

Revista Brasileira de Engenharias

Data de aceite: 22/10/2025

COGERAÇÃO DE ENERGIA À PARTIR DE BIOMASSA EM CALDEIRA MISTA A 21 BAR

Eduardo Augusto Cayser

UNIFEBE – Centro Universitário da
Fundação Educacional de Brusque

Andrei Buse

UNIFEBE – Centro Universitário da
Fundação Educacional de Brusque

Ricardo Siewerdt

UNIFEBE – Centro Universitário da
Fundação Educacional de Brusque

Luciano Pinotti

UNIFEBE – Centro Universitário da
Fundação Educacional de Brusque

Rodrigo Blödorn

UNIFEBE – Centro Universitário da
Fundação Educacional de Brusque

Milton Augusto Pinotti

UNIFEBE – Centro Universitário da
Fundação Educacional de Brusque



Todo o conteúdo desta revista está
licenciado sob a Licença Creative
Commons Atribuição 4.0 Interna-
cional (CC BY 4.0).

Resumo: O crescimento do consumo de energia elétrica no Brasil vem demandando a ampliação da capacidade do sistema de geração e distribuição de energia brasileiro. Esta necessidade pode ser reduzida em parte através de alternativas de geração distribuída, onde a geração de energia elétrica é realizada próximo ao ponto de consumo. A cogeração concomitante de energia elétrica e térmica pode ser caracterizada como uma forma de geração distribuída, uma vez que a energia elétrica pode ser utilizada pelo próprio estabelecimento gerador. Neste documento é apresentado o estudo de viabilidade econômica de um sistema de cogeração de energia com uma caldeira mista, operando a 21 bar de pressão com vapor superaquecido a 350 °C, gerando energia em uma turbina de contrapressão com vapor superaquecido com pressão de saída de 8,5 bar. O processo estudado apresenta uma economia significativa, comprovando o potencial dos sistemas de cogeração, de maneira que novas pesquisas podem aprimorar este projeto, através da realização de projeto de detalhamento das instalações e estimativas mais detalhadas dos custos de manutenção. A proposta demonstrou-se atrativa financeiramente, uma vez que resultou em um tempo de retorno de investimento descontado de 4,33 anos.

Palavras-chave: Cogeração; Caldeira mista; Biomassa.

INTRODUÇÃO

Segundo Brasil (2020), a estimativa de aumento do consumo de energia elétrica no Brasil se dará a uma taxa média de 2,1% ao ano entre 2019 e 2030, acumulando aproximadamente 18% de aumento entre os anos de 2022 e 2030.

Ainda segundo Brasil (2020), apesar de a matriz energética brasileira manter neste horizonte a predominância de oferta de energia elétrica renovável, a mudança da composição

da matriz traz novos desafios para o planejamento do sistema de geração e transmissão de energia Brasileiro.

O aumento do consumo de energia elétrica, e mudança da composição da matriz energética, criam a necessidade de aumentar a infraestrutura de distribuição de energia. Existe, no entanto, uma alternativa que promete reduzir, ou ao menos postergar, a necessidade de grandes investimentos na ampliação da infraestrutura de distribuição de energia elétrica, que vem a ser a geração distribuída. De acordo com o Instituto Nacional de Eficiência Energética (INEE 2022), a geração distribuída é a geração de energia elétrica realizada junto ou próxima ao consumidor. Assim sendo, baseando-se nessa premissa, pode-se afirmar que a cogeração de energia se enquadra como uma modalidade de geração de energia distribuída, visto ser gerada pelo próprio consumidor.

Stultz e Kitto (2005, p. 2-24), definem cogeração de energia, como “a geração simultânea de mais de uma forma de energia aproveitável com apenas um combustível”. Na prática, cogeração se refere a geração de energia elétrica em conjunto com alguma função industrial, como o aquecimento de equipamentos.

Os processos de geração de energia elétrica a partir do calor, sejam eles, nuclear, termoeletrônico ou geotérmico, tem em comum a forma de extrair do calor o trabalho, através de um ciclo termodinâmico.

A geração de energia elétrica a partir do vapor se baseia no estudo de máquinas térmicas, dispositivos que produzem trabalho a partir do calor em um processo cíclico, que consiste basicamente em quatro etapas (SMITH; VANNES; ABBOTT, 2007):

- Bombeamento de água líquida para o interior de uma caldeira a alta pressão;
- Calor proveniente de um combustível é transferido para a água no interior da caldeira provocando a sua evaporação;

- Energia é transferida do vapor de água para a vizinhança do sistema como trabalho de eixo em uma turbina, onde o vapor se expande reduzindo seu volume e pressão;
- O vapor é condensado após sair da turbina rejeitando o calor para a vizinhança de modo que a água possa ser reintroduzida na caldeira completando-se o ciclo.

Estão presentes em todos os ciclos de geração de energia elétrica, a partir do calor, a absorção de calor de uma fonte quente, a rejeição de calor para uma fonte fria e a produção de trabalho (SMITH; VAN NESS; ABBOTT, 2007).

Do estudo dos ciclos termodinâmicos, verifica-se que é necessário que exista a rejeição de calor para uma fonte fria a fim de que se complete o ciclo. Em usinas termoeletricas, a rejeição de calor é feita para a atmosfera, através de torres de resfriamento, ao resfriar a água quente proveniente dos condensadores. Smith, Van Ness e Abbott (2007), citam que a eficiência em plantas tradicionais de geração de energia a partir do vapor, raramente é superior a 35%. Como parte do calor é rejeitado para a atmosfera, pode-se concluir que este processo contribui para a baixa eficiência do sistema.

O vapor de água é utilizado em grande parte das indústrias de manufatura como fonte de aquecimento de processos, como aquecimento de máquinas de tingimento, ramas, secadores de madeira, reatores químicos/ biológicos, cocção de alimentos, dentre outros.

O vapor utilizado para aquecimento na indústria, também pode ser utilizado para geração de energia elétrica no modo de cogeração, fazendo-se o uso de uma turbina a vapor convencional para a geração de energia elétrica e utilizando-se o vapor de exaustão da turbina, a baixa pressão, para o aquecimento do processo (STULTZ; KITTO, 2005).

A economia de combustível é o maior incentivo para a cogeração de energia. Como todos os processos de geração de energia térmica precisam rejeitar calor para o ambiente, este calor pode ser parcialmente ou totalmente utilizado para atender as necessidades de aquecimento da indústria (PERRY; GREEN, 2007).

Devido aos desafios da ampliação da capacidade de distribuição de energia elétrica ocasionada pelo crescimento de consumo, a geração distribuída apresenta-se como uma solução para amenizar os impactos causados pela elevação desse consumo. A cogeração de energia elétrica como uma das formas de geração distribuída pode beneficiar as indústrias que fizerem seu uso. Porém, é de suma importância que os custos associados ao acréscimo do consumo de combustível, requerido para se elevar a pressão e temperatura do vapor a níveis que possibilitem a geração de energia, somado aos custos operacionais associados, sejam menores que o retorno obtido com a geração de energia elétrica, de tal maneira que possa haver um tempo de retorno de investimento atrativo para a indústria.

Vários setores da indústria podem se beneficiar da cogeração de energia elétrica, concomitantemente com o aquecimento de processos. O único requisito, no entanto, é que exista consumo de vapor em quantidade que justifique economicamente a instalação e operação do sistema de geração. O setor madeireiro, por exemplo, faz uso do vapor para realizar a secagem da madeira de modo a garantir condições requeridas pelo consumidor.

Conforme Keine (1977), a madeira destinada a indústria moveleira nacional deve conter de 8 a 12% de umidade e para o mercado exportador, na faixa de 6 a 10%. Keine (1977) ainda cita que a umidade da madeira recém cortada, situa-se na faixa de 95 a 200%, fazendo-se necessário realizar a secagem da madeira para atingir os limites estabelecidos. Como

a madeira úmida tem de uma a duas vezes o seu próprio peso (base seca) de água, verifica-se que uma grande quantidade de água precisa ser evaporada.

Ao realizar a secagem, a aproximadamente 177,68°C e 8,5 bar, o vapor proveniente da caldeira, condensa nos radiadores das estufas de secagem, cedendo calor ao ar, que realiza a secagem da madeira fornecendo calor para a evaporação da água.

A entalpia de vaporização da água varia pouco ao se elevar a pressão. Tomando como base os dados apresentados por Smith, Van Ness e Abbott (2007), a entalpia de vaporização da água a 100°C é de 2.256,9 , e a 177,68°C, temperatura aproximada do vapor utilizado para secagem, é de 2.021,38 . Como os valores são muito próximos, pode-se verificar que aproximadamente 1 de vapor será necessário para evaporar 1 de água da madeira, ou seja podemos também deduzir que, para cada de madeira seca, será necessário de 1 a 2 de vapor, indicando que as indústrias madeireiras têm um alto consumo de vapor em seus processos de secagem.

A empresa, onde essa pesquisa tem se realizado, possui uma caldeira com pressão máxima de operação de 21 bar, porém, realiza a sua operação a pressões de 8,5 bar, devido à limitações de processo.

