



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

EDUARDO MONTENEGRO SERUR FILHO

**ANÁLISE DE DEMANDA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA E PROPOSTA DE
BOMBA DE CALOR PARA SUBSTITUIÇÃO EM UMA INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA**

Recife

2018

EDUARDO MONTENEGRO SERUR FILHO

**ANÁLISE DE DEMANDA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA E PROPOSTA DE
BOMBA DE CALOR PARA SUBSTITUIÇÃO EM UMA INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA**

Trabalho de Conclusão de curso
apresentado ao curso de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Pernambuco, como requisito para a
obtenção do Grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Jorge Recarte Henriquez Guerrero

Recife

2018

Catálogo na fonte

Bibliotecária Maria Luiza de Moura Ferreira, CRB-4 / 1469

S489a Serur Filho, Eduardo Montenegro.

Análise de demanda de aquecimento de água e proposta de bomba de calor para substituição em uma indústria alimentícia / Eduardo Montenegro Serur Filho - 2018.

53 folhas, il., tabs., abr. e sigl.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henriquez Guerrero.

TCC (Graduação) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Departamento de Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Inclui Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Gerador de água quente. 3. Bomba de calor. 4. Tempo de retorno de investimento. 5. Emissões de CO₂. I. Henriquez Guerrero, Jorge Recarte (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-469



**ATA DE SESSÃO DE DEFESA DE
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO - TCC2**

Aos onze de dezembro do ano de dois mil e dezoito, às 14:00, no bloco de salas de aula do Centro de Tecnologia e Geociências da UFPE, reuniu-se a banca examinadora para a sessão pública de defesa do Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, intitulado: *Análise de demanda de aquecimento de água e proposta de bomba de calor para substituição em uma indústria alimentícia*, elaborado pelo aluno **Edúardo Montenegro Serur Filho**, matrícula 013.526.754-47, composta pelos professores **Jorge R. Henriquez Guerrero**, **José Claudino de Lira Júnior** e **Mayse Cintia Vieira da Costa**. Após a exposição oral, o candidato foi argüido pelos componentes da banca que em seguida reuniram-se reservadamente e deliberaram pela aprovação do candidato, atribuindo-lhe a média _____ (_____), julgando-o apto à conclusão do curso de Engenharia Mecânica. Para constar, redigi a presente ata aprovada por todos os presentes, que vai assinada por mim e pelos demais membros da banca.

Prof.(a) Orientador(a): Prof. **Jorge Recarte Henriquez Guerrero** Nota:

Assinatura _____

Prof.(a)Membro: Prof. **José Claudino de Lira Júnior** Nota:

Assinatura _____

Prof.(a)/Membro: Prof. **Mayse Cintia Vieira da Costa** Nota:

Assinatura _____

Recife, 11 de dezembro de 2018

José Maria A. Barbosa
Coordenador de Trabalho de Conclusão de Curso -TCC2

EDUARDO MONTENEGRO SERUR FILHO

**ANÁLISE DE DEMANDA DE AQUECIMENTO DE ÁGUA E PROPOSTA DE
BOMBA DE CALOR PARA SUBSTITUIÇÃO EM UMA INDÚSTRIA ALIMENTÍCIA**

DEFESA PÚBLICA em

Recife, _____ de _____ de 2018.

Jorge Recarte Henriquez Guerrero (Orientador)

José Claudino de Lira Júnior (1º Examinador)

Mayse Cíntia Vieira da Costa (2º Examinador)

Orientador: Jorge Recarte Henriquez Guerrero

Recife

2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais e irmãos, pelo apoio e incentivo durante toda a minha vida acadêmica. Sem vocês eu não chegaria onde cheguei.

Ao meu orientador, Prof. Jorge Recarte Henriquez Guerrero, por todo o suporte e direcionamento, tornando possível a conclusão deste trabalho.

Aos colegas e amigos que fiz durante o curso, pelos momentos marcantes que vivemos e sempre lembraremos com muito carinho. Vocês são especiais.

Aos colegas de trabalho, que me incentivaram a realizar este trabalho e foram fundamentais no andamento.

Aos professores que se fizeram presentes na banca avaliadora deste trabalho.

Por fim, a todos que contribuíram de certa forma para a conclusão do meu curso em Engenharia Mecânica.

RESUMO

Visto que as indústrias têm sido pressionadas por entidades reguladoras de emissões, a busca por novas tecnologias tem sido incessante para as empresas reduzirem suas pegadas de carbono na atmosfera. Bombas de calor, então, se apresentam como uma alternativa aos sistemas convencionais de aquecimento e resfriamento. Numa planta alimentícia real, o sistema de aquecimento de água é composto de um queimador a gás natural, e é de extrema importância para o aquecimento do produto em tubulações encamisadas. O aquecedor de água a gás natural no sistema atual poderá ser substituído por uma bomba de calor, e para tanto foram avaliados os aspectos energético, ambiental e financeiro. Energeticamente, o equipamento escolhido possui um coeficiente de performance (COP) de aquecimento igual a 2,7. Ainda, observou-se que o tempo de retorno do projeto é de aproximadamente 2 anos e 9 meses e a redução nas emissões de gás carbônico chega a cerca de 89%, caracterizando então o investimento como viável.

Palavras-chave: Gerador de água quente. Bomba de calor. Tempo de retorno de investimento. Emissões de CO₂.

ABSTRACT

Knowing that the industry sector is pressured by emission regulatory entities, the search for new technologies has been ceaseless for companies to reduce their carbon footprint in the atmosphere. Hence, heat pumps appear as an alternative to conventional heating and cooling systems. In a real food production plant, the current heating system consists of a natural gas water heater, which is responsible for heating the product inside the pipes, an extremely important task. The natural gas heater can be replaced by a heat pump system and to support that, analysis in the fields of energy, financial and environmental were made. Energetically, the chosen heat pump showed a coefficient of performance (COP) equal to 2,7. Moreover, it was observed that the payback time is approximately 2 years and 9 months and the CO₂ emissions were reduced by a factor of 89%, which states that the investment is feasible and, on top of that, economically beneficial.

Keywords: Natural gas heater. Heat pump. Payback time. CO₂ emissions.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Gráfico do consumo energético global em 2013	19
Figura 2 - Princípio de funcionamento de uma bomba de calor	22
Figura 3 - Ciclo termodinâmico do sistema da bomba de calor	23
Figura 4 - Aquecedor Arauterm CAD-HPS 1000	29
Figura 5 - Sistema de aquecimento atual simplificado	30
Figura 6 - Volume de controle escolhido para o cálculo da energia útil.....	34
Figura 7 - Sistema proposto com a bomba de calor	36
Figura 8 - Diagrama esquemático do ciclo de uma bomba de calor	38
Figura 9 - Bomba de calor Oilon ChillHeat P380	40
Figura 10 - Total de emissões de CO ₂ antes e depois da bomba de calor	42
Figura 11 - Consumo de gás natural durante o 1º semestre do ano de 2018	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Consumo de gás natural nos países americanos	19
Tabela 2 - Tipos de refrigerantes e seus potenciais de aquecimento global	25
Tabela 3 - Composição do gás natural queimado na caldeira	31
Tabela 4 - Entalpias de formação das substâncias envolvidas na combustão	32
Tabela 5 - Catálogo do Chiller Trane série R.....	37
Tabela 6 - Catálogo de bombas de calor Oilon.....	39
Tabela 7 - Especificações da bomba de calor	40
Tabela 8 - Estimativa de custos da bomba de calor e seus adicionais	44
Tabela 9 - Planilha de avaliação financeira	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EE – eficiência energética;

COP – coeficiente de performance;

TIR – tempo de retorno de investimento;

VPL – valor presente líquido;

GWP – global warming potential;

PCI – poder calorífico inferior;

PCS – poder calorífico superior

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	OBJETIVOS	12
1.1.1	Geral	12
1.1.2	Específicos	12
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
3.1	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	17
3.2	GÁS NATURAL	18
3.3	CALDEIRAS	20
3.3.1	Caldeiras aquotubulares	21
3.3.2	Caldeiras flamotubulares	21
3.4	BOMBAS DE CALOR	22
3.4.1	Princípio de funcionamento	22
3.4.2	Refrigerantes	24
3.4.3	Vantagens	26
4	METODOLOGIA	28
5	DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS	29
5.3	AVALIAÇÃO ENERGÉTICA	30
5.3.1	Funcionamento do sistema atual	30
5.3.2	Queima do gás natural no aquecedor	31
5.3.3	Determinação do poder calorífico	31
5.3.4	Determinação da eficiência do aquecedor	33
5.4	BOMBA DE CALOR	35
5.4.1	Proposta de aplicação	35
5.4.2	Avaliação de desempenho das bombas de calor	37
5.4.3	Dimensionamento e seleção da bomba de calor	39
5.5	AVALIAÇÃO AMBIENTAL	41
5.6	AVALIAÇÃO FINANCEIRA	43
6	CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	48
6.3	CONCLUSÃO	48

6.4	TRABALHOS FUTUROS	49
	REFERÊNCIAS.....	50

1 INTRODUÇÃO

O setor industrial sempre foi movido pela capacidade produtiva, independentemente da área. Seja indústria de base, automotiva, alimentícia, bens de consumo etc., todas estas se comprometem a entregar o máximo possível para satisfazer as necessidades e vontades do mercado consumidor.

Com o passar dos anos, essa intensa atividade fabril – entre outros fatores – causou sérios impactos ambientais e, portanto, a indústria vem se reinventando para que possa continuar produzindo os mesmos volumes, porém com efeitos menos prejudiciais ao meio ambiente. É a partir desta problemática que surge o tema abordado neste trabalho.

Certamente as máquinas utilizadas nas linhas de produção industriais emitem gases direta e indiretamente, tais como fornos – que queimam gás para funcionar plenamente – e demais equipamentos, que são alimentados por energia elétrica. Esta energia elétrica pode ter sido gerada por fontes renováveis - o que significaria zero emissões associadas – ou não renováveis, resultando em emissões de gases para cada unidade de energia produzida.

Numa indústria real do ramo alimentício, de nome ocultado por determinação do setor de *Compliance*, o sistema de aquecimento de água como um todo, através da combustão de gás natural em um gerador de água quente, emite gases poluentes na atmosfera. O presente projeto consiste em avaliar a alteração deste sistema para um mais eficiente energeticamente e mais aceitável do ponto de vista ambiental.

Estudos realizados em 2010 mostram que a aplicação de bombas de calor no setor de alimentos e bebidas em 11 países poderia reduzir as emissões de CO₂ em 40 milhões de toneladas a cada ano (HPTCJ, 2010). Visto que bombas de calor são equipamentos que podem trazer tais melhorias, o presente estudo visa pesquisar e analisar sistemas alternativos para substituir o atual sistema de aquecimento d'água de uma indústria alimentícia real por um que inclua a tecnologia deste equipamento.

