtiva não pode apresentar, em conjunto, fluxos de trabalho, vapor de água e água líquida. Os produtos e insumos exergéticos da maioria dos equipamentos do ciclo elaborado são compostos por fluxos de vapor de água e água líquida. Apenas quatro fluxos de trabalho, provenientes do gerador e das bombas 2 e 3, foram estabelecidos na estrutura produtiva desenvolvida. Os insumos do gerador, bomba 2 e bomba 3 (46, 48 e 49, respectivamente) e o produto do gerador (47) são os fluxos da estrutura produtiva que dependem de fluxos de trabalho.

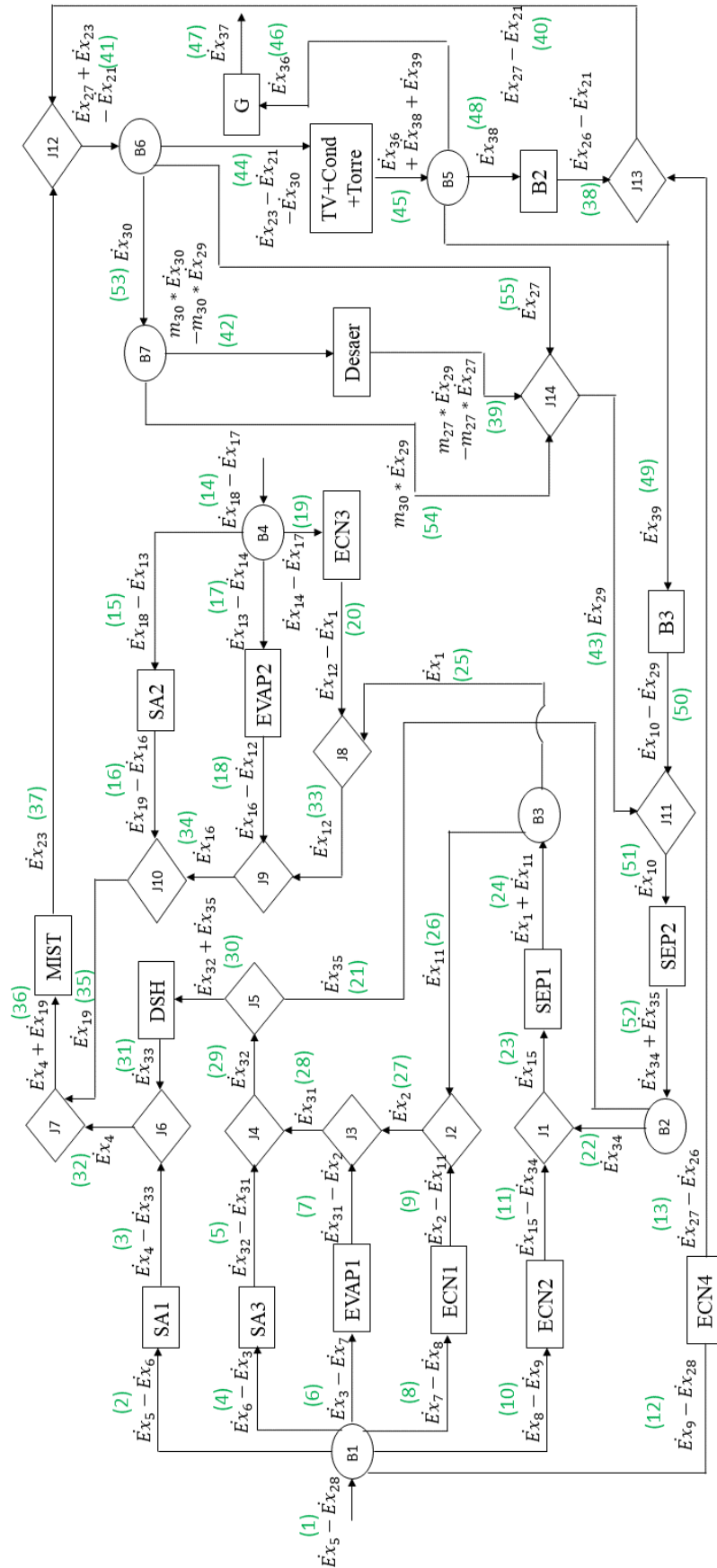
Tabela 14 – Definição F-P para cada um dos componentes do sistema

Unidade produtiva	Insumo ($\dot{F}$)	Produto ($\dot{P}$)
SA1 (AQC)	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_{33}$
DSH (AQC)	$\dot{E}x_{32} + \dot{E}x_{35}$	$\dot{E}x_{33}$
SA3 (AQC)	$\dot{E}x_6 - \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31}$
EVAP1 (AQC)	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_7$	$\dot{E}x_{31} - \dot{E}x_2$
ECON1 (AQC)	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_{11}$
ECON2 (AQC)	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{34}$
SA2 (SP)	$\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{13}$	$\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{16}$
EVAP2 (SP)	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$	$\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{12}$
ECON3 (SP)	$\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{17}$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_1$
Gerador	$\dot{E}x_{36}$	$\dot{E}x_{37}$
Turbina+Condensador+Torre	$\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{30}$	$\dot{E}x_{36} + \dot{E}x_{38} + \dot{E}x_{39}$
Bomba 2	$\dot{E}x_{38}$	$\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{21}$
ECON4	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{28}$	$\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26}$
Desaerador	$\dot{m}_{30} * ex_{30} - \dot{m}_{30} * ex_{29}$	$\dot{m}_{27} * ex_{29} - \dot{m}_{27} * ex_{27}$
Bomba 3	$\dot{E}x_{39}$	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{29}$
Separador1	$\dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_1 + \dot{E}x_{11}$
Separador2	$\dot{E}x_{10}$	$\dot{E}x_{34} + \dot{E}x_{35}$
Misturador	$\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{19}$	$\dot{E}x_{23}$

Unidade produtiva	Insumo ($\dot{F}$)	Produto ($\dot{P}$)
Ciclo	$\dot{E}x_5 + \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{17}$	$\dot{E}x_{37}$

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 12 – Estrutura produtiva



Fonte: Elaborado pelo autor

As equações desenvolvidas para o cálculo dos custos exergéticos unitários (k_{ep}^*) são apresentadas nas tabelas 15 e 16. Quatro tipos de equações foram necessários para este cálculo, dentre eles as equações dos componentes, entradas, junções e bifurcações.

Para as equações dos componentes, considerou-se a relação entre os fluxos de entrada e saída de cada equipamento. Assim, a equação genérica usada para os componentes foi $k_{saída}^* - k_{entrada}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{entrada}}{\dot{Ex}_{saída}} \right) = 0$.

Já as junções dependem do número total de entradas que constituem a nova saída. Por isso, utilizou-se a equação $k_{saída}^* = k_{entrada1}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{entrada1}}{\dot{Ex}_{saída}} \right) + k_{entrada2}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{entrada2}}{\dot{Ex}_{saída}} \right)$.

Tabela 15 – Equações dos componentes e junções

Componentes		Junções	
Superaquecedor 1	$k_3^* - k_2^* \left(\frac{\dot{Ex}_2}{\dot{Ex}_3} \right) = 0$	J1	$k_{23}^* = k_{11}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{11}}{\dot{Ex}_{23}} \right) + k_{22}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{22}}{\dot{Ex}_{23}} \right)$
Superaquecedor 3	$k_5^* - k_4^* \left(\frac{\dot{Ex}_4}{\dot{Ex}_5} \right) = 0$	J2	$k_{27}^* = k_9^* \left(\frac{\dot{Ex}_9}{\dot{Ex}_{27}} \right) + k_{26}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{26}}{\dot{Ex}_{27}} \right)$
Evaporador 1	$k_7^* - k_6^* \left(\frac{\dot{Ex}_6}{\dot{Ex}_7} \right) = 0$	J3	$k_{28}^* = k_7^* \left(\frac{\dot{Ex}_7}{\dot{Ex}_{28}} \right) + k_{27}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{27}}{\dot{Ex}_{28}} \right)$
Economizador 1	$k_9^* - k_8^* \left(\frac{\dot{Ex}_8}{\dot{Ex}_9} \right) = 0$	J4	$k_{29}^* = k_5^* \left(\frac{\dot{Ex}_5}{\dot{Ex}_{29}} \right) + k_{28}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{28}}{\dot{Ex}_{29}} \right)$
Economizador 2	$k_{11}^* - k_{10}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{10}}{\dot{Ex}_{11}} \right) = 0$	J5	$k_{30}^* = k_{21}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{21}}{\dot{Ex}_{30}} \right) + k_{29}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{29}}{\dot{Ex}_{30}} \right)$
Economizador 4	$k_{13}^* - k_{12}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{12}}{\dot{Ex}_{13}} \right) = 0$	J6	$k_{32}^* = k_3^* \left(\frac{\dot{Ex}_3}{\dot{Ex}_{32}} \right) + k_{31}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{31}}{\dot{Ex}_{32}} \right)$
Misturador	$k_{37}^* - k_{36}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{36}}{\dot{Ex}_{37}} \right) = 0$	J7	$k_{36}^* = k_{32}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{32}}{\dot{Ex}_{36}} \right) + k_{35}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{35}}{\dot{Ex}_{36}} \right)$
DSH	$k_{31}^* - k_{30}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{30}}{\dot{Ex}_{31}} \right) = 0$	J8	$k_{33}^* = k_{20}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{20}}{\dot{Ex}_{33}} \right) + k_{25}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{25}}{\dot{Ex}_{33}} \right)$
Separador 1	$k_{24}^* - k_{23}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{23}}{\dot{Ex}_{24}} \right) = 0$	J9	$k_{34}^* = k_{18}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{18}}{\dot{Ex}_{34}} \right) + k_{33}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{33}}{\dot{Ex}_{34}} \right)$
Separador 2	$k_{52}^* - k_{51}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{51}}{\dot{Ex}_{52}} \right) = 0$	J10	$k_{35}^* = k_{16}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{16}}{\dot{Ex}_{35}} \right) + k_{34}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{34}}{\dot{Ex}_{35}} \right)$
Superaquecedor 2	$k_{16}^* - k_{15}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{15}}{\dot{Ex}_{16}} \right) = 0$	J11	$k_{51}^* = k_{43}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{43}}{\dot{Ex}_{51}} \right) + k_{50}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{50}}{\dot{Ex}_{51}} \right)$
Evaporador 2	$k_{18}^* - k_{17}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{17}}{\dot{Ex}_{18}} \right) = 0$	J12	$k_{41}^* = k_{37}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{37}}{\dot{Ex}_{41}} \right) + k_{40}^* \left(\frac{\dot{Ex}_{40}}{\dot{Ex}_{41}} \right)$

Economizador 3	$k_{20}^* - k_{19}^* \left(\frac{\dot{E}x_{19}}{\dot{E}x_{20}} \right) = 0$	J13	$k_{40}^* = k_{13}^* \left(\frac{\dot{E}x_{13}}{\dot{E}x_{40}} \right) + k_{38}^* \left(\frac{\dot{E}x_{38}}{\dot{E}x_{40}} \right)$
Bomba 3	$k_{50}^* - k_{49}^* \left(\frac{\dot{E}x_{49}}{\dot{E}x_{50}} \right) = 0$	J14	$k_{43}^* = k_{39}^* \left(\frac{\dot{E}x_{39}}{\dot{E}x_{43}} \right) + k_{54}^* \left(\frac{\dot{E}x_{54}}{\dot{E}x_{43}} \right) + k_{55}^* \left(\frac{\dot{E}x_{55}}{\dot{E}x_{43}} \right)$
Gerador	$k_{47}^* - k_{46}^* \left(\frac{\dot{E}x_{46}}{\dot{E}x_{47}} \right) = 0$		
Turbina+Condensador+Torre	$k_{45}^* - k_{44}^* \left(\frac{\dot{E}x_{44}}{\dot{E}x_{45}} \right) = 0$		
Bomba 2	$k_{38}^* - k_{48}^* \left(\frac{\dot{E}x_{48}}{\dot{E}x_{38}} \right) = 0$		
Desaerador	$k_{39}^* - k_{42}^* \left(\frac{\dot{E}x_{42}}{\dot{E}x_{39}} \right) = 0$		

Fonte: Elaborado pelo autor

Para as bifurcações, deve-se estipular uma equação para cada saída. Essa equação relaciona uma destas saídas com a entrada da bifurcação. A equação genérica elaborada para este caso é $k_{saída}^* = k_{entrada}^*$.