Desta forma, identifica-se uma oportunidade de geração de energia elétrica ao operar a caldeira com pressão de 21 bar, expandindo o vapor em uma turbina e extraíndo o vapor na pressão de consumo do processo.

De modo a identificar se esta é uma oportunidade de investimento atrativa para a indústria, será realizado o estudo de viabilidade econômica da cogeração de energia elétrica simultânea ao aquecimento de processos, utilizando-se uma caldeira mista operando a 21 bar, em conjunto com uma turbina de contra-pressão, que converterá a energia interna do vapor superaquecido produzido pela caldeira

em energia elétrica e descarregará vapor saturado a pressão de 8,5 bar para realizar o aquecimento de processo.

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

CICLOS TERMODINÂMICOS

A planta de geração de potência a vapor é uma máquina térmica em que a água escoa sucessivamente através de um sistema de bombeamento, de uma caldeira, de uma ou mais turbinas e de um ou mais condensadores (SMITH; VAN NESS; ABBOTT, 2007).

Ciclo de Carnot

O estudo deste ciclo, pode ser realizado inicialmente tomando-se como base a máquina de Carnot, que representa o ciclo de maior eficiência possível para uma máquina térmica operando entre dois reservatórios de calor. Na Figura 1, é apresentado o diagrama temperatura – entropia [TS], que representa o ciclo de Carnot.

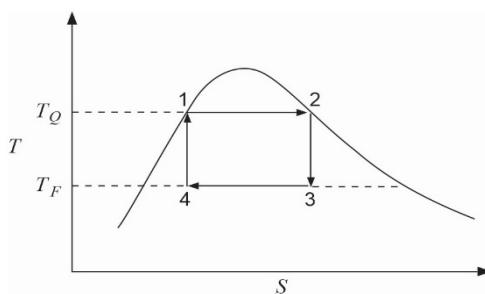


Figura 1 - Diagrama TS Ciclo de Carnot

Fonte: Adaptado de SMITH; VAN NESS; ABBOTT (2007).

Este ciclo, é constituído pelas seguintes etapas:

- 4-1 O fluido de trabalho a uma temperatura inicial, , passa por um processo adiabático que causa a elevação de sua temperatura até .
- 1-2 Calor é absorvido pelo fluido de trabalho de um reservatório quente em

um processo isotérmico;

- 2-3 O fluido de trabalho sofre um processo adiabático que traz a sua temperatura novamente para a temperatura inicial,
- 3-4 O fluido de trabalho troca calor com um reservatório frio, através de um processo isotérmico, retornando ao seu estado inicial.

Ciclo de Rankine

Embora o Ciclo de Carnot represente o ciclo de maior eficiência na utilização de máquinas térmicas, dificuldades práticas nas etapas 4-1 e 2-3 impedem o seu uso, tendo em vista que turbinas alimentadas com vapor saturado produzem uma elevada quantidade de condensado na saída que, ao colidir com as palhetas da turbina, causa erosão significativa bem como devido ao fato de que bombas centrífugas não operam com a presença de vapor no líquido. Desta forma, adota-se um ciclo alternativo ao de Carnot na aplicação de máquinas térmicas, chamado de ciclo de Rankine, ilustrado na Figura 2.

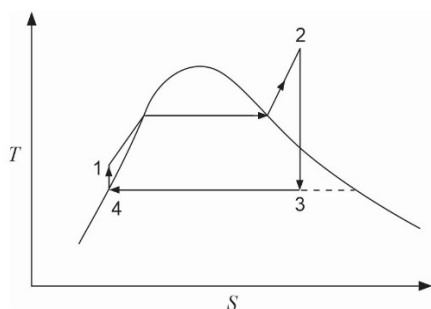


Figura 2 - Diagrama TS Ciclo de Rankine

Fonte: Adaptado de SMITH; VAN NESS; ABBOTT (2007).

Este ciclo difere do ciclo de Carnot na realização de suas etapas, buscando eliminar as dificuldades práticas apresentadas anteriormente. A seguir são descritas as etapas do ciclo Rankine:

- 4-1 O fluido de trabalho é bombeado através de um processo adiabático e

isentrópico, tendo como alimentação o líquido saturado, produzindo líquido sub-resfriado;

- 1-2 Um processo de aquecimento a pressão constante ocorre no interior de uma caldeira, composto por uma seção de aquecimento da água até a sua temperatura de saturação, aquecimento a temperatura constante com mudança de fase e aquecimento acima de sua temperatura de saturação;
- 2-3 Expansão adiabática do vapor em uma turbina, até a pressão do condensador, gerando trabalho de eixo. Embora nesta etapa ocorra o cruzamento da linha de saturação e consequentemente condensação do vapor, o superaquecimento desloca esta etapa para a direita, resultando em um menor volume de condensado;
- 3-4 O fluido passa por um processo a temperatura e pressão constantes, condensando o vapor e iniciando-se novamente o ciclo.

O ciclo de Rankine, apresentado na Figura 2 em um diagrama TS, considera que os processos sejam totalmente reversíveis, ou seja, que não existam perdas de energia. Porém, nos processos reais, existem perdas de energia na forma de aumento de entropia. De acordo com a segunda lei da termodinâmica, nenhum equipamento pode operar de tal forma que seu único efeito seja a conversão completa de calor absorvido pelo sistema em trabalho realizado pelo sistema. A expansão, etapa 2-3 e o bombeamento, etapa 4-1, não são isentrópicos na prática, o que resulta em uma eficiência menor que 100%, logo o ciclo de potência real difere do teórico, e pode ser visualizado na Figura 3.

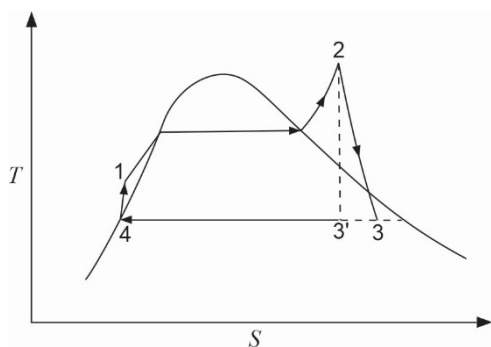


Figura 3 - Diagrama TS Ciclo de Rankine Real

Fonte: Adaptado de SMITH; VAN NESS; ABBOTT (2007).

O trabalho de eixo em turbinas, baseado-se no ciclo de Rankine teórico, pode ser expresso conforme apresentado Eq. (1) (SMITH; VAN NESS; ABBOTT, 2007):

$$\dot{W}_{e(isentrópico)} = \dot{m} * (H_3 - H_2) \quad \text{Eq. (1)}$$

Onde:

H_2 = Entalpia no ponto 2 [kJ/kg]

H_3 = Entalpia no ponto 3 [kJ/kg]

\dot{m} = Vazão mássica de vapor [kg/s]

\dot{W}_e = Trabalho de eixo [kW]

As condições de entrada, e, e a pressão de saída, , são definidas de acordo com os dados de projeto da caldeira e com as condições de operação dos equipamentos de processo. Desta forma, na Eq. (1), somente e são conhecidos, logo, ambos e são desconhecidos, e o uso da Eq. (1) isoladamente não permite o cálculo do trabalho. Entretanto, se considerarmos que o fluido no interior da turbina se expande isentrópicamente conforme apresentado no diagrama TS da Figura 2, o estado final do fluido torna-se conhecido, e neste caso particular o trabalho pode ser calculado com a Eq. (1). O trabalho de eixo isentrópico é o trabalho máximo que pode ser obtido em uma turbina adiabática. Turbinas reais produzem

menos trabalho pois o processo de expansão real é irreversível. Desta forma, define-se a eficiência da turbina real como:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_e}{\dot{W}_{e(isentrópico)}} \quad \text{Eq. (2)}$$

Onde:

η_t = Eficiência da turbina

\dot{W}_e = Trabalho de eixo [kW]

De modo a realizar cogeração de energia elétrica de maneira eficiente, deve-se considerar a vazão mássica de vapor a ser utilizada para geração de energia, menor ou igual a vazão de consumo no processo de aquecimento, uma vez que, se a vazão for maior, será necessário rejeitar calor para o ambiente, perdendo-se parte da energia e consequentemente reduzindo a eficiência do processo.

A condição de saída da turbina neste caso, deve ser fixada igual à necessidade no ponto de consumo como vapor saturado, sendo necessário definir apenas pressão ou temperatura, uma vez que na condição de saturação estas variáveis são dependentes.

Tendo então definidas , P_3 , T_3 e a vazão mássica , é necessário tão somente estabelecer as condições de entrada da turbina para definir o problema em estudo. A pressão de entrada, P_2 , será definida pela Pressão Máxima de Trabalho Admissível, PMTA, da caldeira. A definição da temperatura T_2 , deve ser realizada levando em conta as limitações da caldeira, da turbina, da pressão P_2 e da capacidade alvo de geração de energia elétrica.

