



CIENTEC

Revista de Ciência, Tecnologia e Humanidades do IFPE

Tema: Mecânica e Energia



CIENTEC - Revista de Ciência, Tecnologia e Humanidade do IFPE

v. 7, n. 2 - Novembro de 2015



Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco
Av. Prof Luiz Freire, 500 - Cidade Universitária - Recife/PE Fone: (81) 2125.1600 - www.ifpe.edu.br

ISSN 1984 -7300 versão impressa
ISSN 1984 - 9710 versão on-line

v. 7, n. 2 - Novembro de 2015



Incrustação e os Métodos Industriais de Limpeza e Mitigação de seus efeitos em Trocadores de Calor Tubulares

Fouling and the Industrial Methods of Cleaning and Mitigation of its effects in Tubular Heat Exchangers

Submetido em 11.05.15 | Aceito em 08.06.15 | Disponível on-line em 20.11.15



Revisão

Pedro Henrique Almeida Brayner* e José Claudino de Lira Júnior

Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Acad. Hélio Ramos s/n, Recife, Pernambuco, Brasil | *pedrobrayner@gmail.com

José Ângelo Peixoto da Costa

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco –IFPE, Av. Prof Luiz Freire, 500, CEP: 50740-540, Cidade Universitária, Recife/PE, Brasil.

RESUMO

Todos os equipamentos de processo submetidos à circulação de derivados de petróleo estão sujeitos à deposição de impurezas e ao fenômeno da incrustação, sofrendo com perdas de eficiência e mau funcionamento. Este é um fenômeno recorrente e com efeitos indesejáveis, particularmente para trocadores de calor, que sofrem um aumento no seu custo de operação. Em geral, o aumento no custo de operação desses equipamentos se dá principalmente por: necessidade de queima de combustível adicional, para compensar a diminuição no rendimento térmico; necessidade de aumento na potência de bombeamento para manter a mesma taxa de fluxo devido à perda de carga; custos com manutenção e limpeza do trocador, uso de anti-incrustantes, além dos custos decorrentes da perda de produção devido a paradas programadas ou não-programadas, para a limpeza da incrustação (AWAD, 2011). Desta forma, é de fundamental importância conhecer os mecanismos de formação da incrustação e suas características, além das principais técnicas existentes de limpeza e mitigação, afim de manter o equipamento em condições adequadas de operação. Diversos esforços de engenharia e pesquisa na área foram feitos durante décadas, e continuam a desafiar a indústria. Este trabalho apresenta uma revisão dos tipos de incrustação, seus mecanismos de formação e etapas de desenvolvimento. Também são relacionados os principais métodos de limpeza off-line, online, e técnicas de mitigação existentes na literatura.

Palavras-chaves: incrustação, trocador de calor, limpeza, mitigação.

ABSTRACT

All process equipments submitted to circulation of oil products are subject to deposition of impurities and the phenomenon of fouling, suffering a loss of efficiency and malfunction. This is a recurrent phenomenon and with undesirable effects, particularly for heat exchangers, which have an operating cost increase. Generally, the increase in the cost of operation of such equipments is mainly due to: need of burning additional fuel to compensate the decrease in thermal efficiency; need for increased pumping power to maintain the same flow rate due to pressure drop; costs of maintenance and cleaning of the heat exchanger, use of anti-fouling, moreover the costs of loss of production due to scheduled or non-scheduled stops for cleaning the fouling (AWAD, 2011). Thus, it is of fundamental importance to know the mechanisms of formation of fouling and its features, besides the main existing cleaning techniques and mitigation in order to maintain equipment in proper operating condition. Various engineering and research efforts in the area have been made for decades and continue to challenge the industry. This paper presents an overview of types of fouling, their formation mechanisms and stages of development. Also related are the main off-line and online cleaning methods and existing mitigation techniques in the literature.

Keywords: fouling, heat exchanger, cleaning, mitigation.

1. Introdução

O uso de trocadores de calor já se estende a praticamente todos os setores da indústria, sendo amplamente utilizados nas indústrias química, petroquímica, processos de geração de energia, processamento de alimentos e refino de petróleo.

A preocupação com a eficiência térmica destes equipamentos é recorrente, pois está diretamente relacionada aos custos de operação do processo no qual está inserido. Um dos aspectos que influenciam diretamente na eficiência do equipamento, é o acúmulo de depósitos na superfície de troca térmica, que podem aderir a ela ou reagir quimicamente de modo a formar substâncias que aderem à superfície, fenômeno denominado incrustação. É sabido que, muitas vezes são necessárias paradas para limpeza off-line, já que é de extrema importância que o equipamento seja mantido em condições adequadas de funcionamento. Por outro lado, já existem métodos capazes de reduzir, ou até mesmo eliminar, a necessidade de custosas paradas de produção. São algumas delas: técnicas online de limpeza, uso de revestimentos superficiais, inserções metálicas, trocadores com configuração auto-limpante, uso de materiais não-metálicos, entre outros.

Este trabalho apresenta uma comparação entre as características dos métodos de limpeza de trocadores de calor tubulares já existentes na literatura e método de limpeza por Granalha de aço, já proposto pelos autores em obra anterior. Desta forma, busca-se justificar esforços de pesquisa e desenvolvimento para aplicação sua industrial.

2. Incrustação

A incrustação impõe uma resistência adicional à transferência de calor, diminuindo a eficiência da troca térmica de forma considerável. BOTT (1995), ressalta que a incrustação pode ser de diferentes naturezas, sendo os principais mecanismos de formação: crescimento biológico, deposição de partículas, incrustação devido à corrosão, por cristalização ou por reação química.

A incrustação por crescimento biológico nas superfícies do trocador de calor, é um mecanismo de formação usualmente identificado quando se trabalha com sistemas aquosos e temperaturas próximas à temperatura ambiente. É causado pelo crescimento de organismos vivos dentro do fluido, que se depositam sobre as superfícies do trocador de calor.

A presença de material biológico pode promover outros mecanismos de formação da incrustação que poderiam não ocorrer na superfície limpa, sendo comum encontrar oxidação junto ao crescimento biológico nas superfícies de trocadores. Esse tipo de mecanismo está fora do controle direto do engenheiro projetista, mas pode ser influenciado pela seleção de materiais. Por exemplo, é sabido que os metais não-ferrosos são tóxicos a determinados tipos de organismos, reduzindo assim a possibilidade de atuação desse mecanismo de incrustação.

Já a incrustação por deposição, é devida à sedimentação de partículas contidas no fluido, sobre a superfície do trocador. Esta ocorre quando a velocidade do fluido cai abaixo de um nível crítico ou devido à existência de “zonas mortas” de escoamento. Este mecanismo tem grande influência da geometria e da velocidade crítica do sistema fluido/partículas, pois se dá pelo efeito da gravidade. Algumas soluções para

a minimização do efeito desse mecanismo de incrustação são a instalação do trocador na posição vertical e/ou adoção de velocidades acima de níveis críticos.

Outro mecanismo frequente é a formação de incrustação devido à corrosão, que é resultado da reação eletroquímica de corrosão natural entre a superfície de troca térmica e o fluido, promovendo deterioração e perda de material em determinadas regiões da tubulação, em seguida pode haver a deposição deste material ou o seu transporte e acúmulo em outras regiões, resultando na formação de uma camada de incrustação de óxidos, devido à corrosão.

A seleção dos materiais do equipamento pode ter grande influência na minimização dos efeitos desse mecanismo. Atualmente já existe uma ampla gama de materiais resistentes à corrosão disponíveis, como os aços inoxidáveis e ligas a base de níquel. Também pode ser adotada a aplicação de revestimentos superficiais protetores, e até mesmo o emprego de materiais não metálicos.

Também é conhecido o mecanismo de incrustação por cristalização, que ocorre pela cristalização de sais que se encontram dissolvidos no fluido em soluções supersaturadas, decorrente da diminuição de suas solubilidades com a variação da temperatura. Subsequentemente, os cristais sedimentam na superfície do trocador, dando origem à incrustação. Esse tipo de incrustação ocorre por processo de nucleação, geralmente em regiões com presença de impurezas ou defeitos superficiais.

O mecanismo de incrustação por reação química é resultante de uma ou mais reações entre reagentes contidos no fluido, das quais o material da superfície de troca térmica não participa. Entretanto, a superfície muitas vezes atua como catalisador da reação, assim como

ocorre no craqueamento, coqueamento, polimerização e auto oxidação.

A pesar de, na teoria, poder ser dividida em categorias, a incrustação geralmente ocorre de forma sinérgica, resultando quase sempre da interação de dois ou mais dos tipos listados anteriormente (DESHANNAVAR et al, 2010). No entanto, para qualquer mecanismo de incrustação é verificada a ocorrência, em menor ou maior proporção, de cinco estágios no seu desenvolvimento, sendo eles: tempo de espera, transporte, deposição, remoção e envelhecimento.

O Tempo de espera representa o intervalo de tempo antes do qual não se observa a formação de camadas de sujeira. Nesse período o coeficiente de transferência de calor permanece inalterado, sua duração pode ser de segundos a até mesmo dias (DESHANNAVAR et al, 2010; SHEIKHOLESLAMI e WATKINSON, 2012).

A etapa de transporte ocorre pela transferência de massa dos precursores da incrustação, que se encontram em suspensão ou dissolvidos no fluido até a superfície de troca térmica do equipamento, por difusão ou ação da gravidade (DESHANNAVAR et al, 2010; SHEIKHOLESLAMI e WATKINSON, 2012).

Já a deposição, ocorre quando os precursores incrustantes finalmente atingem a superfície, estes podem aderir à ela ou reagir de modo a formar substâncias que aderem à superfície, ou mesmo deixa-la. A deposição pode ser controlada pela reação química, difusão ou adesão (DESHANNAVAR et al, 2010).

A remoção compreende o desprendimento de parte dos depósitos, da superfície de troca térmica, pela ação de cisalhamento e transferência de massa do escoamento do fluido. Pode ou não ocorrer imediatamente após o processo de deposição ter

sido iniciado (DESHANNAVAR et al, 2010; SHEIKHOLESAMI e WATKINSON, 2012).

Por fim, o envelhecimento ocorre pela alteração da estrutura química ou cristalina do depósito, resultando de processos como polimerização, desidratação, recristalização, entre outros. Geralmente tem efeito de aumento da resistência da incrustação, começando imediatamente após o processo de deposição ter sido iniciado (DESHANNAVAR et al, 2010; SHEIKHOLESAMI e WATKINSON, 2012).

Com o objetivo de minimizar os efeitos da incrustação, diversos métodos de limpeza foram desenvolvidos, restaurando ou mantendo a eficiência de trocadores de calor e outros equipamentos sujeitos à deposição de sujeira. Os procedimentos de limpeza são classificados em Online e Off-line.

3. Limpeza

3.1 Limpeza Online

As técnicas online de limpeza são realizadas sem a necessidade de remover o trocador de calor da rede de operação, não sendo preciso a parada do processo. Esse tipo de limpeza é geralmente aplicado com a finalidade de manter o funcionamento do equipamento em estado aceitável de incrustação e minimizar as paradas programadas para limpeza off-line, pois embora sejam procedimentos mais práticos, comumente não são suficientes para que o trocador mantenha um bom desempenho durante toda sua vida útil.

A seguir são apresentados alguns dos principais métodos de limpeza online:

a) Circulação de Projéteis

Segundo BOTT (1995), a técnica foi inicialmente utilizada na Europa, no final da

década de 50 e consiste na circulação de projéteis, geralmente esferas de borracha com o tamanho um pouco maior que o diâmetro do tubo, ao longo do trocador de calor a partir do fluxo de água. JALALIRAD e MALAYERI (2013) alertam para a grande variedade de projéteis disponíveis no mercado e sugerem que os parâmetros mais importantes na seleção destes são: a área de contato entre o projétil e a superfície de troca térmica, e a rigidez do mesmo. A área de contato é fornecida pelo tamanho do projétil, que é inserido de forma comprimida, pressionando assim a superfície interna dos tubos. Já a intensidade da força de cisalhamento produzida pelo projétil sobre a incrustação é determinada pela rigidez do mesmo.

Após a limpeza, um coador é utilizado para reter os projéteis, encerrando ou reiniciando o procedimento de limpeza. BRITO et al. (2014) afirmam que, dependendo da natureza da incrustação (mais duras e resistentes), projéteis com adição de materiais abrasivos na superfície podem ser utilizados para facilitar a remoção dos depósitos, além de polirem a parte interna do tubo, dificultando então a aderência de novas impurezas.

O sistema de circulação dos projéteis deve ser executado em intervalos intermitentes de tempo e só funciona em trocadores tubulares, sendo inútil para equipamentos de geometrias diferentes. Sua aplicação também é restrita a sistemas aquosos e temperaturas até cerca de 120°C, devido às limitações do material do projétil.

b) Sistemas de Gaiola e Escova

Processo similar ao procedimento de limpeza por circulação de projéteis, os sistemas de gaiola e escova previnem a incrustação por meio da limpeza da superfície interna do

trocador de calor. Segundo BOTT (1995), consiste na circulação de uma escova feita de fios metálicos ou poliméricos juntamente com o fluxo, removendo as impurezas depositadas na superfície dos tubos.

Nesses sistemas, uma gaiola é posicionada nas extremidades de cada tubo do trocador de calor, de modo a impedir sua passagem para os cabeçotes do equipamento. Dessa forma é possível a reversão do fluxo no tubo após determinado período de tempo. As gaiolas funcionam portanto, como pontos de parada e reinício do processo de limpeza. Assim como a circulação de projéteis, esta técnica é restrita à limpeza de tubos retos e longos, sendo inútil para trocadores de outras geometrias.

c) *Injeção de Gás ou Ar*

Segundo BOTT (1995), a injeção de uma mistura bifásica de água e ar em trocadores de calor pode ser útil para a redução da formação de depósitos nas superfícies de troca térmica. O efeito de limpeza ocorre pela formação de regiões de alta turbulência próximo às paredes, sendo geralmente utilizado para limpeza de regiões de difícil acesso, como o casco de trocadores de calor de casco e tubo. Devido à tenacidade de alguns depósitos, forças maiores são necessárias para remover a incrustação na superfície, sendo este método muitas vezes ineficaz.

d) *Tecnologia Sônica*

A vibração criada pela energia associada à propagação do som é capaz de deslocar depósitos localizados na superfície de um trocador de calor. O processo de limpeza se dá pelo efeito combinado de dois fenômenos, o colapso de bolhas de cavitação próximo à superfície de um objeto e a formação de uma

onda de choque correspondente a um micro jato reentrante.

e) *Lavagem com Água*

Segundo MÜLLER-STEINHAGEN (2000), esta técnica de lavagem online é utilizada há vários anos para recuperar a eficiência de trocadores de calor em sistemas de gás a combustão. Além de o jato causar uma força que arrasta as impurezas, o choque térmico faz com que os depósitos fiquem frágeis, quebrem e se soltem da parede interna do tubo. BRITO et al. (2014) alertam que, mesmo a técnica sendo de fácil execução, apenas tem sido utilizada quando outras técnicas de limpeza falham. Diversos parâmetros devem ser estabelecidos para este tipo de processo, como duração dos intervalos intermitentes de tempo e quantidade de água no jato. Apesar de não parecer uma técnica com riscos, a má execução da lavagem pode afetar a eficiência do trocador de calor, principalmente em tubos de caldeira, por reduzir a temperatura do vapor, diminuindo assim o rendimento térmico do sistema.

Para ajudar na lavagem com água, produtos químicos podem ser utilizados para amolecer os depósitos, facilitando a sua remoção. Porém, é preciso identificar quais soluções químicas podem ser utilizadas, de modo que evite problemas de corrosão nos tubos.

e) *Sopradores de Fuligem*

Esta técnica é largamente utilizada em sistemas de combustão, afim de manter a eficiência da troca térmica entre superfícies expostas aos gases de combustão, segundo BOTT (1995). Um soprador de fuligem, ao injetar ar a alta pressão no trocador de calor, faz

com que os depósitos se soltem das superfícies internas do tubo.

Será necessário usar certo número de sopradores, devido à proximidade das superfícies num trocador de calor. Este mecanismo de limpeza pode ser geralmente dividido em dois tipos de arranjo: rotatórios e longos retráteis. O arranjo rotatório consiste em um elemento multi-bico rotacional, fixo ao trocador de calor. Os dispositivos retráteis são usados geralmente onde as temperaturas são muito altas, de modo que limite sua exposição.

f) Limpeza Química

Segundo BOTT (1995), a limpeza química online se dá pela injeção de soluções químicas no processo. A maior dificuldade é a contaminação do produto, que pode permanecer até depois de cessada a injeção.

3.2 Limpeza Off-line

De acordo com BOTT (1995), mesmo tendo feita a limpeza online para eliminar ou minimizar problemas de incrustação, é necessário que em certo tempo haja uma limpeza off-line para restaurar a eficiência da transferência de calor. O ideal é que essa parada para limpeza seja feita na parada anual da indústria ou em outro momento planejado, pois uma parada de emergência de um trocador de calor para limpeza interrompe a produção e é muito caro. Vários são os aspectos a serem analisados ao escolher uma opção de limpeza off-line, como prevenção de dano ao equipamento, proteção dos empregados contra acidentes e proteção ao meio ambiente.

a) Limpeza Manual

Limpeza manual é a técnica mais simples e envolve limpar, raspar ou escovar superfícies de trocadores de calor. Ela pode ser feita em condições secas ou molhadas. Como é um trabalho manual intenso, o custo para esse tipo de limpeza é caro. Segundo BOTT (1995), esse método de limpeza geralmente é usado em trocadores de calor de placas, onde o acesso a placas individuais é possível.

No caso de uso de solventes, os riscos de explosão e intoxicação devem ser observados. Em grandes equipamentos de combustão, a limpeza pode ser empregada para remover depósitos frágeis da superfície, entretanto é necessário a atenção à segurança e a integridade física dos operadores, fazendo o uso dos EPIs e procedimentos de segurança adequados.

b) Lanças de Ar, Água e Vapor

Segundo BOTT (1995), a limpeza com água pode ser um bom método, mas para depósitos tenazes, é necessário que a pressão da água seja muito forte, ou que sejam usadas lanças de vapor, detergentes também podem ser adicionados para melhorar o processo. Também pode ser necessário adicionar abrasivos ao ar a alta velocidade para remover os depósitos. A natureza do abrasivo depende do depósito e do risco ao equipamento. A efetividade dessa técnica depende da facilidade ao acesso às superfícies incrustadas. É necessário cuidado, pois trabalha-se com altas pressões.

c) Perfuração de Tubos e Rodding

Pela dificuldade de remoção de depósitos, às vezes é necessário perfurar um eixo de tubos para restaurar a área de fluxo. Segundo BOTT (1995), como uma massa de depósitos se

acumula no fim dos tubos, alguns outros métodos não são possíveis. Vários dispositivos são aplicados pela rotação de um eixo, incluindo brocas e ferramentas de corte e polimento, e escovas. A perfuração é obtida com o auxílio de um motor de ar comprimido e abastecimento de água, para ajudar na lubrificação e afastar os depósitos removidos. Para o uso dessa técnica é necessário um bom acesso ao feixe de tubos. Geralmente é aplicada nas superfícies internas dos tubos.

d) O Uso de Balas ou Raspadores

BOTT (1995) afirma que, uma alternativa ao método de perfuração é o uso de balas ou raspadores, que são disparados ao longo do comprimento do tubo para raspar os depósitos. Esses elementos são propulsionados por meio de vapor ou água a alta pressão. Essa técnica é restrita à superfície interna do tubo. Os raspadores podem ser fabricados em material metálico ou polimérico.

Uma das principais preocupações na utilização destes projéteis era com o provável desgaste no interior dos tubos. No entanto, HOVLAND et al (1988) apud BOTT (1995) demonstraram que o desgaste devido ao uso desses equipamentos é desprezível.

e) Limpeza com Explosivos

De acordo com BOTT (1995), outra alternativa de limpeza é o uso controlado de explosões, onde a energia de remoção do depósito é transmitida por uma onda de choque no ar ou pela vibração dos tubos provenientes das explosões. Esse método permite o início da limpeza com o equipamento ainda quente. Suas vantagens são a limpeza rápida, excelentes melhorias na eficiência térmica, elevada segurança, ausência de corrosão, bom para

regiões em que os jatos de alta pressão não alcançariam e apresenta custo mais baixo.

f) Imersão em Vapor

Segundo BOTT (1995), essa técnica é realizada por meio da admissão de vapor no trocador de calor, de modo que haja o contato entre o vapor e a superfície a ser limpa. O efeito de limpeza ocorre pela combinação das altas temperaturas com a diferença do coeficiente de expansão térmico entre o depósito e o material do equipamento, além da possibilidade de vaporização do depósito e penetração de água quente. Esse método não é recomendado para uso geral onde há riscos de danificar o equipamento, principalmente em equipamentos de combustão, onde há o emprego de diversos materiais em sua construção.

g) Choque Térmico

Devido à diferença nos coeficientes de dilatação térmica que, em geral, existem entre os depósitos de incrustação e a superfície metálica, ocorrem rachaduras nas camadas de incrustação, que podem descamar. Esta é uma técnica semelhante à imersão em vapor, podendo ser aplicada de duas formas: resfriamento rápido de uma superfície quente ou aquecimento rápido de uma superfície fria.

Através de experimentos, BRIDGWATER e LOO (1984) revelaram que o fator chave é a energia elástica armazenada devido a tensões térmicas e a liberação dessa energia devido à propagação dos defeitos na estrutura cristalina. Abaixo é possível observar o efeito do choque térmico na camada de deposição superficial.

h) Limpeza Química

Segundo BOTT (1995), antes da limpeza química alguns fatores devem ser analisados, como: natureza do depósito, material de construção do trocador de calor e de equipamentos associados (para evitar corrosão), possibilidade de aquecer o equipamento, volume do sistema, grau de limpeza requerido, perigo associado à limpeza e requerimentos de segurança, custo e tempo. A remoção de depósitos dependerá da velocidade e da temperatura da operação, quanto maiores, mais efetivo o processo de limpeza, aumentando o cisalhamento e melhorando a taxa de reação química.

A circulação de solventes inflamáveis precisa de cuidado especial, pois o trocador de calor pode não estar localizado numa área à prova de fogo. Nenhuma limpeza química, especialmente envolvendo ácidos, alcalinos e outros agentes agressivos, deve ser feita sem controle para reduzir potenciais riscos de corrosão. De acordo com MÜLLER-STEINHAGEN et al. (2011), as vantagens da limpeza química são que ela é relativamente rápida, as superfícies não sofrem danos mecânicos, as soluções químicas geralmente alcançam áreas inacessíveis e ela requer menos trabalho braçal do que a limpeza mecânica. Não menos importante, o descarte adequado dos agentes químicos deve ser realizado de modo que não haja nenhum prejuízo ao meio ambiente.

4. Mitigação

Além dos métodos de limpeza citados anteriormente, alguns métodos são também utilizados com a finalidade de mitigar os efeitos da incrustação, ajudando na manutenção da

limpeza do equipamento, alguns deles são apresentados abaixo:

4.1 Inserções de Tubo

De acordo com RITCHIE et al. (2009), a utilização de inserções, tais como fitas torcidas, bobinas, e inserções de matriz de arame, foram inicialmente utilizadas por aumentar os coeficientes de transferência de calor por efeito da turbulência. Entretanto, observou-se que o uso destas inserções pode reduzir o problema com incrustação por reação química. Uma inserção de matriz de arame no tubo é mostrada a seguir.

4.2 Trocadores de Calor de Superfícies Raspadas

Esse método foi desenvolvido para melhorar a transferência de calor para líquidos viscosos. Esta tecnologia foi revisada por HEWITT (1994) e consiste em um tubo de grande diâmetro com um eixo ligado a lâminas montado axialmente ao seu centro.

A ação das lâminas é raspar e manter limpas as superfícies do trocador de calor. Essa técnica é particularmente usada em transferências de calor para líquidos termicamente sensíveis, pois o tempo de contato do líquido com a superfície quente é curto. As limitações deste método são a baixa capacidade e altos custos de manutenção associados ao equipamento rotatório.

4.3 Tratamento de Superfícies

Mudanças nas características das superfícies têm o potencial de reduzir a incidência de incrustações e também de prevenir corrosões. De acordo com BOTT (1995), se aplicado um revestimento à superfície do

trocador de calor, a mesma apresentará uma resistência à transferência de calor como qualquer outro depósito. Este revestimento, ao ser aplicado, deve fornecer uma cobertura completa e ter uma espessura razoavelmente uniforme. As vantagens destes tratamentos são que aço carbono e aços-liga mais baratos podem ser usados em contato com águas agressivas, a incrustação é minimizada, a possibilidade de corrosão galvânica é reduzida devido à barreira elétrica fornecida pelo revestimento e a limpeza off-line é facilitada.

a) *Esmalte Vítreo*

O esmalte vítreo começou a ser usado recentemente como revestimento para trocadores de calor, porém já era muito usado em reatores e em equipamentos de processamento químico. PAGE (1980) apud BOTT (1995) analisou as oportunidades de usar esse material em trocadores de calor, principalmente em condições ácidas a altas temperaturas.

Os dois maiores problemas em usar o esmalte vítreo como revestimento nestes equipamentos são a dificuldade de garantir uma cobertura uniforme contínua e o fato de que o processo de esmaltagem requer um ambiente de alta temperatura para o aquecimento, o que pode restringir o tamanho dos equipamentos a serem revestidos.

b) *Cobertura de Plástico e Polímero*

O revestimento interno das superfícies de trocadores de casco e tubo, afim de reduzir a incrustação, corrosão e prevenir abrasão, tem sido usado a bastante tempo. Porém a utilização de polímeros é restrita a temperaturas relativamente baixas, geralmente em trocadores de calor trabalhando com temperaturas

próximas a 200°C. BOTT (1995) afirma que, a principal aplicação da cobertura polimérica é reduzir a corrosão, entretanto a superfície brilhante e lisa reduz as perdas por atrito e a incidência de incrustação.

c) *Coberturas Finas e Pinturas*

CALLOW (1990) descreveu o uso de tintas anti-incrustantes nos cascos de navios para reduzir a incrustação, entretanto esse método também pode ser aplicado em trocadores de calor em ambientes adequados. Os três principais tipos de tintas usados são: tintas convencionais (matriz solúvel), lixiviação e auto polimento.

O problema do uso desse método é a manutenção da superfície coberta. Com o passar do tempo, a cobertura precisará ser substituída. Em geral, o uso de coberturas finas e pinturas pode ser difícil e caro.

c) *Trocadores de calor não metálicos*

Trocadores de calor não são exclusivamente feitos de metal, também podem ser de vidro ou polímeros. Os trocadores de vidro, como tem uma superfície lisa, tem menos retenção de depósitos do que as construções tradicionais em metal. REDMAN (1989) apud BOTT (1995) revisou o uso de trocadores de calor não metálicos e constatou que o uso de polímeros garante uma excelente resistência à incrustação. Outras vantagens são o baixo custo comparado com a alta qualidade, além da facilidade de limpeza. Já as desvantagens são os baixos pontos de fusão dos termoplásticos e a baixa condutividade térmica.

5. Método de limpeza por granalha de aço

BRAYNER et al (2015) apresentaram um método de limpeza online de trocadores de calor com uso de granalha de aço. O método proposto se baseia na limpeza interna dos depósitos e incrustações presentes no tubo através da introdução de granalha de aço esférica e aumento da vazão do escoamento, com a finalidade de promover uma ação erosiva de remoção de material. O sistema de funcionamento é esquematizado abaixo (ver Figura 1), e prevê um acionamento periódico, afim de manter a eficiência do equipamento dentro dos níveis aceitáveis.

Durante o acionamento do sistema de limpeza, uma válvula desvia o escoamento para uma linha de bombeamento, no qual é acelerado até a condição adequada para a limpeza. O volume extra de fluido necessário é fornecido por um reservatório. A granalha é introduzida na linha após o bombeamento e removida na saída do trocador de calor, por um coletor magnético.

O material removido é retido por um sistema de filtros.

“Os estudos realizados foram configurados como escoamentos internos multifásicos, na qual partículas sólidas eram transportadas por um fluido, de modo que há uma mistura de duas fases a nível macroscópico, em regime de escoamento permanente turbulento. O software calcula então uma solução média representativa do escoamento, uma aproximação satisfatória do ponto de vista da engenharia.” (BRAYNER et al. 2015).

Um modelo de sistema de limpeza do tubo de um trocador de calor do tipo tubo duplo, com inserções helicoidais a cada 500mm (ver Figura 2), foi pré-validado por meio da mecânica dos fluidos computacional (CFD), através do pacote ANSYS® Workbench™, demonstrando uma boa eficiência e homogeneidade na remoção de depósitos na superfície interna dos tubos (ver Figura 3) através do uso de granalhas SAE 550 ou SAE 660 e velocidades próximas a 15m/s (BRAYNER et al. 2015).

Figura 1. Representação esquemática do sistema de limpeza

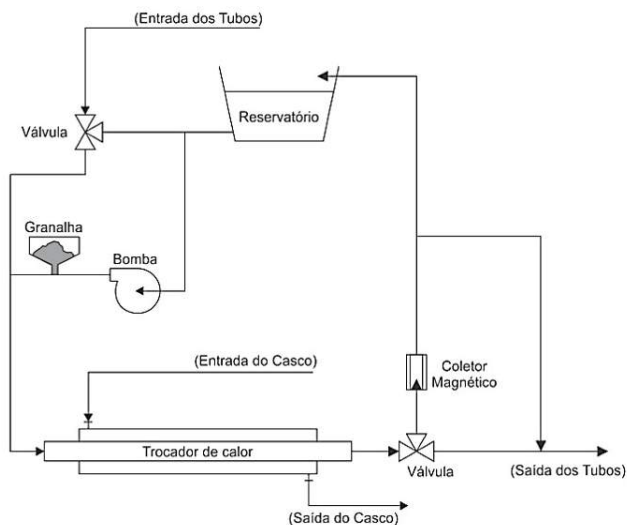
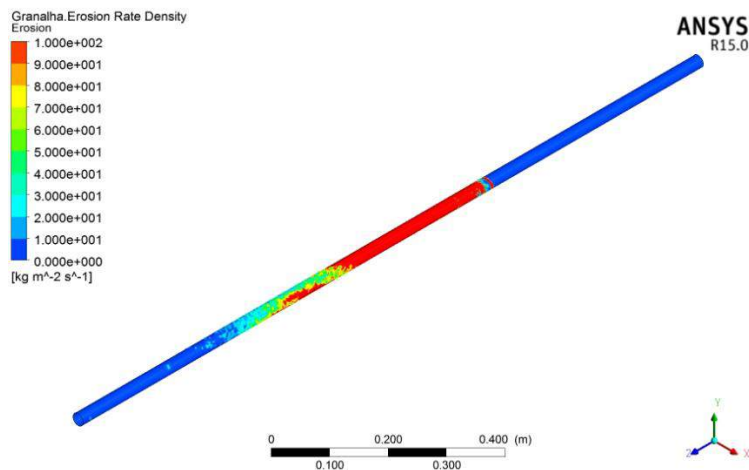


Figura 2. Modelo de trocador de calor de tubo duplo utilizado na simulação**Figura 3.** Resultado da simulação do efeito de limpeza no trocador

O método de limpeza por granalha de aço não apresenta impedimentos ao seu uso no casco de trocadores de calor tubulares, pelo contrário, seu princípio de funcionamento possui como característica a facilidade de acesso a regiões onde outros métodos seriam inaplicáveis.

