

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO ESPECIALIZAÇÃO EM EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA APLICADA AOS PROCESSOS PRODUTIVOS**

**APROVEITAMENTO/CONSERVAÇÃO DO CALOR
DO ÓLEO DOS COMPRESSORES DE AMÔNIA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Marcos Antônio Grando - 201371328

Camargo, RS, Brasil

2014

APROVEITAMENTO/CONSERVAÇÃO DO CALOR DO ÓLEO DOS COMPRESSORES DE AMÔNIA

Marcos Antônio Grandó

Projeto de TCC apresentado ao Curso de Pós-Graduação Especialização em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos da Universidade Federal de Santa Maria como requisito parcial para a obtenção do grau de **Especialista**.

Orientador: Prof. Carlos Roberto Cauduro

Camargo, RS, Brasil

2014

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO ESPECIALIZAÇÃO EM EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA APLICADA AOS PROCESSOS PRODUTIVOS**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada,
aprova o Trabalho de Conclusão de Curso**

**APROVEITAMENTO/CONSERVAÇÃO DO CALOR DO ÓLEO DOS
COMPRESSORES DE AMÔNIA**

elaborado por
Marcos Antônio Grandó

como requisito parcial para a obtenção do grau de
Especialista em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos

COMISSÃO EXAMINADORA:

Carlos Roberto, Dr.
(Orientador)

Isis Portolan dos Santos, Dr.
(Examinador)

Natanael Rodrigues Gomes, Dr.
(Examinador)

Camargo, 26 de novembro de 2014

AGRADECIMENTOS

Agradecer primeiramente a Deus, por iluminar e abençoar minha trajetória.

A minha esposa, Edineia, sempre me dando força, coragem, incentivo e sendo suporte em todos os momentos . Obrigado pela paciência e principalmente pelo carinho, valeu a pena esperar... hoje estamos colhendo, juntos, os frutos do nosso empenho.

Ao meu amado filho Marco Antonio, que alegra nossas vidas todos os dias. Hoje a minha vitória também é dele.

Ao meu pai Edmar e minha mãe Renita, pelo apoio e tudo que sempre fizeram por mim além dos ensinamentos fundamentais para construção do meu caráter.

Ao meu irmão Douglas, que sempre me apoiou e torceu por mim na concretização deste meu objetivo.

A todos os professores do curso, que foram tão importantes na minha vida acadêmica e no desenvolvimento desta monografia.

A todos que de alguma forma me ajudaram, agradeço por acreditarem no meu potencial, nas minhas ideias, nos meus devaneios, principalmente quando nem eu mais acreditava.

RESUMO

A utilização de água quente no processo de abate de aves é indispensável para obtenção de um produto final de qualidade. Atualmente para realizar o aquecimento de água nos frigoríficos, são utilizados trocadores de calor a placa onde o fluido quente geralmente é vapor proveniente de caldeiras que utilizam a biomassa como combustível primário.

Este trabalho tem como objetivo realizar o estudo para aproveitamento e conservação do calor do óleo dos compressores de amônia que atualmente é destinado ao meio ambiente através de condensação no sistema de refrigeração. Com isso se obtêm redução nos custos de produção com a geração de vapor, redução nos gases do efeito estufa, melhor rendimento dos compressores de amônia e redução do consumo de biomassa da unidade.

Palavras-chave: biomassa e gases do efeito estufa, eficiência energética, abate de aves, utilização do calor de resfriamento de compressor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fluxograma processos produtivos abatedouro de aves.....	18
Figura 2 – Utilização do vapor gerado nos processos produtivos.	22
Figura 3 - Caldeira tipo mista H.Bremer.	22
Figura 4 - Sistema de aquecimento direto de vapor.	23
Figura 5 - Sistema de aquecimento indireto.	23
Figura 6 - Demonstrativo do transporte de calor das câmaras para o ambiente externo.	24
Figura 7 - Esquema de um sistema de refrigeração duplo estágio.	24
Figura 8 - Rotores compressor parafuso.....	25
Figura 9 - Compressor alternativo de pistão.....	26
Figura 10 - Condensador evaporativo.	27
Figura 11 - Recipiente de líquido de amônia.....	27
Figura 12 - Válvula de expansão.	28
Figura 13 - Separador de líquido.	29
Figura 14 - Bomba de amônia.	29
Figura 15 - Evaporador duplex.....	30
Figura 16 - Sistema com injeção de líquido.	33
Figura 17 - Sistema com resfriamento a água.	33
Figura 18 - Fluxograma geral do sistema.	34
Figura 19 - Volume de controle 01.....	36
Figura 20 - Volume de controle 02.....	36
Figura 21 - Volume de controle 03.....	37
Figura 22 - Volume de controle 04.....	38
Figura 23 - Volume de controle 05.....	39
Figura 24 - Variáveis processo depenadeira - Atual.....	43
Figura 25 - Variáveis no processo depenadeira - Proposto.	44
Figura 26 - Variáveis no processo escaldagem - Atual.	46
Figura 27 - Variáveis no processo escaldagem - Proposto.....	47
Figura 28 – Variáveis no processo pezinho - Atual.....	48
Figura 29 - Variáveis no processo pezinho - Proposto.....	49
Figura 30 – Variáveis no processo higienização - Atual.....	50
Figura 31 – Variáveis no processo higienização - Proposto.....	51

Figura 32 – Verificação de temperatura d'água no Compressor MYCOM N250-VMD-TS ...	62
Figura 33 - Verificação de temperatura d'água no Compressor MYCOM N320-VSD-TS	62
Figura 34 – Verificação de temperatura d'água no Compressor HOWDEN WRV 255	63
Figura 35 – Verificação de temperatura d'água no Compressor MYCOM N320-SUMX.....	63
Figura 36 - Sistema controle de vazão com válvula proporcional	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Informações carga térmica disponível.....	35
Tabela 2 - Perfil de consumo diário.....	40
Tabela 3 - Redução de vapor por processo.....	52
Tabela 4 – Redução de vapor caldeira.....	52
Tabela 5 - Análise financeira.....	53
Tabela 6 - Modelos trocadores de calor.....	54
Tabela 7 - Investimentos necessários.	54

LISTA DE SIGLAS

COP: Coeficiente de Performance

TPA: Tonelada de Produto Acabado

I.F.: Inspeção Federal

VPL: Valor Presente Líquido

Ton Vap: Toneladas de vapor

LISTA DE SÍMBOLOS

Q : calor sensível cedido ou recebido (kcal);

c : calor específico (kcal/kg.°C);

m : massa (kg);

Δt : Variação de temperatura (°C);

Σm_e : somatório das massas que entram no volume de controle (kg/h);

Σm_s : somatório das massas que saem do volume de controle (kg/h);

ΣE_e : somatório energia que entra no volume de controle (kcal/h);

ΣE_s : somatório energia que sai do volume de controle (kcal/h);

$Q_{\acute{o}leo01}$: Carga térmica do *Compressor MYCOM N250-VMD-TS*;

$Q_{\acute{o}leo02}$: Carga térmica do *Compressor MYCOM N320-VSD-TS*;

$Q_{\acute{o}leo03}$: Carga térmica do *Compressor HOWDEN WRV 255*;

$Q_{\acute{o}leo04}$: Carga térmica do *Compressor MYCOM N320-SUMX*;

Q_1 : Energia disponível no trocador de calor 01;

Q_2 : Energia disponível no trocador de calor 02;

Q_3 : Energia disponível no trocador de calor 03;

Q_4 : Energia disponível no trocador de calor 04;

Q_{d1} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto);

Q_{d2} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto;

Q_{e1} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto;

Q_{e2} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto;

Q_{ch1} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto;

Q_{ch2} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto;

Q_{hi1} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto;

Q_{hi2} : Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto;

t_1 : Temperatura ambiente d'água;

t_2 : Temperatura requerida para água na saída do trocador 01;

t_3 : Temperatura requerida para água na saída do trocador 02;

t_4 : Temperatura requerida para água na saída do trocador 03;

t_5 : Temperatura requerida para água na saída do trocador 04;

t_6 : Temperatura resultante dos 04 trocadores de calor;

t_r : Temperatura resultante;

t_{ap} : Temperatura água potável;

t_d : Temperatura requerida depenadeira;

t_{es} : Temperatura requerida tanque escaldagem;

t_{ch} : Temperatura requerida chiller pezinhos;

t_{hi} : Temperatura requerida higienização;

c : Calor específico d'água;

m_1 : Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor;

m_2 : Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor;

m_3 : Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor;

m_4 : Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor;

m_t : Vazão mássica dos 04 trocadores de calor;

m_p : Vazão mássica média requerida nos processos;

m_a : Vazão mássica água potável;

m_d : Vazão mássica depenadeiras;

m_{vd1} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água depenadeira – ates do projeto);

m_{vd2} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água depenadeira – depois do projeto;

m_{es} : Vazão mássica tanque escaldagem;

m_{ve1} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água do tanque de escaldagem – ates do projeto;

m_{ve2} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água no tanque de escaldagem – depois do projeto;

m_{ch} : Vazão mássica chiller pezinhos;

m_{vch1} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água no chiller de pezinhos – ates do projeto;

m_{vch2} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água no chiller de pezinhos – depois do projeto;

m_{hi} : Vazão mássica higienização;

m_{vhi1} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água na higienização – antes do projeto;

m_{vhi2} : Vazão mássica de vapor para aquecimento de água na higienização – depois do projeto;

C_l : Calor latente do vapor;

kcal/h: quilocalorias por hora ;

°C: graus Celsius;

R\$: real;

%: porcentagem;

m³: metros cúbicos;

m³/h : metros cúbicos por hora;

mm: milímetro;

bar: unidade de pressão equivale a exatamente 100 000 Pa (10⁵ Pa);

h: hora

v : Velocidade de escoamento para água;

V_p : Vazão volumétrica média requerida nos processos;

V : vazão;

A : área;

V_l : Volume de lenha consumido;

dl : Densidade da lenha;

Fl : Fator de conversão da lenha em CO₂;

m/s: metros por segundo;

d : diâmetro tubulação;

n : número de anos;

i : taxa de juros.

SUMÁRIO

Conteúdo

1 – INTRODUÇÃO.....	16
1.1 – Tema da Pesquisa.....	16
1.2 – Delimitações do tema	16
1.2 – Formulações da questão de estudo.....	16
2 - OBJETIVOS	17
2.1 – Objetivos gerais	17
2.2 – Objetivos específicos.....	17
3 – JUSTIFICATIVA.....	17
4 – DESCRIÇÃO DO PROCESSO	18
4.1 – Processos Produtivos	18
4.1.1 – Recepção de aves.....	18
4.1.2 – Insensibilização e Sangria	19
4.1.3 – Escaldagem e Depenagem	19
4.1.4 – Evisceração.....	19
4.1.5 – Pré-Resfriamento	20
4.1.6 – Classificação	20
4.1.7 – Sala de cortes	20
4.1.8 – Embalagem primária	20
4.1.9 – Congelamento.....	21
4.1.10 – Embalagem secundária.....	21
4.1.11 – Estocagem.....	21
4.1.12 – Expedição	21

4.2 – Processos Utilidades	21
4.2.1 – Geração de vapor	21
4.2.2 – Geração de frio	23
4.2.2.1 – Compressores de amônia	25
4.2.2.2 – Condensadores	26
4.2.2.3 – Recipiente de líquidos	27
4.2.2.4 – Válvula de expansão	28
3.2.2.5 – Separador de líquido	28
4.2.2.6 – Bombas de amônia	29
4.2.2.7 – Evaporadores	29
5 – REVISÃO DA LITERATURA	30
5.1 – Calor e Trabalho	30
5.2 – Sistema termodinâmico	31
5.3 – Princípio de conservação de massa	31
5.4 – Princípio de conservação de energia	31
5.5 – Casos similares de recuperação de energia com trocadores de calor	32
6 – METODOLOGIA	32
6.1 – Recuperação de calor	32
6.2 – Planejamento do trabalho	34
6.2.2 – Análise energia disponível no óleo	35
6.2.3 – Análise térmica trocadores de calor	35
6.2.4 – Análise termo acumulador – volume de controle 05	39
6.2.5 – Análise de utilização no processo – volume de controle 06	42
6.2.5.1 – Depenadeiras	43
6.2.5.2 – Tanque de escaldagem	45
6.2.5.3 – Chiller pezinhos	48
6.2.5.4 – Higienização	50
7 – RESULTADOS	52

7.1 – Economia gerada	52
7.2 – Resultado financeiro	53
8 – ANÁLISE FINANCEIRA	54
8.1 – Orçamento	54
8.2 – Avaliação pelo VPL (Valor Presente Líquido).....	55
9 – CONCLUSÕES	56
10 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	58
11 – ANEXOS	60

1 – INTRODUÇÃO

1.1 – Tema da Pesquisa

O tema da pesquisa é: Recuperação calor do óleo dos compressores.

1.2 – Delimitações do tema

Atualmente existe uma parcela de calor gerado nos compressores de amônia que é destinado ao meio ambiente pelo atual sistema de refrigeração do óleo, sendo que este trabalho visa calcular o calor que pode ser aproveitado para o aquecimento de água que é utilizada no processo produtivo, bem como os equipamentos necessários para esta finalidade.

