

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**Modelagem e Otimização Termoeconômica de Superestruturas de
Ciclos Kalina para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas
Termelétricas com Motores de Combustão Interna**

MANUEL ERNESTO DIONISIO SALAZAR SCHIAFFINO

Vitória, agosto de 2018

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Modelagem e Otimização Termoeconômica de Superestruturas de Ciclos Kalina para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas com Motores de Combustão Interna

Autor: **Manuel Ernesto Dionisio Salazar Schiaffino**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Coorientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Ciências Mecânicas**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Vitória, agosto de 2018

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
PROGRAMA DE PÓS- GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Modelagem e Otimização Termoeconômica de Superestruturas de
Ciclos Kalina para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas
Termelétricas com Motores de Combustão Interna**

Autor: **Manuel Ernesto Dionisio Salazar Schiaffino**

Composição da banca examinadora:

Prof. Dr. Felipe Raúl Ponce Arrieta - Examinador Externo

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC Minas

Prof. Dr. Atílio Barbosa Lourenço - Examinador Externo

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli - Coorientador

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES

Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos - Orientador

Universidade Federal do Espírito Santo – UFES

Vitória, agosto de 2018

Dedicatória

A Tatiana, infinita fonte de luz, esperança e alegria.

Agradecimentos

Aos meus pais pela esmerada educação e o amor incondicional.

Aos meus orientadores, Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos e Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli pelo exemplo, a amizade e o constante apoio.

À Profa. Dra. Carla César Martins Cunha pelos ensinamentos, conselhos e observações durante a elaboração deste trabalho.

Aos colegas da equipe SOWRICE:

A Leonardo Rodrigues de Araújo, pelos conselhos, pela amizade e toda a ajuda sempre solícita em cada momento, especialmente no meu artigo apresentado no COBEM 2017.

A Alexandre Morawski, pelo tremendo aporte no desenvolvimento do programa computacional e sua ajuda constante.

A Marcelo Aiolfi Barone, pela sua amizade e ajuda sempre solícita e desinteressada em todo o referente ao uso de softwares e nos preparativos do meu artigo.

A Letícia Ribeiro Costa, pela ajuda sempre solícita e o trabalho em equipe.

A Renan Cristofori e André Chun pelo trabalho em equipe e essa tremenda energia da juventude que nos faz acreditar num futuro melhor.

Ao PPGEM da UFES, à CAPES e à TEVISA pela oportunidade e apoio financeiro.

E, finalmente a todos os que, de uma forma ou de outra vieram a tornar possível a realização deste trabalho.

Epígrafe

“A Terra é um estágio muito pequeno em uma vasta areia cósmica”.

Carl Sagan

Resumo

SCHIAFFINO, M. E. D. S. (2018), Modelagem e Otimização Termoeconômica de Superestruturas de Ciclos Kalina para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas com Motores de Combustão Interna, Vitória, 112p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

Neste trabalho, é realizada a modelagem e otimização utilizando o software EES (Engineering Equation Solver) para aproveitar o calor proveniente de dois rejeitos térmicos: água de resfriamento e gás de exaustão, dos motores de combustão interna (MCI) de uma termelétrica. A modelagem contempla várias alternativas básicas capazes de produzir, individualmente ou em associação, energia elétrica e conta com um ciclo de alta aproveitando os gases da exaustão e outro ciclo de baixa aproveitando a água de resfriamento do motor. A otimização realizada é paramétrica e estrutural, com o objetivo de maximizar o lucro, e selecionar qual ciclo produz potência com menor custo. São realizadas modelagens termodinâmica e econômica para este trabalho, que levam em conta catorze variáveis de decisão para atender os ciclos de alta e de baixa. A principal contribuição é determinar a melhor configuração com base na otimização termoeconômica, visando aumentar a geração de potência da UTE Viana, sem que seja necessário o uso adicional de combustível. Os resultados mostraram que na condição ótima é possível obter um aumento em torno de 7,5% da potência gerada pela termelétrica.

Palavras-chave:

Ciclo Kalina; Otimização Termoeconômica; Superestrutura; Motor de Combustão Interna; Recuperação de Calor Residual.

Abstract

SCHIAFFINO, M. E. D. S. (2018), Modeling and Thermoeconomic Optimization of Kalina Cycle Superstructures for Waste Heat Recovery in Thermoelectric Power Plants with Internal Combustion Engines, Vitória, 112p. M. Sc. Thesis (M. Sc. Mechanical Engineering) – Technological Center, Federal University of Espírito Santo.

In this work, the modeling and optimization is performed using the Engineering Equation Solver (EES) software to harness the heat from two thermal rejects, cooling water and exhaust gas, from internal combustion engines (MCI) of a thermoelectric plant using Kalina cycles, with a Kalina superstructure integrated into the thermoelectric plant which takes into account the consumption of the radiators, the cooling tower and the back pressure effect. The modeling involves several basic alternatives capable of producing, individually or in association, electric energy and counts with a high cycle taking advantage of the exhaust gases and another low cycle taking advantage of the engine cooling water. The optimization performed is parametric and structural, with the objective of maximizing profit, and selecting which cycle produces power with lower cost. Thermodynamic and economic modeling are performed for this work, which consider fourteen decision variables to meet the high and low cycles. The main contribution is to determine the best configuration based on the thermoeconomic optimization, aiming to increase the power generation of the Viana UTE without the need for additional fuel use. The results showed that in the optimum condition it is possible to obtain an increase of about 7.5% of the power generated by the thermoelectric plant.

Keywords:

Kalina Cycle; Thermoeconomic Optimization; Superstructure; Diesel Engines; Waste Heat Recovery.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Disposição simplificada dos sistemas de repotenciação na UTE Viana.....	17
Figura 1.2 - Custo da eletricidade versus Geração ou Eficiência Elétrica	19
Figura 1.3 – Fluxo de Energia em um MCI.	21
Figura 2.1 – Comportamento da Mistura Amônia-Água a 550 kPa.	26
Figura 2.2 – Planta de ciclo Kalina.	27
Figura 2.3 – Configurações do ciclo Kalina: (a) KCS 11 e (b) KCS 34.	31
Figura 2.4 – Ciclo Kalina KCS 1-2.	32
Figura 2.5 – Segunda geração dos ciclos Kalina (SG-2) para (a) baixa temperatura e (b) média temperatura.	34
Figura 3.1 - Motor W20V32.	36
Figura 3.2 - Representação Esquemática do Motor W20V32 Dentro da Casa de Máquinas.	36
Figura 3.3 - Esquema do Sistema de Resfriamento.	39
Figura 3.4 - Representação da UG.....	41
Figura 3.5 - Disposição dos sistemas Kalina acoplados a um MCI da UTE Viana.....	42
Figura 4.1 – Layout da superestrutura Kalina modelada.	44
Figura 4.2 – Caldeira do ciclo de alta temperatura.	47
Figura 4.3 – Pré-aquecedor de água do ciclo de alta temperatura.	48
Figura 4.4 – Condensador do ciclo de alta temperatura.	49
Figura 4.5 – Regenerador do ciclo de alta temperatura.	50
Figura 4.6 – Bomba do ciclo de alta temperatura.	51
Figura 4.7 – Turbina do ciclo de alta temperatura.	51
Figura 4.8 – Caldeira do ciclo de baixa temperatura.	52
Figura 4.9 – Condensador do ciclo de baixa temperatura.	53
Figura 4.10 – Regenerador do ciclo de baixa temperatura.....	54
Figura 4.11 – Separador do ciclo de baixa temperatura.	54
Figura 4.12 – Misturador do ciclo de baixa temperatura.....	55
Figura 4.13 – Válvula de expansão do ciclo de baixa temperatura.	55
Figura 4.14 – Bomba do ciclo de baixa temperatura.	56
Figura 4.15 – Turbina do ciclo de baixa temperatura.	56

Figura 4.16 - Fluxograma do procedimento de otimização estrutural e paramétrica de sistemas de cogeração.....	74
Figura 4.17 - Superestrutura para otimização estrutural e paramétrica de sistemas de cogeração modelada no simulador de processos IPSEpro.	76
Figura 4.18 - Esquema de solução de um problema de otimização em dois níveis.	77
Figura 4.19 - Evolução da configuração do sistema de cogeração ao longo do processo de otimização.	79
Figura 4.20 - Procedimento para o projeto ótimo de sistemas de recuperação de calor residual a serem integrados a uma planta existente.	80
Figura 4.21 – Comportamento das horas despachadas anuais.	85
Figura 4.22 – Comportamento das CVU médio mensal.	86
Figura 5.1 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para motor sem caldeira de recuperação.....	89
Figura 5.2 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para motor com caldeira de recuperação.....	95
Figura 6.1 - Custo da Eletricidade versus Geração ou Eficiência Elétrica	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Parâmetros de Desempenho do Motor W20V32 nas Condições ISO.	37
Tabela 3.2 - Parâmetros Operacionais do Circuito de Água no Radiador.	39
Tabela 3.3 - Parâmetros dos Gases de Exaustão.	40
Tabela 3.4 - Parâmetros da Água Antes dos Radiadores.	40
Tabela 3.5 - Composição Mássica calculada do combustível.	41
Tabela 3.6 - Composição Molar dos Gases de Exaustão.	42
Tabela 4.1– Concentração molar dos elementos dos gases de exaustão.	47
Tabela 4.2 – Custos de aquisição dos equipamentos (C_{PE}) para Kalina.	59
Tabela 4.3 - Constantes para avaliação de custo.	60
Tabela 4.4 – Parâmetros ambientais.	81
Tabela 4.5 – Parâmetros do motor.	82
Tabela 4.6 – Parâmetros da Torre de Resfriamento.	82
Tabela 4.7 – Parâmetros da turbina e bomba em ambos ciclos.	82
Tabela 4.8 - Valores de coeficientes globais dos trocadores na aplicação da água gelada	82
Tabela 4.9 - Valores de coeficientes globais de cada equipamento para a superestrutura Kalina.	82
Tabela 4.10 – Variáveis de Decisão da superestrutura Kalina.	83
Tabela 4.11 – Valores históricos mínimos, máximos e médios das condições de contorno.	86
Tabela 5.1 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 8000 horas anuais e motor sem caldeira de recuperação.	90
Tabela 5.2 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 6000 horas anuais e motor sem caldeira de recuperação.	91
Tabela 5.3 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 4000 horas anuais e motor sem caldeira de recuperação.	92
Tabela 5.4 – Análise de viabilidade econômica das superestruturas Kalina ótimas para um motor sem caldeira de recuperação.	94
Tabela 5.5 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 8000 horas anuais e motor com caldeira de recuperação.	96

Tabela 5.6 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 6000 horas anuais e motor com caldeira de recuperação.....	97
Tabela 5.7 – Análise de viabilidade econômica das superestruturas Kalina ótimas para motor com caldeira de recuperação.	99

SIMBOLOGIA

Símbolos

- A - área de transferência de calor [m^2]
- c_p - calor específico à pressão constante [kJ/kgC]
- h - entalpia específica [kJ/kg]
- $\dot{m}$ - vazão mássica [kg/s]
- P - pressão [bar]
- $\dot{Q}$ - taxa de transferência de calor [kJ/s]
- T - temperatura [$^{\circ}C$]
- U - coeficiente global de transferência de calor [kW/m^2C]
- $\dot{W}$ - potência [kW]
- $\dot{Z}$ - taxa de custo [$\$/s$]
- Z - custo de compra do componente [$\$$]

Letras Gregas

- Δ - variação
- η - eficiência
- Φ - fator de manutenção

Subscritos

- cond - condensador
- evap - evaporador

b - bomba

comb - combustível

t - turbina

FQ - fonte quente

FF - fonte fria

liq - líquido

e - entrada

s - saída

ORC - ciclo Rankine orgânico

Lista de Abreviaturas

APP - *Approach*

CHP - *Combined Heat and Power*

CVU - Custo Variável Unitário

EES - *Engineering Equation Solver*

GE - Geração de Energia

MCI - Motor de Combustão Interna

PBD - *Payback* Descontado

TIR - Taxa Interna de Retorno

WHR - *Waste Heat Recovery*

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. MOTIVAÇÃO.....	20
1.2. OBJETIVOS.....	22
1.2.1 OBJETIVOS GERAIS	22
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
1.3. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	23
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	24
2.1. PRINCÍPIO DO CICLO DE POTÊNCIA COM AMÔNIA E ÁGUA	24
2.2. CICLO KALINA PARA APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL DE MCI.....	28
2.3. CICLO KALINA PARA APROVEITAMENTO DE CALOR RESIDUAL DE OUTRAS FONTES	28
2.4. CONFIGURAÇÕES DO CICLO KALINA.....	30
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO.....	35
3.1. DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMELÉTRICA	35
3.2. SISTEMA DE EXAUSTÃO DE GASES	37
3.3. SISTEMA DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO.....	38
3.4. CALOR DISPONÍVEL PARA SER RECUPERADO	39
3.5. SUPERESTRUTURA PARA APROVEITAMENTO DE CALOR.....	42
4. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	43
4.1. SUPERESTRUTURA KALINA	43
4.2. MODELAGEM TERMODINÂMICA.....	45
4.3. MODELAGEM ECONÔMICA	57
4.4. MODELAGEM DE SUPERESTRUTURAS E MÉTODOS DE OTIMIZAÇÃO	61
4.5. O PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO.....	81
4.6. CONDIÇÕES DE CONTORNO	85
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	89
6. CONCLUSÕES	101
7. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	104

1. INTRODUÇÃO

Com o aumento tanto da poluição do meio ambiente pelo uso de combustíveis fósseis quanto do preço dos combustíveis, tem crescido consideravelmente o número de pesquisas que procuram desenvolver tecnologias alternativas como fonte de energia e também aumentar a eficiência energética dos processos que envolvem combustíveis fósseis com o intuito de reduzir seu consumo.

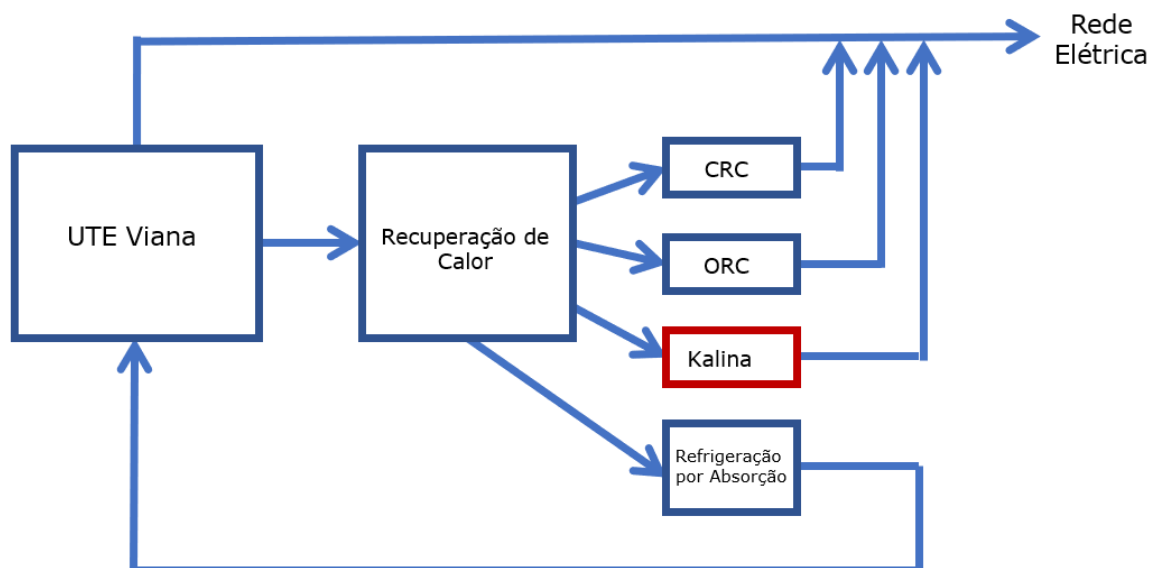
No Brasil o governo tem incentivado a pesquisa no campo do desenvolvimento e a eficiência energética. Isto principalmente por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizadas do setor de energia elétrica com base no artigo 2º da Lei 9.991 de 2000. Esta lei obriga às concessionárias de geração e empresas autorizadas à produção independente de energia elétrica, a aplicar anualmente o montante mínimo de 1% de sua receita operacional líquida em pesquisa e desenvolvimento do setor elétrico. Esta lei exclui por isenção, as empresas que gerem energia com exclusividade a partir de instalações eólicas, solares de biomassa, pequenas centrais elétricas e cogeração.

Sendo assim, este trabalho faz parte de um projeto de pesquisa através da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) intitulado “Modelagem, Simulação e Otimização Termoeconômica das Alternativas de Repotenciação das usinas Termelétricas com Motores Alternativos de Combustão Interna para o aproveitamento do Calor Rejeitado”, em que foram avaliados outros sistemas para a recuperação do calor atualmente rejeitado além do Ciclo Kalina. A justificativa deste projeto está relacionada ao fato de que em termelétricas com motores de combustão interna, uma grande quantidade de calor é rejeitada através da água de resfriamento como também dos gases de exaustão.

Existem diversos sistemas capazes de captar essa energia residual de tais processos e transformá-la em um tipo de energia que possa ser aproveitada e ainda constituem temas de pesquisa estratégica em todos os novos editais de agências de fomento na área de eficiência energética e são áreas de destaque em conceituados e reconhecidos congressos internacionais sobre a geração termelétrica e a eficiência energética.

Devido a isto, pode ser projetado um sistema de recuperação de calor para ser acoplado à termelétrica, visando aumentar a potência produzida com o mesmo consumo de combustível como mostrado na Figura 1.1, onde aparecem as diferentes alternativas de repotenciação para a usina estudada no projeto.

Figura 1.1 - Disposição simplificada dos sistemas de repotenciação na UTE Viana



O ciclo combinado e o resfriamento do ar de sucção são alternativas pesquisadas e até implantadas em turbinas a gás, mas pouco estudadas e utilizadas para motores de combustão interna, que, como antes citado, rejeitam grande parte do calor em forma de água quente de resfriamento e gases de exaustão. Dentre todas essas alternativas tecnológicas existentes e pesquisadas, o Ciclo Kalina é um ciclo incipiente e pouco estudado para esta aplicação no Brasil. As plantas em operação utilizando este ciclo estão sediadas em climas mais frios (NASRUDDIN et al., 2009), gerando maiores potências já que a fonte de calor é residual e de baixa temperatura. Em climas mais quentes as plantas operam utilizando fontes de calor de maior temperatura, obtendo variações importantes na produção de potência em função da temperatura ambiente (MATSUDA, 2014).

O ciclo Kalina é considerado tecnicamente viável, e tem sido amplamente aplicado em sistemas baseados em energia solar, geotérmicas, de biomassa, térmica dos oceanos e de recuperação de calor do motor. Trata-se de um ciclo de potência que utiliza uma mistura de amônia-água como fluido de trabalho e sua configuração mais simples está composta de caldeira, turbina, bomba e condensador. Devido ao fato do fluido de trabalho ser uma mistura amônia-água, e não apenas água, pode ser aproveitado o calor residual de baixa ou média temperatura.

O Motor de Combustão Interna (MCI) pode ser definido como uma máquina térmica que gera potência de eixo a partir do calor liberado na combustão que acontece no interior dos seus cilindros, e como toda máquina térmica ele rejeita calor ao ambiente,

fazendo com que os motores de combustão interna proporcionem ótimas oportunidades de recuperação de resíduos térmicos.

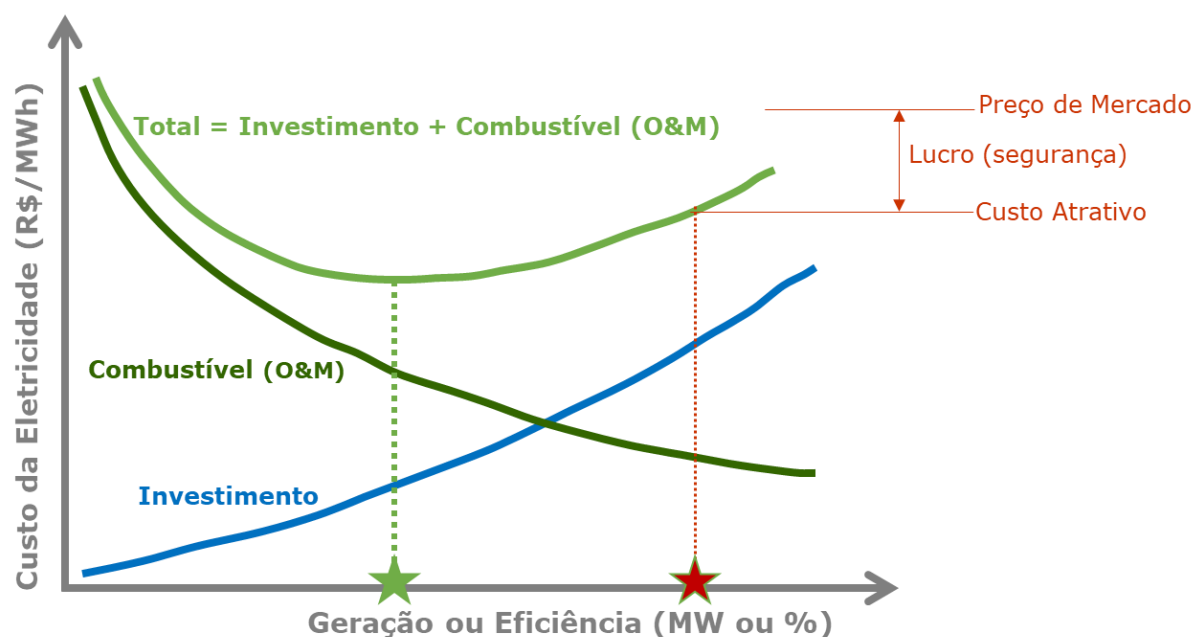
Grande parte da energia do combustível em MCI é desperdiçada na forma de calor, devido a limitações termodinâmicas e técnicas. Tahani, Javan e Biglari (2013) afirmam que aproximadamente um terço da energia do combustível é convertido em energia mecânica, enquanto DOLZ e outros (2012) afirmam que num motor diesel típico, menos de 45% da energia do combustível pode ser convertida em produção de trabalho útil, e a energia restante é perdida, principalmente pelos gases de escape e pela água de resfriamento. Song, Song e Gu (2015) destacam que a eficiência de um motor varia em função de suas características e tamanho, e que atualmente já existem grandes motores com eficiência energética próxima dos 50%.

Portanto, constitui um desafio recuperar eficientemente o calor residual contido nos gases de escape e na água de resfriamento para que a eficiência do motor a diesel original possa ser melhorada de forma significativa, e sem adição de qualquer tipo de combustível. Sob esta perspectiva, o ciclo Kalina apresenta um interessante potencial de conversão e desempenho.

Para analisar os desempenhos de conversão de energia e viabilidade econômica os processos de repotenciação utilizam diversas metodologias, tais como: método de eficiência energética, utilização da energia ponderada por preços, eficiência térmica artificial, razão de economia de combustível, incremento da taxa e calor e rendimento exergético e através da termoeconomia. Portanto, é importante utilizar uma metodologia adequada para analisar o desempenho do ciclo.

É possível ainda, realizar a otimização levando em consideração o preço de mercado da energia elétrica, o que poderia alterar o valor de ótimo encontrado, pois ao considerar esse valor pode ser que haja um custo atrativo que permite gerar uma maior potência e obter uma maior eficiência, sem que para isso seja necessário reduzir o lucro. (Figura 1.2).

Figura 1.2 - Custo da eletricidade versus Geração ou Eficiência Elétrica



Fonte: Ribeiro (2017)

Quando é idealizado um sistema térmico para aproveitamento de calor se desconhece inicialmente a quantidade de potência que será produzida. Mas, sabe-se que quanto mais potência se tiver que produzir para a mesma quantidade de calor rejeitado, maior será o investimento necessário porque os equipamentos deverão ser mais eficientes, com maior área e consequentemente irá se gerar mais potência aumentando o custo de investimento.

Em contrapartida, o consumo específico de toda a planta vai reduzir porque será aumentada a quantidade de potência com a mesma quantidade de combustível. Sendo assim, o ponto de mínimo (acima da estrela verde no eixo da abcissa) que mostra a curva da Figura 1.2 representa a somatória do investimento mais o consumo específico de combustível. Este ponto representa a potência que seria gerada com o mínimo custo da energia elétrica. Entretanto, como as termelétricas operam dependendo de um tempo de despacho variável, às vezes, dependendo da situação, se o preço de mercado for muito alto, a curva se desloca de esquerda para direita chegando num outro custo maior que o mínimo, mas ainda assim atrativo. Isto devido a obter menos por unidade de potência gerada. Contudo, sendo muita potência se obterá lucro por escala. Isto representa o conceito de otimizar maximizando o lucro e que se alinha com o ponto à esquerda (acima da estrela vermelha no eixo da abcissa) e que é diferente de otimizar minimizando o custo da energia elétrica.

Sobre a formulação do problema de otimização quando se otimiza já se sabe a potência, então maximizando a eficiência se chega no ponto da esquerda da Figura 1.1. Como no caso estudado lidamos com calor residual, enquanto mais eficiente for o ciclo, mais potência será produzida. Ao mesmo tempo, quando se produz mais potência mais ira se vender energia. Então pode-se não ganhar por unidade de potência produzida, mas, dependendo do preço de mercado irá se ganhar pela quantidade que se irá produzir.

Então por tudo que foi explicado foi decidido que para a otimização se teria como função objetivo o lucro porque se levantaria o CVU que é o preço de mercado e se conseguiria chegar numa utilização que atingiria um custo que ainda seria atrativo. Mesmo não sendo usual otimizar pelo lucro, as plantas no Brasil operam dependendo das horas de despacho e da capacidade de produção, então é mais viável otimizar pelo Lucro. Com maior potência se obtém um maior lucro, com mais horas de despacho se obtém maior lucro também.

1.1. Motivação

No Brasil, nos últimos anos a demanda pela utilização de fontes energia renovável aumentou significativamente, e essa tendência de crescimento será mantida nos próximos anos. No entanto, de acordo com a matriz energética, o uso de fontes de energia alternativas ainda é muito inferior ao uso de fontes fósseis tradicionais.

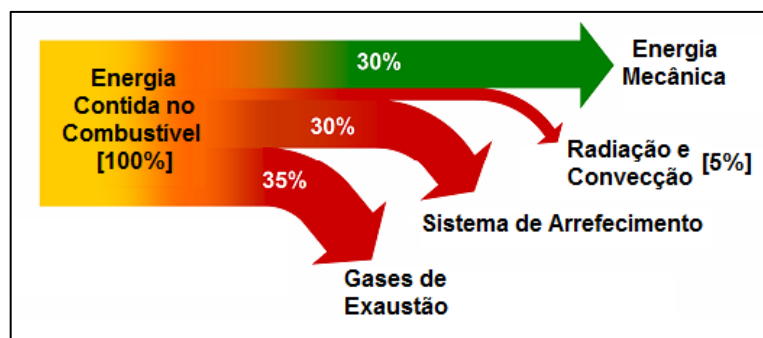
Entre as fontes fósseis tradicionais podemos encontrar as que alimentam os motores de combustão interna e que são máquinas térmicas com ótimas oportunidades de recuperação de resíduos térmicos. Em um MCI uma grande parte da energia do combustível é desperdiçada na forma de calor, devido a limitações térmicas. Dependendo do tamanho dos motores há alguns em que aproximadamente um terço da energia do combustível é convertido em energia mecânica (TAHANI et al., 2013).

A recuperação de resíduos térmicos ou WHR (*Waste Heat Recovery*) tem como objetivo utilizar o calor que normalmente é descartado para a atmosfera por um sistema térmico, para transformá-lo em uma forma útil de energia. Entre seus benefícios estão: energia adicional livre de CO₂, aumento da eficiência do processo e economia de combustível.

Segundo Toom (2007), a energia restante é toda dissipada para o ambiente na forma de resíduo térmico através dos gases de escape, sistema de resfriamento, sistema de lubrificação e por radiação e convecção do motor, o que explica a baixa eficiência dos

MCI (Figura 1.3). Portanto, esta energia dissipada para o ambiente torna-se uma oportunidade de aproveitamento mediante sistemas de cogeração.

Figura 1.3 – Fluxo de Energia em um MCI.



Fonte: TOOM (2007)

Apesar das melhorias substanciais da eficiência do motor diesel nas últimas décadas, uma quantidade considerável de energia ainda é rejeitada para o ambiente (TENG et al., 2006). Estas perdas, em função das condições de funcionamento do motor, são da ordem de 50% da energia do combustível (TENG et al., 2011), pelo que se mantém uma margem significativa de melhoria da eficiência total do sistema. Nesse período, diferentes tecnologias foram propostas e avaliadas pela indústria e pela academia (SAIDUR et al., 2012). Uma tecnologia promissora que recolhe atenções, especialmente no campo dos motores pesados, é recuperar o calor residual com um ciclo Kalina.

Por outro lado, num projeto ótimo de sistemas térmicos, a relação de equipamentos e suas interconexões deve ser otimizada (DONATELLI, 2002), isto é, a melhor configuração para o sistema térmico deve ser sempre investigada e definida. Esse problema, que é de natureza combinatória, constitui a otimização estrutural, também chamado de problema de síntese. No entanto, cada configuração deve ser sujeitada à otimização paramétrica ou de parâmetros, que envolve as variáveis relacionadas às dimensões dos equipamentos e aos parâmetros operacionais. Depois da otimização estrutural e paramétrica, o sistema térmico ótimo deve ser submetido ainda a simulações para se verificar seu desempenho em função de todas as possíveis variações das condições de contorno como tempo de despacho e custo de energia no mercado (CVU).