No sistema estudado, a água aquecida não participa diretamente do processo industrial em si, mas é utilizada – entre outras funções – para aquecimento do produto que flui em tubulações encamisadas. Caso o sistema pare de funcionar e a água esfrie, o produto poderá cristalizar dentro das tubulações, ocasionando complicações financeiras para a empresa, pois as linhas de produção teriam de ser paradas até que as tubulações fossem lavadas internamente. Outro aspecto positivo dos sistemas que utilizam bombas de calor é que as mesmas dependem apenas de eletricidade para funcionar e, portanto, poderiam ser ligadas a um gerador em caso de pane elétrica (GAGNEJA, 2016). Assim, elimina-se o perigo de as tubulações por onde passam o produto serem bloqueadas.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Geral

Este projeto visa estudar a viabilidade do uso de bomba de calor em substituição do sistema convencional atual para uso posterior em encamisamento de tubulações. A avaliação da substituição do sistema deverá contemplar os âmbitos energético, ambiental e financeiro.

1.1.2 Específicos

- Realizar um diagnóstico do sistema térmico atual, levantando a demanda térmica que o mesmo deverá atender. Para isso, serão calculados dados como: consumo de combustível queimado no aquecedor, as respectivas emissões de gases, eficiência do aquecedor, etc.;
- Pesquisar e analisar a implementação de uma bomba de calor para substituição parcial ou total do sistema atual;
- Analisar a viabilidade financeira, ambiental e energética da solução proposta e comparar com o atual sistema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Equipamentos como bomba de calor não são o único protagonista no cenário tecnológico renovável. Há, também, a produção térmica através da energia solar. Em virtude das metas sustentáveis estabelecidas por governos, corporações e organizações globais, o setor industrial se vê dividido entre estas duas tecnologias.

Meyers, Schmitt e Vajen (2018) iniciaram então a elaboração de uma metodologia robusta para determinar qual das tecnologias oferece o melhor custo-benefício a depender da aplicação. Não bastasse apenas a criação da metodologia, os pesquisadores conduziram um estudo de caso em 3 cidades da Europa: Estocolmo (Suécia), Sevilha (Espanha) e Wurtzburgo (Alemanha).

As cidades, como esperado, possuem diferentes temperaturas, irradiação solar e preço de eletricidade. Um dos resultados, considerando o tempo de operação dos sistemas como “médio” (em torno de 2000h por ano), concluiu que a bomba de calor é mais apropriada em Estocolmo e Wurtzburgo enquanto que em Sevilha os sistemas de aquecimento solares são mais benéficos (MEYERS; SCHMITT; VAJEN, 2018).

No entanto, vale salientar que a metodologia desenvolvida é dependente dos parâmetros de entrada de cada região e setor. A intenção dos pesquisadores foi de iniciar um trabalho que facilitasse a escolha entre os dois sistemas. Vê-se, então, que a academia caminha a passos largos, fornecendo a base teórica para a indústria implementar tecnologias inovadoras que causem menos impactos ambientais ao planeta.

Em países como a China, o qual a população ultrapassa 1 bilhão de habitantes e a economia cresce vertiginosamente, a preocupação com a poluição do ar aumenta a cada ano, o que impulsiona a busca por meios de produção energética eficientes e menos poluentes. Lá, sistemas convencionais de aquecimento como caldeiras a carvão são comumente utilizados nas indústrias e por consequência há uma grande quantidade de material particulado em suspensão na região.

Bombas de calor com CO₂ como refrigerante foram avaliadas para substituição do sistema de aquecimento chinês como um todo através de modelos matemáticos. Considerando um ciclo de vida de 15 anos para a bomba de calor, a substituição de aquecedores a carvão e gás natural é economicamente viável, pois os custos totais foram reduzidos, respectivamente, em 120% e 26% (LIU; LI; DAI, 2017).

Ambientalmente, a performance de aquecedores a gás natural na China apresentou resultados ligeiramente superiores aos da bomba de calor, porém o país possui problemas na distribuição do combustível, o que dificulta a aplicação em larga escala. Já em relação aos aquecedores a carvão, a bomba de calor modelada por Liu, Li e Dai (2017) mostrou uma redução de aproximadamente 80% nas emissões de gás carbônico.

Desconsiderando o consumo energético industrial e observando o consumo de prédios comerciais e residenciais, aproximadamente 80% da demanda energética destes estabelecimentos se resume à energia térmica (WU et al.,2018). Para tal, as chamadas *Ground Source Heat Pumps* (GSHP), ou bombas de calor geotérmicas, são equipamentos confiáveis e de fácil instalação, visto que não exigem uma área grande para instalação, tornando-os ideais para tal aplicação.

As investigações de Wu et al. (2018) na aplicação de bombas de calor geotérmicas para aquecimento em prédios comerciais e residenciais concluíram que existe um potencial imenso para crescimento no setor. Considerando ainda que há maneiras de melhorar a eficiência na extração geotérmica, a eficiência do sistema como um todo pode ser incrementada.

Ademais, bombas de calor geotérmicas possuem uma variedade de usos nestes casos, como aquecimento e resfriamento de ambientes e aquecimento de água para prédios (WU et al.,2018).

Levantamentos realizados por Averfalk et al. (2017) mostram uma enorme quantidade de bombas de calor instaladas na Suécia ainda nos anos 1980 para calefação urbana. Ao todo, 1527 MW de capacidade de aquecimento foram instalados e cerca de 80% desta potência continua a ser fornecida pelas bombas

de calor, o que demonstra que o equipamento possui uma excelente resistência e sua performance foi pouco alterada ao longo dos mais de 30 anos de operação.

Bombas de calor também podem ser empregadas como secadores no setor alimentício e agrícola. O processo de secagem é particularmente importante para preservar estes produtos, reduzindo a umidade a fim de permitir um armazenamento seguro por um longo período de tempo. Diversos estudos foram conduzidos, como por exemplo a aplicação de bombas de calor no processo de secagem do gengibre (CHAPCHAIMOH et al., 2016), comprovando a versatilidade do equipamento.

Fora do cenário industrial, bombas de calor também podem ser utilizadas no setor de veículos elétricos. Uma vez que estes veículos não queimam combustível, não há uma fonte de calor eficiente que possa ser utilizada para aquecer o interior do automóvel durante o inverno. Em virtude desta problemática, Liu et al. (2018) propuseram a implementação de uma bomba de calor com propano como fluido refrigerante, tomando como justificativa suas excelentes propriedades termo físicas e as limitações que outros refrigerantes como R-134a e CO₂ apresentaram em estudos anteriores.

O estudo, pioneiro na aplicação do propano para climas frios, propôs a comparação experimental entre o combustível anteriormente citado e um sistema de bomba de calor com CO₂ como fluido de trabalho. Como resultado, o sistema operando com propano apresentou o melhor custo-benefício para a aplicação desejada, embora outros fluidos tenham se mostrado eficientes em baixas temperaturas extremas. No entanto, devido a sua inflamabilidade, algumas precauções deverão ser tomadas no futuro para que a aplicação de bombas de calor com propano como ar condicionado automotivo possa ser difundida no mercado (LIU et al., 2018).

Wang et al. (2018) decidiram então avaliar a performance de bombas de calor com o refrigerante CO₂ como ar condicionado em veículos elétricos a temperaturas extremas abaixo de zero e concluíram que, a -20°C, o sistema funciona de forma eficiente, mantendo os passageiros confortáveis na cabine. Indicam, ainda, que o sistema apresenta valores de capacidade de aquecimento

e COP muito maiores do que bombas de calor operando nas mesmas condições com refrigerantes convencionais.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Desde que os processos industriais foram aprimorados, entre os séculos XVIII e XIX, durante a primeira Revolução Industrial, os países mais desenvolvidos travam uma busca incessante pela eficiência energética, um objetivo ligado à competitividade industrial, comercial, além dos benefícios ambientais (PATTERSON, 1996).

No setor industrial, a eficiência energética de um processo produtivo pode ser simplesmente - salvaguardando a complexidade de mensurar as respectivas energias - descrita por, segundo Patterson (1996):

$$EE = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia fornecida}} \quad (2.1)$$

Como em maior parte das indústrias, a energia elétrica fornecida é proveniente de fontes não renováveis, a busca pela eficiência energética tem um peso ainda maior no âmbito de emissões de gases poluentes. Entidades regulatórias atualmente fazem constantes inspeções e auditorias nas fábricas de todo o mundo e, por isso, atingir zero emissões se torna cada vez mais importante para a sobrevivência das indústrias.

Os ganhos financeiros de uma empresa, quando se trata de investimentos em eficiência energética, são gerados pela economia de energia e não pela capacidade produtiva em si, o que de fato gera receita a uma companhia. Porém, para tornar reais os investimentos em eficiência energética, os tomadores de decisão – i.e. executivos e gestores – muitas vezes só os aprovam quando o tempo de retorno (*payback*) é curto.

Em 2013, foi realizado um estudo em uma empresa do ramo metal-mecânico avaliando as metodologias associadas a investimentos em eficiência energética e os riscos associados. Uma de suas premissas é que os investidores não costumam investir em projetos de eficiência energética devido ao fato de

não estarem familiarizados com modelos quantitativos de análise de risco. Os modelos quantitativos utilizados pelos autores são provenientes de técnicas existentes de profissionais do setor financeiro, tais como a simulação de Monte Carlo, considerada por muitos a mais poderosa para calcular o valor do risco. Aplicando esta simulação foi possível observar uma redução de até 60% no consumo de energia não associado à produção da planta industrial em questão (ARAGON et al., 2013).

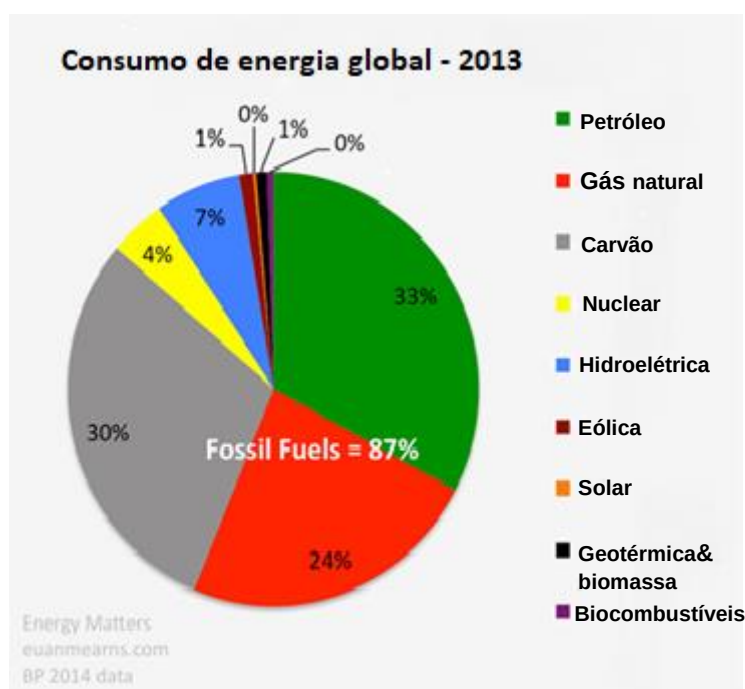
Conclui-se, portanto, que investimentos em eficiência energética são de extrema importância para as indústrias, visto que atualmente entidades reguladoras pressionam o setor industrial para aumentar sua eficiência energética. Para ser assertivo, no entanto, os executivos e gestores destas companhias devem se certificar que uma correta análise de engenharia proporcionará informações confiáveis para as avaliações financeira e de risco (ARAGON et al., 2013).

