

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO EM SISTEMAS DE
COGERAÇÃO – ESTUDOS DE CASO**

Felipe Barbosa Carmona Monteiro

Orientador: Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

São Paulo

2017

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO EM SISTEMAS DE
COGERAÇÃO – ESTUDOS DE CASO**

Felipe Barbosa Carmona Monteiro

Orientador: Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

São Paulo

2017

Catalogação-na-publicação

Monteiro, Felipe

Critérios de avaliação de desempenho em sistemas de cogeração – estudos de caso / F. Monteiro -- São Paulo, 2017.
76 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Cogeração 2.desempenho 3.eficiência 4.índices I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

O trabalho desenvolvido visa o estudo de critérios de avaliação de desempenho em sistemas de cogeração, com o objetivo de escolher a melhor metodologia para a determinação de desempenho para esses sistemas, considerando metodologias que vão além da utilizada para a determinação da eficiência térmica. Este relatório apresenta uma explicação da teoria utilizada para a determinação dos índices de desempenho que serão comparados, além de quatro estudos de caso para uma melhor visualização da variação desses índices com mudanças na operação e na construção das plantas de cogeração de energia. Ao final do trabalho, esses estudos de caso são comparados em relação aos índices de desempenho estudado, e uma conclusão foi apresentada em relação à importância desses índices nas comparações realizadas.

ABSTRACT

This work studies the performance evaluation criteria used in CHP (Combined Heat & Power) systems, with the task to choose the best approach to evaluate the performance of these systems, considering other approaches beside the one used to calculate the thermal efficiency. This report shows an explanation of the theory applied in the determination of the performance evaluation criteria that will be compared, also showing four case studies that will provide a better understanding regarding the variation of these criteria caused by changes in the operation and in the construction of the CHP plants. At the ending of this report, there is a comparison between these four case studies and a conclusion regarding which criteria have been more significant for the comparison.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Diagrama representado a cogeração de energia contra a geração de forma separada.....	1
Figura 2: Potência instalada em operação no Brasil por período	3
Figura 3: Matriz energética brasileira de 2013 e 2014.....	4
Figura 4: Número de empreendimentos em cogeração por tipo de combustível.....	5
Figura 5: configurações básicas para o ciclo Rankine	13
Figura 6: Sistema representativo utilizando turbinas de contrapressão	14
Figura 7: Sistema representativo utilizando combinação de turbinas de contrapressão e de condensação.....	15
Figura 8: Sistema representativo utilizando turbinas de extração-condensação.....	16
Figura 9: Sistema representativo utilizando turbinas de extração-condensação e de contrapressão.....	17
Figura 10: Representação do ciclo Brayton padrão para a turbina a gás	18
Figura 11: representação de um ciclo combinado utilizado em cogeração.....	19
Figura 12: Taxa de Calor Incremental para uma planta de cogeração de energia	28
Figura 13: Usina de açúcar Santa Terezinha.....	32
Figura 14: Fluxograma da Usina de Açúcar de Santa Terezinha	36
Figura 15: Fluxograma da Usina de Açúcar de Santa Terezinha – caso 2	40
Figura 16: Modelo do hotel feito no <i>Google SketchUp</i>	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Legislação brasileira pertinente à cogeração.....	8
Tabela 2: Principais resoluções da ANEEL pertinentes à cogeração	9
Tabela 3: Valores dos fatores X e $Fc\%$	11
Tabela 4: Equipamentos utilizados na planta da Usina de Santa Terezinha.....	34
Tabela 5: Dados de moagem, consumo e produção de bagaço na Usina de Santa Terezinha.....	37
Tabela 6: Parâmetros característicos de operação da Usina de Santa Terezinha.....	38
Tabela 7: Parâmetros de queima de bagaço utilizado no caso 2	41
Tabela 8: Parâmetros característicos de operação da proposta de mudança da Usina de Santa Terezinha	41
Tabela 9: Demanda elétrica e térmica do hospital estudado	43
Tabela 10: Dados nominais do motor de combustão interna	45
Tabela 11: Composição química e física o gás natural a Bacia de Campos	45
Tabela 12: Especificações da caldeira de recuperação	46
Tabela 13: Dados nominais do chiller de absorção.....	47
Tabela 14: Dados nominais do motor Waukesha F18GL GLD.....	51
Tabela 15: Característica do bagaço de cana com 50% de umidade.....	52
Tabela 16: Potência e eficiências das turbinas e da bomba	53
Tabela 17: Índices de desempenho calculados – caso 1	54
Tabela 18: Eficiência das caldeiras e fluxo de calor da queima de bagaço - caso 2 ..	55
Tabela 19: Dados calculados para os equipamentos - caso 2.....	55
Tabela 20: Índices de desempenho calculados - caso 2	56
Tabela 21: Resultados da simulação do caso 3	56
Tabela 22: Índices calculados para o caso 3	58
Tabela 23: Resultado da simulação do sistema de cogeração do hotel.....	58
Tabela 24: Índices calculados para o caso 4	59
Tabela 25: Compilação dos índices de desempenho calculados para os casos 1 e 2 ..	60
Tabela 26: Compilação dos índices de desempenho calculados para os casos 1 e 3 ..	61
Tabela 27: Compilação dos índices de desempenho calculados para os casos 3 e 4 ..	62

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	Conceito de cogeração.....	1
1.2.	Cogeração no Brasil	3
1.3.	Objetivos	6
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
2.1.	Leis e normas brasileiras pertinentes à cogeração.....	8
2.1.1.	Requisitos para qualificação de centrais de cogeração	10
2.2.	Configurações típicas em sistemas de cogeração	12
2.2.1.	Ciclo Rankine.....	12
2.2.2.	Ciclo Brayton	17
2.2.3.	Ciclo combinado	18
2.3.	Fundamentos Termodinâmicos	19
2.3.1.	Análise energética baseada na Primeira Lei da Termodinâmica	19
2.3.2.	Análise energética baseada na Segunda Lei da Termodinâmica	20
2.3.3.	Definição de Exergia.....	21
2.3.4.	Análise Exergética	22
2.3.5.	Eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica.....	23
2.3.6.	Eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica.....	24
2.4.	Índices de desempenho estudados	25
2.4.1.	Fator de Utilização de Energia (FUE)	25
2.4.2.	Fator de Utilização de Energia Ponderado (FUEP)	26
2.4.3.	Índice de Poupança de Energia (ipe)	26
2.4.4.	Índice de Geração de Potência (IGP)	27

2.4.5.	Taxa de Calor Incremental (<i>IHR</i>).....	27
2.4.6.	Critério baseado na análise de disponibilidade	29
2.4.7.	Razão Potência/Calor (<i>RPC</i>)	30
3.	ESTUDO DE CASO – CASO 1	32
3.1.	Componentes principais da planta.....	33
3.1.1.	Bomba	33
3.1.2.	Caldeira	33
3.1.3.	Condensador.....	33
3.1.4.	Desaerador.....	33
3.1.5.	Dessuperaquecedor	33
3.1.6.	Turbina	34
3.2.	Descrição da planta da Usina de Santa Terezinha.....	34
3.3.	Dados Coletados na Usina de Santa Terezinha	37
4.	ESTUDO DE CASO – CASO 2	39
5.	ESTUDO DE CASO – CASO 3	43
5.1.	Descrição dos equipamentos	44
5.2.	Considerações de modelagem	47
6.	ESTUDO DE CASO – CASO 4.....	49
6.1.	Características do hotel	49
6.2.	Sistema de cogeração analisado	50
7.	CÁLCULOS E RESULTADOS.....	52
7.1.	Caso 1	52
7.2.	Caso 2	55
7.3.	Caso 3	56
7.4.	Caso 4	58
7.5.	Comparação entre os casos 1 e 2.....	59

7.6. Comparação entre os casos 1 e 3	61
7.7. Comparação entre os casos 3 e 4.....	62
8. CONCLUSÃO	63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	65

1. INTRODUÇÃO

1.1. Conceito de cogeração

Cogeração pode ser definida como a produção de duas ou mais formas de energia, de forma simultânea e sequenciada, a partir de um único combustível. O processo mais comum é a produção de energia eletromecânica e térmica (calor ou frio), onde, no Brasil, se utiliza como combustíveis para a cogeração principalmente o gás natural e a biomassa proveniente da cana-de-açúcar, como será visto mais a diante.

A cogeração é um processo de transformação de energia com maior rendimento energético, se comparado com uma forma de se obter tanto a energia térmica como a elétrica separadamente. O que acontece é que a cogeração utiliza parte da energia que seria perdida na geração de energia elétrica e a utiliza pra outras finalidades, como para produção de vapor para processos industriais, ou até para um sistema de ar-condicionado central.

Deste modo, produzindo as duas formas de energia simultaneamente, o processo de transformação de energia se torna mais eficiente, havendo uma economia de energia, pelo uso eficiente do combustível, e a redução de impactos ambientais que o mesmo ocasiona. O diagrama a seguir ilustra essa comparação a cogeração e a produção separada das formas de energia:

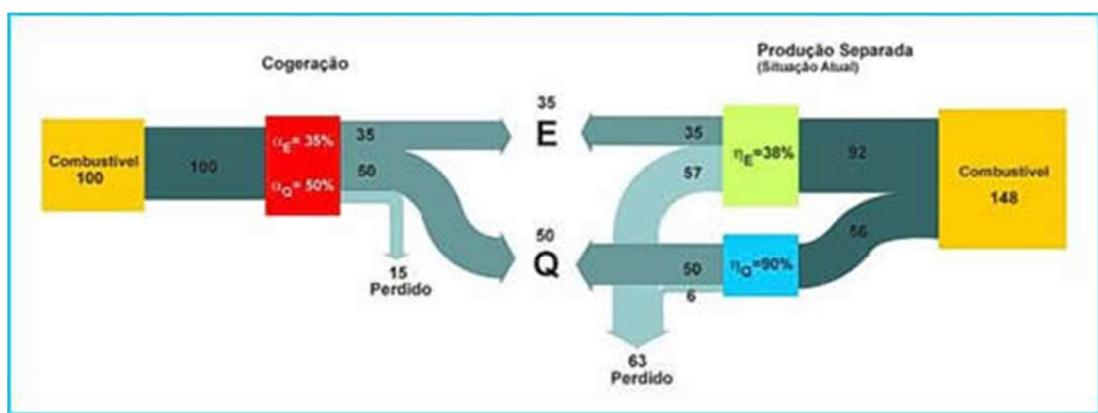


Figura 1: Diagrama representado a cogeração de energia contra a geração de forma separada

Fonte: COGEN

Deve-se também lembrar de que a importância da geração distribuída de energia vem aumentando nas ultimas décadas, já que isso faz com que os investimentos com a transmissão e distribuição de energia sejam menores, diminui a perda de energia elétrica pela transmissão da mesma para longas distâncias e aumenta a confiabilidade no fornecimento de energia. Em resumo, pode-se listar as principais vantagens da cogeração de energia:

- menor custo de energia (elétrica e térmica);
- maior confiabilidade de fornecimento de energia;
- melhor qualidade da energia produzida;
- expansão da oferta de eletricidade;
- postergação de custos de transmissão e de distribuição de eletricidade;
- maior eficiência energética;
- menor emissão de poluentes.

A utilização da cogeração também tem desvantagens. Para a construção de uma unidade cogeradora, deve-se levar em conta o elevado investimento, os impostos e os custos operacionais e de manutenção à medida que a planta onde está instalada a unidade cogeradora é alterada, além da demanda energética futura.

Segundo Gomes (2001), a longo prazo, estes parâmetros são de difícil avaliação, já que eles mudam constantemente e podem ser facilmente influenciáveis, fazendo com que, em muitas situações, a indústria deixe de optar pela cogeração, fazendo o uso da concessionária local para adquirir energia elétrica.

Outro ponto desfavorável é a possível inadequação da instalação cogeradora ao perfil das demandas futuras e ao sistema de fornecimento de energia elétrica, já que normalmente uma alteração em um determinado ponto de operação, levará a outra alteração em um ponto distinto (SANTOS, 2014).

1.2. Cogeração no Brasil

Como se pode observar pelo gráfico da figura 2, a utilização da cogeração de energia no Brasil vem aumentando significativamente nas últimas décadas. Isso se deve aos incentivos fornecidos pelo governo e pelos órgãos reguladores, ao uso eficiente das fontes de energia e à disseminação da geração distribuída pelo Brasil.

A falta de investimento no setor elétrico, a ausência de um planejamento energético adequado e o aumento no consumo decorrente do crescimento econômico do país levaram à conhecida crise do apagão em 2001. Além disso, a seca que ocorreu no país naquela época agravou a crise, tendo em vista que grande parte da energia utilizada no país é proveniente de usinas hidrelétricas.

Pode-se atribuir a essa crise um aumento no desenvolvimento e no uso de novas fontes energéticas no país, implicando no aumento da utilização de biomassa e das pesquisas em torno da cogeração de energia, visando à produção excedente de eletricidade no setor sucroalcooleiro. Deste modo, pode-se associar esse aumento da potência instalada no país devido à cogeração com a maior utilização da biomassa de cana, anteriormente não utilizada pelo setor sucroalcooleiro e que hoje serve de combustível para a cogeração nesse setor.

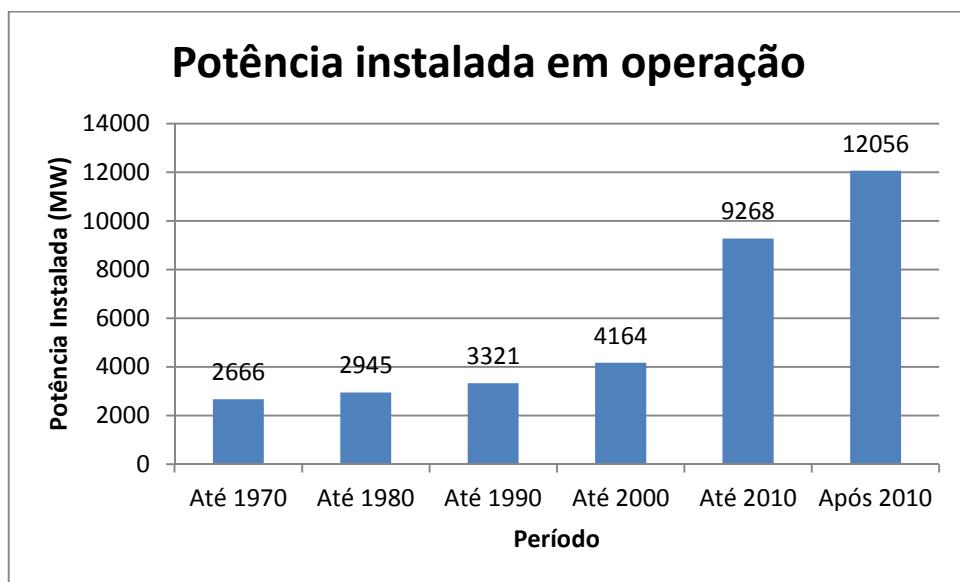


Figura 2: Potência instalada em operação no Brasil por período

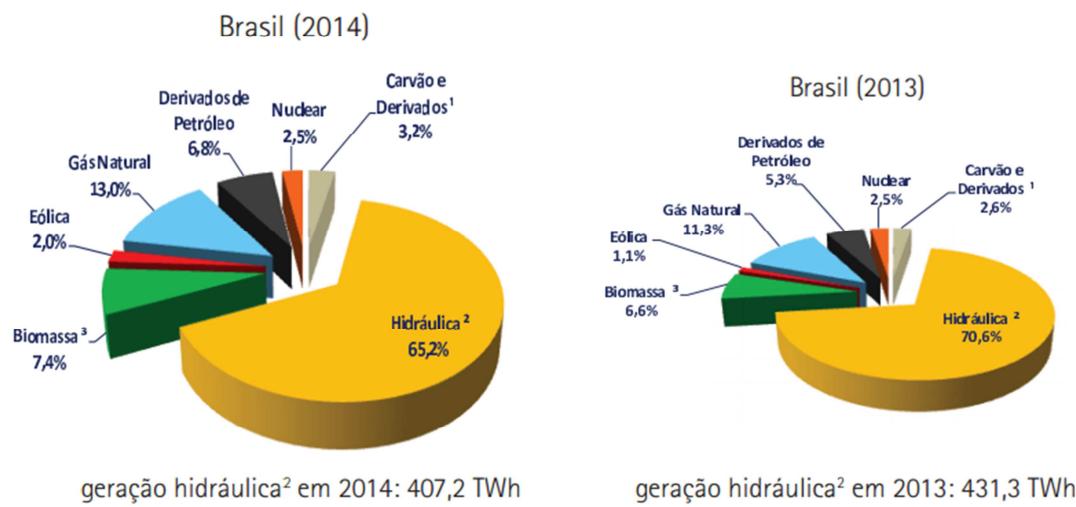
Fonte: COGEN (adaptada)

Atualmente, vivenciamos uma crise hídrica no país, o que, entre outras coisas, está elevando o preço da energia no país. Esse fato, igualmente como em 2001, pode levar ao aumento das pesquisas e da implantação de unidades cogeradoras no país.

