

RODRIGO LUÍS PIRES SILVA

Metodologia para a tomada de decisão sobre a implantação de um sistema de geração de energia térmica e elétrica em uma indústria

Rodrigo Luís Pires Silva

Metodologia para a tomada de decisão sobre a implantação de um sistema de geração de energia térmica e elétrica em uma indústria

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna

S586m	Silva, Rodrigo Luís Pires Metodologia para a tomada de decisão sobre a implantação de um sistema de geração de energia térmica e elétrica em uma indústria / Rodrigo Luís Pires Silva – Guaratinguetá, 2016. 79 f : il. Bibliografia: f. 71-73 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2016. Orientador: Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna. 1. Energia elétrica e calor - Cogeração 2. Processo decisório 3. Sustentabilidade I. Título CDU 536.72
-------	---

RODRIGO LUÍS PIRES SILVA

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Marcelo Sampaio
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
Orientador/UNESP-FEG



Prof. FERNANDO HENRIQUE M. DE ARAÚJO
UNESP-FEG



Prof. THIAGO AVERALDO BIMESTRE
UNESP-FEG

Dezembro 2018

DADOS CURRICULARES

RODRIGO LUÍS PIRES SILVA

NASCIMENTO	25.11.1990 – São Paulo / SP
FILIAÇÃO	Laercio de Oliveira Silva Maria de Fátima Pires Silva
2010/2018	Graduação em Engenharia Mecânica Universidade Estadual Paulista – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá
2013/2014	Graduação Sanduíche Hochschule Magdeburg-Stendal – Magdeburg, Alemanha

dedico este trabalho aos meus
pais, à minha namorada e ao meu
irmão

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela vida e pela oportunidade de exercer uma importante função na sociedade como engenheiro mecânico,

ao meu orientador, *Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna* que me auxiliou durante o projeto e dedicou sua atenção. A sua orientação foi de grande importância para o desenvolvimento do presente trabalho,

ao docente, *Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri* pelas aulas ministradas de Máquinas Térmicas que contribuíram para o meu aprendizado do assunto aqui abordado,

aos meus pais *Laercio de Oliveira Silva e Maria de Fátima Pires Silva*, que sempre incentivaram meus estudos e são o meu alicerce,

à minha namorada *Victória Marinaro* que sempre está ao meu lado e é fonte de inspiração para mim,

ao meu irmão *João Vitor Pires Silva* que é meu melhor amigo e também está seguindo a carreira de engenheiro,

aos abastados da *República 333* que tornaram a vida acadêmica uma fase marcante na minha vida. Em especial, *Nestor Hidetomi Soken, Rodrigo Velasco Chistovam, Fernando Luz dos Santos*,

aos funcionários da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá pela atenção dada durante o período acadêmico.

“A contribuição que não visa recompensa é o verdadeiro ato de gratidão.”

Masaharu Taniguchi

RESUMO

O presente trabalho visa desenvolver uma metodologia para favorecer a tomada de decisão quanto à melhor tecnologia a ser utilizada para suprir a demanda energética de uma planta industrial utilizando os conceitos de cogeração, sustentabilidade e de fontes energéticas renováveis. Com base na compreensão do funcionamento e das características operacionais de cada equipamento utilizado para a geração de energia é feita análise das variadas tecnologias disponíveis para suprir as demandas térmica e elétrica e são apresentados fatores para a escolha da tecnologia a ser projetada. Por fim, indicadores econômicos são avaliados para apurar a viabilidade econômica do projeto e tempo para retorno financeiro do investimento.

PALAVRAS-CHAVE: Energia elétrica e calor – Cogeração. Processo decisório. Sustentabilidade.

ABSTRACT

The present work aims to develop a methodology to contribute to the decision-making regarding the best technology to be used in order to supply the energy demand of an industrial plant using the concepts of cogeneration, sustainability and renewable energy sources. From the understanding of the operation and the knowledge of the operational characteristics of each equipment managed to generate energy, an analysis of the various technologies available is provided to meet the thermal and electrical demands and it's presented factors for the choice of technology to be projected. Finally, economic indicators are evaluated to verify the economic feasibility of the project and payback on investment.

KEYWORDS: Electric power and heat – Cogeneration. Decision-making. Sustainability.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Fluxograma dos estágios de procedimento decisório na indústria.....	17
Figura 2 – Fases presentes numa avaliação para tomada de decisão	18
Figura 3 – Etapas de um processo de tomada de decisão	19
Figura 4 – Representação de um processo de geração de energia.....	22
Figura 5 – Ilustração do contraste entre os dois conceitos de fontes de energia.	24
Figura 6 – Apresentação dos fluxos de energia natural no planeta através de sistemas de energia renovável.....	25
Figura 7 – Caldeira e seus componentes	26
Figura 8 – Caldeira de recuperação	27
Figura 9 – Diagrama de transferência de energia em uma caldeira de recuperação	29
Figura 10 – Turbina a gás	30
Figura 11 – Representação dos quatro tempos de um motor de combustão interna	31
Figura 12 – Configuração topping.....	33
Figura 13 – Configuração bottoming.....	33
Figura 14 – Consumo mensal de energia elétrica.....	36
Figura 15 – Esquematização de um ciclo a vapor	38
Figura 16 – Esquematização de um ciclo a gás	39
Figura 17 – Esquematização de um ciclo combinado	41
Figura 18 – Abordagem de metodologia para os ciclos disponíveis para a cogeração	43
Figura 19 – Representação do ciclo a vapor.....	45
Figura 20 – Representação do ciclo combinado (MCI + CR+ TV)	49
Figura 21 – Apreciação da paridade térmica do ciclo combinado (MCI + CR+ TV)	51
Figura 22 – Representação gráfica do pinch point do ciclo combinado (MCI + CR+ TV)	53
Figura 23 – Representação do ciclo combinado (CG + CR + TV)	55
Figura 24 – Apreciação da paridade térmica do ciclo combinado (CG + CR + TV)	56
Figura 25 – Representação gráfica do pinch point do ciclo combinado (CG + CR+ TV)	58
Figura 26 – Tabela de cálculo PIS/PASEP e COFINS.....	63
Figura 27 – Tarifa do gás natural canalizado para a categoria cogeração	65
Figura 28 – Variáveis “X” e “Fc” para cogeração qualificada (ANEEL, 2006).....	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Eficiência energética de tecnologias para geração de energia.....	20
Tabela 2 – Custos de instalação de tecnologias para geração de energia.....	21
Tabela 3 – Rendimentos de cada acionador primário.....	32
Tabela 4 – Demanda energética da planta industrial em estudo.....	36
Tabela 5 – Características da turbina a vapor selecionada	46
Tabela 6 – Características da operação da C.R	50
Tabela 7 – Características do Motor de Combustão Interna selecionado.....	51
Tabela 8 – Características do conjunto a gás selecionado.....	56
Tabela 9 – Tarifas de energia elétrica.....	60
Tabela 10 – Propriedades do gás natural	66

LISTA DE SIMBOLOS

Notação	Descrição [Unidade]
ECM	equação de conservação de massa
ECE	equação de conservação de energia
$E2T$	equação da 2ª Lei da Termodinâmica
$V.C$	volume de controle
E	energia [J]
$\dot{Q}$	taxa de transferência de calor [W]
W	trabalho [J]
P	potência [W]
m	massa [kg]
$\dot{m}$	fluxo de massa, vazão mássica [kg/s]
h	entalpia específica [kJ/kg]
s	entropia específica [kJ/(kg.K)]
V	volume [m ³]
p	pressão [N/m ²]
T	temperatura [K]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	MOTIVAÇÃO	14
1.2	OBJETIVOS DO TRABALHO	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	TOMADA DE DECISÃO	16
2.2	COGERAÇÃO	20
2.2.1	Conceituação	20
2.2.2	Concepção de Configurações	22
2.3	FONTES RENOVÁVEIS DE ENERGIA	23
2.4	MÁQUINAS TÉRMICAS	26
2.4.1	Caldeiras	26
2.4.1.1	Caldeiras convencionais	27
2.4.1.2	Caldeiras de recuperação	27
2.4.2	Turbinas	30
2.4.2.1	Turbinas a gás	30
2.4.2.2	Turbinas a vapor	30
2.4.2.2.1	<i>Turbinas de contrapressão pura</i>	31
2.4.2.2.2	<i>Turbinas de condensação e extração</i>	31
2.4.3	Motores de combustão interna	31
2.4.4	Motores Diesel	32
2.5	CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS PARA CICLOS DE COGERAÇÃO	32
2.5.1	Configuração topping	33
2.5.2	Configuração bottoming	33
3	METODOLOGIA	36
3.1	PROCESSOS	36
3.2	CONSUMO E DEMANDA	37
3.3	CICLOS TÉRMICOS DISPONÍVEIS PARA COGERAÇÃO	37
3.3.1	Ciclo Rankine	38
3.3.1.1	Ciclo a vapor de Rankine (<i>Steam Rankine Cycle – SRC</i>)	38
3.3.1.2	Ciclo a orgânico de Rankine (<i>Organic Rankine Cycle – ORC</i>)	39
3.3.2	Conjunto a gás	39

3.3.3	Ciclo Combinado	40
3.4	METODOLOGIA PARA PROJETO DE SISTEMAS TÉRMICOS EM PARIDADE TÉRMICA.....	41
3.4.1	Etapas	41
3.4.2	Análise técnica	43
4	ESTUDO DE CASO: RESULTADOS E DISCUSSÕES	60
4.1	AVALIAÇÃO DE CUSTOS.....	61
4.1.1	Custos atuais da planta	
4.1.2	Custos com cogeração	
4.1.2.1	Combustível.....	65
4.1.2.2	Investimento	67
4.1.3	Payback no investimento	68
5	CONCLUSÃO	69
5.1	PROPOSTAS FUTURAS	70
	REFERÊNCIAS	72
	ANEXO A – Modelos comerciais	74

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A questão energética se torna gradativamente um tema de grande relevância, já que há um aumento da população mundial que esgota progressivamente os recursos naturais, os quais não são devidamente repostos nem, no mínimo, consumidos de maneira sustentável.

Nota-se um aumento no consumo de energia elétrica em todo o planeta, seja pelo aumento de produção da indústria, seja pelo aumento populacional. Mas, independentemente dos fatores que pesem neste aumento, é certo que para o aumento da demanda de energia, algum impacto ambiental será provocado (FERREIRA, 2008).

Da ocorrência de duas crises na década de 1970, abrangendo o fornecimento de petróleo, a sociedade mundial percebeu que os recursos energéticos não são ilimitados. Esse cenário elevou a atenção sobre o problema do aproveitamento da energia e como consequência o início de programas de incentivo à redução da demanda de energéticos.

Perante a necessidade de racionalizar o consumo energético, o mundo foi marcado pela nova concepção sobre a conservação de energia que culminou em um conjunto de práticas destinadas a eliminar desperdícios flagrantes no consumo de energia (BALESTIERI, 2002).

Diante da conjuntura apresentada, a busca por inovações na matriz energética se torna muito relevante com o fim de suprir a demanda energética, conservando energia e aproveitando, por exemplo, de maneira satisfatória toda a energia disponível e produzida em processos industriais.

1.2 OBJETIVOS DO TRABALHO

A crescente preocupação com a sustentabilidade almeja alternativas de fontes energéticas menos nocivas ao meio ambiente e traz grande importância para o uso do planejamento energético como um mecanismo favorável na tomada de decisão para a identificação de tecnologias que favoreçam o uso eficiente das fontes de energia e, consequentemente, proporcionem benefícios socioeconômicos para a sociedade.

Os objetivos deste trabalho são desenvolver uma metodologia para um planejamento energético, a partir de uma demanda energética de uma planta industrial, utilizando os conceitos de cogeração, sustentabilidade e de fontes energéticas renováveis para realizar a tomada de decisão quanto à melhor tecnologia a ser utilizada para suprir tal demanda.

No Capítulo 2 será apresentada uma revisão bibliográfica do processo de tomada de decisão, bem como, a conceituação da cogeração, tópicos relevantes sobre sustentabilidade, equipamentos que compõem uma unidade cogeradora, concepção e possíveis configurações para uma central de cogeração.

O Capítulo 3 aborda a planta industrial de estudo com apresentação das demandas elétricas e térmicas dos processos e se desenvolve uma metodologia para um projeto em paridade térmica e são apresentadas algumas tecnologias possíveis para a escolha de uma configuração para a central de cogeração.

O Capítulo 4 há avaliações dos custos de uma planta industrial em dois distintos contextos: um sem a cogeração e outro com a implantação de uma unidade cogeradora, além da determinação do tempo para retorno financeiro do investimento.

No Capítulo 5 são apresentadas algumas conclusões a partir dos resultados obtidos e propostas futuras para o aprimoramento do estudo apresentado.

Por fim, estão disponíveis as referências bibliográficas utilizadas, bem como, em anexo, as tecnologias comerciais utilizadas para o desenvolvimento do presente trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

São apresentados tópicos e argumentos sobre os temas relativos a este trabalho com o fim de garantir a fundamentação do conteúdo apresentado e orientar cada abordagem.

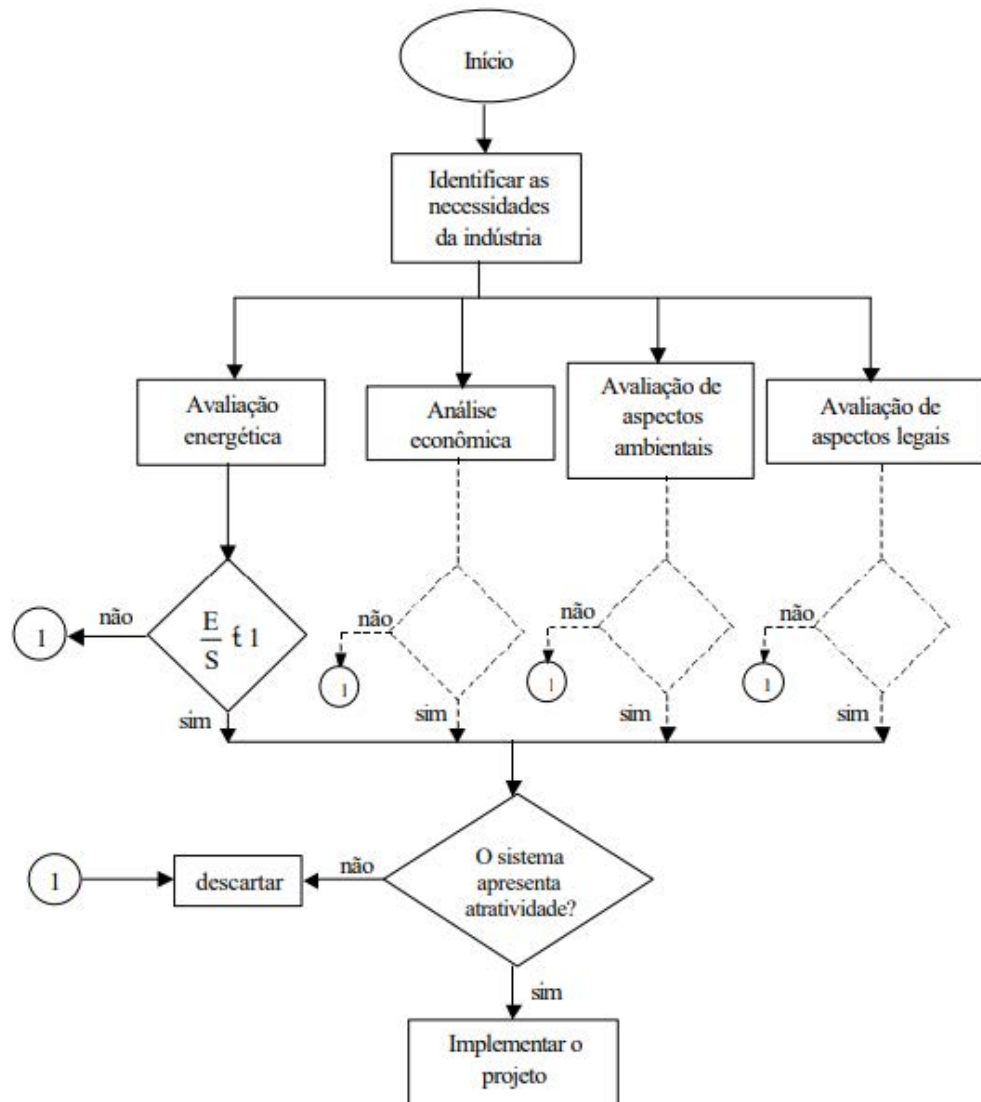
2.1 TOMADA DE DECISÃO

O processo conhecido como ‘tomada de decisão’ faz parte da realidade da indústria e está presente na dinâmica dos processos fabris, uma vez que qualquer que seja o ramo de atuação da fábrica, processos decisórios são realizados constantemente para direcionar uma produção no sentido de alcançar a meta definida para determinado período.

Não se trata de uma ação unilateral, visto que é necessário percorrer distintos setores da indústria para se determinar as incógnitas presentes e assim guiar uma decisão mais assertiva, considerando restrições e possibilidades factíveis para a operação fabril com o propósito de que os resultados sejam adequados às necessidades. Segundo Viana Júnior (2000), o procedimento para definição do melhor meio para o fornecimento energético tem de ser conduzido conforme quatro temáticas essenciais: a contaminação, o provimento de energia, o dispêndio financeiro e a normatização.