3.2 GÁS NATURAL

É comum classificar os combustíveis como fósseis e renováveis. Os primeiros são aqueles que basicamente se originaram de animais, vegetais e micro-organismos fossilizados, ao passo que os renováveis têm origem biológica e são normalmente chamados de biocombustíveis. E, como são fontes de energia renováveis, causam significativamente menos emissões de gases causadores do efeito estufa quando queimados.

Por ser predominantemente constituído de metano (CH_4), o gás natural é um combustível fóssil que possui menos impacto ambiental em comparação com as demais fontes fósseis quando submetidos ao processo de combustão (MOREIRA, 2012). Devido a sua versatilidade de utilização, ausência de impurezas e elevado rendimento térmico quando queimado, o gás natural se tornou uma das fontes energéticas mais utilizadas do mundo, somente atrás do Petróleo e Carvão, conforme demonstra a Figura 1.

Figura 1 - Gráfico do consumo energético global em 2013



Fonte: BP Data (2014). Adaptado pelo autor

Segundo relatório anual da BP - uma das maiores companhias do ramo de energia, com foco em petróleo e gás - o consumo brasileiro de GN no ano de 2017, em bilhões de metros cúbicos, representou cerca de 21% do consumo total das Américas Central e do Sul. Além disso, o estudo mostra que o crescimento no período de 2006 a 2016 foi de 78%. Observa-se na Tabela 1 que no mesmo período houve um aumento no consumo mundial de gás natural de aproximadamente 24%, o que reforça a imensa aplicabilidade do gás natural em diversas atividades na civilização humana.

Tabela 1 - Consumo de gás natural nos países americanos

Billion cubic metres	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
US	614.4	654.2	659.1	648.7	682.1	693.1	723.2	740.6	753.0	773.2	778.6
Canada	96.9	96.2	96.1	94.9	95.0	100.9	100.2	103.9	104.2	102.5	99.9
Mexico	66.6	63.4	66.3	72.2	72.5	76.6	79.9	83.3	86.8	87.1	89.5
Total North America	778.0	813.8	821.5	815.9	849.6	870.6	903.3	927.8	944.1	962.8	968.0
Argentina	41.8	43.9	44.4	42.1	43.3	45.1	46.7	46.7	47.2	48.2	49.6
Brazil	20.6	21.2	24.9	20.1	26.8	26.7	31.7	37.3	39.5	41.7	36.6
Chile	7.2	4.3	2.4	2.4	4.9	5.0	4.6	4.6	3.8	4.1	4.5
Colombia	7.0	7.4	7.6	8.7	9.1	8.8	9.8	10.0	10.9	10.7	10.6
Ecuador	0.4	0.5	0.4	0.5	0.5	0.4	0.6	0.6	0.7	0.6	0.6
Peru	1.8	2.7	3.4	3.5	4.9	5.5	6.2	6.0	6.8	7.2	7.9
Trinidad & Tobago	21.2	21.9	21.3	22.2	23.2	23.3	22.2	22.4	22.0	21.5	19.1
Venezuela	31.5	36.2	34.3	32.3	32.2	29.7	31.4	30.5	30.7	34.5	35.6
Other S. & Cent. America	4.0	4.5	4.8	5.0	5.3	5.9	6.5	7.0	7.3	7.3	7.4
Total S. & Cent. America	135.5	142.6	143.4	136.7	150.2	150.5	159.6	165.2	168.9	175.8	171.9
Total World	2850.6	2967.3	3044.9	2965.9	3187.6	3245.9	3323.1	3383.8	3400.8	3480.1	3542.9

Fonte: BP Statistical Review of World Energy, 2017. Adaptado pelo autor

Mesmo com as diversas vantagens que o gás natural oferece, as entidades regulatórias ainda pressionam as indústrias para que as mesmas reduzam seus níveis de emissão de gases na atmosfera, buscando assim uma melhor eficiência energética de suas instalações como um todo.

3.3 CALDEIRAS

Após a Revolução Industrial, os processos produtivos se aprimoraram e, com isso, houve aumento da necessidade de equipamentos apropriados e eficientes para a indústria. A grande maioria dos produtos consumidos atualmente passa por processos de aquecimento em algum estágio, por isso as caldeiras se tornaram equipamentos extremamente úteis para este fim.

As caldeiras geram e têm a capacidade de acumular vapor, submetendo uma fonte de energia – um combustível, por exemplo - ao processo de combustão.

Dessa forma, o combustível se mistura com o ar, entra na câmara e sofre a combustão, gerando vapor ou aquecendo diretamente o produto. A medida da eficiência de uma caldeira é dada por:

$$\eta_{caldeira} = \frac{Q_p}{Q_c} \quad (2.2)$$

Onde:

Q_p é o calor absorvido pelo produto;

Q_c é o calor total fornecido pela combustão.

Esse é o conceito geral de uma caldeira, porém há diversas maneiras de classificar uma caldeira. De acordo com Marques (2006), no entanto, as caldeiras se classificam em dois grupos principais: **aquotubulares** e **flamotubulares**.

3.3.1 Caldeiras aquotubulares

Como o nome sugere, as caldeiras aquotubulares são aquelas em que a água flui por dentro dos tubos, de maneira que a combustão ocorre por fora e os gases quentes aquecem a água na tubulação.

Neste tipo de caldeira é possível atingir altas pressões e temperaturas, uma vez que sua partida é rápida devido à pequena quantidade de água e, portanto, ocupam pouco espaço. No entanto, são equipamentos de alto custo que exigem operadores qualificados aliados a um eficiente tratamento d'água. Além disso, é mais comum encontrar caldeiras aquotubulares que operam melhor com combustíveis sólidos do que líquidos e gasosos (MARQUES, 2006).

3.3.2 Caldeiras flamotubulares

As caldeiras flamotubulares, no entanto, se caracterizam por realizarem a queima do combustível dentro dos tubos, enquanto que a água se encontra na parte externa dos tubos. Assim, o vapor d'água é gerado pela transferência de calor dos gases quentes da combustão, por convecção e condução através da superfície metálica dos tubos (MARQUES, 2006).

Entre as vantagens das caldeiras flamotubulares estão, entre outras:

- Facilidade de operação e manutenção;
- Grande variedade de fabricantes, resultando em menor custo quando comparadas às aquotubulares;
- Construção relativamente mais simples que as aquotubulares;

O sistema de aquecimento atual da indústria alimentícia analisada neste projeto possui caldeiras flamotubulares para aquecimento d'água. Portanto, serão mostrados mais à frente o ganho de eficiência energética e de emissão de gases que a substituição deste equipamento trará para a companhia.

3.4 BOMBAS DE CALOR

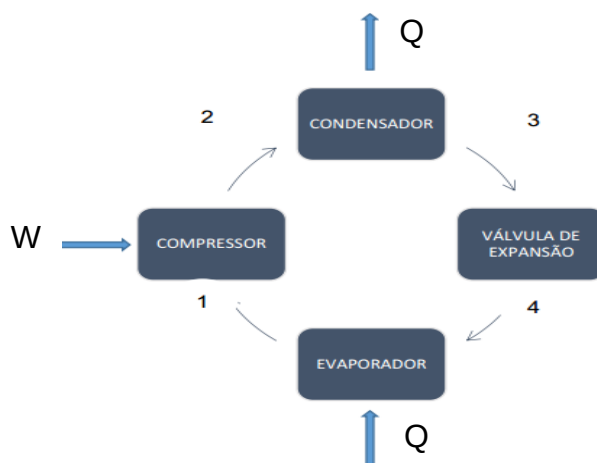
Com o auxílio de uma fonte de eletricidade, as bombas de calor são sistemas capazes de bombear calor de uma fonte fria para uma fonte quente. Portanto, são equipamentos projetados para transferir calor no sentido oposto ao do fluxo convencional de energia conforme prevê a 2ª Lei da Termodinâmica. As aplicações das bombas de calor são encontradas em diversos segmentos do mercado e da indústria, com a versatilidade de aquecer e resfriar. No mercado, as bombas podem ser encontradas em residências, para aquecimento de interiores, ou em sistemas de refrigeração de hotéis, por exemplo. Indústrias dos segmentos farmacêutico, automotivo, alimentício, etc. também usufruem da tecnologia das bombas para aumentar sua eficiência energética, reduzindo custos operacionais e emissões de gases (GAGNEJA, 2016).

3.4.1 Princípio de funcionamento

O funcionamento deste equipamento possui grandes semelhanças com os sistemas de refrigeração, sendo baseado no ciclo de compressão de vapor, mostrado nas Figuras 2 e 3.

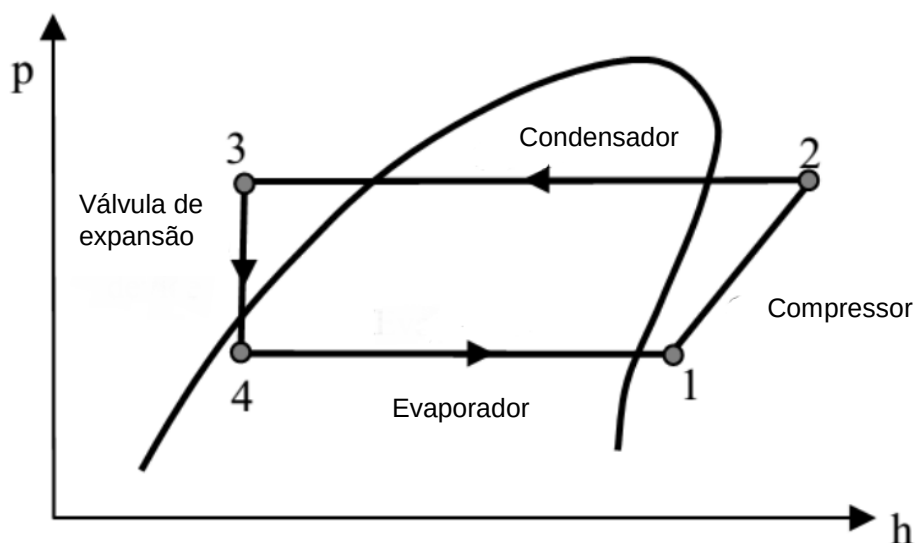
As setas da Figura 2 indicam o sentido de transferência de energia. Nos casos de evaporador e condensador, a forma de energia é a taxa de transferência de calor. Já no caso do compressor, é a potência elétrica fornecida ao ciclo.