Por fim, cada fluxo de entrada da estrutura produtiva do sistema apresenta uma equação própria. Para todas as entradas, o custo exergético ($Ex_{ep,i}^*$) é igual à exergia ($\dot{E}x_{ep,i}$) e, por isso, $k_{fluxo\ de\ entrada}^* = 1$

Tabela 16 – Equações das bifurcações e entradas

Bifurcações		Entradas
B1	$k_1^* = k_2^*, k_1^* = k_4^*, k_1^* = k_6^*, k_1^* = k_8^*, k_1^* = k_{10}^*, k_1^* = k_{12}^*$	$k_1^* = 1$
B2	$k_{52}^* = k_{22}^*, k_{52}^* = k_{21}^*$	$k_{14}^* = 1$
B3	$k_{24}^* = k_{25}^*, k_{24}^* = k_{26}^*$	
B4	$k_{14}^* = k_{15}^*, k_{14}^* = k_{17}^*, k_{14}^* = k_{19}^*$	
B5	$k_{45}^* = k_{46}^*, k_{45}^* = k_{48}^*, k_{45}^* = k_{49}^*$	
B6	$k_{41}^* = k_{44}^*, k_{41}^* = k_{53}^*, k_{41}^* = k_{55}^*$	
B7	$k_{53}^* = k_{42}^*, k_{53}^* = k_{54}^*$	

Fonte: Elaborado pelo autor

Os fluxos da estrutura produtiva dependem das exergias específicas e vazões mássicas dos fluxos da estrutura física. Por isso, uma troca de variáveis foi realizada conforme a tabela 17. Para cada fluxo, determinou-se a taxa de exergia da estrutura produtiva.

Tabela 17 – Troca de variáveis para a estrutura produtiva

Fluxo da Estrutura Produtiva	Equação de exergia	Fluxo da Estrutura Produtiva	Equação de exergia
1	$\dot{E}x_{ep1} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{28}$	29	$\dot{E}x_{ep29} = \dot{E}x_{32}$
2	$\dot{E}x_{ep2} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	30	$\dot{E}x_{ep30} = \dot{E}x_{32} + \dot{E}x_{35}$
3	$\dot{E}x_{ep3} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_{33}$	31	$\dot{E}x_{ep31} = \dot{E}x_{33}$
4	$\dot{E}x_{ep4} = \dot{E}x_6 - \dot{E}x_3$	32	$\dot{E}x_{ep32} = \dot{E}x_4$
5	$\dot{E}x_{ep5} = \dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31}$	33	$\dot{E}x_{ep33} = \dot{E}x_{12}$
6	$\dot{E}x_{ep6} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_7$	34	$\dot{E}x_{ep34} = \dot{E}x_{16}$
7	$\dot{E}x_{ep7} = \dot{E}x_{31} - \dot{E}x_2$	35	$\dot{E}x_{ep35} = \dot{E}x_{19}$
8	$\dot{E}x_{ep8} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8$	36	$\dot{E}x_{ep36} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{19}$
9	$\dot{E}x_{ep9} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{11}$	37	$\dot{E}x_{ep37} = \dot{E}x_{23}$
10	$\dot{E}x_{ep10} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	38	$\dot{E}x_{ep38} = \dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{21}$
11	$\dot{E}x_{ep11} = \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{34}$	39	$\dot{E}x_{ep39} = \dot{m}_{27} * ex_{29} - \dot{m}_{27} * ex_{27}$
12	$\dot{E}x_{ep12} = \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{28}$	40	$\dot{E}x_{ep40} = \dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{21}$
13	$\dot{E}x_{ep13} = \dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26}$	41	$\dot{E}x_{ep41} = \dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{21}$
14	$\dot{E}x_{ep14} = \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}$	42	$\dot{E}x_{ep42} = \dot{m}_{30} * ex_{30} - \dot{m}_{30} * ex_{29}$
15	$\dot{E}x_{ep15} = \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{13}$	43	$\dot{E}x_{ep43} = \dot{E}x_{29}$
16	$\dot{E}x_{ep16} = \dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{16}$	44	$\dot{E}x_{ep44} = \dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{30}$
17	$\dot{E}x_{ep17} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$	45	$\dot{E}x_{ep45} = \dot{E}x_{36} + \dot{E}x_{38} + \dot{E}x_{39}$
18	$\dot{E}x_{ep18} = \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{12}$	46	$\dot{E}x_{ep46} = \dot{E}x_{36}$
19	$\dot{E}x_{ep19} = \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{17}$	47	$\dot{E}x_{ep47} = \dot{E}x_{37}$
20	$\dot{E}x_{ep20} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_1$	48	$\dot{E}x_{ep48} = \dot{E}x_{38}$
21	$\dot{E}x_{ep21} = \dot{E}x_{35}$	49	$\dot{E}x_{ep49} = \dot{E}x_{39}$
22	$\dot{E}x_{ep22} = \dot{E}x_{34}$	50	$\dot{E}x_{ep50} = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{29}$
23	$\dot{E}x_{ep23} = \dot{E}x_{15}$	51	$\dot{E}x_{ep51} = \dot{E}x_{10}$
24	$\dot{E}x_{ep24} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{11}$	52	$\dot{E}x_{ep52} = \dot{E}x_{34} + \dot{E}x_{35}$
25	$\dot{E}x_{ep25} = \dot{E}x_1$	53	$\dot{E}x_{ep53} = \dot{E}x_{30}$
26	$\dot{E}x_{ep26} = \dot{E}x_{11}$	54	$\dot{E}x_{ep54} = \dot{m}_{30} * ex_{29}$
27	$\dot{E}x_{ep27} = \dot{E}x_2$	55	$\dot{E}x_{ep55} = \dot{E}x_{27}$
28	$\dot{E}x_{ep28} = \dot{E}x_{31}$		

Fonte: Elaborado pelo autor

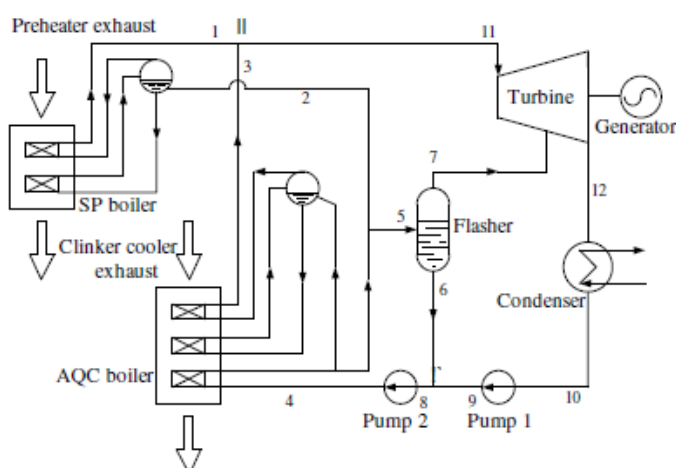
Após determinar todos os dados de entrada, a análise exergética do novo ciclo real foi realizada no software EES.

4.7 Validação dos modelos de ciclo Rankine teórico e real

Para a validação dos ciclos Rankine teórico e real, selecionaram-se dois modelos da literatura com configurações similares a eles. Os modelos utilizados foram: o ciclo de vapor Flash de Wang, Dai e Gao (2009) e o ciclo de vapor-água de Karellas e outros (2013). Os resultados de ambos estes ciclos foram comparados com os obtidos nesta dissertação, a fim de verificar se os modelos propostos na seção 4.2 realmente apresentaram soluções coerentes.

O ciclo de vapor Flash de Wang, Dai e Gao (2009) assemelha-se ao modelo teórico. A figura 13 mostra este ciclo e a tabela 18 contém as configurações usadas pelos autores para a sua simulação.

Figura 13 – Diagrama do ciclo de vapor Flash



Fonte: Adaptado de Wang, Dai e Gao (2009)

O ciclo de vapor Flash proposto por Wang, Dai e Gao (2009), inicia-se quando o fluido de trabalho é bombeado para a caldeira AQC, pela bomba 2. Este fluido é inicialmente pré-aquecido e separado em três partes. A sua primeira parte é vaporizada e superaquecida na própria caldeira AQC. Já a sua segunda parte é enviada para a caldeira SP, onde também é vaporizada e superaquecida. Os dois fluxos de vapor superaquecido, provenientes das duas caldeiras, são misturados e direcionados à turbina. Na turbina, o vapor é expandido de forma a produzir trabalho mecânico.

A terceira parte do fluido de trabalho pré-aquecido é enviado ao tanque Flash. Este tanque é responsável por expandir e separar o fluido em vapor e água saturada. O vapor

saturado do tanque Flash é enviado para turbina, para auxiliar na geração de trabalho. O vapor de saída da turbina é condensado pelo condensador e misturado com a água saturada derivada do tanque Flash. Neste momento, o fluido de trabalho é novamente água saturada e está pronto para ser direcionado à caldeira AQC, recomeçando o ciclo.

Tabela 18 – Dados de entrada utilizados por Wang, Dai e Gao (2009)

Dados	Valores
Temperatura do gás de exaustão do pré-aquecedor, °C	340
Temperatura do ar quente do resfriador de clínquer, °C	320
Vazão mássica do gás de exaustão do pré-aquecedor, kg/s	126,56
Vazão mássica do ar quente do resfriador de clínquer, kg/s	86,20
Eficiência isentrópica da turbina, %	85
Eficiência isentrópica da bomba, %	70
Pinch Point, °C	10,0
Ponto de aproximação, °C	5,0

Fonte: Adaptado de Wang, Dai e Gao (2009)

A tabela 19 resume os resultados obtidos por Wang, Dai e Gao (2009).

Tabela 19 – Resultados obtidos por Wang, Dai e Gao (2009)

Dados	Valores
Potência líquida, MW	10,26
Eficiência térmica, %	25,7
Eficiência exergética, %	42,1

Fonte: Adaptado de Wang, Dai e Gao (2009)

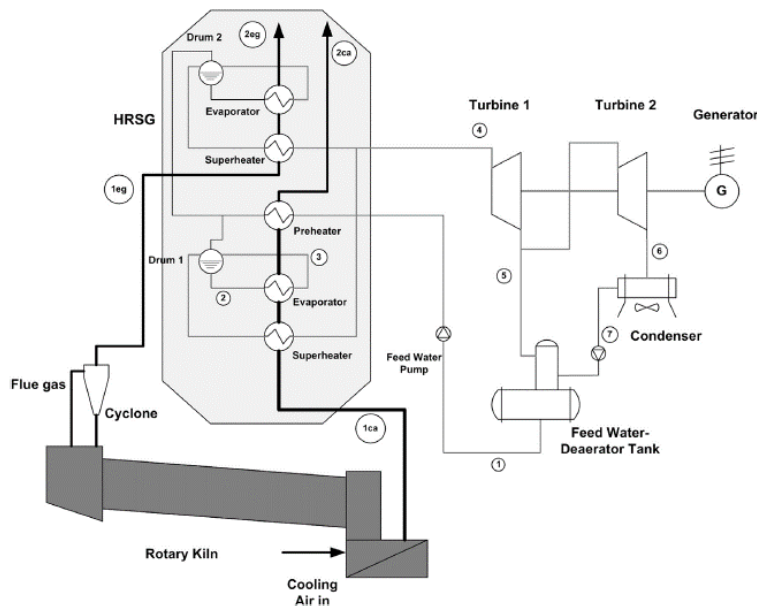
O ciclo de vapor-água de Karellas e outros (2013) apresenta condições semelhantes ao modelo real deste trabalho. A figura 14 expõe este ciclo e, a tabela 20 possui os dados de entrada que os autores utilizaram na sua simulação.