A COGEN calcula que há um potencial de cogerção de 2769 MW para o setor industrial, e de 700 MW para o setor terciário, o que aumentaria ainda mais a participação da cogerção na matriz energética do país. Deve-se levar em conta também o crescente mercado de equipamentos e de tecnologias associadas à geração distribuída, havendo um grande atrativo nas últimas décadas para investimentos em pesquisas na área de cogerção. Com isso, o mercado já oferece tecnologias competitivas para a implantação dos sistemas de cogerção de energia.

A matriz elétrica brasileira de 2014 é mostrada na figura 3, juntamente com a de 2013 para comparações. A partir dela, pode-se observar um aumento na utilização da biomassa e do gás natural na matriz elétrica brasileira, principais combustíveis da cogerção no Brasil. Também pode-se evidenciar a diminuição da participação hidráulica no mesmo período, oriundo da crise hídrica vivenciada pelo país em 2014, como mencionado anteriormente.

Matriz Elétrica Brasileira



¹ Inclui gás de coqueria

² Inclui importação

³ Inclui lenha, bagaço de cana, lixívia e outras recuperações.

Figura 3: Matriz energética brasileira de 2013 e 2014

Fonte: EPE

Levando esses fatores em conta, juntamente com os incentivos que o governo provê para empreendimentos que utilizam a cogeração de energia, pode-se dizer que a importância do conhecimento sobre a cogeração de energia vem aumentando no país.

Muitos trabalhos estão sendo feitos sobre o assunto, principalmente pelo aumento significativo da participação do segmento sucroalcooleiro na cogeração de energia, reutilizando a biomassa não utilizada da cana-de-açúcar para a geração de energia e de vapor de processo para a própria fabricação do álcool e do açúcar. A figura 4 evidencia isso, mostrando que a grande maioria dos empreendimentos de cogeração utiliza a biomassa da cana como combustível, seguido do gás natural como a segunda mais utilizada.

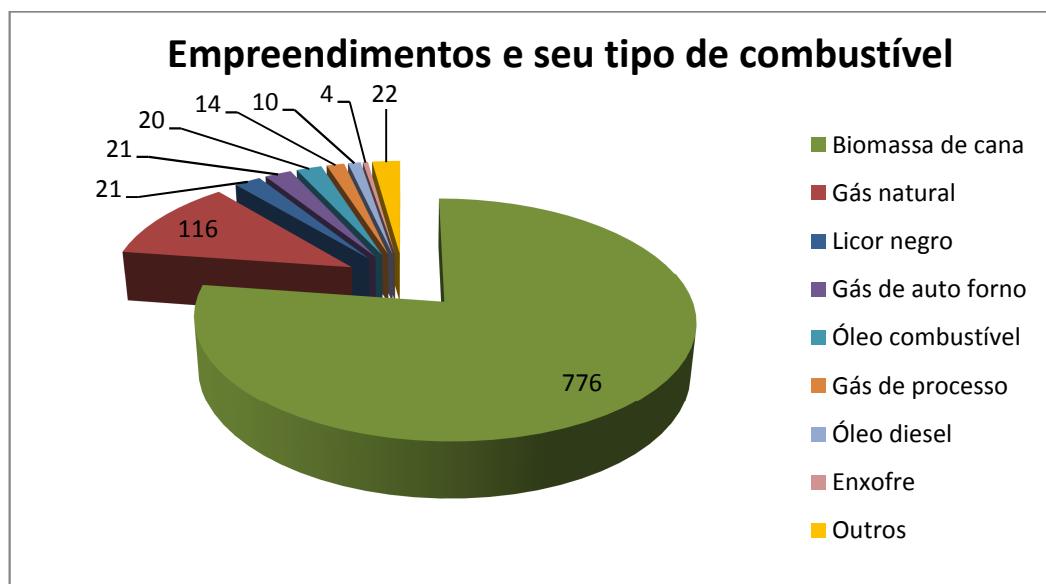


Figura 4: Número de empreendimentos em cogeração por tipo de combustível

Fonte: COGEN (adaptada)

A cogeração de energia pode ser aplicada em empreendimentos onde exista a demanda de energia elétrica e térmica simultaneamente. As principais aplicações da cogeração de energia no Brasil são:

- geração de calor de processo e produção de vapor para o setor industrial, tendo como principais indústrias a química, petroquímica e farmacêutica, a

indústria de alimentos e bebidas, a indústria de papel e celulose e a indústria têxtil;

- utilização do calor para aquecimento direto e em fornos de alta temperatura no setor industrial, principalmente utilizado nas indústrias de vidro, cimento e siderúrgica;
- utilização do calor para aquecimento de água e ar-condicionado central para o setor terciário, principalmente em lugares como shopping centers, centro comerciais, supermercados, hotéis e hospitais;
- cogeração de energia elétrica a partir do bagaço de cana de açúcar e de sua palha e pontas.

1.3. Objetivos

Há uma crescente preocupação no aproveitamento correto das fontes energéticas existentes, além do desenvolvimento de novas fontes de energia, visto que o cenário mundial não é favorável à manutenção da utilização dos combustíveis fósseis de forma não racionalizada – o esgotamento desse tipo de combustível vem se pronunciando de forma cada vez mais intensa ao longo dos anos.

Além disso, deve-se levar em conta a diminuição do impacto ambiental que esse maior aproveitamento energético pode acarretar, diminuindo a emissão de gases poluentes e de efeito estufa na atmosfera, além de poder diminuir a poluição térmica local que a produção independente das duas formas de energia pode gerar. Dessa forma, essa economia que a cogeração de energia procura, além de representar ganhos financeiros, também ocasiona importantes ganhos ambientais.

O assunto de cogeração de energia é um tema muito estudado hoje em dia, no Brasil principalmente pela participação do segmento sucroalcooleiro nos empreendimentos envolvendo cogeração de energia, o que ocasionou um aumento significativo da potência instalada de cogeração no Brasil.

Porém, não há uma convenção para a determinação do desempenho (ou eficiência) para esse tipo de geração de energia. O conceito de eficiência térmica, muito utilizado onde existe a geração de apenas um tipo de energia, pode não ser a melhor forma de avaliar realmente o desempenho de determinado empreendimento que utiliza a cogeração, já que a dificuldade de gerar as duas formas de energia normalmente provenientes da cogeração (eletromecânica e térmica) não são iguais.

Para exemplificação, se existirem dois empreendimentos de cogeração que conseguem aproveitar a mesma porcentagem da energia que um combustível pode fornecer, pode parecer que os dois empreendimentos têm desempenhos iguais. Porém deve-se lembrar de que a transformação da energia química proveniente do combustível em energia eletromecânica é mais difícil do que a transformação em energia térmica. Portanto, ao avaliar o desempenho da cogeração, é interessante aplicar algum tipo de peso entre as duas formas de energias para o cálculo do desempenho.

O presente trabalho, então, tem por objetivo o estudo de diversas formas de se fazer esse cálculo e a seleção de uma forma mais relevante de se obter essa análise de desempenho da cogeração, levando-se em conta alguns estudos de caso.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir serão apresentadas algumas leis e normas pertinentes ao assunto e que regulamentam empreendimentos de geração distribuída de energia e de cogeração. Logo depois serão apresentadas as metodologias de cálculo de desempenho para sistemas de cogeração que serão estudadas e avaliadas na continuação deste trabalho.

2.1. Leis e normas brasileiras pertinentes à cogeração

Primeiramente serão apresentados algumas leis e decretos pertinentes à cogeração de energia, regulamentando a entrada de autoprodutores, produtores independentes e geração distribuída como um todo.

Tabela 1: Legislação brasileira pertinente à cogeração

Decreto-Lei nº 1.872, de 21.05.1981	Dispõe sobre a aquisição, pelos concessionários, de energia elétrica excedente gerada por Autoprodutores.
Decreto-Lei nº 915, de 06.09.1993	Este Decreto autoriza a formação de consórcios para geração de energia elétrica para Autoprodução.
Decreto nº 2.003, de 10.09.1996	Regulamenta a produção de energia elétrica por Produtor Independente e por Autoprodutor.
Lei nº 9.427, de 26.12.1996	Institui a Agência Nacional de Energia Elétrica - ANEEL
Lei nº 9.478, de 06.08.1997	Define a política energética nacional que determina as diretrizes do uso racional das fontes de energia
Decreto nº 5.163, de 30.07.2004	Regulamenta a comercialização de energia elétrica, o processo de outorga de concessões e de autorizações de geração de energia elétrica. Também define a geração distribuída como sendo plantas com capacidade instalada inferior a 30 MW

Como mostrado na tabela 1, a lei nº 9.427 de 26 de dezembro de 1996 institui a ANEEL, principal agente regulatório na parte de energia elétrica do país e que

estabelece mecanismos para aumentar a participação das fontes alternativas na geração de energia elétrica no país. A seguir serão apresentadas algumas resoluções da ANEEL pertinentes à cogeração:

Tabela 2: Principais resoluções da ANEEL pertinentes à cogeração

Resolução Normativa nº 77, de 18.08.2004	Estabelece os procedimentos vinculados à redução das tarifas de uso dos sistemas elétricos de transmissão e de distribuição, para empreendimentos hidroelétricos e aqueles com base em fonte solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada, cuja potência injetada nos sistemas de transmissão e distribuição seja menor ou igual a 30.000 kW
Resolução Normativa nº 167, de 10.10.2005	Estabelece as condições para a comercialização de energia proveniente de Geração Distribuída
Resolução Normativa nº 235, de 14.11.2006	Estabelece os requisitos para a qualificação de centrais termelétricas cogeradoras de energia e dá outras providências
Resolução Normativa nº 247, de 21.12.2006	Estabelece as condições para a comercialização de energia elétrica, oriunda de empreendimentos de geração que utilizem fontes primárias incentivadas, com unidade ou conjunto de unidades consumidoras cuja carga seja maior ou igual a 500 kW e dá outras providências
Resolução Normativa nº 390, de 21.12.2006	Estabelece os requisitos necessários à outorga de autorização para exploração e alteração da capacidade instalada de usinas termelétricas e de outras fontes alternativas de energia, os procedimentos para registro de centrais geradoras com capacidade instalada reduzida e dá outras providências
Resolução Normativa nº 482, de 17.04.2012	Estabelece as condições gerais para o acesso de microgeração e minigeração distribuída aos sistemas de distribuição de energia elétrica, o sistema de compensação de energia elétrica, e dá outras providências

Como visto na tabela 2 apresentada anteriormente, a resolução nº 235, de 14 de novembro de 2006, estabelece requisitos para a qualificação de centrais termelétricas cogeradoras de energia, e será então mais detalhada a seguir com relação aos requisitos para o enquadramento da central como unidade cogeradora.

2.1.1. Requisitos para qualificação de centrais de cogeração

Segundo a resolução normativa nº 235, de 14 de novembro de 2006, para que uma central tenha o atributo de cogeração qualificada, o qual a qualifica para participação nas políticas de incentivo à cogeração, a central deve atender os seguintes requisitos:

- I- estar regularizada perante a ANEEL, conforme o disposto na legislação específica e na Resolução no 112, de 18 de maio de 1999 (a qual foi revogada e substituída pela Resolução Normativa nº 390 de 21.12.2006, apresentada anteriormente na tabela 2);
- II- preencher os requisitos mínimos de racionalidade energética, mediante o cumprimento das inequações a seguir:

$$\frac{Et}{Ef} \geq 15\% \quad (2.1)$$

$$\frac{Et}{Ef} \div X + \frac{Ee}{Ef} \geq Fc\% \quad (2.2)$$

onde:

- Et é a energia da fonte recebida pela central termelétrica cogeradora, 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);
- Ee é a energia da utilidade eletromecânica, que é a energia cedida pela central termelétrica cogeradora, no seu regime operativo médio, em kWh/h, em termos líquidos, ou seja, descontando da energia bruta gerada o consumo em serviços auxiliares elétricos da central;
- Ef é a energia da utilidade calor, que é a energia cedida pela central termelétrica cogeradora, no seu regime operativo médio, em kWh/h, em termos líquidos, ou seja, descontando das energias brutas entregues ao processo as energias de baixo potencial térmico que retornam à central;

- $Fc\%$ é o fator de cogeração, que é um parâmetro definido em função da potência instalada e da fonte da central termelétrica cogeradora, o qual aproxima-se do conceito de Eficiência Exergética, lembrando que Eficiência Exergética é um índice que demonstra o quanto da energia da fonte foi convertida em utilidades equivalentes à eletromecânica;
- X é o fator de ponderação, que é um parâmetro adimensional definido em função da potência instalada e da fonte da central termelétrica cogeradora, obtido da relação entre a eficiência de referência da utilidade calor e da eletromecânica, em processos de conversão para obtenção em separado destas utilidades.

Os valores de X e $Fc\%$ são dados em função da potência elétrica instalada na central de cogeração e da respectiva fonte de energia, e podem ser obtidos da tabela 3 a seguir:

Tabela 3: Valores dos fatores X e $Fc\%$

Fonte/potência elétrica instalada	X	$Fc\%$
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

Esta resolução é importante, pois impõe parâmetros que devem ser seguidos para que uma central seja considerada uma central cogeradora. É importante ressaltar também que no caso de queima alternada ou mesclada de diferentes fontes, os valores de X e $Fc\%$ deverão ser obtidos por ponderação dos valores contidos na tabela 3, segundo a participação energética de cada fonte.

2.2. Configurações típicas em sistemas de cogeração

Os sistemas de cogeração mais difundidos hoje no Brasil são os que utilizam turbinas a vapor e turbinas a gás como máquinas térmicas. As turbinas a vapor pertencem ao ciclo Rankine (utilizam como fluido de trabalho o vapor) e podem apresentar algumas configurações fundamentais: turbinas de contrapressão, uma combinação de turbinas de contrapressão com de condensação, ou uma turbina de extração-condensação.

As turbinas a gás são pertencentes ao ciclo Brayton (utilizam o gás como fluido térmico) e são bastante empregados em termelétricas a gás, podendo ser utilizadas também em ciclo combinado, com a utilização de uma caldeira de recuperação.

Outro ciclo bastante utilizado também é o ciclo Diesel, utilizado em motores de combustão interna de ignição por compressão. As principais configurações para os ciclos Rankine e Brayton serão apresentadas a seguir.

2.2.1. Ciclo Rankine

O ciclo Rankine utiliza a energia térmica, oriunda de uma fonte quente, normalmente da queima de combustível na caldeira, para gerar vapor, e é o ciclo mais empregado atualmente no país, o que significa uma maior disponibilidade de peças e serviços de assistência para seus equipamentos. A energia térmica que é gerada no ciclo pode ser utilizada para gerar diretamente trabalho mecânico, através das turbinas a vapor, para o próprio processo produtivo. A mesma pode ser também convertida em energia elétrica, com a utilização de um gerador elétrico, que é acionado também pela turbina a vapor.

Uma grande vantagem da utilização do ciclo Rankine é a variedade de combustível que pode ser utilizado para a geração da energia térmica, podendo o combustível ser sólido, líquido ou gasoso. Esse fato faz com que, em alguns casos, a utilização do ciclo em questão seja a única opção viável. Deve-se destacar também que, a partir de um único combustível, pode-se obter duas formas de energia, térmica

e mecânica, o que faz com que esse ciclo seja bastante utilizado para a cogeração de energia.

O ciclo pode operar em dois regimes: o regime *bottoming*, onde o projeto do ciclo é feito para atender primeiramente à demanda térmica do empreendimento; e o regime *topping*, onde o projeto prioriza o atendimento da demanda eletromecânica em relação à demanda térmica do empreendimento. Na figura 5 são apresentadas configurações básicas para os dois regimes citados.

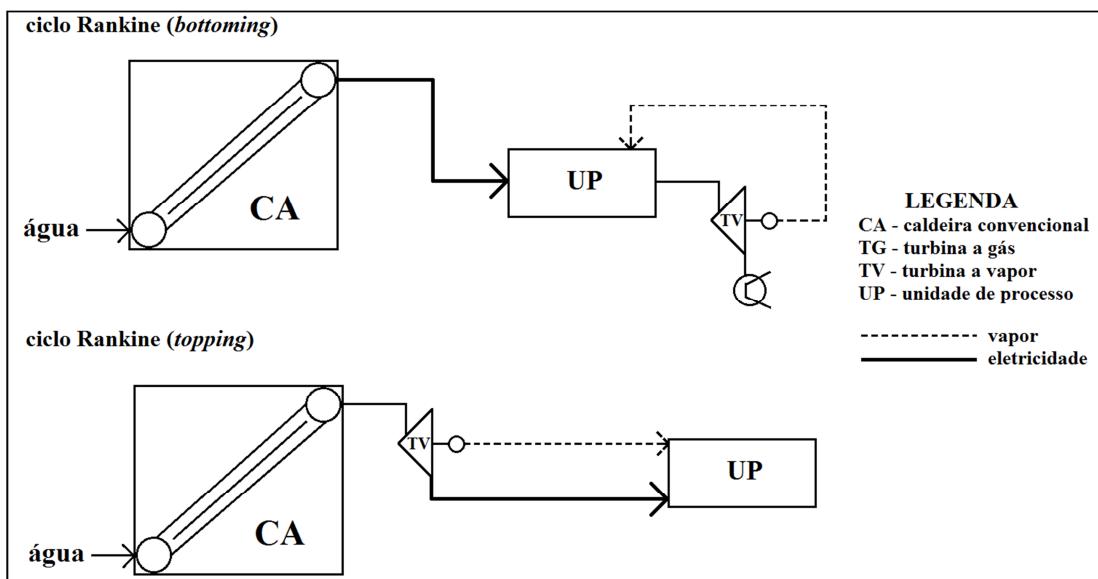


Figura 5: configurações básicas para o ciclo Rankine

Como dito anteriormente, o setor sucroalcooleiro tem grande importância no crescimento da cogeração no país, por isso algumas configurações usuais utilizadas por esse setor serão apresentadas a seguir, conforme o Atlas de Energia Elétrica, da ANEEL, de 2008.