1.2. Objetivos

1.2.1 *Objetivos Gerais*

O objetivo deste trabalho é modelar e otimizar termoeconomicamente uma superestrutura que contemple as configurações adequadas para o acoplamento de Ciclos Kalina a motores de combustão interna visando a obtenção do menor custo da potência elétrica gerada ao recuperar calor residual, tendo a UTE Viana como estudo de caso. Especificamente para a recuperação de calor da água de resfriamento e dos gases de escape (GE) de vinte motores diesel Wärtsilä W20V32 de uma usina de geração termelétrica localizada em Viana, Espírito Santo. Os resultados de otimização fornecem os custos de equipamentos, estruturas e parâmetros de projeto por meio de variáveis ótimas de decisão e definidas pelo equipamento de ciclo Kalina por potência de motor líquida adicional gerada.

Apresentar os procedimentos e os resultados de uma otimização termoeconômica utilizando uma superestrutura Kalina contemplando a existência de várias alternativas básicas capazes de suprir, individualmente ou em associação, as demandas de energia elétrica. Esta superestrutura integrada à usina termelétrica que leva em conta os consumos dos radiadores, a torre de resfriamento e a contrapressão. Isto, para recuperar o calor residual da água de resfriamento e dos gases de escape em um motor diesel Wärtsilä W20V32 de uma usina de energia localizada no Espírito Santo, no Brasil. Os resultados de otimização fornecem o lucro da venda da geração de energia adicional e os custos de equipamentos e parâmetros de projeto por meio das variáveis de decisão ótimas: pressão de evaporação (P_{evap}), pressão de condensação (P_{cond}), Approach (APP), Eficiência isentrópica da bomba (η_p), eficiência isentrópica da turbina (η_T), diferença de temperatura terminal do separador ($\Delta T_{\text{separador}}$), efetividade do regenerador (ϵ_{reg}), aumento da temperatura do superaquecimento ($\Delta T_{\text{superaquecedor}}$), fluxo de massa ($\dot{m}_K$) e concentração de amônia (x_{NH_3}), o que finalmente alcance a função objetivo máxima (F_{obj}). Estes resultados são discutidos no final deste trabalho

1.2.2 *Objetivos Específicos*

- Desenvolver a modelagem termodinâmica de superestruturas Kalina levando em consideração catorze variáveis de decisão;
- Desenvolver uma modelagem econômica com equações de custo que respondam a todas essas variáveis de decisão;
- Obter os parâmetros e configurações ótimas a partir da superestrutura Kalina;

- Obter o aumento ótimo da potência gerada pela termelétrica utilizando o algoritmo genético do EES;
- Obter os custos dos equipamentos;
- Realizar uma avaliação econômica.

1.3. Estrutura da Dissertação

Além deste capítulo introdutório onde foram apresentados a motivação e os objetivos, esta dissertação conta com outros cinco capítulos que integram o corpo deste trabalho. Além desses capítulos estão as Referências Bibliográficas.

No Capítulo 2 é feita a revisão bibliográfica no que diz respeito ao Ciclo Kalina e seu uso como alternativa para recuperação de calor. É apresentado também o modelo econômico e os métodos de otimização.

No Capítulo 3 é feita uma descrição detalhada do problema proposto, descrevendo a central termelétrica utilizada como estudo de caso e especificando o calor recuperável.

No Capítulo 4 é descrita a formulação do problema modelagem termodinâmica das estruturas Kalina.

No Capítulo 5 são analisados os resultados obtidos no estudo de caso, por meio da otimização com o objetivo de determinar qual estrutura apresentou melhor lucro.

No Capítulo 6 são apresentadas uma síntese da dissertação, as considerações finais e sugestões para os trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em 1898, Sir William Ramsey (1852-1916) – o descobridor dos gases nobres – previu uma catástrofe para a humanidade: a escassez de fertilizantes nitrogenados para meados do século XX, o que provocaria uma redução desastrosa na produção de alimentos em todo o mundo. Na época, o nitrogênio era obtido de depósitos naturais de nitratos de sódio (NaNO_3) e potássio (KNO_3) ou de excrementos de aves marinhas (guanos).

A catástrofe prevista por Ramsey não ocorreu graças ao trabalho de dois alemães: o químico Fritz Haber (1868-1934) e o engenheiro William Carl Bosch (1874-1940). Eles criaram um processo no qual conseguiram sintetizar a amônia a partir de seus elementos constituintes.

Posteriormente, outro químico alemão, chamado Carl Bosch (1874-1940), continuou o trabalho de Haber e conseguiu implementar o uso da síntese de amônia em escala industrial. Por esses feitos, Haber recebeu o Nobel de Química em 1918, e Bosch, em 1931. A forma como essa reação marcou a história do século 20 foi tema de um artigo publicado na revista *Nature Geoscience* pelo grupo de Jan Willem Erisman, do Centro de Pesquisa Energética da Holanda.

Devido a suas diversas propriedades, a amônia tem apresentado uma vasta aplicação, dentre as quais pode-se destacar utilizá-la conjuntamente com a água como um fluido binário.

2.1. Princípio do ciclo de potência com amônia e água

O propósito de usar uma mistura binária como fluido de trabalho em um ciclo de potência é diminuir as irreversibilidades devido a uma combinação desvantajosa de temperatura nos processos de troca de calor. Os fluídos binários evaporam e condensam a temperaturas crescentes e decrescentes, respectivamente, enquanto os fluídos de um só componente evaporam e condensam a temperaturas constantes. A mistura amônia-água é não azeotrópica. A característica das misturas não azeotrópicas é que a composição e a temperatura variam durante a ebulição para todas as composições possíveis da mistura.

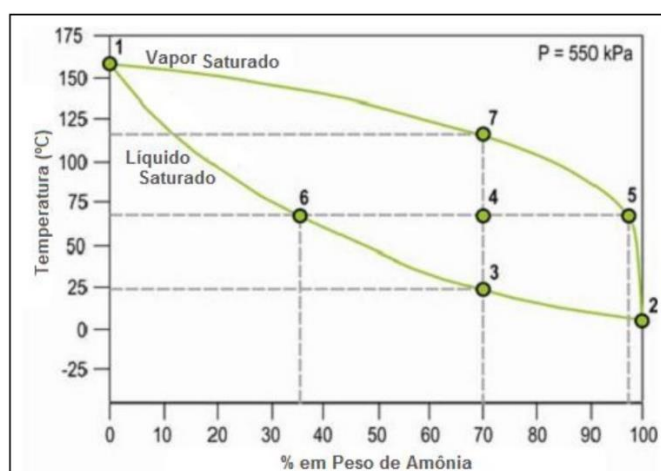
A fim de substituir o ciclo Rankine com fluido puro, utilizado anteriormente como sistema *bottoming* em ciclos combinados, bem como para a geração de eletricidade a partir de fontes de calor de baixa temperatura, Alexander I. Kalina desenhou um novo

ciclo de potência em que amônia e água são utilizados como fluido de trabalho (KALINA et al., 1984).

Segundo Korobitsyn (1998), o ciclo Rankine tem uma séria desvantagem em aplicações *bottoming* devido à temperatura de vaporização constante. O ciclo Kalina é basicamente um ciclo Rankine modificado, ou melhor, um ciclo por absorção invertido (VALDIMARSSON, 2003), que foi desenvolvido visando reduzir as irreversibilidades causadas pelo uso de uma substância pura como fluido de trabalho. O ciclo Kalina, ao usar uma mistura de amônia e água como fluido de trabalho, permite que o perfil de temperatura do fluido de trabalho se aproxime ao perfil de temperatura da fonte de calor ou dissipador (RODRÍGUEZ et al., 2013). De acordo com Mlcak (1996), a mistura amônia-água tem muitas características diferentes da água e da amônia em estado puro, tais como: temperaturas de evaporação e condensação variáveis, enquanto das substâncias puras são constantes; propriedades termo físicas da mistura amônia-água podem ser alteradas mudando a concentração de amônia na solução, enquanto as propriedades da amônia ou água pura são fixas. Além disso, soluções de amônia-água possuem temperaturas de congelamento muito baixas em comparação com as da água.

A essência do ciclo Kalina aproveita a vantagem da habilidade da solução amônia-água, que a qualquer pressão, evapora ou condensa a temperatura variável. Amônia tem uma baixa temperatura de evaporação e condensação comparada com a água. Portanto, amônia em uma mistura com água é o componente mais volátil. Isso significa que quando uma solução líquida é aquecida, principalmente amônia irá evaporar primeiro. De modo análogo, quando o vapor da solução é resfriado, principalmente a água irá condensar primeiro. Esta característica pode ser ilustrada na Figura 2.1. Os pontos 1 e 2 são respectivamente os pontos de saturação da água e da amônia pura. A curva inferior no gráfico é a curva de líquido saturado, ou seja, as temperaturas de evaporação para as diferentes concentrações da solução. A curva superior é a curva de vapor saturado, ou seja, as temperaturas de condensação para as diferentes concentrações da solução.

Figura 2.1 – Comportamento da Mistura Amônia-Água a 550 kPa.



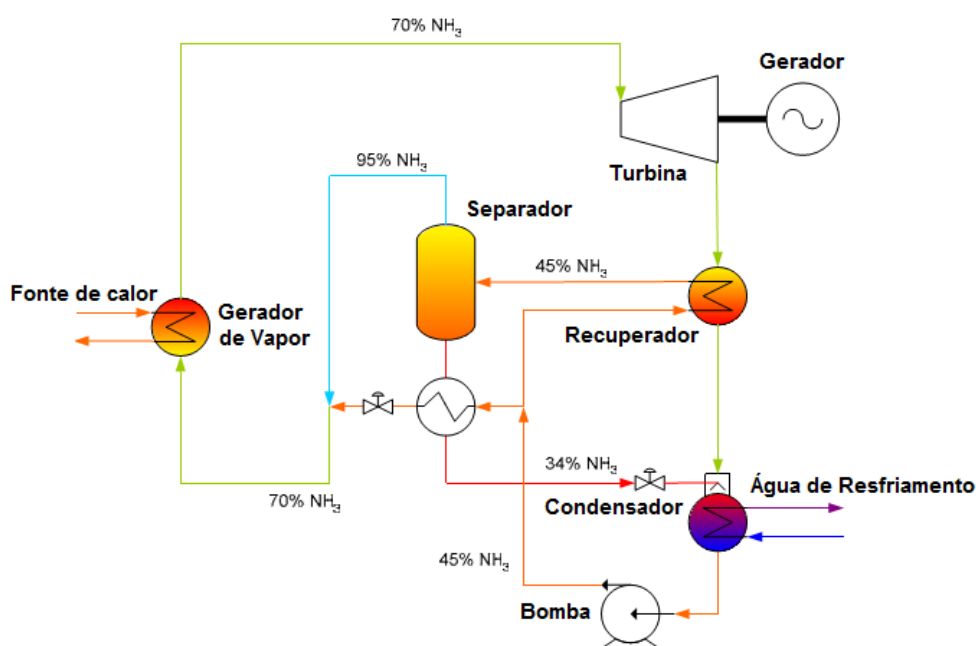
Fonte: Adaptado de MLCÁK (1996)

A maior vantagem na eficiência do ciclo Kalina é dada nos processos de aproveitamento e rejeição de calor, por meio da característica da mistura amônia e água de evaporar e condensar a uma temperatura variável. Quando a mistura de amônia e água é aquecida, a amônia, mais volátil, tende a evaporar primeiro do que a água pura. Na medida em que a concentração de amônia na mistura diminui, sua temperatura de saturação aumenta, proporcionando uma melhor adequação com a fonte de calor (gases de exaustão, por exemplo) do que a evaporação de fluidos puros, que é à temperatura constante para qualquer substância pura (água/vapor, por exemplo). Isto permite reduzir as irreversibilidades termodinâmicas da troca térmica e os efeitos do *pinch point* no evaporador (ZHANG et al., 2012).

De acordo com Mlcak (1996), para diminuir as irreversibilidades da troca térmica, os projetistas de ciclos Rankine, empregando fluidos puros, para aplicações *bottoming*, utilizam dois ou mais níveis de pressão para absorver o calor da fonte quente. No entanto, isso aumenta a complexidade e o custo da planta, enquanto que para o ciclo Kalina isso não é necessário.

Comparado ao ciclo Rankine, o ciclo Kalina tem componentes similares na configuração do ciclo. Segundo HE e outros (2011), a diferença entre o ciclo Rankine e o ciclo Kalina está na presença de um separador, o qual permite que sejam formadas correntes de fluidos de trabalho com diferentes concentrações de amônia, conforme a sua configuração simples ilustrada na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Planta de ciclo Kalina.



Fonte: Adaptado de MLCAC (1996)

Segundo ZHANG e outros (2012), a presença do separador introduz um grau de liberdade a mais que o ciclo Rankine, que é a concentração de amônia na mistura. Portanto, o desempenho termodinâmico do ciclo Kalina será afetado fortemente pela fração da amônia na mistura e pelos parâmetros dos equipamentos que compõem o ciclo.

De acordo com BOMBARDA e outros (2010), para obter uma alta eficiência termodinâmica, o ciclo Kalina requer uma pressão máxima muito alta. Seus estudos mostram, por exemplo, que o ciclo Kalina requer uma pressão máxima de 100 bar para ter desempenho semelhante a um ciclo Rankine Orgânico com pressão máxima de 10 bar.

Por outro lado, a principal preocupação para a aplicação do ciclo Kalina na engenharia incide nas características ambientais e de segurança da mistura amônia-água (ZHANG et al., 2012). No entanto, segundo Renz e Engelhard (2006), a amônia não apresenta potencial de dano à camada de ozônio nem para o aquecimento global. Mesmo a amônia sendo tóxica, é fácil detectá-la em níveis seguros de concentração e, além disso, há muito *know how* em manipular a substância devido à sua ampla utilização em ciclos de refrigeração por absorção.

2.2. Ciclo Kalina para aproveitamento de calor residual de MCI

Jonsson e Yan (2001) estudaram o aproveitamento de calor residual em motores diesel Wärtsilä 18V46GD por meio do ciclo Kalina. Eles compararam o aproveitamento apenas dos gases de exaustão com o aproveitamento de todas as fontes de calor residual. Além disso, estudaram também diferentes configurações do ciclo Kalina. Para um ciclo simples, o aproveitamento apenas dos gases resultou em um aumento na eficiência global de 9,0%, enquanto o aproveitamento de todas as fontes proporcionou um aumento da eficiência global de 14,7%. Para um ciclo mais complexo utilizando trocadores de calor duplos e triplos, o aproveitamento apenas dos gases ofereceu um aumento da eficiência global em 10,4%, enquanto o aproveitamento de todas as fontes resultou em um aumento da eficiência global em 15,6%.

BOMBARDA e outros (2010) pesquisaram o aproveitamento dos gases de exaustão de um motor diesel turboalimentado utilizando uma planta Kalina. Utilizou-se o *software* Aspen-HYSYS e os resultados apresentaram um aumento da potência em 18% e uma eficiência do sistema em ciclo Kalina de 19,7%.

HE e outros (2011) avaliaram a utilização de um ciclo Kalina para o aproveitamento da água de resfriamento do bloco de um motor. Os resultados mostraram uma eficiência termodinâmica do sistema em ciclo Kalina de 14,1%, aproveitando apenas o calor da água de resfriamento.

2.3. Ciclo Kalina para aproveitamento de calor residual de outras fontes

Zare e outros (2012) fizeram uma abordagem termoeconômica do comportamento de um ciclo amônia-água gerando potência e frio. O propósito desse trabalho foi maximizar as variáveis de eficiência energética e exergética e minimizar o custo específico dos produtos em função das variáveis de decisão. Foi desenvolvido com o *software* EES utilizando balanços de massa, energia e entropia e o balanço de custos para a análise exergoeconômica. O ciclo foi otimizado via algoritmo genético. A otimização das eficiências exergética e energética não acarretou em otimização do custo unitário, cujo valor para melhor eficiência energética, 16,63%, foi de 145,9 \$/GJ e o custo unitário para a melhor eficiência exergética, 52,27%, foi de 164,4 \$/GJ. O menor custo unitário obtido foi de 118,8 \$/GJ e os valores de eficiência energética e exergética foram de 16,29% e 51,24% respectivamente. Neste ponto de operação, a razão de pressão das bombas foi de 14,51, a concentração de amônia foi de 0,9651, a diferença

mínima de temperatura foi de 5°C, o fluido não foi superaquecido e a razão potência/frio foi de 4,44. A otimização levou a um custo unitário de 121,3 \$/GJ, contudo elevou também o fator potência/frio para 4,94, permitindo maior geração de potência elétrica.

Shankar, Ganesh e Srinivas (2012) modelaram um sistema de geração utilizando ciclo Kalina e coletores solares parabólicos para geração de eletricidade. Observaram que conforme aumenta a temperatura no separador, há um aumento da eficiência geral da planta. Todavia, para que se alcance o ponto ótimo de operação de cada faixa de temperatura é necessário aumentar a concentração de amônia da solução forte. Para a temperatura da fonte de 125°C, o valor de fração de amônia que otimiza a eficiência é de 0,65, para 130°C a fração de amônia é de 0,70, para 135°C a fração de amônia é de 0,75 e por fim para 140°C a fração de amônia é de 0,8. Nestas condições de operação, a potência específica gerada é de 105 kW com a eficiência global da planta em 6% e eficiência do ciclo em 15%. Foram experimentadas variações da concentração solar entre 400 kW/m² a 700 kW/m² verificando que o incremento da concentração da radiação solar sempre leva a um aumento da eficiência, para uma dada temperatura da fonte.

Rodríguez e outros (2013) analisaram o ciclo Kalina, utilizando o software comercial Aspen HYSYS, para fontes de calor geotérmicas no Brasil, e o melhor desempenho ocorreu na temperatura de operação de 140°C, com fração de amônia no fluido de trabalho de 84% gerando 28,05 kW para 1 kg/s de vazão do fluido geotérmico. Concluíram que os custos por kWh tornavam esta tecnologia inviável para o mercado brasileiro na data de publicação do artigo, mas, em caso de investimento, o ciclo Kalina mostrou-se termodinamicamente viável.

Arrieta e Santos (2014) desenvolveram uma modelagem termodinâmica e exérgica de um ciclo Kalina para a cogeração na indústria de cimento. Utilizaram o *software* EES e a faixa ótima de potência líquida obtida do ciclo ocorreu com a pressão de entrada na turbina entre os valores de 70 bar e 86 bar, e a fração de amônia neste ponto entre 0,5 e 0,535. Dentre a faixa de pressão analisada, notou-se que o decréscimo aumentou a potência gerada pelo ciclo e em contrapartida aumentou o custo exérgico unitário. O mesmo comportamento ocorre para o intervalo de fração de amônia analisada. A potência máxima atingida foi de 12.300 kW com pressão de operação a 86 bar e fração de amônia de 0,53. Recomendaram utilizar a pressão de 70

bar e fração de amônia entre 0,52 e 0,53 quando priorizada a geração de potência líquida e 86 bar com as mesmas frações de amônia quando priorizada a otimização do custo exergético unitário.

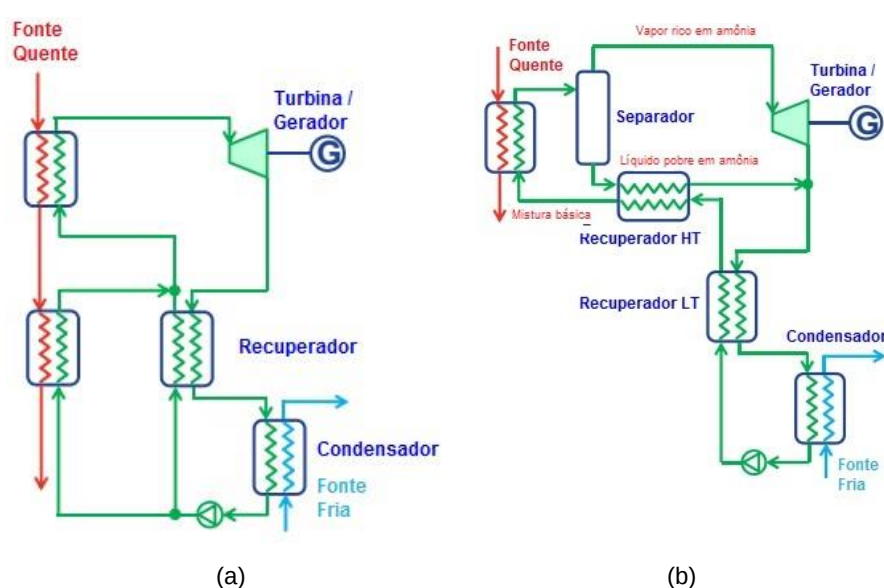
Ogriseck (2009) realizou um estudo de caso da integração do ciclo Kalina a um ciclo combinado de calor e potência. Os objetivos eram aperfeiçoar a eficiência do processo de resfriamento e verificar tecnologias que permitissem a conversão de calor de baixa temperatura em eletricidade. A fonte primária de calor foram os gases de exaustão das caldeiras do ciclo de topo, que alimentam a caldeira de recuperação do ciclo Kalina a 150°C e são resfriados até a temperatura mínima de 130°C, limitação imposta devido ao ponto de orvalho do ácido sulfúrico. Foi modelado no *software* EBSILON® Professional e o esquema de planta utilizado é o mesmo instalado em Húsavik. Os resultados apontaram que o decréscimo da temperatura de condensação e da pressão de exaustão da turbina elevam o salto entálpico e por consequência elevam a potência elétrica gerada. Foi observado que na operação do ciclo em pressões inferiores a 36 bar, a geração de eletricidade é maior com fração de amônia inferiores a 0,5 e para pressões superiores a 36 bar, o mesmo ocorre com frações de amônia superiores a 0,7. O autor concluiu que a eficiência líquida do ciclo variou entre 12,3% e 17,1% produzindo entre 320 kW e 440 kW para uma entrada de calor de 2,3 MW.

2.4. Configurações do ciclo Kalina

Assim como no ciclo Rankine Orgânico, os ciclos Kalina podem se apresentar em diferentes configurações. O primeiro ciclo Kalina data de 1984 e foi denominado KCS 1 (*Kalina Cycle System*). Com o objetivo de reduzir as irreversibilidades nas trocas térmicas, vêm sendo realizadas modificações e melhorias no KCS 1 para cada aplicação específica. Com isto, foi criada uma família de configurações KCS, identificando cada uma com um número (ZHANG *et al.*, 2012). Uma configuração bastante estudada na literatura é o KCS 11 (Figura 2.3 a). De acordo com Kalina (2003), essa configuração foi uma das primeiras utilizadas em aplicações geotérmicas. No entanto, não permite o controle da concentração de amônia na mistura e só é recomendada para temperaturas de fonte quente superior a 190°C. De acordo com Kalex (2010), nesta configuração a mistura amônia-água é totalmente evaporada na saída do evaporador. Assim, não é necessário o uso de um separador após o evaporador. Com isto, uma concentração constante de amônia é utilizada em todo o ciclo.

Segundo Becquin e Freund (2012), a versão de baixa temperatura do KCS 11 utilizada em aplicações geotérmicas é a chamada KCS 34 (Figura 2.3 b), que possui um separador após o evaporador. Neste ciclo, a mistura amônia-água é parcialmente evaporada no evaporador. O fluxo é então separado, utilizando-se um separador, onde o vapor rico em amônia é enviado para a turbina e o líquido pobre em amônia é utilizado em um recuperador de calor antes de ser absorvido na saída da turbina. Este ciclo aumenta a eficiência, pois permite um maior aproveitamento da fonte de calor devido à variação da temperatura durante a evaporação. Esta é a configuração utilizada na planta geotérmica de Húsavík, na Islândia.

Figura 2.3 – Configurações do ciclo Kalina: (a) KCS 11 e (b) KCS 34.

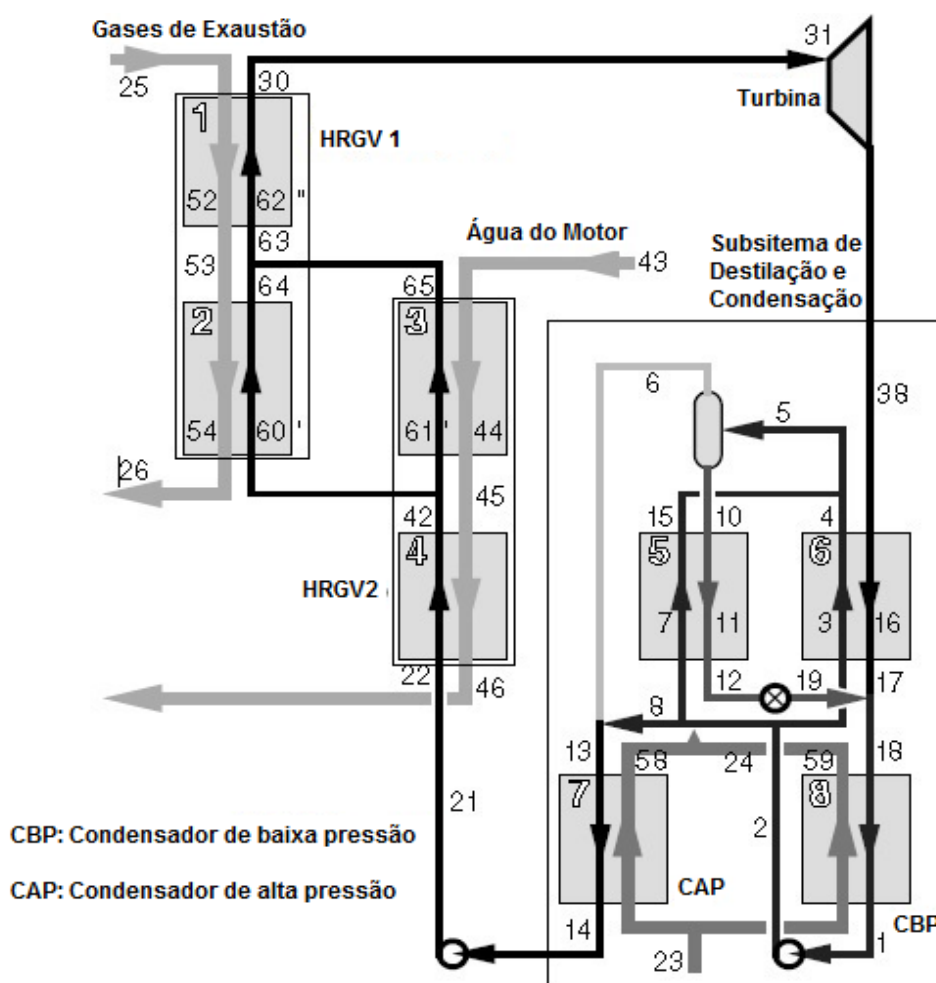


Fonte: Adaptado de BECQUIN e FREUND (2012)

De acordo com Mirolli (2006), para fontes de calor com temperatura média entre 200 e 400°C (típica de gases de exaustão de MCI), a configuração KCS 1-2 (Figura 2.4) é a indicada, sendo esta a configuração adotada em recuperação de calor residual em plantas de cimento. No ciclo KCS 1-2 também mostrado na Figura 2.4, as fontes de calor são introduzidas em dois geradores de vapor (HRVG – *Heat Recovery Vapor Generator*) da seguinte forma: uma para os gases da exaustão do motor (HRVG1) e outra para a água de resfriamento do motor (HRVG2). Uma mistura amônia-água rica em amônia é superaquecida nos HRVGs e o vapor superaquecido é expandido através de uma turbina de contrapressão. O vapor após expandir na turbina possui alta concentração de amônia, o que dificulta a condensação. Portanto, primeiro o vapor é resfriado em um recuperador de calor (6) e diluído com o líquido pobre em amônia da

saída do separador (fluxo 17-18), para depois ser totalmente condensado no condensador de baixa pressão (8). Nesta fase, uma parte do fluido de trabalho (fluxo 5) é enviada para o separador através dos recuperadores de calor (5 e 6), e a outra parte do fluido de trabalho é misturada com o fluxo de vapor de alta concentração de amônia proveniente da saída do separador (fluxo 13). Este processo restaura o fluido de trabalho para a concentração ótima de amônia para o aproveitamento das fontes de calor. O fluido de trabalho é, então, condensado no condensador de alta pressão (7) (fluxo 13-14) e devolvido para os HRGVs.

Figura 2.4 – Ciclo Kalina KCS 1-2.



Fonte: Adaptado de MIROLI (2006).

O subsistema de destilação e condensação (DCSS) tem como função vital estabelecer uma alta concentração de amônia-água para o processo de recuperação do calor e uma baixa concentração de amônia-água para processo de condensação. A tecnologia DCSS é um componente-chave para a alta eficiência de uma planta de ciclo Kalina em aplicações industriais de recuperação de calor residual (MIROLI, 2006).