São apresentados na Figura 1, de um modo abrangente, os estágios presentes num procedimento decisório de aplicação industrial da cogeração:

Figura 1 – Fluxograma dos estágios de procedimento decisório na indústria



Fonte: Viana junior (2000)

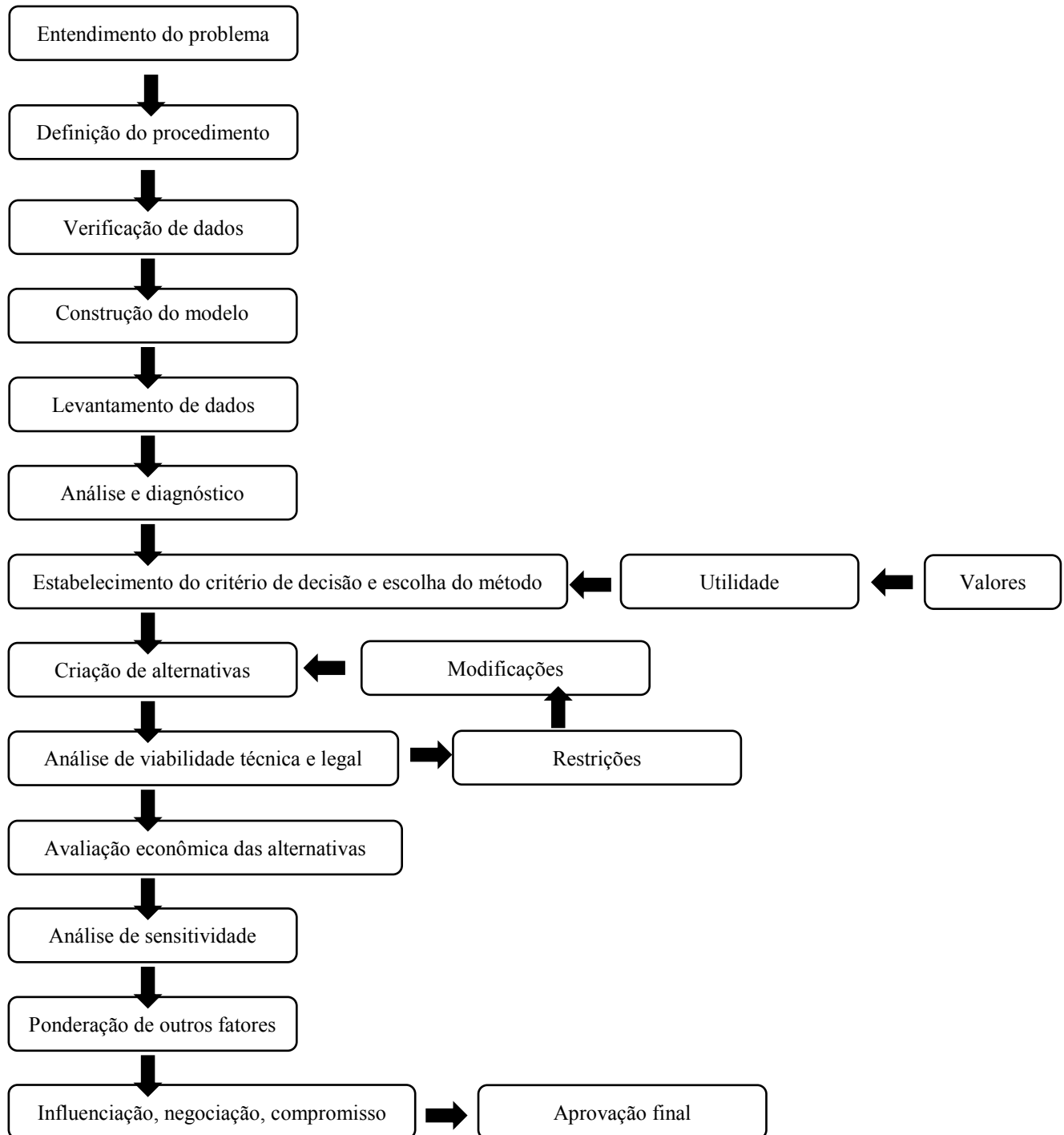
Como apresentado por Machline (1977):

A tomada de decisão é uma das mais importantes e características funções do administrador da empresa, de par com as atividades de planejamento, direção e controle. O processo de tomada de decisão no indivíduo e na empresa é complexo. Pode enveredar por caminhos muito diversos, desde o impulso repentino, complementado por imposição autocrática, até a análise aprofundada, seguida por laborioso processo de negociação e compromisso. (MACHLINE, 1977, p.142)

Da citação acima, além de controlar, dirigir e planejar, é de extrema relevância o papel como tomador de decisão de um gestor de empresa. Para tanto, entre outros critérios relevantes na decisão, há a pretensão de lucro obtido a partir da seleção e o risco tomado com

a decisão, uma vez que, as condutas assumidas para cada operação fabril se distinguem à medida que cada empresa possui sua própria concepção sobre seus processos e objetivos de produção. As fases presentes numa avaliação para tomada de decisão estão na Figura 2.

Figura 2 – Fases presentes numa avaliação para tomada de decisão

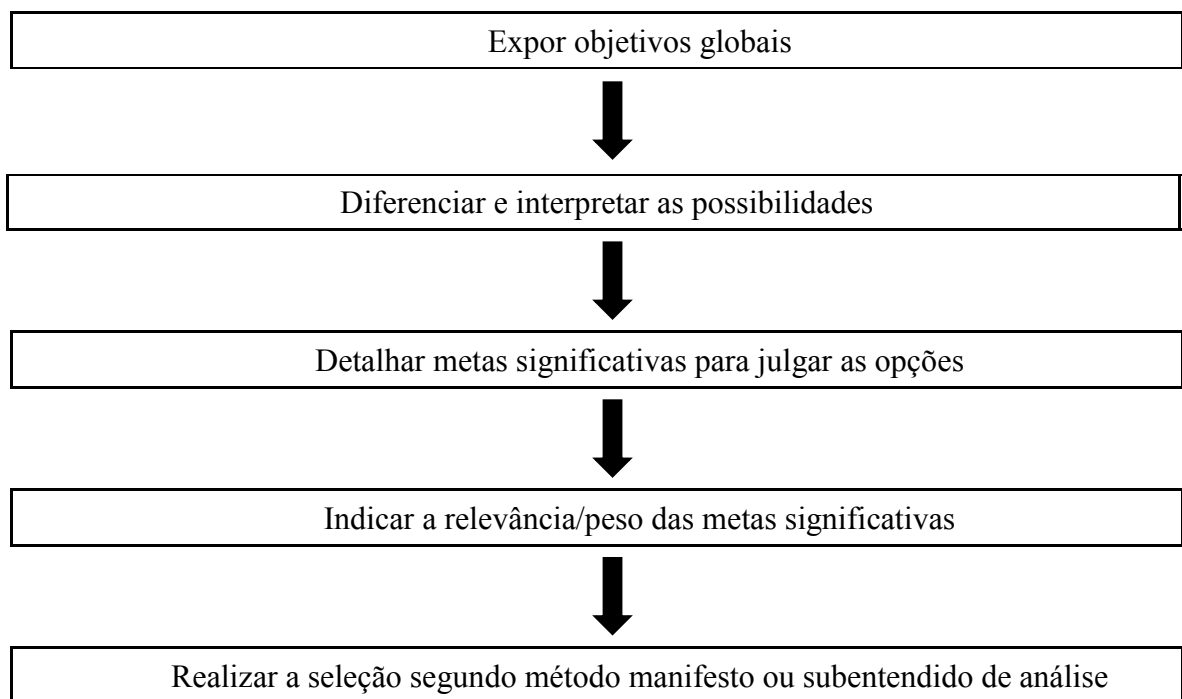


Fonte: Adaptado de Machline (1997)

Observa-se na Figura 2, a mencionada “análise aprofundada, seguida por laborioso processo de negociação e compromisso” presente na avaliação do processo de tomada de decisão, ao passo que, do levantamento de dados, determinação de variáveis, definição de critérios e estudo de viabilidade técnica e legal, a escolha não está efetivamente definida sem antes a negociação entre áreas confirmar a decisão.

Dentre os inúmeros cenários em que é necessário exercer uma escolha, existem, por vezes, determinadas possibilidades considerando diferentes objetivos. Observam-se casos assim quando, por exemplo, buscam-se opções para a instalação de centrais geradoras de energia elétrica. Diante desse contexto, segundo Queiroz (1999), o método para a definição da melhor seleção é apresentado na Figura 3:

Figura 3 - Etapas de um processo de tomada de decisão



Fonte: Adaptado de Queiroz (1999)

2.2 COGERAÇÃO

2.2.1 Conceituação

Segundo a COGEN (Associação da Indústria de Cogeração de Energia), Cogeração significa produção simultânea e de forma sequenciada de duas ou mais formas de energia a partir de um mesmo insumo energético.

Há duas alternativas de geração de energia térmica e eletromecânica para um processo industrial que necessita desses insumos para a composição de seus produtos ou para a produção de bens; uma delas, a mais usual, consiste em adquirir a energia elétrica diretamente de uma concessionária e produzir a energia térmica necessária (vapor, água quente e/ou gelada) mediante o consumo (direto ou indireto) de uma ou mais de uma forma de energia primária. A partir da cogeração e de uma mesma fonte de energia primária, as formas de energia térmica e eletromecânica são produzidas em conjunto.

Segundo Boyce (2002) uma situação ideal de cogeração existe quando há equilíbrio entre as demandas térmica e elétrica. Em muitos casos, a demanda térmica pode variar muito com as mudanças sazonais (maior carga térmica durante o inverno e menor durante o verão). A escolha do equipamento (tipo, tamanho, etc.) é fortemente influenciado pela demanda de carga padrão.

Os sistemas de cogeração apresentam como principal vantagem, a economia de investimentos em transmissão e distribuição de energia, e a sua elevada eficiência energética, quando comparado aos sistemas tradicionais de geração de eletricidade através de termelétricas, como se verifica na Tabela 1:

Tabela 1 – Eficiência energética de tecnologias para geração de energia

CICLO	OTTO OU DIESEL	RANKINE	BRAYTON	COMBINADO
TERMELETRICO	40 A 46%	30 A 45%	35 A 45%	57%
COGERAÇÃO	62%	50%	70 A 75%	70 A 75%

Fonte: Adaptado de Balestieri (2002)

Tecnicamente, a cogeração se destaca dentre as demais formas de geração, especialmente por elevar a eficiência conjunta de conversão da energia química dos combustíveis em energia útil para patamares da ordem de 85% (cerca de 35% elétrica e 50% térmica, variando de acordo com o ciclo adotado). Igualmente por ser uma tecnologia “ecológica”, não apenas por

reduzir a cadência com que a humanidade vem exaurindo as fontes energéticas não renováveis, mas também pelo fato de apresentar menores índices de emissão de poluentes. (COGEN, 2017)

Além de vantagens técnicas, uma unidade de cogeração possui vantagem econômicas como apresenta a Tabela 2:

Tabela 2 – Custos de instalação de tecnologias para geração de energia

FONTE DE GERAÇÃO	FAIXA DE CUSTO (US\$/KW)
HIDRELÉTRICA	1820-4680
TERMELÉTRICA A ÓLEO	780
TERMELÉTRICA A GÁS (CICLO COMBINADO)	611
TERMELÉTRICA A CARVÃO	1066
COGERAÇÃO (ÓLEO)	975
COGERAÇÃO (BIOMASSA)	2600
COGERAÇÃO (A GÁS EM CICLO COMBINADO)	715

Fonte: Adaptado de Balestieri (2002)

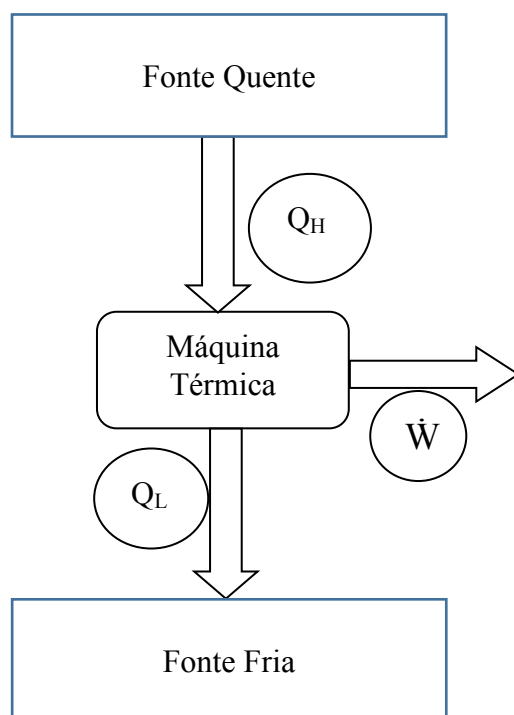
2.2.2 Concepção de Configurações

Esclarecendo de maneira objetiva acerca da concepção de configurações praticáveis para a geração de energia, a Figura 4 ilustra uma máquina térmica que recebe energia térmica proveniente de uma fonte quente de calor, então gera energia eletromecânica e fornece energia térmica para uma fonte fria.

Em uma configuração de um ciclo termelétrico, a máquina térmica elimina a calor residual na forma de calor para o ambiente, enquanto que uma configuração de um ciclo de cogeração reaproveita essa energia térmica em um determinado processo industrial ou em uma nova máquina térmica.

Logo, desde uma mesma fonte energética, a energia útil é produzida de diferentes modos na cogeração, ao passo que este dinamismo não ocorre em uma termelétrica.

Figura 4 – Representação de um processo de geração de energia



Fonte: Próprio autor (2018)

2.3 FONTES RENOVÁVEIS DE ENERGIA

As fontes de energia podem ser classificadas como primárias e secundárias, ou como renováveis e não-renováveis. As fontes primárias têm origem em processos naturais (petróleo, carvão, gás natural, etc.), e as secundárias são a transformação destes (gasolina, eletricidade, etc.). Para efeito deste trabalho, entender-se-ão como fontes renováveis aquelas cuja utilização não causa variação significativa de seus potenciais e cujas reposições ocorrem a curto prazo. Como exemplo pode ser citada a energia eólica. Fontes não-renováveis são aquelas que possuem um tempo de reposição natural, cuja ocorrência pode demandar muitos séculos ou milênios, sob condições particulares.

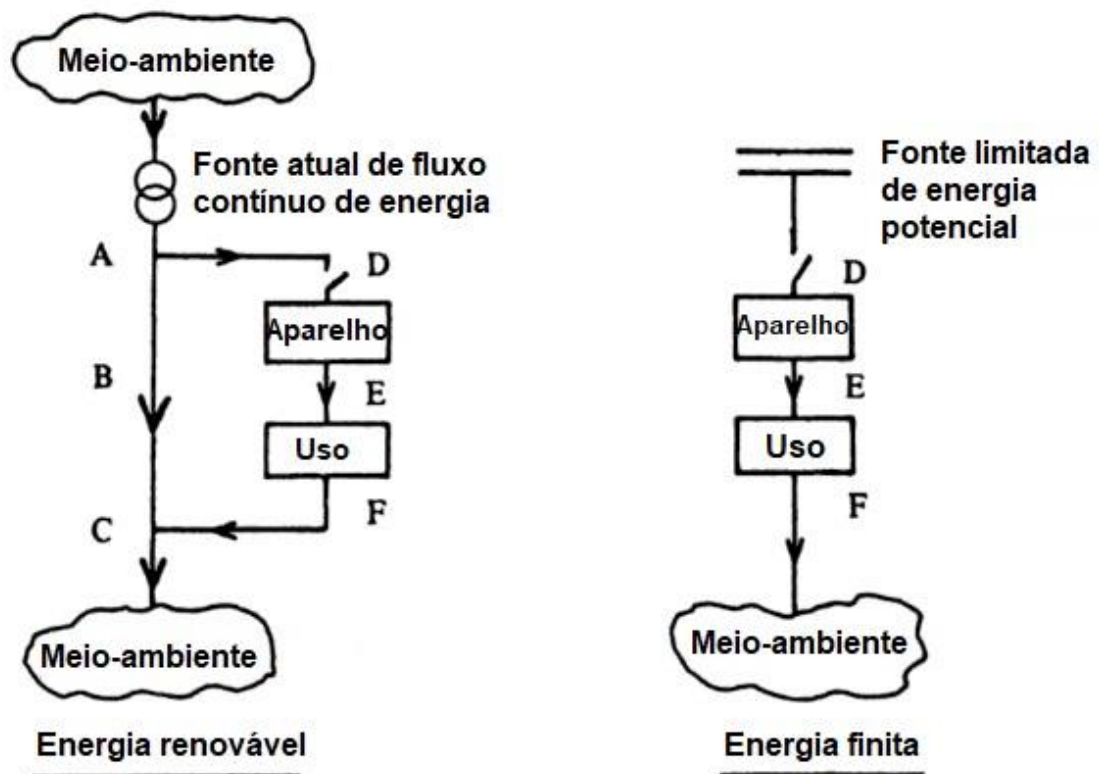
O consumo final de energia é um dos três níveis que se pode ter para um sistema, energético, sendo os outros níveis a produção e a conversão de fontes em combustíveis energéticos (considerando-se o armazenamento e a distribuição dos combustíveis).

Segundo Twidell e Weir (2005), para todos os efeitos práticos, o abastecimento energético pode ser dividido em duas classes:

- (1) Energia renovável é a energia obtida a partir de uma contínua e repetida corrente de energia que ocorre no meio ambiente. Um exemplo óbvio é a energia solar (luz do Sol) onde o termo repetido se refere ao período das 24 horas diárias. Nota-se que a energia passa através do meio ambiente como uma corrente ou um fluxo independentemente se há dispositivos artificiais para interceptar e aproveitar essa energia.
- (2) Energia não renovável é a energia obtida de uma fonte estacionária de energia que permanecem presos a menos que sejam disponibilizados por uma intervenção humana. Exemplos são combustíveis nucleares e combustíveis fósseis de carvão, óleo e gás natural. Note que a energia é inicialmente um potencial energético isolado e uma ação externa é necessária para iniciar o fornecimento de energia para fins práticos.

A Figura 5 ilustra as duas classificações supracitadas.

Figura 5 – Ilustração do contraste entre os dois conceitos de fontes de energia. À esquerda: fonte renovável e à direita: fonte não-renovável



Fonte: Adaptado de Twidell e Weir (2005)

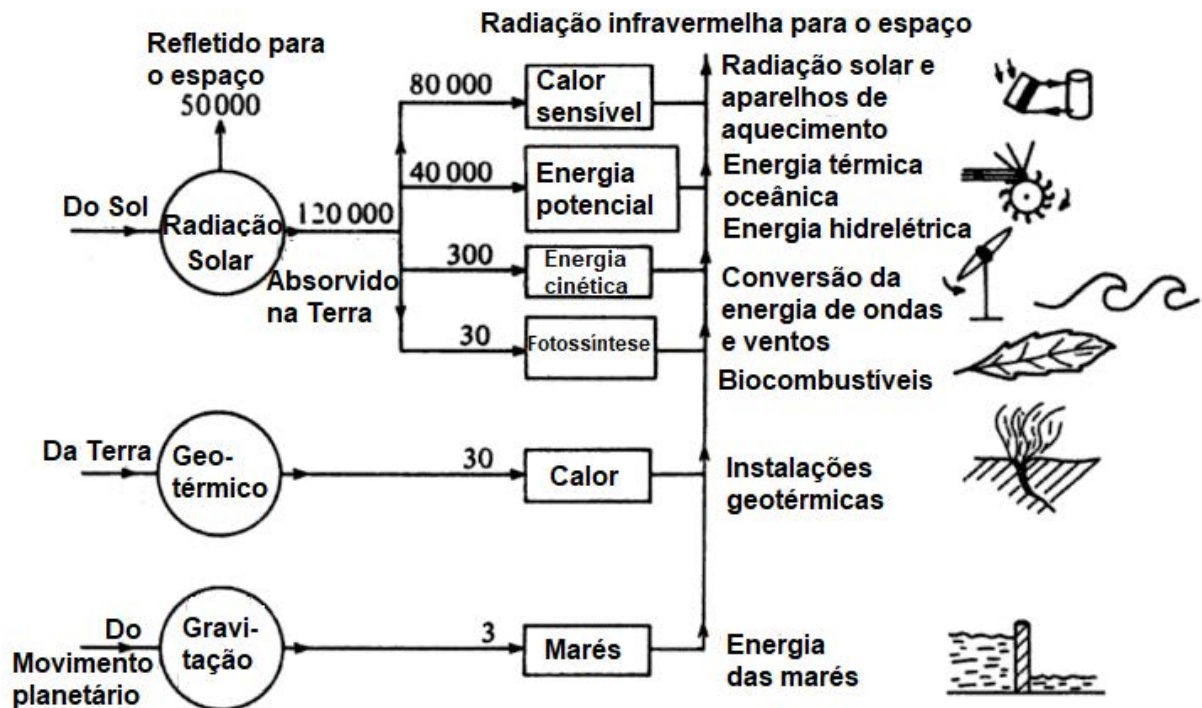
Existem cinco principais fontes de energia útil segundo Twidell e Weir (2005):

- (1) O Sol;
- (2) O potencial cinético e gravitacional do Sol, da Lua e da Terra;
- (3) Energia geotérmica de resfriamento, reações químicas e decaimento radioativo na terra;
- (4) Reações nucleares na Terra;
- (5) Reações químicas de fontes minerais.