1.2 – Formulações da questão de estudo

O aquecimento de água para o processo produtivo é realizado através de injeção de vapor direto (aplicação direta em tanques) ou indireto (utilização de trocadores de calor água/vapor). Todo vapor utilizado é proveniente de uma caldeira que utiliza biomassa como combustível (toras de eucalipto com um metro de comprimento e aproximadamente 130 mm diâmetro). As temperaturas d'água dependem de cada equipamento ou etapa do processo e tem direta influencia na qualidade final dos produtos.

Os principais pontos de consumo de água quente são: tanque de escaldagem (temperatura 58°C), depenadeiras (temperatura 70°C), chiller de pés (temperatura 61°C), depilador de pés (temperatura 60°C), central das pias (temperatura 38°C), maquina de lavar bacias (temperatura 52°C) e central de higienização (temperatura 48°C). Cada ponto possui uma vazão especifica que será detalhada e estudada ao longo do trabalho para os equipamentos onde será possível realizar o aproveitamento do calor.

2 - OBJETIVOS

2.1 – Objetivos gerais

Demonstrar os ganhos com recuperação de calor do sistema de resfriamento de óleo dos compressores de amônia, evidenciando a redução do consumo de biomassa na geração de vapor e verificar a possibilidade de utilização de fontes de energia residuais de um processo e transformá-la em fonte primária para outro processo.

Alem dos ganhos com a redução do consumo de biomassa será possível obter um aumento de eficiência nos compressores, pois atualmente o resfriamento de óleo é feito através de injeção de líquido que tem como consequência uma redução do COP (Coeficiente de Performance).

2.2 – Objetivos específicos

Instalar um trocador de calor (água/amônia) para realizar o resfriamento do óleo dos compressores de amônia com água, ocorrendo assim o aquecimento da água que posteriormente será utilizada em determinados processos com exigência de água quente, obtendo os seguintes resultados:

- ✓ Redução da produção de vapor através do aproveitamento do calor dos compressores
- ✓ Redução do consumo de biomassa para geração de vapor;
- ✓ Aumento de eficiência dos compressores;
- ✓ Redução no indicador de consumo de vapor por tonelada produzida.

3 – JUSTIFICATIVA

Os consumos e gastos com utilidades impactam diretamente no custo final do produto sendo um diferencial competitivo nas margens de lucro para as empresas que conseguem produzir mais com menos. Alem disso tem uma influencia e importância cultural e social muito grande uma vez que envolvem recursos naturais que estão cada vez mais escassos.

Sabemos também que o consumo de energia tem crescido no Brasil e esta cada vez mais difícil conseguir um aumento na demanda contratada devido a sobrecargas nos sistemas

de distribuição, sendo assim para viabilizar novos projetos e aumentos de produção é necessário reutilizar/conservar as fontes de energia disponíveis.

4 – DESCRIÇÃO DO PROCESSO

O abate de aves é composto pelos processos conforme Figura 1:



Figura 1 - Fluxograma processos produtivos abatedouro de aves.

Fonte: Produção do próprio autor.

Existem também os processos de utilidades como sala de máquinas, estação de tratamento de efluentes, caldeira e estação de tratamento de água que fornecem insumos energéticos para o processo produtivo.

Abaixo é possível verificar quais as principais atribuições de cada etapa do processo produtivo:

4.1 – Processos Produtivos

Os processos produtivos contemplam todas as etapas desde a chegada das aves na unidade até a expedição do produto final, conforme descrito abaixo:

4.1.1 – Recepção de aves

O setor de recepção de aves deve ser instalado em plataforma coberta, evitando incidência direta dos raios solares e ventos predominantes. É o local onde as aves são retiradas das gaiolas (de transporte) e penduradas na nórea (equipamento que faz o transporte das aves dentro do frigorífico).

4.1.2 – Insensibilização e Sangria

As aves passam pelo processo de insensibilização através de imersão em líquido (água) que dura aproximadamente 7 segundos, sendo que o mesmo deve ter registros de voltagem de acordo com o tamanho das aves. Para sangria existem duas opções, sendo a primeira automática através de discos com regulagem de acordo com o tamanho da ave e a segunda de forma manual (sendo exigida para alguns mercados como Arábia Saudita). Após a sangria a ave deve passar pelo túnel de sangria, onde é necessário ficar no mínimo três minutos sem nenhuma outra operação para garantir uma sangria total. O sangue é coletado em calhas e destinado para o depósito de sub-produtos e o frango segue para próxima etapa do processo.

4.1.3 – Escaldagem e Depenagem

O tempo necessário para uma escaldagem adequada é de aproximadamente dois minutos a uma temperatura de 58°C para que ocorra o afrouxamento das penas (caso ultrapasse este tempo pode ocorrer o cozimento da carcaça, o que é indesejável no processo). O tanque de escaldagem deve ter uma vazão contínua de água (uma renovação de todo volume a cada turno de abate).

O processo de depenagem é feito através de três equipamentos chamados depenadeiras (primeira e segunda de desbaste e terceira de acabamento), que contem rolos com dedos de borracha que extraem as penas e evitam o aparecimento de hematomas. Nas depenadeiras é utilizado água a uma temperatura média de 70°C com o objetivo de auxiliar na retirada das penas.

4.1.4 – Evisceração

As carcaças das aves devem ser lavadas antes da evisceração em chuveiros com bicos aspersores (vazão média de 1,5 litro/ave), em seguida é realizada a extração da cloaca, abertura do abdômen e depois as vísceras são retiradas e expostas para serem examinadas pela I.F. (Inspeção Federal). Todo o processo é feito por equipamentos automáticos, sendo que após a retirada da víscera as aves passam por um processo de lavagem interna e finalmente antes da próxima etapa por uma cabine de lavagem externa (consumo de 1,5 litros/ave).

4.1.5 – Pré-Resfriamento

O processo de pré-resfriamento é composto por dois equipamentos chamados de pré-chiller e chiller (pré-chiller e chiller são resfriadores contínuos com água gelada e adição de gelo) que tem o objetivo de reduzir a temperatura das aves de aproximadamente 40°C (entrada) para uma temperatura inferior a 4°C (saída) no caso de produtos exportados. Este processo leva aproximadamente uma hora e trinta minutos com um consumo médio de 2,5 litros/aves e adição de aproximadamente 300 gramas de gelo/ave.

4.1.6 – Classificação

Neste processo as aves são direcionadas para duas balanças que classificam e separam de acordo com o peso para posteriormente destiná-las a sala de cortes automática.

4.1.7 – Sala de cortes

A unidade possui uma sala de cortes totalmente automatizada, onde as carcaças das aves são acondicionadas em cones e passam automaticamente por diversos processos como: corte front-half (separa o dorso das coxas das aves), retirada da pele do pescoço, retirada da pele do dorso, retirada do peito, retirada das asas, retirada do sassami e retirada da cartilagem do peito. O peito das aves passa por um processo de revisão e filetagem caso necessário.

Todas as partes retiradas nos equipamentos automáticos passam por balanças classificadoras de peso que tem a função de montar pacotes de 2 kg até 5 kg, dependendo das exigências do cliente.

4.1.8 – Embalagem primária

Os pacotes passam por um processo de selagem e retirada de ar, através de equipamento com sucção a vácuo e posteriormente são acondicionados em caixas de papelão para serem destinadas aos tuneis de congelamento.

4.1.9 – Congelamento

As caixas são colocadas em gaiolas com capacidade de aproximadamente 660 kg/gaiola que são destinadas aos tuneis. O produto deve entrar no túnel de congelamento a uma temperatura máxima de 7 °C e sair com temperaturas abaixo de -18°C. Para o processo de congelamento é utilizado um sistema de refrigeração com compressores de amônia.

4.1.10 – Embalagem secundária

As caixas são tiradas das gaiolas dos tuneis de congelamento, tampadas, plastificadas e enviadas para o processo de paletização e envolvimento com filme stretch, que tem a finalidade de manter o pallet mais estável.

4.1.11 – Estocagem

Processo composto por duas câmaras de estocagem, sendo uma para mercado interno e outra para mercado externo. As câmaras trabalham a uma temperatura de -20°C e tem a finalidade de conservar o produto até o momento da expedição para fora da fabrica.

4.1.12 – Expedição

Processo responsável por realizar a medição de temperatura média dos pallets de produto e realizar o carregamento nos caminhões de transporte frigorificado.

4.2 – Processos Utilidades

Os processos de utilidades são responsáveis por realizar todo o suprimento de recursos para possibilitar as transformações em cada etapa, segue abaixo a descrição dos principais:

4.2.1 – Geração de vapor

A geração de vapor na unidade é realizada através de uma caldeira H-Bremer com capacidade nominal de 3.000 kg/h a uma pressão de 7 bar. O vapor gerado é utilizado para aquecimento de água para diversos equipamentos do processo produtivo conforme Figura 2.

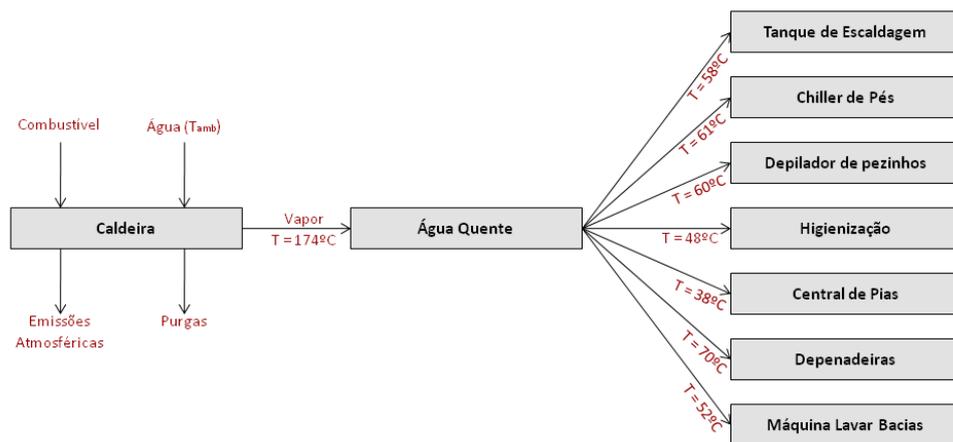


Figura 2 – Utilização do vapor gerado nos processos produtivos.
Fonte: Produção do próprio autor.

A caldeira utilizada na unidade é do tipo mista conforme Figura 3, ou seja, possui fornalha aquatubular (água dentro dos tubos) e corpo flamotubular (gás dentro dos tubos).

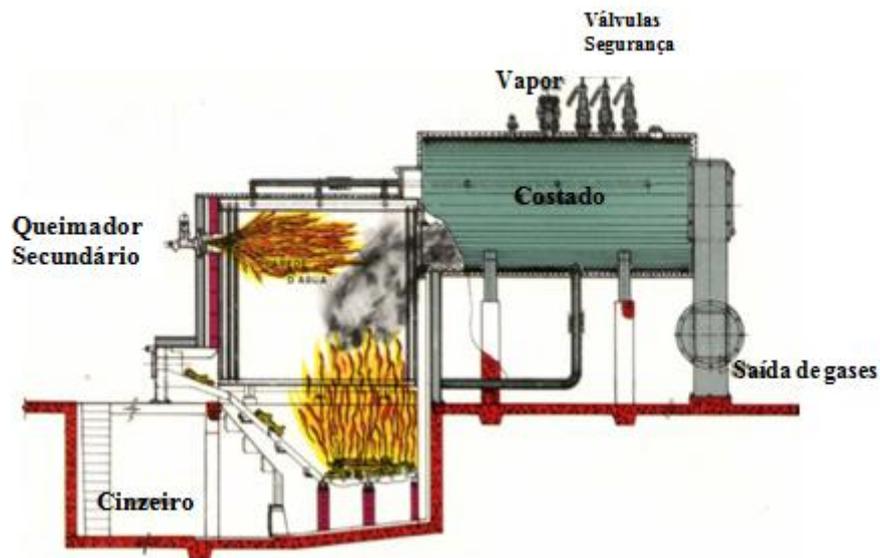


Figura 3 - Caldeira tipo mista H. Bremer.
Fonte: The Babcock & Wilcox Company.

Sistema de aquecimento de vapor direto que é realizado através de injeção de vapor nos tanques conforme Figura 4, tendo um medidor de temperatura e uma válvula proporcional para controlar a vazão de vapor necessária de acordo com set-point de trabalho além de um injetor para melhor eficiência de troca térmica.

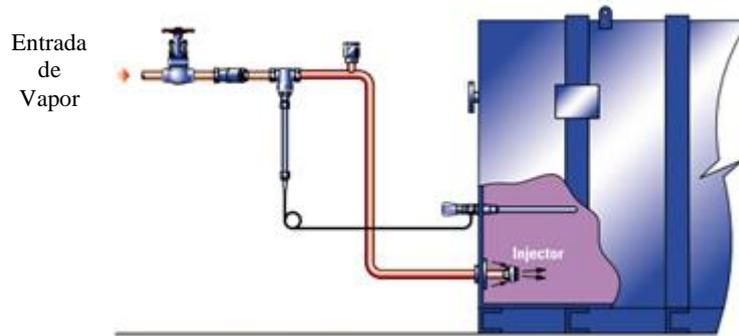


Figura 4 - Sistema de aquecimento direto de vapor.
Fonte: SpiraxSarco Steam – The Energy Fluid.