TURBINAS A VAPOR

A seleção da turbina a ser utilizada, deve ser realizada criteriosamente, a depender do sistema em que será instalado. De acordo com Perry e Green (2007), existem cinco tipos de turbinas a vapor:

- Turbinas de condensação;

- Turbinas de contrapressão;
- Turbinas de extração não controlada (de condensação ou não);
- Turbinas de extração controlada (de condensação ou não);
- Turbinas de extração controlada induzida (de condensação ou não);

As turbinas de condensação, são caracterizadas por terem sua pressão de saída inferior a pressão atmosférica, permitindo que parte do vapor se condense.

As turbinas de contrapressão por outro lado, operam com uma pressão maior que a atmosférica na saída, não provocando a condensação do vapor.

As turbinas de extração se caracterizam pela realização de retiradas de vapor na turbina, seja ela a uma pressão controlada, de modo a manter a pressão desejada, ou não. Turbinas de extração controlada induzida, se caracterizam por ter um sistema indutor que controla a extração de vapor a diferentes pressões, mantendo um maior aproveitamento na turbina.

Para sistemas de cogeração de energia em que se busque manter as condições de processo produtivo inalteradas, três tipos de turbinas podem ser utilizados, turbinas de contrapressão, turbinas de extração controlada, induzida ou não, de condensação.

No caso das turbinas de contrapressão, todo o vapor que sairá da turbina estará à pressão requerida pelo processo, enquanto nas turbinas de condensação com extração, é extraído vapor para consumo na pressão requerida pelo processo, e o excedente é expandido na turbina até a sua condensação.

No entanto, é necessário gerar uma quantidade de vapor maior que a requerida pelo processo para as turbinas de condensação com extração, pois estas turbinas requerem para trabalho uma quantidade mínima de vapor nos estágios de condensação.

Para se determinar o tipo de turbina utili-

zado, Balestieri (2002) indica a utilização da razão potência/calor, que relaciona a potência elétrica e a potência térmica. De modo a identificar a melhor razão potência/calor, para a turbina, é recomendado também avaliar a razão potência/calor do processo produtivo, uma vez que esta guiará a seleção da razão potência/calor para o ciclo de cogeração e consequentemente para a seleção da turbina.

Na Tabela 1, pode-se verificar as faixas da razão potência/ calor indicadas para cada tipo de turbina.

Tipo de turbina	Razão potência/ calor
Condensação	0,1 a 03
Contrapressão	0,4 a 1,5

Tabela 1 – Faixas de razão potência calor em função da turbina utilizada.

Fonte: Adaptado de Balestieri (2002).

A razão potência/ calor pode ser calculada através da Eq. (3):

$$\lambda = \frac{E}{S} \quad \text{Eq. (3)}$$

Onde:

λ = Relação potência/calor

E = Potência elétrica [W]

S = Potência térmica [W]

O método de seleção indicado por Balestieri (2002), propõe realizar a seleção de uma turbina que tenha uma mesma razão potência/ calor do processo. Entretanto, é necessário avaliar, por primeiro, se o custo da geração de energia nos estágios de condensação da turbina é menor que o custo da energia elétrica fornecida pela concessionária.

Desta forma, será proposto no capítulo três um método para análise da viabilidade do uso de turbinas de condensação baseado no custo do kWh produzido.

Uma vez definido o conceito do sistema de geração de energia, de posse dos dados de entrada do problema, condições de entrada e

saída da turbina, e a vazão mássica de vapor a ser utilizada para a geração de energia elétrica, é possível realizar os cálculos de balanço de massa e energia, que são base para o dimensionamento dos equipamentos e detalhamento do projeto.

ANÁLISE DE VIABILIDADE ECONÔMICA-FINANCEIRA

Como o propósito de investir em uma unidade de cogeração de energia elétrica é de gerar um maior retorno financeiro à empresa, são necessários meios de avaliação da performance econômica do projeto. Para tanto, propõe-se a utilização do Valor Presente Líquido (VPL), que é a soma dos fluxos de caixa trazidos a valor presente, a Taxa Interna de Retorno (TIR) que indica a taxa interna de juros para qual o VPL é zero e o retorno de investimento (*Payback*) descontado, que indica o tempo requerido para recuperar o valor do investimento, com o fluxo de caixa descontado para o tempo zero (TOWLER; SINNOTT, 2012).

Siqueira Neto (2018) e Rodrigues (2009), realizaram estudos de viabilidade econômica de sistemas de cogeração de energia térmica e mecânica utilizando biomassa de madeira como combustível, e seus trabalhos serão utilizados como referência para comparação dos resultados obtidos neste documento.

Estudo de cogeração de Siqueira Neto

Siqueira Neto (2018) desenvolveu o estudo de cogeração de energia térmica e elétrica através da biomassa de eucalipto em uma indústria frigorífica de frangos.

Foram avaliadas oito configurações diferentes envolvendo dois modelos de caldeira diferentes com pressões de 43 e 68 respectivamente, duas capacidades de geração de vapor diferentes, 60 e 72 , e dois modelos de turbinas de extração, uma de ação e outra de reação.

O autor dimensionou o sistema com obje-

tivo de atingir a paridade elétrica da unidade fabril, ou seja, o sistema prioriza a geração de energia elétrica de modo a atender a demanda da unidade fabril, em detrimento do consumo de energia térmica.

Os resultados obtidos com o melhor conjunto dentre os oito avaliados, foi utilizando uma caldeira operando com capacidade de produção de vapor de 72 , a uma pressão de 68 , temperatura de 520 e com uma turbina de reação. A eficiência global calculada do conjunto foi de 37,2%.

A capacidade anual de geração de energia elétrica do sistema estudado pelo autor foi de 96.480,0 , e de 51.430,0 M de energia térmica. O investimento estimado foi de R\$ 41.525.000,0 com custo operacional anual de R\$ 2.140.200,0 e custo de combustível de R\$ 21.404.380,0. O VPL da planta para o tempo de vida de 25 anos, foi de R\$ 37.460.000,0 com TIR de 20,77% e *payback* descontado de seis anos.

Estudo de cogeração de Rodrigues

Rodrigues (2009) avaliou a cogeração de energia elétrica e térmica em uma indústria de rações, considerando cavaco de madeira ou moinha de carvão vegetal como combustíveis.

Foram considerados nos estudos, a utilização de uma turbina de condensação com extração controlada, considerando o cenário de paridade térmica, que visa priorizar a produção de energia térmica em detrimento da energia elétrica, ou seja, a energia elétrica é um subproduto do processo.

Dois cenários de capacidade de produção de vapor foram considerados, o primeiro utilizando a capacidade nominal da caldeira, de 20 de vapor com venda da energia elétrica excedente e o segundo produzindo o máximo possível de energia elétrica de acordo com o consumo nominal de vapor do processo produtivo.

Entretanto, as alternativas avaliadas só se fizeram economicamente viáveis com venda

de créditos de carbono, sem considerar este cenário, o VPL no período de 20 anos foi de -10,23 milhões de reais considerando o cenário de venda da energia excedente e -2,02 milhões de reais para o cenário de não comercialização de energia elétrica, utilizando-se cavaco como combustível.

Retorno de investimento de outras alternativas de geração de energia

De modo a realizar a análise de viabilidade econômica é importante comparar o tempo de retorno de investimento obtido com o de outras alternativas de geração própria de energia elétrica, uma vez que, se esta proposta demonstrar tempo de retorno de investimento superior ao de outras alternativas, esta poderá ser considerada inviável.

A geração de energia elétrica solar fotovoltaica foi estudada por Kruger, Zanella e Barrichelo (2023), Pereira (2023) e Silva *et al.* (2019). Os primeiros autores propuseram um sistema de geração de energia fotovoltaica que resultou em um tempo de retorno de investimentos descontado de 5,4 anos. O estudo realizado por Pereira (2023), por sua vez, resultou em um tempo de retorno de investimento descontado de 6,8 anos. Silva *et al.* (2019), demonstraram em seu trabalho o tempo de retorno de investimento descontado de 5,9 anos.

REQUISITOS PARA GERAÇÃO PRÓPRIA DE ENERGIA ELÉTRICA

De acordo com a resolução ANEEL nº 1000/2021 os consumidores podem gerar energia para consumo próprio a partir de fontes renováveis, sendo permitido ainda que injetem o excedente de energia para a rede de distribuição da concessionária de energia. A energia excedente, trata-se da diferença positiva entre a quantidade de energia injetada, e a energia consumida. Quando há energia excedente, o consumidor fica com um saldo posi-

tivo, que poderá ser abatido de faturas futuras com validade de 60 meses. Este saldo, pode ser abatido na mesma unidade consumidora, ou em outras unidades de mesma titularidade, desde que previamente cadastradas (Celesc, 2023).

Três diferentes modalidades de autoconsumo são apresentados pela Celesc (2023), sendo elas:

- Autoconsumo remoto;
- Geração compartilhada;
- Condomínios.

O autoconsumo remoto, caracteriza-se pelo consumo de energia em outra unidade consumidora, de localização diferente da unidade de geração pertencente a mesma titularidade, dentro da mesma área de concessão (Celesc, 2023).