Figura 2 - Princípio de funcionamento de uma bomba de calor



Fonte: O autor, 2018.

Figura 3 - Ciclo termodinâmico do sistema da bomba de calor



Fonte: GOMAA, 2015. Adaptado pelo autor

A sequência de funcionamento, baseada na Figura 3, se dá por:

- O refrigerante entra pelo evaporador e sofre mudança de fase de líquido para vapor;
- Processo 1 - 2: ocorre compressão adiabática do refrigerante que deixa o evaporador até que se atinja pressão e temperatura altas, passando de líquido-vapor para vapor saturado;
- Processo 2 - 3: condensação do refrigerante que deixa o compressor, mudando de vapor saturado para líquido saturado;
- Processo 3 - 4: o refrigerante é submetido a uma expansão na válvula de expansão até que atinja a pressão do evaporador. O resultado é uma mistura líquido-vapor. Este processo pode ser modelado como uma expansão isoentálpica, ou seja, as entalpias dos dois estados são iguais;
- Processo 4 - 1: ocorre troca de calor na qual o líquido da mistura líquido-vapor evapora e o ciclo se repete.

A partir do balanço de energia em cada uma das etapas, é possível obter o coeficiente de desempenho do sistema (COP), conforme demonstrado por Moran et al. (2013):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (2.3)$$

Assim, basta saber o estado do fluido refrigerante (pressão e temperatura) em cada uma das 4 etapas do ciclo para que se possa determinar com precisão o coeficiente de desempenho de uma bomba de calor.

3.4.2 Refrigerantes

A seleção do refrigerante geralmente se baseia em:

- Impacto ambiental;
- Capacidade de aquecimento (ou desempenho);
- Segurança (leva em conta riscos associados).

A escolha do refrigerante não só se baseia nestes três fatores apontados acima, como também na compatibilidade de relação entre pressão e temperatura de uma determinada aplicação da bomba de calor. Outros fatores importantes que devem ser levados em consideração para a escolha do fluido refrigerante são custo, estabilidade química e corrosão, tal como o tipo de compressor que será utilizado.

Os clorofluorcarbonos (CFC's) e hidroclorofluocarbonos (HCFC's) são refrigerantes sintéticos, mais conhecidos como "freon", que começaram a ser produzidos nos anos 1930 devido ao risco de acidentes relacionados a inflamabilidade e toxicidade com outros refrigerantes da época. Em 1987, no entanto, foi proibida no Protocolo de Montreal a produção de alguns refrigerantes que contêm cloro em sua estrutura molecular e passou-se a desenvolver um novo tipo de refrigerante sem cloro: os HFC's, ou hidrofluocarbonos (MORAN et al., 2013).

Tabela 2 - Tipos de refrigerantes e seus potenciais de aquecimento global

Refrigerante	Tipo	GWP aproximado
R-12	CFC	10900
R-114	CFC	10000
R-22	HCFC	1810
R-134a	HFC	1430
R-744 (dióxido de carbono)	Natural	1
R-717 (amônia)	Natural	0

Fonte: MORAN et al., 2013. Adaptado pelo autor

Como é possível visualizar na Tabela 2, os potenciais de aquecimento global (*Global Warming Potential*) dos refrigerantes naturais (R-744 e R-717) são incrivelmente baixos quando comparados aos sintéticos.

A amônia é um dos refrigerantes mais adequados para aplicações industriais de aquecimento até 90°C. O refrigerante possui alta eficiência e nenhuma emissão de gases causadores do efeito estufa, porém é um fluido inflamável e tóxico. O dióxido de carbono também é um refrigerante natural que, quando misturado com éter dimetil, possui um COP cerca de 8% maior que o R-22, conforme estudado por Fan et al. (2013) em aplicações de aquecimento de interiores. O estudo ainda diz que, em caso de refrigeração - que é a aplicação mais utilizada do refrigerante - a mistura tem um ganho de eficiência de quase 18% em relação ao R-22.

Alguns hidrocarbonetos também podem ser utilizados como refrigerantes, porém há uma preocupação com o risco de inflamabilidade, o que limita suas aplicações no mercado a grandes instalações industriais, que necessitam de um profissional qualificado para operar com segurança estes sistemas.

Com a finalidade de desenvolver bombas de calor que atinjam temperaturas entre 120 e 130°C, para aumentar a eficiência energética nas indústrias, Chamoun et al. (2013) optaram por utilizar água como fluido refrigerante. A justificativa da escolha se baseia em estudos anteriores que comparam água e outros refrigerantes, assim como nas características da água como fluido, tais como GWP menor que 1, não inflamável, não tóxico e

quimicamente inerte. Além disso, as propriedades termodinâmicas da água se adequam à aplicação desejada pelo estudo.

Apesar das vantagens da água como fluido refrigerante, o estudo cita dificuldades técnicas que podem pôr em xeque a viabilidade do sistema, sendo o maior obstáculo associado ao compressor.

A solução encontrada foi o desenvolvimento um compressor de parafuso duplo, proporcionando ao compressor atender a todos os requisitos para a aplicação com água a alta temperatura. Após modelagem e simulação, os pesquisadores encontraram que, durante a fase de partida do sistema, há basicamente ar.

Através de um dispositivo que remove gradualmente o ar, a bomba de calor atinge uma eficiência maior, provando assim que é possível desenvolver um sistema que opere com água e seja mais eficiente que os sistemas de bomba de calor convencionais, ainda que a um custo bem maior (CHAMOUN et al., 2012).

3.4.3 Vantagens

A principal vantagem das bombas de calor é a eficiência de conversão de energia em calor e a versatilidade de atuar como aquecedor ou refrigerador. Outros pontos positivos de sua aplicação são a baixa periodicidade de manutenção, baixo risco de acidentes e o fato de não poluírem o meio ambiente com a queima de combustíveis fósseis (GAGNEJA, 2016). No cenário atual das indústrias, em que muitas já estão começando a tratar a própria poluição como um custo, via precificação do carbono, a aplicação de um sistema de aquecimento que possua bombas de calor é de extrema importância para que se atinja cada vez menos emissões de gases poluentes na atmosfera.

A tecnologia da bomba de calor, que possibilita resfriamento e aquecimento do fluido ou de ambientes simultaneamente, permite que sistemas de resfriamento também sejam substituídos, não se limitando apenas a aquecimento. Este fato traz consigo duas claras vantagens de sua aplicação:

custo e espaço, pois não será necessário investir em sistemas independentes de aquecimento e resfriamento.

4 METODOLOGIA

Na planta industrial alimentícia, foco de estudo neste trabalho, a demanda por energia térmica ocorre em determinados equipamentos e etapas do processo de fabricação dos alimentos, como por exemplo fornos, aquecedores, trocadores de calor, moinhos, tanques misturadores, climatizadores, túneis de resfriamento, tubulações, etc. No caso específico do sistema de aquecimento que é abordado ao longo do estudo, há diversos subsistemas que realizam o trabalho de aquecer água e transportá-la para a linha de produção.

Ao chegar na linha de produção, a água aquecida não faz parte do processo em si, mas é utilizada para aquecimento de tubulações encamisadas. Como citado anteriormente, pelo interior destas tubulações flui uma massa que posteriormente será utilizada no processo produtivo. Esta massa deverá ser mantida a uma temperatura de aproximadamente 45°C em todo o circuito de transporte e, por riscos de qualidade, não poderá de maneira alguma entrar em contato com a água aquecida.

A água é inicialmente aquecida por uma caldeira flamotubular, que realiza uma troca térmica com um trocador de calor e posteriormente é transportada por meio de bombas para as tubulações encamisadas, na área de produção.

O trabalho consistiu em investigar a substituição desta caldeira, que realiza aquecimento de um certo volume de água, por um sistema mais eficiente e menos poluente como o da bomba de calor.

A fim de selecionar a bomba de calor mais apropriada para o sistema avaliado, foram levantados dados *in loco* do atual sistema para que a demanda térmica fosse conhecida. Além disso, foi possível também avaliar a quantidade de gás carbônico (CO₂) emitido pela caldeira flamotubular. Os diagnósticos energético e ambiental abriram caminho para que a avaliação financeira pudesse ser feita, crucial para a viabilidade do projeto.

5 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS

O estudo em questão se propõe a analisar e quantificar os ganhos provenientes de uma instalação de bomba de calor na central de utilidades de uma indústria alimentícia real, localizada no estado de Pernambuco. Para tal, foram estudadas as condições do sistema atual, que realiza o aquecimento de água por meio de um gerador de água quente do fabricante *Arauterm*, mostrado na Figura 4, cujas características são:

- **Modelo:** CAD-HPS 1000
- **Capacidade:** 1.000.000 kcal/h
- **Pressão de projeto:** 6 kgf/cm²
- **Temperatura máxima da água:** 130°C
- **Consumo máximo de gás natural:** 129,2 m³/h
- **Dimensões:** 1.700 x 3.860 x 2.000 (largura x comprimento x altura)
- **Peso:** 3.200 kg

Figura 4 - Aquecedor Arauterm CAD-HPS 1000



Fonte: Arauterm, 2018.

Como mostrado na Figura 2, a bomba de calor também possui o lado frio. Na aplicação estudada neste trabalho, um Chiller também poderá ser parcialmente substituído.

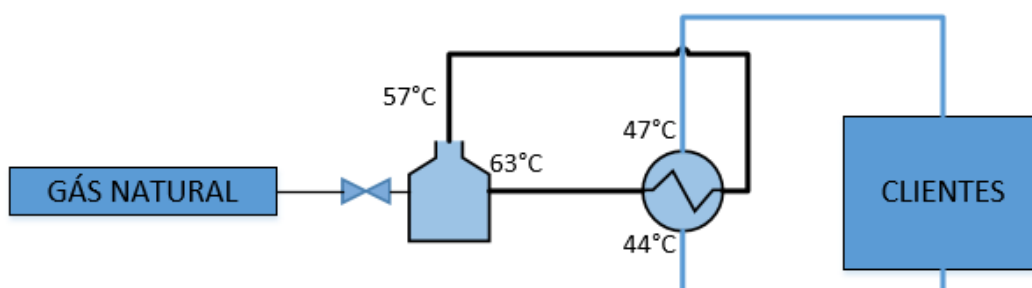
5.1 AVALIAÇÃO ENERGÉTICA

5.1.1 Funcionamento do sistema atual

Atualmente, o sistema funciona conforme indicado na Figura 5. O gerador de água quente realiza combustão do gás natural, aquecendo a água a 63°C e esta é transportada por meio de uma bomba centrífuga *KSB* até o trocador de calor de placas paralelas *AlfaLaval*. O trocador é responsável pelo aquecimento de temperatura da água para 47°C e um outro sistema de bombas realiza o transporte de água quente para os clientes, que são em sua maioria tubulações encamisadas na área interna da fábrica. O retorno para o trocador de calor acontece a uma temperatura aproximada de 44°C .

