



CARLOS AUGUSTO COSTA PENA

DANIEL ELISEI MAGALHÃES

**ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO INTEGRADO PARA MOLDES DE
INJETORAS PLÁSTICAS**

LAVRAS – MG

2019

CARLOS AUGUSTO COSTA PENA
DANIEL ELISEI MAGALHÃES

**ANÁLISE TÉCNICA E ECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO
INTEGRADO PARA MOLDES DE INJETORAS PLÁSTICAS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Graduação, para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Dimas Jose Rua Orozco
Orientador

LAVRAS – MG
2019

RESUMO

Na última década, o mundo passou por mudanças significativas que estão alterando rapidamente o funcionamento e entendimento de muitos processos e métodos. Em um mundo cada vez mais globalizado e competitivo, as companhias buscam a todo momento aumentar suas produtividades e qualidade dos produtos entregues aos seus clientes. Nesse sentido, a indústria do plástico vem sendo alvo de estudos e análises acerca de seus processos, como por exemplo, a refrigeração de moldes em injetoras plásticas. A refrigeração tem papel crucial na redução do tempo de ciclo de produção e garantia dimensionais das peças injetadas. Neste trabalho é apresentado um estudo de um caso real em uma firma que injeta peças plásticas para itens domésticos. Nesta empresa, atualmente, existe um sistema de refrigeração de moldes no qual existem geladeiras individuais que trabalham nas máquinas de injeção. O trabalho teve como objetivo propor um sistema alternativo ao usado hoje, uma vez que as eficiências energéticas (COP) das geladeiras atuais são muito baixas. Foram analisados os principais aspectos relevantes durante o resfriamento de moldes nas injetoras plásticas, como a troca de calor entre a matéria prima (termoplásticos) e a água gelada, vazão de água necessária, análise de carga térmica total do sistema, entre outros. Após o estudo feito, foi projetado um sistema de refrigeração que é capaz de alimentar com água gelada todas as injetoras. O sistema proposto foi comparado, em termos de eficiência energética e financeiro, com relação ao atual modelo usado na fábrica. Os resultados obtidos mostram que este sistema é viável economicamente pois o tempo de *payback*, que foi inferior a 1 ano, mostra que o sistema é sustentável no ponto de vista financeiro, fazendo com que o projeto seja aplicável em qualquer indústria do ramo.

Palavras-chave: Injeção plástica. Refrigeração. Chiller.

ABSTRACT

In the last decade, the world has undergone significant changes that are rapidly altering the functioning and understanding of many processes and methods. In an increasingly globalized and competitive world, companies are constantly striving to increase their productivity and the quality of products delivered to their customers. In this sense, the plastic industry has been the target of studies and analysis about its processes, such as the cooling of molds in plastic injectors. Refrigeration plays a crucial role in reducing the dimensional production cycle time and guaranteeing injected parts. This paper presents a real case study in a firm that injects plastic parts for household items. In this company, currently, there is a mold cooling system in which there are individual refrigerators that work in the injection machines. The work aimed to propose an alternative system to the one used today, since the energy efficiencies (COP) of current refrigerators are very low. The main relevant aspects during the cooling of molds in plastic injection molds were analyzed, such as heat exchange between raw material (thermoplastics) and ice water, required water flow, total system thermal load analysis, among others. After the study, a cooling system was designed that is able to feed all the injectors with ice water. The proposed system was compared, in terms of energy and financial efficiency, with the current model used in the factory. The results obtained show that this system is economically viable because the payback time, which was less than 1 year, shows that the system is sustainable for the financial point of view and the project is applicable in any industry.

Keywords: Plastic Injection. Refrigeration System. Chiller.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Planta baixa do sistema atual.	8
Figura 1.2 – Zoom do sistema de refrigeração em uma injetora plástica.	9
Figura 1.3 – Planta baixa do sistema proposto.	10
Figura 2.1 – Ciclo básico de refrigeração por compressão.	15
Figura 2.2 – Diagrama h-s dos processos real e isentrópico de um compressor adiabático.	16
Figura 2.3 – Diferença entre o ciclo real e teórico de refrigeração.	17
Figura 4.1 – Pressões de líquido e vapor de saturação para temperaturas fixadas.	31
Figura 4.2 – Pressões de líquido e vapor de saturação para pressões fixadas.	31
Figura 4.3 – Eficiência Isentrópica do compressor.	32
Figura 4.4 – Propriedades termodinâmicas do ciclo refrigeração do <i>chiller</i>	32
Figura 4.5 – Características técnicas unidades condensadoras	37
Figura 4.6 – Dados para a seleção do compressor	39
Figura 4.7 – Dados para a seleção da válvula de expansão	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Dados técnicos das geladeiras	9
Tabela 4.1 – Porcentagem dos usos de matéria prima	24
Tabela 4.2 – Porcentagem dos usos de matéria prima com a separação dos PPs	25
Tabela 4.3 – Dados do cálculo para o fluxo máximo das matérias primas	25
Tabela 4.4 – Matérias primas injetadas por hora	26
Tabela 4.5 – Fluxo mássico das matérias primas	26
Tabela 4.6 – Diferenças na entrada e saída das temperaturas das matérias primas	27
Tabela 4.7 – Calores específicos das matérias primas	27
Tabela 4.8 – Dados a serem usados no cálculo da troca de calor	27
Tabela 4.9 – Troca de calor das matérias primas	28
Tabela 4.10 – Porcentagem da produção de cada grupo de matéria prima	28
Tabela 4.11 – Quantidade de calor trocado referente a cada injetora	29
Tabela 4.12 – Fluxo mássico da água	30
Tabela 4.13 – Dados para o cálculo da área superficial do evaporador	36
Tabela 4.14 – Dados para o cálculo da saída do ar do condensador	37
Tabela 4.15 – Dados para o cálculo da área superficial do condensador	38
Tabela 4.16 – Dados para a escolha do compressor	38
Tabela 4.17 – Dados para a escolha do compressor	41
Tabela 4.18 – Dados para a escolha do compressor	42
Tabela 4.19 – Dados para a escolha do compressor	42
Tabela 4.20 – Dados técnicos da geladeira.	44
Tabela 4.21 – Dados técnicos do sistema proposto.	44
Tabela 4.22 – Preços dos dispositivos do sistema de refrigeração.	45
Tabela 4.23 – Valor economizado.	45
Tabela 4.24 – Cálculo do <i>payback</i>	45

SUMÁRIO

1	Introdução	7
1.1	Objetivos	7
1.1.1	Objetivo Geral	7
1.1.2	Objetivos Específicos	7
1.2	Justificativa	8
1.2.1	Sistema Atual	8
1.2.2	Sistema Proposto	10
2	Referencial Teórico	11
2.1	O Processo de Injeção Plástica	11
2.1.1	Influência da temperatura no processo de injeção	13
2.2	Sistemas de refrigeração	13
2.2.1	Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor	13
2.2.2	Ciclo Teórico/Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor	14
2.2.3	Ciclo Real de Compressão a Vapor	16
2.2.4	Balço de energia para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor .	17
2.3	Princípio de funcionamento de um <i>chiller</i> industrial	18
2.3.1	Evaporador	19
2.3.2	Condensador	19
2.3.3	Compressor	19
2.3.4	Dispositivos de expansão	20
2.4	Calorimetria	20
3	Metodologia	22
4	Resultados e Discussões	24
4.1	Cálculo da carga térmica total do sistema.	24
4.1.1	Análise das matérias primas injetadas	24
4.1.2	Análise do fluxo de matéria-prima (Tempo Ciclo x Cavidades x Peso) . . .	25
4.1.3	Pesquisa de dados de <i>input</i> para os cálculos	26
4.1.4	Cálculo da carga térmica total do sistema	27
4.1.5	Cálculo da vazão mássica de água do sistema	29
4.2	Determinação dos parâmetros termodinâmicos do ciclo de refrigeração . .	30
4.2.1	Cálculo do fluxo mássico do fluido refrigerante	33

4.2.2	Potência teórica de compressão	33
4.2.3	Calor rejeitado no condensador	33
4.2.4	COP	33
4.3	Dimensionamento dos componentes do <i>chiller</i>	33
4.3.1	Análise de trocadores de calor	34
4.3.1.1	O método da efetividade-NTU	34
4.3.1.2	O método da DTML	34
4.3.2	Evaporador	35
4.3.3	Condensador	36
4.3.4	Compressor	38
4.3.5	Válvula de Expansão	39
4.4	Cotação e quantificação dos preços dos componentes dimensionados	40
4.4.1	Trocadores de calor	41
4.4.2	Compressor e válvula de expansão	43
4.4.3	Infraestrutura e instalação	43
4.5	Análise econômica do <i>chiller</i> escolhido	43
5	Conclusão	47
6	REFERÊNCIAS	48
	APENDICE A – Tipos e características dos evaporadores	50
	APENDICE B – Tipos e características dos condensadores	51
	APENDICE C – Tipos e características dos compressores	52
	APENDICE D – Tipos de dispositivos de expansão e suas características	53

1 INTRODUÇÃO

A injeção de plástico é um dos processos de manufatura mais importantes da indústria, uma vez que grande parte dos componentes plásticos encontrados no mercado é obtido a partir de injeção termoplástica.

Segundo Harada (2012), existem diversos fatores que influenciam na produtividade e qualidade dos produtos injetados, como por exemplo, a refrigeração dos moldes durante a plastificação do termoplástico. A refrigeração dos moldes nas injetoras tem papel fundamental no processo, atuando, por exemplo, na redução do ciclo de injeção e na qualidade do produto final.

O presente trabalho tem como objetivo estudar e analisar um caso real de uma empresa multinacional localizada no interior de Minas Gerais, na cidade de Varginha. Esta empresa atua no ramo dos eletrodomésticos e itens de cuidados básicos. Os itens plásticos desta empresa são, em sua grande maioria, injetados internamente.

O foco do trabalho é no sistema de refrigeração de moldes usado atualmente na empresa na qual são usadas geladeiras individuais em cada injetora. Contudo, não existem geladeiras suficientes para todas as injetoras (existem 7 geladeiras para 19 injetoras plásticas). O presente trabalho irá propor, com base em uma análise analítica e coleta de dados, um sistema alternativo ao atual. O sistema de refrigeração alternativa foi projetado de modo a atender as demandas caloríficas da fábrica, analisando os principais componentes (condensador, evaporador, válvula de expansão e compressor) de modo isolado. Tem-se como meta neste trabalho comprovar a viabilidade econômica da escolha através da maior eficiência energética que o sistema de alta potência possui em relação a sistemas isolados individuais.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Propor um sistema de refrigeração para moldes em 19 injetoras plásticas.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Definir os parâmetros termodinâmicos do sistema de refrigeração que permita atender a demanda de água gelada para o processo de injeção de plástico.
- Projetar os componentes de um *chiller* que seja capaz de operar com os parâmetros estabelecidos para o sistema de refrigeração.

- Comparar o gasto energético e o desempenho (COP) do sistema atual com o sistema proposto.
- Discutir a viabilidade econômica do sistema proposto.

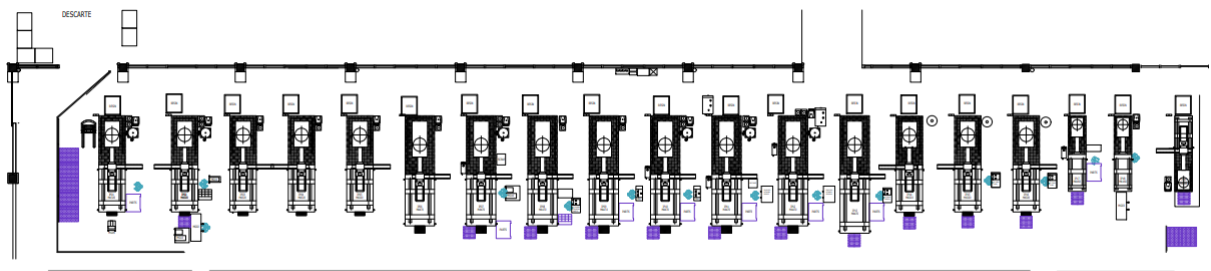
1.2 Justificativa

1.2.1 Sistema Atual

O presente projeto terá como foco de estudo uma empresa multinacional que tem, como um de seus ramos de atuação, a indústria de utensílios de cozinhas e aparelhos de cuidado pessoal. Esta empresa possui um setor de injeção plástica, contendo atualmente 19 injetoras plásticas, que injetam vários componentes em diferentes formas.