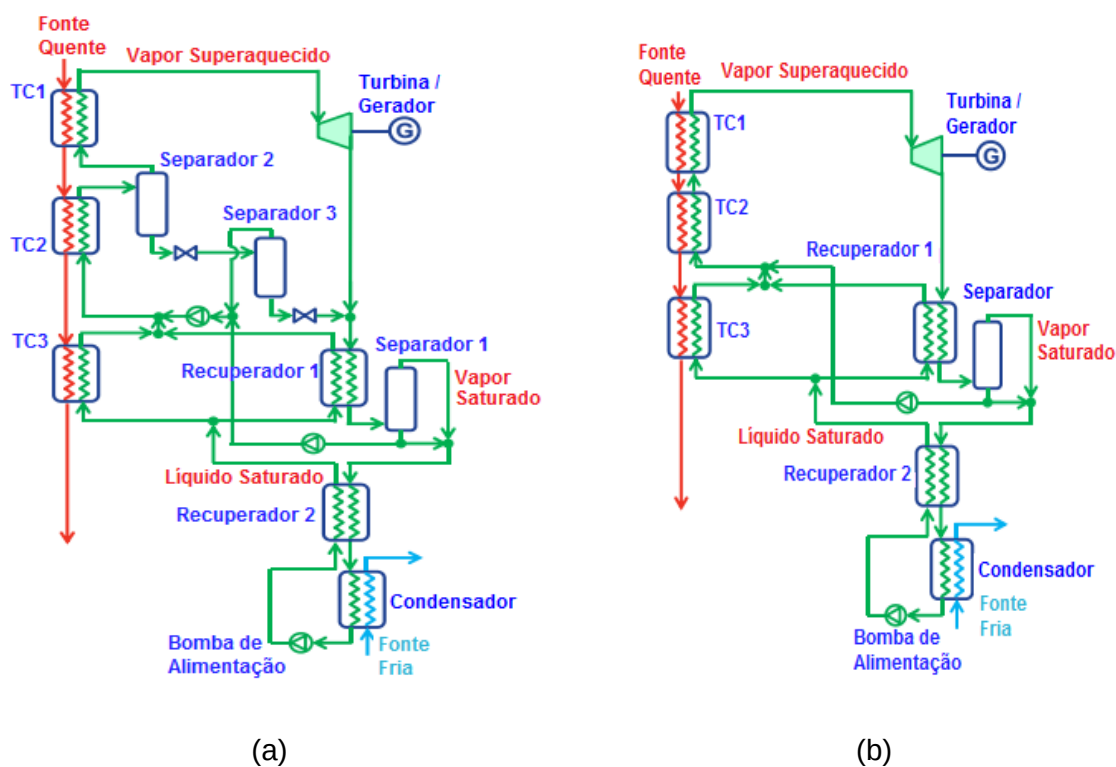
A segunda geração do ciclo Kalina, desenvolvida pela empresa *Kalex LLC*, é um “ciclo termodinâmico”, de acordo com a definição científica. Porém, por questões de marcas registradas, é denominado “tecnologia” *Kalex* (KALINA, 2003). De acordo com Becquin e Freund (2012), a principal diferença da segunda geração (SG-2), em relação à primeira, é a introdução de um *loop* de recirculação interna, por meio de outro recuperador, o que permite uma redução do calor rejeitado no condensado, aumentando a eficiência do ciclo, uma vez que diminui a vazão do fluido de trabalho através do condensador enquanto se mantém uma vazão mais elevada através da turbina. O líquido resultante do primeiro processo de separação se expande a uma pressão intermediária, e sofre uma segunda separação. O fluxo de vapor é então enviado de volta para os trocadores de calor, sem ser condensado, reduzindo assim a carga do calor de condensação. Com o intuito de bombear o fluxo de vapor de volta para a alta pressão do ciclo, este é absorvido por um fluxo de líquido resultante do terceiro separador colocado à jusante da turbina.

Na configuração *Kalex SG-2* para baixa temperatura (Figura 2.5 a) o fluido de trabalho é condensado totalmente no condensador, bombeado pela Bomba de Alimentação e pré-aquecido no Recuperador 2, onde atinge o estado de líquido saturado. O fluxo é então dividido e parcialmente vaporizado no Recuperador 1 e Trocador de Calor 3 (TC 3). Os dois fluxos se misturam com o fluxo de circulação interna e o fluxo resultante é vaporizado no TC 2.

Em seguida, o fluxo passa através do Separador 2, e o vapor saturado resultante é superaquecido no TC 1 para, logo após ser expandido na turbina. O líquido saturado resultante do Separador 2 é expandido para o Separador 3, onde é novamente separado em líquido e vapor saturado. Este líquido saturado, mais pobre em amônia do que o líquido na saída do Separador 2, é então misturado com o fluxo de saída da Turbina. O fluxo resultante passa através do Recuperador 1, onde é parcialmente condensado, e segue para o Separador 1, onde é novamente separado em líquido e vapor saturado. É ajustada a concentração do fluxo e este é parcialmente condensado no Recuperador 2 para ser, em seguida, condensado totalmente no Condensador. A configuração descrita anteriormente pode ser simplificada. A vazão do fluido de trabalho do ciclo interno pode ser reduzida a um nível tal que o fluido de trabalho será totalmente vaporizado no TC 1. Neste caso, o sistema não terá necessidade dos Separadores 2 e 3 (Figura 2.5 b). Esta configuração simplificada é chamada como *Kalex SG-2* para média temperatura (KALEX, 2010).

Finalmente, deve-se destacar que o ciclo Kalina não é tão comercialmente difundido quanto o ciclo Rankine Orgânico. Entre as principais empresas fabricantes destacam-se a Global Geothermal Limited (EUA), EST Enhanced Systems Technologies Limited (Austrália), Siemens (Alemanha), Exergy Inc. (EUA) e Kalex LLC (EUA).

Figura 2.5 – Segunda geração dos ciclos Kalina (SG-2) para (a) baixa temperatura e (b) média temperatura.



Fonte: Adaptado de BECQUIN e FREUND (2012).

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA FÍSICO

Essa seção se destina a descrever o problema proposto baseado na central termelétrica utilizada como estudo de caso enfatizando apenas os sistemas e subsistemas que tem relação com às fontes de calor com potencial para serem recuperadas. Essa planta foi fundada em 2007 pela Wärtsilä com o intuito de construir, operar e explorar uma planta de geração termelétrica de energia a partir de unidades motogeradoras, ciclo Diesel, a óleo combustível de baixa viscosidade e baixo teor de enxofre - OCB1 (RIBEIRO, 2014).

3.1. Descrição da Central Termelétrica

A central termelétrica dispõe de 20 unidades motogeradoras (UG's) constituídas por motores alternativos Wärtsilä W20V32 de 9.000 kW e geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV - 10.913 kVA. Cada motor é configurado para produzir 8.730 kW de potência elétrica totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW. A planta conta ainda com cinco caldeiras de recuperação de calor e duas caldeiras auxiliares para fornecimento de vapor demandado nos processos de aquecimento e pré-aquecimento em determinados subsistemas da planta.

Como o objetivo desse trabalho é o desenvolvimento de estruturas Kalina para aproveitamento do calor rejeitado da central termelétrica, os próximos tópicos dão uma ênfase maior à descrição dos subsistemas associados ao motor que tem relação direta com a produção de gases de exaustão ou com a água de resfriamento do motor, que são as fontes de calor reaproveitadas para a produção de potência.

O Wärtsilä W20V32 (Figura 3.1) é um motor turbo alimentado com resfriamento pós-compressão (*intercooler*), ciclo Diesel de quatro tempos com injeção direta de combustível. A nomenclatura se dá pelo número de cilindro (20), pelo diâmetro dos cilindros (320 mm) e pela montagem em "V" dos mesmos (MORAWSKI, 2016).

O motor está acoplado ao gerador sobre um mesmo "skid", esse conjunto completo apresenta 12535 mm de comprimento, 3670 mm de altura, 4333 mm de largura e um peso total de 136.337 kg. Os motores são alinhados lado a lado dentro da casa de máquinas (MORAWSKI, 2016).

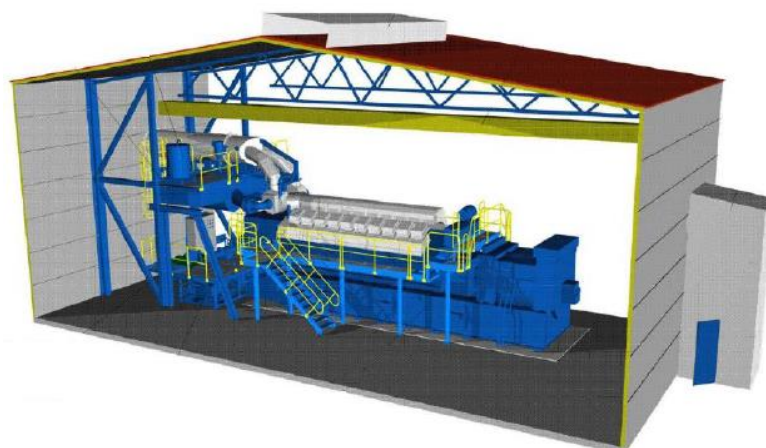
Figura 3.1 - Motor W20V32.



Fonte: Wärtsilä (2009a)

A Figura 3.2 exhibe esquematicamente a montagem do motogerador dentro da casa de máquinas.

Figura 3.2 - Representação Esquemática do Motor W20V32 Dentro da Casa de Máquinas.



Fonte: Wärtsilä (2009a)

O sistema de resfriamento dos motores é feito através de água desmineralizada e aditivada em circuito fechado. Os gases de exaustão podem ou não passar totalmente pelas caldeiras de recuperação antes de serem lançados na atmosfera por meio das chaminés.

Esse tipo de motor permite trabalhar em dois modos de operação distintos, um de alta eficiência energética (EE) e o outro minimizando a emissão de poluentes (MEP). Com relação ao desempenho dessas máquinas a Tabela 3.1 fornece informações acerca de parâmetros do motor informados pelo fabricante, conforme condições estabelecidas pela ISO 3046-1.

Tabela 3.1 - Parâmetros de Desempenho do Motor W20V32 nas Condições ISO.

Parâmetros	MEP	EE
Rotação (Hz / RPM)	60	720
Emissão de NOx (ppm)	710	970
Consumo Específico (g/kWh)	189	183
Velocidade Média do Pistão (m/s)		9,6
Pressão Média Efetiva (bar)		23,3
Potência de Eixo (kW)		9000
Potência Elétrica (kW)		8730
Heat rate (kJ/kWh)	8071	7818
Eficiência Elétrica (%)	44,6	46

Fonte: Wärtsilä (2009a)

Na prática o funcionamento da planta é complexo, pois envolve a operação conjunta dos sistemas de óleo combustível, óleo lubrificante, admissão de ar e exaustão de gases, água de resfriamento e recuperação de calor, entretanto, somente serão detalhados os sistemas que estão diretamente correlacionadas aos fins de aproveitamento de calor que é a proposta do trabalho.

3.2. Sistema de Exaustão de Gases

A análise do sistema de exaustão de gases começa após a saída de gases dos cilindros do motor. Os motores possuem dois turbocompressores, um em cada banco da extremidade livre. A energia dos gases de exaustão é utilizada para acionar a turbina, que por sua vez aciona o compressor que é responsável pelo suplemento do ar de sobrealimentação na pressão adequada ao motor, aumentando a eficiência.

As caldeiras de recuperação, aproveitam os gases de apenas 5 dos 20 motores, o que é suficiente para atender à demanda de vapor das 20 unidades motogeradoras presentes na planta.

As unidades geradoras, que não possuem caldeira de recuperação, liberam os gases de exaustão a uma temperatura de aproximadamente 350°C. Esta é a principal fonte

de calor com potencial para ser recuperada. É importante salientar que há uma temperatura crítica de resfriamento dos gases de exaustão, por conta da presença de enxofre na composição do combustível. Se os gases forem resfriados a uma temperatura inferior à 180 °C, no caso do óleo pesado, poderá ocorrer formação de H_2SO_4 .

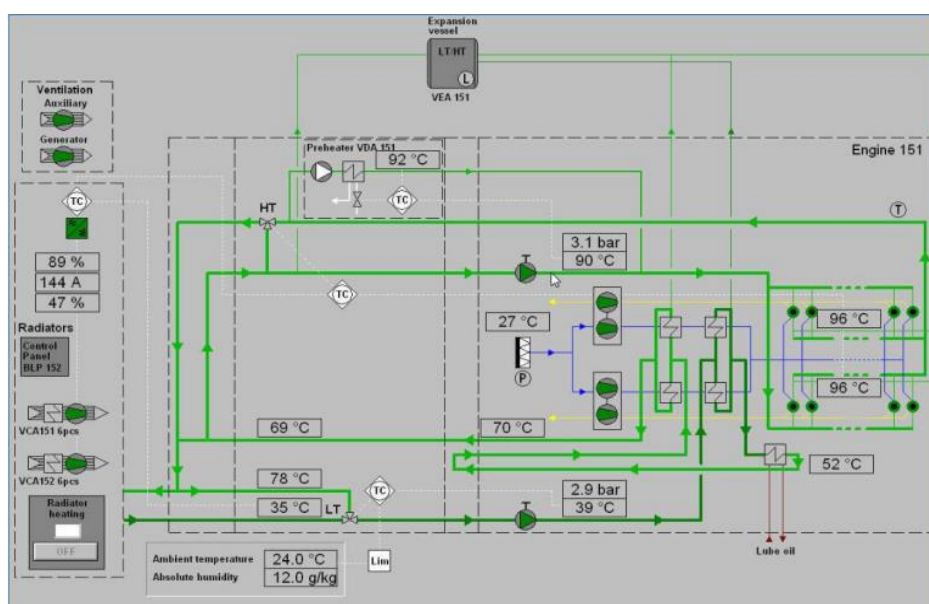
3.3. Sistema de Água de Resfriamento

O resfriamento das unidades motogeradoras é realizado por meio de água em circuitos fechados de baixa temperatura (circuito LT) e de alta temperatura (circuito HT), apresentando um baixo consumo durante a operação. O calor removido do *intercooler* de alta e de baixa temperatura, tanto do resfriador de óleo quanto do bloco do motor, deve ser dissipado em um sistema de resfriamento a fim de permitir o fechamento do circuito. No caso da central termelétrica o método de resfriamento adotado, em função das condições ambientais, disponibilidade de água, requisitos ambientais, etc. é o uso de um banco de radiadores. Sendo que cada conjunto motogerador conta com dois radiadores.

O circuito HT é responsável pelo resfriamento do bloco do motor, isso inclui os cilindros e os cabeçotes dos cilindros. Uma bomba centrífuga faz a água circular por todo sistema. Uma válvula termostática é responsável por manter a temperatura da água na saída do bloco do motor no patamar correto, por meio de recirculação. Nesse caso essa temperatura é de 96°C. Esse controle de temperatura é importante pois impede que o bloco do motor fique sujeito a choques térmicos, dada a diferença de temperatura entre os fluxos de água de resfriamento de entrada e saída. Um esquema do sistema de resfriamento pode ser visto na Figura 3.3.

O circuito de baixa temperatura é composto pelos dois *intercoolers* e o trocador de calor de óleo lubrificante. Uma bomba semelhante àquela do circuito HT bombeia água pelo circuito. A temperatura do circuito é comanda por uma válvula termostática que, por meio de recirculação, controla a temperatura da água na entrada do *intercooler* em função do ponto de orvalho do ar para as condições, pressão e temperatura, em que ele se encontra no coletor de ar do motor. Imediatamente antes de a água entrar no banco de radiadores, há o encontro dos dois circuitos (HT e LT).

Figura 3.3 - Esquema do Sistema de Resfriamento.



Fonte: Valiati e Junior (2013)

Alguns parâmetros de projeto dos radiadores podem ser vistos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Parâmetros Operacionais do Circuito de Água no Radiador.

Parâmetro	Valor	Unidade
Vazão	100	m ³ /h
Vazão por radiador	50	m ³ /h
Queda de pressão	0,4	Bar
Temperatura de entrada	78,4	°C
Temperatura de saída	41,4	°C

Fonte: Fincoil (2008)

3.4. Calor Disponível Para Ser Recuperado

As fontes de calor com potencial para serem recuperadas são os gases de exaustão e a água de resfriamento dos motores. Os gases de exaustão são provenientes de 15 motores de combustão interna, pois nos outros cinco os gases são aproveitados pelas caldeiras de recuperação. Os gases de exaustão de um motor apresentam os parâmetros apresentados na Tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Parâmetros dos Gases de Exaustão.

Parâmetro	Valor
Vazão mássica (kg/s)	16,7
Temperatura (°C)	345

Fonte: TEVISA

A água de resfriamento, pode ser aproveitada dos 20 MCI. A proposta deste trabalho é aproveitar o calor disponível da água de resfriamento imediatamente antes da água entrar no banco de radiadores, pois neste ponto há a junção dos circuitos HT e LT. Os parâmetros da água de resfriamento imediatamente antes de passar no radiador podem ser revistos na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Parâmetros da Água Antes dos Radiadores.

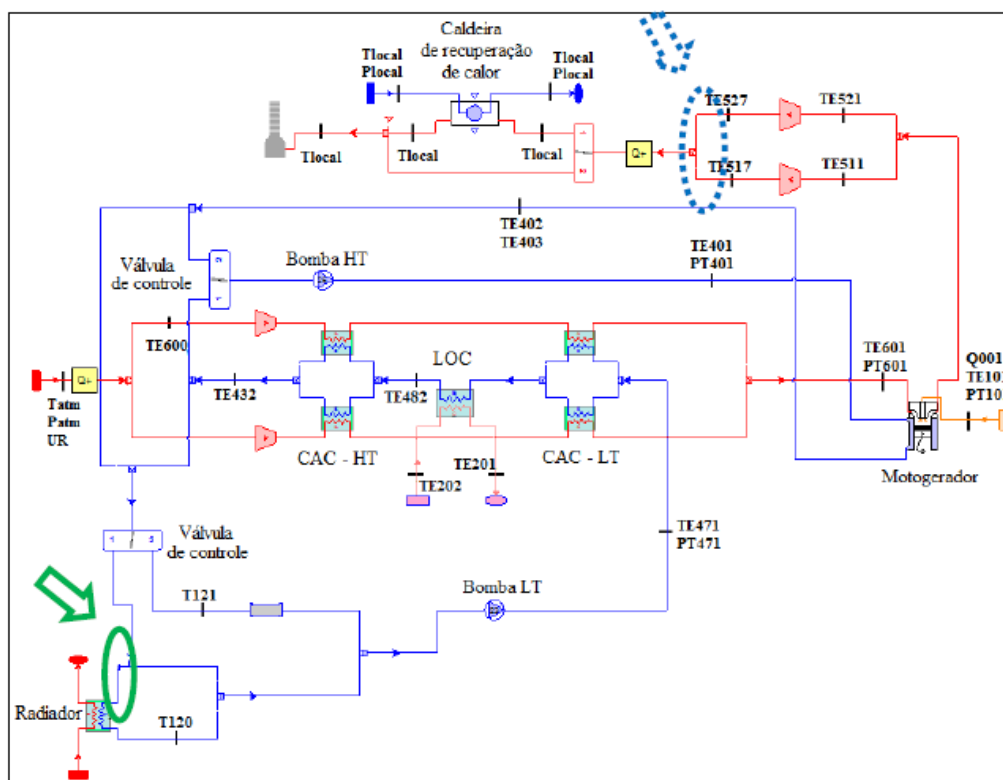
Parâmetro	Valor
Vazão mássica (m³/h)	100
Temperatura (°C)	78,4

Fonte: TEVISA

Na Figura 3.4 pode ser vista uma representação de um MCI no software *Thermoflex*, que é um programa computacional para modelagem e simulação de ciclos térmicos, que vem sendo desenvolvido pela empresa *Thermoflow*™. Os pontos onde serão consideradas as fontes de calor para o aproveitamento do calor estão destacados pelas setas.

O circuito da água de resfriamento está em azul, ela sai do radiador, é bombeada pela Bomba LT por meio dos trocadores de calor do ar de admissão (CAC) e do óleo lubrificante (LOC). Em seguida é bombeada pela Bomba HT para dentro do bloco do motor. Por fim passa novamente pelo radiador para então recomeçar o circuito. No circuito do ar de admissão e gases de exaustão, que está em vermelho, o ar é admitido, passa pelos filtros e é comprimido pelos compressores (que são acoplados às turbinas). Em seguida é resfriado por meio dos trocadores de calor (CAC) e então entra nos cilindros em conjunto com o óleo combustível. Os gases de exaustão resultantes ao saírem do motor, passam pelas turbinas (acopladas aos compressores) e por fim são rejeitados para o ambiente. Nas UG's em que há caldeiras de recuperação, os gases após passarem pelas turbinas, trocam calor na caldeira de recuperação para depois serem rejeitados ao ambiente.

Figura 3.4 - Representação da UG.



Fonte: Modificado de Ribeiro (2014)

MORAWSKI, (2016) estimou a composição dos gases de exaustão com base na composição do combustível e do ar atmosférico. A composição foi determinada com auxílio do Solver do software Microsoft Excel, e teve como ponto de partida uma composição média do diesel obtida de LORA e NASCIMENTO (2004). A composição do ar atmosférico em base seca foi obtida de MORAN e SHAPIRO (2011). A composição do ar atmosférico, considerando a umidade foi calculada para as condições ISO (25°C, 1 atm e 30% de UR).

A composição mássica do combustível calculada se encontra na Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Composição Mássica calculada do combustível.

C (%)	H(%)	O ₂ (%)	S(%)	Total(%)
87,47	10,77	0,76	1,00	100,00

Fonte: MORAWSKI, (2016).

A vazão de gases de 16,7 kg/s, é composta por 16,2 kg/s de ar atmosférico e 0,5 kg/s de combustível.

Como resultado dos cálculos MORAWSKI (2016) definiu a composição molar dos gases como sendo a ilustrada na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Composição Molar dos Gases de Exaustão.

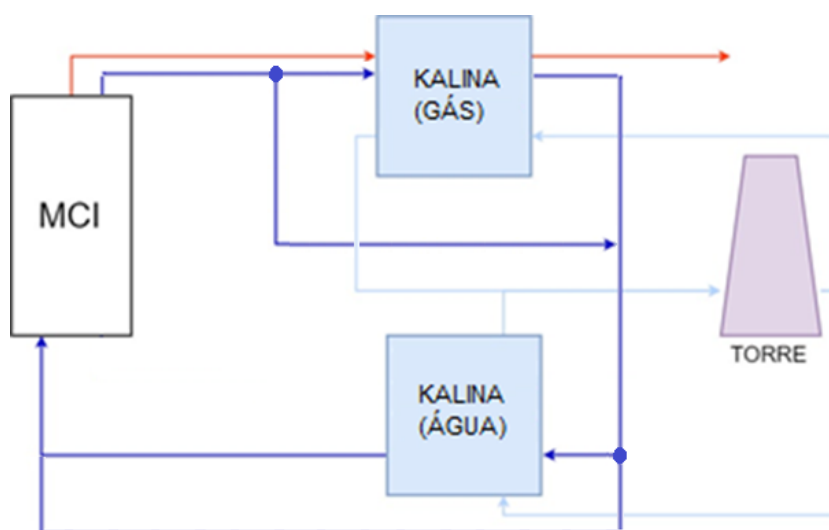
CO ₂ (%)	H ₂ O(%)	N ₂ (%)	O ₂ (%)	Ar(%)	SO ₂ (%)
6,36	5,58	75,53	11,60	0,90	0,03

Fonte: MORAWSKI, (2016).

3.5. Superestrutura para Aproveitamento de Calor

A disposição dos ciclos Kalina acoplados aos MCI é realizada segundo a Figura 3.5, de onde se tem um ciclo Kalina de alta para cada uma das fontes de calor disponíveis no MCI e um ciclo Kalina de baixa para a água de resfriamento do motor proveniente do ciclo de alta. A água de resfriamento do motor pode opcionalmente ser utilizada para pré-aquecimento no ciclo de alta e depois como um único insumo no ciclo de baixa ou apenas ser utilizada no ciclo de alta.

Figura 3.5 - Disposição dos sistemas Kalina acoplados a um MCI da UTE Viana



4. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Neste capítulo apresenta-se a formulação do problema e a superestrutura Kalina, bem como o desenvolvimento de suas modelagens termodinâmica e econômica; e a formulação do problema de otimização e suas condições de contorno.

Ao decorrer do trabalho foram realizadas várias etapas de modelagens da superestrutura Kalina, com o intuito de aumentar a complexidade e possibilidades da superestrutura Kalina definitiva, nosso principal objetivo de análise. A modelagem mais complexa que foi atingida englobava a possibilidade do ciclo Kalina de alta temperatura para aproveitamento dos gases de exaustão possuir em sua configuração base um KCS-11, KCS 1-2 ou alguma combinação entre as duas. No entanto, esta concepção de estrutura Kalina apresentou muita complexidade computacional durante as otimizações. Além disto, os resultados apresentados sempre tendiam à configuração base KCS -11, devido ao alto número de equipamentos e consequentemente alto custo da configuração base KCS 1-2.

Posteriormente se analisou uma superestrutura inicial simplificada com um ciclo de alta e um ciclo de baixa com pré-aquecedor em que não são considerados as contribuições dos radiadores nem da torre de resfriamento.

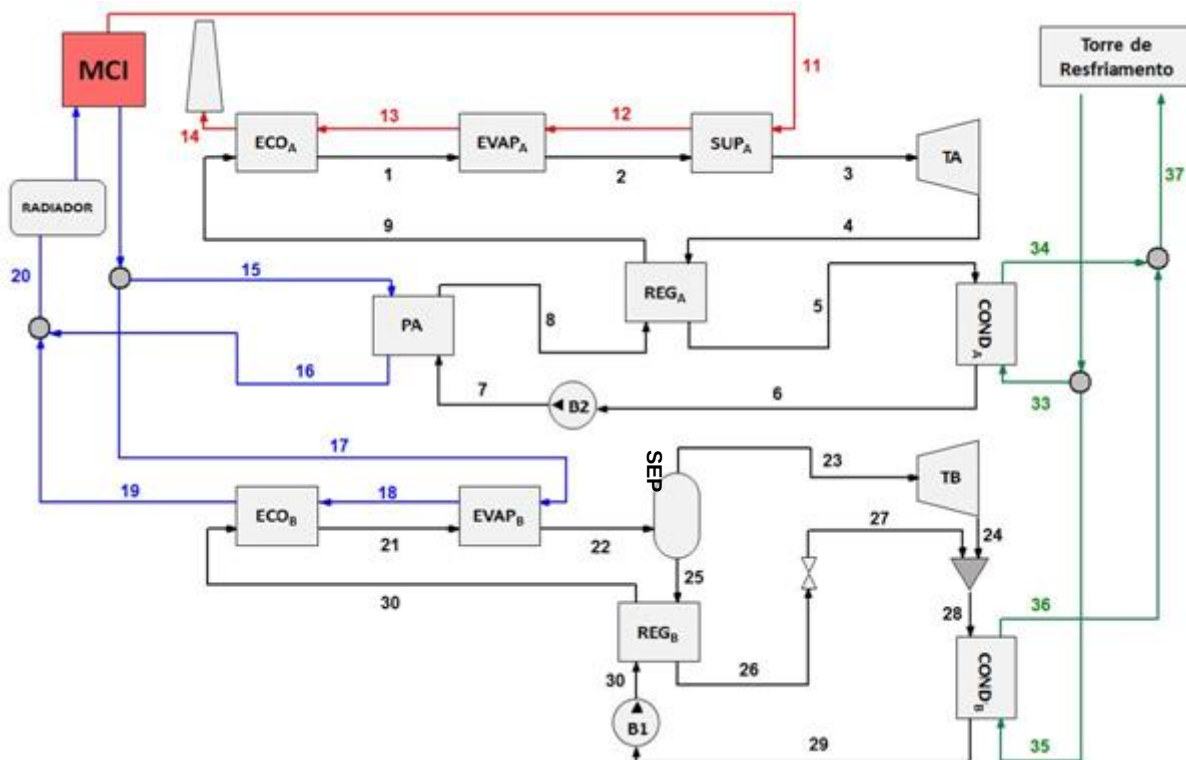
Finalmente foi proposta uma superestrutura Kalina que apresenta como configuração base KCS 11 para o ciclo de alta temperatura. A flexibilidade desta superestrutura permite como opções de projeto a existência ou não do pré-aquecedor, regenerador, economizador e superaquecedor no ciclo de alta temperatura e no ciclo de baixa temperatura a existência ou não do regenerador e economizador em que são consideradas as contribuições dos radiadores nem da torre de resfriamento. Ela é apresentada no item 4.1. Na sequência deste capítulo, aborda-se também os principais aspectos do problema de otimização, as condições de contorno a serem consideradas e seus intervalos de variação coerentes com o histórico operacional da UTE-Viana.

4.1. Superestrutura Kalina

Na Figura 4.1 é apresentada a superestrutura Kalina, composta de dois ciclos Kalina: um ciclo de alta temperatura (*A*) para aproveitamento dos gases de exaustão com a possibilidade de aproveitar a água de resfriamento do motor, e um ciclo de baixa temperatura (*B*) para aproveitamento apenas da água de resfriamento do motor. É considerada também, ajustando-se ao modelo real da planta, a utilização do radiador no

retorno da água de resfriamento ao motor fazendo que a água chegue mais fria reduzindo o consumo do radiador. Também nesta superestrutura é levada em conta a contrapressão e a variação no consumo de combustível, assim como também é levado em conta o consumo de torre de resfriamento modelada. Sendo estudadas as variações das condições de contorno, os cenários de operação e os cenários econômicos (CVU, horas de despacho, etc).

Figura 4.1 – Layout da superestrutura Kalina modelada.



O ciclo de alta temperatura possui turbina (TA), condensador ($COND_A$), bomba ($B2$), pré-aquecedor (PA), regenerador (REG_A) e uma caldeira com economizador (ECO_A), evaporador ($EVAP_A$) e superaquecedor (SUP_A), enquanto que o ciclo de baixa temperatura possui separador (SEP), turbina (TB), regenerador (REG_B), válvula de expansão, misturador, condensador ($COND_B$), bomba ($B1$) e uma caldeira com economizador (ECO_B) e evaporador ($EVAP_B$). Para ambos os ciclos se utiliza uma torre de resfriamento para fornecer água aos condensadores. Toda a modelagem da superestrutura foi desenvolvida no *EES*. As seguintes premissas gerais foram feitas: cada componente é considerado em regime permanente, adiabático e as energias cinética e potencial, bem como as perdas por calor e atrito viscoso, são negligenciadas.