2.2.1.1. Turbina de contrapressão

O processo utilizado é simples: o bagaço da cana-de-açúcar, produto residual do processo produtivo da usina, é queimado diretamente nas caldeiras, resultando na produção de vapor, que então é expandido nas turbinas de contrapressão. O vapor de baixa pressão que sai das turbinas é então utilizado no processo produtivo das usinas de açúcar e álcool, onde passa por um desaerador, removendo gases não condensáveis, para então ser bombeado juntamente com a parte do vapor que foi para

o condensador, caso todo vapor produzido não seja utilizado no processo, completando o ciclo. O sistema é representado na figura 6, contendo três turbinas de contrapressão.

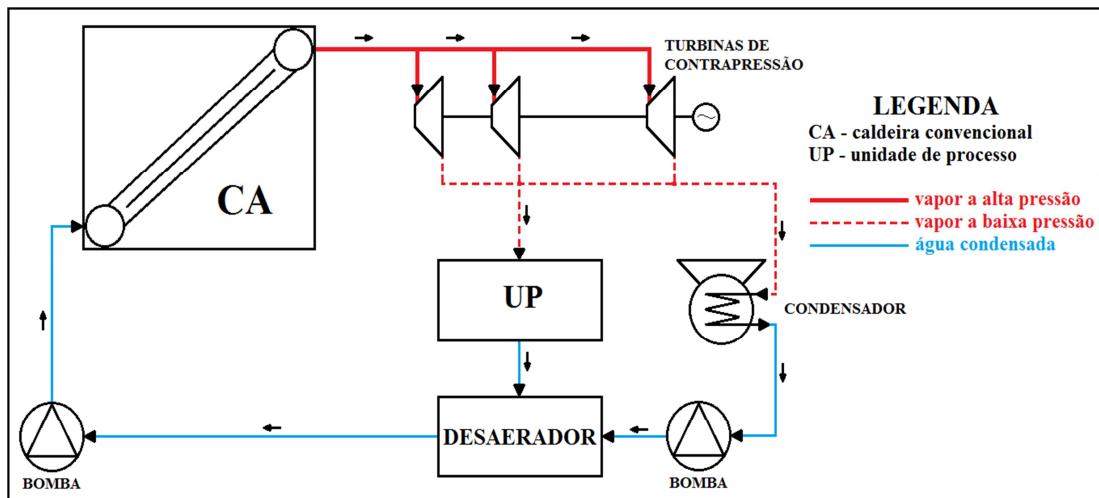


Figura 6: Sistema representativo utilizando turbinas de contrapressão

Segundo o Atlas da ANEEL (2008), este processo é o mais utilizado atualmente nas indústrias devido ao seu baixo custo, a familiaridade dos operadores com este tipo de equipamento, já que é o processo mais maduro do ponto de vista comercial, e também devido a possibilidade de utilização de todo o vapor disponível para a geração de potência.

O ciclo citado opera em baixas pressões de vapor, o que se torna uma desvantagem considerando a geração de potência. Isto se deve principalmente pelas características de desenvolvimento das usinas no Brasil, onde os sistemas foram desenvolvidos visando à queima total do bagaço, evitando a sobra do mesmo.

2.2.1.2. Turbinas de contrapressão e de condensação combinadas

Em alguns casos, há a necessidade de distintos níveis de pressão de vapor por parte da unidade cogeradora, seja para uso no processo produtivo, seja pela necessidade de garantir a estabilidade do fornecimento de energia elétrica. Uma solução para este caso seria combinação de turbinas de contrapressão com turbinas de condensação. Isso encarece o projeto, além de elevar a complexidade operativa do

sistema, porém essa combinação é capaz de permitir uma maior flexibilidade na produção de energia térmica e elétrica.

Um sistema representativo dessa combinação é mostrado na figura 7. Nesse ciclo, o vapor a baixa pressão requisitada pelo processo produtivo é fornecido pelas turbinas de contrapressão, enquanto o excedente do vapor a alta pressão é utilizado na turbina de condensação. Deve-se garantir que o processo de produção tenha prioridade em relação ao vapor, o que é feito por meio de sistemas eletrônicos.

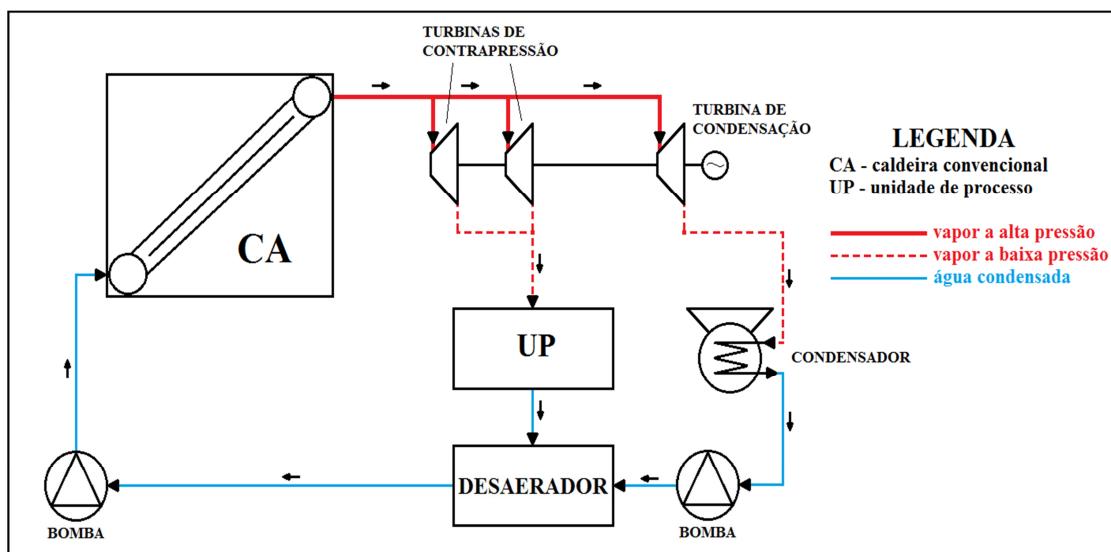


Figura 7: Sistema representativo utilizando combinação de turbinas de contrapressão e de condensação

Segundo o Atlas da ANEEL (2008), este ciclo a vapor possui o melhor aproveitamento do vapor disponível para geração de eletricidade, porém é de custo mais elevado, já que as turbinas de condensação possuem um maior número de pás, tubos, torres de resfriamento e também um número elevado de bombas adicionais.

2.2.1.3. Turbina de extração-condensação

A combinação de turbinas de contrapressão e condensação da mais flexibilidade ao sistema de cogeração, porém quando se quer um ciclo termodinâmico que apresente alto desempenho e uma ampla faixa de regulagem entre a energia elétrica e térmica, ciclo que é esperado quando o objetivo é a venda da energia excedente, um ciclo a vapor com turbinas de extração-condensação é recomendado.

Neste caso, o sistema utiliza apenas uma turbina, ao contrário da anterior que utilizava uma combinação de duas ou mais turbinas. Esse sistema é capaz de fazer mais de uma extração de vapor para o processo, e esta extração deve ocorrer de acordo com a demanda de energia térmica do processo produtivo, sendo o excedente de vapor utilizado até a condensação. A figura 8 representa o sistema com a turbina de extração-condensação.

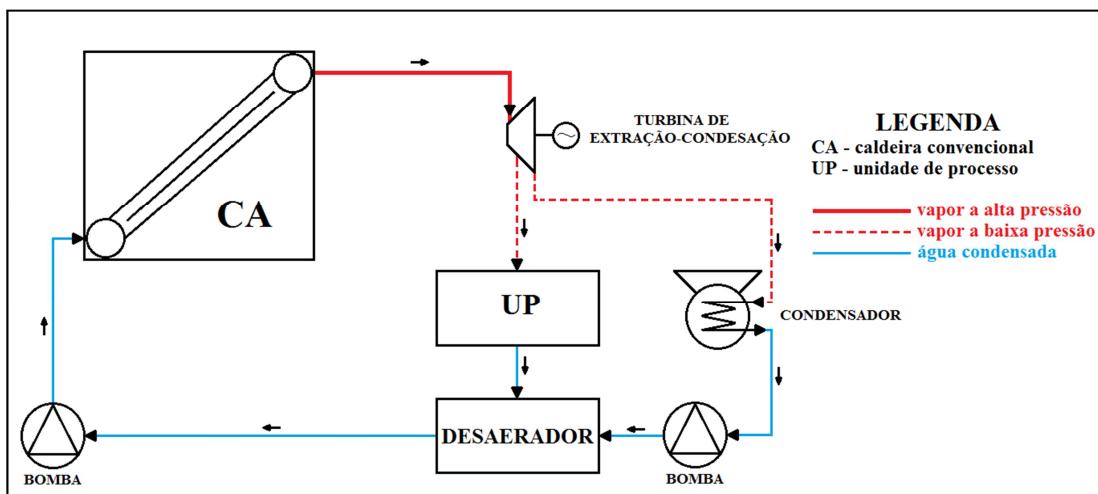


Figura 8: Sistema representativo utilizando turbinas de extração-condensação

Na turbina de extração-condensação, o vapor pode ser condensado totalmente ou parcialmente ao final da realização de trabalho na turbina, dependendo das necessidades térmicas ou mecânicas do processo. Isto é feito através de um condensador que se localiza logo na saída da turbina.

Há também a possibilidade de delimitar um ponto intermediário de temperatura para aquecer a água que alimentará a caldeira proporcionando um aumento na eficiência da geração de energia. Porém, apesar do sistema aproveitar melhor o vapor disponível para a geração de energia eletromecânica, produzindo mais energia com a mesma quantidade de combustível que um sistema com turbinas de contrapressão, esse sistema tem um custo elevado se comparado com o sistema com turbinas de contrapressão.

Contudo, a maioria dessas turbinas são projetadas para indústrias cuja pressão do vapor requerida é de cerca de 2 MPa, e a pressão de extração necessária para a produção de açúcar e álcool é algo em torno de 0,25 Mpa. Com isso, no caso da produção de

açúcar e álcool, deve-se fazer uma adaptação para a utilização dessa turbina, podendo ser necessárias turbinas de grande porte, sendo seu custo muito elevado.

Caso uma turbina de contrapressão esteja disponível, pode-se fazer o uso dela. Neste caso, ao invés do vapor extraído da turbina de extração-condensação ir diretamente para o processo produtivo, ela irá alimentar a turbina de contrapressão, conseguindo assim fornecer o vapor adequadamente para o processo produtivo. A figura 9 mostra uma representação desse sistema.

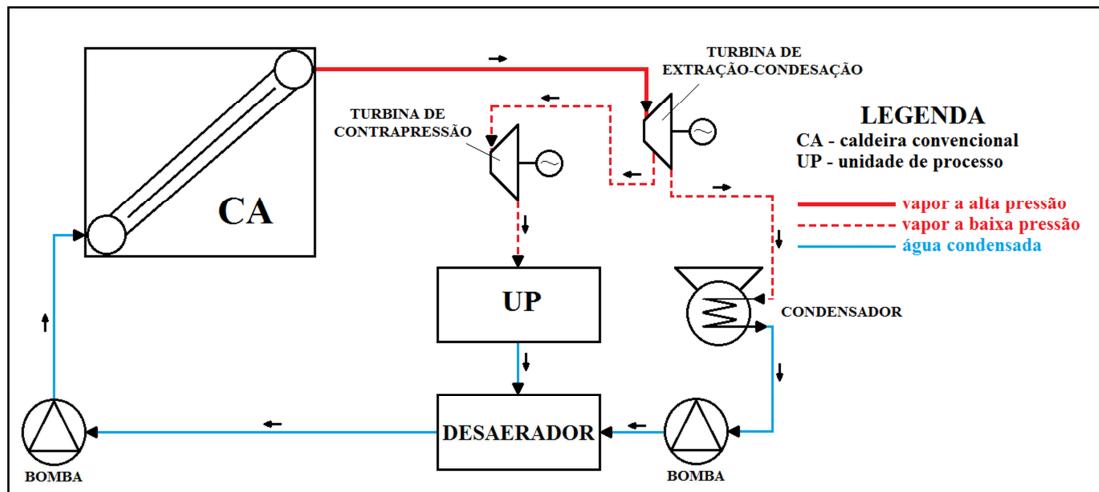


Figura 9: Sistema representativo utilizando turbinas de extração-condensação e de contrapressão

2.2.2. Ciclo Brayton

O preço e a disponibilidade do gás natural, a eficiência das turbinas a gás e seu preço competitivo têm levado a um aumento da sua utilização em sistemas de cogeração. As turbinas a gás também possuem uma ampla faixa de variação de potências, sendo utilizadas em diversas áreas industriais, e também na aeronáutica, levando em conta a sua relação potência/peso.

Na figura 10 está representado um ciclo Brayton padrão para uma turbina a gás. No ciclo padrão, o ar é comprimido no interior do compressor, com a finalidade de expandi-lo na turbina para geração de trabalho. Para tal, é necessário o aumento da temperatura do fluido de trabalho, e portanto, de sua entalpia. Isso é feito no interior da câmara de combustão, onde o gás combustível é queimado com o ar, aumentando assim a temperatura do fluido de trabalho, que nesse caso agora se torna os gases de

combustão decorrentes da queima do combustível. Os gases são então expandidos na turbina, que tem a finalidade tanto de gerar trabalho para o acionamento do compressor, quanto para a transmissão de trabalho para o gerador elétrico (caso o propósito seja gerar energia elétrica). Os gases de combustão saem da turbina a gás ainda com elevada temperatura, e assim podem ser reaproveitados para aplicações em cogeração ou em ciclo combinado.

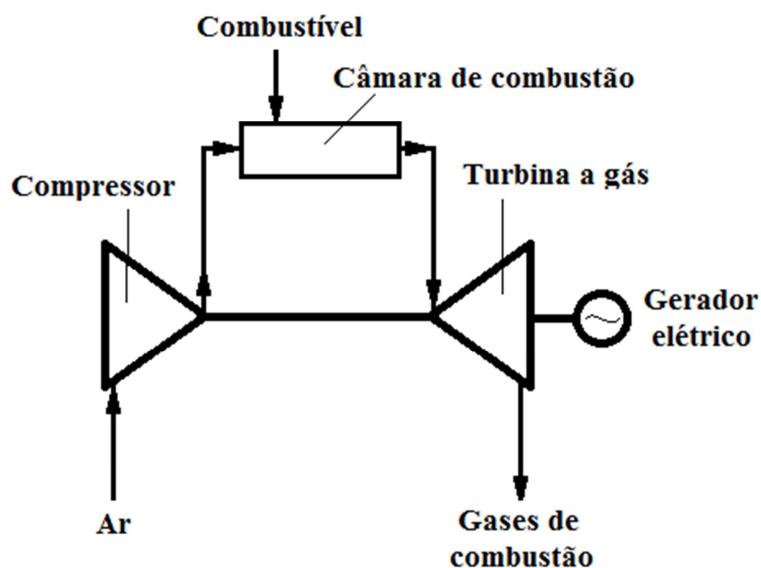


Figura 10: Representação do ciclo Brayton padrão para a turbina a gás

Em aplicações referentes à cogeração, os gases de combustão resultantes da queima podem ser aproveitados diretamente em processos de produção, como secagem, por exemplo, ou podem ser utilizados para troca de calor com a água, com a finalidade de gerar vapor em caldeiras de recuperação, visando processos que só admitem aplicações indiretas dos gases de combustão, não havendo, portanto, contaminação.

2.2.3. Ciclo combinado

O ciclo combinado é uma combinação entre o ciclo Rankine com o ciclo Brayton, utilizando então turbinas a vapor e turbinas a gás. Como dito anteriormente, os gases de exaustão ainda apresentam elevada temperatura, ou seja, elevada entalpia. O propósito do ciclo combinado é aproveitar a entalpia ainda disponível nos gases de exaustão para gerar vapor utilizando uma caldeira de recuperação, algumas

vezes sendo auxiliado com a queima de outro combustível, utilizando o oxigênio em excesso que não reagiu com o combustível na câmara de combustão.