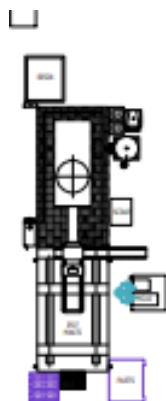
Atualmente o sistema de refrigeração dos moldes, para os plásticos que necessitam de resfriamento durante o processo, é feito individualmente. Existem sete geladeiras que ficam disponíveis para o uso das injetoras. A planta baixa é apresentada na Figura 1.1. Logo após, na Figura 1.2, há um zoom em uma das 19 injetoras no qual observa-se a geladeira em roxo ao lado da abertura para entrada do molde

Figura 1.1 – Planta baixa do sistema atual.



Fonte: Documento obtido da empresa

Figura 1.2 – Zoom do sistema de refrigeração em uma injetora plástica.



Fonte: Documento obtido da empresa

A Tabela 1.1 apresenta os modelos, as potências, as capacidades frigoríficas, e o COP das geladeiras atuais:

Tabela 1.1 – Dados técnicos das geladeiras

Marca	Modelo	Capacidade Frigorífica [kcal/h]	Capacidade Frigorífica [kW]	Potência Consumida [kW]	COP
FRIOTEC	TF00003A3RSTMXO	3000	3,489	3,48	1,003
FRIOTEC	TF00003A3RSTMXO	3000	3,489	3,48	1,003
FRIOTEC	TF00003A3RSTMXO	3000	3,489	3,48	1,003
FRIOTEC	TF00003A3RSTMXO	3000	3,489	3,48	1,003
FRIOTEC	TF00003A3RSTMXO	3000	3,489	3,48	1,003
PIOVAN	MTR10	3200	3,722	3,75	0,992
PIOVAN	MTR03	10300	11,9789	11,92	1,005

Fonte: Do autor

Este sistema de refrigeração, com geladeiras individuais em cada injetora, apresenta alguns problemas que estão se tornando cada vez mais críticos para a empresa. Destacam-se os seguintes:

- Falta de geladeira para todos os processos. Como existem apenas 7 geladeiras disponíveis, não é possível alimentar todos os processos da fábrica que necessitam de água

gelada. O programador tem que se adaptar a falta de geladeiras, e programar a produção de acordo com o número limitado de geladeiras para resfriar os moldes.

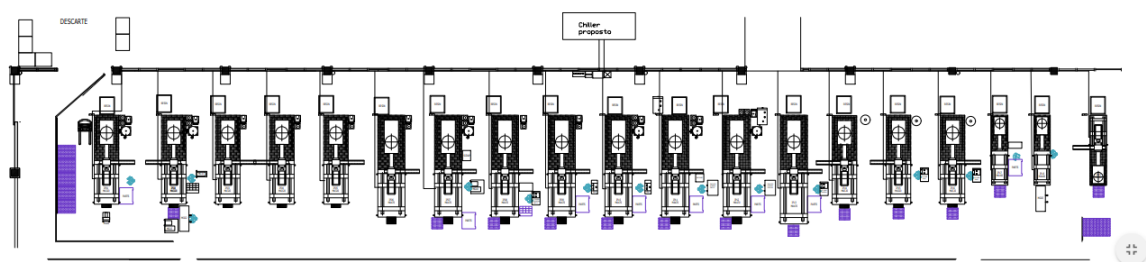
- Desperdício de espaço. Essas geladeiras ocupam um considerável espaço interno dentro da planta.
- COP muito baixo. Como mostrado na Tabela 1.1, por serem sistema de baixa potência e máquinas de pequeno porte, as geladeiras apresentam um COP real relativamente baixo. Isto significa que não são equipamentos muito eficientes do ponto de vista energético.

Diante destes problemas apresentados, este projeto visa propor um novo sistema de refrigeração de moldes, que seja capaz de abastecer todas as injetoras plásticas com água gelada e que seja mais eficiente energeticamente que o sistema atual.

1.2.2 Sistema Proposto

O sistema proposto para a refrigeração dos moldes consiste basicamente de um *chiller* de alta potência e um sistema de tubulação que irá distribuir a água gelada para as injetoras. Foi feito um desenho em 2D, utilizando o *software* AUTOCAD, das tubulações e do espaço que o *chiller* projetado ocuparia no lado de fora da planta, como apresentado na Figura 1.3.

Figura 1.3 – Planta baixa do sistema proposto.



Fonte: Dos autores

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 O Processo de Injeção Plástica

A moldagem por injeção plástica (*injection molding*) é a técnica mais importante para a transformação de produtos plásticos nas mais variadas formas e com uma série de vantagens, especialmente para produção de peças seriadas e em grande quantidade, de geometria complexa, elevada reprodutibilidade de detalhes e tolerância estreita. O nível de flexibilidade na geometria da peça produzida é tão elevado que um produto final, completo, pode ser produzido em apenas uma única etapa. É um processo não contínuo (cíclico), porém permite total automação, minimizando falhas pelo fator humano (HARADA, 2012).

Como exemplos de produtos que são obtidos por injeção plástica podemos citar diversos ramos e segmentos. Eletrodomésticos como liquidificadores, processadores de comida, batedeiras, ou peças automotivas como botões de acionamento, para-choques e carenagem são exemplos de produtos provindos do processo de injeção de termoplásticos.

O processo de injeção consiste, basicamente, em aquecer a matéria-prima polimérica até um estado pastoso e injetá-la em um molde que tenha o formato desejado da peça. Após a injeção, o plástico é mantido no molde fechado até que a massa plástica tenha se solidificada. Em seguida, o molde é aberto e a peça injetada e retirada da cavidade do molde. Tem-se aqui o produto final da injeção, com as dimensões e características desejadas pelo projetista do molde.

Devido as elevadas velocidades e pressões envolvidas e a rápida troca de calor com as paredes do molde, a estrutura (ou morfologia final) do polímero transformado sofre alterações e, conseqüentemente, seu comportamento no uso a que se destina. Assim, deduz-se que as propriedades finais do produto transformado serão uma combinação das propriedades inerentes do polímero com as condições (pressão, velocidade e troca de calor) a que este foi sujeito durante sua conformação (HARADA, 2012). O processo do ciclo de injeção pode ser dividido em seis etapas:

1. Fechamento do molde: é a primeira etapa do ciclo e se dá através da movimentação hidráulica ou elétrica das placas da máquina injetora. Nesta etapa é importante certificar que o molde esteja completamente fechado e as placas das injetoras travadas para evitar que ocorra imperfeições, como rebarba, na produção do material.

2. Dosagem: etapa que consiste na plastificação e homogeneização do composto no cilindro de injeção, obtidas por meio do movimento de rotação da rosca e do aquecimento do cilindro por resistências elétricas.
3. Preenchimento: O polímero fundido é injetado na cavidade do molde por meio do movimento linear de avanço da rosca. Quando a camada do plástico entra em contato com as superfícies frias da cavidade do molde, ele esfria rapidamente. Portanto deve ser uma etapa rápida para que não haja congelamento da frente de fluxo, impedindo que o preenchimento se complete.
4. Recalque: finalizando o preenchimento das cavidades com volume de fundido maior que o volume real da cavidade, a pressão nas paredes da mesma é mantida constante até a solidificação da peça. Esta manutenção da pressão nas cavidades é conhecida como recalque, e se destina a compensar a contração da peça moldada durante seu resfriamento, evitando a ocorrência de defeitos de moldagem como os chamados “rechupes” e outras imperfeições, bem como perda de parâmetros dimensionais.
5. Resfriamento: Acontece imediatamente após a matéria prima ser dosada nas cavidades. Os moldes apresentam um sistema que acelera o processo de resfriamento através de circuitos de refrigeração, normalmente por circulação de água. Esta etapa tem função de solidificar o material plástico para adquirir a forma final do produto sem deformações.
6. Extração: Ao finalizar a etapa de resfriamento o molde é aberto e extrai-se a peça através de extratores mecânicos, hidráulicos, elétricos, pneumáticos, que são definidos de acordo com a concepção do molde e geometria da peça.

Desse modo, em cada etapa do ciclo de injeção as variáveis relacionadas no processo alteram o produto final. As variáveis, de um modo geral, são:

- Tempos;
- Pressão;
- Temperaturas;
- Velocidades.

2.1.1 Influência da temperatura no processo de injeção

Como já mencionado, uma das premissas básicas para o processo de injeção de plástico é o resfriamento da massa plástica fundida injetada nas cavidades do molde. Para se diminuir o ciclo de injeção e, muitas vezes, conseguir um formato e características específicas no produto final é necessário o uso de um sistema de refrigeração para o molde.

É na etapa de resfriamento que se aguarda a troca de calor entre o material fundido quente injetado no molde e suas paredes frias. Esta etapa somente finaliza quando o moldado atinge uma temperatura (temperatura de extração) na qual a peça já esteja rígida e resistente suficiente para suportar o esforço dos extratores, que efetuam sua retirada do molde, sem causar deformações e defeitos superficiais. O tempo de resfriamento é um fator quase determinante na produtividade de peças injetadas porque normalmente é a etapa mais longa do ciclo de moldagem por injeção (HARADA, 2012).

Nesse ínterim, destacam-se três importantes aspectos de qualidade que sofrem alteração direta da refrigeração do molde:

- Acabamento superficial da peça moldada;
- Grau de cristalinidade e propriedades que dele dependam, no caso de polímeros cristalinos;
- Porcentagem de relaxação da orientação molecular (tensão residual).

2.2 Sistemas de refrigeração

2.2.1 Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

A refrigeração pode ser definida como o processo de diminuir a temperatura de um elemento, seja ele um corpo ou um espaço determinado, retirando uma parte de seu calor natural. Este processo se dá através de um ciclo termodinâmico, no qual transfere-se o calor do local desejado para um ambiente externo (VENTURINI e PIRANI, 2005).

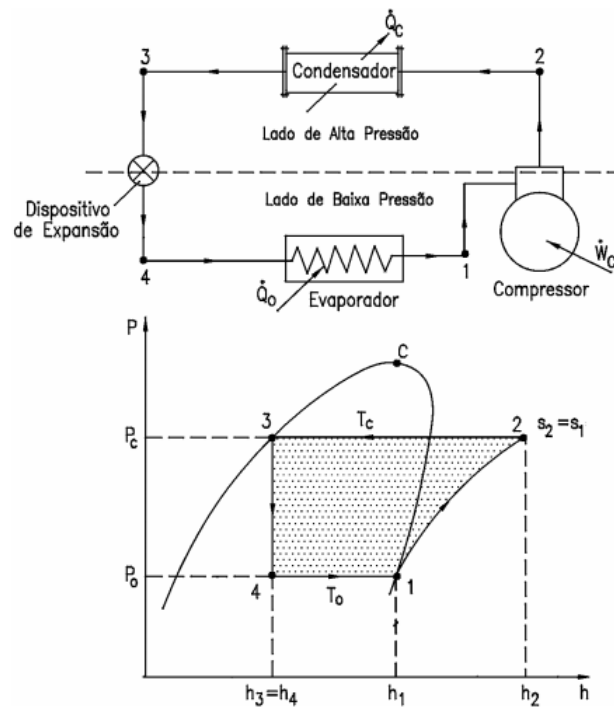
Entre os ciclos de refrigeração destacam-se três: o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o ciclo por absorção e o por magnetismo. Neste projeto, o ciclo utilizado foi o primeiro citado (o mais comum em equipamentos frigoríficos para produção de frio) e necessita da presença de no mínimo quatro equipamentos: um compressor, um condensador, um evaporador e uma válvula de expansão.