No sistema de Karellas e outros (2013), o vapor de saída do segundo estágio turbina é condensado no condensador e depois bombeado para o desaerador. Simultaneamente, parte do vapor é também extraído do primeiro estágio da turbina, para ser usado no processo de desareação. O fluido de trabalho obtido por este processo, é bombeado, pela bomba de alimentação, para o pré-aquecedor da caldeira AQC. A partir desse ponto, o fluido pré-aquecido

é separado em dois fluxos. O primeiro fluxo é evaporado e superaquecido na caldeira AQC. O outro fluxo segue o mesmo processo, porém na caldeira SP. Finalmente, ambos os fluxos de vapor superaquecido são misturados e retornados à turbina, reiniciando o processo.

A tabela 21 apresenta os resultados que Karellas e outros (2013) alcançaram.

Figura 14 – Diagrama de vapor-água



Fonte: Adaptado de Karellas e outros (2013)

Tabela 20 – Dados de entrada utilizados por Karellas e outros (2013)

Dados	Valores
Temperatura do gás de exaustão do pré-aquecedor, °C	380
Temperatura do ar quente do resfriador de clínquer, °C	360
Vazão mássica do gás de exaustão do pré-aquecedor, kg/s	96,71
Vazão mássica do ar quente do resfriador de clínquer, kg/s	42,91
Eficiência isentrópica da turbina, %	85
Eficiência isentrópica da bomba, %	70

Fonte: Adaptado de Karellas e outros (2013)

Tabela 21 – Resultados obtidos por Karellas e outros (2013)

Dados	Valores
Potência líquida, MW	6,26
Eficiência térmica, %	23,58
Eficiência exergética, %	32,56

Fonte: Adaptado de Karellas e outros (2013)

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados e discussões encontrados no desenvolvimento deste trabalho são apresentados neste capítulo da seguinte forma: Primeiramente, os principais resultados obtidos para os ciclos Rankine teórico e real são expostos. A fim de diminuir o custo de geração do ciclo real, uma análise de desempenho é apresentada para diferentes parâmetros e valores. Com a definição do novo ciclo real, o modelo é comparado com um ciclo similar da literatura e um estudo de viabilidade da planta de cogeração é elaborado. Ainda para o novo ciclo, apresenta-se o diagrama de Grassman e uma análise exergética completa.

5.1 Ciclos Rankine teórico e real

Conforme exposto anteriormente, os ciclos Rankine convencionais teórico e real foram modelados termodinamicamente, considerando os dados operacionais de entrada da fábrica de cimento Apodi de Fortaleza.

Os principais resultados obtidos, após a simulação dos ciclos no software GateCycle, foram a potência líquida e o custo de investimento de cada um dos ciclos.

O ciclo Rankine teórico foi capaz de gerar 5,43 MW de eletricidade, a partir da recuperação do calor residual do pré-aquecedor ciclônico e do resfriador de clínquer. Isto corresponde a 18 % da demanda total de energia da planta Apodi.

Já o ciclo Rankine real produziu 6,02 MW de potência, o que representa 20 % da demanda. A tabela 22 evidencia os resultados da simulação do ciclo real. A fim de melhorar o desempenho do ciclo real com o menor custo de investimento possível, ou seja, obter-se o menor custo de geração de energia elétrica, os principais parâmetros de cada um dos equipamentos do ciclo foram variados considerando seus limites de configuração.

Tabela 22 – Resultados do ciclo real da planta Apodi

Potência, MW	Custo de investimento, R\$	Custo de geração, R\$/MWh
6,02	42,9 milhões	155,69

Fonte: Elaborado pelo autor

5.2 Novo ciclo real

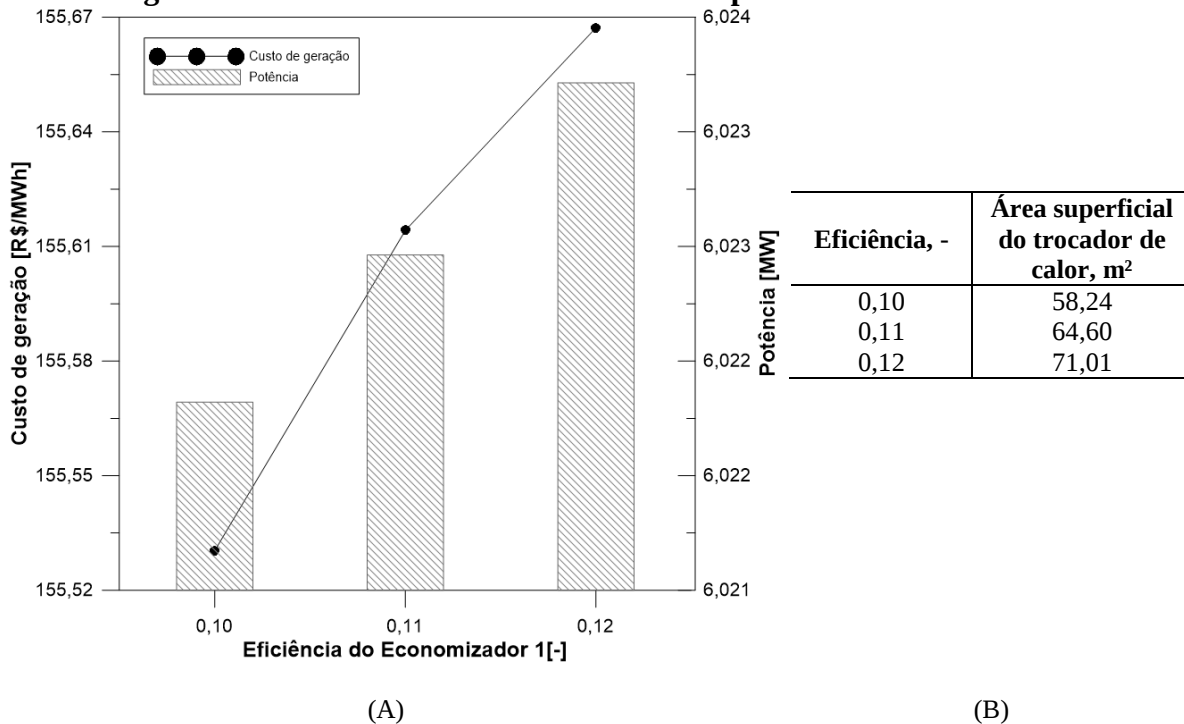
Os principais equipamentos que impactam no desempenho do ciclo Rankine real são os trocadores de calor. A área superficial destes trocadores influencia diretamente a produção de potência líquida pelo ciclo: Quanto maior é a área, maior é a potência produzida. Porém, o aumento da área também promove o incremento do custo do equipamento.

O custo específico para geração de energia elétrica é uma variável importante, pois ela relaciona a potência gerada pelo ciclo, o custo total de investimento da planta de cogeração e outros custos referentes à sua operação e manutenção. Por isso, neste trabalho, também se analisou o custo de geração de energia elétrica, além da potência gerada pelo ciclo real.

Um conjunto de simulações foram realizadas para cada trocador de calor. Em cada um destes conjuntos, o valor de apenas um único parâmetro foi alterado por vez. Os parâmetros analisados foram a pressão de saída do condensador, a eficiência do economizador 1, a temperatura de saída da água do economizador 2, os pontos de aproximação dos economizadores 3 e 4, o Pinch point dos evaporadores 1 e 2, a temperatura de saída do vapor dos superaquecedores 1 e 2, e a eficiência do superaquecedor 3.

No caso do economizador 1, o parâmetro variado foi sua eficiência (entre 10 % e 12 %). A figura 15 contém sua área superficial, potência e custo de geração em função do parâmetro estudado. A potência e a área superficial do economizador aumentaram com o aumento de sua eficiência. Como a área do trocador de calor é diretamente proporcional ao seu custo, o aumento da área levou ao aumento do custo do equipamento. Apesar do aumento da potência final do ciclo, o custo de geração cresceu, uma vez que o custo de investimento da planta cresceu mais do que potência do ciclo.

Para este cenário, a eficiência foi definida como 12 %, uma vez que, o custo de geração não apresentou uma variação significativa para o range de valores estudado (variação de centavos). Assim, optou-se por escolher a eficiência que apresentou a maior geração de potência líquida para o ciclo.

Figura 15 – Influência da eficiência no desempenho do economizador 1

Fonte: Elaborado pelo autor

A figura 16a mostra os resultados de potência líquida e custo de geração do sistema em função da temperatura de saída da água do economizador 2. A faixa de temperatura de saída da água utilizada nesta análise foi de 170 °C a 178 °C. Com o aumento da temperatura de saída da água do economizador, houve um aumento da área superficial e redução do ponto de aproximação, o que resultou no crescimento da potência final do ciclo. Apesar do aumento de potência, até a temperatura de 177 °C o custo de geração aumentou, por causa do alto custo de investimento. Porém, já para a temperatura de 178 °C, é possível notar que o aumento da potência foi suficiente para reduzir o custo de geração, apesar do aumento de investimento financeiro.

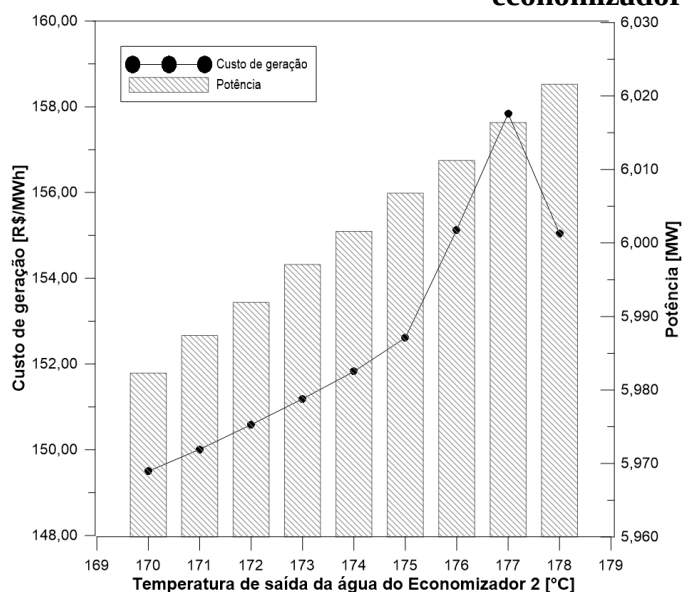
Para o economizador 2, a temperatura de saída da água considerada como ótima é a de 175 °C pois, tem-se o menor custo de geração para alcançar uma alta potência (acima de 6 MW).

A figura 17 apresenta os resultados para o economizador 3, ao utilizar pontos de aproximação entre 0,7 °C e 1,3 °C. Para os menores valores do ponto de aproximação, obteve-se as maiores potências finais. Além disso, para estes mesmo valores, percebeu-se que a área superficial do economizador aumentou, o que encareceu o equipamento. Assim, conclui-se que a medida que o ponto de aproximação aumenta, menores são os custos de investimento e a

potência do ciclo. Neste caso, como a redução do custo foi superior a redução da potência, o custo de geração reduziu com a variação do ponto de aproximação.

Como os custos de geração de energia elétrica obtidos neste cenário foram extremamente próximos entre si, a potência tornou-se a variável mais relevante na análise. Assim, escolheu-se o ponto de aproximação que permitiu a maior produção de potência líquida pelo ciclo, no caso de 0,7 °C.