A geração compartilhada caracteriza-se pela reunião de consumidores na forma de concessionária ou cooperativa, que possua unidade com geração de energia em local diferente das unidades consumidoras nas quais a energia será compensada (Celesc, 2023)

Condomínios caracterizam-se pela localização das unidades consumidoras em mesma propriedade ou em propriedades contíguas, sendo vedada a utilização de vias públicas, passagem aérea ou subterrânea e de propriedade de terceiros não integrantes do empreendimento. Entretanto, para a participação, cada fração com uso individualizado deverá ser uma unidade consumidora e as instalações comuns deverão compor ainda uma outra unidade consumidora separada das demais (Celesc, 2023).

Celesc (2023) ainda divide a geração própria em duas modalidades, microgeração e minigeração. A microgeração compreende potência instalada menor ou igual a 75 kW, enquanto a minigeração compreende a faixa a partir de 75 kW até 5 MW.

Para se conectar na rede como um gerador autônomo, seja ele um micro ou minigerador,

deverá iniciar o processo através da contratação de um profissional habilitado, que protocolará os projetos de micro ou minigeração, preenchendo formulários de consulta ou solicitação diretamente no sistema PEP da Celesc, e deverá atender a todas as normas referentes a geração distribuída (Celesc, 2023).

PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Esta pesquisa será realizada na empresa Termobio, fabricante de caldeiras com quatro anos de atuação, sediada no município de Laurentino-SC. O desenvolvimento do estudo de cogeração de energia elétrica, será realizado com base em uma caldeira mista de fabricação da Termobio. Esta caldeira, tem capacidade de geração de doze toneladas de vapor por hora, a uma pressão de 21 bar.

Será adotado para os cálculos deste estudo, os dados de processo e combustível fornecidos pela Termobio, e/ou seu cliente conforme abaixo:

- Pressão de consumo do vapor: 8,5 bar
- Vazão de vapor: 8,5 t/h
- Combustível utilizado: Cavaco de eucalipto
- Teor de umidade do combustível: 45%
- Custo do combustível: 100,00 R\$/m³
- Temperatura de alimentação de água na caldeira: 90°C
- Eficiência da caldeira: 86%
- Custo médio de energia elétrica: 0,58 R\$/kW
- Horas trabalhadas no ano: 8040 h
- Expansão anual mercado da madeira (Zion Market Research ,2022): 6,5%

ANÁLISE DA VIABILIDADE TÉCNICA DO USO DE TURBINAS DE CONDENSAÇÃO E CONTRAPRESSÃO

Conforme apresentado na seção secundária 2.2, turbinas de condensação requerem

uma quantidade mínima de vapor adicional nos estágios de condensação, vapor este que não segue para o processo, e é totalmente utilizado na turbina.

Van Ness e Abbott (2007), citam que em turbinas de condensação, o vapor expande isentrópicamente até a pressão atmosférica, ou menor, quando aplicado vácuo. Considerando que o vapor expandirá da condição de entrada da turbina, até a pressão atmosférica, partindo do princípio da expansão isentrópica, o vapor na saída da turbina a uma atmosfera de pressão, deverá ter a mesma entropia do vapor na entrada. Por se tratar de uma turbina de condensação, sabe-se que parte do vapor se condensa. O vapor que deixa a turbina, não condensado, deve ser condensado em trocadores de calor, resfriados a água, fornecida por torres de resfriamento, que rejeitam calor para atmosfera, conforme mencionado na seção 1.

Para realizar o cálculo do custo do kWh na geração de energia, é necessário determinar a quantidade de energia requerida para elevar a pressão e temperatura do vapor até a condição de entrada da turbina.

Como o vapor é utilizado no processo de aquecimento do cliente a uma pressão de apenas 8,5 bar faz-se necessário determinar qual será o custo de combustível adicional requerido para gerar vapor a 21 bar e superaquecê-lo a 350°C.

A quantidade de energia térmica adicional requerida é a diferença entre a entalpia do vapor superaquecido na entrada da turbina e o vapor saturado a 8,5 bar, multiplicado pela vazão mássica de vapor, podendo ser calculada de acordo com a Eq. (4).

$$\dot{Q}_{ad} = \dot{m} * (H_3 - H_2) \quad \text{Eq. (4)}$$

Onde:

\dot{Q}_{ad} = Energia térmica adicional [kJ/h]

\dot{m} = Vazão mássica de vapor [kg/h]

H_2 = Entalpia no ponto 2 [kJ/kg]

H_3 = Entalpia do vapor saturado a 8,5 bar

No entanto, uma correção deve ser realizada nesta equação quando do uso de turbina de contrapressão pois, conforme informação obtida com o fabricante da turbina, o vapor na saída deste tipo de turbina será superaquecido, e este deverá ser dessuperaquecido até a temperatura de trabalho.

Spirax Sarco (2023), cita que o vapor superaquecido pode ser dessuperaquecido através de adição de água ao vapor que, ao absorver calor do vapor superaquecido, evapora, em proporção que resulte apenas em vapor saturado na saída do dessuperaquecedor. Na Figura 4, é apresentado um diagrama de blocos para este processo.

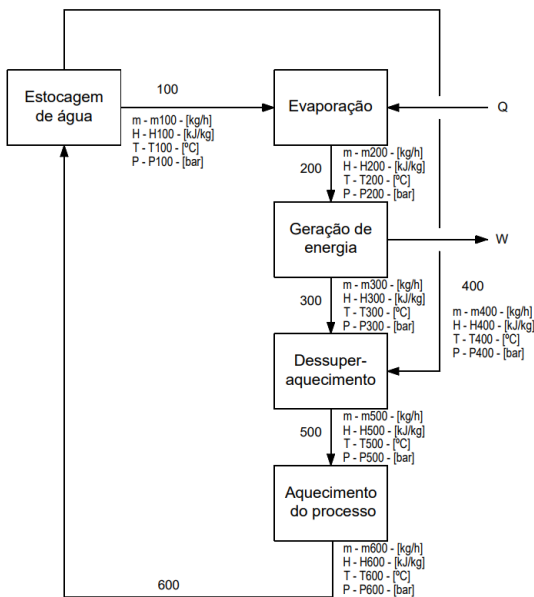


Figura 4 - Diagrama de blocos utilizando turbina de contrapressão

Fonte: (DADOS DO AUTOR, 2023).

Com base na Figura 4, foi desenvolvido o diagrama T-S para a turbina de contrapressão, apresentado na Figura 5.

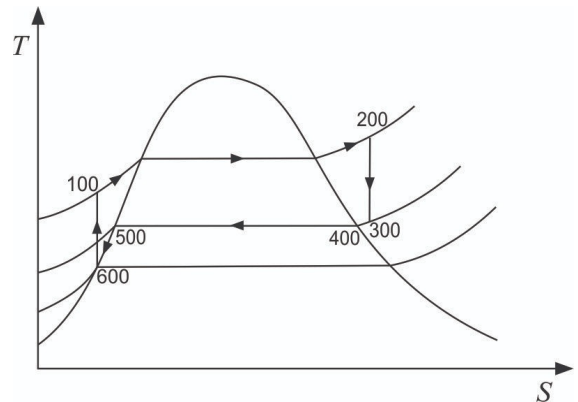


Figura 5 – Diagrama T-S turbina de contrapressão

Fonte: (DADOS DO AUTOR, 2023).

Foi realizado o balanço de energia da etapa do dessuperaquecimento, conforme apresentado na Eq. (5).

$$H_{500} \cdot \dot{m}_{500} = H_{300} \cdot \dot{m}_{300} + H_{400} \cdot \dot{m}_{400} \quad \text{Eq. (5)}$$

Onde:

H_{500} = Entalpia do vapor saturado [kJ/kg]

H_{300} = Entalpia do vapor superaquecido na saída da turbina [kJ/kg]

H_{400} = Entalpia da água [kJ/kg]

\dot{m}_{500} = Vazão mássica de vapor saturado [kg/h]

\dot{m}_{300} = Vazão mássica de vapor superaquecido na saída da turbina [kg/h]

\dot{m}_{400} = Vazão mássica da água [kg/h]

Da conservação de massa, pode-se escrever:

$$\dot{m}_{500} = \dot{m}_{300} + \dot{m}_{400} \quad \text{Eq. (6)}$$

Isolando na Eq. (6), substituindo na Eq. (5) e reorganizando a equação, obtém-se a equação para obtenção de:

$$\dot{m}_{500} = \frac{\dot{m}_{300} * (H_{300} - H_{400})}{(H_{500} - H_{400})} \quad \text{Eq. (7)}$$

Destas equações, pode-se verificar que a vazão de vapor que segue para o processo, é maior que a que sai da turbina. Desta maneira, para turbinas de contrapressão, a vazão mássica requerida na entrada na turbina é menor que aquela requerida no processo e a quantidade de calor adicional requerida pela turbina, será a diferença entre o calor disponível na entrada da turbina, e na saída do dessuperaquecedor:

$$\dot{Q}_{ad} = \dot{m}_{200} * H_{200} - \dot{m}_{500} * H_{500} \quad \text{Eq. (8)}$$