Sistema de aquecimento indireto que utiliza trocadores de calor a placas conforme Figura 5, onde passa água de um lado e vapor do outro lado do trocador de calor. Para controle de injeção o sistema possui medidor de temperatura e uma válvula proporcional. Na saída do lado do vapor existe um purgador que tem a função de evitar o acúmulo de líquido dentro do trocador de calor. O condensado é destinado para um tanque de água quente, evitando assim desperdício de energia.

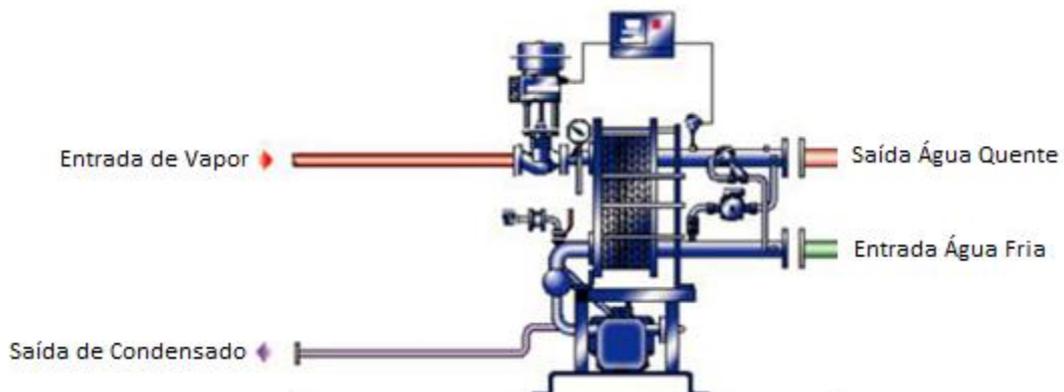


Figura 5 - Sistema de aquecimento indireto.
Fonte: SpiraxSarco Steam – The Energy Fluid.

4.2.2 – Geração de frio

Para reduzir a temperatura de produtos e ambientes é necessário retirar energia térmica de um determinado corpo ou ambiente, ou seja, através de um ciclo termodinâmico o calor é extraído e enviado para o ambiente externo, conforme pode ser visto na Figura 6.

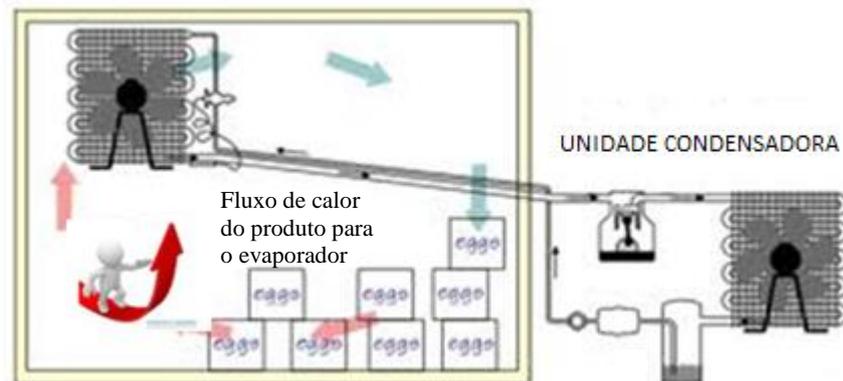


Figura 6 - Demonstrativo do transporte de calor das câmaras para o ambiente externo.
 Fonte: Instalações de Refrigeração Industrial Utilizando Amônia como Refrigerante – Parte I e Parte II.

O sistema de refrigeração da unidade trabalha em três regimes de operação, sendo dois considerados regimes de alta $-10/+35^{\circ}\text{C}$ e $0^{\circ}\text{C}/+35$ e um regime de baixa $-35/-10^{\circ}\text{C}$ conforme verificado esquematicamente na Figura 7.

O regime de $0^{\circ}\text{C}/+35^{\circ}\text{C}$ é utilizado para climatização de ambientes e refrigeração d'água para o processo produtivo.

O regime de $-10/+35^{\circ}\text{C}$ é utilizado como booster para o regime de baixa e refrigeração de câmaras de resfriado.

O regime de $-35/-10^{\circ}\text{C}$ é utilizado para congelamento de produtos e câmaras de estocagem.

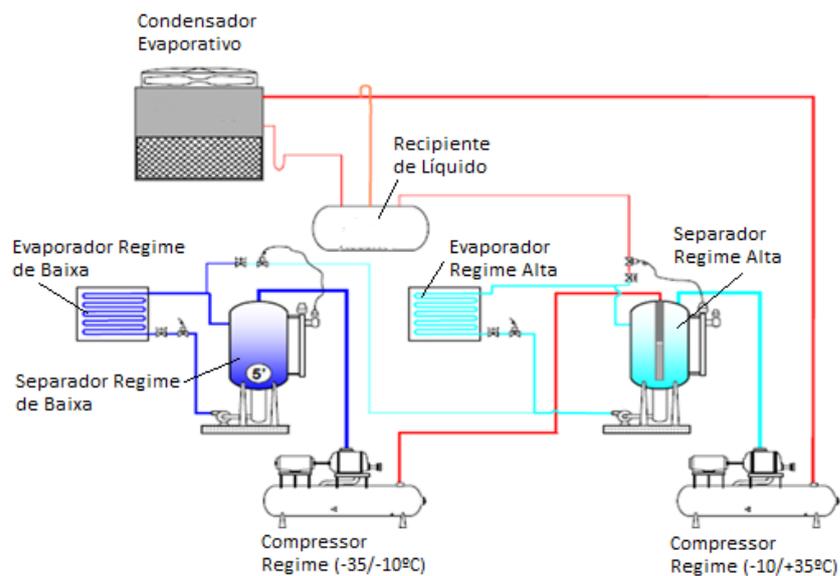


Figura 7 - Esquema de um sistema de refrigeração duplo estágio.
 Fonte: Instalações de Refrigeração Industrial Utilizando Amônia como Refrigerante – Parte I.

O sistema de refrigeração é composto basicamente pelos seguintes itens:

- ✓ Compressor de amônia;
- ✓ Condensadores;
- ✓ Recipiente de líquido;
- ✓ Válvula de expansão;
- ✓ Separador de líquido;
- ✓ Bombas de amônia;
- ✓ Evaporadores;

Abaixo será possível entender o princípio de funcionamento de cada equipamento do processo de refrigeração:

4.2.2.1 – Compressores de amônia

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração. Sua função é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema, sendo que a unidade possui compressores parafuso e alternativos.

Compressores parafuso possuem as seguintes características:

- ✓ Dois rotores ranhurados helicoidalmente engrenando-se conforme Figura 8;
- ✓ Possuem portas de entrada e saída para o gás;
- ✓ O fluxo de gás é contínuo e simultaneamente radial e axial;
- ✓ Não possuem válvulas de sucção e descarga;
- ✓ Geralmente rotor macho de 4 lóbulos e rotor fêmea de 6 lóbulos ($m = 3600 \text{ rpm}$ $f = 2400 \text{ rpm}$);
- ✓ Rotor fêmea pode ser acionado por engrenagens sincronizadas ou através do próprio rotor macho mergulhado em banho de óleo;



Figura 8 - Rotores compressor parafuso.
Fonte: Produção do próprio autor.

Compressor alternativo possui as seguintes características:

- ✓ Deslocamento do pistão em movimento retilíneo conforme Figura 9;
- ✓ Entrada e saída do gás no receptor são comandadas por meio de válvulas, localizadas na tampa do cilindro;
- ✓ Possui sistema de transmissão tipo biela-manivela, que permite a transformação do movimento rotativo do motor em alternativo;
- ✓ Possuem um ou mais cilindros (pode chegar até 16 cilindros);
- ✓ Lubrificação forçada ou por pescador;
- ✓ A tampa do cilindro geralmente provida de mola de segurança, que permite o levantamento de toda sede da válvula para saída de líquido (funcionamento irregular);

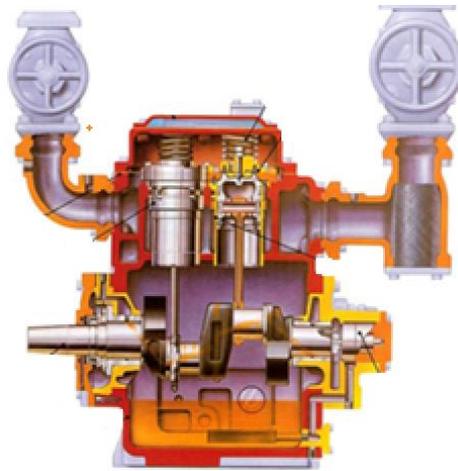


Figura 9 - Compressor alternativo de pistão.
Fonte: www.mycomasia.com

4.2.2.2 – Condensadores

São elementos do sistema de refrigeração conforme Figura 10 que têm a função de transformar vapor superaquecido que é descarregado dos compressores a alta pressão, em líquido. Para isso, rejeita o calor contido no fluido refrigerante para alguma fonte de resfriamento tendo as seguintes características:

- ✓ Ao ser admitido no condensador o fluido pode estar no mesmo estado que na descarga do compressor;
- ✓ Vapor superaquecido a alta pressão;
- ✓ Objetivo é produzir refrigerante líquido para sua evaporação;
- ✓ O processo de condensação do fluido refrigerante se dá ao longo de um trocador de calor, denominado condensador, em três fases distintas que são: Dessuperaquecimento, condensação e Sub-resfriamento.



Figura 10 - Condensador evaporativo.
Fonte: Catalogo geral de produto Mebrafe.

4.2.2.3 – Recipiente de líquidos

São elementos que tem a função de armazenar amônia líquida a alta pressão conforme Figura 11, sendo que abaixo seguem algumas características construtivas e de operação:

- ✓ Deposito em forma cilíndrica, dispostos vertical ou horizontalmente;
- ✓ São destinados a recolher o líquido de amônia condensado;
- ✓ Função de evitar entrada de vapor na válvula de expansão;
- ✓ Permite a variação de carga térmica;
- ✓ Recolher o líquido da instalação em caso de reparo;
- ✓ Deve ter capacidade extra de 1/3 do volume ocupado pela massa líquida;
- ✓ Em grandes instalações recomenda-se dimensionar o recipiente com volume de recolhimento de pelo menos 40% do volume total ou que atenda o volume do maior componente do sistema;
- ✓ Quando houver mais de um recipiente de líquido na instalação, os mesmos devem ser do mesmo diâmetro e devem estar no mesmo nível;
- ✓ Devem estar interligados tanto no lado do líquido (por baixo) quanto no lado do vapor (por cima) a fim de evitar desnível;



Figura 11 - Recipiente de líquido de amônia.
Fonte: Produção do próprio autor.

4.2.2.4 – Válvula de expansão

Utilizadas para realizar a expansão da amônia na entrada do separador de líquido, podemos visualizar uma válvula na Figura 12:



Figura 12 - Válvula de expansão.
Fonte: Catalogo Hansen do Brasil.

3.2.2.5 – Separador de líquido

Tem como função garantir a sucção seca dos compressores, evitando golpes de líquido, sendo que é posicionado entre os evaporadores e os compressores, podem ser visualizado na Figura 13, tendo os seguintes itens como princípio de funcionamento:

- ✓ Proporcionar uma queda de velocidade dos vapores saturados da sucção úmida;
- ✓ Velocidade no tubo aproximadamente 15 a 20 m/s e no separador 0,5 m/s;
- ✓ Gotas ou até mesmo o filme de líquido arrastados junto com o vapor ficam depositadas no corpo do separador;
- ✓ Através de bomba retornam ao evaporador para vaporizar.
- ✓ São adotados nas instalações que utilizam evaporadores inundados;
- ✓ Os separadores de líquido podem ser horizontais ou verticais;
- ✓ Alimentação de líquido é feita através de um dispositivo de expansão;
- ✓ Dispositivos de expansão podem ser para alta ou baixa pressão, automáticos ou manuais;
- ✓ Estes vasos devem ser isolados termicamente, para evitar ganho de carga térmica não considerada no ambiente a refrigerar.



Figura 13 - Separador de líquido.
Fonte: Catalogo geral produto Mebrafe.

4.2.2.6 – Bombas de amônia

Bombeamento pode ser definido como a adição de energia para transportar o fluido de um determinado ponto a outro;

- ✓ A bomba (Figura 14) tem função de abastecer os evaporadores com líquido;
- ✓ Geralmente a bomba deve ser dimensionada para 4 vezes a vazão calculada para absorver a carga térmica;
- ✓ Aconselhável instalação de filtros na sucção das bombas;
- ✓ Deve haver uma linha de equalização de pressão entre a carcaça da bomba e o separador de líquido, principalmente para quando a bomba estiver parada;

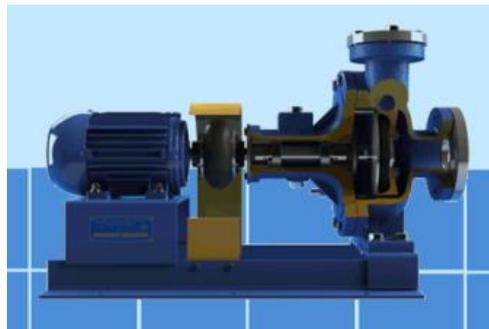


Figura 14 - Bomba de amônia.
Fonte: <http://frigostrella.com.br/bomba-centrifuga.asp>

4.2.2.7 – Evaporadores

Componente de refrigeração onde o fluido refrigerante sofre uma mudança de estado, saindo de uma fase líquida para vapor, pode ser chamado também de serpentina de

resfriamento (Figura 15), resfriador e congelador destinado a retirar a carga térmica do processo produtivo.