Os gases de exaustão ao saírem do motor são encaminhados à caldeira do ciclo de alta temperatura. Após o aproveitamento do calor na caldeira do ciclo de alta são

direcionados a chaminé e liberados no ambiente externo com uma temperatura acima de uma temperatura mínima estabelecida. O fluxo de água do motor é dividido sendo uma parte utilizada no ciclo de alta temperatura através do pré-aquecedor e a outra direcionada a caldeira do ciclo de baixa temperatura. Após o aproveitamento do calor estes fluxos se juntam novamente e são encaminhados ao radiador para completar seu resfriamento até uma temperatura determinada para o resfriamento do motor, caso esta temperatura não tenha sido atingida através do aproveitamento de calor na superestrutura.

Nesta superestrutura, é possível a mudança de configuração conforme os resultados da otimização. Existem equipamento que estão obrigatoriamente presentes na superestrutura, como os evaporadores, condensadores, turbinas, bombas, separador, válvula e misturadores. Os equipamentos restantes (economizadores, regeneradores e superaquecedor) tem a flexibilidade de estarem ou não presentes na superestrutura, e isso é determinado através da otimização dos parâmetros utilizados para modelar os equipamentos. Além disto, a existência ou não do ciclo de baixa temperatura é controlada através da divisão do fluxo de água de resfriamento do motor.

As existências dos economizadores dependem da diferença entre a temperatura de entrada do fluido de trabalho e a temperatura de saturação do fluido a aquela pressão. Já a existência do superaquecedor do ciclo de alta temperatura depende do valor da variação da temperatura do fluido de trabalho após ser superaquecido. A presença dos regeneradores está vinculada aos seus respectivos valores de efetividades.

Para a solução da modelagem da superestrutura são necessários alguns parâmetros de entrada e variáveis independentes para que o número de equações seja igual ao número de incógnitas. Estas variáveis e parâmetros são apresentados junto à modelagem detalhada no Item 4.2. Este conjunto de parâmetros e variáveis independentes da modelagem termodinâmica da superestrutura permite a resolução do sistema de equações dos balanços de massa e energia, determinando o conjunto de variáveis dependentes, como por exemplo o estado termodinâmico de cada ponto da superestrutura, potências, taxas e áreas de transferências de calor, dentre outras.

4.2. Modelagem Termodinâmica

Neste item apresenta-se o desenvolvimento da modelagem termodinâmica da superestrutura Kalina. A superestrutura Kalina está representada pela Figura 4.1 e é composta por um ciclo de alta temperatura e outro de baixa temperatura. O ciclo de alta

temperatura possui turbina (TA), condensador ($COND_A$), bomba ($B2$), pré-aquecedor (PA), regenerador (REG_A) e uma caldeira com economizador (ECO_A), evaporador ($EVAP_A$) e superaquecedor (SUP_A), enquanto que o ciclo de baixa temperatura possui separador (SEP), turbina (TB), regenerador (REG_B), válvula de expansão, misturador, condensador ($COND_B$), bomba ($B1$) e uma caldeira com economizador (ECO_B) e evaporador ($EVAP_B$). Para ambos os ciclos se utiliza uma torre de resfriamento para fornecer água aos condensadores.

Os gases de exaustão ao saírem do motor são encaminhados à caldeira (economizador, evaporador e superaquecedor) do ciclo de alta temperatura. Após o aproveitamento do calor na caldeira de do ciclo de alta, os gases são direcionados a chaminé e liberados no ambiente externo com uma temperatura acima de uma temperatura mínima estabelecida. O fluxo de água do motor é dividido sendo uma parte utilizada no ciclo de alta temperatura através do pré-aquecedor e a outra direcionada a caldeira do ciclo de baixa temperatura. Após o aproveitamento do calor estes fluxos se juntam novamente e são encaminhados ao radiador para completar seu resfriamento até uma temperatura determinada para o resfriamento do motor, caso esta temperatura não tenha sido atingida através do aproveitamento de calor na superestrutura.

A flexibilidade da superestrutura permite como opções de projeto a existência ou não do pré-aquecedor, regenerador, economizador e superaquecedor no ciclo de alta temperatura, da existência ou não do ciclo de baixa temperatura, e neste a existência ou não do regenerador e economizador.

Toda a modelagem termodinâmica da superestrutura foi desenvolvida no *EES*. As seguintes premissas gerais são consideradas nesta modelagem: cada componente é considerado em regime permanente, adiabático e as energias cinética e potencial, bem como as perdas de carga, são negligenciadas. O conjunto de equações, que constitui a modelagem, foi formulado de acordo com a Figura 4.1.

A taxa de transferência de calor dos gases de exaustão ($\dot{Q}_{gases}$) pode ser determinada por (4.1), onde $\dot{m}_{gases}$ é a vazão mássica dos gases de exaustão, sendo h_{11} e h_{14} as entalpias específicas de entrada e saída na caldeira do ciclo de alta temperatura.

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{gases} \cdot (h_{41} - h_{44}) \quad (4.1)$$

Os gases de exaustão deixam o motor com uma vazão mássica de 16,7 kg/s e uma temperatura de 345°C. A composição destes gases de exaustão, necessária para o

cálculo do calor disponível, foi estimada anteriormente por Morawski (2016), que usou um modelo de combustão completa com excesso de ar úmido. A entalpia dos gases de exaustão (h_{gases}) é determinada por (4.2), onde n é o número de componentes dos gases e y , M , $\bar{h}_n$ são a concentração molar, a massa molecular e a entalpia molar de cada elemento, respectivamente. Os gases de exaustão são considerados como uma mistura de gases ideais composta por O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , Ar e SO_2 e cujas concentrações molares são dadas na Tabela 4.1.

$$h_{\text{gases}} = \frac{1}{\sum y_n \cdot M_n} \cdot \sum y_n \cdot \bar{h}_n \quad (4.2)$$

Tabela 4.1– Concentração molar dos elementos dos gases de exaustão.

CO_2 (%)	H_2O (%)	N_2 (%)	O_2 (%)	Ar (%)	SO_2 (%)
6,36	5,58	75,53	11,60	0,90	0,03

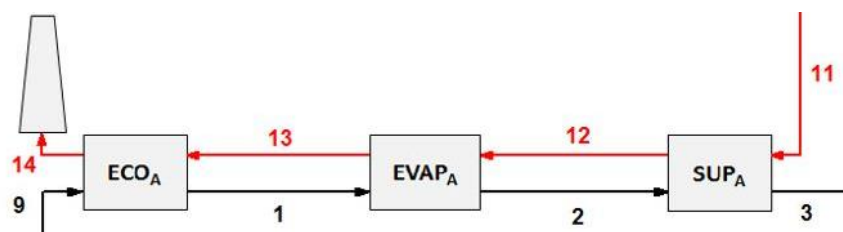
Fonte: Morawski (2016).

O processo de adição de calor na caldeira do ciclo de alta temperatura (economizador, evaporador e superaquecedor) ocorre a pressão constante e a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho ($\dot{Q}_{\text{caldeira},A}$) é dada por ((4.3), onde h_9 e h_3 são as entalpias específicas do fluido de trabalho na saída e na entrada da caldeira, respectivamente, e $\dot{m}_{K,A}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho do ciclo de alta temperatura.

$$\dot{Q}_{\text{caldeira},A} = \dot{m}_{K,A} (h_3 - h_9) \quad (4.3)$$

A Figura 4.2 mostra a caldeira do ciclo de alta temperatura e o balanço de massa e energia na caldeira é dado por ((4.4). O estado na saída do evaporador é assumido como vapor saturado e para o superaquecedor foi estabelecido uma temperatura de superaquecimento variando entre 0 e 200°C.

Figura 4.2 – Caldeira do ciclo de alta temperatura.



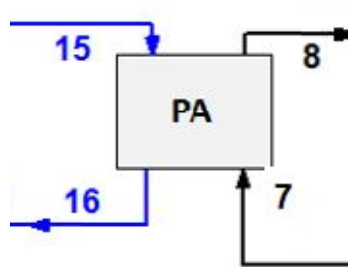
$$\dot{m}_{\text{gases}} \cdot (h_{11} - h_{14}) = \dot{m}_{K,A} (h_3 - h_9) \quad (4.4)$$

As diferenças de temperatura entre os gases de exaustão e o fluido de trabalho na caldeira do ciclo de alta temperatura podem ser obtidas aplicando balanço de massa e energia em cada componente da caldeira (economizador, evaporador e superaquecedor). A determinação do *pinch point* da caldeira do ciclo de alta é dado por (4.5), porém foi atribuído uma restrição mínima de 5°C.

$$PP_{\text{caldeira,A}} = \min((T_{11} - T_3); (T_{12} - T_2); (T_{13} - T_1); (T_{14} - T_9)) \quad (4.5)$$

A Figura 4.3 mostra o pré-aquecedor de água no ciclo de alta temperatura. O calor que pode ser adicionado ao ciclo de alta temperatura pela água de resfriamento do motor é dado por (4.6). Como a capacitância térmica mínima no pré-aquecedor do ciclo de alta temperatura ocorre no fluxo frio, pode-se determinar a efetividade térmica deste equipamento por meio de (4.7) e o balanço de massa e energia é dado por (4.8).

Figura 4.3 – Pré-aquecedor de água do ciclo de alta temperatura.



$$\dot{Q}_{PA} = \dot{m}_{\text{água}} (h_{15} - h_{16}) \quad (4.6)$$

$$\varepsilon_{PA} = \frac{(T_8 - T_7)}{(T_{15} - T_7)} \quad (4.7)$$

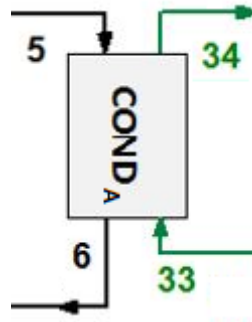
$$\dot{m}_{\text{água}} (h_{15} - h_{16}) = \dot{m}_{K,A} (h_8 - h_7) \quad (4.8)$$

O processo de rejeição de calor no condensador do ciclo de alta temperatura ocorre a pressão constante e a taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{COND,A}$ é dada por (4.9), onde

$\dot{m}_{COND,A}$ é a vazão mássica da água de resfriamento do ciclo de alta, sendo h_{33} e h_{34} as entalpias de entrada e saída da água no condensador de alta. A Figura 4.4 mostra o condensador do ciclo de alta.

$$\dot{Q}_{COND,A} = \dot{m}_{COND,A} \cdot (h_{34} - h_{33}) \quad (4.9)$$

Figura 4.4 – Condensador do ciclo de alta temperatura.

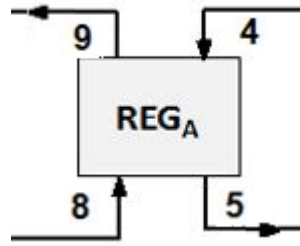


Para as condições ambientais de Vitória-ES, as curvas de desempenho apresentadas na ASHRAE (2008) determinam uma temperatura da água de entrada e de saída do condensador de 30°C e 35°C, para os estados 33 e 34, respectivamente. Na saída do condensador (estado 6) foi considerado a condição de líquido saturado. Por meio do balanço de massa e energia dado por (4.10) determina-se a vazão mássica da água de resfriamento do ciclo de alta temperatura.

$$\dot{m}_{COND,A} \cdot (h_{34} - h_{33}) = \dot{m}_{K,A} (h_6 - h_5) \quad (4.10)$$

O calor que pode ser adicionado ao fluido de trabalho no regenerador do ciclo de alta temperatura, Figura 4.5, antes de entrar no economizador é dado por (4.11). Como a capacitância térmica mínima no regenerador do ciclo de alta temperatura ocorre no fluxo frio, determina-se a efetividade térmica deste equipamento por meio de (4.12) e o balanço de massa e energia é dado por (4.13), uma vez que as vazões mássicas são iguais.

Figura 4.5 – Regenerador do ciclo de alta temperatura.



$$\dot{Q}_{REG,A} = \dot{m}_{K,A} (h_9 - h_8) \quad (4.11)$$

$$\varepsilon_{REG,A} = \frac{(T_9 - T_8)}{(T_4 - T_8)} \quad (4.12)$$

$$(h_9 - h_8) = (h_4 - h_5) \quad (4.13)$$

O método da diferença de temperaturas média logarítmica é utilizado nesta modelagem e determinada conforme a equação (4.14), onde ΔT_Q e ΔT_F são as diferenças de temperatura máximas e mínimas, respectivamente, nas extremidades dos trocadores de calor.

$$\Delta TML = \frac{\Delta T_Q - \Delta T_F}{\ln\left(\frac{\Delta T_Q}{\Delta T_F}\right)} \quad (4.14)$$

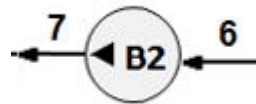
A área de transferência dos trocadores de calor (A_i) para cada seção pode ser obtida por ((4.15), onde U_i , Q_i e ΔTML_i , são o coeficiente global de transferência de calor, a taxa de transferência de calor e a diferença de temperatura média logarítmica em cada seção, respectivamente.

$$A_i = \frac{\dot{Q}_i}{U_i \cdot \Delta TML_i} \quad (4.15)$$

O valor U_i utilizado é 0,5 (kW/m²C) para regeneradores; 0,9 (kW/m²C) para evaporadores; 0,04 (kW/m²C) para economizadores e superaquecedor; e 1,1 (kW/m²C) para condensadores e pré-aquecedor, obtidas de Dorj (2005) e Larsen *et al.* (2014).

A Figura 4.6 representa a bomba do ciclo de alta temperatura e sua potência $\dot{W}_{B2}$ pode ser determinada por (4.16), onde η_{B2} é a eficiência isentrópica da bomba, h_6 é a entalpia específica do fluido de trabalho na entrada da bomba e $h_{7,s}$ é a entalpia específica do fluido de trabalho na saída da bomba para uma compressão isentrópica. A eficiência isentrópica da bomba é considerada como um parâmetro e assume um valor igual a 0,75.

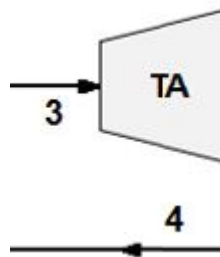
Figura 4.6 – Bomba do ciclo de alta temperatura.



$$\dot{W}_{B2} = \frac{\dot{m}_{K,A} (h_{7,s} - h_6)}{\eta_{B2}} \quad (4.16)$$

A Figura 4.7 representa a turbina do ciclo de alta temperatura e sua potência mecânica $\dot{W}_{TA}$ é dada por (4.17) onde η_{TA} é a eficiência isentrópica da turbina de alta pressão, h_3 é a entalpia específica do fluido de trabalho na entrada da turbina e $h_{4,s}$ é a entalpia específica do fluido de trabalho na saída da turbina para uma expansão isentrópica. A eficiência isentrópica da turbina é considerada como um parâmetro e assume um valor igual a 0,8.

Figura 4.7 – Turbina do ciclo de alta temperatura.



$$\dot{W}_{TA} = \dot{m}_{K,A} (h_3 - h_{4,s}) \cdot \eta_{TA} \quad (4.17)$$

A potência líquida do ciclo de alta temperatura ($\dot{W}_{LQ,A}$) pode ser determinada por (4.18).

$$\dot{W}_{LIQ,A} = \dot{W}_{TA} - \dot{W}_{B2} \quad (4.18)$$

A eficiência térmica do ciclo de alta temperatura dada por (4.19) é a razão entre a potência líquida de saída e a taxa de calor transferido dos gases de exaustão acrescido do calor que pode ser aproveitado da água de resfriamento do motor no pre-aquecedor de alta.

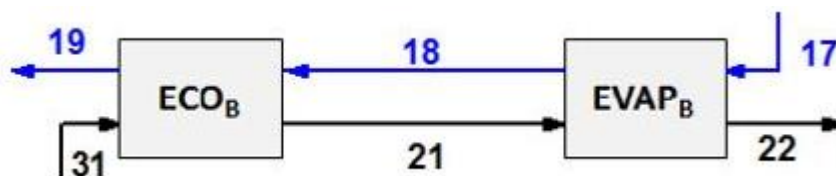
$$\eta_{ciclo,A} = \frac{\dot{W}_{LIQ,A}}{\dot{Q}_{gases} + \dot{Q}_{PA}} \quad (4.19)$$

A vazão da água de resfriamento do motor é de 100 m³/h e sua temperatura de 78,4°C. O calor residual da água de resfriamento do motor ($\dot{Q}_{\acute{a}gua}$) transferido para o ciclo de baixa temperatura pode ser determinado por (4.20), onde $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ é a vazão mássica da água de resfriamento do motor, sendo h_{17} e h_{19} as entalpias de entrada e saída na caldeira do ciclo de baixa temperatura.

$$\dot{Q}_{\acute{a}gua} = \dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot (h_{17} - h_{19}) \quad (4.20)$$

A Figura 4.8 mostra a caldeira do ciclo de baixa temperatura. O processo de adição de calor na caldeira (economizador e evaporador) ocorre a pressão constante e a taxa de transferência de calor para o fluido de trabalho ($\dot{Q}_{caldeira,B}$) é dada por (4.21), onde h_{22} e h_{31} são as entalpias específicas do fluido de trabalho na saída e na entrada da caldeira, respectivamente, e $\dot{m}_{K,B}$ é a vazão mássica do fluido de trabalho do ciclo de baixa temperatura (4.22).

Figura 4.8 – Caldeira do ciclo de baixa temperatura.

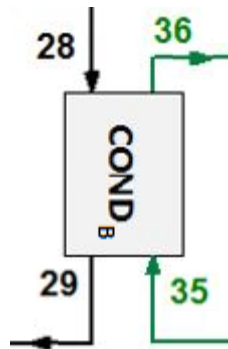


$$\dot{Q}_{caldeira,B} = \dot{m}_{K,B} (h_{22} - h_{31}) \quad (4.21)$$

$$\dot{m}_{\acute{a}gua} \cdot (h_{17} - h_{19}) = \dot{m}_{K,B} (h_{22} - h_{31}) \quad (4.22)$$

O processo de rejeição de calor no condensador do ciclo de baixa temperatura ocorre a pressão constante e a taxa de transferência de calor $\dot{Q}_{COND,B}$ é dada por (4.23), onde $\dot{m}_{COND,B}$ é a vazão mássica da água de resfriamento do ciclo de baixa, sendo h_{35} e h_{36} as entalpias de entrada e saída da água no condensador do ciclo de baixa temperatura. A Figura 4.9 mostra o condensador de baixa temperatura.

Figura 4.9 – Condensador do ciclo de baixa temperatura.



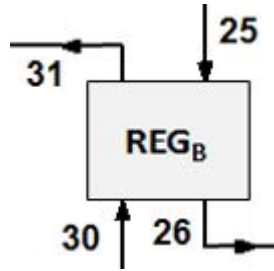
$$\dot{Q}_{COND,B} = \dot{m}_{COND,B} \cdot (h_{36} - h_{35}) \quad (4.23)$$

As temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento no condensador foram as mesmas utilizadas no ciclo de alta temperatura. Por meio do balanço de massa e energia dado por (4.24), determina-se a vazão mássica da água de resfriamento do ciclo de baixa.

$$\dot{m}_{COND,B} \cdot (h_{36} - h_{35}) = \dot{m}_{K,B} (h_{28} - h_{29}) \quad (4.24)$$

A Figura 4.10 representa o regenerador do ciclo de baixa temperatura. O calor que pode ser adicionado ao fluido de trabalho no regenerador antes de entrar no economizador é dado por (4.25). Como a capacitância térmica mínima no regenerador do ciclo de baixa temperatura ocorre no fluxo frio, determina-se a efetividade térmica deste equipamento por meio de (4.26). Contudo, o balanço de massa e energia neste regenerador, dado por (4.27), deve considerar as vazões mássicas diferentes para os fluxos frio e quente, diferentemente do regenerador do ciclo de alta temperatura onde as vazões são iguais.

Figura 4.10 – Regenerador do ciclo de baixa temperatura.



$$\dot{Q}_{REG,B} = \dot{m}_{K,B} (h_{31} - h_{30}) \quad (4.25)$$

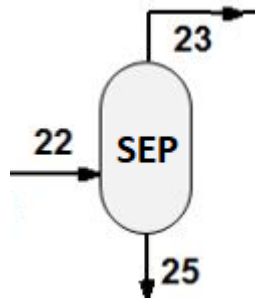
$$\varepsilon_{REG,B} = \frac{(T_{31} - T_{30})}{(T_{25} - T_{30})} \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_{K,B} (h_{31} - h_{30}) = \dot{m}_{25} (h_{25} - h_{26}) \quad (4.27)$$

Para calcular a área de troca térmica dos trocadores de calor para cada seção é utilizado o método da diferença de temperaturas média logarítmica de forma similar ao procedimento usado para o ciclo de alta temperatura.

As Figuras Figura 4.11 e Figura 4.12 representam o separador e misturador do ciclo de baixa temperatura. As Equações (4.28), (4.29) e (4.30), por sua vez, representam o balanço de massa, energia e concentração no separador. No misturador estes balanços são obtidos por (4.31), (4.32) e (4.33).

Figura 4.11 – Separador do ciclo de baixa temperatura.

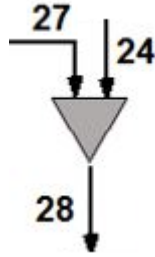


$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} + \dot{m}_{25} \quad (4.28)$$

$$\dot{m}_{22} \cdot h_{22} = \dot{m}_{23} \cdot h_{23} + \dot{m}_{25} \cdot h_{25} \quad (4.29)$$

$$\dot{m}_{22} \cdot x_{22} = \dot{m}_{23} \cdot x_{23} + \dot{m}_{25} \cdot x_{25} \quad (4.30)$$

Figura 4.12 – Misturador do ciclo de baixa temperatura.



$$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{24} + \dot{m}_{27} \quad (4.31)$$

$$\dot{m}_{28} \cdot h_{28} = \dot{m}_{24} \cdot h_{24} + \dot{m}_{27} \cdot h_{27} \quad (4.32)$$

$$\dot{m}_{28} \cdot x_{28} = \dot{m}_{24} \cdot x_{24} + \dot{m}_{27} \cdot x_{27} \quad (4.33)$$

A válvula de expansão do ciclo de baixa temperatura representada pela Figura 4.13. foi considerada isoentálpica e o seu balanço de massa e energia é dado por (4.34).

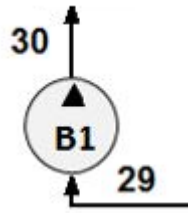
Figura 4.13 – Válvula de expansão do ciclo de baixa temperatura.



$$h_{27} = h_{26} \quad (4.34)$$

A Figura 4.14 representa a bomba do ciclo de baixa temperatura e sua potência $\dot{W}_{B1}$ pode ser determinada por (4.35), onde η_{B1} é a eficiência isentrópica da bomba, h_{29} é a entalpia específica do fluido de trabalho na entrada da bomba e $h_{30,s}$ é a entalpia específica do fluido de trabalho na saída da bomba para uma compressão isentrópica. A eficiência isentrópica da bomba é considerada como um parâmetro e assume o mesmo valor usado para o ciclo de alta temperatura.

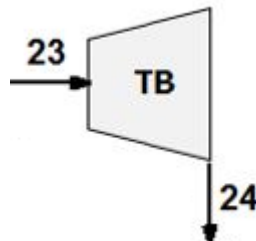
Figura 4.14 – Bomba do ciclo de baixa temperatura.



$$\dot{W}_{B1} = \frac{\dot{m}_{K,B} (h_{30,s} - h_{29})}{\eta_{B1}} \quad (4.35)$$

A Figura 4.15 representa a turbina do ciclo de baixa temperatura e sua potência $\dot{W}_{TB}$ é dada por (4.36), onde η_{TB} é a eficiência isentrópica da turbina, h_{23} é a entalpia específica do fluido de trabalho na entrada da turbina e $h_{24,s}$ é a entalpia específica do fluido de trabalho na saída da turbina para uma expansão isentrópica. A eficiência isentrópica da turbina é também considerada como um parâmetro e assume o mesmo valor usado para o ciclo de alta temperatura.

Figura 4.15 – Turbina do ciclo de baixa temperatura.



$$\dot{W}_{TB} = \dot{m}_{K,B} (h_{23} - h_{24,s}) \cdot \eta_{TB} \quad (4.36)$$

A potência líquida do ciclo de baixa temperatura ($\dot{W}_{LIQ,B}$) pode ser determinada por (4.37).

$$\dot{W}_{LIQ,B} = \dot{W}_{TB} - \dot{W}_{B1} \quad (4.37)$$

Por fim, a eficiência térmica do ciclo de baixa temperatura dada por) é a razão entre a potência líquida de saída e a taxa de calor transferido da água de resfriamento do motor no ciclo de baixa temperatura.

$$\eta_{ciclo,B} = \frac{\dot{W}_{LIQ,B}}{\dot{Q}_{\text{água}}} \quad (4.38)$$

4.3. Modelagem Econômica

A realização de um projeto de sistema térmico requer a estimativa dos principais custos envolvidos para estudos de viabilidade econômica e/ou otimização. Portanto, uma boa estimativa de custos é um fator chave para a definição de um projeto (BEJAN et al., 1996).

De acordo com Lora e Nascimento (2004), os custos para as plantas termelétricas classificam-se em custos de investimento e custos de geração, ou seja, operação e manutenção (O&M). Os custos de investimento abrangem as despesas com equipamentos, instalação, construções civis, custos indiretos e outros.

Segundo a literatura, o valor do investimento pode ser obtido de três maneiras (BEJAN et al., 1996; LORA; NASCIMENTO, 2004; TURTON et al., 2008):

Cotação direta com os fabricantes. É a maneira mais precisa, a mais trabalhosa e a mais demorada. É ideal para tecnologias dominadas e consolidadas no mercado, como o ciclo Rankine convencional e o ciclo de refrigeração por absorção. No entanto, para as tecnologias que vêm sendo mais estudadas e aperfeiçoadas nos últimos anos, como os ciclos Rankine Orgânico e Kalina, o uso desta alternativa se torna complicado devido à dificuldade de obtenção de orçamentos detalhados, junto aos fabricantes, de vários modelos distintos de equipamentos a serem utilizados no processo de otimização

Custos de investimentos anteriores. É a segunda melhor opção. No entanto, do mesmo modo que no primeiro caso, para tecnologias recentes e ainda em desenvolvimento, esta alternativa é dificultada pela escassez de orçamentos detalhados de plantas em operação que contenham tais tecnologias mais inovadoras.

Equações paramétricas ou cartas de custo. Quando informações dos fabricantes são escassas ou um estudo preliminar está sendo realizado, esta opção é a mais indicada.

Os custos dos equipamentos dados por equações ou cartas, são obtidos através de um extenso levantamento de custos de equipamentos e correlação com sua capacidade e configuração. Apesar desta alternativa não ser extremamente precisa, como a

cotação direta, ela é uma ferramenta extremamente útil na estimativa preliminar de custos (BEJAN et al., 1996). Na otimização, objetivo deste projeto, são testados “centenas” de equipamentos. E esta diversidade é a principal dificuldade de se fazer orçamentos ou utilizar alguns já realizados anteriormente. Para isto, seria necessário realizar um orçamento detalhado a cada conjunto de dados levantados, ou seja, a cada iteração da otimização, o que seria impossível de ser efetuado. Assim, as cartas e equações de custo permitem “varrer” todas as possibilidades de uma forma eficiente. Cabe ainda ressaltar que esta metodologia não exclui a cotação direta com os fabricantes. Ou seja, após a otimização utilizando-se as equações de custos, pode-se eleger as melhores alternativas e solicitar os orçamentos detalhados junto aos fabricantes, o que permitirá atingir a cotação real.

O uso de equações paramétricas para a estimativa dos custos de equipamentos é a técnica mais utilizada em recentes trabalhos com o ciclo Kalina (ASHOURI et al., 2015; SHOKATI et al., 2015; ZARE et al., 2015; YARI et al., 2014; NGUYEN et al., 2014; LI e DAI, 2014; GERBER e MARÉCHAL, 2012). Muitos desses estudos utilizam como referência as equações de custos apresentadas em Turton e outros (2008) (LI, 2016; OLIVEIRA NETO, 2016; SHU et al., 2016; YU et al., 2016; XIAO et al., 2015; ASHOURI et al., 2015; YANG e YEH, 2015; SHU et al., 2014; NGUYEN et al., 2014; TOFFOLO et al., 2014; LI e DAI, 2014; GERBER e MARÉCHAL, 2012). As equações paramétricas descritas por Turton e outros (2008) são, na verdade, ajustes de curvas (*curve fitting*) das cartas de custos. Isto permite uma modelagem econômica na otimização, evitando o trabalho manual de levantar os custos nas cartas. Assim, esta foi a alternativa viável para o modelo econômico deste projeto.

A modelagem econômica para o sistema Kalina é realizada de acordo com a técnica de custo modular (MCT), amplamente utilizada para estimativas preliminares de custos de plantas químicas (TURTON et al., 2012). Esta técnica relaciona todos os custos diretos e indiretos ao custo de aquisição do equipamento avaliado para condições de base (CPE), à pressão ambiente e construção de aço carbono, conforme expresso na Tabela 4.2, onde as constantes de custos (A, B, C, D, E) dependem do tipo de fluido, concentração de amônia, características dimensionais e de fabricação dos equipamentos.