Figura 16 – Influência da temperatura de saída da água no desempenho do economizador 2



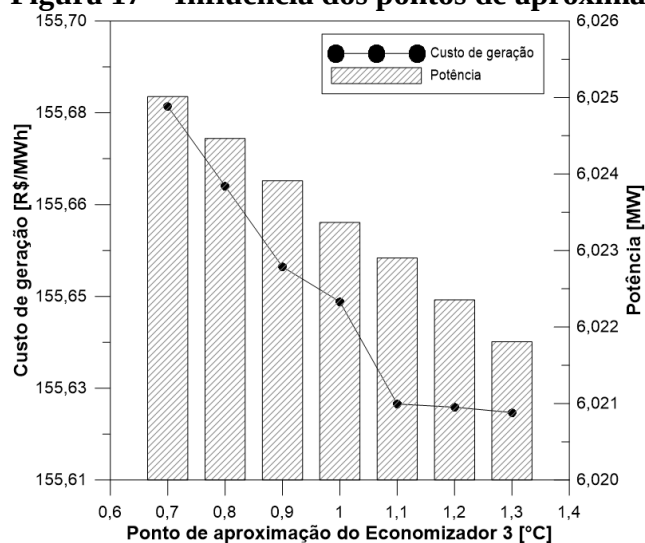
Temperatura de saída da água, °C	Área superficial do trocador de calor, m²	Eficiência, -
170	2.962,13	0,7792
171	3.137,23	0,7905
172	3.328,84	0,8019
173	3.539,55	0,8132
174	3.772,28	0,8245
175	4.030,84	0,8358
176	4.320,99	0,8471
177	4.648,50	0,8584
178	5.024,54	0,8697

(A)

(B)

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 17 – Influência dos pontos de aproximação no desempenho do economizador 3



Ponto de aproximação °C	Área superficial do trocador de calor, m²	Eficiência, -
0,7	33,51	0,0597
0,8	28,41	0,0509
0,9	23,33	0,0421
1,0	18,38	0,0333
1,1	13,44	0,0245
1,2	8,59	0,0157
1,3	3,78	0,0070

(A)

(B)

Fonte: Elaborado pelo autor

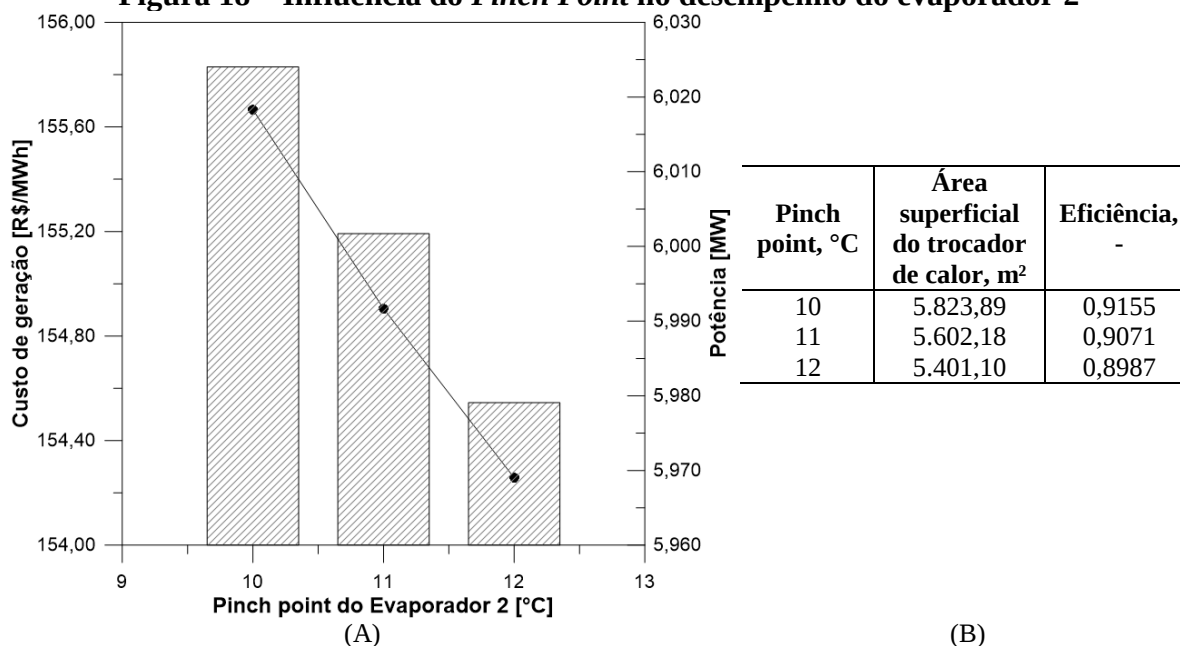
A figura 18a contém o custo de geração e a variação da potência líquida do evaporador 2. Estes parâmetros estão relacionados com o *Pinch Point* do trocador de calor, que variou entre 10 e 12 °C. A medida que o *Pinch Point* aumenta, maior é a temperatura de saída do gás do evaporador e com isto, menor é a troca térmica. Uma menor transferência de calor implica na produção de um vapor com menor temperatura e, conseqüentemente com menor entalpia. Quanto menor é a entalpia do vapor, menor é a potência gerada pelo sistema.

A medida que o *Pinch Point* aumentou, a área superficial do trocador de calor diminuiu, reduzindo o seu custo de investimento. Assim, para 12 °C, o custo de geração foi o menor possível, uma vez que, o investimento financeiro diminuiu mais do que potência.

A Figura 18b mostra a área superficial e a eficiência térmica obtida variando o *Pinch Point*.

Para o melhor desempenho do evaporador 2 optou-se pelo *Pinch Point* de 10 °C, capaz de produzir uma potência de 6,02 MW (similar ao ciclo real original).

Figura 18 – Influência do *Pinch Point* no desempenho do evaporador 2



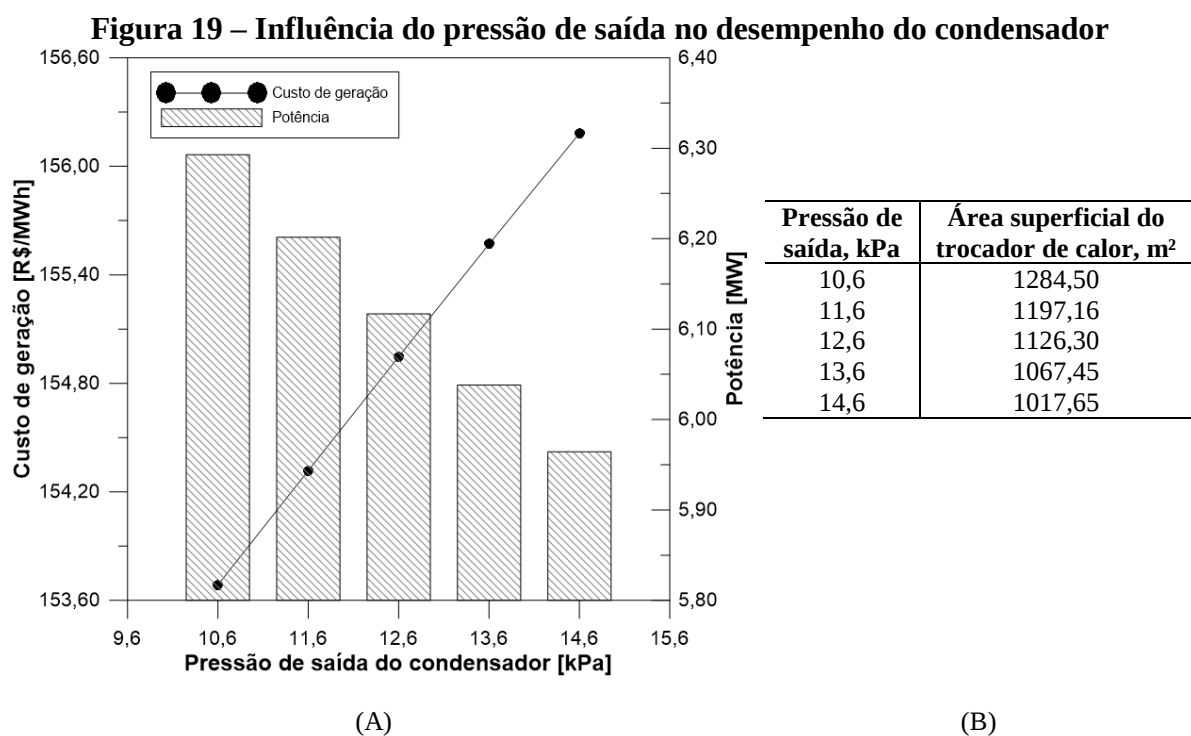
Fonte: Elaborado pelo autor

A figura 19a apresenta o custo de geração e a potência líquida gerada pelo ciclo em função da pressão de saída do condensador. A faixa utilizada para este parâmetro foi de 10,6 a 14,6 kPa. À medida que a pressão de saída do condensador aumenta, menor é a entalpia da mistura líquido-vapor e, com isso, maior é a perda de calor do componente. Quanto maior é esse calor de saída, menor é a produção de potência da planta.

Neste caso, o custo de geração aumentou, pois, o custo de investimento não teve uma redução tão significativa quanto a potência.

A figura 19b apresenta a variação da área superficial do condensador, em relação a sua pressão de saída.

Para esta análise, pode-se concluir que a pressão de saída ideal para o condensador é de 10,6 kPa, uma vez que, para esta pressão tem-se uma elevada potência e o menor custo de geração de todo o cenário.



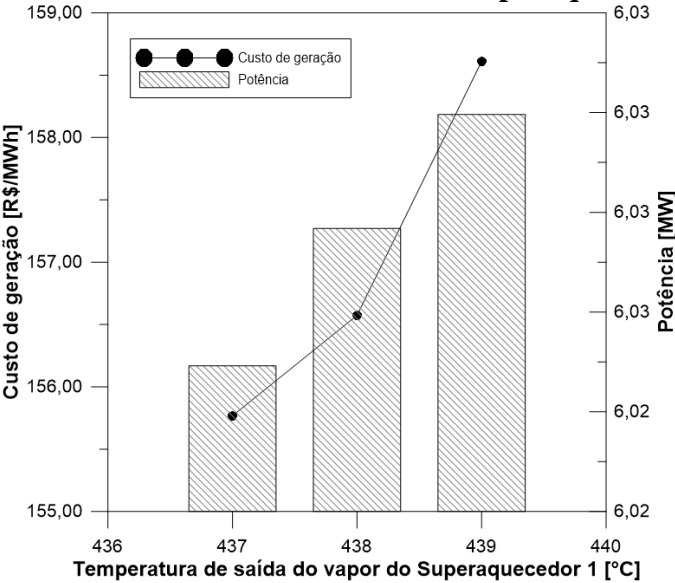
Fonte: Elaborado pelo autor

As figuras 20a e 21a apresentam o custo e a potência gerada em função da temperatura de saída do vapor dos superaquecedores. A temperatura do superaquecedor 1 variou entre 437 e 439 °C e a faixa de temperatura do superaquecedor 2 foi de 298 a 308 °C. Quanto mais alta a temperatura de saída do vapor do superaquecedor, maior a entalpia do vapor na entrada da turbina e a potência final do ciclo. Nestes dois casos, o aumento das áreas superficiais dos trocadores de calor levou ao aumento dos custos dos superaquecedores 1 e 2 e, como este custo apresentou um crescimento maior do que a potência, o custo de geração dos superaquecedores aumentou com a variação da temperatura de saída do vapor.

As figuras 20b e 21b mostram os resultados de área superficial e eficiência para os superaquecedores 1 e 2.

Independente da temperatura de saída do vapor do superaquecedor 1, o ciclo produziu valores de potência bastante similares entre si. Por isso, ao definir a temperatura ótima de saída do vapor utilizou-se como critério o menor custo de geração. Assim, a temperatura escolhida foi de 437 °C.