Figura 15 - Evaporador duplex.
Fonte: Catálogo geral produto Mebrafe.

5 – REVISÃO DA LITERATURA

5.1 – Calor e Trabalho

De acordo com Eficiência Energética no Uso de Vapor. Rio de Janeiro (NOGUEIRA et alli), o calor pode ser definido como a energia térmica que flui devido apenas à diferença de temperatura. O trabalho corresponde a qualquer variação de energia mecânica que possa ser associada à elevação de um peso (trabalho e calor são formas de fluxo energéticos).

Quando um corpo ganha ou perde calor, em geral, muda o estado de agitação térmica de suas moléculas, conseqüentemente, a temperatura do mesmo varia. A quantidade de calor cedida ou recebida por um corpo que sofre variação de temperatura é denominada calor sensível. O calor sensível depende da variação de temperatura, das características do material e da sua massa conforme equação abaixo:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t \quad (01)$$

Onde:

c = calor específico (kcal/kg.°C);

Q = calor sensível cedido ou recebido (kcal);

m = massa (kg);

$\Delta t = (t_2 - t_1)$ – Variação de temperatura (°C).

5.2 – Sistema termodinâmico

Quantidade de matéria ou região definido em função do que se pretende analisar. A vizinhança ou meio esta situada sempre fora do sistema termodinâmico sendo limitado por uma fronteira ou volume de controle que pode ser móvel ou fixa.

5.3 – Princípio de conservação de massa

O princípio de conservação de massa assegura que a diferença entre as massas que entram e saem do volume de controle correspondem exatamente à variação de massa no interior do volume de controle, por que massa não se cria e nem se destrói. Para o balanço de massa devemos usar a seguinte equação:

$$\Sigma m_e = \Sigma m_s \quad (02)$$

Onde,

Σm_e = somatório das massas que entram no volume de controle (kg/h);

Σm_s = somatório das massas que saem do volume de controle (kg/h);

5.4 – Princípio de conservação de energia

A primeira lei da termodinâmica, estabelece que energia não pode ser criada nem destruída, mas simplesmente transformada de uma forma em outra.

Para um volume de controle em regime permanente, as condições de massa dentro de um volume de controle não variam com o tempo, sendo assim a massa, a taxa de transferência de calor e de trabalho (*potencia*) também são constantes com o tempo, podendo ser verificadas na equação abaixo:

$$\Sigma E_e = \Sigma E_s \quad (03)$$

$$\Sigma m_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e \right) = \Sigma m_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g \cdot z_s \right) \quad (04)$$

Onde,

ΣE_e = somatório energia que entra no volume de controle (kcal/h);

ΣE_s = somatório energia que sai do volume de controle (kcal/h);

Para trocadores de calor a parcela de energia potencia e energia cinética serão consideradas nulas.

5.5 – Casos similares de recuperação de energia com trocadores de calor

Casos similares a recuperação de energia do óleo dos compressores são aplicados em fabricas de farinha, onde é possível aproveitar o calor proveniente do cozimento de vísceras (em forma de vapor a pressão atmosférica) para aquecimento de água a ser utilizada nos processos.

Outro caso pode que pode ser descrito é a utilização da energia disponível na descarga dos compressores de amônia (amônia com temperatura aproximada de 75°C), onde é possível instalar um trocador de calor (denominado dessuperaquecedor) com o objetivo de transferir a energia térmica para água ao invés de destiná-la para o ambiente.

6 – METODOLOGIA

6.1 – Recuperação de calor

A recuperação de calor do óleo dos compressores será realizada por meio de um trocador de calor Shell-and-tube (casco e tubo), onde existe óleo (fluido quente) passando no lado do casco e água potável (fluido frio) passando no lado dos tubos. O óleo dos compressores deve ser mantido a uma temperatura de aproximadamente 50°C, para garantir as suas propriedades de lubrificação.

O sistema atual utiliza injeção de liquido (amônia) para realizar a refrigeração do óleo, sendo que o calor retirado é transportado para os condensadores e liberado para o meio ambiente, conforme desenho esquemático da Figura 16.

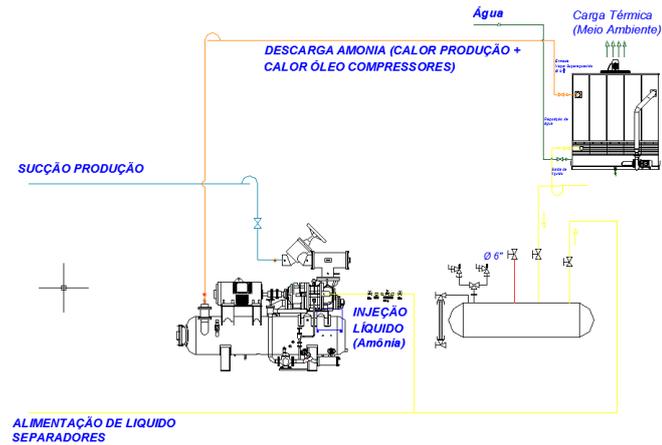


Figura 16 - Sistema com injeção de líquido.

Fonte: Autoria própria do autor.

No sistema proposto será utilizado água como fluido refrigerante (ao invés de amônia) sendo que o trocador de calor terá circuito aberto, ou seja, não possuirá torres de resfriamento de água uma vez que o calor do óleo dos compressores será utilizado no processo produtivo em forma de água quente, conforme demonstrado na Figura 17. Deverá existir também um pulmão de água quente que será utilizado como termo acumulador, evitando que ocorra a interrupção no fluxo de água (prejudicando o resfriamento de óleo) em caso de baixo consumo no processo (exemplo: horários de higienização do frigorífico) além de garantir a alimentação de água para os processos produtivos.

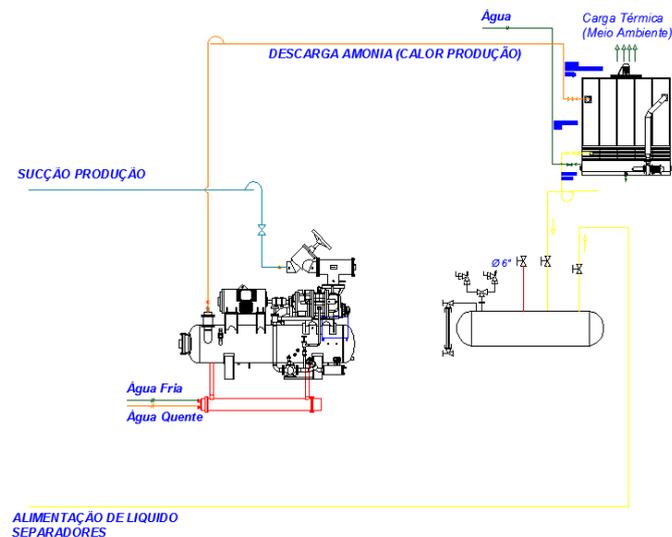


Figura 17 - Sistema com resfriamento a água.

Fonte: Autoria própria do autor.

Na Figura 18 pode ser visualizado um fluxograma geral do sistema que será dividido em seis volumes de controle (trocadores de calor individualmente, tanque de termo acumulação e utilização no processo) que abrange desde a recuperação de calor nos compressores da sala de maquinas até a utilização nos equipamento de processo. O estudo de carga térmica vai considerar apenas a parte de resfriamento de óleo com água e processos produtivos que utilizam água quente, sendo que não será avaliando o lado da amônia e condensadores.

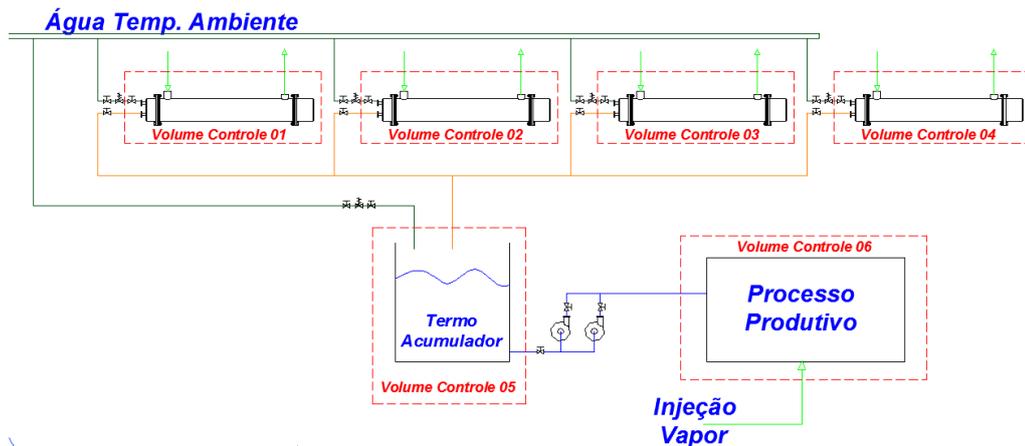


Figura 18 - Fluxograma geral do sistema.
Fonte: Autoria própria do autor.

6.2 – Planejamento do trabalho

6.2.1 – Componentes do sistema

O sistema é composto pelos seguintes itens:

- ✓ Trocador de calor;
- ✓ Sistema de controle de temperatura;
- ✓ Tanque para termo acumulação;
- ✓ Sistema de controle de nível;
- ✓ Sistema de bombeamento de água quente;
- ✓ Tubulações e válvulas.

6.2.2 – Análise energia disponível no óleo

Através do catálogo do fornecedor é possível identificar a carga térmica necessária para realizar o resfriamento do óleo de todos os compressores (verifica-se variações devido a capacidade de cada equipamento), conforme pode ser visualizados na Tabela 1.

Tabela 1 - Informações carga térmica disponível.

Compressor	Nº Trocador	Cap. Refrigeração (kcal/h)	Regime de Trabalho	Potência (cv)	Carga Térmica Óleo (kcal/h)
MYCOM N250-VMD-TS	01	653.000	-35°C/-10°C	300	100.000
MYCOM N320-VSD-TS	02	870.000	-35°C/-10°C	300	135.000
HOWDEN WRV 255	03	1.079.000	-10°C/+35°C	500	250.000
MYCOM N320-SUMIX	04	1.347.900	-10°C/+35°C	650	300.000

6.2.3 – Análise térmica trocadores de calor

Através de balanço de massa e energia nos trocadores de calor é possível verificar as temperaturas e vazões disponíveis, sendo que a carga térmica do óleo deve ser transferida na sua totalidade para água, então:

$$Q_{\text{óleo01}} = Q_1 = 100.000 \text{ kcal/h (Compressor MYCOM N250-VMD-TS);}$$

$$Q_{\text{óleo02}} = Q_2 = 135.000 \text{ kcal/h (Compressor MYCOM N320-VSD-TS);}$$

$$Q_{\text{óleo03}} = Q_3 = 250.000 \text{ kcal/h (Compressor HOWDEN WRV 255);}$$

$$Q_{\text{óleo04}} = Q_4 = 300.000 \text{ kcal/h (Compressor MYCOM N320-SUMX).}$$

O sistema de automação é feito para proporcionar uma temperatura de água de 45°C, ocorrendo variações de vazão de acordo com a temperatura inicial d'água e carga térmica do óleo dos compressores.

Trocador de calor 01 – Volume de controle 01: o fluxo de água e óleo bem como o posicionamento das variáveis podem ser verificados na Figura 19.

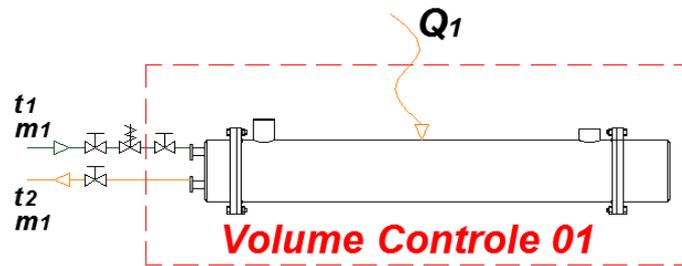


Figura 19 - Volume de controle 01.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$Q_1 = 100.000$ kcal/h (Energia disponível no trocador de calor 01);

$t_1 = 23^\circ\text{C}$ (Temperatura ambiente d'água);

$t_2 = 45^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida para água na saída do trocador 01);

$c = 1,00$ kcal/kg $^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

Pretende-se calcular:

m_1 : (Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor) em kg/h.

Aplicando na equação 01, obtemos:

$$Q_1 = m_1 \cdot c \cdot (t_2 - t_1)$$

$$m_1 = \frac{Q_1}{c \cdot (t_2 - t_1)}$$

$$m_1 = \frac{100.000}{1 \cdot (45 - 23)}$$

$$m_1 = 4.545,4 \text{ kg/h}$$

Trocador de calor 02 – Volume de controle 02: o fluxo de água e óleo bem como o posicionamento das variáveis podem ser verificados na Figura 20.