Nesta troca de calor, água retorna para o sistema fechado *aquecedor-trocador* a uma temperatura de 57°C , para que o processo de aquecimento se repita.

Figura 5 - Sistema de aquecimento atual simplificado



Fonte: O autor, 2018.

5.1.2 Queima do gás natural no aquecedor

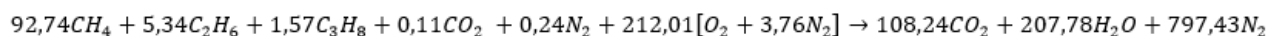
Segundo dados fornecidos pela concessionária de gás natural *Copergás*, a composição volumétrica média do gás natural queimado no aquecedor se dá por:

Tabela 3 - Composição do gás natural queimado na caldeira

COMPOSIÇÃO VOLUMÉTRICA - GÁS NATURAL					
Substância	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	CO ₂	N ₂
Porcentagem	92,74%	5,34%	1,57%	0,11%	0,24%
Massa molecular	16	30	44	44	28

Fonte: Concessionária, 2018. Adaptado pelo autor.

Considerando que o gás natural sofre combustão em condições ideais, ou seja, uma combustão estequiométrica, tem-se a seguinte reação de combustão, para 100kmol de gás natural:



5.1.3 Determinação do poder calorífico

A partir da reação de combustão estequiométrica, é possível determinar analiticamente o Poder Calorífico Inferior (PCI) do gás queimado, aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica para sistemas reagentes:

$$Q - W = \Delta H = H_{produtos} - H_{reagentes} \quad (5.1)$$

Considerando trabalho nulo ($W = 0$) e entalpias de formação dos elementos reagentes e dos produtos conforme Tabela 4, obtém-se um resultado para o calor injetado no aquecedor de:

$$Q = -85.239.852,50 \frac{kJ}{100kmol \text{ combustível}}$$

Tabela 4 - Entalpias de formação das substâncias envolvidas na combustão

Substância	Entalpia de formação (kJ/kmol)
C ₂ H ₆	-84.680
CH ₄	-74.850
C ₃ H ₈	-103.850
CO ₂	-393.520
H ₂ O	-241.820

Fonte: MORAN et al., 2013. Adaptado pelo autor

Para obter o valor do PCI, basta calcular a massa molecular do gás natural, através das informações contidas na Tabela 2, da seguinte forma:

$$M_{GN} = \frac{92,74 \cdot m_{CH_4} + 5,34 \cdot m_{C_2H_6} + 1,57 \cdot m_{C_3H_8} + 0,11 \cdot m_{CO_2} + 0,24 \cdot m_{N_2}}{100}$$

$$M_{GN} = 17,246 \frac{kg \text{ combustível}}{kmol \text{ combustível}}$$

Portanto, o PCI poderá ser calculado por:

$$PCI = -\frac{Q}{M_{GN}} = 49.423,58 \frac{kJ}{kg \text{ combustível}}$$

Nos relatórios enviados pela Copergás, o PCI declarado vale 8.500 kcal/m³. Através de uma conversão de unidades obtém-se que o PCI calculado acima vale 8.386,88 kcal/m³, o que significa que está realmente próximo do declarado pela concessionária.

Pode-se calcular também o Poder Calorífico Superior (PCS), que possui a seguinte relação com o PCI:

$$PCS = PCI + L \cdot M_{H_2O} \quad (5.2)$$

Onde:

- L representa o calor latente de vaporização da água, igual a 2440 kJ/kg H₂O a 25°C;
- M_{H_2O} é a massa de água gerada nos produtos da combustão por cada quilograma de gás natural.

Então,

$$PCS = 54.714,82 \frac{kJ}{kg \text{ combustível}}$$

5.1.4 Determinação da eficiência do aquecedor

A partir de medições de vazão de gás natural na entrada no aquecedor, provenientes do sistema supervisor da indústria, é possível calcular a quantidade de calor por unidade de tempo fornecida ao gerador *Arauterm*, da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{m}_{GN} \cdot PCI \quad (5.3)$$

Onde

➤ $\dot{m}_{GN}$ é a vazão mássica média de gás natural em kg/s.

Avaliando as vazões de gás natural hora a hora durante o período de 1 mês, obteve-se um valor igual a 45,375 m³/h para a vazão volumétrica média de gás natural, ou, assumindo que a densidade do gás natural vale 0,71 kg/m³ (d_{GN}) é possível converter para:

$$\dot{m}_{GN} = 45,375 \frac{m^3}{h} = 0,008948 \frac{kg}{s}$$

Então, a potência total vale:

$$\dot{Q}_{total} = 442,29 \text{ kW}$$

A vazão mássica da água de entrada e saída do aquecedor pode ser determinada através do balanço energético no trocador de calor de placas paralelas *AlfaLaval M10M-FM*, pois a vazão de água que vai para o sistema é conhecida através da bomba centrífuga *KSB MEGABLOC 65-315*, que opera a 1750rpm, com vazão de projeto de 78 m³/h.

Portanto, no trocador de calor da Figura 5, tem-se que:

$$\dot{q}_{sistema} = \dot{q}_{aquecedor} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{sistema} \cdot (h_{47} - h_{44}) = \dot{m}_{aquecedor} \cdot (h_{63} - h_{57}) \quad (5.5)$$

Introduzindo os valores abaixo na equação 5.5:

$$h_{63^{\circ}C} = 268,7594 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{57^{\circ}C} = 243,7406 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{44^{\circ}C} = 184,274 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{47^{\circ}C} = 200,978 \frac{kJ}{kg}$$

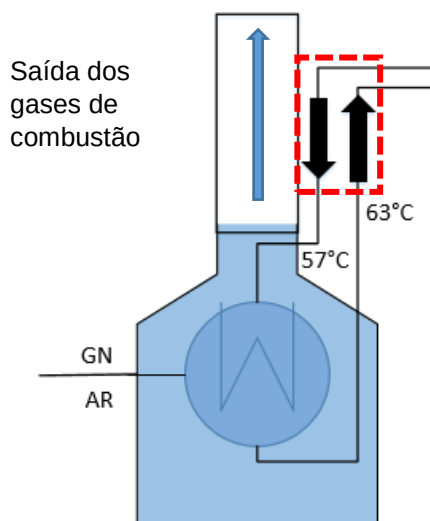
Obtém-se então a seguinte vazão mássica no aquecedor:

$$\dot{m}_{aquecedor} = 14,46 \frac{kg}{s}$$

Assim, é possível realizar o balanço energético no volume de controle destacado na Figura 6, aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica e considerando o trabalho nulo:

$$\dot{Q}_{\acute{u}til} = \dot{m}_{aquecedor} \cdot (h_{saída} - h_{entrada}) = \dot{m}_{aquecedor} \cdot (h_{63} - h_{57}) \quad (5.6)$$

Figura 6 - Volume de controle escolhido para o cálculo da energia útil



Fonte: O autor, 2018

Considerando que o queimador *Arauterm* opera na sua pressão máxima de projeto, que é igual a 6kgf/cm², ou aproximadamente 6 MPa, as entalpias de saída e entrada, interpoladas da tabela de propriedades da água líquido comprimida (MORAN et al., 2013), são:

E, portanto:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = 361,92 \text{ kW}$$

Como as quantidades de energia por unidade de tempo são conhecidas, pode-se calcular a eficiência energética do gerador de água quente. Esta eficiência se dá por:

$$\eta_{\text{aquecedor}} = \frac{\dot{Q}_{\text{útil}}}{\dot{Q}_{\text{total}}} \quad (5.7)$$

Então:

$$\eta_{\text{aquecedor}} = 81,829\%$$

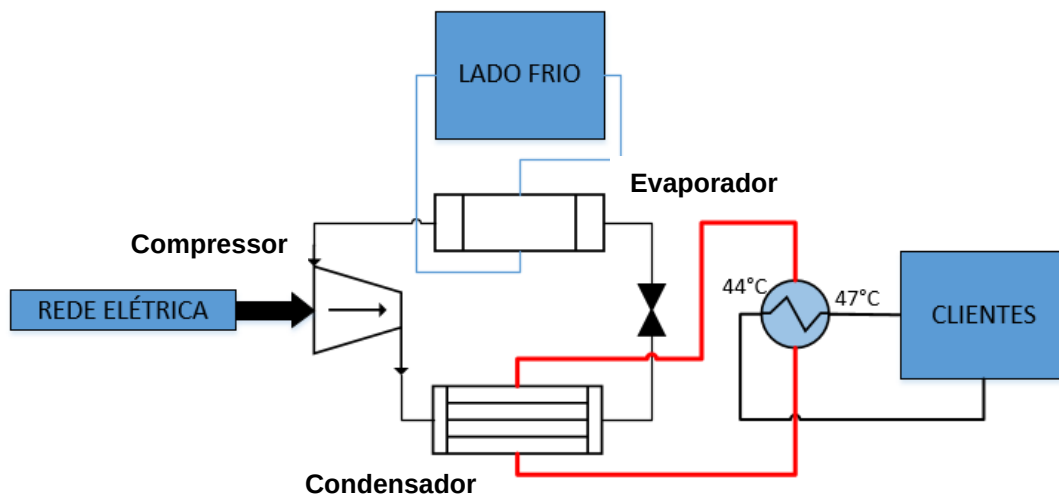
5.2 BOMBA DE CALOR

5.2.1 Proposta de aplicação

A aplicação da bomba de calor no sistema tem como finalidade principal substituir o aquecedor do esquema da Figura 5, portanto o trocador de calor continuará operando da mesma forma. Porém, como mencionado anteriormente, outra virtude desta substituição será a redução da potência de resfriamento de um Chiller. O lado frio da bomba de calor então deverá suprir esta quantidade de energia térmica produzida atualmente pelo Chiller. Inicialmente o Chiller não será removido por questões internas da companhia, porém foi acordado que sua capacidade seria reduzida à metade.