Entretanto ainda deve-se executar uma validação para tais condições.

Como forma de avaliação desse mecanismo de limpeza, alguns dos fatores mais importantes na seleção do método mais adequado à aplicação desejada são reunidos abaixo (ver Tabela 1).

Tabela 1. Mapa comparativo das características dos métodos de limpeza

	RISCOS				ALCANCE		EFICIÊNCIA*
	Operador	Equipamento	Meio Ambiente	Contaminação	Tubo	Casco	-
ONLINE							
<i>Circulação de Projéteis</i>	-	-	-	-	x	-	3
<i>Sistemas de Gaiola e Escova</i>	-	-	-	-	x	-	3
<i>Injeção de Gás ou Ar</i>	-	-	-	-	x	x	1
<i>Tecnologia Sônica</i>	-	x	-	-	x	x	3
<i>Lavagem com Água</i>	-	-	-	-	x	x	2
<i>Sopradores de Fuligem</i>	-	-	-	-	x	x	2
<i>Limpeza Química</i>	-	x	x	x	x	x	3
Limpeza com Granalha de aço	-	-	-	-	x	x	3
OFF-LINE							
<i>Limpeza Manual</i>	x	x	-	-	x	x	3
<i>Lanças de Ar, Água e Vapor</i>	x	-	-	-	x	x	2
<i>Perfuração de Tubos e Rodding</i>	-	x	-	-	x	-	3
<i>O Uso de Balas ou Raspadores</i>	-	-	-	-	x	-	3
<i>Limpeza com Explosivos</i>	-	x	-	-	x	x	3
<i>Imersão em Vapor</i>	-	x	-	-	x	x	2
<i>Choque Térmico</i>	-	x	-	-	x	x	2
<i>Limpeza Química</i>	x	x	x	x	x	x	3
* Os valores apresentados para a eficiência são: 1 (Baixa), 2 (Razoável) e 3 (Ótima)							

6. Conclusões

A perda de eficiência em trocadores de calor devido à incrustação ou acúmulo de depósitos ainda representa um elevado custo às indústrias de processo e um enorme desafio de engenharia. Mesmo com a existência de diversos métodos de limpeza e mitigação, seus efeitos ainda são muito grandes sobre a eficiência dos trocadores, representando altos custos ao processo.

Nesse contexto, os métodos de limpeza online podem ser vistos como uma importante alternativa no controle da incrustação e aumento do intervalo entre limpezas off-line. Dessa forma, é de fundamental importância o desenvolvimento de novos métodos de limpeza online e melhoramento dos métodos já existentes.

O método de limpeza por granalha de aço apresenta características interessantes na sua aplicação, representando uma alternativa aos métodos já existentes. Esse sistema de limpeza ainda necessita de maior pesquisa e

desenvolvimento, mas apresenta viabilidade em escala industrial.

Nota: Este trabalho foi apresentado no III Workshop Internacional de Micro-trigeração de alto desempenho: Mercado e formação de parcerias - WINTRI, 2015, Abril 9 e 10, Recife, PE"

7. Referências

AWAD, M.M. (2011) Fouling of Heat Transfer Surfaces.

BRAYNER, P.H.A.; LIRA JR, J. C.; COSTA, J.A.P.; HENRIQUEZ, J.R. (2015) Simulação CFD da Limpeza de Trocadores de Calor com uso de Granalha de aço. In: Congresso de Métodos Numéricos em Engenharia 2015, Lisboa.

BRIDGWATER, J.; LOO, C.E. (1984) Removal of crystalline scale: mechanisms and the role of thermal stress.

BOTT, T.R. (1995) Fouling of Heat Exchangers.

BRITO, M.P.L.; MORAES, J.V.C.; MELO, R.J.G.; SOUZA, J.W.L.; JUNIOR J.C.L. (2014) Limpeza de equipamentos de processo no refino de petróleo (estado da arte). In: Rio Oil & Gas Expo and Conference 2014, Rio de Janeiro.

CALLOW, M. (1990) Ship fouling: problems and solutions.

DESHANNAVAR, U.B.; RAFEEN, M.S.; RAMASAMY, M.; SUBBARAO, D. (2010) Crude oil fouling: A Review.

HEWITT, G.F.; SHIRES, G.; BOTT, T.R. (1994) Process Heat Transfer

JALALIRAD, M.R.; MALAYERI, M.R. (2013) A criterion for the selection of projectiles for cleaning tubular heat exchangers.

MÜLLER-STEINHAGEN, H. (2000) Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Technologies.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; MALAYERI, M.R.; WATKINSON, A.P. (2011) Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Strategies.

RITCHIE, J.M.; DROEGEMUELLER, P.; SIMMONS, M.J.H. (2009) hiTRAN Wire Matrix Inserts in Fouling Applications, Heat Transfer Engineering.

SHEIKHOESLAMI, R.; WATKINSON, A.P. (2012) Physical, Chemical and Biological Aspects of Water - Composite Fouling, Fundamentals and Mechanisms.



Estudo teórico do ciclo Rankine combinado de refrigeração utilizando um ejeto

A theoretical study of the combined Rankine cycle refrigeration using an ejector

Submetido em 11.05.15 | Aceito em 08.06.15 | Disponível on-line em 20.11.15

Yuri de Amorim Nunes*

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Av. Professor Moraes Rego, 1235 - Cidade Universitária, CEP: 50670-901, Recife - PE | *yuriamorim@outlook.com

RESUMO

A utilização de calor residual da indústria, energia geotérmica e energia solar para cogeração e trigeração são alternativas de melhoria da eficiência térmica de processos. Este estudo analisa o desempenho de cinco fluidos de trabalho (R123, R134a, R141b, R142b e R152a) em um ciclo termodinâmico capaz de gerar trabalho e frio, através da combinação de um ciclo Rankine orgânico ao ciclo de refrigeração por jato compressão. Inicialmente, a pressão de entrada na turbina, a capacidade de refrigeração e o trabalho líquido do ciclo foram fixados e foi realizado um estudo variando a temperatura da fonte de calor, do evaporador, da água de refrigeração e a razão de expansão da turbina. Para cada fluido de trabalho, foi calculada a eficiência térmica do ciclo e a destruição total de exergia. Os cálculos foram realizados através do software EES (Engineering Equation Solver). Os resultados obtidos revelam que o trabalho da turbina e a destruição de exergia de cada componente do ciclo são sensíveis às variações dos quatro parâmetros variados. R123 e R141b são os fluidos que apresentam maior eficiência e destroem menos exergia.

Palavras-chaves: ciclo de potência, ciclo de refrigeração, análise exergética.

ABSTRACT

The use of industrial waste heats, geothermal energy and solar energy in cogeneration or trigeneration are ways to improve the thermal efficiency of processes. The aim of this paper is to compare the performance of five work fluids (R123, R134a, R141b, R142b, R152a) in a combined power and refrigeration cycle, which combines the organic Rankine cycle and the ejector-refrigeration cycle. At first, the pressure of the turbine inlet, the power-refrigeration ratio and the net power output are fixed and the heat source temperature, the evaporation temperature, the cooling water temperature and the expansion ratio of the turbine are varied one at a time. The thermal efficiency and the total exergy destruction of the five working fluids are investigated and their performances are compared. Engineering Equation Solver (EES) is used in this simulation. The results show that turbine power output and exergy destruction in each component depends on this four parameters. R123 and R141b have better efficiency and lower total exergy destruction than all other working fluid studied.

Keywords: power cycle, work, refrigeration cycle, exergy analysis.

1.Introdução

Em função da competitividade, as indústrias têm buscado, a cada dia, novas maneiras de aperfeiçoar seus processos, tornando-os mais eficientes e rentáveis. Entre as alternativas já existentes estão os sistemas de cogeração, também conhecidos como sistemas combinados de calor e eletricidade, capazes de

fornecer simultaneamente dois produtos de valor, energia térmica e elétrica (ou mecânica), a partir de um único combustível de entrada (Sun, 2008; Pan et al., 2013; Popli et al., 2013; Ochoa et al., 2014). Algumas abordagens também utilizam o termo trigeração para definir os casos em que a energia térmica gerada é utilizada para produção de frio, através de um

ciclo de refrigeração (Huicochea et al., 2011; Ortiga et al., 2011).

Segundo Moran et al. (2014), a cogeração e trigerção provaram ser uma solução adequada nas indústrias, refinarias, fábricas de papel, indústrias de produção de alimentos e demais instalações que requerem calor, trabalho ou frio. Os benefícios são tipicamente financeiros e ambientais como a redução do consumo de energia primária, diminuição de poluentes atmosféricos e garantia de operação ininterrupta mesmo em casos de falhas no sistema de distribuição local.

Al-Weshahi et al., 2014, propõe um estudo paramétrico de um sistema de trigerção no qual calor, frio e trabalho são originados a partir de uma fonte térmica a baixa temperatura, como por exemplo, o calor residual das indústrias, a água quente geotérmica e os fluidos aquecidos por coletores solares. A baixa temperatura impossibilita a existência de um ciclo de potência convencional, no qual o vapor gerado na caldeira alimenta a turbina, gerando trabalho.

O estudo teórico realizado combina um ciclo Rankine orgânico a um sistema de refrigeração por jato compressão através da adição de uma turbina entre o gerador de vapor e a ejetor. O termo orgânico indica que o fluido de trabalho deverá atender às exigências de uma aplicação particular, neste caso, produzir potência a partir de fontes de baixa temperatura. O ciclo foi idealizado por Wang et al. (2009) e posteriormente estudado por Zheng e Weng (2010), que analisou o desempenho do R245fa no ciclo, e Habibzadeh et al. (2013), que comparou o desempenho dos refrigerantes R123, R141b, R245fa, R600a e R601a.

O sistema de refrigeração por jato compressão apresenta funcionamento similar aos sistemas de compressão de vapor convencionais, diferindo-se apenas no modo em

que o refrigerante é comprimido a partir do evaporador para o condensador, que neste caso é feito por um ejetor. De acordo com Vargas (2010), sistemas a jato compressão apresentam como vantagem baixo custo de capital, simplicidade de operação, confiabilidade e baixos custos de manutenção. Além disso, não apresenta partes móveis, não requer lubrificações e é capaz de aproveitar energia barata, como a solar e a de rejeitos de calor (Geniêr et al., 2013). Apesar de todos os benefícios não são utilizados massivamente devido ao baixo coeficiente de desempenho (COP) quando comparado com os demais sistemas de refrigeração.

Este trabalho analisa como as temperaturas da fonte de calor, de evaporação e do condensador, e a taxa de expansão da turbina influenciam parâmetros como eficiência térmica do ciclo, destruição total de exergia e razão de arraste do ejetor.

2. Materiais e Métodos

A Figura 1 apresenta a configuração do sistema de refrigeração estudado. O sistema é composto pelo gerador de vapor, que usa o calor a partir de uma fonte de calor a baixa temperatura; uma turbina, onde trabalho é gerado e posteriormente convertido em eletricidade; um ejetor, que é o principal elemento desse sistema; um condensador, através do qual o calor total do sistema é descartado; um evaporador, onde o frio é produzido; uma bomba, que torna o sistema intermitente; um pré-aquecedor; e uma válvula de expansão.

Líquido saturado deixa o condensador, sendo pressurizado pela bomba (1). Segue então para o pré-aquecedor (2), aumentando sua temperatura, e em seguida para o gerador de vapor (3), onde é vaporizado à medida que

absorve calor de uma fonte térmica. Ele então é expandido na turbina (4) gerando trabalho. Parte do fluido expandido na turbina é extraído para o ejetor sob a forma de vapor a alta pressão (5). A Figura 2 apresenta os componentes internos de um ejetor.

Primeiramente, vapor expande-se na passagem por um bocal convergente-divergente e acelera até atingir uma velocidade supersônica. A alta velocidade deste fluxo arrasta vapor do evaporador (13), que é aspirado pelo bocal de sucção. A compressão da mistura acontece na passagem pelo difusor devido à conversão da velocidade, agora subsônica, em pressão. Com efeito, os vapores forçam a passagem contra a pressão de descarga do ejetor, mantendo o diferencial de pressão entre a

aspiração e descarga. O fluxo misturado que deixa o ejetor (7) é misturado com o vapor não extraído (6) que se expandiu na turbina. O vapor, já a baixa pressão, é resfriado no pré-aquecedor (8) e finalmente condensado (9), liberando o calor do sistema para a água e assumindo a forma liquefeita. Parte deste líquido saturado retorna para a bomba (1) enquanto o restante é conduzido ao evaporador (12) após uma redução de pressão na válvula de expansão (11). Dentro do evaporador, a mistura líquido-vapor, a baixa temperatura e pressão, se desloca através de serpentinas até sua completa evaporação, e consequente refrigeração do ar que as atravessa. O vapor resultante é então arrastado pelo ejetor (13), completando o ciclo.

Figura 1. Arranjo esquemático do ciclo Rankine combinado ao de refrigeração por ejetor

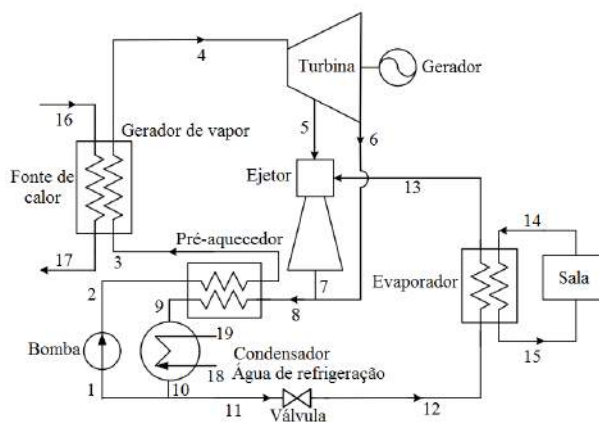
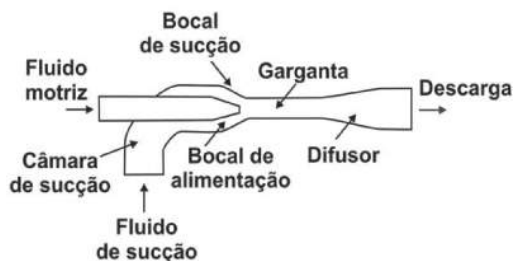


Figura 2. Componentes de um ejetor



1.1 Seleção do fluido refrigerante

Segundo Moran et al. (2014), a seleção de um fluido refrigerante geralmente se baseia em três fatores: desempenho, segurança e impacto ambiental. O termo desempenho refere-se a fornecer a refrigeração necessária ou a capacidade de aquecimento de maneira confiável e econômica. O termo segurança está relacionado aos riscos, como toxicidade, inflamabilidade e corrosividade. Por fim, o termo impacto ambiental refere-se principalmente ao uso de fluidos refrigerantes que não agredam a camada estratosférica de ozônio ou que contribuam significativamente para a mudança climática global.

O ciclo proposto é uma combinação entre o ciclo Rankine orgânico e o ciclo de refrigeração por jato compressão. Dessa forma, deve-se buscar um fluido com propriedades compatíveis para geração simultânea de trabalho e frio. Em geral, os refrigerantes podem ser divididos em duas classes, ambas definidas conforme o comportamento da linha de vapor saturado no diagrama T-s (Vargas, 2010). Se a inclinação da curva de vapor saturado seco for negativa, na expansão isentrópica do fluido de trabalho, ele irá condensar. Neste caso, o vapor é úmido e é necessário que ele seja superaquecido para que as pás da turbina não sofram cavitação nem o ejetor funcione de forma deficiente. Se a inclinação da curva de vapor saturado for positiva, a expansão vai superaquecer o vapor. Neste caso, o vapor é seco, que é desejável para o ciclo em estudo.

Ciclos de Rankine orgânicos empregam substâncias orgânicas como pentano, refrigerantes comumente utilizados, amônia e óleos de silicone (Moran et al., 2014). Nos ciclos de refrigeração por jato compressão são preferíveis refrigerantes com maior massa molecular, devido ao aumento da taxa de arraste e eficiência do ejetor; grande

calor latente de vaporização, de forma a minimizar a taxa de circulação por unidade de capacidade de refrigeração; e adequabilidade de sua relação entre pressão e temperatura no intervalo da aplicação considerada (Chunnanond e Aphornratana, 2004).

A Tabela 01 mostra os fluidos selecionados para a operação e suas respectivas características físicas, com potencial de agressão ao meio ambiente. Esta escolha considerou, além dos fatores já citados, estudos experimentais realizados anteriormente nos ciclos de jato compressão (Chunnanond e Aphornratana, 2004) e Rankine orgânico (Al-Weshahi et al., 2014).

Segundo os autores, o fluido R141b é abundante, de baixo custo e apresenta bom desempenho termodinâmico; o R134a proporciona melhor desempenho e maior razão crítica de arraste, quando comparado com o R290, R600 e R717; o R142b apresenta o melhor COP para os HCFCs; o R152a possui melhor desempenho entre os HFCs; e o R123 e o R141b são do tipo seco, característica esta desejável no estudo.

1.2 Considerações

A fim de facilitar a análise termodinâmica, algumas hipóteses simplificações serão adotadas:

- Cada componente do ciclo é analisado como um volume de controle em regime permanente;
- Não existem quedas de pressão no evaporador e no condensador;
- Os efeitos da energia cinética e potencial bem como as perdas por atrito são desprezíveis, implicando nas Equações 1 e 2;

$$P_{12} = P_{13} \quad P_2 = P_3 = P_4 \quad (1)$$

$$P_6 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11} = P_1 \quad (2)$$

- O gerador de vapor, evaporador, turbina, ejetor, pré-aquecedor e condensador operam adiabaticamente;
- A bomba e a turbina possuem uma eficiência isentrópica de 80%;
- A expansão ao longo da válvula é um processo de estrangulamento, conforme Equação 3;

$$h_{11} = h_{12} \quad (3)$$

- Vapor saturado e líquido saturado deixam o evaporador e condensador, respectivamente, de acordo com Equações 4 e 5;

$$x_{13} = 1 \quad (4)$$

$$x_{11} = 0 \quad (5)$$

- A diferença de temperatura entre o fluido externo de entrada dos três trocadores de calor (gerador de vapor, condensador e evaporador) e o respectivo fluido de trabalho da saída é igual a ΔT , conforme Equação 6;

$$\Delta T = T_{16} - T_4 = T_{10} - T_{18} = T_{14} - T_{13} \quad (6)$$

- O ponto de estrangulamento (pinch point) no evaporador, condensador e gerador de vapor é igual a $\Delta T/2$, de acordo com Equação 7;

$$T_{17'} - T_{3f} = T_{9g} - T_{19'} = T_{15} - T_{12} = T_9 - T_2 = \Delta T/2 \quad (7)$$

onde f e g são os estados de líquido saturado e vapor saturado, respectivamente, e os valores 16', 17' e 19' são os pontos de estrangulamento correspondentes aos estados 3g, 3f e 9g, respectivamente.

- A fonte de calor é um rejeito industrial considerado semelhante ao ar atmosférico, o fluido condensante é água e o fluido externo ao evaporador é ar atmosférico.

O cenário padrão utilizado na análise térmica está esquematizado na Tabela 2. Para a execução de estudos paramétricos, analisou-se o efeito da temperatura da fonte de calor, de evaporação, da água de condensação e da taxa de expansão da turbina no comportamento das demais variáveis. Todos os cálculos foram realizados com auxílio do software EES (*Engineering Equation Solver*).

Tabela 1. Fluidos para refrigeração de trabalho e frio. Chunnanond & Aphornratana (2004)

	R123	R134a	R141b	R142b	R152a
Fórmula Molecular	$C_2HCl_2F_3$	$C_2H_2F_4$	$C_2H_3Cl_2F$	$C_2H_3ClF_2$	$C_2H_4F_2$
Tipo	HCFC	HCF	HCFC	HCFC	HCF
Massa molecular (kg^3kmol^{-1})	152,93	102,03	116,95	100,49	66,05
Ponto de evaporação ($^{\circ}C$) a 1 atm	27	-26	32	-10	-25
Pressão (kPa) a $100^{\circ}C$	3660	4060	4210	4060	4520
Tempo de vida (anos)	1,3	14	9,3	17,9	1,4
Potencial de aquecimento global (GWP)	77	1430	725	2310	124
Potencial de destruição de ozônio (PDO)	0,02	0	0,11	0,065	0

Tabela 2. Variáveis operacionais do sistema

Temperatura atmosférica	$T_0 = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$
Pressão atmosférica	$P_0 = 101,35\text{ kPa}$
Pressão de entrada na turbina	$P_4 = 650\text{ kPa}$
Razão de expansão da turbina	$B \equiv P_4 P_5^{-1} = 2,5$
Razão de arraste	$R \equiv \dot{m}_5 \dot{m}_4^{-1} = 0,3$
Temperatura de entrada da fonte de calor	$T_{16} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura de entrada da água de refrigeração	$T_{18} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatura de evaporação	$T_{12} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Diferença de temperatura	$\Delta T = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Trabalho líquido	$\dot{W}_{\text{liq}} = 1\text{ MW}$
Capacidade de refrigeração	$PR \equiv \dot{W}_{\text{liq}} Q_{\text{liq}}^{-1} = 10$

3. Resultados e Discussão

A Tabela 3 apresenta as propriedades termodinâmicas e fluxos de massa para todos os pontos da Figura 1, considerando R123 como fluido de trabalho e os dados de entrada da Tabela 2.

A partir destes resultados pode-se analisar o desempenho que cada equipamento desempenha no sistema. O pré-aquecedor, por exemplo, aumenta em 28°C a temperatura entre os pontos 2 e 3, diminuindo o calor absorvido pela fonte de calor e, portanto, aumentando a eficiência térmica do ciclo. De forma análoga, reduz a

temperatura do refrigerante que entra no condensador, diminuindo a quantidade de calor que é liberada para a água de refrigeração e, consequentemente, diminuindo as chances de possíveis poluições térmicas. Nota-se também que a vazão mássica do fluido que atravessa o evaporador é extremamente inferior aos demais pontos do ciclo. Esse comportamento está relacionado com a consideração de que o calor absorvido no evaporador é apenas 10% do trabalho líquido do ciclo.

A Tabela 4 compara o desempenho dos cinco refrigerantes nas condições de operação apresentadas na Tabela 2.

Tabela 3. Resultados obtidos para o R123

	Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão (kPa)	Entalpia (kJ kg^{-1})	Entropia ($\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)	Massa (kg s^{-1})	Exergia (kW)
1	20	75,71	221	1,074	37,83	48312
2	20	650	221,5	1,074	37,83	48327
3	48	650	250,6	1,169	37,83	48381
4	110	650	453,9	1,733	37,83	49819
5	86	260	440,4	1,742	11,35	14761
6	58,5	75,71	422,6	1,755	26,48	33868
7	78	75,71	437,2	1,798	11,98	15347
8	64,7	75,71	427,2	1,769	38,46	49212
9	25,3	75,71	398,6	1,679	38,46	49121
10	20	75,71	221	1,074	38,46	49118
11	20	75,71	221	1,074	0,6307	805,6
12	-4,9	25,9	221	1,079	0,6307	804,8
13	-4,9	25,9	379,6	1,67	0,6307	795,5
14	5	101,4	278,5	5,626	19,92	7,949
15	0	101,4	273,5	5,607	19,92	14,3
16	120	101,4	394,3	5,974	248,4	3496
17	89,5	101,4	363,4	5,892	248,4	1771
18	10	101,4	42,09	0,151	319,5	437343
19	19,15	101,4	80,39	0,2844	319,5	437080

Tabela 4. Desempenho do ciclo termodinâmico para os cinco fluidos de trabalho selecionados

	Unidade	R123	R134a	R141b	R142b	R152a
Razão de compressão no ejetor	—	0,05558	0,01642	0,0561	0,03503	0,01916
Fluxo de massa	kg s ⁻¹	37,83	120,7	28,04	50,31	64,88
Exergia destruída no condensador	kW	266,6	626,1	205,9	353,4	714
Exergia destruída no evaporador	kW	2,927	2,965	2,971	3,024	2,97
Exergia destruída na válvula de expansão	kW	0,8311	1,143	0,6398	0,9023	0,9053
Exergia destruída na bomba	kW	3,646	1,92	16,44	4,068	2,429
Exergia destruída no pré-aquecedor	kW	37,48	991,8	18,33	126	534,9
Exergia destruída na turbina	kW	208,4	227,2	216,2	203,3	225,3
Exergia destruída no gerador de vapor	kW	286,8	2735	283,9	924,5	2268
Trabalho da turbina	kJ kg ⁻¹	25,95	8,205	35,08	19,47	15,23
Trabalho da bomba	kJ kg ⁻¹	-0,4862	-0,0795	-0,5879	-0,4039	-0,1871
Eficiência térmica	%	14,3	4,661	14,63	9,521	5,534

Observa-se que em todas as cinco situações, as maiores taxas de destruição de exergia ocorrem no gerador de vapor, turbina e condensador. Já as menores taxas acontecem na válvula de expansão e no evaporador. As maiores e menores taxas de destruição de exergia são obtidas com o R134a e o R141b, respectivamente. Esta informação é extremamente importante, pois permite o desenvolvimento de estratégias para o uso mais eficiente dos combustíveis, a partir da redução de destruições e perdas evitáveis de exergia. As maiores eficiências térmicas foram obtidas com o R141b e R123, enquanto o R152 apresentou o menor desempenho nos parâmetros considerados. Nas subseções a seguir é analisado como as temperaturas da fonte de calor, de evaporação e do condensador, e a taxa de expansão da turbina influenciam estes parâmetros.

3.1 Efeito da temperatura da fonte de calor

O primeiro estudo paramétrico avaliou o comportamento dos demais parâmetros quando a temperatura da fonte de calor varia entre 120°C e 170°C. Sob tal condição, os estados termodinâmicos 1, 2, 10, 11, 12 e 13 permanecem

constantes enquanto a temperatura do fluido de trabalho na entrada da turbina (4) aumenta, conforme Equação 5. Desta forma, o trabalho da bomba permanece constante ao passo que o trabalho da turbina aumenta. Uma vez que o trabalho líquido é definido como constante e proporcional à temperatura da fonte de calor, há um decréscimo do fluido de trabalho que atravessa a bomba e a turbina. Paralelamente, o fluxo de massa permanece o mesmo no evaporador desde que o calor absorvido pelo evaporador e as entalpias dos pontos 12 e 13 não variam. Já a razão de arraste do ejetor é inversamente proporcional à temperatura da fonte de calor.

A Figura 3 mostra o impacto desta variação na eficiência térmica do ciclo. Observa-se que a eficiência de todos os refrigerantes variou de forma linear. Como o trabalho líquido e a capacidade de refrigeração são constantes, a única variável relacionada à eficiência é o calor absorvido no gerador de vapor. Este, por sua vez, diminui quando a temperatura da fonte de calor aumenta porque o fluxo de refrigerante neste equipamento também diminui sob tais condições. R141b e R134a apresentam, respectivamente, a melhor e a pior eficiência.

Os resultados da Figura 4 mostram que a temperatura da fonte de calor é diretamente proporcional à destruição total de exergia. Este comportamento ocorre porque mais entropia é gerada para que o trabalho líquido e o calor

absorvido pelo evaporador permaneçam os mesmos. R123 e R141b são os refrigerantes que menos destroem exergia, à medida que o R134a apresenta valores quatro vezes superiores.

Figura 3. Efeito da temperatura da fonte de calor na eficiência térmica

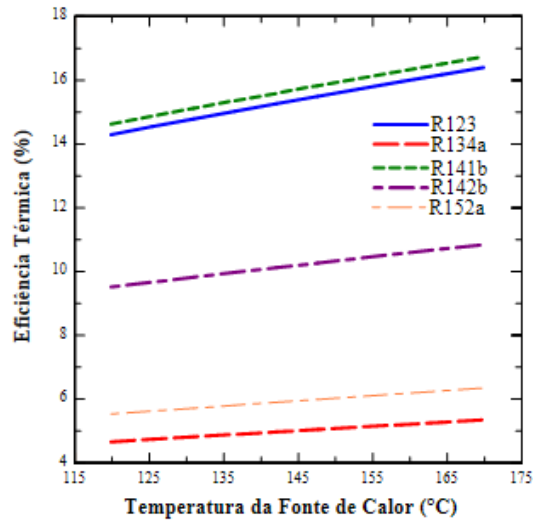
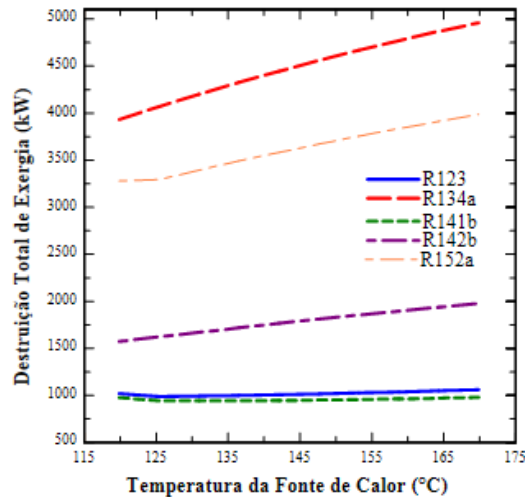


Figura 4. Efeito da temperatura da fonte de calor na destruição total de exergia



3.2 Efeito da temperatura de evaporação

Nesta análise a temperatura de evaporação varia entre -15°C e 5°C . Estas alterações não impactaram os estados termodinâmicos e fluxos de massa dos pontos em torno da bomba, turbina, condensador e gerador de vapor. Logo, a eficiência térmica do ciclo permaneceu constante no intervalo considerado. Por outro lado, a entalpia do estado 12 (e consequentemente 13) aumentou, com o acréscimo da temperatura, resultando na diminuição do vapor arrastado pelo ejetor, uma vez que o calor absorvido pelo gerador de vapor é

constante. A Figura 5 apresenta este resultado. Esta inclinação ocorre de maneira linear e decrescente, sendo maior para o R141b e menor para o R134a.