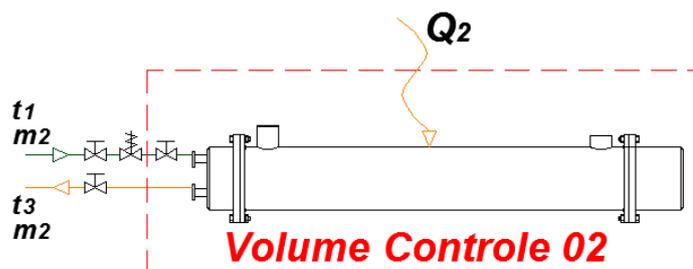


Figura 20 - Volume de controle 02.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$Q_2 = 135.000$ kcal/h (Energia disponível no trocador de calor 02);

$t_1 = 23^\circ\text{C}$ (Temperatura ambiente d'água);

$t_3 = 45^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida para água na saída do trocador 02);

$c = 1,00$ kcal/kg $^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

Pretende-se calcular:

m_2 : (Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor) em kg/h;

Aplicando na equação 01, obtemos:

$$Q_2 = m_2 \cdot c \cdot (t_3 - t_1)$$

$$m_2 = \frac{Q_2}{c \cdot (t_3 - t_1)}$$

$$m_2 = \frac{135.000}{1 \cdot (45 - 23)}$$

$$m_2 = 6.136,3 \text{ kg/h}$$

Trocador de calor 03 – Volume de controle 03: o fluxo de água e óleo bem como o posicionamento das variáveis podem ser verificados na Figura 21.

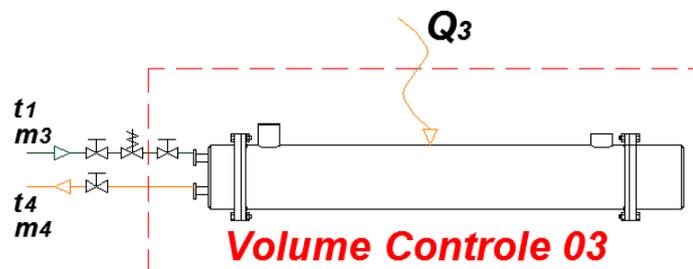


Figura 21 - Volume de controle 03.

Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$Q_3 = 250.000$ kcal/h (Energia disponível no trocador de calor 03);

$t_1 = 23^\circ\text{C}$ (Temperatura ambiente d'água);

$t_4 = 45^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida para água na saída do trocador 03);

$c = 1,00$ kcal/kg $^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

m_3 : (Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor) em kg/h;

Aplicando na equação 01, obtemos:

$$Q_3 = m_3 \cdot c \cdot (t_4 - t_1)$$

$$m_3 = \frac{Q_3}{c \cdot (t_4 - t_1)}$$

$$m_3 = \frac{250.000}{1 \cdot (45 - 23)}$$

$$m_3 = 11.363,6 \text{ kg/h}$$

Trocador de calor 04 – Volume de controle 04: o fluxo de água e óleo bem como o posicionamento das variáveis podem ser verificados na figura 22.

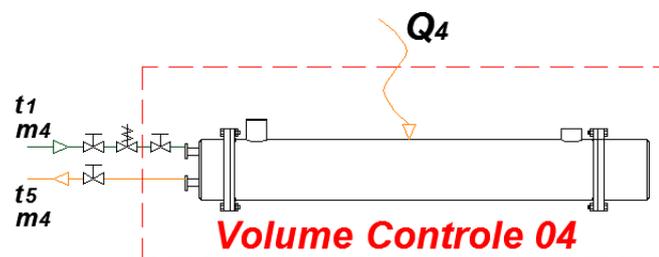


Figura 22 - Volume de controle 04.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$Q_4 = 300.000 \text{ kcal/h}$ (Energia disponível no trocador de calor 04);

$t_1 = 23^\circ\text{C}$ (Temperatura ambiente d'água);

$t_5 = 45^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida para água na saída do trocador 04);

$c = 1,00 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

m_4 : (Vazão mássica de água disponível na saída do trocador de calor) em kg/h;

Aplicando na equação 01, obtemos:

$$Q_4 = m_4 \cdot c \cdot (t_5 - t_1)$$

$$m_4 = \frac{Q_4}{c \cdot (t_5 - t_1)}$$

$$m_4 = \frac{300.000}{1 \cdot (45 - 23)}$$

$$m_4 = 13.636,3 \text{ kg/h}$$

6.2.4 – Análise termo acumulador – volume de controle 05

No termo acumulador ocorre à entrada de água de todos os trocadores de calor, sendo que as perdas de temperatura na tubulação serão desconsideradas devido à pequena distancia entre os pontos e o isolamento térmico utilizado. Com isso verifica-se o volume de controle 05 com as suas variáveis envolvidas na Figura 23.

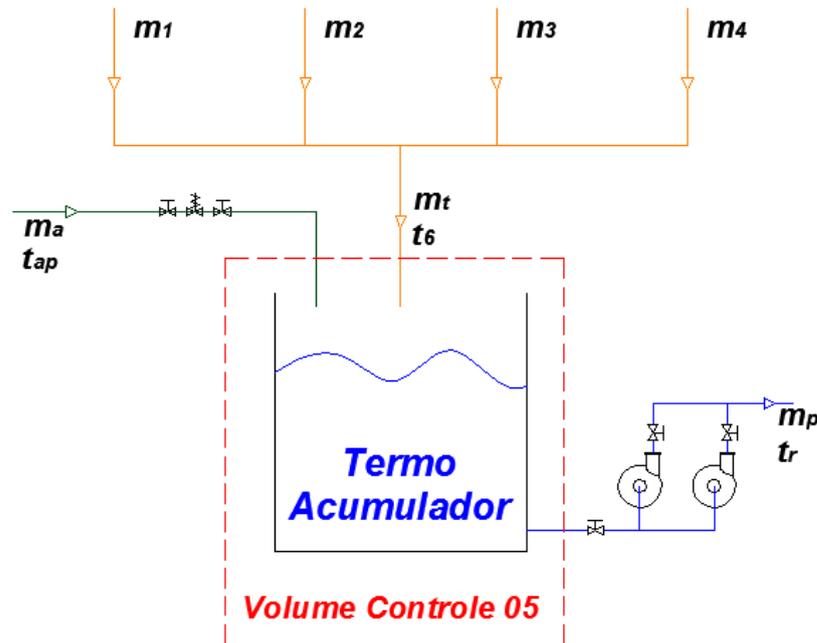


Figura 23 - Volume de controle 05.
Fonte: Autoria própria do autor.

Após análise dos trocadores de calor individualmente é possível verificar a massa total de água quente que disponibilizada ao processo, sendo que a temperatura inicial para água igual a 23°C e temperatura final 45°C, ou seja, uma diferença de 22°C.

$$m_t = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$$

$$m_t = 4.545,4 + 6.136,3 + 11.363,6 + 13.636,3$$

$$m_t = 35.681,6 \text{ kg/h}$$

O termo acumulador tem a função de proporcionar uma estabilização de temperatura, além de um armazenamento de calor em momentos onde não ocorre consumo de água nos processos.

Além da entrada de água quente será adicionado uma tubulação para entrada de água a temperatura ambiente, pois o consumo dos processos é maior do que a quantidade de água quente disponível, conforme verificado na Tabela 2 o perfil de consumo diário.

Tabela 2 - Perfil de consumo diário.

Hora	Tanque Escaldagem (m³/h) – 58°C	Depenadeira (m³/h) – 70°C	Chiller Pezinhos (m³/h) – 61°C	Higienização (m³/h) – 45°C	Total Consumo (m³/h)	Consumo – Fornecimento (m³/h)
0:00	4,20	15,60	1,30	40,00	61,10	-21,70
1:00	4,00	15,00	1,00	0,00	20,00	19,40
2:00	4,10	15,00	1,00	0,00	20,10	19,30
3:00	4,20	15,30	1,20	0,00	20,70	18,70
4:00	4,20	15,10	1,00	0,00	20,30	19,10
5:00	3,92	15,50	1,60	0,00	21,02	18,38
6:00	4,00	15,00	1,20	0,00	20,20	19,20
7:00	4,10	15,20	1,30	0,00	20,60	18,80
8:00	4,10	15,70	1,70	0,00	21,50	17,90
9:00	22,00	0,00	2,00	0,00	24,00	15,40
10:00	4,00	15,00	1,00	52,00	72,00	-32,60
11:00	4,00	15,00	1,10	40,00	60,10	-20,70
12:00	4,30	15,20	1,20	0,00	20,70	18,70
13:00	4,00	15,30	1,00	0,00	20,30	19,10
14:00	3,95	15,00	1,50	0,00	20,45	18,95
15:00	4,10	15,20	1,30	52,00	72,60	-33,20
16:00	4,10	15,00	1,30	52,00	72,40	-33,00
17:00	22,00	0,00	2,00	52,00	76,00	-36,60
18:00	4,00	14,80	1,40	52,00	72,20	-32,80
19:00	4,00	15,00	1,40	52,00	72,40	-33,00
20:00	4,20	14,90	1,20	0,00	20,30	19,10
21:00	3,90	15,00	1,30	0,00	20,20	19,20
22:00	3,90	15,40	1,10	0,00	20,40	19,00
23:00	22,00	0,00	2,00	52,00	76,00	-36,60
Média	6,30	13,26	1,34	18,50	39,40	0,00

Sabendo que a densidade da água a temperatura ambiente e pressão de 3,0 bar é igual a 997,7 kg/m³, é possível determinar a vazão mássica requerida nos processo:

$$m_p = 39,40 \times 997,7$$

$$m_p = 39.309,3 \text{ kg/h}$$

Como existe uma mistura de água quente com água à temperatura ambiente é necessário realizar o balanço de massa e energia para identificar qual será a temperatura resultante.

Dados:

$$m_t = 35.681,6 \text{ kg/h (Vazão mássica dos 04 trocadores de calor);}$$

$$t_6 = 45^\circ\text{C (Temperatura resultante dos 04 trocadores de calor);}$$

$$m_p = 39.309,3 \text{ kg/h (Vazão mássica média requerida nos processos);}$$

$$t_{ap} = 23^\circ\text{C (Temperatura água potável);}$$

Pretende-se calcular:

$$t_r : \text{(Temperatura resultante) em } ^\circ\text{C};$$

$$m_a : \text{(Vazão mássica água potável) em kg/h;}$$

Aplicando na equação 02, obtemos o balanço de massa:

$$m_{\text{entra}} = m_{\text{sai}}$$

$$m_t + m_a = m_p$$

$$m_a = 39.309,3 - 35.681,6$$

$$m_a = 3.627,78 \text{ kg/h}$$

Aplicando na equação 03, obtemos balanço de energia:

$$e_{\text{entra}} = e_{\text{sai}}$$

$$m_t \cdot t_6 + m_a \cdot t_{ap} = m_p \cdot t_r$$

$$t_r = \frac{m_t \cdot t_6 + m_a \cdot t_{ap}}{m_p}$$

$$t_r = \frac{35.681,6 \times 45 + 3.627,78 \times 23}{39.309,3}$$

$$t_r = 42,96 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De acordo com o balanço de massa e energia teremos 39.309,6 kg/h a uma temperatura de 42,96 °C.

Sabendo a vazão total do sistema é possível calcular o diâmetro da tubulação geral conforme demonstrado abaixo:

Dados:

$m_p = 39.309,3$ kg/h (Vazão mássica média requerida nos processos);

$V_p = 39,40$ m³/h (Vazão volumétrica média requerida nos processos);

$v = 1,5$ m/s (Velocidade de escoamento para água = 5.400 m/h).

Pretende-se calcular:

d : (Diâmetro da tubulação) em mm.

$$V_p = v \times A$$

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4}$$

$$d^2 = \frac{4 \times V_p}{\pi \times v}$$

$$d^2 = \frac{4 \times 39,40}{\pi \times 1,5}$$

$$d^2 = \frac{4 \times 39,40}{\pi \times 5.400}$$

$$d = 95,91 \text{ mm}$$

Será adotado o diâmetro comercial de 4", ou seja 101,6 mm obtendo assim uma velocidade de escoamento de 1,35 m/s estando dentro do aceitável.

6.2.5 – Análise de utilização no processo – volume de controle 06

Para o volume de controle 06 será analisado o consumo de água quente com suas respectivas temperatura para os seguintes equipamentos: Depenadeiras, Tanque de escaldagem, central pezinhos e tanque de higienização.

Atualmente todos os processos recebem água a temperatura ambiente (23°C) e através de injeção de vapor direta ou indireta é realizado o aquecimento até a temperatura desejada.

Será realizado um comparativo de redução no consumo de vapor com a substituição desta água a temperatura ambiente pela água do termo acumulador onde teremos uma temperatura de 42,96°C, sendo que a utilização de vapor será apenas para correção da temperatura nos equipamento que exigem maior temperatura do que a disponível.

6.2.5.1 – Depenadeiras

Conforme verificado na Tabela 01 para depenadeira é necessário uma vazão média de 13,26 m³/h, ou seja 13.229,5 kg/h a uma temperatura de 70°C, obtendo um consumo de vapor para aquecimento d'água conforme descrito abaixo, sendo que na Figura 24 é possível verificar o fluxograma das variáveis envolvidas.