Pela Figura 7, pode-se observar que, com a entrada da bomba de calor no lugar do aquecedor *Arauterm*, o condensador fica responsável por expulsar calor do sistema, aquecendo a água que vai para o trocador de calor.

Figura 7 - Sistema proposto com a bomba de calor



Fonte: O autor, 2018.

O Chiller de compressão *Trane tipo parafuso série R* possui uma capacidade de resfriamento de 135,2 TR (ou 475,47 kW) e, por definição dos responsáveis técnicos do projeto, será reduzido à metade de sua potência com a introdução da bomba de calor. Pode-se afirmar, então, que o lado frio deverá produzir 237,73 kW para atender à necessidade do sistema como um todo.

Através da tabela de especificação do Chiller – realizando o levantamento em campo das temperaturas de entrada no condensador (30°C) e saída no evaporador (6°C) e sabendo o tamanho da unidade (130) - é possível inferir pela Tabela 5 que a potência do compressor é de 93,2 kW e seu COP vale:.

$$COP_{chiller} = \frac{475,47}{93,2} = 5,1$$

Tabela 5 - Catálogo do Chiller Trane série R

Temp. de saída da água do evap. (°C)	Tam. da unid.	Temp. de entrada da água do condensador (°C)											
		24				29				35			
		TR	kW	EER	kW/ton	TR	kW	EER	kW/ton	TR	kW	EER	kW/ton
3	80	77,1	48,5	18,9	0,634	72,2	54,7	15,7	0,763	66,9	61,9	12,9	0,931
	90	89,9	56,0	19,1	0,628	84,4	63,0	16,0	0,751	78,6	71,2	13,2	0,910
	100	103,4	64,1	19,2	0,624	97,1	72,5	16,0	0,750	90,3	82,3	13,1	0,915
	110	117,2	72,3	19,3	0,620	110,0	82,0	16,0	0,749	102,3	93,4	13,1	0,917
	120	124,8	77,1	19,3	0,621	117,2	87,4	16,0	0,749	109,1	99,5	13,1	0,916
	130	132,6	81,7	19,4	0,619	124,5	92,5	16,1	0,746	116,0	105,3	13,2	0,911
4	80	80,3	48,8	19,6	0,613	75,2	54,9	16,3	0,735	69,8	62,1	13,4	0,895
	90	93,5	56,4	19,8	0,607	88,0	63,3	16,6	0,724	82,0	71,4	13,7	0,875
	100	107,7	64,5	19,9	0,603	101,2	72,8	16,6	0,723	94,3	82,5	13,7	0,879
	110	122,1	72,7	20,0	0,599	114,6	82,3	16,6	0,721	106,8	93,6	13,6	0,880
	120	130,0	77,5	20,0	0,600	122,1	87,7	16,6	0,721	113,8	99,7	13,6	0,879
	130	138,0	82,1	20,1	0,598	129,8	92,8	16,7	0,718	121,1	105,4	13,7	0,874
6	80	83,5	49,1	20,2	0,593	78,3	55,2	16,9	0,710	72,8	62,3	13,9	0,861
	90	97,3	56,9	20,4	0,588	91,6	63,6	17,2	0,699	85,5	71,6	14,2	0,842
	100	112,1	65,0	20,6	0,583	105,4	73,1	17,2	0,697	98,3	82,7	14,2	0,845
	110	127,0	73,2	20,7	0,580	119,4	82,6	17,3	0,696	111,3	93,8	14,2	0,846
	120	135,2	78,0	20,7	0,580	127,2	88,0	17,3	0,695	118,7	99,9	14,2	0,845
	130	143,6	82,6	20,8	0,578	135,2	93,2	17,3	0,692	126,3	105,7	14,3	0,840

Fonte: Trane, 2018.

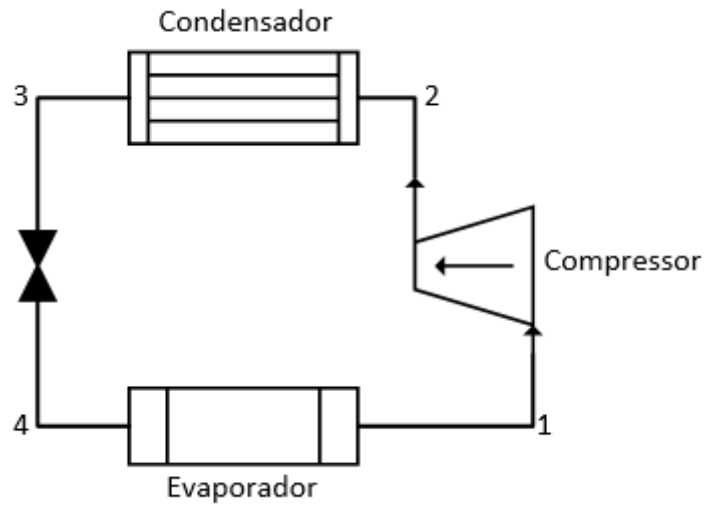
5.2.2 Avaliação de desempenho das bombas de calor

No ciclo de compressão de vapor da bomba de calor da Figura 3, os estados podem ser definidos a partir das temperaturas do fluido refrigerante em cada etapa do circuito fechado. A potência de aquecimento da bomba de calor deverá ser suficiente para aquecer a água até a temperatura desejada, que é de no mínimo 60°C.

Para este projeto, o fluido de trabalho responsável pelas trocas de calor com as tubulações de água será o R-134a (1,1,1,2 Tetrafluoroetano).

A Figura 8 mostra o ciclo da bomba de calor que será utilizado para a avaliação das principais transferências de calor do sistema. Será considerada operação em regime permanente e, portanto, são desconsideradas as variações de energia potencial e cinética nos componentes.

Figura 8 - Diagrama esquemático do ciclo de uma bomba de calor



Fonte: O autor, 2018.

Cada componente do ciclo, então, será analisado como um volume de controle operando em regime permanente. As trocas de calor que ocorrem no condensador e no evaporador podem ser definidas por:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_1 \cdot (h_3 - h_2) \quad (5.8)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_2 \cdot (h_1 - h_4) \quad (5.9)$$

Onde

- $\dot{m}_1$ e $\dot{m}_2$ são as vazões mássicas do fluido refrigerante no condensador e no evaporador, respectivamente;

A diferença em módulo entre as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador é igual à potência do compressor, sendo então escrita por:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap} \quad (5.10)$$

E os coeficientes de performance da bomba de calor poderão ser calculado por:

$$COP_{AQ} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}_{comp}} \quad (5.11)$$

$$COP_{RESF} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (5.12)$$

5.2.3 Dimensionamento e seleção da bomba de calor

Como a implementação da bomba de calor no atual sistema também irá permitir que o Chiller seja substituído, o dimensionamento da bomba parte pelo lado frio.

Sabe-se, portanto, a potência de resfriamento mínima que o evaporador deverá possuir, que é de 237,74 kW. No caso do condensador, a taxa de transferência de calor deverá ser igual ou maior à potência útil de aquecimento da água do sistema atual (com o aquecedor), calculada na Seção 5.1.4. Esta, por sua vez, é igual a 361,92 kW.

Foram feitos contatos com fornecedores de bombas de calor para que o valor do projeto fosse estimado de forma assertiva. O fornecedor Oilon foi escolhido devido a melhores condições comerciais, além de seus equipamentos terem se mostrado mais adequados para aplicações industriais. Outros fornecedores, como Mitsubishi e Fujitsu por exemplo, foram descartados pois seus equipamentos eram de menor porte. No catálogo da Tabela 6, da finlandesa *Oilon*, as especificações de uma bomba de calor que atende às exigências de aquecimento e resfriamento são:

Tabela 6 - Catálogo de bombas de calor Oilon

		P 150	P 220	P 300	P 380	P 450
No. of compressors, compressor type		piston, 2	piston, 3	piston, 4	piston, 5	piston, 6
No. of refrigerant circuits		1	2	2	1	1
Dimensions, without cover and extra legs *	Height mm	2056	2056	2056	2056	2056
	Width mm	1550	2676	2676	3841	3841
	Depth mm	900	900	900	900	900
Refrigerant		R134A	R134A	R134A	R134A	R134A
Heat output, kW (ground source heating)	EN 14511 0/35 °C	145	218	290	363	435
COP	EN 14511 0/35 °C	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
Heat output, kW (heating network)	18/8 °C, 40/55 °C	197	296	395	493	592
COP	18/8 °C, 40/55 °C	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7
Heat output, kW	18/8 °C, 50/65 °C	174	263	350	437	525
COP	18/8 °C, 50/65 °C	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1
Heat output, kW (heating network, high temperature)	18/8 °C, 55/75 °C	159	238	317	396	475
COP	18/8 °C, 55/75 °C	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7

Fonte: Oilon, 2018. Adaptado pelo autor

Escolhida então a bomba de calor P380, em destaque nas duas últimas linhas da Tabela 6, tem-se que:

Tabela 7 - Especificações da bomba de calor

Evaporador	Condensador	Refrigerante	Aquecimento	COP	Compressor
8/18°C	55/75°C	R-134a	396 kW	2,7	146,67 kW

Fonte: Oilon, 2018. Adaptado pelo autor

Pela Equação 5.8 é possível observar que:

$$\dot{Q}_{cond} = 249,33 \text{ kW}$$

E, portanto, verifica-se que o equipamento *Oilon ChillHeat P380*, mostrado na Figura 9, atende ao sistema como um todo.

Figura 9 - Bomba de calor Oilon ChillHeat P380



Fonte: Oilon, 2018.

Para finalizar o dimensionamento da bomba de calor, calcula-se as vazões do fluido refrigerantes nos componentes, conforme demonstrado na Seção 5.2.2, com as entalpias obtidas por meio da tabela de temperatura do refrigerante R-134a (MORAN et al., 2013):

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{cond}}{(h_{75^\circ C} - h_{55^\circ C})} = \frac{396}{278,775 - 126,1675} = 2,594 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_{evap}}{(h_{18^\circ C} - h_{8^\circ C})} = \frac{249,33}{74,475 - 60,73} = 18,139 \frac{kg}{s}$$

5.3 AVALIAÇÃO AMBIENTAL

A massa de gases poluentes emitida pelo sistema de aquecimento atual deverá seguir a proporção estipulada na equação estequiométrica de combustão. Portanto, para cada 100 kmol de gás natural, 108,24 kmol de CO₂ são produzidos.

Considerando a quantidade de gás natural consumida no 1º semestre do ano de 2018, é possível quantificar a massa de gás carbônico que está sendo emitida pelo aquecedor *Arauterm CAD-HPS 1000*.

Sabe-se que a vazão média consumida pelo aquecedor é de 45,375 m³/h. No período de 1 semestre, esta quantidade equivale a:

$$QTD_{GN} = 196.020 \text{ m}^3 GN$$

Portanto, ao longo dos 6 primeiros meses do ano, foram consumidos pelo aquecedor aproximadamente 139.174 kg de gás natural, realizando a conversão através da densidade do combustível.