Diferentemente da razão de arraste do ejetor, a destruição total de exergia aumenta a medida que a temperatura de evaporação cresce, conforme Figura 6. Como se pode observar, esta variação ocorre de maneira bastante sutil fazendo com que o gráfico se comporte de maneira quase constante. R134a causa a maior destruição de exergia, seguido do R152a. Menores destruições são encontradas com o R123 e R141b

Figura 5. Efeito da temperatura de evaporação na razão de arraste do ejetor

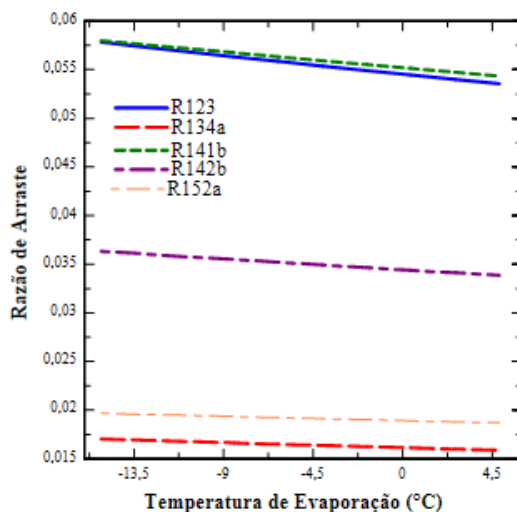
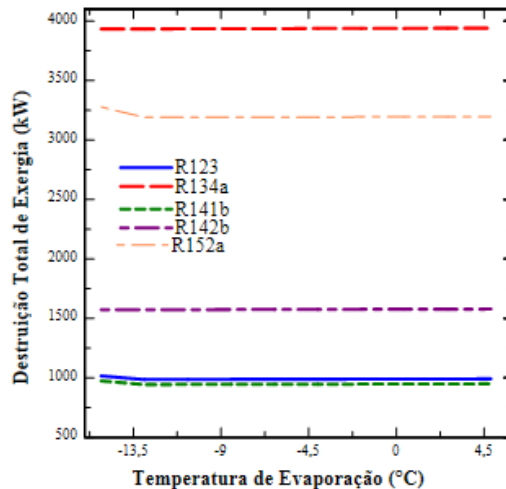


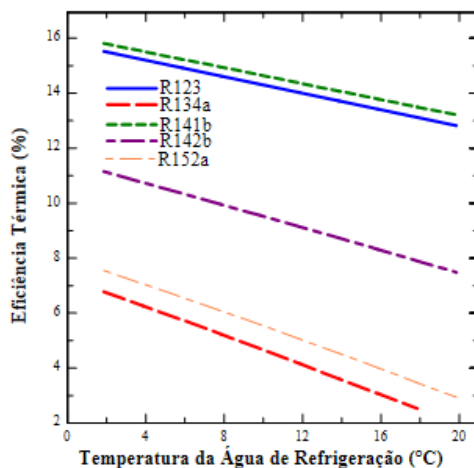
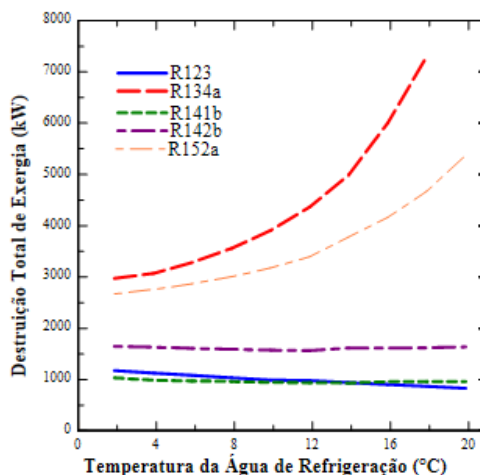
Figura 6. Efeito da temperatura de evaporação na destruição total de exergia

3.3 Efeito da temperatura da água de refrigeração

Neste estudo paramétrico a temperatura da água de refrigeração varia entre 2°C e 20°C. Nestas condições, conforme as Equações 6 e 7, as temperaturas do fluido de trabalho e da água de refrigeração que deixam o condensador também aumentam. Assim, o trabalho da bomba aumenta ao passo que o trabalho da turbina permanece constante. Para que o trabalho líquido do sistema permaneça constante, mais fluido de trabalho deve atravessar a bomba (e a turbina), implicando em mais calor absorvido pelo gerador de vapor. Este fenômeno implica na diminuição da eficiência térmica do ciclo, conforme representado na Figura 7. O comportamento das curvas é igual ao apresentado na Figura 3, porém de forma decrescente. R141b e R134a

permanecem apresentando a melhor e a pior eficiência, respectivamente.

A Figura 8 apresenta a variação da destruição total de exergia à medida que a temperatura da água de refrigeração aumenta. Observa-se que estas variáveis se comportam de forma inversamente proporcional. Uma vez que ΔT é constante, o aumento da temperatura da água de refrigeração resulta no aumento da pressão do condensador. No entanto, como a entropia aumenta na turbina, e esta representa uma importante parcela da destruição total de exergia do sistema, este valor cai. Pela figura observa-se que as curvas dos refrigerantes R123, R141b e R142b se comportam de maneira linear e decrescente ao passo que nos refrigerantes R134a e R152a estas curvas são exponenciais e crescentes.

Figura 7. Efeito da temperatura da água de refrigeração na eficiência térmica**Figura 8.** Efeito da temperatura da água de refrigeração na destruição total de exergia

3.4 Efeito da razão de expansão da turbina

Este estudo paramétrico avaliou a eficiência térmica e a destruição total de exergia quando a razão de expansão da turbina varia entre 1,5 e 7,5. Esta condição implica que, uma vez que a pressão de entrada da turbina é igual a 650 MPa, sua respectiva pressão de saída pode variar entre

433 MPa e 87 MPa, pressões estas maiores que a de condensação e menores que a de evaporação.

Quando a razão de expansão da turbina aumenta, a pressão e entalpia do ponto 5 diminuem, gerando aumento de trabalho na turbina. Como o trabalho líquido do ciclo é constante, é necessário que o fluxo de refrigerante diminua para que as demais relações sejam mantidas constantes. Este comportamento

acarreta na redução do calor absorvido pelo gerador de vapor e consequente aumento da eficiência térmica do ciclo, conforme apresentado na Figura 9. As melhores eficiências foram obtidas com R123 e R141b e as piores com R152a e R134a.

A Figura 10 mostra que a razão de expansão da turbina e a destruição total de exergia

se comportam de maneira inversamente proporcional. As mesmas justificativas utilizadas no parágrafo anterior explicam este comportamento. A destruição total de exergia é maior para R134a e praticamente a mesma para R141b e R123.

Figura 9. Efeito da razão de expansão da turbina na eficiência térmica

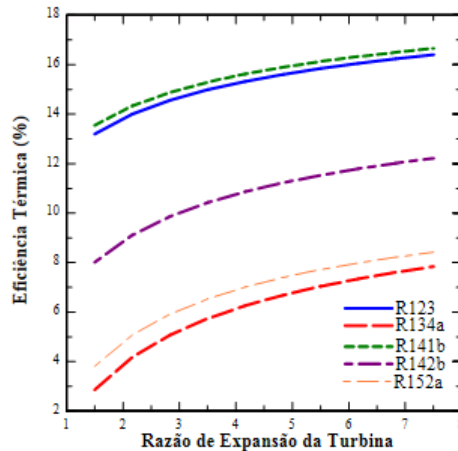
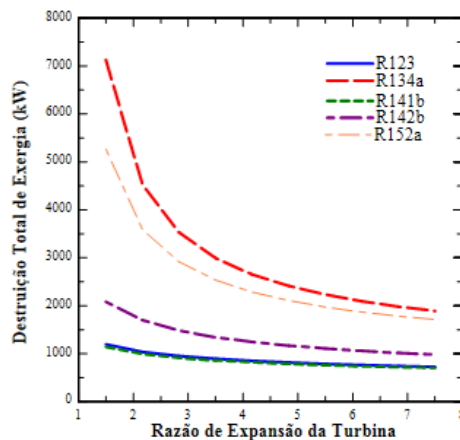


Figura 10. Efeito da razão de expansão da turbina na destruição total de exergia



4. Conclusões

Um dos principais motivadores dos estudos modernos de sistemas de cogeração e

trigeração é o aumento da eficiência energética do ciclo, seja por meio da utilização de fontes energéticas mais baratas; análise do fluido refrigerante que mais se adequa ao projeto; ou determinação da localização, tipos e magnitudes dos principais desperdícios energéticos, através do balanço de exergia. Dessa forma, simulações computacionais auxiliam o aperfeiçoamento destes processos, servindo de base para escolhas operacionais, sendo ferramentas de baixo custo cujos resultados dependem, principalmente, da qualidade do modelo implantado.

As principais conclusões obtidas no estudo teórico do ciclo Rankine orgânico combinado ao de refrigeração por jato compressão são:

- Quando a temperatura da fonte de calor aumenta, a eficiência térmica do ciclo e a destruição total de exergia também aumentam;
- Quando a temperatura de evaporação aumenta, a razão de arraste do ejetor diminui e a destruição total de exergia aumenta;
- Quando a temperatura da água de refrigeração aumenta, a eficiência térmica do ciclo e a destruição total de exergia diminuem;
- Quando a razão de expansão da turbina aumenta, a eficiência térmica do ciclo aumenta e a destruição total de exergia diminui;
- Os fluidos refrigerantes R123 e R141b (secos) são mais eficientes e destroem menos exergia quando comparados com os fluidos R134a, R142b e R152a (úmidos).

Nota: *Este trabalho foi apresentado no III Workshop Internacional de Micro-trigeração de alto desempenho: Mercado e formação de*

parcerias - WINTRI, 2015, Abril 9 e 10, Recife, PE"

5. Referências

- AL-WESHAHI, M. A., LATRASH, F., ANDERSON, A., & AGNEW, B. (Março de 2014). Working fluid selection of low grade heat geothermal Organic Rankine Cycle (OCR). *International Journal of Thermal Technologies*, 4(1ª), 6-12.
- CHUNNANOND, K., & APHORN RATANA, S. (Abril de 2004). Ejectors: applications in refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9(2º), 129 - 155.
- GENIÊR, F. S., COSTA, A. S., & JUNIOR, E. C. (2013). Ciclos de refrigeração: conceitos e estudos de eficiência. *Enciclopédia Biosfera*, pp. 2879 - 2893.
- HABIBZADEH, A., RASHIDI, M., & GALANIS, N. (Janeiro de 2013). Analysis of a combined power and ejector-refrigeration cycle using low temperature heat. *Energy Conversion and Management*, 65, pp. 381 - 391.
- HUICOCHEA A, RIVERA W, GUTIÉRREZ G, BRUNO J, CORONAS A. Thermodynamic analysis of a trigeneration system consisting of a micro gas turbine and a double effect absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*, v. 31, n.1, 3347–3353, 2011
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., BOETTNER, D. D., & BAILEY, M. B. (2014). *Princípios de termodinâmica para engenharia* (7ª ed.). Rio de Janeiro: LTC.

OCHOA, A. A. V, DUTRA, J. C. C., HENRÍQUEZ, J. R. G. Energetic and exergetic study of a 10RT absorption chiller integrated into a microgeneration system. *Energy Conversion and Management*, v. 88, n. 1, 545-553, 2014.

OCHOA AAV, DUTRA JCC, HENRÍQUEZ JRG. Energy and Exergy Analysis of the Performance of 10 TR Lithium Bromide/Water Absorption Chiller. *Revista Técnica de la Facultad de Ingeniería. Universidad del Zulia*, v. 37, n.1, 38-47, 2014.

ORTIGA J, BRUNO JC, CORONAS A. Selection of typical days for the characterisation of energy demand in cogeneration and trigeneration optimisation models for buildings. *Energy Conversion and Management*, v. 52, n. 1, 1934-1942, 2011.

PAN T, XU D, LI Z, SHIEH S, JANG S. Efficiency improvement of cogeneration system using statistical model. *Energy Conversion and Management*, v. 68, n.1, 169-176, 2013.

POPLI S, RODGERS P, EVELOY V. Gas turbine efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers in the oil and gas industry. *Applied Thermal Engineering*, v. 50, n. 1, 918-931, 2013.

VARGAS, L. P. (2010). Análise teórica-experimental do coeficiente de performance de um sistema de refrigeração por jato compressão. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Natal.

SUN ZG. Energy efficiency and economic feasibility analysis of cogeneration system

driven by gas engine. *Energy and Buildings*, v. 40, n.1, 126–130, 2008.

WANG, J., DAI, Y., & SUN, Z. (Setembro de 2009). A theoretical study on a novel combined power and ejector refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), pp. 1186 - 1194.

ZHENG, B., & WENG, Y. W. (Maio de 2010). A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources. *Solar Energy*, 84(5), pp. 784 - 791.



Estudo de caso: sistema de refrigeração de bancos de Baterias automotivas

Case Study: refrigeration system automotive batteries banks

Submetido em 11.05.15 | Aceito em 08.06.15 | Disponível on-line em 30.11.15



Case

Mayse Cíntia Vieira da Costa*

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Av. Professor Moraes Rego, 1235 - Cidade Universitária, CEP: 50670-901, Recife - PE | *maysecintia@gmail.com

RESUMO

O presente trabalho teve como objetivo realizar uma otimização em alguns parâmetros do processo industrial de formação de baterias automotivas (processo este onde as baterias são carregadas eletricamente e sofrem aquecimento devido às reações exotérmicas), visando ofertar melhor solução de refrigeração para este sistema entre a utilização de sistema de chiller a água ou de chiller a ar. Utilizando recursos levantados em campo e realizando um estudo comparativo entre o investimento inicial, custo mensal energético e custo com reposição de água verificou-se que para esta aplicação, o chiller a ar se torna mais viável e através de testes, verificou-se também que o tempo de operação do processo de formação diminui com a implantação do novo sistema de refrigeração, significando um aumento na produtividade.

Palavras-chaves: baterias automotivas, refrigeração, chiller, processo de formação.

ABSTRACT

This study aimed to carry out an optimization on some parameters of the industrial process of forming automotive batteries (a process where batteries are charged electrically and suffering warming due to exothermic reactions), to offer better cooling solution for this system between the use chiller system water chiller or air. Using resources collected in the field and performing a comparative study among the initial investment, energy and cost monthly cost replacement of water, it was found that for this application, chiller air becomes more feasible, and by tests in area could see that the time of operation of the formation process decreases with the implementation of the new cooling system, meaning an increase in productivity.

Keywords: Automotive Batteries, Refrigeration, Chiller, Formation Process.

1.Introdução

A indústria automotiva tem crescido nos últimos anos e para atender a esta demanda, a indústria de baterias tem tentado acompanhar este ritmo, buscando aperfeiçoar seus processos e ampliando suas instalações.

Os principais processos produtivos, encontrados atualmente nas linhas de produção de baterias automotivas, segundo DARDEN (2015) são, sem sequência: inserção de conjunto de placas, inserção dos terminais de fundidos, enchimento com ácido, formação (carga inicial

da bateria), testes operacionais, ajustes, limpeza, etiqueta e acabamento.

O processo focado no presente trabalho foi o de “Formação”, onde as baterias são carregadas eletricamente. Durante este processo, as baterias sofrem reações internas que liberam calor e aumentar sua temperatura, expondo a planta industrial de risco de incêndio (NAVSO, 1991). Para evitar este risco, alguns fabricantes utilizam como solução de refrigeração, bancos de água, em que as estruturas de baterias repousam sobre este banho de água, enquanto eles estão carregados.

O desafio para os fabricantes é reduzir o custo e o tempo de o processo de formação, porque as temperaturas das baterias aumentam durante o processo, tornando a temperatura de regulação um fator importante para a produtividade (SIEMENS, 2015). Outro problema é a perda de água no processo, devido ao sistema de refrigeração utilizado. Portanto, este estudo apresenta uma solução aplicada em um "processo de formação" na indústria de baterias para aperfeiçoar o tempo e o custo do processo através da proposta de um novo sistema de refrigeração a água.

Diferentes trabalhos tem demonstrado a análise financeira como ferramenta auxiliar da tomada de decisões de investimento (ÇAKIR et al., 2012; CHAI et al., 2013). Além disto, esta análise auxilia na busca de redução dos custos vinculados ao consumo de energia elétrica através do reaproveitamento e utilização de outras fontes alternativas de energia (SANTOS, 2005; MRÓZ, 2006;

SOMCHAROENWATTANA et al., 2011; CAMPOS et al., 2011; EVELOY et al., 2014; OCHOA, et al., 2015).

A busca de processos mais eficientes com o intuito de reduzir os custos e maximizar a produção vem sendo analisada por diferentes autores (SUN, 2008; PANTALEO et al., 2013; RIVAROLO et al., 2013; OCHOA et al., 2014a e 2014b);

O presente trabalho teve como objetivo realizar a otimização de parâmetros técnicos no processo industrial de produção de baterias automotivas, visando ofertar melhor solução de refrigeração através da utilização do sistema de chiller resfriado a água ou resfriado a ar.

2. Materiais e Métodos

Os bancos de água, em que as baterias repousam enquanto recebem a carga elétrica inicial, no caso estudado, comportam em média 200 baterias.

Figura 1. Banco para formação de baterias



Quando as baterias estão sendo colocadas nos bancos, o volume de água é em média 4 m³. Quando o processo de formação se inicia, este

volume aumenta mais 2 m³, cobrindo cerca de 100 mm da bateria.

No caso estudado água utilizada para este procedimento provinha do sistema de água

industrial com torres de resfriamento, reservatório de água quente, reservatório de água fria e bombas centrífugas. No começo do processo de formação essa água estava a 30°C e durante a formação das baterias essa água do banco circulava em um sistema fechado até que a temperatura um diferencial de 12°C, onde, nesse instante, a quantidade de água do banco era trocada por água a 30°C diminuindo assim a temperatura.

Realizando ensaios de medição de temperatura, verificou-se que a temperatura da água se eleva 3°C/h, concluindo, assim, que a dissipação térmica das baterias por banco é de 21 kW.

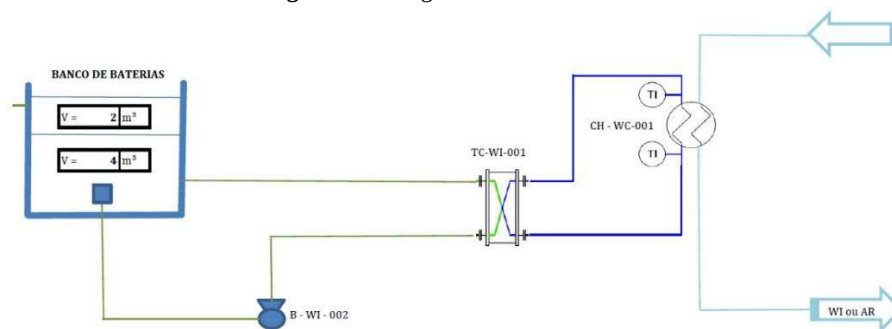
O grande problema desse tipo de sistema é que ocorre era a grande variação de temperatura da água dificultando o resfriamento das baterias, fazendo com que o processo de formação durasse em mais de 20 hrs. Outro inconveniente

era o consumo de água potável nas torres de resfriamento, com perdas médias de 2,5 m³/h de água por evaporação. Então o objetivo do novo sistema de refrigeração proposto foi a diminuição das perdas de água e aumento da produtividade.

Este novo sistema de refrigeração foi aplicado em 64 bancos, com um novo plano de formação e novo sistema de resfriamento com o objetivo de que o processo de formação durasse em média 10 horas. Realizando testes em um dos bancos que já funcionam de acordo com esse procedimento, com um plano de carga mais severo, verificou-se que a temperatura média da água se eleva 7°C/h, concluindo-se que a dissipação térmica é de aproximadamente 50 kW.

A seguir um fluxograma básico dos novos bancos de baterias e alguns dados importantes:

Figura 2. Fluxograma bancos de baterias



- A carga térmica liberada por cada banco é de 50 kW
- Total de 64 bancos.
- Cada banco de bateria novo vem com um trocador de calor onde será ajustado para que a temperatura da água entre a 30°C e saia a 26°C. Obs.: A temperatura da água que retorna aos bancos não pode ser menor porque

pode impedir as reações químicas da bateria.

Então, a partir destas informações, para compor o novo sistema de refrigeração será realizada uma análise comparativa entre chiller a água e chiller a ar, do ponto de vista energético, para atender essas condições novas

do processo de formação e resfriamento de baterias.

3. Resultados e Discussão

Abaixo uma tabela com os resultados comparativos do sistema utilizando chiller a água ou chiller a ar.

Tabela 1. Tabela comparativa

PARÂMETROS	CHILLER A ÁGUA	CHILLER A AR
Potência Térmica por Chiller	1035 [kW]	
Água gelada		
Temperatura de Entrada [°C]	18,5	20,5
Temperatura de Saída [°C]	14,8	16
Vazão [m³/h]	242,1	199,1
Água Industrial		
Temperatura de Entrada [°C]	18,5	-
Temperatura de Saída [°C]	14,8	-
Vazão [m³/h]	242,1	-
Perda por evaporação na Torre de Resfriamento (TOTAL - 3 chillers) [m³/h]	7,26	-
Outras informações		
Motor Elétrico [kW]	136	262
$COP_{calculado}$	7,6	3,95
$COP_{fabricante}$	8,16	3,97
CUSTOS		
Custo unitário	US\$ 270.000,00	US\$ 200.000,00
Quantidade de Chillers	3	3
Custo inicial *Dólar - R\$ 3,00	US\$ 810.000,00	US\$ 600.000,00
	R\$ 2.430.000,00	R\$ 1.800.000,00
Custo do consumo de Energia Mensal	R\$ 83.462,40	R\$ 148.780,80
Consumo de água (m³/mês)	5227	0
Custo do consumo de água Mensal (R\$ 32,5 / 10 m³)	R\$ 16.998,40	0

- Pode ser observado que o custo do investimento inicial entre o chiller a água e o chiller a ar tem uma diferença de R\$ 630.000,00.
- O custo de energia elétrica do chiller a ar é maior, pois a eficiência do mesmo é menor que o chiller à água, sendo esta diferença de R\$ 65.317,60 /mês.

- No entanto, a perda de água por evaporação no sistema de chiller à água é de 7,26 m³/h. Por mês essa perda será de 5.227,2 m³, equivalendo a um custo mensal de aproximadamente R\$ 17.000,00 /mês.
- O tempo de operação do processo de formação, utilizando ambas as soluções, reduziu pela metade, de acordo com testes realizados em área, pois estes sistemas foram dimensionados para absorver a carga térmica total liberada pelas baterias durante o processo.
- Em termos de custo inicial e custo de reposição de água, o chiller a ar torna-se mais viável.

4. Conclusões

Foi realizado um estudo de melhoria, através de ajustes de alguns parâmetros, para diminuição do tempo de operação e custo do processo de formação de baterias automotivas, processo este em que as baterias são carregadas eletricamente.

O parâmetro modificado foi o sistema de refrigeração das baterias durante o carregamento. Com o objetivo de manter a temperatura da água nos bancos, mais estável, foram propostas soluções de resfriamento de chiller a água e chiller a ar. Ambas as soluções proporcionaram uma redução de tempo de operação do processo pela metade, cabendo ao fabricante apenas selecionar o tipo de solução que estivesse de acordo com os seus requisitos internos.

Este tipo de estudo proporciona às indústrias do mesmo setor verificar que pequenas mudanças em alguns parâmetros de seus processos podem trazer significativos índices de produtividade.

Nota: Este trabalho foi apresentado no III Workshop Internacional de Micro-trigeração de alto desempenho: Mercado e formação de parcerias - WINTRI, 2015, Abril 9 e 10, Recife, PE"

5. Referências

ÇAKIR, U., ÇOMAKLI, K., YUKSEL, F. The role of cogeneration systems in sustainability of energy. *Energy Conversion and Management*, v. 63 n. 1, 196-202, 2012.

CAMPOS A. C., ERKOREKA, A., ESCUDERO, K. M., SALA, J. M. Feasibility of small-scale gas engine-based residential cogeneration in Spain. *Energy Policy*, v. 39, n. 1, 3813-3821, 2011.

CHAI, D. S., WEM, J. Z., NATHWANI, J. Simulation of cogeneration within the concept of smart energy networks. *Energy Conversion and Management*, v. 75, n. 1, 453-465, 2013.

DARDEN, B. (11 de Abril de 2015). HOW ARE BATTERIES MADE. Acesso em 05 de Maio de 2015, disponível em CAR AND DEEP CYCLE BATTERY FAQ: <http://jgdarden.com/batteryfaq/index.htm>

EVELOY, V., RODGERS. P., POPLI S. Trigeneration scheme for a natural gas liquids extraction plant in the Middle East. *Energy Conversion and Management*, v. 78, n. 1, 204-218, 2014.

MRÓZ, T. M. Thermodynamic and economic performance of the LiBr-H₂O single stage absorption water chiller. *Applied Thermal Engineering*, v. 26, n. 17-18, 2103-2109, 2006.

NAVSO. (Setembro de 1991). Cell and Battery Configuration. Fonte: Navy Primary and

- Secondary Batteries:
<http://www.bmpcoe.org/library/books/navso%20p-3676/43.html>
- OCHOA, A. A. V., DINIZ, H., SANTANA, W., SILVA, P., OCHOA, L. Aplicação de uma Fonte Alternativa de Energia Termelétrica a Gás Natural visando Reduzir o Custo com Energia Elétrica em um Edifício Comercial. HOLOS. v. 1, n. 1, 72-86, 2015.
- OCHOA, A. A. V.; DINIZ, H. H.; OLIVEIRA, D. Controle Estatístico De Processo (CEP) Aplicado Para O Controle De Qualidade Na Finura Do Cimento. Revista CIENTEC, v. 5, n. 1, 31-49, 2013.
- OCHOA, A. A. V.; DINIZ, H. H.; Silva, P.; De Almeida, A. A. A Aplicação da Logística Reversa na Compostagem dos Resíduos Orgânicos em um Centro de Abastecimento e Logística de Pernambuco – Brasil. Revista CIENTEC, v. 6 n. 1, 104-119, 2014.
- PANTALEO AM, CAMPOREALE SM, SHAH N. Thermo-economic assessment of externally fired micro-gas turbine fired by natural gas and biomass: Applications in Italy. Energy Conversion and Management, v. 75, n.1, 202-213, 2013.
- RIVAROLO M, GRECO A, MASSARDO AF. Thermo-economic optimization of the impact of renewable generators on poly-generation smart-grids including hot thermal storage. Energy Conversion and Management, v. 65, n.1, 75-83, 2013.
- SANTOS, SILVA, C. M. Análise exergoeconômica de uma unidade de cogeração a gás natural com refrigeração por absorção. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal da Paraíba, UFPB João Pessoa, 2005.
- SCHNEIDER, V. R. GHILARDI, W. J. Eficientização Energética: Uma Maneira de Reduzir os Custos com Energia Elétrica. Revista Eletrônica de Contabilidade, v. 5, n. 1, 1-11, 2008.
- SIEMENS. (2015). Battery Manufacturing Process. Fonte: The Partner for Battery Manufacturing:
<http://www.industry.siemens.com/topics/global/en/battery-manufacturing/process/Pages/default.aspx>
- SOMCHAROENWATTANA, W., MENKEA, C. KAMOLPUSB, D., GVOZDENACC, D. Study of operational parameters improvement of natural-gas cogeneration plant in public buildings in Thailand. Energy and Buildings, v. 43, n. 4, 925-934, 2011.
- SOMCHAROENWATTANA, W., MENKEA, C. KAMOLPUSB, D., GVOZDENACC, D. Study of operational parameters improvement of natural-gas cogeneration plant in public buildings in Thailand. Energy and Buildings, v. 43, n. 4, 925-934, 2011.
- SUN, Z. G. Energy efficiency and economic feasibility analysis of cogeneration system driven by gas engine. Energy and Buildings, v. 40, n.1, 126-130, 2008.
- VIDAL, R., RIVERO, R., CERVANTES, J. Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method. Energy, v. 31, n. 15, 3401 - 3414, 2006.



Análisis de la expansión energética en Brasil durante la última década

Analysis of energy expansion in Brazil during the last decade

Submetido em 11.05.15 | Aceito em 08.06.15 | Disponível on-line em 20.11.15



Case

Liliana Marcela Rubio Ospina*, Jorge Recarte Henriquez Guerrero

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, Av. Professor Moraes Rego, 1235 - Cidade Universitária, CEP: 50670-901, Recife - PE | *liliana.rubio@ufpe.br

João Pereira de Brito Filho

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia- Departamento de Eletrônica e Sistemas. Cidade Universitária, CEP: 50670-901 Recife, PE-Brasil.

RESUMO

Este trabajo aborda el análisis del Balance Energético Nacional de Brasil-2014, comparando la contribución de fuentes renovables en la Matriz Energética Nacional (MEN) y la producción, importación y consumo de fuentes de energía, considerando el periodo comprendido entre 2004 y 2013. Como parámetros de comparación, se utilizarán la Tonelada equivalente de petróleo (Tep) como unidad de energía, la tasa de variación anual (TVA) y la tasa de crecimiento anual (TCA). Para el primer análisis fueron utilizadas tres fuentes de energía renovables: la energía eólica, el biodiesel y el bagazo de caña; mientras que para el segundo las fuentes de energía analizadas fueron: el diésel de petróleo, la gasolina, el gas licuado de petróleo (GLP), la energía eléctrica y el gas natural. Los resultados arrojados del estudio muestran que el bagazo de caña presenta una mayor contribución en términos de producción a la MEN, sin embargo el biodiesel tiene la mayor tasa de crecimiento anual (171%), seguido de la eólica (68%) debido a que las dos fuentes están en proceso de estabilidad dentro del mercado energético. Por otro lado, el diésel de petróleo y la electricidad tienen mayor producción, consecuencia del aumento en el sector transportes e industria, no obstante la gasolina y el gas natural presentan una tasa de crecimiento anual de 7% y 6% respectivamente, influenciado por el aumento de ventas de automotores e importación de combustible líquidos y la reducción considerable de la oferta interna de energía hidráulica, incrementando la participación de térmicas a gas en la generación de energía eléctrica.

Palavras-chaves: Oferta interna de energía, tasa de variación anual y tasa de crecimiento anual.

ABSTRACT

This paper deals the analyze of Brazilian National Energy Balance 2014, comparing the contribution of renewables in the National Energy Matrix (NEM) and the production, import and consumption of energy sources, considering the period between 2004 and 2013. As comparison parameters, the tone of oil equivalent (toe) is used as a unit of energy, the compound annual rate of change (CARC) and compound annual growth rate (CAGR). For the first analysis were used three sources of renewable energy: wind power, biodiesel and bagasse; while for the second energy sources were analyzed: diesel oil, gasoline, liquefied petroleum gas, electricity and natural gas. The obtained results from the study show that the bagasse has a major contribution in terms of production to the NEM, but the biodiesel has the highest annual growth rate (171%), followed by wind (68%) due the two sources are in the process of stability in the energy market. On the other hand, diesel oil and electricity have increased production, result of the increase in the transport sector and industry, however gasoline and natural gas have an annual growth rate of 7% and 6% respectively, influenced by increased car sales and imports of liquid fuel and the considerable reduction in the domestic supply of hydropower, increasing the share of gas in thermal power generation.

Keywords: Domestic energy supply, annual variation rate, annual growth rate.

1. Introducción

De acuerdo a las estimaciones realizadas por la CIA (CIA, Central Intelligence Agency, s.f.) Brasil ocupa el noveno lugar en producción de energía eléctrica y el décimo lugar con relación al consumo de electricidad en el mundo, superado por Francia, Estados Unidos y China¹. Se destaca la generación de energía eléctrica a través de las hidroeléctricas que predominan y responden por el 63.98% de la capacidad instalada en el país, seguida de la termoeléctricas con el 28,83%, las pequeñas centrales hidroeléctricas con un 3,67% y por último la participación de plantas nucleares con 1.54%, eólicas con 1.74% y las centrales generadoras² con un 0.21% (ANEEL, 2014). Demostrando de esta manera porque es considerada una de las matrices más limpias a nivel mundial; el 40% de la oferta interna de energía proviene de fuentes renovables biomasa de caña, hidráulica, leña, carbón vegetal, eólica entre otras. Sin embargo la falta de lluvias ha causado un déficit de -5.4% en la oferta interna

de energía hídrica del país con respecto al año anterior, evidenciado en una pequeña reducción porcentual con respecto a la participación de energías renovables en la matriz energética³ y eléctrica⁴ entre 2013/2012, con una variación de -11.34% en la generación hidráulica (EPE, 2014). Es por eso que el cambio energético de la matriz se direcciona hacia el aumento de producción de fuentes de energías primarias poco productoras hasta el momento, como es el caso de la caña de azúcar, el gas natural, el carbón y otras fuentes renovables. La tabla 1 y 2 muestra las tasas de crecimiento anual de algunas fuentes que están aumentando su participación en producción y oferta interna de energía, entre ellas se destaca el petróleo, los productos derivados de la caña de azúcar (biocombustibles), el gas natural y otras Renovables (eólica-lixívia) esta última sobresale porque en promedio su producción creció a un ritmo anual de 8,6% lo que hizo pasar su producción y oferta interna de 5.860 (10³ tep) en 2004 a 12.340 (10³ tep) en 2013.