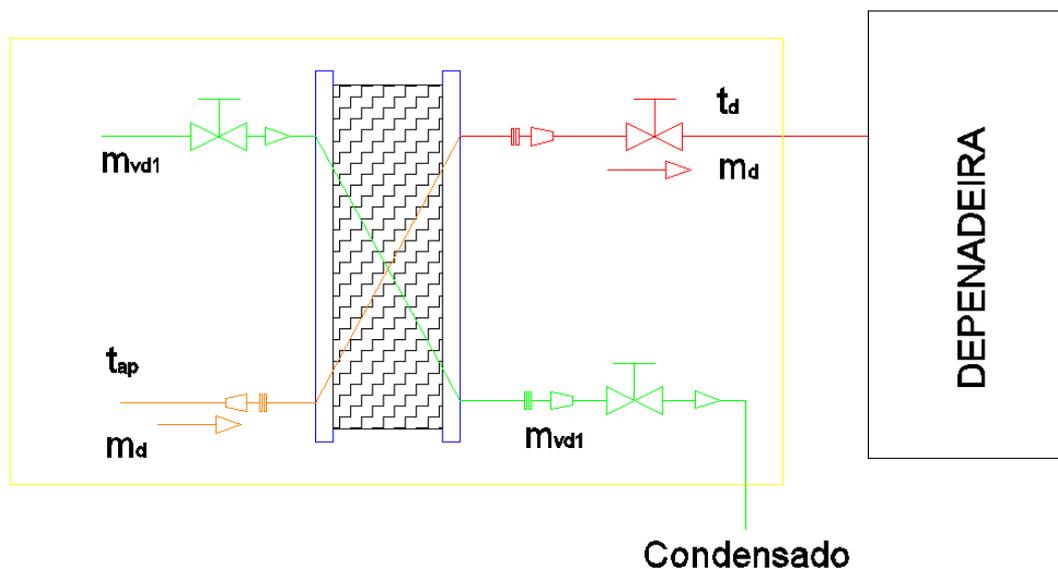


Figura 24 - Variáveis processo depenadeira - Atual
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_d = 13.229,5 \text{ kg/h}$ (Vazão mássica depenadeiras);

$t_d = 70^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida depenadeira);

$c = 1,00 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51 \text{ kcal/kg}$ (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_{ap} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ (Temperatura água potável);

Pretende-se calcular:

Q_{d1} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto) em kcal/h;

m_{vd1} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água depenadeira – antes do projeto) em kg/h;

$$Q_{d1} = m_d \cdot c \cdot (t_d - t_{ap})$$

$$Q_{d1} = 13.229,5 \times 1,00 \times (70 - 23)$$

$$Q_{d1} = 621.786,5 \text{ kcal/h}$$

$$m_{vd1} = \frac{Q_{d1}}{C_l}$$

$$m_{vd1} = 1.232,45 \text{ kg/h}$$

Com a utilização de água do termo acumulador ocorre uma redução no consumo de vapor devido à elevação da temperatura d'água de entrada conforme cálculos abaixo, sendo que o fluxograma pode ser verificado na figura 25.

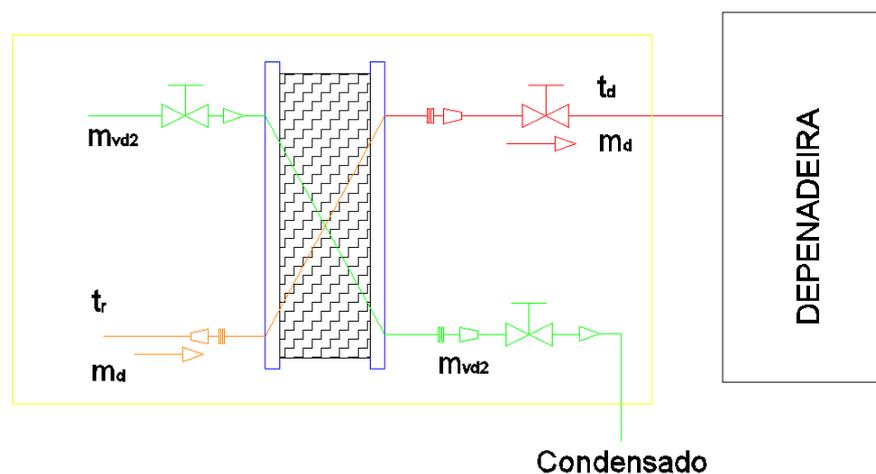


Figura 25 - Variáveis no processo depenadeira - Proposto.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_d = 13.229,5 \text{ kg/h}$ (Vazão mássica depenadeiras);

$t_d = 70^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida depenadeira);

$c = 1,00 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51 \text{ kcal/kg}$ (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_r = 42,96^\circ\text{C}$ (Temperatura resultante);

Pretende-se calcular:

Q_{d2} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto) em kcal/h;

m_{vd2} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água depenadeira – depois do projeto) em kg/h;

$$Q_{d2} = m_d \cdot c \cdot (t_d - t_r)$$

$$Q_{d2} = 13.229,5 \times 1,00 \times (70 - 42,96)$$

$$Q_{d2} = 357.725,7 \text{ kcal/h}$$

$$m_{vd2} = \frac{Q_{d2}}{C_l}$$

$$m_{vd2} = 709,05 \text{ kg/h}$$

Redução de 42,46% no consumo de vapor na depenadeira.

6.2.5.2 – Tanque de escaldagem

Conforme verificado na Tabela 01 para o tanque de escaldagem é necessário uma vazão média de 6,3 m³/h, ou seja 6.285,5 kg/h a uma temperatura de 58°C, obtendo um consumo de vapor para aquecimento d'água conforme descrito abaixo, sendo que na Figura 26 é possível verificar o fluxograma das variáveis envolvidas.

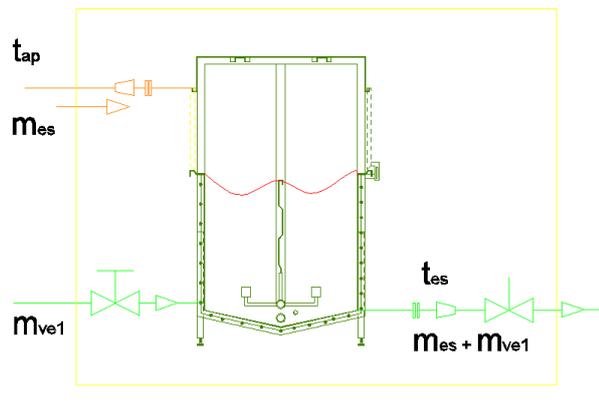


Figura 26 - Variáveis no processo escaldagem - Atual.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_{es} = 6.285,5 \text{ kg/h}$ (Vazão mássica tanque escaldagem);

$t_{es} = 58^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida tanque escaldagem);

$c = 1,00 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51 \text{ kcal/kg}$ (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_{ap} = 23^\circ\text{C}$ (Temperatura água potável);

Pretende-se calcular:

Q_{e1} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto) em kcal/h;

m_{ve1} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água do tanque de escaldagem – antes do projeto) em kg/h;

$$Q_{e1} = m_{es} \cdot c \cdot (t_{es} - t_{ap})$$

$$Q_{e1} = 6.285,5 \times 1,00 \times (58 - 23)$$

$$Q_{e1} = 219.992,5 \text{ kcal/h}$$

$$m_{ve1} = \frac{Q_{e1}}{C_l}$$

$$m_{ve1} = 436,05 \text{ kg/h}$$

Com a utilização de água do termo acumulador verifica-se uma redução no consumo de vapor devido à elevação da temperatura d'água de entrada conforme cálculos abaixo, sendo que o fluxograma pode ser verificado na Figura 27.

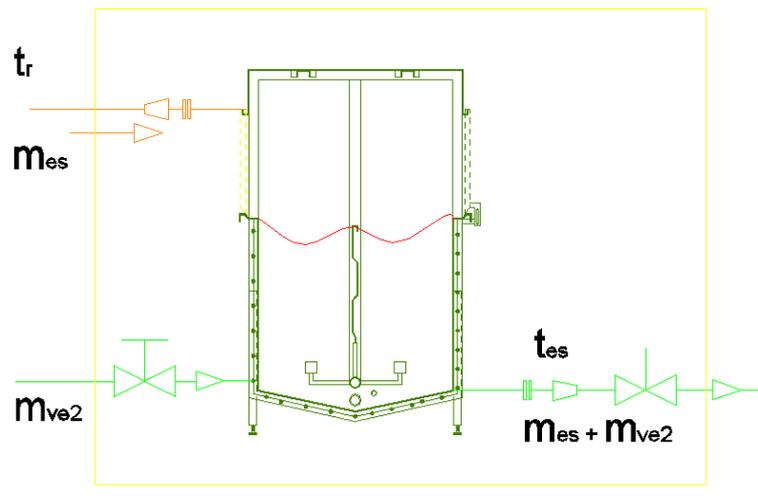


Figura 27 - Variáveis no processo escaldagem - Proposto.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_{es} = 6.285,5 \text{ kg/h}$ (Vazão mássica tanque de escaldagem);

$t_{es} = 58^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida no tanque de escaldagem);

$c = 1,00 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51 \text{ kcal/kg}$ (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_r = 42,96 \text{ }^\circ\text{C}$ (Temperatura resultante);

Pretende-se calcular:

Q_{e2} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto) kcal/h;

m_{ve2} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água no tanque de escaldagem – depois do projeto) em kg/h;

$$Q_{e2} = m_{es} \cdot c \cdot (t_{es} - t_r)$$

$$Q_{e2} = 6.285,5 \times 1,00 \times (58 - 42,96)$$

$$Q_{e2} = 94.533,9 \text{ kcal/h}$$

$$m_{ve2} = \frac{Q_{e2}}{C_l}$$

$$m_{ve2} = 187,37 \text{ kg/h}$$

Redução de 57,02% no consumo de vapor no tanque de escaldagem.

6.2.5.3 – Chiller pezinhos

Conforme verificado na tabela 01 para o chiller de pezinhos é necessário uma vazão média de 1,34 m³/h, ou seja 1.336,9 kg/h a uma temperatura de 61°C, obtendo um consumo de vapor para aquecimento d'água conforme descrito abaixo, sendo que na Figura 28 é possível verificar o fluxograma das variáveis envolvidas.

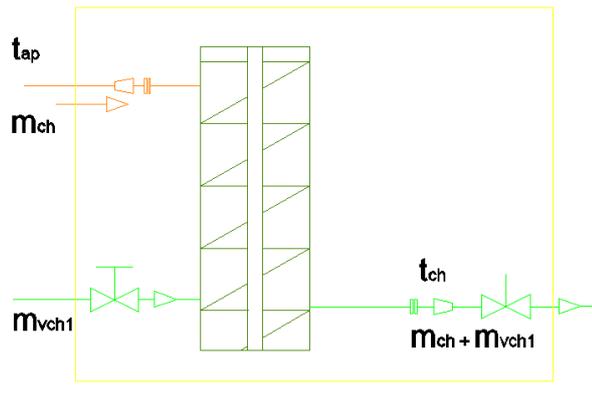


Figura 28 – Variáveis no processo pezinho - Atual.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_{ch} = 1.336,9$ kg/h (Vazão mássica chiller pezinhos);

$t_{ch} = 61^{\circ}\text{C}$ (Temperatura requerida chiller pezinhos);

$c = 1,00$ kcal/kg°C (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51$ kcal/kg (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_{ap} = 23$ °C (Temperatura água potável);

Pretende-se calcular:

Q_{ch1} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto) em kcal/h;

m_{vch1} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água no chiller de pezinhos – antes do projeto) em kg/h;

$$Q_{ch1} = m_{ch} \cdot c \cdot (t_{ch} - t_{ap})$$

$$Q_{ch1} = 1.336,9 \times 1,00 \times (61 - 23)$$

$$Q_{ch1} = 50.802,2 \text{ kcal/h}$$

$$m_{vch1} = \frac{Q_{ch1}}{C_l}$$

$$m_{vch1} = 100,69 \text{ kg/h}$$

Com a utilização de água do termo acumulador verifica-se uma redução no consumo de vapor devido à elevação da temperatura d'água de entrada conforme cálculos abaixo, sendo que o fluxograma pode ser verificado na Figura 29.