Este ciclo consiste em uma série de processos que é executado sobre e por um fluido de trabalho, denominado refrigerante, que é forçado a circular em um circuito fechado de diferentes pressões (alta e baixa) com o propósito de absorver calor em um lugar e dissipar em outro. Em outras palavras, um compressor recebe o vapor superaquecido com pressão e temperatura baixa no estado gasoso e comprime esse gás, de modo que na saída obtenha-se novamente o vapor superaquecido só que com alta pressão e alta temperatura. O fluido é então direcionado para o condensador, que é o trocador de calor que fica instalado em ambientes externos, então ele entra como vapor superaquecido e como ele perde calor para o ambiente, ele acaba se condensando e sai no estado líquido saturado. Esse líquido é direcionado para a válvula de expansão, no qual a expansão tende ele a se tornar um gás. Portanto, sai da válvula como mistura (líquido mais vapor). Essa mistura entra no evaporador, que nada mais é que um trocador de calor instalado no interior da câmara, e então o fluido entra a uma temperatura baixa (menor que a temperatura ideal da câmara pois ela precisar “roubar” esse calor da câmara) e ao fazê-lo, essa mistura se aquece e evapora, saindo como vapor superaquecido e voltando ao compressor, completando o ciclo.

2.2.2 Ciclo Teórico/Ideal de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo teórico/ideal é aquele que terá a melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real. A Figura 2.1 representa um ciclo básico de refrigeração por compressão com seus principais componentes e os processos termodinâmicos.

Figura 2.1 – Ciclo básico de refrigeração por compressão.



Fonte: Venturini e Pirani, 2005

Segundo Venturini e Pirani (2005), os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico em seus respectivos equipamentos:

Processo 1 para 2: Representa o compressor em um processo adiabático reversível, logo isentrópico. O fluido refrigerante entra no compressor com a pressão do evaporador e título igual a 1, então ele é comprimido até a pressão de condensação e sai superaquecido à temperatura T_2 , maior que a de condensação.

Processo 2 para 3: Representa a rejeição de calor no condensador à pressão constante. O fluido é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_c , e então condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual a T_c .

Processo 3 para 4: Ocorre no dispositivo de expansão, e consiste em uma expansão irreversível com entalpia constante, desde a pressão P_3 e líquido saturado (título igual a 0), até a pressão de vaporização P_4 . Como o processo é irreversível, a entropia do refrigerante no fim da expansão (s_4) será maior que a entropia na sua entrada s_3 .

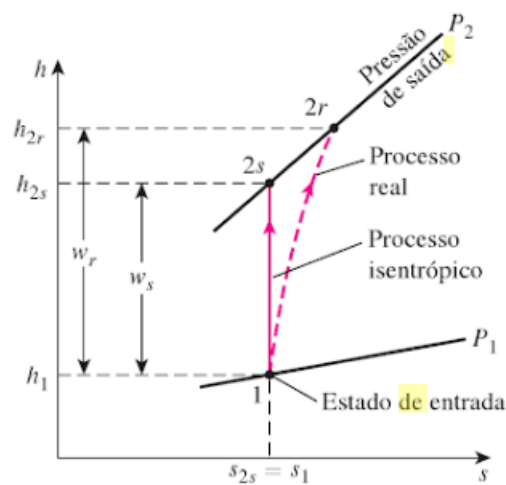
Processo 4 para 1: Ocorre no evaporador, e por ser um trocador de calor, acontece a transferência de calor a pressão e temperatura constante, desde o vapor úmido até o estado de

vapor saturado seco (título igual a 1). Importante ressaltar que o calor transferido ao refrigerante não modifica temperatura, somente sua qualidade.

2.2.3 Ciclo Real de Compressão a Vapor

As principais diferenças entre o ciclo real e teórico são as quedas de pressões nas linhas de descarga, líquido e de sucção, assim como no condensador e no evaporador. Além delas existe o sub-resfriamento na saída do condensador, para certificar que só entre líquido no dispositivo de expansão e superaquecimento na sucção do compressor, a fim de evitar a entrada de líquido no compressor. E por fim, o processo de compressão que na realidade é politrópico, necessitando de um dado que é eficiência isentrópica do compressor para descobrir essa variação na entropia. Segundo Çengel (2013), essa eficiência é definida como a razão entre o trabalho necessário para elevar a pressão de um gás até um valor especificado de forma isentrópica e o trabalho de compressão real, como mostrado na Equação 2.1 e visualizada na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Diagrama h-s dos processos real e isentrópico de um compressor adiabático.



Fonte: Çengel, 2013

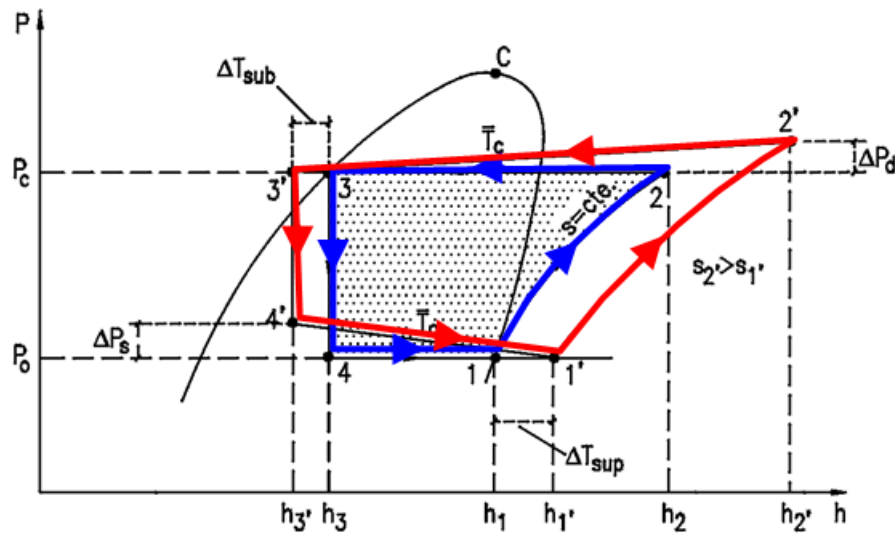
$$\eta = \frac{W_s}{W_r} \quad (2.1)$$

Quando as variações das energias cinética e potencial do gás que está sendo comprimido são desprezíveis, o trabalho entregue a um compressor adiabático torna-se igual à variação de entalpia, então a Equação 2.1 torna-se a Equação 2.2.

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (2.2)$$

Essas diferenças do ciclo real para o ideal são mostradas na Figura 2.3.

Figura 2.3 – Diferença entre o ciclo real e teórico de refrigeração.



Fonte: Adaptado de Venturini e Pirani (2005)

2.2.4 Balanço de energia para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_c) e à temperatura de vaporização (T_o). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho pior (VENTURINI e PIRANI, 2005).

Para Venturini e Pirani (2005), a capacidade frigorífica é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar através do evaporador do sistema frigorífico. Considerando o sistema operando em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial pela Primeira Lei da Termodinâmica, como mostrado na Equação 2.3.

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.3)$$

Venturini e Pirani (2005), chama a potência teórica de compressão de quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se

obter a elevação de pressão necessária do ciclo teórico. No sistema de refrigeração real, o compressor perde calor para o meio ambiente. Entretanto, este calor é pequeno quando comparado à energia necessária para realizar o processo de compressão. Aplicando-se a Primeira Lei da Termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, chega-se na Equação 2.4.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

Costa (1982), diz que na passagem pelo outro trocador de calor, o condensador, no qual o fluido cede para o meio ambiente (fonte quente) a quantidade de calor, em regime permanente dado pela Equação 2.5.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.5)$$

O coeficiente de performance, COP, é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema, como mostrado na Equação 2.6.

$$COP = \frac{\text{EnergiaUtil}}{\text{EnergiaGasta}} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Portanto, pela Equação 2.6 verifica-se que o COP é função somente das propriedades do fluido refrigerante, no qual dependem das temperaturas de condensação e vaporização. No ciclo real, ele dependerá das propriedades de sucção do compressor, do próprio compressor e outros equipamentos do sistema.

2.3 Princípio de funcionamento de um *chiller* industrial

Segundo Stoecker (2002), a refrigeração industrial tem como objetivo a refrigeração de algum sistema ou meio. Os componentes básicos dos sistemas refrigerantes são: compressores, trocadores de calor, ventiladores, bombas, tubos, dutos e controles. Os fluidos normalmente presentes são água, ar e algum refrigerante.

2.3.1 Evaporador

Para Dossat (2004), os evaporadores são sistemas que possuem superfícies que garantem a transmissão de calor entre o líquido refrigerante em vaporização e o fluido do processo. Existem alguns tipos de evaporadores presentes na indústria e suas características definem suas aplicações.

Eles podem ser classificados de diversas formas, dependendo do processo de transferência de calor, do escoamento do refrigerante ou em função da condição da superfície de troca de calor. Existem dois tipos de evaporadores para fluidos refrigerantes: Sistemas de expansão direta e indireta:

- **Expansão direta:** Como o nome já diz, é um método de troca de calor direto entre o fluido refrigerante e o líquido a ser resfriado. O evaporador está em contato direto com o material ou espaço a ser refrigerado. Existem muitos tipos de trocadores de calor para esse tipo de evaporador, como por exemplo, serpentinas de tubos, resfriadores tubulares, serpentinas aletadas.
- **Expansão indireta:** Neste sistema, o refrigerante é evaporado na serpentina do evaporador, que está imersa em uma solução de salmoura. A salmoura então, um refrigerante secundário e por isso o nome de expansão indireta, que troca calor com o líquido a ser resfriado.

Tais características e ilustrações dos mesmos encontram-se no Apêndice A.

2.3.2 Condensador

Segundo Dossat (2004), os condensadores tem, como finalidade básica, condensar o fluido refrigerante para que possa retornar ao ciclo de refrigeração. No sistema de refrigeração, ele funciona como um trocador de calor que rejeita todo o calor do sistema fazendo com que o fluido refrigerante volte ao estado líquido.

Existem alguns tipos de condensadores para os sistemas de refrigeração, sendo os mais comuns os resfriados a ar e água, e os evaporativos, como representados no Apêndice B.

2.3.3 Compressor

Pode-se dizer que o compressor atua como o coração do sistema de refrigeração, ele cria o fluxo do fluido refrigerante ao longo dos componentes do sistema. No processo, ele recebe

o refrigerante em baixas temperaturas e pressão e o comprime elevando-o até uma pressão e temperatura maiores.

Existem diversos tipos de compressores que podem dividir-se entre Alternativo, Centrífugo, *Scroll*, Parafuso e Rotativo e suas diferenças se dão pelas suas diferentes configurações. Tais características e ilustrações dos mesmos encontram-se no Apêndice C.

2.3.4 Dispositivos de expansão

Segundo Venturini e Pirani (2005), em um sistema de refrigeração, o dispositivo de expansão tem a função de reduzir a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização. Ao mesmo tempo, este dispositivo deve regular a vazão de refrigerante que chega ao evaporador, de modo a satisfazer a carga térmica aplicada ao mesmo. Dossat (2004) ainda complementa que existem cinco tipos básicos de controle de fluxo de refrigerante: a válvula de expansão manual, a válvula de expansão termostática, o tubo capilar e boia. Para mais detalhes sobre tais dispositivos, suas características e ilustrações encontram-se no Apêndice D.