Como calculado na Seção 5.1.3, a massa molar do gás natural estudado é igual a 17,2468 kg por cada kmol. Assim, tem-se que foram consumidos 8069,567 kmol de gás natural no período, o que significa 8734,5 kmol de CO₂. Esta quantidade equivale, em unidade mássica, a:

$$CO2_{caldeira} = 8734,5 \text{ kmol} = 8734,5 \cdot 44 = 384.317,9 \text{ kg CO}_2$$

Por ano, as emissões de CO₂ provenientes da queima de combustível atingem:

$$CO2_{caldeira} = 768.635,9 \frac{kg \text{ CO}_2}{ano}$$

Há ainda as emissões associadas à energia elétrica, que são multiplicadas por um fator calculado através da matriz energética da companhia. Dados do setor de Meio Ambiente da companhia, obtidos através de um software interno de acesso limitado para indicadores energéticos, apontam que o fator de conversão da pegada de carbono é de 0,0679 kg CO₂ por cada kWh.

Os equipamentos que consomem energia elétrica e farão parte da avaliação são os compressores do atual Chiller e da futura bomba de calor. Portanto, para o compressor do Chiller, que possui uma potência de 92,3 kW porém será reduzido à metade de sua carga, suas emissões são:

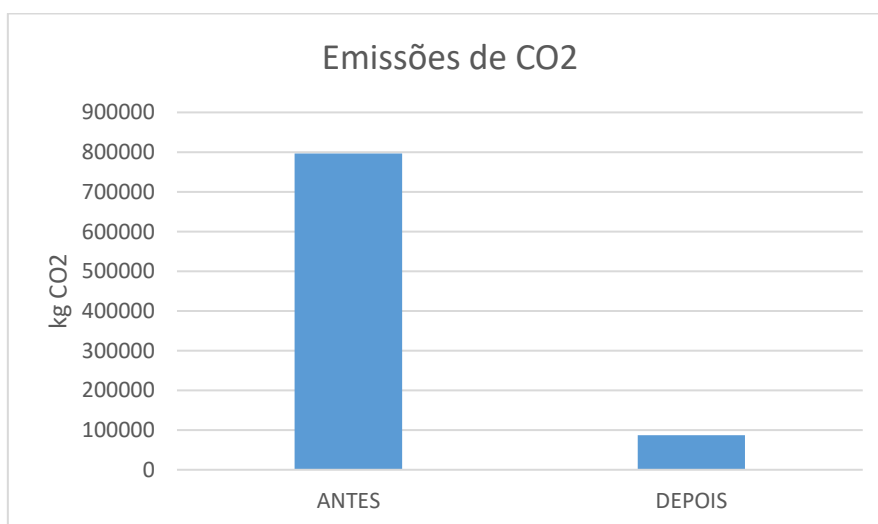
$$CO2_{chiller} = \left(\frac{92,3}{2}\right) \cdot 0,0679 \cdot 8760 = 27.717,87 \frac{kgCO2}{ano}$$

No caso da bomba de calor, suas emissões se resumem apenas ao consumo elétrico do compressor:

$$CO2_{BC} = \left(\frac{146,67}{2}\right) \cdot 0,0679 \cdot 8760 = 87.237,92 \frac{kgCO2}{ano}$$

Assim, pode-se observar que a implementação da bomba de calor no sistema irá trazer uma redução nas emissões de CO₂ na ordem de 89%, conforme a Figura 10.

Figura 10 - Total de emissões de CO₂ antes e depois da bomba de calor



Fonte: O autor, 2018.

$$CO2_{ANTES} = CO2_{chiller} + CO2_{caldeira} = 796.353,8 \frac{kgCO2}{ano}$$

$$CO2_{DEPOIS} = CO2_{BC} = 87.237,92 \frac{kgCO2}{ano}$$

5.4 AVALIAÇÃO FINANCEIRA

O consumo de gás natural de toda a planta industrial no primeiro semestre do ano de 2018 – mesmo período utilizado para a avaliação ambiental - foi calculado através das notas fiscais de pagamento à concessionária, excluindo os encargos, mostrado na Figura 11.

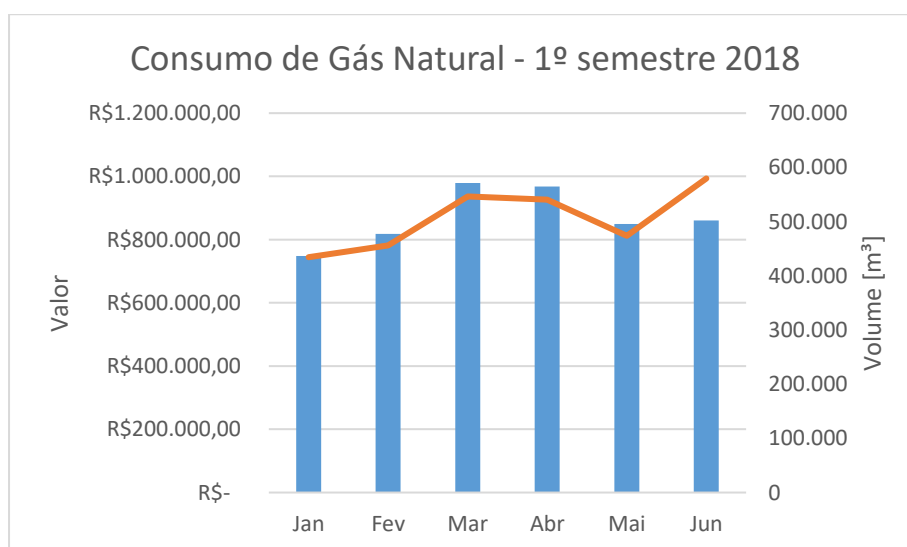
Realizando a média durante este período, foi possível obter um valor aproximado para o custo de gás natural, igual a R\$ 1,72 por unidade de volume (m³). E, como na seção anterior o volume de gás consumido pelo aquecedor *Arauterm* foi calculado, pode-se ter conhecimento do custo semestral médio do combustível, que é de:

$$C_{GN} = QTD_{GN} \cdot P_{GN} = 196020 \cdot 1,72 = R\$ 337.939,93$$

Anualmente, este custo é de:

$$C_{GN} = R\$ 675.879,87$$

Figura 11 - Consumo de gás natural durante o 1º semestre do ano de 2018



Fonte: O autor, 2018.

Além do custo diário de gás natural, que é a principal fonte energética do sistema atual, há também o custo do aquecedor em si, adquirido no ano de 2011, quando a planta foi construída. Este custo, porém, não fará parte da avaliação financeira, visto que o ativo se encontra em depreciação há 7 anos.

Através de uma análise das contas de energia elétrica pagas pela planta industrial nos últimos meses, semelhante à análise do consumo de gás natural, foi possível observar um preço médio de R\$ 0,20/kWh.

Tendo em vista que o Chiller *Trane série R* será substituído parcialmente pela bomba de calor, haverá uma economia de 50% no consumo de energia elétrica do compressor atual. Adiante, este valor será calculado.

No caso da bomba de calor estudada para a substituição do aquecedor, os custos envolvidos são:

- Aquisição da bomba de calor;
- Instalação do equipamento, contemplando instalações eletromecânicas e remoção do aquecedor *Arauterm CAD-HPS 1000*;
- Energia elétrica para acionar o compressor.

O fornecedor da bomba de calor ainda não foi definido pelos compradores e responsáveis técnicos do projeto, tampouco o valor do projeto como um todo. Porém, foi realizada uma aproximação baseada na proposta do fornecedor *Oilon*, visto que o valor real não poderá ser divulgado por questões comerciais. Então:

Tabela 8 - Estimativa de custos da bomba de calor e seus adicionais

<i>Item</i>	<i>Valor</i>
<i>Custo do equipamento</i>	R\$ 1.325.000,00
<i>Instalação do equipamento</i>	R\$ 770.000,00
<i>Acessórios e dry-cooler</i>	R\$ 480.000,00
TOTAL	R\$ 2.575.000,00

Fonte: O autor, 2018.

Considerando então um período de 10 anos para a depreciação linear do ativo e taxa de desconto anual de 7%, pode-se calcular o Valor Presente Líquido (VPL) a partir da equação:

$$VPL = \sum_{j=0}^n \frac{C_j}{(1+i)^j} \quad (5.13)$$

Onde C_j é o fluxo de caixa de cada ano e n é o período (10 anos).

Para calcular o fluxo de caixa anual, é necessário ter conhecimento dos valores de redução de despesas, que são:

- A1: A eliminação do pagamento de consumo de gás natural no aquecedor *Arauterm*;
- A2: A redução de consumo de energia elétrica no compressor do Chiller *Trane*;
- A3: O preço de aquecimento equivalente à capacidade da bomba de calor;
- A4: Valor da energia elétrica para acionar o compressor da bomba de calor.

Visto que a bomba de calor escolhida para a substituição possui uma potência de aquecimento de 396 kW, o cálculo de A3 baseia-se no custo que a companhia teria caso o aquecedor fosse responsável por esta quantia de energia. Portanto, o valor de A3 foi encontrado utilizando a seguinte equação:

$$A3 = \left(\frac{Q_{\text{aquecimento}}}{PCI} \right) \cdot \left(\frac{R\$_{GN}}{d_{GN}} \right) \cdot t_{\text{operação}} \quad (5.14)$$

Onde:

- $R\$_{GN}$ é o valor unitário de gás natural por unidade de volume (m^3), calculado no início desta seção;
- d_{GN} é a densidade do gás natural, assumida como 0,71 kg/ m^3 ;
- $t_{\text{operação}}$ é o tempo de operação do sistema, em segundos, que funciona ininterruptamente por um ano.

Inserindo os valores na equação, obtém-se:

$$A3 = 613.547,81$$

No caso de A4, assim como A2, o cálculo é baseado na potência do compressor do Chiller (A2) e da bomba de calor (A4). Assim,

$$A2 = \dot{W}_{comp_{chiller}} \cdot 50\% \cdot t_{operação} \cdot R\$/kWh \quad (5.15)$$

$$A4 = \dot{W}_{comp_{BC}} \cdot t_{operação} \cdot R\$/kWh \quad (5.16)$$

Resultando em:

$$A2 = 81.643,20$$

$$A4 = 256.960,00$$

Matematicamente, a redução anual de despesas segue a equação:

$$A1 + A2 + A3 - A4 = R\$1.114.110,88 \text{ anuais}$$

Onde $A1 = C_{GN}$, calculado no início desta seção. Então, pode-se calcular o lucro líquido anual, que se resume a:

$$LL_{anual} = (A1 + A2 + A3 - A4) + Depreciação - Taxa_{manutenção} \quad (5.17)$$

Considerando uma taxa de manutenção anual igual a 5% do valor total do equipamento, pode-se construir a planilha da Tabela 9. Os valores de geração de caixa ano a ano foram obtidos subtraindo o desembolso das entradas (lucro + depreciação). Para efeito de análise, foi considerado todo o desembolso no primeiro ano de implementação do projeto, o ano 0.