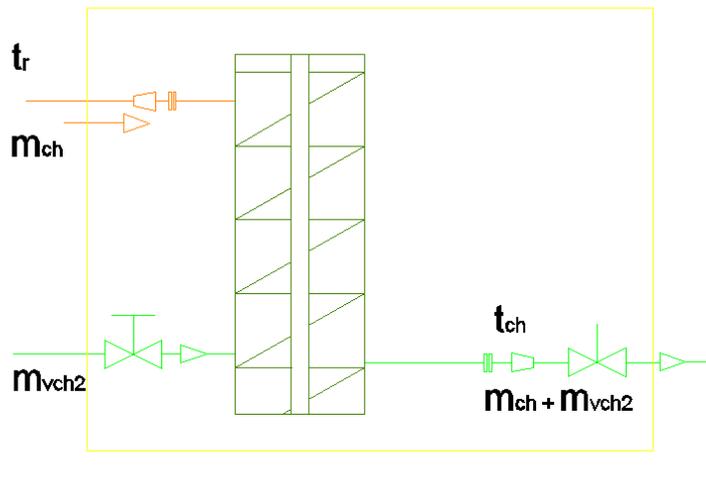


Figura 29 - Variáveis no processo pezinho - Proposto.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_{ch} = 1.336,9$ kg/h (Vazão mássica chiller de pezinhos);

$t_{ch} = 61^{\circ}\text{C}$ (Temperatura requerida chiller de pezinhos);

$c = 1,00$ kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51$ kcal/kg (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_r = 42,96$ $^{\circ}\text{C}$ (Temperatura resultante);

Pretende-se calcular:

Q_{ch2} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto) em kcal/h;

m_{vch2} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água no chiller de pezinhos – depois do projeto) em kg/h;

$$Q_{ch2} = m_{ch} \cdot c \cdot (t_{ch} - t_r)$$

$$Q_{ch2} = 1.336,9 \times 1,00 \times (61 - 42,96)$$

$$Q_{ch2} = 24.117,67 \text{ kcal/h}$$

$$m_{vch2} = \frac{Q_{ch2}}{C_l}$$

$$m_{vch2} = 47,80 \text{ kg/h}$$

Redução de 52,52% no consumo de vapor no chiller de pezinhos.

6.2.5.4 – Higienização

Conforme verificado na tabela 01 para o chiller de pezinhos é necessário uma vazão média de 18,5 m³/h, ou seja 18.457,4 kg/h a uma temperatura de 45°C, obtendo um consumo de vapor para aquecimento d'água conforme descrito abaixo, sendo que na Figura 30 é possível verificar o fluxograma das variáveis envolvidas.

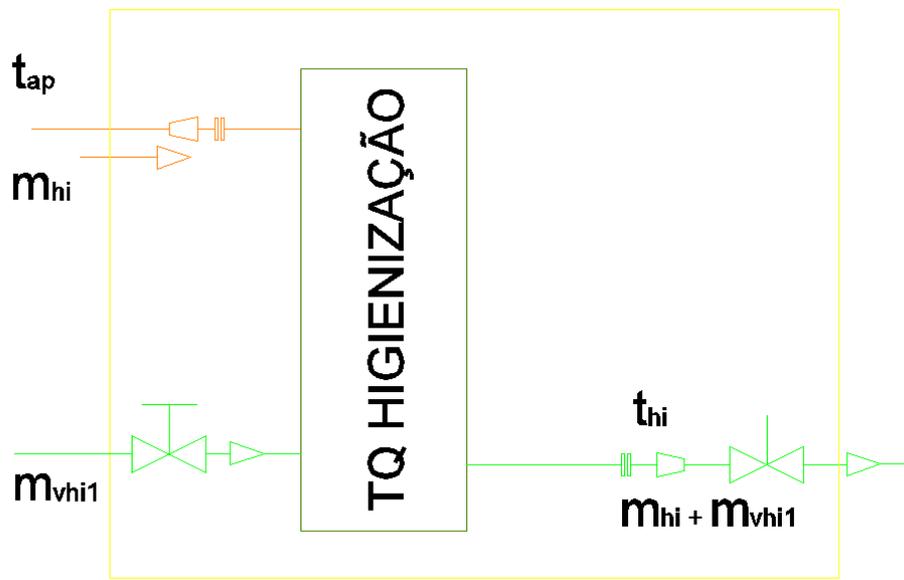


Figura 30 – Variáveis no processo higienização - Atual.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_{hi} = 18.457,4$ kg/h (Vazão mássica higienização);

$t_{hi} = 45^{\circ}\text{C}$ (Temperatura requerida higienização);

$c = 1,00$ kcal/kg°C (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51$ kcal/kg (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_{ap} = 23^{\circ}\text{C}$ (Temperatura água potável);

Pretende-se calcular:

Q_{hi1} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – antes do projeto) em kcal/h;

m_{vhi1} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água na higienização – antes do projeto) em kg/h;

$$Q_{hi1} = m_{hi} \cdot c \cdot (t_{hi} - t_{ap})$$

$$Q_{hi1} = 18.457,4 \times 1,00 \times (45 - 23)$$

$$Q_{hi1} = 406.062,8 \text{ kcal/h}$$

$$m_{vhi1} = \frac{Q_{hi1}}{C_l}$$

$$m_{vhi1} = 804,86 \text{ kg/h}$$

Com a utilização de água do termo acumulador verifica-se uma redução no consumo de vapor devido à elevação da temperatura d'água de entrada conforme cálculos abaixo, sendo que o fluxograma pode ser verificado na Figura 31.

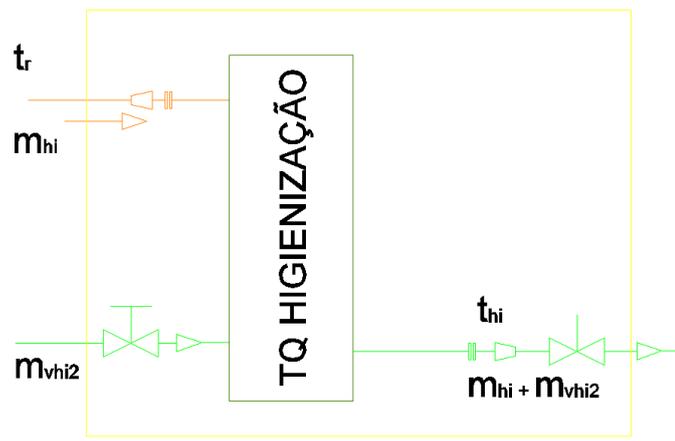


Figura 31 – Variáveis no processo higienização - Proposto.
Fonte: Autoria própria do autor.

Dados:

$m_{hi} = 18.457,4 \text{ kg/h}$ (Vazão mássica higienização);

$t_{hi} = 45^\circ\text{C}$ (Temperatura requerida higienização);

$c = 1,00 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ (Calor específico d'água);

$C_l = 504,51 \text{ kcal/kg}$ (Calor latente do vapor a 3,00 bar de pressão);

$t_r = 42,96 \text{ }^\circ\text{C}$ (Temperatura resultante);

Pretende-se calcular:

Q_{hi2} : (Carga térmica a ser fornecida pelo vapor para o aquecimento de água – depois do projeto) em kcal/h;

m_{vhi2} : (Vazão mássica de vapor para aquecimento de água na higienização – depois do projeto) em kg/h;

$$Q_{hi2} = m_{hi} \cdot c \cdot (t_{hi} - t_r)$$

$$Q_{hi2} = 18.457,4 \times 1,00 \times (45 - 42,96)$$

$$Q_{hi2} = 37.653,0 \text{ kcal/h}$$

$$m_{vhi2} = \frac{Q_{hi2}}{C_l}$$

$$m_{vhi2} = 74,63 \text{ kg/h}$$

Redução de 90,72% no consumo de vapor na higienização.

7 – RESULTADOS

7.1 – Economia gerada

A redução total de vapor fazendo a diferença entre o consumo realizado antes do projeto e após do projeto é apresentada resumidamente na Tabela 3:

Tabela 3 - Redução de vapor por processo.

Equipamento	Temperatura Processo (°C)	Vazão de água (kg/h)	Consumo Vapor Antes do projeto (kg/h)	Consumo Vapor Depois do projeto (kg/h)	Redução Vapor (kg/h)
Depenadeira	70	13.229,5	1.232,45	709,05	523,4
Tanque Escaldagem	58	6.285,5	436,05	187,37	248,68
Chiller Pezinhos	61	1.336,9	100,69	47,80	52,89
Higienização	45	18.457,4	804,86	74,63	730,23
Total		39.309,3	2.574,05	1018,85	1.555,2

Com isso é possível determinar a economia anual conforme Tabela 4, sabendo que a fábrica trabalha 17,6 horas por dia e 25 dias por mês:

Tabela 4 – Redução de vapor caldeira.

Descrição	Valor	Unidade
Economia por hora	1.555,2	Kg vapor/h
Economia Diária	27.371,52	Kg vapor/dia
Economia Mensal	684.288,0	Kg vapor/mês
Economia Anual	8.211.456,0	Kg vapor/ano

7.2 – Resultado financeiro

Para verificar o resultado financeiro do projeto, é necessário saber a quantidade de vapor que economizado, sendo que através do índice de queima da caldeira é possível determinar a quantidade de lenha reduzida por mês conforme Tabela 5.

Tabela 5 - Análise financeira.

Informação	Status	Tipo	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ	Média	Total	
1	Necessidade de Consumo	Antes	Ton Vap	1.644,66	1.082,66	1.085,20	1.041,04	1.111,20	990,42	985,61	1.134,40	7.940,81
2	Redução consumo	Depois	Ton Vap	684,29	684,29	684,29	684,29	684,29	684,29	684,29	684,29	4.790,02
3	Necessidade de Consumo	Depois	Ton Vap	960,37	398,38	400,92	356,75	426,92	306,13	301,32	450,11	3.150,79
4	Índice de queima		Ton Vap/ (st)	1,53	1,53	1,53	1,53	1,53	1,53	1,53	1,86	
5	Necessidade compra de lenha	Antes	(st)	1.074,94	707,62	709,28	680,42	726,28	647,34	644,19	741,44	5.190,07
6	Redução consumo lenha	Depois	(st)	447,25	447,25	447,25	447,25	447,25	447,25	447,25	447,25	3.130,73
7	Necessidade compra de lenha	328 e 3507	(st)	627,69	260,38	262,04	233,17	279,03	200,09	196,94	294,19	2.059,34
8	Eucalipto próprio	328 e 3507	R\$/ (st)	33,64	33,98	33,30	33,30	33,30	33,30	33,30	33,81	
9	Gasto com lenha	Antes	R\$	36.163	24.049	23.618	22.657	24.184	21.555	21.450	24.811	173.676
10	Gasto com lenha	Depois	R\$	21.117	8.849	8.725	7.764	9.291	6.663	6.558	9.852	68.967
11	Redução gasto com lenha	Depois	R\$	15.046	15.200	14.893	14.893	14.893	14.893	14.893	14.958	104.709

Sabendo que a produção média mensal da unidade é de 25.333 Toneladas é com os dados da tabela acima é possível verificar que o indicador técnico médio de consumo de vapor era de 0,045 Ton Vap/TPA e passou para 0,018 Ton Vap/TPA, ou seja, uma redução de 0,027 Ton Vap/TPA (o indicador técnico é obtido através da divisão do consumo de vapor pela quantidade produzida).

Verificado uma redução média de 447,25 (st) de lenha por mês a um custo médio de R\$/(st) 33,81 gerando assim uma economia média mensal de R\$ 14.958, ou seja R\$ 104.709 por ano.

Através da equação abaixo, é possível calcular a redução de emissão dos gases do efeito estufa:

$$CO_2Eq(kg) = Vl \times dl \times Fl$$

Onde:

$Vl = 447,25$ (st) (Volume de lenha consumido);

$dl = 380$ kg/(st) (Densidade da lenha);

$Fl = 0,4$ kg de CO_2 /kg de lenha (Fator de conversão da lenha em CO_2);

$$CO_2Eq(kg) = 447,25 \times 380 \times 0,4$$

$$CO_2Eq(kg) = 67.982 \text{ kg/mês}$$

$$CO_2Eq(kg) = 815.784 \text{ kg/ano}$$

Sendo assim obtemos uma redução de 815.784 kg de CO₂ na emissão de gases do efeito estufa.

8 – ANÁLISE FINANCEIRA

8.1 – Orçamento

Devido à padronização dos equipamentos da empresa que fornecerá os trocadores de calor, foram definidos dois modelos que atendem as expectativas, sendo que na Tabela 6 é possível verificar em qual compressor serão instalados.

Tabela 6 - Modelos trocadores de calor.

Compressor	Nº Trocador	Carga Térmica Óleo (kcal/h)	Modelo Trocador	Vazão Água (kg/h)
MYCOM N250-VMD-TS	01	100.000	BEM 10" x 4.000 mm	7.933
MYCOM N320-VSD-TS	02	135.000	BEM 12" x 4.000 mm	11.899
HOWDEN WRV 255	03	250.000	BEM 12" x 4.000 mm	11.899
MYCOM N320-SUMIX	04	300.000	BEM 12" x 4.000 mm	11.899

Na Tabela 7 é possível visualizar os gastos com material e mão de obra para instalação dos trocadores de calor bem como tubulações, válvulas de controle e termo acumulador. No anexo A verifica-se as características dimensionais dos equipamentos. No anexo B é possível verificar as fotos dos trocadores de calor instalados na unidade, bem como a verificação das temperaturas reais para saída d'água.

Tabela 7 - Investimentos necessários.