2.4 Calorimetria

Em termodinâmica, calorimetria é um ramo da física que estuda os fenômenos relacionados as trocas de energia térmica de um corpo para outro. Essa energia em trânsito é chamada de calor e ocorre devido a diferença de temperatura entre dois ou mais corpos, esse transporte sempre ocorre do corpo de maior para o de menor temperatura e estando isolados termicamente do exterior, a transferência ocorrerá até o equilíbrio térmico (temperaturas iguais).

É importante ressaltar que um corpo não possui calor, ele possui energia interna. Portanto, o calor é a energia que está sendo transmitida, essa energia quando produz no corpo uma mudança na sua temperatura é chamada de calor sensível e quando gera uma mudança no seu estado físico é chamado de calor latente.

A grandeza que define essa energia térmica em trânsito é chamada de quantidade de calor (Q) e sua unidade de medida no SI é apresentado pelo Joule [J]. Contudo, na prática usa-se uma unidade de caloria [cal], quem tem a seguinte relação:

$$1 \text{ cal} = 4,1868 \text{ J.}$$

Outra definição importante é da propriedade capacidade térmica dos corpos, que explica o porquê de dois corpos do mesmo material sofrer variação de temperaturas diferentes quando

submetidos à mesma fonte de calor. Isso acontece porque a variação depende de outro fator, a massa. Representado na Equação 2.7.

$$C = \frac{Q}{\Delta T} \quad (2.7)$$

O que leva a outra propriedade denominada calor específico que é uma característica que representa a quantidade de calor que deve ser fornecida para elevar em 1 grau Celsius cada 1g de uma substância e se dá pela razão da capacidade térmica pela massa, calculada pela Equação 2.8.

$$c = \frac{C}{m} \quad (2.8)$$

Unindo as duas equações chega-se a Equação Fundamental da Calorimetria, Equação 2.9, que define a quantidade de calor (Q) que um corpo de massa (m) e calor específico (c) absorve ou libera para variar sua temperatura em certo valor (ΔT).

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (2.9)$$

3 METODOLOGIA

Para se projetar um sistema de refrigeração, o engenheiro encarregado do trabalho deve, primeiramente, entender o contexto e a demanda energética que o sistema apresenta. Desse modo, foi apresentado na Seção 2.1 o princípio básico de funcionamento do ciclo de injeção e como a refrigeração, pela água gelada, atua no processo. Naturalmente, é necessário agora entender qual a carga térmica que o sistema impõe como condições de projeto.

Para isso, o primeiro passo foi uma consulta e análise de quais matérias primas são injetadas no caso de estudo. Em seguida, foi feito um estudo dos *data sheets* destes materiais, a fim de se entender as propriedades físicas de cada matéria prima, como o calor específico e prosseguir com o trabalho.

Em seguida, procurou-se entender a quantidade de matéria-prima injetada por um certo período de tempo nas 19 injetoras plásticas. Para isso, foram consultados parâmetros de produção da fábrica como: peso médio das peças injetadas, ciclo médio de injeção, número de cavidades dos moldes, entre outros. A partir destes parâmetros, foi possível obter uma média do fluxo mássico de matéria-prima injetado por hora.

Além destes parâmetros, alguns outros importantes dados foram coletados na planta a ser estudada. Entre eles, se destacam as temperaturas de injeção e a temperatura na qual a peça se encontrava logo após ser injetada, ou seja, após ser resfriada pela água gelada.

Com todas essas informações, foi possível determinar o calor total trocado entre a matéria prima e a água gelada em cada injetora plástica. Dessa forma, foi obtido um valor de calor trocado por unidade de tempo necessário no sistema, ou seja, a carga térmica total do projeto.

Além disso, foi necessário calcular o fluxo mássico de água. E determinar os parâmetros termodinâmicos do ciclo de refrigeração como: o fluido de trabalho no *chiller*, pressões de saturação de vapor e líquido, graus de superaquecimento e sub-resfriamento. Assim obteve-se os parâmetros termodinâmicos necessário para o projeto do *chiller*.

O projeto do *chiller* foi feito com base em metodologias que serão apresentados no Capítulo 4. Foi dimensionado um evaporador, um condensador, um compressor e uma válvula de expansão para o sistema de refrigeração. Além disso, foi escolhido um sistema de tubulações, armazenamento e bombeamento de água. Todos esses componentes foram cotados e/ou estimados seus valores através de consulta com fabricantes e métodos de funções de custo já existentes.

Por fim, com os valores de cada componente disponíveis, foi feita a análise econômica do sistema proposto através de uma estratégia utilizada nas empresas para calcular o período de retorno de investimento em um projeto, o *payback*.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Cálculo da carga térmica total do sistema.

Nesta Seção será descrita como foram feitos os cálculos da carga térmica do sistema.

4.1.1 Análise das matérias primas injetadas

O primeiro passo para o dimensionamento da carga térmica do projeto foi entender quais as matérias-primas (termoplásticos) que são injetadas hoje na planta. Para isso, foi feito um estudo dentro da fábrica a fim de se obter as porcentagens de utilização de cada matéria-prima. As duas matérias primas que necessitam de água gelada são o Polipropileno (PP) e o Copolímero Estireno-Acrilonitrila (SAN).

Como efeito de estudo, foi permitido pela empresa analisar os dados de produção e identificar quais as porcentagens de uso de cada um destes materiais. A Tabela 4.1 mostra a porcentagem de uso de cada uma destas matérias primas no cenário atual de manufatura.

Tabela 4.1 – Porcentagem dos usos de matéria prima

Matéria Prima	Utilização
Polipropileno (PP)	83%
Copolímero Estireno-Acrilonitrila (SAN)	17%

Fonte: Dos autores

Contudo, para se obter uma maior proximidade da realidade nos cálculos, é proposto uma subdivisão entre os materiais PP. Essa divisão tem como justificativa o tamanho das peças injetadas, uma vez que o material pode ser dividido em dois grandes grupos: Peças grandes (corpos de liquidificador, corpos de processadores de comida, corpos de panelas elétricas) e peças pequenas (tampas de liquidificadores, botões de acionamentos, etc). Desta maneira, utilizaremos a nomenclatura PP1 para peças grandes e PP2 para peças menores. A nova divisão dos materiais é mostrada pela Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Porcentagem dos usos de matéria prima com a separação dos PPs

Matéria Prima	Utilização
PP1	57%
PP2	26%
Copolímero Estireno-Acriolnitrila (SAN)	17%

Fonte: Dos autores

4.1.2 Análise do fluxo de matéria-prima (Tempo Ciclo x Cavidades x Peso)

Nesta parte do trabalho, dando continuidade ao processo de dimensionamento da demanda de carga térmica que o sistema exige, o foco do estudo foi direcionado para o fluxo de matéria-prima que passa pelas injetoras plásticas.

Para isso, realizou-se uma pesquisa interna na empresa e de modo a dimensionar o sistema para o pior caso possível, foi analisado qual das peças injetadas apresenta o maior fluxo mássico de matéria-prima (este fluxo mássico é um produto do número de injetadas por hora, o número de cavidades do molde e o peso unitário da peça).

Desta forma, são apresentados na Tabela 4.3 os dados usados no cálculo do fluxo mássico do PP1, PP2 e SAN.

Tabela 4.3 – Dados do cálculo para o fluxo máximo das matérias primas

Matéria Prima	Cavidades	Tempo Ciclo [s]	Peso Unitário [g]
PP1	2	41	173
PP2	2	36	99
SAN	2	56	190

Fonte: Dos autores

O conceito de tempo ciclo apresenta-se como sendo o tempo necessário a execução de uma peça, ou seja, o tempo transcorrido entre a repetição do início ao fim da operação. Este conceito foi calculado o número de injetadas por hora de cada grupo de matéria-prima. O número de injetadas por hora é uma divisão de 3600 segundos (número de segundos em uma hora) pelo tempo ciclo de cada grupo. As injetadas por hora de cada matéria-prima é mostrada na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Matérias primas injetadas por hora

Matéria Prima	Injetadas por hora
PP1	87,8
PP2	100
SAN	64,3

Fonte: Dos autores

Finalmente, com esses dados em mãos, foi calculado o fluxo mássico de matéria prima de cada grupo a partir da Equação 4.1 e demonstrado os valores na Tabela 4.5.

$$Fluxo\ massico = Injetadas\ por\ hora \times Cavidades \times Peso\ unitario \quad (4.1)$$

Tabela 4.5 – Fluxo mássico das matérias primas

Matéria Prima	Fluxo mássico (kg/h)
PP1	30,38
PP2	19,80
SAN	24,43

Fonte: Dos autores

4.1.3 Pesquisa de dados de *input* para os cálculos

Dando prosseguimento a metodologia definida, foi feito uma pesquisa a fim de se coletar alguns outros importantes dados de *input* do sistema:

Primeiramente, a empresa possui fichas técnicas de injeção para cada peça. Essas fichas técnicas apresentam parâmetros de injeção específicos para cada processo. Dentre esses parâmetros, tem-se a temperatura de injeção, que representa a temperatura em que o termoplástico é fundido e entra em contato com o molde.

Além disso, é também do interesse do trabalho ter ciência da temperatura final das peças, ou seja, a temperatura que o termômetro mensura na peça imediatamente após o molde se abrir. Este dado também foi encontrado na ficha técnica de injeção da empresa. As temperaturas encontradas para cada grupo foram apresentadas na Tabela 4.6.

Tabela 4.6 – Diferenças na entrada e saída das temperaturas das matérias primas

Matéria Prima	Temperatura de Injeção [°C]	Temperatura após abertura do molde [°C]	Diferença de temperatura [°C]
PP1	230	50	180
PP2	230	50	180
SAN	250	70	180

Fonte: Dos autores

Além disso, foram coletados os dados de calor específico de cada material. Estes valores foram encontrados no *data sheets* fornecidos pela empresa, como apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Calores específicos das matérias primas

Matéria Prima	Calor específico [kJ/kg.°C]
PP1	1,93
PP2	1,93
SAN	2,35

Fonte: Dos autores

4.1.4 Cálculo da carga térmica total do sistema

Os dados expostos anteriormente foram calculados com o propósito de se entender qual a demanda de troca de calor de cada grupo de matéria prima. Desta maneira, a Tabela 4.8 apresenta os valores que serão utilizados no cálculo da troca de calor.

Tabela 4.8 – Dados a serem usados no cálculo da troca de calor

Matéria Prima	Fluxo Mássico [kg/h]	Calor específico[kJ/kg.°C]	ΔT [°C]
PP1	30,38	1,93	180
PP2	19,80	1,93	180
SAN	24,43	2,35	180

Fonte: Dos autores

Finalmente, nesta etapa do trabalho, é possível estimar a quantidade de calor trocado por cada grupo de matéria prima. Usando os conceitos apresentados na Seção 2.4 e através da Equação 2.9, resultaram nos valores apresentados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Troca de calor das matérias primas

Matéria Prima	Calor (kJ/h)
PP1	10554,2
PP2	6878,5
SAN	10333,2

Fonte: Dos autores

Como última etapa de cálculo, foi feito um estudo na empresa com intuito de se entender qual a porcentagem de uso de cada grupo de matéria prima na produção total. Basicamente, foi dividido a fração de produção de cada grupo pela produção total de peças que necessitam de água fria. Desta maneira, foi obtido o percentual de produção de cada grupo perante a produção total. A Tabela 4.10 apresenta os resultados deste cálculo.