Tabla 1. Producción de energía Primaria

Producción De Energía Primaria			
Fuentes	2004	2013	TCA
	10 ³ tep (toe)		%
Energías No Renovables	99.216	138.404	3,8
Petróleo	76.641	104.762	3,5
Gas Natural	16.852	27.969	5,8
Vapor de Carbón	2.016	3.298	5,6
Energías Renovables	91.022	119.852	3,1
Hidráulica	27.589	33.625	2,2
Productos de Caña de azúcar	29.385	49.306	5,9
Otras Renovables	5.860	12.340	8,6

Tabla 2. Oferta interna de energía

Oferta Interna de energía			
Fuentes	2004	2013	TCA
	10 ³ tep (toe)		%
Energías No Renovables	119.348	174.665	4,3
Petróleo y Derivados	83.648	116.500	3,7
Gas Natural	19.061	37.792	7,9
Carbón Mineral y Coque	13.470	16.478	2,3
Energías Renovables	93.642	121.550	2,9
Hidráulica	30.804	37.054	2,1
Derivados de la caña de Azúcar	29.385	47.603	5,5
Otras Renovables	5.860	12.313	8,6

2. Metodología

Para el desarrollo del trabajo se utilizara los datos del Balance Energético Nacional 2014, y algunas informaciones de los Balances anteriores con la finalidad de argumentar las variaciones en la oferta, producción, consumo e importación de las fuentes de energía a analizar. Como mecanismo de comparación se usara los indicadores de crecimiento y variación anual (TCA-TVA) descritos por las ecuaciones (1) y (2):

$$TVA = \left(\frac{X_T - X_{T-1}}{X_{T-1}} \right) * 100 \quad (1)$$

$$TCA = \left(\sqrt[m]{\frac{X_T}{X_t}} - 1 \right) * 100 \quad (2)$$

Fuente: www.cepal.org (Comercio Internacional e integración)

Donde:

- TVA tasa de variación anual y TCA tasa de crecimiento anual

- X_T se refiere a la producción, consumo o importación de cada fuente en el periodo final.
- X_{T-1} se refiere a la producción, consumo o importación de cada fuente en el periodo anterior a T.
- X_t se refiere a la producción, consumo o importación de cada fuente en el periodo inicial.
- m Total de periodos comprendidos entre (T-t)

3. Resultados y Discusiones

De acuerdo con los datos suministrados por el Balance Energético Nacional 2014 de la oferta interna, producción, consumo e importación de las fuentes de energía en Brasil, se realizó los siguientes análisis comparativos.

3.1. Bagazo de caña

Con base en la tabla 3 se evidencia un incremento del 5% en la producción de esta fuente entre 2004/2005, siendo resultado principalmente del crecimiento de la producción de alcohol⁵, ya que la producción de azúcar no fue muy relevante

para ese periodo (EPE, 2006). Luego presento un aumento significativo (14%) entre 2005/2007 el cual corresponde al incremento de la oferta interna de Biomasa⁶ dentro de la Matriz Energética de 2006 y su agregado al Sector industrial (equivalente al 31%), seguido, en el bienio 2008-2009 la oferta y demanda del bagazo de caña para el Sector Energético decreció (-8%) (EPE, 2010)) -influyendo directamente en la tasa de variación del consumo en -1% (Tabla 3) - pero esta fue amortiguada con el aumento en el Sector Industrial (5%) por lo que la variación de producción en ese periodo no fue muy significativa aumentando solo en un 1%.

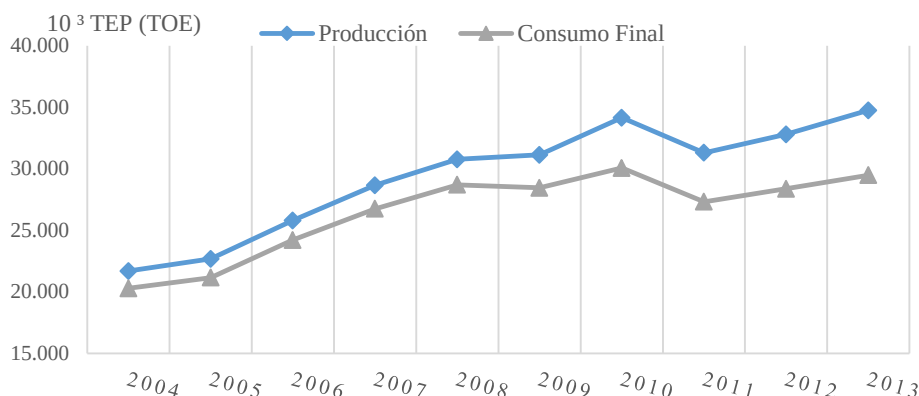
La reducción de la producción -8% entre 2010 a 2011 fue consecuencia de las bajas

cosechas de caña de azúcar que cayeron en un 9,8%, causando de esta manera limitaciones en la oferta de biomasa de caña y disminución no solo en los sectores Energético sino también en la descenso de un punto porcentual de la participación de energías renovables en la Matriz Energética Brasileira de 2011 que paso de un 45,1% en 2010 a un 44.1% en 2011 (EPE, 2012).

Finalmente TCA para el periodo 2004-2013, indica que en promedio la producción de bagazo de caña creció a un ritmo anual de 4% lo que permitió que la producción en 2004 de 21.682 10³ tep pasara a 34.749 10³ tep en 2013 como es observado en la figura 1

Tabla 3. Tasas de variación y crecimiento anual del bagazo de caña

BAGAZO DA CAÑA 10 ³ tep (toe)										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Producción	21.682	22.678	25.805	28.659	30.766	31.135	34.151	31.299	32.808	34.749
Consumo final	20.276	21.150	24.211	26.749	28.699	28.448	30.070	27.317	28.380	29.483
TASA DE VARIACIÓN ANUAL Y CRECIMIENTO DE LA PRODUCCIÓN (BAGAZO DE CAÑA)										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
10 ³ tep (toe)	21.682	22.678	25.805	28.659	30.766	31.135	34.151	31.299	32.808	34.749
TVA		5%	14%	11%	7%	1%	10%	-8%	5%	6%
TCA 2004-2013										5%
TASA DE VARIACIÓN ANUAL Y CRECIMIENTO DEL CONSUMO (BAGAZO DE CAÑA)										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
10 ³ tep (toe)	20.276	21.150	24.211	26.749	28.699	28.448	30.070	27.317	28.380	29.483
TVA		4%	14%	10%	7%	-1%	6%	-9%	4%	4%
TCA 2004-2013										4%

Figura 1. Producción y consumo del Bagazo de caña.

2. Biodiesel

Con base en las lecturas de la tabla 4 y las gráficas 3-4 se puede afirmar que entre 2005-2006 la producción del Biodiesel tuvo un crecimiento de aproximadamente 92 veces más que la producción inicial, resultado de la puesta en marcha del Programa Nacional de Producción y Uso del Biodiesel⁷ (PNPB) que permitió no solo la inclusión del Biodiesel dentro de la Matriz Energética Brasileira sino también la constitución de un contorno legal y regulado para su producción y comercialización (MME, 2004).

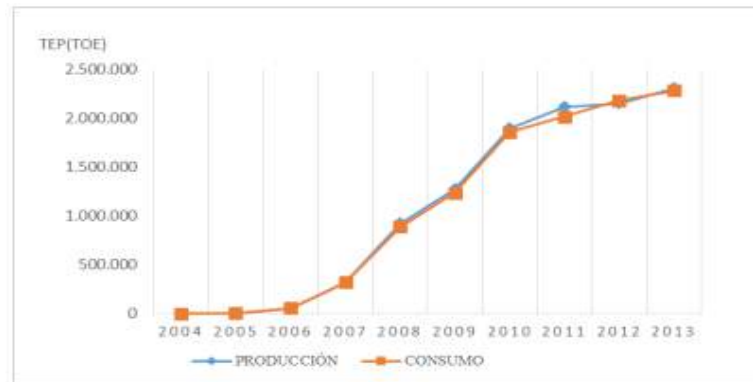
De acuerdo al Balance Energético Nacional 2009 el aumento significativo en la producción del Biodiesel entre 2007/2008 fue consecuencia de la puesta en marcha de la ley N° 11.097/05⁸ que obliga la adición del Biodiesel al Diésel derivado de combustibles fósiles, (EPE, 2009). También se resalta en el informe que la mezcla del biodiesel durante el 2007 fue voluntaria, pasando hacer obligatoria desde el 1ro de enero de 2008. Evidenciando durante el primer semestre un mezcla de 2% (B2) y aumentando en el mismo año a un 3% de B100. En el último

BEN-2014 admite que antes de 2008 todo el Biodiesel producido, fue consumido por todo el sector transporte lo cual respondería al incremento exagerado en esos periodos.

Es indiscutible que la reducción en la oferta y demanda en la gran mayoría de los Sectores Energéticos de 2008 a 2009 generaron un menor porcentaje de crecimiento en la producción con respecto años anteriores, como fue el caso del Biodiesel, que después de tener un aumento de 189% entre 2007/2008, solo creció un 38% en el bienio siguiente, así mismo sucedió en los años 2010-2011 donde la producción solo creció en un 12% debido a la disminución de la oferta interna de petróleo y al aumento de sus pérdidas y ajustes (-126 10³m³; 99.7 10³tep). Finalmente la TCA indica que la producción creció a un ritmo anual de 171% lo que permitió aumentar la producción de 792 tep en 2005 a 2.310.264 tep en 2013 como lo muestra la figura 2.

Tabla 4. Tasas de variación y crecimiento anual de Biodiesel

BIODIESEL tep(toe)										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
PRODUCCIÓN	0	792	54.648	319.968	924.264	1.273.536	1.898.424	2.117.016	2.151.864	2.310.264
CONSUMO	0	792	54.648	319.968	887.832	1.233.936	1.858.824	2.017.224	2.181.168	2.284.920
TASA DE VARIACIÓN ANUAL Y CRECIMIENTO DE LA PRODUCCIÓN (BIODIESEL)										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
tep(toe)	0	792	54.648	319.968	924.264	1.273.536	1.898.424	2.117.016	2.151.864	2.310.264
TVA			6800%	486%	189%	38%	49%	12%	2%	7%
TCA 2005-2013										171%
TASA DE VARIACIÓN ANUAL Y CRECIMIENTO DEL CONSUMO DEL CONSUMO FINAL (BIODIESEL)										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
tep(toe)	0	792	54.648	319.968	887.832	1.233.936	1.858.824	2.017.224	2.181.168	2.284.920
TVA			6800%	486%	177%	39%	51%	9%	8%	5%
TCA 2005-2013										171%

Figura 2. Producción y consumo de Biodiesel.

3.3. Energía Eólica

El Programa de Incentivo a las Fuentes de Energías Alternativas (PROINFA) fue creado en el 2002 para aumentar la participación de la energía de la biomasa, las pequeñas centrales hidroeléctricas (PCHE) y de la energía eólica en la matriz de energía eléctrica nacional. Por lo que de alguna manera es consecuente con el aumento de producción de energía eólica entre 2004 a 2008 como es mostrado en la figura 3. Obteniendo un crecimiento de producción-Consumo aproximado de uno o dos veces más, que la producción anterior.

Entre 2008-2009 la generación eléctrica a partir de la energía eólica no tuvo un aumento

significativo debido a que inicialmente PROINFA (2002) autorizo la contratación de 54 proyectos con una capacidad total de 1.423MW con el objetivo de ampliar significativamente la capacidad eólica dentro del País, pero hasta el 2009 solo estaba en funcionamiento un 26% de lo contratado es decir 386MW, dejando por fuera aproximadamente 33 Centrales con una capacidad de 1 037MW. (Alé, 2009).

Al calcular TCA para el periodo 2004-2013 como lo muestra la tabla 5. En promedio la producción de energía eólica creció a un ritmo anual de 68% que es lo que permitió aumentar la generación eléctrica de 61GWh en 2004 a 6.576 GWh en 2013.

Figura 3. Producción de Energía eólica

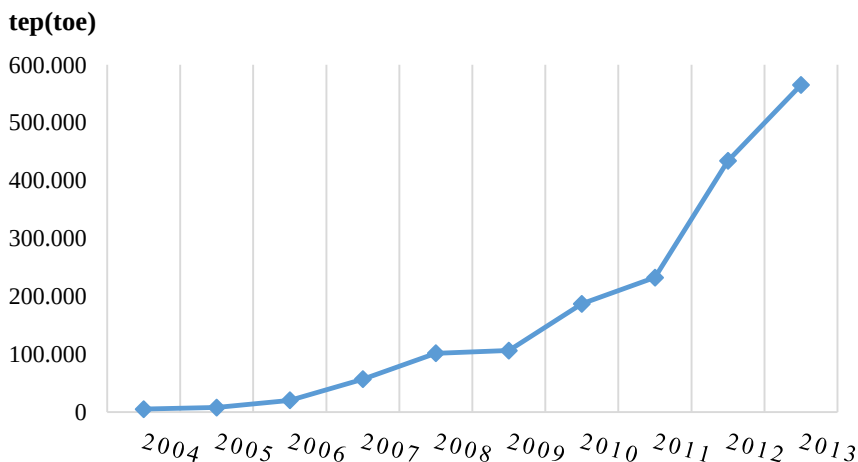


Tabla 5. Tasas de variación y crecimiento anual de energía eólica

ENERGÍA EÓLICA										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
Producción GWh	61	93	237	663	1183	1238	2177	2705	5050	6576
Producción tep	5.246	7.998	20.382	57.018	101.738	106.468	187.222	232.630	434.300	565.536
TASA DE VARIACIÓN ANUAL Y CRECIMIENTO DE PRODUCCIÓN EÓLICA										
PERIODO	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013
tep(toe)	5.246	7.998	20.382	57.018	101.738	106.468	187.222	232.630	434.300	565.536
TVA		52%	155%	180%	78%	5%	76%	24%	87%	30%
TCA 2004-2013										68%

3.4. Contribución de las fuentes renovables eólica, biodiesel y bagazo de caña a la MEN

El común de todas las fuentes es el aumento de participación dentro de la Matriz Energética. Sin embargo el mayor ritmo de crecimiento anual de las tres fuentes de energía renovables fue obtenido por el Biodiesel (171%) como lo indica la tabla 6, luego le sigue la eólica con 68% y por último el Bagazo de Caña con 5%. Se puede asegurar que el Bagazo de caña con respecto a las otras 2 fuentes presenta un mayor

histórico de producción, como lo indica la EPE (EPE, 2014)⁹ lo que la convierte en la fuente con mayor participación de renovables en la MEN durante el último decenio. No obstante la puesta en marcha del Programa de Incentivo a las Fuentes de Energías Alternativas-PROINFA(2002)- y del Programa Nacional de Producción y Uso del Biodiesel-PNPB(2004)-han logrado vincular la fuente eólica y Biodiesel respectivamente a la MEN lo cual concuerda con las altas tasas de variación anual en la producción antes de 2008 como lo muestra la figura 4

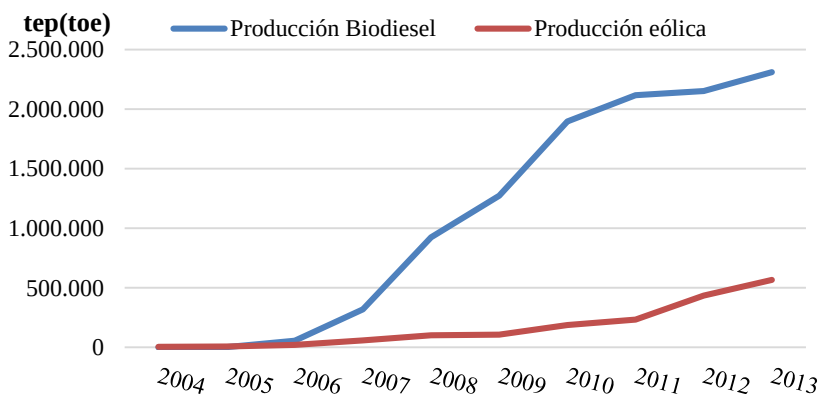
Figura 4. Comparación de producciones biodiesel y eólica.

Tabla 6. Tasas de variación y crecimiento anual de energía eólica

TVA de Producción	Δ 04/05	Δ 05/06	Δ 06/07	Δ 07/08	Δ 08/09	Δ 09/10	Δ 10/11	Δ 11/12	Δ 12/13	TCA
Bagazo de Caña	5%	14%	11%	7%	1%	10%	-8%	5%	6%	5%
Biodiesel		6800%	486%	189%	38%	49%	12%	2%	7%	171%
Eólica	52%	155%	180%	78%	5%	76%	24%	87%	30%	68%

3.5. Comportamiento de producción de las fuentes de energía

La figura 5 evidencia que las fuentes con mayor producción durante el último decenio son la electricidad y el Diésel¹⁰ de Petróleo¹¹ con un promedio anual de crecimiento de 4%, seguido la gasolina con TCA de 7%, luego el Gas Natural con un 6% y finalmente el GLP con un 1%¹², demostrando ser la fuente con más baja productividad durante los últimos nueve años.

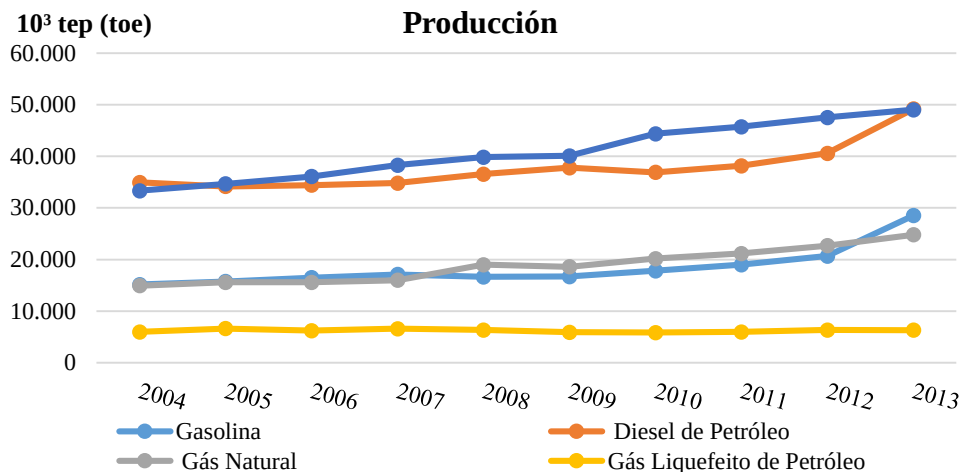
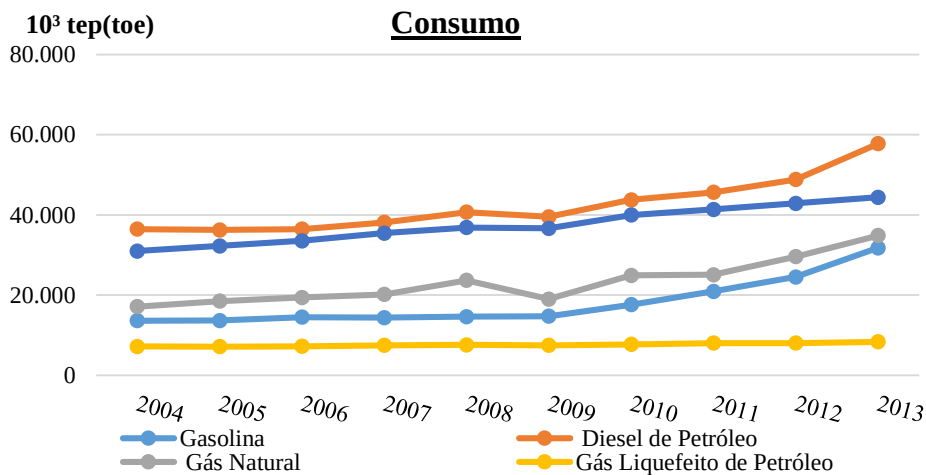
Según Magalhães a pesar de la libre concurrencia en el mercado de GLP en el Brasil, todavía existen restricciones legales en su consumo energético, con la prohibición del consumo del producto establecido en la Resolución ANP n° 15 de 18/05/2005, que trata en su artículo 30, sobre restricción del uso de GLP en las siguientes situaciones: Motores de cualquier especie, fines automovilísticos, excepto en montacargas, saunas, calderas, y calentamiento de piscinas, excepto para fines medicinales. Además se le suma el proceso de sustitución del gas manufacturado por gas natural en las redes de las concesionarias de distribución, alcanzando consumidores antes atendidos por el GLP (EPE, 2007).

3.6. Comportamiento de consumo de las fuentes de energía

El Diésel de petróleo presenta un mayor consumo en comparación con las otras

fuentes alcanzando 57.783 10³ tep en 2013. La gasolina en cambio presenta una TCA 10%, seguido por el Gas natural con un 8%, Diésel de Petróleo de 5%, Electricidad 4% y GLP con un 2% como es mostrado en la figura 6.

El Consumo de la mayoría de las fuentes en el 2009 presentó un decrecimiento, la electricidad -1%, el GLP -2%, el diésel de petróleo -3% y gas natural -20%, siendo este último el más afectado debido a la crisis económica de Brasil en el primer semestre de 2009 (EPE, 2010), que repercutió en la baja de la demanda del sector Industrial (-15,3%) específicamente en la siderurgia (-25,2%), la peletización (-43,8%), y en el sector químico (-24,2%). Sumando, en el primer semestre de 2009 se presentó un alto nivel de las reservas hídricas, que en consecuencia redujo significativamente (53.7%) la participación de generación térmica a gas, auto-productores y plantas de servicio público, terminando en la reducción del consumo medio del sector eléctrico en comparación al 2008. (EPE, 2010). De acuerdo con las variaciones anuales de consumo del último bienio se destaca significativamente el aumento en Gasolina (30%), gas Natural (18%) y Diésel de Petróleo (18%). Este cambio responde al alza en la demanda de combustibles líquidos, en el sector transportes y a la mayor participación durante los últimos 3 años del gas natural en las termoeléctricas, debido al panorama desfavorable del sistema hidrológico

Figura 5. Comparación de producciones fuentes de energía.**Figura 6.** Comparación de consumo fuentes de energía.

3.7 Comportamiento de la importación de las fuentes de energía

El panorama de la importación muestra como fuente predominante el gas natural con una TCA de 9%, enseguida aparece el Diésel de petróleo con 17%, la electricidad con 1%, el GLP con 7% y finalmente la gasolina con un 55%. La Figura 7 ejemplifica de la mejor manera lo descrito anteriormente.

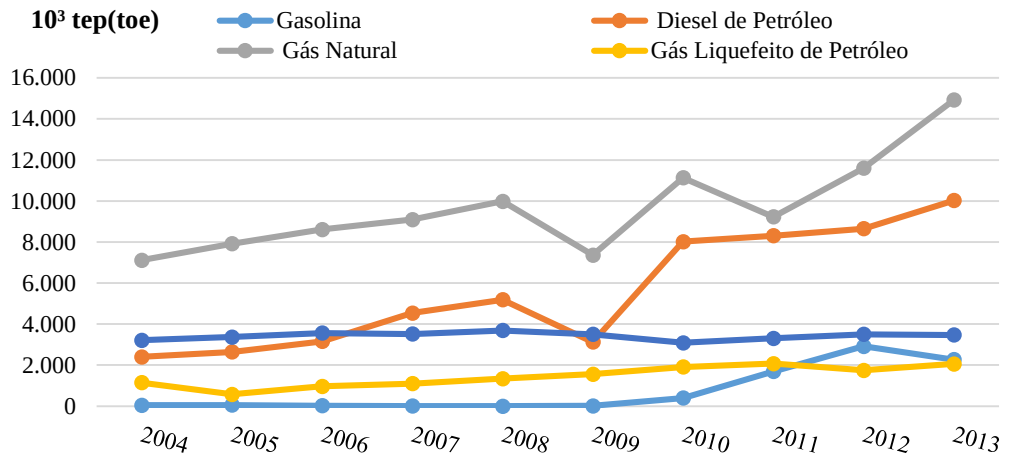
Analizando el comportamiento de la gasolina en la figura 7 se puede evidenciar que entre 2004-2009 no presento mayor crecimiento, pero desde el 2010 este panorama cambio totalmente, respondiendo al aumento de la demanda del consumo, que implicó un crecimiento en su importación de más 150 veces en los últimos 5 años pasando de 13.000 m³ (2009) a 2.265.000 m³ en 2013. Según Losekann en su texto “Mercado de Combustíveis automotivos: Projeção de importações de gasolina, impactos econômicos e emissões de CO₂” argumenta que la poca competitividad del etanol hizo que el consumo de la gasolina se disparara. En 2011 fueron importados 1.9 Billones de litros de gasolina y en el 2012 las importaciones liquidas alcanzaron 3,7 billones de litros, el 12% de la gasolina consumida en Brasil fue importada. Esta trayectoria fue determinada en larga medida por el crecimiento explosivo de la venta de automóviles. (Losekann, 2013)

El escenario de importaciones para el diésel de petróleo y el gas natural tiene un

comportamiento un poco volátil según con los valores negativos de la TVA de 2009 y 2011. Sin embargo también presenta un rápido crecimiento en los años siguientes 2010 y 2012. En el caso del Diésel de petróleo con un decrecimiento de -40% en el bienio 2008-2009 fue resultado del aumento exagerado de las importaciones de gasolina que tuvo un alza de más de 700 veces (7400%), pasando de 17 mil litros a 13 millones de litros en el mismo periodo. Pero en el siguiente bienal se disparó en 156% mientras la gasolina disminuyo un poco ese porcentaje (3.833%), aunque todavía siguió siendo muy alto.

Para el gas natural el decrecimiento en un -20% durante el 2009 es producto del aumento en la reserva hídrica que limitó la operación de las termoeléctricas causando bajas considerables en su consumo (-26%) e importación. Luego en 2011 de nuevo decreció en -17% respondiendo al alza en las importaciones líquidas especialmente usadas en la generación de energía eléctrica.

El gas Natural fue la tercera fuente más importada en todo Brasil en 2013 respondiendo a un 60% de su oferta total, lo cual pone la demanda en dependencia de su importación, aunque Vinicios de Figueiredo afirma que la vulnerabilidad del mercado no solo depende del hecho de que gran parte del suministro de gas sea importado, sino también porque todavía no existe en Brasil tuberías de infraestructura que permitan la estabilización del suministro de gas regional. (Figueiredo, 2006).

Figura 7. Comparación de importación fuentes de energía.

4. Conclusiones

El bagazo de caña, presentó mayor contribución al crecimiento de la participación de energías renovables en la MEN, ya que respondió a un promedio de 49% del consumo total por el sector energético, con una producción de 34.749 Tep. Sin embargo la producción de las fuentes eólica y biodiesel, obtuvieron un crecimiento más rápido debido a su vinculación reciente a la matriz, por medio de los programas PROINFA (2002) y PNPB (2004), logrando una tasa de crecimiento anual de 68% y 171% respectivamente.

El gas licuado de petróleo, fue la fuente de energía con menor tasa de crecimiento anual en producción, consecuente con sus restricciones de consumo que es demandado en un 80% por sector residencial y solo un 10% por el sector industrial. En cambio el diésel de petróleo y la gasolina mostraron un alza en sus importaciones (17%, 55%) y consumo (10%, 5%) como resultado del aumento del parque automotor, donde el diésel de

petróleo responde por un consumo de 50% y la gasolina con 25%.

Por otro parte las importaciones y consumo del gas natural presentan una relación directa con la variación en la oferta interna de energía hidráulica, ya que al disminuir la participación de hidroeléctricas por la falta de lluvias, aumentan la operación de termoelectricas, las cuales son alimentadas en un gran porcentaje con gas natural.

Nota: Este trabalho foi apresentado no III Workshop Internacional de Micro-trigeração de alto desempenho: Mercado e formação de parcerias - WINTRI, 2015, Abril 9 e 10, Recife, PE"

Notas de rodapé:

1 Informação obtida Por a Agencia Central de Inteligencia CIA, donde muestra dentro de los 10 primeros consumidores de energía eléctrica a China, Estados Unidos, Unión Europea, Rusia, Japón, India, Alemania, Canadá, Francia y Brasil.

2 La matriz energética nacional posee 331 centrales generadoras hidroeléctricas (CGH) en operación. Esas mini plantas, con capacidad instalada de hasta 1 MW, tienen capacidad instalada de 188,7 MW y representan 0,17% de la matriz energética brasileira.

3 En el 2013 la participación de las energías renovables fue de un 41,2% con respecto a un 42,3% del 2012 es decir tuvo una disminución de -1.1% esta

disminución concuerda con los inconvenientes factores hidrológicos que afectan el país.

4 En el 2013 la participación de las energías renovables en la matriz eléctrica brasilera disminuyó un -5.2%, de un 79.3% en el 2013 a un 84,5% en el 2012.

5 Con respecto al BEN 2006 el consumo del alcohol anhidro e hidratado aumentó en 2,5% y 17% específicamente en el sector Transporte .

6 “Incluyendo leña, Lixivia, productos de la caña de azúcar (bagazo y alcohol Etílico), otros residuos vegetales y otras fuentes renovables” (EPE, 2014).

7 En diciembre de 2004 el gobierno brasilero lanzó el Programa Nacional de producción y uso del Biodiesel (PNPB) con el objetivo de introducir el Biodiesel a la Matriz energética Brasileira con un enfoque en la inclusión social y el desarrollo regional. La mezcla de Biodiesel con diésel derivado de combustibles fósiles comenzó al instante de lanzamiento del programa, luego en enero de 2008 entró en vigencia la mezcla obligatoria de 2% de Biodiesel (B2) al Diésel de petróleo y en 2010 aumentó la mezcla a B5 en todo el país. (MME, 2004).

8 Lei N° 11.097, de 13 Janeiro de 2005 “Art 1: incrementar, em bases econômicas, sociais e ambientais, a participação dos biocombustíveis na matriz energética nacional. Art 2: estabelecer diretrizes para programas específicos, como os de uso do gás natural, do carvão, da energia termonuclear, dos biocombustíveis, da energia solar, da energia eólica e da energia proveniente de outras fontes alternativas”. (Planalto, 2005).

9 De acuerdo al resumen histórico del Balance de Energético nacional se identificó que el Bagazo de Caña tiene un histórico de producción desde 1970, el Biodiesel desde 2006 y la eólica desde 1996 aunque empezó a tener mayor impacto desde el 2001.

10 En los datos consolidados no incluye el Biodiesel.

11 El promedio de crecimiento anual (4%) se ve reflejado en el aumento de producción de las dos fuentes entre 2004-2013 lo que permitió que la generación de electricidad pasara de 387.452 GWh en 2004 a 570.025 GWh en 2013, de igual manera el Diésel de Petróleo con una producción en 2004 de 39.235 m³ a 49.168 m³ en 2013 (EPE, 2014).

12 En el 2004 presentó una producción de 9.957 10³ m³ y en los siguientes 9 años solo alcanzó una producción de 10.351 10³ m³ (2013) (EPE, 2014).