Equipamentos (inclui serviços)	Quant.	Unit (R\$)	Total (R\$)
Trocador de calor BEM 12" x 4.000mm	3	37.632	112.896
Trocador de calor BEM 10" x 4.000mm	1	27.468	27.468
Tubulação e curvas	1	11.000	11.000
Válvulas, controles de temperatura e acessórios	1	10.000	10.000
Mão de obra	1	35.000	35.000
Reservatório 200 m ³ isolado	1	80.000	80.000
Bomba para recalque de água	2	4.500	9.000
Sistema de controle de nível	1	3.200	3.200
TOTAL			288.564

8.2 – Avaliação pelo VPL (Valor Presente Líquido)

A avaliação do investimento será realizada pelo método VPL (Valor Presente Líquido) que avalia um projeto transferindo para o momento presente todas as variações de caixa esperada no período considerado para o projeto, descontadas à taxa mínima de atratividade. Em outras palavras, seria o transporte para a data zero, do fluxo de caixa, de todos os recebimentos, R e desembolsos, D, esperados, descontados à taxa de juros considerada. O VPL pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$VPL = -I + A \cdot FVP_{(i,n)}$$

Onde,

O benefício auferido é definido por (A) e FVP (i, n) é o Fator de Valor Presente, obtido por:

$$FVP_{(i,n)} = \frac{(1+i)^n - 1}{i \cdot (1+i)^n}$$

Onde (i) é a taxa de retorno esperada e (n) a vida útil do equipamento.

Vamos considerar uma taxa de atratividade de 18% a.a. sendo que a vida útil do equipamento será de 10 anos, sendo assim obtemos:

$$FVP_{(18\%,10)} = \frac{(1+0,18)^{10} - 1}{0,18 \cdot (1+0,18)^{10}}$$

$$FVP_{(18\%,10)} = 4,494$$

Como obtemos um benefício auferido de R\$/mês 14.958 ou seja R\$/ano 104.709 e um investimento de R\$ 288.564 obtemos:

$$VPL = -288.564 + 104.709 \times 4,494$$

$$VPL = R\$ 182.007,28$$

Um **VPL positivo** significa que a alternativa de investimento é economicamente interessante à taxa mínima de atratividade considerada, tornando-se tanto mais atrativa quanto maior for o seu resultado.

Um **VPL negativo** mostra que a alternativa de investimento é economicamente inviável à taxa mínima de atratividade considerada, não permitindo sequer a recuperação do

capital empregado, uma vez que o somatório dos valores presentes dos recebimentos é menor que o somatório dos valores presentes dos desembolsos.

Um *VPL nulo* significa que o retorno proporcionado pela alternativa de investimento à taxa mínima de atratividade considerada é igual ao capital investido, sendo, portanto, indiferente do ponto de vista econômico realizar-se ou não o investimento.

Verifica-se uma viabilidade financeira para o projeto com taxa de atratividade de 18% a.a. de acordo com a avaliação do VPL.

Através do cálculo do Payback Simples é possível verificar que o tempo de retorno do investimento é de 19,2 meses para o projeto.

9 – CONCLUSÕES

A finalidade deste estudo foi analisar o trabalho em forma de calor que pode ser aproveitado para aquecimento de água, evitando que seja dissipado para o meio ambiente gerando assim economia no consumo de biomassa.

Primeiramente foi necessário verificar a demanda de água quente com suas respectivas temperatura no processo produtivo.

Após esta verificação foi necessário uma verificação de carga térmica (calor) disponível na refrigeração do óleo dos compressores de amônia, determinando assim a quantidade de água que seria possível aquecer de 23°C (temperatura ambiente) até 45°C (temperatura requerida).

De posse destes dados, partiu-se para definição dos equipamentos necessários, tanto para recuperação de calor quanto para termo acumulação, com o objetivo de suprir a demanda de água quente em momentos de pico de consumo.

Os cálculos mostram que com a instalação dos trocadores de calor, o sistema de termo acumulação e os controles de temperatura é possível chegar a uma redução 8.211 toneladas de vapor por ano, ou seja, 5.367 (st) de lenha por ano, totalizando uma redução no gasto com biomassa de R\$/ano 104.709.

O sistema de aproveitamento de energia reduziu aproximadamente 60,32% no consumo de biomassa da unidade.

Com a implantação do projeto a unidade obteve uma redução de 0,027 Ton Vap/TPA no seu indicador de consumo de vapor por quantidade produzida.

Será necessário um investimento de R\$ 288.564,00 onde verifica-se rentável para uma taxa de atratividade de 18% a.a.

Não foi possível medir se houve aumento na eficiência dos compressores devido, pois o percentual de carga térmica retirado com o sistema de resfriamento de óleo é muito baixo em relação a carga térmica total, além da necessidade de instalação de sistemas adicionais para acompanhamento do consumo de energia individual.

Com isto a empresa contribui para um mundo mais sustentável, reduzindo a emissão de gases do efeito estufa e aquecimento global, além de tornar-se mais competitiva devido à redução nos gastos com produção.

10 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE - Handbook, 1996, "HVAC Systems and Applications", American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.

DANFOSS, 2003, "Assessment of Danfoss ADAP-KOLL System for Energy Savings In Refrigeration Plant", Disponível em: www.danfoss.com. Acessado em: 23/08/2004.

STOECKER, W. F., Jabardo, J., M., 2002, "Refrigeração Industrial", Edgard Blücher Ltda.

BABCOCK & WILCOX, **Steam: its generation and use**, Babcock & Wilcox, New York, 1985.

BEGA, E.A. **Instrumentação aplicada ao controle de caldeiras**, Editora técnica, Rio de Janeiro, 1989.

HARTLEY, J.; WOODRUFF, G.; BLACK, W. **Thermodynamic Properties, Version 2.0 (software) to Accompany Thermodynamics**, Second Edition, Harper Collins Publishers, 1990.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of Classical Thermodynamics**, John Wiley and Sons, 1973.

PORTARIA Nº 210 DE 10 DE NOVEMBRO DE 1998, Ministério da Agricultura e do Abastecimento, Secretaria de Defesa e Agropecuária.

DEWITT, D.P.; INCROPERA, F.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S.; **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6ª Edição. Rio de Janeiro: Editora LTC Livros Técnicos e Científicos, 2008. 644 p.

Tradução Eduardo Mach Queiros e Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. Departamento de Engenharia Química, Escola de Química UFRJ;

Tradução de: Fundamentals of heat and mass transfer, 6thed.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N.; **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 4ª Edição. Rio de Janeiro: Editora LTC Livros Técnicos e Científicos, 2002. 681p. Tradução Francesco Scofano Neto, Albino José Kalab Leiroz e Rodrigo Otávio de Castro Guedes. Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais, Instituto Militar de Engenharia. Tradução de: Fundamentals of engineering thermodynamics.

SILVA TELLES,P.C.; **Tubulações Industriais – Cálculo**. 9ª Edição. Rio de Janeiro: Editora LTC Livros Técnicos e Científicos, 2006. 163p.

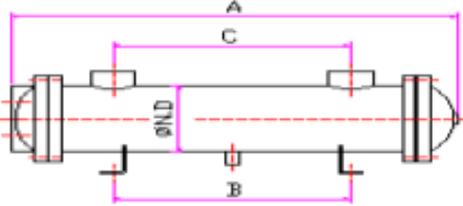
TOMAZ CLETO YAWATZ, Instalações de Refrigeração Industrial Utilizando Amônia como Refrigerante – Parte I e Parte II.

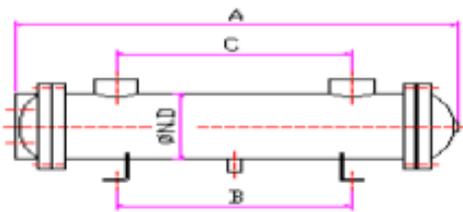
NOGUEIRA, Luiz Augusto Horta et Alli, ELETROBRAS – PROCEL INDÚSTRIA, 2005. 196 pg.

11 – ANEXOS

ANEXO A

Características técnicas dos trocadores de calor, onde é possível visualizar as perdas de carga, vazões dos fluidos, diferenciais de temperatura bem como possibilidade de recuperação de energia/calor.

BEM 10" X 4000				LADO CASCO	LADO TUBOS
AREA DE TROCA		38,30 m ²			
FLUIDO				R200 KLUBER (VG 68)	AGUA
VAZAO TOTAL		kg/h		18299	7933
TEMPERATURA ENTRADA		°C		65,0	23,0
TEMPERATURA SAIDA		°C		45,0	44,8
DENSIDADE		kg/m ³		861,52	991,65
CALOR ESPECIFICO		kcal/kg°C		0,48	1,00
CONDUT. TERMICA		kcal/hm ² C		0,110	0,543
VISCOSIDADE		cp		26,22	0,74
PRESSAO OPERACAO		kgf/cm ² man		13	3
PERDA DE CARGA		kgf/cm ²		0,51	0,13
VELOCIDADE		m/s		0,32	0,54
NUMERO DE PASSES				1	4
COEF. INCRUSTACAO		hm ² @C/kcal		0,0002	0,0002
CALOR TROCADO		173486 kcal/h		202 kW	
DTMLc		16,60 °C			
COEFICIENTE GLOBAL		273 kcal/hm ² @C			
CONEXOES				MATERIAIS DE CONSTRUCAO	
	DIAM.	TIPO	CLASSE	CASCO...	A-53 grB
ENT. CASCO	3,00	TUBO SCH	80	TUBOS...	A-269-304 C/C
SAI. CASCO	3,00	TUBO SCH	80	CHICANA.	INOX 304
ENT. TUBOS	2,00	BSP	ROSCA	ESPELHO.	INOX 304
SAI. TUBOS	2,00	BSP	ROSCA	TAMPA...	Fofo
CROQUIS ORIENTATIVO				DADOS CONSTRUTIVOS (mm)	
				NRO DE TUBOS	320
				DIAM. TUBOS	9,525
				ESPESS. TUBOS	0,70
				PASSO TUBOS	12,5
				NRO CHICANAS	13
				CORTE CHIC.	30%
				CONDIÇÕES DE PROJETO	
				PRESSÃO LADO CASCO 16 bar	
				PRESSÃO LADO TUBOS 4 bar	
				TEMPERATURA 100 C	
** COMPRIMENTO DOS TUBOS = 4000mm				CONDIÇÕES DE TESTE	
DIMENSÕES EM mm				PRESSÃO LADO CASCO 20,8 bar	
A.....	4210	D.....	10"	PRESSÃO LADO TUBOS 5,2 bar	
B.....		HOLD E.....			
C.....		HOLD F.....			

BEM 12" X 4000				LADO	LADO
AREA DE TROCA 52,67 m ²				CASCO	TUBOS
FLUIDO				R200 KLUBER (VG 68)	AGUA
VAZAO TOTAL	kg/h			28120	11899
TEMPERATURA ENTRADA	@C			65,0	23,0
TEMPERATURA SAIDA	@C			45,0	45,3
DENSIDADE	kg/m ³			861,52	991,55
CALOR ESPECIFICO	kcal/kg@C			0,48	1,00
CONDUT. TERMICA	kcal/hm ² C			0,110	0,543
VISCOSIDADE	cp			26,22	0,74
PRESSAO OPERACAO	kgf/cm ² man			13	3
PERDA DE CARGA	kgf/cm ²			0,63	0,16
VELOCIDADE	m/s			0,38	0,58
NUMERO DE PASSES				1	4
COEF. INCRUSTACAO	hm ² @C/kcal			0,0002	0,0002
CALOR TROCADO	266600 kcal/h			310 kW	
DTMLc	16,00 @C				
COEFICIENTE GLOBAL	316 kcal/hm ² @C				
CONEXOS				MATERIAIS DE CONSTRUCAO	
	DIAM.	TIPO	CLASSE	CASCO...	A-53 grB
ENT. CASCO	4,00	TUBO SCH	80	TUBOS...	A-269-304 C/C
SAI. CASCO	4,00	TUBO SCH	80	CHICANA.	INOX 304
ENT. TUBOS	3,00	BSP	ROSCA	ESPELHO.	INOX 304
SAI. TUBOS	3,00	BSP	ROSCA	TAMPA...	A-516 qr70
CROQUIS ORIENTATIVO				DADOS CONSTRUTIVOS (mm)	
				NRO DE TUBOS	440
				DIAM. TUBOS	9,525
				ESPESS. TUBOS	0,70
				PASSO TUBOS	12,5
				NRO CHICANAS	20
				CORTE CHIC.	26%
				CONDIÇÕES DE PROJETO	
				PRESSÃO LADO CASCO	16 bar
				PRESSÃO LADO TUBOS	4 bar
				TEMPERATURA	100 C
** COMPRIMENTO DOS TUBOS = 4000mm				CONDIÇÕES DE TESTE	
DIMENSÕES EM mm				PRESSÃO LADO CASCO	20,8 bar
A.....	4290	D.....	12"	PRESSÃO LADO TUBOS	5,2 bar
B.....	HOLD	E.....			
C.....	HOLD	F.....			

ANEXO B

Fotos instalações.



Figura 32 – Verificação de temperatura d'água no Compressor MYCOM N250-VMD-TS
Fonte: Autoria própria do autor.



Figura 33 - Verificação de temperatura d'água no Compressor MYCOM N320-VSD-TS
Fonte: Autoria própria do autor.



Figura 34 – Verificação de temperatura d'água no Compressor HOWDEN WRV 255
 Fonte: Autoria própria do autor.



Figura 35 – Verificação de temperatura d'água no Compressor MYCOM N320-SUMX



Controle de
vazão com
atuador
pneumático

Figura 36 - Sistema controle de vazão com válvula proporcional
Fonte: Autoria própria do autor.