Tabela 4.10 – Porcentagem da produção de cada grupo de matéria prima

Matéria Prima	Fração da produção total de peças [%]
PP1	57
PP2	26
SAN	17

Fonte: Dos autores

Em seguida, foi feita uma simulação de ocupação para as 19 injetoras com base nas frações da produção de cada grupo de matéria prima. O objetivo deste raciocínio é estimar a quantidade total de calor que deverá ser trocada nas 19 injetoras, como indicado na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Quantidade de calor trocado referente a cada injetora

Injetora Plástica	Matéria Prima	Calor [kJ/h]
IP01	PP1	10554,2
IP02	PP1	10554,2
IP03	PP1	10554,2
IP04	PP1	10554,2
IP05	PP1	10554,2
IP06	PP1	10554,2
IP07	PP1	10554,2
IP08	PP1	10554,2
IP09	PP1	10554,2
IP10	PP1	10554,2
IP11	SAN	10333,2
IP12	SAN	10333,2
IP13	SAN	10333,2
IP14	PP2	6878,5
IP15	PP2	6878,5
IP16	PP2	6878,5
IP17	PP2	6878,5
IP18	PP2	6878,5
IP19	PP2	6878,5

Fonte: Dos autores

Finalmente, após todos os cálculos e considerações feitas, chegou-se a um número total para a quantidade de calor trocada por hora de 177812,6 kJ/h. A partir desta demanda energética que o novo sistema proposto foi planejado.

4.1.5 Cálculo da vazão mássica de água do sistema

Outro parâmetro importante para se calcular é a vazão mássica de água do sistema.

Como já se sabe a quantidade total de calor a ser trocado nas 19 injetoras (Q), o calor específico (c) da água segundo Halliday (2009) é de 4,1868 kJ/kg.°C e a temperatura de saída e volta dá água após a troca, respectivamente, 11 e 16 °C (ΔT). Basta, simplesmente, substituir os

valores na Equação Fundamental da Calorimetria 2.9 e obtém-se o fluxo mássico (m) em kg/h, como exposto na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 – Fluxo mássico da água

Calor trocado [kJ/h]	Calor específico da água [kJ/kg.°C]	Temperatura inicial da água [°C]	Temperatura final da água [°C]	Fluxo mássico da água [kg/h]
177812.6	4,186	11	16	8495.58

Fonte: Dos autores

4.2 Determinação dos parâmetros termodinâmicos do ciclo de refrigeração

De acordo com Jabardo (2012) os fluidos refrigerantes utilizados em *chillers* para resfriamento de água são R-12, R-134a, R-22, Amônia e R-410A. Assim, foi escolhido como fluido refrigerante o R-410a, que, segundo o autor tem capacidade de refrigeração e pressão de trabalho relativamente altos.

Foi assumida como temperatura de evaporação do ciclo $T_o = 1^\circ\text{C}$, que é a condição no qual não vai ter formação de gelo, que seria a condição de operação mais crítica, já que o sistema não teria a possibilidade de acumular “frio” na forma de gelo. A temperatura de condensação foi definida considerando o dia mais quente em Varginha segundo o INMET (Instituto Nacional de Meteorologia) de 37°C que aconteceu no mês de setembro no ano de 2018. De acordo com os catálogos de condensadores, fornecidos no site da empresa MIPAL Intense, um valor típico de diferença de temperatura entre o ar que entra no condensador e a temperatura de condensação é de 10°C , conseqüentemente a temperatura de condensação a ser trabalhada será $T_c = 47^\circ\text{C}$.

As temperaturas de saturação T_o e T_c serão usadas no software para auxiliar a encontrar as pressões a serem utilizadas no ciclo. O processo se deu da seguinte maneira: as temperaturas T_o e T_c foram colocadas para encontrar as pressões de líquido e vapor de saturação, conforme a Figura 4.1.

Figura 4.1 – Pressões de líquido e vapor de saturação para temperaturas fixadas.

	Liquid Temperature (°C)	Vapor Temperature (°C)	Liquid Pressure (bar)	Vapor Pressure (bar)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	1,0000	1,0000	8,2654	8,2384	201,52	421,69	1,0055	1,8086
2	47,000	47,000	28,651	28,572	279,79	423,33	1,2620	1,7104
3								

Fonte: Dos autores

Posteriormente, pelo motivo do fluido R410A ser um fluido não-azeotrópico foi necessário definir valores fixos de pressões, e não de temperatura. Então, no evaporador (ponto 1) foi replicado o valor de pressão de vapor no valor da pressão líquida, pois será considerado que o sistema não tem quedas de pressão nos trocadores de calores. E analogamente, no condensador (ponto 2) foi feito da mesma maneira, só que desta vez, replicando o valor da pressão líquida para a pressão de vapor. Obtidos na Figura 4.2.

Figura 4.2 – Pressões de líquido e vapor de saturação para pressões fixadas.

	Liquid Temperature (°C)	Vapor Temperature (°C)	Liquid Pressure (bar)	Vapor Pressure (bar)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
1	0,89667	1,0001	8,2384	8,2384	201,36	421,69	1,0049	1,8086
2	47,001	47,118	28,651	28,651	279,79	423,28	1,2620	1,7101
3								

Fonte: Dos autores

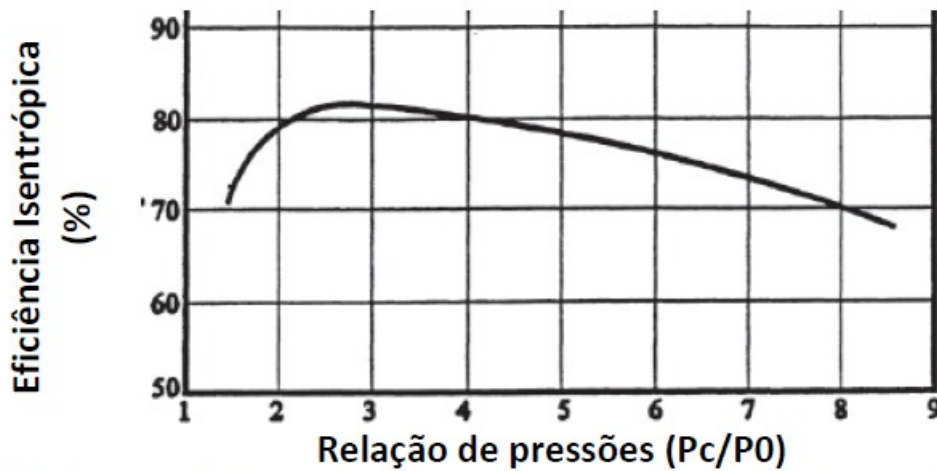
Com essas pressões, pode-se fazer a análise do ciclo termodinâmico e fazer os cálculos desejados.

Na saída do evaporador e entrada do compressor (ponto 1) os dados de entrada foram a temperatura $T_1 = 11 \text{ °C}$, pois considerou-se um grau de superaquecimento de 10 °C , logo $10 \text{ °C} + 1 \text{ °C} = 11 \text{ °C}$. e a baixa pressão de operação fornecida na Figura 4.2 $P_1 = 8,2384 \text{ bar}$.

No ponto 2, saída do compressor, os dados de entrada foram a pressão alta de operação $P_2 = 28,651 \text{ bar}$ e a entalpia h_{2r} , já considerada a eficiência isentrópica do compressor. Essa eficiência foi calculada fazendo a relação $P_c/P_o = 3,46$ e pela curva da Figura 4.3 obteve-se

a eficiência isentrópica do compressor de aproximadamente 81%. Utilizando a Equação 2.2 encontrou-se $h_{2r} = 477,41$.

Figura 4.3 – Eficiência Isentrópica do compressor.



Fonte: Stoecker, 1998

Na saída do condensador foi considerada um grau de sub-resfriamento de 4°C , portanto subtraindo esse valor de T_c , obtém-se $T_3 = 43^\circ\text{C}$ e como a pressão no condensador é constante $P_3 = 28,651$ bar.

E por fim no ponto 4, na saída da válvula de expansão, o processo é isentalpico $h_3 = h_4$ e a pressão cai voltando a ser 8,2384 bar, finalizando o ciclo. As propriedades termodinâmicas do ciclo de refrigeração é apresentada na Figura 4.4.

Figura 4.4 – Propriedades termodinâmicas do ciclo refrigeração do *chiller*.

	Temperature ($^\circ\text{C}$)	Pressure (bar)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	11,000	8,2384	432,55	1,8476	Superheated
2	83,178	28,651	477,41	1,8710	Superheated
3	43,000	28,651	271,58	1,2362	Subcooled
4	0,92958	8,2384	271,58	1,2611	0,31857
5					

Fonte: Dos autores

Com esses valores das propriedades termodinâmicas definidos é possível encontrar alguns parâmetros importantes como: o fluxo mássico do fluido refrigerante, a potência teórica de compressão, o calor rejeitado no condensador e consequentemente o COP do sistema.

Os cálculos serão feitos considerando que o sistema opera em regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial.

4.2.1 Cálculo do fluxo mássico do fluido refrigerante

Como já se conhece a capacidade frigorífica que deve ser retirada do meio para resfriar o molde (carga térmica do sistema), é possível estabelecer o fluxo mássico que circula nos equipamentos. Substituindo os valores já obtidos na Equação 2.3, tem-se $\dot{m}_f = 1104,63 \text{ kg/h}$.

4.2.2 Potência teórica de compressão

Utilizando a Equação 2.4 é possível calcular a quantidade de energia por unidade de tempo que deve ser fornecida ao refrigerante no compressor, ou seja, o trabalho realizado pelo compressor.

$$\dot{W} = 1104,63 (477,41 - 432,55) = 49553,78 \text{ kJ/h.}$$

4.2.3 Calor rejeitado no condensador

O calor transferido do fluido refrigerante para o meio de resfriamento do condensador do *chiller* (ar) é calculado utilizando a Equação 2.5:

$$Q_c = 1104,63 (477,41 - 271,58) = 277365,99 \text{ kJ/h}$$

4.2.4 COP

Por fim, o COP do sistema que se dá pela Equação 2.6.

$$\text{COP} = \frac{177812,60}{49553,78} = 3,59$$

4.3 Dimensionamento dos componentes do *chiller*

De acordo com os parâmetros termodinâmicos apresentados na Seção 4.2 pode-se dimensionar os componentes do sistema de refrigeração proposto.

4.3.1 Análise de trocadores de calor

Segundo Çengel (2006), os trocadores de calor são muito utilizados na prática, cabendo ao engenheiro escolher o trocador de calor que permita ou alcançar a mudança na temperatura especificada no escoamento de vazão mássica conhecida ou prever as temperaturas de saída dos escoamentos dos fluídos quente e frio em determinado dispositivo.

Deste modo, dois métodos são comumente usados para determinação destes parâmetros, que são eles: Diferença de temperatura média logarítima (LMTD) ou da efetividade-NTU (E-nut). A escolha de qual método usar depende das condições iniciais do problema a ser estudado.

4.3.1.1 O método da efetividade-NTU

O método das NTU (ou modelo e-nut) é indicado para calcular a taxa de transferência térmica em trocadores de calor quando as temperaturas de entrada e saída do fluido e do fluido secundário não são conhecidas. (INCROPERA, 1988)

Como mostrado anteriormente, é conhecido as temperaturas de entrada e saída do fluido e da água. Devido a isso, foi escolhido o método DTML para determinação dos parâmetros do trocador de calor.

4.3.1.2 O método da DTML

Para projetar o trocador de calor é necessário que se tenha uma relação entre as diferenças de temperatura de entrada e saída dos fluidos, o coeficiente global de diferença de calor e área superficial na qual essa transferência de calor irá ocorrer (INCROPERA, 1998).

Estas relações podem ser obtidas por balanço de energia nos fluidos quente e frio. Considerando as trocas de calor entre o trocador de calor e a vizinhança desprezíveis, assim como a energia potencial e cinética do sistema, o balanço de energia se resume através da Equação 4.2.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (\Delta h) \quad (4.2)$$

No qual \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor do sistema e Δh representa a diferença de entalpia do fluido refrigerante. Se não há mudança de fase e o calor específico pode ser considerado constante, a expressão pode ser escrita na Equação 4.3 (INCROPERA, 1998).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\Delta T_{ml}) \quad (4.3)$$

Relacionando-se o coeficiente global de transferência de calor U no lugar de h e a área do trocador de calor, obtém-se a Equação 4.4.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (\Delta T) \quad (4.4)$$

Todavia, esta diferença de calor não é constante durante o processo de trocar de calor. Por isso, é necessário usar uma equação na forma logarítmica, como mostrado na Equação 4.5.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (\Delta T_{ml}) \quad (4.5)$$

A DTML, representada por ΔT_{ml} , é uma média logarítmica da diferença de temperatura entre as correntes quente e frias em cada extremidade do trocador. Sendo maior a DTML, mais calor é transferido.