13 Consumo del gas natural en las termoeléctricas pasó de 5.722 10³ m³ a 10.070 10³ m³ en 2012 lo que corresponde a un 76% en su variación y en 2013 alcanzó un consumo de 15.592 10³ m³ aumentando en 54%

5. Referencias

Alé, J. A. (2009). Cubasolar. Obtenido de Brasil: <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/Energia/Energia49/HTML/Articulo07.htm>

ANEEL. (31 de Enero de 2014). Agência Nacional de Energia Elétrica . Obtenido de

http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/noticias/Output_Noticias.cfm?Identidade=7729&id_area=90

CIA, Central Intelligence Agency. (s.f.). The World Factbook. Obtenido de <https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/rankorder/2233rank.html>

CEPAL, Centro Internacional e integración. (s.f.). Obtenido de <http://www.cepal.org/cgi-bin/getprod.asp?xml=/comercio/noticias/paginas/1/34401/P34401.xml&xsl=/comercio/tpl/p18f.xsl&base=/comercio/tpl/top-bottom.xsl>

EPE. (2006). Balanço Energético Nacional 2006: Ano base 2005. Rio de Janeiro.

EPE. (2007). Balanço Energético Nacional 2007: Ano Base 2006. Rio de Janeiro.

EPE. (2008). Balanço Energético Nacional 2007: Ano Base 2007. Rio de Janeiro.

EPE. (2009). Balance Energetico Nacional 2009. Ano Base 2008. Rio de Janeiro.

EPE. (2010). Balanço Energético Nacional 2010 : Ano Base 2009. Rio de Janeiro.

EPE. (2011). Balanço Energético Nacional 2011: Ano Base 2010. Rio de Janeiro.

EPE. (2012). Balanço Energético Nacional 2012: Ano Base 2011. Rio de Janeiro.

EPE. (2014). Balanço Energético Nacional 2014: Ano Base 2013. Rio de Janeiro

EPE. (2014). Empresa de Pesquisa Energética . Obtenido de Balanço Energético Nacional: <https://ben.epe.gov.br/BENSeriesCompletas.aspx>

Figueiredo, V. S. (2006). EVOLUÇÃO DA OFERTA E DA DEMANDA DE GÁS NATURAL NO BRASIL. Brasil.

Francisco, W. d. (s.f.). Brasil Escola. Obtenido de <http://brasileSCO.la/b5052>

Losekann, L. (2013). Mercado de combustíveis automotivos: Projeção de importações de gasolina, impactos econômicos e emissões de CO2. Rio de Janeiro.

Magalhães, A. C. (2012). Novas Tendências de Consumo de GLP- Gás Liquefeito de Petróleo No Brasil. São Caetano do Soul.

MME. (2004). BIODIESEL . Obtenido de Programa Nacional de Producción y Uso del Biodiesel: <http://www.mme.gov.br>

OAS. (s.f.). Organización de los Estados Americanos . Obtenido de <https://www.oas.org/dsd/publications/Unit/oea16s/ch20.htm>

Planalto. (13 de Enero de 2005). Planalto. Obtenido de Presidência da República Casa Civil: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2004-2006/2005/Lei/L11097.htm



Estudo Numérico da Influência do Parâmetro Geométrico (a_r) da Fonte Goldak nos Ciclos Térmicos de Soldagem do Aço Naval ASTM AH36

Numerical Study of the Influence of Geometric Parameter (a_r) of The Power Goldak in Welding Thermal Cycles of Naval ASTM AH36 Steel



Artigo

Submetido em 23.10.14 | Aceito em 10.03.15 | Disponível on-line em 30.11.15

E. S. Nascimento, J. J. C. O. Neto, T. S. Antonino, J. D. Lira Júnior, P. B. Guimarães*

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco –IFPE, Av. Prof Luiz Freire, 500, CEP: 50740-540, Cidade Universitária, Recife/PE, Brasil. | *pabloguimarães@recife.ifpe.edu.br

C. A. N. Oliveira, R. A. Alécio, R. A. S. Ferreira

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco (UFPE) – Cidade Universitária, CEP 50670-901 Recife – PE.

RESUMO

As tensões residuais numa junta soldada podem ser determinadas a partir das temperaturas geradas durante o processo de soldagem. Os ciclos térmicos são de grande importância na previsão dessas tensões. Este trabalho pretende mostrar a variação da temperatura máxima que ocorre no processo de soldagem de chapas metálicas. Recorreu-se ao modelo de Goldak para representar-se a fonte de calor no processo. Utilizou-se um aplicativo comercial baseado no Método dos Elementos Finitos (MEF) para obtenção de temperaturas na soldagem de aço naval ASTM AH36. Empregou-se o processo GTAW sem material de adição e considerou-se a variação das propriedades físicas do material com a temperatura. Os resultados mostraram que a variação dos parâmetros da fonte exerce grande influência na temperatura máxima de soldagem.

Palavras-chaves: ciclos térmicos, soldagem TIG, simulação numérica.

ABSTRACT

The residual stresses in a welded joint can be determined from the temperatures generated during the welding process. The thermal cycles are of great importance in the forecast these stresses. This paper is intended to show the variation of the maximum temperature which occurs in the welding process for sheet metal. The Goldak model was used to represent the heat source in the process. A commercial application based on the Finite Element Method (FEM) was used to obtain temperatures in the welding of ship steel ASTM AH36. It was used the GTAW process without filler metal and is considered the material thermophysical properties with temperature. Results showed that the variation of source parameters has great influence on the maximum welding.

Keywords: thermal cycle, TIG welding, numerical simulation.

1.Introdução

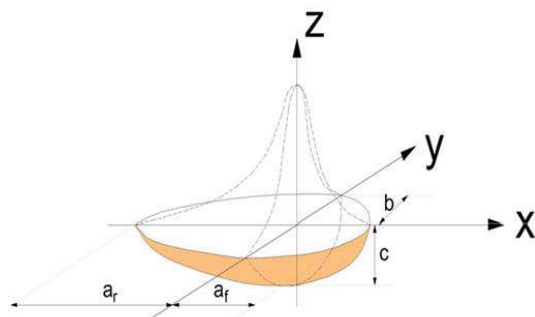
A fonte dupla elipsoide proposta por Goldak tem sido aplicada por vários pesquisadores, pois é a mais adequada ao processo TIG por conta de sua semelhança com a poça de fusão real (GOLDAK; AKHLAGUI, 2005). É uma fonte de calor tridimensional que pode ser utilizada em um software baseado no Método dos

Elementos Finitos para calcular-se o campo de temperatura de um cordão de solda em uma placa (WENTZ, 2008; LEE & CHANG, 2012). A distribuição de calor é considerada Gaussiana e dada pelas Equações (1) e (2), que descrevem o comportamento da geração de calor na frente e atrás do arco de solda. Esse comportamento é mostrado pelos seguintes semieixos: b , c , a_r e a_f , como registrado na Figura 1.

$$q_f(x, y, z) = f_f \frac{\eta UI}{a_f bc \pi \sqrt{\pi}} \cdot 6\sqrt{3} \cdot \exp\left(\frac{-3x^2}{a_f^2}\right) \cdot \exp\left(\frac{-3y^2}{b^2}\right) \cdot \exp\left(\frac{-3z^2}{c^2}\right) \quad (1)$$

$$q_r(x, y, z) = f_r \frac{\eta UI}{a_r bc \pi \sqrt{\pi}} \cdot 6\sqrt{3} \cdot \exp\left(\frac{-3x^2}{a_r^2}\right) \cdot \exp\left(\frac{-3y^2}{b^2}\right) \cdot \exp\left(\frac{-3z^2}{c^2}\right) \quad (2)$$

Figura 1. Fonte dupla elipsoide proposta por Goldak (Guimarães, 2010).



O processo TIG (Tungsten Inert Gas) é um processo de soldagem a arco elétrico entre um eletrodo não consumível de tungstênio e a poça de fusão com proteção gasosa que gera um aquecimento localizado da região a se unir, até que esta atinja o ponto de fusão, quando se forma a poça de metal líquido que receberá o metal de adição também na forma fundida (MODENESI, 2006). A energia necessária para fundir tanto o metal de base quanto o metal de adição é fornecida pelo arco elétrico. Para isolar-se a região de soldagem dos contaminantes atmosféricos (nitrogênio, oxigênio e umidade), que prejudicam as propriedades mecânicas da junta, são utilizados gases de proteção com características químico-físicas específicas que também ajudam a formar e manter o arco elétrico estável. A altura do arco elétrico é controlada pela diferença de potencial

(tensão) aplicada entre os eletrodos, ou pela distância eletrodo peça, no caso do processo TIG, e sua intensidade pela corrente elétrica que se faz fluir através da coluna de gás ionizado (plasma) (VARGINHA *et al.*, 2004). Consideram-se ainda os parâmetros U (tensão), I (corrente), η (rendimento), que são características do processo TIG, estão ligados diretamente ao procedimento de soldagem e definem a geometria do cordão de solda.

Neste trabalho, o Método dos Elementos Finitos (MEF) utilizará o modelo analítico de fonte de Goldak para executar simulações computacionais. As propriedades do material são consideradas não lineares com relação à temperatura (WENTZ, 2008; ATTARHA, 2010; CHAOWEN & YONG, 2013). O MEF vem-se tornando uma poderosa ferramenta para

determinar o campo de temperatura em juntas soldadas (GUIMARÃES, 2010).

Depois de conhecer-se o campo de temperatura, é possível determinar-se a variação da temperatura em função do tempo em diversos pontos da peça, e os gráficos que mostram essa evolução são chamados ciclo térmico (RAMAZINI, 2006). O ciclo térmico de soldagem determina, em grande parte, as alterações estruturais que uma dada região do material pode sofrer devido ao processo de soldagem. Cada ponto é submetido a um ciclo térmico particular que depende, entre outros fatores, da localização deste ponto em relação à solda. Os principais parâmetros que descrevem o ciclo térmico são: temperatura de pico, tempo de permanência acima da temperatura crítica e velocidade de resfriamento. Na determinação da microestrutura em materiais, como os aços estruturais comuns, a velocidade de resfriamento é um parâmetro fundamental, principalmente devido às transformações de fase durante o resfriamento.

2. Materiais e Métodos

O Abaqus, *software* baseado no método dos elementos finitos (MEF), foi utilizado neste trabalho. Simulou-se o processo de soldagem TIG autógeno sob uma placa. Primeiro, modelou-se a placa de aço naval ASTM AH36 (Tabela 1) com 60 mm de comprimento, 50 mm de largura e 3 mm de espessura, dividida em regiões: cordão de Solda, ZTA nas adjacências do cordão de solda e, depois, metal de base até as extremidades da placa. A malha é composta por elementos do tipo DC3D8, contínuos e 3D, de formulação linear, totalizando 18.788 elementos, cada um com 8 nós. A zona termicamente afetada (ZTA) foi mais refinada para obter-se uma maior precisão nas variações

de temperatura ao longo da soldagem (GUIMARÃES, 2010).

As propriedades termofísicas do material da placa – calor específico (c_p), coeficiente de convecção (h) e condutividade térmica (k) em função da temperatura – podem ser vistas na Tabela 2. Esse material também apresenta calor latente de $247.000 \text{ kJkg}^{-1}$ e temperatura *solidus* e *liquidus* de 1399°C e 1460°C , respectivamente. Em relação às condições de contorno térmicas, foram consideradas as trocas de convecção e radiação apenas na parte superior e nas laterais da placa, excluindo-se a parte inferior, que fica apoiada na mesa durante a soldagem.

Tabela 1. Composição Química do Aço ASTM AH36 (% massa).

C	Cr	Mn	Ni	Si	V
0,130	0,026	1,418	0,012	0,346	0,056
Al	Cu	S	P	Sn	Nb
0,028	0,015	0,007	0,023	0,002	0,020

Tabela 2 . Propriedades Termo Físicas do Aço ASTM AH36: Condutividade térmica (k), calor específico (C_p) e coeficiente de convecção (h).

Aço ASTM AH36						
Temperatura ($^\circ\text{C}$)						
0	30	60	90	120	150	180
K ($\text{w/m}^\circ\text{C}$)						
52	44	35	28	32	85	120
C_p (J/kg)						
44	52	75	102	102	102	102
$(\text{w/m}^2^\circ\text{C})$						
52	95	106	112	118	120	121

Os parâmetros de soldagem utilizados foram os seguintes: rendimento de 80%, velocidade da tocha de $0,0008 \text{ m/s}$, tensão de 17V e corrente de 142A.

Para que houvesse o deslocamento da fonte, foi desenvolvida uma subrotina em Fortran denominada DFLUX, o que permitiu determinar-se a posição da tocha em função do tempo. Utilizou-se também o Abaqus para obterem-se os gráficos dos ciclos em determinados pontos e, posteriormente, um *software* comercial para obterem-se os gráficos lineares e suas respectivas equações, observando-se as temperaturas máximas desses pontos em função da variação de a_r (parâmetro da fonte Dupla Elipsoide).

Os Parâmetros Geométricos da Fonte foram definidos de acordo com a Tabela 3. A duração de cada simulação computacional foi de 62,5 s.

Tabela 3. Parâmetros da Fonte Dupla Elipsoide

Parâmetros Geométricos da Fonte				
Fonte	b	a_f	a_r	c
Caso 1	0,003	0,001	0,004	0,003
Caso 2	0,003	0,001	0,003	0,003
Caso 3	0,003	0,001	0,002	0,003

3. Resultados e Discussão

Neste estudo foram realizadas simulações variando-se a distância do centro do cordão de solda em direção à extremidade da placa, como também variando-se o parâmetro de Goldak (a_r). As distâncias foram 2 mm, 5 mm e 7mm do centro do cordão de solda para a sua extremidade lateral. Os parâmetros de Goldak utilizados foram 2mm, 3mm e 4mm. Assim, constatou-se que, quanto mais afastado for o ponto do centro da placa, menor é a sua temperatura máxima. Por meio dos gráficos de ciclo térmico abaixo, verificou-se que o parâmetro da fonte de Goldak a_r também exerce alterações nas temperaturas máximas dos pontos, conforme se pode ver nas Figuras 2, 3 e 4.

Figura 2. Ciclos térmicos do caso 1, 2 e 3 ($a_r = 4$ mm, 3 mm e 2mm) no ponto de 2mm.

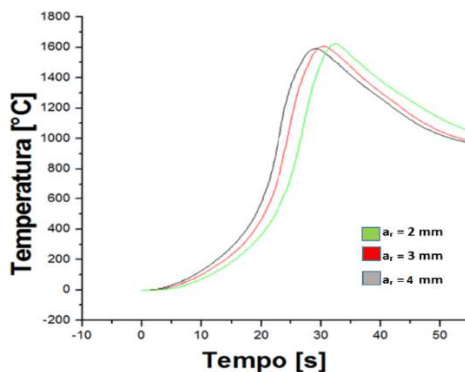


Figura 3. Ciclos térmicos do caso 1, 2 e 3 ($a_r = 4$ mm, 3 mm e 2mm) no ponto de 5mm.

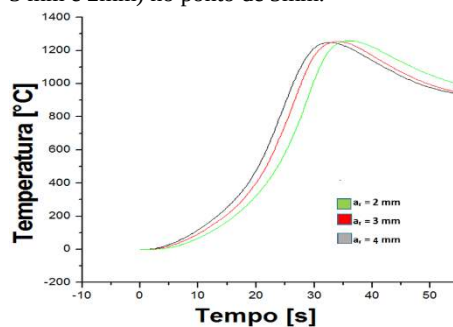
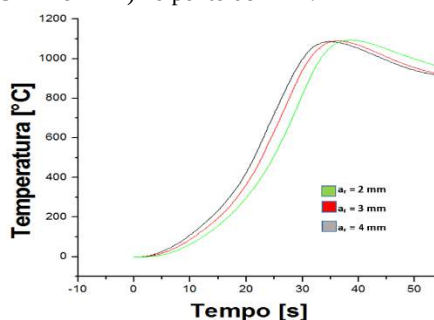


Figura 4. Ciclos térmicos do caso 1, 2 e 3 ($a_r = 4$ mm, 3 mm e 2mm) no ponto de 7mm.



Para cada caso, tem-se o componente a_r da fonte de calor diferente. Por meio da variação deste parâmetro, foram alcançadas diferentes temperaturas de pico. A Tabela 4 mostra as temperaturas máximas nos pontos de 2 mm, 5 mm e 7mm para cada caso, e a Tabela 5, o volume da poça de fusão em cada caso.

Tabela 4. Temperaturas Máximas dos pontos 2, 5 e 7mm para Cada Caso

Temperatura Máxima (°C) em Cada Ponto			
Pontos	Caso 1 ($a_r = 4\text{mm}$)	Caso 2 ($a_r = 3\text{mm}$)	Caso 3 ($a_r = 2\text{mm}$)
2mm	1591,01	1607,32	1621,9
5mm	1248,62	1254,39	1258,72
7mm	1086,11	1090,33	1093,86

Tabela 5. Volumes da Poça de Fusão (Fonte Dupla Elipsoide)

Volumes da Poça de Fusão		
	mm^3	m^3
Caso 1	47,12	$4,71 \times 10^{-8}$
Caso 2	37,7	$3,77 \times 10^{-8}$
Caso 3	28,27	$2,82 \times 10^{-8}$

O comportamento da temperatura de pico nos pontos 2 mm, 5 mm e 7mm, com a redução de a_r , resultou em funções de primeiro grau decrescentes dadas pelas Equações 3, 4 e 5. Seus gráficos estão nas Figuras 5, 6 e 7 respectivamente.

$$T = -23,81a_r + 1769,94 \quad (3)$$

$$T = -6a_r + 1396,56 \quad (4)$$

$$T = -4,82a_r + 1185,66 \quad (5)$$

Figura 5. Gráfico da temperatura em função do a_r para uma distância de 2mm do centro da solda.

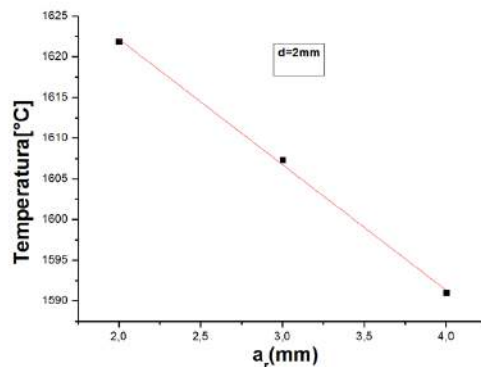


Figura 6. Gráfico da temperatura em função do a_r para uma distância de 5mm do centro da solda.

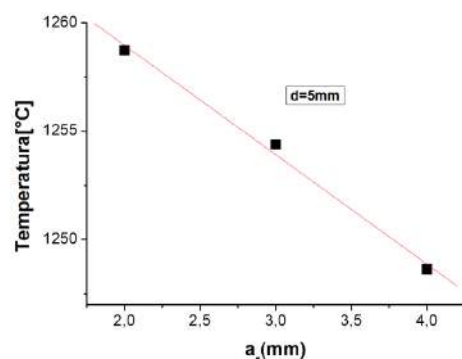
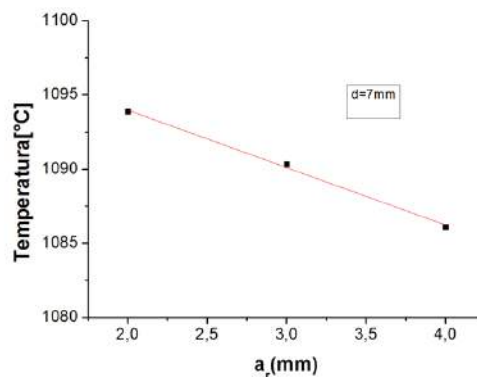


Figura 7. Gráfico da temperatura em função do a_r para uma distância de 7mm do centro da solda.



4. Conclusões

Constatou-se, a partir da análise dos gráficos de ciclo térmico, o comportamento crescente da temperatura em função da diminuição do parâmetro a_r , ou seja, quanto menor o a_r , maior a temperatura nos pontos de 2 mm, 5 mm e 7 mm. Assim, a partir deste estudo, foi possível conhecer o comportamento do parâmetro da fonte, a_r , para este modelo.

5. Referências

ATTARHA, M.J. SATTARI-FAR, I., 2010, *Study on welding temperature distribution in thin welded plates through experimental measurements and finite element simulation*, Tehran, Iran.

CHAOWEN, L.; YONG, W., 2013, *Three-dimensional Finite Element Analysis of Temperature and Strees Distributions for In-Service Welding Process*. Materials and Design. Vol. 52, p. 1052-1057.

GOLDAK, J.A., AKHLAGHI, M., 2005, *Computational Welding Mechanics*, Spring, New York, p. 30-37.

GUIMARÃES, P. B., 2010, *Estudo do campo de temperatura obtido numericamente para posterior determinação das tensões residuais numa junta soldada de aço ASTM AH36*, Tese – UFPE.

LEE, C. H. & CHANG, K. H., 2012, *Temperature fields and residual stress distributions in dissimilar steel butt welds between carbon and stainless steels*. Applied Thermal Engineering. Vol. 45-46, p. 33 – 41.

MODENESI, P. J, MARQUES, P. V., SANTOS, D. B., 2006, *Introdução à Metalurgia da Soldagem*. Universidade Federal de Minas Gerais. DEM, Belo Horizonte - MG, Cap. 3. p 1-29.

RAMAZINI, R., 2006, *Distribuição do campo de temperaturas num protótipo de virtual de junta soldada multipasse*, Porto Alegre.

VARGINHA, A. S. F., 2004, *Soldagem Tig* - SENAI – MG.

WENTZ, A.V., 2008, *Simulações de Soldagem por Arco e Resistência Elétrica Usando o Método dos Elementos Finitos*, Porto Alegre, Brasil, p. 12-18.



Avaliação da incerteza de medição na medição dimensional: um estudo descritivo e comparativo por meio do método analítico e por simulação de Monte Carlo

*Evaluation of the uncertainty in measurement in dimensional
measurement: a descriptive and comparative study by analytical
method and Monte Carlo Simulation*



Artigo

Submetido em 14.11.14 | Aceito em 05.04.15 | Disponível on-line em 30.11.15

José Eduardo Ferreira de Oliveira* e Nelson Gonçalves da Silva

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco –IFPE, Av. Prof Luiz Freire, 500, CEP: 50740-540, Cidade Universitária, Recife/PE, Brasil. | *joseferreira@recife.ifpe.edu.br

Luiz Roberto Oliveira da Silva

Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca – Maracanã – Rio de Janeiro – RJ – Brasil.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é apresentar o passo a passo para a avaliação da incerteza de medição de um eixo, medido com um paquímetro analógico pelo método analítico, comparando a sua incerteza de medição com a incerteza gerada pela Simulação de Monte Carlo. Este estudo também analisou a contribuição de cada parcela de incerteza no resultado da medição. Pretende-se mostrar com este trabalho que contribuições aparentemente inexpressivas de fontes individuais de incerteza padrão, poderão contribuir significativamente na tomada de decisão entre se aprovar ou reprovar um determinado produto e levar a resultados equivocados, caso as mesmas sejam desprezadas.

Palavras-chaves: Incerteza de medição, Monte Carlo, ISO GUM, Paquímetro.

ABSTRACT

The aim of this work is to present the step by step for the evaluation of the uncertainty in measurement of a mechanical axis that was measured with an analog caliper using the analytical method, comparing its uncertainty in measurement with the uncertainty generated by Monte Carlo simulation. This study also examined the contribution of each uncertainty parcel in the measurement result. We want to show in this paper that apparently small contributions of sources of standard uncertainty can contribute significantly in making the decision between approve or disapprove a product, generating misleading results if these sources are neglected.

Keywords: Uncertainty in measurement, Monte Carlo, ISO GUM, caliper.

1.Introdução

Em função da grande quantidade de variáveis de influência sobre uma medição, é fundamental se estabelecer um intervalo, em torno do resultado da medição, que possa abranger, com uma probabilidade específica, os valores que podem ser atribuídos ao mensurando. Esse intervalo é chamado de incerteza de medição e é definido como um “parâmetro não negativo que caracteriza a dispersão dos valores atribuídos a um

mensurando, com base nas informações utilizadas” (VIM, 2012).

Neste trabalho será apresentado o passo a passo para o estabelecimento da incerteza de medição pelo método analítico do ISO/GUM (2012) para a medição dimensional de um eixo com um paquímetro digital e, em seguida, o estabelecimento da incerteza de medição por meio da simulação de Monte Carlo, visando-se a uma comparação entre os dois métodos. É importante salientar que os dados de tolerância e os parâmetros ótimos de fabricação do eixo em

questão foram gerados por meio do programa computacional SGF – Sistema de Gerenciamento da Fabricação (OLIVEIRA, 2009).

2. Sistemática para a avaliação da incerteza de medição com um paquímetro pelo método do ISO GUM

Para a avaliação da incerteza de medição foram consideradas as seguintes fontes: incerteza herdada do sistema de medição adotado; incerteza estatística; incerteza decorrente da resolução do dispositivo de medição utilizado; incerteza decorrente do afastamento da temperatura de referência e incerteza decorrente da diferença de temperatura entre o dispositivo de medição e a peça a ser medida.

A incerteza herdada (i_H) é dada pela Equação (1), em que i_p é a incerteza expandida do paquímetro e k_p o seu respectivo fator de abrangência. Por sua vez, a incerteza estatística, a única do tipo A, é determinada por meio da Equação (2).

$$i_H = \frac{i_p}{k_p} \quad (1)$$

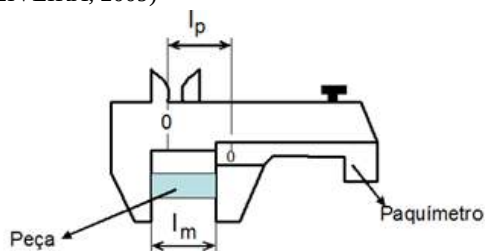
$$i_A = \frac{S(x_i)}{\sqrt{n}} \quad (2)$$

A incerteza decorrente da resolução do dispositivo de medição (i_r) é dada pela Equação (3), em que r é a resolução adotada.

$$i_r = \frac{r}{2 \times \sqrt{3}} \quad (3)$$

A temperatura de referência para medições dimensionais nesse caso é igual a 20°C (A2LA, 2002). Para o paquímetro, conforme Figura 1, tem-se que o comprimento da peça a ser medida é igual a l_m , e a indicação do paquímetro foi igual a l_p . Nesse caso, como as peças a serem medidas poderão ter coeficientes de dilatação linear diferentes do mesmo, deve-se levar esse fato em consideração. Por outro lado, deve-se considerar também o efeito do afastamento da temperatura de referência durante a medição.

Figura 1. Medição externa com um paquímetro (OLIVEIRA, 2009)



A dilatação linear (Δl_m) da matéria-prima é, portanto, dada pela seguinte equação:

$$\Delta l_m = l_{0m} \cdot \alpha_m \cdot (t_m - 20) \quad (4)$$

Por sua vez, a dilatação linear sofrida pelo paquímetro (Δl_p) é dada pela seguinte equação:

$$\Delta l_p = l_{0p} \cdot \alpha_p \cdot (t_m - 20) \quad (5)$$

Para o caso de paquímetros ou traçadores de altura, o coeficiente de dilatação linear adotado será igual $11,5 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ (EA-4/02, 1999). A dilatação total ΔL é obtida pelo desenvolvimento das Equações (6) e (7).

$$\Delta L = \Delta l_m - \Delta l_p \quad (6)$$

$$\Delta L = (l_{0m} \cdot \alpha_m \cdot \Delta t) - (l_{0p} \cdot \alpha_p \cdot \Delta t) \quad (7)$$

Mesmo tendo-se dilatações diferentes para a matéria-prima e o paquímetro, as indicações são as mesmas, ou seja:

$$l_{0m} = l_{0p} \quad (8)$$

Logo, a Equação (7) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\Delta L = (l_{0p} \cdot \alpha_m - l_{0p} \cdot \alpha_p) \cdot \Delta t \quad (9)$$

$$\Delta \alpha = \alpha_m - \alpha_p \quad (10)$$

$$\Delta L = \Delta \alpha \cdot l_{0p} \cdot \Delta t \quad (11)$$

Para a fonte de incerteza de medição padrão associada ao afastamento da temperatura de referência, assume-se uma distribuição retangular dada pela Equação (12).

$$i_t = \frac{\Delta L}{\sqrt{3}} = \frac{l_{0p} \cdot \Delta \alpha \cdot \Delta t}{\sqrt{3}} \quad (12)$$

Por sua vez, a incerteza decorrente da diferença de temperatura entre o dispositivo de medição e a matéria-prima é dada pela Equação (13). O coeficiente de dilatação linear médio $\bar{\alpha}$ é dado pela Equação (14). Algumas referências atribuem valores para $\hat{\partial t}$, como, por exemplo, 0,3 K ou 0,2 °C (LINK, 1997) (LINK, 2000). Para o caso específico, será atribuído o valor de 0,3 °C.

$$i_D = \frac{l_{0p} \cdot \bar{\alpha} \cdot \hat{\partial t}}{\sqrt{3}} \quad (13)$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_m + \alpha_p}{2} \quad (14)$$

O passo seguinte é a determinação da incerteza combinada, conforme Equação (15).

$$u_c = \sqrt{i_H^2 + i_A^2 + i_r^2 + i_t^2 + i_D^2} \quad (15)$$

Para a determinação do número de graus de liberdade efetivos, considerando-se que todas as fontes de incerteza, com exceção de i_A , possuem graus de liberdade iguais a ∞ , obtém-se a Equação (16), em que ν_A é o número de graus de liberdade associado à fonte de incerteza i_A .

$$\nu_{eff} = \frac{u_c^4(y) \cdot \nu_A}{i_A^4} \quad (16)$$

Com o valor do número de graus de liberdade efetivos, utilizando-se a distribuição t-Student, obteve-se o fator de abrangência k. A incerteza expandida de medição é dada pela Equação (17).

$$U = k \cdot u_c \quad (17)$$

3. Sistemática para a determinação da incerteza de medição dos comprimentos por meio da Simulação de Monte Carlo

De acordo com COUTO (2008), o Método de Monte Carlo aplicado ao cálculo da incerteza de medição não apresenta as seguintes limitações do ISO/GUM: linearização do modelo matemático, suposição de distribuição

normal do mensurando e determinação dos graus de liberdade da incerteza combinada.

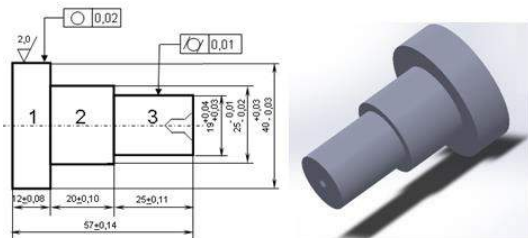
O Método de Monte Carlo destina-se à realização de simulação numérica, utilizando números aleatórios. O objetivo é estimar a distribuição dos resultados possíveis da variável de interesse, tomando como base uma ou mais variáveis de entrada, cujo comportamento se dá de acordo com determinadas distribuições probabilísticas.

4. Estudo experimental em uma ponta de eixo

Para o desenvolvimento deste estudo foram realizados experimentos nos quais foram torneadas seis peças de aço ABNT 1020, a partir de eixos com 51,70 mm de diâmetro e comprimento de 73,80 mm. O desenho da peça final está apresentado na Figura 2.