Tabela 4.2 – Custos de aquisição dos equipamentos (C_{PE}) para Kalina

Equipamento	Equação de Custo	
	$C_{PE} = A \cdot e^{B \cdot \ln C \cdot FBT \cdot (D \cdot F2T + E \cdot F2P)} \cdot FBN \cdot FBT$	$FB1 = \eta \cdot \dot{m}$
Turbina	$F2T = T_e - T_s - T_s \cdot \ln \frac{T_e}{T_s}$	$FBT = 1 + 5 \cdot e^{\left(\frac{T_e - 1100}{18.75}\right)}$
	$F2P = T_s \cdot \ln \frac{P_e}{P_s}$	$FBN = 1 + \left(\frac{1 - 0.9}{1 - \eta}\right)^3$
Trocador de Calor	$C_{PE} = 10^{\left\{ \text{Area} - B \cdot \log_{10}(\text{Area}) + C \cdot [\log_{10}(\text{Area})]^2 \right\}}$	
Bomba	$C_{PE} = A \cdot e^{\left\{ B \cdot \ln [C \cdot \dot{m} \cdot D \cdot (P_e - P_s)] \right\}} \cdot FDN$	$FDN = 1 + \left(\frac{1 - 0.8}{1 - \eta}\right)^3$

Fonte: Turton e outos (2012); Uche (2001).

Os desvios das condições básicas são tratados pela multiplicação dos fatores de pressão (FP) e material (FM). O fator de pressão é dado por (4.39), onde P é a pressão e ci são constantes dependendo do tipo de equipamento.

$$\log_{10} F_p = c_1 + c_2 \log_{10}(P) + c_3 [\log_{10}(P)]^2 \quad (4.39)$$

Os custos diretos e indiretos adicionais são considerados através do fator de custo modular (FBM), utilizando-se a técnica de cálculo de custo modular, que é a soma de todos os custos diretos e indiretos e pode ser calculado por (4.40).

$$C_{BM} = C_{PE} \cdot F_{BM} \quad [US\$] \quad (4.40)$$

Os valores dos fatores de custo modular são fornecidos para diferentes tipos de equipamentos. Para trocadores de calor e bombas, a expressão do fator de custo modular é dada por (4.41), onde Bi são constantes dependendo do trocador de calor ou tipo de bomba.

$$C_p = C_p^0 \cdot F_M \cdot F_p \quad (4.41)$$

Para outros componentes, o FBM é dado diretamente como um multiplicador que considera o tipo de equipamento, a pressão de operação e o material de construção. A Tabela 4.3 apresenta os valores dos coeficientes adotados para calcular os custos totais dos equipamentos.

Tabela 4.3 - Constantes para avaliação de custo

Componentes	B_1	B_2	F_M	C_1	C_2	C_3	F_{BM}
Trocador de Calor	1,63	1,66	1	0.03881	-0.112272	0.08183	-
Turbina	-	-	-	-	-	-	3,4
Bomba	1,89	1,35	1,6	-0.3935	0.3957	-0.00226	-

Fonte: Turton e outros (2012).

Para modificações e expansões de sistemas térmicos existentes, há também outros custos que precisam ser contabilizados, como impostos e custos de contingências. Segundo Turton e outros (2012), quando não há outras recomendações, esses custos são de 3% a 15% do custo modular. Entretanto, no presente trabalho, foi adotado 18%. Somando-se estes custos restantes, o custo total modular é calculado por (4.42), onde k representa o número de equipamentos da planta.

$$C_{TM} = 1.18 \cdot \sum_{i=1}^k C_{BM,i} \quad [US\$] \quad (4.42)$$

Para a torre de resfriamento, o custo total é dado por (4.43), como adotado em Boehm (1987).

$$C_{TM} = C_{REF} \cdot \left(\frac{m}{m_{REF}} \right) \quad (4.43)$$

Neste trabalho todos os custos são referenciados em 2001 e de acordo com Bejan e outros (1996), o custo calculado atualizado é feito através de um índice de custo apropriado. O índice de custo é um indicador de inflação usado para corrigir o custo de itens de equipamentos, materiais, mão de obra e suprimentos até a data da estimativa. O Índice de Custo de Engenharia Química (CEPCI, 2017) é recomendado para plantas totais ou grupos de componentes. O mais novo CEPCI disponível na presente data é o CEPCI de março de 2017 ($CEPCI_{2017} = 562,1$). Assim, o custo total atualizado dos equipamentos é dado por (4.44), onde o $CEPCI_{2001}$ é 397.

$$C_{Tot} = \frac{CEPCI_{2017}}{CEPCI_{2001}} \cdot (C_{TM}) \quad [US\$] \quad (4.44)$$

A metodologia econômica descrita permitiu, portanto, estimar os custos de investimento adicionais de cada alternativa de recuperação de calor que faz parte da superestrutura proposta.

4.4. Modelagem de Superestruturas e Métodos de Otimização

A síntese ótima de sistemas térmicos é normalmente um problema de otimização de programação matemática não linear mista inteira (MINLP – *Mixed-Integer Non-Linear Programming*). Esse problema está comumente sujeito a muitas restrições relacionadas a condições de contorno dependentes do tempo, como curvas de demandas e condições ambientais variáveis (VOLL et al., 2012). As metodologias disponíveis para resolver tais problemas podem ser classificadas em metodologias hierárquicas (BARNICKI; SIIROLA, 2004; MISZEY; FONYO, 1990; WESTERBERG, 2004), que fazem uso de conhecimentos de engenharia e princípios físicos (SCIUBBA; MELLI, 1997), e metodologias algorítmicas, que se baseiam na utilização de técnicas de programação matemática e podem ser classificadas em métodos matemáticos rigorosos e métodos estocásticos (BIEGLER; GROSSMANN, 2004), sendo que ambos têm sido aplicados com sucesso para a otimização de sistemas térmicos (BOUVY, LUCAS, 2007; DIMOPOULOS; FRANGOPOULOS, 2008; KOCH et al., 2007; LIU et al., 2011; SÖDERMAN; PETTERSSON, 2006).

Frangopoulos (2002), em seu trabalho, comenta e classifica os métodos obtidos na literatura para a síntese ótima de sistemas térmicos em três grupos: os baseados em heurísticas e busca evolucionária, os que tentam atingir metas pré-determinadas identificadas pela aplicação de regras físicas, e os baseados em superestruturas, que quando reduzidas no processo de otimização revelam a configuração ótima do sistema térmico.

Os métodos baseados em heurísticas e busca evolucionária utilizam regras fundamentadas em experiência de engenharia e em conceitos físicos, como, por exemplo, exergia, e são aplicados para gerar configurações possíveis, que são posteriormente melhoradas através da aplicação de um conjunto de regras evolutivas de uma forma sistemática (FRANGOPOULOS, 2002). Estas regras podem ser provenientes de técnicas especiais, como a análise de exergia. Além disso, Inteligência Artificial e Sistemas Especialistas têm se mostrado eficazes na geração de configurações apropriadas. Para cada configuração aceitável, um indicador de mérito ou desempenho é ava-

liado (eficiência, custo, etc...), e assim o sistema com o melhor desempenho é selecionado. Apesar disso, o melhor de um determinado conjunto de configurações não garante que a configuração ideal foi revelada. Na maioria dos casos, no entanto, pelo menos uma configuração quase ótima deve ser obtida (KOTT, 1989; SCIUBBA; MELLI, 1998).

Segundo Frangopoulos (2002), nos métodos que tentam atingir metas pré-determinadas, os princípios da termodinâmica e outras ciências físicas são aplicadas para obter metas para a configuração ideal do sistema. Estas metas podem corresponder aos limites superiores ou inferiores na melhor configuração possível e fornecer informações vitais para a melhoria das configurações existentes. Além disso, muitas configurações são excluídas da investigação adicional, reduzindo, assim, o espaço de busca para o melhor sistema. Se o objetivo é a otimização física, como por exemplo, a minimização da energia, então esses métodos fornecem a solução para o problema de otimização. No entanto, se a meta é a otimização econômica, como por exemplo, a minimização do custo total, esses métodos não são muito adequados (FRANGOPOULOS, 2002). Algumas tentativas têm sido feitas para introduzir a economia num segundo nível, mas toda a abordagem é matematicamente não rigorosa e, conseqüentemente, a configuração obtida pode ser não-ótima (LINNHOFF et al., 1982; LINNHOFF, 1989).

Em relação aos métodos baseados em superestruturas de otimização de sistemas térmicos, que é de natureza eminentemente combinatória, os estudos investigam vários procedimentos de otimização que utilizam diversas técnicas diferentes ou uma combinação delas. Entretanto, essa otimização vem sendo realizada, na maioria dos casos, através de pesquisas a partir de superestruturas modeladas no mesmo ambiente computacional da rotina de otimização (DONATELLI, 2002). Uma superestrutura destinada à otimização de um sistema térmico pode ser definida como um grande sistema térmico, que considera todos os possíveis (ou necessários) equipamentos, componentes e interconexões capazes de suprir, individualmente ou em associação, as demandas de energia e térmica do processo (ARAUJO, 2008). Portanto, a finalidade básica da superestrutura é incorporar as flexibilidades de configuração a serem exploradas na obtenção do sistema térmico ótimo, além de fornecer os balanços de massa e energia para todos os pontos percorridos no processo de otimização sem incorrer em falhas de simulação.

Para a superestrutura, é especificada a função objetivo e é formulado o problema de otimização. A solução do problema de otimização fornece a configuração do sistema ideal, o que, inevitavelmente, depende (e se encontra limitada por) da superestrutura inicial. As principais vantagens dessa abordagem é que ela pode trabalhar com qualquer função objetivo e que automaticamente revela a configuração ideal do sistema (FRANGOPOULOS, 2002). A dificuldade com estes métodos é que o tamanho do problema de otimização pode ser tal que os algoritmos matemáticos de otimização disponíveis podem não ser capazes de obter uma solução rigorosa. Assim, surge a necessidade de avanços nas técnicas de otimização de superestruturas.

Nos problemas de síntese, a otimização da configuração dos sistemas térmicos utiliza superestruturas modeladas no ambiente de simuladores de processos. Nesses simuladores, normalmente se emprega uma abordagem de modelagem modular baseada em componentes. Na etapa inicial, o projetista é responsável por incluir todas as alternativas na superestrutura a ser otimizada. Assim, corre-se o risco de excluir alternativas importantes que poderiam vir a ser o ótimo. A geração de uma superestrutura adequada é, portanto, uma tarefa demorada e complexa, mas de suma importância. Assim, métodos livres de superestrutura são desejáveis (VOLL et al., 2012).

Na literatura são encontrados alguns trabalhos de otimização de sistemas térmicos utilizando superestruturas, dentre os quais pode-se citar: Frangopoulos (1990), Ballestieri (1994), Floudas (1995), Maia e outros (1995), Manolas et al. (1996), Olsommer e outros (1999), Munoz e Von Spakovsky (2000), Munoz e Von Spakovsky (2001a), Munoz e Von Spakovsky (2001b), Donatelli (2002) e Araujo (2008).

Modificações no projeto de sistemas térmicos e nas condições de operação podem ser implementadas para reduzir custos e respeitar restrições, com ênfase no aumento da eficiência e da lucratividade (EDGAR et al., 2001). Estas modificações podem ser determinadas através do uso de métodos específicos de otimização.

Do ponto de vista industrial, a otimização tem o objetivo de promover melhorias econômicas, técnicas e operacionais. Para alcançar estas metas, deve-se primeiramente considerar o espaço de busca, onde todas as possíveis soluções devem ser consideradas, e posteriormente encontrar a função objetivo, a qual é uma função matemática que associa cada ponto dentro do espaço de soluções a um número real, possibilitando a avaliação de todos os membros do espaço de busca (RAVAGNANI et al., 2005).

Segundo Edgar e outros (2001), todo problema de otimização contém três categorias essenciais:

1. Ao menos uma função objetivo a ser otimizada;
2. Restrições de igualdade (equações);
3. Restrições de desigualdade (inequações).

As categorias 2 e 3 constituem o modelo do processo ou equipamento e a categoria 1 é muitas vezes chamada de modelo econômico. Em uma otimização, busca-se encontrar uma solução que minimiza ou maximiza a função objetivo e que simultaneamente atenda às restrições, ou seja, a solução encontrada deve pertencer à região viável. Para que as condições ótimas sejam alcançadas, o sistema deve ter liberdade para manipular as variáveis de decisão, também denominadas variáveis de projeto, isto é, algumas condições do sistema são modificadas de forma que o ponto ótimo viável seja alcançado.

Frangopoulos e outros (2002) fornecem uma formulação matemática geral para um problema de otimização de sistemas térmicos. A função objetivo do problema de otimização, isto é, síntese, projeto e operação, é descrita conforme:

$$\text{Minimizar } F(x, w, z) \quad (4.45)$$

sujeito às restrições

$$h_i(x) = 0; \quad i = 1, 2, \dots, I \quad (4.46)$$

e

$$g_j(x) = 0; \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (4.47)$$

onde,

- x = conjunto de variáveis independentes para otimização da operação, tais como, o fator de carga de componentes, as taxas de fluxo de massa, as pressões e as temperaturas, dentre outras;

- w = conjunto de variáveis independentes para otimização do projeto, como a capacidade nominais de componentes, a geometria, as taxas de fluxo de massa, as pressões, as temperaturas de fluxos, etc.;
- z = variáveis independentes para a otimização de síntese. Entretanto, existe apenas uma variável deste tipo para cada componente, que indica se o mesmo existe na configuração ótima ou não. Pode ser um binário (0 ou 1), um número inteiro ou uma variável contínua, como por exemplo, a potência nominal de um componente, com um valor igual a zero, indicando a inexistência de um componente na configuração final;
- $h_i(x)$ = funções de restrição de igualdade que constituem o modelo de simulação do sistema e são derivados de uma análise do sistema, como balanço de massa, balanço energético, balanço exergético, análise econômica, etc.;
- $g_j(x)$ = funções de restrições de desigualdade, correspondentes aos limites de projeto e de operação, aos regulamentos estaduais, aos requisitos de segurança, etc.

Vários objetivos pertinentes a sistemas térmicos podem ser escritos na forma de (4.45). Por exemplo, a função objetivo (F) pode ser o consumo de combustível, a destruição de exergia, o custo anual incluindo aquisição, operação e manutenção, o custo do ciclo de vida (incluindo considerações ambientais, se necessário), etc... A otimização multi-objetivo também pode ser escrita na forma de (4.45), mas somente se as várias metas são combinadas em uma única função objetivo por meio de fatores de ponderação.

Para uma dada configuração (síntese) do sistema, por exemplo, e um dado z , o problema de otimização torna-se um problema de otimização de projeto e outro de otimização operacional, como detalhado em (4.48) e (4.49).

$$\underset{x,w}{\text{Minimizar}} \quad F_d(x,w) \quad (4.48)$$

$$\underset{x,w}{\text{Minimizar}} \quad F_{op}(x,w) \quad (4.49)$$

Além disso, se o sistema está completamente especificado (z e w são dados), então um problema de otimização de operação é indicado, conforme (4.49).

Outrossim, sistemas térmicos modernos tendem a ser termodinamicamente e estruturalmente complexos, com um grande número de componentes, interconexões e fluxos, e modelados por sistemas de equações não lineares. Sendo assim, a utilização de um simulador de processos profissional é desejável para conseguir eficiência computacional, pois irá cuidar de todas as equações termodinâmicas, propriedades, modelos de componentes e balanços de massa e energia (PIRES et al., 2013).

Uma superestrutura destinada à otimização de um sistema térmico pode ser definida como um grande sistema térmico, que considera todos os possíveis (ou necessários) equipamentos, componentes e interconexões capazes de suprir, individualmente ou em associação, as demandas de energia e térmica do processo (ARAUJO, 2008). Portanto, a finalidade básica da superestrutura é incorporar as flexibilidades de configuração a serem exploradas na obtenção do sistema térmico ótimo, além de fornecer os balanços de massa e energia para todos os pontos percorridos no processo de otimização sem incorrer em falhas de simulação.

Hanafi e outros (2015) realizaram uma modelagem termoeconômica de uma superestrutura para uma planta de cogeração, que produz energia elétrica e água proveniente de um processo de dessalinização, utilizando o *software EES*. A central de cogeração consiste de turbina a gás, caldeira de recuperação, turbina a vapor e um sistema de dessalinização. O ponto ótimo de projeto para a produção máxima de energia e água é obtido por meio do desenvolvimento do modelo matemático do sistema separadamente (ciclo combinado e sistema de dessalinização) e sistema de cogeração combinado, em diferentes condições de operação. Além disso, o modelo econômico, incluindo o custo de investimento de cada unidade, o custo de combustível, os custos de operação e de manutenção, é desenvolvido. Entretanto, não foi realizado o desenvolvimento matemático de um problema de otimização, e toda a análise para obtenção do ponto ótimo de projeto se deu por meio da comparação entre os custos totais anuais, o investimento de capital e o fluxo de caixa líquido da central de cogeração e dos sistemas isoladamente.

No projeto de sistemas térmicos, as interações entre os componentes da planta, um número muito grande de possíveis alternativas de projeto e a falta de dados de custo precisos para todos os componentes da planta tornam a otimização de tais sistemas uma tarefa difícil (KOCH et al., 2007).

A otimização por meio de programação matemática é amplamente aplicada ao projeto e à engenharia de processos (DELGADO et al., 2015). A programação mista-inteira

restringe as variáveis a valores binários e/ou inteiros, como, por exemplo, para decidir a existência e/ou contabilizar o número de equipamentos). Ela é especialmente útil para a síntese de sistemas de energia e compreende, conforme Delgado e outros (2015), três etapas importantes:

- I. definição de uma superestrutura, representando todas as opções de equipamentos e recursos energéticos;
- II. elaboração de um modelo matemático que inclui todas as opções de operação na forma de variáveis discretas, combinadas às variáveis contínuas que representam os fluxos; e
- III. uma solução do modelo, o que forneceria a melhor solução.

Dependendo da natureza das equações e das inequações do modelo de otimização, este problema de programação matemática mista-inteira pode ser classificado em linear ou não-linear, o que requer tratamento matemático distinto.

Para problemas de otimização de sistemas térmicos, métodos computacionais utilizando gradientes podem não ser viáveis ou de bom desempenho, de modo que os métodos de busca e os métodos evolucionários podem se tornar mais atraentes (PIRES et al., 2013). Em recentes anos, algoritmos evolucionários têm sido empregados para procurar as soluções realistas ótimas para sistemas térmicos. Esses algoritmos usam uma estratégia de busca estocástica para encontrar e comparar soluções viáveis até que a melhor solução seja determinada ou que um critério de finalização seja cumprido. As derivadas das equações do modelo não são exploradas no processo de busca e as modificações de processo só dependem do valor da função objetivo, facilitando assim o uso de simuladores de processo.

Conforme Pires e outros (2013), a quantidade de trabalhos publicados sobre otimização de sistemas de energia usando algoritmos evolucionários ratifica o interesse da comunidade científica neste assunto. Entretanto, nesta revisão bibliográfica, o interesse específico é nas experiências obtidas no projeto ótimo de sistemas térmicos a partir de superestruturas, como reportado em Koch e outros (2007) e em Wang e outros (2014). Também é interessante identificar os simuladores de processo que vêm sendo utilizados para a modelagem das superestruturas.

Koch e outros (2007) realizaram a otimização termoeconômica, estrutural e paramétrica de uma superestrutura, modelada em um simulador de processos comercial (*GateCycle*), para obtenção do projeto ótimo de uma planta de potência a ciclo combinado. O objetivo foi a minimização do custo da eletricidade produzida. Tal otimização se deu

por meio de um algoritmo evolucionário, no qual se realiza simultaneamente a otimização estrutural e paramétrica, manipulando 27 variáveis, das quais 11 eram estruturais e 16, paramétricas. A simulação do comportamento termodinâmico das possíveis configurações de projeto foi realizada no *GateCycle* que, por sua vez, é adequadamente acoplado ao MATLAB, onde o algoritmo evolucionário (*The Genetic and Evolutionary Algorithm Toolbox for Use with MATLAB - GEATbx*) controla a otimização. Na modelagem da superestrutura, que representou cerca de 50% do tempo total consumido no trabalho, foram contempladas as seguintes alternativas de projeto: três diferentes sistemas de turbinas a gás comerciais, dentre as 150 disponíveis no *GateCycle*, até três níveis de pressão na caldeira de recuperação de calor, queima suplementar nos dutos de gases, reaquecimento de vapor, arranjo paralelo de permutadores de calor no percurso do gás e injeção de vapor para a turbina a gás.

Por outro lado, Wang e outros (2014) usaram uma superestrutura englobando várias alternativas para o projeto ótimo de uma planta de potência a vapor supercrítica a carvão. Até dez pré-aquecedores de água de alimentação de superfície, dois reaquecedores e uma turbina secundária com extrações de vapor, constituíram, basicamente, as flexibilidades de configuração da planta exploradas na otimização. A superestrutura foi modelada e simulada no âmbito do simulador de processo comercial *Ebsilon Professional*. O problema de otimização era de programação não-linear mista-inteira com múltiplos objetivos, a saber, eficiência da planta e custo da eletricidade produzida. Vários métodos de otimização foram utilizados, tais como, otimização exergoeconômica, método simplex de Nelder-Mead, evolução diferencial e evolução diferencial multi-objetivo. Na modelagem econômica utilizaram-se dados reais e de literaturas disponíveis sobre os custos dos equipamentos e demais itens típicos de investimento neste tipo de planta de potência.

Encontram-se ainda na literatura trabalhos de otimização de superestruturas que utilizam simuladores de processo e plataformas de otimização. Dahdah e Mitsos (2014) realizaram a otimização estrutural e paramétrica de uma planta de dessalinização a partir de uma superestrutura, considerando uma fonte de calor fixa. A seleção ótima dos componentes que constituem o sistema final, e o encaminhamento ótimo dos vapores, assim como as condições ótimas de funcionamento, são variáveis determinadas simultaneamente durante a otimização do problema proposto. A superestrutura foi primeiramente implementada usando o *software* JACOBIAN, e depois convertida

para o *software* GAMS (*General Algebraic Modeling System*). Para solucionar o problema de otimização não-linear mista-inteira deste estudo, foi empregado o *software* de otimização BARON (*Branch-And-Reduced Optimization Navigator*). A fim de facilitar a convergência do modelo, o código computacional CONOPT para otimização, que se serve do método dos gradientes reduzidos generalizados (GRG), foi utilizado como um solucionador local para encontrar rapidamente, e com poucas iterações, uma solução inicial viável.

Na literatura brasileira também são reportadas pesquisas acerca de otimização estrutural e paramétrica a partir de superestruturas, como os trabalhos de Britto (2010) e Delgado e outros (2015). O primeiro desenvolveu um estudo técnico e econômico de alternativas de suprimento de eletricidade para condomínios residenciais horizontais considerando a autoprodução de energia elétrica. Neste trabalho, a modelagem da superestrutura foi inserida diretamente na programação matemática do problema de otimização, o que foi feito no *software* comercial de otimização LINGO. Portanto, neste caso, não se utilizou nenhum simulador de processo. As alternativas para a produção de energia elétrica consideradas foram a geração eólica, fotovoltaica e motor de combustão interna, com seus respectivos aspectos técnicos e econômicos. As demandas de energia elétrica das áreas comuns do condomínio foram definidas em uma base temporal, isto é, as demandas eram variáveis, sendo a otimização realizada em múltiplos períodos. O problema de otimização, resolvido com auxílio do *software* LINGO, era constituído de programação matemática linear mista-inteira, onde os diferentes preços de energia elétrica e os custos dos equipamentos determinaram a configuração ótima final.

Delgado e outros (2015) realizou a otimização estrutural e paramétrica de um sistema de poligeração, a partir de uma superestrutura, segundo critérios de avaliação termo-econômicos. A modelagem da superestrutura incluiu as seguintes flexibilidades de projeto: motores de combustão interna, caldeiras de recuperação, caldeiras convencionais, trocadores de calor, *chiller* de compressão, *chiller* de absorção, torre de resfriamento, painéis fotovoltaicos, além do uso de diesel, gás natural e biomassa como opções de combustíveis. Energia solar fotovoltaica e a biomassa também foram incluídas na superestrutura para a geração distribuída de energia a partir de fontes alternativas renováveis. Um modelo de otimização, baseado em programação linear mista-inteira com um total de 124.842 variáveis, das quais 1.756 são inteiras, e com 81.051 restrições, foi construído e resolvido para vários períodos de tempo, obtendo a solução

ótima. A otimização foi realizada em múltiplos períodos visto que o sistema térmico estudado possuía demandas de energia elétrica, vapor de água, água quente e água gelada variáveis. A solução do problema de otimização fornece os resultados de uma avaliação econômica, selecionando a melhor configuração do sistema (tipos e números de equipamentos a serem instalados) e suas características operacionais ótimas, obtendo assim o menor custo total anual possível, incluindo os custos fixos (investimento de equipamentos) e variáveis (combustível, instalação, operação e manutenção). Neste trabalho, a modelagem da superestrutura foi embutida diretamente na programação matemática do problema de otimização, o que foi feito também no *software* LINGO.

Procedimentos para o projeto ótimo de sistemas térmicos são apresentados em várias referências bibliográficas. Uma característica comum a esses processos parece ser a importância central dada à modelagem da superestrutura e a formulação matemática do problema de otimização para a otimização estrutural e paramétrica do sistema térmico a partir da superestrutura, sendo a solução do problema de otimização o desfecho final. Contudo, o sucesso e o desempenho desta última tarefa dependem da adequação do método de otimização às características do problema de otimização.

O problema de otimização completo de sistemas térmicos, conforme Frangopoulos e outros (2002), deve definir a configuração do sistema, as características de projeto dos componentes e a estratégia de operação que levam a um ótimo global. Assim, quando as demandas de energia e demais condições de contorno são identificadas, surgem questões como:

- Dadas as demandas de energia, qual é o melhor tipo de sistema térmico a ser usado? Sendo dados, nesta pesquisa, os fluxos de calor residuais e demais condições de contorno, ao invés das demandas de energia, torna-se necessário definir uma lista de tecnologias de recuperação de calor promissoras, dentre as quais procurar-se-á identificar a melhor opção, ou mesmo uma combinação ótima delas.
- Qual é a melhor configuração (síntese) do sistema térmico, isto é, quais os melhores componentes e suas interconexões?
- Quais são as melhores características técnicas de cada componente (capacidades, rendimentos, dimensões, materiais, etc.)?

- Quais são as melhores vazões, pressões e temperaturas dos vários fluidos de trabalho nos diversos pontos do sistema térmico? Essa questão está intimamente relacionada com a otimização paramétrica.
- Qual é o melhor ponto de operação do sistema térmico a cada instante de tempo?

Frangopoulos e outros (2002) identificam três níveis de otimização que correspondem à síntese, ao projeto e a operação. A síntese deve determinar a configuração ótima do sistema, isto é, seus componentes e interconexões. O projeto que deve definir as especificações técnicas dos componentes e as propriedades dos fluidos de trabalho do sistema térmico em carga nominal. A operação visa explorar as características operacionais dos componentes e dos fluidos de trabalho para obter o melhor resultado possível a cada condição operacional especificada. Entretanto, dentre os três grupos de métodos para a síntese ótima de sistemas térmicos, conforme classificação feita pelos citados autores, encontra-se o método baseado em superestruturas que, em princípio, pode resolver simultaneamente o problema de otimização completo, isto é, obter em conjunto a configuração, o projeto e a operação ótima do sistema térmico.