Figura 20 – Influência da temperatura de saída do vapor no desempenho do superaquecedor 1



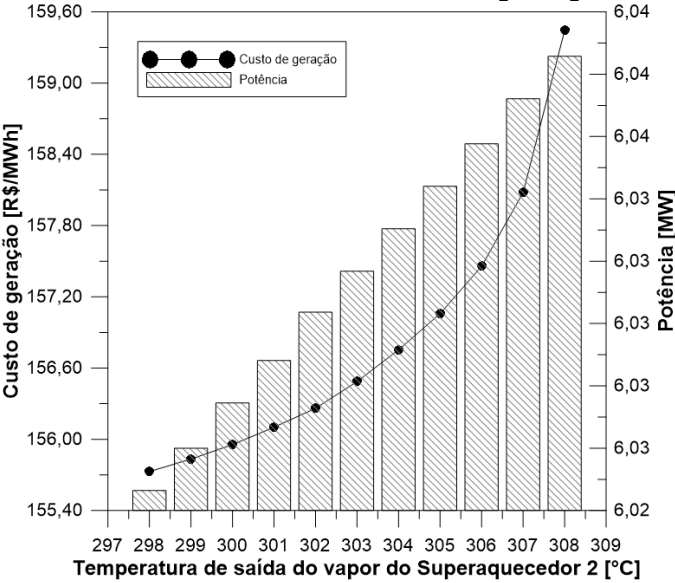
Temperatura de saída do vapor, °C	Área superficial do trocador de calor, m²	Eficiência, -
437	1778,38	0,9640
438	2097,49	0,9794
439	2891,41	0,9948

(A)

(B)

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 21 – Influência da temperatura de saída do vapor no desempenho do superaquecedor 2



Temperatura de saída do vapor, °C	Área superficial do trocador de calor, m²	Eficiência, -
298	1371,11	0,9227
299	1423,99	0,9300
300	1482,79	0,9373
301	1549,00	0,9446
302	1623,49	0,9519
303	1713,02	0,9591
304	1819,46	0,9664
305	1952,12	0,9737
306	2128,96	0,9810
307	2393,26	0,9882
308	2923,23	0,9955

(A)

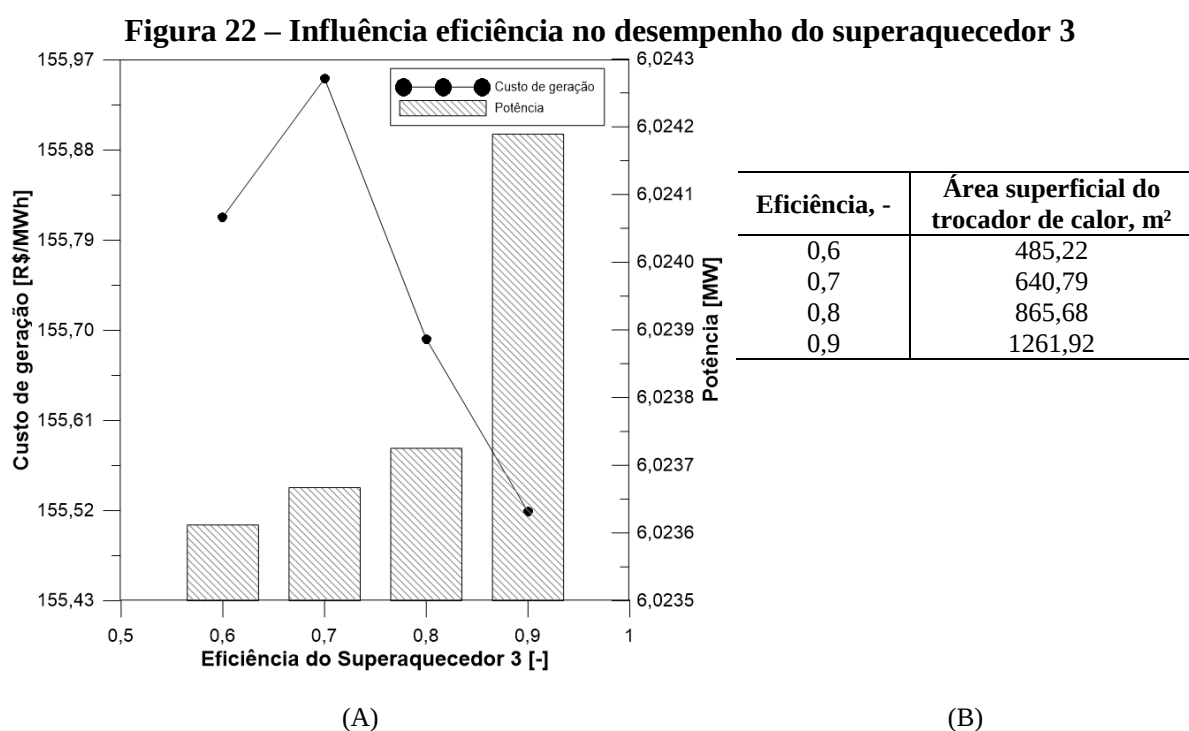
(B)

Fonte: Elaborado pelo autor

Para a temperatura de saída do vapor do superaquecedor 2 de 301 °C, o ciclo apresentou um baixo custo de geração e um valor de potência líquida médio. Por isto, esta temperatura foi escolhida nesta análise.

Para o superaquecedor 3, o parâmetro analisado foi sua eficiência, que variou entre 60% a 90%. As figuras 22a e 22b apresentam o custo, potência gerada e área superficial deste equipamento. A medida que a eficiência do superaquecedor aumenta, maior é a potência gerada pelo ciclo. Até a eficiência de 70 %, o custo de geração aumentou uma vez que, o custo de investimento cresceu mais do que a potência. Porém, após esta eficiência de 70%, ocorreu uma inversão entre custo e potência que proporcionou uma redução do custo de geração.

O ciclo apresentou a maior potência e o menor custo de geração de energia elétrica para a eficiência de 90 % e, por isso, essa eficiência foi definida como a ideal para o superaquecedor 3.



Fonte: Elaborado pelo autor

Os melhores parâmetros encontrados para cada trocador de calor foram combinados em um novo modelo, visando aumentar a produção de potência do ciclo e reduzir o seu custo de geração de energia elétrica. O novo modelo foi simulado no GateCycle com as novas configurações de pressão de saída do condensador, eficiência do economizador 1, temperatura de saída da água do economizador 2, ponto de aproximação do economizador 3, *Pinch Point*

do evaporador 2, temperaturas de saída do vapor dos superaquecedores 1 e 2 e, eficiência do superaquecedor 3.

A tabela 23 apresenta a potência, o custo de investimento total da planta de cogeração e o custo de geração de energia elétrica para os melhores resultados de cada cenário analisado anteriormente. A maior potência líquida, de 6,2930 MW, foi obtida no cenário no qual, variou-se apenas a pressão de saída do condensador. Apesar da alta potência deste cenário, ele possuiu o maior custo de investimento total.

A temperatura ideal de saída da água do economizador 2 foi de 175 °C. Para este valor de temperatura, a planta de cogeração obteve o menor custo de geração de energia (R\$ 152,611/MWh), devido ao seu menor custo de investimento. Contudo, como o ciclo deste cenário produziu a menor potência líquida, ele tornou-se impraticável.

Tabela 23 – Melhores resultados para cada cenário

Equipamento	Potência líquida, MW	Custo de investimento, R\$	Custo de geração de energia, R\$/MWh
Condensador	6,2930	R\$ 43.729.896,33	153,686
Economizador 1	6,0237	R\$ 42.874.189,53	155,667
Economizador 2	6,0068	R\$ 41.192.019,12	152,611
Economizador 3	6,0250	R\$ 42.891.633,85	155,683
Evaporador 2	6,0241	R\$ 42.876.048,26	155,666
Superaquecedor 1	6,0245	R\$ 42.931.290,53	155,768
Superaquecedor 2	6,0288	R\$ 43.133.291,36	156,102
Superaquecedor 3	6,0242	R\$ 42.801.468,31	155,519

Fonte: Elaborado pelo autor

Logo, o cenário com o segundo menor custo de geração de energia (R\$ 153,686 /MWh) foi também considerado. Neste cenário, como já mencionado, o objeto de estudo foi o condensador do ciclo. Ao definir a pressão de saída do condensador como 10,6 kPa, a potência do ciclo aumentou em 4,47 % e o seu custo de geração reduziu em 1,29 %.

Assim, pode-se concluir que dentre todos os cenários, o cenário do condensador foi o que apresentou os melhores resultados e superiores ao do ciclo real original.

O ciclo do cenário do condensador foi capaz de maximizar a sua produção de potência líquida. Porém, visando reduzir ainda mais o seu custo de geração de energia elétrica, ele foi aperfeiçoado de tal maneira em que a sua produção de potência permanecesse inalterada e

apenas o seu custo de geração fosse reduzido. Para isto, os melhores parâmetros de cada equipamento foram combinados entre si em um novo ciclo. A tabela 24 resume os melhores resultados de cada equipamento, considerando seus intervalos limites de configuração.

Resumidamente, os valores dos parâmetros do novo ciclo foram definidos pelos seguintes motivos: Para o condensador escolheu-se a pressão de saída que proporcionasse alta potência com um menor custo de geração. No caso do economizador 1, como o custo de geração não gerou grandes impactos, decidiu-se por uma eficiência que promovesse a maior potência. Considerou-se para o economizador 2, o caso de menor custo de geração de energia elétrica. Pelo mesmo motivo do economizador 1, o valor de potência foi determinante para a escolha do ponto de aproximação do economizador 3. Os resultados de potência obtidos nas simulações do evaporador 2 não foram elevadas e, por isso, optou-se por selecionar um *Pinch Point* capaz de produzir uma potência pelo menos semelhante à potência do ciclo original. O critério decisório da temperatura de saída do vapor do superaquecedor 1 foi o menor custo de geração. A potência do ciclo praticamente não variou nas análises do superaquecedor 2, assim o critério utilizado foi um baixo custo de geração para uma potência média. Por fim, a eficiência do superaquecedor 3 foi definida considerando a maior potência e o menor custo de geração do cenário.

Os resultados de potência, custo de investimento e custo de geração de energia elétrica do novo ciclo, configurado com os valores da tabela 24, estão contidos na tabela 25. Além disso, a tabela também apresenta os mesmos resultados para o ciclo do cenário do condensador e o ciclo original.

O desempenho do novo ciclo foi ligeiramente inferior ao do ciclo do cenário do condensador, de 6,2930 MW. Porém, ele ainda foi capaz de gerar 4,32 % a mais de eletricidade do que o ciclo real original, ou seja, 6,2801 MW. Como a produção de potência permaneceu praticamente inalterada, o custo de geração tornou-se a variável de maior relevância.

O custo de geração do ciclo novo diminuiu para R\$ 150,929 /MWh, uma redução de 1,79 % e 3,06 % em comparação com o ciclo do cenário do condensador e o ciclo real original, respectivamente.

Por este motivo, o novo ciclo tornou-se o objeto de estudo deste trabalho e as demais análises foram realizadas apenas para este ciclo.

Tabela 24 – Melhores parâmetros para cada componente do ciclo

Equipamento	Parâmetro principal	Valor
Condensador	Pressão de saída, kPa	10,6
Economizador 1	Eficiência, %	12
Economizador 2	Temperatura de saída da água, °C	175
Economizador 3	Ponto de aproximação, °C	0,7
Economizador 4	Ponto de aproximação, °C	30
Evaporador 1	Pinch Point, °C	10
Evaporador 2	Pinch Point, °C	10
Superaquecedor 1	Temperatura de saída do vapor, °C	437
Superaquecedor 2	Temperatura de saída do vapor, °C	301
Superaquecedor 3	Eficiência, %	90

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 25 – Comparativo entre os melhores ciclos desenvolvidos e o ciclo original

Ciclo	Potência, MW	Custo de investimento, R\$	Custo de geração, de energia R\$/MWh
Ciclo novo	6,2801	R\$ 42.167.631,09	150,929
Ciclo do cenário do condensador	6,2930	R\$ 43.729.896,33	153,686
Ciclo original	6,0238	R\$ 42.885.007,09	155,688

Fonte: Elaborado pelo autor

5.3 Validação do novo ciclo Rankine

O novo ciclo proposto assemelha-se ao ciclo de vapor-água de Karellas e outros (2013). A tabela 26 apresenta os parâmetros de entrada e os resultados para o modelo de referência e o modelo desenvolvido.