Para a medição dos comprimentos de 12,00; 20,00 e 25,00 mm das seis peças, foi utilizado um paquímetro digital com faixa nominal de 0 – 150 mm, menor divisão de 0,01 mm, apresentando uma incerteza expandida de medição igual a $\pm 0,02$ mm para um fator de abrangência $k = 2,2$. A temperatura média do laboratório durante as medições de comprimento foi igual a 19,98°C. Cada dimensão foi medida três vezes, tomando-se posições aleatórias.

Figura 2. Ponta de eixo com suas características funcionais



5. Resultados e discussões

Os valores medidos para cada uma das seis peças, com suas respectivas incertezas de medição pelo método analítico (ISO GUM) e pelo método numérico (Simulação de Monte Carlo) estão apresentados nas Tabelas 1, 2, 3, 4, 5 e 6. A média das indicações, incerteza expandida de medição e o seu respectivo fator de abrangência utilizando-se o ISO GUM (2012) foram determinados pelo programa SGF. Cada valor medido em cada uma das peças foi corrigido, por meio de interpolação linear, tomando-se como base o erro de indicação de -0,03 mm para o ponto calibrado de 12,50 mm e o erro de indicação de -0,01 mm para o ponto de 50,00 mm, ambos obtidos do certificado de calibração do paquímetro. Por sua vez, a incerteza de medição a partir da Simulação de Monte Carlo foi determinada por meio do *software* GUMWORKBENCH. É importante salientar que as peças 1, 2 e 3 foram fabricadas em um torno convencional com variações discretas de rotação e avanço, enquanto que as peças 4, 5 e 6 foram confeccionadas em um torno CNC.

Para a peça 1, a diferença percentual entre a incerteza de medição pela simulação de Monte Carlo e a incerteza de medição pela metodologia do ISO GUM, para as dimensões de 12,00 mm e de 25,00 mm, foi de aproximadamente 15%, enquanto que, para a dimensão de 20,00 mm, foi de aproximadamente 26%.

Para a peça 2, a diferença percentual entre a incerteza de medição pela simulação de Monte Carlo e a incerteza de medição pela metodologia do ISO GUM (2012), para as dimensões de 12,00 mm e de 20 mm, foi de aproximadamente 30%. Para a dimensão de 25,00 mm, essa diferença foi de aproximadamente 19%.

Tabela 1. Dados de medição dos comprimentos da peça 1 fabricada no torno convencional

Comprimento nominal (mm)	Medições (mm)			Média (mm)	U (mm) ISO GUM	Fator de abrangência k	U (mm)
	X ₁	X ₂	X ₃				Monte Carlo
12,00	12,07	12,09	12,13	12,10	0,07	3,31	0,081
20,00	20,06	20,01	20,04	20,04	0,05	2,87	0,068
25,00	25,08	25,02	25,04	25,05	0,07	3,31	0,082

Tabela 2. Dados de medição dos comprimentos da peça 2 fabricada no torno convencional

Comprimento nominal (mm)	Medições (mm)			Média (mm)	U (mm) ISO GUM	Fator de abrangência k	U (mm)
	X ₁	X ₂	X ₃				Monte Carlo
12,00	12,06	12,03	12,04	12,04	0,03	2,23	0,043
20,00	20,75	20,74	20,78	20,76	0,04	2,52	0,057
25,00	24,91	24,96	24,90	24,92	0,07	3,31	0,086

Tabela 3. Dados de medição dos comprimentos da peça 3 fabricada no torno convencional

Comprimento nominal (mm)	Medições (mm)			Média (mm)	U (mm) ISO GUM	Fator de abrangência k	U (mm)
	X ₁	X ₂	X ₃				Monte Carlo
12,00	12,08	12,07	12,07	12,07	0,02	2,01	0,024
20,00	20,82	20,81	20,82	20,82	0,02	2,01	0,024
25,00	24,96	24,99	24,95	24,97	0,04	2,52	0,057

Para a peça 3, a diferença percentual entre a incerteza de medição pela simulação de Monte Carlo e a incerteza de medição pela metodologia do ISO GUM (2012), para as dimensões de 12,00 mm e de 20 mm, foi de aproximadamente 17%. Para a dimensão de 25,00 mm, essa diferença foi de aproximadamente 30%.

Para a peça 4, essa diferença percentual entre a incerteza de medição pela simulação de Monte Carlo e a incerteza de medição pela metodologia do ISO GUM (2012), para as dimensões de 12,00 mm e de 20 mm, foi de aproximadamente 30%. Para a dimensão de 25,00 mm, essa diferença foi de aproximadamente 14%.

Para a peça 5, a diferença percentual, para as dimensões de 12,00 mm e de 20 mm, foi de aproximadamente 30%. Para a dimensão de 25,00 mm, essa diferença foi de aproximadamente 22%.

Para a peça 6, a diferença percentual entre a incerteza de medição pela simulação de Monte Carlo e a incerteza de medição pela metodologia do ISO/GUM (2012), para as três dimensões, foi de aproximadamente 30%.

De maneira geral, percebe-se uma melhor repetitividade e exatidão nas peças 4, 5 e 6, as quais foram fabricadas no torno CNC. Na peça 1, apenas a dimensão nominal de 12,00 mm apresentou valor médio fora da faixa de tolerância. As peças 2 e 3 apresentaram apenas o valor de 20,00 mm fora da faixa de tolerância. Já as peças 4 e 6 apresentaram apenas o valor médio da dimensão nominal de 25,00 mm fora da faixa de tolerância. Todos os valores médios da peça 5 apresentaram-se dentro da faixa de tolerância.

Tabela 4. Dados de medição dos comprimentos da peça 4 fabricada no torno CNC

Comprimento nominal (mm)	Medições (mm)			Média (mm)	U (mm) ISO GUM	Fator de abrangência k	U (mm) Monte Carlo
	X ₁	X ₂	X ₃				
12,00	12,07	12,09	12,06	12,07	0,03	2,23	0,043
20,00	20,07	20,10	20,09	20,09	0,03	2,23	0,043
25,00	24,78	24,71	24,75	24,75	0,08	3,31	0,093

Tabela 5. Dados de medição dos comprimentos da peça 5 fabricada no torno CNC

Comprimento nominal (mm)	Medições (mm)			Média (mm)	U (mm) ISO GUM	Fator de abrangência k	U (mm) Monte Carlo
	X ₁	X ₂	X ₃				
12,00	12,04	12,07	12,05	12,05	0,03	2,23	0,043
20,00	20,04	20,07	20,06	20,06	0,03	2,23	0,043
25,00	24,90	24,95	24,90	24,92	0,06	2,87	0,077

Tabela 6: Dados de medição dos comprimentos da peça 6 fabricada no torno CNC

Comprimento nominal (mm)	Medições (mm)			Média (mm)	U (mm) ISO GUM	Fator de abrangência k	U (mm) Monte Carlo
	X ₁	X ₂	X ₃				
12,00	12,04	12,07	12,05	12,05	0,03	2,23	0,043
20,00	20,06	20,04	20,03	20,04	0,03	2,23	0,043
25,00	24,61	24,62	24,59	24,61	0,03	2,23	0,043

6. Conclusões

De acordo com a literatura técnica, pelo ISO GUM clássico, as quantidades de entrada são representadas pela sua função de distribuição de probabilidades (FDP), pela média e desvio padrão, e o modelo matemático é usado para propagar os parâmetros das distribuições de entrada. Na simulação de Monte Carlo (GUM numérico), o modelo matemático é usado para calcular eventos prováveis da quantidade de saída, a partir dos eventos prováveis das distribuições das variáveis de entrada, gerados pelo dispositivo de medição. Dessa forma, é conveniente usar simulação de Monte Carlo quando: a equação da medição é complexa ou não linear; a equação de medição contém variáveis dominantes cujas distribuições não são normais; a equação de

medição é conhecida, mas seu comportamento em valores singulares não é conhecido; e quando as incertezas obtidas com o método de propagação de incertezas são relativamente grandes em relação ao valor médio ou esperado do resultado da medição.

Por meio do presente estudo, em que se buscou verificar se ocorreram variações significativas entre a aplicação das duas metodologias, chegou-se às seguintes conclusões:

1. Verificou-se que ocorreram variações, em todas as peças estudadas, de 14% a 30% entre a aplicação das duas metodologias propostas.
2. O método de propagação de incertezas (ISO GUM) foi de fácil aplicação, pois o modelo matemático em questão é relativamente simples, não exigindo

- uma laboriosa derivação dos coeficientes de sensibilidade.
3. A fonte de incerteza referente ao afastamento da temperatura de referência t_i contribuiu com 0% para a incerteza combinada, utilizando-se a metodologia do ISO/GUM em todas as cotas de todos os corpos de prova.
 4. O método de propagação de distribuições (simulação de Monte Carlo) é intuitivo, a avaliação da incerteza é feita emulando-se no computador medições repetidas em condições aleatórias de operação e permite eliminar as limitações do método de propagação de incertezas quando ocorre uma não linearidade do modelo matemático e uma não normalidade da distribuição de valores do mensurando.
 5. Para a determinação da incerteza de medição pela simulação de Monte Carlo foram utilizadas 2.000.000 de iterações. Valores superiores não apresentaram quaisquer variações nos resultados. Apesar do número extenso de iterações, o computador levou 3,05 segundos para obter o resultado, o que atualmente viabiliza essa metodologia.

7. Referências

A2LA Guide for the estimation of the uncertainty of dimensional calibration and testing results. Edited by Thomas M. Adams, Frederick, July, 2008, 30 p.

COUTO, P. R. G. DIMEC nt-02/v.00. A estimativa da incerteza de medição pelos métodos do ISO/GUM e de simulação de Monte Carlo. INMETRO, Rio de Janeiro, 2008, 34 p.

EA 4/02 – Expression of the uncertainty of measurement in calibration. European Co-operation for Accreditation, Paris, 1999, 79 p.

ISO GUM – Avaliação de dados de medição: guia para a expressão de incerteza de medição. Duque de Caxias, RJ, 2012, 141 p.

LINK, W. Metrologia mecânica – expressão da incerteza de medição. Rio de Janeiro, 1997, 174 p.

LINK, W. Tópicos avançados de metrologia mecânica – Confiabilidade metrológica e suas aplicações. 1a ed., São Paulo, 2000, 263 p.

OLIVEIRA, J. E. F. de. Desenvolvimento de um programa computacional para a integração de dados de projeto, fabricação e medição de peças torneadas com ênfase na síntese de tolerâncias dimensionais determinísticas. Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2009, 242 p.

VIM – Vocabulário Internacional de Metrologia: conceitos fundamentais e gerais e termos associados. Duque de Caxias, RJ: INMETRO, 2012, 94 p



Estudo Numérico da Influência da Velocidade de Soldagem no Campo de Temperatura de uma Junta do Aço Inox AISI 316

Numerical Study of the Influence of Welding Speed on Temperature Field of a Joint AISI 316 Stainless Steel



Artigo

Submetido em 20.11.14 | Aceito em 05.03.15 | Disponível on-line em 30.11.15

Rodrigo dos Santos Oliveira, Tiago de Sousa Antonino*, Rafael de Souza Pereira, Jocemar José Costa de Oliveira Neto, Erivelton da Silva Nascimento, Pablo Batista Guimarães, José Dásio de Lira Júnior

Departamento de Mecânica, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco –IFPE, Av. Prof Luiz Freire, 500, CEP: 50740-540, Cidade Universitária, Recife/PE, Brasil. | * tiagoantonino@recife.ifpe.edu.br

Roberto de Araújo Alcício, Yogendra Prasad Yadava, Ricardo Artur Sanguinetti Ferreira.

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Pernambuco, CEP 50.740-530, Recife-PE, Brasil.

RESUMO

Neste trabalho foram estudados numericamente o campo de temperatura e os ciclos térmicos de uma junta soldada do aço inoxidável AISI 316, a partir de um software comercial baseado no método de elementos finitos. Foi modelada uma chapa de dimensões 60 mm x 50 mm x 3 mm de espessura, sendo simulado o processo de soldagem GTAW, também conhecido por TIG. Para melhor precisão dos resultados, foram considerados os fenômenos de transferência de calor envolvidos, ou seja, condução, convecção e radiação, e a variação das propriedades termofísicas do metal de base com a temperatura. Também foi utilizado o modelo de fonte de calor proposto por Goldak, que consiste numa dupla elipsoide. Foi verificado que o aumento da velocidade de soldagem diminuiu as temperaturas de pico e aumentou a velocidade de resfriamento da junta.

Palavras-chaves: Ciclos Térmicos, Processo TIG, Método de Elementos Finitos.

ABSTRACT

In this work we numerically studied the temperature field and the thermal cycles of a welded joint of the AISI 316 stainless steel, using a commercial software based on the finite element method. A plate of dimensions 60 mm x 50 mm x 3 mm thickness was modeled, being simulated the GTAW welding process, also known as TIG. For better accuracy of the results, we considered the heat transfer phenomena, namely conduction, convection and radiation and the variation of the thermophysical properties of the base metal with temperature, also the model proposed by Goldak heat source was used, consisting of a double ellipsoid. We observed that increasing the welding speed decreased peak temperatures and increased the cooling speed of the joint.

Keywords: Thermal Cycles, TIG Process, Finite Element Method.

1.Introdução

A soldagem, um dos processos mais utilizados na indústria atual, consiste numa operação que visa obter a coalescência localizada produzida pelo aquecimento até uma temperatura adequada, com, ou sem, a aplicação de pressão e de metal de adição (AWS, 1995).

O processo de soldagem TIG consiste na união de duas peças a partir do aquecimento

destas, feito por um arco elétrico constituído entre a peça e o eletrodo de tungstênio (não consumível), tendo a possibilidade de utilizar material de adição. Nesse processo, há uma proteção gasosa, composta geralmente pelos gases He (hélio) e Ar (argônio).

Esse processo apresenta algumas características importantes: a opção de não utilizar metal de adição, ótimo acabamento, alta

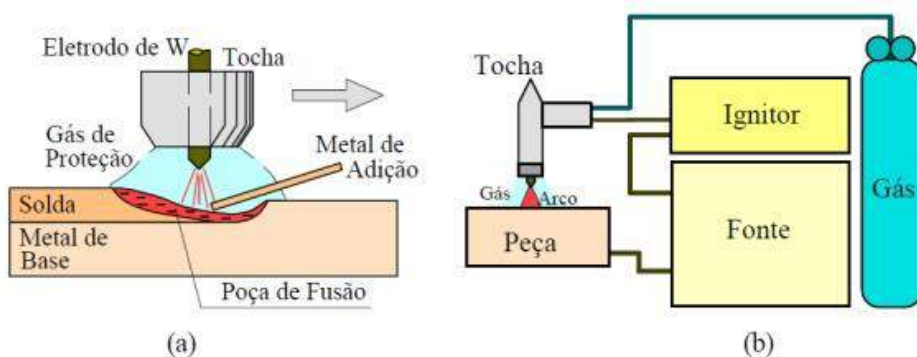
precisão, solda em todas as posições, não gera escória e pode ser manual ou mecanizado. A Figura 1 mostra esquematicamente esse processo.

O aço inoxidável AISI 316 é um aço cromo-níquel-molibdênio, austenítico, não temperável e não magnético. Possui resistência à oxidação até a temperatura de 875 °C, porém a resistência à corrosão intercristalina é garantida até a temperatura de 300 °C. A presença de molibdênio na composição química desse aço eleva sua resistência mecânica, além de aumentar a resistência ao ataque corrosivo em meios clorados e não oxidantes. Para evitar-se uma diminuição da resistência à corrosão, deve-se eliminar a escória formada pelos processos de solda ou conformação a quente. Apresenta boa conformabilidade a frio, embora exija maiores esforços de conformação do que os aços não ligados. No estado solubilizado, pode apresentar leve magnetismo que se eleva em função do grau de deformação a frio.

Além disso, esse aço apresenta várias aplicações, sendo destinado à fabricação de peças que exigem alta resistência à corrosão, tais como válvulas, tubos, recipientes, equipamentos hospitalares e farmacêuticos; e de peças para a indústria química, petrolífera, têxtil, de laticínios, frigorífica, de tintas etc. É indicado para a utilização em ambientes onde exista o ataque de substâncias corrosivas, tais como ácidos sulfúricos, ácidos sulfurosos, banhos clorados, soluções alcalinas, soluções salinas etc.

Para o presente trabalho de simulação, foi utilizado um programa comercial baseado no MEF (Método de Elementos Finitos) chamado ABAQUS, no qual é modelada a peça para a simulação: faz-se o desenho da chapa, colocam-se as propriedades termofísicas do metal de base, colocam-se as condições de contorno térmicas e mecânicas, cria-se a malha e a sub-rotina para movimentação da tocha de soldagem, e finalmente o programa é colocado para rodar.

Figura 1. Esquema do processo de soldagem TIG. a) Detalhe da região do arco e b) montagem usual, (Marques *et al.*, 2011).



Goldak propôs um modelo de fonte de calor formado de duas elipsoides (Figura 2). Essa dupla elipsoide descreve a distribuição volumétrica de energia na frente, $P_f(x, y, z)$ (eq. 1), e atrás, $P_r(x, y, z)$ (eq. 2), da fonte de calor (GOLDAK; CHAKRAVARTI, 1984; GOLDAK; AKHLAGHI, 2005).

$$P_f(x, y, z) = f_f \eta UI \frac{6\sqrt{3}}{a_f b c \pi^{3/2}} e^{\left(\frac{-3x^2}{a_f^2}\right)} e^{\left(\frac{-3y^2}{b^2}\right)} e^{\left(\frac{-3z^2}{c^2}\right)} \quad (1)$$

$$P_r(x, y, z) = f_r \eta UI \frac{6\sqrt{3}}{a_r b c \pi^{3/2}} e^{\left(\frac{-3x^2}{a_r^2}\right)} e^{\left(\frac{-3y^2}{b^2}\right)} e^{\left(\frac{-3z^2}{c^2}\right)} \quad (2)$$

Onde: P_f e P_r são as distribuições volumétricas de energia depois e antes da tocha (W/m^3), a_f e a_r é o comprimento da poça de fusão em relação à energia distribuída depois e antes da tocha (m), b é a semilargura da poça de fusão (m) e c é a profundidade da zona fundida (m).

Os fatores f_f e f_r são conhecidos como “fatores fracionais” do calor depositado na frente e atrás, respectivamente, da fonte de calor e onde as seguintes relações são válidas (GERY *et al.*, 2005; GOLDAK; AKHLAGHI, 2005):

$$f_f + f_r = 2 \quad (3)$$

$$f_f = \frac{2a_f}{a_f + a_r} \quad (4)$$

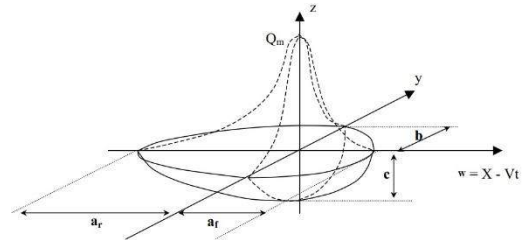
$$f_r = \frac{2a_r}{a_f + a_r} \quad (5)$$

Para a simulação computacional da distribuição de temperatura durante a soldagem, além do fenômeno da condução térmica, também devem-se levar em consideração as perdas de calor por convecção e radiação, ou seja, as condições de contorno térmica (eq. 6 e eq. 7).

$$\Phi_c = h_c(T - T_\infty) \quad (6)$$

$$\Phi_r = \sigma \varepsilon (T^4 - T_\infty^4) \quad (7)$$

Figura 2. Esquema de uma fonte Dupla Elipsoidal ou fonte de Goldak (adaptado de Depradeux, 2004).



2. Materiais e Métodos

A simulação do processo foi realizada por meio do *software* comercial ABAQUS, um *software* de simulação em engenharia baseado no método dos elementos finitos (MEF), em que foi feita a modelagem computacional.

A junta modelada é de topo com chanfro reto, de dimensões 60 x 50 x 3 mm, cujo material é o aço inoxidável AISI 316. Foi utilizado o processo TIG sem metal de adição e também foi considerada a variação das propriedades termofísicas do aço com a temperatura. Para simular o movimento da tocha de soldagem, foi elaborada uma sub-rotina em linguagem FORTRAN, utilizando-se como modelo de fonte de calor o proposto por Goldak (eq. 1 e eq. 2).

Na análise térmica deste trabalho, além da transferência de calor por condução, foram levadas em conta as perdas de calor por convecção natural e por radiação (eq. 6 e eq. 7). Uma análise foi feita a fim de se obter o campo de temperaturas em função do tempo.

O elemento usado na malha do modelo de elementos finitos é o DC3D8, o qual é um elemento sólido 3D com capacidade de condução térmica tridimensional. Esse elemento é contínuo de formulação linear, apresentando uma geometria cúbica e com oito nós cada um.

O modelo da junta é composto de 13923 elementos e 19136 nós (Figura 4).

As Tabelas 1 e 2 mostram, respectivamente, a composição química do

material utilizado e os parâmetros de soldagem aplicados no processo.

A Figura 4 mostra os pontos utilizados para o levantamento dos ciclos térmicos.

Figura 3. Malha de elementos finitos.

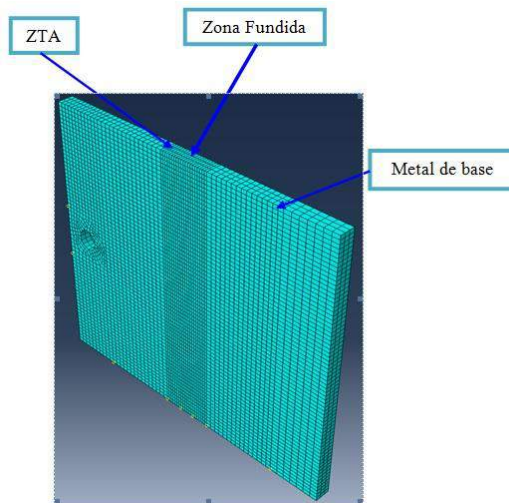


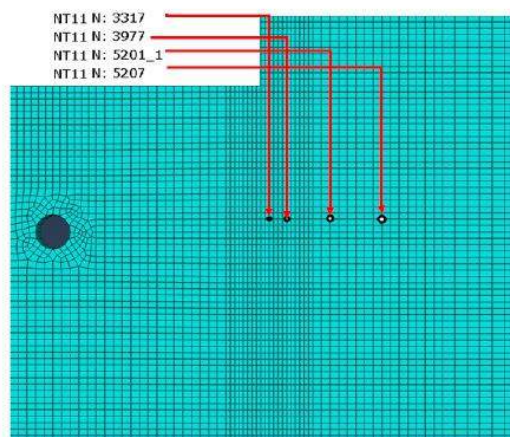
Tabela 1 - Composição química do aço AISI 316, %massa.

C	Si	S	P	Mn	Cr	Ni	Mo	Fe
0,08	1	0,03	0,045	2,0	16	10	2,20	bal

Tabela 2 - Parâmetros de soldagem.

Tensão [V]	Corrente [A]	Rendimento	Velocidade [mm/s]
24	70	0,85	1
24	70	0,85	2

Figura 4. Pontos utilizados para o levantamento dos ciclos térmicos.



3. Resultados e Discussão

Foi obtida a distribuição do campo de temperatura na junta soldada (Figuras 5, 6 e 7),

visando-se aos resultados dos ciclos térmicos (Figura 8, 9 e 10).

Figura 5. Distribuição de temperatura da junta de aço inoxidável AISI 316 em função da velocidade de soldagem para um comprimento de cordão de 30mm. 1) 1mm/s

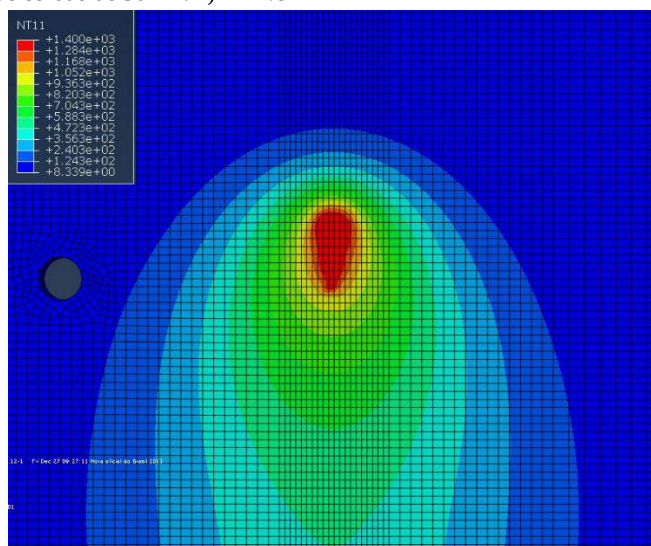


Figura 6. Distribuição de temperatura da junta de aço inoxidável AISI 316 em função da velocidade de soldagem para um comprimento de cordão de 30mm. 2) 2mm/s.

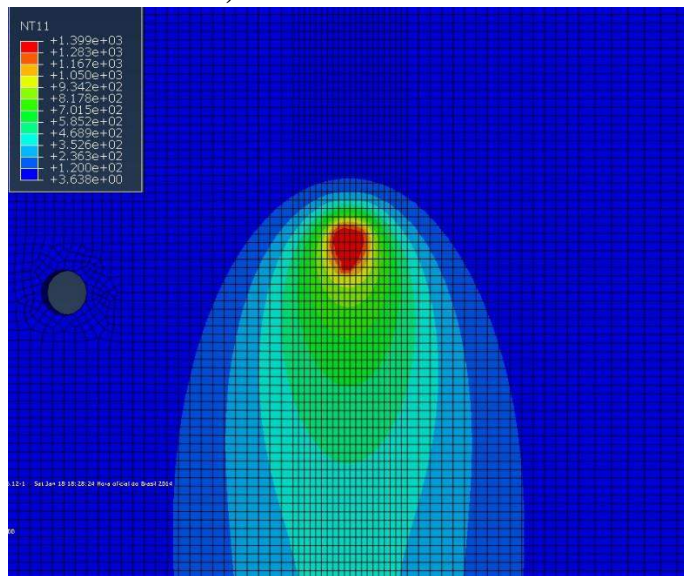
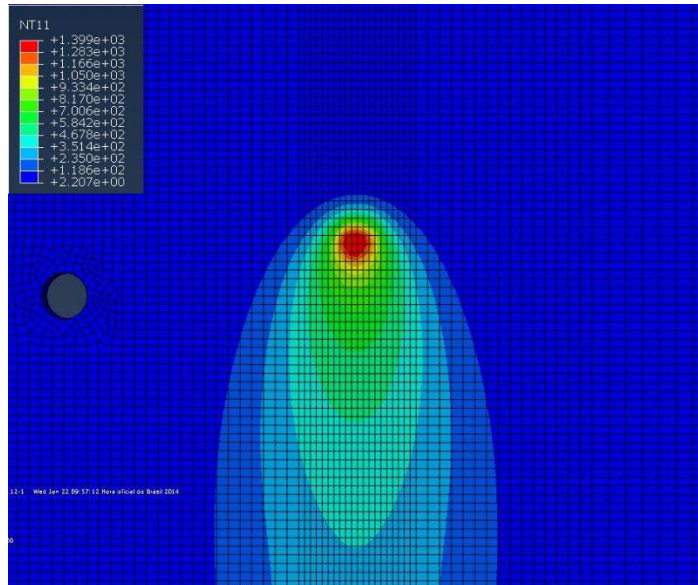


Figura 7. Distribuição de temperatura da junta de aço inoxidável AISI 316 em função da velocidade de soldagem para um comprimento de cordão de 30mm. 3) 3mm/s.



Nas Figuras 5, 6 e 7, pode-se observar que o aumento da velocidade gera campos de temperaturas menores e mais alongados na direção contrária à da soldagem, produzindo, assim, uma menor ZTA (CHON; CHIN, 1993).

Nas Figuras 8, 9 e 10, são mostrados os ciclos térmicos para cada velocidade estudada. Podemos observar nos gráficos que, à medida que o ponto se afasta do centro, a temperatura de pico diminui. Outro fator importante que pode ser observado, comparando-se os 3 gráficos, são as curvas de resfriamento, as quais são diretamente proporcionais às velocidades de soldagem usadas, ou seja, quanto maior for a velocidade, mais rápido será o resfriamento.

Resultados semelhantes aos obtidos neste trabalho foram encontrados por Attarha e Sattari Far (2011), ao estudarem o campo de temperatura gerado pela soldagem de uma junta de topo de um aço carbono utilizando o processo GTAW (Gas Tungsten Arc Welding) sem metal de adição.

O mesmo comportamento foi encontrado por Shan *et al.* (2009), ao estudarem o campo de temperatura gerado pela soldagem de uma junta de topo do aço inoxidável AISI 316L, utilizando o processo de soldagem GTAW com material de adição.

Figura 8. Esquemas dos ciclos térmicos em pontos situados na ZF e na ZTA da chapa de aço inox AISI 316 em função da velocidade de soldagem. 1) 1mm/s.

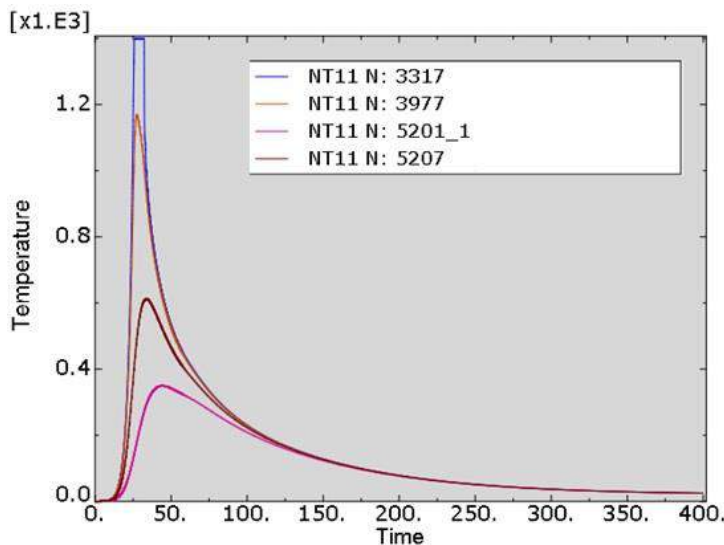


Figura 9. Esquemas dos ciclos térmicos em pontos situados na ZF e na ZTA da chapa de aço inox AISI 316 em função da velocidade de soldagem. 2) 2mm/s.