Ainda segundo Frangopoulos e outros (2002), a principal vantagem do método baseado em superestruturas reside no fato de poder trabalhar com qualquer função objetivo e revelar automaticamente a configuração ótima do sistema térmico. Por sua vez, o tamanho do problema de otimização pode ser de tal magnitude que os algoritmos matemáticos de otimização disponíveis podem não serem capazes de solucionar o problema para modelagens rigorosas. Desta forma, surge a necessidade de mais pesquisas sobre teoria e algoritmos de otimização. A formulação matemática do problema de otimização completo, com modelagem rigorosa dos processos envolvidos, pode revelar dificuldades para sua solução. Assim, alguns métodos para o problema de otimização de síntese são relacionados e comentados por Frangopoulos e outros (2002):

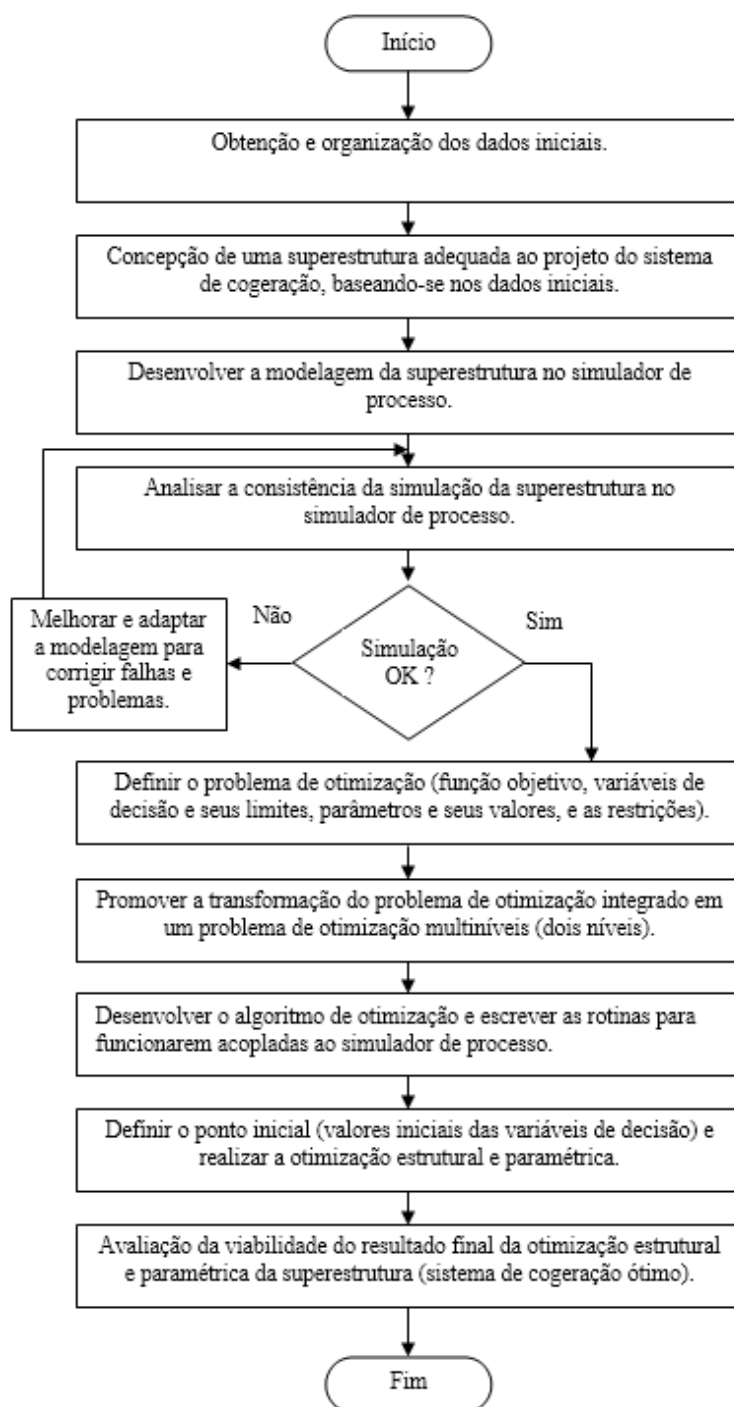
- Método da matriz de conectividade, que constitui uma aplicação direta da teoria de grafos;
- Método do recozimento simulado (*simulated annealing*), concebido originalmente como uma ferramenta de otimização multivariável e, posteriormente, adaptado para realizar otimização estrutural, mostrando-se muito confiável para a síntese de processos;

- Abordagens algorítmicas que preveem a aplicação direta de algoritmos de otimização para a solução do problema de otimização, sendo a programação não linear mista-inteira (*MINLP- Mixed-Integer Non-Linear Programming*) típica para o projeto de sistemas térmicos. Neste tipo de método, inclui-se o algoritmo o genético, que é capaz de tratar esse tipo de problema e obter a solução ótima global;
- Métodos de atribuição de metas (*Targeting Methods*) como, por exemplo, determinar a rede de trocadores de calor que apresenta o consumo mínimo de utilidades, sendo dada a menor diferença de temperatura e sem conhecimento prévio de sua configuração;
- Abordagem funcional inteligente, na qual uma superestrutura é adequadamente analisada para definir as funções dos vários componentes e os multiplicadores de Lagrange a eles relacionados, os quais são usados para decidir a existência de certos componentes. Otimização em multiníveis é aplicada aos problemas de otimização de síntese, projeto e operação. Também se aplica a decomposição em subsistemas e em períodos de tempo, se as condições variarem com o tempo. Uma combinação de algoritmo genético, algoritmo de programação não linear e abordagem funcional inteligente tem sido usada para reduzir o tempo de solução do problema de otimização;
- A decomposição pode ser usada em suas várias formas para reformular o problema de otimização completo e complexo em um conjunto de problemas menores e mais simples, que podem ser resolvidos de forma coordenada para a obtenção do sistema térmico ótimo, envolvendo síntese, projeto e operação;
- Técnicas de inteligência artificial e sistemas especialistas que têm sido aplicadas com sucesso no projeto de sistemas térmicos, reproduzindo o raciocínio dos engenheiros a partir de dados de projeto e restrições para possíveis configurações da planta.

Considerando a existência da superestrutura devidamente modelada, cuja obtenção e características não foram abordadas em detalhes, Frangopoulos e outros (2002) também enfatizam as dificuldades para a solução do problema de otimização completo e complexo, o que exige análises, adequações e seleção de métodos de otimização adequados. Assim, nota-se que após a formulação matemática do problema de otimização sua solução ainda não está garantida, exigindo bastante experiência dos projetistas.

Donatelli (2002) organizou um procedimento para a otimização estrutural e paramétrica de sistemas de cogeração, cujas principais etapas são organizadas no fluxograma da Figura 4.16. Embora o assunto desta pesquisa seja o projeto ótimo de um sistema de recuperação de calor residual de motores de combustão interna em usinas termelétricas, as várias etapas seguidas no projeto de sistemas de cogeração, conforme mostrado na citada figura, podem orientar na elaboração de um procedimento específico no âmbito desta pesquisa. Deste modo, as etapas de projeto serão discutidas a seguir, fazendo-se um paralelo entre os comentários de Donatelli (2002) e as principais correlações e adaptações para o projeto específico objeto desta pesquisa.

Figura 4.16 - Fluxograma do procedimento de otimização estrutural e paramétrica de sistemas de cogeração.



Fonte: Donatelli (2002).

Os dados iniciais e as premissas básicas considerados em Donatelli (2002) para o projeto de sistemas de cogeração são as demandas médias de energia elétrica e térmica no processo, tipo de combustível e seu preço, preços de compra e venda de energia elétrica sem limites, relação de equipamentos para modelagem da superestrutura, modelagem física e econômica dos equipamentos e as condições climáticas

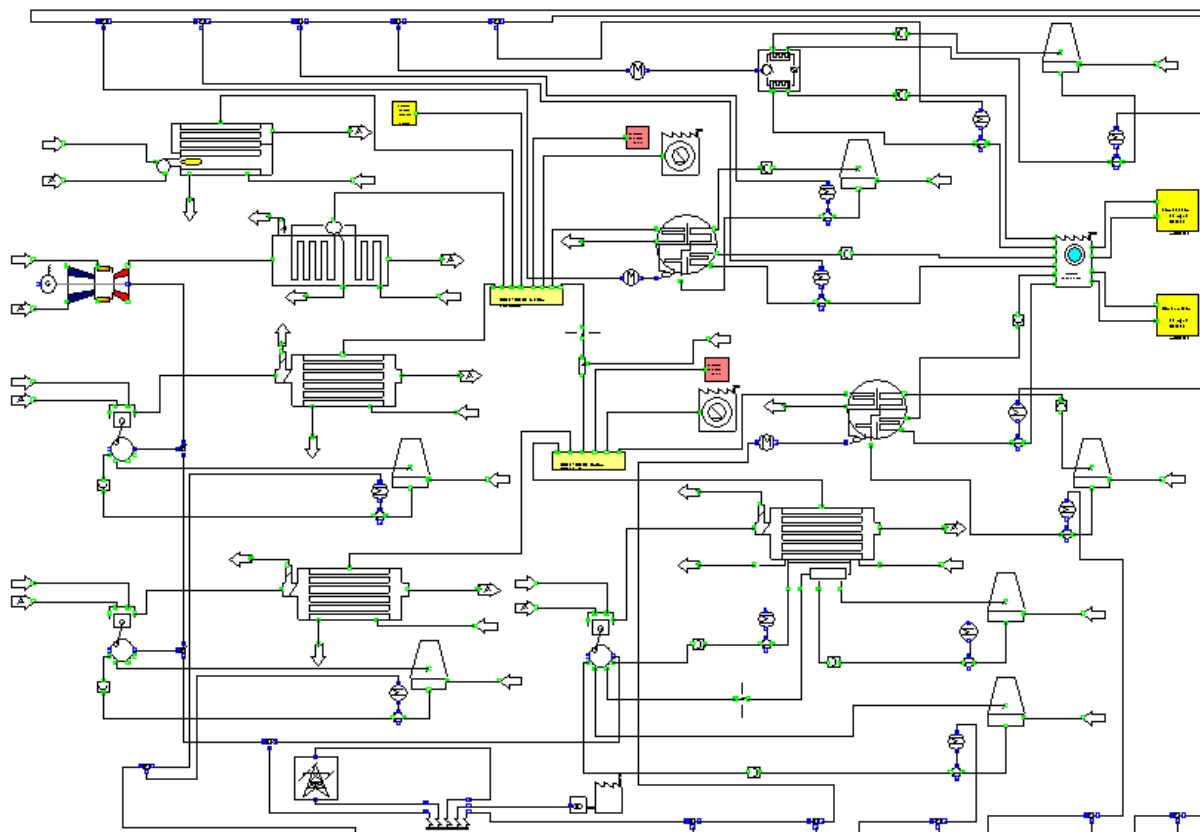
médias. Entretanto, para o projeto do sistema de recuperação de calor residual de motores de combustão interna em usinas termelétricas, alguns dados iniciais e premissas básicas devem ser definidos e, com certeza, serão diferentes dos acima relacionados. Por exemplo, não existem demandas de energia a serem atendidas, e sim fluxos de calor residual disponíveis, isto é, o fluxo de gases de combustão dos motores e o fluxo de água de resfriamento. Neste caso, deve-se definir a instalação (usina termelétrica) existente à qual o sistema de recuperação de calor residual deverá ser integrado, além de outras diferenças que serão evidenciadas ao longo do desenvolvimento deste trabalho de pesquisa.

A concepção de uma superestrutura adequada ao projeto do sistema térmico é de vital importância, pois todas as flexibilidades de configuração possíveis do sistema são incorporadas na mesma. Isso se aplica ao projeto baseado em superestruturas para todos os tipos de sistemas térmicos. Sendo possível usar apenas o conhecimento e criatividade do projetista para conceber a superestrutura, como feito em Donatelli (2002) e ilustrado na Figura 4.17, usar metodologias desenvolvidas especialmente para essa finalidade, como em Wu e outros (2016) e Henao (2012), ou ainda usando técnicas que permitem alterar a configuração do sistema térmico ao longo do processo de otimização, como em Voll e outros (2012), que intitulam sua técnica de projeto livre de superestruturas. De fato, parece que a técnica apresentada em Voll e outros (2012), em princípio, seria capaz de gerar a superestrutura. Assim, nesta pesquisa, para a concepção da superestrutura utilizou-se as orientações baseadas na metodologia apresentada em Wu e outros (2016) e em Henao (2012), o que permitiu sistematizar essa tarefa o suficiente para evitar desconsiderar algumas interconexões entre componentes, isto é, alternativas de configuração do sistema térmico, que poderiam ser promissoras.

Wu e outros (2016), em continuidade ao trabalho anterior de Henao (2012), apresentam um procedimento eficiente para representação, geração e modelagem de superestruturas para a síntese de processos químicos, cuja estruturação se baseia em unidades, isto é, portas (de entradas e de saídas) devidamente interconectadas por meio de ligações condicionantes. Uma adaptação deste procedimento constitui, ao que tudo indica, orientação capaz de fornecer uma superestrutura adequada para o projeto ótimo do sistema de recuperação de calor residual proveniente de motores de combustão interna, que é o objetivo desta pesquisa. Os princípios aqui estudados já

vêm sendo utilizados, ainda que de forma preliminar, na concepção e na modelagem de superestruturas.

Figura 4.17 - Superestrutura para otimização estrutural e paramétrica de sistemas de cogeração modelada no simulador de processos IPSEpro.



Fonte: Donatelli (2002).

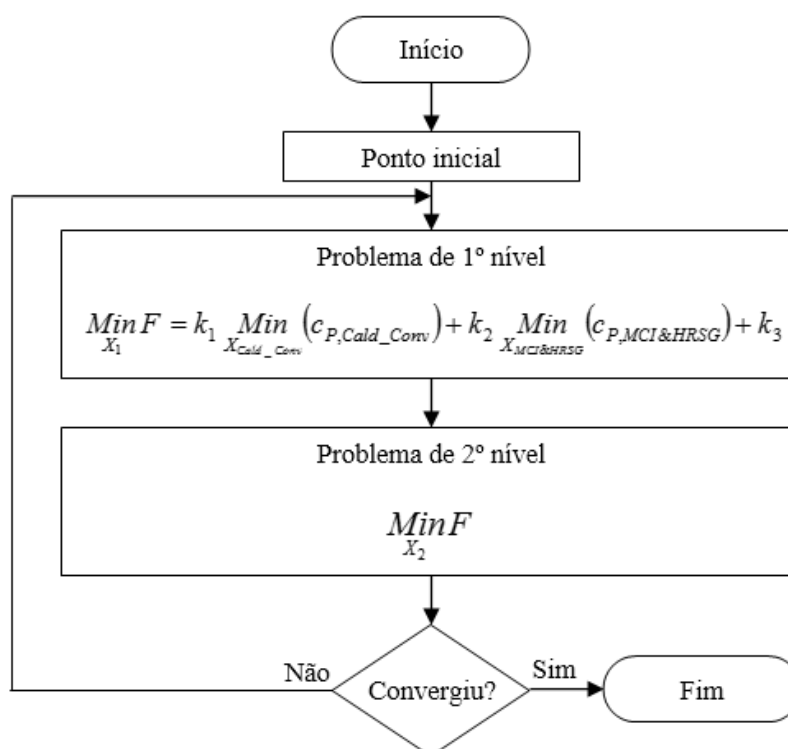
A modelagem da superestrutura deve incluir modelos físicos e econômicos dos componentes, além das interligações entre eles e o meio externo. Simulações dessa modelagem permitem a validação da mesma, o que comumente exige análises e alterações, isto é, melhorias dos modelos.

A formulação do problema de otimização completo deve ocorrer após a validação da superestrutura. Nesta etapa se define a função objetivo a ser minimizada ou maximizada, as restrições de igualdade, que normalmente são as equações da modelagem da superestrutura, as restrições de desigualdade, as variáveis de decisão e seus limites superiores e inferiores, bem como os diversos parâmetros e seus valores típicos. Assim, chega o momento de resolver o problema escolhendo-se um método de otimização adequado.

O problema de otimização completo pode ser formulado como um problema multinível, como feito em Donatelli (2002), onde a síntese ótima se dá no problema de 2º nível e

a otimização paramétrica no de 1º nível, até se obter a convergência para a solução final, como pode ser visto no fluxograma da Figura 4.18. A superestrutura também foi decomposta em subsistemas (caldeira convencional e o conjunto motor de combustão interna e caldeira de recuperação de calor), mesmo sem garantir a condição de isolamento termoeconômico desses subsistemas.

Figura 4.18 - Esquema de solução de um problema de otimização em dois níveis.



Fonte: Donatelli (2002).

O problema de otimização para o projeto de sistemas térmicos pode envolver variáveis reais contínuas e variáveis discretas, equações algébricas lineares e não lineares, constituindo o caso de uma programação não linear mista-inteira (MINLP), incluindo ainda as restrições. Portanto, dadas essas características, o método de otimização deve ser capaz, em princípio, de resolver tal problema de otimização. Assim, quando a modelagem do problema de otimização é elaborada em um simulador de processo que contém ferramentas de otimização, como no *EES (Engineering Equation Solver)* ou no *ASPEN Plus*, escolhe-se um desses métodos para conduzir o processo de otimização.

Quando o simulador de processo não possui ferramentas de otimização, estas devem ser desenvolvidas, como ocorreu em Donatelli (2002), onde o algoritmo de otimização foi escrito em *Visual Basic* no *MS-Excel* para usar de forma acoplada ao simulador de

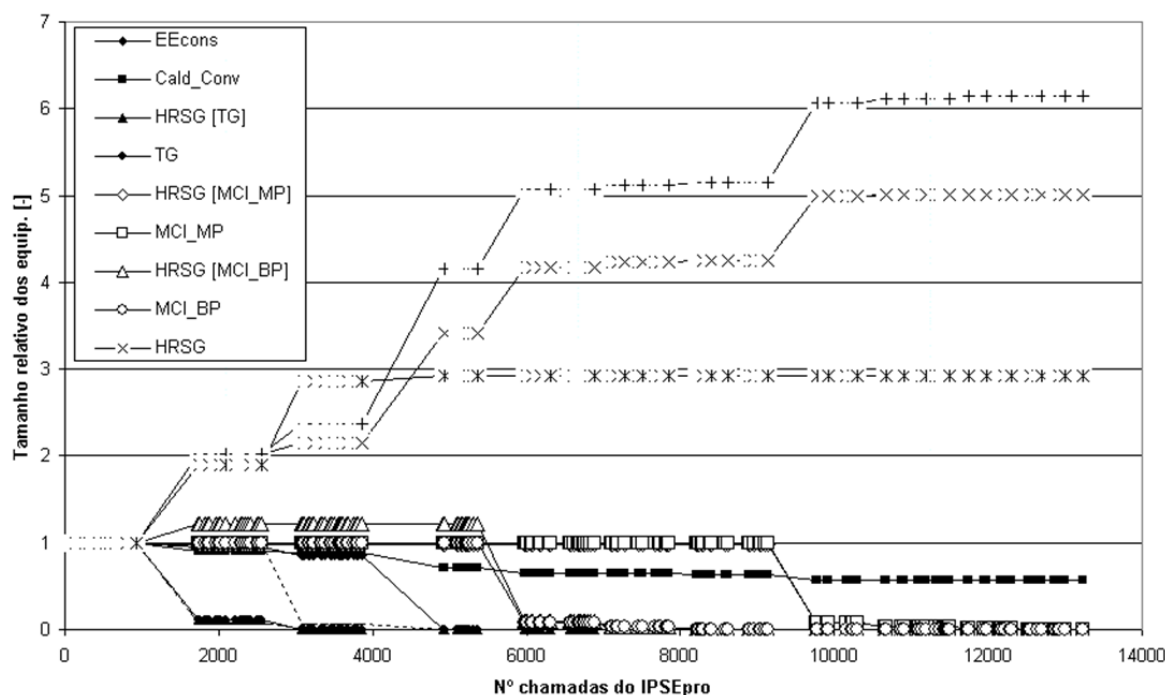
processos (*IPSEpro*), no qual foi modelada a superestrutura, que, por sua vez, era resolvida sempre que solicitado pelo algoritmo de otimização. Neste caso, como existiam somente variáveis reais contínuas e as restrições foram incluídas como penalidade na função objetivo, utilizou-se o método dos poliedros flexíveis auxiliado pela exergoeconomia. Entretanto, não se obteve sucesso na solução do problema de otimização completo, sendo necessário adaptar a formulação do problema de otimização e do algoritmo de otimização para se alcançar o projeto ótimo do sistema de cogeração.

Donatelli (2002) apresentou suas soluções finais na forma de gráficos, como mostrado na Figura 4.19, onde se observa a evolução, ao longo do processo de otimização, dos tamanhos relativos aos seus valores iniciais para todos os componentes ou subsistemas da superestrutura da Figura 4.17. Neste caso, os componentes ou subsistema que atingem tamanho relativo zero são excluídos da solução final.

Modelagens rigorosas das superestruturas trazem complexidades aos problemas de otimização de sistemas térmicos e conseqüentes dificuldades na sua solução. Entretanto, essas modelagens podem ser simplificadas pelo uso de modelos substitutivos (*surrogate models*), os quais foram usados por Henao (2012), sendo estes semelhantes aos modelos obtidos por regressões matemáticas de dados provenientes de mapas de desempenho dos equipamentos, como apresentado por Tveit (2005). A utilização destes modelos simplificados pode mesmo dispensar, na fase de otimização, os simuladores de processo, escrevendo todas as equações diretamente na programação do problema de otimização. Entretanto, esses modelos simplificados muitas vezes são obtidos a partir de exaustivas simulações conduzidas em simuladores de processo para gerar mapas completos de desempenho dos equipamentos ou subsistemas.

Vários métodos e *softwares* de otimização podem ser utilizados. O *EES* é apto a conduzir a otimização utilizando o método de algoritmo genético, que é capaz de manipular variáveis contínuas e discretas. Além disso, sua licença é única e sem renovações anuais, o que o torna mais viável do ponto de vista econômico em relação ao ASPEN.

Figura 4.19 - Evolução da configuração do sistema de cogeração ao longo do processo de otimização.

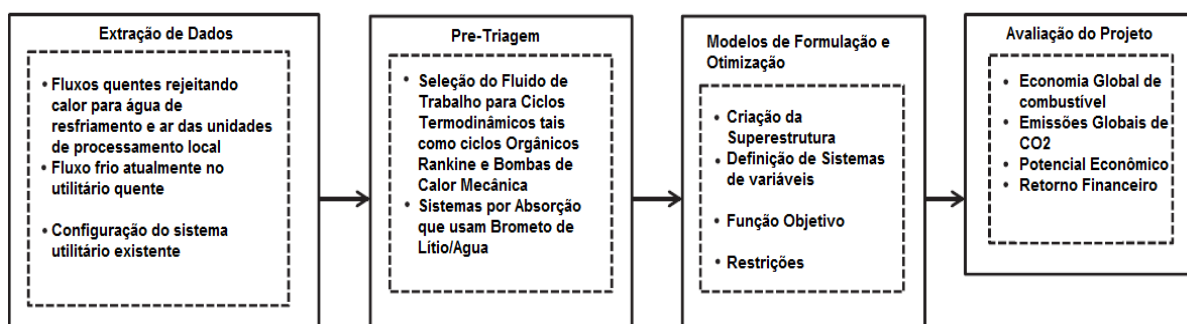


Britto (2010) conduziu uma otimização estrutural e paramétrica, a partir de uma superestrutura para o projeto ótimo de sistemas energéticos destinados ao suprimento de eletricidade em condomínios residenciais horizontais, considerando a autoprodução de energia elétrica. Neste trabalho, a modelagem da superestrutura foi inserida diretamente na programação matemática do problema de otimização, de natureza linear mista-inteira e considerando multiperíodos, pois as demandas são variáveis, o que foi feito no *software* comercial de otimização LINGO. Delgado e outros (2015) também realizaram otimização estrutural e paramétrica de um sistema de poligeração, a partir de uma superestrutura, considerando múltiplos períodos de tempo, incluindo a modelagem da superestrutura diretamente na programação matemática do problema de otimização no *software* LINGO.

Oluleye e Smith (2016) apresentaram um procedimento sistemático para o projeto ótimo de sistemas de recuperação de calor residual a serem integrados a uma planta existente, de onde os fluxos térmicos residuais são provenientes. Essa situação é semelhante ao objeto desta pesquisa, que é o projeto ótimo de um sistema de recuperação de calor residual de motores de combustão interna em usina termelétrica existente. Assim, as várias etapas do procedimento, conforme mostrado na Figura 4.20,

podem orientar na elaboração de uma metodologia específica no âmbito desta pesquisa. O procedimento explicitado na citada Figura 4.20 permite selecionar uma ou mais fontes de calor residual levando em conta suas temperaturas e conteúdo energético, eleger uma ou mais tecnologias para recuperação de calor residual e os fluidos de trabalho, escolher usuários finais para a energia recuperada, explorar as interações com a planta existente e o determinar potencial de recuperação de calor por meio de troca de calor. Segundo Oluleye e Smith (2016), os benefícios provenientes da utilização do calor residual aumentam quando as interações entre a planta existente e as tecnologias de recuperação de calor residual são exploradas simultaneamente, o que é permitido pelo uso de superestrutura.

Figura 4.20 - Procedimento para o projeto ótimo de sistemas de recuperação de calor residual a serem integrados a uma planta existente.



Fonte: Adaptado de Oluleye e Smith (2016).

A caracterização dos fluxos de calor residual disponíveis e da configuração das instalações existentes, para as quais normalmente não se permite alterações, constituem dados importantes. Em seguida, realiza-se uma avaliação preliminar dos fluidos de trabalho para os ciclos termodinâmicos.

Após a modelagem da superestrutura, segue-se para a formulação matemática do problema de otimização, com a definição das variáveis de decisão, da função objetivo e das restrições. É necessário, neste ponto, embora não detalhadamente comentado, abordar a seleção do método de otimização e o desempenho da solução do problema de otimização.

Por último, são sugeridas avaliações do projeto pelo cálculo de índices de desempenho, como a economia global de combustível obtida, a redução nas taxas de emissões globais de CO₂, o potencial de economia monetária, a taxa interna e o tempo de retorno do investimento (payback). Além disto, é também importante determinar o aumento do consumo interno dos serviços auxiliares da planta, bem como o consumo

de óleos lubrificantes e outros insumos do processo (taxa de reposição de água ou dosagem de químicos, etc...) e o impacto na manutenção e na operação dos equipamentos após a implantação da superestrutura.

O resultado final da otimização se baseia na formulação do problema de otimização, sendo importante a modelagem econômica, principalmente para determinação dos custos de aquisição dos equipamentos. Como essas equações normalmente apresentam grandes incertezas, recomenda-se verificar não somente o resultado final por meio de orçamentos, mas também as soluções que apresentam desempenhos próximos ao vencedor. Análises de sensibilidade, como em relação ao custo de combustível, são também interessantes para uma tomada de decisão com menor risco.

4.5. O Problema de Otimização

O problema de otimização consiste na maximização do lucro bruto em função de todas as variáveis de decisão, atendendo as restrições impostas pela modelagem da superestrutura, além dos valores e limites atribuídos aos parâmetros.

A finalidade básica da superestrutura, como foi descrito no Item 4.4, é incorporar as flexibilidades de configuração a serem exploradas na obtenção do sistema de recuperação de calor residual ótimo, além de fornecer os balanços de massa e energia para todos os pontos ao longo da otimização. O modelo econômico usado para estimar os custos de aquisição e de operação e manutenção dos equipamentos em função das variáveis do problema de otimização está inserido nas modelagens da superestrutura, conforme descrito no Item 4.2.

Uma caracterização dos parâmetros considerados nos problemas de otimização da superestrutura, incluindo seus significados e valores adotados, são apresentadas nas Tabelas 4.2 a 4.8.

Tabela 4.4 – Parâmetros ambientais.

Temperatura ambiente (°C)	25
Umidade Relativa (%)	70
Pressão atmosférica (bar)	1

Tabela 4.5 – Parâmetros do motor.

Fonte Residual	Água	Gases de exaustão após a caldeira	Gases de exaustão na saída do motor
Temperatura (°C)	78,4	240	345
Vazão (kg/s)	27,02	16,7	16,7

Tabela 4.6 – Parâmetros da Torre de Resfriamento.

Temperatura de entrada da Torre de Resfriamento (°C)	35
Temperatura de saída da Torre de Resfriamento (°C)	30

Tabela 4.7 – Parâmetros da turbina e bomba em ambos ciclos.

Eficiência isentrópica da turbina (%)	80
Eficiência isentrópica da bomba (%)	75

Tabela 4.8 - Valores de coeficientes globais dos trocadores na aplicação da água gelada

Tipo de Equipamento	Coeficientes Globais (U_i) (kW/m ² °C)
Casco-Tubo (água-água)	1,00
Resfriador de Ar	0.04

Fonte: Essel (2017)

Tabela 4.9 - Valores de coeficientes globais de cada equipamento para a superestrutura Kalina.

Tipo de Equipamento	Coeficientes Globais (U_i) (kW/m ² °C)
Ciclo de Alta: Evaporador	0,90
Ciclo de Alta: Condensador	1,10
Ciclo de Alta: Superaquecedor	0,04
Ciclo de Alta: Economizador	0,04
Ciclo de Alta: Regenerador	0,50
Ciclo de Alta: Pré-aquecedor	1,10
Ciclo de Baixa: Evaporador	0,90
Ciclo de Baixa: Condensador	1,10
Ciclo de Baixa: Regenerador	0,50

Fonte: Adaptado de Dorj (2005)

As variáveis de decisão dos problemas de otimização da superestrutura são caracterizadas na Tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Variáveis de Decisão da superestrutura Kalina

	Variável de Decisão	Paramétrica	Estrutural
1	Ciclo de Alta: Temperatura de Evaporação (°C)	X	
2	Ciclo de Alta: Temperatura de Condensação (°C)	X	
3	Ciclo de Alta: Superaquecimento (°C)		X
4	Ciclo de Alta: Eficiência do Regenerador (%)		X
5	Ciclo de Alta: Eficiência do Pré-aquecedor (%)		X
6	Ciclo de Alta: <i>Pinch Point</i> (°C)	X	
7	Ciclo de Alta: Fração Mássica da Água do Pré-Aquecedor (%)		X
8	Ciclo de Alta: Concentração de Amônia (%)	X	
9	Ciclo de Baixa: Temperatura de Evaporação (°C)	X	
10	Ciclo de Baixa: Temperatura de Condensação (°C)	X	
11	Ciclo de Baixa: Temperatura do Separador (°C)	X	
12	Ciclo de Baixa: Eficiência do Regenerador (%)		X
13	Ciclo de Baixa: <i>Pinch Point</i> (°C)	X	
14	Ciclo de Baixa: Concentração de Amônia (%)	X	

As variáveis apresentadas na Tabela 4.10 são as que influenciam no custo do projeto. O projeto depende de tamanho e *performance*. Por exemplo, eficiência isentrópica é *performance* de um equipamento. Superaquecimento é uma variável estrutural porque pode ter superaquecedor ou não. Idem para os regeneradores de alta e de baixa temperatura. No caso da fração mássica, que é paramétrica, dependendo do valor, se for 100 é porque vai só pra um ciclo, se for 0 é porque só vai para o outro e se for entre 0 e 100 é porque vai pra ambos ciclos. As restrições de desigualdade dos problemas de otimização são levadas em conta por meio da atribuição de valores, no próprio simulador de processo usado (*EES*), de limites inferiores e superiores às variáveis relacionadas a essas restrições.