Como pode ser percebido, os parâmetros de entrada apresentaram os maiores desvios, o que pode ser explicado pela extração do ar quente do resfriador de clínquer de diferentes pontos do equipamento e, pela faixa de temperatura extensa que o ar de exaustão do pré-aquecedor é fornecido.

O ar quente do resfriador de clínquer pode ser extraído a diferentes temperaturas. Para isso, basta apenas selecionar em qual ponto do equipamento será retirado o ar. Karellas e outros (2013) optaram por retirar o ar de dois pontos do resfriador, obtendo uma mistura final com temperatura média de 360 °C. Já no caso do ciclo ótimo, o gás quente foi retirado de um ponto

que provém uma temperatura mais alta, de 440 °C. Logo, o desvio significativo entre as temperaturas dos gases quentes ocorreu devido à essa extração do ar de diferentes pontos do resfriador.

Tabela 26 – Comparação entre os ciclos ótimo e de Karellas e outros (2013)

Parâmetro	Ciclo novo	Karellas e outros (2013)	Desvio, %
Temperatura do gás de exaustão do pré-aquecedor, °C	310	380	22,58
Temperatura do ar quente do resfriador de clínquer, °C	440	360	-18,18
Vazão mássica do gás de exaustão do pré-aquecedor, kg/s	88,00	96,71	9,90
Vazão mássica do ar quente do resfriador de clínquer, kg/s	48,10	42,91	-10,79
Eficiência isentrópica da turbina, %	80	85	6,25
Eficiência isentrópica da bomba, %	85	70	-17,65
Potência líquida, MW	6,28	6,26	-0,32
Eficiência exergética, %	37,41	32,56	-12,96

Fonte: Elaborado pelo autor

Em ambas as indústrias cimenteiras, os pré-aquecedores ciclônicos contêm 4 estágios. Apesar dos equipamentos apresentarem o mesmo tipo de característica construtiva, percebe-se uma variação entre as temperaturas dos gases de exaustão. Para pré-aquecedores de 4 estágios, o gás pode ser fornecido entre 300 e 380 °C, faixa na qual os gases analisados estão compreendidos. Como este equipamento pode emitir gases em uma faixa de temperatura extensa, cada planta de cogeração utiliza gases com um valor de temperatura diferente.

A eficiência isentrópica é a relação entre o trabalho real e ideal das turbinas e bombas. Os valores típicos para estes parâmetros são de 70 a 90 %. Apesar dos grandes desvios obtidos, todas as eficiências estão contidas no range de valores típicos e, novamente a extensa faixa de valores foi a responsável por proporcionar a existência dos desvios.

Apesar das divergências apresentadas, os resultados finais de potência líquida (produto) dos ciclos foram bastante próximos. Porém, percebe-se ainda uma discrepância entre as eficiências exergéticas, devido à uma variação dos insumos. O ciclo de Karellas e outros (2013), apesar do mesmo produto, necessitou de um maior insumo e, por isso, sua eficiência exergética foi menor do que a do ciclo novo.

5.4 Resultados da modelagem termodinâmica

O novo ciclo Rankine proposto nesta dissertação foi modelado termodinamicamente no software GateCycle. Os balanços de massa, energia, entropia e exergia foram realizados para cada equipamento do ciclo, obtendo assim, as eficiências energéticas e exergéticas, os insumos, os produtos e as irreversibilidades de cada componente.

A Tabela 27 expõe as principais propriedades de cada estado termodinâmico da estrutura física: pressão, temperatura, qualidade, vazão mássica, entalpia, entropia e exergia específica. A tabela 27 também estabelece valores de 0 e 1 para a propriedade qualidade dos fluxos. A propriedade qualidade do fluxo foi empregue apenas para os casos em que o fluido de estudo é a água, uma vez que, não se aplica esse tipo de propriedade para calor recuperado. Os fluxos de água com qualidade ou título igual à 0 são os líquidos saturados e, os fluxos de água com qualidade igual à 1 são os vapores saturados.

As propriedades termodinâmicas contidas na tabela 27 foram utilizadas para calcular as taxas de exergia do sistema proposto. A partir dos valores obtidos para essas taxas, foi possível determinar os produtos, insumos, irreversibilidades e eficiências exergéticas de cada equipamento do ciclo novo.

Tabela 27 – Propriedades de cada fluxo do ciclo ótimo

Fluxo	Pressão, kPa	Temperatura, °C	Qualidade, -	Vazão mássica, kg/s	Entalpia, kJ/kg	Entropia, kJ/kg.K	Exergia, kJ/kg
S0	1000,0	175,00	0	4,862	741,30	2,091	140,400
S1	1000,0	176,80	0	4,849	749,10	2,108	143,200
S2	101,3	386,50	N.A.	48,100	386,30	0,857	139,200
S3	1000,0	437,00	1	4,849	3343,00	7,579	1160,000
S4	101,3	440,00	N.A.	48,100	444,00	0,942	172,700
S5	101,3	433,60	N.A.	48,100	437,10	0,932	168,600
S6	101,3	189,90	N.A.	48,100	178,70	0,484	39,210
S7	101,3	189,10	N.A.	48,100	177,90	0,483	38,910
S8	101,3	127,30	N.A.	48,100	114,20	0,334	17,800
S9	1000,0	102,50	0	9,711	430,40	1,335	47,410
S10	1000,0	175,00	0	4,849	741,30	2,091	140,400
S11	1000,0	179,20	0	4,862	759,60	2,132	147,000
S12	101,3	295,70	N.A.	88,000	3318,00	0,698	88,620
S13	101,3	189,90	N.A.	88,000	3431,00	0,479	39,040

Fluxo	Pressão, kPa	Temperatura, °C	Qualidade, -	Vazão mássica, kg/s	Entalpia, kJ/kg	Entropia, kJ/kg.K	Exergia, kJ/kg
S14	1000,0	175,00	0	9,711	741,30	2,091	140,400
S15	1000,0	179,90	1	4,862	2778,00	6,586	881,600
S16	101,3	188,90	N.A.	88,000	3432,00	0,477	38,650
S17	101,3	310,00	N.A.	88,000	3303,00	0,725	96,390
S18	1000,0	301,00	1	4,862	3053,00	7,126	1001,000
S19	10,6	46,98	1	9,630	2586,00	8,128	245,400
S20	10,6	46,98	0	9,630	196,60	0,664	6,817
S21	250,0	16,41	0	480,700	69,05	0,245	0,163
S22	1000,0	368,90	1	9,711	3197,00	7,364	1077,000
S23	101,3	16,40	0	480,700	68,87	0,245	0,014
S24	250,0	27,52	0	480,700	115,50	0,402	1,255
S25	250,0	47,00	0	9,630	197,00	0,665	7,072
S26	250,0	97,43	0	9,630	408,30	1,278	41,790
S28	101,3	85,25	N.A.	48,100	71,20	0,221	7,497
S29	250,0	102,40	0	9,711	429,40	1,334	46,590
S30	250,0	240,90	1	0,081	2950,00	7,567	771,600
S31	1000,0	179,90	1	4,849	2778,00	6,586	881,600
S32	1000,0	404,90	1	4,849	3274,00	7,480	1120,000
S33	1000,0	404,90	1	4,849	3274,00	7,480	1120,000
S34	1000,0	102,50	0	9,711	430,40	1,335	47,410
S35	1000,0	102,50	0	0,000	430,40	1,335	47,410

Fonte: Elaborado pelo autor

Para o cálculo dos custos exergéticos unitários foram necessárias 2 equações de entrada, 18 equações de componentes, 14 equações de junções e 21 equações de bifurcações (totalizando em 55 equações). O número de equações desenvolvidas coincidiu com o número de fluxos da estrutura produtiva, o que afirma a adequada aplicação da teoria TECE – Modelo E.

A análise exergética do ciclo foi realizada no software EES. Os resultados obtidos com a simulação desta análise foram as eficiências exergéticas, os consumos exergéticos unitários, os custos exergéticos unitários e os custos exergéticos, além dos insumos e produtos.

Tabela 28 – Resultados para cada unidade da planta de cogeração

Unidade	$\dot{F}_i$, kW	$\dot{P}_i$, kW	η_{ex}, -	$\dot{I}_i$, kW	k_i, -
Superaquecedor 1	198,7	194,4	0,9782	4,333	1,022
Superaquecedor 3	1413	1158	0,8196	254,9	1,220
Evaporador 1	4810	3580	0,7443	1230	1,344
Economizador 1	14,52	13,65	0,9401	0,8698	1,064
Economizador 2	1015	902,8	0,8892	112,5	1,125
Economizador 4	495,5	334,3	0,6748	161,1	1,482
Misturador	10494	10460	0,9967	34,17	1,003
DSH	5433	5433	1,0000	0,000	1,000
Separador 1	1363	1363	1,0000	0,000	1,000
Separador 2	460,4	460,4	1,0000	0,000	1,000
Superaquecedor 2	683,8	581	0,8497	102,8	1,177
Evaporador 2	4363	3572	0,8187	791	1,221
Economizador 3	34,15	32,14	0,9411	2,013	1,063
Bomba 3	8,959	7,963	0,8888	0,9962	1,125
Gerador	6280	6280	1,0000	0,000	1,000
Turbina+Condensador+Torre	10332	6292	0,609	4040	1,642
Bomba 2	2,742	2,451	0,8939	0,2907	1,119
Desaerador	58,73	46,22	0,787	12,51	1,271
Planta	13028	6280	0,4821	6747	2,074

Fonte: Elaborado pelo autor

A segunda lei da termodinâmica estabelece que os produtos e insumos exergéticos devem ser maiores do que zero e que o produto sempre será menor do que o insumo. Assim, a eficiência exergética, que é a razão entre o produto e o insumo, sempre será menor ou igual à 1. Já as irreversibilidades, que são calculadas pela diferença entre os insumos e produtos, serão maiores ou iguais à zero. E, por fim, o consumo exergético unitário, que é o inverso da eficiência, será maior ou igual à 1.

A tabela 28 apresenta os resultados da simulação do sistema no software EES. Os insumos ($\dot{F}_i$), produtos ($\dot{P}_i$), eficiências exergéticas (η_{ex}), irreversibilidades ($\dot{I}_i$) e consumos exergéticos unitários (k_i) foram calculados e conferem com as exigências da segunda lei da termodinâmica.

Conforme a tabela 28, o desuperaquecedor (DSH), o gerador e os separadores 1 e 2 apresentam eficiências exergéticas iguais à 1 e irreversibilidades iguais à 0. Isto significa que, para estes equipamentos, o processo é considerado reversível, ou seja, não existem irreversibilidades que causam perdas no sistema. Assim, nenhuma alteração é provocada sobre o sistema e a vizinhança.

A partir dos dados da tabela 28 (insumos, produtos e irreversibilidades), elaborou-se o diagrama de Grassmann.

O diagrama de Grassmann ou diagrama de exergia, demonstra todas as entradas e saídas do balanço de exergia, já realizado neste estudo. O fluxo de exergia do sistema foi representado por uma seta, que ilustra sua direção e magnitude a cada etapa do sistema.

Neste diagrama, a largura do fluxo foi reduzindo aos poucos, conforme foi ocorrendo a destruição de exergia em cada equipamento. A seta final do diagrama indica a quantidade máxima de trabalho extraída pelo sistema, que no caso foi de 6280 kW.