Esse vapor gerado pela caldeira de recuperação é então expandido em uma turbina a vapor, com a finalidade de gerar mais energia útil. Portanto, a geração de vapor na caldeira de recuperação é dependente da vazão e da temperatura dos gases de exaustão provenientes da turbina a gás. A figura 11 mostra uma representação de um ciclo combinado.

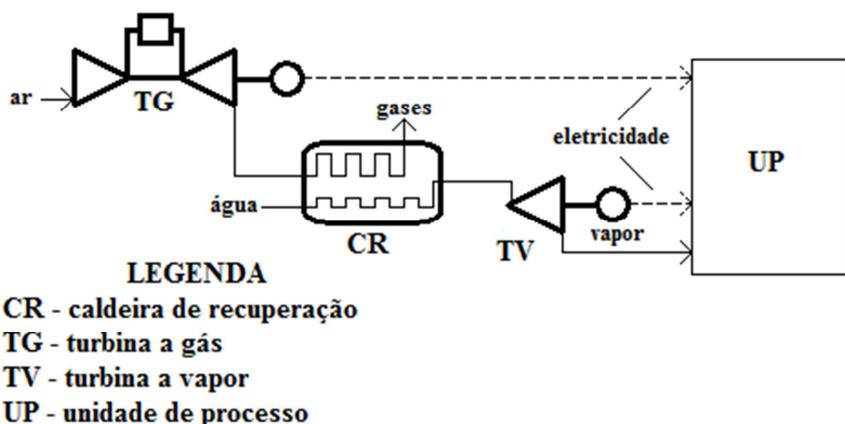


Figura 11: representação de um ciclo combinado utilizado em cogeração

Essa combinação pode apresentar bastante flexibilidade com relação à geração de energia elétrica e térmica, além de permitir uma maior extração de energia eletromecânica por unidade de energia térmica, se comparado aos ciclos anteriores.

2.3. Fundamentos Termodinâmicos

2.3.1. Análise energética baseada na Primeira Lei da Termodinâmica

A análise de sistemas e processos pela Primeira Lei da Termodinâmica baseia-se na conservação da energia e massa. No caso de estudo desse trabalho, as equações que representam os processos pela primeira lei são ajustadas para volumes de controle com fluxo de massa nas interfaces do volume de controle em cada subsistema que compõe o ciclo.

É importante lembrar também que é impossível criar ou destruir uma massa quando aplicada a Primeira Lei da Termodinâmica a um volume de controle

(BORGNAKKE et al., 2009), portanto deve-se levar em conta a conservação de massa do sistema, que no caso de regime permanente resulta em:

$$\Sigma \dot{m}_e - \Sigma \dot{m}_s = 0 \quad (2.3)$$

Portanto, considerando que o processo ocorre em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, a primeira lei da termodinâmica resulta em:

$$\dot{Q}_{v.c.} + \Sigma(\dot{m}_e \cdot h_e) = \dot{W}_{v.c.} + \Sigma(\dot{m}_s \cdot h_s) \quad (2.4)$$

onde:

- $\dot{Q}_{v.c.}$ é a taxa de transferência de calor no volume de controle;
- \dot{m}_e e \dot{m}_s são os fluxos mássicos na entrada e na saída do volume de controle, respectivamente;
- h_e e h_s são as entalpias específicas na entrada e na saída do volume de controle, respectivamente;
- $\dot{W}_{v.c.}$ é o trabalho produzido pelo volume de controle.

2.3.2. Análise energética baseada na Segunda Lei da Termodinâmica

A Segunda Lei da Termodinâmica define a propriedade de entropia, que permite a realização de uma análise quantitativa e qualitativa dos processos, completando e reforçando o balanço de energia, relacionando a quantidade de energia e a direção do fluxo energético do processo, considerando as ineficiências e as perdas termodinâmicas reais do processo. A Segunda Lei da Termodinâmica para um volume de controle, considerando o processo em regime permanente, pode ser representada pela seguinte equação:

$$\dot{S}_{ger,v.c.} + \Sigma \left(\frac{\dot{Q}_{v.c.}}{T_{v.c.}} \right) + \Sigma(\dot{m}_e \cdot s_e) - \Sigma(\dot{m}_s \cdot s_s) = 0 \quad (2.5)$$

onde:

- $\dot{S}_{ger,v.c.}$ é a taxa de geração de entropia no volume de controle;
- $T_{v.c.}$ é a temperatura superficial no volume de controle;

- s_e e s_s são as entropias específicas na entrada e na saída do volume de controle, respectivamente.

Deve-se lembrar de que a taxa de geração de entropia é sempre maior ou igual a zero (BORGNAKKE et al., 2009), ou seja:

$$\dot{S}_{ger,v.c.} \geq 0 \quad (2.6)$$

A Equação (2.5) mostra que a taxa de entropia gerada no volume de controle deve ser igual à soma da taxa na qual a entropia entra no volume de controle, da taxa de entropia gerada pelos fluxos de calor ($\dot{Q}_{v.c.}/T_{v.c.}$) e da taxa de geração de entropia devida às irreversibilidades do processo.

Já a desigualdade (2.6) mostra que todo processo envolve a degradação dos recursos energéticos, causando irreversibilidades. Alguns processos podem ser modelados como reversíveis, valendo a igualdade da expressão (2.6).

2.3.3. Definição de Exergia

O uso mais efetivo de fontes como gás natural, petróleo, carvão e a biomassa da cana-de-açúcar para a geração de energia vêm aumentando cada vez mais a utilização da exergia em análises e projetos de sistemas térmicos.

Em outros países, a palavra Exergia tem vários termos de significados semelhantes que correspondem a ela: energia útil (França), disponibilidade (EUA) e capacidade de trabalho (Alemanha). Além disso, também pode-se fazer o uso da palavra Anergia, que significa a parte da energia que não é aproveitada, ou seja, Energia = Exergia + Anergia. Deste modo, a soma daquilo que pode ser aproveitado (Exergia) com aquilo que não é útil (Anergia) é, portanto, a Energia.

No âmbito acadêmico, podem ser encontradas diversas publicações que trazem definições a respeito à exergia. O trabalho de Santos (2014) traz um resumo dos principais autores. As principais definições de exergia, segundo esse trabalho, são:

- uma propriedade que mede a capacidade máxima de causar mudança (Gaggioli, 1983);

- o padrão da qualidade da energia, utilizando os parâmetros do ambiente como estado de referência, (Kotas ,1985);
- a quantidade de trabalho obtido quando uma massa é trazida até um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do meio ambiente (Szargut *et al.*,1988);
- o máximo trabalho útil atingível a partir de um portador de energia, imaginando que esse portador de energia seja levado até as condições ambiente em um processo reversível (Tsatsaronis, 1993). Segundo o mesmo autor, a exergia de um portador de energia é uma propriedade termodinâmica que depende tanto do estado do transportador quanto do estado do ambiente;
- o trabalho ou capacidade de realizar trabalho (Wall ,2009);
- o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, quando este é composto por um sistema e pelo ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (Moran e Shapiro, 2009).

A exergia tem sido usada nos últimos anos principalmente na identificação de ineficiências no sistema, já que a destruição da exergia é resultado das irreversibilidades do sistema. Portanto, a operação dos equipamentos fora das condições de projeto levará à destruição da exergia, juntamente com perdas exergéticas para o ambiente.

2.3.4. Análise Exergética

Como dito anteriormente, em sistemas energéticos cujos fluxos operam com parâmetros fora das condições do ambiente de referência, a exergia pode ser interpretada como a parte de energia que pode ser convertida em trabalho útil e de forma reversível, sendo a destruição de exergia o resultado das irreversibilidades do sistema.

Szargut *et al.* (1988) e Kotas (1985) propuseram a seguinte relação para o cálculo da exergia:

$$b_t = b_{fis} + b_{qui} \quad (2.7)$$

onde:

- b_t é a exergia total específica (kJ/kg);
- b_{fis} é a exergia física específica (kJ/kg);
- b_{qui} é a exergia química específica (kJ/kg).

Citando novamente a definição de exergia proposta por Tsatsaronis (1993), “o máximo trabalho útil atingível a partir de um portador de energia, imaginando que esse portador de energia seja levado até as condições ambiente em um processo reversível”. Portanto, deve haver o equilíbrio térmico, mecânico e químico com o estado de referência (P_0, T_0). A exergia física, com base nesse estado de referência restrito, onde há equilíbrio térmico e mecânico com o meio, é calculada através da seguinte equação:

$$b_{fis} = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (2.8)$$

O equilíbrio químico com o meio é representado através da exergia química. Sendo $\mu_{0,i}$ o potencial químico de referência do elemento, μ_i o potencial químico do elemento na mistura, e x_i a fração do componente na mistura, a exergia química pode ser calculada por:

$$b_{qui} = \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) \cdot x_i \quad (2.9)$$

Portanto, a exergia total específica do sistema fica:

$$b_t = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) + \sum (\mu_i - \mu_{0,i}) \cdot x_i \quad (2.10)$$

2.3.5. Eficiência pela Primeira Lei da Termodinâmica

A eficiência energética é uma relação entre a quantidade de energia fornecida para o sistema e a quantidade de energia aproveitada pelo mesmo. No caso de bombas e turbinas, a eficiência termodinâmica relaciona o trabalho realizado no volume de controle com o trabalho realizado em um processo hipotético isentrópico

desde o mesmo estado de entrada até a mesma pressão de saída. A seguir são apresentadas equações para o cálculo da eficiência para bombas e turbinas:

$$\eta_{bomb} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta h_{iso}}{\dot{W}_{v.c.}} \quad (2.11)$$

$$\eta_{turb} = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m} \cdot \Delta h_{iso}} \quad (2.12)$$

onde:

- η_{bomb} e η_{turb} são as eficiências da Primeira Lei para bombas e turbinas, respectivamente;
- \dot{m} é o fluxo de massa de líquido ou vapor no volume de controle;
- Δh_{iso} é a variação de entalpia para um processo isentrópico com o mesmo estado de entrada e a mesma pressão de saída do processo real.

Para caldeiras, o cálculo da eficiência da Primeira Lei é expressa da seguinte forma:

$$\eta_{cald} = \frac{\dot{m}_s \cdot h_s - \dot{m}_e \cdot h_e}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} \quad (2.13)$$

onde:

- η_{cald} é a eficiência da Primeira Lei para caldeiras;
- \dot{m}_{comb} é o fluxo de massa do combustível;
- PCI_{comb} é o poder calorífico inferior do combustível.

2.3.6. Eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica

A eficiência sob o ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica compara o trabalho real produzido no volume de controle do processo, com a variação de exergia real entre o estado de entrada e saída.

$$\psi = \frac{\dot{W}_{v.c.}}{\dot{m} \cdot (b_e - b_s)} \quad (2.14)$$

O cálculo de eficiência das caldeiras para a Segunda Lei pode ser feita pela seguinte equação:

$$\psi_{cald} = \frac{\dot{m}_s \cdot b_s - \dot{m}_e \cdot b_e}{\dot{m}_{comb} \cdot b_{comb}} \quad (2.15)$$

2.4. Índices de desempenho estudados

A seguir serão apresentados os índices de desempenho que serão estudados e avaliados pelo presente trabalho.

2.4.1. Fator de Utilização de Energia (*FUE*)

O Fator de Utilização de Energia, também conhecido como Eficiência de Primeira Lei, é um indicador comum de desempenho utilizado dentre os vários índices de desempenho. Este índice traz uma relação entre a energia eletromecânica e/ou a energia térmica aproveitada no ciclo com a energia gasta na geração. Também é utilizado para sistemas com a geração de apenas um tipo de energia. A relação do *FUE* é apresentada a seguir:

$$FUE = \frac{\dot{W} + \dot{Q}_u}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} \quad (2.16)$$

onde:

- \dot{W} é a potência eletromecânica produzida pelo sistema de cogeração;
- \dot{Q}_u é a taxa de calor útil aproveitada pelo sistema de cogeração.

Deve-se lembrar de que essa relação não discrimina o tipo de energia gerada em seu valor, não havendo ponderação na soma das energias térmica e eletromecânica, ele apenas avalia a quantidade de energia gerada com a quantidade disponibilizada pelo combustível.

Com isso, um possível alto valor do fator de utilização de energia pode estar associado a um pequeno valor de potência elétrica produzida em comparação ao calor para processo, significando que o fator *FUE*, em alguns casos, pode não ser considerado, ou fornecer informação incompleta sob o sistema avaliado. Deste modo, deve-se fazer o uso de mais alguns índices de desempenho para a melhor interpretação do desempenho da cogeração.

2.4.2. Fator de Utilização de Energia Ponderado (FUE_P)

O Fator de Utilização de Energia Ponderado, ou “*Value-Weighted Energy Utilisation Factor*” em inglês, envolve uma tentativa de levar em conta a diferença de preço das duas formas de energia provenientes da cogeração. Como dito anteriormente, as duas formas de energia, a térmica e a eletromecânica, não podem ser tratadas de forma igual em relação à dificuldade de obtê-las, sendo a eletromecânica mais difícil de obter do que a térmica, evidenciando uma diferença no custo de obtenção das duas formas de energia.

Esse fator, agora ponderado pelo preço de cada tipo de energia, tenta diferenciar as duas formas obtidas pelo seu valor de mercado correspondente. Portanto, seja Y_E o valor de venda da energia elétrica, Y_H o valor de venda correspondente à energia térmica e Y_F o preço do combustível, todos em $R\$/kWh$, tem-se que o Fator de Utilização de Energia Ponderado é dado por:

$$FUE_P = \frac{Y_E \cdot \dot{W} + Y_H \cdot \dot{Q}_u}{Y_F \cdot \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} = \left(\frac{Y_E}{Y_F}\right) \cdot \left(\frac{1}{F}\right) \cdot \left[\dot{W} + \frac{Y_H}{Y_E} \cdot \dot{Q}_u\right] = \left(\frac{Y_E}{Y_F}\right) \cdot \eta_{eq} \quad (2.17)$$

Onde $F = \dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}$ e η_{eq} é referido como uma eficiência equivalente por Timmermans. Com isso, conhecendo o preço da energia elétrica e o da energia do combustível, e estimando a relação de preço da energia térmica pela elétrica (já que a energia térmica não é de vendida facilmente, portanto esse valor não é de fácil obtenção), pode-se obter um fator que começa a tentar levar em conta a parte econômica na questão da cogeração.

2.4.3. Índice de Poupança de Energia (IPE)

Este índice se refere à economia de energia do combustível obtida pelo sistema de cogeração em relação ao caso de se produzir separadamente energia elétrica e térmica utilizando plantas convencionais. Ele é definido como:

$$IPE = \frac{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}}{\frac{\dot{W}}{\eta_{term_ref}} + \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{cald_ref}}} \quad (2.18)$$

onde:

- η_{term_ref} é eficiência térmica de uma planta de potência de referência;
- η_{cald_ref} é a eficiência térmica de caldeiras que produzem apenas vapor saturado.

O índice em questão tem a finalidade de medir a poupança de energia, como dito anteriormente, e quanto menor for este índice, mais econômico é o sistema de cogeração e, portanto, melhor é o desempenho do sistema. A partir do IPE , podemos também definir outro índice, a quantidade de Energia a Economizar (EEC), definido como:

$$EEC = 1 - IPE \quad (2.19)$$

2.4.4. Índice de Geração de Potência (IGP)

O Índice de Geração de Potência é um critério onde tem-se por objetivo o cálculo da eficiência de potência eletromecânica de forma separada, descontado no insumo de energia aquela utilizada para fins puramente de aquecimento. Deste modo, o IGP é definido como:

$$IGP = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb} - \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{cald}}} \quad (2.20)$$

onde η_{cald} é a eficiência térmica das caldeiras da unidade.

2.4.5. Taxa de Calor Incremental (IHR)

Esse critério de desempenho termodinâmico (em inglês, *Incremental Heat Rate*) foi introduzido primeiramente por Porter e Mastanaiah (1982). Primeiramente,

considera-se que uma planta de cogeração de energia produz potência eletromecânica (\dot{W}) e uma taxa de calor útil (\dot{Q}_u). Sendo a potência fornecida pelo combustível \dot{F}_{comb} , e considerando a eficiência da caldeira no sistema de cogeração como η_{cald} (no caso de uma câmara de combustão, como acontece em turbinas a gás, pode-se utilizar a eficiência de combustão ao invés), temos o seguinte diagrama apresentado na figura 12:

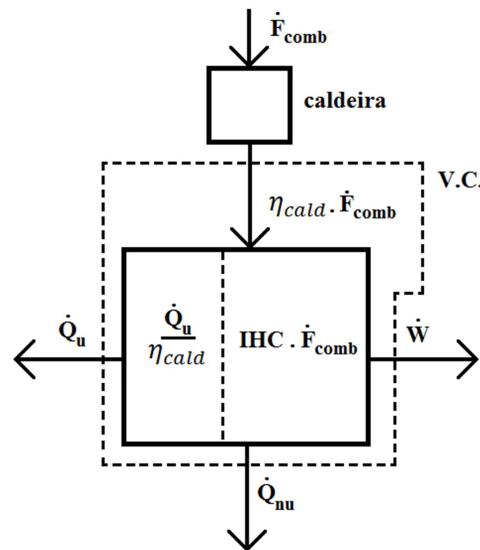


Figura 12: Taxa de Calor Incremental para uma planta de cogeração de energia

onde \dot{Q}_{nu} é a taxa de calor não utilizada do sistema, ou seja, rejeitada.