A função objetivo (F) do problema de otimização da superestrutura é definida como o lucro bruto proporcionado pela implantação do sistema de recuperação de calor residual, conforme mostrado em (4.50).

$$\text{Lucro}_{\text{KALINA}} = \text{CVU} \cdot (\dot{W}_T - \dot{W}_B - \dot{W}_{\text{TR}} + \Delta \dot{W}_{\text{RAD}}) - \dot{C}_{\text{TOT}} - \dot{C}_{\text{Comb}} \quad (4.50)$$

Onde:

$$\dot{C}_{\text{TOT}} = C_{\text{TOT}} \cdot \varphi \cdot \frac{\text{FRC}}{t} \quad (4.51)$$

$$\text{FRC} = \left[\frac{i \cdot (1+i)^t}{(1+i)^t - 1} \right] \quad (4.52)$$

CVU é o custo variável unitário;

$\dot{W}_T$ é a somatória dos trabalhos das turbinas;

$\dot{W}_B$ é a somatória dos trabalhos das bombas;

$\dot{W}_{\text{TR}}$ é o trabalho da torre de resfriamento;

$\Delta \dot{W}_{\text{RAD}}$ é a economia de energia nos radiadores;

$\Delta \dot{W}_{\text{MCI}}$ é o ganho de potência no motor de combustão interna;

$\Delta \dot{W}_{\text{AC}}$ é a economia de energia no sistema de ar condicionado;

$\dot{C}_{\text{TOT}}$ é o custo específico total de investimento amortizado ao longo do tempo;

$\dot{C}_{\text{comb}}$ é o custo específico de combustível devido ao efeito da perda de carga;

C_{TOT} é o custo total de expansão de investimento dos equipamentos;

φ é o fator de custo de manutenção, sendo adotado como 1,06;

FRC é o fator de recuperação de capital;

t é o tempo de vida dos equipamentos; e

i é a taxa de juros.

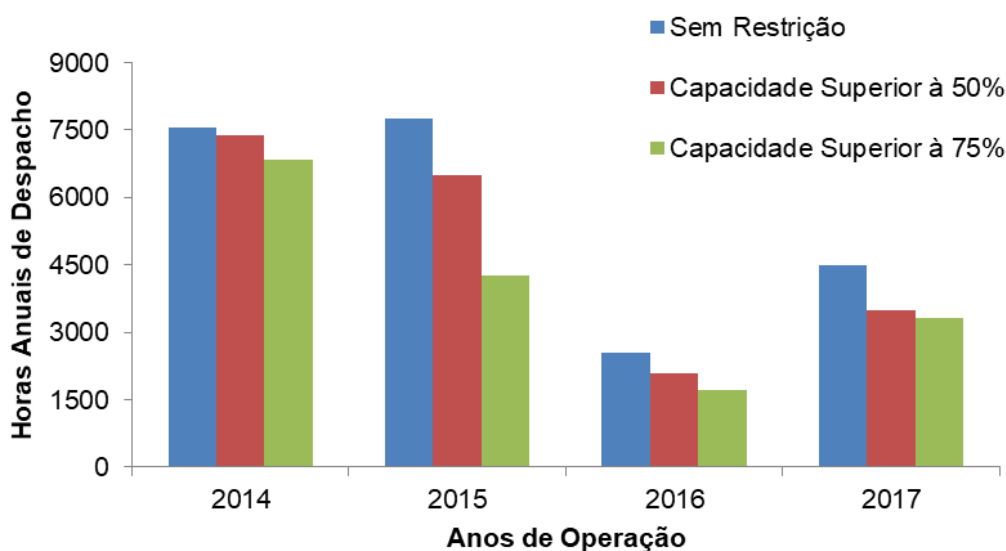
4.6. Condições de Contorno

Para realizar a otimização da superestrutura final e as posteriores análises dos resultados é necessário o fornecimento de alguns parâmetros de operação da UTE Viana como horas anuais de despacho da usina, custo variável unitário da venda de energia elétrica (CVU), preço do combustível OCB1 e taxa mínima de atratividade do investimento.

Foi realizado um levantamento de dados da UTE Viana, relativo aos últimos quatro anos de operação, para obter um comportamento destes parâmetros. Este levantamento foi realizado através de planilhas de dados de operação coletados e fornecidos pela própria UTE Viana, contendo informações de despacho da usina de hora em hora, CVU médio mensal, custo do OCB1 médio mensal e cotação do dólar média mensal.

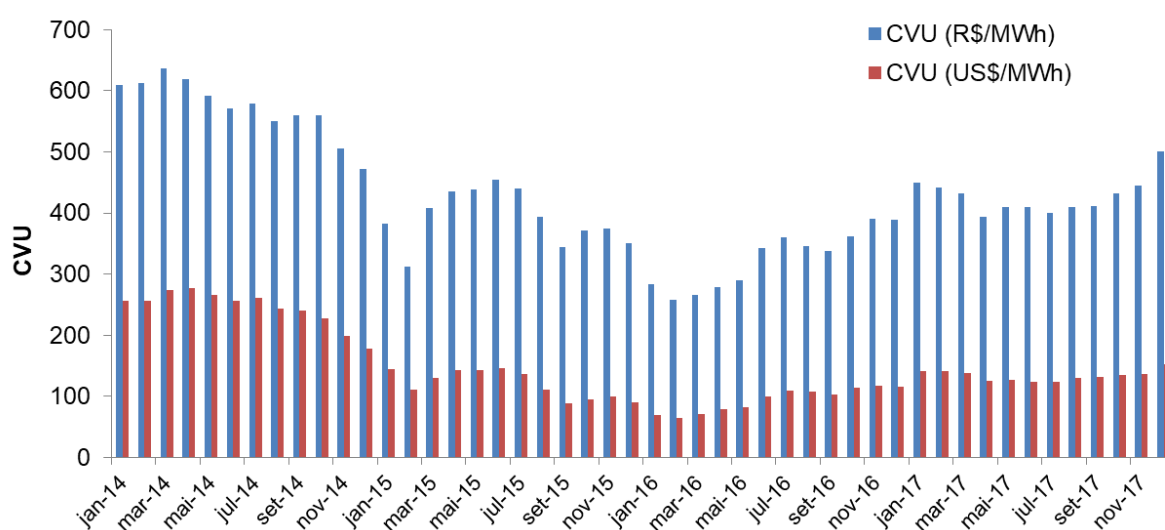
As horas anuais de despacho da usina foram divididas em três patamares relativos à capacidade da usina. O primeiro patamar não tem restrição de despacho, ou seja, qualquer valor não nulo de despacho apresentado em determinada hora é considerado. O segundo patamar considera as horas de despacho com pelo menos 50% da capacidade da usina, ou seja, tendo a usina uma capacidade de 174,6 MW são consideradas as horas de despacho de pelo menos 87,3 MW. O terceiro patamar considera as horas de despacho com pelo menos 75% da capacidade da usina, ou seja, são consideradas as horas de despacho de pelo menos 130,95 MW. Na Figura 4.21 apresenta-se o comportamento destes três patamares nos quatro últimos anos de operação.

Figura 4.21 – Comportamento das horas despachadas anuais.



O comportamento do valor do CVU foi levantado mês a mês no período dos últimos quatro anos. Como o valor do investimento nos sistemas de recuperação de calor residual é calculado em dólares, bem como os custos e receitas programadas na superestrutura final, foi levantada também a cotação média mensal do dólar nas planilhas fornecidas pela UTE Viana para converter os valores de CVU de reais para dólares. Na Figura 4.22 apresenta-se o comportamento mensal do CVU dos últimos quatro anos em reais e em dólares.

Figura 4.22 – Comportamento das CVU médio mensal.



O custo médio do combustível OCB1 não tem uma influência significativa nos resultados das otimizações da superestrutura final e, portanto, será adotado o valor médio do período analisado como parâmetro.

Na Tabela 4.11 apresenta-se os valores máximos, mínimos e médios dos parâmetros levantados nos últimos quatro anos de operação da usina. A taxa de atratividade mínima foi adotada igual a 15% ao ano, conforme indicado pela UTE Viana.

Tabela 4.11 – Valores históricos mínimos, máximos e médios das condições de contorno.

Horas Despachadas			Cotação Dólar [R\$/US\$]	CVU [US\$/MWh]	Preço OCB1 [US\$/kg]
Sem Res- trição	Capaci- dade Su- perior a 50%	Capaci- dade Su- perior a 75%			

Mínima anual	2533	2096	1710	2,35	94,62	0,39
Máxima anual	7769	7386	6841	3,49	244,61	1,07
Média anual	5591	4872	4037	3,09	148,34	0,63

Com base no histórico de despacho da usina para carga acima de 75%, conforme mostrado na Figura 4.21, as otimizações serão realizadas para os seguintes patamares de horas anuais despachadas, considerados representativos: 8000, 6000, 4000 e 2000 horas por ano. Para cada patamar de despacho da usina se realiza otimizações com os seguintes valores CVU, considerados representativos do histórico mostrado na Figura 4.22: 250, 200, 150 e 100 US\$/MWh. O preço do OCB1 é mantido fixo e igual ao preço médio de 0,63 US\$/kg, também conforme o histórico apresentado.

Os gases de exaustão dos motores e a água de resfriamento dos mesmos constituem as fontes de calor a serem disputadas pelos ciclos de alta e de baixa da superestrutura Kalina com a finalidade de proporcionar o maior lucro bruto. Os sistemas de recuperação de calor residual do tipo Kalina, a serem acoplados aos motores permitem produzir potência elétrica adicional para comercialização, sendo por produção própria e por redução nas demandas nos radiadores. Porém, os sistemas de recuperação de calor residual, devido à inserção de trocadores de calor na linha de exaustão de gases dos motores, afetam a contrapressão nos mesmos e, conseqüentemente, seu consumo específico de combustível pode ser também afetado.

No problema de otimização, como as variações de contrapressão moderadas no motor pode-se desprezar qualquer possibilidade de *derating*, sendo a potência dos motores mantida constante, mas não a vazão de combustível, sendo esse custo adicional com combustível inserido no cálculo do lucro bruto. Consideram-se constantes, a vazão e a temperatura dos gases de exaustão (16,7 kg/s e 345 °C para motores sem caldeira de recuperação de calor e 240 °C para os motores com caldeira). A composição dos gases de exaustão também é considerada constante, uma vez que são pequenas as variações no consumo específico de combustível. A vazão e temperatura da água de resfriamento é também constante (100 m³/h e 78,4 °C).

A definição da melhor opção para recuperação do calor residual dos motores, proveniente dos gases de exaustão e da água de resfriamento, independentemente de ser

motor com ou sem caldeira de recuperação, é obtida por meio de otimização matemática para cada condição de contorno, que é definida por valores atribuídos a alguns dos parâmetros. A superestrutura dos ciclos Kalina de alta e de baixa prevê a utilização dos gases de exaustão e da água de resfriamento.

O problema de otimização integrado é composto pela função objetivo, pela modelagem da superestrutura representando as restrições de igualdade, pelas restrições de desigualdade e pelo conjunto de variáveis, sendo algumas dependentes e outras independentes. As variáveis dependentes são determinadas pela solução do sistema de equações que constitui a modelagem termodinâmica da superestrutura, enquanto as variáveis independentes são tratadas como parâmetros, aos quais se atribui valores a serem mantidos constantes na otimização, ou como variáveis de decisão, que são variadas na otimização na busca do maior valor para a função objetivo (lucro bruto). Alguns parâmetros usados para definir as condições de contorno podem ser alterados pelos usuários do programa computacional desenvolvido para realizar as otimizações, enquanto outros, como coeficientes globais de transferência de calor, são parâmetros internos às modelagens da superestrutura, não sendo possível nem recomendado a sua alteração.

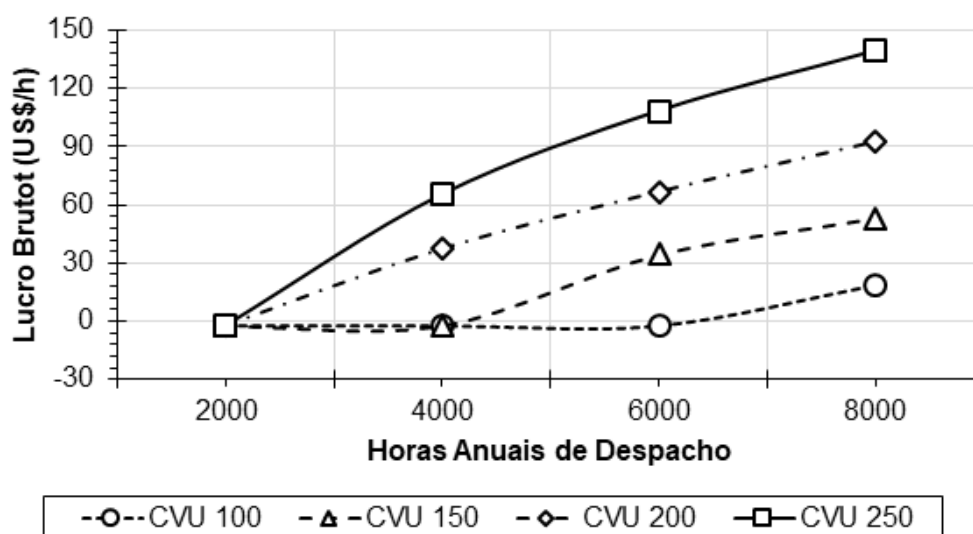
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados das otimizações do modelo apresentado no Capítulo 4, conjuntamente com as discussões.

As otimizações da superestrutura foram realizadas separadamente para cada um dos patamares de horas de despacho e de CVU. Além da função objetivo, isto é, do lucro bruto (US\$/h), também são determinados índices econômicos para subsidiar as análises econômicas da implantação desses sistemas de recuperação de calor residual. Os índices econômicos calculados são o Valor Presente Líquido (VPL), a Taxa Interna de Retorno (TIR) e o *PayBack* Descontado (PBD).

A Figura 5.1 e Tabelas 5.1 a 5.3 apresentam os resultados obtidos após as otimizações para o aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão a 345°C provenientes dos motores sem caldeira de recuperação e da água de resfriamento do motor a 78,4°C, dada uma quantidade de horas anuais de despacho e valores de CVU.

Figura 5.1 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para motor sem caldeira de recuperação.



Assim, os valores do lucro bruto obtidos após a otimização para cada caso se comportam conforme o esperado, ou seja, quanto maior o número de horas anuais de despacho para um mesmo CVU, maior o lucro bruto associado. De forma análoga, quanto maior o CVU para um mesmo número de horas anuais de despacho, maior o lucro bruto associado.

Tabela 5.1 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 8000 horas anuais e motor sem caldeira de recuperação.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000				
Variável de Decisão Ciclo de Alta Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	122,3	125,0	125,4	132,6
Temperatura de Condensação (°C)	33,7	31,7	33,4	33,2
Superaquecimento (°C)	103,6	134,5	136,9	132,1
Efetividade do Regenerador (%)	90,0	75,0	81,2	92,1
Efetividade do Pré-aquecedor (%)	30,0	96,0	5,1	0,0
Pinch Point (°C)	60,0	55,0	55,0	48,0
Fração Mássica da Água do Pré-Aquecedor (%)	100,0	100,0	0,0	0,0
Concentração de Amônia (%)	89,3	93,0	93,0	92,0
Variável de Decisão Ciclo de Baixa Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	62,4	51,2	54,2	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	52,6	47,9	34,1	33,9
Temperatura do Separador (°C)	78,4	63,9	69,7	69,6
Efetividade do Regenerador (%)	0,0	24,0	0,0	0,0
Pinch Point (°C)	16,0	27,2	8,0	5,1
Concentração de Amônia (%)	94,8	69,0	93,0	94,0
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Bruto (US\$/h)	18,66	53,24	92,50	139,50
Investimento por Motor (US\$)	1.991.541	2.489.012	3.464.835	3.853.278
Investimento Total da Usina (US\$)	29.873.115	37.335.180	51.972.525	57.799.170
Potência Líquida Total (kW)	604,9	710,6	832,5	887,1
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	621,9	710,7	701,2	737,0
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	0,0	0,0	89,1	105,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	25,6	28,4	44,3	45,9
Potência Economizada no Radiador (kW)	8,6	28,3	86,5	90,1
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	0,68	0,66	0,67	0,67
Custo Específico (US\$/kW)	3292	3503	4162	4344

A utilização do ciclo de baixa temperatura ocorre somente nos casos de 8000 horas com valor de CVU igual a 250 e 200 US\$/MWh, e no caso de 6000 horas com valor de CVU igual a 250 US\$/MWh, como pode ser visto pela variável de decisão fração mássica da água do pré-aquecedor.

Tabela 5.2 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 6000 horas anuais e motor sem caldeira de recuperação.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000				
Variável de Decisão Ciclo de Alta Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	122,3	140,0	128,6
Temperatura de Condensação (°C)	-	33,8	35,7	34,6
Superaquecimento (°C)	-	120,6	118,7	117,2
Efetividade do Regenerador (%)	-	80,0	97,0	94,1
Efetividade do Pré-aquecedor (%)	-	20,0	27,0	3,1
Pinch Point (°C)	-	60,0	40,1	52,1
Fração Mássica da Água do Pré-Aquecedor (%)	-	100,0	100,0	0,0
Concentração de Amônia (%)	-	90,7	86,0	91,2
Variável de Decisão Ciclo de Baixa Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	50,6	57,6	55,5
Temperatura de Condensação (°C)	-	41,4	56,9	34,8
Temperatura do Separador (°C)	-	74,7	66,1	69,0
Efetividade do Regenerador (%)	-	39,0	36,0	0,0
Pinch Point (°C)	-	27,8	8,8	7,3
Concentração de Amônia (%)	-	74,0	95,0	93,0
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Bruto (US\$/h)	-	34,37	66,78	108,50
Investimento por Motor (US\$)	-	2.053.420	2.459.832	3.343.633
Investimento Total da Usina (US\$)	-	30.801.300	36.897.480	50.154.495
Potência Líquida Total (kW)	-	620,1	684,4	814,2
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	-	639,3	702,1	684,5
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	-	0,0	0,0	88,2
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	-	24,9	24,9	43,8
Potência Economizada no Radiador (kW)	-	5,7	7,2	85,3
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	-	0,68	0,66	0,67
Custo Específico (US\$/kW)	-	3311	3594	4107

Observa-se nas Tabelas 5.1 e 5.2 que para estes casos, o ciclo de baixa temperatura produz uma potência em torno de 11% em relação à potência líquida total da superestrutura, porém o custo de investimento deste ciclo é em torno de 26% em relação ao custo total, vale ressaltar que o alto custo do ciclo é influenciado pelo alto custo da

caldeira de recuperação. Para estes casos, dado o alto custo do ciclo de baixa temperatura em relação a potência adicional produzida na superestrutura, observa-se um custo específico elevado em relação aos demais. A configuração ótima do ciclo de baixa não possui regenerador e apresenta uma alta concentração de amônia no fluido de trabalho.

Tabela 5.3 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 4000 horas anuais e motor sem caldeira de recuperação.

Número de Horas Anuais de Despacho: 4000				
Variável de Decisão Ciclo de Alta Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	122,9	122,1
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	34,2	33,5
Superaquecimento (°C)	-	-	116,2	100,1
Efetividade do Regenerador (%)	-	-	83,0	94,2
Efetividade do Pré-aquecedor (%)	-	-	30,0	11,1
Pinch Point (°C)	-	-	57,2	60,0
Fração Mássica da Água do Pré-Aquecedor (%)	-	-	100,0	100,0
Concentração de Amônia (%)	-	-	91,0	89,0
Variável de Decisão Ciclo de Baixa Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	64,0	56,0
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	59,9	54,6
Temperatura do Separador (°C)	-	-	76,6	72,6
Efetividade do Regenerador (%)	-	-	39,0	25,2
Pinch Point (°C)	-	-	14,4	22,4
Concentração de Amônia (%)	-	-	95,0	94,3
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Bruto (US\$/h)	-	-	37,50	65,56
Investimento por Motor (US\$)	-	-	2.080.346	1.963.525
Investimento Total da Usina (US\$)	-	-	31.205.190	29.452.875
Potência Líquida Total (kW)	-	-	631,2	597,5
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	-	-	648,2	619,0
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	-	-	0,0	0,0
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	-	-	25,7	24,8
Potência Economizada no Radiador (kW)	-	-	8,7	3,3
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	-	-	0,66	0,68
Custo Específico (US\$/kW)	-	-	3296	3286

Observa-se na Tabela 5.3 que para 4000 horas e valores de CVU iguais a 100 e 150 US\$/MWh, o algoritmo de otimização sugere a não utilização da superestrutura Kalina para geração de potência, visto que ocorre produção infinitesimal de potência, portanto não são apresentados valores. Para 2000 horas de despacho, independentemente do valor do CVU, o algoritmo de otimização também sugere a não utilização da superestrutura Kalina final para geração de potência, portanto, não são apresentados valores tabelados. Os custos totais, lucros e custos específicos associados a tais valores não devem ser levados em conta, pois são residuais devido aos baixíssimos valores de potência e áreas de troca térmica dos equipamentos que compõe a superestrutura. Tais valores ocorrem devido à modelagem elaborada e ao processo de convergência dos métodos numéricos utilizados no *EES*.

Para todas as configurações ótimas da superestrutura Kalina a temperatura de condensação do fluido de trabalho se mantém em um patamar de temperatura por volta de 33°C e utiliza-se o pré-aquecedor para aproveitamento do calor residual da água de resfriamento do motor. Ocorre o superaquecimento do fluido de trabalho para o ciclo de alta temperatura em todos os casos, visto a necessidade de evitar a formação de condensado no final da expansão na turbina já que o fluido de trabalho é um fluido úmido. Para os ciclos de alta temperatura ótimos as temperaturas de evaporação têm patamares similares, mas conforme diminui o CVU e as horas de despacho, diminui a temperatura de evaporação e aumenta o *Pinch Point* correspondente.

Para as superestruturas ótimas, com 8000, 6000 e 4000 horas de despacho, sempre é utilizado o regenerador de alta, como pode ser visto por meio dos altos valores obtidos para as variáveis de decisão que representam a efetividade deste equipamento. Além disso, em todas as superestruturas de alta temperatura temos altas concentrações de amônia, variando de 86 a 93%.

Para todas as superestruturas ótimas aproveita-se o calor dos gases de exaustão até estes atingirem a temperatura mínima adotada de 180°C, para a prevenção da precipitação de elementos corrosivos. Já para a água de resfriamento do motor, somente nos casos onde se é utilizado o ciclo de baixa temperatura ocorre uma queda significativa de temperatura, o que proporciona uma economia na potência consumida nos ventiladores dos radiadores. Entretanto, tanto para estes casos quanto para os demais casos ótimos é necessário o resfriamento adicional desta água nos radiadores.

Para todos os casos onde as superestruturas são termodinamicamente viáveis ocorre um aumento do consumo específico do combustível do motor, devido à perda de carga inserida pela caldeira de recuperação no sistema de exaustão de gases. Tal aumento no consumo específico do combustível é similar em todos os casos, já que apresentam perdas de carga iguais, pois os gases de exaustão possuem a mesma temperatura na saída da caldeira de recuperação.

A potência consumida na torre de resfriamento é maior nos casos onde se utiliza o ciclo de baixa temperatura, visto que ocorre acréscimo na quantidade de calor a ser rejeitado.

Após a otimização de cada caso, as superestruturas ótimas foram submetidas a uma análise de viabilidade econômica, mostrada na Tabela 5.4. Foi considerada uma taxa mínima de atratividade de 15%, tempo de 20 anos e três indicadores bases: Valor Presente Líquido (VPL), Taxa Interna de Retorno (TIR) e *PayBack* Descontado (PBD).

Tabela 5.4 – Análise de viabilidade econômica das superestruturas Kalina ótimas para um motor sem caldeira de recuperação.

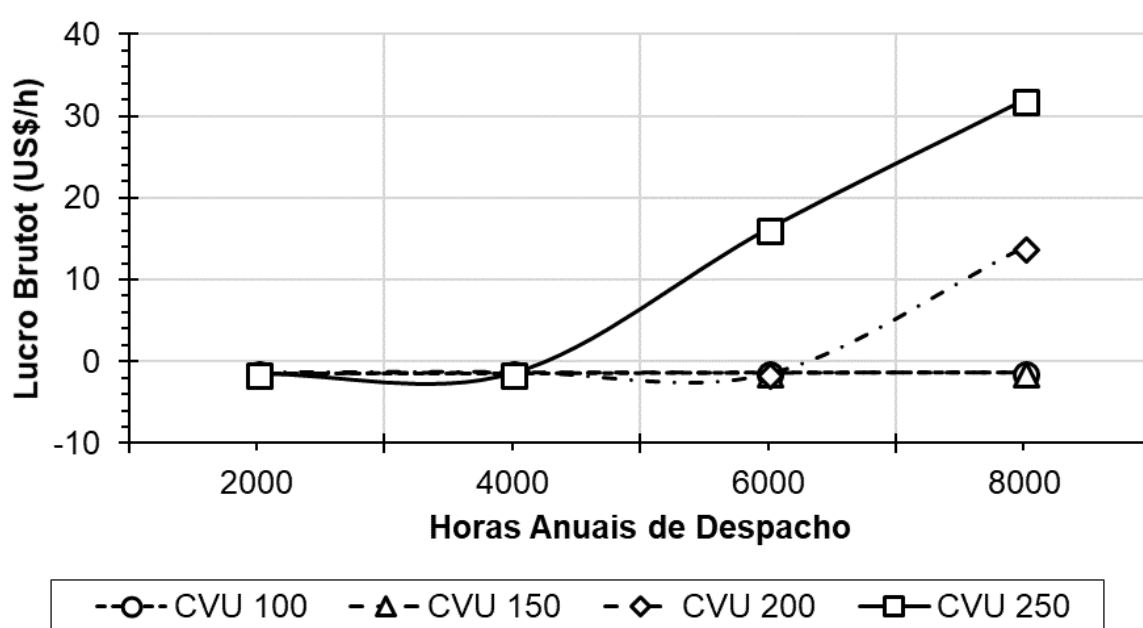
Indicadores	Horas Anuais	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)	2000	-	-	-	-
TIR (%)		-	-	-	-
PBD (Ano)		-	-	-	-
VPL (US\$)	4000	-	-	939.021	1.641.589
TIR (%)		-	-	22,4%	28,4%
PBD (Ano)		-	-	7,7	5,3
VPL (US\$)	6000	-	1.291.107	2.508.455	4.075.108
TIR (%)		-	25,2%	31,2%	34,3%
PBD (Ano)		-	6,4	4,7	4,1
VPL (US\$)	8000	833.931	2.666.055	4.631.154	6.987.281
TIR (%)		22,3%	32,0%	36,0%	43,3%
PBD (Ano)		7,8	4,5	3,8	3,0

Para os casos de 2000 horas de despacho, independentemente do valor do CVU, para 4000 horas com CVU de 100 e 150 US\$/MWh e para 6000 horas com CVU de 100 US\$/MWh, as superestruturas ótimas não são economicamente viáveis pois apresentam VPL negativo, TIR menor que a TMA e PDB superior a 20 anos. Para os demais

casos, quanto maior o valor de CVU para o mesmo despacho, mais atrativo se torna o projeto. De forma análoga, quanto maior o despacho para um mesmo valor de CVU, maior a viabilidade econômica.

A Figura 5.2 e Tabelas 5.6 a 5.7 apresentam os resultados obtidos após as otimizações para o aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão a 240°C provenientes dos motores com caldeira de recuperação e da água de resfriamento do motor a 78,4°C, dada uma quantidade de horas anuais de despacho e valores de CVU.

Figura 5.2 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para motor com caldeira de recuperação.



Os valores do lucro bruto obtido após a otimização para cada caso se comportam conforme o esperado; quanto maior o número de horas anuais de despacho para um mesmo CVU, maior o lucro bruto associado. De forma análoga, quanto maior o CVU para um mesmo número de horas anuais de despacho, maior o lucro bruto associado.

Observa-se nas Tabelas 5.6 e 5.7 que para 6000 horas e valores de CVU iguais a 100, 150 e 200 US\$/MWh e também para 8000 horas e valores de CVU iguais a 100 e 150 US\$/MWh, o algoritmo de otimização sugere a não utilização da superestrutura Kalina para geração de potência, visto que ocorre produção infinitesimal de potência. Os custos totais, lucros e custos específicos associados a tais valores não devem ser levados em conta, pois são residuais devido aos baixíssimos valores de potência e áreas de troca térmica dos equipamentos que compõe a superestrutura. Tais valores

ocorrem devido à modelagem elaborada e ao processo de convergência dos métodos numéricos utilizados no *EES*.

Tabela 5.5 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 8000 horas anuais e motor com caldeira de recuperação.

Número de Horas Anuais de Despacho: 8000				
Variável de Decisão Ciclo de Alta Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	112,2	100,2
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	32,1	30,8
Superaquecimento (°C)	-	-	33,1	26,1
Efetividade do Regenerador (%)	-	-	10,0	74,0
Efetividade do Pré-aquecedor (%)	-	-	55,0	36,0
<i>Pinch Point</i> (°C)	-	-	80,2	80,0
Fração Mássica da Água do Pré-Aquecedor (%)	-	-	0,0	0,0
Concentração de Amônia (%)	-	-	95,0	81,6
Variável de Decisão Ciclo de Baixa Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	54,0	54,7
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	34,0	33,4
Temperatura do Separador (°C)	-	-	69,5	69,8
Efetividade do Regenerador (%)	-	-	0,0	0,0
<i>Pinch Point</i> (°C)	-	-	8,2	5,7
Concentração de Amônia (%)	-	-	93,3	92,4
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Bruto (US\$/h)	-	-	14,02	31,96
Investimento por Motor (US\$)	-	-	2.294.956	2.270.037
Investimento Total da Usina (US\$)	-	-	11.474.780	11.350.185
Potência Líquida Total (kW)	-	-	316,1	322,8
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	-	-	173,8	160,6
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	-	-	85,8	103,9
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	-	-	29,8	32,5
Potência Economizada no Radiador (kW)	-	-	86,3	90,8
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	-	-	0,66	0,66
Custo Específico (US\$/kW)	-	-	7260	7032

Tabela 5.6 – Resultados da otimização da superestrutura Kalina para despacho de 6000 horas anuais e motor com caldeira de recuperação.