Onde:

$$\dot{Q}_{ad} = \text{Energia térmica adicional [kJ/h]}$$

Substituindo por na Eq. (8), haja vista que a vazão mássica que entra na turbina é igual a que sai e substituindo então a Eq. (7) na Eq. (8) obtém-se:

$$\dot{Q}_{ad} = \dot{m}_{300} * \left(H_{200} - H_{500} * \frac{(H_{300} - H_{400})}{(H_{500} - H_{400})} \right) \quad \text{Eq. (9)}$$

A energia térmica adicional requerida deverá ser fornecida pelo combustível, tornando necessário um maior consumo desse insumo. O cálculo da quantidade de combustível adicional requerido, pode ser realizada ao se dividir a quantidade de energia adicional requerida, pela quantidade de energia liberada por quilograma de combustível, conhecida como po-

der calorífico inferior (Stultz e Kitto, 2005), e pela eficiência da caldeira, conforme Eq. (10). Manter-se-á, para fins de cálculo, a quantidade de energia indicada em termos da vazão mássica pela entalpia.

$$\dot{m}_{cad} = \frac{\dot{m}_{300} * \left(H_{200} - H_{500} * \frac{(H_{300} - H_{400})}{(H_{500} - H_{400})} \right)}{\eta_c * PCI} \quad \text{Eq. (10)}$$

onde:

\dot{m}_{cad} = Vazão mássica adicional de combustível [kg/h]

η_c = Eficiência da caldeira

PCI = Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]

O custo horário de geração de vapor adicional, pode ser calculado ao se dividir a massa adicional de combustível requerida, pela densidade do cavaco, e posteriormente multiplicar o preço do unitário do cavaco em quilogramas por metro cúbico, conforme Eq. (11).

$$C_{cad} = \frac{\dot{m}_{300} * \left(H_{200} - H_{500} * \frac{(H_{300} - H_{400})}{(H_{500} - H_{400})} \right) * C_{uc}}{\eta_c * PCI * \rho_c} \quad \text{Eq. (11)}$$

Onde:

C_{cad} = Custo horário de cavaco adicional [R\$/h]

ρ_c = Massa específica aparente do cavaco [kg/m³]

C_{uc} = Custo unitário do cavaco [R\$/m³]

Dividindo então o custo horário de cavaco adicional pela quantidade de trabalho horário gerada pela turbina em kWh, calculada pela Eq. (1) e Eq. (2), e convertendo as unidades, teremos o custo do kWh.

$$C_{kWh} = \frac{-\dot{m}_{300} * \left(H_{200} - H_{500} * \frac{(H_{300} - H_{400})}{(H_{500} - H_{400})} \right) * C_{uc} * 3600}{\eta_c * PCI * \rho_c * \dot{m}_{300} * (H_{300} - H_{200}) * \eta_t} \quad \text{Eq. (12)}$$

Onde:

C_{kWh} = Custo do kWh gerado [R\$/kWh]

η_t = Eficiência da turbina

Rearranjando a equação e eliminando os termos iguais do dividendo e do divisor, teremos:

$$C_{kWh} = \frac{-C_{uc} * 3600}{\eta_t * PCI * \rho_c * \eta_t} \left(\frac{(H_{200} - H_{500} * \frac{(H_{300} - H_{400})}{(H_{500} - H_{400})})}{(H_{300} - H_{200})} \right) \quad \text{Eq. (13)}$$

No caso da turbina de condensação, uma parte do calor é rejeitada para a atmosfera, e não aproveitada no processo, desperdiçando esta energia. Assim a quantidade de energia absorvida pela turbina será descrita pelos mesmos termos das Eq. (1) e Eq. (2), porém, consideraremos a entalpia de saída como , pois a entalpia de saída da turbina de condensação é menor que na de contrapressão. Na Figura 6, é apresentado o diagrama de blocos para o processo utilizando-se uma turbina de condensação com extração.

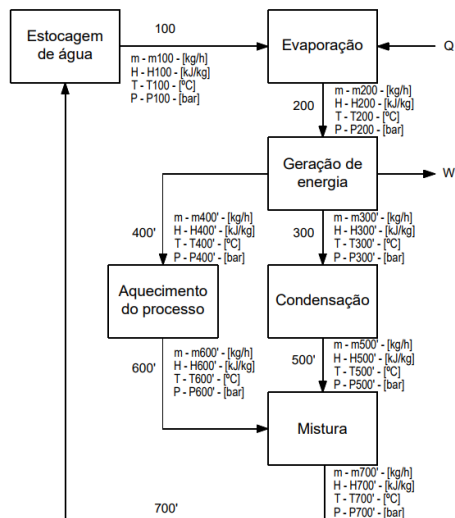


Figura 6 - Diagrama de blocos utilizando turbina de condensação

Fonte: (DADOS DO AUTOR, 2023).

De maneira similar ao realizado para a turbina de contrapressão, foi elaborado um diagrama T-S para a turbina de condensação, apresentado na Figura 7.

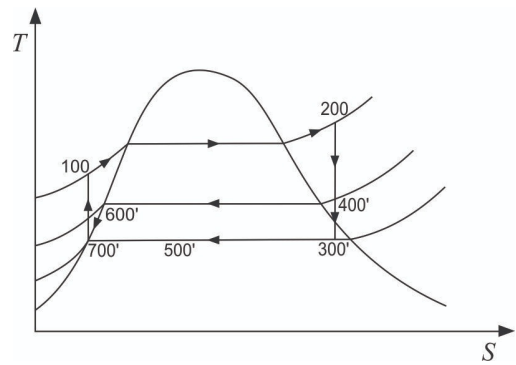


Figura 7 - Diagrama T-S turbina de condensação.

Fonte: (DADOS DO AUTOR, 2023).

Baseado na condição de expansão isentrópica da turbina conclui-se que a entropia do vapor na entrada da turbina é igual a entropia da saída. Como apenas parte do vapor se condensa, deve-se somar a componente da entropia da fase vapor com a da fase líquida, através de suas frações:

$$S_{200} = y * S'_{300v} + x * S'_{300l} \quad \text{Eq. (14)}$$

Onde:

S_{200} = Entropia na entrada da turbina [kJ/kg]

x = Fração de líquido na saída da turbina

y = Fração de vapor na saída da turbina

S'_{300v} = Entropia da fase vapor na saída da turbina [kJ/kg]

S'_{300l} = Entropia da fase líquida na saída da turbina [kJ/kg]

Sabendo que só existem duas fases, vapor ou líquido, a soma das frações e deve resultar em um. Rearranjando a equação com base nesta informação:

$$y = \frac{S_{200} - S'_{300l}}{S'_{300v} - S'_{300l}} \quad \text{Eq. (15)}$$

Pode-se então, calcular a entalpia de saída da turbina ao somar as entalpias de cada fase:

$$H'_{300} = y * H'_{300v} + x * H'_{300l} \quad \text{Eq. (16)}$$

Onde:

H'_{300} = Entalpia na entrada da turbina [kJ/kg]

H'_{300v} = Entalpia da fase vapor na saída da turbina [kJ/kg]

H'_{300l} = Entalpia da fase líquida na saída da turbina [kJ/kg]

E a quantidade de energia fornecida para gerar o vapor superaquecido, considerando apenas a parcela admitida nos estágios de condensação será:

$$\dot{Q}_{tcond} = \dot{m}_{300} * (H_{200} - H_{100}) \quad \text{Eq. (17)}$$

Onde:

\dot{Q}_{tcond} = Energia térmica adicional para turbina de condensação [kJ/h]

H_{100} = Entalpia do líquido saturado a pressão atmosférica [kJ/kg]

Calcula-se o custo do combustível adicional da mesma forma que para a turbina de contrapressão, porém fazendo-se uso da Eq. (17) ao invés da Eq. (9):

$$C_{kWhcond} = \frac{\dot{m}_{300} * (H_{200} - H_{100}) * C_{uc} * 3600}{\eta_c * PCI * \rho_c * \dot{m}_{300} * (H'_{300} - H_{200}) * \eta_t} \quad \text{Eq. (18)}$$

Onde:

$C_{kWhcond}$ = Custo do kWh gerado através da turbina de condensação [R\$/kWh]

Rearranjando a equação:

$$C_{kWhcond} = \frac{-C_{uc} * 3600}{\eta_c * PCI * \rho_c * \eta_t} * \left(\frac{H_{200} - H_{100}}{H'_{300} - H_{200}} \right) \quad \text{Eq. (19)}$$

Caso o resultado do cálculo do custo do kWh gerado através da turbina de condensação for maior que o custo da energia elétrica comercializada pela concessionária, fica inviável a utilização de turbinas de condensação,

tornando mais interessante o uso de turbinas de contrapressão, mesmo que com menor capacidade de geração de energia, independente da razão potência calor.