Da primeira lei da termodinâmica para o volume de controle, temos:

$$\eta_{cald} \cdot \dot{F}_{comb} = \dot{Q}_u + \dot{W} + \dot{Q}_{nu} \quad (2.21)$$

Da determinação de \dot{F}_{comb} , pode-se introduzir a Taxa de Calor Incremental, sendo \dot{F}_{comb} arbitrariamente dividido entre a potência do combustível que iria ser fornecido à caldeira (com eficiência da caldeira η_{cald} , ou de combustão no caso de turbina a gás), e o balanço que iria para a produção de potência eletromecânica (com uma taxa de calor incremental IHR). Com isso, tem-se:

$$\dot{F}_{comb} = \frac{\dot{Q}_u}{\eta_{cald}} + IHR \cdot \dot{W} \quad (2.22)$$

ou seja,

$$IHR = \frac{\dot{F}_{comb}}{\dot{W}} - \frac{\dot{Q}_u}{\dot{W} \cdot \eta_{cald}} \quad (2.23)$$

Caso $\eta_{cald} \approx \eta_{cald_ref}$ utilizado no Índice de Poupança de Energia, com um rearranjo matemático, pode-se verificar que o mesmo é o inverso da Taxa de Calor Incremental, ou seja:

$$IHR = \frac{1}{IPE} \quad (2.24)$$

2.4.6. Critério baseado na análise de disponibilidade

Esse critério é baseado no máximo trabalho que a planta pode produzir, comparativamente com o trabalho que a planta produz. Temos que, para um volume de controle entre os estados 1 e 2, o máximo trabalho que pode ser gerado é calculado da seguinte forma (Horlock, 1997):

$$[W_{rev}]_1^2 = (B_1 - B_2) - \int_1^2 \frac{T_u - T_0}{T_u} dQ_u \quad (2.25)$$

Sendo λ a razão entre o calor útil e o trabalho produzido ($\lambda = Q_u/W$), e supondo que esta razão seja constante para o sistema, temos:

$$\int_1^2 dQ_u = \lambda \cdot [W_{rev}]_1^2 \quad (2.26)$$

Supondo ainda que T_u permaneça constante, temos, através das equações 2.25 e 2.26:

$$[W_{rev}]_1^2 = \frac{(B_1 - B_2)}{1 + \lambda \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right)} \quad (2.27)$$

Se os processos entre 1 e 2 envolvem combustão de reagentes para produtos, pode-se então utilizar a variação na função de Gibbs ($-\Delta G_0$), resultando:

$$[W_{rev}]_1^2 = \frac{(-\Delta G_0)}{1 + \lambda \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right)} \quad (2.28)$$

Deste modo, adicionando ainda o calor útil do lado à equação, temos:

$$[W_{rev}]_1^2 + (Q_u)_{rev} = \frac{(-\Delta G_0) \cdot (1 + \lambda)}{1 + \lambda \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right)} \quad (2.29)$$

Sendo a expressão convencional do cálculo da eficiência:

$$\eta_R = \frac{W}{(-\Delta G_0)} \quad (2.30)$$

Por fim, pode-se definir o critério baseado na disponibilidade (*RC*, do inglês *Rational Criterion*) como sendo a razão da soma do trabalho (ou potência) produzida com o calor (ou taxa de calor) útil real, pela mesma soma, porém no caso do máximo trabalho disponível, ou seja:

$$RC = \frac{(W + Q_u)}{[W_{rev}]_1^2 + (Q_u)_{rev}} = \eta_R \cdot \left(1 + \lambda - \frac{\lambda \cdot T_0}{T_u}\right) \quad (2.31)$$

2.4.7. Razão Potência/Calor (*RPC*)

Outro importante índice para a análise de sistemas de cogeração de energia é a Razão Potência/Calor do sistema. Pode-se dizer que efetividade de custo de um sistema de cogeração está diretamente relacionada com a quantidade de potência elétrica que um sistema é capaz de produzir para uma determinada quantidade de calor utilizada no processo (SANTOS, 2014). O *RPC* é definido como:

$$RPC = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_u} \quad (2.32)$$

A Razão Potência/Calor também pode ser descrita em função do Fator de Utilização de Energia, utilizando a expressão a seguir:

$$FUE = \frac{\left(1 + \frac{1}{RPC}\right) + \dot{Q}_u}{\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb}} \quad (2.33)$$

O índice *RPC* é uma ferramenta importante na análise de sistemas de cogeração, já que ele fornece informações conjuntas capazes de gerar um embasamento mais objetivo nas decisões a respeito do funcionamento e potencial desses sistemas (SANTOS, 2014).

3. ESTUDO DE CASO – CASO 1

A seguir será apresentado o primeiro estudo de caso para a aplicação dos índices de desempenho estudados. O local de estudo seria a Usina de Açúcar de Santa Terezinha, uma das unidades de produção de açúcar e álcool pertencente ao grupo Usaçúcar.

Este local foi escolhido pois é o mesmo local de estudo da dissertação de mestrado do Santos (2014), sendo que as informações necessárias para os cálculos já foram coletados pelo mesmo à época, com a realização de visitas e pesquisa no local, além de entrevistas realizadas com responsáveis por alguns setores e operadores.

A Usina de Açúcar de Santa Terezinha faz parte da unidade industrial de Iguatemi, que normalmente tem seu mix de produção voltado para o açúcar vhp. Pode-se chegar a moer 9.000 toneladas de cana por dia, produzindo simultaneamente 1000 toneladas de açúcar vhp e 180.000 litros de álcool hidratado. A figura 13 mostra uma imagem da Usina de Santa Terezinha.



Figura 13: Usina de açúcar Santa Terezinha

Fonte: Santos (2014)

3.1. Componentes principais da planta

A seguir serão descritos os componentes principais utilizados na geração de vapor e potência da planta em estudo.

3.1.1. Bomba

As bombas fornecem energia ao fluido (vapor ou líquido), aumentando a pressão e promovendo assim a movimentação do mesmo, sendo utilizadas para o descolamento e para o aumento de pressão de fluidos.

3.1.2. Caldeira

A caldeira possui tem por função a produção de vapor, que é utilizado no acionamento das máquinas térmicas, no aquecimento, na geração de energia elétrica, entre outros.

3.1.3. Condensador

O condensador tem a função de liberar a energia contida no vapor para o meio externo, com a finalidade de promover a condensação do mesmo.

3.1.4. Desaerador

O Desaerador tem como principal função remover os gases não condensáveis (oxigênio e dióxido de carbono) da água utilizada para alimentar as caldeiras, evitando assim a corrosão promovida por esses gases na tubulação e na bomba.

3.1.5. Dessuperaquecedor

O Dessuperaquecedor tem a finalidade de dessuperaquecer vapores, injetando um fluxo de água condensada, que em contato com o vapor acaba roubando calor sensível do mesmo através de sua evaporação, diminuindo assim a temperatura do vapor superaquecido.

3.1.6. Turbina

As turbinas são máquinas capazes de converter energia mecânica e térmica contida em um fluido em trabalho de eixo. São utilizadas para movimentar outros equipamentos, quando são ligadas diretamente aos mesmos, ou para gerar eletricidade, quando são ligadas a geradores.

3.2. Descrição da planta da Usina de Santa Terezinha

A Usina de Santa Terezinha, na época em que foram coletados os dados, o sistema de geração desta usina era composto por:

- 2 caldeiras para a geração de vapor;
- 10 turbinas para a geração de energia mecânica, onde as mesmas acionavam os seguintes equipamentos: 1°/2° ternos da moenda, 3°/4° ternos da moenda, 5°/6° ternos da moenda, turbo bomba da destilaria, spray da fábrica, exaustor 1 e 2, picador, desfibrador;
- 1 turbogenerator para geração de energia elétrica.

A tabela 4 mostra os equipamentos utilizados na planta à época.

Tabela 4: Equipamentos utilizados na planta da Usina de Santa Terezinha

Equipamento	Fabricante	Modelo
Nivelador	TGM	55ME
Picador Cop 8	TGM	85ME
Desfibrador Cop 5	TGM	85ME
1° e 2° Ternos da Moenda	TGM	70ME
3° e 4° Ternos da Moenda	TGM	55ME
5° e 6° Ternos da Moenda	TGM	55ME
Exaustor 1	Dedini	155CE
Exaustor 2	Dedini	155CESP
Bomba Caldeira	Equipe	EQ-2-125-30
Bomba Destilaria	TGM	55ME
Bomba Fábrica	Dedini	55CE
Caldeira 1	Dedini	V-2-2/5-GB-2000
Caldeira 2	Dedini	BMP-3000/4T

Equipamento	Fabricante	Modelo
Turbogerador	Dedini	DME-450

Fonte: Santos (2014)

A usina trabalhava com duas caldeiras de 21 kgf/cm^2 . O turbogerador que era utilizado (Dedini DME-450) tinha capacidade de 3 MW, e era utilizado somente para a geração de energia elétrica consumida internamente pelo estabelecimento (administrativo, cozinha, salas em geral), sendo assim o mesmo não era utilizado para o acionamento dos diversos equipamentos da usina, como moendas, exaustores, ventiladores e bombas.

O vapor de processo necessário era obtido com a utilização de uma válvula redutora de pressão, cuja função era o fornecimento de vapor ao processo. A figura 14 representa a planta industrial da usina em questão.

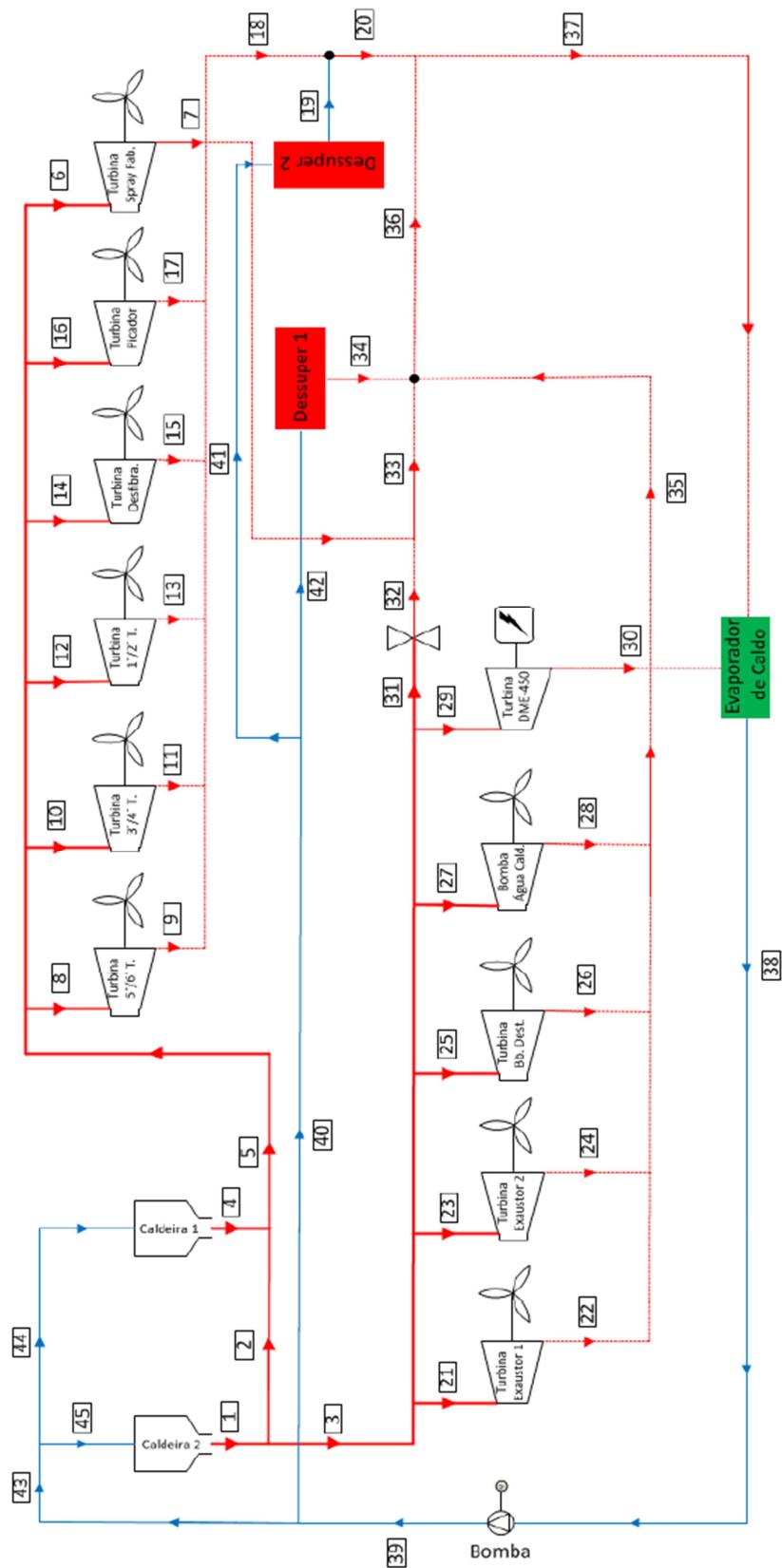


Figura 14: Fluxograma da Usina de Açúcar de Santa Terezinha

Fonte: Santos (2014)

3.3. Dados Coletados na Usina de Santa Terezinha

Todos os dados que foram coletados por Santos (2014) para a sua tese de mestrado foram levantados juntos a Usina de Santa Terezinha. Segundo ele, houveram dias em que a média de cana moída foi maior que a média/safra e houveram dias em que esta relação foi menor. Alguns dados de moagem, consumo e produção de bagaço são apresentados na tabela 5.

Tabela 5: Dados de moagem, consumo e produção de bagaço na Usina de Santa Terezinha

Parâmetros	Valores	Unidades
Cana moída total	1.650.166.510	kg
Período de safra	256	dias
Dias efetivos de safra	189,8	dias
Moagem diária	8.692	t/dia
Moagem horária	362,2	t/h
Teor de fibra da cana	13,2	%
Teor de fibra do bagaço	47,21	%
Fluxo de bagaço na caldeira 1	34,6	t/h
Fluxo de bagaço na caldeira 2	37,3	t/h
Fluxo de bagaço nas caldeiras	71,9	t/h
Fluxo de bagaço total produzido	98,99	t/h
Fluxo de bagaço residual	27,09	t/h
Bagaço total residual da safra	123.441	t

Fonte: Santos (2014)

Santos (2014) analisou 5 dias em que os valores médios de moagem foram semelhantes e que não tivessem parada de produção. A partir disso, foram retirados pontos de temperatura e pressão de 1 em 1 minuto em todos os pontos analisados e foi feita a média destas pressões e temperaturas para análise.

Com isso pôde-se obter a tabela 6, que contém dados dos pontos destacados na figura 14, desprezando a perda de carga e a troca de calor na tubulação que liga os diversos sistemas. Deste modo, pode-se fazer os cálculos necessários para a avaliação dos índices de desempenho para o sistema de cogeração adotado na Usina de Açúcar de Santa Terezinha.