Número de Horas Anuais de Despacho: 6000				
Variável de Decisão Ciclo de Alta Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	101,1
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	30,8
Superaquecimento (°C)	-	-	-	28,4
Efetividade do Regenerador (%)	-	-	-	88,0
Efetividade do Pré-aquecedor (%)	-	-	-	11,0
Pinch Point (°C)	-	-	-	80,0
Fração Mássica da Água do Pré-Aquecedor (%)	-	-	-	0,0
Concentração de Amônia (%)	-	-	-	86,9
Variável de Decisão Ciclo de Baixa Temperatura	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Temperatura de Evaporação (°C)	-	-	-	54,2
Temperatura de Condensação (°C)	-	-	-	34,3
Temperatura do Separador (°C)	-	-	-	69,2
Efetividade do Regenerador (%)	-	-	-	0,0
Pinch Point (°C)	-	-	-	8,0
Concentração de Amônia (%)	-	-	-	93,0
Resultados	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
Lucro Bruto (US\$/h)	-	-	-	16,24
Investimento por Motor (US\$)	-	-	-	2.191.500
Investimento Total da Usina (US\$)	-	-	-	10.957.500
Potência Líquida Total (kW)	-	-	-	315,1
Potência Líquida Ciclo de Alta (kW)	-	-	-	170,4
Potência Líquida Ciclo de Baixa (kW)	-	-	-	88,1
Potência da Torre de Resfriamento (kW)	-	-	-	29,5
Potência Economizada no Radiador (kW)	-	-	-	86,1
Custo Adicional com Combustível (US\$/h)	-	-	-	0,67
Custo Específico (US\$/kW)	-	-	-	6955

Para 2000 e 4000 horas de despacho, independentemente do valor do CVU, o algoritmo de otimização sugere a não utilização da superestrutura Kalina para geração de potência, visto que ocorre produção infinitesimal de potência. Portanto, estes valores não foram tabelados. Os custos totais, lucros e custos específicos associados a tais

valores não devem ser levados em conta, pois são residuais devido aos baixíssimos valores de potência e áreas de troca térmica dos equipamentos que compõe a superestrutura. Tais valores ocorrem devido à modelagem elaborada e ao processo de convergência dos métodos numéricos utilizados no *EES*.

A utilização do ciclo de baixa temperatura ocorre em todos os casos com caldeira de recuperação, como pode ser visto pela variável de decisão fração mássica da água do pré-aquecedor. Para estes casos, o ciclo de baixa temperatura produz uma potência em torno de 30% em relação à potência líquida total da superestrutura, porém o custo de investimento deste ciclo é em torno de 40% em relação ao custo total. Vale ressaltar que o alto custo do ciclo é influenciado pelo alto custo da caldeira de recuperação. Para estes casos, dado o alto custo do ciclo de baixa temperatura em relação a potência adicional produzida na superestrutura, observa-se um custo específico elevado em relação aos demais. A configuração ótima do ciclo de baixa não possui regenerador e apresenta uma alta concentração de amônia no fluido de trabalho.

Para todas as configurações ótimas da superestrutura Kalina a temperatura de condensação do fluido de trabalho se mantém em um patamar de temperatura por volta de 31°C e não se utiliza o pré-aquecedor para aproveitamento do calor residual da água de resfriamento do motor, pois toda esta água é direcionada para o ciclo de baixa temperatura. Ocorre o superaquecimento do fluido de trabalho para o ciclo de alta temperatura em todos os casos, visto a necessidade de evitar a formação de condensado no final da expansão na turbina já que o fluido de trabalho é um fluido úmido. Para os ciclos de alta temperatura ótimos as temperaturas de evaporação têm patamares similares e o *Pinch Point* se mantém em torno de 80°C.

Para as superestruturas ótimas é utilizado o regenerador de alta, representado pela variável de decisão que representa a efetividade deste equipamento. Além disso, todas as superestruturas de alta temperatura ótimas usam altas concentrações de amônia, variando de 81,6 a 95%.

Para todas as superestruturas ótimas aproveita-se o calor dos gases de exaustão até estes atingirem a temperatura mínima adotada de 180°C, para a prevenção da precipitação de elementos corrosivos. Já para a água de resfriamento do motor, como é utilizada nos ciclos de baixa temperatura para todos os casos, ocorre uma queda significativa de temperatura, o que proporciona uma economia na potência consumida nos ventiladores dos radiadores. Entretanto, tanto para este caso quanto para os demais casos ótimos é necessário o resfriamento adicional desta água nos radiadores.

Para todos os casos onde as superestruturas são termodinamicamente viáveis ocorre um aumento do consumo específico do combustível do motor, devido à perda de carga inserida pela caldeira de recuperação no sistema de exaustão de gases. Tal aumento no consumo específico do combustível é similar em todos os casos, já que apresentam perdas de carga iguais, pois os gases de exaustão possuem a mesma temperatura na saída da caldeira de recuperação.

A potência consumida na torre de resfriamento se mantém no mesmo patamar para todos os casos termodinamicamente viáveis, pois são utilizados os ciclos de baixa temperatura em todos, o que acarreta em um acréscimo na quantidade de calor a ser rejeitado.

Após a otimização de cada caso, as superestruturas ótimas foram submetidas a uma análise de viabilidade econômica, mostrada na Tabela 5.7. Foi considerada uma taxa mínima de atratividade de 15%, tempo de 20 anos e três indicadores bases: Valor Presente Líquido (VPL), Taxa Interna de Retorno (TIR) e *PayBack* Descontado (PBD).

Tabela 5.7 – Análise de viabilidade econômica das superestruturas Kalina ótimas para motor com caldeira de recuperação.

Indicadores	Horas Anuais	CVU 100	CVU 150	CVU 200	CVU 250
VPL (US\$)	2000	-	-	-	-
TIR (%)		-	-	-	-
PBD (Ano)		-	-	-	-
VPL (US\$)	4000	-	-	-	-
TIR (%)		-	-	-	-
PBD (Ano)		-	-	-	-
VPL (US\$)	6000	-	-	-	610.321
TIR (%)		-	-	-	19,6%
PBD (Ano)		-	-	-	9,7
VPL (US\$)	8000	-	-	700.017	1.610.736
TIR (%)		-	-	20,0%	26,4%
PBD (Ano)		-	-	9,3	5,9

Para os casos de 2000 e 4000 horas de despacho, independente dos valores de CVU, para 6000 horas de despacho com valores de CVU de 100, 150 e 200 US\$/MWh e

para 8000 horas de despacho com valores de CVU de 100 e 150 US\$/MWh as superestruturas ótimas não são economicamente viáveis, pois apresentam VPL negativo, TIR menor que a TMA e PDB superior a 20 anos. Para os casos economicamente viáveis apresentados, quanto maior o valor de CVU para o mesmo despacho, mais atrativo se torna o modelo. De forma análoga, quanto maior o despacho para um mesmo valor de CVU, maior a viabilidade econômica.

6. CONCLUSÕES

Neste capítulo são apresentados de forma sucinta e qualitativa os principais resultados obtidos, além de conter as principais contribuições desta dissertação e algumas sugestões para trabalhos futuros que venham a contribuir para o enriquecimento do tema.

O objetivo principal desta dissertação de mestrado foi modelar e otimizar termoeconomicamente uma superestrutura que contemple as configurações adequadas para o acoplamento de Ciclos Kalina a motores de combustão interna. Para isto, apresentou-se uma superestrutura integrada à usina termelétrica levando em conta os consumos dos radiadores, a torre de resfriamento e a contrapressão. A superestrutura contempla a existência de várias alternativas básicas capazes de produzir, individualmente ou em associação, energia elétrica. Este objetivo foi atingido.

Como objetivos específicos estavam desenvolver a modelagem termodinâmica de uma superestrutura Kalina levando em consideração catorze variáveis de decisão, e de uma modelagem econômica com equações de custo que respondessem à todas essas variáveis de decisão, e a obtenção dos parâmetros de projeto e configurações ótimas da superestrutura Kalina além do aumento da potência gerada pela termelétrica. Estes objetivos também foram alcançados.

Superestrutura para motores sem caldeira de recuperação

Para a superestrutura com o aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão provenientes dos motores sem caldeira de recuperação e da água de resfriamento do motor, quanto maior o número de horas anuais de despacho para um mesmo CVU, maior o lucro bruto associado. De forma análoga, quanto maior o CVU para um mesmo número de horas anuais de despacho, maior o lucro bruto associado.

Avaliando a aplicação do ciclo Kalina para todos os 15 motores sem caldeira de recuperação é possível gerar 105,9 KW de potência líquida total utilizando a água de resfriamento e 737,0 KW utilizando os gases de exaustão totalizando 887,1 KW de potência líquida total, o que leva a um lucro bruto de 139,5 US\$/h.

Superestrutura para motores com caldeira de recuperação

Para a superestrutura com o aproveitamento do calor residual dos gases de exaustão provenientes dos motores com caldeira de recuperação e da água de resfriamento do

motor, identicamente ao anterior, quanto maior o número de horas anuais de despacho para um mesmo CVU, maior o lucro bruto associado. De forma análoga, quanto maior o CVU para um mesmo número de horas anuais de despacho, maior o lucro bruto associado.

Avaliando a aplicação do ciclo Kalina para todos os 5 motores sem caldeira de recuperação é possível gerar 103,9 KW de potência líquida total utilizando a água de resfriamento e 160,6 KW utilizando os gases de exaustão totalizando 322,8 KW de potência líquida total, o que leva a um lucro bruto de 31,96 US\$/h.

Por fim, avaliando a aplicação do ciclo Kalina para todos os 20 motores é possível gerar utilizando a água de resfriamento aproximadamente 2,1 MW de potência, o que corresponde a um aumento de 1,2 % na potência produzida.

Aproveitando apenas o calor dos gases de exaustão disponível dos 15 motores é possível gerar aproximadamente 11,06 MW, o que representa um aumento da potência produzida pela UTE Viana de quase 6,3% sem uso adicional de combustível.

Ou seja, ao aplicarmos Kalina para as duas fontes de calor disponíveis é possível aumentar a potência gerada pela UTE Viana em quase 7,5%, cerca de 13,16 MW, sem necessidade de adicionar combustível.

Este trabalho serviu para determinar a melhor configuração de Kalina com base na otimização termoeconômica, visando aumentar a geração de potência da UTE Viana, sem que seja necessário o uso adicional de combustível.

Os resultados obtidos através da otimização da superestrutura, os quais foram apresentados e discutidos no Capítulo 6, mostram que o procedimento de otimização desenvolvido é capaz de responder coerentemente às alterações no preço da energia elétrica comercializada.

Para trabalhos futuros se propõe realizar uma análise termoeconômica da superestrutura apresentada, e então fazer um comparativo com os resultados obtidos neste trabalho. Pode-se também modelar a UTE Viana, em conjunto com outras alternativas de calor residual, utilizando outros algoritmos de otimização para confirmação dos resultados obtidos neste trabalho. Pode-se ainda comparar os resultados econômicos com custos reais de cada equipamento por meio de dados de fabricantes e explorar a economia de escala.

Além disso, como já foi dito, este trabalho é parte de um projeto de pesquisa e serve de subsidio para uma tese de doutorado já sendo realizada, a qual trata do desenvolvimento da modelagem de superestruturas de recuperação de calor residual que contemplam conjuntamente ciclos ORC, Kalina e CRC, além de condicionamento de ar de combustão com água gelada produzida em *Chillers* por absorção. Nessa tese o algoritmo, durante o processo de otimização, é capaz de definir as variáveis estruturais e paramétricas das superestruturas. Também o algoritmo é capaz de escolher qual é a melhor superestrutura selecionada para o aproveitamento do calor residual do ponto de vista econômico ou uma combinação delas.

7. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- ARAÚJO, L. R. **Análise Comparativa da Otimização de Sistemas de Cogeração Através de um Método de Busca Direta e um Estocástico Utilizando Superestrutura e Simulador de Processo**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2008.
- ARRIETA, F. R. P.; SANTOS, L. A. O. Modelagem Termodinâmica e Exergética de um ciclo Kalina. VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 10 a 15 de agosto de 2014, Uberlândia - Minas Gerais. **Anais**. 2014.
- ASHOURI, M.; VANDANI, A. M. K.; MEHRPOOYA, M.; AHMADI, M. H.; ABDOLLAHPOUR, A. Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 1328-1339, 2015.
- ASHRAE. HANDBOOK: HVAC systems and equipment. **American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers**, Atlanta, GA, 2008.
- BALESTIERI, J. **Planejamento de centrais de cogeração: Uma abordagem multi-objetiva**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade de Campinas. Campinas, SP. 1994.
- BARNICKI, S. D.; SIIROLA, J. J. Process synthesis prospective. **Computers & Chemical Engineering**, v. 28, n. 4, p. 441-446, 2004.
- BECQUIN, G.; FREUND, S. Comparative performance of advanced power cycles for low-temperature heat sources. In: **The 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization and Simulation of Energy Conversion Systems and Processes**. 2012. p. 67.
- BEJAN A.; TSATSARONIS G.; MORAN M. **Thermal Design and Optimization**. (S.I.): John Wiley & Sons, INC, 1996.
- BIEGLER, L. T.; GROSSMANN, I. E. Retrospective on optimization. **Computers and Chemical Engineering**, v. 28, n. 8, p. 1169-1192, 2004.
- BLANCO, J. M.; PEÑA, F. Increase in the boiler's performance in terms of the acid dew point temperature: Environmental advantages of replacing fuels. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 777–784, 2008.

BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. **Applied Thermal Engineering**, v. 30, n. 2–3, p. 212–219, 2010.

BOUVY, C.; LUCAS, K. Multicriterial optimisation of communal energy supply concepts. **Energy Conversion and Management**, v. 48, n. 11, p. 2827-2835, 2007.

BRITTO, R. F. Análise de sistemas híbridos de produção de energia em condomínios residenciais horizontais. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – **Universidade Estadual Paulista** – SP, 2010.

DAHDAH, Tawfiq H.; MITSOS, Alexander. Structural optimization of seawater desalination: I. A flexible superstructure and novel MED–MSF configurations. **Desalination**, v. 344, p. 252-265, 2014.

DELGADO, D. B. D. M. Otimização econômica e ambiental de um sistema de poligeração incluindo energia solar fotovoltaica e biomassa: estudo de caso em um hospital paraibano. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – **Universidade Federal da Paraíba** – PB, 2015.

DIMOPOULOS, G. G.; FRANGOPOULOS, C. A. Optimization of energy systems based on evolutionary and social metaphors. **Energy**, v. 33, n. 2, p. 171-179, 2008.

DOLZ, V. et al. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat energy. **Applied Thermal Engineering**, v. 36, n. 1, p. 269–278, 2012.

DONATELLI, J. L. M. **Otimização estrutural e paramétrica de sistemas de cogeração utilizando superestruturas**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2002.

DORJ, P. **Thermoeconomic analysis of a new geothermal utilization CHP plant in Tsetserleg**. 2005.

EDGAR, T. F.; HIMMELBLAU, D. M.; LASDON, L. S. **Optimization of chemical processes**. McGraw-Hill, 2001.

FINCOIL – **Radiator Design Data Sheet For W20V32 Engine**, (2008)

FLOUDAS, C. A. Nonlinear and mixed-integer programming-fundamentals and applications. **Oxford University Press**, v. 4, p. 249-281, 1995.

FRANGOPOULOS, C. A., **Intelligent Functional Approach: a Method for Analysis and Optimal Synthesis-Design-Operation of Complex Systems**. *A Future for Energy*, S. S. Stecco and M. J. Moran, eds., Florence World Energy Research Symposium, Florence, Italy, May 28-June 1, pp. 805-815, Pergamon Press, Oxford. 1990.

FRANGOPOULOS, C. A.; VON SPAKOVSKY, M. R.; SCIUBBA, E. A brief review of methods for the design and synthesis optimization of energy systems. **International Journal of Thermodynamics**, v. 5, n. 4, p. 151-160, 2002.

GERBER, L.; MARÉCHAL, F. Design of geothermal energy conversion systems with a Life Cycle Assessment perspective. In: **Proceedings of the 37th Stanford Geothermal Workshop**. 2012.

HANAFI, A. S.; MOSTAFA, G. M.; FATHY, A.; WAHEED, A. Thermo-economic analysis of combined cycle MED-TVC desalination system. **Energy Procedia**, v. 75, p. 1005-1020, 2015.

HE, M.; ZHANG, X.; ZENG, K.; GAO, K. **A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine**. *Energy* 2011; 36:6821–9.

HENAO, Carlos A. **A superstructure modeling framework for process synthesis using surrogate models**. 2012. Tese de Doutorado. The University of Wisconsin-Madison.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO. **ISO 15550 Internal combustion engines – Determination and method for the measurement of engine power** – General requirements. 5ª edição. Suíça, 2002.

JONNISON, M.; YAN, J. **Ammonia–water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers**. *Energy* 2001;26:31–44.

KALEX LLC. Kalex Kalina Cycle Power Systems For Cement Kiln Waste Heat Applications. p. 9, 2010.

KALINA, A.; **Combined-cycle system with novel bottoming cycle**. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 1984;106:737–42.

KALINA, A. I. New binary geothermal power system. **Proceedings of IGW-2003, Russia**, p. 49, 2003.

KOCH, C.; CZIESLA, F.; TSATSARONIS, G. Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, v. 46, n. 11, p. 1151-1159, 2007.

KOROBITSYN, M. **New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration combined and integrated cycles.** Tese de Doutorado. Universidade de Twente, 1998.

KOSTOWSKI, W. J.; USÓN, S. Comparative evaluation of a natural gas expansion plant integrated with an IC engine and an organic Rankine cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 75, p. 509-516, 2013.

KOTT, A. S.; MAY, J. H.; HWANG, C. C. An Autonomous Artificial Designer of Thermal Energy Systems: Part 1—Theoretical Considerations. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 111, n. 4, p. 728-733, 1989.

LARSEN, U.; NGUYEN, T. V.; KNUDSEN, T.; HAGLIND, F. System analysis and optimisation of a Kalina split-cycle for waste heat recovery on large marine diesel engines. **Energy**, v. 64, p. 484-494, 2014.

LI, G. Organic Rankine cycle performance evaluation and thermoeconomic assessment with various applications part II: Economic assessment aspect. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 64, p. 490-505, 2016.

LI, S.; DAI, Y. Thermo-economic comparison of Kalina and CO₂ transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in China. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, p. 139-152, 2014.

LINNHOFF, B. Pinch technology for the synthesis of optimal heat and power systems. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 111, n. 3, p. 137-147, 1989.

LINNHOFF, B.; TOWNSEND, D. W.; BOLAND, D.; HEWITT, G. F.; THOMAS, B. E. A.; GUY, A. R.; MARSLAND, R. H. User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, IChemE, Rugby, UK, 1982. **There is no corresponding record for this reference**, 1982.

LIU, Y.; WANG, G.; CHEN, H.; DONG, H.; ZHU, X.; WANG, S. An improved particle swarm optimization for feature selection. **Journal of Bionic Engineering**, v. 8, n. 2, p. 191-200, 2011.

LORA, E.; NASCIMENTO, M. **Geração Termelétrica Planejamento, Projeto e Operação.** Vol 2 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

MAIA, L. O. A.; VIDAL DE CARVALHO, L. A.; QASSIM, R. Y. Synthesis of utility systems by simulated annealing. **Computers & Chemical Engineering**, v. 19, n. 4, p. 481-488, 1995.

MANOLAS, D. A.; FRANGOPOULOS, C. A.; GILAMAS, T. P.; TSAHALIS, D. T. "Optimization of an Industrial Cogeneration System by Genetic Algorithm", In: **Proceedings of the ECOS 1996**, Sweden. 1996.

MATSUDA, K. Low heat power generation system. **Applied Thermal Engineering**, v. 70, n. 2, p. 1056-1061, 2014.

MELLI, R.; SCIUBBA, E. A prototype expert system for the conceptual synthesis of thermal processes. **Energy Conversion and Management**, v. 38, n. 15-17, p. 1737-1749, 1997.

MIROLLI, M. D. Cementing Kalina cycle effectiveness. **IEEE Industry Applications Magazine**, v. 12, n. 4, p. 60-64, jul. 2006.

MIZSEY, P.; FONYO, Z. Toward a more realistic overall process synthesis—the combined approach. **Computers & chemical engineering**, v. 14, n. 11, p. 1213-1236, 1990.

MLCAK, H. **An Introduction to the Kalina Cycle**. PWR- Vol. 30, Proceedings of the International Joint Power Generation Conference, 1996.

MORAN, M.; SHAPIRO, H. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6ª Edição ed. [s.l.] Editora LTC, 2011.

MORAWSKI, A. P. Avaliação da repotenciação de uma termelétrica equipada com motores de combustão interna Diesel por meio da recuperação de calor residual. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – **Universidade Federal do Espírito Santo** – ES, 2016.

MUÑOZ, J. R.; VON SPAKOVSKY, M. R. An integrated thermoeconomic modeling and optimization strategy for aircraft/aerospace energy system design. **Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems (ECOS'00)**, Twente University, ASME, Netherlands, July, p. 5-7, 2000.

MUÑOZ, J. R.; VON SPAKOVSKY, M. R. The application of decomposition to the large-scale synthesis/design optimization of aircraft energy systems. **International Journal of Thermodynamics**, v. 4, n. 2, p. 61-76, 2001.

NASRUDDIN; USVIKA, R.; RIFALDI, M.; NOOR, A. Energy and exergy analysis of Kalina cycle system (KCS) 34 with mass fraction ammonia-water mixture variation. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 23, n. 7, p. 1871-1876, 2009.

NGUYEN, T. V.; KNUDSEN, T.; LARSEN, U.; HAGLIND, F. Thermodynamic evaluation of the Kalina split-cycle concepts for waste heat recovery applications. **Energy**, v. 71, p. 277-288, 2014.

OGRISECK, S. Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 14-15, p. 2843-2848, 2009.

OLIVEIRA NETO, R. Análise Técnica e Econômica do Aproveitamento Energético do Calor Residual em Motores de Combustão Interna usando o ORC. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – **Universidade Federal do Itajubá** – MG, 2016.

OLSOMMER, B.; FAVRAT, D.; VON SPAKOVSKY, M. R. An approach for the time-dependent thermoeconomic modeling and optimization of energy system synthesis, design and operation part II: reliability and availability. **International Journal of Thermodynamics**, v. 2, n. 4, p. 177-186, 1999.

OLULEYE, G.; SMITH, R. A mixed integer linear programming model for integrating thermodynamic cycles for waste heat exploitation in process sites. **Applied Energy**, v. 178, p. 434-453, 2016.

PIRES, T. S.; CRUZ, M. E.; COLAÇO, M. J. Response surface method applied to the thermoeconomic optimization of a complex cogeneration system modeled in a process simulator. **Energy**, v. 52, p. 44-54, 2013.

RAVAGNANI, M. A. S. S.; SILVA, A. P.; ARROYO, P. A.; CONSTANTINO, A. A. Heat exchanger network synthesis and optimisation using genetic algorithm. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 7, p. 1003-1017, 2005.

RENZ, M.; ENGELHARD, M. **The New Generation Kalina Cycle**. Electricity Generation from Enhanced Geothermal Systems Conference. França, 2006.

RIBEIRO, C. C. **Desenvolvimento de um sistema de informação para monitoramento e diagnóstico de desempenho termodinâmico de uma central termelétrica com motores de combustão interna**. 2014. 180 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2014.

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

RODRÍGUEZ, C. E. C. et al. Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. **Applied Thermal Engineering**, v. 52, n. 1, p. 109-119, 2013.

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

SCIUBBA, E. Toward Automatic Process Simulators: Part I—Modular Numerical Procedures. **Journal of engineering for gas turbines and power**, v. 120, n. 1, p. 1-8, 1998.

SCIUBBA, E.; MELLI, R. **Artificial intelligence in thermal systems design: concepts and applications**. Nova Science Publishers, Inc., 1998.

SHANKAR GANESH, N.; SRINIVAS, T. Design and modeling of low temperature solar thermal power station. **Applied Energy**, v. 91, n. 1, p. 180-186, 2012.

SHOKATI, N.; RANJBAR, F.; YARI, M. Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs and Kalina geothermal power plants: A comparative study. **Renewable Energy**, v. 83, p. 527-542, 2015.

SHU, G.; WANG, X.; TIAN, H. Theoretical analysis and comparison of Rankine cycle and different organic Rankine cycles as waste heat recovery system for a large gaseous fuel internal combustion engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 108, p. 527-537, 2016.

SHU, G.; YU, G.; TIAN, H.; WEI, H.; LIANG, X. A Multi-Approach Evaluation System (MA-ES) of Organic Rankine Cycles (ORC) used in waste heat utilization. **Applied Energy**, v. 132, p. 325-338, 2014.

SÖDERMAN, J.; PETTERSSON, F. Structural and operational optimisation of distributed energy systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 13, p. 1400-1408, 2006.

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

TAHANI, M.; JAVAN, S.; BIGLARI, M. A comprehensive study on waste heat recovery from internal combustion engines using organic Rankine cycle. **Thermal Science**, v. 17, n. 2, p. 611-624, 2013.

TENG, H.; REGNER, G.; COWLAND, C. **Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercritical organic-fluid Rankine cycle**. SAE Technical Paper, 2006.

TENG, H. et al. **A Rankine cycle system for recovering waste heat from HD diesel engines-WHR system development**. SAE Technical Paper, 2011.

TOFFOLO, A.; LAZZARETTO, A.; MANENTE, G.; PACI, M. A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in Organic Rankine Cycle systems. **Applied Energy**, v. 121, p. 219-232, 2014.

TOOM, R. Waste heat regeneration: a technology overview and its potential in racing applications. **Professional Motorsport World**, 2007.

TURTON, R.; BAILIE, R.; WHITING, W.; SHAEIWITZ, J. **Analysis, synthesis and design of chemical processes**. 3 ed. Boston: Prentice Hall, 2008.

TVEIT, T. M. Experimental design methods and flowsheet synthesis of energy systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 25, n. 2-3, p. 283-293, 2005.

VALERO, A.; LOZANO, M. A.; SERRA, L.; TSATSARONIS, G.; PISA, J.; FRANGOPOULOS, C.; VON SPAKOVSKY, M. R. CGAM Problem: Definition and Conventional Solution. **Energy**, v. 19, n. 3, p. 279-286, 1994.

VALIATI, S. A.; JUNIOR, F. M. O. Modelagem e simulação da usina termelétrica de Viana visando o diagnóstico termodinâmico. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – **Universidade Federal do Espírito Santo** – ES, 2013.

VALDIMARSSON, P. **ORC and Kalina Analysis and Experience**. Lecture material, 2003.

VOLL, P.; LAMPE, M.; WROBEL, G.; BARDOW, A. Superstructure-free synthesis and optimization of distributed industrial energy supply systems. **Energy**, v. 45, n. 1, p. 424-435, 2012.

- WANG, L.; YANG, Y.; DONG, C.; MOROSUK, T.; TSATSARONIS, G. Parametric optimization of supercritical coal-fired power plants by MINLP and differential evolution. **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 828-838, 2014.
- WÄRTSILÄ. Disponível em: < <http://www.wartsila.com/en/Home>>. Acesso em 2018.
- WÄRTSILÄ (2009a). Protocolos de teste das Unidades Motogeradoras.
- WÄRTSILÄ (2009b). Wärtsila 32 Power Plants Product Guide. Bock's Office, Finland.
- WESTERBERG, A. W. A retrospective on design and process synthesis. **Computers & Chemical Engineering**, v. 28, n. 4, p. 447-458, 2004.
- WU, J. D.; HUANG, C. K.; CHANG, Y. W.; SHIAO, Y. J. Fault diagnosis for internal combustion engines using intake manifold pressure and artificial neural network. **Expert Systems with Applications**, v. 37, n. 2, p. 949-958, 2010.
- XIAO, L.; WU, S.; YI, T.; LIU, C.; LI, Y. Multi-objective optimization of evaporation and condensation temperatures for subcritical organic Rankine cycle. **Energy**, v. 83, p. 723-733, 2015.
- YANG, M.; YEH, R. Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. **Energy**, v. 82, p. 256-268, 2015.
- YARI, M.; MER, A.; ZARE, V.; MAHMOUDI, S.; ROSEN, M. Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low-grade heat source. **Energy**, v. 83, p. 712-722, 2015.
- YU, G.; SHU, G.; TIAN, H.; WEI, H.; LIANG, X. Multi-approach evaluations of a cascade-Organic Rankine Cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part B-techno-economic evaluations. **Energy Conversion and Management**, v. 108, p. 596-608, 2016.
- ZARE, V.; MAHMOUDI, S. M. S.; YARI, M.; AMIDPOUR, M. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle. **Energy**, v. 47, p. 271-283, 2012.
- ZARE, V.; MAHMOUDI, S. M. S.; YARI, M. On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization. **Energy Conversion and Management**, v. 90, p. 364-374, 2015.
- ZHANG, X.; HE, M.; ZHANG, Y. **A review of research on the Kalina cycle**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16 (7) (2012), pp. 5309–5318.