Energia renovável é derivada das fontes 1, 2 e 3. E energia finita (não renovável) é derivada das fontes 1 (combustíveis fósseis), 3 (rochas quentes), 4 e 5.

Na Figura 6 é possível observar os fluxos de energia natural no planeta.

Figura 6 – Apresentação dos fluxos de energia natural no planeta através de sistemas de energia renovável. Unidades em terawatts (10^{12} W).



Fonte: Adaptado de Twidell e Weir (2005)

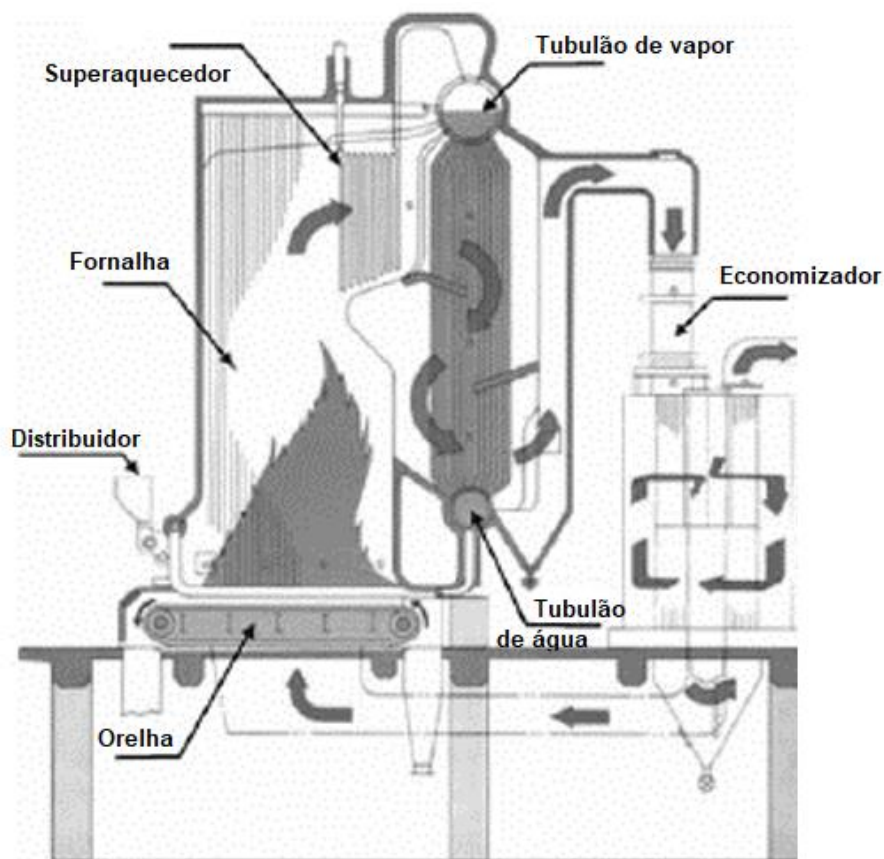
2.4 MÁQUINAS TÉRMICAS

Os equipamentos utilizados para a geração de energia são componentes de um ou mais dos ciclos que serão apresentados quando da metodologia do presente trabalho. O entendimento de seu funcionamento e o conhecimento das características operacionais de cada um são importantes para a análise do projeto e da operação de centrais de cogeração.

2.4.1 Caldeiras

As caldeiras são equipamentos que produzem vapor, e por esse motivo também são chamados de geradores de vapor. As aplicações das caldeiras não se limitam ao setor industrial. Há também uso residencial e comercial para demanda de água quente e vapor para, por exemplo, aquecer ambientes, preparar alimentos, higienizar objetos... Existem caldeiras classificadas como convencionais e caldeiras de recuperação. A Figura 7 ilustra alguns componentes de uma caldeira.

Figura 7 – Caldeira e seus componentes



Fonte: Adaptado de Ferreira (2008)

2.4.1.1 Caldeiras convencionais

São os equipamentos que operam em altas pressões para gerar vapor e água quente a partir da ignição de um combustível.

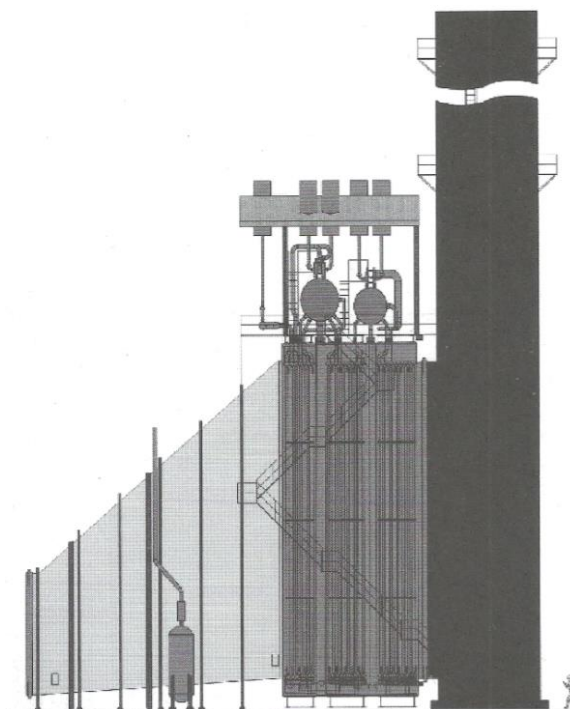
Dentre os geradores de vapor convencionais, encontra-se com ampla aplicação nas fábricas, o tipo de caldeira que possui sua estrutura favorável para proporcionar produtos em elevadas pressões, até superiores a 2 MPa, a caldeira aquatubular. A água presente nos dutos e os gases, produtos da combustão, realizam uma troca energética suficiente para elevar a pressão de trabalho.

2.4.1.2 Caldeiras de recuperação

São equipamentos, como o modelo apresentado na Figura 8, que geram vapor por troca térmica com transferência de calor por radiação e são utilizados com a finalidade de dispor dos gases de exaustão de outras máquinas térmicas componentes de uma unidade fabril.

São caldeiras que possuem o mesmo arranjo que caldeiras convencionais, com exceção da fornalha e apresentam elevada temperatura dos gases de exaustão, em alguns casos, ultrapassando 900°C.

Figura 8 – Caldeira de recuperação



Fonte: Kehlhofer, R. (1999)

Para esta tecnologia, são válidas as seguintes equações para a avaliação sobre fluxo mássico, calor transferido na troca térmica, necessidade de queima suplementar de combustível para atender a determinada estratégia e outros parâmetros.

Equação de Conservação de Massa (*ECM*):

$$\text{Lado gás: } \dot{m}_{gases} = \dot{m}_{chaminé} \quad (1)$$

$$\text{Lado vapor: } \dot{m}_{água} = \dot{m}_{vapor} \quad (2)$$

Equação de Conservação de Energia (*ECM*):

$$\dot{Q}_{vapor}^{água} = \eta_{caldeira} * \dot{Q}_{chaminé}^{gases} \quad (3)$$

$$\rightarrow \dot{m}_{vapor}(h_{vapor} - h_{água}) = \eta_{caldeira} * \dot{m}_{gases} c_{p_{gás}} (T_{gás} - T_{chaminé}) \quad (4)$$

Para o caso de necessidade de queima suplementar pela caldeira de recuperação, à equação 3, soma-se:

$$\dot{Q}_{suplementar} = \dot{m}_{combustível_{suplementar}} * PCI \quad (5)$$

Da aplicação desta tecnologia, para avaliar o atendimento a 2ª Lei da Termodinâmica. define-se o conceito chamado “pinch point” como a diferença entre a temperatura do gás de exaustão liberado no evaporador e a temperatura de saturação do vapor vivo. Como referência, a temperatura de chaminé da Caldeira de Recuperação (temperatura dos gases liberados pela Caldeira) deve permanecer dentro da faixa de 100°C a 200°C. Esta avaliação é importante, pois ocorreria condensação na chaminé, em operações abaixo de 100°C, e causaria corrosão por ação da umidade; além disso, operações acima de 200°C seriam desperdícios de energia que seria capaz de ser utilizada na geração de vapor. (INCROPERA, 1998)

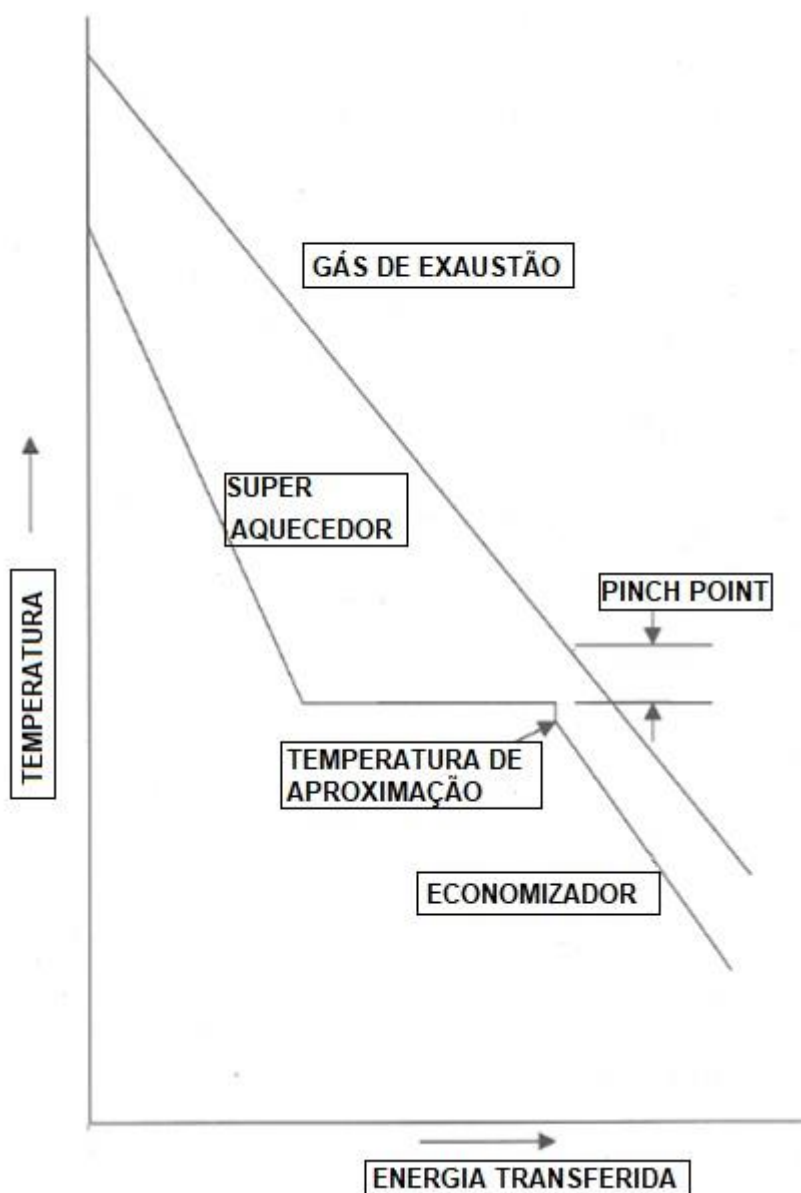
As seguintes equações 6 e 7 definem a avaliação das temperaturas tratadas em uma caldeira de recuperação para análise da operação:

$$\Delta T_{Pinch\ point} = T_{gas} - T_{saturado} \quad (6)$$

$$T_{chaminé} = T_{gases} + [(\Delta T_{Pinch\ point} + T_{saturado}) - T_{gases}] * \frac{\dot{Q}_g}{\dot{Q}_a} \quad (7)$$

A Figura 9 ilustra um exemplo de diagrama da análise do pinch point em uma caldeira de recuperação.

Figura 9 – Diagrama de transferência de energia em uma caldeira de recuperação



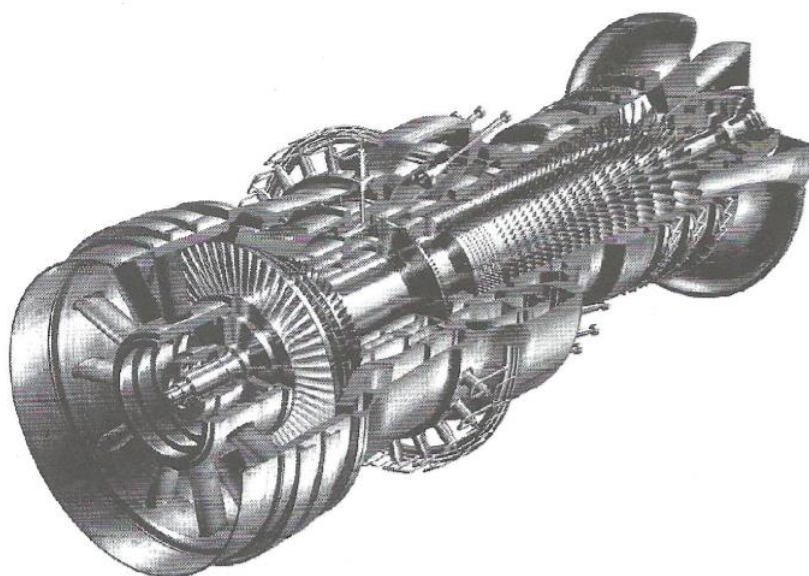
Fonte: Adaptado de Handbook for cogeneration and combined cycle power plants (2002)

2.4.2 Turbinas

2.4.2.1 Turbinas a gás

Também chamadas de conjunto a gás, as turbinas a gás possuem tres unidades principais: um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina. Alguns modelos podem apresentar outras estruturas além das citadas para compor o conjunto. A Figura 10 ilustra um modelo de conjunto a gás.

Figura 10 – Turbina a gás



Fonte: Kehlhoﬀer, R. (1999)

2.4.2.2 Turbinas a vapor

Diferentemente das turbinas a gás, estas trabalham com vapor superaquecido (em elevada pressão) e são diferenciadas pelo tipo de aplicação. Sendo as variedades de contrapressão ou condensação:

2.4.2.2.1 Turbinas de contrapressão pura

São turbinas a vapor que apresentam expansão a partir do estado de alta pressão inicial a níveis de pressão da ordem de 0,2 a 1,0 Mpa e abastecem os demais equipamentos da planta que recebem seus produtos com a mesma vazão de vapor de entrada.

2.4.2.2.2 Turbinas de condensação e extração

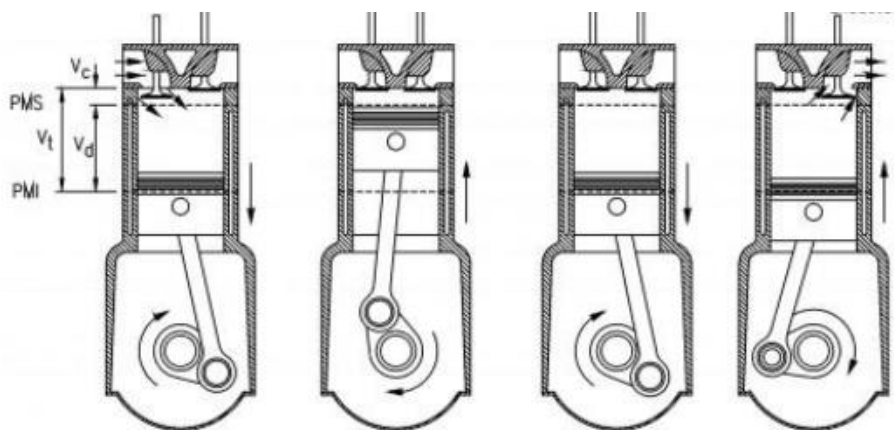
Turbinas a vapor cuja pressão de entrada é alta, sendo possível recolher vapor de diferentes regiões de todo curso (da admissão até a descarga) com pressão variada para diferentes processos; expande-se o excedente a pressões de 0,005 e 0,001 MPa (pressão do condensador) e o condensado se forma.

2.4.3 Motores de combustão interna

São acionadores que possuem 4 tempos em um ciclo de ação. Primeiro tempo é caracterizado pela admissão do combustível no interior do cilindro, então, no segundo tempo, por ação do cilindro, há compressão da mistura ar combustível. Em seguida, (terceiro tempo) há explosão (expansão) por ação de uma faísca de ignição. No quarto tempo, por fim, os gases de exaustão são eliminados. Os tempos do motor são ilustrados na Figura 11.

A energia química do combustível se transforma em energia térmica, e logo se torna energia elétrica, caso haja conexão com gerador elétrico e mecânica por movimento de eixo.

Figura 11 – Representação dos quatro tempos de um motor de combustão interna



Fonte: Kehlhofter, R. (1999)

2.4.4 Motores diesel

São tipos de motores que apresentam bicos injetores de combustível. Não há ignição por velas como nos motores de combustão interna. A compressão do ar por ação dos cilindros eleva a temperatura do ar interno no cilindro e a injeção do combustível pelos bicos causa a combustão.

Conforme Andreos (2013) e apresentado na Tabela 3, as diferentes máquinas térmicas apresentam variadas faixas de rendimento que influenciam na decisão de qual tecnologia escolher para a implantação de uma central de cogeração.

Tabela 3 - Rendimentos de cada acionador primário

Gerador	Rendimento elétrico	Rendimento global de cogeração
Turbina a gás	35 a 45%	75%
Microturbina a gás	25 a 33%	85%
Turbina a vapor	30 a 45%	50%
Motor de Combustão Interna	25 a 45%	85%
Ciclo Combinado	57%	75%

Fonte: Andreos (2013)

2.5 CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS PARA CICLOS DE COGERAÇÃO

A partir da ordem de geração de energia, os ciclos de cogeração são classificados, sendo duas possíveis configurações: *topping* e *bottoming*.