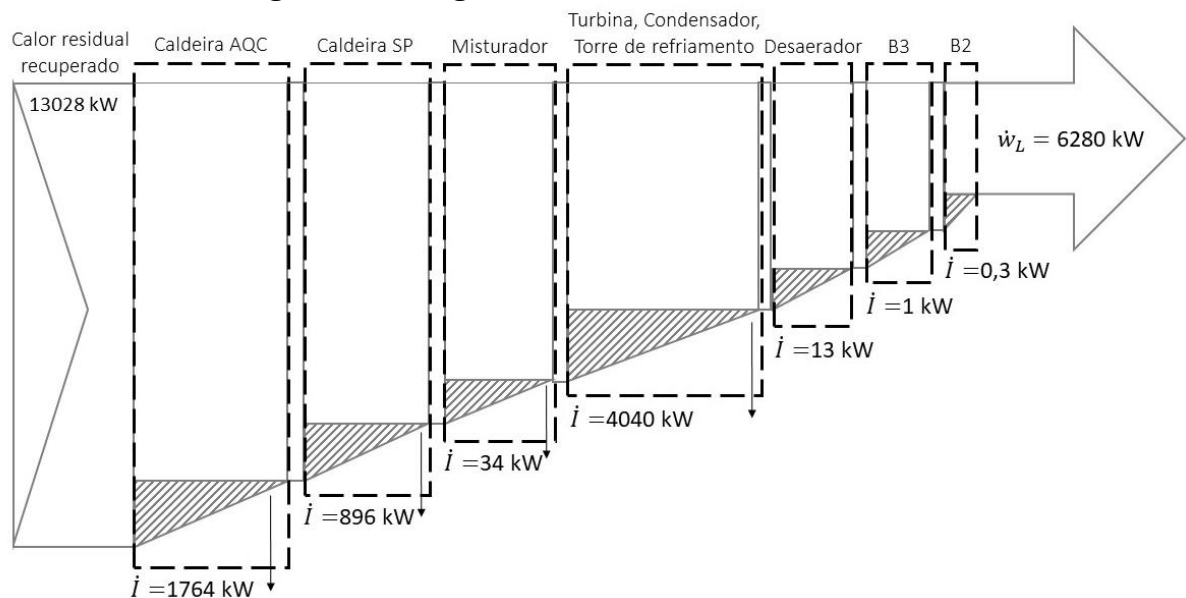
No diagrama foram representadas apenas as unidades da estrutura produtiva que apresentaram irreversibilidades, ou seja, as caldeiras AQC e SP, o misturador, o conjunto turbina, condensador e torre de resfriamento, o desaerador e as bombas 2 e 3.

Os triângulos hachurados do diagrama confeccionado correspondem às irreversibilidades que ocorreram dentro de cada equipamento.

O fluxo exergético fornecido pelo calor residual recuperado pela planta de cogeração foi de 13028 kW, conforme a tabela 25 que apresenta o insumo total da planta.

Observa-se que 6748 kW de exergia (51,80 %) foi destruída devido às irreversibilidades da planta de cogeração. O novo ciclo produziu 6280 kW de potência líquida, o que compreende em 48,20 % da exergia inicial disponível.

Conforme a figura 23, a unidade produtiva que apresentou a maior taxa de destruição de exergia foi o conjunto Turbina, condensador e torre de resfriamento.

Figura 23 – Diagrama de Grassmann

Fonte: Elaborado pelo autor

Além da taxa de exergia, a análise exergética do ciclo ótimo também gerou como resultados os custos exergéticos unitários (k_{ep}^*) e os custos exergéticos (Ex_{ep}^*). Os custos exergéticos unitários foram definidos a partir das 55 equações, simuladas no software EES, para as entradas, equipamentos, bifurcações e junções do ciclo.

Já os custos exergéticos foram calculados, no software EES, multiplicando o custo exergético unitário, de um dado fluxo da estrutura produtiva, pela sua taxa de exergia correspondente.

A tabela 29 apresenta a taxa de exergia, o custo exergético unitário e o custo exergético para cada fluxo da estrutura produtiva.

Conforme a tabela 29, as exergias e os custos exergéticos encontrados para a estrutura produtiva foram maiores do que zero e, os custos exergéticos unitários apresentaram valores maiores ou iguais à 1.

O custo exergético unitário foi igual à 1 para as entradas do ciclo (fluxos 1 e 14). Este foi o valor mínimo que o parâmetro assumiu em toda a análise. Para os demais fluxos da estrutura produtiva, os custos exergéticos unitários apresentaram diversos valores, a partir de 1.

Tabela 29 – Resultados para cada fluxo da estrutura produtiva

Fluxo da Estrutura Produtiva	$\dot{E}_{ep,i}$ kW	$k_{ep,i}^*$ -	$E_{ep,i}^*$ kW	Fluxo da Estrutura Produtiva	$\dot{E}_{ep,i}$ kW	$k_{ep,i}^*$ -	$E_{ep,i}^*$ kW
1	7947	1,000	7947	29	5433	1,297	7047
2	198,7	1,000	198,7	30	5433	1,297	7047
3	194,4	1,022	198,7	31	5433	1,297	7047
4	1413	1,000	1413	32	5627	1,288	7246
5	1158	1,220	1413	33	714,7	1,184	845,8
6	4810	1,000	4810	34	4286	1,215	5208
7	3580	1,344	4810	35	4867	1,211	5892
8	14,52	1,000	14,52	36	10494	1,252	13138
9	13,65	1,064	14,52	37	10460	1,256	13138
10	1015	1,000	1015	38	2,451	2,321	5,687
11	902,8	1,125	1015	39	46,22	1,605	74,19
12	495,5	1,000	495,5	40	336,8	1,488	501,1
13	334,3	1,482	495,5	41	10797	1,263	13639
14	5081	1,000	5081	42	58,73	1,263	74,19
15	683,8	1,000	683,8	43	452,4	1,298	587,3
16	581	1,177	683,8	44	10332	1,263	13052
17	4363	1,000	4363	45	6292	2,074	13052
18	3572	1,221	4363	46	6280	2,074	13028
19	34,15	1,000	34,15	47	6280	2,074	13028
20	32,14	1,063	34,15	48	2,742	2,074	5,687
21	0	1,316	0,00	49	8,959	2,074	18,58
22	460,4	1,316	605,9	50	7,963	2,334	18,58
23	1363	1,189	1621	51	460,4	1,316	605,9
24	1363	1,189	1621	52	460,4	1,316	605,9
25	682,5	1,189	811,7	53	62,5	1,263	78,95
26	680,7	1,189	809,5	54	3,774	1,263	4,767
27	694,3	1,187	824	55	402,4	1,263	508,4
28	4275	1,318	5634				

Fonte: Elaborado pelo autor

A exergia e o custo exergético do fluxo 21 foram definidos como zero, diferentemente dos outros fluxos analisados. Este fluxo é proveniente da bifurcação 2, que divide o fluxo de saída do separador 2 (52), nos fluxos 21 e 22. Para o novo ciclo, este separador não seria realmente necessário e, por isso, não existe vazão mássica no fluxo 21. Assim, a taxa de exergia deste fluxo, que é a multiplicação de sua vazão mássica pela sua exergia específica, também é determinada como zero. E consequentemente, o custo exergético do fluxo torna-se nulo.

O custo exergético que entra no ciclo deve sempre idêntico ao custo exergético que sai dele. No caso estudado, os fluxos de entrada e saída são, respectivamente, os fluxos 1+14 e 47. Pela tabela 29, o custo exergético que sai do ciclo é de 13028 kW. Já o custo exergético de entrada é a soma dos custos exergéticos dos fluxos 1 e 14 (7947 kW e 5081 kW), totalizando em 13028 kW. Assim, pode-se afirmar que, para o novo ciclo, não houve nenhum tipo de inconsistência termodinâmica, envolvendo os custos exergéticos de entrada e saída.

5.5 Resultados da modelagem econômica

Um estudo de viabilidade foi realizado para verificar a possibilidade de implementação do novo sistema proposto. Para isto, o custo específico de geração de energia elétrica, o custo total de investimento e o tempo de retorno de investimento da planta de cogeração foram calculados.

A tabela 30 apresenta o consumo de energia elétrica da usina Apodi e a sua demanda de eletricidade em MW.

Tabela 30 – Características da usina Apodi

Montante de contrato, MW	Operação, h/ano	Consumo de energia elétrica, GWh/mês	Consumo de energia elétrica, GWh/ano
30	8030	11	121

Fonte: Elaborado pelo autor

Como já exposto anteriormente, a nova planta de cogeração apresentou um custo de 42,2 milhões e foi capaz de gerar 6,28 MW. Isto equivale à 21 % da demanda total de eletricidade da indústria Apodi (30 MW).

A usina Apodi opera 8030 horas por ano, o que equivale a 11 meses de operação contínua e 1 mês de parada para manutenções programadas. Durante este seu tempo de

operação, esta indústria de cimento apresenta um consumo anual de 121 GWh de energia elétrica.

Considerando o número de horas de operação por ano (8030 h/ano) e a potência produzida pelo ciclo ótimo (6,28 MW), a capacidade de geração de energia elétrica da planta de cogeração foi determinada em 50,43 GWh por ano. Esta capacidade da planta de cogeração supre em 42 % o consumo de energia elétrica da indústria Apodi.

Segundo a Companhia Energética de Minas Gerais - CEMIG, o custo da energia elétrica para a classe industrial é de 430,74 reais por MWh. Como a usina Apodi consome 121 GWh de energia elétrica por ano, a empresa apresenta um gasto anual de, aproximadamente, R\$ 52,1 milhões para compra de energia elétrica das concessionárias. Caso a planta de cogeração otimizada seja implementada na usina Apodi, a indústria será capaz de economizar R\$ 21,7 milhões por ano que, anteriormente, eram destinados às concessionárias.

O indicador fluxo de caixa é capaz de medir a economia financeira da indústria Apodi, após a implementação do novo sistema de cogeração. Este indicador foi calculado, anteriormente, a partir da potência líquida gerada pelo ciclo ótimo (6,28 MW), o número de horas de operação (8030 h/ano) e a tarifa média de fornecimento de energia elétrica pelas concessionárias (R\$ 430,74/kWh). O fluxo de caixa deste trabalho apresentou um valor de R\$ 21,7 milhões.

A partir do fluxo de caixa calculado (R\$ 21,7 milhões) e o custo total de investimento (R\$ 42,2 milhões), determinou-se o tempo de retorno do investimento (*payback*) em 1,14 anos. Em outras palavras, este estudo de viabilidade mostrou que em 1,14 anos, a usina Apodi poderá pagar completamente seu investimento inicial e passará a economizar, após esta data, R\$ 21,7 milhões por ano.

Para uma planta de cogeração de 20 anos de vida útil, o tempo de retorno de investimento de 1,94 anos representa apenas 9,7 % de sua vida. A principal variável que proporcionou este baixo *payback* foi a alta tarifa industrial de energia elétrica, fornecida pelas concessionárias brasileiras.

5.6 Resultados finais para o novo ciclo

A tabela 31 resume todos os resultados obtidos neste trabalho para o novo ciclo desenvolvido.

Este ciclo produziu a segunda maior potência líquida e apresentou o menor custo de geração de energia elétrica de todos os ciclos simulados neste estudo. Por isso, ele foi definido como o melhor ciclo Rankine para se aplicar à planta de cogeração da usina Apodi.

Uma análise exergética do ciclo ótimo foi realizada no software EES, utilizando a Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) – Modelo E. Os principais resultados desta análise foram a eficiência exergética, o custo exergético e o custo exergético unitário do novo ciclo.

Nenhuma inconsistência termodinâmica foi encontrada na análise exergética deste ciclo, uma vez que, o seu custo exergético foi maior do que zero e seu custo exergético unitário foi maior do que 1. Além disso, o custo exergético de saída do ciclo igualou-se ao seu custo exergético de entrada, como previsto em teoria.

Tabela 31 – Principais resultados do novo ciclo real

Potência, MW	Custo de investimento, R\$	Custo de geração, R\$/MWh	η_{ex}, %	Custo exergético, MW	Custo exergético unitário, -
6,28	42,2 milhões	150,929	48,21	13,028	2,074

Fonte: Elaborado pelo autor

6 CONCLUSÕES

Os ciclos Rankine convencionais teórico e real foram modelados e simulados no software GateCycleTM, utilizando os dados operacionais de entrada da fábrica de cimento Apodi de Quixeré, no Ceará. O ciclo Rankine teórico gerou 5,43 MW de eletricidade enquanto que o ciclo Rankine real, existente na planta Apodi, produziu 6,02 MW de potência. A fim de maximizar a geração de eletricidade com o menor custo de investimento possível, os parâmetros de cada equipamento do ciclo real foram variados, considerando seus limites de configuração.