ANÁLISE DE VIABILIDADE ECONÔMICA DE GERAÇÃO DE ENERGIA COM TURBINA DE CONTRAPRESSÃO

Conhecendo-se o custo horário da massa de combustível adicional, necessária para elevar a temperatura e pressão do vapor para a geração de energia elétrica, calculada pela Eq. (11), é possível calcular o custo anual de consumo de combustível adicional através da Eq. (20):

$$Custo_a = C_{cad} * H_a \quad \text{Eq. (20)}$$

onde:

$Custo_a$ = Custo anual [R\$/ano]

H_a = Carga horária anual [h/ano]

Para o cálculo do VPL e TIR Towler e Sinnott (2012) propõem a utilização das Eq. (21) e Eq. (22) respectivamente:

$$VPL = \sum_{n=1}^{n=t} \frac{FC_n}{(1+i)^n} \quad \text{Eq. (21)}$$

Onde:

FC_n = Fluxo de caixa no ano n

t = Tempo de avaliação em anos

i = Taxa de desconto nominal

n = Enésimo ano

$$\sum_{n=1}^{n=t} \frac{FC_n}{(1+TIR)^n} = 0 \quad \text{Eq. (22)}$$

Onde:

TIR = Taxa interna de retorno

Para o cálculo do fluxo de caixa, deve-se conhecer não somente os ganhos com o proje-

to, mas também as suas despesas de operação. Devem ser considerados então os custos do acréscimo de consumo de combustível, o custo de mão de obra adicional requerida, os custos de manutenção, depreciação e a economia de energia elétrica atualmente contratada da concessionária local. Desta forma, Turton et al. (2012), definem o fluxo de caixa após impostos conforme Eq. (23):

$$FC = (E_e - (C_c + C_{mo} + C_m + D)) * (1 - ti) + D \quad \text{Eq. (23)}$$

Onde:

E_e = Economia de energia [R\$/ano]

C_c = Custo adicional de combustível [R\$/ano]

C_{mo} = Custo adicional de Mão de obra [R\$/ano]

C_m = Custo adicional de Manutenção [R\$/ano]

D = Custo adicional de depreciação [R\$/ano]

ti = Taxa de impostos

O fluxo de caixa descontado é expresso por:

$$FCD = \frac{FC}{(1+i)^n} \quad \text{Eq. (24)}$$

Onde:

FCD = Fluxo de caixa descontado [R\$/ano]

E a economia de energia bruta anual pode ser calculada através da Eq. (25):

$$E_e = E_b * H_a \quad \text{Eq. (25)}$$

Onde:

E_b = Economia de energia bruta horária [R\$/h]

E_e = Economia de energia bruta anual [R\$/ano]

H_a = Carga horária anual [h/ano]

A economia bruta horária por sua vez, será calculada através da Eq. (26):

$$E_b = \dot{W}_e * C_{ue} \quad \text{Eq. (26)}$$

Onde:

C_{ue} = Custo unitário de energia elétrica [R\$/kWh]

\dot{W}_e = Trabalho de eixo gerado na turbina [kW]

Turton et al. (2012), definem o tempo de retorno de investimento descontado, como o momento em que o fluxo de caixa cumulativo descontado atinge o valor zero.

ANÁLISE DOS RESULTADOS

CONDIÇÕES DE CONTORNO

Admitir-se-á a temperatura de superaquecimento do vapor, igual a 350°C, temperatura padronizada para a geração de energia elétrica com vapor a 21 bar, conforme dados obtidos através da empresa Termobio.

Van Ness e Abbott (2007), por sua vez, citam que a eficiência das turbinas se situa na faixa de 70 a 80%. Conforme dados obtidos com o fabricante da turbina, o valor de eficiência da turbina adotado será 87,5%.

CUSTO DO COMBUSTÍVEL

A primeira etapa a ser realizada, será o cálculo do custo do combustível para a turbina de condensação, a fim de verificar-se a viabilidade de sua utilização. Para tanto, será realizado o procedimento de cálculo descrito na seção secundária 3.1, através das equações Eq. (15) a Eq. (19).

Os dados de entalpia, entropia e temperatura utilizados para a realização dos cálculos foram obtidos de Smith, Van Ness e Abbott (2007), e são apresentados de acordo com as correntes no diagrama de blocos, Figura 6.

Para a turbina de condensação, será considerado que a pressão de descarga da turbina será atmosférica. Substituindo então a entropia de líquido e vapor saturado a uma atmosfera, apresentados por Smith, Van Ness e Abbott (2007), na Eq. (15), tem-se:

$$y = \frac{6,9107 - 1,3069}{7,3554 - 1,3069}$$

$$y = 0,92692$$

Calcula-se a fração de líquido:

$$x = 1 - 0,92692$$

$$x = 0,07308$$

Substituem-se os resultados na Eq. (16), junto aos dados de entalpia de líquido e vapor saturado a pressão atmosférica, também obtidos de Smith, Van Ness e Abbott (2007):

$$H'_{300} = 0,92692 * 2.676,0 \frac{kJ}{kg} + 0,07308 * 419,1 \frac{kJ}{kg}$$

$$H'_{300} = 2.511,1 \frac{kJ}{kg}$$

Substituindo os valores na Eq. (19) e calculando:

$$C_{kWhcond} = \frac{-100 \frac{R\$}{m^3} * 3600}{0,86 * 8.373,6 \frac{kJ}{kg} * 350 \frac{kg}{m^3} * 0,875} * \left(\frac{3.134,5 - 376,93}{2.511,1 - 3.134,5} \right)$$

$$C_{kWhcond} = 0,72 \frac{R\$}{kWh}$$

Em comparação com o custo da energia elétrica apresentado na seção primária 3, o custo da geração com turbinas de condensação supera o custo médio de energia elétrica fornecido pela concessionária (custo médio de energia elétrica: 0,58 R\$/kW), tornando inviável o seu uso neste estudo. A utilização de combustíveis de menor custo, entretanto, pode viabilizar o seu uso, uma vez que custo

da energia gerada varia proporcionalmente ao custo do combustível

Desta forma, será selecionado uma turbina de contrapressão, haja vista que todo o vapor de descarga da turbina é aproveitado no processo de aquecimento, tornando desnecessário para este caso realizar a avaliação da relação potência calor.

Como visto na seção secundária 3.1, deve-se determinar a vazão de vapor que passará na turbina através do balanço no dessuperaquecedor. Reorganizando a Eq. (7), pode-se calcular a vazão, através da vazão requerida no processo, .

$$\dot{m}_{300} = \dot{m}_{500} * \frac{(H_{500} - H_{400})}{(H_{300} - H_{400})} \quad \text{Eq. (27)}$$

Considerando que o consumo de vapor de processo varie proporcionalmente às vendas, e utilizando-se o dado a expansão anual mercado da madeira de 6,5% (Zion Market Research, 2022), calcula-se a expansão para dez anos, a partir da equação apresentada por Turton et al. (2012) para cálculo do valor futuro:

$$FV = PV * (1 + i)^n \quad \text{Eq. (28)}$$

Onde:

FV = Valor futuro

PV = Valor presente

i = Taxa anual

n = Número de anos

Considerando a vazão de produção de vapor como valor atual, e substituindo a taxa de expansão e o número de anos, tem-se a vazão futura:

$$FV = 8.500,0 \frac{kg}{h} * (1 + 0,065)^{10}$$

$$FV = 15.955,67 \frac{kg}{h}$$

Calcula-se então a produção média de vapor no período:

$$\bar{V} = \frac{15.955,67 \frac{kg}{h} + 8.500,0 \frac{kg}{h}}{2}$$

$$\bar{V} = 12.227,83 \frac{kg}{h}$$

Foi selecionado junto ao fornecedor de turbinas, uma turbina de contrapressão de simples estágio. Conforme dados informados pelo fabricante, o vapor deixa a turbina superaquecido a 286°C. Desta forma, adotando-se a produção média de vapor para os próximos 10 anos, e substituindo os valores de entalpia na Eq. (27), tem-se a vazão de vapor da turbina:

$$\dot{m}_{300} = 12.227,83 * \frac{kg}{h} * \frac{(2.774,2 - 376,93)}{(3.023,37 - 376,93)}$$

$$\dot{m}_{300} = 11.076,54 * \frac{kg}{h}$$

Substituindo-se os dados de entalpia e vazão na Eq. (1) tem-se:

$$\dot{W}_e = 11.076,54 \frac{kg}{h} * \frac{1}{3600} \frac{h}{s} * \left(3.023,37 \frac{kJ}{kg} - 3.134,5 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$\dot{W}_e = -341,93 \frac{kJ}{kg}$$

Sabendo-se que a eficiência da turbina é de 87,5%, calcula-se o trabalho gerado. Rearranjando a Eq. (2) e substituindo o valor da eficiência, obtém-se o trabalho gerado no eixo da turbina:

$$\dot{W}_e = 0,875 * -341,93 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{W}_e = -299,19 \text{ kW}$$