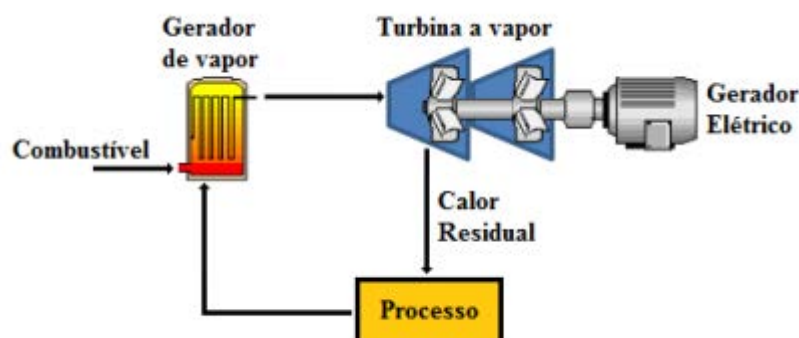
Atualmente, as unidades de cogeração são examinadas para a produção de eletricidade sob demanda e não somente para geração de calor que fornece eletricidade como subproduto. Por este meio, a cogeração é capaz de satisfazer uma maior parcela da demanda elétrica local e neste novo papel, as unidades podem reduzir a carga na rede elétrica e compensar as altas flutuações. (WILDMANN, 2016)

As Figuras 12 e 13 ilustram essas duas configurações.

2.5.1 Configuração topping

Esta configuração é caracterizada pela recuperação do calor residual do processo de geração de energia para a geração de calor útil.

Figura 12 – Configuração topping



Fonte: Cremonez (2013)

2.5.2 Configuração bottoming

O calor residual da geração térmica é recuperado para a geração de energia eletromecânica na configuração bottoming.

Figura 13 – Configuração bottoming



Fonte: Cremonez (2013)

Ademais das variedades de disposições de modelos de cogeração, há, ainda, distintos planos de trabalho, conhecidos como estratégias de operação que seguem determinada preferência de geração. São elas:

- Paridade elétrica, cujo objetivo é, preferencialmente, suprir a necessidade de potência eletromecânica, seja do processo industrial vigente, seja com intuito de

venda do produto gerado. Assim, a geração térmica se torna um resíduo da produção fabril;

- Paridade térmica, a qual visa satisfazer o consumo térmico da planta industrial, sendo a força de rotação de eixo (eletromecânica) apenas remanescente da produção.
- Despacho econômico, cujo intuito é elevar os rendimentos financeiros da venda dos excessos de produção ao máximo, considerando, para tanto ambas demandas: eletromecânica e térmica.

3 METODOLOGIA

O presente trabalho trata de avaliar a implantação de uma unidade de cogeração em uma indústria química, buscando os sistemas de cogeração que garantam uma geração energética conforme a produção da empresa.

A planta em questão possui uma demanda de eletricidade de 6000 kW e necessita de vapor saturado distribuído em pressões de 0,25, 0,6 e 1,5 MPa com vazões de 0,278, 4,167 e 1,389 kg/s respectivamente (TUNA, 1999).

Para tanto, deve-se considerar que processos industriais de caráter ininterruptos, constantes, podem sofrer copiosos prejuízos físicos (equipamentos, máquinas, ferramentas), bem como financeiros, da ocorrência de imprevistos, como oscilações de fornecimento de energia com picos de potência e falta de energia que afetam o fluxo de produção. Logo, é fundamental analisar a exequibilidade econômica e técnica da implantação da cogeração.

O caso presente está localizado no eixo Rio-São Paulo e, portanto, conta com a circunstância conveniente da presença de city gates que fornecem gás natural em várias localidades dessa região. Sendo assim, este cenário se apresenta muito atrativo para o uso do gás natural como combustível, uma vez que este traz benefícios ao processo industrial e ao meio ambiente ao produzir queima completa emitindo menor concentração de substâncias contaminantes que o óleo ou o carvão, além de apresentar diversas alternativas para a estratégia de cogeração, pois é indicado para aplicação em motores de combustão interna, queimadores de caldeiras e turbinas a gás.

3.1 PROCESSOS

Para avaliação da viabilidade técnica e econômica da implantação de um sistema de cogeração na planta industrial em questão, é importante observar que o processo produtivo utiliza o vapor e a eletricidade. Assim sendo as condições de fornecimento desses produtos:

- Vapor saturado: a pressões de 0,25, 0,60 e 1,50 MPa, o processo produtivo consome 21 t/h;
- Energia elétrica: a unidade fabril recebe a energia elétrica em alta tensão (35kV) somente da concessionária.

3.2 CONSUMOS E DEMANDAS

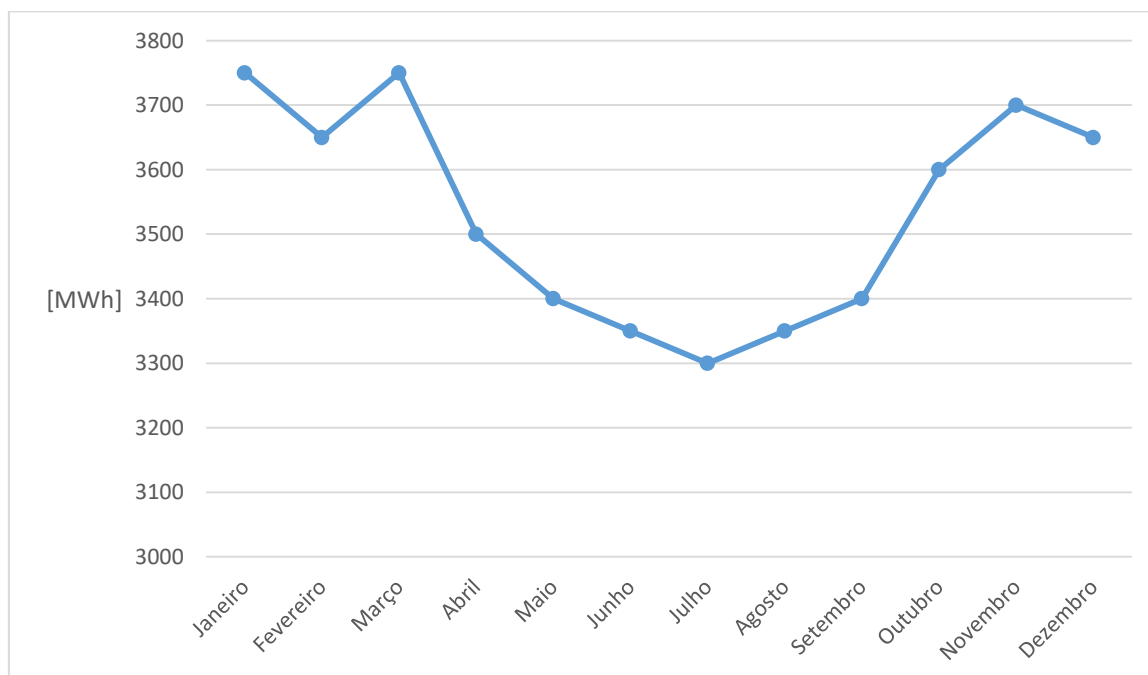
A Tabela 4 apresenta os dados referentes a unidade industrial abordada e a Figura 14 ilustra pelo gráfico o consumo elétrico mensal.

Tabela 4 - Demanda energética da planta industrial em estudo

	Valor	Unidade
Demanda de energia elétrica	6000	kW
Consumo de vapor	21	t/h
Pressão do vapor	0,15/0,6/1,5	MPa
Consumo de gás natural	1250	m ³ /h

Fonte: Próprio autor (2018)

Figura 14 - Consumo mensal de energia elétrica



Fonte: Próprio autor (2018)

Da Figura 14 é relevante o conhecimento dos consumos que seguem:

- Consumo anual médio: 42570 MWh;
- Consumo mensal médio: 3547,5 MWh/mês

$$\rightarrow \bar{C} = 3547,50 \text{ MWh/mês}$$

(8)

3.3 CICLOS TÉRMICOS DISPONÍVEIS PARA COGERAÇÃO

A análise técnica dos ciclos usualmente empregados em configurações de centrais de cogeração obedece aos princípios básicos da Termodinâmica, especialmente a Primeira Lei da Termodinâmica, que quantifica as energias envolvidas no esquema proposto.

De uma maneira geral para processos em regime permanente, a Primeira Lei da Termodinâmica se expressa pela seguinte equação (VAN WYLEN, 2003):

$$\dot{Q} - \dot{W}_e = \sum_{saida} \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) - \sum_{entrada} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (9)$$

onde:

$$\dot{Q} - \text{calor transferido ao volume de controle em análise: } \dot{Q} = \dot{m} c_p (T_i - T_{i-1}) \quad (10)$$

$\dot{W}_e$ - trabalho de eixo transferido ao volume de controle [kW]

$\dot{m}$ - vazão em massa de fluxos energéticos (vapor, gases, etc) [kg/s]

h - entalpia do fluxo energético [kJ/kWh]

v - velocidade do fluxo energético [m/s²]

z - cota da superfície de controle com passagem de fluxo energético [m]

De acordo com os ciclos em questão e com os equipamentos eletromecânicos presentes, a Primeira Lei é simplificada e são obtidos importantes conceitos, como os que seguem:

$$\eta_{térmico} = \frac{\dot{W}_{líquido}}{\dot{Q}_{caldeira}} \rightarrow \eta_{térmico} = \frac{\dot{W}_{Turbina\ a\ Vapor} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{m}_{combustível} * PCI} \quad (11)$$

$$Heat\ Rate = \frac{3600 * \dot{m}_{combustível} * PCI}{\dot{W}_{líquido}} \therefore HR \frac{3600}{\eta_{térmico}} \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (12)$$

$$Steam\ Rate = \frac{3600 * \dot{m}_{vapor}}{\dot{W}_{líquido}} \left[\frac{kg}{kWh} \right] \quad (13)$$

$$Fuel\ Rate = \frac{3600 * \dot{m}_{combustível}}{\dot{W}_{líquido}} \left[kg/kWh \right] \quad (14)$$

$$\eta_{cogeração} = \frac{\dot{W}_{líquido} + \dot{Q}_{processo}}{\dot{m}_{combustível} * PCI} \quad (15)$$

$$\text{Onde } \dot{Q}_{processo} = \dot{m} * \Delta h \quad (16)$$

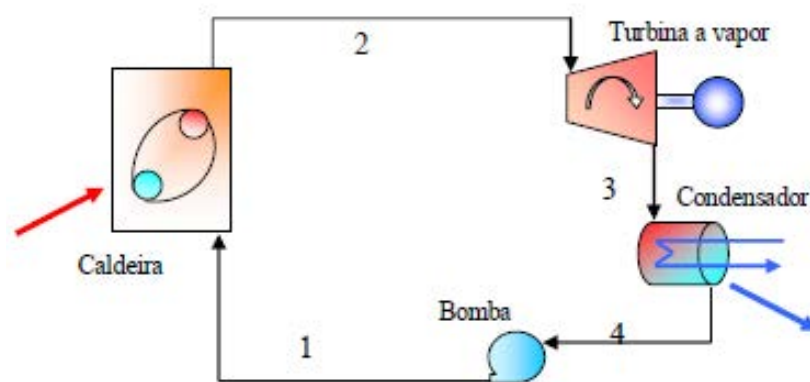
3.3.1 Ciclo Rankine

3.3.1.1 Ciclo a vapor de Rankine (*Steam Rankine Cycle – SRC*)

Trata-se de um ciclo térmico que utiliza a água como fluido de trabalho e é composto por quatro equipamentos, como representado na Figura 15: bomba, caldeira, turbina a vapor e condensador.

A água bombeada é superaquecida na caldeira e é expandida na turbina, onde é gerada a energia eletromecânica. Após este processo, a água é resfriada no condensador até atingir a condição inicial do ciclo (entrada da bomba).

Figura 15 – Esquematização de um ciclo a vapor



Fonte: Ferreira (2008)

3.3.1.2 Ciclo orgânico de Rankine (*Organic Rankine Cycle – ORC*)

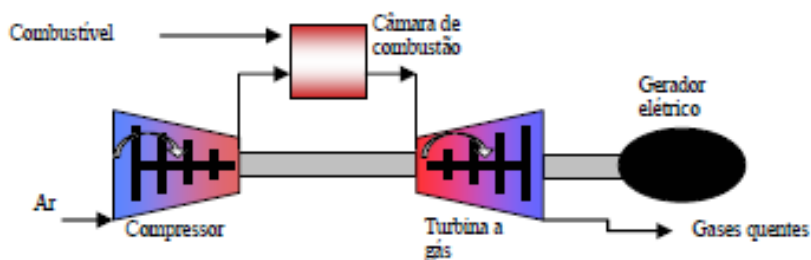
Este ciclo recebe essa denominação, pois os fluidos de trabalho são fluidos orgânicos, entre os quais, iso-butano, refrigerantes... O fluido após passagem pela bomba apresenta condição de superaquecido ou saturado seco e gera energia quando se expande na turbina. Ao final do ciclo retorna a característica da entrada da bomba.

Em operações cujas temperaturas de trabalho não atingem 300°C, o ORC – Organic Rankine Cycle é mais vantajoso em relação ao SRC – Steam Rankine Cycle, uma vez que por conta do menor calor de evaporação dos fluidos orgânicos, possui maior eficiência, reduzidos custos de manutenção e maior vida útil. Também se observa, na expansão, um contraste de entalpia entre ambos ciclos, favorecendo a implantação de turbinas com características mais simples no ciclo orgânico.

3.3.2 Conjunto a gás

É uma tecnologia que apresenta um conjunto composto por uma turbina a gás e um compressor ligados por um eixo, além de uma câmara de combustão entre os dois últimos que fornece o fluido de trabalho na temperatura almejada dos processos produtivos, como ilustrado na Figura 16.

Figura 16 - Esquematização de um ciclo a gás



Fonte: Ferreira (2008)

As seguintes equações regem os processos em um conjunto a gás:

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m}_{ar}(h_{ar \text{ pós compressor}} - h_{ar}) \quad (17)$$

Considerando o ar com comportamento similar à um gás ideal, tem-se que

$$\dot{W}_{compressor} = -\dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} (T_{ar \text{ pós compressor}} - T_{ar}) \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{câmara de combustão} = \dot{m}_{gás} (h_{gás} - h_{ar \text{ pós compressor}}) \quad (19)$$

Analogamente, considerando um comportamento similar à um gás ideal, da equação 19, tem-se que

$$\dot{Q}_{câmara de combustão} = \dot{m}_{gás} c_{p_{gás}} (T_{gás} - T_{ar \text{ pós compressor}}) \quad (20)$$

$$\dot{W}_{Turbina a gás} = \dot{m}_{gás} (h_{gás} - h_{gás \text{ quente}})$$

$$\rightarrow \dot{W}_{Turbina a gás} = \dot{m}_{gás} c_{p_{gás}} (T_{gás} - T_{gás \text{ quente}}) \quad (21)$$

Com as análises por equipamento, o ciclo a gás possui rendimento dado por:

$$\eta_{térmico} = \frac{\dot{W}_{líquido}}{\dot{Q}_{câmara de combustão}} \quad (22)$$

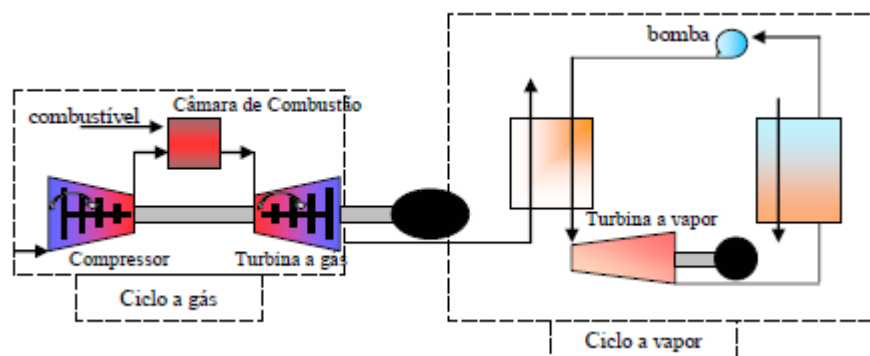
$$\rightarrow \eta_{térmico} = \frac{\dot{W}_{Turbina a gás} - \dot{W}_{compressor}}{\dot{m}_{combustível} * PCI} \quad (23)$$

3.3.3 Ciclo combinado

Quando dois ciclos térmicos são combinados em uma única planta de energia, a eficiência que pode ser atingida é maior do que a de um ciclo sozinho. Ciclos térmicos com o mesmo ou com diferentes meios de trabalho podem ser combinados, embora, a combinação de ciclos com diferentes meios de trabalho seja mais interessante porque suas vantagens podem complementar um ao outro. Normalmente quando dois ciclos são combinados, o ciclo que opera em temperatura maior é chamado de “*topping cycle*”. A perda de calor produzida por este ciclo é então utilizada em um segundo processo que opera em temperatura mais baixa

e é portanto chamado de “*bottoming cycle*”. A Figura 17 apresenta um exemplo de ciclo combinado.

Figura 17 - Esquemática de um ciclo combinado



Fonte: Ferreira (2008)

Neste ponto, é de grande importância perceber que uma unidade de cogeração possui os mesmos acionadores primários e equipamentos para recuperação de calor que uma planta de geração independente de vapor e energia elétrica, sendo que a principal diferença entre ambas é a maneira como o aproveitamento da energia primária ocorre para contemplar as demandas.

Sendo assim, a escolha por uma determinada configuração deve ser feita segundo uma metodologia de avaliação técnica e econômica, notando-se os aspectos particulares de cada equipamento presente na configuração (BALESTIERI, 2015).