Tabela 6: Parâmetros característicos de operação da Usina de Santa Terezinha

Pontos	\dot{m} (t/h)	T (°C)	p (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	b (kJ/kg)
1	90	310	2.258	3.039	6,74	1.034
2	28,85	310	2.258	3.039	6,74	1.034
3	61,15	310	2.258	3.039	6,74	1.029
4	85	290	2.258	2.991	6,657	1.011
5	113,8	295	2.258	3.039	6,678	1.017
6	10,22	275	2.258	2.954	6,591	994
7	10,22	144,2	247	2.753	7,146	626,8
8	20,31	295	2.258	3.039	6,678	1.017
9	20,31	170,9	247	2.808	7,275	643,8
10	18,92	295	2.258	3.039	6,678	1.017
11	18,92	160,7	247	2.787	7,227	637,1
12	17,7	295	2.258	3.039	6,678	1.017
13	17,7	150,4	247	2.766	7,177	630,5
14	23,24	295	2.258	3.039	6,678	1.017
15	23,24	153	247	2.771	7,19	632,2
16	23,47	295	2.258	3.039	6,678	1.017
17	23,47	177,9	247	2.823	7,307	648,6
18	103,6	164	247	2.794	7,243	639,2
19	3,31	80	100	335	1,075	18,97
20	106,9	161,4	247	2.789	7,23	637,5
21	3,11	310	2.258	3.039	6,74	1.034
22	3,11	204,4	247	2.877	7,424	667,9
23	3,781	310	2.258	3.039	6,74	1.034
24	3,781	206	247	2.864	7,396	663,1
25	3,761	310	2.258	3.039	6,74	1.034
26	3,761	187,6	247	2.842	7,351	655,5
27	7,593	310	2.258	3.039	6,74	1.034
28	7,593	204,7	247	2.877	7,425	668,1
29	38,9	310	2.258	3.039	6,74	1.034
30	38,9	155,3	247	2.776	7,201	633,6
31	0,1	310	2.258	3.039	6,74	1.034
32	0,1	284,5	247	3.039	7,737	736,5
33	14,22	145,4	247	2.755	7,152	627,5
34	2,34	80	247	335,1	1,075	19,12
35	18,24	201,6	247	2.871	7,411	665,8
36	34,8	172,4	247	2.811	7,282	644,8
37	141,7	155,9	247	2.778	6,907	723
38	180,6	104	247	436,1	1,352	37,62
39	180,6	105	2.258	442,6	1,364	40,66
40	5,65	105	2.258	442,6	1,364	40,66
41	3,31	105	2.258	442,6	1,364	40,66
42	2,34	105	2.258	442,6	1,364	40,66
43	175	105	2.258	442,6	1,364	40,66
44	85	105	2.258	442,6	1,364	40,66
45	90	105	2.258	442,6	1,364	40,66

Fonte: Santos (2014)

4. ESTUDO DE CASO – CASO 2

O local de estudo do caso 2 continua sendo a Usina de Açúcar de Santa Terezinha, porém com as mudanças propostas por Santos (2014) em sua dissertação de mestrado. Em sua dissertação, Santos apresenta o estado atual de operação da usina, além de três casos diferentes, onde ele propõe mudanças no sistema de cogeração da usina, comparando-os segundo quatro tipos de avaliação: avaliação termodinâmica; avaliação segundo os índices de desempenho; avaliação termoeconômica; e avaliação econômica.

Como a solução proposta deve ser técnica e economicamente viável, foi escolhida a proposta feita por Santos com a melhor taxa interna de retorno: o caso 3 de sua dissertação. Deste modo, serão apresentadas as mudanças propostas na planta de cogeração e em sua operação.

Nesta solução, o autor propõe a substituição de todas as turbinas que auxiliam no processo de produção, com exceção das turbinas de ternos da moenda, por acionamento por motores elétricos, destinando todo o resto do vapor superaquecido para a geração de energia elétrica e suprimento de vapor de processo para a usina. A geração de energia elétrica é feita através do turbogenerator utilizado anteriormente, com a finalidade de suprir a demanda de energia do complexo, e também através de uma turbina adicional de extração condensação, com capacidade de geração máxima de 32 MW de potência, utilizada principalmente para a geração de energia para venda.

Deste modo, algumas mudanças devem ser feitas na planta para a implantação desse caso: foi adicionado um condensador de superfície, além de uma bomba para a saída do condensador, destinado para o vapor que sai da turbina de extração condensação; a troca por uma bomba capaz de suportar alta pressão e temperaturas de até 130°C, além da adição de uma bomba para a saída do processo; e a troca da caldeira 1 por uma com capacidade e geração de vapor de 140 t/h, além da troca de parte de sua tubulação de vapor por uma capaz de suportar vapor a elevadas temperaturas. A figura 15 mostra um esquema da planta para este caso.

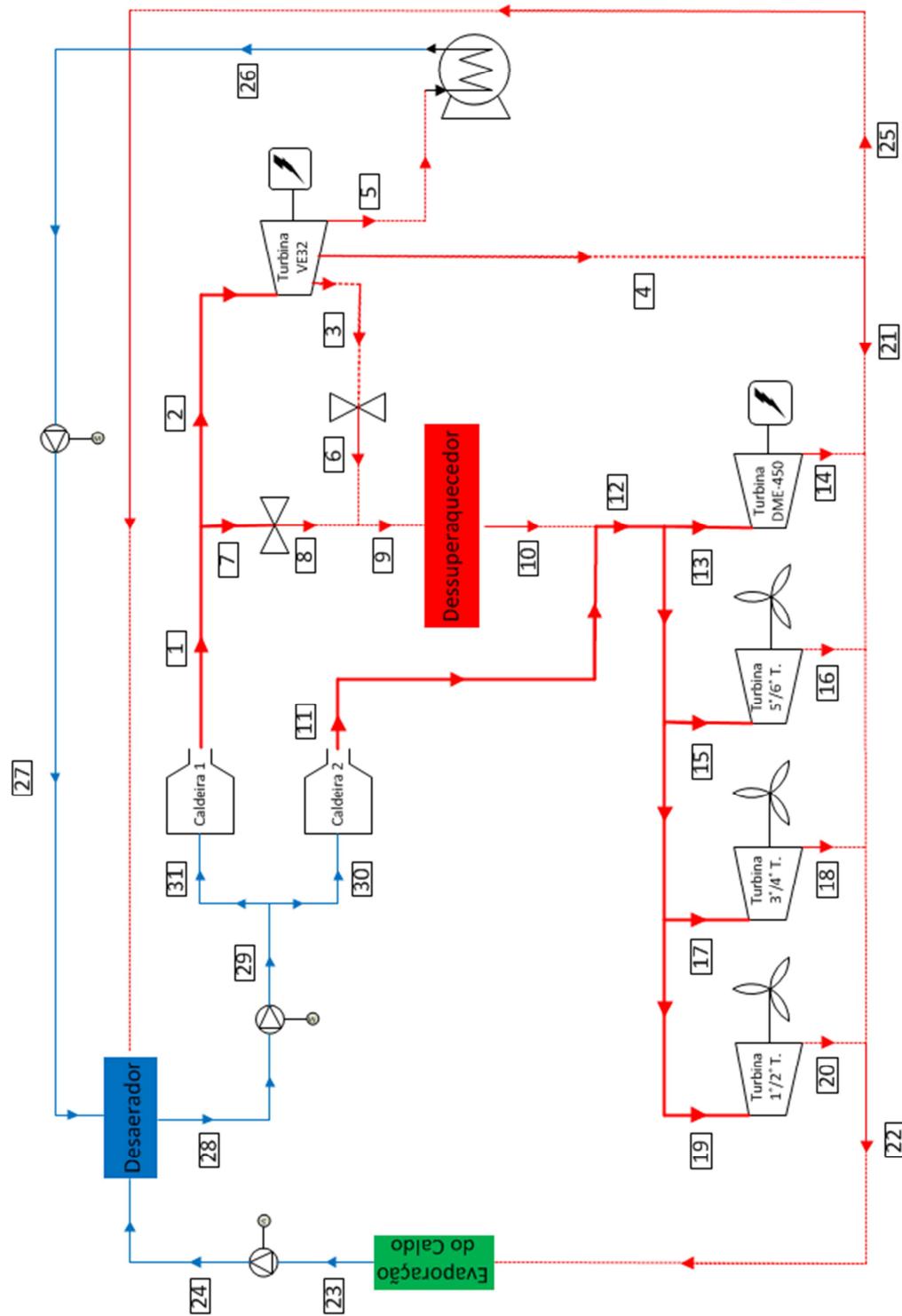


Figura 15: Fluxograma da Usina de Açúcar de Santa Terezinha – caso 2

Fonte: Santos (2014)

Além dessas mudanças, foi proposta também uma mudança na operação, utilizando o fluxo de bagaço residual, que no caso anterior não era queimado, para uma maior produção de vapor superaquecido, como mostrado na tabela 7.

Tabela 7: Parâmetros de queima de bagaço utilizado no caso 2

Parâmetros	Valores	Unidades
Fluxo de bagaço na caldeira 1	65,8	t/h
Fluxo de bagaço na caldeira 2	33,19	t/h
Fluxo de bagaço total prouzido	98,99	t/h
Fluxo de bagaço residual	0	t/h

Com isso, pôde-se obter a tabela 8, contendo dados dos pontos destacados na figura 15, novamente desprezando a perda de carga e a troca de calor na tubulação que liga os diversos sistemas.

Tabela 8: Parâmetros característicos de operação da proposta de mudança da Usina de Santa Terezinha

Pontos	\dot{m} (t/h)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	ex (kJ/kg)
1	140	530	6.448	3.489	6,933	1.426
2	140	530	6.448	3.489	6,933	1.426
3	0	0	0	0	0	0
4	100	147	247	2.759	7,16	628,5
5	40	39,6	7,2	2.573	8,264	133,3
6	0	0	0	0	0	0
7	0	0	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0	0
9	0	0	0	0	0	0
10	0	0	0	0	0	0
11	80	310	2.258	3.039	6,74	1.034
12	80	310	2.258	3.039	6,74	1.034
13	17,4	310	2.258	3.039	6,74	1.034
14	17,4	156,6	247	2.779	7,208	634
15	22	310	2.258	3.039	6,74	1.034
16	22	170,9	247	2.808	7,275	643,8
17	21	310	2.258	3.039	6,74	1.034
18	21	160,7	247	2.787	7,227	637,1
19	19,6	310	2.258	3.039	6,74	1.034
20	19,6	150,4	247	2.766	7,177	630,5
21	98	160	247	2.786	7,224	636,6
22	178	170	247	2.806	7,271	643,2

Pontos	\dot{m} (t/h)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	ex (kJ/kg)
23	178	100	247	419,2	1,307	34,15
24	178	100,1	480	419,8	1,308	34,47
25	2	160	247	2.786	7,224	636,6
26	40	37	7,2	155	0,532	0,9251
27	40	38	480	159,6	0,5453	1,567
28	220	104	247	436,1	1,352	37,62
29	220	105	6.468	444,9	1,358	44,61
30	82	105	6.468	444,9	1,358	44,61
31	140	105	6.468	444,9	1,358	44,61

Com isso, pode-se proceder para os cálculos dos dois casos apresentados, visando a comparação dos índices obtidos por eles.

5. ESTUDO DE CASO – CASO 3

Neste caso, com o objetivo de estudar um caso diferente no aspecto de capacidade de produção de energia elétrica e térmica e no aspecto da forma de produção desses tipos de energia, serão estudados para o caso 3 os índices de desempenho relativos a uma possibilidade de implantação de uma planta de cogeração em um hospital, estudado por Veiga (2007) em seu trabalho de formatura apresentado no mesmo ano.

Em seu trabalho de formatura, Veiga visa o estudo de quatro alternativas de implantação de um sistema de cogeração de energia que atenda as demandas elétrica e térmica o hospital em estudo (não há a identificação de qual hospital se trata no trabalho), sendo a demanda térmica composta por uma demanda de vapor de água e por uma demanda de água gelada. A tabela 9 a seguir apresenta a demanda do hospital em estudo.

Tabela 9: Demanda elétrica e térmica do hospital estudado

Fonte: Veiga, 2007 (adaptado)

Demandas elétricas 380V trifásico e 220V bifásico	Demandas térmicas vapor saturado	Demandas térmicas água gelada
200 kW (dois transformadores com capacidade de 225kVA e 500kVA)	1000 kg _{vapor} /h a 8kgf/cm ² (vapor saturado)	160 TR (água gelada) T _{entrada} = 12°C T _{saída} = 7°C

A utilização da cogeração em hospitais se mostra cada vez mais vantajosa, visto que esses tipos de edifícios têm uma demanda elétrica significativa e pouco variável, sendo necessário o seu fornecimento ininterrupto, que com a utilização a cogeração juntamente com o paralelismo com a rede pública de energia elétrica, pode-se garantir um abastecimento confiável ao hospital, já que caso aconteça falha em algum dos dois sistemas, o outro é capaz de suprir a demanda o hospital.

Além disso, percebe-se a necessidade de geração tripla de energia (elétrica, térmica de aquecimento e térmica de resfriamento), que também é significativa e relativamente constante. A geração tripla de energia, juntamente com a possibilidade da venda de energia elétrica excedente para a concessionária são fatores que tornam ainda mais atraente a escolha a cogeração de energia para esse tipo de empreendimento.

Em seu trabalho de formatura, Veiga apresenta quatro alternativas para a implantação de um sistema de cogeração para o hospital. Neste trabalho, será analisada apenas uma alternativa: cogeração através de um motor a gás natural para a geração de energia elétrica, e de uma caleira de recuperação e um chiller de absorção para a geração dos dois tipos de energia térmica. A alternativa escolhida será mais detalhada a seguir.

5.1. Descrição dos equipamentos

Esse conjunto para a cogeração do hospital foi uma alternativa ao emprego da turbina a gás no arranjo do sistema de cogeração. O arranjo com o motor de combustão a gás natural foi escolhido para este trabalho pois o arranjo proposto por Veiga (2007) utilizando três microturbinas a gás para a geração de energia elétrica não foi suficiente para a geração de vapor na caleira de recuperação para atender nem a demanda de vapor saturado o hospital, tão pouco para atender à demanda de vapor saturado do chiller e absorção.

Com a utilização do motor a combustão a gás proposto por Veiga, a demanda de vapor saturado demandado pelo chiller de absorção é então atendida, sendo, porém, insuficiente para atender a demanda de vapor saturado do hospital. Com isso, podemos considerar essa alternativa não mais como um sistema de trigeração de energia, mas um sistema de cogeração de energia, onde é gerado apenas energia elétrica e energia térmica de resfriamento (água gelada pelo chiller de absorção).

O motor utilizado para a simulação feita por Veiga é um motor da CATERPILLAR, modelo G3516-DM 8531, com capacidade de geração de energia elétrica de 755 kW, com suas características técnicas apresentadas na tabela 10.

Tabela 10: Dados nominais do motor de combustão interna

Fonte: CATERPILLAR

Motor CATERPILLAR Modelo G3516-DM 8531	
Potência Elétrica Gerada (kW)	755
Taxa de Compressão	12:1
Consumo de Combustível (Nm ³ /h)	231,36
Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	2,55
Temperatura dos gases de exaustão (°C)	543

As condições nominais definidas acima são obtidas de acordo com as especificações SAE J1995, ISO 3046/1, BS 5514/1 e DIN 6271/1. Esses padrões são definidos como: Potência do motor baseada em combustível tendo PCI de 33,74 kJ/L à pressão de 101kPa e 15°C, consumo de combustível baseado em um metro cúbico à pressão de 100kPa e 15,6°C, fluxo dos gases de exaustão baseado em um pé cúbico a 100kPa (Veiga, 2007). A composição do gás natural utilizado na simulação (Gás natural da Bacia de Campos) é apresentada na tabela 11.

Tabela 11: Composição química e física o gás natural a Bacia de Campos

Fonte: Veiga, 2007 (adaptado)

Composição Química do Gás Natural (% volumétrica)	
Metano (CH ₄)	89,44%
Etano (C ₂ H ₆)	6,7%
Propano (C ₃ H ₈)	2,26%
Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,31%
Iso-Butano (C ₄ H ₁₀)	0,15%
Nitrogênio (N ₂)	0,8%
Dióxido de Carbono (CO ₂)	0,34%

Composição Física do Gás Natural	
Massa Específica (kg/m ³)	0,741
Densidade	0,624
Poder calorífico inferior (PCI)	8283 kcal/m ³
Poder calorífico superior (PCS)	9400 kcal/m ³
Massa Molecular Aparente	17,367 g/mol
Velocidade de Chama (H ₂ =346)	49,4 cm/seg
Limite de Flamabilidade Superior (LSF)	14,9 (% gás no ar)
Limite de Flamabilidade Inferior (LSI)	4,8 (% gás no ar)
Relação Gás / Ar	1/9,96 (m ³ /m ³)

A caldeira de recuperação utilizada na simulação da alternativa para compor essa configuração foi o modelo AV-4 da Aalborg, que é uma caldeira flamotubular com construção vertical e horizontal, cujas especificações são apresentadas na tabela 12.

Tabela 12: Especificações da caldeira de recuperação

Fonte: Veiga, 2007

Capacidade da saída da turbina (MWe)	1 a 8
Temperatura dos gases de exaustão (°C)	<600
Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	até 75
Capacidade de produção de vapor (ton/h)	1 a 15
Pressão do vapor (barg)	25
Pinch Point (°C)	20 a 30

Por fim, o chiller de absorção que deverá fornecer água gelada a 6,7°C foi selecionado a partir da carga térmica do hospital (160TR). Os dados nominais do chiller são apresentados na tabela 13.

Tabela 13: Dados nominais do chiller de absorção

Fonte: Veiga, 2007 (adaptado)

Modelo	2A3
Capacidade (kW)	605
Consumo de vapor (kg/h)	1425
Temperatura de entrada da água (°C)	12,2
Temperatura de saída da água (°C)	6,7
Vazão de água	5,9
Pressão de entrada do vapor (bar)	1,65

5.2. Considerações de modelagem

Tendo em vista que os parâmetros operacionais dos equipamentos podem mudar dependendo da demanda do hospital ao longo do dia, ou ao longo do ano, para a modelagem desse sistema de cogeração de energia foi adotado o caso mais extremo de utilização dos mesmos, ou seja, todos os equipamentos operando com carga nominal.