Considerando-se uma distribuição de temperatura entre as correntes quentes e frias em um trocador com escoamento paralelo e em contracorrente, pode-se aproximar e isolar o DTML como visto na Equação 4.6.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (4.6)$$

4.3.2 Evaporador

Para dimensionamento do evaporador sabe-se a temperatura de entrada e saída da água a ser resfriada, a quantidade de calor a ser trocada, as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante R-410A no evaporador, além de seu coeficiente global de transferência de calor fornecido por Sinnott (2005). A base de dados usada para encontrar o valor de U apresenta um intervalo de valores. Foi escolhido o menor valor deste intervalo, uma vez que ele garante qualquer variação de temperatura na superfície de troca de calor.

Estes dados são apresentados na Tabela 4.13.

Tabela 4.13 – Dados para o cálculo da área superficial do evaporador

\dot{Q}	U	ΔT_2	ΔT_1
[kJ/s]	[kW/m ² K]	[°C]	[°C]
49,39	0,2	10,07	5

Fonte: Dos autores

ΔT_2 = Temperatura de saída da água - Temperatura de entrada do fluido refrigerante no evaporador = 11 - 0,93 = 10,07 °C.

ΔT_1 = Temperatura de entrada da água - Temperatura de saída do fluido refrigerante no evaporador = 16 - 11 = 5 °C.

Portanto, é possível obter a diferença de temperatura média logarítmica, segundo a Equação 4.6.

$$\Delta T_{ml} = 7,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Com esse valor encontra-se a área superficial do evaporador, segundo Equação 4.5.

$$A = 34,10 \text{ m}^2$$

4.3.3 Condensador

Na Seção 4.2.3 foi calculado o calor rejeitado no condensador, este valor será utilizado para encontrar a vazão volumétrica de ar em um catálogo comercial de condensadores resfriados a ar.

O catálogo utilizado como referência foi da fabricante Trane que utiliza o mesmo fluido refrigerante (R-410A), e para um condensador que possui aproximadamente a mesma capacidade nominal que o sistema proposto, a vazão volumétrica de ar fornecida é de 30600 m³/h, conforme a Figura 4.5.

Figura 4.5 – Características técnicas unidades condensadoras

	Unid	TRAE									TRCE						
		TRAE 050 1C	TRAE 075 1C	TRAE 100 1C	TRAE 100 2C	TRAE 150 1C	TRAE 150 2C	TRAE 200 1C	TRAE 200 2C	TRAE 250 1C	TRAE 250 2C	TRCE 050 1C	TRCE 075 1C	TRCE 100 1C	TRCE 100 2C	TRCE 150 1C	TRCE 150 2C
Cap. Nominal	TR	5	7,5	10	10	15	15	20	20	25	25	5,0	7,5	10,0	10,0	15,0	15,0
Comprimento	mm	920	930	1140	1140	1590	1590	1067	1067	1067	1067	993	1217	1491	1491	1712	1712
Profundidade	mm	420	620	800	800	800	800	1096	1096	1096	1096	560	560	560	560	560	560
Altura	mm	793	895	996	996	1250	1250	1452	1452	1452	1452	1393	1494	1545	1545	1849	1849
Compressor Tipo		Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
Compressor	QTD	1	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1	1	2	1	2
Rows		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	4	4	4	4	1	2
FPF (Aletas/pé)	ft	168	168	168	168	168	168	204	204	204	204	144	144	144	144	144	144
N° circuitos		1	1	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1	1	2	1	2
Área de face	m2	0,8	1,01	1,67	1,67	2,24	2,24	2,97	2,97	3,33	3,33	0,55	0,83	0,99	0,99	1,72	1,72
Ventilador Qtd.		1	1	1	1	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2
Ventilador Diam.	pol.	22"	26"	30"	30"	26"	26"	35"	35"	35"	35"	---	---	---	---	---	---
Motor	CV	0,25	0,75	0,75	1	0,75	0,75	1	1	1	1	1,5	3	4	4	5	5
Vazão de ar	m3/h	5950	9180	11900	11900	18360	18360	23800	23800	30600	30600	5500	8250	9950	9950	15750	15750
Peso	Kg	108	127	198	196	335	275	355	359	360	368	184	210	305	310	400	400

Fonte: Catálogo da fabricante Trane (Adaptado)

Para encontrar a vazão mássica de ar basta multiplicar a vazão volumétrica pela densidade do ar ($1,225 \text{ kg/m}^3$). Assim, tem-se que a vazão mássica que tem o valor de 37485 kg/h .

Através da Equação 2.9 é possível obter a temperatura de saída do ar, já que se tem todas as outras variáveis necessárias, conforme Tabela 4.14.

Tabela 4.14 – Dados para o cálculo da saída do ar do condensador

Quantidade de calor rejeitado no condensador [kJ/h]	Vazão mássica do ar [kg/h]	Calor específico do ar [kJ/kg°C]	Temperatura de entrada do ar [°C]
277365,99	37485	1	37

Fonte: Dos autores

Então a temperatura de saída do ar do condensador é de $44,4 \text{ °C}$. Tornando possível encontrar a área superficial deste trocador de calor da mesma maneira como foi feita para o evaporador pelo método da diferença de temperatura média logarítmica, importante ressaltar a diferença no valor fornecido também por Sinnott (2005) do coeficiente global de transferência de calor para o fluido R-410A e ar. Os valores são apresentados na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 – Dados para o cálculo da área superficial do condensador

\dot{Q} [kJ/s]	U [kW/m ² K]	ΔT_2 [°C]	ΔT_1 [°C]
77,05	0,3	6	46,18

Fonte: Dos autores

ΔT_2 = Temperatura de entrada do fluido refrigerante - Temperatura de saída do ar no condensador = 83,18 - 37 = 46,18 °C.

ΔT_1 = Temperatura de saída do fluido no condensador - Temperatura de entrada do ar no condensador = 43 - 37 = 6 °C.

Portanto, é possível obter a diferença de temperatura média logarítmica, segundo a Equação 4.6.

$$\Delta T_{ml} = 19,69 \text{ °C}$$

Com esse valor encontra-se a área superficial do evaporador, segundo Equação 4.5.

$$A = 13,04 \text{ m}^2$$

4.3.4 Compressor

A próxima etapa do trabalho é a escolha do compressor a ser usado no sistema de refrigeração. O tipo de compressor selecionado foi o *Scroll*. Este tipo de compressor apresenta alta eficiência e baixos níveis de ruído, sendo uma boa escolha para modelos de refrigeração industrial (ASHRAE, 2004). A escolha do compressor será baseada em alguns parâmetros operacionais do sistema de refrigeração, que são eles: temperatura de evaporação (T_o), temperatura de condensação (T_c) e capacidade frigorífica (Q_o).

Estas variáveis já foram calculadas anteriormente neste trabalho na Seção 4.2. A Tabela 4.16 apresenta estes valores:

Tabela 4.16 – Dados para a escolha do compressor

Parametros operacionais	Valor
T_o	1 °C
T_c	47 °C
Q_o	49,39 kJ

Fonte: Dos autores

Segundo o catálogo de compressores comerciais consultado, Figura 4.6, da fabricante Bitzer, o compressor do tipo *scroll*, modelo GSD80421VA atende as condições de projeto.

Figura 4.6 – Dados para a seleção do compressor

Compressor type	Cooling capacity Q_o [kW]			Power consumption P_e [kW] ^②			COP			
	t_o (°C)	5	5	5	0	0	0	-10	-10	-10
	t_c (°C)	50	50	50	50	50	50	50	50	50
	Frequency (Hz)	35	60	75	35	60	75	35	50	75
R410A										
ORBIT 8 optimized for air-cooled systems and reversible chillers										
GSD80235VA	Q_o	30,58	63,58	75,05	25,59	52,99	62,83	17,43	35,84	42,74
	P	11,58	21,49	25,27	11,65	21,65	25,11	11,93	22,06	24,94
GSD80295VA	Q_o	41,74	78,84	96,95	35,04	66,08	81,36	24,68	45,22	56,38
	P	16,05	24,81	31,70	16,14	24,79	31,72	16,54	24,76	31,64
GSD80385VA	Q_o	57,84	102,35	125,15	48,21	85,82	104,63	32,81	58,96	71,11
	P	20,11	32,21	40,63	20,21	32,09	40,31	20,40	31,88	39,73
GSD80421VA	Q_o	62,12	110,31	133,27	51,76	92,38	111,05	35,09	63,10	74,60
	P	21,01	34,90	46,68	21,34	34,87	45,75	22,37	34,83	43,61
GSD80485VA	Q_o	71,00	125,08	140,13	59,20	105,59	116,41	40,02	73,36	77,34
	P	25,10	39,71	53,70	25,72	39,47	52,63	27,17	39,06	50,19
	COP	2,83	3,15	2,61	2,30	2,68	2,21	1,47	1,88	1,54

Fonte: Catálogo da fabricante Bitzer (Adaptado)

4.3.5 Válvula de Expansão

No dimensionamento da válvula de expansão foi considerado os parâmetros de temperatura de condensação, temperatura de evaporação e a carga térmica do sistema. Através delas, foi consultado um catálogo de válvulas de expansão termostáticas da empresa Honeywell que forneceu o tamanho do orifício da válvula. Conforme a Figura 4.7.

Figura 4.7 – Dados para a seleção da válvula de expansão

Honeywell		Quick selection table Cooling capacity Q_0 (kW)					for all Expansion Valve series					R410A				
Condensing temperature t_c (°C)	Orifice size	Evaporating temperature t_0 (°C)														
		+ 20	+ 15	+ 10	+ 5	± 0	- 5	- 10	- 15	- 20	- 25	- 30	- 35	- 40	- 45	- 50
+ 50	0.3		0.57	0.59	0.61	0.62	0.63	0.63	0.56	0.49	0.43	0.37	0.32	0.27		
	0.5		1.08	1.12	1.15	1.18	1.19	1.20	1.07	0.94	0.82	0.70	0.6	0.51		
	0.7		1.48	1.53	1.58	1.61	1.63	1.64	1.46	1.28	1.12	0.96	0.82	0.69		
	1.0		2.16	2.24	2.31	2.35	2.38	2.40	2.13	1.87	1.63	1.41	1.2	1.01		
	1.5		3.46	3.6	3.70	3.78	3.83	3.86	3.42	3.01	2.62	2.26	1.92	1.62		
	2.0		4.37	4.54	4.67	4.77	4.83	4.87	4.32	3.80	3.30	2.85	2.43	2.05		
	2.5		6.30	6.55	6.73	6.87	6.96	7.02	6.23	5.47	4.76	4.10	3.50	2.95		
	3.0		10.1	10.50	10.80	11.02	11.17	11.25	9.98	8.77	7.64	6.58	5.61	4.73		
	3.5		13.28	13.80	14.2	14.49	14.68	14.79	13.12	11.53	10.04	8.65	7.38	6.22		
	4.5		18.50	19.23	19.78	20.18	20.45	20.61	18.28	16.07	13.98	12.05	10.28	8.66		
	4.75		24.4	25.36	26.09	26.62	27.00	27.18	24.11	21.19	18.44	15.9	13.55	11.43		
	5		31.66	32.91	33.85	34.54	35.01	35.27	31.29	27.50	23.93	20.63	17.59	14.83		
	6		46.19	48.00	49.38	50.39	51.07	51.45	45.65	40.12	34.91	30.10	25.66	21.63		
	7		59.35	61.89	63.48	64.75	65.62	66.12	58.66	51.56	44.87	38.67	32.97	27.80		
8		69.91	72.65	74.74	76.26	77.29	77.88	69.09	60.72	52.84	45.55	38.83	32.74			
10		81.82	85.04	87.48	89.26	90.47	91.15	80.86	71.08	61.85	53.32	45.45	38.33			
11		104.4	108.5	111.6	113.9	115.4	116.3	103.2	90.69	78.92	68.03	57.99	48.90			

Fonte: Catálogo da fabricante Honeywell (Adaptado)

4.4 Cotação e quantificação dos preços dos componentes dimensionados

Segundo Turton (2012) existem duas maneiras de se estimar um custo de aquisição de um equipamento de maneira eficaz. A primeira delas, que se aproxima com uma exatidão muito grande da realidade, é aquela obtida por meio de fornecedores. A segunda maneira é a utilização de dados de custo de equipamentos do mesmo tipo comprados anteriormente.