3.4 METODOLOGIA PARA PROJETO DE SISTEMAS TÉRMICOS EM PARIDADE TÉRMICA

A estratégia adotada para a operação é de paridade térmica, logo, almeja-se primeiramente atender a demanda de energia térmica da produção da fábrica, mas também se espera que a unidade de cogeração atenda a demanda de energia elétrica. Portanto, seguem as fases da metodologia para estratégia de paridade térmica:

3.4.1 Etapas

Fase 1: Com base nos dados do projeto, definir um tipo de ciclo, configuração de operação e as máquinas térmicas que compõem o ciclo (item 3.3). Indicar também os processos que consomem energia;

Fase 2: Ilustrar, por linhas de conexão, as conexões possíveis e adequadas entre os componentes do ciclo;

Fase 3: Estabelecer os dados de entrada (das propriedades) dos processos conhecidos (P, T, m, x, W);

Fase 4: Dos dados conhecidos para os estados termodinâmicos, calcular h e s ;

Fase 5: Definir $V.C$ no componente próximo aos processos, aplicar ECM e ECE , definir as condições termodinâmicas necessárias para resolução do projeto e seguir sucessivamente até o equipamento no qual ocorre a combustão;

Fase 6: Selecionar equipamentos comerciais segundo cálculos da Fase 5, avaliar o ciclo e os componentes de acordo com parâmetros termodinâmicos:

- Rendimento Termodinâmico (ou térmico)

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{Líquido}}{\dot{m}_{combustível} * PCI} \quad (24)$$

- Consumo específico de calor (*Heat rate*)

$$HR = \frac{\dot{m}_{combustível} * PCI}{\dot{W}_{Líquido}} * 3600 \left[\frac{kJ}{kWh} \right] \quad (25)$$

- Consumo específico de vapor (*Steam rate*)

$$SR = \frac{\dot{m}_{vapor}}{\dot{W}_{Líquido}} * 3600 \left[\frac{kg}{kWh} \right] \quad (26)$$

- Consumo específico de combustível (*Fuel rate*)

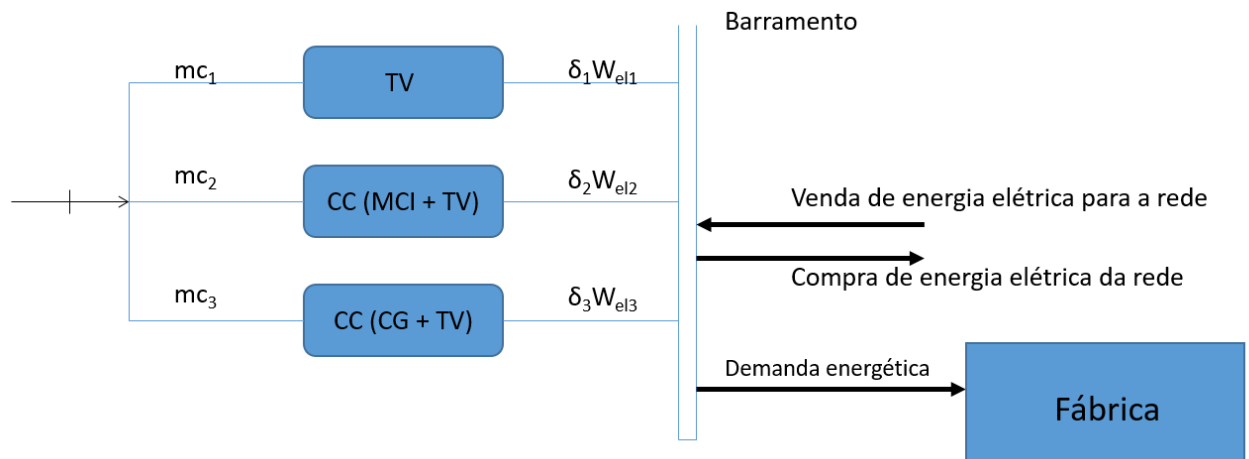
$$FR = \frac{\dot{m}_{combustível}}{\dot{W}_{Líquido}} * 3600 \left[kg/kWh \right] \quad (27)$$

$$\therefore HR = FR * PCI \rightarrow PCI = \frac{HR}{FR} \quad (28)$$

3.4.2 Análise técnica

Com base nas tecnologias apresentadas, desenvolve-se uma metodologia para a avaliação de três diferentes configurações para a geração de energia térmica e eletromecânica: ciclo a vapor, representado por TV, sistema com cogeração em ciclo combinado de motor de combustão interna e turbina a vapor, representado por CC(MCI+TV) e sistema com cogeração em ciclo combinado de conjunto a gás e turbina a vapor, representado por CC(CG+TV), como mostra a Figura 18.

Figura 18 – Abordagem da metodologia para os ciclos disponíveis para a cogeração



Fonte: Próprio autor (2018)

A abordagem apresentada na figura 15 indica um fator δ que possui função de multiplicador do trabalho W gerado por cada tecnologia, sendo $\delta \in [0,1]$ e a soma dos fatores igual à unidade, logo o uso deste fator, apresentado na equação 29, trata de um mecanismo matemático para determinar que mesmo que seja possível implantar qualquer uma das três

alternativas de unidade de cogeração para suprir a demanda fabril, somente uma será analisada a cada iteração, ou seja, quando $\delta_1 = 1$, tem-se $\delta_2 = \delta_3 = 0$, logo a análise será da Turbina a vapor e assim sucessivamente, uma vez que a fábrica não terá as três configurações em operação para suas necessidades energéticas.

O barramento trata da ligação entre a planta e a rede de energia, uma vez que é possível comprar energia da concessionária, em caso de déficit elétrico, ou vender o excedente de geração elétrica.

Com isso, a partir da representação apresentada na figura 15, observa-se que a demanda eletromecânica da indústria química analisada é satisfeita pela geração eletromecânica da unidade de cogeração. Logo, como somente uma central deve ser implantada, analisa-se individualmente cada configuração presente na figura 15. Então, tem-se que:

$$\dot{W}_{el\ planta} = \delta_1 \dot{W}_{el1} + \delta_2 \dot{W}_{el2} + \delta_3 \dot{W}_{el3} \quad (29)$$

sendo $\delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = 1$

$$\text{onde } \delta \in [0,1] \begin{cases} \delta = 0 \therefore \nexists \\ \delta = 1 \therefore \exists \end{cases}$$

Como exposto anteriormente, da notação matemática apresentada, vê-se que durante a análise, quando $\delta_2 = 1$, tem-se $\delta_1 = \delta_3 = 0$, logo a configuração correspondente ao índice 2 estará sendo analisada, neste caso, CC(MCI+TV).

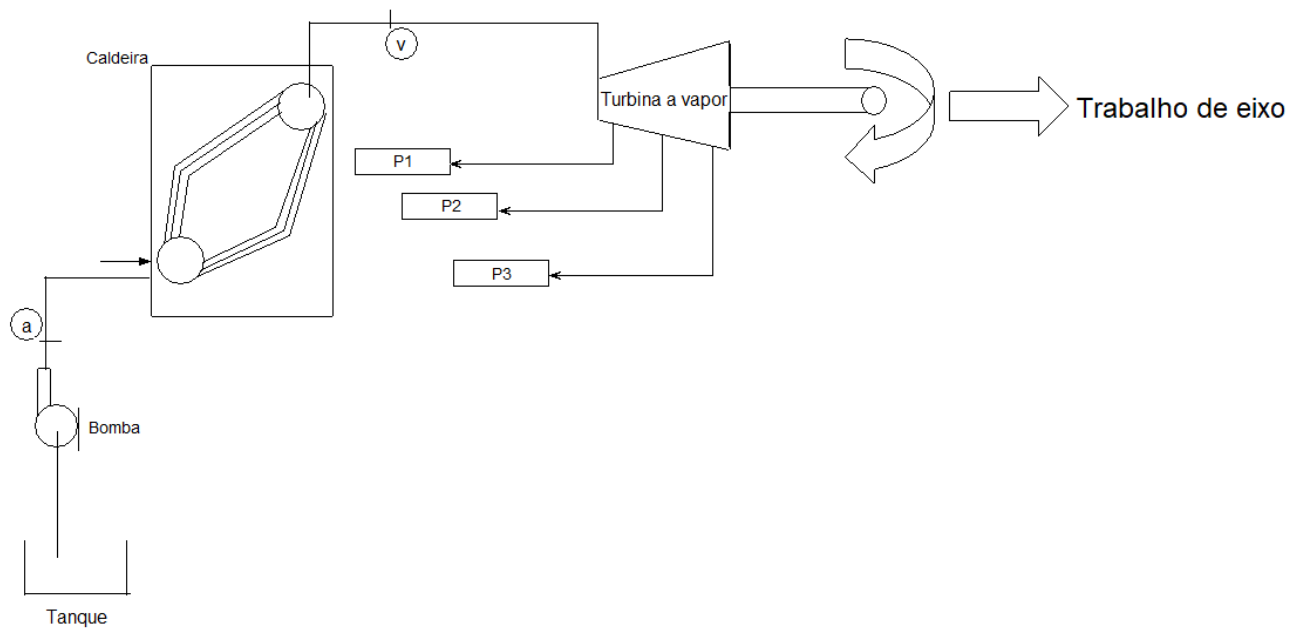
Para efeito comparativo entre as diferentes configurações, deve-se avaliar a partir da demanda de energia da planta industrial analisada se determinada configuração atende as necessidades observando as limitações técnicas dos equipamentos presentes na unidade de cogeração e assim, a melhor escolha pode ser feita para a tecnologia que terá menor custo com o combustível, com a aquisição da tecnologia e a melhor economia de energia elétrica.

Inicialmente, analisando o ciclo a vapor, tem-se que $\delta_1 = 1$. Assim,

$$\dot{W}_{el\ planta} = \dot{W}_{el1} \rightarrow \dot{W}_{el\ planta} = \dot{W}_{TV} \quad (30)$$

Conforme a Fase 1 e Fase 2 do item 3.4, a Figura 19 ilustra o ciclo a vapor:

Figura 19 – Representação do ciclo a vapor



Fonte: Próprio autor (2018)

Da Fase 3 e Fase 4 do item 3.4 e das informações do item 3.2:

Processo 1 – $P_{P1} = 0,25\text{MPa}$
 – $\dot{m}_{P1} = 0,278\text{ kg/s}$

Processo 2 – $P_{P2} = 0,60\text{MPa}$
 – $\dot{m}_{P2} = 4,167\text{ kg/s}$

Processo 3 – $P_{P3} = 1,50\text{MPa}$
 – $\dot{m}_{P3} = 1,389\text{ kg/s}$

Vapor saturado $\left\{ \begin{array}{l} P1: P_{SAT} = 0,25\text{MPa} \rightarrow h_{P1} = 2716,89\text{ kJ/kg} \rightarrow T_{P1} = 127,58^\circ\text{C} \\ P2: P_{SAT} = 0,60\text{MPa} \rightarrow h_{P2} = 2756,80\text{ kJ/kg} \rightarrow T_{P2} = 159,10^\circ\text{C} \\ P3: P_{SAT} = 1,5\text{MPa} \rightarrow h_{P3} = 2792,15\text{ kJ/kg} \rightarrow T_{P3} = 198,68^\circ\text{C} \end{array} \right.$

Da Fase 5 do item 3.4, como a turbina a vapor é o componente mais próximo aos processos, já que os processos são alimentados pelos produtos da turbina, aplica-se Volume de Controle neste equipamento:

V.C na Turbina a Vapor:

$$ECM: \dot{m}_e = \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_V = \dot{m}_{P1} + \dot{m}_{P2} + \dot{m}_{P3} \quad (31)$$

$$\rightarrow \dot{m}_V = 0,278 + 4,167 + 1,389 = 5,834 kg/s$$

$$ECE: \dot{W}_{TV} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s$$

$$\rightarrow \dot{W}_{TV} = \dot{m}_V h_V - (\dot{m}_{P1} h_{P1} + \dot{m}_{P2} h_{P2} + \dot{m}_{P3} h_{P3}) \quad (32)$$

$$\rightarrow \dot{W}_{TV} = 5,834 h_V - (2716,89 \dot{m}_{P1} + 2756,80 \dot{m}_{P2} + 2792,15 \dot{m}_{P3})$$

$$\rightarrow \dot{W}_{TV} = 5,834 h_V - (2716,89 * 0,278 + 2756,80 * 4,167 + 2792,15 * 1,389)$$

$$\rightarrow \dot{W}_{TV} = 5,834 h_V - 16121,177$$

Segundo a demanda térmica dos processos da planta, conforme a Fase 6 da metodologia (item 3.4), identifica-se um modelo comercial de turbina a vapor que satisfaça as condições de vapor úteis para cada processo. Analisam-se as possíveis tecnologias e a mais satisfatória para a aplicação, baseado em catálogos de fabricantes de turbinas a vapor. O modelo selecionado encontra-se no anexo A e possui as características da Tabela 5:

Tabela 5 – Características da turbina a vapor selecionada (Siemens, 2017)

Turbina a vapor	
Fabricante	Siemens
Modelo	SST-200
Potência de saída	4 – 20 MW
Frequência	50/60 Hz
Pressão de entrada	110 bar (11MPa)
Temperatura de entrada	520 °C (793K)

Fonte: Próprio autor (2018)

O modelo de turbina de contrapressão selecionado possui características de operação suficientes para suprir as demandas de pressão e temperatura dos três processos fabris, como pode ser observado nos dados da tabela 5 e também no Anexo A. Como a geração de energia eletromecânica somente ocorre pela atuação da turbina a vapor, esta deve satisfazer a demanda eletromecânica. Para que isso ocorra, o trabalho deve ser definido como $\dot{W}_{TV} \geq 6000 \text{ kW}$. Logo, do resultado da equação 32,

$$\dot{W}_{TV} = 5,834h_v - 16121,177 \rightarrow 5,834h_v - 16121,177 \geq 6000 \text{ kW}$$

$$\rightarrow h_v \geq 3791,77 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \therefore \text{vapor superaquecido}$$

Seguindo a Fase 5 da metodologia, o componente onde ocorre a combustão é a caldeira. Portanto, define-se um Volume de Controle neste equipamento:

V.C na Caldeira

$$ECM: \dot{m}_e = \dot{m}_s \rightarrow \dot{m}_a = \dot{m}_v \quad (33)$$

$$\rightarrow \dot{m}_a = \dot{m}_v = 5,834 \text{ kg/s}$$

Com isso, da Conservação de massa do ciclo a vapor, obtém-se a vazão de água fornecida pela bomba: $\dot{m}_a = 5,834 \text{ kg/s}$.

$$ECE: \eta_{caldeira} * \dot{Q}_{combustivel} = \dot{Q}_{agua-vapor} \quad (34)$$

Como o combustível utilizado é o gás natural (GN), adota-se $PCI_{GN} \cong 50.000 \text{ kJ/kg}$ e $\dot{Q}_{combustivel} = \dot{Q}_{GN}$. Considera-se que a bomba alimenta a caldeira com água a uma temperatura $T_a = 27^\circ\text{C} (300\text{K})$, logo $h_a = 113,29 \text{ kJ/kg}$.

Do modelo de caldeira SDE da Tenge Industrial S/A (Anexo A), tem-se que o rendimento térmico da caldeira é $\eta_{caldeira} = 85\%$. Assim, da equação (34):

$$\rightarrow \eta_{caldeira} * \dot{m}_{GN} * PCI_{GN} = \dot{m}_a(h_v - h_a)$$

$$\rightarrow \dot{m}_{GN} = \frac{\dot{m}_a(h_v - h_a)}{\eta_{caldeira} * PCI_{GN}}$$

A vazão mássica do combustível gás natural na entrada da Caldeira é dada por,

$$\dot{m}_{GN} = \frac{5,834 * (3791,77 - 113,29)}{0,85 * 50000} \rightarrow \dot{m}_{GN} = 0,466 \text{ kg/s}$$

Então, sendo definido o fluxo mássico de combustível na primeira configuração analisada, o próximo passo é analisar a outra possível configuração.

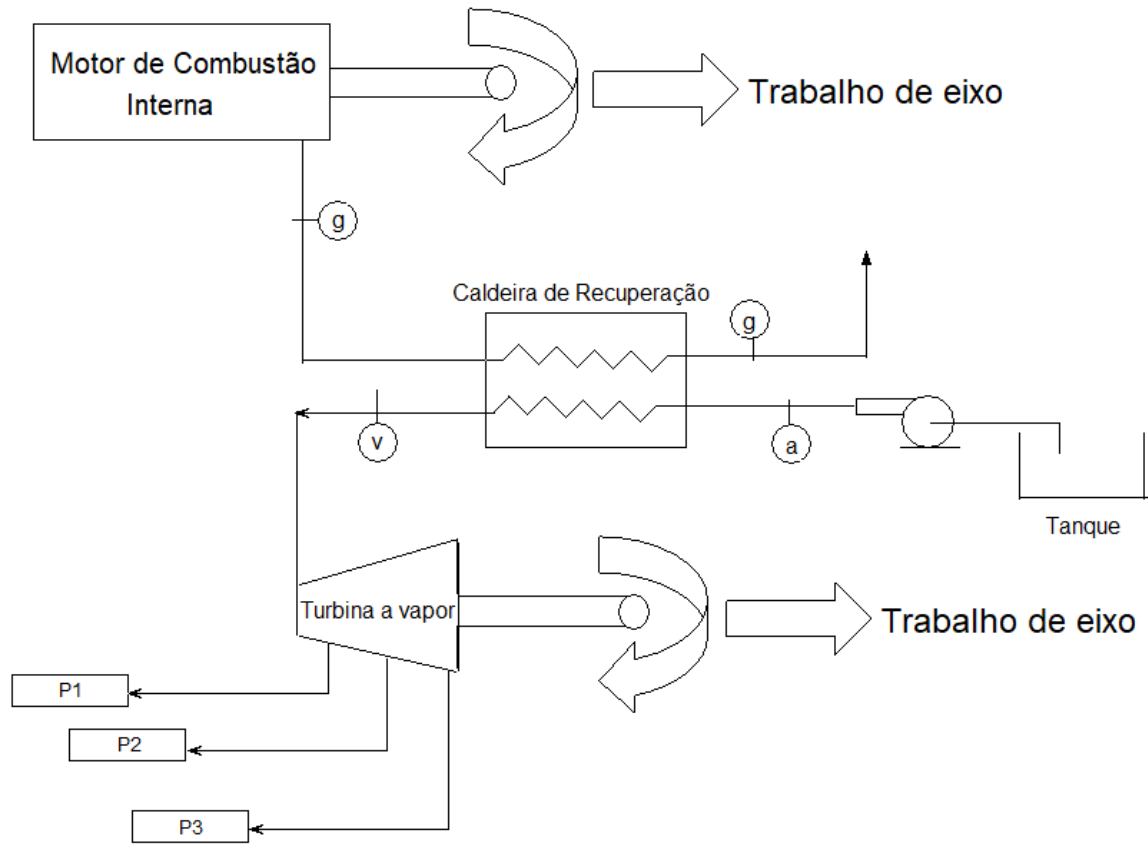
Para o ciclo combinado (motor de combustão interna e turbina a vapor), da equação 29, $\delta_2 = 1 \therefore \delta_1 = \delta_3 = 0$. Assim,

$$\dot{W}_{el \text{ planta}} = \dot{W}_{el2} \rightarrow \dot{W}_{el \text{ planta}} = \dot{W}_{CC(MCI+TV)} \quad (35)$$

Nesta análise do ciclo combinado, é considerado o mesmo modelo de turbina a vapor escolhido anteriormente na configuração de ciclo a vapor e os parâmetros dados e encontrados serão utilizados.

Da Fase 1 e Fase 2 da metodologia, a Figura 20 ilustra o ciclo combinado abordado neste momento.