Com base na quantidade de energia elétrica gerada pela turbina, calcula-se a economia bruta horária através da Eq. (26):

$$E_b = 299,19 \text{ kW} * 0,58 \frac{R\$}{kWh}$$

$$E_b = 173,53 \frac{R\$}{h}$$

Realiza-se o cálculo do custo do kWh gerado através da Eq. (13):

$$C_{kWh} = \frac{-100 \frac{R\$}{kg} * 3600}{0,86 * 8.734,5 \frac{kJ}{kg} * 350,0 \frac{kg}{m^3} * 0,875} \left(\frac{(3.134,5 - 2.774,2 * \frac{(3.023,37 - 376,93)}{(2.774,2 - 376,93)})}{(3.023,37 - 3.134,5)} \right)$$

$$C_{kWh} = 0,101 \frac{R\$}{kWh}$$

Verifica-se que este valor é menor que o custo médio de energia elétrica de 0,58 $\frac{R\$}{kWh}$, oportunizando a continuidade dos cálculos de viabilidade econômica. Determina-se então, o custo de combustível adicional para geração de energia elétrica através da Eq. (11):

$$C_{cad} = \frac{\dot{m}_{300} * \left(H_{200} - H_{500} * \frac{(H_{300} - H_{400})}{(H_{500} - H_{400})} \right) * C_{uc}}{\eta_c * PCI * \rho_c}$$

$$C_{cad} = \frac{11.076,54 \frac{kg}{h} * \left(3.134,5 - 2.774,2 * \frac{(3.023,37 - 376,93)}{(2.774,2 - 376,93)} \right) * 100 \frac{R\$}{kg}}{0,86 * 8.734,5 \frac{kJ}{kg} * 350,0 \frac{kg}{m^3}}$$

$$C_{cad} = 30,31 \frac{R\$}{h}$$

Calcula-se então o custo anual através da Eq. (20):

$$Custo_a = 30,31 \frac{R\$}{h} * 8.040,0 \frac{h}{ano}$$

$$Custo_a = 243.692,4 \frac{R\$}{ano}$$

Calcula-se a economia anual de maneira similar ao custo anual:

$$E_e = 173,53 \frac{R\$}{h} * 8.040,0 \frac{h}{ano}$$

$$E_e = 1.395.181,20 \frac{R\$}{ano}$$

De acordo com Balestieri (2002), o custo de turbinas de contrapressão de até 21 bar com capacidade de 15 ton./h é de R\$ 1.635.454,54. Balestieri (2002) ainda sugere considerar um valor adicional de 50% sobre o custo da turbina, visando contemplar os custos de projeto, contingência, modificação da instalação existente e de administração de obras. Conforme orçamento obtido com um fabricante de turbinas, o valor de aquisição da turbina é de R\$ 1.775.000,00. Desta forma, será considerado o valor do orçamento obtido para os cálculos. Considera-se o Investimento Capital Fixado, FCI, de:

$$FCI = R\$ 1.775.000,00 * 1,5$$

$$FCI = R\$ 2.662.500,0$$

Sebrae (2023) cita que a taxa de depreciação de máquinas é de 10% ao ano, desta forma, calcula-se então a depreciação anual:

$$D = R\$ 2.662.500,0 * 0,1$$

$$D = R\$ 266.250,0$$

Para a estimativa dos custos de manutenção, será considerado o valor sugerido por Turton et al. (2012), de 6% do valor do FCI, porém será considerado apenas sobre o valor da turbina. Desta forma:

$$C_m = R\$ 1.775.000,0 * 0,06$$

$$C_m = R\$ 106.500,0$$

Para possibilitar a avaliação econômica do projeto, é necessário determinar ainda os custos de manutenção e operação e da turbina.

Como estimativa dos custos de operação, será previsto o custo de um operador de turbina e um mecânico de turbina. Conforme Vagas (2023) o salário anual médio de um operador de turbo gerador é de R\$ 27.228,00.

Catho (2022), cita que os custos adicionais sobre o salário de um funcionário são de aproximadamente 68% do salário, desta forma, o custo anual com salários será de R\$ 45.743,04.

Para a definição da taxa de impostos, é necessário conhecer o regime tributário da empresa que, neste caso, se enquadra no regime de lucro presumido, com tributação de 30% (CONTABILIZEI CONTABILIDADE, 2023).

Substituindo os resultados na Eq. (23), calcula-se o fluxo de caixa para o ano 0:

$$FC = \left(1.395.181,20 \frac{R\$}{ano} - \left(243.692,4 \frac{R\$}{ano} + 45.743,04 \frac{R\$}{ano} + 106.500,0 \frac{R\$}{ano} + 266.250,0 \frac{R\$}{ano} \right) \right) * (1 - 0,3) + 266.250,0 \frac{R\$}{ano}$$

$$FC = 779.347,03 \frac{R\$}{ano}$$

Na Tabela 2, são tabulados o fluxo de caixa anual não descontado, o fluxo de caixa anual descontado e o fluxo de caixa cumulativo descontado, utilizando a taxa de desconto igual a taxa Selic média entre 2023 e 2026, com valor igual a 9,44 %, apresentada por Brasil (2023):

Conforme apresentado na Tabela 2, o VPL é zero entre os anos 4 e 5, desta forma, calcula-se através de interpolação linear o tempo de retorno de investimento, PBD, em anos:

$$\frac{(5 - PBD)}{(5 - 4)} = \frac{(334,59 - 0)}{(334,59 + 161,83)}$$

$$(5 - PBD) = \frac{(5 - 4) * (334,59 - 0)}{(334,59 + 161,83)}$$

$$PBD = 5 - \frac{(5 - 4) * (334,59 - 0)}{(334,59 + 161,83)}$$

$$PBD = 4,33 \text{ anos}$$

Desta forma, o tempo de retorno de investimento é de aproximadamente 4 anos e 4 meses. A taxa interna de retorno pode ser calculada através da Eq. (22) para 10 e 25 anos:

$$TIR_{10} = 15,57 \%$$

$$TIR_{25} = 18,08 \%$$

Na Tabela 3, são tabulados os resultados obtidos nos cálculos realizados.

Em comparação ao estudo realizado por Siqueira Neto (2018), verifica-se que a de 18,08%, obtida neste estudo ficou próximo ao valor obtido pelo autor, no valor de 20,77%. Esta semelhança de valores se deve principalmente ao uso de todo o vapor para cogeração neste estudo, compensando o pequeno salto energético na turbina. Siqueira Neto (2018) considera uma parcela de apenas 39,44% de vapor utilizado em cogeração, e o excedente para geração de energia elétrica.

O estudo apresentado por Rodrigues (2009), não se apresentou viável, uma vez que o VPL para 20 anos foi de -10,23 milhões de reais. Vale ressaltar que no seu estudo, foi considerado uma parcela de 41,8% do vapor gerado para cogeração, e o excedente para geração elétrica somente. Pode-se notar que a quantidade de vapor destinada a cogeração é até maior que no estudo realizado por Siqueira Neto (2018), porém, devido à baixa pressão e temperatura considerados, tornaram o projeto inviável. O melhor retorno de investimento obtido neste estudo, frente ao realizado por Rodrigues (2009), se deve ao fato de 100% do vapor é destinado para cogeração, ou seja, não é realizado a rejeição de energia para o ambiente, somente para o processo de aquecimento, elevando-se a eficiência global do sistema.

O tempo de retorno de investimento obtido por Siqueira Neto (2018), foi de 6 anos, superior ao obtido neste estudo, de aproximadamente 4,33 anos. No entanto, pode-se verificar que o investimento requerido para este projeto é consideravelmente menor que o proposto pelo autor, devido ao seu porte e ao fato de que não é necessário adquirir a caldeira e o sistema de condensação por não possuir estágios de condensação na turbina.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

O crescimento contínuo do consumo e demanda de energia elétrica no Brasil, vem exigindo investimentos em ampliação da capacidade de geração e distribuição de energia. No entanto, existe uma alternativa a grandes investimentos em distribuição e geração, que vem a ser a geração distribuída. A cogeração de energia elétrica e térmica, proposta neste estudo, é uma das formas de geração distribuída visto ser gerada no ponto de consumo de energia elétrica.

Além dos pontos positivos relacionados a redução de necessidade de investimentos do

Fim do ano (n)	Investimento (FCI) [kBRL]	FC [kBRL]	FCD [kBRL]	VPL [kBRL]
0	2.662,50	779,3	0	-2.662,50
1	0	779,3	712,12	-1.950,38
2	0	779,3	650,70	-1.299,68
3	0	779,3	594,57	-705,11
4	0	779,3	543,28	-161,83
5	0	779,3	496,42	334,59
6	0	779,3	453,60	788,20
7	0	779,3	414,47	1.202,67
8	0	779,3	378,72	1.581,39
9	0	779,3	346,06	1.927,45
10	0	779,3	316,21	2.243,66
11	0	779,3	288,93	2.532,59
12	0	779,3	264,01	2.796,59
13	0	779,3	241,24	3.037,83
14	0	779,3	220,43	3.258,26
15	0	779,3	201,41	3.459,67
16	0	779,3	184,04	3.643,71
17	0	779,3	168,17	3.811,88
18	0	779,3	153,66	3.965,54
19	0	779,3	140,41	4.105,94
20	0	779,3	128,29	4.234,24
21	0	779,3	117,23	4.351,47
22	0	779,3	107,12	4.458,58
23	0	779,3	97,88	4.556,46
24	0	779,3	89,43	4.645,90
25	0	779,3	81,72	4.727,62

Tabela 2. Fluxo de caixa descontado.