Contudo, as vezes não é possível obter os custos exatos dos dispositivos, uma vez que o contato com fornecedores pode não ser tão fácil e as condições de projeto exigirem dispositivos que não são itens de prateleira. Nesse contexto, funções de custo são utilizadas para estimar um custo médio para cada componente. (SINGH e KAUSHIK, 2013)

Neste trabalho, foi possível obter através de fornecedores uma estimativa bastante real do compressor e da válvula de expansão escolhidas. Contudo, fez-se necessário calcular o preço do evaporador e do condensador através de uma função que tem como variável de entrada a área determinada no projeto.

4.4.1 Trocadores de calor

Como mencionado na Seção 4.4 é possível calcular o custo base de um trocador de calor em função de sua área superficial através da Equação 4.7. Os coeficientes K_1 , K_2 , K_3 foram obtidos através do Apêndice A do Livro *Analysis, synthesis, and design of chemical processes* de Turton (2012), que varia em função de cada tipo de cada trocador de calor e de sua capacidade. Os valores utilizados neste trabalho são mostrados na Tabela 4.17.

$$\log_{10} C_B^0 = K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A + K_3 \cdot (\log_{10} A)^2 \quad (4.7)$$

Tabela 4.17 – Dados para a escolha do compressor

Trocador de calor	K_1	K_2	K_3	Capacidade
<i>Heat Exchanger - Fixed Tube</i>	4,3247	-0,3030	0,1634	10 - 1000 [m ²]
<i>Heat Exchanger - Air Cooler</i>	4,0336	0,2341	0,0497	10 - 10000 [m ²]

Fonte: Turton, 2012 (Adaptado)

$$C_{B-eva}^0 = \$17.545,14$$

$$C_{B-cond}^0 = \$22.939,95$$

Com o custo base para as condições padrão (C_B^0) determinado, o custo do módulo do equipamento para as condições de trabalho (C_{MOD}) pode ser calculado usando a Equação 4.8. Os coeficientes B_1 e B_2 dependem do tipo de equipamento, o coeficiente F_M (fator de material) varia com o material da parede do equipamento. No caso do evaporador foi utilizado o aço carbono para a carcaça e para o tubo devido suas características mecânicas e baixo custo. No condensador também foi utilizado o aço carbono nos tubos, pelo mesmo motivo. O F_P (fator de pressão) é obtido por meio da Equação 4.9 e seus coeficientes c_1 , c_2 , c_3 dependem do tipo de trocador de calor e da pressão de operação do mesmo. Os valores utilizados neste trabalho são mostrados na Tabela 4.18 e Tabela 4.19.

$$C_{MOD} = C_B^0(B_1 + B_2 F_M F_P) \quad (4.8)$$

Tabela 4.18 – Dados para a escolha do compressor

Trocador de calor	B_1	B_2	Material	F_M
<i>Heat Exchanger - Fixed Tube</i>	1,63	1,66	Aço Carbono	1,00
<i>Heat Exchanger - Air Cooler</i>	0,96	1,21	Aço Carbono	1,00

Fonte: Turton, 2012 (Adaptado)

$$\log_{10} F_P = c_1 + c_2 \cdot \log_{10} P + c_3 \cdot (\log_{10} P)^2 \quad (4.9)$$

Tabela 4.19 – Dados para a escolha do compressor

Trocador de calor	c_1	c_2	c_3
<i>Heat Exchanger - Fixed Tube</i>	0	0	0
<i>Heat Exchanger - Air Cooler</i>	-0,1250	0,15361	-0,02861

Fonte: Turton, 2012 (Adaptado)

$$F_{P-*evap*} = 1,010$$

$$F_{P-*cond*} = 1,092$$

$$C_{MOD-*evap*} = \$ 58.007,40$$

$$C_{MOD-*cond*} = \$ 79.487,28$$

Os valores de custo para os trocadores de calor são obtidos em dólares para o ano de 2001 e são apresentados conforme a Equação 4.10.

$$C_{ORC,2001} = \sum C_{MOD,equip} \quad (4.10)$$

$$C_{ORC,2001} = \$ 137.494,68$$

Para atualizar os valores de custo para os dias atuais, deve-se utilizar o CEPCI do ano calculado e do ano atual. O valor do CEPCI mais recente encontrado foi do ano de 2018 (*Chemical Engineering*, 2019) e tem valor de 603,1. Enquanto para o ano de 2001 o valor era de 397. Então, pela Equação 4.11, obtém-se os valores de custos finais para o evaporador e condensador.

$$C_{ORC,2018} = \frac{CEPCI_{2018}}{CEPCI_{2001}} C_{ORC,2001} \quad (4.11)$$

$$C_{2018-*equips*} = \$ 208.874,16$$

Segundo o site infomoney.com a cotação do dólar para o dia 29 de Novembro de 2019 é de R\$ 4,24. Convertendo este valor, obtém-se:

$$C_{2018-equipos} = \text{R\$ } 885.626,00$$

Contudo, foi feita uma checagem dos valores obtidos pelo método apresentado por Turton (2012) no mercado brasileiro. Para isso, consultou-se uma empresa de referência em refrigeração, chamada Bandeirantes Refrigeração, para realizar a cotação destes dispositivos.

Com base no valor da área superficial do trocador de calor calculada e na quantidade de calor trocado ou rejeitado, foi solicitada a esta empresa a faixa de preço de um evaporador e de um condensador que atenda as demandas do projeto. O preço dado pelo fornecedor foi de R\$ 50.000,00 a R\$ 60.000,00 para o evaporador e de R\$ 25.000 a R\$ 30.000 para o condensador.

4.4.2 Compressor e válvula de expansão

Para esses dois componentes decidiu-se quantificar o preço através de cotação direto de fornecedores uma vez que já tinha-se o modelo a ser utilizado. Para o compressor o fornecedor local disponibilizou o preço de R\$ 25.000 para o modelo GSD80421VA.

Para válvula de expansão foram consultas as empresas fornecedoras das marcas Honeywell e concorrentes, como Danfoss e Sporlan, foi encontrado um preço médio de R\$ 500,00 a R\$ 700,00 para as especificações calculadas.

4.4.3 Infraestrutura e instalação

Os componentes do sistema de resfriamento foram definidos acima. Contudo, ainda é preciso estimar os custos de instalação e infraestrutura do sistema.

Por isso, uma empresa prestadora de serviços da região foi consultada a fim de se prever os custos com tubulação, válvulas de fechamento, mão-de-obra, etc. O custo estimado pela empresa para implementação do sistema foi de R\$ 15.000,00.

4.5 Análise econômica do *chiller* escolhido

Esta parte do trabalho destina-se a fazer a análise econômica do sistema projetado em comparação com o modelo de refrigeração atualmente utilizado na empresa.

Basicamente, o que é buscado aqui é a viabilidade econômica do investimento proposto que pode ser definido como o tempo de *payback*. Este termo faz referência ao tempo necessário

para o investimento se pagar, ou seja, em quanto tempo o projeto trará benefícios financeiros a empresa.

Para o cálculo do retorno financeiro, uma premissa de comparação foi estabelecida. Para se comparar um sistema de abastecimento de água gelada em 19 injetoras, foi preciso simular a situação onde existam então 19 geladeiras alimentado cada injetora. Desse modo, foi possível comparar qual sistema de abastecimento, onde 100% da fábrica recebe água gelada, é mais viável economicamente. O modelo de geladeira FRIOTEC TF00003A3RSTMXO foi replicado para o restante das injetoras, como mostra a Tabela 4.20.

Tabela 4.20 – Dados técnicos da geladeira.

Equipamento	Capacidade frigorífica total (19 geladeiras) [kW]	Potência (uma geladeira) [kW]	Potência Total (19 geladeiras) [kW]
FRIOTEC TF00003A3RSTMXO	3,498 (66,462)	3,48	66,12

Fonte: Dos autores

O sistema projetado apresenta os seguintes dados de operação como ilustrado na Tabela 4.21.

Tabela 4.21 – Dados técnicos do sistema proposto.

Potência [kW]	Capacidade Frigorífica [kW]
21,15	49,39

Fonte: Dos autores

Embora os dois sistemas tenham capacidades frigoríficas capazes de suprir a necessidade da fábrica é possível observar uma diferença de potência total utilizada, para refrigerar o mesmo sistema, de 44,97 kW.

Na Seção 4.4 foi projetado e calculado o preço dos componentes do sistema proposto. Importante ressaltar que para os valores dos trocadores de calor, será utilizado o valor cotado no mercado brasileiro e não o valor calculado, por dois motivos: Turton (2012) diz que a melhor maneira de se aproximar do valor real do produto se dá pela cotação com os fornecedores, além disso, os valores calculados a partir da função de custo foram muito altos devido a cotação

atual do dólar, tornando a compra e o investimento inviável. A Tabela 4.22 apresenta os dados utilizados.

Tabela 4.22 – Preços dos dispositivos do sistema de refrigeração.

Equipamento	Preço [R\$]
Evaporador	60.000,00
Compressor	25.000,00
Condensador	30.000,00
Válvula de expansão	700,00
Bomba/Reservatório/Tubulação	15.000,00
Custo total do sistema: R\$ 130.700,00	

Fonte: Dos autores

O produto das horas totais de trabalho da empresa por dia vezes a diferença de potência dos sistemas vezes o valor da energia elétrica resulta no valor economizado por dia, conforme a Tabela 4.23.

Tabela 4.23 – Valor economizado.

Horas totais de trabalho da empresa (3 turnos)	18,23 horas
Diferença de potência dos sistemas [kW]	43,97
Valor da energia elétrica [R\$/kWh]	0,6283
Valor economizado por dia	R\$ 503,63

Fonte: Dos autores

Finalmente, para saber o tempo de *payback*, bastou-se dividir o custo total calculado pela economia diária de energia, de acordo com a Tabela 4.24.

Tabela 4.24 – Cálculo do *payback*.

Custo total do projeto	R\$ 135.700,00
Valor economizado por dia	R\$ 503,63
Tempo de <i>payback</i>	269 dias

Fonte: Dos autores

Diferente do *payback*, que é uma medida de tempo, o ROI é uma relação entre o lucro operacional da empresa com o valor de um investimento. Em outras palavras, o ROI é uma medida da taxa de retorno obtida com um investimento.

Quanto maior for o ROI, mais retorno financeiro um investimento gera. No sentido prático, o ROI diz o quanto a sua empresa ganhou ou perdeu ao fazer um investimento.