Figura 20 – Representação do ciclo combinado (MCI + CR + TV)



Fonte: Próprio autor (2018)

Como as Fases 3 e 4 da metodologia foram definidas na análise do ciclo a vapor, as informações são aproveitadas. Da Fase 5 da metodologia, o próximo componente é a caldeira de recuperação. Portanto, define-se um Volume de Controle neste equipamento:

V.C na Caldeira de Recuperação:

$$ECM: \dot{m}_e = \dot{m}_s$$

$$\rightarrow \dot{m}_{gases\ exaustão} = \dot{m}_{chaminé} \quad (36)$$

$$\rightarrow \dot{m}_a = \dot{m}_v \quad (37)$$

Como não há produção de trabalho de eixo, mas há transferência de energia térmica entre os lados gás-chaminé e água-vapor:

$$ECE: \dot{Q}_{CR} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s$$

$$\rightarrow \eta_{CR} * (\dot{Q}_{gas-chamine} + \dot{Q}_{gas-chamine}) = \dot{Q}_{agua-vapor} \quad (38)$$

$$\rightarrow \eta_{CR} * [\dot{m}_g * \bar{c}_{pg}(T_g - T_{chamine}) + \dot{m}_{c.suplementar} * PCI] = \dot{m}_v * (h_v - h_a) \quad (39)$$

Da equação 39, sem considerar inicialmente queima suplementar de combustível, tem-se:

$$\eta_{CR} * [\dot{m}_g * \bar{c}_{pg}(T_g - T_{chamine})] = \dot{m}_v * (h_v - h_a) \quad (40)$$

Considera-se os seguintes dados da Tabela 6 para o tratamento na Caldeira de Recuperação (C.R):

Tabela 6 – Características da operação da C.R

Descrição	Notação	Valor	Unidade
Temperatura de entrada na C.R	T_a	27 (300)	°C (K)
Entalpia da água saindo da bomba	h_a	113,29	kJ/kg
Temperatura de saída da C.R (chaminé)	T_{ch}	150 (423)	°C (K)
Calor específico dos gases de exaustão	$\bar{c}_{pg}$	1,15	kJ/kgK
Rendimento da Caldeira de Recuperação	η_{CR}	85	%

Fonte: Próprio autor (2018)

Substituindo na equação 40 os dados apresentados anteriormente:

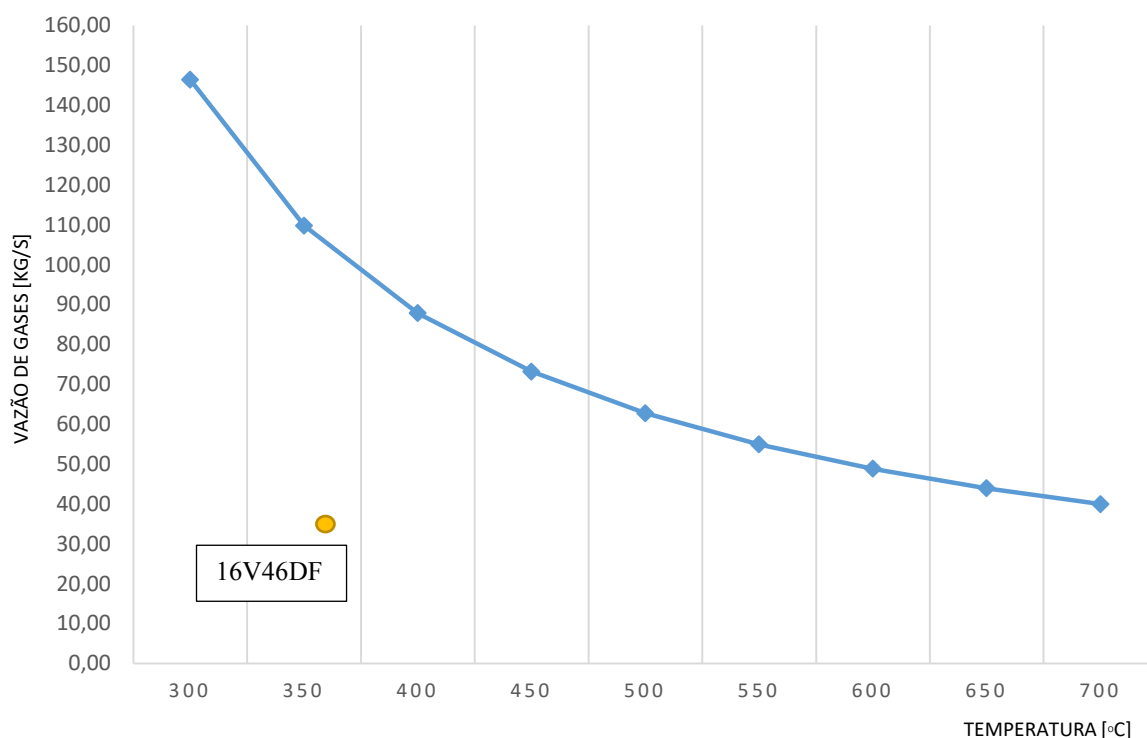
$$0,85 * \dot{m}_g * 1,15 (T_g - 150) = 5,834 * (3791,77 - 113,29)$$

$$\rightarrow \dot{m}_g = \frac{21954,22}{(T_g - 150)} \quad (41)$$

Para tanto, para cumprir com as demandas e consumos da planta analisada, é importante avaliar a paridade térmica do conjunto, pois a escolha por essa estratégia de operação busca suprir a demanda térmica e da energia eletromecânica gerada, atender a fábrica e vender o excedente elétrico para a rede de energia elétrica.

A apreciação térmica do ciclo combinado (MCI + CR+ TV) é mostrada na Figura 21

Figura 21 – Apreciação da paridade térmica do ciclo combinado (MCI + CR+ TV)



Fonte: Próprio autor (2018)

Da apreciação da paridade térmica segundo o gráfico acima, a seleção do melhor modelo de *MCI* deve satisfazer as seguintes condições:

- Apresentar déficit térmico;
- Possuir maior rendimento térmico.

Dos modelos comerciais existentes, a tabela 7 indica os dados de um motor que supri as condições:

Tabela 7 – Características do Motor de Combustão Interna selecionado

Motor de Combustão Interna	
Fabricante	Wartsila
Modelo	16V46DF
Vazão de exaustão	30,2 kg/s
Temperatura de exaustão	354°C
Potencia Elétrica	18320 kW
Heat rate	8641 kJ/kWh
Eficiência	41,7 %

Fonte: Próprio autor

Dos dados do modelo selecionado, é possível determinar o fluxo mássico de combustível:

$$\dot{m}_c = \dot{W}_{liq} * HR/PCI * 3600$$

$$\rightarrow \dot{m}_c = 18320 * 8641 / 50000 * 3600$$

$$\rightarrow \dot{m}_c = 0,879 \text{ kg/s}$$

Como visto no item 2.4.1.2, deve-se avaliar o conceito de pinch point para validação da Segunda Lei da Termodinâmica.

LADO GÁS

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g * \bar{c}_{pg} * (T_{gás} - T_{chaminé})$$

$$\rightarrow \dot{Q}_g = 30,20 * 1,15 * (354 - 150)$$

$$\rightarrow \dot{Q}_g = 7.084,92 \text{ kW}$$

A transferência de calor do lado gás é dada pelo produto do calor produzido ($\dot{Q}_g$), pelo rendimento térmico da C.R (η_{CR}).

$$\text{Então, a transferência de calor é } \eta_{CR} * \dot{Q}_g = 0,85 * 7084,92 = 6022,18 \text{ kW}$$

LADO VAPOR

Como as condições presentes para vapor de saída da Caldeira de Recuperação são as mesmas condições de entrada da turbina a vapor

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v * (h_v - h_a) \rightarrow \dot{Q}_a = 5,834 * (2700,10 - 113,29)$$

$$\dot{Q}_a = 15.091,44 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_v * (h_v - h_l) \rightarrow \dot{Q}_l = 5,834 * (2700,10 - 1461,50)$$

$$\dot{Q}_l = 7.225,99 \text{ kW}$$

Verifica-se dos resultados anteriores, déficit térmico, uma vez que $\eta_{CR} * \dot{Q}_g < \dot{Q}_a$

Da equação 7,

$$T_{chaminé} = T_{gases} + [(\Delta T_{Pinch\ point} + T_{saturado}) - T_{gases}] * Q_g / Q_l$$

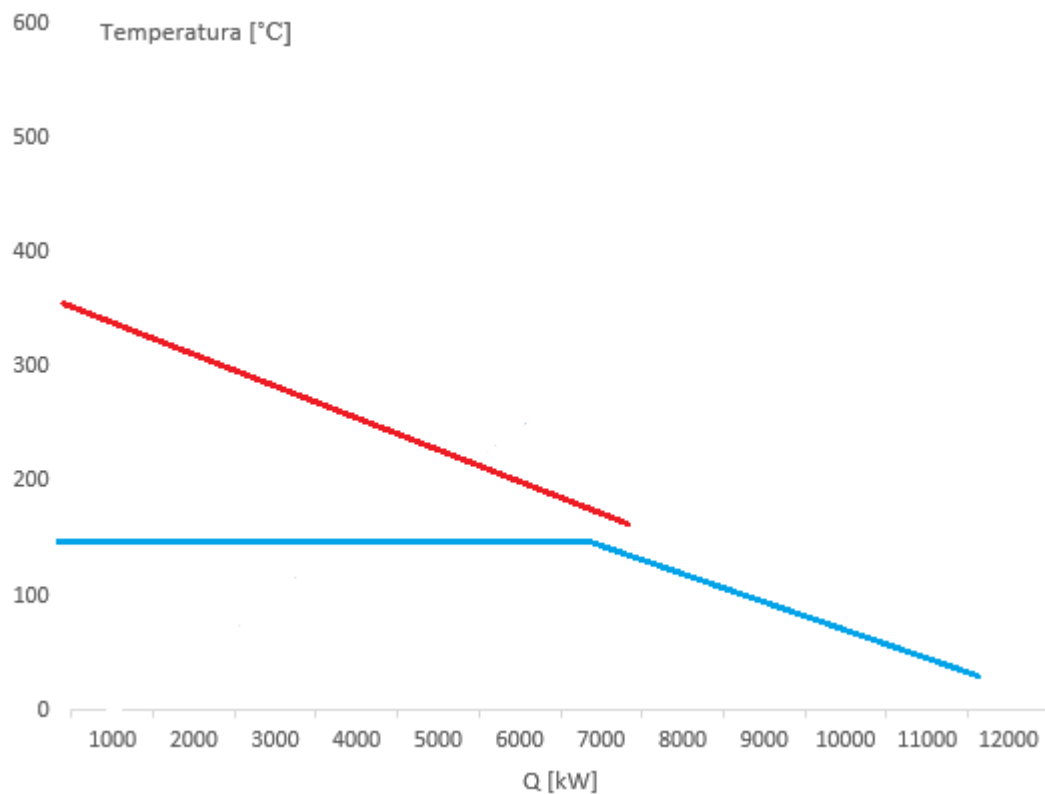
$$T_{chaminé} = [354 + [166 + (10 \leq \Delta T_{Pinch\ point} \leq 30) - 354] * 7.084,92 / 7.225,99$$

$$T_{chaminé_1} = 172,57^{\circ}\text{C}$$

$$T_{chaminé_2} = 192,17^{\circ}\text{C}$$

Uma boa visualização das temperaturas na Caldeira de Recuperação e do pinch point é mostrada na Figura 22.

Figura 22 – Representação gráfica do pinch point do ciclo combinado (MCI + CR+ TV)



Fonte: Próprio autor (2018)

Caracterizado o déficit térmico, é necessário determinar a vazão suplementar de combustível:

$$\dot{m}_s = \frac{\left\{ \left[\dot{m}_v * (h_v - h_a) / \eta_{CR} \right] - \dot{m}_g * \bar{c}_{pg} * (T_{gás} - T_{chaminé}) \right\}}{PCI}$$

$$\rightarrow \dot{m}_s = \frac{\left\{ \left[15091,44 / 0,85 \right] - 30,20 * 1,15 * (354 - 192,17) \right\}}{50000}$$

$$\rightarrow \dot{m}_s = 0,0243 \text{ kg/s}$$

Na Caldeira, a razão entre o fluxo mássico de combustível suplementar e a vazão mássica de combustível consumida pelo motor deve ser inferior a 10%. Com isso, avalia-se a razão:

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_c} = \frac{0,0243}{0,879} = 2,77\%$$

Então, a eficiência de cogeração pode ser determinada:

$$\eta_{COGERAÇÃO} = \frac{Q_{ciclo} + \dot{W}_{liquido}}{\dot{m}_c * PCI}$$

$$\eta_{COGERAÇÃO} = \frac{22176,36 + 22320}{(0,879 + 0,0243) * 50000}$$

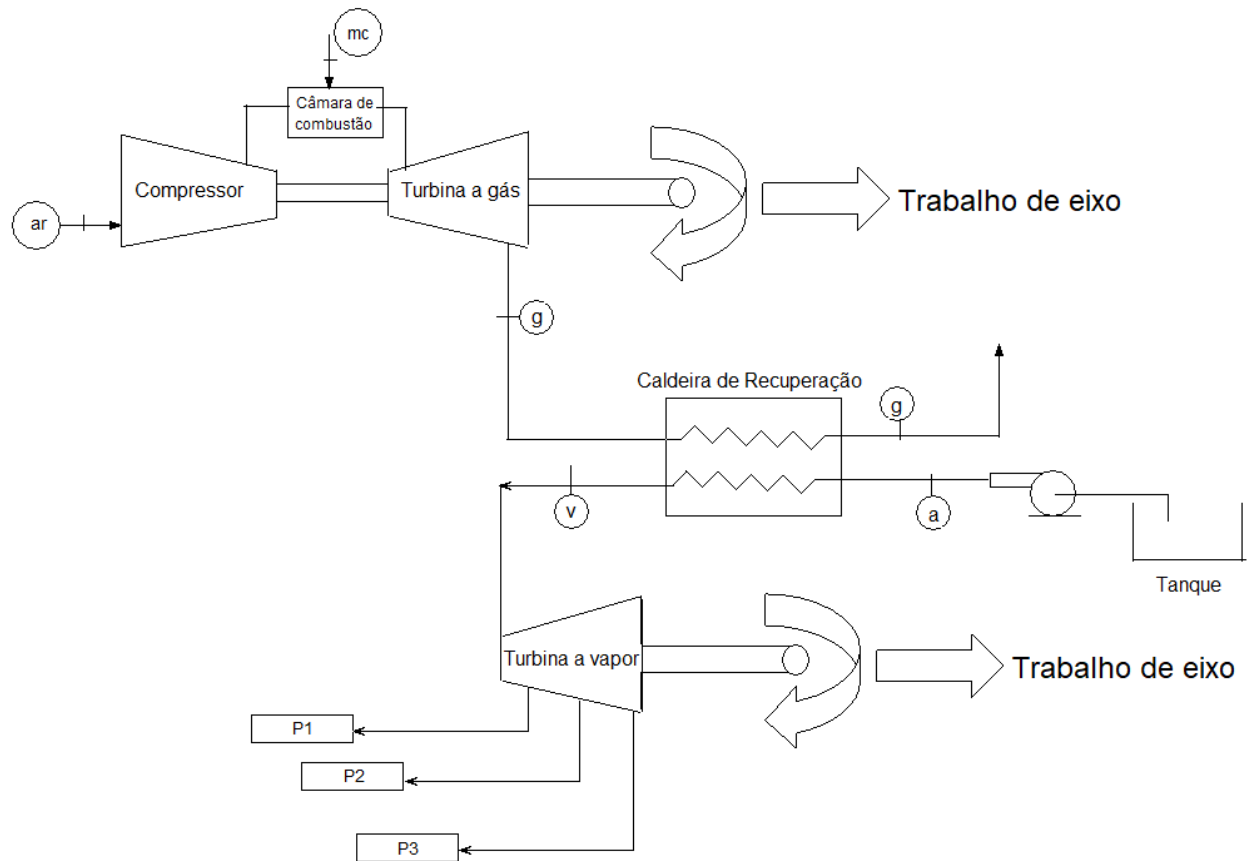
$$\eta_{COGERAÇÃO} = 85,12\%$$

Por fim, para análise do ciclo combinado (conjunto a gás e turbina a vapor), ilustrado na figura 19, tem-se que $\delta_3 = 1 \therefore \delta_1 = \delta_2 = 0$:

$$\dot{W}_{el\text{ planta}} = \dot{W}_{el3} \rightarrow \dot{W}_{el\text{ planta}} = \dot{W}_{CC(CG+TV)} \quad (43)$$

Da Fase 1 e Fase 2 da metodologia, a Figura 23 ilustra o ciclo combinado abordado.

Figura 23 – Representação do ciclo combinado (CG + CR + TV)



Fonte: Próprio autor (2018)

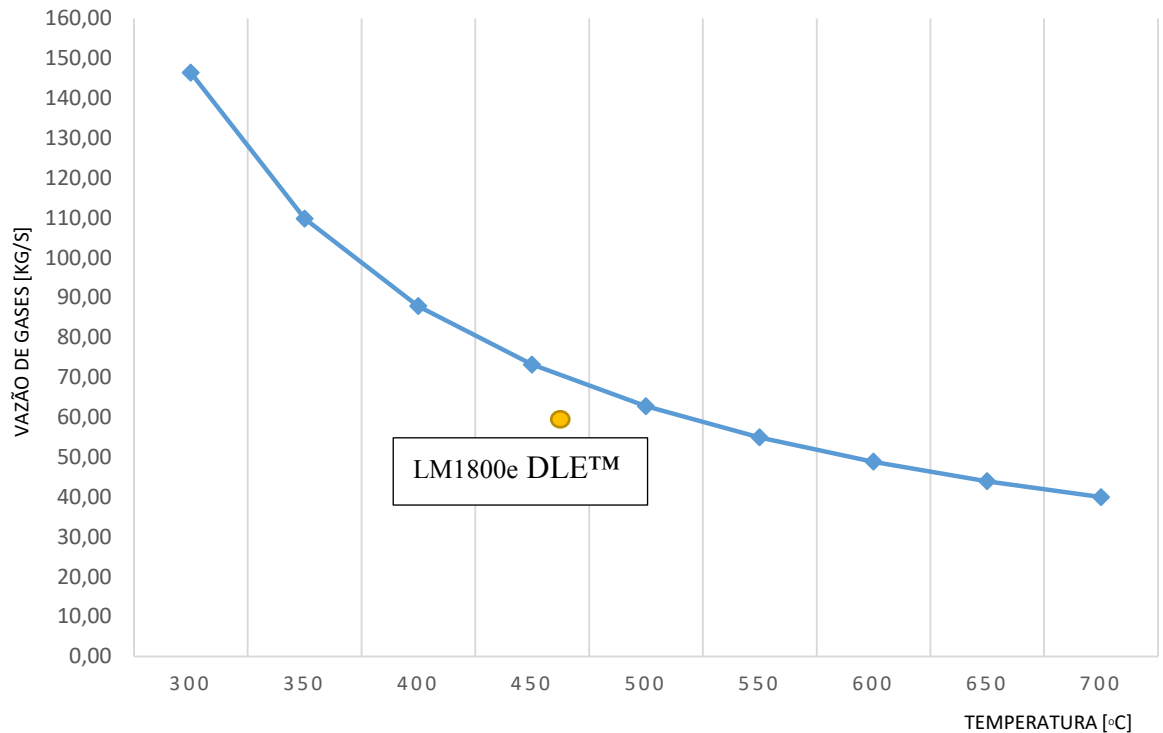
Analogamente aos ciclos anteriores, o modelo de turbina a vapor utilizado é o SST-200, além das mesmas condições presentes na *C.R* do ciclo combinado (*MCI+CR+TV*).

Considerando as equações 36, 37 e 40, observa-se:

$$\dot{m}_g = \frac{21954,22}{(T_g - 150)} \quad (44)$$

Analogamente ao desenvolvido anteriormente, a apreciação térmica do CC (CG+TV) é mostrada na Figura 24.