O novo ciclo real foi capaz de gerar 6,28 MW de potência líquida, o que corresponde a 21 % da demanda total da fábrica Apodi. O custo de investimento da planta de cogeração, incluindo equipamentos, transporte e instalação, foi estimado em R\$ 42,2 milhões. A partir dos resultados de potência e custo, definiu-se o custo de geração de energia elétrica da planta (R\$ 150,929/MWh).

O novo ciclo Rankine foi comparado com um modelo de referência da literatura. Apesar dos ciclos apresentarem parâmetros de entrada diferentes, seus resultados finais de potência líquida foram bastante próximos, validando o modelo proposto nesta dissertação.

Após a modelagem termodinâmica do ciclo novo, concluiu-se que a planta de cogeração necessita de 13028 kW de insumo para produzir 6280 kW de produto. A partir destes dados, calculou-se também as irreversibilidades do sistema, sua eficiência exergética e seu consumo exergético unitário. Os resultados obtidos para estas variáveis foram 6747 kW, 48,21 % e 2,074, respectivamente.

A análise exergética do novo ciclo real foi realizada no software EES e a teoria utilizada para essa análise foi a Teoria Estrutural do Custo Exergético (TECE) – Modelo E. A partir do programa desenvolvido, percebeu-se que o custo exergético de saída do ciclo Rankine ótimo (13028 kW) igualou-se ao seu custo exergético de entrada, confirmando a inexistência de inconsistências termodinâmicas no modelo desenvolvido.

Os resultados da modelagem econômica permitiram ressaltar a viabilidade do novo ciclo. Considerando o custo de investimento de R\$ 42,2 milhões, determinou-se o seu tempo de retorno de investimento em 1,94 anos. Este *payback* é bastante atrativo, uma vez que, a vida útil estimada para a usina de cogeração é de 20 anos. Com a implementação do novo ciclo Rankine, 42 % da demanda energética da indústria Apodi poderá ser suprida e R\$ 21,7 milhões poderão ser economizados anualmente pela empresa.

REFERÊNCIAS

- AMARASINGHE, W. S.; HUSUM, I.; TOKHEIM, L. A. Waste heat availability in the raw meal department of a cement plant. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 11, p. 1–14, 2018.
- AMIRI, A.; VASEGHI, M. R. Waste heat recovery power generation systems for cement production process. **IEEE Transactions on Industry Applications**, v. 51, n. 1, p. 13–19, 2015
- AMIRI RAD, E.; MOHAMMADI, S. Energetic and exergetic optimized Rankine cycle for waste heat recovery in a cement factory. **Applied Thermal Engineering**, v. 132, p. 410–422, 2018.
- APODI. Whrs - Ute Cimento Apodi Sistema de Recuperação de Calor. Quixeré. 15 slides: color. 2015.
- ARRIETA, F.; HORTA, G.; SILVA, C. Thermoeconomic analysis of a kalina cycle for waste heat recovery. **16th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT)**, 2016.
- ASSIS, T. **Estudo de misturas zeotrópicas para cogeração na indústria de cimento**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2020.
- ATMACA, A.; YUMRUTAŞ, R. Thermodynamic and exergoeconomic analysis of a cement plant: Part II - Application. **Energy Conversion and Management**, v. 79, p. 799–808, 2014.
- AYU, T. T. et al. Energy audit and waste heat recovery system design for a cement rotary kiln in Ethiopia: A case study. v. 53, n. 9, p. 1689–1699, 2015
- BANCO CENTRAL DO BRASIL - BCB. Conversão de moedas. Brasília: BCB, 2022. Disponível em: < <https://www.bcb.gov.br/?bc=>>. Acesso em: 04 de julho de 2022.
- BARBOSA JÚNIOR, E. **Análise de ciclos Kalina para recuperação de calor residual**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2017.
- BARBOSA JÚNIOR, E. et al. Assessment of a Kalina cycle for waste heat recovery in the cement industry. **Applied Thermal Engineering**, v. 147, p.421-437, 2019.
- BEJAN, A. **Advanced Engineering Thermodynamics**. 4. ed. Hoboken: Wiley, 2016.
- BOE - California State Board Of Equalization (EUA). State Of California. **Equipment and Fixtures Index, Percent Good and Valuation Factors**, p.8, 2021. Disponível em: <<https://www.boe.ca.gov/proptaxes/pdf/ah58121.pdf>>. Acesso em: 04 de julho de 2022.

- ELSON, A.; TIDBALL, R.; HAMPSON, A. Waste Heat to Power Market Assessment. **Springfield: ICF International**, p.79, 2015.
- ENGİN, T.; ARI, V. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems - A case study. **Energy Conversion and Management**, v. 46, n. 4, p. 551–562, 2005.
- FELLAOU, S.; BOUNAHMIDI, T. Evaluation of energy efficiency opportunities of a typical Moroccan cement plant: Part I. Energy analysis. **Applied Thermal Engineering**, v. 115, p. 1161–1172, 2017.
- GANAPATHY, V. **Steam Generators and Waste Heat Boilers: For Process and Plant Engineers**. Boca Raton: CRC Press, 2015.
- GHALANDARI, V.; MAJD, M. M.; GOLESTANIAN, A. Energy audit for pyro-processing unit of a new generation cement plant and feasibility study for recovering waste heat: A case study. **Energy**, v. 173, p. 833–843, 2019.
- GUPTA, S. K.; KAUL, S. K. Waste Heat Recovery Power Plants in Cement Industry. p. 1–7, 2013.
- HAN, T. et al. Optimization of waste heat recovery power generation system for cement plant by combining pinch and exergy analysis methods. **Applied Thermal Engineering**, v. 140, p. 334–340, 2018.
- HORTA, G. **Análises termoeconômica de ciclos Kalina para recuperação de calor residual**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2017.
- INCROPERA, F. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. LTC, Rio de Janeiro, 2008.
- INTERNATIONAL FINANCE CORPORATION - IFC. **Waste heat recovery for the cement sector: Market and Supplier Analysis**. Washington: IFC, 2014. Disponível em: <https://www.ifc.org/wps/wcm/connect/topics_ext_content/ifc_external_corporate_site/sustainability-at-ifc/publications/report_waste_heat_recovery_for_the_cement_sector_market_and_supplier_analysis>. Acesso em: 22 agosto 2021.
- IRUNGU, S. N.; MUCHIRI, P.; BYIRINGIRO, J. B. The generation of power from a cement kiln waste gases: a case study of a plant in Kenya. **Energy Science and Engineering**, v. 5, n. 2, p. 90–99, 2017.
- JESUS, L.; PEREIRA, L.; GANDRA, P. Cogeração no setor cimenteiro com ciclos Rankine de duas pressões. 2017.
- KABIR, G.; ABUBAKAR, A. I.; EL-NAFATY, U. A. Energy audit and conservation opportunities for pyroprocessing unit of a typical dry process cement plant. **Energy**, v. 35, n. 3, p. 1237–1243, 2010.

KARELLAS, S. et al. Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery systems in the cement industry. **Energy**, v. 58, p. 147–156, 2013.

KHURANA, S.; BANERJEE, R.; GAITONDE, U. Energy balance and cogeneration for a cement plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 5, p. 485–494, 2002.

KIZILKAN, O. Performance assessment of steam Rankine cycle and sCO₂ Brayton cycle for waste heat recovery in a cement plant: A comparative study for supercritical fluids. **International Journal of Energy Research**, p. 1–15, 2020.

LIU, L.; YANG, Q.; CUI, G. Supercritical carbon dioxide (S-co₂) power cycle for waste heat recovery: A review from thermodynamic perspective. **Processes**, v. 8, p. 1–18, 2020.

LOZANO, M.; VALERO, A. Determinacion de la exergia para sustancias de interes industrial. **Ingenieria quimica**, p. 119–128, 1986.

MADLOOL, N. A. et al. A critical review on energy use and savings in the cement industries. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 4, p. 2042–2060, 2011.

MADLOOL, N. A. et al. An exergy analysis for cement industries: An overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 1, p. 921–932, 2012

MOHAMMADI, A.; ASHJARI, M. A.; SADREDDINI, A. Exergy analysis and optimisation of waste heat recovery systems for cement plants. **International Journal of Sustainable Energy**, v. 37, n. 2, p. 115–133, 2018.

MORAN, M. et al. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 8. ed. Nova Iorque: Wiley, 2014.

MOREIRA, L. **Análise técnico-econômica de ciclos Rankine orgânicos para cogeração na indústria de cimento**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Programa de Pós graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018.

MOREIRA, L.; ARRIETA, F. Thermal and economic assessment of organic Rankine cycles for waste heat recovery in cement plants. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 114, p.1-20, 2019.

NAMI, H.; ANVARI-MOGHADDAM, A. Small-scale CCHP systems for waste heat recovery from cement plants: Thermodynamic, sustainability and economic implications. **Energy**, v. 192, p. 1–17, 2020.

NGUYEN, T. Q.; SLAWNWHITE, J. D.; BOULAMA, K. G. Power generation from residual industrial heat. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 11, p. 2220–2229, 2010.

NIVETHIDHA PRIYADARSHINI, S.; SIVAKUMAR, D. B. Waste Heat Recovery in Cement plant. v. 3, n. 5, p. 814–818, 2014.

PRADEEP VARMA, G. V.; SRINIVAS, T. Design and analysis of a cogeneration plant using heat recovery of a cement factory. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 5, p. 24–31, 2015.

PRADEEP VARMA, G. V.; SRINIVAS, T. Power-Augmented Steam Power Plant in a Cogeneration Cement Factory. **Journal of Energy Engineering**, v. 143, n. 1, p. 1–12, 2017.

REN, L.; WANG, H. Parametric optimization and thermodynamic performance comparison of organic trans-critical cycle, steam flash cycle, and steam dual-pressure cycle for waste heat recovery. **Energies**, v. 12, 1–22, 2019.

RASUL, M. G.; WIDIANTO, W.; MOHANTY, B. Assessment of the thermal performance and energy conservation opportunities of a cement industry in Indonesia. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, p. 2950–2965, 2005.

SANAYE, S. et al. A comprehensive approach for designing, modeling and optimizing of waste heat recovery cycle and power generation system in a cement plant: A thermo-economic and environmental assessment. **Energy Conversion and Management**, v. 205, p. 1–18, 2020.

SANI, M.; NOORPOOR, A.; MOTLAGH, M. Optimal model development of energy hub to supply water, heating and electrical demands of a cement factory. **Energy**, v. 177, p. 574–592, 2019.

STANDARDS for Steam Surface Condensers. 11. ed. 2012.

SUI, X. et al. Exergetic life cycle assessment of cement production process with waste heat power generation. **Energy Conversion and Management**, v. 88, p. 684–692, 2014.

TAN, Y. et al. Study on utilization of waste heat in cement plant. **Energy Procedia**, v. 61, p. 455–458, 2014.

ULRICH, Gael D; VASUDEVAN, Palligarnai T. **Chemical engineering process design and economics: a practical guide**. 2nd ed. Durham, N.H.: Process Publishing, 2004.

VANKEIRSBILCK, I.; GUSEV, S.; DE PAEPE, M. Organic rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation. International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. **Anais**, p. 785–792, 2011.

VARMA, G. V. P.; SRINIVAS, T. Parametric Analysis of Steam Flashing in a Power Plant Using Waste Heat of Cement Factory. **Energy Procedia**, v. 90, p. 99–106, 2016.

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.

YIN, Q.; DU, W. J.; CHENG, L. Optimization design of waste heat power generation systems for cement plants based on the thermal resistances analyses. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 118, p. 1190–1204, 2018.

ZEESHAN MUHAMMAD; NAEEM ARBAB MUHAMMAD. Waste Heat Recovery and its Utilization for Electric Power Generation in Cement Industry. **International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS**, v. 15, p. 28–33, 2015.