Para o cálculo do ROI, foi utilizado um tempo de retorno de 5 anos (60 meses). Para o cálculo deste modelo econômico, tem-se os seguintes dados de entrada:

- Lucro obtido: R\$ 503,63;
- Investimento Inicial: R\$ 130.700,00;
- Tempo: 60 meses (1800 dias)

$$ROI = \frac{\text{Lucro obtido} - \text{Investimento inicial}}{\text{Investimento inicial}} = \frac{(503,63 \cdot 1800) - 130.700}{130.700} = 5,94 \quad (4.12)$$

Este valor de 5,94 representa que a empresa terá um retorno, no período de 5 anos, de 594% do investimento inicial. Este dado indica que o projeto é viável e tem enorme potencial lucrativo.

5 CONCLUSÃO

No presente trabalho foi realizado um estudo de caso de uma empresa que manufatura, por injeção plástica, peças de utensílios de cozinhas e itens de cuidado pessoal. Os frutos desse estudo de caso geraram uma proposta de melhoria para o sistema de refrigeração dos moldes das injetoras.

O sistema de refrigeração atual da empresa é constituído por geladeiras, com índices de COP muito baixos, que trabalham individualmente provendo água gelada para cada máquina de injeção. Além disso, as geladeiras causam desperdícios em movimentação e área utilizada. Esses fatores foram os gatilhos que motivaram esse trabalho a propor um sistema mais eficiente para a planta.

Desse modo, o trabalho teve como objetivo mostrar que um sistema compartilhado de água gelada, ou seja, um *chiller* de alta potência instalada na parte exterior da fábrica distribuindo água por meio de uma tubulação simples, se mostra com melhor desempenho. Após os cálculos de calor e vazão de água requisitados para o funcionamento das injetoras serem feitos, ficou evidente que existiam opções mais viáveis economicamente.

O modelo projetado tem vazão de água capaz de atender a demanda da fábrica. Como efeito de comparação, ele apresenta um COP mais que 2 vezes a média dos COPs das geladeiras individuais, o que já é um resultado extremamente positivo. Ademais, a análise econômica mostrou que a economia de energia do *chiller* comparado com o uso das geladeiras individuais faz com que o investimento se pague em aproximadamente 269 dias, o que é considerado um tempo excelente para um projeto de melhoria, além do retorno de 594% do investimento inicial após 5 anos. O modelo desenvolvido, ao ser aplicado, pode ter mais alguns benefícios consideráveis para a indústria, uma vez que agora é possível alimentar qualquer molde de qualquer injetora com água gelada. Os benefícios podem ser calculados com base em redução de tempo ciclo de injeção, redução do número de refugos da produção e maior qualidade das peças com relação ao dimensional, além de diminuição de custos com manutenção nas geladeiras.

6 REFERÊNCIAS

AIR-COOLED LIQUID CHILLERS HERMETIC SCROLL. Disponível em: <http://www.johnsoncontrols.com/pt_br/-/media/jci/be/united-states/hvac-equipment/chillers/files/be_y_cal_res_operationsguide60hz.pdf?la=pt&hash=7B19ACA89F2F9C6EF9F6E839B3C686BB A172A0E4> Acesso em: 01 de Junho de 2019.

BASSALO, Jose Maria Filardo. **A crônica do Calor: Calorimetria.** Revista Brasileira de Ensino de Física. Belém, 1992.

Catálogo de Condensadores. **MIPAL Intense.** Disponível em: <<http://www.mipal.com.br/>> Acesso em: 07 de Junho de 2019.

Catálogo de Condensadores. **Trane.** Disponível em: <[https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Unitarios/Sistemas_Divididos/SolutionPlusR410A/Cat%C3%A1logo_Comercial-Solution%20Plus\(PKG-SLB020J%20PB\).pdf](https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Unitarios/Sistemas_Divididos/SolutionPlusR410A/Cat%C3%A1logo_Comercial-Solution%20Plus(PKG-SLB020J%20PB).pdf)> Acesso em: 25 de Novembro de 2019.

COSTA, Ênio Cruz da. **Refrigeração.** São Paulo: Edgard Blucher, 1982.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; BUESA, I. A. **Termodinâmica.** São Paulo: McGraw-Hill, 2006.

Dossat, R.J., 2004. **Princípios de refrigeração,** Editora Hemus, São Paulo.

GOUVEIA, Rosimar. **CALORIMETRIA, TODA MATERIA.** Disponível em: <<https://www.todamateria.com.br/calorimetria/>>. Acesso em: 25 de Maio de 2019.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de Física, Volume 2: Gravitação, Ondas e Termodinâmica.** Rio de Janeiro: LTC–Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda., 2009.

HARADA, Júlio. **Injeção de termoplásticos: Produtividade com qualidade.** São Paulo: Artliber, 2012.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; **Fundamentos de Transferência de calor e massa.** LTC Editora. Rio de Janeiro, 1998.

InfoMoney. Disponível em: <<https://www.infomoney.com.br/>>. Acesso em: 29 de Novembro de 2019.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=estacoes/estacoesConvencionais>> Acesso em: 06 de Junho de 2019.

IZIDORO, Diego Luís. **Recuperação de Calor Residual de Baixa Qualidade em Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado**. 2016. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Itajubá.

LEITE, Alan Miranda. **Análise comparativa entre sistemas de resfriamento de injeção de plástico**. 2011. Trabalho de Graduação. Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.

LOPES, Marco Aurélio. **Projeto e simulação de resfriadores de líquidos**. 2007. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo.

Quick Selection Tables - Expansion Valves. **Honeywell**. Disponível em: <<http://re-sideo-russia.ru/pdf/Cooling/KAT-CAL-002-EN2H0306GE23R0707.pdf>> Acesso em: 25 de Novembro de 2019.

SINGH, O. K.; KAUSHIK, S. C. Thermoeconomic evaluation and optimization of a Brayton– Rankine–Kalina combined triple power cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 71, p. 32–42, Julho, 2013.

SINNOTT, R. K. **Chemical Engineering Design**. 4. ed. Oxford: Elsevier, 2005.

STOECKER, Wilbert F. **Industrial refrigeration handbook**. McGraw-Hill, 1998.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, J. M.; **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Edgard Blucher, 2002.

Scroll Compressors. **BITZER - THE HEART OF FRESHNESS**. Disponível em: <https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/esp-132-3.pdf> Acesso em: 25 de Novembro de 2019.

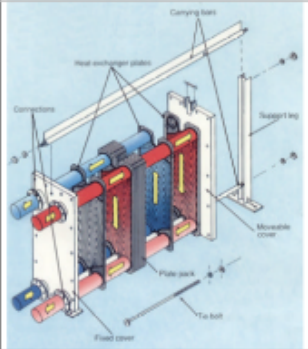
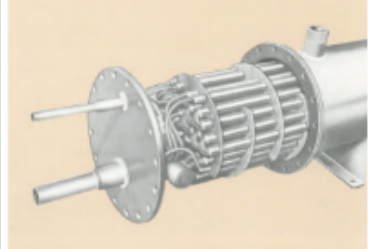
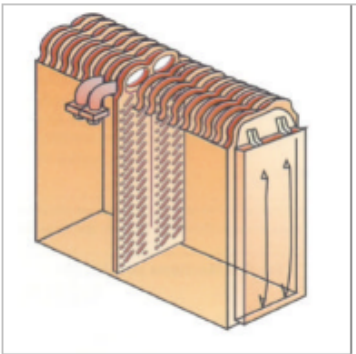
TEIXEIRA, Mariane Mendes. **EQUAÇÃO FUNDAMENTAL DA CALORIMETRIA, MUNDO EDUCAÇÃO**. Disponível em <<https://mundoeducacao.bol.uol.com.br/fisica/equacao-fundamental-calorimetria.htm>>. Acesso em: 25 de Maio de 2019.

THE CHEMICAL ENGINEERING PLANT COST INDEX. Disponível em: <<https://www.chemengonline.com/pci-home>> Acesso em: 29 de Novembro de 2019.


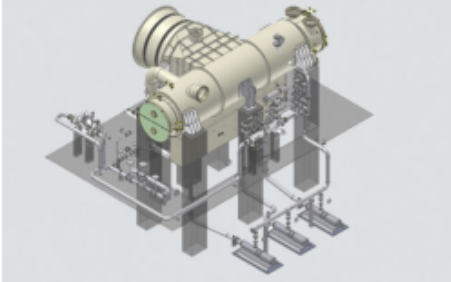
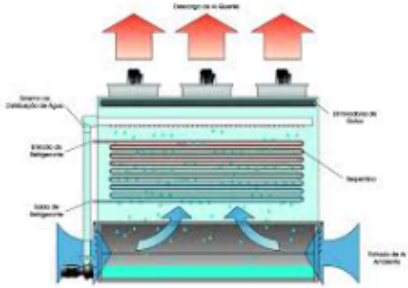
TURTON, R. **Analysis , Synthesis , and Design of Chemical Processes**. Fourth Edition. 4. ed. Saddle River, New Jersey: Prentice Hall, 2012.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro: PROCEL, 2005.

APÊNDICE A – Tipos e características dos evaporadores

Tipo	Características	Ilustração
<p>Evaporador de serpentina de placas</p>	<p>O refrigerante circula entre os canais (serpentinhas) e entra em contato direto, trocando calor, com o fluido a ser resfriado</p>	
<p>Evaporador tubular</p>	<p>A água flui pelos tubos do resfriador, ao passo que o refrigerante líquido que circunda a superfície externa dos tubos se evapora e absorve calor</p>	
<p>Evaporador de Baudelot</p>	<p>O líquido a ser resfriado circula, em uma fina película, na superfície dos tubos que por sua vez tem o fluido refrigerante circulando internamente.</p>	

APÊNDICE B – Tipos e características dos condensadores

Tipo	Definição	Ilustração
Condensador a ar	Condensar o vapor do refrigerante através da rejeição de calor para o ar ambiente, que circular através de uma serpentina condensadora aletada com o auxílio de um ventilador	
Resfriado a água	Condensa o vapor do refrigerante em um trocador de calor, geralmente do tipo casco e tubos utilizando um fluxo de água. A água aquecida durante a troca de calor no trocador rejeita calor em uma torra de arrefecimento.	
Evaporativo	Pode ser considerado como uma torre de arrefecimento, com a diferença de que o refrigerante é condensado diretamente, pois as serpentinas estão colocadas diretamente no condensador	

APÊNDICE C – Tipos e características dos compressores

Tipo	Características	Ilustração
Alternativo	A compressão do gás é feita por um pistão que fica dentro de um cilindro. Ele consome mais energia e produz ruído maior que os outros, por isso vem sendo substituído aos poucos pelo rotativo, que é mais econômico e silencioso.	
Centrifugo	Conta com um propulsor de alta velocidade e com muitas pás. Elas giram em um alojamento de forma especial. Usado normalmente em aparelhos de ar condicionado.	
Parafuso	Tem dois rotores em forma de parafuso (macho e fêmea) que são interligados e giram em sentido contrário. É muito usado na refrigeração comercial.	
Rotativo	Possui um rotor excêntrico que gira dentro de um cilindro. Ele é o mais silencioso e econômico do mercado, sendo usado bastante em aparelhos de ar condicionado de grande porte.	
Scroll	Dispõem de duas partes separadas e em formato espiral. Uma delas fica fixa e a outra gira contra ela inversamente. É muito usado também em ar condicionado maiores.	

APÊNDICE D – Tipos de dispositivos de expansão e suas características

Tipo	Característica	Ilustração
Válvula de expansão manual	São registros tipo sede (globo) com obturador tipo agulha para permitir maior precisão de regulagem e são acionadas a mão. A taxa de fluxo de líquido depende do diferencial de pressão através da válvula e do grau de abertura. Sua desvantagem é ser inflexível às variações de carga térmica do sistema.	
Válvula de expansão automática	Esta funciona para manter uma pressão constante no evaporador, aumentando ou diminuindo o fluxo em resposta às mudanças na carga térmica.	
Válvula termostática de expansão	É o dispositivo mais usado atualmente na refrigeração industrial e consiste em um controlador proporcional que regula a taxa de fluxo de refrigerante em função do superaquecimento do evaporador.	