Figura 24 – Apreciação da paridade térmica do ciclo combinado (CG + CR + TV)



Fonte: Próprio autor (2018)

Como visto para a apreciação da paridade térmica do ciclo anterior, pelo gráfico acima, um modelo comercial de um C.G:

Tabela 8 – Características do Conjunto a gás selecionado

Conjunto a gás	
Fabricante	GE
Modelo	LM1800e DLE™
Potência de saída	16,4 MW
Vazão de saída	59,7 kg/s
Temperatura de exaustão	485°C
Heat rate	10,424 kJ/kWh

Fonte: Próprio autor (2018)

$$\dot{m}_c = \dot{W}_{liq} * HR / PCI * 3600$$

$$\rightarrow \dot{m}_c = 16400 * 10,424 / 50000 * 3600$$

$$\rightarrow \dot{m}_c = 0,949 \text{ kg/s}$$

Como visto no item 2.4.1.2, deve-se avaliar o conceito de pinch point para validação da Segunda Lei da Termodinâmica:

LADO GÁS

Como definido pela equação 00:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g * \bar{c}_{pg} * (T_{gás} - T_{chaminé})$$

$$\rightarrow \dot{Q}_g = 57,90 * 1,15 * (485 - 150)$$

$$\rightarrow \dot{Q}_g = 22.305,97 \text{ kW}$$

A transferência de calor do lado gás é dada pelo do calor produzido pelo rendimento térmico da C.R. Então, encontra-se a transferência de calor

$$\eta_{CR} * \dot{Q}_g = 0,85 * 22.305,97 = 18.960,08 \text{ kW}$$

LADO VAPOR

Como definido anteriormente para o ciclo combinado (MCI+TV):

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_v * (h_v - h_a) \rightarrow \dot{Q}_a = 40.833,08 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_v * (h_v - h_l) \rightarrow \dot{Q}_l = 23.284,49 \text{ kW}$$

Verifica-se dos resultados anteriores, déficit térmico, uma vez que $\eta_{CR} * \dot{Q}_g < \dot{Q}_a$

Da equação 7,

$$T_{chaminé} = T_{gases} + [(\Delta T_{Pinch\ point} + T_{saturado}) - T_{gases}] * \dot{Q}_g / \dot{Q}_l$$

$$\Delta T_{Pinch\ point} = 485 - 318 = 167^\circ\text{C}$$

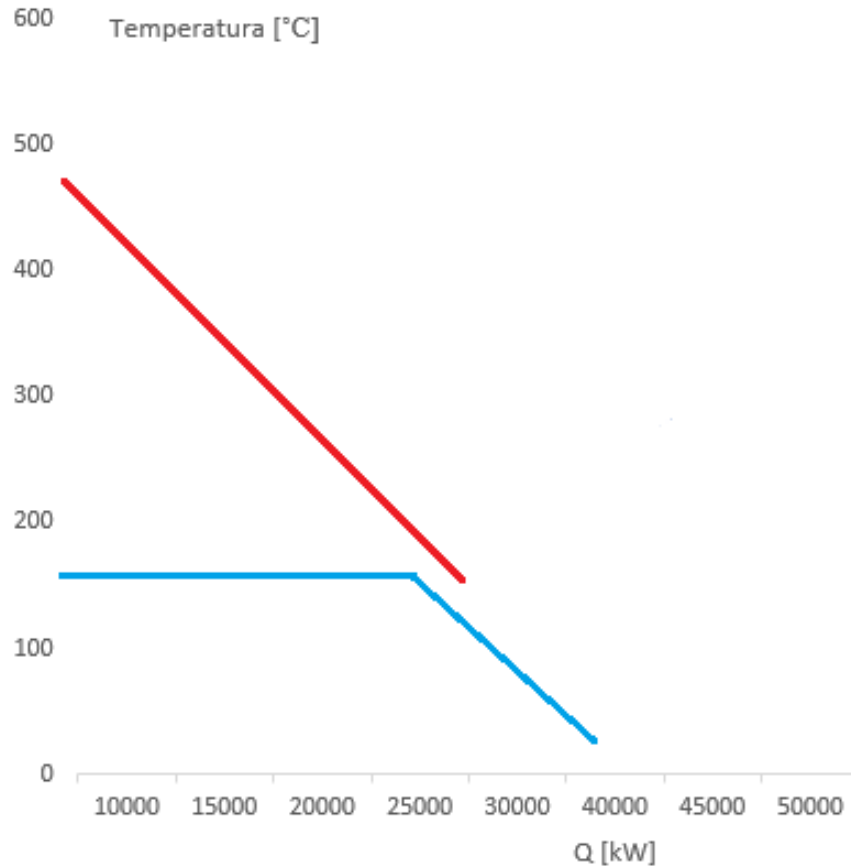
$$T_{chaminé} = [485 + [167 + (10 \leq \Delta T_{Pinch\ point} \leq 30) - 485] * 0,958$$

$$T_{chaminé_1} = 173,54^\circ\text{C}$$

$$T_{chaminé_2} = 193,16^\circ\text{C}$$

Uma boa visualização das temperaturas na Caldeira de Recuperação e do pinch point é mostrada na Figura 25.

Figura 25 - Representação gráfica do pinch point do ciclo combinado (CG + CR + TV)



Fonte: Próprio autor (2018)

Caracterizado o déficit térmico, é necessário determinar a vazão suplementar de combustível:

$$\dot{m}_s = \frac{\left\{ \left[\dot{m}_v * (h_v - h_a) / \eta_{CR} \right] - \dot{m}_g * \bar{c}_{pg} * (T_{gás} - T_{chaminé}) \right\}}{PCI}$$

$$\rightarrow \dot{m}_s = \frac{\{26242,32 - 57,9 * 1,15(291,85)\}}{50000}$$

$$\rightarrow \dot{m}_s = 0,013 \text{ kg/s}$$

Como apresentado anteriormente, na Caldeira, a razão entre o fluxo mássico de combustível suplementar e a vazão mássica de combustível consumida pelo motor deve ser inferior a 10%. Com isso, avalia-se a razão:

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_c} = \frac{0,013}{0,949} = 1,37\%$$

Então, determina-se a eficiência de cogeração do ciclo:

$$\eta_{COGERA\c{C}AO} = \frac{Q_{ciclo} + \dot{W}_{liquido}}{\dot{m}_c * PCI}$$

$$\eta_{COGERA\c{C}AO} = \frac{22305,97 + 20400}{0,950 * 50000}$$

$$\eta_{COGERA\c{C}AO} = 87,92\%$$

4 ESTUDO DE CASO: RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como parte dos resultados, a análise econômica é apresentada, pois possui papel importante para a decisão quando da implantação de uma central de cogeração na indústria.

Conforme exposto no item 3.1 deste trabalho e na tabela 4, a planta industrial estudada apresenta demanda de 6000 kW de energia elétrica, bem como, recebe fornecimento da concessionária a uma tensão de 35kV. Assim, segundo a concessionária EDP Bandeirante, a unidade fabril trabalha sob a estrutura tarifária HORO-SAZONAL verde para Grupo A, subgrupo A3a para um nível de tensão entre 30 e 44 kV, como mostrado a seguir na tabela 5:

Tabela 9 - Tarifas de energia elétrica

MODALIDADE GRUPO A					
VERDE					
SUBGRUPO	R\$/kW	PONTA		FORA DE PONTA	
		SECA	ÚMIDA	SECA	ÚMIDA
		R\$/kWh	R\$/kWh	R\$/kWh	R\$/kWh
A3a (30 a 44 kV)	15,22000	1,10983	1,10833	0,02246	0,02186

Fonte: EDP Bandeirante (2018)

Considerando-se que a fábrica opera todos os dias durante 24 horas por dia, deve-se considerar então que a operação ocorre 21 horas por dia fora de ponta e 3 horas por dia em ponta de 2ª a 6ª, além de 24 horas por dia fora de ponta nos finais de semana.

Com base na figura 10, os meses de Janeiro e Março são os meses cujos consumos foram os maiores do período (3750 MWh/mês), logo, tem-se

$$\begin{aligned}
 Demanda [KW] &= \frac{Consumo[kWh]}{Tempo [h]} = \frac{3750[MWh]}{[(21 * 22) + (3 * 22) + (24 * 8)][h]} \\
 &= 5208,34 [kW]
 \end{aligned}$$

Assim, como a demanda calculada é menor que a demanda apresentada no item 3.1, contrata-se a demanda de 6000 kW da concessionária para evitar picos de demanda que podem prejudicar a rede.

4.1 AVALIAÇÃO DE CUSTOS

Para avaliar a viabilidade econômica da unidade proposta, é necessário (a) identificar as despesas atuais da planta. Então, (b) avalia-se as despesas após a implantação do sistema de cogeração proposto e com isso é possível (c) mensurar o tempo necessário para o retorno financeiro do investimento realizado na implantação da central de cogeração (*payback*).

4.1.1 Custos atuais da planta

As despesas atuais da planta são dadas pela compra da energia elétrica da concessionária, sendo que a demanda térmica é suprida pela operação de caldeiras. Com isso, as despesas com a demanda, o consumo e os impostos devem ser calculados para conhecer o panorama atual da unidade fabril.

Considere

D – Demanda pactuada com a concessionária

C – Consumo médio no período

K – Tarifa da concessionária correspondente à demanda estabelecida

H – Tarifa correspondente ao consumo

X – Período, em meses, cuja operação está sob determinado enquadramento tarifário

PERÍODO ÚMIDO

Para o período úmido, tem-se:

$$\bar{C} = 3547,50 \text{ MWh/mes}$$

$$D = 6000 \text{ kW}$$

$$K_{Em \text{ Ponta}} = 1,10833 \text{ R\$/kWh}$$

$$K_{Fora \text{ de Ponta}} = 0,02186 \text{ R\$/kWh}$$

$$H = 15,2200 \text{ R\$/kWh}$$

$$X = 5 \text{ meses}$$

*Despesa*_{ÚMIDA}

$$= \left\{ [\bar{C} * K_{\text{ÚMIDA}}(\text{em ponta})] + [\bar{C} * K_{\text{ÚMIDA}}(\text{fora de ponta})] + [H_{\text{SECA}} * D] \right\} * X \\ + [H_{\text{ÚMIDA}} * D]$$

$$= \{ [3750 * 1,10833] + [3750 * 0,2186] + [15,2200 * 6000] \} * 5$$

$$= R\$481.479,94$$

PERÍODO SECO

Para o período seco, tem-se:

$$\bar{C} = 3547,50 \text{ MWh/mes}$$

$$D = 6000 \text{ kW}$$

$$K_{\text{Em Ponta}} = 1,10983 \text{ R\$/kWh}$$

$$K_{\text{Fora de Ponta}} = 0,02246 \text{ R\$/kWh}$$

$$H = 15,2200 \text{ R\$/kWh}$$

$$X = 7 \text{ meses}$$

*Despesa*_{SECA}

$$= \left\{ [\bar{C} * K_{\text{SECA}}(\text{em ponta})] + [\bar{C} * K_{\text{SECA}}(\text{fora de ponta})] + [H_{\text{SECA}} * D] \right\} * X \\ + [H_{\text{ÚMIDA}} * D]$$

$$= \{ [3750 * 1,10983] + [3750 * 0,2246] + [15,2200 * 6000] \} * 7$$

$$= R\$674.268,79$$

$$\text{Despesa}_{\text{TOTAL}} = R\$481.479,94 + R\$674.268,79$$

$$= R\$1.155.748,73 \text{ no ano}$$

IMPOSTOS

Da Lei Complementar nº 70, de 30 de dezembro de 1991, com o fim de sustentar as áreas de Assistência Social, Previdência e Saúde, foi instituída a Contribuição Social para Financiamento da Seguridade Social, o COFINS.

Para manter o abono aos empregados e o programa do Seguro-Desemprego foram instituídos os Programas de Integração Social e de Formação do Patrimônio do Servidor Público, o PIS/PASEP.

Os impostos supracitados possuem alíquotas que podem ser periodicamente alterados, mas devem aparecer na conta de energia dos clientes. Abaixo, a Figura 26 mostra as alíquotas mensais e acumuladas dos últimos 12 meses:

Figura 26 – Tabela de cálculo PIS/PASEP e COFINS

MÊS	PIS / PASEP	COFINS	TOTAL
OUTUBRO/2018	1,34%	6,16%	7,50%
SETEMBRO/2018	1,06%	4,89%	5,95%
AGOSTO/2018	0,73%	3,37%	4,10%
JULHO/2018	1,16%	5,31%	6,47%
JUNHO/2018	1,28%	5,88%	7,16%
MAIO/2018	1,14%	5,27%	6,41%
ABRIL/2018	0,45%	2,08%	2,53%
MARÇO/2018	0,69%	3,17%	3,86%
FEVEREIRO/2018	1,32%	6,09%	7,41%
JANEIRO/2018	1,32%	6,08%	7,40%
DEZEMBRO/2017	0,72%	3,30%	4,02%
NOVEMBRO/2017	0,56%	2,57%	3,13%

Fonte: EDP Bandeirante (2018)

Para o período de 12 meses considerado na figura 20, de Novembro/17 a Outubro/18, calcula-se PIS/PASEP e COFINS médio:

$$\left(\frac{PIS}{PASEP} + COFINS \right)_{TOTAL} = 65,94\%$$

$$\left(\frac{PIS}{PASEP} + COFINS \right)_{MÉDIO} = 5,49\%$$

Assim, determina-se o ICMS pela equação seguinte:

$$ICMS = (Consumo + PIS/PASEP E COFINS) * \left[\left(\frac{1}{1-X} \right) - 1 \right]$$

sendo,

Consumo – dado em R\$

PIS/PASEP e COFINS – dado em R\$

X – alíquota referente a classe do consumidor

O consumo é dado por:

$$\begin{aligned} Consumo &= [H_{SECA}^{PONTA} * D] + [H_{UMIDA}^{PONTA} * D] + [H_{SECA}^{FORA} * D] + [H_{UMIDA}^{FORA} * D] \\ &= [4 * (15,2200 * 6000)] \\ &= R\$365.280,00 \end{aligned}$$

Do consumo, define-se PIS/PASEP e COFINS:

$$\begin{aligned} \left(\frac{PIS}{PASEP} + COFINS \right) &= \left(\frac{PIS}{PASEP} + COFINS \right)_{MEDIO} * Consumo \\ &= R\$365.280,00 * 5,49\% \\ &= R\$20.053,87 \end{aligned}$$

Da Deliberação ARSESP Nº 716, de 30 de Março De 2017 que “Dispõe sobre a tarifa de gás natural canalizado decorrente da aplicação da nova alíquota do ICMS no cálculo do PIS/PASEP e COFINS e as Tabelas Tarifárias a serem aplicadas pela Companhia de Gás de São Paulo – COMGÁS”, a alíquota referente à cogeração é 0,15, ou, 15%. Então,

$$\begin{aligned} ICMS &= (R\$365.280,00 + R\$20.053,87) * \left[\left(\frac{1}{1-0,15} \right) - 1 \right] \\ &= R\$385.333,87 * 0,176 \\ &= R\$ 67.818,76 \\ \therefore \text{Custo anual total} &= R\$1.155.748,73 + R\$ 67.818,76 = R\$1.223.567,49 \end{aligned}$$

4.1.2 Custos com cogeração

4.1.2.1 Combustível

Trata dos custos com o consumo do Gás Natural utilizado em cada configuração avaliada na análise técnica. Da Deliberação ARSESP nº 798, de 30/05/2018, com vigência a partir de 31/05/2018, a Figura 27 indica as tarifas praticadas pela concessionária COMGAS para a atividade de Cogeração:

Figura 27 – Tarifa do gás natural canalizado para a categoria cogeração

Cogeração

		Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Variável - R\$/m³		Variável - R\$/m³	
Classes	Volume m³/mês	Cogeração de Energia Elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final	Cogeração de Energia Elétrica destinada à revenda a distribuidor	Cogeração de Energia Elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final	Cogeração de Energia Elétrica destinada à revenda a distribuidor
1	Até 5.000,00 m³	0,474470	0,466088	0,558200	0,548339
2	5.000,01 a 50.000,00 m³	0,372609	0,366027	0,438364	0,430620
3	50.000,01 a 100.000,00 m³	0,320769	0,315102	0,377375	0,370708
4	100.000,01 a 500.000,00 m³	0,243665	0,239360	0,286665	0,281600
5	500.000,01 a 2.000.000,00 m³	0,251882	0,247432	0,296332	0,291096
6	2.000.000,01 a 4.000.000,00 m³	0,227989	0,223961	0,268222	0,263484
7	4.000.000,01 a 7.000.000,00 m³	0,199493	0,195969	0,234698	0,230552
8	7.000.000,01 a 10.000.000,00 m³	0,170994	0,167973	0,201169	0,197615
9	> 10.000.000,00 m³	0,141834	0,139328	0,166864	0,163915

Fonte: Comgas (2018)

Segundo a COMGAS, o custo de fornecimento do Gás Natural para o Segmento de Cogeração, considerando PIS/PASEP e COFINS, vigentes nesta data, é de R\$ 1,039529/m³, para aquisição do gás para cogeração de energia elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final.

A Tabela 10 apresenta propriedades do gás natural, entre outras, a densidade absoluta.