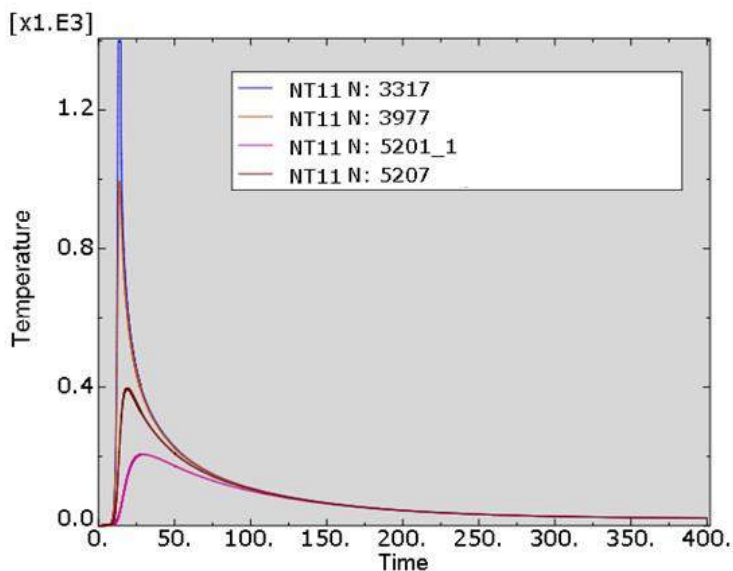
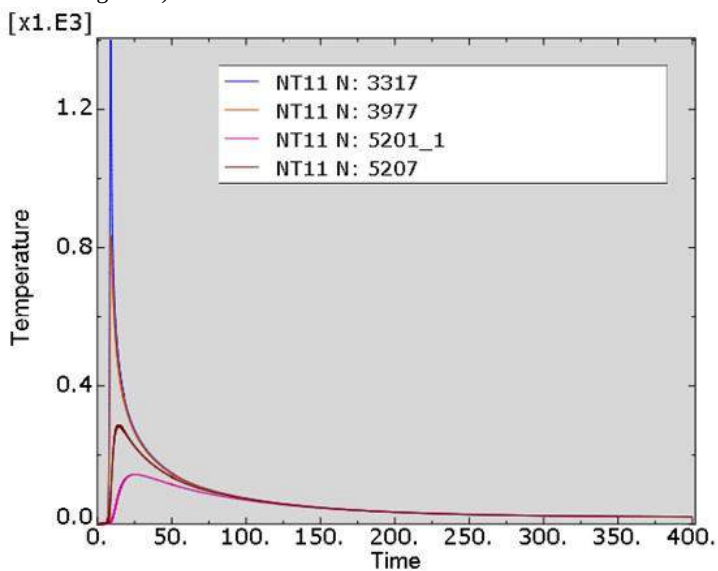


Figura 10. Esquemas dos ciclos térmicos em pontos situados na ZF e na ZTA da chapa de aço inox AISI 316 em função da velocidade de soldagem. 3) 3mm/s.



4. Conclusões

O *software* baseado no método dos elementos finitos mostrou-se como uma ferramenta que pode ser utilizada para otimização dos parâmetros de soldagem.

Os campos de temperatura e ciclos térmicos revelaram comportamentos bastante satisfatórios quando comparados àqueles encontrados na literatura, podendo servir, assim, de base para obtenção do campo de tensões residuais.

O aumento da velocidade gera campos de temperaturas menores e mais alongados na direção contrária à da soldagem, produzindo, assim, uma menor ZTA.

5. Agradecimentos

Agradecemos o apoio do CNPq/FACEPE, ao IFPE e ,acima de tudo, a Deus, que nos proporcionou a participação neste estudo.

6. Referências

ATTARHA, M. J.; SATTARI-FAR, I. Study on welding temperature distribution in thin welded plates through experimental measurements and finite element simulation. *Journal of Materials Processing Technology* 211. 2011.

AWS – AMERICAN WELDING SOCIETY. Weldability, Welding Metallurgy, and Welding Chemistry. 1995.

CHON, L. T.; CHIN, M. T. Heat Flow in Fusion Welding - Engineering Solutions and Empirical Correlation. *ASM Handbook*. Vol. 6. 1993.

DEPRADEUX, L. Simulation Numérique du Soudage – Acier 316L, Validation Sur Cas Tests de Complexité Croissante. PhD Thesis. INSA Lion - França, 2004.

GERY, D.; LONG, H.; MAROPOULOS, P. Effects of welding speed, energy input and heat source distribution on temperature variations in butt joint welding. *Journal of Materials Processing Technology*.vol. 167. 2005.

GOLDAK, J. A.; AKHLAGHI, M. Computational Welding Mechanics. Spring New York. 2005.

GOLDAK, J.; CHAKRAVARTI, A. A new finite element model for welding heat sources. *Metallurgical Transactions*. Vol. 15. 1984.

MARQUES, P.V.; MODENESI, P.J.; BRACARENSE, A.Q. Soldagem: Fundamentos e Tecnologia. Belo Horizonte: Ed. UFMG. 2011.

SHAN, X.; DAVIES, C. M.; WANGSDAN, T.; O'DOWD, N. P.; NIKBIN, K. M. Thermo-mechanical modelling of a single-bead-on-plate weld using the finite element method. *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 86. 2009.



Estudo de Convergência de Malha na Modelagem Computacional de Estruturas Metálicas

Study of Mesh Convergence in Computational Modeling of Steel Structures

Submetido em 08.02.15 | Aceito em 04.05.15 | Disponível on-line em 30.11.15



Artigo

Rafael de Souza Pereira, José Dásio de Lira Junior*, Pablo Batista Guimarães, Tiago Sousa Antonino

Departamento de Mecânica, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco –IFPE, Av. Prof Luiz Freire, 500, CEP: 50740-540, Cidade Universitária, Recife/PE, Brasil. | *josedasio@recife.ifpe.edu.br

RESUMO

O método dos elementos finitos (MEF) é um método numérico para resolução aproximada de equações diferenciais parciais, e uma das principais aplicações desse método na indústria é o cálculo de esforços mecânicos em estruturas metálicas. A geração de malha é uma das etapas mais importantes na fase de pré-processamento de simulações computacionais que utiliza esse método, pois qualquer erro cometido nessa etapa afetará os resultados das simulações. Em muitos casos, a modelagem do problema exige um grande tempo de simulação. Com o objetivo de alcançar melhor eficiência computacional, estudos de convergência de malha são desenvolvidos. Neste trabalho, é apresentado um estudo de convergência de malha realizado em uma viga sob esforço de flexão. Na metodologia aplicada, o problema é modelado em três diferentes casos, considerando-se uma dimensão, duas dimensões e três dimensões. Diferentes configurações de malhas são utilizadas, e os resultados numéricos são comparados com a solução analítica. As simulações foram executadas no programa computacional Abaqus – CAE. Os resultados das simulações são apresentados junto com os tempos de execução das simulações e gráficos de convergência de malha. Além disso, comparações sobre a eficiência computacional são desenvolvidas, mostrando-se as vantagens e desvantagens na escolha dos modelos utilizados.

Palavras-chaves: Elementos finitos, Geração de malha, Mecânica dos sólidos.

ABSTRACT

The finite element method (FEM) is a numerical method for approximate solution of partial differential equations, one of the main applications of FEM in the industry is the calculation of mechanical stress in steel structures. The mesh generation is one of the most important steps in the pre-processing of computer simulations using the finite element method, any error made at this stage will affect the simulation results. In many cases, the modeling of the problem requires a large simulation time. In order to reach better computational efficiency, mesh convergence studies are developed. This work presents a mesh convergence study in a beam under bending. In the applied methodology, the problem is modeled in three different cases, considering one dimension, two dimensions or three dimensions. Different mesh configurations are used, and the numerical results are compared with the analytical solution. The simulations were developed and implemented in the computer program Abaqus - CAE. Results are shown and comparisons about computational efficiency are developed. The simulation results are presented, together with the execution times of the simulations and mesh convergence graphics. Comparisons on the computational efficiency are developed, showing the advantages and disadvantages in the choice between the models used.

Keywords: Finite element, Mesh generation, Solid mechanics.

1. Introdução

O método dos elementos finitos (MEF) é um método numérico aplicado para resolução de problemas de engenharia, dentre os quais os relativos a cálculo de esforços mecânicos estão entre as principais aplicações do método. Na literatura, o MEF é definido como um método numérico para resolução aproximada de equações diferenciais parciais (JACOB; BELYTSCHKO, 2009). A aplicação do MEF é de relevante importância na indústria, principalmente nas áreas de projetos e desenvolvimento (FILHO, 2000; JACOB; BELYTSCHKO, 2009). A sua utilização permite que se obtenham resultados aproximados de problemas que não possuem solução analítica, entretanto, na maioria dos casos, a simulação dos problemas exige considerável custo computacional para a resolução.

Neste trabalho é apresentada uma metodologia para desenvolvimento de estratégias de modelagem computacional por meio de estudos de convergência de malha, utilizando-se o método dos elementos finitos. O objetivo é selecionar técnicas que apresentem menor custo computacional quando comparadas com as formas tradicionalmente escolhidas e aplicar o estudo em problemas de cálculo de tensões em estruturais metálicas. O problema mecânico escolhido para o desenvolvimento da metodologia foi o cálculo de tensões em uma viga submetida a esforço de flexão (BEER; JONHSTON, 1995).

Na metodologia aplicada, o problema é modelado em três diferentes casos, considerando-se uma dimensão, duas dimensões e três dimensões. Diferentes configurações de malhas são escolhidas e utilizadas. Utiliza-se a metodologia em um programa computacional baseado no MEF em três etapas: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento.

A etapa do pré-processamento é a da modelagem do problema. Nesse momento, são aplicadas as condições de contorno e as propriedades do material, além da geração de malha de elementos finitos no modelo. O estudo de convergência de malha inicia nessa etapa, quando o problema é modelado no *software* e os elementos que formarão a malha do modelo são escolhidos (FERREIRA *et al.*, 2010). Caso haja erro na modelagem, podem também ocorrer erros numéricos, contaminando os resultados obtidos (HEINZ *et al.*, 2011; SCHIMIDT *et al.*, 2009). Já na etapa do processamento, é realizada a simulação do problema e, na etapa do pós-processamento, os resultados são visualizados e analisados. O Abaqus (HIBBIT, 2012), um programa computacional baseado no MEF, foi utilizado no desenvolvimento deste trabalho.

A Metodologia desenvolvida neste trabalho consiste na geração de diferentes configurações de malha até a convergência dos resultados, como também na comparação entre os resultados numéricos e analíticos. Além disso, desenvolve-se uma análise dos custos computacionais envolvidos, mais precisamente nos tempos de execução das simulações.

2. Materiais e Métodos

O modelo escolhido para o desenvolvimento deste trabalho foi o de uma viga engastada sob flexão (Fig. 1). Simulações computacionais foram desenvolvidas para três diferentes casos: o modelo de uma peça com uma dimensão (1D), duas dimensões (2D) e três dimensões (3D). Todos os casos possuem as mesmas condições de contorno.

Recorreu-se à seguinte equação (BEER; JONHSTON, 1995) para calcular-se a tensão de flexão:

$$\sigma = \frac{M \times C}{I}$$

Equação (1)

Onde, σ é tensão e M é momento fletor, C é a distância da linha neutra e I é Momento de

Inércia – estes dois últimos da seção transversal da viga.

No caso 1D, foram utilizados elementos de viga. No caso 2D, foram utilizadas as malhas com configuração Quadrangular (Quad) (Fig. 2.a) e com configuração Triangular (Tri) (Fig. 2.b). Todos os elementos utilizados neste trabalho possuem funções de interpolação lineares.

Figura 1. Modelo 1D da viga sob flexão

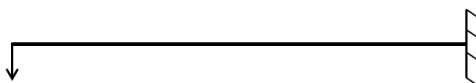
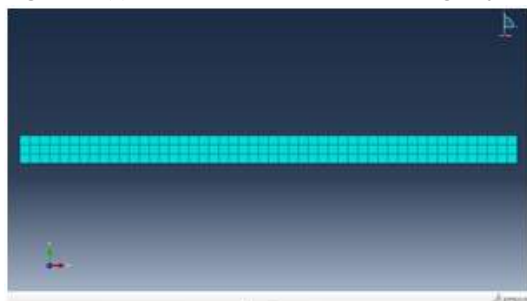
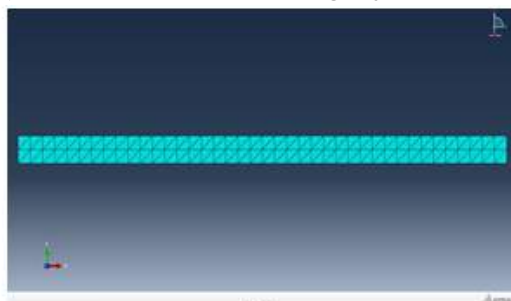


Figura 2. (a) Modelo 2D com malha de configuração Quad, (b) Modelo 2D com malha de configuração Tri



(a)



(b)

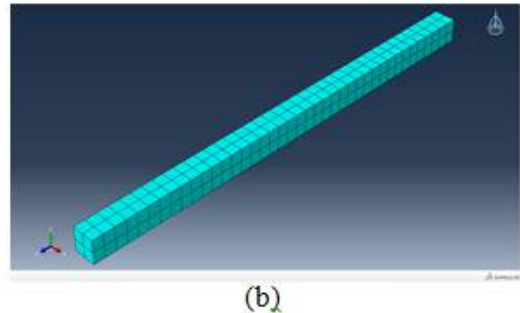
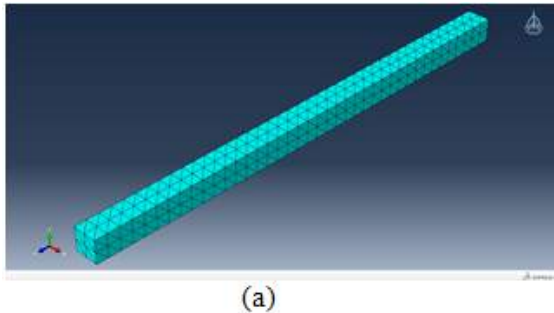
O refinamento da malha aumenta o número de elementos e de nós no modelo, o que permite uma redução do erro computacional. Entretanto, em alguns casos, essa redução pode ser desnecessária, resultando apenas em um maior custo computacional. Ainda na etapa da geração de malha, podem-se desenvolver configurações com refinamento localizado em regiões que estão sendo analisadas. Neste estudo de caso, a região analisada é próxima à face com a restrição de engastamento (Fig. 3), pois esse procedimento diminui o custo computacional.

O terceiro modelo desenvolvido possui três dimensões e, assim como no caso do que tem duas dimensões, as condições de contorno não foram alteradas. Novamente, na etapa da geração de malha, dois elementos diferentes foram utilizados. Os elementos do Abaqus utilizados foram os seguintes: Tet, elemento tridimensional com faces triangulares e vértices com quatro nós; e o Hex, elemento tridimensional com faces quadrangulares e vértices com oito nós (Fig. 4).

Figura 3. Região selecionada para aplicação do refinamento localizado



Figura 4. (a) Modelo 3D com malha de configuração Tet, (b) Modelo 3D com malha de configuração Hex



A viga modelada neste trabalho possui 1m de comprimento e $20 \times 20 \text{ mm}^2$ de área de secção transversal. A barra está engastada de um lado e, do outro, uma força de 2 kN foi aplicada. O material da barra é o aço SAE 1020. Pelos cálculos analíticos, o valor da tensão máxima é de 96,00 MPa. A convergência dos resultados foi alcançada considerando-se uma tolerância de 2% no valor máximo de tensão. As simulações foram executadas em um computador com processador AMD A4-3300 APU de 2.50 GHz e 8 GB de memória RAM de 1333 MHz.

3. Resultados e Discussão

Inicialmente, o trabalho foi desenvolvido para o Modelo da viga em uma dimensão (1D), a

maneira mais simples de simular o problema. Nessa fase, foram realizadas cinco simulações, quantidade necessária para atingir a convergência dos resultados dentro da margem estabelecida anteriormente. Todos os casos possuem diferentes números de elementos. Os resultados relativos ao caso de convergência (Fig. 5.a) podem ser verificados na Tabela 1, e o gráfico de convergência para as simulações em 1D é apresentado na Fig. 5.b.

Os resultados do modelo 1D convergiram com uma malha de 50 elementos, considerando-se que o resultado analítico é 96 Mpa (Tabela 1).

Na etapa seguinte, depois de realizados os estudos em 1D, utilizou-se o modelo em duas dimensões (2D). Nesse momento, foram

realizadas seis simulações com a malha na configuração Tri e seis com a malha na configuração Quad. Os resultados referentes aos casos de convergência (Fig. 6.a e Fig. 7.a) podem

ser verificados na Tabela 1, e os gráficos de convergência são apresentados nas Fig. 6.b e Fig. 7.b.

Figura 5. (a) Resultado da simulação no problema 1D (Caso de convergência), (b) Gráfico de convergência para o modelo 1D

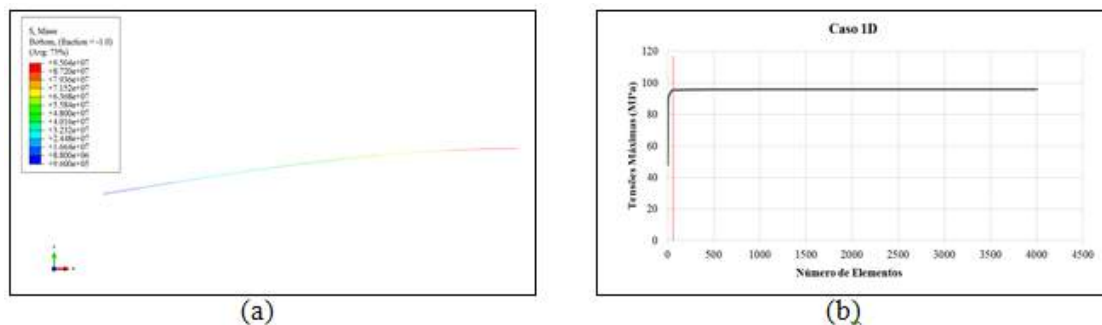


Figura 6. (a) Resultado da simulação no problema 2D com elementos triangulares (Caso de Convergência), (b) Gráfico de convergência para o modelo 2D e elemento Tri

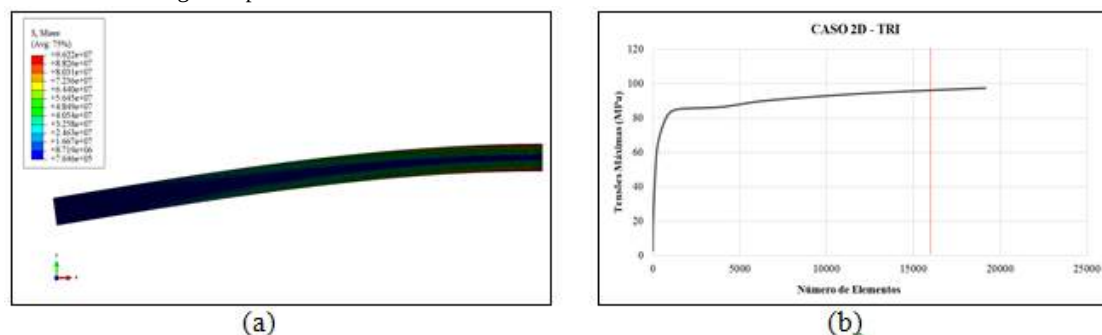
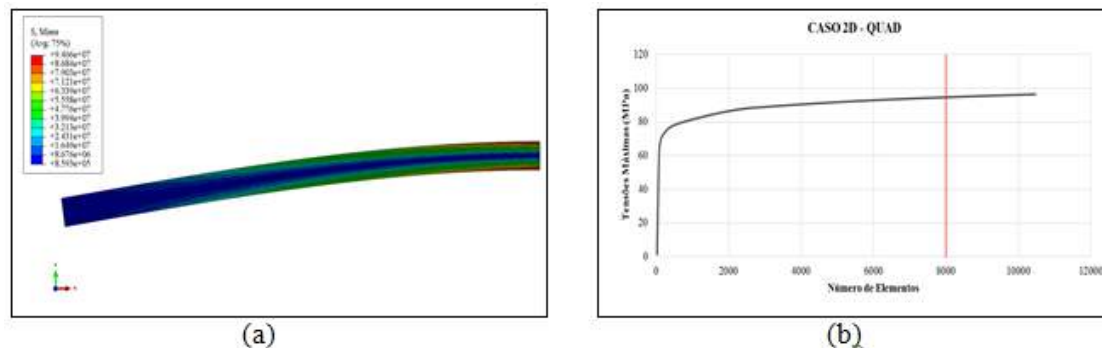


Figura 7. (a) Resultado da simulação no problema 2D com elementos quadrangulares (Caso de convergência), (b) Gráfico de convergência para o modelo 2D e elemento Quad



Estudos com modelos refinados localmente, utilizando-se elemento Tri e posteriormente Quad, foram realizados. Os resultados podem ser verificados na Tabela 1 e nas Figuras 8.a e 8.b. Em todos os casos com refinamento localizado, o comprimento da região do modelo com a malha refinada é de 60 mm a partir da face engastada.

No caso 2D, na situação em que a malha foi uniforme, o modelo convergiu com 16000 elementos triangulares. Com elementos quadrangulares, foram necessários 8000

elementos. Utilizando-se refinamento localizado próximo à região de engastamento, o modelo convergiu com 1196 elementos triangulares. Nesse caso, com elementos quadrangulares, foram necessários 610 elementos.

No caso 3D, foram realizadas seis simulações com a malha na configuração Tet e seis com a malha na configuração Hex. Os resultados relativos aos casos de convergência (Fig. 9.a e Fig. 10.a) podem ser verificados na Tabela 1, e os gráficos de convergência são apresentados nas Fig. 9.b e Fig. 10.b.

Figura 8. Resultado da simulação no problema 2D com malha na configuração de refinamento localizado, (a) Elemento Tri, (b) Elemento Quad

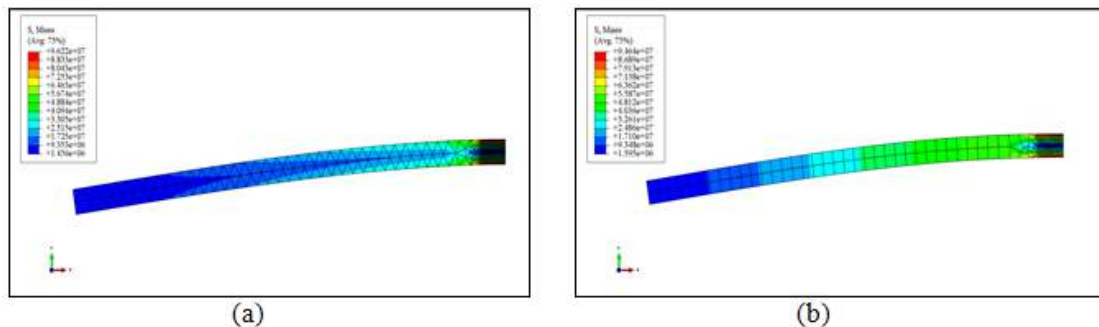


Figura 9. (a) Resultado da simulação no problema 3D com elemento Tet (Caso de convergência), (b) Gráfico de convergência para o modelo 3D e elemento Tet

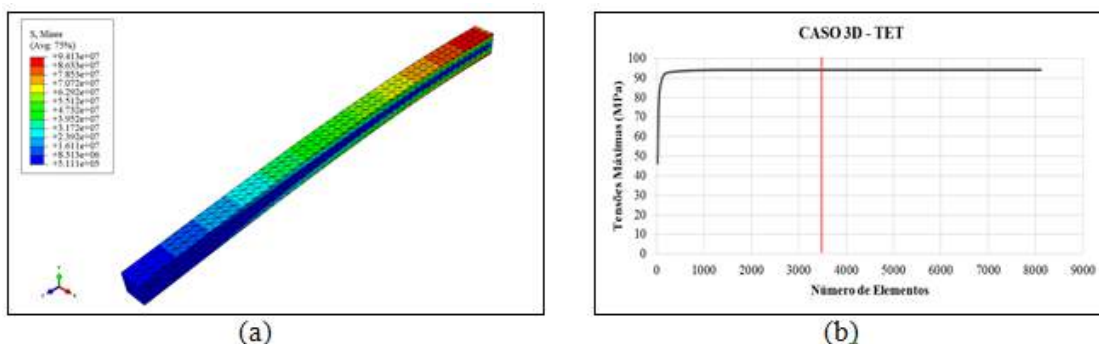
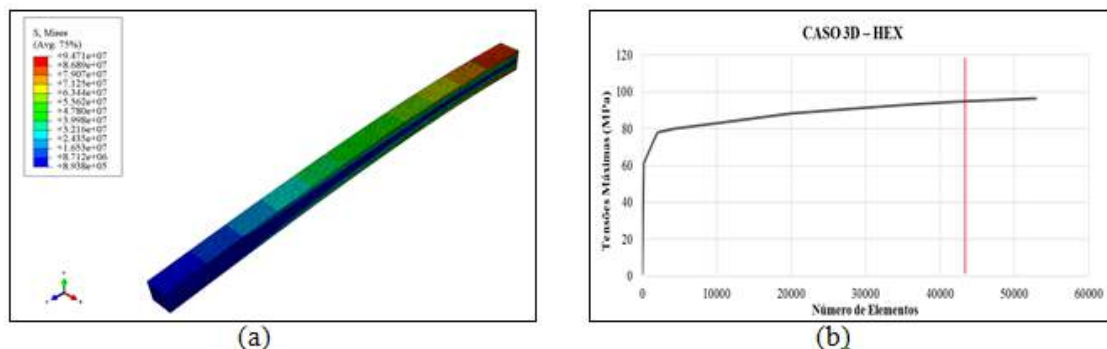


Figura 10. (a) Resultado da simulação no problema 3D com elemento Hex (Caso de convergência), (b) Gráfico de convergência para o modelo 3D e elemento Hex



Estudos com modelos refinados localmente, utilizando-se elemento Tet e posteriormente Hex, foram realizados. Os resultados podem ser verificados na Tabela 1 e nas Figuras 11.a e 11.b.

Os resultados com o modelo 3D apresentam tempos de execução da simulação consideravelmente maiores que os casos 1D e 2D (Tabela 1). Nesse caso, utilizando-se malha uniforme com elementos tetraédricos, o modelo convergiu com 3587 elementos. Utilizando-se elementos hexaédricos, o modelo convergiu com 42250 elementos. É importante registrar que o tempo de simulação para a malha uniforme de

elementos hexaédricos foi de 31,5s, valor que chega a ser quase 20 vezes maior que o caso equivalente 2D, e 100 vezes maior que o caso 1D. Utilizando-se refinamentos localizados, o modelo convergiu com 1375 elementos tetraédricos e, utilizando-se elementos hexaédricos, foram necessários 8957 elementos.

A Tabela 1 mostra um estudo comparativo entre os modelos com malha uniforme e os modelos com malha refinada localmente. O tempo de simulação em cada caso de convergência também pode ser visualizado nessa Tabela.

Figura 11. Resultado da simulação no problema 3D com malha na configuração de refinamento localizado, (a) Elemento Tet, (b) Elemento Hex

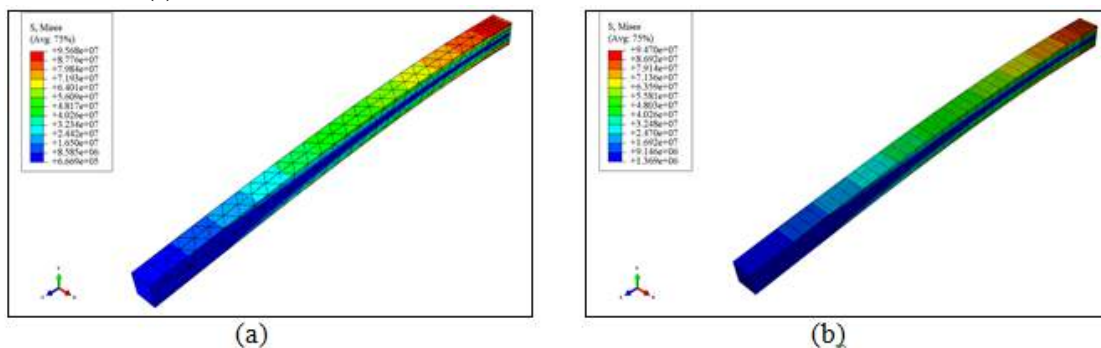


Tabela 1. Resultados das simulações de todos os casos de convergência.

CASOS	Nº DE ELEMENTOS		Nº DE NÓS	TENSÃO MÁXIMA (MPa)	TEMPO TOTAL CPU (s)
Caso 1D	50		51	95,04	0,3
Caso 2D	Malha com refinamento localizado	1196	672	96,22	0,4
		610	679	94,64	0,3
	Malha com refinamento uniforme	16000	8421	96,22	2,7
		8000	8421	94,66	1,6
Caso 3D	Malha com refinamento localizado	1375	2549	95,68	0,9
		8957	10584	94,70	6
	Malha com refinamento uniforme	3587	6130	94,13	2,1
		42250	49196	94,71	31,5

4. Conclusões

Constatou-se que, no tipo de problema analisado neste estudo, o refinamento é necessário até certo limite (valor convergido), porque, acima desse valor, ele é desnecessário, pois só irá aumentar o custo computacional. O modelo em duas e em três dimensões com a malha na configuração de refinamento localizado apresentou grande eficiência, pois os resultados ficaram na margem próxima ao valor calculado analiticamente, sem a necessidade de um grande custo computacional. Porém, a modelagem da malha refinada deve ser aplicada na região do modelo que está sendo analisada; logo, é necessário o conhecimento dessa região antes da modelagem. Os resultados apontaram que a utilização do modelo em três dimensões é desnecessária neste estudo de caso. No caso 1D, não é possível verificar a localização da tensão máxima na seção transversal da viga, entretanto é suficiente para apenas calcular o valor da tensão máxima. Portanto, a utilização do modelo em 2D é suficiente para o cálculo de tensão máxima, como também para verificar a região onde a tensão máxima está localizada.

5. Agradecimentos

Ao programa PIBIC-Técnico do IFPE.

6. Referências

- BEER, F. P.; JONHSTON, E. R. (1995) *Resistência dos Materiais*. 3 ed. São Paulo. Person, 1255 p.
- FERREIRA, A.; MOTTA, R.; AFONSO, S.; WILLMERSDORF, R.; LYRA, P.; BENJAMIN, A.; ANDRADE, E. (2010) *Estudo de convergência de malhas para análise e dutos com defeitos obtidos através da inspeção de dados de campo*. Asociación Argentina de Mecánica Computacional, Buenos Aires, Argentina, v. 29, p. 7725-7739.
- FILHO, A. A. (2000) *Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE*. 1 ed. São Paulo, Érica, 292 p.
- HEINZ, C.; SCHWENK, C.; RETHMEIER, M. (2011) *Influences of mesh density and transformation behavior on the result quality of numerical calculation of welding induced distortion*. Simulation Modeling Practice and Theory, v. 19, n. 9, p. 1847-1859.
- HIBBIT, K. & S. Inc. (2012) *Abaqus / CAE User's Manual*. V. 6.12. Rhode Island. Dassult Systemes, 1255 p.

JACOB, F.; BELYTSCHKO, T. (2009) *Um Primeiro Curso em Elementos Finitos*. São Paulo. LTC, 256 p.

SCHIMIDT, H.; ALBER, T.; WEHNER, T.; BLAKYTTY, R.; WILKE, H. J. (2009) *Discretization error when using finite element models: Analysis and evaluation of an underestimated problem*. Journal of Biomechanics, v. 42, n. 12, p. 1926-1934.