Tabela 9 - Planilha de avaliação financeira

	Lucro líquido	Depreciação	Investimento	Saldo final	Caixa anual
Ano 0			R\$ 2.575.000,00	-R\$ 2.575.000,00	-R\$ 2.575.000,00
Ano 1	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		-R\$ 1.589.639,12	R\$ 985.360,88
Ano 2	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		-R\$ 604.278,24	R\$ 985.360,88
Ano 3	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 381.082,65	R\$ 985.360,88
Ano 4	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 1.366.443,53	R\$ 985.360,88
Ano 5	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 2.351.804,41	R\$ 985.360,88
Ano 6	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 3.337.165,29	R\$ 985.360,88
Ano 7	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 4.322.526,18	R\$ 985.360,88
Ano 8	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 5.307.887,06	R\$ 985.360,88
Ano 9	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 6.293.247,94	R\$ 985.360,88
Ano 10	R\$ 727.860,88	R\$ 257.500,00		R\$ 7.278.608,82	R\$ 985.360,88

Posteriormente, a equação 5.13 foi aplicada à geração de caixa de cada ano, na última coluna à direita da Tabela 9, e assim foi possível obter:

$$VPL = R\$ 4.345.762,51$$

Provando então que o projeto é economicamente viável do ponto de vista do Valor Presente Líquido. Além disso, foi possível obter a taxa de retorno ao longo dos 10 anos e o tempo de *payback*, ou simplesmente tempo de retorno de investimento.

Para obter o tempo de retorno do investimento (TIR), o software *Excel* foi utilizado e obteve-se uma taxa anual de retorno de 36,57% ao longo de 10 anos. E, dividindo a unidade pela taxa anual, o resultado é igual ao tempo de retorno do investimento:

$$T_{payback} = \frac{1}{TIR} = \frac{1}{0,3657} = 2,73 \text{ anos}$$

Conclui-se então que o projeto possui um tempo de retorno de aproximadamente 2 anos e 9 meses, além de um VPL > 0, o que caracteriza o investimento como benéfico para o negócio.

6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÃO

Ao fim deste projeto, conclui-se que a substituição total do atual gerador de água quente e parcial do Chiller se mostram perfeitamente viáveis e trazem inúmeros benefícios para o negócio.

No âmbito dos benefícios tangíveis, estes foram calculados ao longo do trabalho e mostram quantitativamente os retornos que o projeto trará. Energeticamente, estará sendo substituído um sistema cuja entrada é de uma unidade de volume de gás natural e a saída é de uma fração de calor produzido, pois a eficiência do aquecedor beira os 80%. Após a substituição, a entrada do sistema será uma unidade de energia elétrica e a saída, 2,7 de produção de energia térmica.

Financeiramente, o projeto também apresentou resultados satisfatórios, visto que a taxa anual de retorno é de cerca 37% e o tempo de retorno do investimento é menor do que 3 anos.

O maior benefício deste projeto, no entanto, se encontra na redução de emissão de gases poluentes, em específico o gás carbônico. Com a implementação da bomba de calor, deixa-se de emitir diretamente o gás na atmosfera, tendo em vista que o equipamento não realiza queima de combustível. Se a energia fornecida pela concessionária fosse 100% renovável desde sua origem, haveria a eliminação completa na emissão de CO₂. Porém, como há a pegada de carbono associada à energia elétrica, a redução nas emissões poderá chegar a um valor de 89%.

Há, ainda, os benefícios intangíveis que o projeto poderá trazer para a companhia. Esta seria a primeira planta da empresa a adotar uma bomba de calor para aquecimento de água e, portanto, se tornaria um *benchmark* para a empresa, elevando o conceito da planta como um todo. Brasil afora, com o projeto piloto, a planta também elevaria seu conceito frente aos executivos globais, o que poderá significar mais investimentos no futuro.

É possível inferir que, além de ser uma alternativa sustentável, algo que todas as companhias andam buscando, a tecnologia da bomba de calor apresenta resultados expressivos no âmbito industrial e, portanto, o investimento certamente valerá a pena.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

Tomando como base o trabalho realizado ao longo deste projeto é possível tomar uma decisão racional em relação ao investimento necessário. Porém, os dados ainda podem ser refinados, visto que houve certas aproximações.

Para obter resultados mais assertivos no diagnóstico energético do sistema atual, medidores de vazão já foram instalados em diversos pontos das tubulações. Estes, porém, ainda se encontram desativados e sem interface com o sistema supervisório. Como trabalho futuro, estes medidores serão ativados e monitorados frequentemente para se analisar a eficiência do queimador, do trocador de calor e do sistema como um todo.

Na avaliação financeira, pode-se ainda obter um valor mais próximo da realidade incluindo o valor atual do aquecedor *Arauterm*, que será removido e, portanto, deverá ser baixado da lista de ativos fixos capitalizáveis. A mão de obra para remoção também deverá ser orçada e incluída nos cálculos. Ademais, a taxa de manutenção da bomba de calor, considerada igual a 5% do valor do investimento, poderá ser revista, o que impactará no VPL e também no tempo de retorno.

Após todas estas validações que têm como finalidade refinar mais ainda os dados explorados neste trabalho, a equipe do projeto deverá submeter a proposta orçamentária para aprovação. Após aprovado, é possível definir de fato o fornecedor e prestador de serviços para que o projeto seja executado de maneira a trazer os benefícios supracitados.

REFERÊNCIAS

ARAGON, Carolina Salazar; PAMPLONA, Edson; VIDAL MEDINA, Juan Ricardo. Identificação de investimentos em eficiência energética e sua avaliação de risco. **Gest. Prod.**, São Carlos, v. 20, n. 3, p. 525-536, 2013.

ARAUTERM. **Caldeira de aquecimento direto horizontal pressurizada superaquecida.** Disponível em: <http://www.arauterm.com.br/pdf/cad_hps.pdf>. Acesso em 17 de outubro de 2018.

AVERFALK, Helge et al. Large heat pumps in Swedish district heating systems. **Renewable And Sustainable Energy Reviews**, [s.l.], v. 79, p.1275-1284, 2017.

BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S.; INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015.

BP. **BP Statistical Review of World Energy 2017.** Disponível em: <<https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review-2017/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf>>. Acesso em 15 de maio 2018;

CARVALHO, Joaquim Francisco de. *Energia e sociedade.* **Estud. av.**, São Paulo, v. 28, n. 82, p. 25-39, 2014;

CHAMOUN, Marwan et al. Dynamic model of an industrial heat pump using water as refrigerant. **International Journal Of Refrigeration**, [s.l.], v. 35, n. 4, p.1080-1091, 2012.

CHAPCHAIMOH, Khanuengnit et al. Thermal characteristics of heat pump dryer for ginger drying. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 95, p.491-498, 2016.

FAN, X.-W.; ZHANG, X.-P.; JU, F.J.; WANG, Fang. Theoretical Study of Heat Pump System Using CO₂/Dimethylether as refrigerant. **Thermal Science**, [s.l.], v. 17, n. 5, p.1261-1268, 2013.

GAGNEJA, Arpit; PUNDHIR, Siddhant. Heat Pumps and Its Applications. **International Journal Of Advances In Chemical Engineering And Biological Sciences**, [s.l.], v. 3, n. 1, p.1507-1515, 2016.

LIU, Cichong et al. Performance evaluation of propane heat pump system for electric vehicle in cold climate. **International Journal Of Refrigeration**, [s.l.], v. 95, p.51-60, 2018.

LIU, Shengchun; LI, Zheng; DAI, Baomin. Energy, Economic and Environmental Analyses of the CO₂ Heat Pump System Compared with Boiler Heating System in China. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 105, p.3895-3902, 2017.

MARQUES, M; HADDAD, J; MARTINS, A. R. S. (Coord.). Conservação de energia: eficiência energética de equipamentos e instalações. Itajubá, MG: FUPA, 2006.

MEYERS, Steven; SCHMITT, Bastian; VAJEN, Klaus. The future of low carbon industrial process heat: A comparison between solar thermal and heat pumps. **Solar Energy**, [s.l.], v. 173, p.893-904, 2018.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

MULLINGER, P; JENKINS, B. **Industrial and Process Furnaces: Principles, Design and Operation**. Elsevier Ltd. 2008

OILON. **Heat pumps Oilon ChillHeat**. Disponível em: <https://filebrowser.oilon.com/www/uploadedfiles/OilonScancool/Product_material/Oilon_Scancool_EN.pdf>. Acesso em 20 de novembro de 2018;

PATTERSON, Murray G. What is energy efficiency? **Energy Policy**, [s.l.], v. 24, n. 5, p.377-390, 1996.

REIRA, Lenice Carrilho de Oliveira. Comparação entre os poluentes atmosféricos emitidos por uma caldeira flamotubular movida a gás natural e a óleo combustível BPF 2A. **Interações (campo Grande)**, [s.l.], v. 13, n. 1, p.49-57, 2012.

SANTOS, Edmilson Moutinho dos; FAGÁ, Murilo Tadeu Werneck; BARUFI, Clara Bonomi; POULALLION, Paul Louis. *Gás natural: a construção de uma nova civilização*. **Estud. av.**, São Paulo, v. 21, n. 59, p. 67-90, 2007;

Survey of Availability of Heat Pumps in the Food and Beverage Fields, HPTCJ (2010); acesso em 15 de maio 2018;

TRANE. **Resfriadores de líquido tipo parafuso série R**. Disponível em: <http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Chillers/Chillers_Parafuso/Condensacao_Agua/>

RTWD_RTUD-Serie_R/Catalogo_Produto-RTWD(RLC-PRC029-PT).pdf>. Acesso em 21 de novembro de 2018;

WANG, Dandong et al. Heating performance evaluation of a CO₂ heat pump system for an electrical vehicle at cold ambient temperatures. **Applied Thermal Engineering**, [s.l.], v. 142, p.656-664, 2018.

WU, Siyuan et al. A review of ground-source heat pump systems with heat pipes for energy efficiency in buildings. **Energy Procedia**, [s.l.], v. 152, p.413-418, 2018.

GOMAA, Abdalla. Performance Characteristics of Automotive Air Conditioning System with Refrigerant R134a and Its Alternatives. **International Journal of Energy and Power Engineering**, [s.l.], v. 4, p. 168-177, 2015.