No caso do chiller de absorção, o seu ponto de operação é determinado pelo motor a gás e pela caldeira de recuperação, já que a vazão e o estado do vapor que será consumido pelo chiller dependem do funcionamento desses dois equipamentos. Uma hipótese simplificadora adotada por Veiga (2007) para esse chiller é o coeficiente de eficácia (COP) constante para o chiller, ou seja, a capacidade de resfriamento do chiller sobre o calor fornecido pelo vapor é o mesmo para toda a faixa de operação do equipamento.

Com isso, a partir dos dados fornecidos do chiller, pode-se achar o COP do mesmo para a condição de operação a partir de seus dados nominais. Considerando que o vapor entra no chiller saturado e sai como líquido saturado, tem-se:

$$h_e = 2698 \text{ kJ/kg}$$

$$h_s = 479,3 \text{ kJ/kg}$$

Pela definição do COP:

$$COP = \frac{Capacidade}{\dot{m}_{vapor} \cdot (h_e - h_s)} \quad (5.1)$$

Com isso, tem-se:

$$COP = \frac{605kW}{1,425 \frac{ton}{h} \cdot 1000 \frac{ton}{kg} \cdot \frac{1}{3600} \frac{h}{s} \cdot (2698 - 479,3) \frac{kJ}{kg}}$$

$$COP = 0,69$$

6. ESTUDO DE CASO – CASO 4

O 4º estudo de caso deste trabalho consiste em um sistema de cogeração proposto e simulado por meio do *EnergyPlus* por Albers (2013) em seu trabalho de conclusão de curso. Nele, Albers propõe um sistema de cogeração de energia para o atendimento de um hotel localizado em Porto Alegre, visando a geração de energia elétrica para suprir a demanda interna do hotel, juntamente com a geração de água quente para a sua utilização pelos chuveiros do estabelecimento.

Em seu estudo, Albers constatou que o sistema de cogeração resultou em uma redução de custo considerável (cerca de 18% para a cogeração utilizando gás natural como combustível), porém, devido ao alto custo de aquisição e implantação do sistema de cogeração, não se mostrava viável economicamente essa solução para o hotel.

Apesar disso, a proposta apresentada por ele será avaliada neste trabalho, visando o cálculo dos índices de desempenho apresentados até o presente momento como um parâmetro de comparação com os outros casos apresentados anteriormente.

6.1. Características do hotel

O hotel apresentado por Albers se encontra em Porto Alegre, RS, com uma área construída de cerca de 13.000 m², possuindo 126 quartos e outras áreas, como restaurantes, escritórios, bares, depósitos, cozinhas, refeitórios, etc. A figura 16 apresenta um modelo feito por Albers do hotel no *Google SketchUp*.

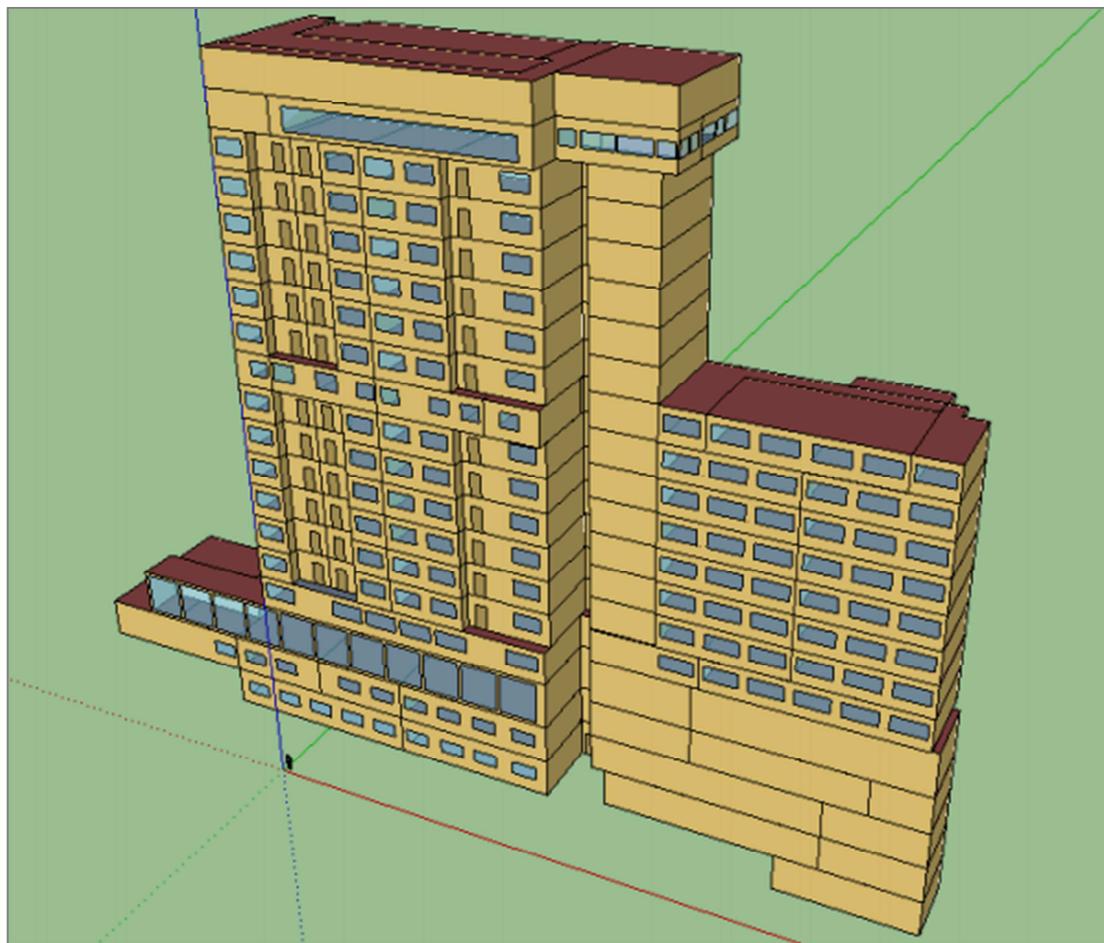


Figura 16: Modelo do hotel feito no *Google SketchUp*

Fonte: Albers, 2013

O consumo anual de energia elétrica é de 562.891 kWh, tendo uma demanda elétrica de 160 kW. O sistema de água quente do hotel é utilizado para fornecer água quente para os chuveiros, e foi estimada com uma vazão de pico de 0,026 m³/s, com um termo acumulador calculado de 23,4 m³. O dimensionamento foi realizando calculando o número de chuveiros do hotel, estimando que um banho de uma pessoa dure 10 minutos por pessoa por dia, com uma vazão de 10 litros por minuto.

6.2. Sistema de cogeração analisado

Em seu trabalho, Albers visava o aproveitamento de calor de três formas: do calor do óleo lubrificante; do calor dos gases de exaustão; e do calor da água de

arrefecimento do motor. O motor de referência utilizado por ele foi o Waukesha F18GL GLD, sendo alguns de seus parâmetros apresentados na tabela 14.

Tabela 14: Dados nominais do motor Waukesha F18GL GLD

Fonte: GE Power (adaptado)

Potência elétrica gerada (kW)	310
Consumo de combustível (kW)	906
Perda de calor pela jaqueta do motor (kW)	230
Perda de calor pelo óleo lubrificante (kW)	28
Perda de calor pelos gases de exaustão (kW)	257
Vazão dos gases de exaustão (kg/h)	1843
Temperatura dos gases de exaustão (°C)	448

As eficiências de recuperação de calor são de: 9,63% para o óleo lubrificante; 27,07% para os gases de exaustão; e 25,33% para a água de arrefecimento do motor. A temperatura de armazenamento da água no termo acumulador foi estimada em 60°C, e a temperatura de banho dos usuários do hotel foi estimada em 30°C.

7. CÁLCULOS E RESULTADOS

7.1. Caso 1

Para os cálculos realizados foram consideradas as propriedades do bagaço de cana com 50% de umidade. Para tal, foram utilizados os mesmos valores encontrados por Camargo et al. (1990). Os valores são apresentados na tabela a seguir (tabela 15):

Tabela 15: Característica do bagaço de cana com 50% de umidade

Característica	Valor	Umidade
Poder Calorífico Inferior	7.736	<i>kJ/kg</i>
Temperatura	25	°C
Umidade	50	%
Carbono	46,3	%
Hidrogênio	6,4	%
Oxigênio	43,3	%
Nitrogênio	0,0	%
Cinzas	4,0	%

Fonte: Camargo et al. (1990)

Utilizando os dados do fluxo de bagaço nas caldeiras, pode-se calcular a eficiência das caldeiras, além do fluxo total de calor que pode ser obtido pela queima do bagaço nas caldeiras:

$$\eta_{Cald,1} = \frac{\Delta h_{4-44}}{\dot{m}_4 \cdot PCI_{comb}} = 0,81 \quad (7.1)$$

$$\eta_{Cald,2} = \frac{\Delta h_{4-44}}{\dot{m}_4 \cdot PCI_{comb}} = 0,81 \quad (7.2)$$

$$\dot{m}_{comb} \cdot PCI_{comb} = 154.505 \text{ kW} \quad (7.3)$$

Através das expressões apresentadas na revisão bibliográfica, pode-se calcular as eficiências da primeira e da segunda lei, além da potência de cada componente (bomba e turbinas). O resultado é apresentado na tabela 16:

Tabela 16: Potência e eficiências das turbinas e da bomba

Equipamento	\dot{W} (kW)	η (%)	ψ (%)
1° e 2° Ternos da Moenda	1.345,2	57,6	70,8
3° e 4° Ternos da Moenda	1.327,6	53,2	66,5
5° e 6° Ternos da Moenda	1.306,6	48,8	62,1
Desfibrador	1.734,0	56,6	69,8
Exaustor 1	140,5	34,2	46,6
Exaustor 2	184,4	37,0	49,6
Picador	1.412,1	45,6	58,8
Spray	570,6	47,4	54,7
Turbina Água Caldeira	326,1	34,2	46,6
Destilaria	206,4	41,6	54,7
Turbogenerator	2.845,1	55,5	68,7
Bomba Água Caldeira	326,1	32,3	46,8

A potência líquida gerada pela planta é a soma das potências geradas em cada turbina, exceto pela turbina da água da caldeira, já que a mesma alimenta a bomba da água da caldeira. Com isso, temos:

$$\dot{W}_{liq} = 11.089,4 \text{ kW} \quad (7.4)$$

O calor útil é o calor utilizado no evaporador de caldo, ou seja:

$$\dot{Q}_u = (\dot{m}_{37} \cdot h_{37} + \dot{m}_{30} \cdot h_{30}) - \dot{m}_{38} \cdot h_{38} = 117.463,7 \text{ kW} \quad (7.5)$$

Portanto:

$$\lambda = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{W}_{liq}} = 10,59 \quad (7.6)$$

Fazendo um balanço entre a mistura de vapor que entra no evaporador de caldo (pontos 30 e 37), temos que a temperatura da mistura que entra no evaporador é $T_u = 155,77 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Além disso, será adotada uma temperatura de cozimento do caldo de $T_0 = 65 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Paulino). Com isso, temos que a razão da temperatura do caldo no evaporador pela temperatura do vapor que entra no evaporador (em Kelvin) vale:

$$\frac{T_0}{T_u} = 0,7884 \quad (7.7)$$

Será feita uma estimativa de que o valor da eletricidade vale 3 vezes o valor do calor útil, tomando como referência o valor utilizado por Horlock (1997). Com isso:

$$\frac{Y_H}{Y_E} = 1/3 \quad (7.8)$$

Além disso, será utilizado um valor médio para o bagaço de cana de R\$ 85,00 por tonelada, preço médio registrado em Outubro de 2016 (Cana Online, 2016). Utilizando o poder calorífico inferior do bagaço de cana, e convertendo as unidades para MWh, temos que o preço do bagaço de cana é de R\$ 39,56 por MWh. Para o preço da energia elétrica será utilizado um valor médio do mercado livre de R\$ 400,00 por MWh, preço registrado em Abril de 2017 (Brix, 2017).

Utilizando a eficiência da caldeira de referência igual à eficiência das caldeiras da planta ($\eta_{cald_ref} = \eta_{cald1}$), e o valor da eficiência de uma central termoelétrica de referência como sendo 0,4 ($\eta_{term_ref} = 0,4$), juntamente com as informações descritas anteriormente, pode-se calcular os índices de desempenho para a planta em questão. Os resultados são mostrados na tabela 17:

Tabela 17: Índices de desempenho calculados – caso 1

Índice	Valor
FUE	0,832
η_{eq}	0,325
FUE _p	3,558
IPE	0,894
EEC	0,106
IGP	1,169
IHR	1,118
RC	0,515

7.2. Caso 2

Como este caso se trata apenas de uma proposta de um *retrofit* para o melhor aproveitamento do vapor produzido pela queima de bagaço de cana, as mesmas propriedades do bagaço de cana utilizadas anteriormente serão consideradas neste caso. Como a operação da planta mudou, temos que a eficiência das caldeiras também mudou, além do fluxo total de calor produzido pela queima do bagaço, como mostra a tabela 18 a seguir:

Tabela 18: Eficiência das caldeiras e fluxo de calor da queima de bagaço - caso 2

$\eta_{cald,1}$	83,7%
$\eta_{cald,2}$	82,8%
$\eta_{cald,méd}$	83,4%
\dot{F}_{comb}	212.719 kW

A seguir também são apresentados os dados calculados para os equipamentos da proposta, de forma semelhante ao feito para o caso 1.

Tabela 19: Dados calculados para os equipamentos - caso 2

Equipamento	\dot{W} (kW)	η (%)	Ψ (%)
1° e 2° Ternos da Moenda	1.486,3	60,7	67,7
3° e 4° Ternos da Moenda	1.470,0	56,1	63,5
5° e 6° Ternos da Moenda	1.411,7	51,4	59,2
Turbogerador (3 MW)	1.256,7	57,9	65,0
Turbogerador (32 MW)	30.455,6	80,9	83,4
Bomba da Caldeira	537,8	74,2	79,4
Bomba do Condensador	51,1	11,1	14,0
Bomba do Processo	29,7	48,3	53,3

A potência líquida produzida pela planta de cogeração será, então, a soma das potências as turbinas a vapor, descontando as potências as bombas para operação da bomba, ou seja, 35.462 kW. O calor útil da planta se dá pelo fluxo de calor entre os pontos 22 e 23 da planta, e vale 118.014 kW. Utilizando as mesmas hipóteses do caso anterior, pode-se então determinar os índices de desempenho da planta, que são apresentados na tabela 20 a seguir:

Tabela 20: Índices de desempenho calculados - caso 2

Índice	Valor
FUE	0,721
η_{eq}	0,352
FUE _p	3,847
IPE	0,908
EEC	0,092
IGP	0,498
IHR	2,010
RC	0,490

7.3. Caso 3

Foi feita uma simulação desse arranjo de cogeração de energia e os resultados são apresentados na tabela 21.

Tabela 21: Resultados da simulação do caso 3

Consumo de combustível (Nm ³ /h)	231,36
Potencia elétrica gerada (kW)	755
Capacidade de refrigeração (kW)	652,9
Quantidade de vapor produzido na C.R. (ton/h)	1,688

Como a capacidade de refrigeração excedeu a capacidade nominal do chiller de absorção, será utilizada a capacidade nominal do chiller nos cálculos dos índices de desempenho ao invés do valor obtido pela simulação, ou seja, 605 kW de capacidade e 1,425 ton/h de vapor saturado.

Pode-se converter Nm³/h para m³/h utilizando a seguinte expressão:

$$\frac{m^3}{h} = \frac{Nm^3}{h} \cdot \frac{273}{(273 + T_1)} \cdot \frac{101,325}{P_1 - (UR \cdot P_v)} \quad (7.9)$$

Onde:

- P_1 é a pressão de admissão do gás na entrada do compressor, em kPa;
- T_1 é a temperatura de entrada, em °C;
- UR é a umidade relativa do ar;

- P_v é a pressão parcial de vapor, em kPa.

Utilizando como condição de entrada $T_1=25^\circ\text{C}$, $P_1=92,6\text{kPa}$ e $UR=50\%$, temos:

$$\dot{Q}_{GN} = 235,96 \frac{m^3}{h} = 0,0655 \frac{m^3}{s}$$

Tendo em vista que o PCI do gás natural da bacia de campos vale 36.656 kJ/m^3 , temos:

$$\dot{F}_{comb} = 2402.6\text{kW}$$

Considerando a potência líquida como a potência elétrica gerada pelo motogerador, e considerando a potência útil como a capacidade de refrigeração do chiller de absorção, tem-se:

$$\dot{W}_{liq} = 755\text{kW}$$

$$\dot{Q}_u = 652,9\text{kW}$$

$$\eta_{Cald} = 0,671$$

$$\lambda = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{W}_{liq}} = 0,865$$

Tendo em vista que o vapor saturado é gerado a 115°C , e considerando a temperatura no gerador de vapor no chiller de absorção como sendo $72,4^\circ\text{C}$, tem-se:

$$\frac{T_0}{T_u} = 0,6295$$

Utilizando a estimativa de que o valor da eletricidade vale 3 vezes o valor do calor útil, e um valor da eletricidade do mercado livre de R\$ 400,00 por MWh, mesmas hipóteses utilizadas para os casos 1 e 2, Além disso, será utilizado um valor médio para o gás natural de R\$ 0,37 por metro cúbico, preço médio registrado em Julho de 2017 para cogeração (Comgás, 2017). Utilizando o poder calorífico inferior do gás natural, e convertendo as unidades para MWh, temos que o preço do gás natural é cerca de R\$ 38,35 por MWh.