Análise de sensibilidade de um sistema de cogeração em uma planta de biodiesel

Sensitivity analysis of co-generation process in a biodiesel plant

Submetido em 11.05.15 | Aceito em 08.06.15 | Disponível on-line em 30.11.15



Artigo

Paulo Victor Seixas Epifani Veloso*, Jorge Recarte Henriquez

Universidade Federal de Pernambuco – Departamento de Eng. Mecânica, Av. da Arquitetura s/n - Cidade Universitária - Recife - PE - CEP: 50740-550.. | *paulovictorsev@gmail.com

James Correia de Melo

Centro de Tecnologias Estratégicas do Nordeste – CETENE, Av. Professor Luis Freire 01 – Cidade Universitária – Recife – PE – CEP: 50740-470

RESUMO

Este artigo apresenta os resultados de um estudo de sensibilidade relacionado à adoção de um sistema de cogeração em uma planta de produção de biodiesel. Seu objetivo é analisar quão sensível os custos do investimento são às variações dos parâmetros econômicos como a tarifa elétrica, o preço do combustível e a taxa de atratividade. O estudo baseia-se em um cenário viável para a implantação de um sistema de cogeração para transformar uma usina de biodiesel experimental de Caetés (Pernambuco, Brasil) em uma unidade autônoma de produção de energia através do uso integrado de um sistema de potência, formado por um gerador diesel. Os custos foram calculados e a sensibilidade do cenário foi avaliada através de duas abordagens. Os resultados mostram que um sistema de cogeração, nos moldes do cenário considerado, possui alternativas para sobreviver as alterações dos parâmetros econômicos mediante variação da potência fornecida pelo sistema cogrador. Contudo, embora o sistema seja flexível às variações na taxa de atratividade, ele é bastante sensível a variações na tarifa elétrica e no preço do combustível.

Palavras-chaves: Cogeração, Biodiesel, Sensibilidade.

ABSTRACT

This article presents the results of a sensitivity analysis regarding the adoption of a cogeneration system in a biodiesel plant. Its goal is to evaluate how sensible are the costs of the investment to the variations of economical parameters as electricity fare, fuel price and interest rates. The study is based upon a viable scenario for implementation of a cogeneration system to transform an experimental biodiesel plant from Caetés (Pernambuco, Brazil) into an autonomous power generation system through the integrated use of a power system composed by diesel generator. The costs were calculated and the sensitivity of the scenario was evaluated through two different approaches. The results show a cogeneration system, according to the viable scenario, has alternatives to survive variations in its economical parameters by changing the output power produced by the cogeneration system. However, even though the system is flexible to changes at the interest rate, it is sensible to changes at the electricity fare and the fuel price.

Keywords: Cogeneration, Biodiesel, Sensitivity..

1.Introdução

Apesar de possuir uma matriz energética diferenciada do resto do mundo, com uma forte participação de energias renováveis, o Brasil continua buscando formas alternativas de produção de energia que ofereçam condições de

segurança energética que pode ser alcançada com uma matriz robusta e diversificada. Neste cenário, mudanças estruturais na produção, gerenciamento e uso das fontes de energia são necessárias para enfrentar os desafios futuros; Além de uma menor dependência de fontes de origem fóssil, deve ser procurada também uma maior flexibilidade,

descentralização e transferência para o setor privado de parte da produção de energia elétrica. De certa forma, isto vem sendo alcançado através da geração distribuída e o uso crescente do biodiesel para produção de energia.

O biodiesel é um combustível renovável, alternativo ao diesel mineral, feito a partir de matérias-primas como gordura animal, óleo vegetal, óleo de fritura ou, mais recentemente, óleo de microalgas (RAMOS et al, 2011; GHOBADIAN et al, 2012). O biodiesel, que no ano de 2012 teve um aumento em sua disponibilidade no mercado de 1,7% (RAMOS et al, 2011), juntamente com o etanol são combustíveis alternativos promissores devido a semelhança com combustíveis não renováveis como o diesel mineral e a gasolina respectivamente. A produção do biodiesel representa também uma oportunidade de potencializar o agronegócio, podendo afetar positivamente também o setor de transportes que é responsável pelo maior consumo de diesel mineral no Brasil. Desde 2008, o governo brasileiro, para incentivar a produção do biodiesel, estabeleceu que a mistura do mesmo ao diesel mineral é obrigatória, sendo comercializado em postos de abastecimento de combustível atualmente numa mistura com 5% de biodiesel (GHOBADIAN et al, 2012). Desta forma, o interesse estratégico pelo uso do biodiesel, está na possibilidade de sua utilização como combustível para veículos automotivos e para geração de eletricidade através do uso de motores estacionários em Grupos Geradores, através de centrais termelétricas, ou na produção de eletricidade para as comunidades afastadas da rede elétrica convencional (WILHELM, 2007; PENTEADO et al, 2007; RAHEMAN e GHADGE, 2007; PORTE et al, 2010).

A cogeração, além de ser uma solução que permite um melhor aproveitamento da energia primária, possui um apelo voltado à geração

distribuída, que normalmente é uma geração de energia próxima aos centros de carga. A geração distribuída, por esse motivo, possui características interessantes, principalmente para países de grande extensão como o Brasil, tais como baixo impacto ambiental, redução do carregamento de redes e possibilidade de aplicação em locais remotos, o que amenizaria custos com distribuição e transmissão de energia elétrica (AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA, 2014). O uso de cogeração em usinas sucroalcooleiras é um exemplo bem sucedido desta forma de gerenciamento e produção de energia. Este setor tem servido como uma fonte de estudo para o aprimoramento desta técnica divulgada através de diversos trabalhos técnico-científicos na literatura especializada, ajudando a difundir e expandir a sua aplicação a outros setores econômicos (BALESTIERI, 2002; DA SILVA, 2009; OCHOA et al, 2013; PASSOLONGO et al, 2010; PINTO et al, 2005; ROCHA, 2006);

O presente trabalho corresponde a uma análise de sensibilidade econômica e técnica da implantação de um sistema de cogeração numa planta piloto de produção de biodiesel, considerando a possibilidade de suprir as suas demandas térmicas e elétricas de modo a possibilitar o seu funcionamento como uma unidade autônoma se for necessário. Baseado em uma pequena planta piloto de produção de biodiesel, um cenário plausível de adequação do sistema teve a sensibilidade de seus custos estudada.

2. Materiais e Métodos

A análise de sensibilidade desenvolvida quanto ao sistema de cogeração em uma planta de biodiesel foi realizada através de um estudo de caso, utilizando-se como modelo uma usina de

biodiesel em Caetés, pertencente ao CETENE, Centro de Tecnologias Estratégicas do Nordeste.

2.1. Descrição da planta de biodiesel

O CETENE, criado em 2005, é uma unidade de pesquisa do Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação (MCTI) que possui como um de seus objetivos o desenvolvimento econômico e social da região nordeste. Seus campos de atuação envolvem estudos em biotecnologia, microeletrônica e nanotecnologia (CENTRO DE TECNOLOGIAS ESTRATÉGICAS DO NORDESTE, 2014). Na área de biotecnologia, o CETENE dispõe de uma usina experimental de biodiesel, localizada em Caetés, cidade do agreste de Pernambuco. A usina possui produção diária limitada a 1000 litros de biocombustível por dia e o biodiesel produzido é testado em motores de uma frota de ônibus da cidade de Garanhuns, PE.

A usina produz biodiesel em bateladas segundo uma reação de transesterificação em rota metílica ou etílica. Durante um dia de operação ocorrem quatro ciclos de produção de 250 litros de biodiesel. O processo de produção pode ser dividido nas etapas demonstradas na Figura 1.

A matéria-prima da usina é o óleo vegetal proveniente de culturas como o algodão e a soja. O óleo bruto pode ser tanto obtido através de fornecedores como fabricado por uma unidade esmagadora de sementes, que está em fase de instalação.

A energia elétrica da usina é comprada na rede elétrica e a energia térmica, necessária ao processo de produção de biodiesel, é fornecida por uma caldeira elétrica, que faz circular óleo mineral aquecido pelos equipamentos.

Um estudo do processo foi realizado por Veloso et al (2014). Mediante cálculo das demandas térmica e elétrica do processo da usina, escolheu-se um ponto de projeto para o sistema cogerador (Tabela 1).

Figura 1. Fabricação de biodiesel no CETENE.

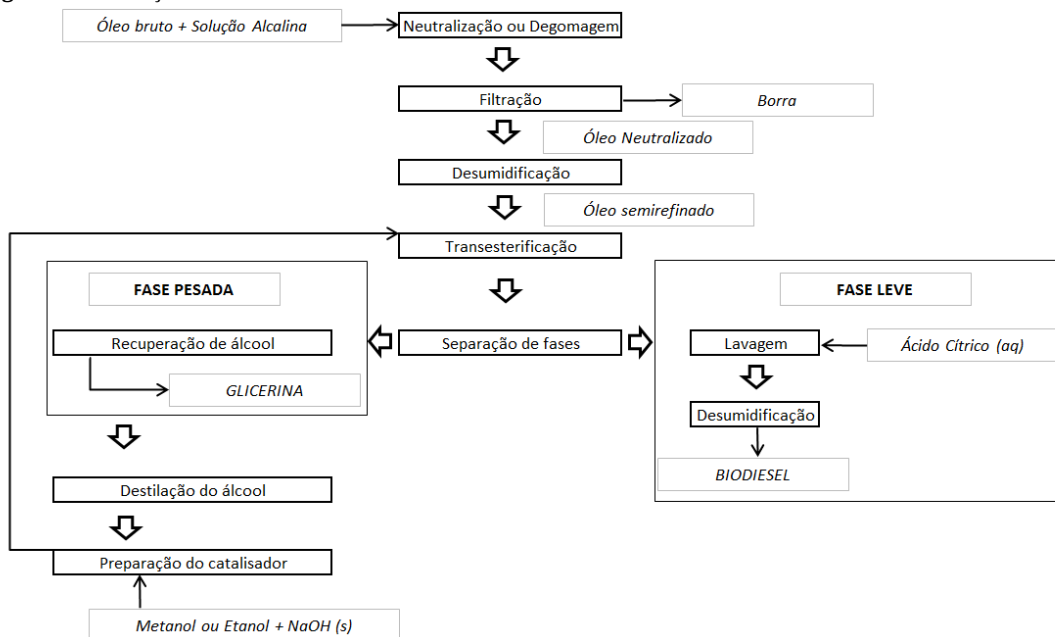


Tabela 1: Demandas elétrica e térmica para o sistema cogrador.

Demandas	Potência (kW)
Elétrica	53,05
Térmica	27

2.2. Descrição do cenário de cogeração

Segundo estudo realizado por Veloso et al (2014) o sistema de cogeração é um investimento viável segundo o cenário descrito através da Figura 2.

O cenário em questão apresenta uma mudança na produção de energia térmica. A energia produzida na caldeira é substituída pela energia térmica dos gases de exaustão do gerador, aproveitada através de um recuperador de calor.

O cenário considera que apenas um gerador é necessário para suprir as demandas da usina. Seus dados foram fornecidos pela fabricante Leon Heimer e encontram-se na Tabela 2.

Como o gerador foi projetado para trabalhar em *standby*, deve-se trabalhar com 70% da potência nominal. Os demais dados utilizados na análise financeira estão na Tabela 3.

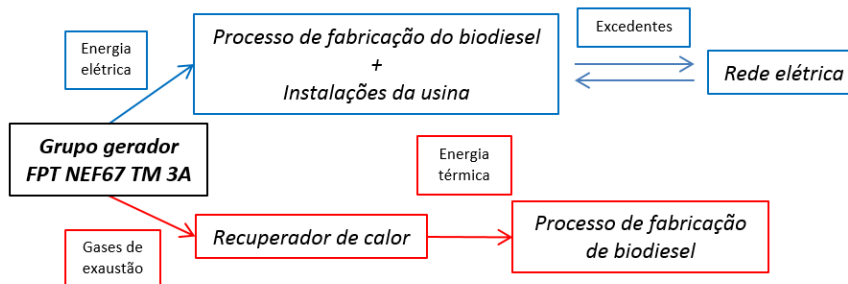
Figura 2. Cenário possível para implantar o sistema de cogeração.

Tabela 2. Dados do gerador FPT NEF67 TM 3A.

Dados	Valor	Unidade
Potência elétrica	115,5	kW
Vazão mássica de gases de exaustão	0,252	kg.s ⁻¹
Temperatura dos gases de exaustão	541	°C
Custo anual de Manutenção	5400	R\$.ano ⁻¹
Consumo de combustível	44,2	l.h ⁻¹
Custo do investimento	72600	R\$

Tabela 3. Dados fixos da análise financeira.

Dados	Valor	Unidade
Preço da eletricidade - Média ponderada das tarifas Fora de Ponta e Ponta	0.50567	R\$.kWh ⁻¹
Tempo de operação da planta anualmente	2400	h
Taxa mínima de atratividade	0.12	%
Tempo de vida útil	20	anos
Preço do combustível	2,519	R\$.l ⁻¹
Fator de valor atual (FVA)	7.47	ano
Custo do recuperador de calor	35000	R\$

Algumas observações podem ser feitas quanto aos dados da Tabela 3:

1) Segundo funcionários da usina, a tarifa elétrica paga é a convencional. Como a demanda por energia elétrica da usina é inferior a 300 kW, a tarifa de compra de energia elétrica considerada para a análise foi a convencional B do setor industrial;

2) A usina funciona oito horas por dia. Para vias de cálculo, considerou-se que a planta de biodiesel opera 300 dias no ano (descontando feriados e fins de semanas);

3) O tempo de vida útil do sistema foi assumido como vinte anos;

4) O preço do combustível adotado foi o preço do diesel S10 pelo fato que os acionadores podem ter alguma restrição quanto ao uso do biodiesel da usina. Como o preço do diesel S10 é ligeiramente superior aos valores apresentados nos leilões de biodiesel realizados pela ANP, essa hipótese não prejudica a análise para o biodiesel.

2.3. Análise Financeira

O valor presente líquido (VPL) é um parâmetro bastante usado devido a sua fácil assimilação (OCHOA et al, 2013). Como o investimento inicial é feito uma única vez e os ganhos anuais devido ao sistema de cogeração são obtidos ao longo da vida útil do sistema, se faz necessário colocá-los no mesmo período de tempo para fazer uma comparação. Nesse caso, os ganhos anuais são trazidos para o presente através do cálculo de um valor equivalente à soma dos ganhos anuais com valores corrigidos por uma taxa de juros, segundo a Equação (1).

$$VPL = -C_{inv} + \sum \frac{C_{ele} - C_{comb} - O\&M}{(1+i_m)^n} \quad (1)$$

A taxa de juros, também conhecida como taxa de atratividade, fica a critério de quem realiza o cálculo do VPL. É comum o uso de taxas de atratividade

encontradas no mercado financeiro, como Poupança, CDB, RDB, FIF, dentre outras (OCHOA et al, 2013).

A viabilidade financeira de um projeto, portanto, acontecerá quando o valor do VPL for positivo, uma vez que o valor do investimento inicial é negativo. Por outro lado, caso o VPL seja negativo, o investimento não trará retorno financeiro ao fim da vida útil do sistema.

A tarifa de compra da energia elétrica é o custo poupado pela implantação do sistema cogador. Logo a energia utilizada no cálculo deve ser a energia consumida pela usina antes da cogeração. Nesse caso é preciso considerar ambas as demandas elétrica e térmica fornecidas na Tabela 1 e multiplica-las pelo tempo de operação anual da planta para se obter a energia consumida antes da cogeração. Portanto, o cálculo do custo de eletricidade é feito através da Equação (2).

$$C_{ele} = p_{ele,cons} t_{op} W^* \quad (2)$$

O cálculo do custo do combustível consiste no valor de mercado multiplicado pelo volume total de combustível consumido durante um ano na usina. Este custo pode ser calculado segundo a Equação (3).

$$C_{comb} = p_{comb} V_{comb,ano} \quad (3)$$

Uma vez que a potência para operação é 70% da potência de standby, o consumo de combustível anual pode ser obtido através da multiplicação do tempo de operação do gerador por 70% do consumo da Tabela 2, que é o consumo para operações em standby segundo o fornecedor.

O tempo de operação do gerador, por sua vez, é diferente do tempo de operação da usina, uma vez que o cenário utiliza o sistema de compensação de energia para unidades micro e minigeradoras (Resolução Normativa 482/2012). Como o sistema foi dimensionado para produzir energia excedente, o gerador não precisa atuar integralmente. Sendo assim, o tempo de operação do gerador pode ser obtido igualando-se a energia elétrica consumida pela usina e a energia injetada pelo sistema cogador na usina ao longo de um ano como descrito na Equação (4).

$$W_e^* t_{consumo} = W_{cog}^* t_{acionador} \quad (4)$$

Como o tempo de operação do acionador mais o tempo de consumo de energia da rede elétrica é igual ao tempo de operação da usina, pode-se obter a partir da Equação (4) o tempo de operação do acionador ao longo de um ano, representado na Equação (5).

$$t_{acionador} = \frac{t_{op} W_e^*}{W_e^* + W_{cog}^*} \quad (5)$$

O custo do investimento inicial é a soma do custo da aquisição do gerador mais o custo da compra do recuperador de calor. Devido a possíveis custos adicionais, tais como instalação do gerador e dos equipamentos auxiliares, o custo de investimento inicial foi multiplicado por 1,5. Logo o custo do investimento inicial pode ser expresso segundo a Equação (6).

$$C_{inv} = 1,5(C_{inv,acionador} + C_{inv,recuperador}) \quad (6)$$

Os custos de operação e de manutenção se encontram na Tabela 2.

Utilizando as equações supracitadas e os dados das Tabelas 1 a 3, é possível realizar a análise financeira. O cálculo dos custos e do VPL se encontram resumidos na Tabela 4. A partir deles, percebe-se que a implantação da cogeração na usina de Caetés é possível.

Tabela 4: Custos e VPL do cenário.

Parâmetros	Cenário 4	Unidades
Quantidade de biodiesel utilizado anualmente	23373.49	l
Custo de eletricidade	97156.97	R\$.ano ⁻¹
Custo de combustível	58877.82	R\$.ano ⁻¹
Custo de investimento	161400.00	R\$
Custo de manutenção	5400.00	R\$.ano ⁻¹
VPL	84188.98	R\$

2.4. Análise de sensibilidade do VPL

Embora a viabilidade do empreendimento tenha sido comprovada em Veloso et al (2014), uma hipótese tomada intrinsecamente no cálculo do VPL impõe certo risco: parâmetros foram assumidos como constantes ao longo do tempo de vida útil do sistema. Em vinte anos, o preço do combustível, a tarifa elétrica, o rendimento da poupança, o preço dos equipamentos, dentre outros vão sofrer variações. Portanto é necessário analisar a sensibilidade dos parâmetros no cálculo do VPL.

Algumas abordagens foram escolhidas para realizar a análise e a discussão dos resultados. Elas se encontram descritas abaixo.

1) Abordagem nº 1: Variar os custos de eletricidade, combustível, investimento inicial e manutenção individualmente, enquanto os demais são mantidos constantes, observando os pontos em que o VPL se torna nulo. A taxa de atratividade é considerada constante.

2) Abordagem nº 2: Manipular Equações 1 a 5 para obter uma equação para o parâmetro da potência elétrica fornecida pelo sistema cogrador em função de parâmetros como a tarifa elétrica, preço do combustível, taxa de atratividade e VPL. O objetivo é observar como o sistema cogrador pode se adequar às mudanças dentro de seus limites de fornecimento de energia, os quais consistem em um mínimo, o necessário para satisfazer as demandas elétrica e térmica (80,5 kW), e um máximo, que é a potência máxima fornecida pelo gerador (115,5 kW).

3. Resultados e discussão

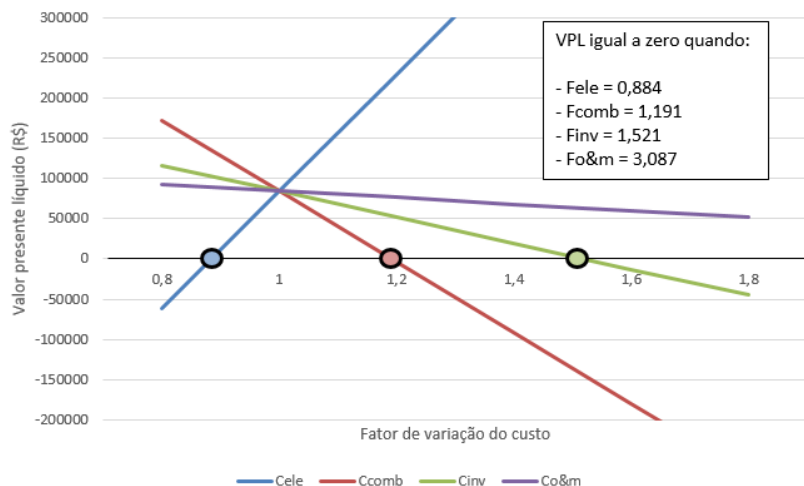
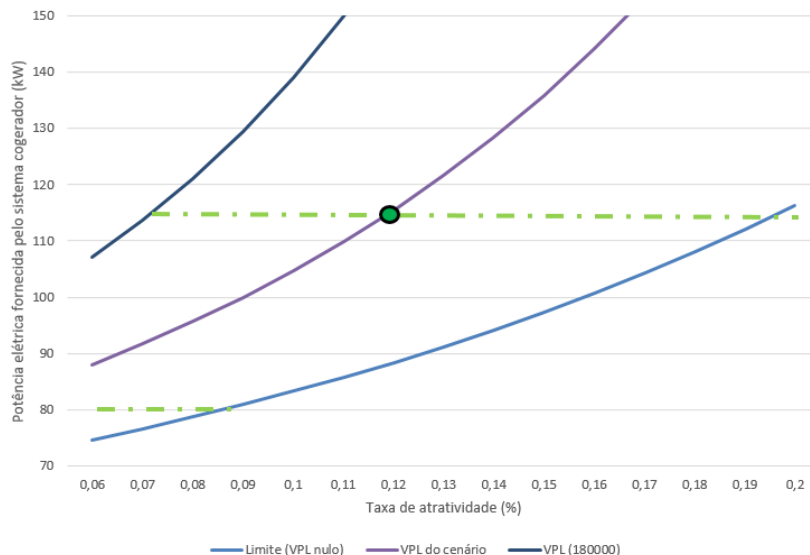
Pela abordagem nº1 é possível verificar quais parâmetros são os mais críticos no cálculo do VPL para o investimento que ainda não foi realizado. Na Figura 3 as regiões abaixo das

curvas representam VPL negativo e as regiões acima VPL positivo. Portanto, pode-se notar que o cenário em consideração é extremamente sensível a variações no custo da eletricidade e do combustível, que são as curvas que interceptam o eixo de VPL nulo mais próximo dos valores adotados pelo cenário (fator de variação de custo igual a 1).

Quando o custo de eletricidade é aproximadamente 12% menor do que o considerado no cálculo do cenário ou quando o custo de combustível sofre um aumento de 19%, o VPL do investimento se torna nulo. Mesmo não sendo tão crítico quanto os demais, o custo do investimento inicial pode se tornar crítico caso sofra aumento de cerca de 52%.

Pela abordagem nº 2, verifica-se a flexibilidade do sistema ao longo dos anos em caso de alteração das tarifas e dos juros. Para a abordagem em questão foram geradas 3 curvas, relativas ao VPL nulo, ao VPL do cenário com os parâmetros adotados na análise do cenário e ao VPL igual a R\$ 180.000,00. As regiões compreendidas entre as linhas verdes e as curvas representam os valores que podem ser tomados para o sistema cogrador. O ponto verde representa a posição do cenário em questão, localizado na fronteira da região de potências permitidas pelo fato que o sistema trabalha a máxima potência, maximizando o VPL.

A Figura 4 demonstra a região em que se pode variar a potência fornecida pelo sistema cogrador mediante variação da taxa de atratividade. O sistema é capaz de se adequar a grandes variações na taxa de atratividade, sendo capaz de resistir a um aumento de cerca 58% da taxa antes de atingir no limite inferior. Quanto menor a taxa de atratividade, maior as chances de aumentar o VPL do investimento.

Figura 3. Abordagem nº 1 – variação dos custos.**Figura 4.** Abordagem nº 2 – variação da taxa de atratividade.

Na Figura 5 observa-se a abordagem nº 2 para variações nos preços de combustíveis. Ao contrário do observado para a taxa de atratividade, a flexibilidade do sistema é menor em relação ao preço do combustível. Aumentos de 10% fazem o sistema trabalhar no limite de sua faixa de

operação. Contudo a medida que o preço cai, é possível maximizar o VPL.

A Figura 6, por sua vez, demonstra a sensibilidade do sistema a variações na tarifa elétrica. Semelhante ao comportamento observado para o preço do combustível, a flexibilidade a variações na tarifa elétrica não é

muito grande. Reduções de acima de 10% geram despesas de oportunidade para a usina. A medida que a tarifa elétrica aumenta, o investimento se torna mais valoroso.

É importante frisar que o limite superior é o mais crítico, uma vez que é o limite físico de fornecimento de potência pelo sistema cogrador. A necessidade de potências maiores exigiria compra de energia elétrica ou projeto de sistema

cogrador de maior potência. Em ambas as situações, novas análises financeiras devem ser realizadas.

As variações dos custos ao longo dos anos devem ser confrontadas com a sensibilidade do sistema. A adoção de uma potência capaz de satisfazer os gráficos acima demonstra a flexibilidade do sistema e uma alternativa para se adaptar às mudanças.

Figura 5. Abordagem nº 2 – variação do preço do combustível.

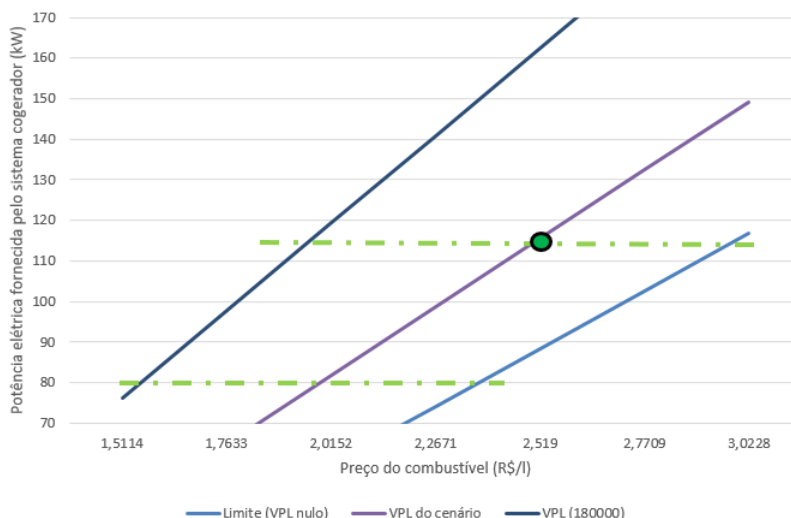
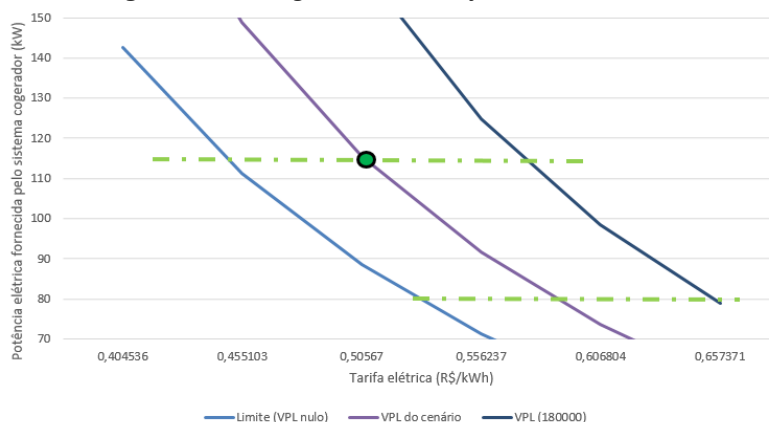


Figura 6. Abordagem nº 2 – variação da tarifa elétrica.



4. Conclusões

A partir dos dados disponíveis da usina de biodiesel de Caetés, um estudo sobre a sensibilidade da implantação do sistema de cogeração foi realizado. Tomando como base os valores de um cenário viável para a cogeração, concluiu-se que o sistema é capaz de se adaptar às mudanças dos parâmetros econômicos através da adequação da potência produzida pelo sistema de cogerador. Contudo o investimento é bastante sensível a variações dos custos relativos a eletricidade e ao combustível. Logo esse tipo de investimento necessita atenção às tendências de aumento ou redução de tarifas elétricas e de preços de combustível antes de ser realizado.

Nota: *Este trabalho foi apresentado no III Workshop Internacional de Micro-trigeração de alto desempenho: Mercado e formação de parcerias - WINTRI, 2015, Abril 9 e 10, Recife, PE"*

5. Referências

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. (2014) Micro e minigeração distribuída: sistemas de compensação de energia elétrica. Brasília.

BALESTIERI, José Antônio Perrella. (2002) Cogeração: Geração combinada de eletricidade e calor. Santa Catarina, Brasil. Ufsc.

CENTRO DE TECNOLOGIAS ESTRATÉGICAS DO NORDESTE. [ref. de 11 de abril de 2014] Disponível em Web: < <http://www.cetene.gov.br/>>.

COMPANHIA ELÉTRICA DE PERNAMBUCO. (2012) Fornecimento de

energia elétrica a edificações de uso coletivo. Pernambuco.

DA SILVA, Wilson Damatto. A cogeração de energia elétrica a partir da biomassa inserida na matriz energética brasileira. [Trabalho de conclusão de curso]. São Carlos, Escola de Engenharia São Carlos, 2009.

GHOBIADIAN, Barat; ABBASZADEH, Ahmad; OMIDKHAH, Mohammad Reza; NAJAFI, Gholamhassan. (2012) Current biodiesel production technologies: A comparative review. *Energy Conversion and Management*, v 63, p 138 - 148.

OCHOA, V. A. et al. (2013) Estudo da viabilidade econômica de um sistema de microgeração de energia elétrica e térmica para uso residencial". In: *XI Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica*.

PASSOLONGO, Rodnei et al. (2010) Avaliação termoeconômica da proposta de integração de um sistema para gaseificação da biomassa em uma usina sucroalcooleira. In: *VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*.

PENTEADO, R.A. et al. (2007) Desempenho de Motores Diesel com o Emprego de Biodiesel no Acionamento de Grupos Geradores. In: *II Congresso da Rede Brasileira de Tecnologia de Biodiesel*.

PINTO, Luiz Antonio Vaz; MONTEIRO, Ulisses Admar Barbosa Vicente; VILAMEÁ, Eduardo Marçal. (2005) Gas turbine selection in cogeneration system applied in offshore platforms. In: *18th International Congress of Mechanical Engineering*.

PORTE, Anderson Favero et al. (2010) Avaliação do uso de biodiesel de girassol em tratores agrícolas. In: *VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*.

RAHEMAN, H.; GHADGE, S.V. (2007) Performance of compression ignition engine with mahua biodiesel. *Fuel*, v 86, p 2568–2573.

RAMOS, L. P.; SILVA, F. R.; MANGRICH, A.S.; CORDEIRO, C.S. (2011) Tecnologias de produção de biodiesel. *Revista virtual de química*, v 3, p 385 - 405.

ROCHA, Felipe A. A. (2006) Análise técnico-econômica da melhoria do sistema de cogeração de uma indústria de cana-de-açúcar. In: *Rio Oil & Gas Expo and Conference*.

VELOSO, P.V.S.E; HENRIQUEZ, J.R; DE MELO, J. C. (2014) Análise do processo de cogeração em uma planta de biodiesel. In: *VII Congreso Cubano de Ingenieria Mecanica y Metalurgica*.

WILHELM, H. M. et al. (2007) Avaliação do desempenho de misturas de Biodiesel em motor do Ciclo Diesel para Aplicação em Geração de Energia Elétrica. In: *II Congresso da Rede Brasileira de Tecnologia para Produção e Uso de Biodiesel*.