Fonte: Dados do autor (2023).

Descrição	Resultados obtidos
Custo de energia elétrica [R\$/ kWh]	0,58
Capacidade de geração [kW]	299,19
Economia bruta [R\$/h]	173,53
Economia bruta [R\$/ano]	1.395.181,20
Custo do combustível adicional [R\$/ ano]	243.692,4
Custo horário de combustível adicional [R\$/h]	30,31
Economia líquida horária [R\$/h]	143,22
Horas trabalhadas no ano [h]	8.040,0
Economia anual [R\$/ano]	1.151.488,8
	15,57

Tabela 3. Resultados dos cálculos de cogeração de energia elétrica e térmica.

Fonte: Dados do autor (2023).

sistema de geração e transmissão de energia brasileiro, é de suma importância que a cogeração de energia elétrica e térmica resulte também em benefícios para a empresa que optar pelo seu uso, de modo a estimular mais empresas a investir nesta forma de geração de energia.

No estudo realizado, verifica-se que há também benefícios à empresa que investir na cogeração. O potencial de economia com a cogeração de energia elétrica e térmica concomitantemente, pode atingir quase 1,2 milhão de reais para o caso estudado.

O sistema proposto neste estudo, demonstrou-se economicamente atrativo por apresentar um tempo de retorno de investimento de 4,33 anos, frente ao valor obtido no estudo realizado por Siqueira Neto (2018) para um sistema de cogeração de energia, de 6 anos. Comparando-se também com outras tecnologias, como a fotovoltaica, o sistema proposto neste estudo também se demonstrou atrativo, haja vista que o tempo de retorno de investimento descontado obtido por Kruger, Zanella e Barrichelo (2023), Pereira (2023) e Silva *et al.* (2019), foram 5,4, 6,8 e 5,9 anos respectiva-

mente, todos superiores ao tempo de retorno do sistema proposto neste estudo.

A concepção do sistema, assim como a seleção de equipamentos, tem grande influência no tempo de retorno de investimento. Conforme demonstrado neste documento, o uso de turbinas de condensação e extração, embora muito usado nos sistemas de cogeração, devido à alta capacidade de geração de energia, e manutenção de potência de geração constante independente de variações do processo, resulta em um custo muito elevado na parcela de energia gerada nos estágios de condensação, pois nesta configuração não há o ganho de rejeição de calor para o processo.

O cálculo de retorno de investimentos realizado neste estudo, baseou-se em custos estimados para manutenção de equipamentos, instalações de equipamentos periféricos e salários. Isso posto, é sugerido realizar em trabalhos futuros o estudo de retorno de investimento, realizando um projeto executivo de instalação do sistema para quantificação destes custos, bem como baseando-se em dados de custos de manutenção obtidos junto ao fornecedor de equipamentos.

REFERÊNCIAS

BALESTIERI, José Antônio Parrella. **Cogeração**: geração combinada de eletricidade e calor. Florianópolis: Editora da Ufsc, 2002.

BRASIL. BANCO CENTRAL DO BRASIL. **Focus**: relatório mensal. Brasil: Banco Central do Brasil, 2023. Disponível em: <https://www.bcb.gov.br/publicacoes/focus>. Acesso em: 09 out. 2023

BRASIL. Secretária de Planejamento e Desenvolvimento Energético. Ministério de Minas e Energia. **Plano Decenal de Expansão de Energia 2030**. Brasília: Empresa de Pesquisa Energética, 2020.

CATHO (São Paulo). **Você sabe quanto custa um funcionário para a empresa? Descubra!** 2022. Disponível em: <https://paraempresas.catho.com.br/quanto-custa-um-funcionario-para-empresa/>. Acesso em: 14 ago. 2023.

CELESC (Santa Catarina). **Micro e Minigeração**. 2023. Disponível em: <https://www.celesc.com.br/micro-mini-geracao>. Acesso em: 13 nov. 2023.

CONTABILIZEI CONTABILIDADE (São Paulo). **CNAE: 1610-2/03 Serrarias com desdobramento de madeira em bruto**. 2023. Disponível em: <https://www.contabilizei.com.br/consulta-cnae/fabricacao-de-produtos-de-madeira/1610203-serrarias-com-desdobramento-de-madeira-em-bruto/>. Acesso em: 08 set. 2023.

INSTITUTO NACIONAL DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA (Rio de Janeiro). **O que é Geração Distribuída**. 2022. Disponível em: http://www.inee.org.br/forum_ger_distrib.asp?Cat=gd. Acesso em: 04 nov. 2022.

STULTZ, Steven C; KITTO, JOHN B. **The Babcock & Wilcox Company. Steam: its generation and use**. 41. ed. Ohio: The Babcock & Wilcox Company, 2005.

KEINE, Sandro. **Avaliação do Processo de Secagem de Madeira em Estufa com Banho de Vapor**. 1977. 240 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.

KRUGER, Silvana Dalmutt; ZANELLA, Cleunice; BARICHELLO, Rodrigo. Análise da viabilidade econômico-financeira para implantação de projeto de produção de energia solar fotovoltaica em uma propriedade rural. **Revista de Gestão e Secretariado: Revisão Profissional de Gestão e Administração**, São Paulo, v. 14, n. 1, p. 428-445, 12 jan. 2023. South Florida Publishing LLC. <http://dx.doi.org/10.7769/gesec.v14i1.1521>. Disponível em: <https://ojs.revistagesec.org.br/secretariado/article/view/1521>. Acesso em: 13 nov. 2023.

PEREIRA, Marco Aurélio Jahno. **Estudo dos impactos do marco legal da microgeração e minigeração distribuída**. 2023. 61 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Elétrica, Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2023. Disponível em: <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/262168>. Acesso em: 13 nov. 2023.

PERRY, Robert H.; GREEN, Don W. **Perry's chemical engineer's handbook**. 8. ed. New York: McGraw-Hill, 2007.

RODRIGUES, Marcos Luiz de Macedo. **ESTUDO TÉCNICO-ECONÔMICO DA IMPLANTAÇÃO DA COGERAÇÃO EM PEQUENA ESCALA A BIOMASSA EM UMA INDÚSTRIA**. 2009. 184 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2009. Disponível em: http://www.biblioteca.puc-minas.br/teses/EngMecanica_RodriguesML_1.pdf. Acesso em: 21 jul. 2023.

SEBRAE (Brasil). **Depreciação de máquinas e equipamentos: custo ou despesa?**. Custo ou despesa?. 2023. Disponível em: <https://sebrae.com.br/sites/PortalSebrae/artigos/depreciacao-de-maquinas-e-equipamentos-custo-ou-despesa,f5af0f134cf-86810VgnVCM1000001b00320aRCRD>. Acesso em: 09 out. 2023.

SILVA, Marcos Meurer da *et al.* VIABILIDADE ECONÔMICA DA IMPLANTAÇÃO DE UM SISTEMA DE ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA EM UMA INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA. **Brazilian Journal of Production Engineering**. São Mateus, p. 113-121. 20 set. 2019. Disponível em: <https://periodicos.ufes.br/bjpe/article/view/27233>. Acesso em: 13 nov. 2023.

SIQUEIRA NETO, Abilio Teixeira de. **PLANTA DE COGERAÇÃO A BIOMASSA COMO ALTERNATIVA PARA GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA E TÉRMICA EM UMA INDÚSTRIA FRIGORÍFICA DE FRANGOS**. 2018. 120 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018. Disponível em: <https://repositorio.ufsc.br/handle/123456789/195817>. Acesso em: 21 jul. 2023.

SMITH, Joe Mauk; VAN NESS, H. C.; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. 7. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2007.

SPIRAX SARCO (Inglaterra). **DESUPERHEATING: basic desuperheating theory**. BASIC DESUPERHEATING THEORY. 2023. Disponível em: <https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/desuperheating/basic-desuperheater-types>. Acesso em: 10 nov. 2023.

TOWLER, Gavin; SINNOTT, Ray. **Chemical Engineering Design: principles, practice and economics of plant and process design**. 2. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012.

TURTON, Richard *et al.* **Analysis, Synthesis and Design of Chemical Process**. 4. ed. Michigan: Pearson Prentice Hall, 2012. (Physical and Chemical Engineering Sciences).

VAGAS. **Operador de turbo gerador**. 2023. Disponível em: <https://www.vagas.com.br/cargo/operador-de-turbo-gerador>. Acesso em: 14 ago. 2023.

ZION MARKET RESEARCH (Nova Iorque). **Engineered Wood Market: global industry analysis**. Global Industry Analysis. 2022. Disponível em: <https://finance.yahoo.com/news/6-51-cagr-engineered-wood-143000175.html>. Acesso em: 06 dez. 2022.