Com isso, pode-se obter os índices de desempenho para esse sistema de cogeração, que são apresentados na tabela 22.

Tabela 22: Índices calculados para o caso 3

Índice	Caso 1
FUE	0,502
neq	0,353
FUE _p	3,687
IPE	1,027
EEC	-0,027
IGP	0,418
IHR	2,390
RC	0,362

Pode-se observar que os índices são relativamente piores do que os índices obtidos nos casos 1 e 2, sendo que o EEC ficou negativo (quanto maior, melhor). Isso se deve muito ao fato do motor de gás natural utilizado não ser muito eficiente, sendo a relação entre a potência elétrica gerada e a potência disponível no combustível na ordem de 27,9%.

7.4. Caso 4

O sistema de cogeração do hotel foi simulado utilizando como base os valores nominais dos equipamentos, e o resultado é apresentado na tabela 23:

Tabela 23: Resultado da simulação do sistema de cogeração do hotel

Potência Gerada (kW)	310
Calor útil pelo óleo lubrificante (kW)	2,7
Calor útil pelos gases de exaustão (kW)	69,6
Calor útil pela água de arrefecimento (kW)	58,3
Calor útil total (kW)	130,5
Consumo de gás natural (m ³ /h)	94,1
Eficiência do gerador	34,2%
Eficiência da recuperação de calor	25,3%

Considerando a potência líquida como a potência elétrica gerada pelo motogerador, e considerando a potência útil como o calor recuperado do motor, tem-se:

$$\dot{W}_{liq} = 310kW$$

$$\dot{Q}_u = 130,5kW$$

$$\lambda = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{W}_{liq}} = 0,421$$

Com a estimativa de que a água quente é acumulada no termo acumulador a 60°C, e que os usuários do hotel utilizam o chuveiro com a água a 30°C, tem-se:

$$\frac{T_0}{T_u} = 0,5$$

Utilizando os valores dos preços da energia elétrica e do gás natural do estudo de caso 3, e adotando os valores de eficiência de referência dos casos 1, 2 e 3, os índices de desempenho foram calculados para esse sistema de cogeração, que são apresentados na tabela 24.

Tabela 24: Índices calculados para o caso 4

Índice	Caso 4
FUE	0.486
neq	0.390
FUEp	4.070
IPE	0.968
EEC	0.032
IGP	0.793
IHR	1.261
RC	0.414

7.5. Comparação entre os casos 1 e 2

Para uma melhor visualização dos índices de desempenho para comparação entre os casos, é apresentada a tabela 25, com os índices compilados dos casos estudados:

Tabela 25: Compilação dos índices de desempenho calculados para os casos 1 e 2

Índice	Caso 1	Caso 2
FUE	0,832	0,721
η_{eq}	0,325	0,352
FUE _p	3,558	3,847
IPE	0,894	0,908
EEC	0,106	0,092
IGP	1,169	0,498
IHR	1,118	2,010
RC	0,515	0,490

Como pode-se observar pela tabela 15, o FUE diminuiu para o caso 2, o que é explicado pelo fato de que o caso 2 é uma proposta de mudança do caso 1 para a maior geração energia eletromecânica, cuja geração tem menor eficiência quando comparada com a geração de energia térmica por uma caldeira. Porém, deve-se observar que a eficiência equivalente aumentou, e consequentemente o FUE_p, tendo em vista que esta é uma eficiência que leva em conta parâmetros econômicos para a sua determinação. Deve-se ressaltar que, neste caso, o FUE_p é diretamente proporcional à eficiência equivalente, já que se trata do mesmo combustível utilizado.

O IPE também aumentou para o caso 2, o que pode ser explicado pela adição da turbina para geração de energia elétrica para venda, que é uma turbina com maior eficiência que as outras, aumentando a eficiência da geração de energia eletromecânica da planta.

Como foi feita uma queima adicional de bagaço de cana para geração de energia eletromecânica, é natural que os índices de IGP e RC apresentem uma piora, tendo em vista que mais vapor está sendo produzido para o aumento da geração de energia eletromecânica, estando a de energia térmica praticamente a mesma do caso 1.

Na comparação destes dois casos, como a planta foi feita no regime *bottoming*, sendo projetada para atender primeiramente uma demanda de energia térmica, é evidente que o aumento de produção de vapor no caso 2 levaria à queda de alguns índices, não mostrando, com esses índices, o aumento de eficiência obtido pela

adição do turbogenerator de 32 MW. Por isso, neste caso, pode-se observar que seria melhor uma comparação utilizando o FUE_p, a eficiência equivalente ou o IPE, que mostram essa melhora causada pela proposta de mudança do caso 2 em relação ao caso 1.

7.6. Comparação entre os casos 1 e 3

Para uma melhor visualização dos índices de desempenho para comparação entre os casos, é apresentada a tabela 26, com os índices compilados dos casos estudados:

Tabela 26: Compilação dos índices de desempenho calculados para os casos 1 e 3

Índice	Caso 1	Caso 3
FUE	0,832	0,502
η_{eq}	0,325	0,353
FUEp	3,558	3,687
IPE	0,894	1,027
EEC	0,106	-0,027
IGP	1,169	0,418
IHR	1,118	2,390
RC	0,515	0,362

Como pode-se observar, o FUE do caso 1 é expressivamente maior do que o do caso 3, principalmente pela maior eficiência nas conversões de energia, tanto eletromecânica, quanto térmica, e no maior aproveitamento da energia remanescente de seus processos.

Porém, a eficiência equivalente do caso 3 se mostrou maior do que a do caso 1. Isso pode ser explicado pela maior produção de energia eletromecânica em relação à energia térmica no caso 3, mostrando uma maior eficiência em geração de valor nas formas de energias geradas, apesar do menor rendimento de seus equipamentos. Além disso, devido ao preço dos dois combustíveis serem semelhantes em termos de R\$/MWh, o caso 3 também mostra uma melhora em relação ao índice FUE_p.

Em relação aos outros índices, percebe-se uma piora no caso 3, o que já era esperado visto que são utilizados equipamentos de menor rendimento e uma parcela menor de conversão de energia térmica em relação à eletromecânica.

7.7. Comparação entre os casos 3 e 4

Para uma melhor visualização dos índices de desempenho para comparação entre os casos, é apresentada a tabela 24, com os índices compilados dos casos estudados:

Tabela 27: Compilação dos índices de desempenho calculados para os casos 3 e 4

Índice	Caso 3	Caso 4
FUE	0,502	0,486
η_{eq}	0,353	0,390
FUE _p	3,687	4,070
IPE	1,027	0,968
EEC	-0,027	0,032
IGP	0,418	0,793
IHR	2,390	1,261
RC	0,362	0,414

Como pode ser observado, o valor de FUE do caso 4 está pior do que o do caso 3. Isso se deve pelo menor aproveitamento da energia térmica no caso 4, apesar de apresentar uma eficiência na geração eletromecânica melhor do que o do caso 3 (34,2% contra 27,9%). Com isso, a eficiência equivalente, e consequentemente o FUEp apresentaram uma melhora no caso 4, já que este caso gera energia eletromecânica em uma proporção maior em relação à energia térmica, e com um maior rendimento, apesar do baixo rendimento na geração de energia térmica.

Essa melhora no rendimento de geração de energia eletromecânica se propaga nos índices IPE, EEC, IGP, IHR e no RC, apresentando uma melhora no caso 4 desses índices.

8. CONCLUSÃO

A revisão bibliográfica sobre o assunto mostrou que há diversos índices de desempenho relacionados com sistemas de cogeração de energia, alguns ainda relacionados de forma econômica, ou que poderão ser utilizados para uma análise econômica da planta de cogeração. Além disso, muitas vezes a utilização de apenas um índice de desempenho não consegue avaliar totalmente o desempenho desse sistema, sendo necessária a utilização de mais de um índice para a compreensão do desempenho do sistema que está sendo avaliado.

Foi feito um estudo de caso com a Usina de Açúcar de Santa Terezinha, onde os dados para o cálculo dos índices de desempenho estão disponíveis através da dissertação de mestrado do Santos (2014). Os cálculos foram feitos para dois casos e apresentados anteriormente.

Pode-se perceber que, apesar de ter um fator de utilização de energia alto, os outros índices não evidenciam um grande desempenho nessa planta de cogeração. Isso se deve ao fato de que grande parte da energia do bagaço da cana é utilizada para o aquecimento do caldo da cana para a produção de açúcar e álcool, e não para a produção de energia mecânica e eletromecânica, para utilização no processo produtivo e eventual venda do excesso de energia elétrica.

Na comparação entre os índices nos dois casos, ficou evidenciado que alguns índices não mostraram o aumento de eficiência causado pela adição de um turbogenerator mais eficiente, mostrando que esses índices sozinhos não são capazes de caracterizar o desempenho de uma planta cogeradora.

Já na comparação da Usina de Açúcar com o caso do hospital, ou até mesmo do hotel, pode-se notar que os índices se comportaram de forma diferente. O FUE, por estar muito preso à forma de energia com maior rendimento em sua geração, apresentou uma melhora no caso da usina, já que esta faz uma geração de energia térmica maior em relação à energia elétrica. Porém, nos índices econômicos, como a eficiência equivalente ou o FUE_p, o hospital e o hotel se mostraram melhores do que a usina, principalmente pela pouca diferença de preços entre os dois combustíveis e

pela maior geração de energia elétrica por parte do hotel e do hospital, que é um tipo de energia mais nobre, apesar desses dois apresentarem equipamentos de menor rendimento do que a usina.

Porém, em relação aos outros índices, a usina se mostrou melhor do que os casos do hotel e do hospital, apesar desses índices beneficiarem um melhor aproveitamento da energia na forma eletromecânica, como mostra a comparação dos casos 1 e 2.

Na comparação do hotel com o hospital, este último se mostra mais eficiente no índice do FUE, já que este gera, em proporção, mais energia térmica e de forma mais eficiente do que o hotel. Porém, nos outros índices, o hotel se mostrou mais vantajoso do que o hospital, sendo mais relevante a sua parcela de geração de energia eletromecânica, que é gerada de forma mais eficiente e com proporção maior do que o hospital.

Com essas comparações, pode-se concluir que a utilização de apenas um índice de desempenho não consegue caracterizar completamente o desempenho de um sistema de cogeração de energia. O índice FUE é importante para evidenciar o aproveitamento energético do combustível utilizado pela planta cogeradora. Porém, a utilização de um índice econômico, como o FUE_p , e outro índice que faça uma análise exergética o sistema de cogeração, como o RC, podem ser utilizadas para uma melhor comparação entre sistemas de cogeração de energia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA - ANEEL -
<<http://www.aneel.gov.br>> Acesso em: 09 de outubro de 2015.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA - ANEEL - **Atlas de energia elétrica** - ANEEL. 3^a ed., Brasília: Aneel, 2008. Disponível em <<http://www.aneel.gov.br>> Acesso em: 18 de novembro de 2015.
- ALBERS, L. A. R. **Simulação Energética de um Hotel Utilizando Cogeração**. 17p. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.
- ANDREOS, R. **Capítulo 12 – Cogeração de Energias térmica e eletromecânica**. 17p. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.
- ASSOCIAÇÃO DA INDÚSTRIA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA – COGEN –
<<http://www.cogen.com.br>> Acesso em: 10 de outubro de 2015.
- BALESTIERI, J. A. P. **Cogeração : geração combinada de eletricidade e calor**. In: Moreira, J. R. S. **Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética**. São Paulo, Editora LTC, 1^a Ed., 2017.
- BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7. ed., Edgard Blucher, 2009.
- BRIX. **Boletim Preço de Energia Elétrica Spot**. <https://brix.com.br/publicdocs/brix/data_files/BRIX_INDEX.pdf> Acesso em: 02 de novembro de 2017.
- CAMARGO, C. A.; RIBEIRO, A. M. M.; USHIMA, A. H.; SOUSA, M. E. P.; SANTOS, N. F. **Conservação de energia na indústria de açúcar e álcool: manual de recomendações**. 798p., Publ. 1817, Instituto de Pesquisas Tecnológicas, São Paulo, Reimpresso em 1990.

COMGÁS. Tarifas do Gás Natural Canalizado.

<<https://www.comgas.com.br/tarifas/>> Acesso em: 02 de novembro de 2017.

CANA ONLINE. Preço do bagaço de cana começa a reagir.

<<http://canaonline.com.br/conteudo/preco-do-bagaco-de-cana-comeca-a-reagir.html>>

Acesso em: 02 de novembro de 2017.

CARPIO, R. C; TEIXEIRA, F. N; BESSA, F. C; LORA, E. S. Critérios de Avaliação Termodinâmica para Sistemas de Cogeração em usinas de açúcar.

Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM. Águas de Lindoia, 1999.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA – EPE - <<https://ben.epe.gov.br>>

Acesso em: 25 de novembro de 2015.

GAGGIOLI, R. A. Second law analysis for process and energy engineering. ACS

Simpsons Series 235, p. 3-50, 1983.

GE POWER. Waukesha gas engine VGF Series Enginator generating system

VGF18GL/GLD.

<https://www.gepower.com/content/dam/gepower-pgdp/global/en_US/distributed-power-downloads/documents/19074_1.pdf>

Acesso em: 07 de novembro de 2017.

GOMES, C. M. Análise termodinâmica, exergética e termoeconômica de uma instalação termelétrica em ciclo combinado com cogeração de vapor. 175 p.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - UNICAMP - Universidade

Estadual de Campinas, Campinas, 2001.

HORLOCK, J. H. Cogeneration – combinet heat and power (CHP):

thermodynamics and economics. 226p. Whittle Laboratory, Cambridge, 1997.

KOTAS, V. T. J. The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths,

Londres, 1985.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. Princípios de Termodinâmica para

Engenharia. 6. ed., LTC, Rio de Janeiro, 2009.

- PAULINO, O. F. T. **Produção de Açúcar: material de apoio.** Disponível em: <<http://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5840855/LOQ4023/Producao-de-Acucar-materialdeapoio.pdf>> Acesso em: 02 de maio de 2016.
- PORTER, R. W; MASTANAIAH, K. **Thermal-Economic Analysis of Heat-Matched Industrial Cogeneration Systems.** p. 171-187, 1982.
- ROCHA, G. **Análise termodinâmica, termoeconômica e econômica de uma usina sucroalcooleira com processo de extração por difusão.** 150p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), UNESP - Universidade Estadual Paulista, “Júlio de Mesquita Filho”, Ilha Solteira, 2010.
- VEIGA, T. D. **Projeto de planta de cogeração para um hospital.** 75 p. Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica. São Paulo, 2007.
- SANTOS, R. D. D. **O uso da biomassa da cana-de-açúcar para cogeração e produção de energia elétrica: análise termodinâmica, termoeconômica e econômica – estudo de caso.** 142 p. Dissertação (Mestrado em Bioenergia), Universidade Estadual do Oeste do Paraná, Cascavel, 2014.
- SZARGUT, J. **Exergy Analysis of Thermal Processes; Ecological Cost.** In: Proceedings of the International Workshop “Advances in Energy Studies: energy flows in ecology and economy. Porto Venere, Itália. 1999.
- TIMMERMANS, A. R. J. **Combined Cycles and their Possibilities Lecture Series, Combined Cycles for Power Generation.** Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Sint-Genesius-Rode, Bélgica, 1978.
- TORRES, E. A. **Avaliação exergética e termoeconômica de um sistema de cogeração de um pólo petroquímico.** 240 p. Dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica) - UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1999.

TSATSARONIS, G.; WINHOLD, M. **Exergoeconomic analysis and evaluation of energy - Conversion plants - I. A new general methodology.** Energy, v. 10, n. 1, p.69-80, 1985.

UCHÔA, T. B; BENEDUZZI, A. H; MASHIBA, M. H. S.; MAIA, C. R. M; RAMOS, R. A. V. **Análise termodinâmica e termoeconômica de uma usina sucroalcooleira que produz excedente de bagaço para comercialização.** 10p. Anais do VI Congresso Internacional sobre Geração Distribuída e Energia no Meio Rural (em CD-ROM), Campinas, 2006.

WALL, G. **Exergetics.** Bucaramanga, 2009. Disponível em: <<http://www.exergy.se/goran/pdf.html>> Acesso em: 25 de novembro de 2015.

WALTER, A. C. S. **Viabilidade e perspectivas da cogeração e geração termelétrica no setor sucro-alcooleiro.** 287 p. Dissertação (Doutorado em Planejamento Energético) - UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 1994.