Tabela 10 – Propriedades do gás natural

Propriedade	Valor	Unidade
Poder calorífico superior	9400	kcal/m ³
Limite de inflamabilidade	5-15	% em volume
Temperatura de ignição espontânea	540	°C
Velocidade de chama	35 a 50	cm/s
Temperatura de chama	1.945(ar)/2.810 (oxigênio)	°C
Ponto de ebulição	162	°C
Ponto de Fulgor	189	°C
Densidade absoluta	0,766	kg/m ³

Fonte: Comgas (2018)

A partir das informações dadas na tabela 10, juntamente com as informações da figura 21 definem-se as despesas de cada configuração abordada no item 3.4.2:

I. Ciclo a vapor

$$\text{Consumo de gás natural} = \dot{m}_{GN} = 0,466 \frac{kg}{s} = 2190,08 \frac{m^3}{h}$$

$$\therefore 1.576.857,6 \frac{m^3}{mes} \rightarrow \text{Classe 5}$$

$$\text{Despesa}_{GN} = [2190,08 * (0,247432) * 24 * 365] = \text{R\$ } 6.307.610,97$$

II. Ciclo Combinado (MCI + TV)

$$\text{Consumo de gás natural} = \dot{m}_{GN} = 0,91 \frac{kg}{s} = 4276,76 \frac{m^3}{h}$$

$$\therefore 3.079.268,93 \frac{m^3}{mes} \rightarrow \text{Classe 6}$$

$$\text{Despesa}_{GN} = [4276,76 * (0,223961) * 24 * 365] = \text{R\$ } 8.390.568,43$$

III. Ciclo Combinado (MCI + TV)

$$\text{Consumo de gás natural} = \dot{m}_{GN} = 0,95 \frac{kg}{s} = 4464,75 \frac{m^3}{h}$$

$$\therefore 3.214.621,41 \frac{m^3}{mes} \rightarrow \text{Classe 6}$$

$$Despesa_{GN} = [4464,75 * (0,223961) * 24 * 365] = R\$8.759.385,70$$

4.1.2.2 Investimento

Segundo FONTES (et al, 2010), a partir das equações 55 e 56, calculam-se os valores decorridos da compra das tecnologias de uma unidade de cogeração. São elas,

$$Moto - gerador a gás \rightarrow Y = 1098,2 \cdot X^{-0,1197} \quad (55)$$

cujas variáveis X e Y são dadas em

$$Y \left[\frac{US\$}{kW} \right] e X[kW \text{ elétrico gerado}]$$

$$Unidade de recuperação térmica \rightarrow Y = 1961,4 \cdot X^{-0,5261} \quad (56)$$

cujas variáveis X e Y são dadas em

$$Y \left[\frac{US\$}{kW} \text{ térmico recuperado} \right] e X[kW \text{ térmico recuperado}]$$

I. Ciclo a vapor

Turbina a vapor: US\$387.650

Caldeira (gerador a gás): US\$207.862

II. Ciclo combinado (MCI+TV)

Turbina a vapor: US\$387.650

Caldeira de recuperação: US\$77.862

MCI: US\$30.276

III. Ciclo Combinado (CG+TV)

Turbina a vapor: US\$387.650

Caldeira de recuperação: US\$85.862

CG: US\$32.570

4.1.3 Payback no investimento

O tempo necessário para o retorno financeiro do investimento realizado na implantação da central de cogeração (*payback*) é dado pela equação 50:

$$Payback = -\frac{\log_e[1 - (tC/R)]}{\log_e[1 + t]} \quad (57)$$

sendo as variáveis,

t – taxa de juros a.a% = taxa Selic = 6,5 % a.a

C – investimento

R – Receita anual

Dado que US\$1 = R\$3,85 em 04/12/2018

I. Ciclo a vapor

$$C_{TV} = \text{R\$}2.292.721,20$$

$$R_{TV} = (\text{R\$} 6.307.610,97 + \text{R\$}2.292.721,20) - \text{R\$}1.223.567,49 = \text{R\$}7.376.764,68$$

$$Payback = 6 \text{ anos}$$

II. Ciclo combinado (MCI+TV)

$$C_{CC (MCI+TV)} = \text{R\$}1.908.798,80$$

$$R_{CC (MCI+TV)} = (\text{R\$}8.390.568,43 + \text{R\$}1.908.798,80) - \text{R\$}1.223.567,49 = \text{R\$}9.075.799,74$$

$$Payback = 3 \text{ anos}$$

III. Ciclo Combinado (CG+TV)

$$C_{CC (CG+TV)} = \text{R\$}1.948.415,70$$

$$R_{CC (CG+TV)} = (\text{R\$}8.759.385,70 + \text{R\$}1.948.415,70) - \text{R\$}1.223.567,49 = \text{R\$}9.484.233,91$$

$$Payback = 4 \text{ anos}$$

5 CONCLUSÃO

O projeto apresentado, seguindo a metodologia desenvolvida, demonstra que os ciclos combinados são melhores alternativas ao se implantar uma unidade de cogeração em uma fábrica a fim de atender as demandas térmica e eletromecânica. Sendo, desta forma satisfatório o resultado no que tange o estudo das tecnologias, bem como das características principais observadas para diferentes ciclos, uma vez que os resultados obtidos se aproximam do encontrado na literatura.

Como observado, as eficiências dos ciclos combinados estudados são similares $\eta_{CC (MCI+TV)} = 85,12\%$ e $\eta_{CC (CG+TV)} = 87,92\%$, sendo importante ressaltar que a escolha da melhor opção passa pela estratégia que cada fábrica e seus processos apresentam como prioritários. Assim, variáveis econômicas como investimento e payback se tornam relevantes para a decisão. Assim, no estudo apresentado, a opção de ciclo combinado em Motor de combustão Interna se mostra mais vantajoso pelo menor investimento e payback.

A cogeração é uma alternativa capaz de favorecer o processo produtivo industrial, uma vez que instalada uma central de cogeração na planta fabril, evita-se perdas decorrentes de falhas no provimento de energia por parte das concessionárias, situação que traz perdas materiais e financeiras para a fábrica e se torna uma grande preocupação para os industriais, além do fato de que a energia elétrica possui elevados custos e influenciam a competitividade da indústria nacional.

O estudo aqui apresentado é um modelo para diversas maneiras de se expandir a ideia para que indústrias que apresentam elevado consumo energético vejam na cogeração uma solução econômica, ambiental e social, a partir da redução de custos de produção, elevação da confiabilidade dos processos e contribuição para a matriz energética nacional.

Em suma, nota-se que com o decorrer do tempo há crescente conscientização da população sobre temas ambientais, visto que os recursos naturais sendo mal administrados se tornam escassos. Logo, o incentivo para a prática da cogeração se faz muito importante visando um consumo cada vez mais sustentável.

5.1 PROPOSTAS FUTURAS

Para reforçar o objetivo de suprir as demandas térmicas e elétrica para obter valores mais próximos aos praticados, seria importante uma análise considerando os efeitos de diferentes combustíveis, bem como a influência da temperatura onde é esperado que seja gerada uma maior potência eletromecânica, além de uma análise exergoeconômica.

Além disso, torna-se significativo avaliar segundo o artigo 4º, inciso II, da resolução normativa 235 da ANEEL de 14 de Novembro de 2006, se uma unidade de cogeração integra as condições mínimas de racionalidade energética por meio da efetivação das inequações:

$$1. \frac{E_t}{E_f} \geq 15\%$$

onde,

E_t = energia da utilidade calor, cedida pela central termelétrica cogeneradora, no seu regime operativo médio, em kWh/h, em termos líquidos;

E_f = energia da fonte, energia recebida pela central termelétrica cogeneradora, no seu regime operativo médio, em kWh/h, com base no conteúdo energético específico, que no caso dos combustíveis é o Poder Calorífico Inferior (PCI);

$$2. \left(\frac{E_t}{E_f} \right) \div X + \frac{E_e}{E_f} \geq Fc\%$$

onde,

E_e = capacidade de energia eletromecânica instalada [kWh/h];

$Fc\%$ = fator de cogeração, parâmetro definido em função da potência instalada e da fonte da central termelétrica cogeneradora, o qual aproxima-se do conceito de Eficiência Exergética;

X = Fator de ponderação, parâmetro adimensional definido em função da potência instalada e da fonte da central termelétrica cogeneradora, obtido da relação entre a eficiência de referência da utilidade calor e da eletromecânica, em processos de conversão para obtenção em separado destas utilidades. (ANEEL, 2006)

Os valores do fator de ponderação e do fator de cogeração estão tabelados na Figura 28.

Figura 28 - Variáveis “X” e “Fc” para cogeração qualificada

Fonte/potência elétrica instalada	<i>X</i>	<i>Fc%</i>
Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão:		
Até 5 MW	2,14	41
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,13	44
Acima de 20 MW	2,00	50
Demais combustíveis:		
Até 5 MW	2,50	32
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,14	37
Acima de 20 MW	1,88	42
Calor recuperado de processo:		
Até 5 MW	2,60	25
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,17	30
Acima de 20 MW	1,86	35

Fonte: Aneel (2006)

REFERÊNCIAS

ANDREOS, R. **Estudo de viabilidade técnico-econômica de pequenas centrais de cogeração a gás natural no setor terciário do estado de São Paulo**. 2013. 168f. Dissertação (Mestrado – Programa de Pós-Graduação em Energia) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2013.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Resolução normativa nº 235**: seção 1, p. 78, v. 143, n. 223. Brasília, 2006.

ASSOCIAÇÃO DA INDÚSTRIA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA. **Conceitos e tecnologias**. Disponível em:
<<http://www.cogen.com.br/cogeracao/conceito-e-tecnologias>>. Acesso em: 23 abr.2017.

BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração**: geração combinada de eletricidade e calor. Florianópolis: Editora da UFSC. 2002.

BALESTIERI, J. A. P. **Material de apoio à disciplina máquinas térmicas**. Guaratinguetá, 2015. [notas de aula].

BARJA, G. J. A. **A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico**. 2013. 157 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

BOYCE, M. P. **Handbook for cogeneration and combined cycle power plants**. New York: ASME Press, 2002.

COMPANHIA DE GÁS DE SÃO PAULO. **Tarifas**. Disponível em:
<<http://www.comgas.com.br/pt/nossosServicos/Tarifas/Paginas/industrial.aspx>>. Acesso em: 13 nov. 2018.

COMPANHIA PERNAMBUCANA DE GÁS. **Produtos**. Disponível em:
<<https://www.copergas.com.br/produtos/>>. Acesso em: 21 out. 2016.

CREMONEZ, L. F. **Análise termodinâmica, termoeconômica e econômica de uma usina sucroalcooleira para diferentes mix de produção**. 2013. 169f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, 2013.

EDP BANDEIRANTE. **Tabela de cálculo PIS/PASEP COFINS**. Disponível em:
<<http://www.edp.com.br/distribuicao-es/saiba-mais/informativos/tabela-de-calculo-pispasep-cofins>>. Acesso em: 15 ago. 2018.

EDP BANDEIRANTE. **Tabela de fornecimento**. Disponível em:
<<http://www.edp.com.br/distribuicao-es/saiba-mais/informativos/tabela-de-fornecimento-media-alta-tensao>>. Acesso em: 13 ago. 2018.

EDP BANDEIRANTE. **Tarifas**. Disponível em:
<[http://www.edp.com.br/distribuicao-es/saiba-mais/informativos/tarifas-aplicadas-a-clientes-atendidos-em-alta-e-media-tensao-\(grupo-b\)](http://www.edp.com.br/distribuicao-es/saiba-mais/informativos/tarifas-aplicadas-a-clientes-atendidos-em-alta-e-media-tensao-(grupo-b))>. Acesso em: 16 ago. 2018.

EDP SÃO PAULO. **Tipos de atendimento**. Disponível em:
 <<http://www.edp.com.br/distribuicao-sp/saiba-mais/informativos/tipos-de-atendimento>>.
 Acesso em: 15 ago. 2018.

FERREIRA, E. M. **Optimization synthesis of integrated cogeneration and desalination systems**. 2008. 178 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2008.

FONTES, F. A. O. et al. Análise técnico-econômica da cogeração com termoacumulação aplicada ao setor terciário. **Espaço Energia**, Natal, n.12, 2010.

INCROPERA, F.P.; WITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 4.ed, LTC, 1998.

KEHLHOFER, R. et al. **Combined cycle gas and steam turbine power plant**. Oklahoma: PennWell Publishing Company, 1999. 297p.

MACHLINE, C. O processo decisório na gestão de tecnologia. **Revista de Administração de Empresa**, Rio de Janeiro, n. 2, p. 304, 1977.

QUEIROZ, G. C. **Uma metodologia para a tomada de decisão combinando princípios do pir e critérios de estudos de impactos ambientais**. 1999. 219 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, 1999.

SIEMENS. **Siemens steam turbine portfolio**: steam turbines from 10 kW to 1,900 MW. Erlangen, Alemanha, 2017.

TUNA, C. E. **Um método de análise exergoeconômica para otimização de sistemas energéticos**. 1999. 155f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 1999.

TWIDELL, J. W.; WEIR, A. D. **Renewable energy resource**. Londres: Taylor & Francis, 2005. 326p.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 6. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2003. 577 p.

VIANA JÚNIOR, L. **Cogeração**: desenvolvimento de metodologia para avaliação energética: estudo de caso aplicado a indústria de papel e celulose. Local: PUC-MG/ELETRÓBRÁS, 2000.

WIDMANN, C. et al. **Enabling CHP units for electricity production on demand by smart management of the thermal energy storage**. Alemanha: Reutlingen University, 2016.

ANEXO A – Modelos Comerciais

Dados da Turbina a Vapor

Performance data overview

Steam turbine type	Output SFP MW	Output CCP MW	Net efficiency SFP %	Net efficiency CCP %	Frequency Hz	Inlet pressure bar/psi	Inlet temperature °C/°F	Reheat temperature °C/°F	Rotational Speed rpm	Controlled extraction bar/psi	Controlled extrac- tion temperature °C/°F	Uncontrolled extraction bar/psi	Exhaust Pressure (back) bar/psi	Exhaust Pressure (cond.) bar/psi	Exhaust Pressure (dist) bar/psi
SST-9000	1,000-1,900		46.5		50/60	801,160	310/590		3,000-3,600						
SST-6000	300-1,200		(Double reheat 48) 43 (subcritical) 46.4 (supercritical)	61.5	50/60	330/4,786 260/3,771 (SFP) 177/2,567 (CCP)	600/1,112 600/1,112 (SFP) 600/1,112 (CCP)	600/1,112 600/1,112 (SFP) 610/1,130 (CCP)	3,000-3,600						
SST-5000	200-500				50/60				3,000-3,600						
SST-4000		100-380			50/60	105/1,523	565/1,049		3,000-3,600						
SST-3000		90-250			50/60	177/2,567	565/1,049	565/1,049	3,000-3,600						
SST-200/900		≤250	≤230		50/60	180/2,611	565/1,049	565/1,049	3,000-3,600	72/1044		Up to 7	0.3/4.4		
SST-800		≤250	≤250		50/60	165/2,393	565/1,049		3,000-3,600	65/942 (up to 2)		Up to 7	72/1,044	0.3/4.4	3/43
SST-600		≤200	≤200		50/60	165/2,393	565/1,049		3,000-18,000	72/1,044 (up to 2)	480/895	85/1,233 (up to 6)	80/1,160	1.0/15	3/43
SST-500		≤100			50/60	30/435	400/750		15,000	none		up to 2	0.5/7.25		1.5/21.25
SST-400		≤60			50/60	140/2,030	540/1,004		3,000-8,000	45/510 (up to 4)	450/842	60/870	25/365	0.3/4.4	
SST-300		≤45			50/60	140/2,030	540/1,004		12,000	25/363 (up to 2)	400/752	60/870	16/232	0.3/4.4	3.0/43.0
SST-200		≤10			50/60	110/1,595	520/970		14,600	16/232	350/652	60/870	16/230	0.25/3.6	
SST-150		≤20			50/60	103/1,495	505/940		13,300	16/232	350/652	25/365	10/145	0.25/3.6	

Fonte: Siemens (2017)

Dados da Caldeira (Gerador de Vapor)



Fonte: Fontes (2010)

Dados do Motor de Combustão Interna

Wärtsilä 16V46DF

Wärtsilä 16V46DF		ME		DE	
		Gas mode	Diesel mode	Gas mode	Diesel mode
Cylinder output	kW	1145		1145	
Engine speed	rpm	600		600	
Engine output	kW	18320		18320	
Mean effective pressure	MPa	2.38		2.38	
Combustion air system (Note 1)					
Flow at 100% load	kg/s	29.5	32.8	29.5	32.8
Temperature at turbocharger intake, max.	°C	45		45	
Temperature after air cooler, nom. (TE 601)	°C	45	50	45	50
Exhaust gas system (Note 2)					
Flow at 100% load	kg/s	30.2	33.8	30.2	33.8
Flow at 75% load	kg/s	23.2	26.4	22.9	27.5
Temperature after turbocharger at 100% load (TE 517)	°C	354	354	354	354
Temperature after turbocharger at 75% load (TE 517)	°C	373	399	405	377
Backpressure, max.	kPa	4		4	
Calculated exhaust diameter for 35 m/s	mm	1394	1473	1394	1473
Heat balance at 100% load (Note 3)					
Jacket water, HT-circuit	kW	1856	2944	1840	2944
Charge air, HT-circuit	kW	4016	4896	4016	4896
Charge air, LT-circuit	kW	1616	1840	1616	1840
Lubricating oil, LT-circuit	kW	1248	2208	1248	2208
Radiation	kW	528	544	528	544

Fonte: Boyce (2002)

Dados do Conjunto a Gás

MODEL	Output MW	Heat Rate		Pressure	Power Turbine	Exhaust Flow		Exhaust Temp.	
		Btu/kWh	kJ/kWh	Ratio	Speed (RPM)	lb/sec	kg/sec	°F	°C
60 HZ									
LM1800e DLE™	16.4	9,880	10,424	14.8	3,600	131.6	59.7	905	485
LM2000PS™†	18.4	9,874	10,416	16.1	3,600	142.7	64.9	860	460
LM2000PJ DLE™	17.7	9,707	10,239	15.4	3,600	136.1	61.9	918	492
LM2500PE™	23.3	9,315	9,826	18.2	3,600	153.1	69.6	992	533
LM2500PE™†	24.1	9,717	10,250	18.7	3,600	157.4	71.5	955	513
LM2500PJ DLE™	22.7	9,345	9,858	17.9	3,600	151	68.6	987	531
LM2500PH™	27.8	8,391	8,851	19.4	3,600	167.1	76.0	922	494
LM2500+PK™†	31.0	9,287	9,796	22.8	3,600	196.6	89.4	906	486
LM2500+PR DLE™	30.5	8,854	9,340	22.6	3,600	191.3	87.0	960	516
LM2500+RC™†	36.3	9,184	9,688	24.4	3,600	213	96.8	945	507
LM2500+RD DLE™	33.2	8,774	9,255	23.1	3,600	201	91.4	977	525
TM2500®†	24.1	9,685	10,218	18.7	3,600	157.4	71.4	956	513
TM2500+™†	30.9	9,285	9,796	22.8	3,600	196.6	89.2	906	486
50 HZ									
LM1800e DLE™	16.6	9,976	10,525	15.3	3,000	135.7	61.6	908	486
LM2000PS†	18.4	10,094	10,648	16.1	3,000	145.9	66.3	866	463
LM2000PJ DLE™	17.9	9,888	10,430	15.4	3,000	140.2	63.7	925	496
LM2500PE™	22.4	9,618	10,146	18.2	3,000	153.6	69.8	1001	538
LM2500PE™†	23.1	10,027	10,577	18.7	3,000	157.8	71.7	963	517
LM2500PJ DLE™	21.8	9,644	10,173	17.9	3,000	151.6	68.9	995	535
LM2500PH™	26.5	8,661	9,136	19.4	3,000	167.6	76.2	927	497
LM2500+PK™†	29.3	9,629	10,157	22.8	3,000	197.0	89.5	911	488
LM2500+PR DLE™	30.0	9,182	9,686	22.6	3,000	195.1	88.7	982	528
LM2500+RC™†	33.7	9,722	10,255	24.2	3,000	213.3	97.0	960	516
LM2500+RD DLE™	31.9	9,246	9,753	23.0	3,000	203.8	92.6	1005	541
LM2500+RC™†	36.0	9,263	9,771	24.4	3,600††	213.0	96.8	945	507
LM2500+RD DLE™	32.9	8,850	9,335	23.1	3,600††	201.0	91.4	977	525
TM2500®†	23.1	10,031	10,584	18.7	3,000	157.8	71.6	963	517
TM2500+™†	26.2	10,239	10,239	21.3	3,000	187.2	84.9	879	471

Fonte: Widmann (2016)